

TECHNISCHE UNIVERSITÄT MÜNCHEN

Lehrstuhl für Flugantriebe

**Entwicklung und Untersuchung eines neuartigen
Brennstoffaufbereitungssystems für kleine
Gasturbinen**

Dipl.-Ing. Univ. Nikolaus D. Spyra

Vollständiger Ausdruck der von der Fakultät Maschinenwesen der Technischen Universität München zur Erlangung des akademischen Grades eines

Doktor-Ingenieurs

genehmigten Dissertation.

Vorsitzender: Univ.-Prof. Dr.-Ing. B. Vogel-Heuser

Prüfer der Dissertation:

1. Univ.-Prof. Dr.-Ing. H.-P. Kau

2. Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. H. Spliethoff

Die Dissertation wurde am 25.01.2010 bei der Technischen Universität München eingereicht und durch die Fakultät für Maschinenwesen am 21.07.2010 angenommen.

Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Flugantriebe der TU München. Gefördert wurde das Projekt vom Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie (BMWi) im Rahmen von ProInno.

Ich möchte mich ganz herzlich bei allen bedanken, die zum Erfolg dieser Arbeit beigetragen haben, insbesondere bei:

- Prof. Dr.-Ing. H.-P. Kau für die Betreuung dieser Arbeit und für das Vertrauen, das er mir während meiner Mitarbeit am Lehrstuhl entgegengebracht hat.
- Prof. Dr.-Ing. B. Vogel-Heuser für die freundliche Übernahme des Prüfungsvorsitzes und bei Prof. Dr.-Ing. H. Spliethoff für die Bereitschaft ein Gutachten für die Arbeit anzufertigen.
- B. Ritter, R. Grubert und Dipl.-Ing. U. Busse, die maßgeblich am Aufbau der Prüfstände beteiligt waren.
- Dr.-Ing. W. Erhard, Dr.-Ing. A. Hupfer, Dr.-Ing. T. Fuhrmann und den übrigen Kollegen am Lehrstuhl, die mir immer mit Rat und Tat zur Seite standen und ein hervorragendes Arbeitsklima schufen.

Ganz besonders bedanken möchte ich mich bei meiner Familie, die mich in allen Lebenslagen unterstützt hat und mir diesen Weg ermöglichte.

Und schließlich gilt mein Dank meiner Freundin Nina Hettenbach dafür, dass sie so viel Geduld hatte, mich immer liebevoll unterstützt und motiviert.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
2	Aufbau und Ziel der Arbeit	3
3	Grundlagen der Verbrennung in Gasturbinen	4
3.1	Ideale Verbrennung von Kerosin mit Luft	4
3.2	Reale Verbrennung mit Schadstoffentstehung	5
3.2.1	Bildung von Kohlenmonoxid	6
3.2.2	Bildung von unverbrannten Kohlenwasserstoffen	8
3.2.3	Bildung von Stickoxiden	8
3.2.4	Bildung von Ruß	10
3.2.5	Maßnahmen zur Schadstoffminimierung	10
3.3	Anforderungen an Brennkammern in Fluggasturbinen	12
3.4	Aufbau von Brennkammern für Fluggasturbinen	14
3.5	Einspritzsysteme	16
3.5.1	Zerstäubung des Brennstoffs	16
3.5.2	Verdampfung des Brennstoffs	18
3.5.3	Unterschiedliche Ausführungen von Einspritzsystemen	18
4	Konzepte für schadstoffarme Verbrennung in Gasturbinen	22
4.1	Fett-Mager-Verbrennung	22
4.2	Magere Direkteinspritzung	25
4.3	Magere vorgemischte und vorverdampfte Verbrennung	26
4.4	Magere teilvorgemischte Verbrennung	29
4.5	Systeme mit gestufter Verbrennung	29
4.6	Bewertung der Konzepte für schadstoffarme Verbrennung	32
5	Neuartiges Brennstoffaufbereitungssystem	34
5.1	Aufbau und Funktion des Brennstoffaufbereitungssystems	34
5.2	Eigenschaften des Brennstoffaufbereitungssystems	36
5.3	Selbstzündung als Begrenzung des Einsatzbereichs	37
5.4	Verdampfungsenergie als untere Temperaturgrenze für den Einsatz des BAS	39
6	Experimentelle Untersuchungen des BAS als Einzelkomponente	41
6.1	Aufbau des Komponentenprüfstands	41
6.1.1	Aufbau des Brennstoffaufbereitungssystems für den Komponentenversuch	41
6.1.2	Drehzahlregelung des BAS am Komponentenprüfstand	42

6.1.3	Luft- und Brennstoffversorgung am Komponentenprüfstand	43
6.1.4	Konventionelle Messtechnik am Komponentenprüfstand	45
6.1.5	Lasermesssystem zur Erfassung der Mie-Streuung	47
6.2	Versuchsdurchführung am Komponentenprüfstand	51
6.3	Fehler und Grenzen der Messtechnik	53
6.4	Ergebnisse und Auswertung der Komponentenversuche	55
6.4.1	Ergebnisse der Mie-Streuungsmessung	55
6.4.2	Interpretation der Temperatur- und Druckmessungen	60
6.4.3	Zusammenfassung der Ergebnisse und Schlussfolgerungen	62
7	Untersuchung des BAS in einer Hubschraubergasturbine	63
7.1	Aufbau der Gasturbine in der Originalkonfiguration	63
7.2	Aufbau der Hubschraubergasturbine mit dem BAS	64
7.2.1	Aufbau der Luftführung für das BAS	64
7.2.2	Aufbau des BAS	65
7.2.3	Modifikationen an der Brennkammer	66
7.2.4	Konventionelle Messtechnik	67
7.2.5	Messtechnik für die Abgasanalyse	69
7.2.6	Überblick Gesamtaufbau des Prüfstands	71
7.3	Versuchsdurchführung	72
7.4	Aufbereitung der Abgasanalysewerte	73
7.5	Fehler und Grenzen der Messtechnik	76
7.6	Ergebnisse und Auswertung	76
7.6.1	Verhalten des Verdichters im BAS	76
7.6.2	Ergebnisse des Startvorgangs	78
7.6.3	Ergebnisse der stationären Messungen	80
8	Simulationsrechnungen für einen Kreisprozess mit BAS	87
8.1	Aufbau des Simulationsmodells	87
8.2	Ergebnisse aus der Kreisprozessrechnung	92
9	Zusammenfassung und Ausblick	96
	Literaturverzeichnis	99
	Anhang	107

Bezeichnungen

Abkürzungen

A/D	Analog Digital
ACARE	Advisory Council For Aeronautics Research in Europe
AP	Arbeitspunkt
BAS	Brennstoffaufbereitungssystem
CAEP	Committee on Aviation Environmental Protection
CCD	Charge-coupled Device
CDAS	kontinuierliche Messwerterfassung (Continuous Data Acquisition System)
CR	Reiseflug in großer Höhe (Cruise)
DDAS	dynamische Messwerterfassung (Dynamic Data Acquisition System)
ECCP	Experimental Clean Combustor Program
EPA	Environment Protection Agency
FADEC	Volldigitaler Triebwerksregler (Full Authority Digital Engine Control)
FI	Leerlauf im Flug (Flight Idle)
GI	Leerlauf am Boden (Ground Idle)
ICAO	International Civil Aviation Organization
LBO	Magerverlöschchen (Lean Blowout)
LDI	magere Direkteinspritzung (Lean Direct Injection)
LP	mager vorgemischte Verbrennung (Lean Premixed)
LPP	mager vorgemischte vorverdampfte Verbrennung, (Lean Premixed Prevapourized)
PERM	Partial Evaporation and Rapid Mixing
PSSD	Propulsion System Simulation and Design
RQL	Fett-Mager-Verbrennung (Rich Quench Lean)
SDAS	Messwerterfassung für stationäre Betriebspunkte (Steady state Data Acquisition System)
TALON	Technology for Affordable Low NO _x
TO	Start (Take-Off)
UEET	Ultra-Efficient Engine Technology
UHC	unverbrannte Kohlenwasserstoffe (unburned hydrocarbons)

Variablen

A		Konstante
AFR		Luft-Brennstoff-Verhältnis (Air-Fuel-Ratio)
B		Konstante
bbk		Brennkammerparameter
C		Konstante
c _D		Luftwiderstandskoeffizient
D	[m]	Durchmesser
d	[m]	Durchmesser
DP	[Pa]	Differenzdruck zur Umgebung
e		Exponent
El _x	[g/kg]	Emissionsindex der Komponente x

F		Korrekturfaktor
FAR		Brennstoff zu Luft (Fuel-Air-Ratio)
F_{dyn}	[N]	Luftwiderstandskraft
F_{σ}	[N]	Oberflächenkraft
h_{sd}		molarer Anteil von Wasserdampf im trockenen Abgas
h_{t}		molarer Anteil von Wasserdampf in der Luft
H_{u}	[J/kg]	unterer Heizwert
I_{L}	[%]	Intensität des Laserlichts
I_{sc}	[%]	Intensität des Mie-Streuungslichts
k		Formfaktor
m	[kg]	Masse
\dot{m}	[kg/s]	Massenstrom
m_{M}		Anzahl der Messwerte x_k , aus denen y berechnet wird
M_{x}	[g/mol]	molare Masse des Stoffs x
Ma		Machzahl
M_{B}	[Nm]	Drehmoment an der Abtriebswelle
n	[1/min]	Drehzahl
n_1	[1/min]	Drehzahl der Hochdruckwelle
n_2	[1/min]	Drehzahl der Abtriebswelle
n_{b}		Brechungsindex
n_{r}		Reaktionskoeffizient
n_{red}	[1/min]	reduzierte Drehzahl
p	[Pa]	Druck
p_{c}	[Pa]	Druck am Austritt des Verdichters
P_i		molarer Anteil der Komponente i im Abgas bezogen auf die gesamte Abgasmenge
P_{T}		Stoffmenge des gesamten Abgases bezogen auf ein Mol Brennstoff
Q	[J]	Wärmeenergie
R_{Luft}	[J/kg/K]	spezifische Gaskonstante der Luft
R_{O_2}		molarer Anteil von Sauerstoff in der Luft
S		molarer Anteil von Stickstoff und Argon in der Luft
SMD	[m]	Mittlerer Sauterdurchmesser (Sauter mean diameter)
T	[K]	Temperatur
t	[s]	Zeit
T_{c}		molarer Anteil von Kohlendioxid in der Luft
u		Messunsicherheit
U		molares Luft-Brennstoff-Verhältnis
u_{rel}	[m/s]	Relativgeschwindigkeit
V	[m ³]	Volumen
\dot{V}	[m ³ /s]	Volumenstrom
We		Weberzahl
X_i	[ppm]	gemessene Konzentration der Komponente i im Abgas
x_k		Messgrößen, aus denen y berechnet wird
y		Messgröße, die aus einzelnen Messwerten x_k berechnet wird
Z		Lage des Betriebspunkts auf einer Drehzahllinie bei einem Verdichter

Δp	[Pa]	Differenzdruck
η_A		Ausbrand
η_{is}		isentropen Verdichterwirkungsgrad
η_{pol}		polytroper Verdichterwirkungsgrad
Θ	[°]	Winkel unter dem die Mie-Streuung detektiert wird
κ		Isentropenexponent
λ		Luftzahl
λ_{eff}	[mm ² /s]	effektive Verdampfungsgröße
λ_L	[m]	Wellenlänge des Laserlichts
Π_{BAS}		Druckverhältnis über den Verdichter im BAS
Π_V		Verdichtungsverhältnis
ρ	[kg/m ³]	Dichte
σ	[J/m ²]	Oberflächenspannung
τ	[°]	Winkel des Lichtstrahls
Φ		Äquivalenzverhältnis

Indizes

0	Umgebungsbedingungen
1	Triebwerksebene im Einlauf
2	Triebwerksebene vor dem Verdichter
3	Triebwerksebene nach dem Verdichter
3R	im rechten Rohr zwischen Verdichter und Brennkammer
4	Triebwerksebene nach der Brennkammer
44	Triebwerksebene zwischen der Hochdruck- und der Nutzturbine
8	Triebwerksebene in der Austrittsdüse
AP	Arbeitspunkt
Bk	Brennkammer
Br	Brennstoff
ges	gesamt
in	Eintritt
K	Kerosin
L	Luft
Main	Hauptrohr
nBAS	nach BAS
nV	nach Verdichter im BAS
s	statische Größe
st	stöchiometrisch
t	Totalgröße
T	Tröpfchen
vBAS	vor BAS
vBk	im BAS vor Eintritt in die Brennkammer
verd	Verdampfung
Vf	am Volumenstrommessgerät im BAS
vV	vor Verdichter im BAS

1 Einleitung

Durch den technologischen Fortschritt und die Globalisierung steigt weltweit der Bedarf an Mobilität. Der Luftverkehr ist mit mittleren jährlichen Steigerungsraten zwischen 3 % und 5 % der am schnellsten wachsende Verkehrssektor [11]. Für die nächsten Jahrzehnte wird erwartet, dass der Flugverkehr weiterhin mit ähnlichen Wachstumsraten zunimmt. Eine Untersuchung der International Civil Aviation Organization (ICAO) prognostiziert die größten Zuwächse vor allem bei kleinen Flugzeugen mit weniger als 100 Sitzen und bei Flugzeugen mit mehr als 300 Sitzplätzen [4]. Als Antrieb für moderne Flugzeuge werden Gasturbinen verwendet, die zurzeit ausschließlich mit fossilen Brennstoffen betrieben werden. Bei der Verbrennung dieser Brennstoffe in den Gasturbinen entstehen Schadstoffe, die die Umwelt belasten. Zur Begrenzung der Umweltbelastung sind in den Zulassungsvorschriften für Flugzeuge auch Emissionsrichtlinien enthalten, die erstmals 1973 von der amerikanischen Environment Protection Agency (EPA) formuliert wurden. In Anlehnung an diese Vorschriften hat die ICAO 1981 auf internationaler Ebene die Richtlinien CAEP I (Committee on Aviation Environmental Protection) beschlossen. In der Folgezeit wurden die Grenzwerte mehrmals verschärft und an die technischen, wirtschaftlichen und umweltpolitischen Gegebenheiten angepasst. Die Richtlinien für gasförmige Schadstoffe gelten bisher nur für Triebwerke mit mehr als 26,7 kN Startschub, für kleinere Triebwerke gibt es auf internationaler Ebene noch keine Grenzwerte. Um auch bei kleineren Triebwerken einen Anreiz für geringere Schadstoffemissionen zu schaffen, werden seit einigen Jahren in der Schweiz und in Schweden emissionsabhängige Landegebühren erhoben, die alle Flugzeugklassen betreffen [26]. Eine Ausweitung dieser Regelung auf europäische Ebene wird aktuell diskutiert. Damit wird die geringe Schadstoffemission als Entwicklungsziel auch bei kleinen Gasturbinen immer wichtiger.

Die Schadstoffe entstehen während der Verbrennung. Um geringe Schadstoffemissionen zu erreichen, soll der Brennstoff vor der Verbrennung möglichst fein zerstäubt, homogen verteilt und teilweise verdampft werden. Kleine Gasturbinen besitzen im Vergleich zu großen Gasturbinen ein kleineres Druckverhältnis. Dadurch sind die Temperatur und der Druck am Eintritt in die Brennkammer geringer als bei großen Triebwerken. Die geringere Temperatur verlängert die Verdampfungszeit des Brennstoffs und der niedrigere Druck erhöht die chemische Reaktionszeit während der Verbrennung. Deshalb stellt die Aufbereitung und Verbrennung des flüssigen Brennstoffs bei kleinen Gasturbinen eine besondere Herausforderung dar. Um die Schadstoffe bei diesen Randbedingungen zu senken, werden neue Konzepte für die Brennstoffaufbereitung gesucht, die speziell auf die Anforderungen für kleine Gasturbinen abgestimmt sind.

Im Rahmen dieser Arbeit wird ein entsprechendes neues Konzept für die Brennstoffaufbereitung in kleinen Gasturbinen entwickelt und untersucht. In diesem Brennstoffaufbereitungssystem (BAS) wird der Luftstrom nach dem Verdichter in zwei Teilströme aufgeteilt. Der eine Teil der Luft wird für die Gemischaufbereitung, der andere Teil zur späteren Zumischung und Kühlung verwendet. Der Brennstoff wird mit der Verbrennungsluft bereits vor der Brennkammer vermischt, um ausreichend Zeit für eine homogene Gemischaufbereitung und für eine teilweise Verdampfung des Brennstoffs zu ermöglichen. Die Zerstäubung des Brennstoffs erfolgt mit Hilfe einer rotierenden Einspritzung. Die

Luftzufuhr zur Brennstoffaufbereitung wird über ein Drosselventil gesteuert. Damit kann das Mischungsverhältnis von Luft zu Brennstoff in der Verbrennungszone verändert und in jedem Betriebspunkt optimal den Bedingungen angepasst werden. Ein zusätzlich eingebrachter Verdichter in der Brennstoffaufbereitung gleicht die Druckverluste aus, die beim Durchströmen des Brennstoffaufbereitungssystems entstehen. Das Luft-Brennstoffgemisch strömt dadurch immer mit Überdruck zur Brennkammer, in der es verbrannt wird. Der Überdruck und die damit verbundene kontinuierliche Strömung des Gemischs sorgen für ausreichend Sicherheit gegen das Zurückbrennen der Flamme aus der Brennkammer in die Vormischstrecke.

Der Prozess der Brennstoffaufbereitung und der Verbrennung in Gasturbinen ist sehr komplex. Viele physikalische und chemische Vorgänge laufen dabei gleichzeitig ab und beeinflussen sich gegenseitig. Auch mit aktuellen Simulationstechniken ist es heute noch nicht möglich, alle Teilprozesse vollständig abzubilden. Deshalb wird das BAS für eine experimentelle Untersuchung als Einzelkomponente aufgebaut und unter Bedingungen betrieben, die bei kleinen Gasturbinen auftreten. Das dabei entstehende Brennstoff-Luftgemisch wird mit einem optischen Messverfahren analysiert. Die Auswirkungen des neuen Konzepts auf den gesamten Gasturbinenprozess werden untersucht, indem das System in eine Gasturbine integriert wird und der Kreisprozess und das Schadstoffverhalten am Prüfstand vermessen werden. Aus den Versuchsdaten wird ein Simulationsmodell erstellt, das den thermodynamischen Arbeitsprozess mit dem neuen Brennstoffsystem nachbildet. Mit diesem Modell kann der Einfluss von unterschiedlichen Parametern auf das stationäre Betriebsverhalten einer Gasturbine mit BAS untersucht und wichtige Kriterien für die Auslegung eines derartigen Systems identifiziert werden.

2 Aufbau und Ziel der Arbeit

Ausgehend von dem Patent von Schmidt und Simon [76] wird in dieser Arbeit ein Brennstoffaufbereitungssystem für kleine Gasturbinen entwickelt, das verglichen mit konventionellen Systemen geringere Schadstoffemissionen ermöglicht. In Kapitel 3 wird ein Überblick über die Grundlagen der Verbrennung in Gasturbinen gegeben. Die Entstehungsmechanismen der einzelnen Schadstoffe in der Verbrennung werden betrachtet, die Einflussfaktoren auf die Schadstoffemission erläutert und die Anforderungen an Brennkammern für Fluggasturbinen zusammengefasst. Im nachfolgenden Abschnitt 4 werden bestehende Einspritzsysteme zur Minderung von Schadstoffen aufgeführt und die Vor- und Nachteile der unterschiedlichen Konzepte zusammengestellt. Basierend auf diesen Erkenntnissen wird in Kapitel 5 ein neuartiges Konzept für die Aufbereitung von flüssigen Brennstoffen in Gasturbinen abgeleitet. Bei diesem System lässt sich das Äquivalenzverhältnis der Verbrennungsluft gezielt über das Zusammenspiel eines zusätzlichen Verdichters und eines Drosselventils steuern. Die Eigenschaften des neuen Systems und die Grenzen des Einsatzbereichs werden theoretisch hergeleitet. Um diese Überlegungen zu stützen und genauere Kenntnisse über das System zu gewinnen, wird es experimentell in einem Komponentenversuch untersucht. Wie in Kapitel 6 beschrieben, wird das BAS als Einzelkomponente aufgebaut und am Prüfstand unter realistischen Randbedingungen betrieben. Der Einfluss unterschiedlicher Betriebsparameter auf die Gemischqualität wird mit einem optischen Messverfahren ermittelt und aus diesen Daten werden Erkenntnisse für den Einsatz des BAS in einer Gasturbine gewonnen.

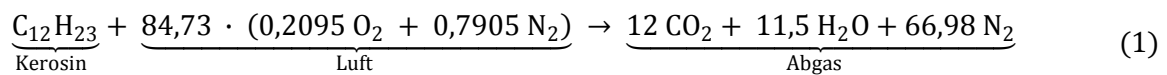
Kapitel 7 beschreibt die Integration und den Betrieb einer Gasturbine mit dem BAS. Die Lauffähigkeit eines Triebwerks mit dem BAS wird nachgewiesen und die Auswirkungen des BAS auf das stationäre Betriebsverhalten einer Gasturbine werden untersucht. Das BAS wird für die Gasturbine am Prüfstand ausgelegt. Die Gasturbine wird für die neuen Betriebsbedingungen konstruktiv verändert und die Messtechnik und der Triebwerksregler werden auf die neuen Anforderungen angepasst. Die Auswirkungen des BAS auf das Betriebsverhalten und auf das Schadstoffemissionsverhalten der Gasturbine werden in Abhängigkeit der Triebwerksbelastung und des Luft-Brennstoff-Verhältnisses in der Vormischung experimentell untersucht und mit den Eigenschaften des Triebwerks in der Originalkonfiguration verglichen. Auf Basis dieser Messwerte wird das Potenzial zur Schadstoffreduktion beurteilt.

Abschließend wird in Kapitel 8 mit den Versuchsdaten ein Leistungsrechnungsprogramm für den thermodynamischen Kreisprozess einer Gasturbine mit BAS erstellt. Die für die Modellierung des BAS notwendigen Komponenten werden beschrieben. Mit dem Modell wird der Einfluss unterschiedlicher Betriebsparameter auf die Gasturbine untersucht. Dabei wird besonders auf Möglichkeiten der Wirkungsgradsteigerung des BAS und auf Vereinfachungen im Aufbau eingegangen.

3 Grundlagen der Verbrennung in Gasturbinen

3.1 Ideale Verbrennung von Kerosin mit Luft

Als flüssige Brennstoffe werden bei Gasturbinen überwiegend Stoffgemische aus fossilen Kohlenwasserstoffen eingesetzt. Je nach Herkunft und Raffinerieprozess schwankt die Zusammensetzung der Brennstoffe. Entsprechend besitzen sie unterschiedliche chemische und physikalische Eigenschaften. Der in der zivilen Luftfahrt am häufigsten verwendete Brennstoff Kerosin Jet-A1 ist ein Stoffgemisch, das aus Kohlenwasserstoffmolekülen mit 8 bis 17 Kohlenstoffatomen besteht. Kerosin Jet-A1 ist über seine chemischen und physikalischen Eigenschaften spezifiziert (siehe Anhang A). Im Mittel kann eine Zusammensetzung von zwölf Kohlenstoffatomen und 23 Wasserstoffatomen angenommen werden [62]. Nimmt man idealisiert an, dass Luft zu einem Molanteil von 20,95 % aus Sauerstoff und zu 79,05 % aus Stickstoff besteht, so ergibt sich für die ideale stöchiometrische Verbrennung von Kerosin mit Luft folgende idealisierte und vereinfachte Reaktionsgleichung:



$$M_C = 12,01 \frac{\text{g}}{\text{mol}} \quad M_H = 1,01 \frac{\text{g}}{\text{mol}} \quad M_O = 16,00 \frac{\text{g}}{\text{mol}} \quad M_N = 14,01 \frac{\text{g}}{\text{mol}} \quad (2)$$

Mit den molaren Massen der einzelnen Reaktionspartner aus Gleichung (2) resultiert für die stöchiometrische Verbrennung von Kerosin ein auf die Massen bezogenes Luft-Brennstoff-Verhältnis (Air-Fuel-Ratio, AFR) von 14,63. Das Massenverhältnis von Brennstoff zu Luft (Fuel-Air-Ratio, FAR) ist die reziproke Größe zum AFR. Für Kerosin liegt das stöchiometrische FAR somit bei 0,0683. Um die Verbrennung von unterschiedlichen Brennstoffen besser vergleichen zu können, wird oft das Äquivalenzverhältnis Φ nach Gleichung (3) oder die Luftzahl λ nach Gleichung (4) verwendet. Beide beziehen das reale auf das stöchiometrische Mischungsverhältnis und sind ebenfalls zueinander reziproke Größen.

$$\Phi = \frac{AFR_{st}}{AFR} \quad \Phi_{st} = 1 \quad (3)$$

$$\lambda = \frac{AFR}{AFR_{st}} = \frac{1}{\Phi} \quad \lambda_{st} = 1 \quad (4)$$

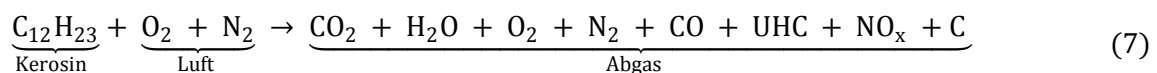
Findet die Verbrennung bei Luftüberschuss statt, so ist das Äquivalenzverhältnis $\Phi < 1$ beziehungsweise die Luftzahl $\lambda > 1$ und man spricht von einer mageren Verbrennung. Im Fall von Brennstoffüberschuss ist das Äquivalenzverhältnis $\Phi > 1$ bzw. die Luftzahl $\lambda < 1$ und man spricht von einer fetten Verbrennung.

3.2 Reale Verbrennung mit Schadstoffentstehung

Bei der realen Verbrennung von Kerosin findet die Umsetzung nicht wie in Gleichung (1) dargestellt in einem Schritt statt, sondern die Oxidation des Brennstoffs erfolgt in mehreren Zwischenstufen. Es sind tausende Zwischenreaktionen und hunderte Zwischenkomponenten bekannt [28]. Die Umsetzung von langkettigen Kohlenwasserstoffen beginnt damit, dass O-, H- und OH-Radikale die Kohlenwasserstoffketten in kürzere Moleküle aufspalten [94]. Anschließend werden diese oxidiert. Den größten Einfluss auf die Reaktionsgeschwindigkeit der Gesamtreaktion haben dabei folgende Zwischenreaktionen, die verglichen mit den anderen Reaktionen langsam ablaufen:



Wird die Verbrennung durch schnelle Abkühlung, Inhomogenitäten in der Gemischverteilung oder durch andere Vorgänge vorzeitig abgebrochen, so können Zwischenprodukte der Verbrennung im Abgas vorhanden sein. Auch kommt es durch die hohen Temperaturen in der Verbrennung zu Nebenreaktionen. Somit sind bei der realen Verbrennung zusätzlich zu Kohlendioxid und Wasser weitere Produkte, sogenannte Schadstoffe, im Abgas zu finden. Diese werden in den Zulassungsvorschriften für Fluggasturbinen [38] in Kohlenmonoxid (CO), unverbrannte Kohlenwasserstoffe (unburned hydrocarbons, UHC), Ruß (C) und Stickoxide (NO_x) unterteilt. Damit ergibt sich unter Vernachlässigung der Molzahlen folgende Reaktionsgleichung für die reale Verbrennung mit Schadstoffemission:



Da sich im Kerosin noch geringe Mengen von Additiven und Schwefel befinden, enthält das reale Abgas weitere Bestandteile. Diese hängen von der Zusammensetzung des Brennstoffs ab, sind durch den Verbrennungsprozess kaum beeinflussbar und werden daher in der Betrachtung vernachlässigt. Die Schadstoffkonzentrationen im Abgas einer mit Kerosin betriebenen Gasturbine werden von folgenden Parametern bestimmt [51]:

- Temperatur vor, während und nach der Verbrennung
- Druck vor, während und nach der Verbrennung
- Verweilzeit des Gemischs in der Verbrennungszone
- Mischungsgüte von Brennstoff und Luft

Die Mechanismen, die zur Bildung der Schadstoffe führen, werden in den nächsten Kapiteln näher betrachtet.

3.2.1 Bildung von Kohlenmonoxid

Kohlenmonoxid ist im Abgas enthalten, wenn der im Brennstoff enthaltene Kohlenstoff nicht vollständig oxidiert. Dies kann durch Sauerstoffmangel, eine unzureichende Mischung des Brennstoffs mit der Verbrennungsluft, eine zu geringe Verweilzeit in der Verbrennungszone oder durch zu schnelle Abkühlung des Gemischs in der Brennkammer entstehen [36]. In der Verbrennungszone tritt durch die hohen Temperaturen selbst bei Luftüberschuss eine erhöhte Konzentration von Kohlenmonoxid auf, da CO_2 bei hohen Temperaturen dissoziiert. Bei der Abkühlung des Gemischs erfolgt die Umwandlung von Kohlenmonoxid in Kohlendioxid über die vergleichsweise langsame Reaktion (6). Dazu sind OH-Radikale notwendig, die größtenteils über die Reaktion (5) gebildet werden und eine gewisse Mindesttemperatur erfordern. Wird das Gemisch in der Brennkammer durch Zumischung von Kühlluft schnell abgekühlt, erreicht die Reaktion nach Gleichung (6) nicht das chemische Gleichgewicht und wird vorzeitig abgebrochen, so dass die CO-Konzentration im Abgas erhöht wird. Abbildung 1 zeigt den Einfluss der Abkühlgeschwindigkeit dT/dt auf die CO-Konzentration im Abgas. Die Konzentration von Kohlenmonoxid im Abgas wird dabei auf die Konzentration von Kohlenmonoxid im Gleichgewichtszustand in der Verbrennung bezogen.

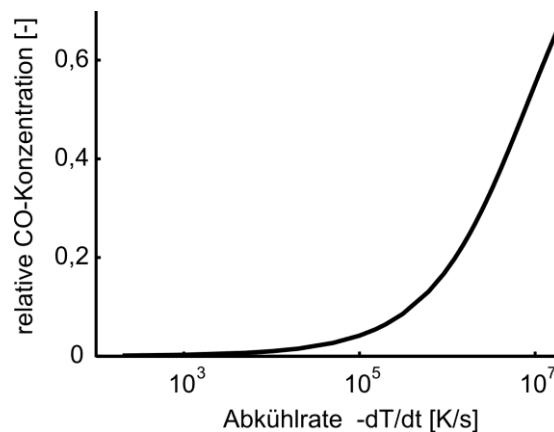


Abbildung 1: Relative Konzentration von Kohlenmonoxid im Abgas abhängig von der Abkühlgeschwindigkeit, berechnet mit dem Reaktionsmechanismus von Curran et al. [16].

Die drei Diagramme in Abbildung 2 zeigen experimentell ermittelte Einflüsse auf die Emission von Kohlenmonoxid. Wie bei Abgasvorschriften üblich ist die Emission als Emissionsindex (EI) angegeben, bei dem der Schadstoffausstoß auf die Masse des eingesetzten Brennstoffs bezogen wird. Die Definition des Emissionsindexes ist in der Gleichung (27) angegeben. Das Verhältnis von Brennstoff zu Luft beeinflusst die CO-Emission erheblich. Bei fetten Äquivalenzverhältnissen ist zu wenig Sauerstoff vorhanden, so dass das Kohlenmonoxid nicht vollständig zu Kohlendioxid oxidiert werden kann. Deshalb steigt bei fetten Gemischen die CO-Emission im Abgas deutlich an. Die minimale CO-Emission wird bei Äquivalenzverhältnissen zwischen 0,8 und 1 erreicht. Bei niedrigeren Äquivalenzverhältnissen steigt der Emissionsindex von Kohlenmonoxid wieder, da die Verbrennungstemperaturen absinken und die Oxidation von Kohlenmonoxid langsamer abläuft. Bei sehr mageren Mischungsverhältnissen oder niedrigen Temperaturen in der Verbrennungszone kann es vorkommen, dass die Verweilzeit des Gemischs in der Verbrennungszone nicht ausreicht, um die

Oxidation von Kohlenmonoxid nach der Reaktionsgleichung (6) abzuschließen. Auch in dem Fall ergibt sich eine erhöhte Emission von Kohlenmonoxid im Abgas.

Ein steigender Brennkammereintrittsdruck verringert die Dissoziation von Kohlendioxid in der Verbrennungszone und beschleunigt die Reaktionsgeschwindigkeiten für die Bildung von OH-Radikalen (5) und für die Oxidation von Kohlenmonoxid (6). Beides führt zu geringerer CO-Emission, wie das linke Diagramm in Abbildung 2 zeigt. Das mittlere Diagramm zeigt den Einfluss der Temperatur am Brennkammereintritt auf die CO-Emission. Mit steigender Temperatur ergibt sich eine geringere CO-Emission. Dies hat mehrere Gründe. Eine höhere Lufttemperatur verbessert die Verdampfung des Brennstoffs. Außerdem laufen mit steigender Temperatur die chemischen Reaktionen schneller ab. Als weiterer Effekt der höheren Lufttemperatur steigt die Temperatur der Brennkammerwände und die Kühlluft ist wärmer. Dadurch wird das Gemisch an den Brennkammerwänden und durch die Kühlluft langsamer abgekühlt und mehr Kohlenmonoxid kann zu Kohlendioxid reagieren (Abbildung 1).

Auch die Brennstoffaufbereitung beeinflusst die CO-Emission. Flüssiger Brennstoff gelangt meist in Form von kleinen, fein verteilten Tröpfchen in die Verbrennungszone. Bevor die Kohlenwasserstoffe oxidieren können, müssen sie verdampfen und sich auf molekularer Ebene mit der Luft vermischen. Je größer die eingespritzten Tröpfchen sind, desto länger dauert die Verdampfung. Außerdem entstehen um die Tröpfchen Bereiche mit sehr hoher Brennstoffkonzentration, so dass lokal eine fette Verbrennung stattfindet. Somit führen große Brennstofftröpfchen zu erhöhter CO-Emission. Das rechte Diagramm in der Abbildung 2 zeigt den experimentell ermittelten Anstieg der CO-Emission mit steigender Tröpfchengröße. Die Tröpfchengröße wird in dem Diagramm als mittlerer Sauterdurchmesser (SMD) angegeben, eine Größe die in Kapitel 3.5.1 genauer erläutert wird.

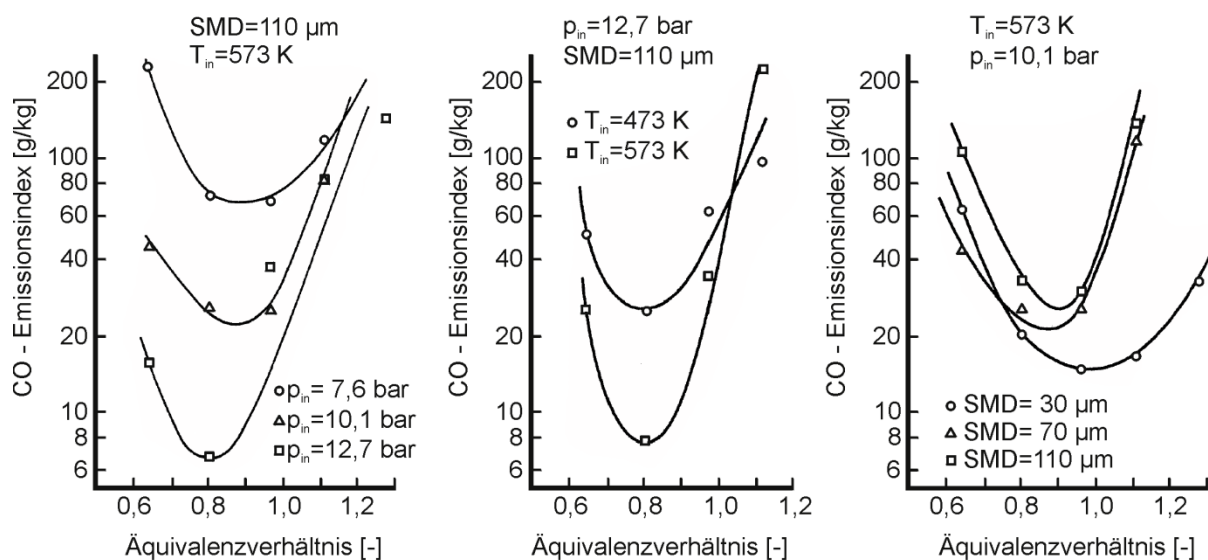


Abbildung 2: Kohlenmonoxid-Emission abhängig von Äquivalenzverhältnis, Brennkammereintrittsdruck, Brennkammereintrittstemperatur und von der Brennstoffzerstäubung (nach [49]).

3.2.2 Bildung von unverbrannten Kohlenwasserstoffen

Als unverbrannte Kohlenwasserstoffe werden die flüssigen oder dampfförmigen Reste des Brennstoffs im Abgas und die aus dem Brennstoff durch Spaltung entstandenen kurzkettigen Kohlenwasserstoffe im Abgas zusammengefasst. Die Bildungsmechanismen sind deutlich komplexer als bei Kohlenmonoxid, aber die Einflussfaktoren und die Abhängigkeiten sind bei der UHC-Bildung ähnlich wie bei der Kohlenmonoxid-Bildung. Auch die Emission von unverbrannten Kohlenwasserstoffen ist auf eine unvollständige Verbrennung zurückzuführen. Ursachen dafür sind unzureichende Brennstoffaufbereitung, zu kurze Verweilzeit des Gemischs in der Verbrennungszone und zu schnelle Abkühlung des Gemischs an den Brennkammerwänden oder durch Kühlluftzufuhr. Im Gegensatz zur CO-Emission, die entsteht, wenn die langsam ablaufende Oxidation von CO zu CO₂ (Reaktionsgleichung (6)) abbricht, liegt die Ursache für den Ausstoß von unverbrannten Kohlenwasserstoffen in einer früheren Phase des Verbrennungsprozesses. Unverbrannte Kohlenwasserstoffe werden emittiert, wenn die Verbrennungsreaktionen in dem Stadium des Verbrennungsprozesses abbrechen, in dem die langkettigen Kohlenwasserstoffe in kürzere Kohlenwasserstoffe aufgespalten, aber noch nicht zu Kohlenmonoxid oxidiert wurden. Bei der zweiten Möglichkeit, die zur Emission von unverbrannten Kohlenwasserstoffen führt, reagieren Brennstoffteilchen nicht mit der Verbrennungsluft. Das geschieht, wenn Brennstofftröpfchen zu groß sind und durch die Verbrennungszone in Bereiche mit niedrigerer Temperatur gelangen, ohne vollständig zu verdampfen und somit nicht oxidieren können.

3.2.3 Bildung von Stickoxiden

Als Stickoxide werden alle Verbindungen von Stickstoff mit Sauerstoff zusammengefasst. Stickoxide entstehen in der Verbrennungszone durch Oxidation des Stickstoffs, der aus der Luft oder aus dem Brennstoff stammt. Stickoxide werden hauptsächlich durch vier verschiedene Mechanismen gebildet:

- erweiterter Zeldovich-Mechanismus
- Prompt-NO
- Distickstoff-Mechanismus
- Oxidation des im Brennstoff gebundenen Stickstoffs

Thermisches Stickoxid wird nach dem erweiterten Zeldovich-Mechanismus gebildet, der vereinfacht über die Reaktionsgleichungen (8) dargestellt werden kann [45], [101]. Die drei wichtigsten Einflussfaktoren für die Stickoxidbildung sind dabei die Temperatur, die Verweilzeit des Gemischs bei den hohen Temperaturen und das Äquivalenzverhältnis. Die Temperatur hat den größten Einfluss auf die Bildung von thermischen Stickoxiden. Erst bei Temperaturen von über 1850 K gewinnt dieser Bildungsmechanismus an Bedeutung [51]. Oberhalb dieser Temperaturgrenze steigt die Bildungsrate von Stickoxid stark mit der Temperatur an. Je länger sich das Gemisch in der Verbrennungszone aufhält, desto höher sind die Stickoxid-Emissionen. Das Äquivalenzverhältnis beeinflusst ebenfalls die NO_x-Emission. Sie ist bei einem leicht mageren Gemisch am höchsten. Dies entsteht durch die

Überlagerung von zwei Effekten. Zum einen benötigt die Stickoxidbildung Sauerstoff. Je magerer das Gemisch ist, desto mehr Sauerstoff steht zur Verfügung. Der andere Einfluss ergibt sich aus dem Zusammenhang zwischen Äquivalenzverhältnis und Verbrennungstemperatur. Bei leicht fetter Verbrennung treten die höchsten Temperaturen auf, was die Bildung von Stickoxiden begünstigt.



Bei niedrigeren Temperaturen entsteht überwiegend Prompt-NO. Fenimore [24] beschrieb diesen Reaktionsmechanismus, bei dem Stickoxide durch Verbrennungsradikale gebildet werden. Die Gleichungen (9) zeigen die wichtigsten Reaktionsschritte. Die für diese Reaktionen benötigten CH-Radikale treten verstärkt in brennstoffreichen Verbrennungszonen auf. Deshalb tritt Prompt-NO hauptsächlich bei fetten Gemischen auf. Bei mageren Gemischen ist die Bildungsrate von Stickoxid über diesen Reaktionsmechanismus deutlich geringer.



Bei niedrigen Verbrennungstemperaturen und magerer Vormischung entstehen Stickoxide vorwiegend über den Distickstoffoxid-Mechanismus [93]. Dieser wurde von Malte et al. [56] formuliert und ist in Gleichung (10) dargestellt. In einem ersten Reaktionsschritt entsteht Distickstoffoxid, das über Folgereaktionen Stickstoffmonoxid bildet.



Die vierte Art der Stickoxidbildung ist die Oxidation des im Brennstoff gebundenen Stickstoffs. Da Kerosin nur wenig Stickstoff enthält, kann dieser Bildungsmechanismus vernachlässigt werden. Die wichtigsten Einflussfaktoren auf die Emission von Stickoxiden werden von den Diagrammen in Abbildung 3 dargestellt. Zusammenfassend lässt sich sagen, dass für geringe Stickoxidemissionen folgende Bedingungen anzustreben sind:

- nichtstöchiometrische Verbrennung
- kleine Brennstofftröpfchen
- niedriges Temperaturniveau
- kurze Verweilzeit der Gase in der heißen Verbrennungszone

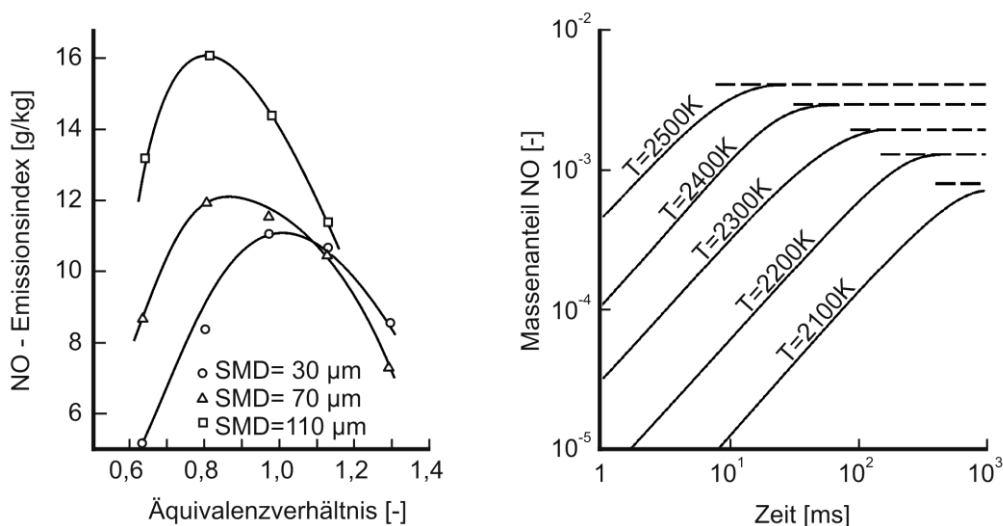


Abbildung 3: Stickstoffemissionen abhängig von Äquivalenzverhältnis, Tröpfchengröße, Temperatur und Verweilzeit (nach [64]).

3.2.4 Bildung von Ruß

Ruß ist ein Feststoff, der zu 80 % bis 99 % aus Kohlenstoff besteht. Die Größe der im Abgas von Gasturbinen auftretenden Rußpartikel variiert stark. Als Richtwert für den mittleren Durchmesser wird in der Literatur 0,1 µm angegeben [47]. Ruß entsteht in fetten Verbrennungszonen. Der flüssige Brennstoff wird am Beginn der Verbrennung zu kurzen Kohlenwasserstoffketten aufgespalten. Dabei entsteht in brennstoffreichen Zonen eine große Menge Ethin (Azetylen, C₂H₂). Diese Ethin-Moleküle können sich unter Abspaltung von Wasserstoff verbinden und polyzyklische Kohlenwasserstoffe bilden. Über einige Zwischenschritte entstehen daraus Rußpartikel. Ruß wird bei vorgemischter Verbrennung von Kerosin und Luft nur bei Drücken über 6 bar und bei fetten Gemischen mit Äquivalenzverhältnissen über 1,3 gebildet [51]. Diese Arbeit befasst sich aber primär mit magerer Brennstoffaufbereitung in Gasturbinen mit geringen Druckverhältnissen, so dass die Rußbildung nicht weiter betrachtet wird.

3.2.5 Maßnahmen zur Schadstoffminimierung

Großen Einfluss auf die Schadstoffemission hat die Verbrennungstemperatur. Im Bestreben den Schadstoffausstoß gering zu halten, ergibt sich für die anzustrebende Verbrennungstemperatur ein Zielkonflikt, der aus dem rechten Diagramm in Abbildung 4 ersichtlich wird. Um die CO-Emissionen

und die sich ähnlich verhaltenden UHC-Emissionen zu reduzieren, sind eine hohe Verbrennungstemperatur und eine hohe Verweildauer erwünscht. Beides fördert aber die Stickoxid-Bildung. Nur in einem mittleren Temperaturbereich sind alle Schadstoffemissionen relativ niedrig, so dass dieser Temperaturbereich anzustreben ist. Die Verbrennungstemperatur wird bei konventionellen Gasturbinen durch die Umgebungsbedingungen, den Verdichtungsprozess und durch das Äquivalenzverhältnis in der Primärzone bestimmt. Die Umgebungsbedingungen und der Verdichtungsprozess können nicht einfach den Anforderungen einer schadstoffarmen Verbrennung angepasst werden, ohne den Aufbau einer Gasturbine grundlegend zu ändern. Nur das Äquivalenzverhältnis kann für die Einstellung der gewünschten Temperatur angepasst werden. Das rechte Diagramm in Abbildung 4 zeigt den Zusammenhang zwischen Verbrennungstemperatur und Äquivalenzverhältnis bei konstanten Eintrittsbedingungen in die Brennkammer. Die gewünschten mittleren Verbrennungstemperaturen lassen sich entweder über ein mageres oder über ein fettes Äquivalenzverhältnis erreichen.

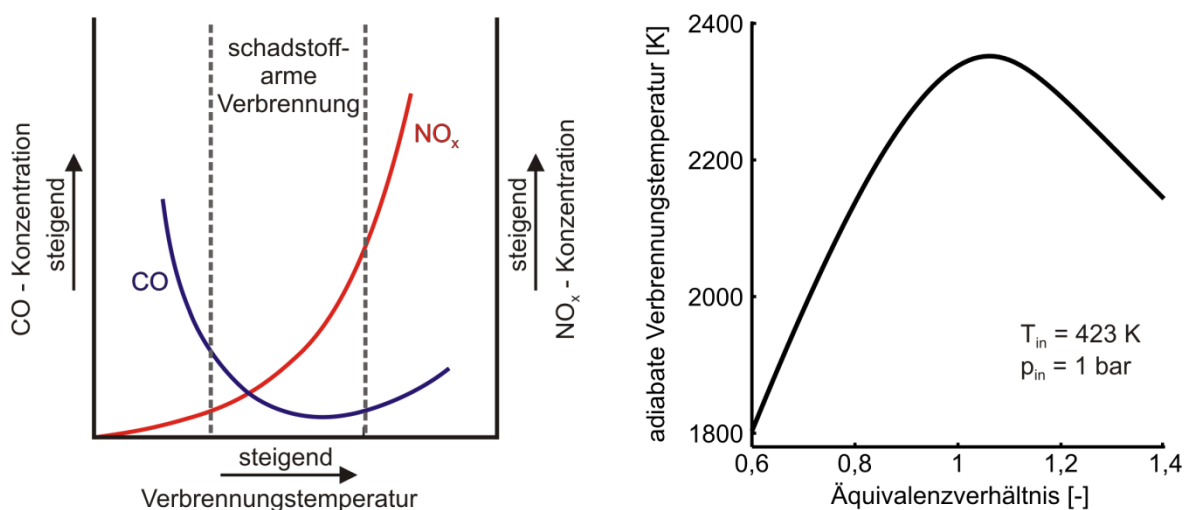


Abbildung 4: links: Zielkonflikt der CO- und NO_x-Emissionen abhängig von der Verbrennungstemperatur (nach [49]); rechts: Zusammenhang zwischen Äquivalenzverhältnis und Verbrennungstemperatur im chemischen Gleichgewicht, berechnet für n-Heptan nach dem Reaktionsmechanismus von Curran et al. [16].

Für die Bildung der Schadstoffe ist nicht nur das über die gesamte Verbrennungszone gemittelte Brennstoff-Luft-Verhältnis entscheidend, sondern vor allem das lokale Mischungsverhältnis. Bei einem Gemisch aus Brennstofftröpfchen und Luft ist das Äquivalenzverhältnis im flüssigen Tröpfchen sehr hoch. In größerer Entfernung vom Tropfen ist die Brennstoffkonzentration sehr gering und das Äquivalenzverhältnis ist sehr niedrig. Um die verdampfenden Brennstofftröpfchen treten Bereiche mit nahezu jedem Äquivalenzverhältnis auf. Gelangt ein solches Gemisch mit Tröpfchen in die Verbrennungszone, so reagiert der Brennstoff mit der umgebenden Luft hauptsächlich in den nahestöchiometrischen Bereichen um die Brennstofftröpfchen. Dadurch entstehen lokal sehr hohe Temperaturen, was zu erhöhten Schadstoffemissionen führt. Eine Flamme, in der einzelne Tröpfchen brennen, wird Diffusionsflamme genannt.

