

Experimentelle Untersuchung der Anströmungsbedingungen in einer brennerstabilisierten Methan-Luft-Flamme

Bachelorarbeit von
Niklas Ludwig

Karlsruher Institut für Technologie
Institut für Technische Thermodynamik

Erstgutachter:	Prof. Dr. rer. nat. habil. Ulrich Maas
Zweitgutachter:	Dr.-Ing. Robert Schießl
Betreuender Mitarbeiter:	Dr.-Ing. Philipp Golda

01.07.2024 - 30.09.2024

Eigenständigkeitserklärung

Hiermit erkläre ich, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig angefertigt und keine Hilfsmittel außer denen in den angegebenen Quellen verwendet habe. Alle aus anderen Werken direkt oder indirekt übernommenen Inhalte wurden durch Angabe der jeweiligen Quelle in der Arbeit gekennzeichnet. Ich habe die Satzung des Karlsruher Instituts für Technologie (KIT) zur Sicherung guter wissenschaftlicher Praxis in der aktuellen Fassung beachtet.

Karlsruhe, 31.08.2024



.....

Niklas Ludwig

Danksagung

Für die Ermöglichung diese Arbeit am Institut für Technische Thermodynamik und die Freiheit, sie gestalten zu können, möchte ich mich bei Herrn Prof. Dr. rer. nat. habil. Ulrich Maas bedanken.

Ebenso gilt mein Dank Herrn Dr.-Ing. Robert Schießl, der durch verschiedene Ideen und vor allem durch seine Fragen die Arbeit an vielen Stellen in eine neue Richtung gelenkt hat.

Besonderer Dank gilt Dr.-Ing. Philipp Golda, der mich als Betreuer in allen Bereichen unterstützt hat. Er hat mir gezeigt, wie man wissenschaftlich arbeitet und ich konnte durch seine Expertise und Unterstützung unglaublich viel lernen, worauf ich auch in meinem zukünftigen Werdegang immer zurückgreifen werde. Ohne seine Motivation und Unterstützung wäre die Arbeit in der vorliegenden Form nicht möglich gewesen.

Stellvertretend für das Institut für Strömungsmechanik möchte ich mich bei M.Sc. Carola Schmidt bedanken, da die Anemometrieaufnahme ohne ihre Hilfe in dieser Qualität nicht möglich gewesen wäre.

Zuletzt möchte ich mich vor allem bei meinen Eltern bedanken, ohne deren Unterstützung diese Arbeit nicht möglich gewesen wäre.

Zusammenfassung

Durch die globale Entwicklung der Gesellschaft und die Forderung nach nachhaltigen, CO₂-neutralen Treibstoffen befindet sich die Verbrennungstechnik im Umbruch, weshalb Alternativen zu den bisher genutzten Treibstoffen gesucht werden. Dabei sind sowohl Wasserstoff als auch Methan von großem Interesse [1].

Um die Verbrennungseigenschaften und Verbrennungsphänomene zu verstehen, wurden bereits mehrere Studien durchgeführt [1, 2, 3, 4]. Die derzeit am Institut für Technische Thermodynamik (ITT) durchgeführten Untersuchungen nutzen eine brennerstabilisierte Methanflamme. Diese wird durch einen McKenna-Brenner realisiert, der als Standard-Tool zur Untersuchung von Flammenphänomenen und Verbrennungskinetik dient [1].

Da in den zuvor durchgeführten Studien [4] Diskrepanzen zwischen der am ITT durchgeführten Simulationen (Näheres in der Einleitung), die durch Literaturwerte bestätigt wurden, und den experimentellen Daten beobachtet wurden, wird nun in der folgenden Arbeit untersucht, ob die Ursache dieser Diskrepanzen im verwendeten Brenner liegt. Um den Brenner auf seine Tauglichkeit für wissenschaftliche Arbeiten zu überprüfen, werden folgende Versuche durchgeführt:

- Zur Untersuchung des Kühlsystems wird die Kühlleistung des im Brenner eingebauten Kühlsystems bestimmt (Kapitel 4.1).
- Zur Bestimmung der Gastemperatur des Gasgemisches werden Thermografieaufnahmen der Brennermatrix durchgeführt (Kapitel 4.2 und 4.3).
- Zur Bestimmung der Strömungsgeschwindigkeit des Gases wird mittels Hitzdrahtanemometrie das Strömungsfeld räumlich untersucht (Kapitel 4.4 und 4.5).
- Zur Untersuchung der Massestromregler werden Seifenblasen innerhalb eines Messzylinders erzeugt. Aus der Expansionsrate der Seifenblase kann der Massestrom berechnet und mit den eingestellten Werten verglichen werden (Kapitel 4.6).

Die Ergebnisse und gewonnenen Erkenntnisse werden im Kapitel „Diskussion/ Ausblick“ zusammengefasst, um eine Antwort auf die Frage zu formulieren, ob der Brenner für wissenschaftliche Arbeiten genutzt werden kann.

Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis	xi
Tabellenverzeichnis	xiii
1 Einleitung	1
1.1 Vergleichbarkeit von Experiment und Simulation	2
2 Grundlagen	3
2.1 Strömungsmechanische Grundlagen	3
2.1.1 Kontinuitätsgleichung	3
2.1.2 Rohrströmung	3
2.2 Thermodynamische Grundlagen	4
2.2.1 Erster Hauptsatz (Energieerhaltung)	4
2.2.2 Zweiter Hauptsatz	5
2.2.3 Wärmeleitung	5
2.2.4 Konvektion	6
2.2.5 Wärmestrahlung	7
2.3 Thermografie	8
2.4 Anemometrie	9
2.5 Poröse Körper	11
3 Grundaufbau	13
3.1 Brennerarchitektur	13
3.2 Anschluss des Brenners	15
4 Versuche	17
4.1 Kühlleistung für einen vordefinierten Volumenstrom	17
4.1.1 Motivation	17
4.1.2 Versuchsaufbau	17
4.1.3 Versuchsdurchführung	18
4.1.4 Versuchsauswertung	18
4.1.5 Ergebnis	20
4.2 Thermografie bei definierter Brennerlaufzeit	23
4.2.1 Motivation	23
4.2.2 Kalibrierung	23
4.2.3 Versuchsaufbau	24
4.2.4 Versuchsdurchführung	25
4.2.5 Versuchsauswertung	26
4.2.6 Ergebnis	29
4.3 Thermografie bei definierter Brennerlaufzeit mit Standardbrenner . .	31
4.3.1 Motivation	31
4.3.2 Versuchsaufbau	31

4.3.3	Versuchsdurchführung	31
4.3.4	Versuchsauswertung	31
4.3.5	Ergebnis	31
4.4	Geschwindigkeitsmessung am Rohr	34
4.4.1	Motivation	34
4.4.2	Kalibrierung	34
4.4.3	Versuchsaufbau	35
4.4.4	Versuchsdurchführung	36
4.4.5	Versuchsauswertung	36
4.4.6	Ergebnis	37
4.5	Geschwindigkeitsmessung am Brenner	39
4.5.1	Motivation	39
4.5.2	Versuchsaufbau	39
4.5.3	Versuchsdurchführung	40
4.5.4	Versuchsauswertung	40
4.5.5	Ergebnis	43
4.6	Massenstromregler	45
4.6.1	Motivation	45
4.6.2	Versuchsaufbau	45
4.6.3	Versuchsdurchführung	46
4.6.4	Versuchsauswertung	48
4.6.5	Ergebnis	52
5	Diskussion / Ausblick	55

Abbildungsverzeichnis

2.1	Laminares und turbulentes Rohrströmungsprofil, wobei die gestrichelte Linie die mittlere Strömungsgeschwindigkeit darstellt [5].	4
2.2	Darstellung des Regelkreises eines CTA. [6]	9
2.3	Wärmebilanz am Sensordraht. [6]	10
2.4	Mikroskopaufnahme der Brennermatrix.	11
3.1	Brennerarchitektur in einer Schnittdarstellung. [7]	13
3.2	Draufsicht des Brenners mit drei Thermoelement-Bohrungen.	14
3.3	Anschluss des Brenners.	15
4.1	Schematischer Versuchsaufbau zur Bestimmung der Kühlleistung der verbauten Kühlspirale.	18
4.2	Temperaturdifferenz des Kühlwassers ($T_{aus} - T_{ein}$) bei 0,8 l/min.	20
4.3	Temperaturentwicklung des Brenners, gemessen durch Thermoelemente bei 0,8 l/min. Dabei sind TE1, TE2 und TE3 die Thermoelemente in den Bohrungen 1, 2 und 3 (aus Abbildung 3.2).	20
4.4	Sandgestrahlte Kalibrierungsprobe für die Thermografiekamera.	24
4.5	Versuchsaufbau zur Bestimmung der Oberflächentemperatur durch Thermografie.	25
4.6	Thermografieaufnahme des Brenners 200 ms nach dem Erlöschen der Flamme. Brennerlaufzeit: 30 s	27
4.7	Temperaturverläufe der entlang der Radien aus Abbildung 4.6 gemittelten Temperaturen. Brennerlaufzeit: 30 s	27
4.8	Gemittelte Temperaturen entlang definierter Radien (siehe Abbildung 4.6 über die Brennerlaufzeit. Es wurden vier Messungen pro Brennerlaufzeit durchgeführt, davon zwei mit Gasausströmung nach Flammenverlöschung und zwei ohne.	28
4.9	Gehäusetemperaturen, aufgenommen durch die Thermoelemente aus Abbildung 4.6 aufgetragen über die Brennerlaufzeit. Es wurden vier Messungen pro Brennerlaufzeit durchgeführt, davon zwei mit Gasausströmung nach Flammenverlöschung und zwei ohne.	28
4.10	Abkühlkurven bei eingeschaltetem und ausgeschaltetem Gas nach dem Erlöschen der Brennerflamme. Über einen Kreis des Radius 4 mm (siehe Abbildung 4.6) gemittelt, Brennerlaufzeit: 150 s	29
4.11	Thermografieaufnahme des Standardbrenners 200 ms nach dem Erlöschen der Flamme. Brennerlaufzeit: 90 s	32
4.12	Gemittelte Temperaturen entlang definierter Radien (siehe Abbildung 4.11) über die Brennerlaufzeit. Es wurden vier Messungen pro Brennerlaufzeit durchgeführt, davon zwei mit Gasausströmung nach Flammenverlöschung und zwei ohne.	32

4.13	Gehäusetemperaturen der verschiedenen Messungen, aufgenommen durch Thermoelemente. Es wurden vier Messungen pro Brennerlaufzeit durchgeführt, davon zwei mit Gasausströmung nach Flammenverlöschung und zwei ohne.	33
4.14	Kalibrierungskurve des Hitzdrahtanemometers.	35
4.15	Schematischer Versuchsaufbau der Messung der Rohrströmung.	36
4.16	Schematischer Versuchsaufbau der Geschwindigkeitsmessung.	39
4.17	Geschwindigkeitsfeld, aufgenommen durch Hitzdrahtanemometrie für 5 l/min. Die weißen Punkte markieren die Messpunkte und die Farbskala zeigt die Geschwindigkeiten in m/s.	41
4.18	Geschwindigkeitsfeld, aufgenommen durch Hitzdrahtanemometrie für 7,5 l/min. Die weißen Punkte markieren die Messpunkte und die Farbskala zeigt die Geschwindigkeiten in m/s.	41
4.19	Geschwindigkeitsfeld, aufgenommen durch Hitzdrahtanemometrie für 10 l/min. Die weißen Punkte markieren die Messpunkte und die Farbskala zeigt die Geschwindigkeiten in m/s.	42
4.20	Schematischer Versuchsaufbau zur Messung der Masseströme.	45
4.21	Vorbereitung der Seifenblase bis Start der Messung.	47
4.22	Messzylinder mit dem im Postprocessing betrachteten Bereich. Dabei wird über die x-Richtung innerhalb des Bereiches gemittelt.	49
4.23	Ausschlag der Graustufe verursacht durch die Seifenblase.	49
4.24	Darstellung der aufgenommenen Höhe der Seifenblase (ermittelt wie in 4.23) über die Zeit und das darauf angewendete Fitting.	50
4.25	Durch den Massenstromregler eingeströmte Normvolumen über Zeit.	51
4.26	Vergleich der Normvolumenströme zwischen Seifenblase und den durch den Massenflussregler herausgeschriebenen Volumenströmen im Fall von Luft.	51
4.27	Vergleich der Normvolumenströme zwischen Seifenblase und den durch den Massenflussregler herausgeschriebenen Volumenströmen im Fall von Methan.	52

Tabellenverzeichnis

4.1	Materialparameter Wasser.	19
4.2	Wärmeströme aus Simulation.	21
4.3	Kühlleistung aus Experiment.	21
4.4	Tabelle der Messergebnisse der Rohrströmungsmessung.	37
4.5	Ergebnisse der Anemometrie: Vergleich der gemessenen und mittleren Strömungsgeschwindigkeiten zusammen mit dem Faktor zwischen den Strömungsgeschwindigkeiten.	42
4.6	Fluideigenschaften für Luft [8].	42
4.7	Angepasste Geschwindigkeiten unter Berücksichtigung der Porosität des Brenners.	43
4.8	Zu messende Massenströme.	47
4.9	Fluideigenschaften und Versuchsbedingungen für Luft und Methan [8].	48