Kleine Brennstofftröpfchen und eine homogene Brennstoffverteilung ermöglichen eine schnelle Verdampfung des Brennstoffs vor Eintritt in die Verbrennungszone. Tritt ein solches homogen vorverdampftes Gemisch in die Verbrennungszone, so ist eine rasche und vollständige Verbrennung bei einem definierten Äquivalenzverhältnis möglich. Die Konzentrationen von Stickoxiden, Kohlenmonoxid und unverbrannten Kohlenwasserstoffen im Abgas lassen sich gleichermaßen senken. So sind die niedrigsten Schadstoffemissionen zu erwarten. Wird der Brennstoff bereits vor der Verbrennung verdampft und gleichmäßig mit der Luft vermischt, spricht man von homogener Verbrennung.

3.3 Anforderungen an Brennkammern in Fluggasturbinen

Sicherheit und Zuverlässigkeit sind die wichtigsten Anforderungen an Fluggasturbinen. Die volle Funktionsfähigkeit muss unter allen Einsatzbedingungen und über die gesamte Einsatzdauer gewährleistet sein. Für das Einspritzsystem und die Brennkammer bedeutet das insbesondere, dass Materialversagen durch thermische Überbelastung ausgeschlossen wird. Da die Verbrennungstemperaturen deutlich über den zulässigen Materialtemperaturen liegen, müssen die Bauteile ausreichend durch Luftzufuhr gekühlt werden. Außerdem sorgt die Kühlluft dafür, dass ein definiertes Temperaturprofil am Brennkammeraustritt entsteht. Mit dem Temperaturprofil wird die thermische Belastung der Turbinen auf die mechanische Belastung abgestimmt und eine thermomechanische Überlastung der Turbine wird verhindert.

Die Verbrennung selbst muss unter den stark variierenden Brennkammereintrittsbedingungen stabil und mit definierter Flammlage ablaufen. Die wichtigsten stationären Betriebszustände eines Flugtriebwerks sind Start (Take-Off, TO), Reiseflug in großer Höhe (Cruise, CR), Leerlauf im Flug (Flight Idle, FI) und Leerlauf am Boden (Ground Idle, GI). Die Auswirkungen dieser Betriebszustände auf die Brennkammerparameter Lufteintrittstemperatur T_{in} , Brennkammereintrittsdruck p_{in} , Brennstoffmassenstrom \dot{m}_{Br} und auf das Luft-Brennstoff-Verhältnis AFR sind im linken Diagramm der Abbildung 5 dargestellt. Dabei sind die Werte auf die jeweiligen Parameter im Startfall bezogen. Erkennbar ist, dass der Eintrittsdruck in die Brennkammer etwa um den Faktor zehn, der Brennstoffmassenstrom etwa um den Faktor 20, und die Eintrittstemperatur und das globale Mischungsverhältnis etwa um den Faktor zwei variieren. Die rechte Darstellung zeigt schematisch das Verhalten bei instationären Vorgängen. Dabei wird das Brennstoff-Luft-Verhältnis über dem von Sturgess et al. [86] beschriebenen Luftdurchsatzparameter aufgetragen. Dieser ist gemäß Gleichung (11) definiert und berücksichtigt die für die chemische Umsetzung relevanten Parameter Luftmassenstrom \dot{m}_L , Brennkammerdruck p_{in} und Reaktionsvolumen V . Zusätzlich enthält die Gleichung einen Reaktionskoeffizient n_r und einen temperaturabhängigen Korrekturfaktor F .

$$\text{Luftdurchsatzparameter} = \frac{\dot{m}_L}{V \cdot p_{in}^{n_r} \cdot F} \quad (11)$$

Beim Übergang vom Reiseflug in den Sinkflug (rote Linie im rechten Diagramm von Abbildung 5) wird das Gemisch in der Brennkammer deutlich magerer und zusätzlich nimmt der Brennkammerdruck ab.

Durch beides verringert sich der Abstand zur Magerverlöschgrenze, die für Kerosin bei niedrigen Laststufen bei einem FAR von etwa 0,05 liegt [9]. Auch bei extremen Wetterbedingungen wie Regen, Schnee oder Hagel muss das Magerverlöschen (Lean Blowout, LBO) sicher ausgeschlossen werden können, um die Funktion des Triebwerks nicht zu gefährden. Die Gefahr, dass es beim Beschleunigen (blaue Linie) zum Verlöschen der Flamme kommt, ist deutlich geringer. Die maximale Beschleunigung bei einer Fluggasturbine wird im Allgemeinen dadurch begrenzt, dass die Turbine und die Brennkammer überhitzen oder im Verdichter der Abstand zur Pumpgrenze zu gering wird. Ein Flammverlöschen durch zu fettes Gemisch ist bei normalem Betrieb nicht relevant. Für die Betriebssicherheit muss ein Wiederzünden gemäß den Zulassungsvorschriften möglich sein [23], falls es aus irgendeinem Grund doch zu einem Verlöschen der Brennkammer im Flug kommt.

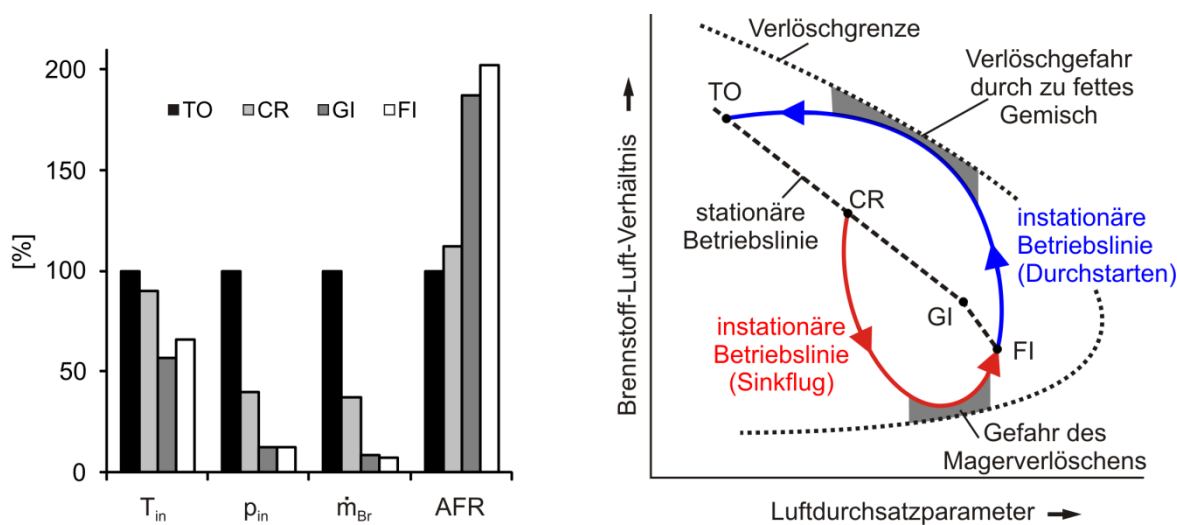


Abbildung 5: Änderung der Brennkammerparameter bei unterschiedlichen stationären Betriebsbedingungen und bei dynamischen Lastwechseln (nach [83] und [36]).

Eine hohe Wirtschaftlichkeit ist eine weitere Anforderung an eine Gasturbinenbrennkammer. Die chemische Energie des Brennstoffs soll möglichst vollständig in Wärme umgesetzt werden. Die Güte der Umsetzung wird durch den Ausbrand η_A beschrieben, der die in der Brennkammer freigesetzte Wärmeenergie Q_{Bk} auf die im Brennstoff enthaltene Energie Q_{Br} bezieht (12). Diese ergibt sich aus der Brennstoffmasse m_{Br} und dem Heizwert des Brennstoffs H_U . Bei großen modernen Gasturbinen wird im Auslegungspunkt ein Ausbrand von über 99,9 % erreicht.

$$\eta_A = \frac{Q_{Bk}}{Q_{Br}} = \frac{Q_{Bk}}{m_{Br} \cdot H_U} \quad (12)$$

Um einen hohen thermischen Wirkungsgrad der Gasturbine zu erreichen, soll der Druckverlust, der über die Brennkammer entsteht, möglichst gering sein. Der Druckverlust setzt sich aus einem thermodynamischen und einem aerodynamischen Anteil zusammen. Der thermodynamische Anteil entsteht durch die Wärmefreisetzung. Er ist abhängig von der Geometrie und vom Temperaturverhältnis vor und nach der Verbrennung und steigt mit zunehmender Machzahl der Brennkammerströmung stark an [60]. Der aerodynamische Druckverlust umfasst die Reibungs- und Mischungsverluste, die beim Durchströmen der Brennkammer entstehen. Weitere Aspekte für die

Wirtschaftlichkeit einer Brennkammer sind lange Wartungsintervalle, günstige Herstellungskosten und eine leichte und kompakte Bauweise.

3.4 Aufbau von Brennkammern für Fluggasturbinen

Um die in Kapitel 3.3 beschriebenen Anforderungen zu erfüllen, sind Brennkammern in Fluggasturbinen so aufgebaut, wie es in Abbildung 6 schematisch dargestellt ist. Mit Ausnahme von mehrstufigen Brennkammern hat sich der prinzipielle Aufbau im Laufe der Entwicklungsgeschichte kaum geändert. Der Luftstrom, der vom Verdichter kommt, wird am Eintritt in die Brennkammer im Diffusor auf eine Geschwindigkeit von ca. 30 m/s bis 60 m/s verzögert. Durch die geringere Strömungsgeschwindigkeit erhöht sich die Verweilzeit des Gemischs in der Brennkammer auf die für die Verbrennung notwendige Zeit und die Strömungsverluste werden reduziert.

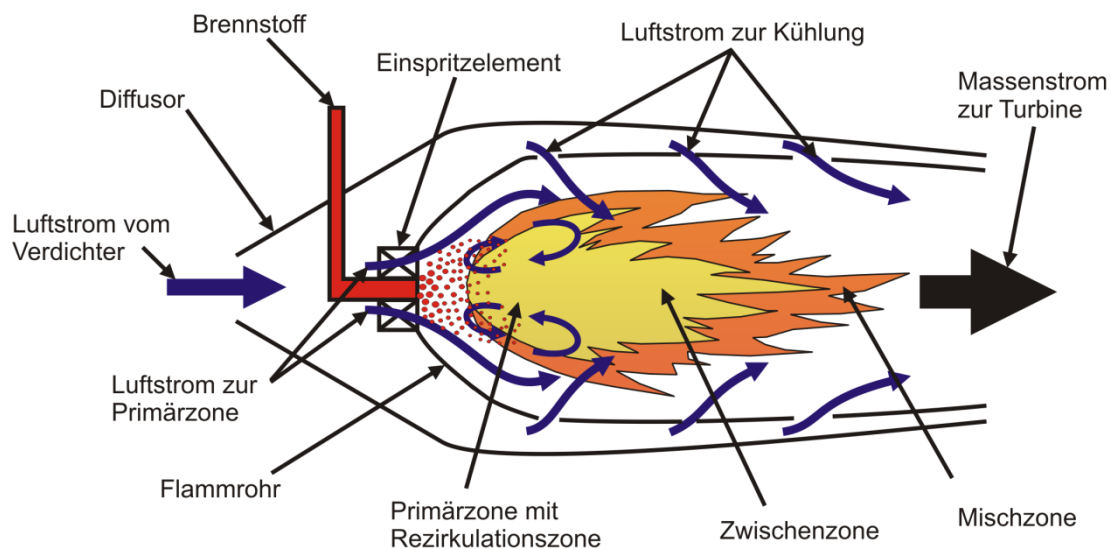


Abbildung 6: Schematischer Aufbau einer konventionellen Brennkammer für Flugtriebwerke.

Um die zulässige Turbineneintrittstemperatur nicht zu überschreiten, wird eine Gasturbine üblicherweise mit deutlichem Luftüberschuss betrieben, so dass sich ein globales AFR von ca. 40 bis 100 ergibt. Bei einem solchen Mischungsverhältnis ist das Brennstoff-Luftgemisch nicht brennfähig. Deshalb darf nur ein Teil der Luft in die Primärzone geleitet werden, in der die eigentliche Verbrennung stattfindet. Die Funktion des Flammrohrs ist es, den Luftstrom aufzuteilen, die Primärzone abzuschirmen und die Kühlluft stromab der Primärzone den Verbrennungsgasen zuzumischen.

Das Einspritzelement vermischt den Brennstoff mit dem Luftstrom und erzeugt das Brennstoff-Luftgemisch, das in der Primärzone verbrannt wird. Eine Rezirkulationszone sorgt für die Stabilisierung der Flamme. Außerdem führen die rückströmenden heißen Verbrennungsgase dem einströmenden Gemisch Verbrennungsradikale und die für eine kontinuierliche Zündung benötigte Energie zu. Die Rezirkulation kann unter anderem durch Umströmen eines Flammhalters oder, wie bei modernen Fluggasturbinen üblich, durch ein Gebiet mit niedrigerem Druck im Kern eines Wirbels

(Abbildung 7) erzeugt werden. Dazu beschleunigen Leitschaufeln eines Drallerzeugers die Strömung am Eintritt in die Primärzone in Umfangsrichtung. Ist die Geschwindigkeitskomponente in Umfangsrichtung ausreichend hoch, bildet sich das gewünschte Rückströmgebiet aus.

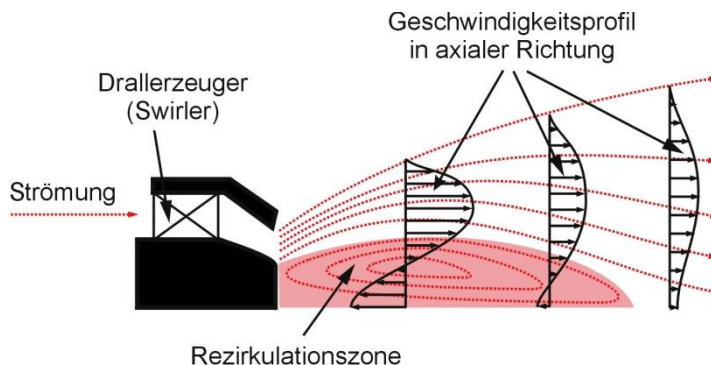


Abbildung 7: Schematische Darstellung der Entstehung von drallinduzierter Rezirkulation mit dem dazugehörigen Geschwindigkeitsprofil in axialer Richtung (nach [36]).

Konventionelle Brennkammern sind so ausgelegt, dass sich in der Primärzone ein leicht fettes bis stöchiometrisches Brennstoff-Luftgemisch bildet. Um eine vollständige Verbrennung des Brennstoffs und die Oxidation des in der Primärzone gebildeten Kohlenmonoxids zu erreichen, wird in der Zwischenzone weitere Luft stufenweise zugeführt. In der Mischzone wird die restliche Kühlluft so eingeleitet, dass die Belastung auf die Turbine minimiert und eine lange Turbinenlebensdauer erreicht wird. Dazu soll das Temperaturprofil in Umfangsrichtung möglichst gleichmäßig sein. In radialer Richtung wird es so eingestellt, dass der mechanisch hoch belastete Fuß der Turbinenschaufel thermisch entlastet wird und sich entlang der Schaufelhöhe eine angepasste kombiniert mechanische und thermische Belastung ergibt.

Wie in Abbildung 5 gezeigt, ist das Luft-Brennstoff-Verhältnis in Flugtriebwerken vom Betriebszustand abhängig und variiert während einer Flugmission stark. Durch die geometrische Gestaltung der Luftführung in der Brennkammer ist die Aufteilung der Luft in die Primärzone und in die Zwischen- und Mischzone festgelegt. Das AFR in der Primärzone ändert sich somit während einer Flugmission ähnlich wie das des gesamten Triebwerks. Die Auswirkungen unterschiedlicher Mischungsverhältnisse in der Primärzone auf das Verhalten des Triebwerks sind in Tabelle 1 dargestellt. Die Aufteilung der Luft muss nun so gestaltet werden, dass immer ein sicherer Betrieb möglich ist. Damit stellt die Aufteilung einen Kompromiss für unterschiedliche Umgebungsbedingungen und Lastzustände dar. Insbesondere muss das Gemisch ausreichend fett sein, damit ein Wiederzünden in großer Höhe und bei niedrigem Brennstoffmassenstrom gewährleistet ist. Für höhere Lastzustände ist ein mageres Gemisch erwünscht, um die Schadstoffemissionen gering zu halten.

Primärzone	Vorteile	Nachteile
stöchiometrisches Gemisch	<ul style="list-style-type: none"> - geringe Rauchbildung - keine Rußablagerungen - maximale Wärmefreisetzungsrate - gute Zündeigenschaften 	<ul style="list-style-type: none"> - hoher Wärmetransfer zur Brennkammerwand - weitere Luftzumischung notwendig (Zwischenzone) - hohe Bildungsraten von Stickoxiden
kraftstoffreiches (fettes) Gemisch	<ul style="list-style-type: none"> - sehr gute Zündeigenschaften - hohe Flammstabilität 	<ul style="list-style-type: none"> - geringere Wärmefreisetzungsrate - stärkere Rauchbildung - Rußablagerungen (Verkokung) - weitere Luftzumischung benötigt (längere Zwischenzone)
kraftstoffarmes (mageres) Gemisch	<ul style="list-style-type: none"> - keine Rauchbildung - keine Rußablagerungen - niedrigere Flammtemperatur - keine Zwischenzone notwendig 	<ul style="list-style-type: none"> - Gefahr von Verbrennungsinstabilitäten - geringer Abstand zur Magerverlöschgrenze (LBO) - schlechteres Zündverhalten

Tabelle 1: Einfluss unterschiedlicher Mischungsverhältnisse in der Primärzone auf das Betriebsverhalten eines Flugtriebwerks (nach [36]).

3.5 Einspritzsysteme

Der Brennstoff kann mit der Luft nur chemisch reagieren, wenn er gasförmig vorliegt. Somit muss der flüssige Brennstoff vor der Verbrennung zerstäubt und verdampft werden. Diese beiden Vorgänge werden durch das Einspritzsystem erreicht. Sie beeinflussen sich gegenseitig und laufen in realen Systemen teilweise zeitgleich ab. Um jedoch die grundlegenden Einflussfaktoren auf die Zerstäubung und auf die Verdampfung darzustellen, werden die beiden Prozesse zuerst getrennt betrachtet.

3.5.1 Zerstäubung des Brennstoffs

Zerstäubung ist der Prozess, bei dem ein zusammenhängender Flüssigkeitskörper in Tröpfchen zerlegt wird. Bei nahezu allen technischen Anwendungen wird dafür das gleiche physikalische Prinzip genutzt. Eine hohe Relativgeschwindigkeit zwischen Brennstoff und Luft sorgt für den Zerfall in kleine Tröpfchen. Dafür kann entweder der flüssige Brennstoff mit hoher Geschwindigkeit in eine langsame Luftströmung eingebracht werden, wie es beispielsweise bei Druckzerstäubern geschieht. Oder der flüssige Brennstoff wird einer schnellen Luftströmung ausgesetzt, wie dies bei der Luftstromzerstäubung (airblast atomization) erfolgt.

Vernachlässigt man den Einfluss der Viskosität, was bei niedrigviskosen Flüssigkeiten wie Kerosin zulässig ist [8], so tritt Tröpfchenzerfall auf, wenn die Luftwiderstandskraft F_{dyn} größer wird als die

Oberflächenkraft F_σ . Für den einfachsten Fall einer Flüssigkeitskugel mit Durchmesser D und der Relativgeschwindigkeit u_{rel} ergeben sich die Zusammenhänge nach den Gleichungen (13).

$$\begin{aligned}
 F_{\text{dyn}} &= c_D \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot u_{\text{rel}}^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \\
 F_\sigma &= \sigma \cdot \pi \cdot D \\
 We &= \frac{\rho_L \cdot u_{\text{rel}}^2 \cdot D}{\sigma} \geq \frac{8}{c_D}
 \end{aligned}
 \tag{13}$$

Dabei ist der Luftwiderstandskoeffizient c_D von der Umströmung der Flüssigkeitskugel abhängig. Setzt man die beiden Kräfte gleich, so erhält man durch Umformen die dimensionslose Weberzahl We . Sie ist eine wichtige Kennzahl für die Zerstäubung. Verschiedene Untersuchungen haben gezeigt, dass Tröpfchenzerfall bei Weberzahlen größer 13 bei plötzlicher Aufprägung der Geschwindigkeit und bei Weberzahlen größer als 22 bei langsamer Aufprägung der Geschwindigkeit stattfindet [50]. Durch Turbulenz in der Strömung ändert sich lokal die Relativgeschwindigkeit zwischen dem Tröpfchen und der Luft. Außerdem kann die Turbulenz die Tröpfchen zu Schwingungen anregen und auch so den Tröpfchenzerfall beeinflussen [78]. Die Größe der bei einem Zerfall entstehenden Tröpfchen hängt von der Art des Zerfalls und von den exakten Zuständen im Moment des Zerfalls ab. In den meisten Fällen entstehen bei einem Tröpfchenzerfall neben größeren Primärtröpfchen auch kleine Sekundärtröpfchen. Damit entsteht ein Gemisch, das aus unterschiedlich großen Tröpfchen besteht. Die Unterschiede im Tröpfchendurchmesser können eine Größenordnung übersteigen. Für reale Systeme ist eine Vorhersage der Tröpfchengrößenverteilung rein durch theoretische Überlegungen kaum möglich [33]. Bei realen Zerstäubern liegt der Brennstoff zu Beginn der Zerstäubung nicht tropfenförmig sondern als Strahl oder als Film vor. Dadurch sind die Zerfallsmechanismen komplexer, aber auch hier bleibt es bei einer Konkurrenz aus aerodynamischen Kräften und Oberflächenkräften. Die Aussagekraft der Weberzahl ist weiterhin gegeben. Somit sind die wichtigsten Parameter für die Zerstäubung die Oberflächenspannung, die Relativgeschwindigkeit, die Luftdichte und die Ausgangsgröße und die Ursprungsform des Brennstoffs.

Als Resultat des Zerstäubungsprozesses liegt ein Gemisch mit unterschiedlich großen Tröpfchen vor. Für die Verdampfung der Tröpfchen ist die Größe der Oberfläche besonders wichtig, da dort sowohl der Wärmeübergang als auch der Übergang von der flüssigen in die gasförmige Phase stattfindet. Deshalb wird für die Charakterisierung der Tröpfchengrößen in einem Gemisch oft der Sauterdurchmesser (Sauter Mean Diameter, SMD) verwendet. Dieser ist nach (14) definiert und entspricht dem Durchmesser eines Tröpfchens, das das gleiche Verhältnis von Volumen zu Oberfläche hat, wie das gesamte Gemisch.

$$\text{SMD} = \frac{\sum_i D_i^3}{\sum_i D_i^2}
 \tag{14}$$

3.5.2 Verdampfung des Brennstoffs

Die Verdampfung von Brennstoff erfordert sowohl Wärme- als auch Stoffübertragungsprozesse. Wärme wird dem Brennstoff von der umgebenden Luft über Wärmeleitung und Konvektion zugeführt. Der an der Oberfläche des Brennstofftröpfchens entstehende gasförmige Brennstoff wird hauptsächlich konvektiv in die umgebende Luft transportiert. Mit der brennstoffspezifischen effektiven Verdampfungsgröße λ_{eff} ergibt sich nach Lefebvre [51] die Verdampfungszeit t_{verd} eines Tröpfchens näherungsweise nach Gleichung (15).

$$t_{\text{verd}} = \frac{\text{SMD}^2}{\lambda_{\text{eff}}} \quad (15)$$

wobei $\lambda_{\text{eff}} = f(u_{\text{rel}}, \text{SMD}, T_L, T_{\text{Br}}, p)$

Außer von der Art des verwendeten Brennstoffs ist die effektive Verdampfungsgröße abhängig vom Druck p , der Lufttemperatur T_L , der Temperatur des Brennstoffs T_{Br} , dem Sauterdurchmesser des Brennstoffgemischs SMD und der Relativgeschwindigkeit u_{rel} zwischen Brennstoff und Luft. Bei der Gemischaufbereitung in Gasturbinen ist die Turbulenz in der Strömung so hoch, dass die Verdampfung beeinflusst wird. Somit muss auch die Relativgeschwindigkeit durch Turbulenz bei der Verdampfung berücksichtigt werden. Umfangreichere Verdampfungsmodelle berücksichtigen weitere Effekte wie die Wärmeleitung im Brennstoff und die Änderung der Stoffeigenschaften bei Brennstoffen, die aus mehreren Bestandteilen bestehen [12] und [3]. Allgemein kann man sagen, dass die Verdampfungsrate mit zunehmender Temperatur steigt. Eine größere Oberfläche des Brennstoffs, die gleichbedeutend mit einem kleineren Sauterdurchmesser ist, erhöht den Wärme- und Stoffaustausch und führt ebenfalls zu schnellerer Verdampfung. Der Einfluss des Drucks ist komplexer. In einem Temperaturbereich von ca. 600 K bis 800 K ist die Verdampfungsrate nahezu unabhängig vom Druck. Bei niedrigeren Temperaturen sinkt die Verdampfungsrate mit steigendem Druck, bei höheren Temperaturen verdampft der Brennstoff mit steigendem Druck schneller [50].

3.5.3 Unterschiedliche Ausführungen von Einspritzsystemen

In Gasturbinen wird der Brennstoff kontinuierlich in die Brennkammer geführt. Die Einbringung und Aufbereitung des Brennstoffs erfolgt durch das Einspritzsystem. Aus den Anforderungen an die Brennkammer in Kapitel 3.3 ergeben sich folgende Anforderungen an das Einspritzsystem:

- Zerstäubung des Brennstoffs zu kleinen Tröpfchen mit definierter Tröpfchenverteilung bei allen Brennstoffmassenströmen (von Leerlauf bis Vollast)
- gute Zerstäubung bei allen Betriebsbedingungen (Druck, Temperatur und Geschwindigkeit der Luft am Eintritt in die Brennkammer)
- geringer Kraftstoffförderdruck
- keine Strömungsinstabilitäten in der Brennstoffeinbringung

-
- geringe Neigung zu Ablagerungen und Verkokung
 - geringes Gewicht und Bauvolumen
 - kostengünstige Herstellung und robuste Bauweise
 - lange Lebensdauer, geringer Wartungsaufwand und einfache Austauschbarkeit

In der Geschichte der Gasturbinen wurden unterschiedliche Einspritzsysteme entwickelt. Bei den ersten Serientriebwerken wurden Druckzerstäuber verwendet. Dabei wird der Brennstoff mit hohem Druck tangential in eine Drallkammer eingeleitet und tritt durch eine zentrale Austrittsöffnung aus. Der Brennstoff bildet einen Hohlkegel, der bei ausreichend Brennstoffförderdruck aufreißt und in Tröpfchen zerfällt. Um eine ausreichende Zerstäubungsqualität zu erhalten, wird über die Düse mindestens ein Druckgefälle von 1 bar benötigt [50]. Das Druckgefälle über die Düse ist in etwa proportional zum Quadrat des Brennstoffmassenstroms [9]. Wie in Abbildung 5 dargestellt, variiert der Brennstoffmassenstrom bei Flugtriebwerken etwa um den Faktor 20. Damit müsste der Druckbereich bei Druckzerstäubern um den Faktor 400 variieren. Das bedeutet, dass bei einem minimalen Überdruck von 1 bar bei geringstem Brennstoffmassenstrom der Brennstoffüberdruck bei maximalem Brennstoffdurchsatz bei 400 bar sein müsste. Um diese technisch nicht sinnvoll erfüllbare Anforderung an die Brennstoffpumpen zu umgehen, werden Doppeldüsen (Duplexdüsen) verwendet, bei denen zwei Austrittsöffnungen konzentrisch zueinander angeordnet sind. Für geringe Brennstoffmassenströme wird der Brennstoff nur über die kleinere innenliegende Austrittsöffnung eingespritzt und eine gute Zerstäubung erreicht. Bei steigendem Brennstoffmassenstrom wird die äußere Düse zugeschaltet, um den erforderlichen Brennstoffdruck zu reduzieren. Allerdings ändert sich auch bei Duplexdüsen die Zerstäubungsqualität wegen der unterschiedlichen Förderdrücke abhängig vom Brennstoffmassenstrom.

Breite Anwendung bei modernen Flugtriebwerken findet die Luftzerstäubung, bei der die kinetische Energie der Luft zur Gemischbildung genutzt wird. Der Brennstoff wird meist in Form eines Brennstofffilms einer schnellen Luftströmung ausgesetzt, von dieser mitgerissen und in Tröpfchen zerstäubt. Da die Luftgeschwindigkeit durch das Druckgefälle über die Brennkammer beschränkt ist, wird ein vergleichsweise großer Luftmassenstrom zur Aufbringung der Zerstäubungsenergie benötigt. Um eine schnelle und feine Zerstäubung zu erhalten, wird die Relativgeschwindigkeit zwischen der Luft und dem Brennstoff erhöht, indem die Luft vor dem Einbringen des Brennstoffs mit einem Drall versehen wird. Die Turbulenz in der Luftschicht, in die der Brennstoff eingebracht wird, kann zusätzlich gesteigert werden, indem der Brennstoff in die Grenzschicht von zwei gegenläufig drehenden Luftströmungen eingebracht wird. Durch den Drall der Luft wird auch die in Abbildung 7 dargestellte Rezirkulationszone gebildet. Die Luftströmung liefert die Zerstäubungsenergie, somit wird nur ein geringer Brennstoffförderdruck benötigt. Da die Gemischqualität durch die Luftgeschwindigkeit bestimmt wird, kommt es nur beim Triebwerksstart, bei dem die Strömungsgeschwindigkeiten sehr gering sind, zu schlechter Zerstäubung. Außerdem wird zur Zerstäubung von hohen Brennstoffmassenströmen viel Luft benötigt, die immer mit in die Primärzone gelangt. Bei ungünstigen Strömungsverhältnissen und bei geringen Brennstoffmassenströmen kann dies zu einem mageren Gemisch und zu Verbrennungsinstabilitäten führen.

Bei Verdampfersystemen wird der Brennstoff zusammen mit Luft in Rohren durch die Brennkammer geführt. Durch die hohen Temperaturen im Rohr verdampft der Brennstoff und vermischt sich mit der Luft im Rohr. Da der Brennstoff schon vor der Brennkammer verdampft, sind geringere Brennkammerlängen möglich. Außerdem sind Verdampfersysteme vergleichsweise einfach aufgebaut und ermöglichen den Einsatz von kleinen Brennstoffpumpen, da nur geringe Förderdrücke benötigt werden. Beim Start müssen die kalten Verdampferrohre aufgeheizt werden, so dass eine Permanentzündung benötigt wird. Bei schneller Lasterhöhung bedingt der größere Brennstoffmassenstrom ein Abkühlen der Verdampferrohre und somit eine schlechtere Verdampfung. Wird der Brennstoffmassenstrom schnell verringert, vermindert sich die Kühlleistung des Brennstoffs in den Rohren und es kann zu hohen thermischen Materialbelastungen für die Verdampferrohre kommen. Beim Abstellen des Triebwerks können sich durch Brennstoffreste Ablagerungen bilden, die das Betriebsverhalten verändern.

Gerade bei einigen kleineren Triebwerken wird die rotierende Einspritzung eingesetzt. Bei diesem System wird der Brennstoff aus der drehenden Welle der Gasturbine heraus in die Brennkammer eingedüst. Die Relativgeschwindigkeit zwischen der Luft und dem Brennstoff resultiert aus der Wellendrehung. Damit sind nur geringe Brennstoffdrücke notwendig. Durch die hohen Drehzahlen wird über den gesamten Lastbereich eine gute Zerstäubung erreicht. Die Zufuhr des Brennstoffs in die rotierende Welle und von der Welle in die Brennkammer erfordert einen hohen konstruktiven und fertigungstechnischen Aufwand, weshalb das Konzept nur bei einwelligen Triebwerken sinnvoll ist und kommerziell nur in kleinen Triebwerken eingesetzt wird. Außerdem muss die Brennkammer daran angepasst werden, dass der Brennstoff in radiale Richtung senkrecht zur Luftströmung eingebracht wird. Dadurch ist eine Aufteilung des Brennraums in eine Primärzone und in die Zwischen- und Mischungszone schwieriger.

In Tabelle 2 sind die Vor- und Nachteile der unterschiedlichen Einspritzsysteme aufgelistet, die in Triebwerken eingesetzt werden. Oft werden in Triebwerken auch Kombinationen aus verschiedenen Einspritzsystemen verwendet, um die Vorteile unterschiedlicher Konzepte zu nutzen.

Einspritzsystem	Vorteile:	Nachteile:
Druck- zerstäubung	<ul style="list-style-type: none"> - weiter Stabilitätsbereich - einfache Auslegung und Modifizierung - robuste Bauweise 	<ul style="list-style-type: none"> - Brennstoffverteilung und Flamlage abhängig vom Massenstrom - schlechte Zerstäubung bei geringen Massenströmen - hoher Brennstoffdruck erforderlich - hohe Fertigungsanforderungen
Luftzerstäuber	<ul style="list-style-type: none"> - Flamlage kaum vom Brennstoffmassenstrom beeinflusst - geringe Rauchbildung - robuste Bauweise - gute Zerstäubungsqualität bei Teillast 	<ul style="list-style-type: none"> - schmaler Stabilitätsbereich - schlechte Zerstäubung bei langsamer Brennkammerströmung (Triebwerksstart)
Verdampfer- systeme	<ul style="list-style-type: none"> - geringe Kosten - geringer Brennstoffdruck erforderlich - magere Verbrennung möglich - geringe Rauchbildung - einfache Anpassung an unterschiedliche Brennstoffe 	<ul style="list-style-type: none"> - Aufwärmphase beim Start erfordert Permanentzündung - Probleme bei schnellen Änderungen des Brennstoffmassenstroms - aufwändige Entwicklung und Auslegung - Zündung in den Verdampferrohren muss verhindert werden
Rotierende Zerstäubung	<ul style="list-style-type: none"> - geringer Brennstoffdruck erforderlich - gute Zerstäubung über gesamten Betriebsbereich - robuste Bauweise 	<ul style="list-style-type: none"> - hoher Entwicklungs- und Fertigungsaufwand - starke Einschränkung in der Brennkammerbauform, da sie auf die radiale Einspritzung abgestimmt werden muss

Tabelle 2: Eigenschaften verschiedener Einspritzsysteme für Flugtriebwerksbrennkammern (nach [36]).

4 Konzepte für schadstoffarme Verbrennung in Gasturbinen

In den letzten Jahrzehnten konnte der Schadstoffausstoß ziviler Fluggasturbinen bereits deutlich verringert werden. So sanken die Emissionen von Kohlenmonoxid und unverbrannten Kohlenwasserstoffen zwischen 1964 und 2004 um 50 % beziehungsweise um 90 %. Die Rußbildung wurde so verringert, dass der Ausstoß bei modernen Triebwerken nicht mehr sichtbar ist [39]. Die größeren Druckverhältnisse und die gestiegenen Temperaturen in den Brennkammern erhöhten den Ausstoß von Stickoxiden in diesem Zeitraum. Für die Zukunft wird eine weitere Reduktion der Emissionswerte angestrebt. In Europa wurden 2002 von der Advisory Council For Aeronautics Research in Europe (ACARE) die sogenannten ACARE Ziele 2020 veröffentlicht. Darin wird unter anderem das Ziel formuliert, dass bis zum Jahre 2020 die Stickoxidemissionen bei neuen Triebwerken um 80 % gesenkt und die aktuell geltenden Grenzwerte für Ruß, Kohlenmonoxid und unverbrannte Kohlenwasserstoffe eingehalten werden sollen [2]. Im amerikanischen Förderprogramm Ultra-Efficient Engine Technology (UEET), das 1999 begann, werden ähnliche Ziele angestrebt [79].

Bei stationären Gasturbinen konnte die Emission von Stickoxiden trotz steigender Prozesstemperaturen und -drücke in den letzten Jahren deutlich verringert werden. Dabei werden unterschiedliche Maßnahmen ergriffen, die alle das Ziel haben, hohe Spitzentemperaturen und die damit einhergehende Stickoxidbildung zu vermeiden und gleichzeitig die Emission von Kohlenmonoxid und unverbrannten Kohlenwasserstoffen gering zu halten [66].

- Wasser- oder Dampfeinspritzung
- katalytische Verbrennung
- Fett-Mager-Verbrennung (Rich Quench Lean, RQL)
- magere Direkteinspritzung (Lean Direct Injection, LDI)
- mager vorgemischte vorverdampfte Verbrennung, (Lean Premixed Prevapourized, LPP)
- mager vorgemischte Verbrennung (Lean Premixed, LP)
- gestufte Verbrennung

Durch die hohen Gewichtsanforderungen und die bereits in Kapitel 3.3 erwähnten Schwankungen in den Betriebsbedingungen von Flugtriebwerksbrennkammern erscheint die Verwendung von Wassereinspritzung und die katalytische Verbrennung zum jetzigen Zeitpunkt nicht für den Einsatz in Fluggasturbinen geeignet. Über die Vorhaben zur Integration der anderen Systeme in Fluggasturbinen wird in den folgenden Kapiteln ein Überblick gegeben.

4.1 Fett-Mager-Verbrennung

Bei Fett-Mager-Verbrennungskonzepten, die auch RQL-Systeme genannt werden, gliedert sich die Brennkammer in drei Bereiche (Abbildung 8). In der ersten Zone erfolgt eine Verbrennung mit einem

fetten Gemisch (Rich) bei einem Äquivalenzverhältnis von etwa 1,2 bis 1,8 [51], [36]. Durch die dadurch bedingte niedrige Verbrennungstemperatur und durch den Sauerstoffmangel ist die Bildungsrate von Stickoxiden gering. Im zweiten Brennkammerbereich, der Mischzone, wird Luft zugeführt (Quench), damit aus dem fetten Gemisch ein mageres Gemisch wird. Die Luft muss ausreichend schnell zugeführt werden, damit es im stöchiometrischen Bereich am Übergang zwischen fettem und magerem Gemisch zu keiner nennenswerten Bildung von Stickoxiden kommt. Dabei ist hilfreich, dass die Bildung von Stickoxiden relativ langsam abläuft (Abbildung 3). Im dritten Bereich von RQL-Brennkammern findet eine magere Verbrennung statt (Lean). Dabei verhindern die geringen Verbrennungstemperaturen eine vermehrte Bildung von Stickoxiden. Die unverbrannten Kohlenstoffe, das Kohlenmonoxid und die Rußpartikel aus der fetten Verbrennungszone sollen hier vollständig oxidiert werden, so dass insgesamt der Ausstoß aller Schadstoffe gering gehalten wird.

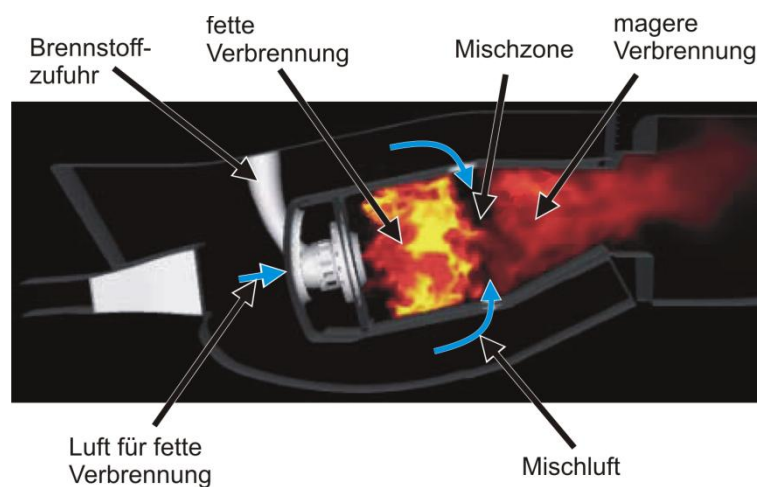


Abbildung 8: Aufbau einer RQL-Brennkammer (nach [69]).

Die ersten RQL-Brennkammern wurden bereits Ende der 70er Jahre für stationäre Gasturbinen untersucht [32]. Fett-Mager-Verbrennungssysteme für Fluggasturbinen wurden unter anderem von Rizk und Mongia [65], Rosfjord und Padget [67], Zarzalis et al. [100] und Makida et al. [55] vorgestellt. Seit 1999 setzt die Firma Pratt & Whitney die Fett-Mager-Verbrennung unter der Bezeichnung TALON (Technology for Affordable Low NO_x) kommerziell in Triebwerken ein [69].

Zwei Faktoren sind für einen niedrigen Schadstoffausstoß besonders zu beachten. In der Zone der fetten Verbrennung müssen eine feine Brennstoffzerstäubung und eine gleichmäßige Verteilung des Brennstoffs erreicht werden. Nur so können die bei der fetten Verbrennung entstehenden Rußpartikel so klein gehalten werden, dass sie in der Magerverbrennungszone vollständig oxidiert werden können. Der zweite wichtige Einflussfaktor auf die Schadstoffemission bei RQL-Brennkammern ist die Luftzufuhr in der Mischzone. Sie muss ausreichend schnell erfolgen, damit eine stöchiometrische Verbrennung möglichst vermieden wird und somit die Bildungsrate von Stickoxiden gering ist. Gleichzeitig darf die Zuluft die Verbrennung nicht zu abrupt abkühlen, da sonst Kohlenmonoxid nicht mehr zu Kohlendioxid weiterreagieren kann (Abbildung 1). Außerdem muss die Luftzufuhr möglichst homogen erfolgen, da sonst lokal stöchiometrische Bereiche mit hoher NO_x -Bildung entstehen oder das Gemisch lokal zu stark abgekühlt und somit Kohlenmonoxid emittiert wird. Hatch et al. [32] und

Hassa et al. [31] haben detailliert die Mischungsvorgänge und deren Auswirkungen auf die Schadstoffbildung untersucht. Dabei haben sie gezeigt, dass bei diesem Konzept möglichst wenig Luft aus der Mischzone durch das Rezirkulationsgebiet in die Primärzone gelangen soll, weil dies lokal zu stöchiometrischen Mischungsverhältnissen führen kann. Auf Grund der komplexen Vorgänge bei der Mischung sind RQL-Brennkammern nicht einfach skalierbar, sondern erfordern für jede Anwendung eine aufwändige Entwicklung und Untersuchung. Durch das verbesserte Verständnis des Mischungsvorgangs konnte bei den TALON Brennkammern die Zone mit stöchiometrischer Verbrennung verkleinert werden. Bei der TALON I Brennkammer werden drei Lochreihen für die Kühlluftzufuhr in der Mischzone benötigt, bei der TALON X Brennkammer reicht eine Lochreihe zur Luftzufuhr aus. Dadurch erfolgt ein schnellerer Übergang von fettem zu magerem Gemisch und die Stickoxidemissionen sinken deutlich [17].

Ein Vorteil dieses Verbrennungskonzepts ist die fette Pilotzone, die eine stabile Verbrennung und eine große Sicherheit gegenüber den Verlöschgrenzen bietet. Wie in Tabelle 1 beschrieben, ergeben sich aus der fetten Verbrennungszone auch gute Zünd- und Wiedierzündeigenschaften und eine geringe Neigung zu Verbrennungsschwingungen. Außerdem ist der Aufbau vergleichsweise einfach und leicht.

Aber die fette Verbrennungszone bereitet auch technologische Probleme. Wird die Flammrohrwand in der fetten Verbrennungszone konventionell mit einem Luftfilm gekühlt, erzeugt die Luftzufuhr in der Nähe der Flammrohrwand Bereiche mit stöchiometrischen Mischungsverhältnissen, was lokal zu erhöhter Wärmebelastung der Flammrohrwand und zu verstärkter Stickoxidbildung führt. Daher sind neue Kühlungstechniken erforderlich, die keine zusätzliche Luft in die Primärzone einbringen. Dafür werden hitzebeständigere Brennkammermaterialien und eventuell Beschichtungen am Flammrohr benötigt. Außerdem müssen die zulässige Einsatzdauer des Flammrohrs und damit die Wartungsintervalle des Triebwerks den höheren thermischen Belastungen angepasst werden. Wie in Kapitel 3.3 beschrieben, variiert das globale Luft-Brennstoff-Verhältnis in einer Fluggasturbinenbrennkammer deutlich. Setzt man gleichbleibende Luftaufteilung zwischen Primärzone und Luftzumischung voraus, so schwankt das Äquivalenzverhältnis in der Primärzone genauso wie das globale Äquivalenzverhältnis. So kann sich in der für den Vollastfall fett ausgelegten Primärzone bei Teillast ein stöchiometrisches Mischungsverhältnis ergeben. Damit steigen die Temperaturen, die Stickoxidemissionen und die thermischen Belastungen auf die Flammrohrwand stark an. Abhilfe kann eine Luftstufung mit variabler Einlassgeometrie bringen, wie sie von Cohen et al. [15] vorgestellt und untersucht wurde.

Bei der Fett-Mager-Verbrennung wurde ein Potenzial für die Reduktion der Stickoxidemissionen auf etwa 42 % bis 72 % der Grenzwerte der ICAO Norm CAEP4 nachgewiesen [55], [100], [37]. Die Emissionen von Kohlenmonoxid und von unverbrannten Kohlenwasserstoffen liegen auf einem niedrigen Niveau, wie es auch für moderne konventionelle Triebwerke üblich ist. Durch die fette Verbrennung entstehen vor allem bei sehr hoher Last Rußpartikel. Diese in der mageren Verbrennungszone vollständig umzuwandeln und zu verbrennen stellt eine große Herausforderung dar. Gelingt dies nicht vollständig, haben Flugtriebwerke mit RQL-Brennkammern vor allem bei Vollast etwas höhere Rußemissionen als Triebwerke mit mageren Verbrennungskonzepten. Eingesetzt wird die Fett-Mager-Verbrennung bei Triebwerken jeder Größenordnung [71].

4.2 Magere Direkteinspritzung

Bei der mageren Direkteinspritzung (Lean Direct Injection, LDI) wird der Brennstoff direkt in die Brennkammer eingespritzt. Zusätzlich wird bereits zu Beginn der Verbrennung viel Luft beigemischt, damit die gesamte Verbrennung mager und mit niedrigen Temperaturen abläuft. Meist wird die dafür benötigte Luft schon durch das Einspritzelement geführt [35], wodurch LDI-Brennkammern ein deutlich größeres Einspritzelement besitzen als konventionelle Brennkammern (Abbildung 9).

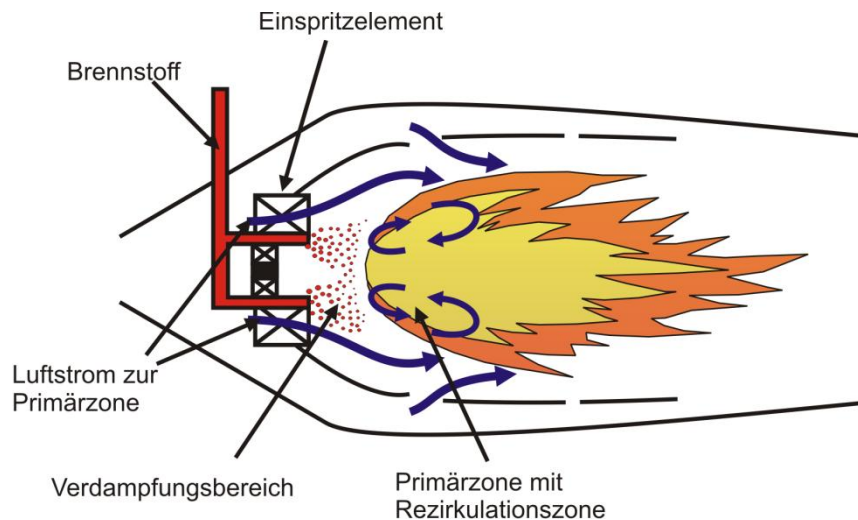


Abbildung 9: Schematischer Aufbau einer Brennkammer mit magerer Direkteinspritzung.

Voraussetzung für eine schadstoffarme und stabile Verbrennung ist eine homogene Verteilung des Brennstoffs mit möglichst kleinen Tröpfchen (Kapitel 3.2.4). Der Brennstoff soll vollständig verdampfen, bevor er die Flammenfront erreicht, da nach Beck et al. [7] die Bildungsrate von Stickoxiden linear vom Vorverdampfungsgrad abhängt. Eine schnelle Verdampfung vor der Verbrennungszone erfordert ausreichend hohe Lufttemperaturen am Brennkammereintritt. Bei großen Triebwerken mit einem hohen Verdichtungsverhältnis wird diese Voraussetzung erfüllt, während bei kleineren Triebwerken vor allem im Teillastbetrieb die Verdampfungsrate nicht ausreicht, um vor der Flammenfront ein homogenes vorverdampftes Gemisch zu erhalten. Dies führt zu erhöhter NO_x -Bildung. Die Emissionen von UHC, CO und Ruß steigen ebenfalls an, wie Untersuchungen mit LDI-Brennkammern an kleineren Triebwerken gezeigt haben [63]. Im optimalen Betriebsbereich konnte mit der mageren Direkteinspritzung im Laborversuch eine Senkung der Stickoxidemissionen auf 30 % des Grenzwertes von CAEP4 erreicht werden [87]. Ebenso können die Emissionen der übrigen Schadstoffe CO, UHC und Ruß deutlich unter den Grenzwerten gehalten werden. Da der Brennstoff direkt in die Brennkammer eingespritzt wird, neigt die Verbrennung nicht zu Schwingungen und Instabilitäten [88].

Der große Betriebsbereich von Fluggasturbinen stellt auch bei LDI-Verbrennungskonzepten eine große Herausforderung dar. Die Brennkammern werden so ausgelegt, dass im hohen Lastbereich eine magerere Verbrennung erzielt wird. Wie in Kapitel 3.3 gezeigt wurde, wird im Teillastbereich das globale Luft-Brennstoff-Verhältnis magerer. Bei konstanter Luftaufteilung zwischen Primärluft und übriger Luft nimmt das Äquivalenzverhältnis in der Primärzone somit mit sinkender Last weiter ab.

Dies kann zum Magerverlöschen und zu schlechten Zünd- und Wiederzündeigenschaften führen. Um dies zu verhindern, muss das Mischungsverhältnis in der Primärzone der Last angepasst werden, was durch eine Luft- oder Brennstoffstufung erreicht wird. LDI-Systeme werden meist als gestufte Brennverfahren in Kombination mit konventionellen Einspritzsystemen eingesetzt (Kapitel 4.5). Da bei den LDI-Brennkammern der Anteil an Luft in der Primärzone im Vergleich zu konventionellen Einspritzsystemen steigt, steht weniger Luft für die Kühlung des Flammrohrs und für die Erzeugung eines definierten Temperaturprofils am Brennkammeraustritt zur Verfügung. Damit steigt die thermische Belastung auf das Flammrohr und neue Kühlverfahren mit höherer Kühlwirkung können erforderlich sein.