Nomenklatur

Allgemeine Abkürzungen

<i>CTA</i>	Constant Temperature Anemometer
<i>ISTM</i>	Institut für Strömungsmechanik
<i>ITT</i>	Institut für Technische Thermodynamik
<i>Nu</i>	Nusseltzahl
<i>Re</i>	Reynoldszahl
<i>Re_b</i>	Reynoldszahl definiert durch die mittlere Geschwindigkeit und den Rohrdurchmesser

Griechische Zeichen

α	Wärmeübergangskoeffizient	$\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$
α_s	Absorptionsgrad	-
ϵ	Emissionskoeffizient	-
λ	Wärmeleitfähigkeit	$\frac{\text{W}}{\text{mK}}$
ν	Frequenz	$\frac{1}{\text{s}}$
ν_v	Kinematische Viskosität	$\frac{\text{m}^2}{\text{s}}$
ϕ	Stöchiometrisches Verhältnis	-
ϕ_{Brenner}	Porosität der Sintermetallmatrix	-
ρ	Massendichte	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
ρ_e	Frequenzabhängige Energiedichte	$\frac{\text{Js}}{\text{m}^3}$
σ	Stefan-Boltzmann-Konstante	$\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}^4}$
τ_s	Transmissionsgrad	-

Lateinische Zeichen

\dot{m}	Massenstrom	$\frac{\text{kg}}{\text{s}}$
\dot{q}_W	Wärmestromdichte durch Wärmeleitung	$\frac{\text{W}}{\text{m}^2}$
\dot{Q}	Wärmestrom	W

\dot{q}	Wärmestromdichte	$\frac{\text{W}}{\text{m}^2}$
\dot{q}_K	Wärmestromdichte durch Konvektion	$\frac{\text{W}}{\text{m}^2}$
\dot{q}_s	Strahlungswärmestromdichte	$\frac{\text{W}}{\text{m}^2}$
$\dot{Q}_{\text{Kühl}}$	Kühlleistung	W
\dot{S}_{erzeugt}	Erzeugter Entropiestrom	$\frac{\text{J}}{\text{sK}}$
\dot{V}	Volumenstrom	$\frac{\text{m}^3}{\text{s}}$
\dot{W}	Arbeitsstrom	W
\bar{m}	Massenstrom normiert auf Brenneroberfläche	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^2\text{s}}$
\bar{v}	Mittlere Geschwindigkeit	$\frac{\text{m}}{\text{s}}$
$\bar{v}_{\text{Massenstrom}}$	Mittlere Geschwindigkeit ermittelt durch Massenstromregler	$\frac{\text{m}}{\text{s}}$
\bar{v}_{Messung}	Über Messpunkte gemittelte Geschwindigkeit	$\frac{\text{m}}{\text{s}}$
A	Fläche	m^2
A_{sensor}	Sensorfläche	m^2
c	Wärmekapazität	$\frac{\text{J}}{\text{kgK}}$
c_0	Lichtgeschwindigkeit	$\frac{\text{m}}{\text{s}}$
c_p	Spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck	$\frac{\text{J}}{\text{kgK}}$
D	Durchmesser	m
E	Heizspannung	V
E_{acq}	Gemessene Heizspannung	V
e_{kin}	Kinetische Energie	$\frac{\text{J}}{\text{kg}}$
e_{pot}	Potentielle Energie	$\frac{\text{J}}{\text{kg}}$
$E_{T\text{cor}}$	Temperaturkorrigierte Heizspannung	V
$E_{T\text{cor}}$	Temperaturkorrigierte Heizspannung	V
g	Erdbeschleunigung	$\frac{\text{m}}{\text{s}^2}$
h	Spezifische Enthalpie	$\frac{\text{J}}{\text{kg}}$
h_{pl}	Planck'sches Wirkungsquantum	$\frac{\text{W}}{\text{m}^2}$
k	Boltzmann-Konstante	$\frac{\text{J}}{\text{K}}$
L	Charakteristische Länge	m
m	Masse	kg

p	Druck	Pa
p_n	Druck unter Normalbedingungen	Pa
p_{umgeb}	Umgebungsdruck	Pa
Q	Wärme	J
R	Spezifische Gaskonstante	$\frac{\text{J}}{\text{kgK}}$
r	Reflexionsgrad	-
R_0	Operationswiderstand	Ω
S	Entropie	$\frac{\text{J}}{\text{K}}$
s	Spezifische Entropie	$\frac{\text{J}}{\text{kgK}}$
T	Temperatur	K
T_A	Temperatur, bei der Wärmestrom abgegeben wird	K
T_F	Temperatur des Fluides	K
T_W	Temperatur der Wand	K
T_{acq}	Gemessene Strömungstemperatur	K
T_{aus}	Temperatur am Austritt	K
T_{ein}	Temperatur am Eintritt	K
$T_{meanCal}$	Kalibrierungstemperatur bei Anemometerkalibrierung	K
T_n	Temperatur unter Normalbedingungen	K
T_S	Temperatur des Sensors	K
U	Innere Energie	J
u	Spezifische innere Energie	$\frac{\text{J}}{\text{kg}}$
v_c	Geschwindigkeit	$\frac{\text{m}}{\text{s}}$
W	Arbeit	J
z	Höhe	m

Verwendete Geräte

Gerät	Modell	Hersteller
McKenna-Brenner	SS Special 25mm	Holthuis
McKenna-Brenner (Standard)	Standard LPSS	Holthuis
Massenstromregler Luft	5 l/min AiR	Bronkhorst
Massenstromregler Methan	4 l/min CH ₄	Bronkhorst
NI-Board	NI USB-6218	National Instruments
DAQ-Modul	NI-9213	National Instruments
DAQ-Chassis	NI cDAQ-9171	National Instruments
Anemometer Testo	425	Testo
CTA	Mini CTA 54T30	Dantec
1D - Hitzdraht	Type 55P11	Dantec
Thermografiekamera	ImageIR 9400	INFRATEC
Linse	CL MWIR f=1000mm	INFRATEC
Vorsatzlinse	MWIR f/1.3 f=100-N	INFRATEC

1 Einleitung

Durch die globale Entwicklung der Gesellschaft und den zunehmenden Druck zur Reduktion von CO₂-Emissionen stehen Verbrennungstechnologien vor einem grundlegenden Wandel. Im Fokus stehen dabei nachhaltige, CO₂-neutrale Treibstoffe wie synthetisch hergestellte Kraftstoffe, Wasserstoff und Methan [9, 10]. Diese synthetischen Kraftstoffe können in verschiedenen Formen vorliegen, von Gasen wie Methan bis hin zu langkettigen Kohlenwasserstoffen wie Kerosin [9, 10]. Methan ist im Kontext der synthetischen Kraftstoffherstellung besonders interessant, da es der am einfachsten zu produzierende Kraftstoff ist [9, 10]. Darüber hinaus besitzt Methan im Vergleich zu anderen Kohlenwasserstoffen den geringsten Kohlenstoffgehalt, was es für die Nutzung in Verbrennungsmotoren besonders attraktiv im Hinblick auf die Nachhaltigkeit macht [1].

Um die Verbrennungseigenschaften und -phänomene von Methan besser zu verstehen, wurden bereits zahlreiche Studien durchgeführt [1, 2, 3]. Die aktuellen Untersuchungen am Institut für Technische Thermodynamik (ITT) nutzen eine methanbetriebene Flamme, die durch einen McKenna-Brenner stabilisiert wird. Dieser Brennertyp stellt ein etabliertes Standardwerkzeug zur Untersuchung von Flammenphänomenen und Verbrennungskinetik dar [1]. Der in dieser Arbeit zu untersuchende Brenner ist ein spezieller Brenner mit einem Durchmesser von 25 mm und einer Edelstahlmatrix, die zukünftige Untersuchungen mit Wasserstoffflammen ermöglicht. Im Vergleich dazu weist der Standardbrenner aus der Literatur einen größeren Durchmesser von 60,45 mm und eine Bronzematrix auf.

In der vorliegenden Arbeit wird die Eignung eines McKenna-Brenners zur Untersuchung sensitiver Flammenphänomene evaluiert. Ein Beispiel hierfür ist die brennerstabilisierte Flamme, die unter bestimmten Bedingungen ein oszillierendes Verhalten zeigt [1, 2, 3, 4]. In der Literatur wurde bereits die Sensitivität dieses oszillierenden Verhaltens in Bezug auf den Massenstrom und das Äquivalenzverhältnis untersucht [1, 2, 3, 4]. Um das oszillierende Verhalten genauer zu studieren und mit den Literaturdaten zu vergleichen, ist es entscheidend, einen experimentellen Versuchsaufbau zu haben, in dem stets bekannte Bedingungen hinsichtlich Oberflächentemperatur, Gasgeschwindigkeit, Massenstrom des Gemisches und Äquivalenzverhältnis herrschen.

Um eine fundierte Aussage über die Eignung des verwendeten McKenna-Brenners treffen zu können, müssen daher die relevanten Randbedingungen untersucht werden. In dieser Arbeit werden folgende Größen gemessen und analysiert:

- Normalvolumenströme des eingestellten Gasgemisches der Brennermatrix
- Oberflächentemperatur und die damit verbundene Kühlleistung zur Durchführung reproduzierbarer Experimente
- Gasgeschwindigkeit und deren Homogenität über die Brenneroberfläche

1.1 Vergleichbarkeit von Experiment und Simulation

Aufgrund der Eigenschaften des Brenners ist es möglich, eine Flamme zu erzeugen, die näherungsweise durch eine eindimensionale Betrachtungsweise beschrieben werden kann. Dies erleichtert den Einsatz von Simulationsprogrammen und ermöglicht die Implementierung vereinfachter Modelle, wodurch beispielsweise die Rechenzeiten erheblich minimiert werden.

Die Sensitivität des oszillierenden Verhaltens in Bezug auf die Randbedingungen wurde zuvor durch Parameterstudien am ITT unter Verwendung eines Inhouse-Simulationscodes (INSFLA = instationary Flames) nachgewiesen (durch Dr.-Ing. Philipp Golda). Diese Studien zeigten starke Sensitivitäten der Flamme bei z.B. Variation der Oberflächentemperatur des Brenners oder des Äquivalenzverhältnisses. Beispielhafte Eingabeparameter für die Simulation sind das Gemischverhältnis, die Gastemperatur, der Massenstrom und der Druck. Um das Experiment durch die Simulation abzubilden, werden die Eingabeparameter wie folgt eingestellt:

- Da das Experiment bei Umgebungsdruck durchgeführt wird, wird der Druck auf $p_{\text{umgeb}} = 1 \text{ bar}$ festgelegt.
- Der Brenner ist mit einer gesinterten Metallmatrix ausgestattet, die Porendurchmesser von ca. $50 \mu\text{m}$ aufweist. Es wird angenommen, dass die Gastemperatur annähernd der Matrixtemperatur entspricht. Im Idealfall hält das Kühlsystem des Brenners die Brennermatrix auch bei entzündeter Flamme auf einer konstanten Temperatur. Daher wird in der Simulation davon ausgegangen, dass sich die Matrixtemperatur während des Versuchs nicht ändert. Somit wird die Oberflächentemperatur durch eine Dirichlet-Randbedingung vorgegeben.
- Da es sich bei der Simulation um eine 1D-Simulation handelt, wird der Massenstrom normiert auf die Brenneroberfläche $\bar{m} = \frac{\dot{m}}{A}$ als Eingabegröße betrachtet. Der in der Simulation eingesetzte Massenstrom entspricht $\bar{m} = 0,1 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2\text{s}}$. Für die Untersuchungen in dieser Arbeit wird der Massenstrom auf $\bar{m} = 0,1 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2\text{s}}$ gesetzt.
- Das Gemischverhältnis wird durch das Äquivalenzverhältnis beschrieben und kann durch Vorgabe der Molenbrüche an den Begrenzungen des Rechengebietes festgelegt werden.
- Durch die Vorgabe der Gastemperatur, des Drucks und des Äquivalenzverhältnisses wird, unter der Annahme eines idealen Gases, die Dichte durch $\rho = \frac{p}{RT}$ bestimmt. Durch Vorgabe des normierten Massenstroms und der Dichte wird die Gasgeschwindigkeit somit als $\bar{v}_c = \frac{\bar{m}}{\rho}$ vorgegeben.

2 Grundlagen

2.1 Strömungsmechanische Grundlagen

2.1.1 Kontinuitätsgleichung

Die Kontinuitätsgleichung besagt, dass sich die Masse in einem geschlossenen System nicht ändert [5, 11, 12]. Handelt es sich um ein offenes System mit Masseflüssen in ein Kontrollvolumen hinein und aus diesem Kontrollvolumen hinaus, fordert die Kontinuitätsgleichung, dass die Summe aller eingehenden Massenströme, der Summe aller ausgehenden Massenströme gleicht [5, 12]. Formal ausgedrückt: [5]

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho \cdot v_c) = 0 \quad (2.1)$$

2.1.2 Rohrströmung

Bei einer Strömung innerhalb eines Rohres können verschiedene Strömungszustände auftreten. Diese Strömungszustände werden als laminar oder turbulent bezeichnet [13, 14]. Der laminare Strömungszustand ist gekennzeichnet durch das Strömen der Fluide in nicht durchmischten Schichten [13, 14]. Der turbulente Strömungszustand hingegen ist durch eine durchmischende und chaotische Strömung gekennzeichnet [13, 14].