4.3 Mager vorgemischte und vorverdampfte Verbrennung

Auch die mager vorgemischte und vorverdampfte Verbrennung nutzt die geringe Schadstoffemission der homogenen mageren Verbrennung. Anders als beim LDI-Verfahren erfolgt bei LPP-Verfahren die Zerstäubung und Aufbereitung des Brennstoffs räumlich getrennt von der Verbrennung. Dazu wird der Brennstoff mit der Vormischluft in eine Vormischkammer eingebracht (Abbildung 10). Ein Drallerzeuger sorgt für schnelle Mischung und für das Rezirkulationsgebiet in der Brennkammer. Das entstehende Gemisch soll möglichst homogen sein und vollständig verdampfen, bevor es in die Brennkammer gelangt und dort mager verbrannt wird.

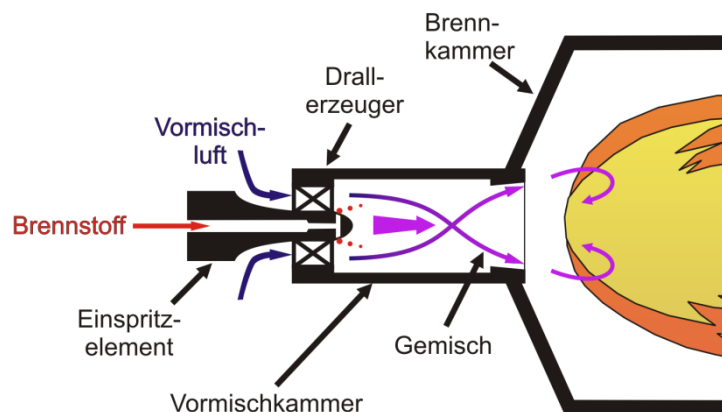


Abbildung 10: Schematischer Aufbau eines LPP-Einspritzsystems nach [36].

In stationären Gasturbinen wird das Prinzip der vorgemischten vorverdampften Verbrennung unter anderem von den Herstellern Siemens [42] und Alstom, früher ABB, [72] kommerziell eingesetzt, um sehr geringe Schadstoffemissionen zu erzielen. Für Flugantriebe wird der Einsatz dieses Verbrennungskonzepts unter anderem in den europäischen Forschungsprogrammen LOPOCOTEP [36] und NEWAC [81] untersucht. Wird in der Vormischstrecke ein homogenes mageres vorverdampftes Brennstoff-Luftgemisch erzeugt, kann die Verbrennung bei niedrigen Verbrennungstemperaturen und damit bei geringer NO_x -Bildung ablaufen. Da die Zeit für die Gemischaufbereitung in der Brennkammer entfällt, wird die Verweilzeit des Gemischs bei hohen Temperaturen minimiert und es ergibt sich ein NO_x -Reduktionspotenzial auf bis zu 25 % des Grenzwertes von CAEP4 [21]. Die Emissionen von CO , UHC und Ruß können bei diesem Verbrennungskonzept ebenfalls sehr gering

gehalten werden, solange die Verbrennungstemperaturen nicht unter etwa 1750 K liegen [41]. Die nahezu rußfreie magere Verbrennung führt zu geringer Wärmestrahlung und damit zu einer geringeren thermischen Belastung der Flammrohrwände. Allerdings steht durch den erhöhten Luftbedarf der mageren Verbrennung auch weniger Kühlluft zur Verfügung. Ähnlich wie bei LDI-Verfahren können auch bei LPP-Brennkammern neue Kühlverfahren mit höherer Kühlwirkung erforderlich sein.

Probleme beim Einsatz von LPP-Brennkammern in Fluggasturbinen bereitet der große Betriebsbereich von Fluggasturbinen. Ähnlich wie bei LDI-Verfahren neigen auch LPP-Konzepte durch die Schwankungen im Mischungsverhältnis zum Magerverlöschen im Teillastbereich und zu Problemen beim Zünden und Wiederzünden. Abhilfe schaffen kann eine mehrstufige Verbrennung, wie sie im Kapitel 4.5 beschrieben wird, oder eine Luftstufung, wie sie von Klein et al. [41] für eine stationäre Gasturbine vorgestellt wurde. Bei dem zuletzt genannten System wird über ein Ventil die Aufteilung der Luft zwischen Vormischluft und Kühlluft so eingestellt, dass in der Primärzone immer das gewünschte Äquivalenzverhältnis abhängig vom Betriebszustand erzielt wird.

Weitere Herausforderungen bei LPP-Systemen sind die Gefahren des Selbstzündens und des Flammenrückschlags. Besonders bei Gasturbinen mit höherem Verdichtungsverhältnis kann die Vormischluft bereits so warm sein, dass sich das eingespritzte Kerosin nach einer gewissen Zeit selbst entzündet. Da die Vormischstrecke nicht für Belastungen ausgelegt ist, wie sie bei einer Verbrennung auftreten, zerstört eine Selbstzündung in der Vormischstrecke das Einspritzsystem. Außerdem führt eine Selbstzündung zum thermischen Blockieren in der Vormischstrecke, so dass das Gemisch nicht mehr in die Brennkammer strömt und die Flamme in der Brennkammer erlischt. Deshalb ist unter allen Betriebsbedingungen dafür zu sorgen, dass die Strömungszeit durch die Vormischkammer kürzer ist als die Zündverzugszeit des Gemischs. Untersuchungen zum Selbstzündverhalten wurden unter anderem von Spadaccini und TeVelde [82] und Wolff [14] gemacht. Sie haben gezeigt, dass die Zündverzugszeit mit steigender Temperatur stark abnimmt. Bei Gasturbinen mit einem Druckverhältnis über 25 ist die Luft nach dem Verdichter bereits so warm und die Zündverzugszeit so gering, dass eine Vorverdampfung in einer separaten Vormischkammer nicht mehr sinnvoll erscheint. Folglich können LPP-Verfahren bei Fluggasturbinen nur bis zu einem Druckverhältnis von etwa 25 eingesetzt werden. Eine zweite Ursache für eine Zündung des Gemischs in der Vormischzone und damit für eine Zerstörung des Systems ist ein Zurückbrennen der Flamme aus der Brennkammer in die Vormischkammer. Dies kann einerseits über die langsam strömende Grenzschicht an den Wänden geschehen oder andererseits wenn die Flammausbreitungsgeschwindigkeit über der Strömungsgeschwindigkeit am Austritt der Vormischkammer liegt. Besonders schnelle Lastwechsel und die dadurch verursachten Änderungen in den Luftmassenströmen können den Flammenrückschlag auslösen. Außerdem neigen vorgemischte magere Flammen zu Verbrennungsschwingungen. Die Druckpulsationen und die damit verbundenen Schwankungen in der Wärmefreisetzung erhöhen die thermomechanische Belastung auf die Brennkammer und können zum Erlöschen der Flamme führen. Teilweise können diese Verbrennungsinstabilitäten durch dämpfende Maßnahmen vermieden werden. Weitere Forschungsarbeiten sind notwendig, um die Ursachen von Verbrennungsschwingungen genauer zu verstehen und geeignete

Auslegungsmaßnahmen zu finden, die das Auftreten von Verbrennungsschwingungen unterbinden [74].

Die Gefahr der Selbstzündung beschränkt den Einsatzbereich von LPP-Brennkammern auf Triebwerke mit einem Druckverhältnis von maximal 25 [81]. Die Länge der Vormischkammer und damit die Aufenthaltsdauer des Gemischs in der Vormischstrecke muss auf die maximalen Betriebstemperaturen am Brennkammereintritt abgestimmt werden. Wird die Länge zu sehr verkürzt, kann keine vollständige Verdampfung und Homogenisierung erreicht werden. Aus der LPP-Verbrennung wird eine teilvorgemischte Verbrennung, wie sie in Kapitel 4.4 beschrieben wird. Bei kleinen Gasturbinen mit geringer Temperatur nach dem Verdichter wird der Einsatzbereich von LPP-Systemen dadurch begrenzt, dass die Vormischluft ausreichend energiereich sein muss, um den Brennstoff in der Vormischstrecke zu verdampfen. Die Länge der Vormischkammer kann nicht beliebig lang gewählt werden, da sonst der Druckverlust ansteigt und sich die Gefahr des Flammenrückschlags erhöht. Wird die Wärmeabfuhr der Verbrennung für die Verdampfung des Brennstoffs genutzt, lässt sich die mager vorgemischte und vorverdampfte Verbrennung auch bei kleineren Gasturbinen erreichen. Liedtke und Schulz stellten ein System vor, das diesen Effekt nutzt [52]. Wie Abbildung 11 zeigt, wird der Brennstoff in das zentral angeordnete Verdampferrohr eingespritzt und bildet einen Film an der Innenwand des Rohrs. Die Vormischluft wird mit einem Drall beaufschlagt, strömt durch das Verdampferrohr und vermischt sich mit dem verdampfenden Brennstoff. Das Brennstoff-Luftgemisch strömt in den Brennraum und verbrennt in der Reaktionszone. Die Abgase werden umgelenkt und entlang der Außenwand des Verdampferrohrs zur Turbine geleitet. Der Wärmeübertrag vom heißen Abgas an der Außenseite des Verdampferrohrs zum Brennstofffilm an der Innenseite erleichtert die Verdampfung des Brennstoffs. Mit diesem System lassen sich zwar sehr gute Emissionswerte erreichen, aber auf der Innenseite des Verdampferrohrs kommt es schon nach kurzer Zeit zu Ablagerungen aus Brennstoffresten [53].

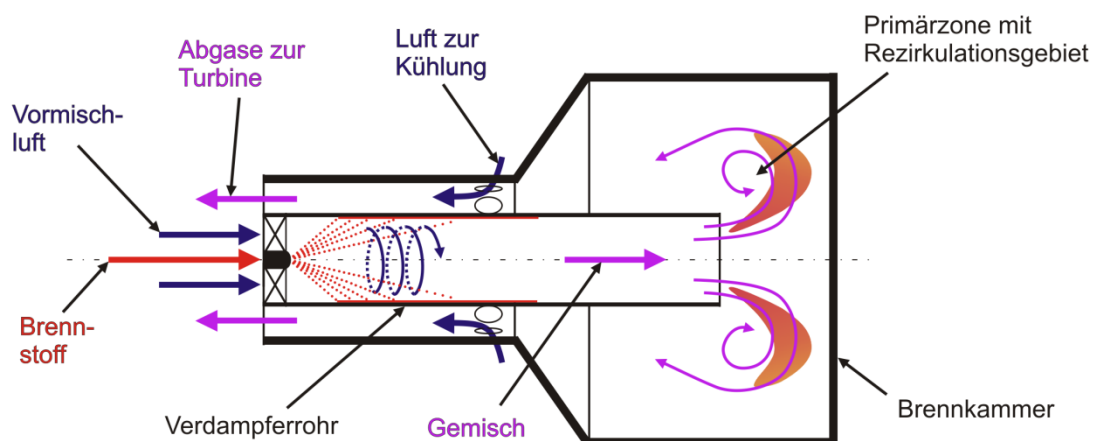


Abbildung 11: Schematischer Aufbau eines LPP-Einspritzsystems für Mikrogasturbinen nach [53].

4.4 Magere teilvorgemischte Verbrennung

Die magere teilvorgemischte Verbrennung (Partial Evaporation and Rapid Mixing, PERM) stellt eine Zwischenstufe zwischen LDI- und LPP-Verbrennung dar. Hier wird ein System betrachtet, das im Forschungsprojekt NEWAC untersucht wird [81]. Der Brennstoff wird zum Teil über einen Filmleger und zum Teil über einen Druckzerstäuber in den Luftstrom des inneren Drallgebers eingebracht (Abbildung 12). Ein Teil des Brennstoffs verdampft im Bereich des Brennstofffilms. Der restliche Brennstoff wird am Ende des Filmlegers in die Scherschchicht zwischen der Strömung des inneren und des äußeren Drallgebers eingebracht. Durch die hohe Turbulenz wird eine schnelle Zerstäubung, Vermischung und Verdampfung erreicht. Durch geeignete Strömungsführung wird bis zur Flammfront ein mageres homogenes Gemisch erzeugt, das eine schadstoffarme Verbrennung bei niedrigen Flammtemperaturen ermöglicht [27].

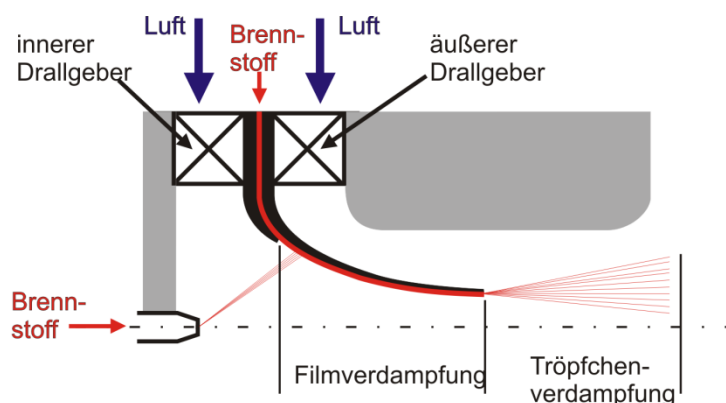


Abbildung 12: Schematischer Aufbau eines PERM-Einspritzsystems nach [81].

Das Schadstoffreduktionspotenzial von PERM-Brennkammern ist ähnlich dem von LDI-Brennkammern. Stickoxide lassen sich bis auf etwa 35% des Grenzwertes von CAEP4 reduzieren bei gleichzeitig geringen CO-, UHC- und Rußemissionen [81]. Eingesetzt werden kann diese Art der Brennstoffeinbringung bei Triebwerken mit mittleren bis großen Druckverhältnissen. Die Gefahr der Selbstzündung ist durch die sehr kurze Zone vor der Verbrennung minimal. Allerdings sind höhere Lufttemperaturen notwendig, um den Brennstoff ausreichend schnell zu verdampfen.

4.5 Systeme mit gestufter Verbrennung

Bereits in den 70er Jahren wurden Brennkammern mit gestufter Verbrennung als Konzept zur Schadstoffreduktion bei Flugtriebwerken im Rahmen des Experimental Clean Combustor Program (ECCP) untersucht [29]. In den folgenden Jahrzehnten wurde das Konzept in diversen Programmen weiterentwickelt. Bei der Brennstoffstufung wird der Brennstoff so in die Brennkammer eingespritzt, dass bei höherer Last und damit niedrigerem Gesamtäquivalenzverhältnis ein größerer Luftanteil in die Verbrennung einbezogen wird. Das Äquivalenzverhältnis in der Primärzone hängt weniger stark vom Betriebspunkt ab als bei konventionellen Systemen. Die Primärzone kann auf einen engeren

Bereich des Äquivalenzverhältnisses hin optimiert werden und die Schadstoffemissionen sinken. Die Luftverteilung in der Brennkammer über den Betriebsbereich wird dabei nicht aktiv verändert.

Ein einfach aufgebautes System zur Brennstoffstufung zeigt Abbildung 13. Bei diesem System werden die Einspritzdüsen in Pilot- und in Hauptdüsen unterteilt. Bei niedriger Last werden die Hauptdüsen abgestellt. Die Pilotdüsen können mit höherem Brennstoffdurchsatz und somit näher am Auslegungspunkt betrieben werden. Nachteilig wirken sich bei der niedrigen Last die Zonen ohne Verbrennung aus. Sie senken die Temperatur an den Randzonen der Verbrennung, die an den Nachbardüsen stattfindet. Dadurch führt diese Art der Stufung zu erhöhten CO- und UHC-Emissionen. Außerdem entsteht am Eintritt in die Turbine ein in Umfangsrichtung ungleiches Temperaturprofil, das vermieden werden soll [51]. Zusätzlich können Brennstoffreste in den abgeschalteten Düsen zur Verkokung führen.

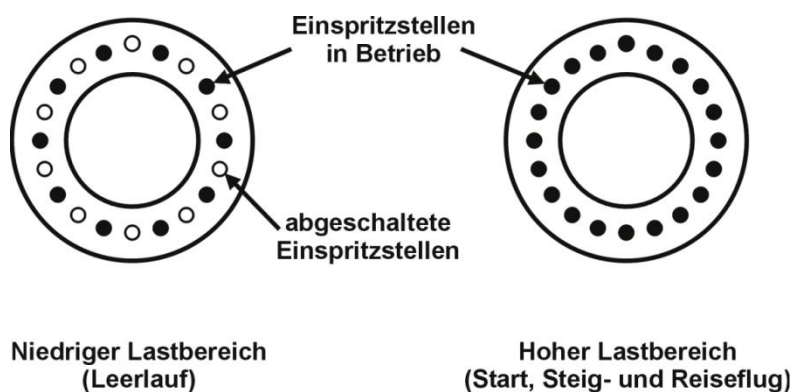


Abbildung 13: Schaltschema für Brennstoffstufung durch Abschalten von Einspritzstellen.

Als Konsequenz daraus wurden gestufte Brennkammern mit zwei Verbrennungszonen entwickelt. Sie bestehen typischerweise aus einer Pilotzone, die bei niedrigen Lastanforderungen wie Leerlauf ausreichend Verbrennungsenergie freisetzt. Diese Verbrennungszone ist meist für Diffusionsverbrennung ausgelegt. Sie sorgt für gute Zünd- und Wiederzündeeigenschaften und für einen Betrieb mit ausreichend Sicherheit zur Magerverlöschgrenze. Bei höheren Lastanforderungen wird auch in die Hauptzone Brennstoff eingespritzt. Die Hauptzone ist meist hoch belastet, um eine kurze Verweildauer des Gemischs zu ermöglichen, und wird bei niedrigen Äquivalenzverhältnissen betrieben, um die Verbrennungstemperatur und damit die Stickoxidbildung gering zu halten. Als Einspritzsysteme für die Hauptstufe können die in den vorangegangenen Kapiteln beschriebenen Magerverbrennungskonzepte eingesetzt werden. Wie Abbildung 14 zeigt, besteht die Möglichkeit, die Pilot- und die Hauptzone in axialer oder radialer Richtung anzuordnen.

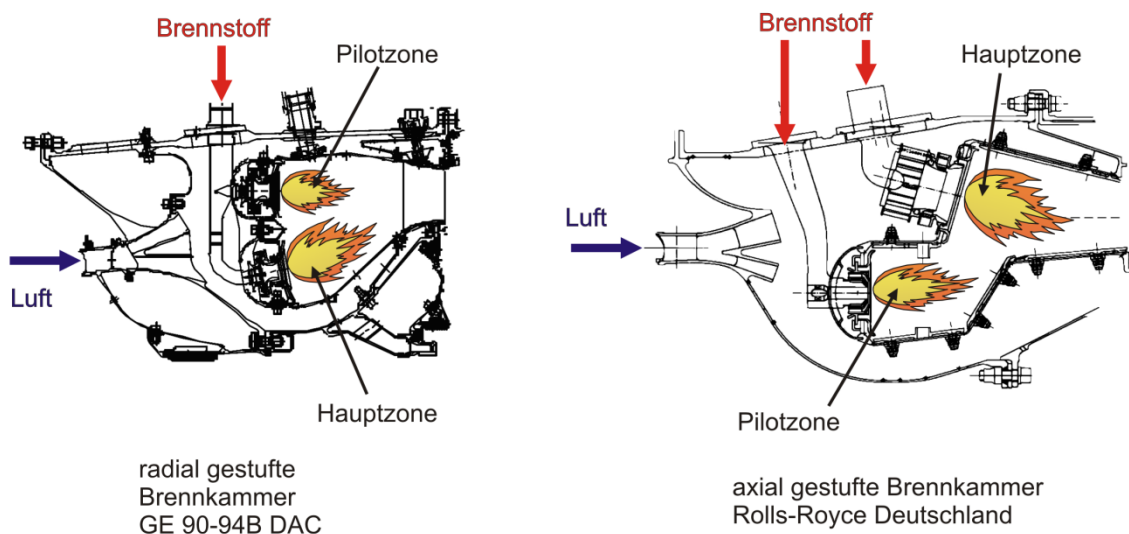


Abbildung 14: Darstellung einer radial und einer axial gestuften Brennkammer nach [58] und [10].

Ein Vorteil der radial gestuften Brennkammer ist, dass sie gleich lang gehalten wird wie bei konventionellen Brennkammern. Außerdem kann der Brennstoff über eine Leitung eingebracht werden und das Einspritzelement der Hauptzone kann durch den Brennstoffstrom der Pilotzone gekühlt werden, um eine Verkokung der Haupteinspritzdüse bei ausschließlichem Betrieb der Pilotzone zu verhindern. Die Firma GE bietet radial gestufte Brennkammern kommerziell für die beiden Triebwerke CFM-56 und GE 90 an. Vorteile der axialen Stufung sind, dass die Hauptzone mit einem Teil der Verbrennungsluft aus der Pilotzone versorgt wird. Durch diese heißen Verbrennungsgase wird die Magerverlöschgrenze in der Hauptzone zu niedrigeren Äquivalenzverhältnissen hin verschoben und es kann ein magereres Gemisch stabil verbrannt werden. Außerdem lässt sich mit axial gestuften Systemen das Temperaturprofil am Turbineneintritt besser den Anforderungen für eine lange Turbinenlebensdauer anpassen. Nachteil beider Systeme ist die größere Oberfläche des Flammrohrs, da diese gekühlt werden muss. Damit werden effizientere Kühlmethode benötigt oder es steht weniger Kühlluft an der Turbine zur Verfügung, um das Temperaturprofil definiert einzustellen. Des Weiteren bedeuten mehrere Einspritzelemente einen höheren Bauaufwand, höheres Gewicht und steigende Kosten.

Weiterentwicklungen umgehen diese Nachteile in dem sie sogenannte intern gestufte Einspritzelemente verwenden. Bei diesen Systemen sind die Pilot- und die Hauptverbrennungszone konzentrisch angeordnet (Abbildung 15). Durch unterschiedlichen Drall der Luft entstehen definierte Verbrennungsbereiche für die Primärzone und für die Hauptzone. Für die Pilotzone wird ein fettes bis stöchiometrisches Mischungsverhältnis angestrebt und für die Hauptzone ein mageres Äquivalenzverhältnis. Verschiedene Untersuchungen haben ein Reduktionspotenzial für Stickoxide auf ca. 35 % bis 50 % des Grenzwertes von CAEP4 gezeigt [58], [46]. Die Emissionen von Ruß und unverbrannten Kohlenwasserstoffen sind dabei auf einem mit modernen konventionellen Triebwerken vergleichbaren geringen Niveau. Abhängig von der Auslegung der Einspritzelemente und der Stufungscharakteristik kommt es in gewissen Lastbereichen zu einer geringeren Flammtemperatur. In der Hauptzone treten erhöhte Emissionen von Kohlenmonoxid auf und damit verringert sich der Ausbrand.

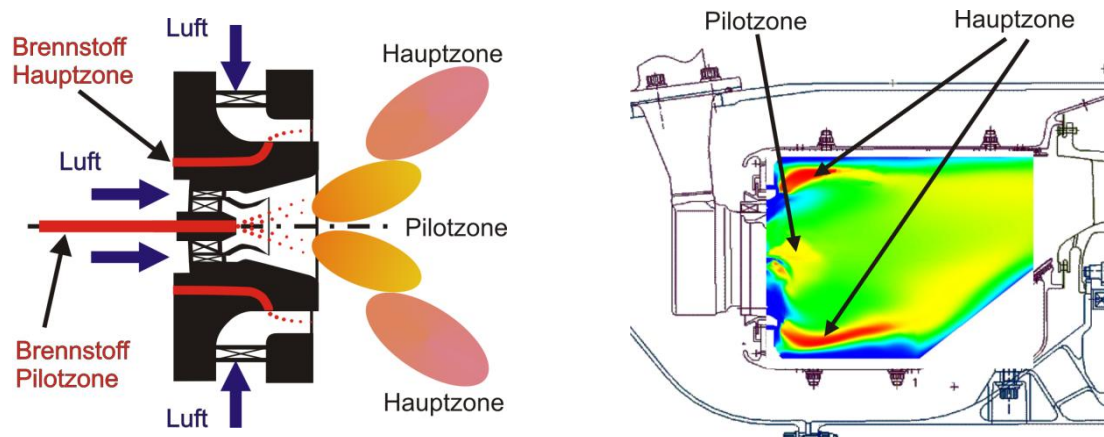


Abbildung 15: links: Schema eines intern gestuften Einspritzelements TAPS von der Firma GE nach [58]; rechts: Lage der Flammzonen bei einer von Rolls-Royce entwickelten intern gestuften Brennkammer nach [46].

Eine weitere Art der Stufung ist die aktive Anpassung der Luftmenge in der Primärzone. Damit wird über den Betriebsbereich die Temperatur in der Verbrennung in dem Fenster mit geringster Schadstoffemission gehalten. Luftgestufte Systeme werden zurzeit wegen ihrer Komplexität nicht in Flugtriebwerken eingesetzt.

4.6 Bewertung der Konzepte für schadstoffarme Verbrennung

Vergleicht man die unterschiedlichen Verbrennungskonzepte hinsichtlich ihres Emissionsverhaltens, so besitzen LPP-Verbrennungskonzepte das höchste Schadstoffreduktionspotenzial. Bei diesem Konzept entsteht das homogenste Brennstoff-Luftgemisch. Wird dieses Konzept für große Triebwerke verwendet, so muss auf Grund der Selbstzündungsgefahr die Vormischkammer verkürzt werden. Das Konzept geht mit zunehmender Triebwerksgröße in ein PERM- und anschließend in ein LDI-System über. Abbildung 16 zeigt die Anwendungsbereiche für die unterschiedlichen Magerverbrennungskonzepte. Diese Einteilung stammt aus dem europäischen Forschungsprogramm NEWAC [97]. Der Betrieb eines LPP-Systems bei Triebwerken mit einem Druckverhältnis kleiner als etwa 15 erfordert wegen der niedrigen Temperatur zusätzliche Maßnahmen.

Auf Grund der Anforderungen an die Betriebssicherheit und den weiten Betriebsbereich von Flugtriebwerken können die oben genannten Magerverbrennungskonzepte nur in gestuften Systemen eingesetzt werden. Bei brennstoffgestuften Systemen wird das Schadstoffreduktionspotenzial durch die fette Verbrennung in der Pilotzone gemindert. Fett-Mager-Verbrennungssysteme stellen einen guten Kompromiss zwischen Betriebssicherheit und Schadstoffreduktion dar. Aufgrund der systembedingten stöchiometrischen Verbrennung in der Mischzone ist deren Schadstoffreduktionspotenzial aber begrenzt. Die geringsten Schadstoffe bei ausreichender Betriebssicherheit könnten auf lange Sicht mit einer Kombination aus Luft- und Brennstoffstufung erzielt werden.

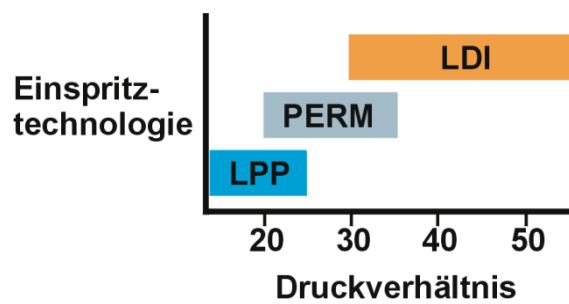


Abbildung 16: Einsatzbereiche der Magerverbrennungstechnologien in Abhängigkeit des Druckverhältnisses nach [97].

5 Neuartiges Brennstoffaufbereitungssystem

Brennkammerkonzepte mit magerer Verbrennung werden bisher bei kleinen Fluggasturbinen nicht kommerziell eingesetzt. Im Folgenden wird ein Vormischkonzept vorgestellt, das bei kleinen Gasturbinen die aktive Einstellung des Mischungsverhältnisses in der Primärzone unabhängig von der Last ermöglicht. Es basiert auf dem Patent von Schmidt und Simon [76] und wird in der Arbeit als Brennstoffaufbereitungssystem (BAS) bezeichnet.

5.1 Aufbau und Funktion des Brennstoffaufbereitungssystems

Der Aufbau des neuartigen Brennstoffaufbereitungssystems ist in Abbildung 17 schematisch dargestellt. Der Luftstrom wird nach dem Hauptverdichter in zwei Teilluftströme aufgeteilt. Ein Teil wird wie bei konventionellen Triebwerken zur Brennkammer geführt. Dort dient diese Luft zur Kühlung des Flammrohrs und wird dazu verwendet, das Temperaturprofil am Austritt der Brennkammer einzustellen. Der andere Luftmassenstrom wird zum Brennstoffaufbereitungssystem geführt und für die Gemischbildung genutzt. Ein Drosselventil ermöglicht die Regulierung des Vormischluftstroms. Der Brennstoff wird mit Hilfe einer rotierenden Tasse, die mit der Welle des Triebwerks verbunden ist, in die Vormischluft eingespritzt und zerstäubt. Das so entstandene Brennstoff-Luftgemisch wird in einem Verdichter weiter homogenisiert und von diesem in die Primärzone der Brennkammer geleitet. Die Strecke von der rotierenden Einspritzung bis zum Brennkammereintritt fungiert als Vormischzone. Sie ermöglicht ähnlich wie ein LPP-System eine Vormischung und Vorverdampfung des Gemischs vor dem Eintritt in die Brennkammer. Über einen Drallerzeuger wird das zündfähige Gemisch in die Brennkammer geleitet und dort in der Primärzone verbrannt. Der Verdichter im BAS wird entweder direkt oder über ein Getriebe von der Welle der Gasturbine angetrieben. Somit ist die Drehzahl des Vormischverdichters an die Drehzahl der Gasturbine gekoppelt.

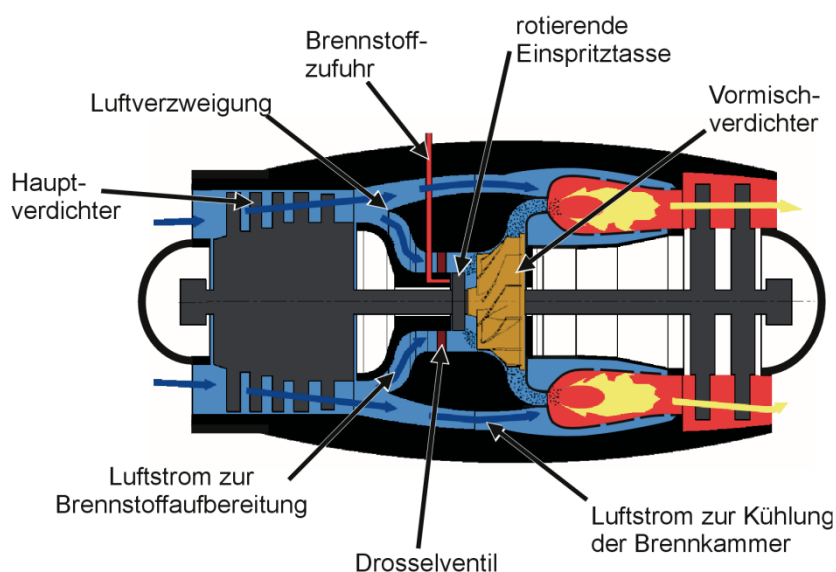


Abbildung 17: Schematische Darstellung des Brennstoffaufbereitungssystems in einem Triebwerk.

Mit Hilfe des Drosselventils im Strömungskanal zur Vormischung kann die Luftmenge, die zur Primärzone strömt, aktiv beeinflusst werden. So kann das Äquivalenzverhältnis in der Primärzone unabhängig vom Lastzustand des Triebwerks eingestellt werden. Verglichen mit konventionellen Systemen erhält die Gasturbine durch das BAS einen weiteren Freiheitsgrad in der Triebwerkssteuerung. Abhängig vom Lastpunkt und vom Betriebszustand kann das Äquivalenzverhältnis in der Primärzone so eingestellt werden, dass das Mischungsverhältnis optimal den Anforderungen angepasst wird. Beim Start kann der Luftmassenstrom in das BAS mit Hilfe des Drosselventils reduziert werden. In der Primärzone entsteht ein fetteres Gemisch für bessere Zünd- und Wiederzündeeigenschaften. Mit steigender Last erhöht sich die Drehzahl der Gasturbinenwelle und damit auch die Drehzahl des Vormischverdichters, so dass das Gemisch magerer wird. Über das Drosselventil kann das Mischungsverhältnis so eingestellt werden, dass für jeden Betriebspunkt die Verbrennungstemperatur in dem für geringe Schadstoffe optimalen Bereich (Abbildung 4) liegt. Trägt man die Betriebslinie eines solchen Systems in das rechte Diagramm von Abbildung 4 ein, so erhält man eine deutlich flachere Kennlinie, deren Verlauf durch die Stellung des Ventils angepasst werden kann. So kann auch bei dynamischen Laständerungen immer ein ausreichend großer Abstand zu den Verlöschgrenzen sichergestellt werden.

Stromab des Drosselventils spritzt die Tasse des Rotationszerstäubers Brennstoff in den Luftstrom zur Primärzone. Die Tasse rotiert mit derselben Geschwindigkeit wie der Verdichter im BAS. Der Brennstoff wird vom Rand der Tasse in radiale Richtung verteilt und durch die hohe Relativgeschwindigkeit zwischen der Luft und dem Brennstoff zerstäubt und in Richtung des Verdichters im BAS abgelenkt. Wie bereits in Kapitel 3.5.3 erwähnt, hat bei rotierender Einspritzung der Brennstoffmassenstrom nur einen geringen Einfluss auf die Gemischqualität. Somit wird über den gesamten Betriebsbereich unabhängig vom Lastzustand der Gasturbine eine gleichbleibend hohe Zerstäubungsqualität erzielt. Zusätzlich sind Rotationszerstäuber unempfindlich gegen Schwankungen in der Viskosität des Brennstoffs und deshalb besonders auch für den Einsatz mit alternativen Brennstoffen geeignet. Da Rotationszerstäuber keine Düsen mit kleinen Bohrungen aufweisen, sind sie robust und unempfindlich gegen Verkokung und Verstopfen. Das Einspritzsystem ist vergleichsweise einfach aufgebaut, wartungsarm und günstig zu fertigen. Zusätzlich kann der Brennstoff mit geringem Druck gefördert werden, was im Vergleich zu Druckzerstäubern den Einsatz kleinerer Pumpen ermöglicht.

Über einen Verdichter gelangt das Luft-Brennstoffgemisch zum Einlass in die Brennkammer. Der Verdichter überwindet die Druckverluste, die im Rohrsystem, am Drosselventil und an den Drallerzeugern am Brennkammereintritt entstehen. Ein im Vergleich zur Brennkammer höheres Druckniveau am Austritt des BAS stellt sicher, dass das Gemisch immer mit ausreichend hoher Geschwindigkeit in die Brennkammer strömt. Damit ist ein zuverlässiger Schutz gegen Flammenrückschlag gegeben. Der Verdichter erzeugt Turbulenzen und unterstützt eine homogene Brennstoff-Luft-Verteilung. Die Enthalpiezufuhr im Verdichter fördert den Verdampfungsprozess. Ziel des Systems ist es, am Eintritt in die Brennkammer ein homogen vorgemischtes und vorverdampftes Gemisch zu erzeugen. Da die Drallerzeuger am Eintritt zur Brennkammer Druckverluste erzeugen, wirken sie als Dämpfer für mögliche Verbrennungsschwingungen. So wird der Einfluss eventuell auftretender Brennkammerschwingungen auf die Gemischaufbereitung reduziert.

5.2 Eigenschaften des Brennstoffaufbereitungssystems

Ziel des BAS ist es, ein homogenes Brennstoff-Luftgemisch zu erzeugen und sicher in die Brennkammer zu fördern. Die einzelnen Vorgänge im BAS werden im Folgenden detaillierter betrachtet. Abbildung 18 zeigt schematisch den Aufbau des BAS, der für eine Hubschraubergasturbine entwickelt wurde. Der Brennstoff wird über einen stehenden Strömungskörper zur Tasse geführt und mittig in die Einspritztasche eingebracht, die als Rotationszerstäuber genutzt wird. Die rotierende Tasse beschleunigt den Brennstoff in Umfangsrichtung. Durch die Fliehkräfte strömt der Brennstoff radial nach außen und bildet an der Innenseite der Tasse einen Brennstofffilm. Dieser Film löst an der vorderen Kante der Tasse ab. Bei Umfangsgeschwindigkeiten größer als 50 m/s verlässt der Brennstoff die Tasse als kleine Tröpfchen, sonst als Film oder als Strahlen [50]. Die beiden letztgenannten zerfallen später in der Luftströmung zu Tröpfchen. Bei Rotationszerstäubern kommt es wegen der Trägheit des Brennstoffs und wegen der aerodynamischen Kräfte an der Oberfläche des Brennstofffilms zu einer Relativgeschwindigkeit zwischen dem Brennstoff und der Rotationstasse. Damit entspricht die Umfangsgeschwindigkeit des Brennstofffilms nicht der Umfangsgeschwindigkeit der Tasse und die Differenz ist schwer zu quantifizieren.

Nachdem der Brennstoff die Tasse verlassen hat, übt die Luftströmung um die rotierende Tasse Kräfte auf die Tröpfchen aus und bewirkt, dass diese weiter zerfallen. Mit der Zerstäubung des Brennstoffs setzt im BAS auch der Verdampfungsprozess ein. Durch die aerodynamischen Kräfte werden die Brennstofftröpfchen in die Strömungsrichtung der Luft umgelenkt und in Richtung Verdichter transportiert. Die hohe Turbulenz nach der Tasse fördert dabei die Zerstäubung, Vermischung und Verdampfung des Brennstoffs. Sind die Radialgeschwindigkeiten der Tröpfchen oder die Tröpfchen selbst zu groß, besteht die Gefahr, dass die Tröpfchen die Wand des BAS erreichen und sich dort ablagern. Dies soll vermieden werden, da ein Brennstofffilm an der Wand zu niedrigeren Verdampfungsraten und einer ungleichmäßigen Brennstoff-Luft-Verteilung führt.

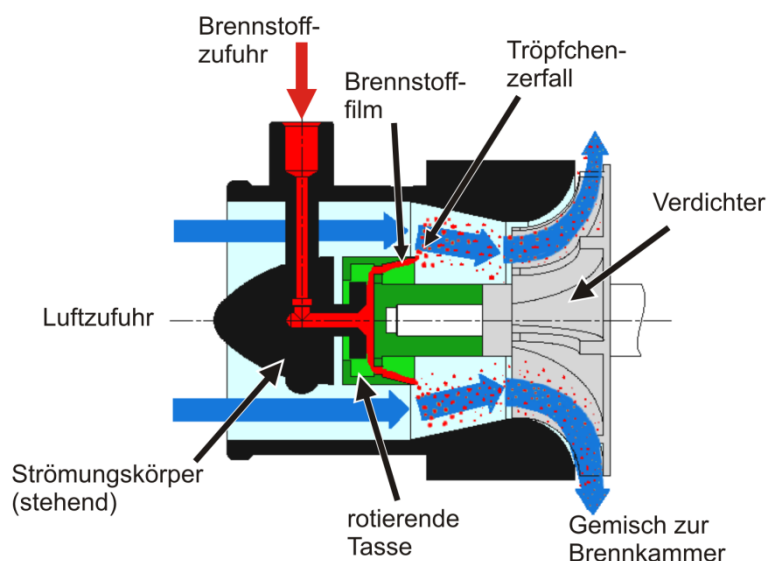


Abbildung 18: Schematische Darstellung des entwickelten Brennstoffaufbereitungssystems als Einzelkomponente.

Der Verdichter des BAS erhöht den Druck im Gemisch, das aus Brennstofftröpfchen, Brennstoffdampf und Luft besteht. Dabei wird dem Gemisch Energie zugeführt, was die weitere Verdampfung fördert. Berücksichtigt man die in Gleichung (15) gegebenen Einflussfaktoren, so hängt bei gegebener Brennstoffart und gegebener Geometrie die Verdampfung im BAS hauptsächlich von den Faktoren in Tabelle 3 ab.

Einflussfaktor	Auswirkung auf Verdampfung durch
Drehzahl	<ul style="list-style-type: none"> - Tröpfchengröße - Verteilung des Brennstoffs im Gemisch - Verdichterenthalpie und Strömungsfeld
Brennstoffmassenstrom	<ul style="list-style-type: none"> - Tröpfchengröße - Temperatur des Gemischs - Verhältnis von Brennstoff und Luft im BAS
Temperatur der Luft	<ul style="list-style-type: none"> - Verdampfungszeit und Verdampfungsenthalpie - Tröpfchengröße durch Luftdichte - Temperatur des Gemischs
Temperatur des Brennstoffs	<ul style="list-style-type: none"> - Tröpfchengröße durch Viskosität - Temperatur des Gemischs
Druck im BAS	<ul style="list-style-type: none"> - Tröpfchengröße durch Luftdichte - Siedeverhalten des Brennstoffs

Tabelle 3: Einflussfaktoren und deren Auswirkung auf das Verdampfungsverhalten im BAS.

Wird am Austritt des Verdichters ein homogenes vorverdampftes Gemisch erreicht, dann ist dieses vergleichbar mit dem Gemisch, das bei LPP-Einspritzsystemen erzeugt wird. Damit sind mit dem BAS ähnlich geringe Schadstoffemissionen zu erwarten wie bei LPP-Systemen. Durch den Verdichter baut sich im BAS immer ein Überdruck auf. Der Druckgradient zwischen Einspritzstelle und Brennkammer sorgt für einen kontinuierlichen Massenstrom in die Brennkammer und schützt das Vormischsystem vor Zerstörung durch Flammenrückschlag. Damit kann die Vormischstrecke länger ausgeführt werden als bei LPP-Systemen. Durch die längere Aufenthaltszeit des Gemischs in der Vormischung sind selbst bei niedrigeren Einsatztemperaturen noch ausreichend gute Verdampfungsraten zu erwarten. Die Gefahr der Selbstzündung in der Vormischstrecke beschränkt den Einsatzbereich des BAS und wird in Kapitel 5.3 genauer erläutert. Da durch das Zusammenspiel von Ventilstellung und Verdichterdruckverhältnis der Luftmassenstrom zur Primärzone gesteuert werden kann, wird Magerverlösch im Teillastbereich verhindert. Dadurch kommt das BAS ohne Brennstoffstufung aus.

5.3 Selbstzündung als Begrenzung des Einsatzbereichs

Aus dem Aufbau des BAS ergeben sich Grenzen für die Einsetzbarkeit des Systems. Der Brennstoff wird bereits vor Eintritt in die Brennkammer mit der Luft vermischt. Selbstzündung tritt auf, wenn die Temperaturen im Gemisch zu hoch sind. Während der Vermischung und Verdunstung des Brennstoffs

setzen Oxidationsvorgänge ein, die die Zündung lokaler Gemischbereiche, sogenannter Hot Spots, einleiten [14]. Als Zündverzugszeit wird das Zeitintervall von der Entstehung des brennbaren Gemischs bis zum Auftreten der Flamme bezeichnet [51]. Die Zündverzugszeit unter Bedingungen, wie sie bei Vormischsystemen für Fluggasturbinen auftreten, wurde unter anderem von Cano Wolff [14] untersucht. Laut diesen Untersuchungen sinkt die Zündverzugszeit eines Brennstoffs mit steigendem Druck und steigender Temperatur der Luft. Das Äquivalenzverhältnis ($0,5 < \Phi < 1,2$) und die Tröpfchengröße haben im untersuchten Bereich keinen Einfluss auf die Zündverzugszeit. Begründet wird dies damit, dass sowohl unter den untersuchten wie auch unter realen Bedingungen Inhomogenitäten im Gemisch auftreten. Deshalb existieren immer Bereiche mit den Mischungsbedingungen, für die die Selbstzündzeit bei gegebener Temperatur und gegebenem Druck minimal ist. Diese Hot Spots setzen ausreichend Wärme frei, um das umgebende Gemisch zu zünden.

Die beiden für die Zündverzugszeit relevanten Parameter Temperatur und Druck am Eintritt der Brennkammer eines Flugtriebwerks hängen voneinander ab. Das Druckverhältnis des Verdichters einer Gasturbine ist damit der entscheidende Parameter für die zu erwartende Zündverzugszeit. Die Verdichteraustrittstemperatur T_{t3} ergibt sich bei verlustbehafteter Verdichtung mit dem Verdichtungsverhältnis Π_V nach Gleichung (16). Aufstaueffekte und Druckverluste im Einlauf des Triebwerks werden hierbei vernachlässigt.

$$T_{t3} = T_0 \cdot \left[1 + \frac{1}{\eta_{is}} \cdot \left(\Pi_V^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) \right] \quad (16)$$

$$\text{wobei } \Pi_V = \frac{p_{t3}}{p_0}$$

Dabei ist p_{t3} der Druck nach der Verdichtung, Π_V das Druckverhältnis, η_{is} der isentrope Wirkungsgrad der Verdichtung, κ der Isentropenexponent und p_0 und T_0 die Umgebungsbedingungen. Nimmt man typische Werte ($T_0 = 288 \text{ K}$, $p_0 = 1013 \text{ hPa}$, $\eta_{is} = 0,9$, und $\kappa = 1,4$) an, so kann man die Zündverzugszeit über dem Druckverhältnis der Gasturbine auftragen. Abbildung 19 zeigt diesen Zusammenhang für unterschiedliche Untersuchungen, die aus der Literatur übernommen wurden. Zusätzlich ist die Zündverzugszeit dargestellt, die mit dem kommerziellen Softwaretool CHEMKIN [96] berechnet wurde. In der Simulation wurde Kerosin vereinfacht als Heptan angenommen und das Gemisch liegt zum Zeitpunkt Null ideal gemischt und verdampft vor. Die Verweilzeit des Gemischs im BAS muss ausreichend kurz ausgelegt werden, damit unter allen Betriebsbedingungen ausreichend Sicherheit gegen Selbstzündung gewährleistet ist.

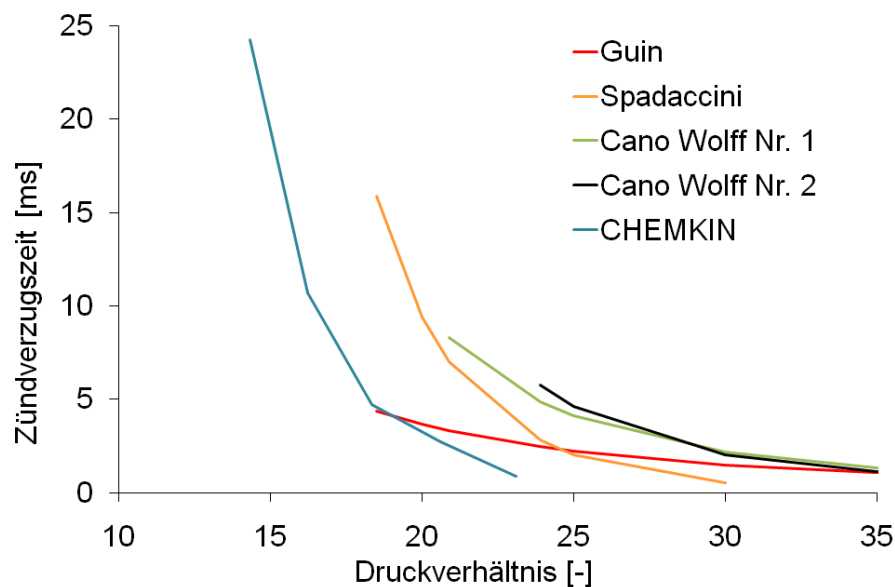


Abbildung 19: Zündverzugszeiten von Kerosin abhängig vom Druckverhältnis einer Gasturbine berechnet mit dem kommerziellen Tool CHEMKIN [96] und nach [14], [30] und [82].

5.4 Verdampfungsenergie als untere Temperaturgrenze für den Einsatz des BAS

Die theoretische untere Temperaturgrenze für den Einsatz des BAS ergibt sich aus der Verdunstung des Brennstoffs. Kerosin besitzt gemäß der Spezifikation einen Flammpunkt von mindestens 311 K [62]. Das bedeutet, dass sich oberhalb dieser Temperatur ein zündfähiges Gemisch aus Luft und Kerosindampf bilden kann. Bis zu welchem Mischungsverhältnis Kerosin verdunstet, wird durch die Siedekurve und den Partialdruck des Kerosindampfs in der Luft beschrieben. Die Siedekurve ist wiederum vom Druck und von der Temperatur abhängig. Abbildung 20 zeigt für unterschiedliche AFR die Abhängigkeit von Druck und Temperatur auf die theoretische Verdunstung. Unterhalb der Kurven ist eine vollständige Verdunstung zu erzielen. Dabei wird davon ausgegangen, dass das Kerosin eine Anfangstemperatur von 288 K hat. Für die Siedekurve wird die Beschreibung nach Lee-Kesler [48] verwendet und die Verdunstungsenthalpie wird nach Rachner [62] modelliert. Durch die Luft wird das Kerosin erwärmt und verdunstet. Um ein Gemisch mit einem AFR = 16 vollständig zu verdunsten, ist mindestens eine Lufttemperatur von 355 K erforderlich. Diese Betrachtung setzt eine unendlich lange Vermischungs- und Verdunstungszeit voraus. In technischen Anwendungen wird für die Verdunstung eine deutlich höhere Temperatur benötigt, da die Verdunstung in einer kurzen Zeit ablaufen muss und in einem Gemisch mit Tröpfchen keine homogenen Bedingungen erreicht werden.

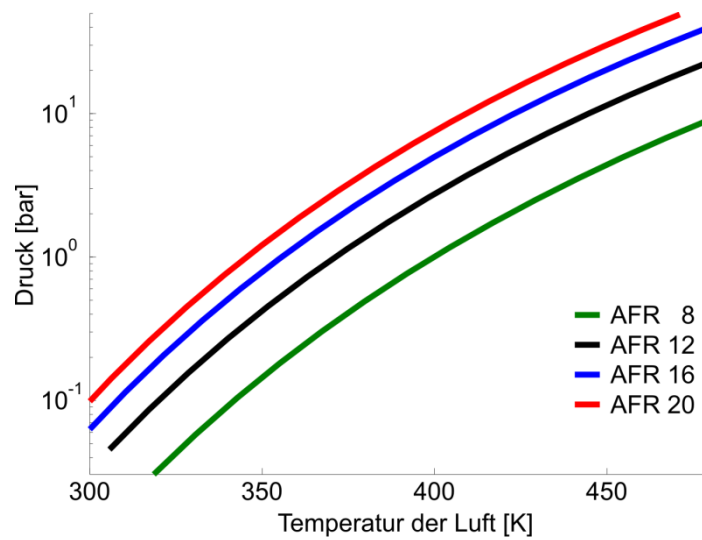


Abbildung 20: Grenzkurven für Mischungsverhältnisse, bei denen eine vollständige Verdunstung von Kerosin theoretisch möglich ist, in Abhängigkeit von Temperatur und Druck.

6 Experimentelle Untersuchungen des BAS als Einzelkomponente

Um die Vorgänge im BAS zu verstehen, dessen Einsatzbereich zu bestimmen und die Einflüsse auf das entstehende Gemisch zu untersuchen, wird das Brennstoffaufbereitungssystem als Einzelkomponente untersucht. Hierfür wird das BAS außerhalb einer Gasturbine aufgebaut und unter realistischen Randbedingungen betrieben. Der Einsatz des BAS ist in kleinen Gasturbinen vorgesehen. Der Komponententest wird auf Bedingungen ausgelegt, die für sehr kleine Gasturbinen abgestimmt und in Untersuchungen von Spyra et al. [84] genauer beschrieben sind. Die wichtigsten Parameter dabei sind:

- Drehzahl des BAS: bis 120.000 1/min
- bezogener Luftvolumenstrom durch das BAS: bis 0,044 m³/s
- Temperatur der Luft am Eintritt des BAS: bis 460 K
- Druck der Luft am Eintritt des BAS: bis 3 bar
- Brennstoffmassenstrom: bis 7 g/s

Ziel ist es, den Einfluss der in Tabelle 3 beschriebenen Faktoren auf die Qualität des vom BAS erzeugten Gemischs zu bewerten. Das wichtigste Kriterium für die Beurteilung der Gemischqualität ist der Verdampfungsgrad des Brennstoffs, der mit einem optischen Messverfahren untersucht wird.

6.1 Aufbau des Komponentenprüfstands

6.1.1 Aufbau des Brennstoffaufbereitungssystems für den Komponentenversuch

Um das BAS als Einzelkomponente mit den gegebenen Anforderungen aufzubauen, wurde ein geeigneter Turbolader eines PKWs als Basis ausgewählt (Abbildung 21, linkes Bild). Ein Turbolader bietet den Vorteil, dass der Verdichter bereits mit einer Antriebseinheit kombiniert ist, die für die hohen Drehzahlen ausgelegt ist. Die Turbine kann als Antrieb verwendet werden. Die Welle zwischen Antrieb und Verdichter und die Lager mit dem passenden Ölsystem sind bei einem Turbolader bereits integriert. Die Brennstoffeinspritzung ist vor dem Verdichter auf die gleiche Welle montiert. Über einen Steg und den feststehenden Strömungskörper wird der Brennstoff in die rotierende Tasse geleitet. Die Turbine des Turboladers wird mit Druckluft beaufschlagt und treibt über die Welle den Verdichter und die Einspritztasche an. Abbildung 21 rechts zeigt ein Schnittschema durch das BAS, wie es für den Komponentenprüfstand aufgebaut ist.

Um zu untersuchen, wie groß der Einfluss der Faktoren aus Tabelle 3 ist, müssen die Drehzahl der Welle n , der Brennstoffmassenstrom \dot{m}_{Br} , die Temperatur T_{VBAS} und der Druck p_{VBAS} vor dem

Verdichter und der Druck p_{nBAS} nach dem Verdichter unabhängig voneinander eingestellt werden können. Diese Parameter sind auch im rechten Bild der Abbildung 21 eingetragen. Die Brennstofftemperatur wird hier nicht variiert, da dies bei Gasturbinen im Allgemeinen kein Parameter ist, der gezielt verändert werden kann. Außerdem ist zu erwarten, dass eine Erhöhung der Brennstofftemperatur ähnliche Auswirkungen hat wie eine erhöhte Lufttemperatur.

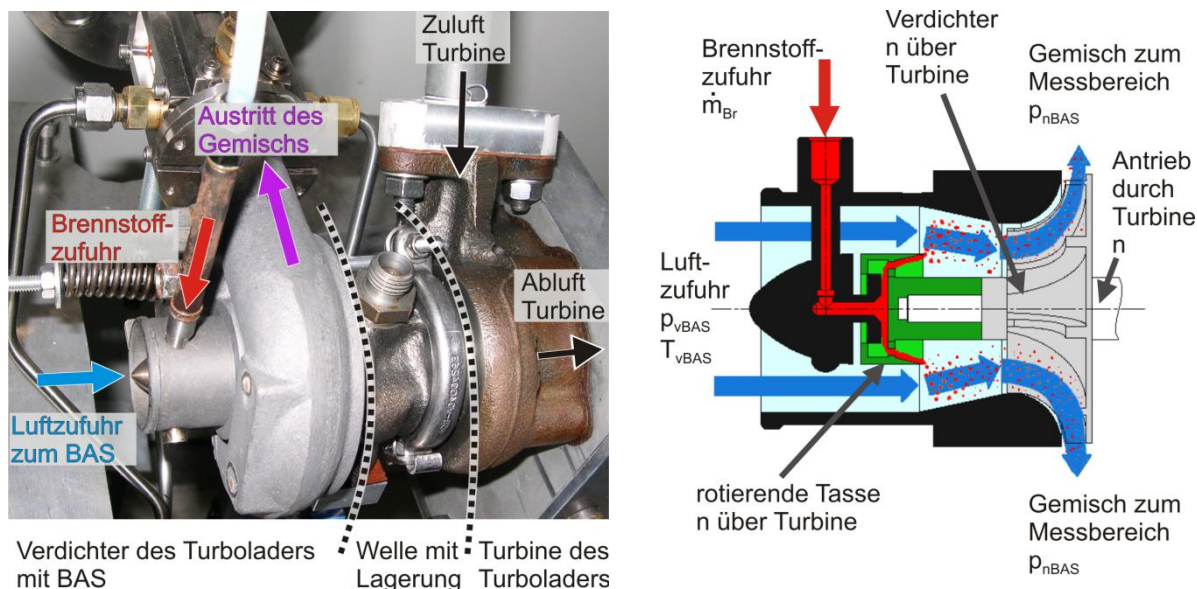


Abbildung 21: links: Prüfstands Aufbau des BAS als Einzelkomponente; rechts: Schematische Schnittzeichnung durch das BAS des Prüfstands.

6.1.2 Drehzahlregelung des BAS am Komponentenprüfstand

Die wichtigsten Anforderungen an den Antrieb des BAS sind hohe Drehzahlen und die Möglichkeit, diese genau zu regeln, damit reproduzierbare Messergebnisse erzeugt werden können. Angetrieben wird die Turbine des Turboladers über eine im Prüfstandsgebäude installierte 10 bar Druckluftversorgung. Um eine definierte Drehzahl sicherzustellen, wird ein Regelkreis aufgebaut, der aus einem Drehzahlsensor, einem MatLab Echtzeit-Rechensystem mit Host- und Target-PC und einem Regelventil besteht (Abbildung 22).

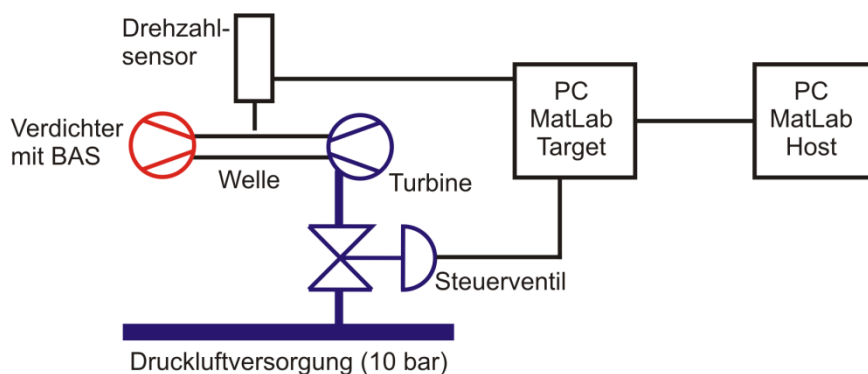


Abbildung 22: Schema des Regelkreises für den Antrieb des BAS.

Um die Drehzahl exakt bestimmen zu können, wird ein Drehzahlsensor ACAM Picoturn SM5.1 mit der Messeinheit Picoturn BM V5 verwendet. Das Drehzahlsignal wird über eine geeignete Messwerterfassungskarte in einen MatLab Target PC eingelesen. Ein mit dem Softwarepaket Simulink programmierter Regler gibt abhängig von Ist- und Sollwert der Drehzahl ein Steuersignal an das Regelventil vom Typ Bürkert 8802. So ist es möglich, die Drehzahl des Verdichters auf einen konstanten Wert einzustellen und zu halten. Durch die schnelle Ansprechzeit des Regelkreises (Taktzeit des Reglers im PC 1 ms, Messfrequenz des Drehzahlsensors 10 ms [1]), können kleine Drehzahlschwankungen schnell ausgeglichen werden. Zur Sicherheit des Versuchsaufbaus wird in den Antriebskreis ein Notabsperrentil vor das Regelventil eingebaut, das im Fall einer Überdrehzahl die Luftzufuhr zur Turbine schnell absperrt und Beschädigungen verhindert. Abbildung 23 zeigt die Ventile und den Drehzahlsensor für die Drehzahlregelung am Komponentenprüfstand.

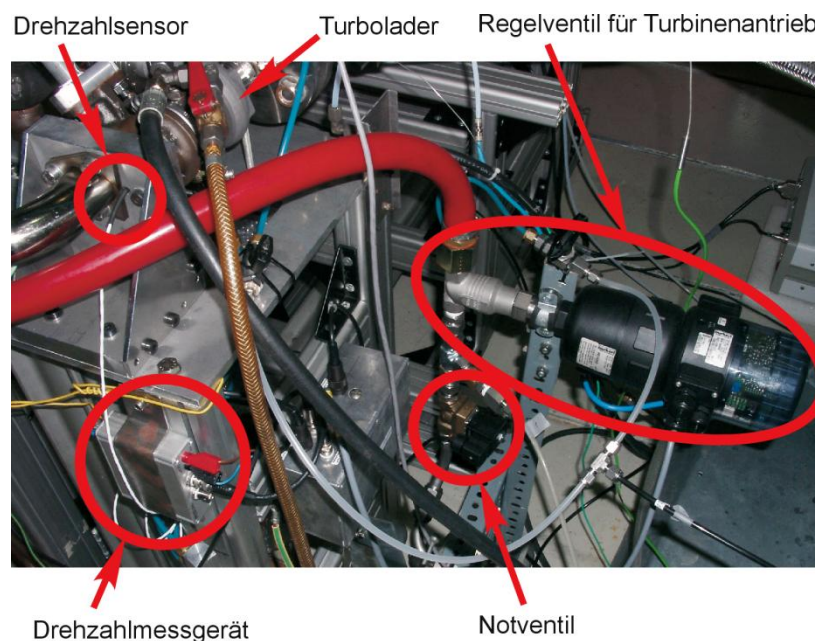


Abbildung 23: Aufbau der Drehzahlregelung am Komponentenprüfstand.

6.1.3 Luft- und Brennstoffversorgung am Komponentenprüfstand

Um die im Kapitel 6 beschriebenen Randbedingungen des BAS am Komponentenprüfstand nachzubilden, wird der in Abbildung 24 skizzierte Aufbau der Luft- und Brennstoffversorgung verwendet. Damit die geforderten Drücke am Eintritt in das BAS erreicht werden, wird Druckluft zur Versorgung des BAS verwendet. Die im Prüfstandsgebäude installierte Druckluftversorgung wird von mehreren Schraubenkompressoren gespeist. Diese verdichten Umgebungsluft auf einen Totaldruck von 13 bar. Anschließend wird die Druckluft auf Umgebungstemperatur abgekühlt. Ein Druckminderer reduziert den Druck auf konstant 10 bar und gleicht Schwankungen im Vordruck aus. Der elektrische Luftherhitzer kann maximal 0,5 kg/s Luft auf bis zu 700 K erhitzen. Durch die regelbare Leistung kann die Luft auf die Temperatur erwärmt werden, die am Eintritt in das BAS benötigt wird. Stromab des Luftherhitzers wird die Luft in einen Hauptstrom und einen Bypass-Strom aufgeteilt. Durch das Zusammenspiel der beiden pneumatischen Ventile im Bypass- und im Hauptstrom können

die Luftmenge zum BAS und die Luftmenge im Bypass-Rohr reguliert werden. Aus diesem Aufbau ergeben sich folgende Vorteile:

- Unabhängig von der im BAS benötigten Luftmenge kann der Luftmassenstrom durch den Lufterhitzer konstant gehalten werden und ein Anpassen der Heizleistung an den jeweils benötigten Durchsatz entfällt. Diese Anpassung könnte wegen der hohen Wärmespeicherkapazität im Lufterhitzer nur mit großer Verzögerung erfolgen und würde den Versuchsablauf verlängern. Stationäre Betriebszustände im Versuchsaufbau werden schneller erreicht.
- Zur ausreichenden Kühlung der Heizelemente ist laut Herstellerangaben mindestens ein Luftmassenstrom von 100 g/s gefordert [73]. Bei den niedrigen Luftmassenströmen für das BAS kann der restliche Teil der Luft über einen Bypass abgeleitet werden, so dass ein Überhitzen des Lufterhitzers auch bei kleinen Luftmassenströmen ausgeschlossen werden kann.
- Da der ganze Luftmassenstrom des Lufterhitzers durch den Bypass geführt werden kann, ist es möglich den Lufterhitzer unabhängig vom BAS zu betreiben. So muss kein Luftstrom durch das BAS strömen, wenn der Lufterhitzer aufgewärmt oder abgekühlt wird. Außerdem können während der Versuche Arbeiten am BAS erfolgen, ohne den Lufterhitzer vorher abkühlen zu lassen.

Mit dem Ventil im Hauptrohr, das vor dem BAS angeordnet ist, dem Drosselventil nach dem BAS, der Drehzahl des Verdichters und der Temperatur am Eintritt des Verdichters ergeben sich vier voneinander unabhängig einstellbare Parameter. Damit lässt sich der Betriebspunkt des BAS im Verdichterkennfeld frei und eindeutig wählen und durch die Festlegung des Drucks und der Temperatur am Eintritt in das BAS ergeben sich der Massenstrom durch das BAS und das Verdichtungsverhältnis über das BAS.

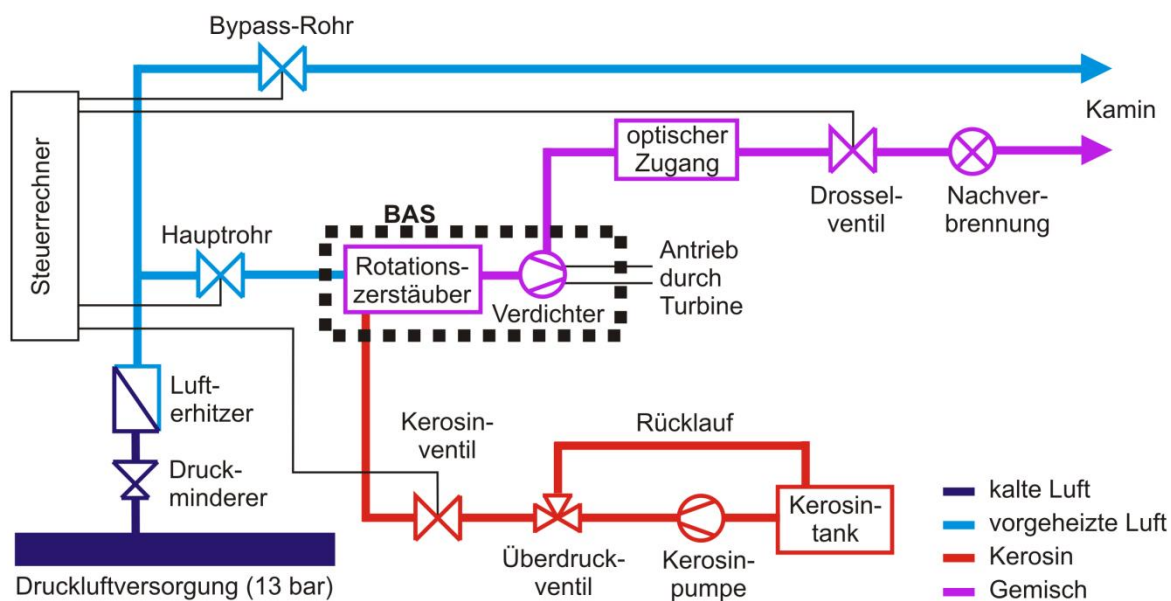


Abbildung 24: Luft- und Brennstoffversorgung am Komponentenprüfstand.

Für die Gemischbildung im Versuch wird das bei Fluggasturbinen oft als Brennstoff verwendete Kerosin Jet A-1 verwendet. Das Kerosin wird von einer Schraubepumpe aus dem Tank gefördert. Ein Überdruckventil öffnet bei einem bestimmten Druck und das überschüssige Kerosin strömt über den Rücklauf zurück in den Tank. Dadurch baut sich in der Leitung vor dem Kerosinventil ein konstanter Druck auf. Über die Stellung des Kerosinventils kann die Kerosinmenge, die zum BAS gefördert wird, exakt eingestellt werden. Das Kerosin wird im BAS zerstäubt und mit Luft vermischt. Das dabei entstehende Kerosin-Luftgemisch strömt durch ein optisch zugängliches Messvolumen, in dem die Gemischqualität analysiert wird.

Nach der Analyse wird das Kerosin-Luftgemisch über ein Drosselventil auf Umgebungsdruck entspannt und muss anschließend entsorgt werden. Mit einer separaten Pilotflamme wird das Gemisch gezündet und unter Zugabe von Zusatzluft verbrannt. Die Abgase werden ebenso wie die Luft, die durch das Bypass-Rohr strömt, in den Kamin abgeleitet. Die Ventile für das Kerosin, das Hauptrohr, das Bypass-Rohr und das Drosselventil nach dem optischen Messbereich werden von einem Steuerrechner geschaltet.

6.1.4 Konventionelle Messtechnik am Komponentenprüfstand

Um das Betriebsverhalten des BAS zu charakterisieren und den Einfluss der Betriebs- und Randbedingungen zu quantifizieren, werden am Komponentenprüfstand unterschiedliche Messtechniken eingesetzt. Mit konventioneller Messtechnik, wie Temperaturmessung mit Thermoelementen, werden die Betriebszustände am BAS bestimmt. Die dafür benötigten Messstellen sind in Abbildung 25 dargestellt. In Tabelle 4 werden die einzelnen Messgrößen kurz beschrieben und anschließend im Text erläutert.

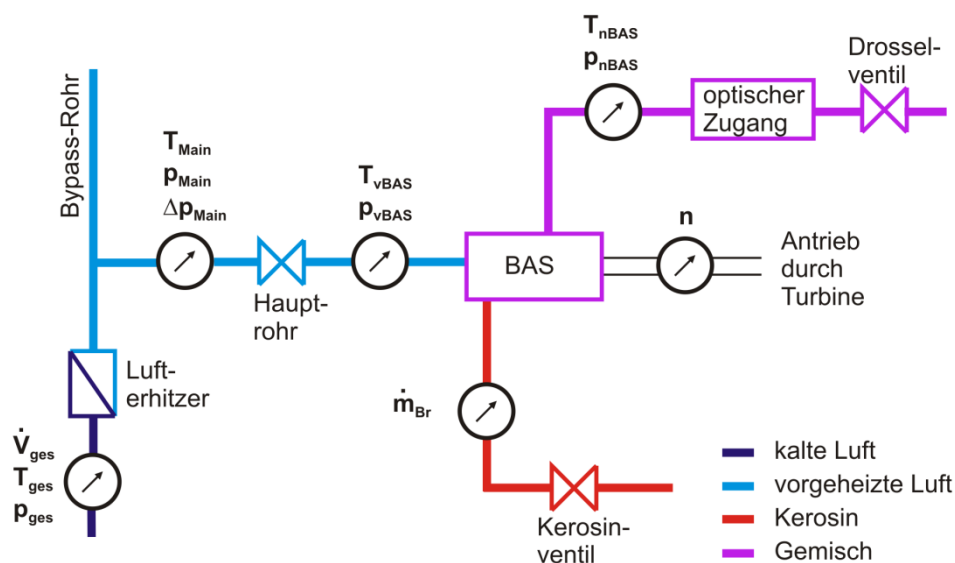


Abbildung 25: Messtellen der konventionellen Messtechnik am Komponentenprüfstand.

Bezeichnung, Beschreibung	Messmethode, Messgerät	Zweck
\dot{V}_{ges} , Volumenstrom durch Luftherhitzer	Wirbeldurchflussmessgerät, ROTA Vorty-E-1b	Berechnung des Massenstroms durch Luftherhitzer
T_{ges} , Temperatur am Volumenstrommessgerät	NiCr – Ni Mantelthermoelement, Typ K	Berechnung des Massenstroms durch Luftherhitzer
p_{ges} , Druck am Volumenstrommessgerät	Piezoresistiver Drucksensor, Walcher Elektronik	Berechnung des Massenstroms durch Luftherhitzer
T_{Main} , Temperatur an der Messblende Hauptluftstrom	NiCr – Ni Mantelthermoelement, Typ K	Berechnung des Massenstroms durch BAS und Berechnung des AFR im BAS
p_{Main} , Druck an der Messblende Hauptluftstrom	Piezoresistiver Drucksensor, Walcher Elektronik	Berechnung des Massenstroms durch BAS und Berechnung des AFR im BAS
Δp_{Main} , Differenzdruck über Messblende Hauptluftstrom	Piezoresistiver Differenzdrucksensor, Special Instruments AP	Berechnung des Massenstroms durch BAS und Berechnung des AFR im BAS
T_{vBAS} , Temperatur vor BAS	NiCr – Ni Mantelthermoelement, Typ K	Bestimmung der Eintrittsbedingungen in das BAS
p_{vBAS} , Druck vor BAS	Piezoresistiver Drucksensor, Walcher Elektronik	Bestimmung der Eintrittsbedingungen in das BAS
T_{nBAS} , Temperatur nach BAS	NiCr – Ni Mantelthermoelement, Typ K	Bestimmung der Austrittsbedingungen am BAS
p_{nBAS} , Druck nach BAS	Piezoresistiver Drucksensor, Walcher Elektronik	Bestimmung der Austrittsbedingungen am BAS
\dot{m}_{BR} , Brennstoffmassenstrom zum BAS	Coriolis-Massenstrommessgerät, Rheonik RHM 01 FNT	Bestimmung des Brennstoffmassenstroms und Berechnung des AFR im BAS
n , Drehzahl BAS	Wirbelstromdämpfung, ACAM Picoturn-BM V5	Bestimmung der Drehzahl des BAS

Tabelle 4: Beschreibung der Messgrößen am Komponentenprüfstand.

Alle Temperaturen werden mit NiCr–Ni Mantelthermoelementen in der Mitte des jeweiligen Strömungskanals gemessen. Als Vergleichsstellen für die Temperaturkompensation werden spezielle Einschubkarten in der Messwerterfassung verwendet. Die Druckmessung und -registrierung erfolgt durch eine 32-Kanal-Druckmesswerterfassung der Firma Walcher. Auf den Messkarten befinden sich Differenzdrucksensoren, die auf einer Seite offen sind. Damit wird der Differenzdruck zur Umgebung gemessen. Die einzelnen Drucksensoren sind in vier Messbereiche unterteilt: 0 - 1 bar, 0 - 3 bar, 0 - 10 bar und 0 - 13 bar. Zu den jeweiligen Versuchen werden die Bereiche für die jeweiligen Messstellen so gewählt, dass sich der zu erwartende Druck an der oberen Grenze des Kalibrierbereichs befindet. Da die Strömungsgeschwindigkeiten sehr langsam ($Ma < 0,05$) sind, wird die Unterscheidung zwischen

Totalgrößen und statischen Größen vernachlässigt. Die Drücke vor dem BAS werden über Wandbohrungen gemessen. Nur der Druck nach dem BAS wird über eine Drucksonde in der Mitte des Strömungskanals gemessen, damit das Ergebnis nicht durch einen eventuell entstehenden Brennstofffilm an der Gehäusewand beeinflusst wird.

Die Messung des Volumenstroms vor dem Lufterhitzer erfolgt mit einem Wirbel-Durchflussmesser. Bei diesem Messprinzip wird ein Störkörper in das Rohr eingebracht. Wird dieser Körper umströmt, bildet sich im Nachlauf eine Kármánsche Wirbelstraße aus. Die Frequenz der Wirbel wird von dem Sensor im Messgerät aufgezeichnet und ist ein Maß für die Strömungsgeschwindigkeit und für den Volumenstrom. Aus dem Volumenstrom \dot{V}_{ges} , der Temperatur und dem Druck an der Messstelle kann man über das ideale Gasgesetz (17) den Massenstrom \dot{m}_{ges} bestimmen.

$$\dot{m}_{\text{ges}} = \rho_{\text{ges}} \cdot \dot{V}_{\text{ges}} = \frac{p_{\text{ges}}}{R_{\text{Luft}} \cdot T_{\text{ges}}} \cdot \dot{V}_{\text{ges}} \quad (17)$$

Der Luftmassenstrom durch das Hauptrohr und somit durch das BAS wird mit einer Blendenmessung bestimmt. Dazu wird eine Normblende gemäß [18] verwendet. Die Blende verursacht bei Durchströmung einen Druckverlust, der mit dem Volumenstrom korreliert. Der Druckverlust über die Blende wird mit einem piezoresistiven Differenzdruckmesser bestimmt. Aus dem Volumenstrom kann analog zu Gleichung (17) der Luftmassenstrom durch das BAS bestimmt werden. Ein Vorteil der Blendenmessung ist, dass sich durch Austausch der Blende der Messbereich sehr gut auf den Einsatzbereich abstimmen lässt.

Die Drehzahl der Welle im BAS wird an der Turbine gemessen, da diese gut zugänglich ist. In dem Drehzahlsensor ist eine Spule integriert, die so mit einem Widerstand verschaltet ist, dass ein Schwingkreis entsteht. Passiert eine Turbinenschaufel den Sensor, ändert sich die Zeitkonstante des Schwingkreises und diese Änderung wird detektiert. Da die Schaufelzahl bekannt ist, kann die Drehzahl der Welle exakt bestimmt werden.

Alle für die Versuchsdurchführung und Auswertung wichtigen physikalischen Größen werden zentral aufgezeichnet. Alle analogen Signale werden mit Messwertkarten eingelesen, digitalisiert und am Messwerterfassungs-PC weiter verarbeitet. Zur Visualisierung, Verarbeitung und Speicherung der Daten wird das Programmpaket LabView benutzt. Außerdem überwacht dieses Programm im Betrieb Grenzwerte und schaltet bei kritischen Betriebszuständen den Versuchslauf automatisch ab.

6.1.5 Lasermesssystem zur Erfassung der Mie-Streuung

Ziel der Komponentenversuche ist es, die Grenzen des Einsatzbereichs des BAS für kleine Gasturbinen und den Einfluss unterschiedlicher Parameter auf die Qualität des Brennstoff-Luftgemischs am Austritt des BAS zu bestimmen. Die wichtigsten Beurteilungskriterien sind dabei die Größe, die Verteilung und der Verdampfungsgrad der Brennstofftröpfchen. Dazu werden die Tröpfchen durch die Messung der Mie-Streuung visualisiert. Die Messung der Mie-Streuung ist eine gängige Methode, um

Aussagen über Tröpfchen und Partikel in Strömungen zu gewinnen. Dabei wird das Licht an Streukörpern elastisch gestreut, deren Durchmesser in der Größenordnung von der Anregungswellenlänge λ_L des einfallenden Lichts oder darüber liegt. Wie Abbildung 26 zeigt, wird der einfallende Lichtstrahl an der Oberfläche des Tröpfchens teilweise reflektiert und teilweise gebrochen. Die Winkel τ und τ' ergeben sich aus den Brechungsindizes des Tröpfchens n'_b und des umgebenden Mediums n_b nach folgender Gleichung:

$$\frac{\sin \tau}{\sin \tau'} = \frac{n'_b}{n_b} \quad (18)$$

Trifft der Strahl von innen an die Oberfläche des Tröpfchens, verlässt ein Teil des Lichts das Tröpfchen unter dem Streuwinkel Θ . Der andere Teil des Strahls wird im Tröpfchen reflektiert, trifft erneut auf eine Außenfläche des Tröpfchens, teilt sich wieder auf und bildet Streustrahlung nächst höherer Ordnung.

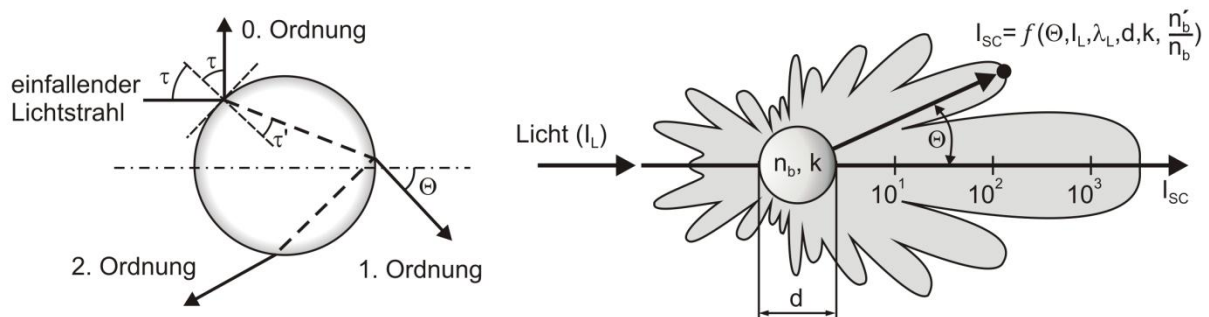


Abbildung 26: links: Schematische Darstellung der Lichtbrechung verschiedener Ordnungen; rechts: Polardiagramm der Mie-Streuungsintensität an einem Tröpfchen nach [36].

Durch die Überlagerung der Strahlen aller Ordnungen entsteht um das Tröpfchen eine Strahlungsintensitätsverteilung, wie sie in der rechten Darstellung von Abbildung 26 gezeigt ist. Die Strahlungsintensität des Streulichts I_{SC} kann mit der Mie-Theorie beschrieben werden. Auf eine genauere Betrachtung wird hier verzichtet und auf weiterführende Literatur verwiesen [68], [92]. Um die Einflussfaktoren auf die Strahlungsintensität I_{SC} darzustellen, kann sie als Funktion folgender Parameter geschrieben werden:

$$I_{SC} = f\left(\Theta, I_L, \lambda_L, d, k, \frac{n'_b}{n_b}\right) \quad (19)$$

Dabei ist Θ der Streuwinkel, I_L und λ_L die Intensität und die Wellenlänge des einfallenden Lichts, d der Tröpfchendurchmesser, k ein Formfaktor für die Teilchenform und $\frac{n'_b}{n_b}$ der Quotient der Brechungsindizes, der die optischen Eigenschaften des Teilchens und des Mediums charakterisiert. Die Wellenlänge des Streulichts wird durch die Reflexion und die Brechung nicht geändert, so dass das Streulicht die gleiche Wellenlänge hat, wie der einfallende Strahl.

Für sphärische Tröpfchen mit einem Durchmesser $d > 2\lambda_L$ ergibt sich gemäß der Mie-Theorie eine quadratische Abhängigkeit der Streulichtintensität vom Tröpfchendurchmesser. Bei unverändertem Versuchsaufbau können die übrigen Einflussfaktoren aus Gleichung (19) in erster Näherung zu einer Konstante C' zusammengefasst werden. Daraus ergibt sich die Gleichung (20). Mit der Annahme einer sphärischen Form ergibt sich das Tröpfchenvolumen V_T aus Gleichung (21). Eingesetzt in Gleichung (20) folgt für die Signalintensität eine Abhängigkeit vom Tröpfchenvolumen mit der Potenz $\frac{2}{3}$. Bezogen auf das Volumen werden somit kleinere Tröpfchen überproportional dargestellt. Dies ist bei der Auswertung von Mie-Streuungsbildern zu beachten [36].

$$I_{SC} = C' \cdot d^2 = C \cdot V_T^{\frac{2}{3}} \quad (20)$$

$$V_T = \frac{\pi}{6} \cdot d^3 \quad (21)$$

Auf die Größe der Tröpfchen kann somit kein quantitativer Rückschluss gezogen werden. Die Messmethode ist qualitativ, reicht aber aus, um eine Aussage über die Verteilung und Verdunstung des Brennstoffs bei unterschiedlichen Parametern zu ermöglichen. Vorteile der Mie-Streuungsmessung sind insbesondere:

- Die Streuung der Lichtstrahlen erfolgt bei dieser Messmethode nur an Tröpfchen, verdampfter Brennstoff verursacht kein Messsignal. Da der Brennstoffmassenstrom bekannt ist, kann aus der Signalintensität direkt auf die Verdampfung geschlossen werden.
- Mie-Streuungsmessung erfolgt als zweidimensionale Messung mit hoher räumlicher Auflösung. Das Gemisch wird über die gesamte Höhe des Strömungskanals analysiert. Dadurch können räumliche Schwankungen in der Gemischbildung erfasst werden. Durch die Ausdehnung des Messbereichs in Strömungsrichtung wird auch eine zeitliche Auflösung der Messergebnisse erreicht.
- Da die Messung auf Reflexion und Brechung beruht, werden bei der Mie-Streuungsmessung hohe Intensitäten erreicht. Signalrauschen und Strahlung von anderen Quellen sind im Vergleich zum Messsignal gering und die Messung wird genau. Da keine Anregung von Molekülen oder dergleichen erfolgt, sind für die Messungen keine Zusatzstoffe notwendig.
- Die Messung der Mie-Streuung erfolgt berührungslos. In die Strömung muss nicht eingegriffen werden und die Strömung wird nicht gestört, was eine Verfälschung der Messergebnisse zur Folge hätte.

Abbildung 27 zeigt den Messaufbau zur Messung der Mie-Streuung. Zur Erzeugung des Laserstrahls wird ein gepulster Excimerlaser vom Typ Lambda-Physik EMG 150T MSC verwendet. Gefüllt mit dem Edelgas Krypton und dem Halogen Fluor wird ein Laserlicht mit einer Wellenlänge von 248 nm emittiert. Die Pulsdauer beträgt maximal 17 ns. Der Strahl verlässt den Laser und wird mit Hilfe von Spiegeln zum Messvolumen geführt. Zwei Zylinderlinsen erzeugen ein schmales, paralleles Lichtband, das durch eine Blende auf eine Breite von 20 mm und auf eine Tiefe von 0,5 mm beschnitten wird. Das Lichtband durchleuchtet das Messvolumen von unten nach oben. Senkrecht dazu wird die Intensität der Mie-Streuung von einer CCD-Kamera vom Typ LaVision FlameStarII aufgezeichnet. Das

Objektiv und der CCD-Chip in der Kamera sind auf Strahlung im ultravioletten Bereich optimiert. Der Aufbau der Linsen, der Blende und der Kamera kann senkrecht zur Strömungsrichtung des Gemischs verschoben werden, um die Gemischqualität in unterschiedlichen Ebenen parallel zur Hauptströmungsrichtung zu untersuchen. Mit Hilfe der Auswertesoftware DaVis 6.2 der Firma LaVision werden von einem Computer sowohl der Laser als auch die Kamera angesteuert, die Bilder der Kamera aufgezeichnet und später ausgewertet.

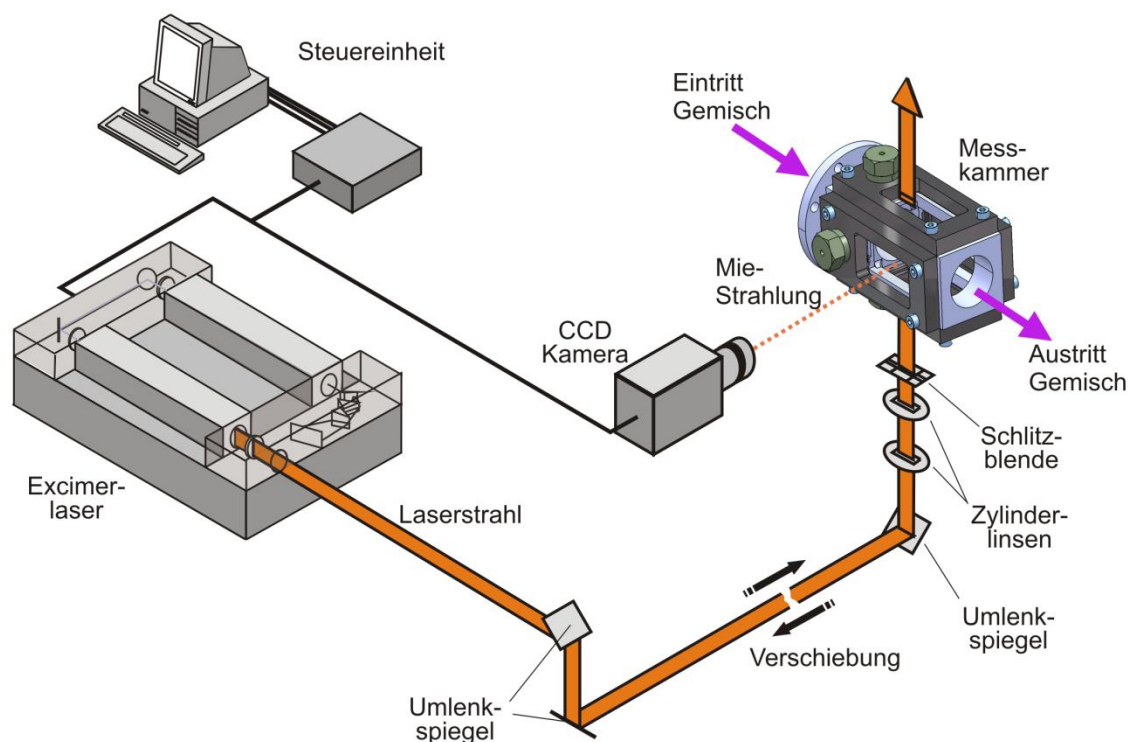


Abbildung 27: Versuchsaufbau für die Messung der Mie-Streuung am Komponentenprüfstand.

Die Messung der Mie-Streuung erfordert einen optischen Zugang zur Strömung des Gemischs. Dazu werden in den Messbereich Fenster eingesetzt, die aus SQ1-Quarzglas bestehen und eine besonders hohe Durchlässigkeit für UV-Licht besitzen. Da der Lichtstrahl am Messfenster weder gebeugt noch gestreut werden soll, müssen die Fenster zur Messkammer eben sein und senkrecht zur Ausbreitungsrichtung des Lasers liegen. Das Laserband strahlt durch das Messvolumen und erzeugt das in Abbildung 28 gezeigte Mie-Streuungsbild. Die Aufzeichnung der Mie-Streuung erfolgt senkrecht zur Strömungsrichtung und senkrecht zur Ausbreitungsrichtung des Laserlichts. Das Fenster, durch das die Mie-Streuung aufgenommen wird, muss parallel zur Ausbreitungsrichtung des Laserstrahls liegen und plan sein, um auch hier Reflexion und Brechung des Lichts zu vermeiden. Für die Form der Messkammer ergibt sich aus diesen Anforderungen ein rechteckiger Querschnitt. Da der Austritt des Verdichters einen runden Querschnitt besitzt, muss ein Übergang zum rechteckigen Querschnitt im optisch zugänglichen Bereich geschaffen werden. Erfolgt dieser Übergang durch eine Stufe, besteht die Gefahr, dass sich am Übergang Turbulenzen ausbilden. Durch Rückströmung in Turbulenzwirbeln würden die Messergebnisse verfälscht werden. Außerdem besteht dabei die Gefahr, dass Brennstofftröpfchen den Wirbeln nicht folgen, sondern auf Grund ihrer im Vergleich zu Luft höheren Trägheit an die Scheiben befördert werden, dort einen Brennstofffilm bilden und den optischen Zugang beeinträchtigen. Ein stetiger Übergang mit gleichbleibender Querschnittsfläche, der

keine Turbulenzen in die Strömung einbringt, würde eine längere Wegstrecke nötig machen und somit eine Messung nahe am Austritt des Verdichters verhindern. Um dies zu vermeiden wurde für die Messkammer der Aufbau in Abbildung 28 gewählt.

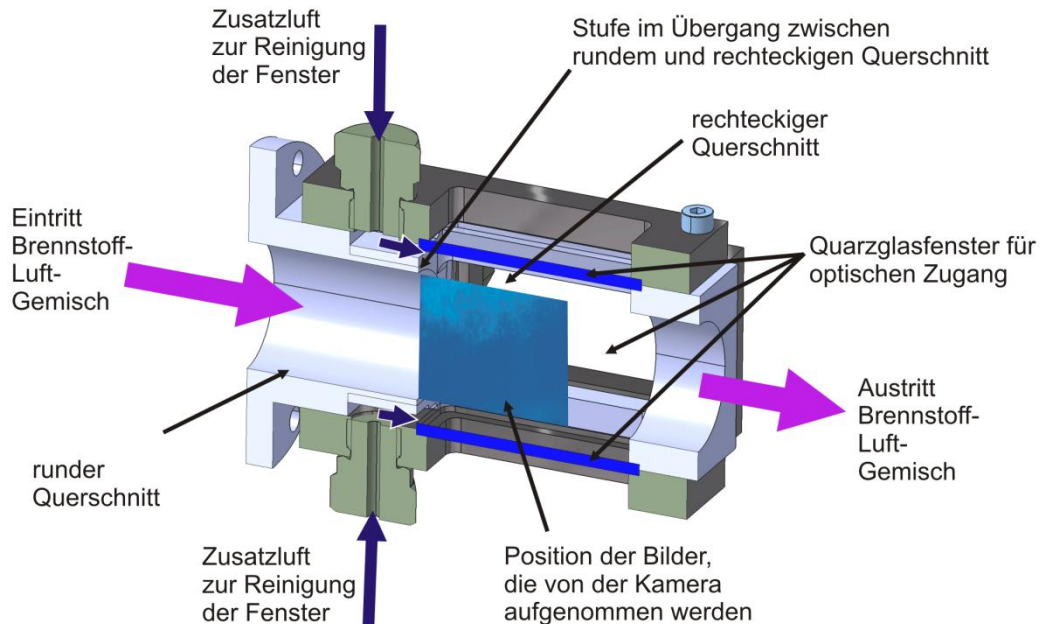


Abbildung 28: Aufbau der Messkammer für die Messung der Mie-Streuung.

Der Übergang zwischen dem runden und dem eckigen Querschnitt erfolgt in einem Schritt. An diesem Absatz wird zusätzliche Luft eingeblasen. Dies verhindert die Ausbildung eines Rezirkulationswirbels und die Zusatzluft bildet einen Luftfilm, der entlang der Fenster strömt. Dadurch werden die Fenster auch während des Betriebs gereinigt. Die Menge der Zusatzluft wird so gewählt, dass auf den Aufnahmen der Mie-Streuung keine Beeinflussung durch die Zusatzluft zu erkennen ist.

6.2 Versuchsdurchführung am Komponentenprüfstand

Die Mie-Streuung beruht auf Reflexion und Brechung, so dass kein Zusatzstoff erforderlich ist. Die Versuche werden mit reinem Kerosin Jet-A1 durchgeführt. Für den Wellenlängenbereich der Laserstrahlen ist Kerosin nahezu transparent, so dass auch bei hohen Tröpfchendichten die Verfälschung der Aufnahmen durch Absorptionseffekte gering ist.

In Vorversuchen wurde gezeigt, dass bei Lufteintrittstemperaturen von unter 393 K viel flüssiger Brennstoff vorliegt. Dadurch lagern sich trotz der Einblasung von Zusatzluft Brennstofftröpfchen an den Glasscheiben ab. Der dadurch entstehende Brennstofffilm beeinträchtigt den optischen Zugang, verfälscht die Messungen und es können keine sinnvollen Messergebnisse im Temperaturbereich unter 393K erzielt werden.

Messungen an unterschiedlichen vertikalen Ebenen senkrecht zur Strömungsrichtung ergaben immer ähnliche Werte wie die Messungen in der Mittelebene. Das deutet auf eine homogene

Brennstoffverteilung waagrecht im Strömungskanal hin. Da durch die Messung in unterschiedlichen Ebenen keine neuen Erkenntnisse gewonnen werden, wurden die vorgestellten Messungen nur in der Mittelebene durchgeführt. Die im Versuch veränderten Parameter mit den dazugehörigen Variationsbereichen sind in Tabelle 5 dargestellt.

Parameter	Minimum	Maximum
Eintrittstemperatur BAS [K]	393	473
Eintrittsdruck BAS [bar]	1,1	3
Drehzahl [1/min]	90.000	120.000
Druckverhältnis BAS [-]	1,1	1,3
Luft-Brennstoff-Verhältnis [-]	8	32
Brennstoffmassenstrom [g/s]	0	7

Tabelle 5: Im Versuch variierte Parameter mit den dazugehörigen Wertebereichen.

Die Kamera zeichnet Bilder mit einer Auflösung von 384 x 286 Bildpunkten auf (Abbildung 29). Die Bilder sind Falschfarbenbilder, die die gemessene Signalintensität an jedem Bildpunkt anzeigen. Helle Bildpunkte bedeuten hohe Signalintensitäten, dunkle Bildpunkte geringe Signalintensitäten. Gemäß Gleichung (20) bedeutet eine hohe Signalintensität ein hohes Volumen an flüssigem Brennstoff und eine niedrige Signalintensität korreliert mit wenig flüssigem Brennstoff. In Abbildung 29 ist auf der linken Seite eine Aufnahme einer Mie-Streuungsmessung dargestellt. Über eine Justiermessung wurde ermittelt, dass eine räumliche Auflösung von 14 Pixel/mm erreicht wird [95]. Da sich die Fokussierung und der Abstand der Kamera zur Messebene nicht ändern, bleibt dieser Wert für alle Messungen erhalten. Im mittleren Teil des Bildes sieht man das vom Laser durchstrahlte Gebiet. Da nur dieser Bereich ausgewertet werden soll, wird das Bild für die Auswertung auf eine Breite von 270 Pixel zugeschnitten. In der Höhe ist eine Unterscheidung von Reflexionen am Messfenster (Abbildung 29 rechts) und Mie-Streuung an Brennstofftröpfchen kaum möglich. Um keine Informationen zu verlieren, wird das Bild zur Auswertung nicht in der Höhe verändert. Um den Einfluss der Reflexionen zu kompensieren, wurde nach jeder Messreihe eine Referenzmessung ohne Kerosin durchgeführt, wie sie in der rechten Darstellung von Abbildung 29 gezeigt wird. Die Strahlungsintensität vom Referenzbild wird von den auszuwertenden Bildern abgezogen, um nur den Einfluss der Mie-Streuung zu bewerten. Räumliche und zeitliche Schwankungen in den Tröpfchenkonzentrationen werden ausgeglichen, indem von jedem Betriebspunkt im Versuch 50 Aufnahmen unter identischen Randbedingungen mit einer Wiederholrate von 10 Hz aufgezeichnet wurden. Um die Signalintensitäten der einzelnen Betriebspunkte untereinander zu vergleichen, wird die Signalintensität über die 50 Bilder gemittelt und anschließend die Signalintensität des gemittelten Bildes über alle Bildpunkte errechnet. Somit wird für jeden Betriebspunkt ein Wert ermittelt.

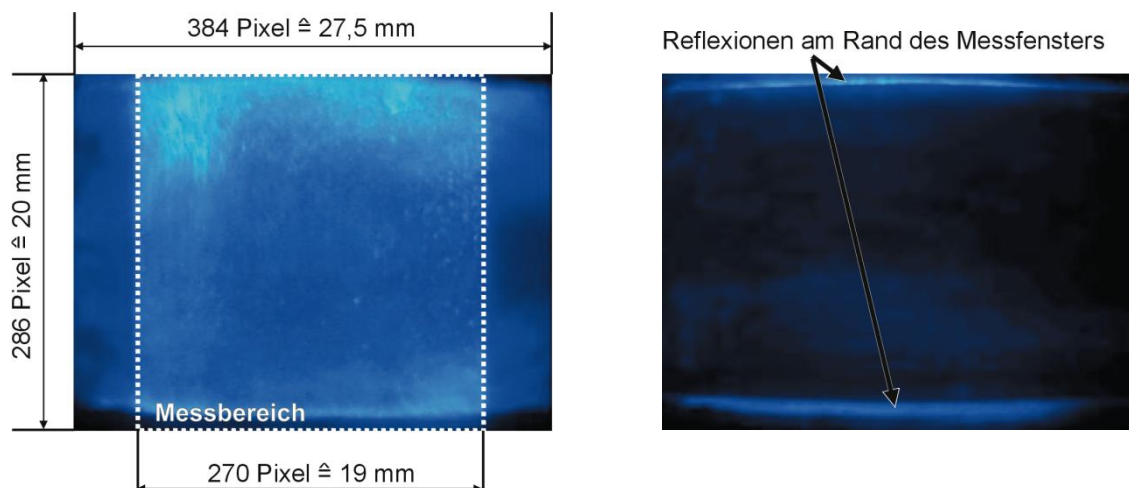


Abbildung 29: links: Mie-Streuungsbild mit Kennzeichnung des Auswertebereichs; rechts: Referenzbild der Mie-Streuungsmessung ohne Kerosin.

6.3 Fehler und Grenzen der Messtechnik

Bei Messungen treten immer Unsicherheiten auf. Diese setzen sich aus den Messunsicherheiten der Sensoren, der Signalübertragung und der Messwertaufbereitung zusammen. Tabelle 6 stellt die in der Arbeit erläuterten Messgrößen des Komponentenprüfstands mit der jeweiligen maximalen Messunsicherheit sowohl als Absolutwert als auch als Relativwert dar. Die Messunsicherheiten beziehen sich auf die in dieser Arbeit genutzten Wertebereiche der Messgrößen.

Messgröße	genutzter Wertebereich	Messunsicherheit (absolut)	Messunsicherheit (relativ)
Drehzahl n [1/min]	90.000 – 120.000	$\pm 285 - \pm 360$	$\pm 0,3 - \pm 0,32 \%$
Temperaturen T_{vBAS}, T_{nBAS} [K]	273 – 473	$\pm 0,68 - \pm 0,69$	$\pm 0,15 - \pm 0,17 \%$
Drücke p_{vBAS}, p_{nBAS} [bar]	1,4 – 3,12	$\pm 0,0078$	$\pm 0,25 - \pm 0,56 \%$
Brennstoffmassenstrom \dot{m}_{Br} [g/s]	1,6 – 7	$\pm 0,004 - \pm 0,011$	$\pm 0,16 - \pm 0,25 \%$
Luft-Brennstoff-Verhältnis AFR [-]	9 – 32	$\pm 0,13 - \pm 0,45$	$\pm 1,4 - \pm 1,44 \%$

Tabelle 6: Messunsicherheiten der Messwerte am Komponentenprüfstand nach [13].