Der Übergang zwischen diesen beiden Strömungszuständen hängt von mehreren Parametern ab und kann zum Beispiel durch die Reynoldszahl beschrieben werden [13, 14]. Diese ist wie folgt definiert:

$$Re = \frac{v_c \cdot D}{\nu_v} \quad (2.2)$$

wobei v_c die mittlere Strömungsgeschwindigkeit, D den Rohrdurchmesser und ν_v die kinematische Viskosität darstellt [13, 14].

Bis zu einer kritischen Reynoldszahl (hier: $Re = 2300$) liegt der laminare Strömungszustand vor [13, 14]. Erhöht sich die Reynoldszahl über diesen kritischen Wert hinaus, geht der Strömungszustand in einen turbulenten Zustand über [13, 14].

Eine laminare Rohrströmung lässt sich durch das Hagen-Poiseuille-Gesetz beschreiben, welches den Zusammenhang zwischen Volumenstrom und Druckgradienten beschreibt [13, 14]. Das sich bei einer laminaren Rohrströmung ausbildende Geschwindigkeitsprofil ist parabolisch (siehe Abbildung 2.1) [13, 14]. Die Strömungsgeschwindigkeit ist an der Rohrachse maximal und doppelt so groß wie die mittlere Geschwindigkeit [13, 14].

Die turbulente Rohrströmung lässt sich nur näherungsweise beschreiben. Das Strömungsprofil der turbulenten Strömung ist nicht parabolisch (siehe ebenfalls Abbildung 2.1), sondern weist große Gradienten an den Wänden und ein flacheres Profil im Kernbereich auf [13, 14]. Die Strömungsgeschwindigkeit in der Rohrachse ist etwa das 1,25-fache der mittleren Strömungsgeschwindigkeit [13, 14].

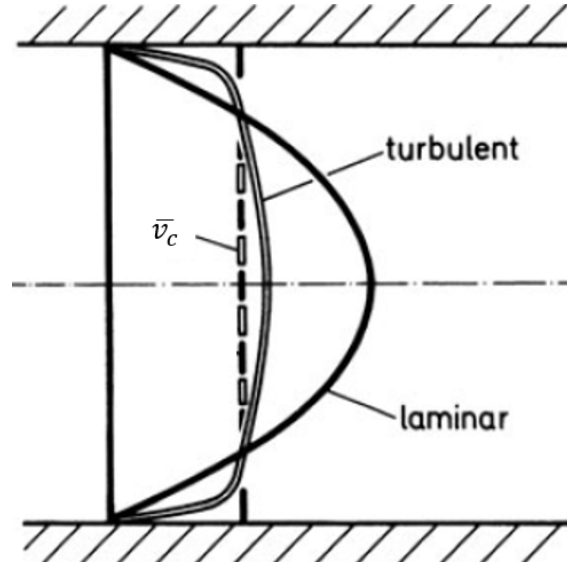


Abbildung 2.1: Laminare und turbulente Rohrströmungsprofil, wobei die gestrichelte Linie die mittlere Strömungsgeschwindigkeit darstellt [5].

2.2 Thermodynamische Grundlagen

2.2.1 Erster Hauptsatz (Energieerhaltung)

Der erste Hauptsatz der Thermodynamik besagt, dass sich der Energieinhalt eines Systems um die Summe der über die Systemgrenzen übertragenen Energie ändert [15, 16]. Anders formuliert: Die Änderung der Energie innerhalb eines abgeschlossenen Systems – bei dem kein Energieaustausch zwischen System und Umgebung stattfindet – ist gleich null [12]. Formuliert man den ersten Hauptsatz für ein geschlossenes, ruhendes System, hat er folgende Form: [15]

$$Q + W = \Delta U \quad (2.3)$$

wobei Q die Wärme, W die Arbeit und U die innere Energie beschreibt. Die Schlüsselwörter „geschlossen“ und „ruhend“ stehen für keine Stoffströme über die Systemgrenzen und die Betrachtung des Systems in stofffesten Koordinaten. Für einen instationären Kontrollraum hat der erste Hauptsatz folgende Form: [15]

$$\sum_i \dot{Q}_i + \sum_j \dot{W}_j + \sum_k \dot{m} \left(h + \frac{v_c^2}{2} + gz \right)_k = \frac{d}{d\tau} \left(\sum_l m_l (\bar{u} + \bar{e}_{kin} + \bar{e}_{pot})_l \right) \quad (2.4)$$

wobei $\sum_i \dot{Q}_i$ die Summe der Wärmeströme, $\sum_j \dot{W}_j$ die Summe der Arbeitsströme und $\sum_k \dot{m}$ die Summe der Massenströme über die Systemgrenzen sind. h ist die spezifische Enthalpie, g die Erdbeschleunigung und z die Höhe des eintretenden Massenstroms. Die linke Seite des ersten Hauptsatzes beschreibt also die Energieflüsse über die Systemgrenzen. Die rechte Seite beschreibt die zeitliche Änderung des Energieinhalts des Kontrollvolumens, welches aus l Teilsystemen besteht. Dabei steht m_l für die Masse, \bar{u} für die mittlere spezifische innere Energie, \bar{e}_{kin} für die mittlere kinetische Energie und \bar{e}_{pot} für die mittlere potenzielle Energie eines Teilsystems.

Zur Beschreibung der Änderung der spezifischen Enthalpie nutzt man folgende Relation: [15]

$$dh = \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_p \cdot dT + \left(\frac{\partial h}{\partial p} \right)_T \cdot dp \quad (2.5)$$

wobei sich durch: [15]

$$\left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_p = c_p \quad (2.6)$$

die Relation 2.5 zu:

$$dh = c_p \cdot dT + \left(\frac{\partial h}{\partial p} \right)_T \cdot dp \quad (2.7)$$

vereinfacht. Dabei ist c_p die spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck, p der Druck und T die Temperatur.

2.2.2 Zweiter Hauptsatz

Der zweite Hauptsatz besagt, dass Entropie erzeugt, aber nicht vernichtet werden kann [15]. Jeder reale Prozess erzeugt Entropie [15]. Den Grenzfall bilden reversible Prozesse, bei denen $S_{erz} = 0$ ist [15]. Der zweite Hauptsatz in formaler Darstellung lautet wie folgt: [15]

$$\dot{S}_{erzeugt} \geq 0 \quad (2.8)$$

wobei $\dot{S}_{erzeugt}$ der bei einem Prozess erzeugte Entropiestrom ist. Die Entropiebilanz für ein nicht adiabatisches und für Stoffströme offenes System lautet wie folgt: [15]

$$\frac{d}{d\tau} \sum_j S_j - \sum_l \left(\frac{\dot{Q}}{T_A} \right)_l - \sum_i (\dot{m} \cdot s)_i = \dot{S}_{erzeugt} \quad (2.9)$$

Dabei ist S_j die Summe der Entropien der Teilsysteme, T_A die Temperatur, bei der der Wärmestrom abgegeben wird und s die spezifische Entropie.

2.2.3 Wärmeleitung

Als Wärmeleitung bezeichnet man den Energietransport zwischen benachbarten Molekülen aufgrund von Temperaturgradienten [17, 18]. Bei Metallen geschieht der Energietransport zusätzlich durch die freien Elektronen [17]. In Festkörpern, die strahlungsundurchlässig sind, findet der Energietransport allein durch Wärmeleitung statt [17]. In Flüssigkeiten und Gasen überlagert sich die Wärmeleitung mit dem Energietransport durch Konvektion und Wärmestrahlung [17, 18]. Die Ursache des Energietransports bzw. des Wärmestroms sind unter anderem Temperaturgradienten zwischen den einzelnen Molekülen. Die Proportionalität zwischen Ursache (Temperaturgradient) und Wirkung (Wärmestrom) wird durch das empirische Fourier'sche Grundgesetz der Wärmeleitung beschrieben: [17, 19]

$$\dot{q} = -\lambda \text{grad}(T) \quad (2.10)$$

wobei \dot{q} der sich einstellende Wärmestrom bezogen auf die Durchgangsfläche, λ der Wärmeleitkoeffizient und $\text{grad}(T)$ der Temperaturgradient ist. Das Minuszeichen wird unter Berücksichtigung des zweiten Hauptsatzes der Thermodynamik (siehe

2.2.2) hinzugefügt, da Wärmeströme nur von heißen zu kalten Medien fließen können [17].

Die Wärmeleitfähigkeit zählt zu den wichtigsten Materialeigenschaften der Wärmeübertragung. λ ist im Allgemeinen ein anisotroper Tensor zweiter Stufe, der temperatur- und druckabhängig ist [11]. Die Temperaturabhängigkeit ist nur schwach ausgeprägt und eine Druckabhängigkeit herrscht nur in Gasen und Flüssigkeiten vor [11, 17, 18, 19]. Im Folgenden wird λ als skalar behandelt, da angenommen wird, dass die Materialien isotrop und die Temperatur- sowie Druckänderungen der Fluide gering sind. Zur Einordnung der verschiedenen Materialien bzw. Aggregatzustände: Metalle haben eine sehr hohe Wärmeleitfähigkeit, feste Nichtleiter (Isolatoren) eine geringere und Flüssigkeiten sowie Gase sehr kleine Wärmeleitfähigkeiten und somit sehr kleine Werte von λ im Vergleich zu Metallen [17, 19].

2.2.4 Konvektion

Energieaustausch findet nicht nur durch Wärmeleitung, sondern auch durch makroskopische Bewegungen statt [17, 18]. Wärme kann neben der zuvor beschriebenen Wärmeleitung aufgrund von Temperaturgradienten auch in Form von kinetischer Energie oder als Enthalpie ausgetauscht werden [17].

Konvektiver Wärmeübergang ist definiert durch die Überlagerung von Wärmeleitung und Energietransport durch ein strömendes Medium [17]. Eine besondere Bedeutung für die Konvektion spielt die sich ausbildende Grenzschicht in strömenden Medien. Zum einen bildet sich eine Geschwindigkeitsgrenzschicht aus, da das Medium an der Wand nicht strömen kann und sich somit ein kontinuierlicher Übergang von 0 m/s auf die Strömungsgeschwindigkeit des Mediums einstellt [17, 19]. Zum anderen entsteht eine Temperaturgrenzschicht von der Wandtemperatur zur Fluidtemperatur [17]. Die Größe der Grenzschicht ist abhängig von der jeweiligen Problemstellung. Analog zur Wärmeleitung kann auch für die Konvektion eine Proportionalität zwischen Ursache und Wirkung formuliert werden: [17, 19]

$$\dot{q}_K = \alpha(T_W - T_F) \quad (2.11)$$

wobei α der Wärmeübergangskoeffizient ist, der eine problembezogene Kennzahl und somit keinen Materialparameter darstellt [17, 19]. Um α zu bestimmen, wird das Gesetz von Fourier (2.10) an der Wand formuliert, da dort die Geschwindigkeit gleich null ist und der Energietransport somit nur mittels Wärmeleitung stattfinden kann: [17]

$$\dot{q}_W = -\lambda \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)_{y=\text{wand}} \quad (2.12)$$

Um nun α zu bestimmen, werden die spezifischen Wärmeströme aus Gleichungen 2.11 und 2.12 gleichgesetzt und nach α aufgelöst: [17]

$$\alpha = -\lambda \frac{\left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)_{y=\text{wand}}}{(T_W - T_F)} \quad (2.13)$$

Meist wird die Korrelation 2.11 in dimensionsloser Form aufgestellt [19]. Dabei wird der Wärmeübergangskoeffizient α in dimensionsloser Form durch die Nusseltzahl repräsentiert: [19]

$$Nu = \frac{\alpha L}{\lambda} \quad (2.14)$$

wobei L die charakteristische Länge des Problems ist.

Man unterscheidet bei der Konvektion zwischen freier Konvektion und erzwungener Konvektion, abhängig von der Ursache, die zu einem strömenden Medium führt [19]. Bei freier Konvektion liegt die Ursache der Strömung in natürlichen Auftriebsphänomenen [19]. Bei erzwungener Konvektion liegt die Ursache in einer durch äußere Kräfte hervorgerufenen Strömung [19]. Die erzwungene Konvektion ist somit maßgeblich von der Geschwindigkeit des strömenden Mediums abhängig und damit in dimensionsloser Form von der Reynoldszahl [19].

2.2.5 Wärmestrahlung

Körper geben Energie in Form von elektromagnetischen Wellen aufgrund ihrer positiven thermodynamischen Temperatur an die Umgebung ab [17]. Diese Energie wird als thermische Strahlung oder Wärmestrahlung bezeichnet. Als Emission wird die Energie bezeichnet, die bei der Umwandlung von innerer Energie in elektromagnetische Wellen forttransportiert wird [17]. Während des Umwandlungsvorgangs gehen Atome bzw. Moleküle aus einem Zustand höherer Energie in einen Zustand niedrigerer Energie über, wobei die freiwerdende Energie emittiert wird [17]. Trifft Strahlung auf einen Körper, wird die Energie teilweise absorbiert, reflektiert oder durchgelassen. Allgemein gilt: [17]

$$r + \alpha_s + \tau_s = 1 \quad (2.15)$$

wobei r der Reflexionsgrad, α_s der Absorptionsgrad und τ_s der Transmissionsgrad ist. Diese Verhältnissgrößen sind keine reinen Materialparameter des Körpers, sondern hängen auch von der Art der auftreffenden Strahlung ab [17, 20]. Die meisten Festkörper sind für Strahlung undurchlässig, wodurch sich Beziehung 2.15 zu:

$$r + \alpha_s = 1 \quad (2.16)$$

vereinfacht [17].