Die Zusammensetzung der einzelnen Fehler der Sensoren ist bei Busse [13] beschrieben. Die Bestimmung des AFR erfolgt über mehrere Messgrößen, deren jeweilige Messwerte mit gewissen Unsicherheiten behaftet sind. Die Bestimmung der resultierenden Unsicherheit erfolgt gemäß der Norm DIN 1319 [19] mit dem Gauß-Verfahren. Eine Messgröße y , die sich aus m_M gemessenen Messgrößen x_k errechnet, besitzt eine Unsicherheit $u(y)$. Diese setzt sich aus den Unsicherheiten $u(x_k)$ der einzelnen gemessenen Messgrößen nach Gleichung (22) zusammen.

$$u(y) = \sqrt{\sum_{k=1}^{m_M} \left(\frac{\partial y}{\partial x_k}\right)^2} \cdot u^2(x_k) \quad (22)$$

Die Fehlerquellen, die bei der Messung von Mie-Streuung auftreten, werden unter anderem von Hupfer [36] beschrieben. Die Auswirkungen dieser Fehler auf die hier durchgeführten Messungen werden im Folgenden diskutiert. Die erste Art von Fehlern entsteht durch Brechungs- und Reflexionseffekte an den Quarzgläsern. Durch die Verwendung von 2 mm dünnen Gläsern aus SQ1 werden nach Herstellerangaben Transmissionsgrade von über 90 % erreicht [80]. Die Fehler durch die Reflexion können minimiert werden, wenn die Messfenster senkrecht durchstrahlt werden. Die Optik wird so justiert, dass der Laserstrahl, der durch die Schlitzblende (Abbildung 27) dringt und an der unteren Scheibe des Messfensters reflektiert wird, wieder auf den Durchgang der Schlitzblende reflektiert wird. Damit ist eine sehr genaue Positionierung des Messvolumens senkrecht zum Laserstrahl möglich. Da der Versuchsaufbau sehr steif aufgebaut ist, wird während der Versuche keine Änderung des Strahlengangs durch Lage- oder Winkeländerungen des Aufbaus festgestellt.

Messfehler durch Mehrfachstreuung treten bei dichten Tröpfchengemischen auf. Nahe am Eintritt in das Messvolumen wird der Laserstrahl von den Tröpfchen bereits teilweise gestreut, so dass die Intensität des Laserstrahls entlang der Ausbreitungsrichtung abnimmt. Dies führt zu einer inhomogenen Verteilung des anregenden Laserlichts entlang der Ausbreitungsrichtung. Da gemäß Gleichung (19) die Intensität der Mie-Streuung von der Intensität des ankommenden Laserlichts abhängt, ist bei gleichen Gemischgegebenheiten die Intensität der Mie-Streuung nahe am Eintritt des Lasers in das Messvolumen höher als nahe am Austritt. Weitere Verfälschungen treten auf, wenn die Mie-Streuung aus der vom Laser bestrahlten Ebene durch andere Tröpfchen außerhalb der Laserlichtebene absorbiert, gestreut oder gebrochen wird. Diese Einflüsse, die durch Mehrfachstreuung auftreten, sind nur mit sehr aufwändigen Messverfahren auflösbar [75]. Die Signalintensität wird bei den hier durchgeführten Messungen immer über die gesamte vom Laser beleuchtete Fläche gemittelt. Dadurch sind die Einflüsse von abnehmender Signalintensität in allen Aufnahmen vorhanden. Da die Betrachtungen nur qualitative Aussagen ermöglichen und die Signalintensitäten nur untereinander verglichen werden, bleibt die Aussagekraft der Mie-Strahlung zur Untersuchung der Einflüsse erhalten.

Wie von Hupfer gezeigt [36], tritt Inhomogenität in der Laserintensität über die Breite des Laserbands auf. Die Ursachen liegen in der Generierung des Laserstrahls, in der Strahlungsführung mit allen optischen Komponenten, den Scheiben und sonstigen Reflexions- und Absorptionseffekten im Messvolumen. Bereits kleinste Verunreinigungen können sich auf die Strahlungsintensität auswirken. Da der Messaufbau bei allen Versuchen konstant gehalten wird, kann davon ausgegangen werden, dass diese Inhomogenitäten bei allen Messungen in gleichem Maße auftreten. Da die Signalintensität über die gesamte Bildbreite gemittelt wird, sind bei den hier durchgeführten Versuchen keine Verfälschungen der Messergebnisse durch Inhomogenitäten des Laserlichts zu erwarten. Die Bildanzahl pro Messpunkt, die gemittelt wurde, ist so hoch gewählt, dass gemäß Fink [25] die gemittelte Signalstärke bei konstanten Betriebsbedingungen nicht mehr von der Bildanzahl abhängt.

Die Effekte der Reflexionsfehler und der Fehler durch Inhomogenitäten in der Intensitätsverteilung sind in allen Aufnahmen ähnlich vorhanden. Da die Ergebnisse relativ zueinander verglichen werden, sind sie in der Auswertung der Ergebnisse nicht relevant. Die Fehler, die durch Mehrfachstreuung bei hohen Tröpfchendichten auftreten, bewirken, dass bei dichten Sprays zu geringe Signalintensitäten aufgenommen werden. Dies unterstreicht den nicht-quantitativen Charakter der Messmethode und muss in der Auswertung berücksichtigt werden.

6.4 Ergebnisse und Auswertung der Komponentenversuche

6.4.1 Ergebnisse der Mie-Streuungsmessung

Um den Einfluss der Eintrittstemperatur in das BAS auf die Gemischaufbereitung zu untersuchen, wurden für unterschiedliche Eintrittstemperaturen die Signalintensitäten bei unterschiedlichen AFR-Werten aufgenommen. Die Drehzahl wurde bei 90.000 1/min gehalten, der Druck am Eintritt in das BAS bei 2,0 bar und der Druck am Austritt bei 2,3 bar. Bei jedem Betriebspunkt wurden 50 Bilder der Mie-Streuung aufgenommen. Abbildung 30 zeigt nicht gemittelte Aufnahmen bei diesen Bedingungen für die unterschiedlichen Temperaturen und einem AFR von etwa 13, was einem Äquivalenzverhältnis von ca. 1,1 und damit einem leicht fetten Gemisch entspricht.

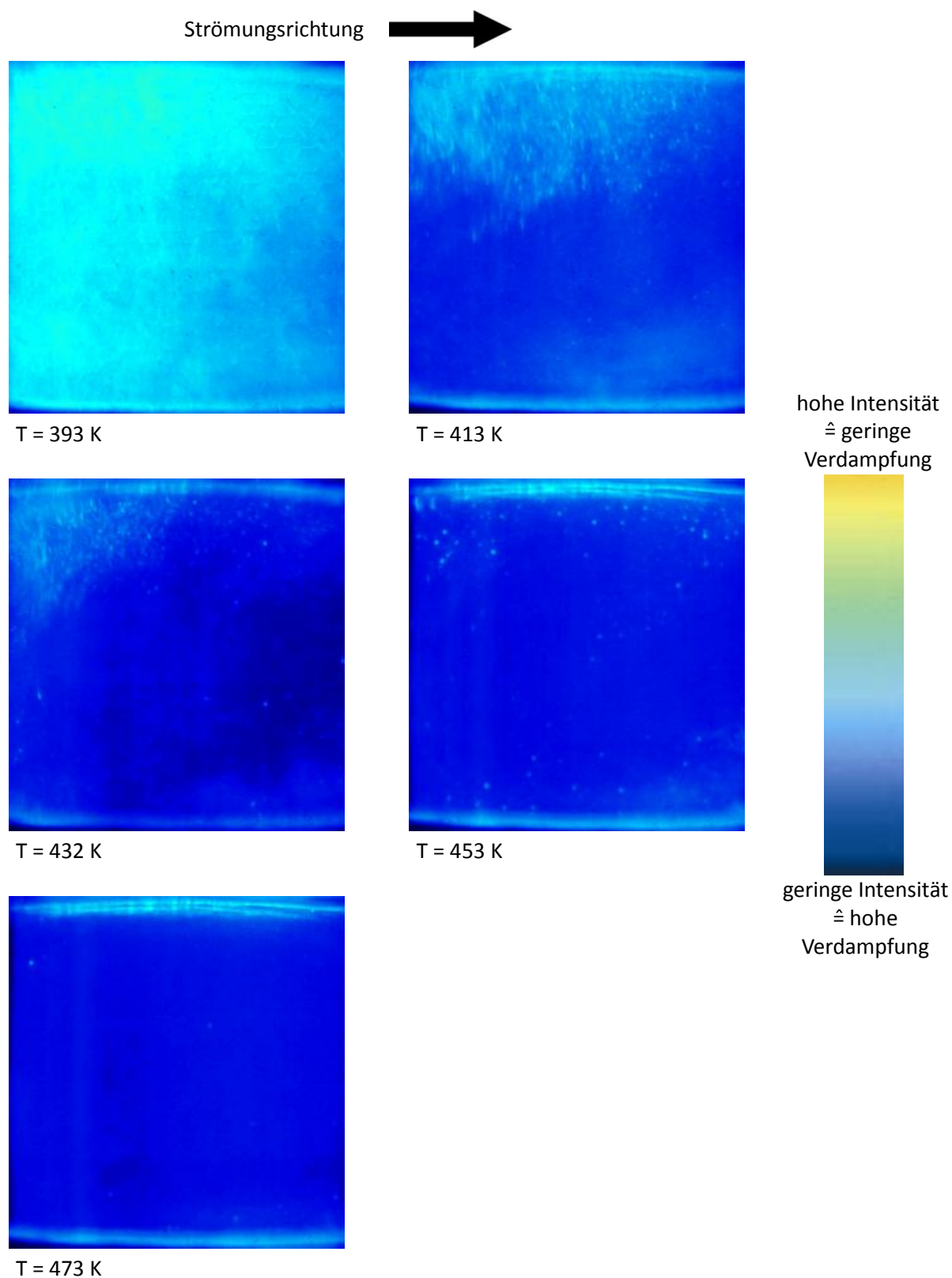


Abbildung 30: Aufnahmen der Mie-Streuung bei unterschiedlichen Eintrittstemperaturen in das BAS mit einem AFR von etwa 13.

Bei $T = 393$ K lassen die hohen Signalintensitäten auf einen großen Anteil von flüssigem Brennstoff schließen. Bereits bei $T = 413$ K konzentrieren sich die Bereiche mit hoher Signalintensität auf die

obere Bildhälfte. Bei weiterer Temperaturerhöhung nimmt die Signalintensität weiter ab und die Verteilung der Signalintensität wird homogener. Mittelt man die Signalintensitäten über alle Bildpunkte eines Bildes und über alle Bilder eines Betriebspunkts, erhält man die gemittelte Signalintensität für diesen Betriebspunkt. Für die Auswertung wird die Signalintensität auf den höchsten Wert bezogen, der bei der jeweiligen Messreihe auftritt. Abbildung 31 zeigt die gemittelten Signalintensitäten in Abhängigkeit der Parameter Lufteintrittstemperatur und Luft-Brennstoff-Verhältnis.

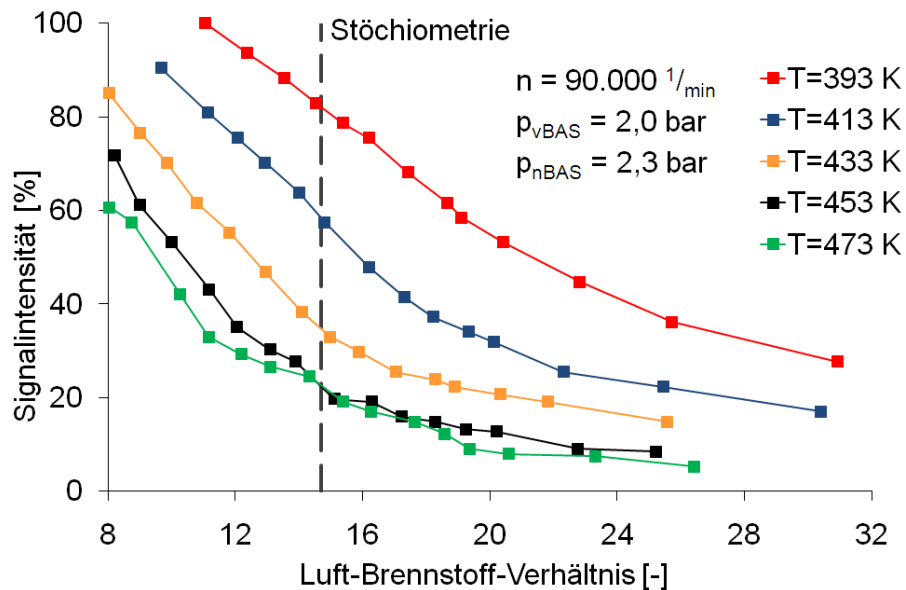


Abbildung 31: Einfluss der Eintrittstemperatur und des Luft-Brennstoff-Verhältnisses auf die Signalintensität der Mie-Streuung im Komponentenversuch.

Die Signalintensität sinkt wie erwartet mit steigender Temperatur und steigendem AFR deutlich. Durch die steigende Temperatur steht dem Kerosin mehr Enthalpie für die Verdunstung zur Verfügung und es liegt weniger Kerosin in Form von flüssigen Tröpfchen vor. Ein höheres AFR bedeutet absolut gesehen weniger Kerosin in der Strömung. Außerdem ist die Kerosinkonzentration geringer, die Mischtemperatur zwischen Luft und Brennstoff ist höher und mehr Kerosin kann verdunsten. Die Kurven von $T = 453 \text{ K}$ und $T = 473 \text{ K}$ liegen näher beisammen als die übrigen Kurven. Das deutet darauf hin, dass bei Temperaturen von über 453 K besonders das magere Gemisch größtenteils gasförmig vorliegt und eine weitere Temperaturerhöhung keine großen Reduktionen in der Signalintensität verursachen wird, vor allem, da die Signalintensitäten schon nahe am Referenzwert ohne Kerosin von 0% liegt. Der untersuchte BAS-Aufbau sollte daher so in eine Gasturbine eingebaut werden, dass die Lufttemperatur am Eintritt des BAS im Bereich über 450 K liegt. Dann entsteht ein homogenes Gemisch, das zum größten Teil verdampft ist.

Der Einfluss von unterschiedlichen Drehzahlen des BAS auf die Gemischqualität bei unterschiedlichen Luft-Brennstoff-Verhältnissen wird in Abbildung 32 dargestellt. Die Lufttemperatur am Eintritt in das BAS lag bei $T = 433 \text{ K}$, der Druck bei $p_{\text{VBAS}} = 2,0 \text{ bar}$. Bei einer Drehzahl von $n = 90.000 \text{ 1/min}$ wurde ein Druck nach dem Verdichter von $p_{\text{nBAS}} = 2,3 \text{ bar}$ erreicht, bei 105.000 1/min von $p_{\text{nBAS}} = 2,4 \text{ bar}$ und bei 120.000 1/min von $p_{\text{nBAS}} = 2,5 \text{ bar}$.

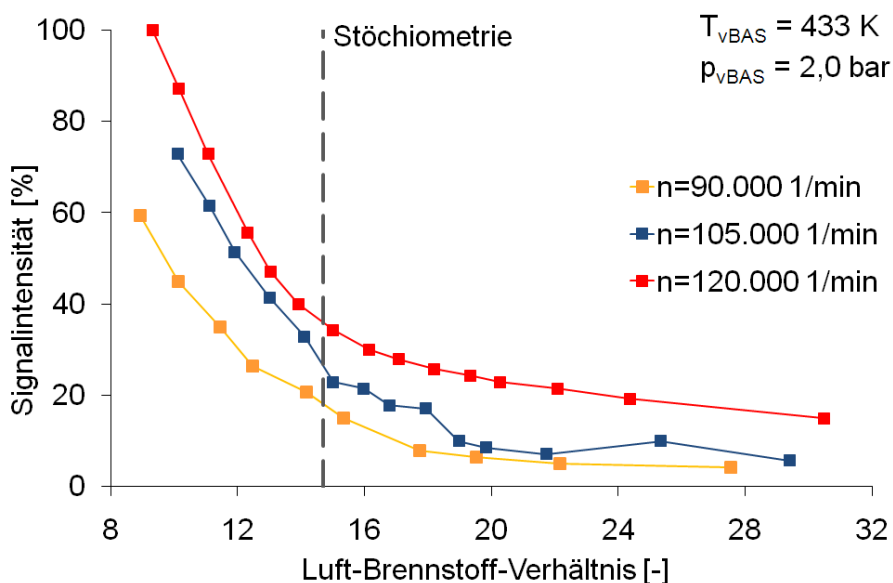


Abbildung 32: Einfluss der Drehzahlen und des Luft-Brennstoff-Verhältnisses auf die Signalintensität der Mie-Streuung im Komponentenversuch.

Werden sonstige Parameter konstant gehalten, so bewirkt ein Anstieg der Drehzahl einen Anstieg der Signalintensität, so dass auf mehr flüssiges Kerosin geschlossen werden kann. Im Gegensatz dazu steht die Annahme, dass eine höhere Wellendrehzahl eine höhere Relativgeschwindigkeit zwischen Brennstoff und Luft bewirkt und damit die Zerstäubung verbessert wird. Zusätzlich wird durch das höhere Verdichtungsverhältnis mehr Energie vom Verdichter an das Fluid übertragen und es steht mehr Enthalpie für die Verdunstung zur Verfügung. Die mit der Drehzahl steigende Signalintensität lässt sich dadurch erklären, dass durch die höheren Zentrifugalkräfte an der Einspritztasche und im Verdichter mehr Brennstofftröpfchen die Wand des Verdichters erreichen und sich am Gehäuse des BAS ein Brennstofffilm bildet. Dadurch wird die Kontaktfläche zwischen Luft und Brennstoff kleiner, weniger Brennstoff kann verdampfen und das Gemisch enthält insgesamt im Messvolumen mehr flüssigen Brennstoff. Ein weiterer Grund ist darin zu sehen, dass durch den höheren Volumenstrom und die höheren Strömungsgeschwindigkeiten sich die Verweilzeit des Kerosins im BAS verringert und dadurch das Kerosin weniger Zeit zum Verdampfen hat. Auch der höhere Druck nach der Verdichtung kann bei den höheren Drehzahlen zu einer geringeren Verdunstung führen.

Abbildung 33 zeigt den Einfluss von unterschiedlichen Drücken am Eintritt in das BAS. Für diese Versuche wurden die Drehzahl mit $n = 105.000 \text{ 1/min}$, die Eintrittstemperatur in das BAS mit $T_{\text{VBAS}} = 433 \text{ K}$ und das Druckverhältnis über den Verdichter $\Pi_{\text{BAS}} = 1,2$ konstant gehalten.

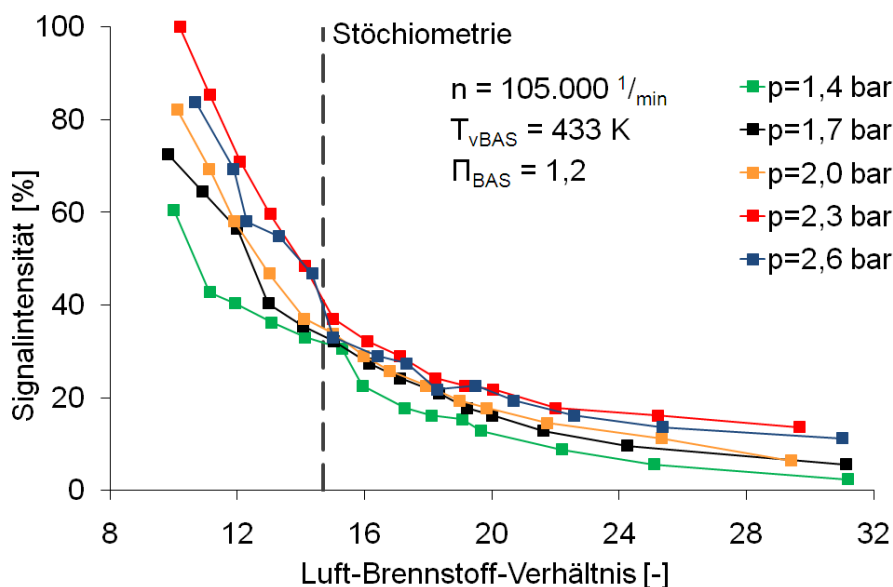


Abbildung 33: Einfluss des Drucks und des Luft-Brennstoff-Verhältnisses auf die Signalintensität der Mie-Streuung im Komponentenversuch.

Die Variation des Drucks am Eintritt in das BAS hat geringeren Einfluss als die Parameter Drehzahl und Temperatur. Bei der Darstellung der Signalintensität der Mie-Streuung über dem Brennstoff-Luft-Verhältnis ist der Trend zu erkennen, dass niedriger Druck bei konstantem Mischungsverhältnis die Verdampfung des Brennstoffs begünstigt. Dies entspricht der Vorstellung, dass niedriger Druck die Siedetemperatur herabsetzt. Dabei ist zu beachten, dass sich bei konstantem AFR und höherem Druck der Luftmassenstrom und der Brennstoffmassenstrom erhöhen. Vergleicht man die Messungen mit $p_{vBAS} = 1,4 \text{ bar}$ mit den Messungen mit $p_{vBAS} = 2,6 \text{ bar}$, so befindet sich bei dem höheren Druck fast doppelt so viel Brennstoff in der Messkammer und eine deutlich höhere Signalintensität ist zu erwarten. Eine Erklärung, warum die Kurven nahe beisammen liegen, kann sein, dass gemäß der Grundlagen in Kapitel 3.5.1 eine höhere Luftdichte für eine feinere Zerstäubung sorgt und bei höherem Druck mehr Brennstoff verdampfen kann. Trägt man die Signalintensität über den Brennstoffmassenstrom auf, der sich in der Strömung befindet, erhält man das Diagramm in Abbildung 34. Dort ist erkennbar, dass bei einem konstanten Brennstoffmassenstrom und einem höheren Druck eine größere Brennstoffmasse dampfförmig vorliegt. Zu beachten ist allerdings, dass dabei das Verhältnis von Luft zu Brennstoff steigt.

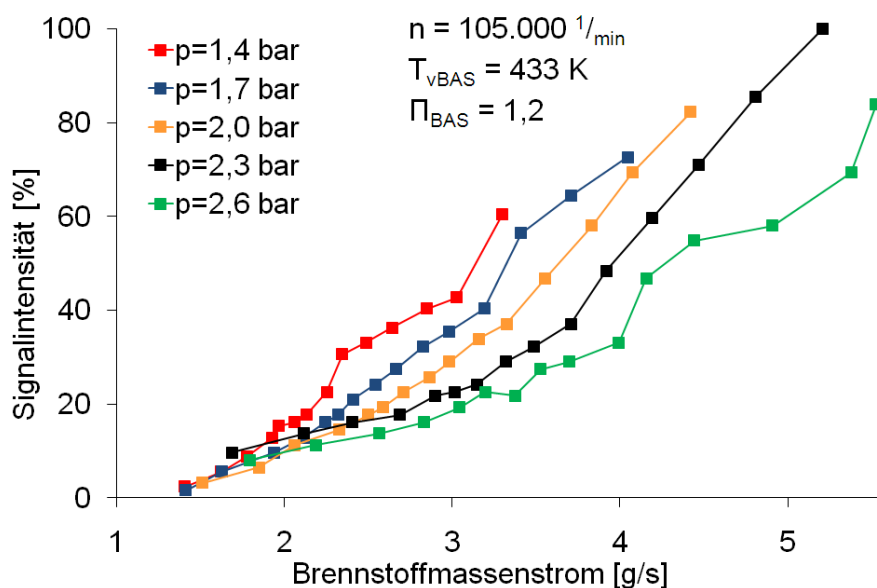


Abbildung 34: Einfluss des Drucks und des Brennstoffmassenstroms auf die Signalintensität der Mie-Streuung im Komponentenversuch.

6.4.2 Interpretation der Temperatur- und Druckmessungen

Um weitere Erkenntnisse über den Verdampfungsgrad zu gewinnen, werden die Temperaturen und Drücke vor und nach dem Verdichter am BAS betrachtet. Zur Veranschaulichung der Vorgänge dient das Schaltbild in Abbildung 35, in das die im Versuch gemessenen Größen eingetragen sind. Die dem System zugeführten Massen- und Energieflüsse sind über die Eintrittstemperaturen, -drücke und die Massenströme der Luft und des Kerosins bekannt. Im Verdichter wird dem Gemisch durch die Verdichtung Energie zugeführt und ein Wärmestrom über das Verdichtergehäuse und die Ölschmierung abgeführt. Während das Gemisch durch das BAS strömt, treten Vermischung und Verdunstung auf, bevor die Temperatur und der Druck nach dem BAS gemessen werden. Über die Gesamtenergiebilanz lässt sich die in Form von Verdampfungsenthalpie gespeicherte Energie in der Strömung theoretisch bestimmen und so können Rückschlüsse auf den Verdampfungsgrad gezogen werden.

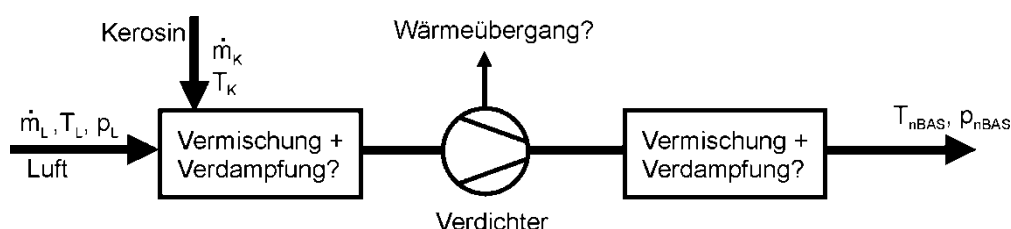


Abbildung 35: Ersatzschaltbild des BAS.

Jedoch sind die Vorgänge im System nicht ausreichend genau bekannt. Folgende Probleme treten bei der Bilanzierung der Energie auf und lassen keine sinnvollen Aussagen über die Verdampfung zu. Bei

der Vermischung von Kerosin mit Luft kommt es zu Wärmeaustausch und Verdunstung. Diese beiden Prozesse treten über das gesamte BAS auf, so dass sich die Gemischeigenschaften über die Lauflänge ständig ändern. Außerdem ist zu erwarten, dass das Gemisch auch senkrecht zur Strömungsrichtung inhomogen ist. Die Kerosintröpfchen, die in der Strömung sind, benötigen eine gewisse Zeit, um sich aufzuheizen. Damit ist davon auszugehen, dass die Temperatur der Luft nicht gleich der Temperatur des Kerosins ist. Da sich möglicherweise ein Kerosinfilm an der Gehäusewand bildet, ist in Wandnähe die Kerosinkonzentration höher und durch Vermischung und Verdunstung die Temperatur niedriger als in der Kernströmung.

Die Energie, die der Strömung durch die Verdichtung zugeführt wird, bestimmt die Temperaturerhöhung. Für die polytrope Verdichtung mit dem Wirkungsgrad η_{pol} ergibt sich ein Zusammenhang zwischen dem Temperatur- und dem Druckverhältnis nach Gleichung (23). Da die Gemischeigenschaften am Eintritt in den Verdichter nicht bekannt sind und sich während der Verdichtung ändern, ist der Isentropenexponent κ für das teilverdampfte Gemisch nicht bekannt. Der polytrope Wirkungsgrad, der aus dem Verdichterkennfeld entnommen werden kann, setzt eine adiabate Verdichtung voraus. In Versuchen ohne Kerosin wurde nachgewiesen, dass für diesen Verdichter bei den auftretenden Temperaturdifferenzen zwischen Strömung und Gehäuse der Wärmeübergang einen deutlichen Einfluss besitzt. Folglich ist die Annahme der Adiabasie nicht gültig und der Wirkungsgrad ist abhängig von den Eigenschaften des Gemischs.

$$\frac{T_{nBAS}}{T_{vBAS}} = \left(\frac{p_{nBAS}}{p_{vBAS}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\eta_{pol} \cdot \kappa}} \quad (23)$$

Die Temperaturmessung an sich verursacht auch Ungenauigkeiten. Wie oben erwähnt, ist nicht davon auszugehen, dass das Gemisch über den Querschnitt homogen ist. Da die Temperatur nach dem Verdichter an einer Stelle gemessen wird, können keine Aussagen über die Temperaturverteilung und über die mittlere Temperatur in der Strömung gemacht werden. Außerdem müssen für eine Energiebetrachtung geringe Temperaturdifferenzen zwischen Eintritt und Austritt aus dem Verdichter gemessen werden. Wie aus Kapitel 6.3 hervorgeht, ist die Messtechnik für die Temperaturerfassung mit einem Fehler behaftet. Diese Unsicherheit wirkt sich bei der Betrachtung von kleinen Temperaturdifferenzen stark aus, so dass die Aussagekraft für die Verdampfungsbestimmung sehr gering ist.

Aus diesen Gründen kann mit den im Versuch gewonnenen Messergebnissen keine aussagekräftige Energiebilanz über das BAS erstellt werden. Auch kann keine Korrelation zwischen den Druck- und Temperaturwerten und den Versuchen mit Mie-Streuung gefunden werden. Somit werden aus den Betrachtungen der Druck- und Temperaturwerte keine weiteren Erkenntnisse über das Betriebsverhalten des BAS gewonnen.

6.4.3 Zusammenfassung der Ergebnisse und Schlussfolgerungen

Den Einfluss unterschiedlicher Parameter auf die Gemischbildung des BAS fasst Abbildung 36 zusammen. Den größten Einfluss auf die Gemischqualität hat, wie erwartet, die Temperatur am Eintritt in den Verdichter. In dem Versuchsaufbau wird eine geringe Signalintensität der Mie-Streuung erst bei Temperaturen über 450 K gemessen. Dies kann als untere Temperaturgrenze für den Einsatz des BAS angesehen werden. Mit den Zusammenhängen aus Gleichung (16) ist das BAS somit für den Einsatz bei Gasturbinen mit einem Druckverhältnis von minimal 4,2 geeignet. Für die Funktionserprobung des BAS in einer Gasturbine wird deshalb eine Hubschraubergasturbine Allison 250-C20B gewählt, deren Verdichteraustrittstemperatur in der Größenordnung von 450 K liegt.

Bei dem untersuchten Aufbau wird bei steigender Drehzahl des Verdichters im BAS die Zerstäubung verschlechtert, was auf die Bildung eines Brennstofffilms an der Gehäusewand zurückgeführt wird. Um dies zu vermindern, wird die Geometrie des BAS für den Versuch an der Gasturbine angepasst. Der Verdichter und die Einspritztasse werden so gewählt, dass geringere Fliehkräfte auftreten und der Abstand zwischen Tasse und Gehäuse vergrößert wird. Dadurch sollte weniger Brennstoff an die Gehäusewand gelangen.

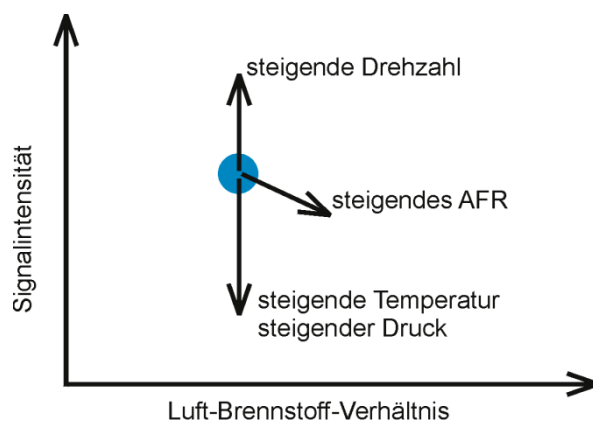


Abbildung 36: Einfluss der Parameter auf die Signalintensität.

7 Untersuchung des BAS in einer Hubschraubergasturbine

Nachdem die Untersuchungen am Komponentenprüfstand ergeben haben, dass es mit Hilfe des BAS möglich ist, ein homogenes, teilweise vorverdampftes Brennstoff-Luftgemisch zu erzeugen, werden im nächsten Schritt die Auswirkungen des BAS auf das Betriebsverhalten einer Gasturbine experimentell untersucht. Es soll nachgewiesen werden, dass eine Gasturbine mit diesem System lauffähig ist. Außerdem sollen die für den thermodynamischen Kreisprozess relevanten Größen gemessen und die Auswirkungen des BAS auf das Schadstoffemissionsverhalten untersucht werden. Als Versuchsträger wird die Wellenleistungsgasturbine Allison 250-C20B verwendet, da bei diesem Triebwerk die Verdichteraustrittstemperatur zwischen ca. 400 K im Leerlauf und ca. 550 K bei Volllast liegt. In diesem Temperaturbereich wurden am Komponentenprüfstand gute Ergebnisse erreicht.

Das Wellenleistungstriebwerk Allison 250 der Allison Engine Company zählt zu den meistverkauften Kleingasturbinen. Bei der Prüfstandsgasturbine des Lehrstuhls für Flugantriebe handelt es sich um ein Triebwerk der Baureihe C20B, wie es hauptsächlich in Hubschraubern eingesetzt wird. Diese Gasturbine erreicht unter Standardbedingungen eine maximale Wellendauerleistung von 298 kW bei einem Druckverhältnis von knapp über sieben. Am Prüfstand wird die Wellenleistung der Gasturbine von einer wassergekühlten Wirbelstrombremse aufgenommen, die den Rotor eines Hubschraubers simuliert. Eine detaillierte Prüfstandsbeschreibung ist bei Williams [98] enthalten. Im Gegensatz zum Serientriebwerk, das einen hydromechanischen Triebwerksregler besitzt, wird das Triebwerk am Prüfstand von einem FADEC-Regler (Full Authority Digital Engine Control) gesteuert. Dieser ermöglicht die Anpassung des Reglers an die Anforderungen, die sich aus dem Betrieb mit dem BAS ergeben.

7.1 Aufbau der Gasturbine in der Originalkonfiguration

Abbildung 37 zeigt den Aufbau der Allison 250-C20B in der Originalkonfiguration. Der vom Verdichter angesaugte und verdichtete Luftstrom wird über zwei seitliche Luftführungsrohre zur Topfbrennkammer geleitet und umgelenkt. In der Brennkammer wird Brennstoff in die verdichtete Luft eingespritzt und verbrannt. Das heiße Gas wird über die Hochdruck- und die Nutzturbine entspannt und zum Abgasrohr geführt. Die Hochdruckturbine treibt den Verdichter an und die Nutzturbine überträgt die Leistung über ein Getriebe zur Abtriebswelle. Dort ist die Wirbelstrombremse angeflanscht, die den Rotor des Hubschraubers simuliert und die Wellenleistung aufnimmt. Der Triebwerksaufbau ermöglicht eine gute Zugänglichkeit zur Brennkammer und einen einfachen Eingriff in die Luftführung zwischen Verdichter und Brennkammer. Um die Veränderungen durch das BAS zu bestimmen, werden zu allen Versuchen mit BAS Referenzmessungen an der Originalkonfiguration durchgeführt. Diese Messungen sind in Kapitel 7.6 als Originalwerte gekennzeichnet.

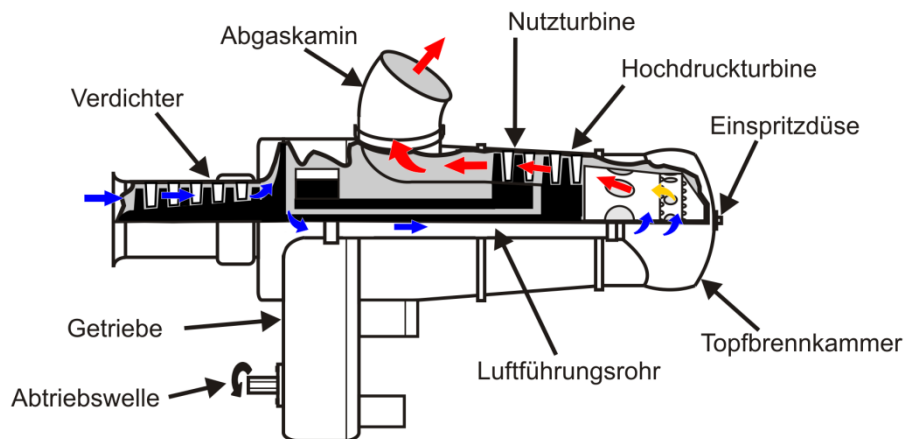


Abbildung 37: Aufbau der Hubschraubergasturbine Allison 250-C20B in der Originalkonfiguration.

7.2 Aufbau der Hubschraubergasturbine mit dem BAS

7.2.1 Aufbau der Luftführung für das BAS

Abbildung 38 zeigt schematisch den Aufbau, der für die Untersuchungen am Triebwerk gewählt wurde. Die Luftführung für das BAS ist orange dargestellt. Das BAS wird als externe Einheit aufgebaut. So werden die Umbaumaßnahmen an der Gasturbine gering gehalten, um eine gute Vergleichbarkeit mit der Originalkonfiguration zu erzielen.

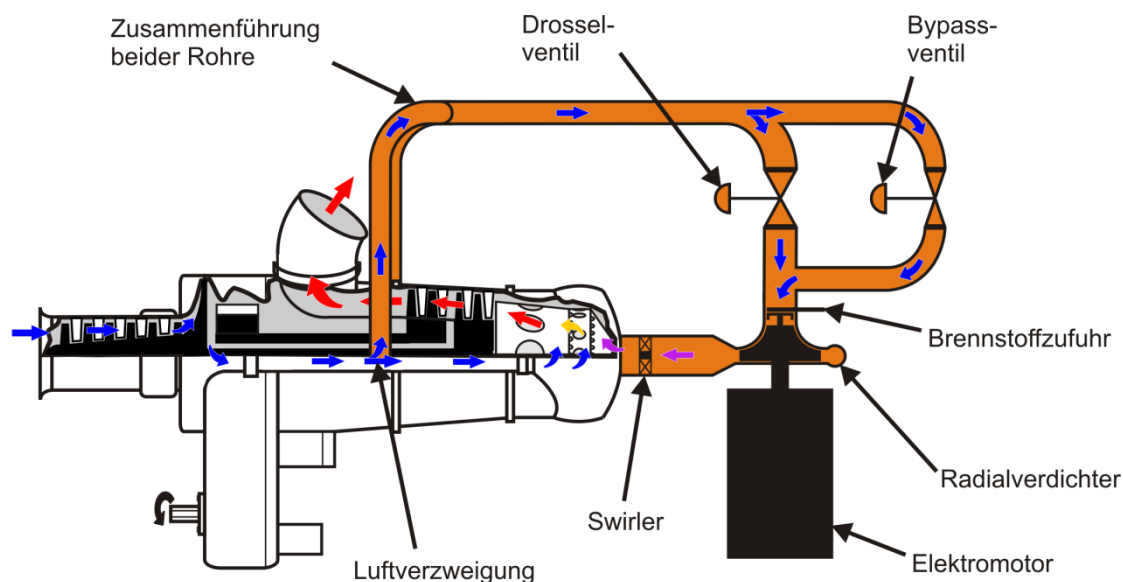


Abbildung 38: Aufbau der Hubschraubergasturbine Allison 250-C20B mit dem BAS.

Ein Teil des vom Verdichter kommenden Luftstroms wird von den beiden Luftführungsrohren für das Brennstoffaufbereitungssystem abgezweigt und in ein Rohr zusammengeführt. Anschließend wird der Vormischluftstrom über eine Drossel, bestehend aus einem computergesteuerten Regelventil und

einer Bypass-Leitung, die über ein Handventil angedrosselt werden kann, zur eigentlichen Brennstoffaufbereitung geführt. Dort spritzt die rotierende Tasse den Brennstoff in den Luftstrom und das Gemisch wird durch den Radialverdichter in Richtung der Brennkammer gefördert. Angetrieben wird der Vormischverdichter durch einen drehzahlgesteuerten Elektromotor. Das Brennstoff-Luftgemisch wird an der Stelle in das Triebwerk eingeleitet, an der in der Originalkonfiguration die Brennstoffdüse angebracht ist. Ein Swirler vor dem Eintritt in die Brennkammer erzeugt einen Drall in der Strömung, so dass sich in der Brennkammer eine Rezirkulationszone ausbildet, die die Verbrennung stabilisiert.

7.2.2 Aufbau des BAS

Die Temperaturen und die Drücke nach dem Verdichter und die Brennstoffmassenströme bei unterschiedlichen Betriebspunkten sind für die Gasturbine Allison 250-C20B von Williams [98] bekannt. Daraus lassen sich für unterschiedliche Äquivalenzverhältnisse die benötigten Luftmassenströme durch das BAS bestimmen. Der Verdichter für das BAS in der Gasturbine wird so ausgelegt, dass etwas niedrigere Drehzahlen auftreten als beim Komponentenversuch, um die Gefahr der Bildung eines Kerosinfilms an der Gehäusewand zu reduzieren. Als Basis für den Versuchsaufbau des BAS wird der Verdichter TM 3 von der Firma ASA Ingenieurbüro GmbH ausgewählt, da er den Anforderungen gut entspricht und bereits mit einem Getriebe für den Antrieb ausgestattet ist. Abbildung 39 zeigt das Verdichterkennfeld nach den Herstellerangaben. Die Betriebsbereiche bei unterschiedlichen Äquivalenzverhältnissen für das BAS an der Gasturbine sind farblich in das Kennfeld eingetragen.

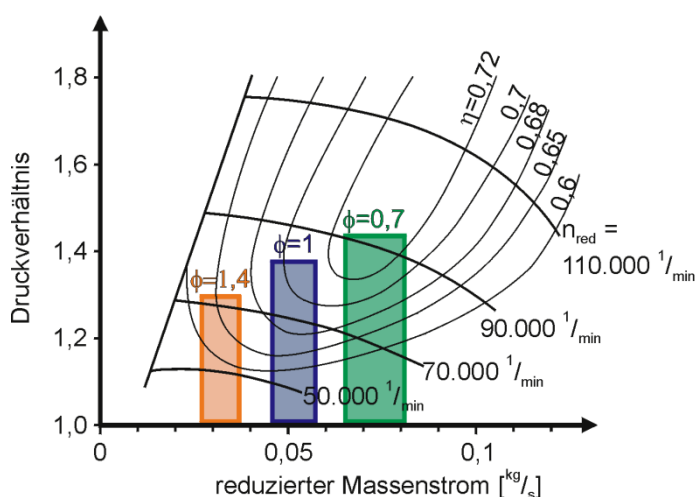


Abbildung 39: Kennfeld des Verdichters TM 3 der Firma ASA Ingenieurbüro GmbH mit den Betriebsbereichen des BAS bei unterschiedlichen Äquivalenzverhältnissen nach [5].

Die Einspritztasse wird, ähnlich wie in Abbildung 18 dargestellt, vor den Rotor des Verdichters auf der Welle angebracht. Die Tasse wird so dimensioniert, dass geringere Radialbeschleunigungen auftreten als am Komponentenprüfstand und dass der Abstand der Einspritztasse zur Gehäusewand vergrößert wird. Dadurch wird eine größere Sicherheit gegen die Bildung eines Brennstofffilms erreicht.

Angetrieben wird das BAS von einem Elektromotor DV10-30-4-A00 von der Firma AMK. Die Regelung der Drehzahl erfolgt über den Frequenzumrichter PUS 15/20, der ebenfalls von der Firma AMK bezogen wurde. In dieser Kombination ist eine Dauerleistung von 10,6 kW möglich. Diese Leistung beschränkt die Untersuchungen auf den besonders relevanten unteren und mittleren Leistungsbereich der Gasturbine, da für höhere Lastpunkte eine höhere Leistung am BAS erforderlich ist. Die hohen Drehzahlen für das BAS werden über einen Riementrieb und über ein am Verdichter angeflanshtes Getriebe erreicht (Abbildung 40), das gemeinsam mit dem Verdichter von der Firma ASA Ingenieurbüro GmbH gefertigt wurde. Das Getriebe und die Lager erfordern einen externen Ölkreislauf, in dem das Öl eine maximale Temperatur von ca. 130 °C nicht überschreiten darf [5].

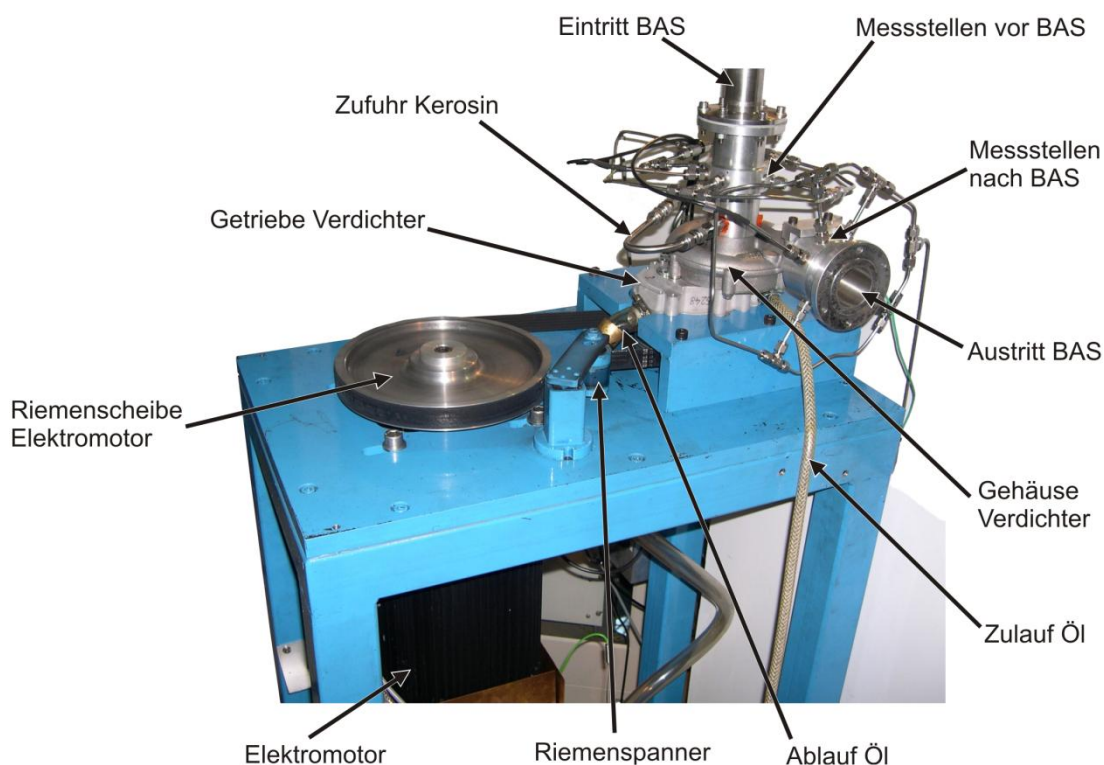


Abbildung 40: Aufbau des BAS für die Versuche an der Gasturbine Allison 250-C20B.

7.2.3 Modifikationen an der Brennkammer

Das Strömungsfeld in der Brennkammer der Gasturbine Allison 250-C20B wird bei Xie [99] untersucht. Das Rezirkulationsgebiet, das die Flamme in der Strömung stabilisiert, wird zu einem großen Teil durch Luftstrahlen gebildet. Diese Luftstrahlen werden von den Lochreihen geformt, durch die die Luft in die Reaktionszone der Brennkammer strömt. Wird nun wie beim BAS etwa ein Drittel der Gesamtluftmenge an der Stelle der Einspritzdüse eingebracht, ändert sich die Strömung in der Brennkammer deutlich. Der Impuls der Strömung in Axialrichtung erhöht sich um ein Vielfaches. Es ist davon auszugehen, dass der Impuls der Strömung durch die Lochreihen des Flammrohrs nicht ausreicht, um ein stabiles Rezirkulationsgebiet zu generieren. Deshalb wird in die Strömung vor dem Eintritt in die Brennkammer ein zweiteiliger Drallerzeuger eingebaut, wie er in Abbildung 41 zu sehen ist. Der erste Drallerzeuger wurde nach gängigen Auslegungskriterien für die Bildung eines stabilen

Rezirkulationswirbels entworfen. Beim Starten des Triebwerks treten jedoch Schwingungen auf, die unter Kapitel 7.6.2 genauer erläutert werden. Diese Schwingungen führen während der Startphase zum Erlöschen der Flamme, so dass ein zweiter Drallerzeuger in die Strömung gesetzt wird. Dieser erhöht den Drall und bildet trotz akustischer Schwingungen einen ausreichend stabilen Wirbel, der ein zuverlässiges Hochfahren des Triebwerks ermöglicht. Da beim Start nur sehr geringe Temperaturen auftreten, die eine ausreichende Verdunstung des Kerosins und damit die Bildung eines zündfähigen Gemischs verhindern, wird das Triebwerk mit einer gasbetriebenen Pilotflamme gestartet. Die Menge des zugeführten Gases kann durch ein computergesteuertes Ventil angepasst werden. Die Einbringung des Gases erfolgt über einen Ringspalt am Eintritt in die Brennkammer (Abbildung 41). Am äußeren Rand der Luftströmung bildet sich ein gasreiches Gemisch, das durch den Drall in der Strömung an die Zündkerze geführt und dort entzündet wird. Im Vergleich zur Originalkonfiguration wird ein Teil der Luft für die Primärzone nun durch das BAS geführt und der Bedarf an Luft, der über das Flammrohr in die Primärzone strömt, verringert sich. Deshalb wird für das BAS die erste Lochreihe teilweise verschlossen. Sonst werden für den Versuch keine Veränderungen am Flammrohr oder an der Brennkammer vorgenommen.

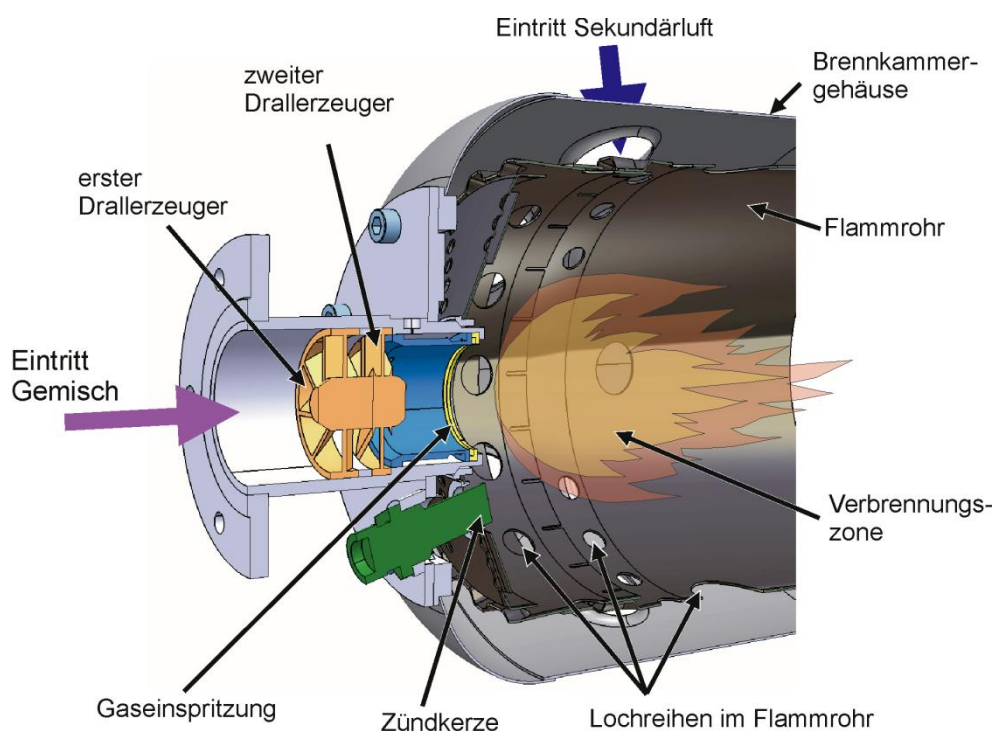


Abbildung 41: Schnitt durch den Aufbau der Brennkammer für die Gasturbine mit BAS.