Die absorbierte Energie wird in innere Energie umgewandelt. Strahlung aus dem Inneren eines Festkörpers kann nicht nach außen dringen, da die Energie der Strahlung nach kurzer Distanz vollständig von atomaren Nachbarn absorbiert wird [17]. Somit findet die Emission eines Körpers zur Umgebung nur an oberflächennahen Schichten statt [17].

Die maximale Strahlungswärmestromdichte einer von einem schwarzen Körper emittierten Wärmestrahlung hängt von der thermodynamischen Temperatur T des Körpers ab und wird durch das Stefan-Boltzmann-Gesetz bestimmt: [17, 18]

$$\dot{q}_s = \sigma T^4 \quad (2.17)$$

Strahler, die den Maximalwert erreichen, heißen schwarze Strahler und weisen ideale Emissions- und Absorptionseigenschaften auf [17, 18]. Reale Körper emittieren stets geringere Wärmestrahlung als schwarze Strahler bei gleicher Temperatur [17, 18]. Um die Emission eines realen Körpers zu beschreiben, wird ein Korrekturfaktor namens Emissionsgrad ϵ verwendet. Der Emissionsgrad ϵ hat den Wertebereich $0 \leq \epsilon \leq 1$ und beschreibt den Faktor, um den die Wärmestrahlung eines realen Körpers im Vergleich zu einem Schwarzkörperstrahler bei gleicher Temperatur verringert wird [17, 18]. Der Emissionsgrad hängt sowohl vom Material als auch vom Zustand der

Oberfläche ab [17, 18].

Die emittierte Strahlungswärmestromdichte eines realen Körpers wird durch die Multiplikation des Emissionsgrads ϵ mit Beziehung 2.17 beschrieben: [17, 18]

$$\dot{q}_s = \epsilon \sigma T^4 \quad (2.18)$$

Die frequenzabhängige Energiedichte der Wärmestrahlung eines Schwarzkörpers ρ_e wird durch das Planck'sche Strahlungsgesetz beschrieben: [18]

$$\rho_e(\nu, T) d\nu = \frac{8\pi h_{pl} \nu^3}{c_0^3} \frac{1}{\exp(h_{pl} \nu / kT) - 1} d\nu \quad (2.19)$$

wobei h_{pl} das Planck'sche Wirkungsquantum, ρ_e die frequenzabhängige Energiedichte, c_0 die Lichtgeschwindigkeit, k die Boltzmann-Konstante und ν die Frequenz der Strahlung ist. Die emittierte Wärmestrahlung sowie das Spektrum der Wellenlängen der Wärmestrahlung sind demzufolge direkt abhängig von der Temperatur [18].

Die Lage des Maximums der Strahlungsintensität ist ebenfalls abhängig von der Temperatur und kann mittels des Wien'schen Verschiebungsgesetzes bestimmt werden: [18]

$$\lambda_{\max} T = (2897.7686 \pm 0.0048) \mu\text{m} \cdot \text{K} \quad (2.20)$$

2.3 Thermografie

Die Aufgabe der Thermografie ist die lokale Auflösung der Oberflächentemperatur bzw. der thermischen Strahlung eines Messobjekts. Man unterscheidet in der Thermografie zwischen kontaktthermometrischen und strahlungsthermografischen Verfahren [21].

Bei der Strahlungsthermografie wird die örtliche Temperaturverteilung bzw. die örtliche Strahlungsausstrahlung bestimmt. Die Basis der strahlungsthermografischen Verfahren stellt die in Kapitel 2.2.5 beschriebene temperaturabhängige thermische Eigenstrahlung des zu messenden Körpers dar. Demnach kann man durch die Messung der Strahlungsintensitätsverteilung auf die Temperatur des Messobjekts bzw. der Oberflächentemperatur schließen [21].

Infrarotkameras generieren Bilder mittels einer Anordnung von miniaturisierten Elementarsensoren, welche die aufgefangene Strahlung in elektrische Signale übersetzen. Auf die genaue Funktionsweise der Sensoren wird im Folgenden nicht weiter eingegangen [22].

Die Empfindlichkeit und somit die Darstellungsauflösung sind vom Rauschen der Pixelhelligkeit abhängig, welches vor allem durch das Rauschen der Versorgungsspannung beeinflusst wird [22].

Mögliche Fehlerfaktoren der Messergebnisse können vielfältig sein. Besonders hohen Einfluss auf die Messung haben der Emissionsgrad, der Absorptionsgrad und dessen örtliche Varianz im Messfeld. Des Weiteren stören die Strahlung anderer Körper und die Eigenstrahlung des Objektivgehäuses selbst die Messung, was im vorliegenden Versuchsaufbau durch die Position der Wärmebildkamera und die dadurch potenziell verursachte Erwärmung ein zusätzlicher Faktor sein könnte [21].

Von dem Versuchsaufbau unbeeinflusst, aber dennoch von Bedeutung, sind die Kennlinie, Kalibrierung und das Rauschen der Wärmebildkamera und ihrer elektrischen Bauteile [21].

2.4 Anemometrie

Zur Messung der Strömungsgeschwindigkeit können mehrere physikalische Effekte genutzt werden. Die meistverbreiteten Verfahren sind die Messung über Drucksonden, die optischen Geschwindigkeitsmessungsverfahren und die thermoelektrischen Geschwindigkeitsmessungsverfahren [6]. Die in dieser Arbeit genutzte Hitzdrahtanemometrie bei konstanter Temperatur (CTA) fällt in die Klasse der thermoelektrischen Geschwindigkeitsmessungsverfahren und wird im Folgenden näher erläutert. Die Hitzdrahtanemometrie ermöglicht sowohl die Messung zeitlich gemittelter Geschwindigkeiten als auch die Messung der Schwankungen der Geschwindigkeiten [6]. Die dadurch entstehende Möglichkeit der Turbulenzmessung macht sie zu einem weit verbreiteten Verfahren in der Strömungsmessung [23].

Das Funktionsprinzip besteht darin, dass ein dünner Metalldraht zwischen zwei Spitzen der Hitzdrahtsonde gespannt ist. Mit Hilfe einer elektrischen Spannung wird der Draht auf eine Temperatur aufgeheizt, die deutlich über der Strömungstemperatur liegt. Strömt ein Medium um den Draht, kühlt dieser ab. Die um die Drahttemperatur konstant zu haltende Heizspannung bildet die Messgröße und kann mittels Kalibrierung in die Strömungsgeschwindigkeit umgerechnet werden [6, 23].