7.2.4 Konventionelle Messtechnik

Das Triebwerk ist so mit Messtechnik ausgestattet, dass die Zustandsgrößen in jeder Triebwerkebene direkt aus Messwerten oder indirekt über Kreisprozessbetrachtungen bestimmt werden können. Dadurch kann der gesamte Kreisprozess abgebildet und die Auswirkungen des BAS auf das Betriebsverhalten untersucht werden. Die Messwerte dienen auch zur Validierung des thermodynamischen Modells des Prüfstands, das in Kapitel 8 erstellt wird. Abbildung 42 stellt die

wichtigsten Messstellen dar, mit denen das Triebwerk am Prüfstand ausgestattet ist. Ein Großteil der Messtechnik des Originaltriebwerks ist bei Williams [98] beschrieben.

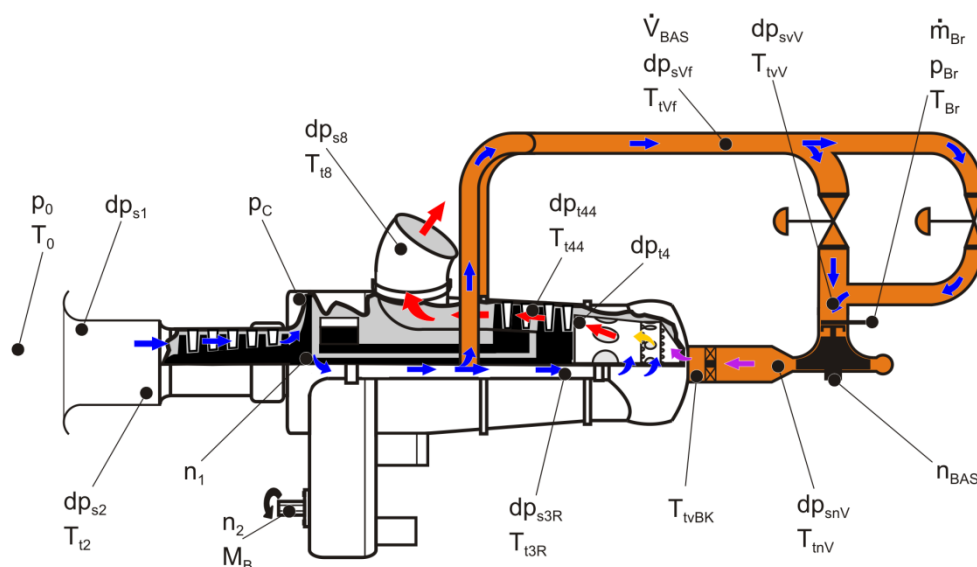


Abbildung 42: Überblick über die wichtigsten Messstellen an der Gasturbine mit BAS.

Auf die Änderung und die Anpassungen der Messtechnik für die Versuche mit BAS wird in Tabelle 7 eingegangen. Alle Temperaturmessstellen werden mit Trennverstärkern ausgestattet, damit das starke elektromagnetische Feld des Elektromotors die Temperaturmessung nicht beeinflusst. Die Drehzahl des BAS wird an der Eingangswelle des Verdichterge triebes gemessen. Die Leistungsübertragung im Getriebe des BAS erfolgt über eine Stirnradverzahnung mit bekanntem Übersetzungsverhältnis. So wird über die Eingangswelle die Verdichterdrehzahl bestimmt.

Die Messwerte werden über ein VME-Bus-Echtzeitsystem mit entsprechenden A/D-Wandler- und Multiplexerkarten digitalisiert. Zur Messwerterfassung sind vier unterschiedliche Messsysteme vorhanden. Der genaue Aufbau und die Funktionsweise der Messwerterfassung kann der Arbeit von Preiß [61] entnommen werden.

- Ein kontinuierliches Messsystem zur Überwachung des Betriebs, das die Messdaten mit einer Frequenz von 1 Hz kontinuierlich aufzeichnet (CDAS, Continuous Data Acquisition System).
- Ein Messsystem, das stationäre Betriebspunkte mit hoher Genauigkeit und geringer zeitlicher Auflösung aufzeichnet und mittelt (SDAS, Steady state Data Acquisition System).
- Ein Messsystem mit bis zu 200 kHz Summenabtastrate für dynamische Messungen mit hoher zeitlicher Auflösung (DDAS, Dynamic Data Acquisition System).
- Das Messsystem des digitalen Triebwerksreglers, das die Messdaten mit einer Abtastrate von 1 kHz ausliest. Mit diesen Daten werden das Triebwerk und die Leistungsbremse geregelt.

Bezeichnung, Beschreibung	Messmethode, Messgerät	Zweck
\dot{V}_{BAS} , Volumenstrom Luft durch das BAS	Durchflussturbine, Hoentzsch ZS25/25-250GE/370/p10/ZG4	Berechnung des Brennstoff-Luft-Verhältnisses im BAS
dp_{svf} , Druck an der Volumenstrommessstelle	Drucksensor, Walcher Typ SDX4	Berechnung des Luftmassenstroms durch das BAS
T_{tvf} , Temperatur an der Volumenstrommessstelle	Widerstandstemperatursensor, Greisinger PT 100	Berechnung des Luftmassenstroms durch das BAS
dp_{snV} , Druck am Eintritt in das BAS	Drucksensor, Walcher Typ SDX4	Bestimmung der Eintrittsbedingungen in das BAS
T_{tvV} , Temperatur am Eintritt in das BAS	Widerstandstemperatursensor, Greisinger PT 100	Bestimmung der Eintrittsbedingungen in das BAS
dp_{snV} , Druck am Austritt des BAS	Drucksensor, Walcher Typ SDX4	Bestimmung der Austrittsbedingungen am BAS
T_{tnV} , Temperatur am Austritt des BAS	Widerstandstemperatursensor, Greisinger PT 100	Bestimmung der Austrittsbedingungen am BAS
T_{tvBK} , Temperatur am Eintritt in die Brennkammer	NiCr – Ni Mantelthermoelement, TCM Typ K	Erkennen des Zurückbrennens der Flamme in das BAS
n_{BAS} , Drehzahl des BAS	Wirbelstromdämpfung, ACAM Picoturn-BM V5	Bestimmung der Drehzahl des BAS

Tabelle 7: Neue Messgrößen an der Gasturbine für den Betrieb mit dem BAS.

7.2.5 Messtechnik für die Abgasanalyse

Ziel der Abgasanalyse ist die Messung der Emissionen von CO, UHC und NO_x abhängig vom Betriebspunkt des BAS. Außerdem kann über die Abgasanalyse der Ausbrand eines Triebwerks genau bestimmt und somit die Effizienz der Brennkammer mit BAS bewertet werden. Abbildung 43 zeigt schematisch den Messaufbau für die Abgasanalyse. Aus beiden Abgasrohren des Triebwerks wird mit Hilfe von Sonden Abgas entnommen. Jede Sonde besitzt sechs Öffnungen, die gleichmäßig über den Querschnitt des Abgasrohrs verteilt sind. Zwei Membranpumpen, die parallel geschaltet sind, saugen das Abgas aus den Abgasrohren und fördern das Gas zu den Messgeräten. Die Pumpen und der Schlauch zu den Messgeräten sind beheizt, damit ein Auskondensieren von Kohlenwasserstoffen in der Leitung zu den Messgeräten verhindert wird. Gemäß den Herstellerangaben [91] ist die Schlauchinnentemperatur von 463 K ausreichend, damit auch langkettige Kohlenwasserstoffe wie Kerosin dampfförmig bleiben. Mit einem Ventil werden Schwankungen im Volumenstrom ausgeglichen, die wegen unterschiedlicher Temperaturen und Drücke am Eintritt in die Sonden auftreten. So kann der Volumenstrom zur Abgasmessung konstant gehalten werden, was Voraussetzung für eine genaue Messung ist.

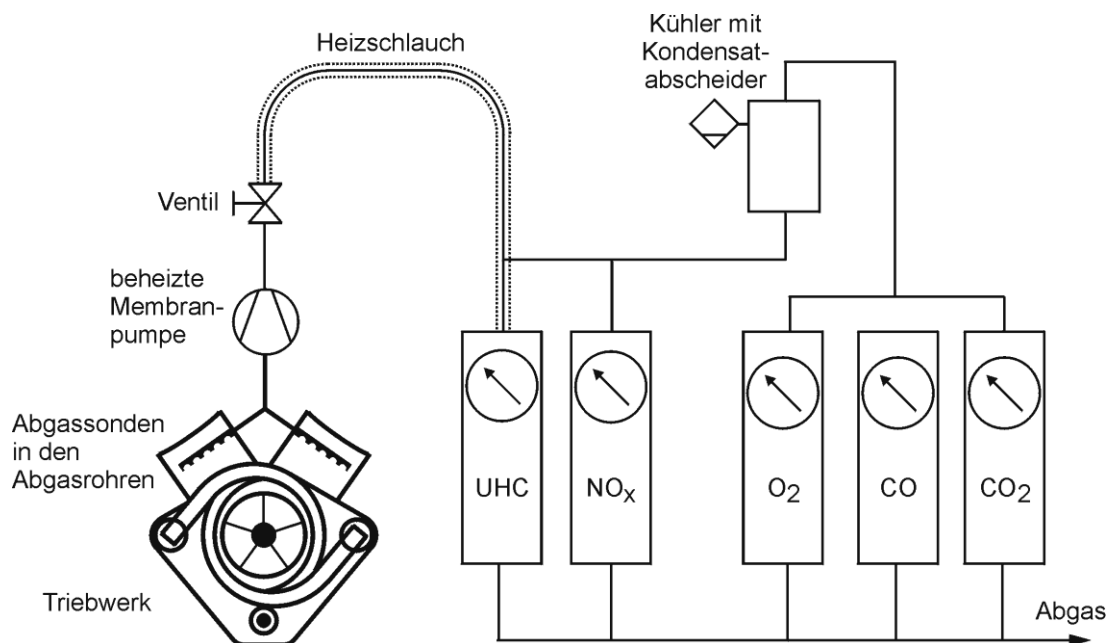


Abbildung 43: Schematischer Messaufbau für die Abgasanalyse.

Es werden die Konzentrationen von UHC, NO_x , O_2 , CO und CO_2 im Abgas gemessen. Hierfür werden die in Tabelle 8 aufgelisteten Messgeräte verwendet. Für die Messung der Konzentrationen von O_2 , CO und CO_2 wird trockenes Abgas benötigt. Deshalb wird diesen Geräten ein Kühler mit Kondensatabscheider vorgeschaltet. Dieser kühlt das Abgas auf 4°C ab, damit sich nahezu der gesamte Wasserdampf und die noch dampfförmig vorliegenden Kohlenwasserstoffketten ablagern. Nach den Messgeräten wird das Abgas zentral abgeleitet. Eine genaue Beschreibung der Messgeräte findet sich in den Arbeiten von Hupfer [36] und Lang [44]. Die Messwernerfassung erfolgt mit dem im vorigen Kapitel beschriebenen VME-Bus-System. Da das Abgas erst über die Pumpe und den Schlauch zu den Messgeräten gefördert werden muss, sind die Messwerte etwa 10 s verzögert und der Einsatz der Abgasanalyse ist nur bei stationären Messungen sinnvoll.

Messgröße	Messgerät	Messverfahren	Messbereich	Referenz
UHC	Testa FID 2000S	Flammenionisation	0 – 1000 ppm	[90]
CO	Horiba AIA 300 E	nichtdispersive IR-Absorption	0 – 5000 ppm	[34]
CO_2	Horiba AIA 300 A	nichtdispersive IR-Absorption	0 – 10 %	[34]
NO, NO_x	EcoPhysics CLD 700 EL	Chemilumineszenz	0 – 100 ppm	[89]
O_2	Maihak Oxor 6N	Paramagnetismus	0 – 25 %	[54]

Tabelle 8: Überblick über die bei der Abgasanalyse verwendeten Messgeräte.

7.2.6 Überblick Gesamtaufbau des Prüfstands

Der Prüfstandsaufbau des Triebwerks mit BAS ist in Abbildung 44 dargestellt. Die Gasturbine ist zentral angeordnet. Auf der einen Seite des Triebwerks befinden sich die Luftzufuhr und die Wirbelstrombremse, auf der anderen Seite das BAS. Es ist mit der Luftführung und der Ölversorgung für das Getriebe als externe Komponente auf einem separaten Tisch aufgebaut, so dass das Strömungsverhalten durch das BAS getrennt vom Triebwerk untersucht werden kann. Bei hohen Verdichterleistungen im BAS werden hohe Leistungen am Elektromotor benötigt. Dabei entsteht viel Abwärme, die über eine Luftkühlung am Elektromotor abgeführt wird. Durch diese Kühlluft wird auch der Ölkreislauf gekühlt und das Getriebe vor Überhitzung geschützt. Die Durchflussturbine zur Bestimmung des Luftstroms in der Vormischung benötigt eine gleichmäßige Strömung und damit eine ausreichend lange Vorlauf- und Nachlaufstrecke. Deshalb ist die Luftzuführung insgesamt ca. 3,2 m lang. Um den Abstand zwischen der Brennstoffeinbringung und der Brennkammer gering zu halten, wird die Zuluft für das BAS, wie in der Abbildung 44 zu sehen, mehrfach umgelenkt.

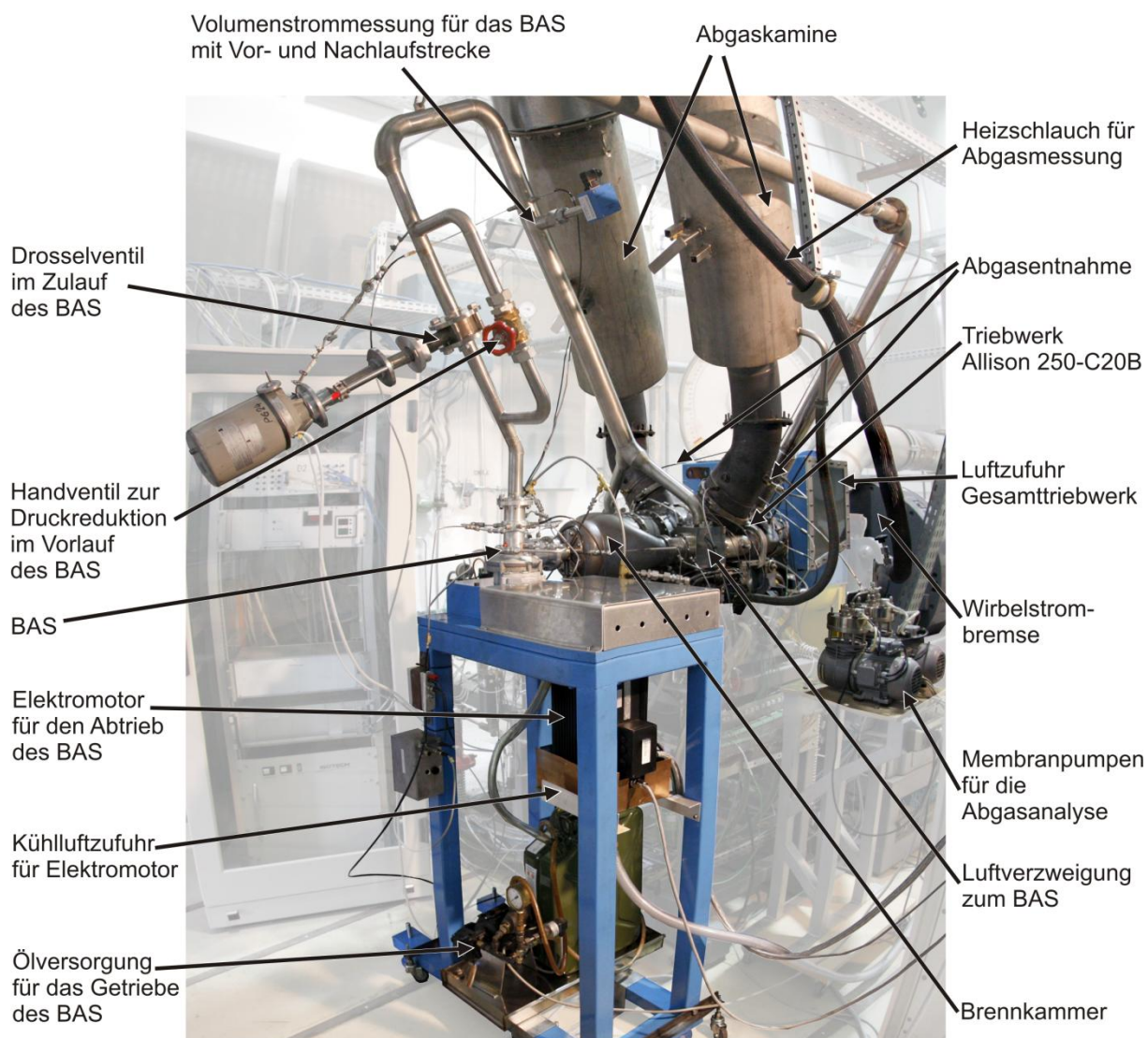


Abbildung 44: Gesamter Prüfstandsaufbau der Gasturbine mit BAS.

7.3 Versuchsdurchführung

Ziel der Versuche ist es, das Betriebsverhalten der Gasturbine mit BAS zu charakterisieren, was die Kenntnis aller Energieströme voraussetzt. In einem Vorversuch wird der in Kapitel 6.4.2 beschriebene Wärmestrom im BAS für den Versuchsaufbau an der Gasturbine bestimmt. Dazu wird das BAS getrennt vom Triebwerk aufgestellt und mit Luft betrieben, die aus der Umgebung angesaugt wird. Im Vorversuch wird kein Brennstoff zugegeben. Mit einem Drosselventil stromab vom BAS wird das Druckverhältnis über den Verdichter variiert. Bei konstanter Drehzahl werden unterschiedliche Drosselstellungen eingestellt und die Temperaturen und Drücke vor und nach der Verdichtung und der Volumenstrom durch den Verdichter gemessen. Zusätzlich werden noch die Temperaturen am Gehäuse des Verdichters und im Ölsystem für das Getriebe aufgezeichnet. Die erste Messreihe wird in kaltem Zustand unmittelbar nach dem Start des Verdichters durchgeführt und die Messungen werden in Abständen von zehn Minuten wiederholt. Nach ausreichender Zeit, in der der Versuchsaufbau und das Öl abgekühlt sind, werden die Versuche mit jeweils unterschiedlicher Drehzahl erneut durchgeführt. Aus den Messwerten wird ein Zusammenhang zwischen den Temperatur- und Druckverhältnissen vor und nach dem BAS gesucht, was einen Aufschluss über die Wärmeströme gibt.

Die wichtigsten Stellgrößen für den Betrieb der Gasturbine mit BAS am Prüfstand sind der Kerosinmassenstrom, die Stellung des Drosselventils, die Drehzahl des BAS und das Bremsmoment an der Wirbelstrombremse. Für den Startvorgang gibt es als weitere Stellgrößen die Gaszufuhr, den Betrieb des elektrischen Triebwerksstarters und die Zündung. Beim Start des Triebwerks wird der Verdichter des BAS auf eine feste Drehzahl eingestellt, die Bremse entlastet und die Zündung erfolgt kontinuierlich. Die Gaszufuhr, die Kerosinzufuhr und die Stellung des Drosselventils im BAS werden vom Regler in Abhängigkeit der Gasgenerator Drehzahl gesteuert. Das Handventil des Bypasses im Zulauf zum BAS ist dabei während des gesamten Startvorgangs geschlossen. Ein Hochfahren des Triebwerks auf Leerlaufdrehzahl allein mit Gas ist nicht möglich, da Verbrennungsschwingungen zu einem Verlöschen der Flamme führen. Die Zugabe von Kerosin dämpft diese Schwingungen und die Leerlaufdrehzahl wird reproduzierbar erreicht. Im Leerlauf wird die Methanzufuhr abgeschaltet und das Triebwerk wird allein mit Kerosin betrieben. Die Messwernerfassung während des Startvorgangs erfolgt über die dynamische Messwernerfassung DDAS mit einer Abtastrate von 100 Hz.

Für den Betrieb oberhalb der Leerlaufdrehzahl passt der im FADEC integrierte Bremsenregler das Bremsmoment so an, dass an der Abtriebswelle die Drehzahl von 100 % des Originaltriebwerks konstant gehalten wird. Der Brennstoffmassenstrom wird manuell vorgegeben und so eingestellt, dass das erwünschte Drehmoment an der Bremse erreicht wird. Über das Drosselventil im BAS und über die Drehzahl des Elektromotors wird das Verhältnis von Brennstoff zu Luft in der Vormischstrecke gesteuert. Während der stationären Messungen ist das Handventil im Bypass der Luftzufuhr zum BAS immer geöffnet. Mit der Aufzeichnung der Messwerte wird gewartet, bis die Betriebsbedingungen und Messwerte stationär sind. Das Drehmoment an der Wirbelstrombremse wird von Leerlauf bis 200 Nm in Schritten von 25 Nm variiert. Diese Drehmomentschritte entsprechen Leistungsschritten von etwa 15,6 kW bei 100 % der Abtriebsdrehzahl des Originaltriebwerks. Bei jeder Last werden Messungen bei unterschiedlichen Mischungsverhältnissen durchgeführt. Der

Bereich, in dem das Brennstoff-Luft-Verhältnis im BAS verändert werden kann, ist durch folgende drei Kriterien begrenzt:

- Bei niedrigem AFR und bei niedriger Last sinken sowohl die Strömungsgeschwindigkeit am Austritt des BAS als auch die Druckverluste über den Swirler. Beide Effekte erhöhen die Gefahr des Rückzündens der Flamme in die Vormischstrecke. Die Sicherheit gegen Flammrückschlag wird ausreichend groß gehalten, indem die Betriebspunkte mit einem Luft-Brennstoff-Verhältnis von zehn erst bei einem Bremsmoment von 75 Nm und höher angefahren werden. Betriebspunkte mit geringerem AFR werden gar nicht untersucht.
- Ein $AFR > 20$ führt bei dem untersuchten Prüfstands Aufbau zu instabiler Verbrennung. Die Brennkammer wird nahe an der Magerverlöschgrenze betrieben. Eine weitere Erhöhung des Luft-Brennstoff-Verhältnisses führt zum Erlöschen der Flamme. Deshalb ist ein Betrieb der Gasturbine mit einem AFR über 20 nicht möglich.
- Durch die Leistungselektronik in der Steuerung ist die aufgenommene Leistung des Elektromotors auf 10,6 kW begrenzt. Bei steigender Last und höherem AFR reicht diese Leistung nicht mehr aus, um die Strömungsverluste durch die Zuleitung zum BAS und durch den Swirler am Eintritt in die Brennkammer auszugleichen. Bei höheren Triebwerkslasten ist dadurch das mit dem Prüfstands Aufbau erzielbare AFR begrenzt.

Der untersuchte Lastbereich des Triebwerks wird einmal mit steigender Last und einmal mit sinkender Last vermessen. Da die Betriebspunkte ausreichend lange stationär gehalten werden, hat es auf die Messungen keinen reproduzierbaren Einfluss, ob in der Messreihe die Last erhöht oder gesenkt wird. Mit dem Messsystem SDAS werden 60 Einzelmessungen durchgeführt, die Werte gemittelt und abgespeichert. In den Diagrammen des Kapitels 7.6.3 sind die gemittelten Messwerte der einzelnen Betriebspunkte als Rechtecke dargestellt. Zur Veranschaulichung werden die bei identischen Einstellungen erzeugten Messpunkte gemittelt und die gemittelten Werte verbunden.

7.4 Aufbereitung der Abgasanalysewerte

Die Aufbereitung der Werte, die man aus der Abgaskonzentrationsmessung erhält, erfolgt gemäß SAE ARP 1256A [70]. Die Berechnung der Abgaskonzentrationen basiert auf der Reaktionsgleichung für die reale Verbrennung (7). Berücksichtigt man in der Reaktionsgleichung die Stoffmengen, so erhält man die Gleichung (24), bei der die molaren Stoffmengen der Komponenten auf ein Mol Brennstoff bezogen sind. Luft wird hier als Gemisch der vier Komponenten Stickstoff/Argon (S), Sauerstoff (R_{O_2}), Kohlendioxid (T_C) und Wasserdampf (h_i) angenähert.

$$\begin{aligned}
 C_{12}H_{23} + U \cdot (R_{O_2} + S + T_C + h_t) \\
 = P_{UHC} + P_{CO} + P_{CO_2} + P_{H_2O} + P_{O_2} + P_{N_2} + P_{NO} + P_{NO_x}
 \end{aligned} \tag{24}$$

$$\begin{aligned}
 \text{mit } U &= \frac{n_{Luft}}{n_{Br}} & R_{O_2} &= \frac{n_{O_2}}{n_{Luft}} & S &= \frac{n_{N_2} + n_{Ar}}{n_{Luft}} & T_C &= \frac{n_{CO_2}}{n_{Luft}} \\
 h_t &= \frac{n_{H_2O}}{n_{Luft}} & P_i &= \frac{n_i}{n_{Br}}
 \end{aligned}$$

Aus der Zusammensetzung der Luft sind die Werte R_{O_2} , S , T_C und h_t bekannt, so dass sich aus der Reaktionsgleichung neun Unbekannte ergeben. Unter der Annahme, dass alle gemessenen Gase ideale Gase sind, kann von den gemessenen Konzentrationen direkt auf die Molverhältnisse geschlossen werden. Somit ergibt sich für die Abgaskomponenten i der in Gleichung (25) dargestellte Zusammenhang zwischen der gemessenen Konzentration X_i , der bezogenen Stoffmenge P_i und der bezogenen Stoffmenge des gesamten im Messgerät befindlichen Abgases P_T .

$$X_i = \frac{P_i}{P_T} \tag{25}$$

Die Abgasmenge P_T ist dabei je nach gemessener Abgaskomponente die gesamte bezogene Abgasmenge oder die bezogene Abgasmenge nach dem Kondensatabscheider, die eine geringe Restluftfeuchtigkeit h_{sd} besitzt.

Über die fünf gemessenen Werte für die Konzentrationen von UHC, CO, CO₂, NO und NO_x und die Atombilanzen für die Elemente Kohlenstoff, Wasserstoff, Sauerstoff und Stickstoff ergeben sich neun Gleichungen, über die die Unbekannten in Gleichung (24) bestimmt werden können. Stellt man das lineare Gleichungssystem als Matrix-Vektor-Produkt dar, so ergibt sich Gleichung (26). Die Konzentration UHC wird hier als Kerosinäquivalent angegeben. Die Herleitung des Gleichungssystems erfolgt bei Lang [44]. Die Messung der Konzentration des Sauerstoffs im Abgas wird nicht in die Lösung der Gleichung eingebunden sondern nur zu Kontrollzwecken verwendet. Durch den hohen Messwert von Sauerstoff ist auch die absolute Messunsicherheit groß. Wird dieser Wert bei der Lösung des Gleichungssystems verwendet, ergibt sich eine große Messunsicherheit für die Emissionsindizes aller Abgaskomponenten. In dieser Arbeit wird das Gleichungssystem für jeden untersuchten Betriebspunkt aus den Messwerten am Prüfstand aufgestellt und numerisch gelöst.

$$\begin{pmatrix} T_C & -12 & -1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 2h_t & -23 & 0 & 0 & -2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ A & 0 & -1 & -2 & -1 & -2 & 0 & -1 & -2 \\ 2S & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -2 & -1 & -1 \\ 0 & 1 - \frac{1}{X_{UHC}} & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ 0 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 - \frac{1}{X_{NO}} & 1 \\ 0 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 - \frac{1}{X_{NOx}} & 1 - \frac{1}{X_{NOx}} \\ 0 & 0 & B & 1 & 0 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ 0 & 0 & 1 & C & 0 & 1 & 1 & 1 & 1 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} U \\ P_{UHC} \\ P_{CO} \\ P_{CO_2} \\ P_{H_2O} \\ P_{O_2} \\ P_{N_2} \\ P_{NO} \\ P_{NO_2} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -12 \\ -23 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (26)$$

$$\text{mit } A = 2R_{O_2} + 2T_C + h_t \quad B = 1 - \frac{1}{X_{CO}(1+h_{sd})} \quad C = 1 - \frac{1}{X_{CO_2}(1+h_{sd})}$$

Die Schadstoffemissionen des Triebwerks werden, wie auch in den Abgasnormen [38] und [70] üblich, als Emissionsindizes angegeben. Dabei wird die Masse des emittierten Schadstoffs x auf die Masse des eingesetzten Brennstoffs bezogen (27). Angegeben wird der Emissionsindex in Gramm des Schadstoffs x pro Kilogramm Brennstoff [g/kg Br]. Unterschiedliche Gasturbinen sind durch die Angabe der Emissionsindizes untereinander gut vergleichbar. Zu beachten ist, dass die Effizienz eines Triebwerks nicht berücksichtigt wird. Eine Gasturbine, die bei gleicher Nutzleistung mehr Brennstoff benötigt, emittiert bei gleichem Emissionsindex mehr Schadstoffe.

$$EI_x = \frac{\text{Emissionsmenge des Schadstoffs } x \text{ [g]}}{\text{Brennstoffmenge [kg]}} \quad (27)$$

Der Ausbrand eines Triebwerks lässt sich direkt aus den Emissionsindizes für Kohlenmonoxid und für unverbrannte Kohlenwasserstoffe berechnen. Diese beiden Stoffe enthalten chemisch gebundene Energie, die nicht in der Brennkammer in Wärme umgesetzt wurde. Aus den Heizwerten von CO und von UHC, das wie unverbranntes Kerosin zu behandeln ist, ergibt sich der Ausbrand η_A nach Gleichung (28).

$$\eta_A = 1 - \frac{0,232 * EI_{CO} + EI_{UHC}}{1000} \quad (28)$$

7.5 Fehler und Grenzen der Messtechnik

Die maximalen Messunsicherheiten, die bei den erläuterten Messwerten am Gasturbinenprüfstand auftreten, sind in Tabelle 9 aufgelistet. Die Messgrößen sind in der Reihenfolge geordnet, wie sie im Laufe der Auswertung auftreten. Die Unsicherheiten für die aus mehreren Messwerten errechneten Größen werden analog zu Kapitel 6.3 mit dem Gauß-Verfahren nach Gleichung (22) bestimmt.

Messgröße	genutzter Wertebereich	Messunsicherheit (absolut)	Messunsicherheit (relativ)
Exponent e [-]	0,61 – 0,96	$\pm 0,050$ – $\pm 0,082$	$\pm 7,1$ – ± 11 %
reduzierter Luftmassenstrom [g/s]	13 – 85	$\pm 0,18$ – $\pm 0,61$	$\pm 0,71$ – $\pm 1,7$ %
reduzierte Drehzahl BAS n_{red} [1/min]	30.000 – 70.000	± 93 – ± 217	$\pm 0,31$ %
pol. Wirkungsgrad η_{pol} [-]	0,20 – 0,52	$\pm 0,0075$ – $\pm 0,043$	$\pm 1,4$ – ± 35 %
Drehzahl Gasgenerator n_1 [1/min]	5.000 – 44.500	± 37 – ± 77	$\pm 0,17$ – $\pm 0,74$ %
Druck nach Verdichter p_c [bar]	0,94 – 2,2	$\pm 0,036$ – $\pm 0,037$	$\pm 1,7$ – $\pm 3,9$ %
Ausbrand η_A [%]	86,1 – 99,8	$\pm 0,45$ – $\pm 0,88$	$\pm 0,45$ – $\pm 1,0$ %
Bremsleistung [kW]	7,0 – 127	$\pm 0,12$ – $\pm 1,9$	$\pm 1,5$ – $\pm 1,7$ %
Luft-Brennstoff-Verhältnis AFR [-]	9,5 – 19,4	$\pm 0,041$ – $\pm 0,071$	$\pm 0,32$ – $\pm 0,54$ %
Wirkungsgrad [%]	0,31 – 16	$\pm 0,074$ – $\pm 0,25$	$\pm 1,56$ – ± 10 %
Bremsmoment [Nm]	13 – 200	$\pm 0,27$ – $\pm 0,64$	$\pm 0,32$ – $\pm 1,9$ %
Emissionsindex CO [g/kg Br]	5,5 – 252	$\pm 0,71$ – ± 16	$\pm 0,71$ – ± 16 %
Emissionsindex UHC [g/kg Br]	0,0 – 78	$\pm 4,5$ – $\pm 8,2$	$> \pm 10$ %
Emissionsindex NO _x [g/kg Br]	0,51 – 6,6	$\pm 0,13$ – $\pm 0,39$	$\pm 6,6$ – ± 26 %

Tabelle 9: Messunsicherheiten der Messwerte am Gasturbinenprüfstand.

7.6 Ergebnisse und Auswertung

7.6.1 Verhalten des Verdichters im BAS

In einem Vorversuch wird das Betriebsverhalten des BAS für den Aufbau an der Gasturbine Allison 250-C20B als Einzelkomponente untersucht. Es soll die Leistung bestimmt werden, die der Strömung durch den Verdichter abhängig vom Betriebszustand zugeführt wird. In Gleichung (23) ist der Zusammenhang zwischen dem Temperaturverhältnis und dem Druckverhältnis bei einer polytropen Verdichtung ohne Wärmeübergang dargestellt. In Anlehnung daran wird hier der Zusammenhang zwischen Druckverhältnis und Temperaturverhältnis über das BAS durch den Exponenten e gemäß Gleichung (29) charakterisiert. Da nur geringe Strömungsgeschwindigkeiten auftreten, wird hier wieder auf eine Unterscheidung zwischen statischen und totalen Größen verzichtet.

$$\frac{T_{tnV}}{T_{tvV}} = \left(\frac{p_{nV}}{p_{vV}} \right)^e \quad (29)$$

Abbildung 45 zeigt die Änderung des Exponenten e in Abhängigkeit der Zeit und des reduzierten Massenstroms exemplarisch für die Drehzahl von 50.000 1/min. Die Messwerte für andere Drehzahlen zeigen ähnliches Verhalten und sind im Anhang B aufgeführt. Zu erkennen ist, dass selbst nach einem Betrieb von 50 min noch kein stationärer Zustand erreicht wird. Bei der Kurve 0 min weicht der Messpunkt mit dem höchsten reduzierten Massenstrom vom Trend ab. Das liegt daran, dass das PT-100 Element, das für die Temperaturmessung nach dem BAS verwendet wird, noch nicht die Temperatur der ausströmenden Luft erreicht hat. Folglich misst es eine Temperatur, die unter der Temperatur der Luftströmung liegt.

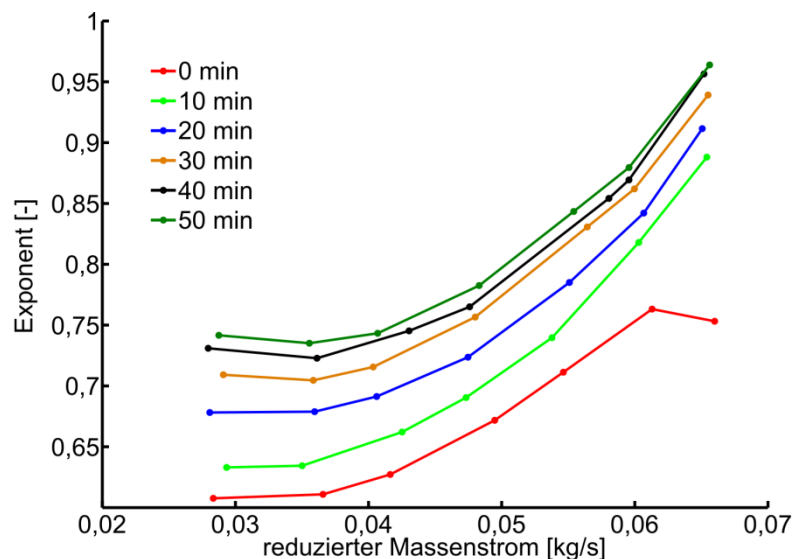


Abbildung 45: Zeitliche Änderung des Exponenten für die Verdichtung über das BAS in Abhängigkeit vom reduzierten Massenstrom bei einer reduzierten Drehzahl von 50.000 1/min.

Bei den Versuchen wird die Eintrittstemperatur in das BAS und das Druckverhältnis über den Verdichter konstant gehalten. Der Anstieg des Exponenten ergibt sich aus der höheren Temperatur nach dem BAS. Während des Betriebs nimmt die Temperatur des Öls im Getriebe des BAS zu. Außerdem gibt der Elektromotor Wärme an den Aufbau ab. Dadurch heizen sich das Gehäuse und der Rotor des Radialverdichters stetig auf, ohne dass in der Versuchszeit von 50 Minuten ein stationärer Zustand erreicht wird. Die Temperatur am Austritt des BAS steigt bei gleichen Lastbedingungen kontinuierlich an. Auch unter Verwendung von Temperaturmessungen am Gehäuse des Verdichters und am Ölsystem wird kein Zusammenhang gefunden, der die Abhängigkeit zwischen den Temperatur- und den Druckverhältnissen ausreichend genau beschreibt. Verglichen mit der Wärmeleistung, die der Gasturbine über den Brennstoff zugeführt wird, sind die Wärmeströme im BAS vernachlässigbar klein. Der Einfluss des Wärmeübergangs auf die Betrachtung des Gesamttriebwerks ist gering und wird deshalb experimentell nicht weiter untersucht.

Der Gesamtwirkungsgrad der Gasturbine mit BAS ergibt sich aus der Leistung, die der Gasturbine über den Brennstoff zugeführt wird und aus der mechanischen Leistung, die genutzt werden kann. Die Nutzleistung erhält man, wenn man von der Bremsleistung die Leistung abzieht, die der Gasturbine über den Verdichter des BAS zugeführt wird. Die Verdichterleistung wird unter Annahme einer polytropen Verdichtung aus dem Druckverhältnis, dem polytropen Wirkungsgrad und dem Massenstrom bestimmt. Für den Wirkungsgrad wird ein Kennfeld in Abhängigkeit von der reduzierten Drehzahl und vom reduzierten Massenstrom erstellt. Basis für das Kennfeld sind jeweils die Messungen der Temperatur- und Druckverhältnisse bei 0 min aus den Vorversuchen. Zu Beginn der Messungen haben der Verdichter und das Öl die gleiche Temperatur wie die Umgebungsluft. Der Fehler, der durch Wärmeübergang entsteht, ist somit bei diesen Messpunkten am geringsten. Das Kennfeld mit den gemessenen Wirkungsgraden ist in Abbildung 46 gezeigt. Durch die Punkte mit konstanter reduzierter Drehzahl wird zur Veranschaulichung eine Trendlinie gelegt. Die bei diesen Versuchen gemessenen Wirkungsgrade sind um ca. 0,15 geringer, als sie im Herstellerkennfeld des Verdichters in Abbildung 39 angegeben werden. Das liegt daran, dass die Einspritztasche und die Stege zur Befestigung des Strömungskörpers die Luftströmung am Einlauf des Verdichters stören. Außerdem wurde die Kontur des Verdichtergehäuses für das BAS modifiziert, was die Anströmung des Verdichterrrotors ändert und damit den Wirkungsgrad beeinflussen kann.

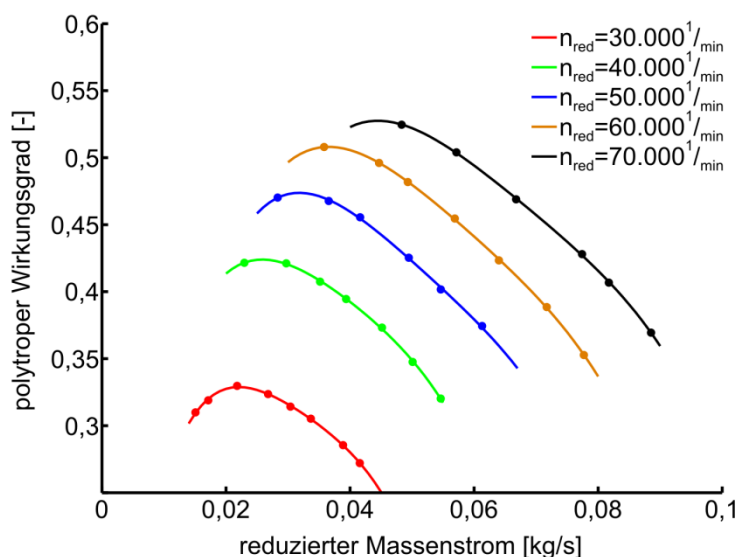


Abbildung 46: Polytroper Wirkungsgrad des Verdichters im BAS abhängig vom reduzierten Massenstrom und von der reduzierten Drehzahl.

7.6.2 Ergebnisse des Startvorgangs

Beim Startvorgang treten akustische, durch die Verbrennung induzierte Schwingungen im Triebwerk auf. Abbildung 47 zeigt den Verlauf der Drehzahl der Generatorwelle (blau) und den Verlauf des Drucks in der Luftführung (rot). Im Drehzahlbereich von ca. 22 % bis 35 % der Maximaldrehzahl an der Gasgeneratorwelle treten starke Schwankungen im Druckverlauf auf. Bei allen Versuchen mit dem BAS treten diese Schwingungen auf, die in der Originalkonfiguration nicht zu beobachten sind. Diese Schwingungen beeinträchtigen die Verbrennung und können zum Verlöschen der Flamme in der

Brennkammer führen. Um das Triebwerk sicher zu starten, wird der unter Kapitel 7.2.3 beschriebene zweiteilige Drallerzeuger eingesetzt. Dadurch wird das Rezirkulationsgebiet vergrößert und der größere Druckabfall über den Swirler erhöht die Dämpfung. Zusätzlich wird bereits bei 20 % der Maximaldrehzahl Kerosin eingespritzt, damit die Flamme in der Brennkammer stabilisiert wird.

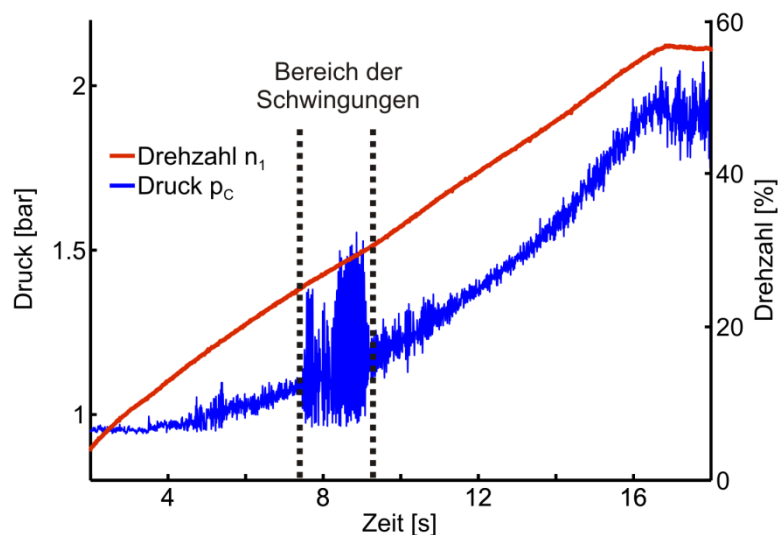


Abbildung 47: Druckverlauf im Luftsystem und Drehzahlverlauf der Gasgeneratorwelle während des Startvorgangs.

Um die Frequenz der Schwingungen zu bestimmen, wurde eine FFT-Analyse durchgeführt, deren Ergebnis in Abbildung 48 dargestellt ist. Es zeigt sich eine deutliche Spitze bei einer Frequenz von etwa 26 Hz. Schwingungen im Luftsystem von Gasturbinen können unterschiedliche Ursachen und Anregungsmechanismen haben. Beeinflusst werden die Amplitude und die Frequenz der Schwingungen durch Strömungsinstabilitäten, Fluktuationen in der Wärmefreisetzung, Verbrennungsinstabilitäten und durch den geometrischen Aufbau des Triebwerks. Dabei ist nicht nur die Brennkammer zu betrachten, sondern auch der gesamte Lufteinlauf und der Abgaskamin können das Schwingungsverhalten beeinflussen [74].

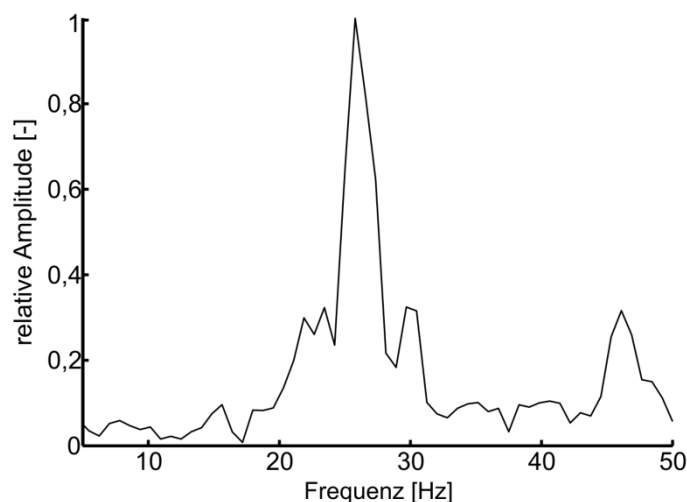


Abbildung 48: Ergebnis der FFT-Analyse der Schwingungen beim Start des Triebwerks.

Die Ursache für die im Versuch auftretende Schwingung konnte nicht genau bestimmt werden. Da die der gemessenen Frequenz entsprechende Wellenlänge ca. 11 m ist und die Schwankungen auch im Drucksignal vom Drucksensor DP_{S1} an der Einlaufdüse zu sehen sind, ist wahrscheinlich, dass ein Zusammenspiel des gesamten Aufbaus die Schwingungen verursacht. Relevant für den Versuchsbetrieb ist, dass bei höheren Drehzahlen diese Schwingungen nicht auftreten. Vermutlich sorgen die höheren Druckverluste in der Luftführung für eine ausreichende Dämpfung. Für eine Anwendung des BAS-Konzepts in einer kommerziellen Gasturbine muss die Ursache für die Schwingungen genau untersucht werden und geeignete Maßnahmen ergriffen werden, um die Schwingungen in jedem Betriebspunkt zu vermeiden.

7.6.3 Ergebnisse der stationären Messungen

Im Folgenden werden Ergebnisse vorgestellt, die im stationären Betrieb der Gasturbine mit BAS bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen gemessen wurden. Ein wichtiger Kennwert für die Effizienz einer Brennkammer ist der unter Kapitel 3.3 beschriebene Ausbrand. Abbildung 49 zeigt den gemessenen Ausbrand des Triebwerks mit BAS bei unterschiedlichen Laststufen und Mischungsverhältnissen. Die Datenpunkte entsprechen den unterschiedlichen Messungen und die Linien sind die Verbindungslinien der gemittelten Messwerte für die jeweiligen Betriebspunkte. Wie erwartet, steigt der Ausbrand mit steigender Last sowohl in der Originalkonfiguration als auch beim Betrieb mit BAS an, da mit steigender Last der Druck und die Temperatur im Triebwerk steigen und sich dadurch die Gemischaufbereitung verbessert und die chemische Umsetzungsgeschwindigkeit erhöht. Wird die Gasturbine mit BAS betrieben, so wird bei Brennstoff-Luft-Verhältnissen im BAS zwischen 10 und 16 ein hoher Ausbrand erreicht. Im Bereich oberhalb von 15 kW Bremsleistung liegt dieser über 99 % und damit nahe am theoretischen Maximum. Bezogen auf das Steigerungspotenzial der Originalkonfiguration wird mit dem BAS über den gesamten getesteten Lastbereich das Verbesserungspotenzial zu 78 % bis 87 % ausgenutzt.

Bei hohen AFR von 19 und 20 liegt der Ausbrand in den untersten Laststufen deutlich unter den Werten der Originalkonfiguration. Jedoch steigt der Ausbrand bei AFR 19 deutlich stärker mit der Last an als in der Originalkonfiguration, so dass bei dem Messwert bei knapp 50 kW Bremsleistung bereits ein höherer Ausbrand erreicht wird. Betriebspunkte mit einem AFR von über 20 können nicht getestet werden, da das Brennstoff-Luftgemisch zu mager wird und die Flamme in der Brennkammer erlischt.

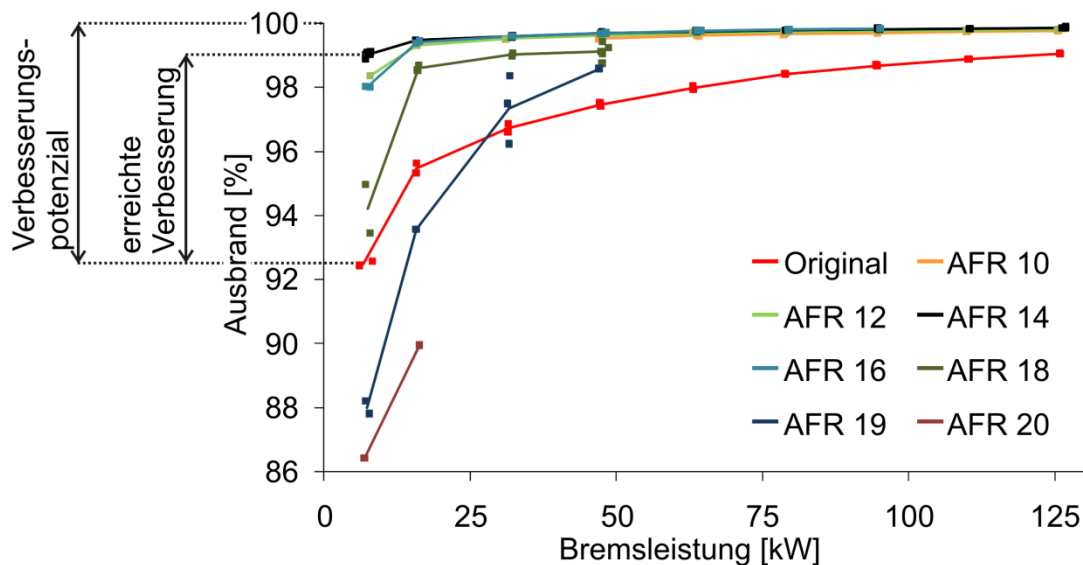


Abbildung 49: Ausbrand des Triebwerks bei unterschiedlichen Brennstoff-Luft-Verhältnissen und in der Originalkonfiguration für unterschiedliche Lastpunkte.

Wie in Gleichung (28) dargestellt, ist der Ausbrand eng mit den Emissionen von Kohlenmonoxid und unverbrannten Kohlenwasserstoffen verknüpft. Um niedrige Emissionen von Kohlenmonoxid und unverbrannten Kohlenwasserstoffen zu erreichen, sind geringe Tröpfchendurchmesser und ein leicht mageres Äquivalenzverhältnis in der Primärzone optimal. Beide Voraussetzungen sind, wie der hohe Ausbrand in Abbildung 49 zeigt, für den Betrieb mit einem AFR von 10 bis 16 in der Vormischung gut erfüllt. Die geringen UHC-Emissionen, die in Abbildung 52 dargestellt sind, zeigen, dass die Tröpfchen ausreichend klein sind und nahezu das gesamte Kerosin mindestens zu Kohlenmonoxid oxidiert wird. Nur bei Leerlauf, was einem Drehmoment von 13 Nm bzw. einer Bremsleistung von 7 kW entspricht, treten etwas erhöhte UHC-Emissionen auf, die auf eine unzureichend feine Zerstäubung hindeuten. Die Temperatur am Eintritt in das BAS liegt bei 7 kW Bremsleistung bei ca. 380 K. Für den untersuchten Aufbau ist eine Temperatur von 400 K, wie sie bei 15 kW Bremsleistung erreicht wird, ausreichend, um eine gute Brennstoffaufbereitung zu ermöglichen.

Das AFR im BAS entspricht jedoch nicht dem AFR in der Primärzone, da durch das Flammrohr zusätzlich Luft in die Primärzone strömt. Das AFR in der Primärzone liegt somit über dem Wert, der im BAS gemessen wird. Dadurch ist bei den gemessenen Punkten bereits bei einem AFR von 10 in der Vormischung der Ausbrand hoch. Die Luftzuführung ist auch die Erklärung, warum die Flamme bereits bei einem AFR im BAS von 22 erlischt. Das Mischungsverhältnis in der Primärzone liegt über dem Wert von 22 im BAS und die Magerverlöschgrenze wird erreicht, die unter den gegebenen Betriebsbedingungen bei einem AFR von etwa 28 liegt [51].

Eine der wichtigsten Kenngrößen für eine Gasturbine ist der Gesamtwirkungsgrad, der sich als Verhältnis von Nutzleistung zu eingesetzter Leistung ergibt. Die Nutzleistung ist die Leistung, die einem Verbraucher zur Verfügung steht. In der Originalkonfiguration wird dem Triebwerk Energie in Form von Kerosin zugeführt. Wird die Gasturbine am Prüfstand mit BAS betrieben, so wird dem Kreisprozess zusätzlich über den Verdichter im BAS Energie zugeführt. Diese wird im Prüfstandsbetrieb von einem Elektromotor geliefert. In einem realen Triebwerk wird das BAS vom

Triebwerk selbst angetrieben. Um die Nutzleistung für die Auswertung des Gesamtwirkungsgrads zu erhalten, wird deshalb die Verdichterleistung des BAS von der Leistung an der Wirbelstrombremse abgezogen. Die für den Antrieb des Verdichters im BAS benötigte Leistung wird dabei aus dem gemessenen Druckverhältnis und der Annahme einer polytropen Verdichtung berechnet. Der Verdichtungswirkungsgrad wird durch Interpolation aus dem in Kapitel 7.6.1 beschriebenen Kennfeld bestimmt. Durch diese Vorgehensweise wird die Leistung, die von der Bremsleistung abgezogen wird, eher zu hoch angesetzt. Durch die Verdampfung und Verdunstung des Kerosins während der Verdichtung wird das Gemisch im Verdichter des BAS gekühlt. Dadurch wird für diese Verdichtung bei gleichem Druckverhältnis weniger Leistung benötigt als im Vergleich zur polytropen Verdichtung. Außerdem wird durch das gasförmige Kerosin der Isentropenexponent des Gemischs geringer als der Isentropenexponent für reine Luft. Dies mindert ebenfalls die für die Verdichtung benötigte Leistung.

Bei den stationären Betriebsbedingungen ist die Luft, die in das BAS gelangt, bereits durch die Verdichtung im Hauptverdichter des Triebwerks vorgewärmt. Im Leerlauf beträgt die Eintrittstemperatur ca. 380 K, bei höherer Last steigt die Temperatur entsprechend weiter an. Die Temperatur des Öls im Getriebe des BAS erwärmt sich auf maximal 340 K. Dadurch wird durch Wärmeübertragung im BAS dem Kreisprozess Energie entzogen. Dieser Effekt wird bei der Bestimmung des Gesamtwirkungsgrades des Triebwerks nicht berücksichtigt. Durch diese Vereinfachung und durch die Vernachlässigung von Effekten, welche die für die Verdichtung benötigte Leistung mindern, sind die in Abbildung 50 angegebenen Gesamtwirkungsgrade des Triebwerks mit BAS Mindestwerte. Allerdings ist der Einfluss der Vernachlässigungen klein. Im Anhang C ist die Auswirkung einer Änderung von 5 % im Wirkungsgrad des BAS auf den Gesamtwirkungsgrad dargestellt. Für die meisten Betriebspunkte liegt die Abweichung unter 1 %.

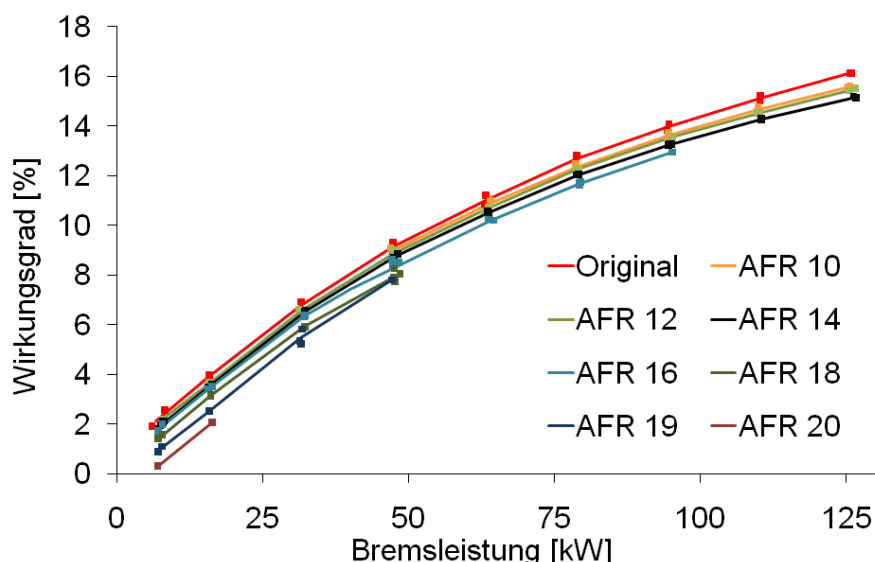


Abbildung 50: Gesamtwirkungsgrad des Triebwerks für unterschiedliche Lastpunkte bei unterschiedlichen Brennstoff-Luft-Verhältnissen und in der Originalkonfiguration.

Im gesamten untersuchten Leistungsbereich liegt der Wirkungsgrad der Originalkonfiguration höher als der Wirkungsgrad bei Betrieb mit BAS. Je magerer das Gemisch im BAS ist, desto höher ist die Leistung für den Antrieb des BAS und desto niedriger ist der Wirkungsgrad. Der Nachteil der hohen

Leistung für den Antrieb des BAS am Prüfstand überwiegt den Vorteil des gesteigerten Ausbrands. Die hohe Leistung wird benötigt, da der Verdichter die hohen Strömungsverluste in der Luftzufuhr und in der Abströmung des BAS kompensieren muss. Die Verluste setzen sich hauptsächlich aus den Strömungsverlusten in der Luftabzweigung, in der langen Luftzufuhr, im Drosselventil und im Swirler zusammen. Durch eine Optimierung dieser Komponenten und durch eine kompakte Anordnung der Komponenten im Triebwerk ist es möglich, die Wirkungsgradnachteile zu reduzieren. In Kapitel 8.2 wird darauf näher eingegangen.

Die Abbildung 51 und Abbildung 52 zeigen das Emissionsverhalten des Triebwerks mit BAS für Kohlenmonoxid und unverbrannte Kohlenwasserstoffe. Zum Vergleich sind die gemessenen Emissionsindizes für das Originaltriebwerk auf der rechten Achse aufgetragen. Wie bereits beim Ausbrand erwähnt, verringern sich wegen der höheren Temperatur und des höheren Drucks mit steigender Last die Emissionen der Produkte, die durch die unvollständige Verbrennung entstehen. Das Minimum bei konstanter Last wird in der Nähe der stöchiometrischen Vormischung erreicht. Verglichen mit den CO-Emissionen des Originaltriebwerks liegen die CO-Emissionen mit BAS um etwa den Faktor fünf niedriger. Die Emissionen von UHC werden beim Betrieb mit BAS deutlich stärker reduziert. Im Bereich stöchiometrischer Mischungsverhältnisse und bei Bremsmomenten über 50 Nm ist die Emission von UHC mit der verwendeten Messtechnik kaum mehr nachweisbar.

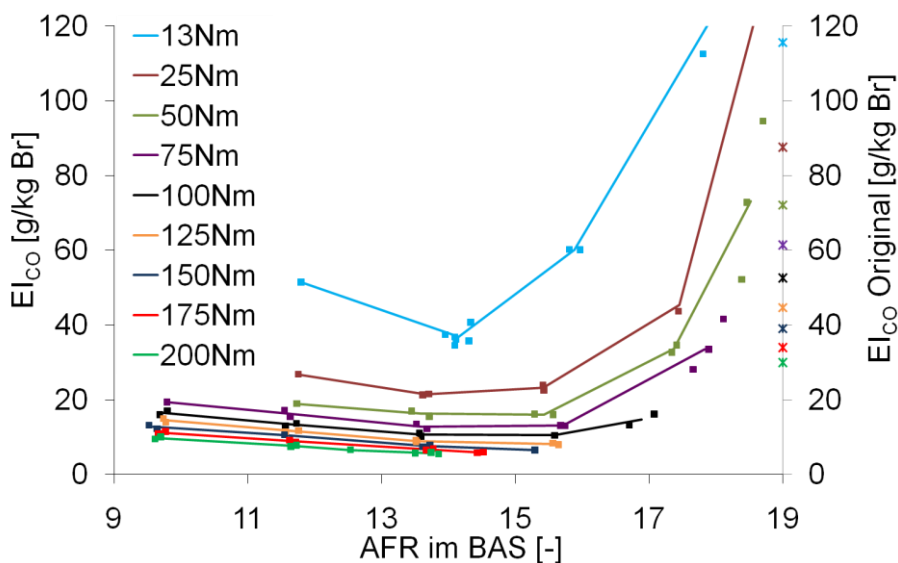


Abbildung 51: Emissionsindex für Kohlenmonoxid für unterschiedliche Laststufen in Abhängigkeit des AFR im BAS. Im Vergleich dazu die Emissionen des Originaltriebwerks auf der rechten Achse.

Die Ursache für den unterschiedlich starken Rückgang bei CO und UHC ist der jeweilige Entstehungsmechanismus der Schadstoffe. Kohlenmonoxid entsteht, wenn die vergleichsweise langsame Oxidation von CO zu CO₂ unterbunden wird. Im Allgemeinen geschieht dies in Bereichen, in denen die Verbrennungstemperatur niedrig ist, wenig Sauerstoff zur Verfügung steht oder die Flamme schnell abgekühlt wird. Die Art der Gemischaufbereitung hat darauf nur bedingt Einfluss. Im Versuch werden nur geringe Änderungen an der Brennkammer und am Flammrohr vorgenommen. Das schnelle Abkühlen der Flamme an der Wand des Flammrohrs (Quenching) und an den

Eintrittsstellen der Kühlluft wird nicht entscheidend verändert, so dass durch den Einsatz des BAS die Emission von Kohlenmonoxid nur bis zu einem gewissen Grad reduziert werden kann.

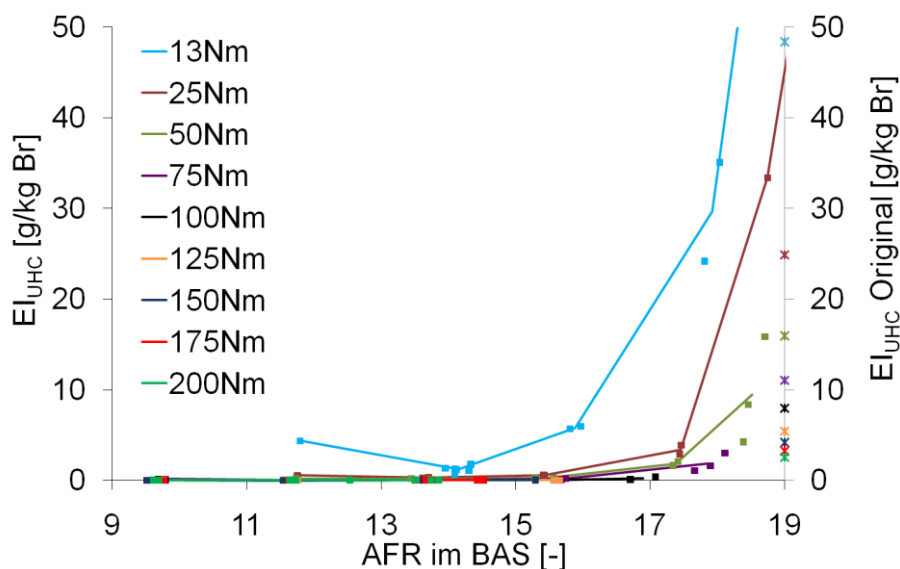


Abbildung 52: Emissionsindex für unverbrannte Kohlenwasserstoffe für unterschiedliche Laststufen in Abhängigkeit des AFR im BAS. Im Vergleich dazu die Emissionen des Originaltriebwerks auf der rechten Achse.

Die unverbrannten Kohlenwasserstoffe entstehen, wenn einzelne Brennstoffteilchen nicht reagieren oder die Brennstoffmoleküle zwar gespalten werden, aber durch vorzeitigen Reaktionsabbruch nicht oxidieren. Beides tritt auf, wenn zu große Brennstofftröpfchen in die Verbrennungszone gelangen und nicht vollständig verdampfen, bevor sie die Verbrennungszone wieder verlassen. Durch die Vormischung mittels BAS entstehen kleine Tröpfchen, die am Eintritt in die Brennkammer größtenteils bereits verdampft sind. Dies reduziert die Wahrscheinlichkeit, dass flüssiger Brennstoff ohne zu verdampfen durch die Verbrennungszone gelangt. Dadurch sinkt die Emission von unverbrannten Kohlenwasserstoffen deutlich. Bei höheren Lasten, die einer höheren Temperatur in der Vormischung und damit einer höheren Vorverdampfungsrate entsprechen, sind die UHC-Emissionen mit der verwendeten Messtechnik und dem verwendeten Messbereich nicht mehr messbar.

In Abbildung 53 sind die Werte für den Emissionsindex für Stickoxide dargestellt. Die Werte für den Betrieb des Triebwerks mit BAS sind über das Mischungsverhältnis im BAS aufgetragen. Die Werte für die Originalkonfiguration sind zum Vergleich auf der rechten Achse dargestellt. Dabei wird nach ICAO [38] angenommen, dass alle Stickoxide als NO_2 vorliegen. Mit steigender Last steigen die Emissionen der Stickoxide. Die Emission der Stickoxide bei konstanter Last besitzt ein Maximum das in der Nähe des stöchiometrischen Mischungsverhältnisses in der Brennstoffaufbereitung liegt. Bei höherem oder niedrigerem AFR fällt der Emissionsindex für NO_x . Die Maximalwerte bei Betrieb des Triebwerks mit BAS liegen um bis zu 20 % höher als die Werte in der Originalkonfiguration.

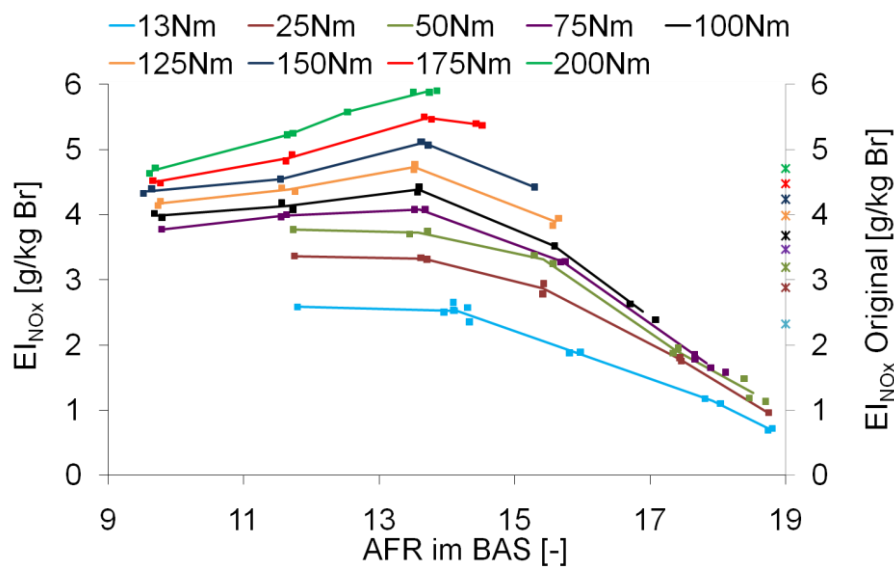


Abbildung 53: Emissionsindex für Stickoxide für unterschiedliche Laststufen in Abhängigkeit des AFR im BAS. Im Vergleich dazu die Emissionen des Originaltriebwerks auf der rechten Achse.

Wie in Kapitel 3.2.3 beschrieben, ist die Bildung von Stickoxiden bei der Verbrennung von Luft und Kerosin stark von der Temperatur und der Verweilzeit der Gase bei hohen Temperaturen abhängig. Eine höhere Last bedeutet eine höhere Temperatur der Luft am Eintritt in die Brennkammer und am Eintritt in die Turbine, da das Verhältnis von Luft zu Brennstoff im Gesamttriebwerk kleiner ist. Damit entspricht die gemessene Zunahme der Stickoxidemissionen mit steigender Last den Erwartungen. Dass die Kurven für konstante Last ein Maximum in der Nähe des stöchiometrischen Mischungsverhältnisses haben, erklärt sich aus dem in Abbildung 4 dargestellten Zusammenhang zwischen dem Mischungsverhältnis und der lokalen Flammtemperatur. Die höchste Bildungsrate von Stickoxiden tritt theoretisch bei nahestöchiometrischen bzw. leicht mageren Gemischen auf. In den in Abbildung 53 dargestellten Versuchen ist die Bildungsrate bei leicht fetten Gemischen am höchsten. Diese scheinbare Diskrepanz zwischen der theoretischen Überlegung und den Messergebnissen resultiert daraus, dass in dem Diagramm das Mischungsverhältnis in der Vormischung dargestellt ist. Durch das Flammrohr gelangt zusätzlich Luft in die Primärzone und das Mischungsverhältnis in der Primärzone ist magerer als das angegebene Mischungsverhältnis in der Vormischung. Somit entsprechen die Messwerte den theoretischen Überlegungen, dass bei leicht mageren Verhältnissen die Stickoxidbildung am höchsten ist.

Dass die Stickoxidemissionen mit BAS höher liegen als in der Originalkonfiguration, hat zwei Gründe. Durch den gesteigerten Ausbrand wird bei gleicher Luftmenge mehr Wärme freigesetzt. Das Resultat ist eine höhere Temperatur in der Brennkammer und die Bildung von Stickoxiden wird begünstigt. Dieser Effekt hat aber nur geringen Einfluss, da die Temperaturerhöhung durch den höheren Ausbrand nur gering ist. Außerdem sind die Unterschiede zwischen BAS und Originalkonfiguration bei höherer Last größer als bei niedriger Last. Die Unterschiede im Ausbrand sind jedoch bei niedrigen Lasten größer, somit müsste auch dort der größere Unterschied messbar sein. Den größeren Einfluss auf die verstärkte Stickoxidbildung hat die Aufenthaltszeit der Verbrennungsprodukte in der Brennkammer. Durch den starken Drall, den das Gemisch durch den zweistufigen Swirler am Eintritt

in die Brennkammer erfährt, entsteht eine große Rezirkulationszone. Dadurch erhöht sich die Aufenthaltszeit für den rezirkulierenden Teil der Verbrennungsgase und analog zum rechten Diagramm in Abbildung 3 führt dies zu erhöhter Stickoxidbildung. Bei dem in der Arbeit verwendeten Versuchsaufbau ist die große Rezirkulationszone notwendig, um das Triebwerk trotz der in Kapitel 7.6.2 beschriebenen Schwingungen sicher starten zu können. Für eine mögliche Anwendung müssen diese Schwingungen vermieden werden, so dass auch eine kleinere Rezirkulationszone ausreichend ist. Die Aufenthaltszeit wird verkürzt und die Stickoxidemission reduziert. Insgesamt ist der Stickoxidausstoß der Gasturbine Allison 250-C20B auf Grund der geringen Spitzentemperaturen sowohl in der Originalkonfiguration als auch mit BAS deutlich geringer als bei großen Triebwerken, bei denen die Stickoxidreduktion einen viel größeren Stellenwert einnimmt.

Das Emissionsverhalten für Kohlenmonoxid und Stickoxide der Gasturbine mit BAS ist in Abbildung 54 exemplarisch für ein Drehmoment an der Wirbelstrombremse von 75 Nm dargestellt. Der Emissionsindex der unverbrannten Kohlenwasserstoffe ist nicht eingetragen, da für diesen Lastpunkt nahezu keine UHC gemessen werden.

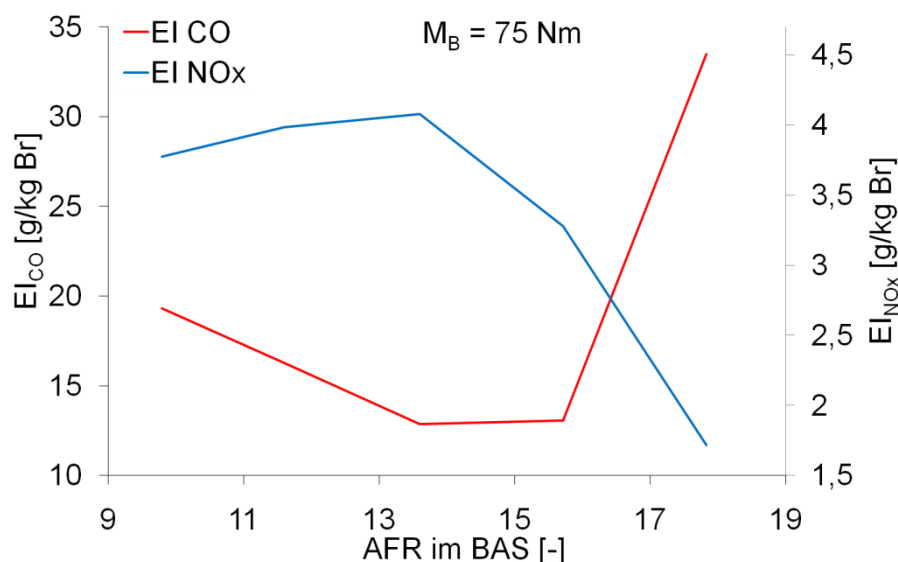


Abbildung 54: Emissionsindex für Kohlenmonoxid und Stickoxide in Abhängigkeit des AFR im BAS bei einem Bremsmoment von 75 Nm.

Wird das Triebwerk mit BAS betrieben, kann das Mischungsverhältnis im BAS unabhängig vom Lastpunkt des Triebwerks eingestellt werden. Der Versuch bestätigt die theoretischen Überlegungen, dass das BAS die aktive Beeinflussung der Abgaszusammensetzung ermöglicht. Mit dem BAS kann die Gasturbine immer in dem Bereich betrieben werden, in dem die Emissionen minimal sind. Für den in Abbildung 54 dargestellten Lastpunkt liegt der optimale Betriebspunkt bei einem AFR von 15 bis 17.

8 Simulationsrechnungen für einen Kreisprozess mit BAS

Im folgenden Kapitel wird die Auswirkung des BAS auf den thermodynamischen Kreisprozess einer Gasturbine untersucht. Dafür wird das Synthesemodul von PSSD, einem am Lehrstuhl für Flugantriebe vorhandenen C-Code für die thermodynamische Leistungsrechnung [61], als Basis genommen. Um hohe Flexibilität in der Modellerstellung und geringen Bedienungsaufwand zu ermöglichen, wurde analog zu dem bestehenden C-Code ein Leistungsrechnungsprogramm im Softwaretool MATLAB/Simulink erstellt und so angepasst, dass es die Anforderungen für die Berechnung eines Kreisprozesses mit BAS erfüllt. Der Aufbau der Gasturbine Allison 250-C20B wird für das hier simulierte Triebwerk gewählt, da aus den vorangegangenen Experimenten Messdaten von diesem Triebwerk vorhanden sind, die für die Validierung des Simulationsmodells verwendet werden.

8.1 Aufbau des Simulationsmodells

Bei der thermodynamischen Leistungsrechnung wird der thermodynamische Kreisprozess einer Gasturbine durch die Modellierung des Arbeitsmediums abgebildet. Das Arbeitsmedium durchströmt dabei die einzelnen Komponenten der Gasturbine. Das Betriebsverhalten der Gasturbine wird durch die Eigenschaften der Komponenten und durch deren Wechselwirkung festgelegt. Das Verhalten der jeweiligen Komponente wird je nach Komplexität durch eine analytische Gleichung, eine Kennlinie oder durch ein mehrdimensionales Kennfeld beschrieben. Mit dem Leistungsrechnungsprogramm werden die Zustandsgrößen des Arbeitsmediums in den Rechenebenen zwischen den einzelnen Komponenten bestimmt und meist iterativ so angepasst, dass die Randbedingungen und die Erhaltungssätze erfüllt werden. Für die Simulation wird das Arbeitsmedium als halbideales Gas angenommen. Im Folgenden wird nur auf die Komponenten eingegangen, die für die Simulation einer Gasturbine mit BAS relevant sind. Eine genauere Beschreibung der übrigen in der Simulation verwendeten Komponenten und Zusammenhänge findet sich in der Literatur bei Münzberg [59] und Kurzke [43]. In dieser Arbeit wird das stationäre Betriebsverhalten der Gasturbine simuliert, auf transiente Vorgänge wird nicht eingegangen.

Das in MATLAB/Simulink erstellte Leistungsrechnungsmodell der Allison Gasturbine in der Originalkonfiguration wird bei Schweikl [77] und Stör [85] beschrieben. Dieses Modell berücksichtigt die Komponenten Einlauf, Verdichter, Bleedluft-Ventil, Luftführung zur Brennkammer, Brennkammer, Turbine des Gasgenerators, Nutzturbine, Leistungsbremse, Abgasführung und die mechanischen Wellen. Für die Beschreibung des Verdichters und der Turbinen stehen Kennfelder zur Verfügung. Die übrigen Komponenten werden über Kennlinien und Gleichungen abgebildet. Das Modell ist mit Messwerten vom Prüfstand angepasst und validiert. Mit dem Modell lässt sich das Betriebsverhalten mit einer Unsicherheit von wenigen Prozenten vorhersagen [85]. Ausgenommen ist dabei der unterste Leistungsbereich, der sich auf Grund von unzureichenden Kennfelddaten nicht in der Simulation abbilden lässt.

Um das Verhalten der Gasturbine mit BAS zu berechnen, werden die in Abbildung 55 orange dargestellten Komponenten in das Simulationsmodell eingefügt. Analog zum Versuchsaufbau (Abbildung 38) wird in der Simulation Luft von der Luftführung zur Brennkammer abgezweigt und in das BAS geleitet. Das BAS besteht aus dem Drosselventil, dem Verdichter, der Brennstoffzufuhr und dem Swirler. Da die Brennkammer in der Simulation nur eine Eintrittsebene besitzt, werden der Massenstrom aus dem BAS und der Massenstrom aus der Luftführung zur Mischzone bereits vor der Komponente „Brennkammer“ zusammengeführt. Die Brennkammer bestimmt die Zustandsgrößen des Arbeitsmediums am Austritt der Brennkammer. Durch die Mischung vor und nicht während der Brennkammer entstehen keine Fehler in den Zustandsgrößen am Austritt der Brennkammer und somit auch keine Fehler im Gesamtverhalten des Modells. Die übrigen Komponenten in der Simulation werden unverändert von dem bei Stör [85] validierten Modell für die Gasturbine im Originalzustand übernommen. Eingabewerte zur Steuerung des Modells sind der Brennstoffmassenstrom, das Brennstoff-Luft-Verhältnis in der Vormischung und die Stellung des Drosselventils.

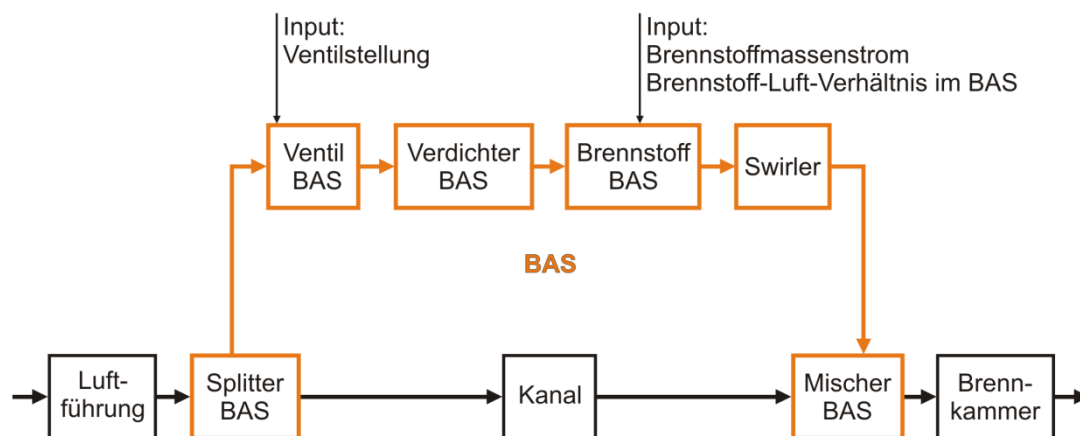


Abbildung 55: Komponenten für die Modellierung des BAS mit dem Leistungsrechnungstool.

In der Komponente „Splitter BAS“ wird aus den Vorgabewerten Brennstoffmassenstrom und Brennstoff-Luft-Verhältnis im BAS der Luftmassenstrom bestimmt, der durch das BAS strömt. Der übrige Luftmassenstrom wird über den Kanal in den Mischer BAS geleitet. Das Ventil BAS erzeugt einen Druckverlust, der abhängig vom Inputparameter Ventilstellung ist. Aus den Versuchsdaten wird das Druckverlustverhalten abgeleitet. Der im Versuch verwendete Aufbau mit einem Hauptventil und einem Bypassventil wird vereinfacht durch ein einziges Ventil abgebildet. Abbildung 56 zeigt das Verhältnis der Drücke vor und nach der Drossel für die im Versuch gemessenen Betriebspunkte über der Strömungsgeschwindigkeit. Bei den rot dargestellten Punkten war das Ventil voll geöffnet, bei den blauen Punkten war das Ventil teilweise geschlossen. Für das Simulationsmodell wird das Druckverlustverhalten in der Drossel mit dem in der Abbildung 56 dargestellten Polynom zweiter Ordnung abhängig von der Strömungsgeschwindigkeit vor der Drossel angenähert. Durch den Input-Parameter Ventilstellung kann der Druckverlust erhöht und dem Druckverlust der jeweiligen blauen Punkte angepasst werden.

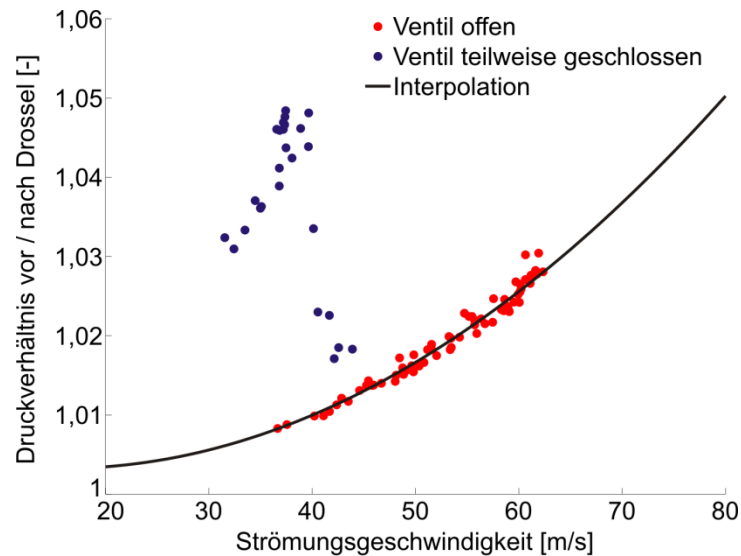


Abbildung 56: Verhältnis von Druck vor dem Drosselventil zu Druck nach dem Drosselventil aufgetragen über der Strömungsgeschwindigkeit vor der Drossel mit Interpolationskurve.

Für die Modellierung der Komponente „Verdichter BAS“ dient ein Kennfeld. Es wurde aus den Daten erstellt, die aus den in Kapitel 7.6.1 beschriebenen Messungen gewonnen wurden. Das Kennfeld besteht aus mehreren Kurven, die jeweils die Betriebspunkte für eine konstante reduzierte Drehzahl n_{red} darstellen. Die Lage eines Betriebspunkts auf der Drehzahllinie wird durch einen Wert Z beschrieben. Für einige Wertepaare (n_{red}, Z) werden im Kennfeld der reduzierte Massenstrom, das Druckverhältnis und der Verdichterwirkungsgrad hinterlegt. Für alle anderen Wertepaare wird im Kennfeld interpoliert. Im Simulationsmodell errechnet eine Funktion den reduzierten Massenstrom, das Druckverhältnis und den Wirkungsgrad in Abhängigkeit der beiden Parameter n_{red} und Z , die den Betriebspunkt des Verdichters eindeutig festlegen. Bei der Verdichtung wird das Brennstoff-Luftgemisch vereinfacht als reine Luft angenommen und der in den Versuchen nachgewiesene Wärmeübergang wird nicht berücksichtigt.

Die Komponente „Brennstoff BAS“ simuliert die Zugabe von Kerosin. Am Eintritt in die Komponente wird davon ausgegangen, dass nur Luft ohne Brennstoff vorliegt. Durch die Beimischung des Brennstoffs für das gewünschte Brennstoff-Luft-Verhältnis ändern sich die Stoffeigenschaften des Arbeitsmediums und damit auch die Zustandsgrößen an der Austrittsebene der Komponente. Für die Berechnung der Zustandsgrößen wird davon ausgegangen, dass der Brennstoff und die Luft nach der Komponente „Brennstoff BAS“ die gleiche Temperatur haben und der Brennstoff flüssig vorliegt.

Im realen System entsteht durch den Swirler am Eintritt in die Brennkammer ein Druckverlust, der im Modell durch die Komponente „Swirler“ berücksichtigt wird. Aus den Messungen am Prüfstand wird das Druckverlustverhalten für das Modell ermittelt. Für die im Versuch gemessenen Betriebspunkte zeigt Abbildung 57 das Verhältnis der Drücke vor und nach dem Swirler, aufgetragen über der Strömungsgeschwindigkeit. Das Druckverhältnis lässt sich in guter Näherung in Abhängigkeit von der Strömungsgeschwindigkeit durch das eingezeichnete Polynom zweiter Ordnung darstellen. Diese Interpolation wird in der Modellierung verwendet. Die Strömungsgeschwindigkeit vor dem Swirler ist von der Temperatur des Gemischs abhängig. Da in der Rechenebene vor dem Swirler angenommen

wird, dass der Brennstoff nicht verdunstet, wird die Temperatur in der Ebene zwischen den Komponenten „Brennstoff BAS“ und „Swirler“ zu hoch angenommen. Für die Bestimmung der Strömungsgeschwindigkeit in der Komponente „Swirler“ wird die Gemischtemperatur in der Komponente „Swirler“ abhängig vom Mischungsverhältnis und von der Eintrittstemperatur angepasst. Diese Korrektur basiert ebenfalls auf Messdaten aus den Versuchen.

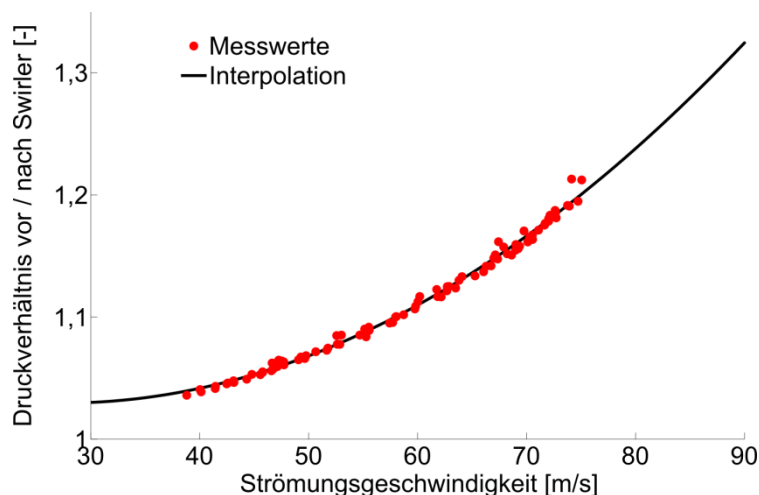


Abbildung 57: Druck vor Swirler zu Druck nach Swirler aufgetragen über der Strömungsgeschwindigkeit vor der Drossel mit Interpolationskurve.

Die Komponente „Mischer BAS“ führt den Massenstrom aus dem BAS und den Luftstrom, der direkt über den Kanal zur Brennkammer geleitet wird, zusammen und berechnet die Zustandsgrößen nach der Mischung dieser beiden Teilströme. In der Komponente „Brennkammer“ wird die Wärmezufuhr durch die Verbrennung berechnet. Damit ändern sich die Temperatur und die Zusammensetzung des Arbeitsmediums am Austritt der Brennkammer. Wichtiger Parameter für die Wärmefreisetzung ist der Ausbrand, der abhängig ist von den Betriebsbedingungen der Brennkammer. Sind der Ausbrand und die Betriebsbedingungen für den Arbeitspunkt AP bekannt, lässt sich nach Menrath [57] der Ausbrand bei unterschiedlichen Betriebspunkten mit der halbempirischen Gleichung (30) bestimmen. Der Brennkammerparameter bbk ist dabei von der Bauform der Brennkammer abhängig.

$$\eta_A = 1 - (1 - \eta_{A,AP}) \cdot \left[\frac{\dot{m}_L}{\dot{m}_{L,AP}} \cdot \left(\frac{p_{in,AP}}{p_{in}} \right)^{1,8} \cdot e^{\frac{T_{in,AP} - T_{in}}{300}} \right]^{bbk} \quad (30)$$

Für die Simulation der Brennkammer mit BAS wird angenommen, dass der Brennkammerparameter für ein konstantes Luft-Brennstoff-Verhältnis im BAS konstant ist. Aus den Versuchsdaten wird für jeweils konstantes AFR der Brennkammerparameter so bestimmt, dass die Abweichung zwischen den nach Gleichung (30) berechneten Werten und den gemessenen Werten minimal ist. Abbildung 58 vergleicht den Ausbrand, der über die Gleichung (30) mit den optimierten Brennkammerparametern berechnet wurde, mit den im Versuch gemessenen Werten für den Ausbrand. Für Brennstoff-Luft-Verhältnisse bis 18 stimmen die gemessenen und die gerechneten Werte gut überein. Bei einem Mischungsverhältnis von 19 treten größere Abweichungen auf, da die Korrelation Änderungen im Reaktionsvolumen nicht abbilden kann, die durch lokales Magerverlöschen an den Grenzen des

Reaktionsvolumens entstehen. Im Modell werden die Kurven für die dargestellten Mischungsverhältnisse hinterlegt und für AFR-Werte, die zwischen diesen Werten liegen, wird interpoliert.

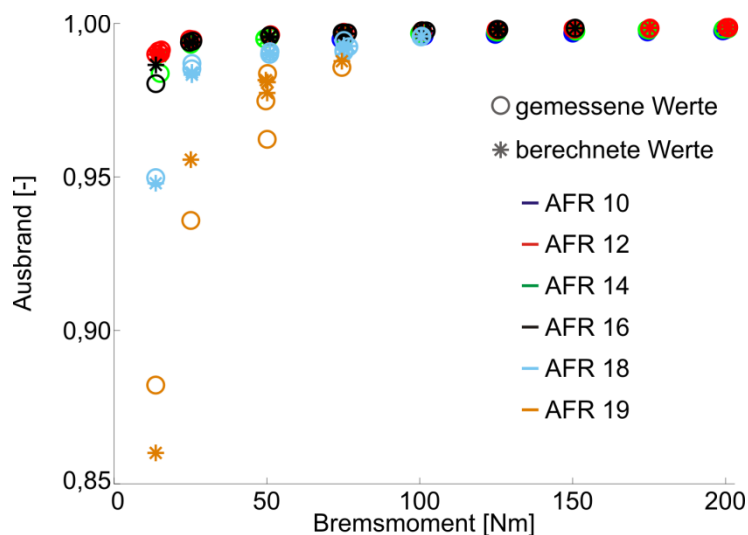


Abbildung 58: Gegenüberstellung des gemessenen Ausbrands und des Ausbrands, der aus den Betriebsbedingungen der Brennkammer errechnet wurde.

Um eine Simulationsrechnung zu starten, müssen der Brennstoffmassenstrom, die Ventilstellung im BAS und das Mischungsverhältnis im BAS vorgegeben werden. Das Simulationsprogramm berechnet die Zustandsgrößen des Arbeitsmediums in den Rechenebenen. Die sieben in Tabelle 10 angegebenen Iterationsvariablen werden in jedem Rechendurchlauf so lange verändert, bis die sieben Bedingungen der Zielgrößen in Tabelle 11 mit einem ausreichend kleinen Fehler erfüllt werden. Damit sind der Betriebspunkt und alle dazugehörigen Zustandsgrößen zwischen den Triebwerkskomponenten exakt definiert.

Iterationsvariable	Bezeichnung	Aussage
1	Z-Wert Verdichter	Betriebspunkt des Triebwerksverdichters
2	Drehzahl Verdichter	Betriebspunkt des Triebwerksverdichters
3	Z-Wert Verdichter BAS	Betriebspunkt des Verdichters im BAS
4	Drehzahl Verdichter BAS	Betriebspunkt des Verdichters im BAS
5	FAR Brennkammer	Zustandsgrößen am Brennkammeraustritt
6	Z-Wert Turbine Gasgenerator	Betriebspunkt der Gasgenerator turbine
7	Z-Wert Nutzturbine	Betriebspunkt der Nutzturbine

Tabelle 10: Iterationsvariablen in der Leistungsrechnungssimulation mit BAS.

Zielgrößen	Beschreibung
1	Brennstoffmassenstrom entspricht der Vorgabe
2	Luftmassendurchsatz durch das BAS berechnet aus den Input-Parametern FAR und Brennstoffmassenstrom
3	Druck an beiden Eingängen des Mischers BAS identisch
4	Massendurchsatz vor und nach Gasgeneratorturbine sind gleich
5	Massendurchsatz vor und nach Nutzturbine sind gleich
6	Druck nach Abgasführung entspricht dem Druck der Umgebung
7	Leistungsgleichgewicht zwischen Verdichter und Turbine des Gasgenerators

Tabelle 11: Zielgrößen in der Leistungsrechnungssimulation mit BAS.

8.2 Ergebnisse aus der Kreisprozessrechnung

Um die Qualität des Leistungsrechnungsmodells mit BAS zu validieren, werden die experimentell untersuchten Betriebspunkte mit dem Leistungsrechnungstool nachgerechnet. Die gemittelten Werte für den Brennstoffmassenstrom und für das Brennstoff-Luft-Verhältnis im BAS aus den Messungen in Kapitel 7.6.3 werden als Eingabeparameter für die Simulation verwendet. Der dritte Eingabeparameter, die Stellung der Drossel, wird so angepasst, dass das im Versuch ermittelte und in Abbildung 56 dargestellte Druckverhalten über die Drossel für jeden Betriebspunkt erreicht wird. Die Simulation berechnet iterativ die Leistung, die bei den jeweiligen Eingabewerten an der Wirbelstrombremse zur Verfügung steht. Zieht man von dieser Bremsleistung die Antriebsleistung für den Verdichter im BAS ab, so erhält man die Nutzleistung, die bei der Brennstoffzufuhr und bei dem jeweiligen AFR im BAS erreicht wird. Abbildung 59 vergleicht die Werte für den Gesamtwirkungsgrad und für die Nutzleistung, die aus der Simulation berechnet werden, mit den Werten aus dem Versuch. Die Daten aus der Simulation sind als Kreise dargestellt, die Messwerte als Kreuze. Die Farben sind den unterschiedlichen Werten für das Brennstoff-Luftgemisch im BAS zugeordnet. Die gute Übereinstimmung der Simulation mit der Rechnung ist zu erkennen. Die absolute Differenz der Werte für die Nutzleistung aus den Versuchen und der Simulation liegt zwischen -3 kW und +5 kW, und für den Wirkungsgrad zwischen -0.5 % und +1 %. Das entspricht einer relativen Abweichung von -5 % bis +30 % bei der Nutzleistung und von -4 % bis +30 % beim Wirkungsgrad. Die hohen relativen Abweichungen treten bei den niedrigen Absolutwerten, geringer Last und hohem AFR auf. Im Anhang D sind die Abweichungen für den Wirkungsgrad und die Nutzleistung in jedem Betriebspunkt dargestellt.

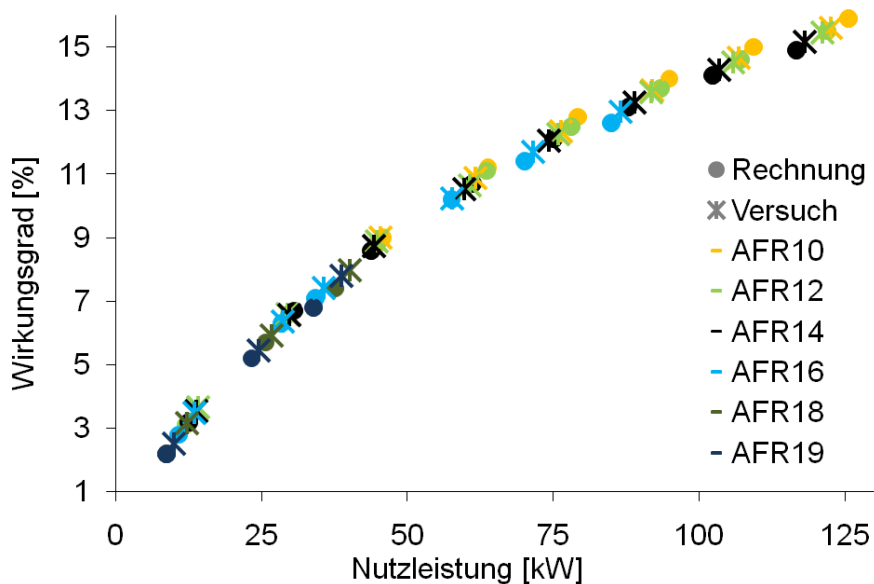


Abbildung 59: Wirkungsgrad und Nutzleistung der Gasturbine mit BAS aus der Simulation verglichen mit den Werten aus dem Versuch.

Die Abbildung 59 zeigt, dass das Simulationsmodell das Gesamtverhalten gut abbildet. Das Modell gibt auch die Bremsleistung des Triebwerks gut wieder, so dass der Fehler durch die Vernachlässigung des Wärmeübergangs im BAS keine nennenswerten Auswirkungen auf das Gesamtverhalten hat. So wird die Zulässigkeit dieser in Kapitel 7.6.3 für die Wirkungsgradbetrachtung verwendeten Vereinfachung bestätigt.

Im Folgenden soll mit dem Simulationsmodell der Einfluss des Druckverlusts über das BAS auf den Wirkungsgrad des Triebwerks untersucht werden. Wie Abbildung 60 zeigt, entsteht bei dem Prüfstandsaufbau der Druckverlust vorwiegend über den Swirler. Der Einfluss der übrigen Druckverluste im BAS ist deutlich geringer.

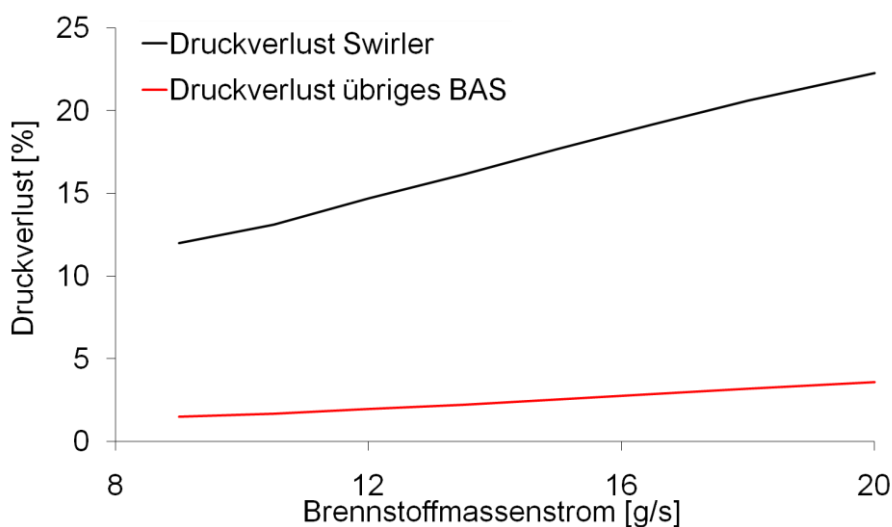


Abbildung 60: Vergleich der Druckverluste über den Swirler mit den übrigen Druckverlusten, die im BAS entstehen.

In der Literatur werden unterschiedliche Werte für den Druckverlust über einen Drallerzeuger angegeben. Nach Dodds und Bahr [20] liegt der Druckverlust über den Drallerzeuger bei Flugtriebwerken üblicherweise in einem Bereich zwischen 4 % und 6 %. Höhere Druckverluste sorgen für eine stärkere akustische Dämpfung und werden verwendet, wenn ansonsten Verbrennungsinstabilitäten auftreten würden. In Abbildung 61 wird der Einfluss der Druckverlustwerte 4 %, 12 % und 20 % auf den Gesamtwirkungsgrad dargestellt und mit den Werten verglichen, die für die Gasturbine in der Originalkonfiguration ohne BAS errechnet werden. Diese Werte werden gewählt, da 4 % der untere Wert ist, der in der Literatur angegeben wird, 12 % ein mittlerer Wert ist und 20 % der maximal in den Versuchen auftretende Wert ist. Der Druckverlust wird für die einzelnen Kurven über den Betriebsbereich konstant gehalten. Je niedriger der Druckverlust ist, umso höher ist der Wirkungsgrad. Wird der Druckverlust von 20 % auf 4 % gesenkt, ergibt sich in dem untersuchten Fall eine relative Wirkungsgradsteigerung zwischen 33 % und 5 %. Für eine Anwendung des BAS in einer kommerziellen Gasturbine ist ein geringer Druckverlust über den Swirler, der eine stabile Verbrennung ohne Verbrennungsschwingungen voraussetzt, ein wichtiges Auslegungsziel.

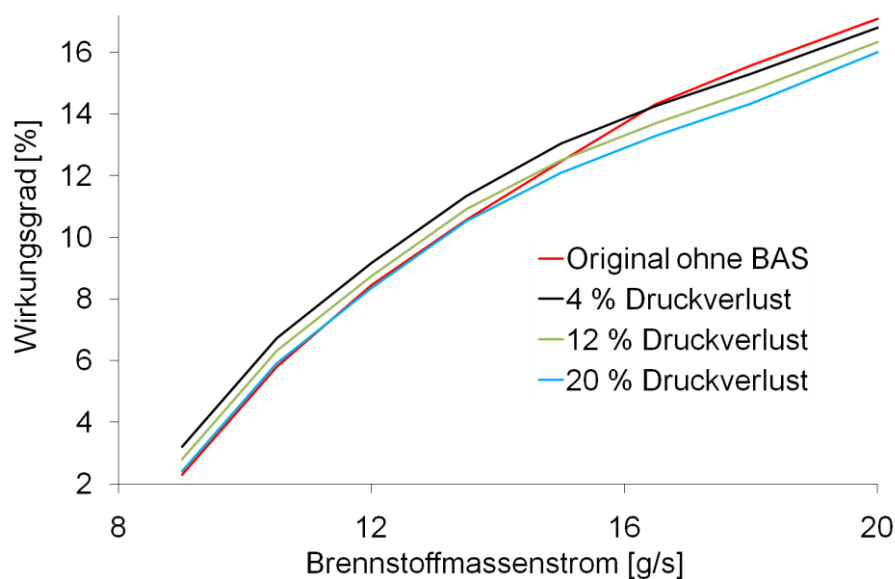


Abbildung 61: Einfluss des Druckverlusts über den Swirler auf den Gesamtwirkungsgrad der Gasturbine bei unterschiedlichen Brennstoffmassenströmen berechnet mit dem Simulationsmodell.

Bei einer Gasturbine mit integriertem BAS- System, wie es in Abbildung 17 dargestellt ist, wird das BAS über die Welle der Gasturbine angetrieben. In dem Fall der simulierten Allison-Hubschraubergasturbine wäre dies die Welle des Gasgenerators, die im einfachsten Fall mit einem konstanten Übersetzungsverhältnis den Verdichter im BAS antreibt. Wird auf eine Drosselung im BAS verzichtet, ergibt sich abhängig vom Übersetzungsverhältnis, vom Kennfeld des Verdichters und vom Druckverlustverhalten im BAS eine Kennlinie für das Luft-Brennstoff-Verhältnis in Abhängigkeit des Brennstoffmassenstroms. Für den untersuchten Aufbau zeigt Abbildung 62 den aus der Simulation berechneten Zusammenhang zwischen dem Brennstoffmassenstrom und dem Luft-Brennstoff-Verhältnis im BAS. Für die drei Kennlinien werden unterschiedliche Drehzahlverhältnisse zwischen der

Gasgeneratordrehzahl n_1 und der Drehzahl des BAS n_{BAS} angenommen. Die Drossel am Eintritt des BAS ist immer voll geöffnet.

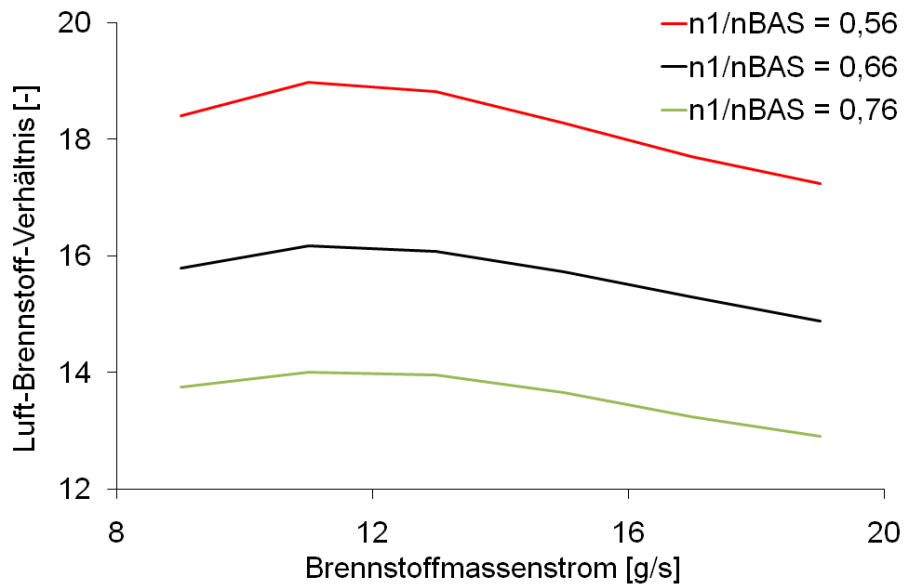


Abbildung 62: Abhängigkeit des Luft-Brennstoff-Verhältnisses im BAS vom Brennstoffmassenstrom bei festen Übersetzungsverhältnissen zwischen Gasgeneratorwelle und BAS-Drehzahl ohne Drosseleingriff berechnet mit dem Simulationsmodell.

Bei dem gewählten Aufbau und bei dem ausgewählten Verdichter im BAS nimmt das Mischungsverhältnis im BAS zuerst mit steigendem Brennstoffmassenstrom leicht zu und nimmt dann kontinuierlich ab. Das Luft-Brennstoff-Verhältnis liegt für alle drei Kurven in einem Bereich, in dem eine stabile Verbrennung gewährleistet ist. Das bei anderen Vormischsystemen auftretende Problem des Magerverlöschens im Teillastbetrieb wird durch das sinkende Druckverhältnis des BAS bei geringer Last kompensiert. Bei geeigneter Wahl des Verdichters im BAS ist es möglich über den gesamten Betriebsbereich auch ohne aktive Drosselung ein nahezu konstantes AFR in der Vormischzone zu gewährleisten.

9 Zusammenfassung und Ausblick

In der Entwicklungsgeschichte der Gasturbinen wurden große Fortschritte bei der Reduzierung der Schadstoffemissionen bei gleichzeitiger Effizienzsteigerung erzielt. Eine Reihe unterschiedlicher Systeme zur Brennstoffaufbereitung wurden entwickelt und die Emissionen von Kohlenmonoxid und unverbrannten Kohlenwasserstoffen konnten zwischen 1964 und 2004 um 50 % beziehungsweise um 90 % gesenkt werden. Die Emission von Stickoxiden stieg im gleichen Zeitraum etwas an. Ideal für eine geringe Schadstoffemission sind eine homogene Vermischung von Brennstoff und Luft und eine Verbrennung mit einer Flammtemperatur von etwa 1800 K. Die geringsten Schadstoffe emittieren Systeme mit einem mager vorgemischten und vorverdampften Gemisch. Die meisten Systeme zur Schadstoffminderung sind für mittlere bis große Gasturbinen konzipiert. Kleine Gasturbinen stellen wegen ihrer niedrigeren Temperatur und des geringen Drucks am Eintritt in die Brennkammer etwas andere Anforderungen an die Brennstoffaufbereitung als große Triebwerke. Die Verdampfungszeiten für flüssige Brennstoffe sind länger und chemischen Reaktionen laufen langsamer ab.

In dieser Arbeit wurde ein neuartiges Brennstoffaufbereitungssystem (BAS) entwickelt, das auf die Anforderungen von kleinen Gasturbinen abgestimmt ist. Das BAS ermöglicht eine Vormischung und eine Vorverdampfung des Brennstoff-Luftgemischs vor Eintritt in die Brennkammer. Dieser Vormischbereich kann relativ groß ausgeführt werden. Lange Verweilzeiten für eine gute Vermischung und Verdampfung sind möglich, da der Verdichter im BAS für eine kontinuierliche Strömung in die Brennkammer sorgt. Die Gefahr des Zurückbrennens der Flamme von der Brennkammer in die Vormischung wird vermindert. Über eine Drossel lässt sich das Mischungsverhältnis in der Vormischung und in der Primärzone der Brennkammer aktiv beeinflussen, so dass in jedem Betriebspunkt das Mischungsverhältnis für geringe Schadstoffemissionen oder für eine andere Anforderung wie gutes Zündverhalten angepasst werden kann. Der Brennstoff wird über eine rotierende Einspritzung in das BAS eingebracht. Das ermöglicht eine gute Zerstäubung über einen weiten Betriebsbereich, einen geringen Brennstoffförderdruck und einen geringen Bauaufwand verglichen mit konventionellen Luft- oder Druckzerstäubern. Die Temperatur ist der entscheidende Parameter, der den Einsatzbereich für das neue Brennstoffaufbereitungssystem begrenzt. Bei zu hohen Temperaturen der Luft am Eintritt in das BAS steigt die Gefahr der Selbstzündung des Gemischs. Eine Verbrennung in der Vormischung muss unter allen Umständen sicher ausgeschlossen werden. Um das Verhalten des BAS an der unteren Temperaturgrenze zu untersuchen, wurde das BAS als Einzelkomponente am Prüfstand aufgebaut und experimentell untersucht. Die Messung der Mie-Streuung des Gemischs am Austritt des BAS wurde als geeignete Messmethode ausgewählt, um die Abhängigkeit der Gemischqualität von den Parametern Temperatur am Eintritt, Druck am Eintritt, Drehzahl des BAS und Mischungsverhältnis zu analysieren. Bei Temperaturen unter 390 K wurde eine geringe Verdampfung des Kerosins nach dem BAS nachgewiesen. Ab Temperaturen von 450 K liegt das Kerosin bei dem untersuchten Versuchsaufbau größtenteils dampfförmig vor. Die Bilder der Mie-Streuungsmessung haben auch gezeigt, dass das Brennstoff-Luftgemisch homogen über den Strömungsquerschnitt verteilt ist.

Um das Betriebsverhalten einer Gasturbine mit BAS zu untersuchen, wurde eine Hubschraubergasturbine Allison 250-C20B auf den Betrieb mit BAS umgerüstet. Das BAS wurde als

externe Komponente aufgebaut und von einem Elektromotor angetrieben, um große Flexibilität in der Versuchsdurchführung zu ermöglichen. Die Messtechnik wurde so ausgelegt, dass die Zustandsgrößen des Arbeitsmediums in jeder Triebwerksebene bestimmt werden können. Zusätzlich wurde die Zusammensetzung des Abgases gemessen und daraus der Ausbrand in der Brennkammer errechnet. Mit dem jeweils optimalen Mischungsverhältnis kann durch den Betrieb mit BAS der Ausbrand im Vergleich zur Originalkonfiguration im Leerlauf von 92 % auf 99 % und bei höheren Lasten von 99,0 % auf 99,8 % gesteigert werden. Die Steigerung im Ausbrand hängt zusammen mit der Reduktion der Emissionen von CO und UHC. Unverbrannte Kohlenwasserstoffe, die durch eine unzureichende Brennstoffaufbereitung entstehen, sind beim Betrieb mit BAS kaum nachzuweisen. Der Ausstoß von Kohlenmonoxid wird auf etwa ein Fünftel gesenkt. Die Emission von Stickoxiden hängt vom Mischungsverhältnis in der Vormischung ab. Bei fetter, stöchiometrischer und leicht magerer Vormischung liegt der Stickoxidausstoß etwas höher als in der Originalkonfiguration. Mit magerem Gemisch lässt sich die Stickoxidemission verringern, jedoch steigen dann die Emissionen von UHC und CO an. Die Zusammensetzung des Abgases lässt sich bei konstanter Last über das Brennstoff-Luft-Verhältnis in der Vormischung einstellen. Trotz des gesteigerten Ausbrands in der Brennkammer nimmt der Wirkungsgrad der Gasturbine mit BAS ab. Das liegt an der Leistung, die dem Verdichter im BAS zugeführt werden muss, um die Strömungsverluste in der Luftführung zur Primärzone auszugleichen.

Basierend auf den Versuchsdaten wurde ein Leistungsrechnungsmodell für den Prüfstandsaufbau mit BAS erstellt. Das BAS wird durch die Komponenten Splitter BAS, Ventil BAS, Brennstoff BAS, Swirler und Mischer BAS abgebildet. Die Brennkammer wird den geänderten Bedingungen angepasst. Der Ausbrand wird in der Simulation abhängig von der Brennkammerbelastung und vom Mischungsverhältnis im BAS modelliert. Mit dem Simulationsmodell konnten die Messwerte vom Prüfstand gut nachgerechnet werden. Der Druckverlust am Swirler hat einen großen Einfluss auf den Gesamtwirkungsgrad der Gasturbine. Eine Änderung des Druckverlusts am Swirler von 0,2 auf 0,04 erhöht den Wirkungsgrad absolut um 0,8 %. Wird auf eine Drosselung und damit auf eine aktive Beeinflussung des Mischungsverhältnisses verzichtet, ist das Mischungsverhältnis in der Vormischung bei einem Betriebspunkt abhängig vom Druckverlustverhalten im BAS, vom Kennfeld des Verdichters im BAS und von der Koppelung des Verdichters im BAS mit der Gasgeneratorwelle. Für jeden Lastpunkt ergibt sich ein festes Mischungsverhältnis, das sich über den Lastbereich nur gering ändert. Damit ist auch ohne aktive Steuerung die Gefahr des Magerverlöschens im Teillastbetrieb deutlich geringer als bei anderen mageren Vormischkonzepten.

Beim Starten des Triebwerks mit BAS traten akustische Schwingungen auf, die teilweise zum Erlöschen der Flamme führten. Erst durch die Erhöhung des Dralls am Austritt des BAS konnte ein sicheres Starten der Gasturbine erreicht werden. Durch den höheren Drall stiegen die Druckverluste in der Vormischung deutlich und der Wirkungsgrad der Gasturbine sank. Um das BAS in Gasturbinen einzusetzen, sind Untersuchungen notwendig, damit die genaue Ursache für die Schwingungen identifiziert und die Schwingungen durch geeignete Maßnahmen vermieden werden können. Nur dann kann sich der Vorteil des hohen Ausbrands positiv auf den Gesamtwirkungsgrad der Gasturbine auswirken. Außerdem muss der Triebwerksstart geändert werden, damit kein Gas zum Zünden eingespritzt werden muss. Bevor das Potenzial des BAS für den Einsatz in Gasturbinen abschließend

bewertet werden kann, sind noch Untersuchungen zum dynamischen Betriebsverhalten, zum Bauaufwand und zur Betriebssicherheit notwendig.

Durch den Einsatz eines Verdichters im BAS ergeben sich neue Möglichkeiten für Gasturbinenkonfigurationen. Die Möglichkeit, Druckverluste im Luftstrom zur Primärzone auszugleichen, erweitert die Einsatzmöglichkeiten von Wärmetauschern. Der Luftmassenstrom für die Primärzone kann vorgewärmt und dadurch der Gesamtwirkungsgrad der Gasturbine erhöht werden. Der zweite Luftmassenstrom für die Kühlung wird nicht vorgewärmt und ermöglicht so weiterhin eine effiziente Kühlung. Durch den Einsatz eines Wärmetauschers ist es in der Gasturbine möglich, Brennstoffe zu verwenden, die einen höheren Siedepunkt haben, da sie durch die erwärmte Luft verdampft werden können. Mit unterschiedlichen Brennstoffen wird ein homogenes vorverdampftes Gemisch erzeugt, das in der Brennkammer mit hohem Ausbrand und geringen Emissionen verbrannt werden kann. Dies kann ein Vorteil sein für die Verbrennung von regenerativen Brennstoffen, deren Zusammensetzung schwankt. Außerdem wird durch den Einsatz von Wärmetauschern der Einsatzbereich des BAS zu niedrigeren Temperaturen hin erweitert. Bei großen Triebwerken ist eine Erweiterung des Einsatzbereichs des BAS möglich, wenn im Verdichter Zwischenkühlung eingesetzt wird und sich daraus niedrigere Temperaturen am Eintritt in die Brennkammer ergeben. Um diese Möglichkeiten zu bewerten, sind weitere Untersuchungen notwendig.

Literaturverzeichnis

- [1] Acam-messelectronic GmbH (Hrsg.): Bedienungsanleitung ACAM Picoturn, Acam-messelectronic GmbH, Stutensee-Blankenloch, 2006.
- [2] ACARE: Strategic Research Agenda 1 Volume 2 Environment, <http://www.acare4europe.com/docs/es-volume1-2/volume2-03-environment.pdf>, Zugriff am 23.06.2009.
- [3] Aggarwal, S. K., Peng, F.: A Review of Droplet Dynamics and Vaporization Modeling for Engineering Calculations, *Journal of Engineering for Gas Turbines Power* 117 (3): 453 – 461, 1995.
- [4] Apffelstaedt, A., Langhans S., Gollnick, V.: Identifying Carbon Dioxide Reducing Aircraft Technologies and Estimating their Impact on Global CO₂ Emissions, DLRK2009-121282, Deutscher Luft- und Raumfahrtkongress, Aachen, 2009.
- [5] ASA Ingenieurbüro GmbH (Hrsg.): Technisches Datenblatt TM 3, ASA Ingenieurbüro GmbH, Autenzell, 2007.
- [6] ASTM (Hrsg.): Standard Specification for Aviation Turbine Fuels, Standard Specification D 1655-04a, ASTM International, 2004.
- [7] Beck, C. H., Koch, R., Bauer H.-J.: Investigation of the Effect of Incomplete Droplet Prevaporisation on NO_x Emissions in LDI Combustion Systems, GT2007-27654, ASME Turbo Expo 2007: Power for Land, Sea and Air, Montreal, Kanada, 2007.
- [8] Becker, J.: Spray-Dispersion in einem generischen Vormischmodul für Flugtriebwerks-Brennkammern, Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e. V, ISSN: 1434-8454, 2004.
- [9] Bräunling, W., J., G.: Flugzeugtriebwerke, Springer Verlag, ISBN: 3-540-40589, 2004.
- [10] Brehm, N.: Aero-thermische Simulationsmethoden in der Gasturbinen- und Verbrennungsmotorenentwicklung, Vorlesungsskript, Lehrstuhl für Flugantriebe, TU München, 2001.
- [11] Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit (Hrsg.): Flugverkehr, <http://www.bmu.de/verkehr/flugverkehr/doc/40189.php>, Zugriff am 09.10.2009.
- [12] Burger, M., Schmehl, R., Prommersberger, K., Schäfer, O., Koch, R., Wittig, S.: Droplet evaporation modeling by the distillation curve model: accounting for kerosene fuel and elevated pressures, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 46: 4403 – 4412, 2003.
- [13] Busse, U.: Messtechnik an den Prüfständen des Lehrstuhls für Flugantriebe, Interner Bericht, Lehrstuhl für Flugantriebe, Technische Universität München, 2009.

-
- [14] Cano Wolff, M.: Selbstzündung von brennstoffarmen Zweiphasenströmungen in Gasturbinen-Brennkammern, Logos Verlag Berlin, ISBN: 978-3-8325-1863-9, 2007.
- [15] Cohen, J. M., Padgett, F. C., Kwoka, D., Wang, Q., Lohmann, R. P.: Large Engine Technology Program: Task 22 – Variable Geometry Concepts for Rich-Quench-Lean Combustors, NASA/CR-2005-213328, NASA Contractor Report, 2005.
- [16] Curran, H. J., Gaffuri P., Pitz W. J., Westbrook C. K.: A Comprehensive Modeling Study of n-Heptane Oxidation, Combustion and Flame 114: 149 – 177, The Combustion Institute, Pittsburgh, 1998.
- [17] Daggett, D. L., Brown, S. T., Kawai, R. T.: Ultra-Efficient Engine Diameter Study, NASA/CR-2003-212309, NASA Contractor Report, 2003.
- [18] DIN Deutsches Institut für Normung e. V. (Hrsg.): Durchflussmessung von Fluiden mit Drosselgeräten in voll durchströmten Leitungen mit Kreisquerschnitt, EN ISO 5167 1 – 4, Beuth Verlag GmbH, Berlin, 2003.
- [19] DIN Deutsches Institut für Normung e. V. (Hrsg.): Grundlagen der Meßtechnik Teil 4: Auswertung von Messungen - Meßunsicherheit, DIN 1319 – 4, Beuth Verlag GmbH, Berlin, 1999.
- [20] Dodds, W. J., Bahr, D. W.: Combustion System Design, Design of Modern Gas Turbine Combustors: 343 – 476, Academic Press, San Diego, USA, 1990.
- [21] Donnerhack, S.: Beiträge der Flugtriebwerke zur Schadstoffreduktion im Luftverkehr, <http://www.umweltbundesamt.de/verkehr/verkehrstraeg/flugverkehr/workshop-luftqualitaet/MTU-Flugtriebwerke-Schadstoffreduktion2005.pdf>, Zugriff am 08.07.2009.
- [22] DPA (Hrsg.): Defence Standard 91-91 – Turbine Fuel, Aviation „Kerosene Type“, Jet A-1, NATO Code F-35 Joint Service Designation AVTUR, DEF STAN 91-91 Issue 5, Defence Procurement Agency, UK Defence Standardization, 2005.
- [23] EASA (Hrsg.): Certification Specifications for Engines CS-E, Brussels, 2003.
- [24] Fenimore, C. P.: Formation of nitric oxide in premixed hydrocarbon flame, 13th Symposium (Int.) on Combustion, The Combustion Institute, Pittsburgh: 373 – 379, 1971.
- [25] Fink, R.: Untersuchungen zu LPP-Flugtriebwerksbrennkammern unter erhöhtem Druck, Dissertation, Technische Universität München, 2001.
- [26] Fleuti, E.: Schadstoffabhängige Entgelte am Flughafen Zürich, und deutschen Flughäfen, Konferenz zur Internalisierung der flughafennahen Umweltkosten, Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit, Dessau, 2008.

-
- [27] Fokaides, P. A., Kasabov, P., Zarzalis, N.: Experimental Investigation of the Stability Mechanism and Emissions of a Lifted Swirl Non-Premixed Flame, GT2007-27126, ASME Turbo Expo 2007: Power for Land, Sea and Air, Montreal, Kanada, 2007.
- [28] Gerlinger, P.: Numerische Verbrennungssimulation, Springer Verlag, ISBN: 3-540-23337-7, 2005.
- [29] Gleason, C. C., Bahr, D. W.: Experimental Clean Combustor Program, Phase III Final Report, NASA/CR-135384, NASA Contractor Report, 1979.
- [30] Guin, C.: Characterisation of autoignition and flashback in premixed injection systems, TP 1998-227, AVT Symposium on Gas Turbine Engine Combustion, Emissions and Alternative Fuels, Lissabon, Portugal, 1998.
- [31] Hassa, C., Miguels, C. E., Voigt, P.: Design Principles of the Quench Zone of Rich-Quench-Lean Combustors, AGARD PEP-Symposium on Design Principles and Methods for Aircraft Gas Turbine Engines, Toulouse, Frankreich, 1998.
- [32] Hatch, M. S., Sowa, W. A., Samuelsen, G. S., Holdeman, J. D.: Influence of Geometry and Flow Variations on NO Formation in the Quick Mixer of a Staged Combustor, NASA TM-105639, NASA Technical Memorandum, 1995.
- [33] Hinze, J. O., Fundamentals of the Hydrodynamic Mechanism of Splitting in Dispersion Processes, AIChE Journal, 1 (3): 289 – 295, 1955.
- [34] Horiba Ltd. (Hrsg.): Bedienungsanleitung für Horiba AIA 300, Horiba Ltd., Kyoto, Japan, 1989.
- [35] Howse, M.: Aero gas turbines - An ever-changing engineering challenge, Royal Aeronautical Society, London, Großbritannien, 2004.
- [36] Hupfer, A.: Kraftstoffeinspritzsysteme für Vormischbrenner kleiner Fluggasturbinen, Dr. Hut Verlag, ISBN: 978-3-89963-466-2, 2007.
- [37] ICAO (Hrsg.): ICAO Engine Exhaust Emissions Data Bank, PW6124A, ID-Number 7PW084, http://www.caa.co.uk/docs/702/7PW084_18072007.pdf, Zugriff am 02.07.2009.
- [38] ICAO (Hrsg.): International Standards and Recommended Practices, Environmental Protection. Annex 16 to the Convention on International Civil Aviation, Volume II, Aircraft Engine Emissions, 2nd Edition, International Civil Aviation Organization (ICAO), Montreal, Kanada, 1993.
- [39] International Coordinating Council of Aerospace Industries Associations: Research to develop new technology targets aircraft engine emissions, ICAO Journal 59 (5): 7 – 10, 2004.

-
- [40] JIG (Hrsg.): Aviation Fuel Quality Requirements for Jointly Operated Systems (AFQRJOS), Product Specifications, Issue 20, Joint Inspection Group (JIG), 2005.
- [41] Klein, S., Austrem, I., Mowill, J.: The Development of an Ultra Low Emissions Liquid Fuel Combustor for the OPRA OP16 Gas Turbine, GT-2002-30107, ASME Turbo Expo 2002, Amsterdam, Niederlande, 2002.
- [42] Kovac, J.: Advanced SGT6-5000F Development, PowerGen International 2008, Orlando, USA, 2008.
- [43] Kurzke, J.: GasTurb 11 - Design and Off-Design Performance of Gas Turbines, <http://www.gasturb.de/Free/Manuals/GasTurb11.pdf>, Zugriff am 14.09.2009.
- [44] Lang, S.: Abgasanalyse an der Wellenleistungsgasturbine Allison 250C-20B, Semesterarbeit, Lehrstuhl für Flugantriebe, Technische Universität München, 2009.
- [45] Lavoie, G., Heywood, J. B., Keck, C. J.: Experimental and Theoretical Study of Nitric Oxide Formation in Internal Combustion Engines, *Combustion Science and Technology* 1: 313 – 326, 1970.
- [46] Lazik, W., Dörr, T., Rackwitz, L., Bake, S., v. d. Bank, R.: Entwicklung schadstoffarmer Magerverbrennungstechnologie für zukünftige Zweiwellentriebwerke bei Rolls-Royce Deutschland, DGLR 2008-81277, Deutscher Luft- und Raumfahrtkongress 2008, Darmstadt, Deutschland, 2008.
- [47] Lechner, C., Seume, J. (Hrsg.): Stationäre Gasturbinen, Springer Verlag, ISBN: 3-540-42831-3, 2003.
- [48] Lee, B., I., Kesler, M., G.: A Generalized Thermodynamic Correlation Based on Three-Parameter Corresponding States, *AIChE Journal*, 21 (3): 510 – 527, 1975.
- [49] Lefebvre A. H.: The Role of Fuel Preparation in Low-Emission Combustion, *Journal of Engineering for Gas Turbines Power* 117 (4): 617 – 654, 1995.
- [50] Lefebvre, A. H.: *Atomization and Sprays*, Hemisphere Publishing Corporation, ISBN: 0-89116-603-3, 1989.
- [51] Lefebvre, A. H.: *Gas Turbine Combustion*, 2nd Edition, Taylor & Francis, ISBN: 1-56032-673-5, 1998.
- [52] Liedtke, O., Schulz, A.: Development of a new lean burning combustor with fuel film evaporation for a micro gas turbine, *Experimental Thermal and Fluid Science* 27 (4): 363 – 369, 2003.

-
- [53] Liedtke, O.: Auslegungsansätze zur Entwicklung schadstoffarmer, hochbelasteter Brennkammern für den Mikrogasturbineneinsatz, Logos Verlag Berlin, ISBN: 978-3-8325-1740-3, 2007.
- [54] Maihak AG (Hrsg.): Sauerstoff-Analysator OXOR 6N – Produktinformation, Maihak AG, Hamburg, 1994.
- [55] Makida, M., Yamada, H., Shimodaira, K., Yamamoto, T., Hayashi, S.: Optimization of a Small Aircraft Combustor under Practical Conditions, GT2007-27969, ASME Turbo Expo 2007: Power for Land, Sea and Air, Montreal, Kanada, 2007.
- [56] Malte, P. C., Pratt, D. T.: Measurement of Atomic Oxygen and Nitrogen Oxides in Jet Stirred Combustion Engines, 15th Symposium (Int.) on Combustion, The Combustion Institute, Pittsburgh: 543–55, 1975.
- [57] Menrath, M.: Experimentelle Kennwertermittlung und Systemanalyse bei Hubschrauber-Gasturbinen, Dissertation, Technische Universität München, 1989.
- [58] Mongia, H. C.: TAPS – A 4th Generation Propulsion Combustor Technology for Low Emissions, AIAA 2003-2657, AIAA International Air and Space Symposium and Exposition: The Next 100 Years, Dayton, USA, 2003.
- [59] Münzberg, H. G., Kurzke, J.: Gasturbinen – Betriebsverhalten und Optimierung, Springer-Verlag, ISBN: 3-540-08032-5, 1977.
- [60] Münzberg, H. G.: Flugantriebe, Springer Verlag, ISBN: 3-540-05626-2, 1972.
- [61] Preiß, A.: Eintrittsstörungen bei Fluggasturbinen unter besonderer Berücksichtigung instationärer Gaszusammensetzungen, Dissertation, Technische Universität München, 2001.
- [62] Rachner, M.: Die Stoffeigenschaften von Kerosin Jet A-1, DLR-Mitteilung 98-01, Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e. V., Köln, 1998.
- [63] Reynolds, R., Srinivasan, R., Myers, G., Cardenas, M.: Small Engine Technology (SET)—Task 4, Regional Turboprop/Turbofan Engine Advanced Combustor Study, NASA/CR- 2003-212470, NASA Contractor Report, 2003.
- [64] Rink, K. K., Lefebvre, A. H.: Influence of Fuel Drop Size and Combustor Operating Conditions on Pollutant Emissions, International Journal of Turbo and Jet Engines 6 (2): 113 – 122, 1989.
- [65] Rizk, N. K., Mongia, H. C.: Low NO_x Rich-Lean Combustion Concept Application, AIAA-91-1962, AIAA/SAE/ASME 27th JOINT Propulsion Conference, Sacramento, USA, 1991.

-
- [66] Rokke, P. E. ; Hustad, J. E.; Rokke, N. A.; Svendsgaard, O. B.: Technology Update on dDual Fuel, Dry Low Emission Gas Turbine Combustion Systems, ASME GT-2003-38112, ASME Turbo Expo, Atlanta, USA, 2003.
- [67] Rosfjord, T. J., Padgett, F. C.: Experimental Assessment of the Emissions Control Potential of a Rich/Quench/Lean Combustor for High Speed Civil Transport Aircraft Engines, NASA/CR-2001-210613, NASA Contractor Report, 2001.
- [68] Ruck, B. (Hrsg.): Lasermethoden in der Strömungsmesstechnik, AT-Fachverlag GmbH, ISBN-3-921 681-01-4, 1990.
- [69] Sabnis, J.: Green Engine Developments for Next Generation Aircraft, http://airquality.ucdavis.edu/pages/events/2007/aviation_presentations/Sabnis.pdf, Zugriff am 01.07.2009.
- [70] SAE (Hrsg.): Procedure for the continuous Sampling and Measurement of Gasous Emissions from Aircraft Turbine Engines, ARP 1256A, Society of Automotive Engineers (SAE), 1980.
- [71] Sampath, P., Verhiel, J., McCaldon, K.: Low Emissions Technology for Small Aviation Gas Turbines, AIAA 2003-2564, AIAA International Air and Space Symposium and Exposition: The Next 100 Years, Dayton, USA, 2003.
- [72] Sattelmayer, T., Felchlin, M. P., Haumann, J., Hellat, J., Styner, D.: Second-Generation Low-Emission Combustors of ABB Gas Turbines: Burner Development and Tests at Atmospheric Pressure, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power 114 (1): 118 – 125, 1992.
- [73] Scheltex Engineering GmbH & CO KG (Hrsg.): Bedienungsanleitung NH3G-50000-150, Schletex Engineering GmbH & CO KG, Uelzen, 1985.
- [74] Schildmacher K.-U.: Experimentelle Charakterisierung der Instabilitäten vorgemischter Flammen in Gasturbinen-Brennkammern, Logos Verlag Berlin, ISBN: 3-8325-0965-8, 2005.
- [75] Schmidl, G., Burkert, Burkert, A., Triebel, W.: Messsystem zur Bestimmung von Tropfengrößenverteilungen in dichten Kerosinsprays, tm - Technisches Messen 70 (1): 20 – 24, 2003.
- [76] Schmidt, M., Simon, M.: Verbrennungskraftmaschine mit innerer Verbrennung, DE 10 2005 062 255 A1, Deutsches Patent- und Markenamt, 2005.
- [77] Schweikl, A.: Erstellung eines Tools zur Simulation beliebiger Gasturbinen in MATLAB/Simulink, Diplomarbeit, Lehrstuhl für Flugantriebe, Technische Universität München, 2008.
- [78] Sevik, M., Park, S. H.: The Splitting of Drops and Bubbles by Turbulent Fluid Flow, Journal of Fluids Engineering 95 (1): 53 – 60, 1973.

-
- [79] Shaw, J.: NASA's Ultra Efficient Engine Technology (UEET) Program, http://www.ae.gatech.edu/people/lsankar/MITE_Workshop_2000/presentations/Robert.Shaw.pdf, Zugriff am 23.06.2009.
- [80] SICO (Hrsg.): Transmissionskurve für synthetisches Quarzglas (SQ) und SILUX, <http://www.sico.at/assets/files/transmission.pdf>, Zugriff am 07.10.2009.
- [81] Sieber J.: Overview NEWAC, New Aero Engine Core Concepts, http://www.newac.eu/uploads/media/NEWAC_Overview.pdf, Zugriff am 09.07.2009.
- [82] Spadaccini, L. J.; TeVelde, J. A.: Autoignition Characteristics of Aircraft-Type Fuels, NASA/CR-159886, NASA Contractor Report, 1980.
- [83] Spyra, N., Hupfer, A., Erhard, W., Kau, H.-P., Schmidt, M., Simon, M.: Untersuchung eines neuartigen Brennstoffaufbereitungssystems für Gasturbinen, DLRK2008-81294, Deutscher Luft- und Raumfahrtkongress, Darmstadt, 2008.
- [84] Spyra, N., Kirchberger, C., Maier, D., Hupfer, A., Erhard, W., Kau, H.-P., Schmidt, M., Simon, M.: Entwicklung eines neuartigen Systems zur Aufbereitung und Zufuhr von flüssigen Brennstoffen für Kleingasturbinen mit dem Ziel geringeren Schadstoffausstoßes und besseren Wirkungsgrades, Abschlussbericht PROINNO II, KF 0214501PK5, Lehrstuhl für Flugantriebe, Technische Universität München, 2009.
- [85] Stör, S.: Parametervariation für ein Brennstoffaufbereitungssystem einer Hubschraubergasturbine, Semesterarbeit, Lehrstuhl für Flugantriebe, Technische Universität München, 2009.
- [86] Sturgess, G., Heneghan, S. P., Vangsness, M. D., Ballal, D. R., Lesmerises, A. L.: Lean Blowout in a Research Combustor at Simulated Low Pressures, *Journal of Engineering for Gas Turbine and Power* 118: 773 – 781, 1996.
- [87] Tacina, R. R., Wey, C., Choi, K. J.: Flame Tube NO_x Emissions Using a Lean-Direct-Wall- Injection Combustor Concept, NASA/TM-2001-211105, NASA Technical Memorandum, 2001.
- [88] Tacina, R. R.: Combustor Technology for Future Aircraft, NASA TM-103268, NASA Technical Memorandum, 1990.
- [89] Tecan AG (Hrsg.): CLD 700 EL ht, Tecan AG, München, 1989.
- [90] Testa GmbH (Hrsg.): Bedienungsanleitung FID 2000 – S, Testa GmbH, München, 1989.
- [91] Testa GmbH (Hrsg.): Bedienungsanleitung Heizschlauch 1002/1 1/8" I.D., Testa GmbH, München, 1989.

-
- [92] Vortisch, H.: Beobachtung von Phasenübergängen in einzeln levitierten Schwefelsäuretröpfchen mittels Raman-Spektroskopie und elastischer Lichtstreuung, Dissertation, Freie Universität Berlin, 2002.
- [93] Warnatz, J., Maas, U., Dibble, R. W.: Verbrennung Physikalisch- Chemische Grundlagen, Modellierung und Simulation, Experimente, Schadstoffentstehung, 2. Auflage, Springer-Verlag, ISBN: 3-540-61546-6, 1997.
- [94] Warnatz, J.: The Structure of laminar Alkane-, Alkene-, and Acetylene Flames, 18th Symposium (Int.) on Combustion, The Combustion Institute, Pittsburgh, 1981.
- [95] Weidenbach, M.: Messung von Tröpfchengrößen für ein neuartiges Einspritzsystem für Kleingasturbinen, Diplomarbeit, Lehrstuhl für Flugantriebe, Technische Universität München, 2007.
- [96] Weiskirch, C., Simon, M.: Berechnungen der Zündverzugszeit mit CHEMKIN, Interner Bericht, Lehrstuhl für Flugantriebe, Technische Universität München, 2006.
- [97] Wilfert, G., Sieber, J., Rolt, A., Baker, N., Touyeras, A., Colantuoni, S.: New Environmental Friendly Engine Core Concepts, ISABE-2007-1120, 18th International Symposium on Air Breathing Engines, Peking, China, 2007.
- [98] Williams, D.: Experimental Performance Analysis of an Allison 250-C20B Helicopter Engine, Masterarbeit, Lehrstuhl für Flugantriebe, Technische Universität München, 2006.
- [99] Xie, Y.: Zur Auslegung einer thermisch homogenen Gasturbinenbrennkammer, Fortschrittsberichte VDI, Reihe 12, Nr. 276, VDI Verlag, ISBN: 3-18-327612-7, 1996.
- [100] Zarzalis, N., Ripplinger, T., Hohmann, S., Hettel, M., Merkle, K., Leuckel, W., Klose, G., Meier, R., Koch, R., Wittig, S., Carl, M., Behrendt, T., Hassa, C., Meier, U., Lückerrath, R., Stricker, W.: Low-NO_x Combustor Development pursued within the scope of the Engine 3E German national research program in a cooperative effort among engine Manufacturer MTU, University of Karlsruhe and DLR German Aerospace Research Center, Aerospace Science and Technology 6 (7): 531 – 544, 2002.
- [101] Zeldovich, Y. A.: The Oxidation of Nitrogen in Combustion and Explosion, Acta Physicochimica, USSR 21 (4): 577 – 628, 1946.

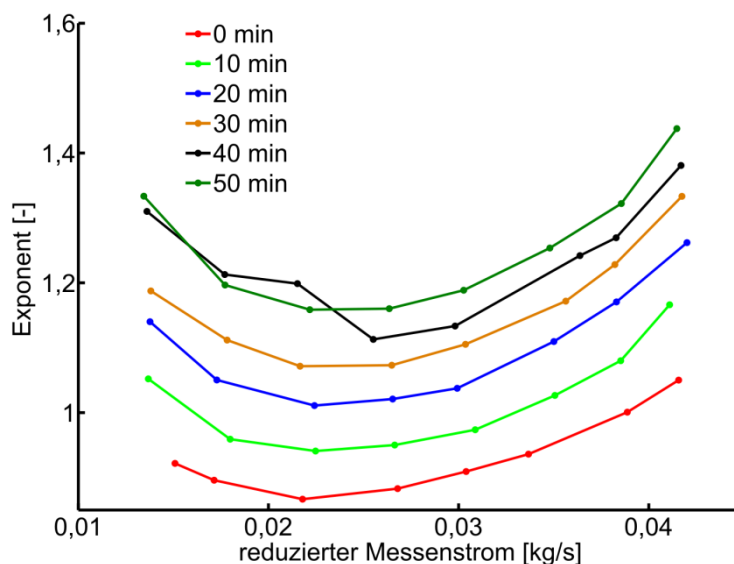
Anhang

A Spezifikation für Kerosin Jet-A1

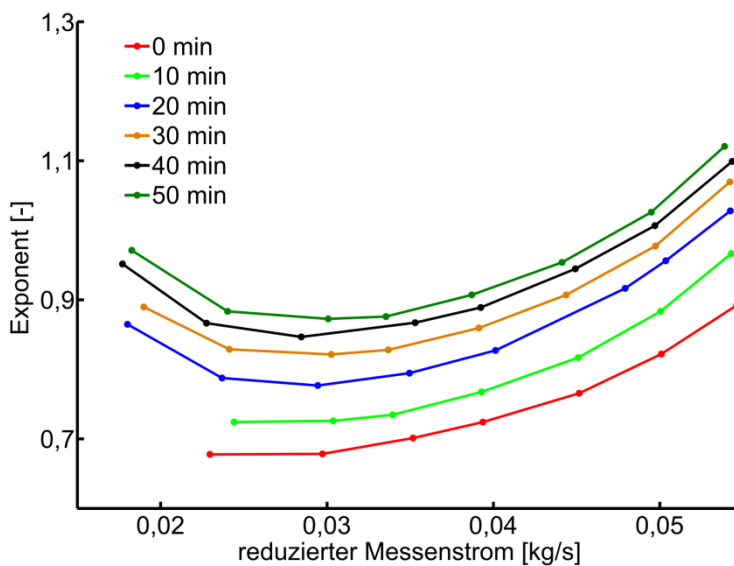
Kerosin Jet-A1 ist ein Erdölprodukt, das veredelt wird, um die Anforderungen nach ASTM D 1655-04a [6], DEF STAN 91-91 [22] und nach der Übereinkunft Aviation Fuel Quality Requirements for Jointly Operated Systems [40] zu erfüllen. Einige dieser Spezifikationen sind in der folgenden Tabelle zusammengefasst.

Eigenschaft	Grenzwert nach [40]
Destillationstemperatur bei 10 Vol-% (°C)	max. 205,0
Siedeendtemperatur (°C)	max. 300
Destillationsrückstand (Vol-%)	1,5
Destillationsverlust (Vol.-%)	1,5
Flammpunkt (°C)	max. 38,0
Dichte bei 15 °C (kg/m ³)	775 – 840
Gefrierpunkt (°C)	max. -47,0
Viskosität bei -20 °C (mm ² /s)	8,00
Heizwert (MJ / kg)	min. 42,80

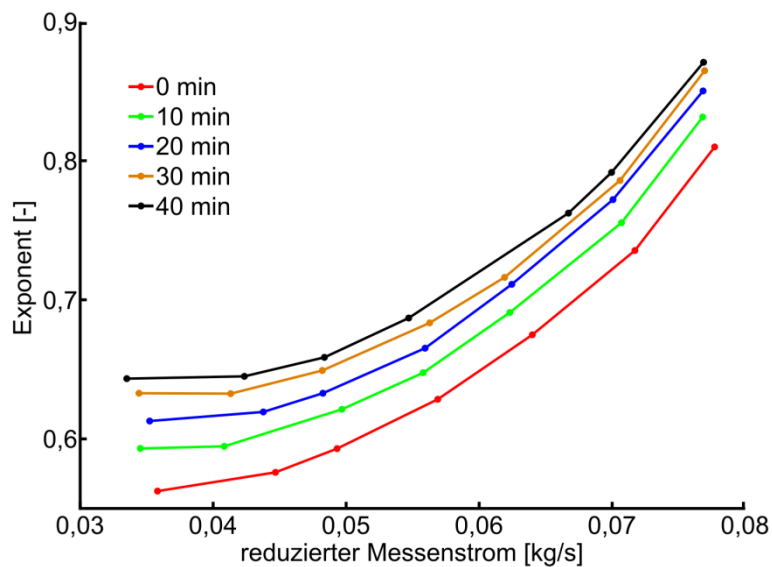
B Einfluss der Betriebsdauer auf den Exponenten e der Verdichtung beim Versuchsaufbau für die Hubschraubergasturbine Allison 250-C20B



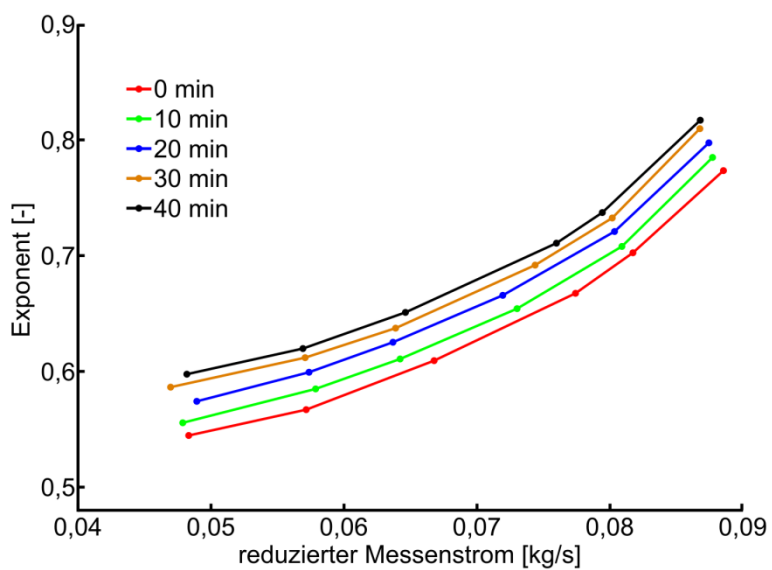
Zeitliche Änderung des Exponenten e für die Verdichtung im BAS bei 30.000 1/min.



Zeitliche Änderung des Exponenten e für die Verdichtung im BAS bei 40.000 1/min.

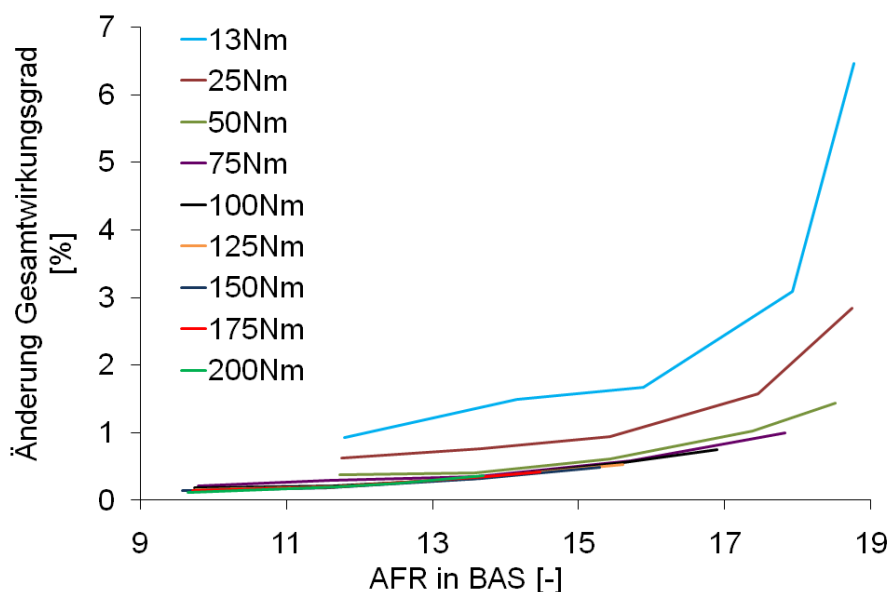


Zeitliche Änderung des Exponenten e für die Verdichtung im BAS bei 60.000 1/min.



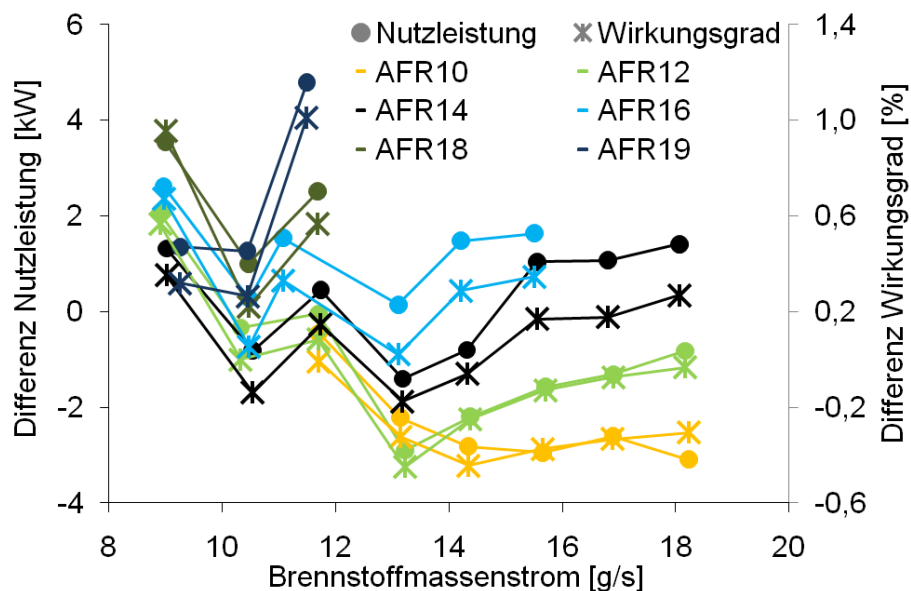
Zeitliche Änderung des Exponenten e für die Verdichtung im BAS bei 70.000 1/min.

C Einfluss des Verdichterwirkungsgrads im BAS auf den Gesamtwirkungsgrad der Gasturbine



Änderung des Gesamtwirkungsgrads des Triebwerks bei einer Änderung des Wirkungsgrads des Verdichters im BAS um 5 %.

D Unterschied in der Nutzleistung und im Wirkungsgrad zwischen Versuch und Simulationsrechnung



Differenz zwischen der Nutzleistung aus dem Versuch und aus der Simulation und Differenz des Wirkungsgrads aus dem Versuch und aus der Simulation über dem zugeführten Brennstoffmassenstrom für unterschiedliche AFR.