Abbildung 2.2 zeigt die Konstant-Temperatur-Anemometrie, bei der die Übertemperatur des Sensors durch den Operationswiderstand (R_0) gesteuert und dadurch konstant gehalten wird. Dabei wird die Temperaturabhängigkeit des Sensorwiderstands (Drahtwiderstand) ausgenutzt, welche nahezu linear ist [6, 23]. Durch die Einstellung von R_0 ist die mittlere Sensortemperatur festgelegt und Änderungen der Heizspannung erfolgen ausschließlich durch Änderungen des Sensorwiderstands [6, 23]. In der Praxis liegt das Temperaturverhältnis T_S/T_F bei etwa 1,5 [6].

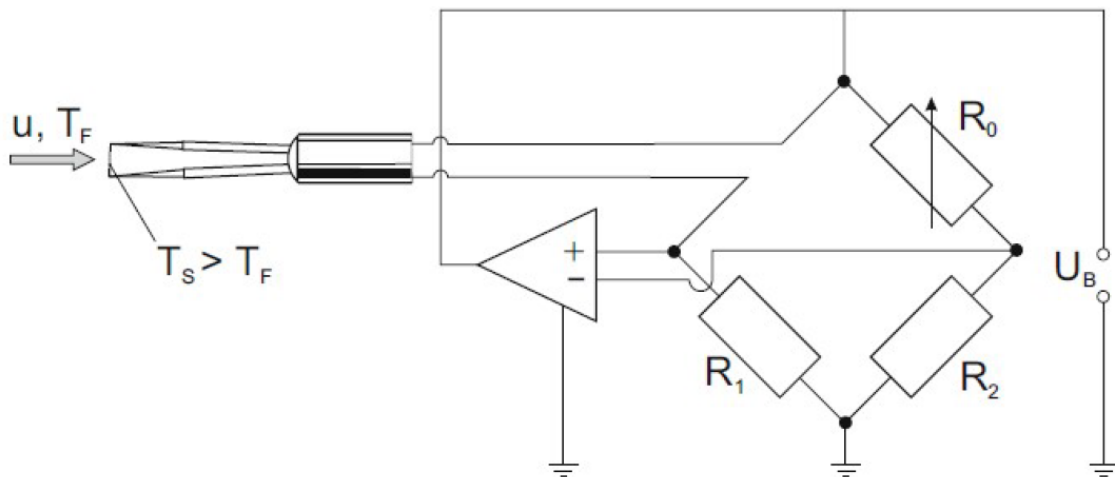


Abbildung 2.2: Darstellung des Regelkreises eines CTA. [6]

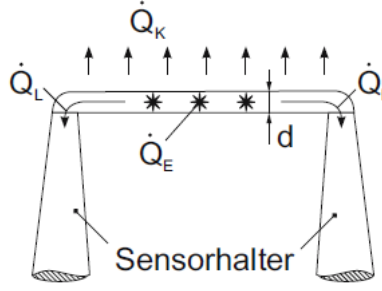


Abbildung 2.3: Wärmebilanz am Sensordraht. [6]

Die Umrechnung der Heizspannung in die Strömungsgeschwindigkeit erfolgt durch eine Wärmebilanz eines elektrisch geheizten und durch Umströmung konvektiv gekühlten Drahtes: [6, 23]

$$\frac{E^2}{R_0} = A_{\text{sensor}} \alpha (T_S - T_F) \quad (2.21)$$

wobei E die Heizspannung, R_0 der Arbeitswiderstand, A_{sensor} die Sensorfläche, T_S die Sensortemperatur, welche konstant gehalten wird, und T_F die Temperatur des an dem Sensor vorbei fließenden Fluids ist. In 2.21 wird angenommen, dass die Kühlung des Drahtes durch Wärmeabstrahlung an die Umgebung und Wärmeleitung an die Halterungen des Drahtes vernachlässigbar klein ist und dass sich die Temperatur des fließenden Fluids nicht ändert [6, 23].

Da der Wärmeübergangskoeffizient, wie in Kapitel 2.2.4 beschrieben, kein Materialparameter ist, sondern von der jeweiligen Problemstellung abhängt, nutzt man im Folgenden die Nusseltzahl (2.14) zur Beschreibung des Wärmeübergangskoeffizienten in dimensionsloser Form [19, 23]. Da, wie in Kapitel 2.2.4 beschrieben, die Nusseltzahl bei einer erzwungenen Konvektion von der Reynoldszahl abhängt, kann man folgende Beziehung formulieren: [6]

$$Nu = A_0 + B_0 Re_d^n \quad (2.22)$$

Setzt man nun die Definitionen der Reynoldszahl und der Nusseltzahl (2.14) ein, löst nach α auf und setzt den gewonnenen Ausdruck in 2.21 ein, erhält man das King's Law: [6, 23]

$$E^2 = A + B v_c^n \quad (2.23)$$

wobei A und B Konstanten sind [6, 23].

Die Kalibrierung eines Anemometers besteht darin, den funktionalen Zusammenhang zwischen Heizspannung E und Strömungsgeschwindigkeit v zu bestimmen. Das exakte Vorgehen der Kalibrierung wird in dieser Arbeit nicht weiter ausgeführt, kann aber in [6, 23, 24] nachgelesen werden.

Da der abgeführte Wärmestrom und somit die Heizspannung abhängig von der Strömungstemperatur ist, müssen zur Bestimmung der Strömungsgeschwindigkeit die aufgenommenen Heizspannungen temperaturkorrigiert werden. Dies wird durch

$$E_{T_{\text{cor}}} = E_{\text{acq}} \cdot \left(\frac{523.15 \text{ K} - T_{\text{meanCal}}}{523.15 \text{ K} - T_{\text{acq}}} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (2.24)$$

realisiert, wobei $E_{T_{cor}}$ die Heizspannung nach Temperaturkorrektur, E_{acq} die aufgenommene Heizspannung, $T_{meanCal}$ die bei der Kalibrierung bestimmte mittlere Temperatur und T_{acq} die aufgenommene Temperatur darstellt. Die Temperatur 523.15 K stellt dabei die eingestellte Temperatur des Drahtes dar.

2.5 Poröse Körper

Per Definition ist ein poröser Körper ein Festkörper, der von Hohlräumen durchzogen ist [17]. Die Poren haben dabei unterschiedliche Größen, Formen und sind unregelmäßig verteilt.

Zur theoretischen Beschreibung kann man Volumenelemente definieren, die im Vergleich zum Gesamtkörper klein sind, aber eine große Anzahl von Poren enthalten. Diese Volumenelemente kann man als Kontinuum behandeln und mit den Grundgleichungen der Kontinuumstheorie beschreiben [17]. Die Volumenelemente enthalten hinreichend viele Poren und Volumen des festen Grundkörpers, sodass ihnen einheitliche Mittelwerte der Zustandsgrößen zugeordnet werden können [17].

Wie Abbildung 2.4 zu entnehmen ist, handelt es sich bei der Brennermatrix um einen porösen Körper mit einer Porengröße von ca. 50 μm .

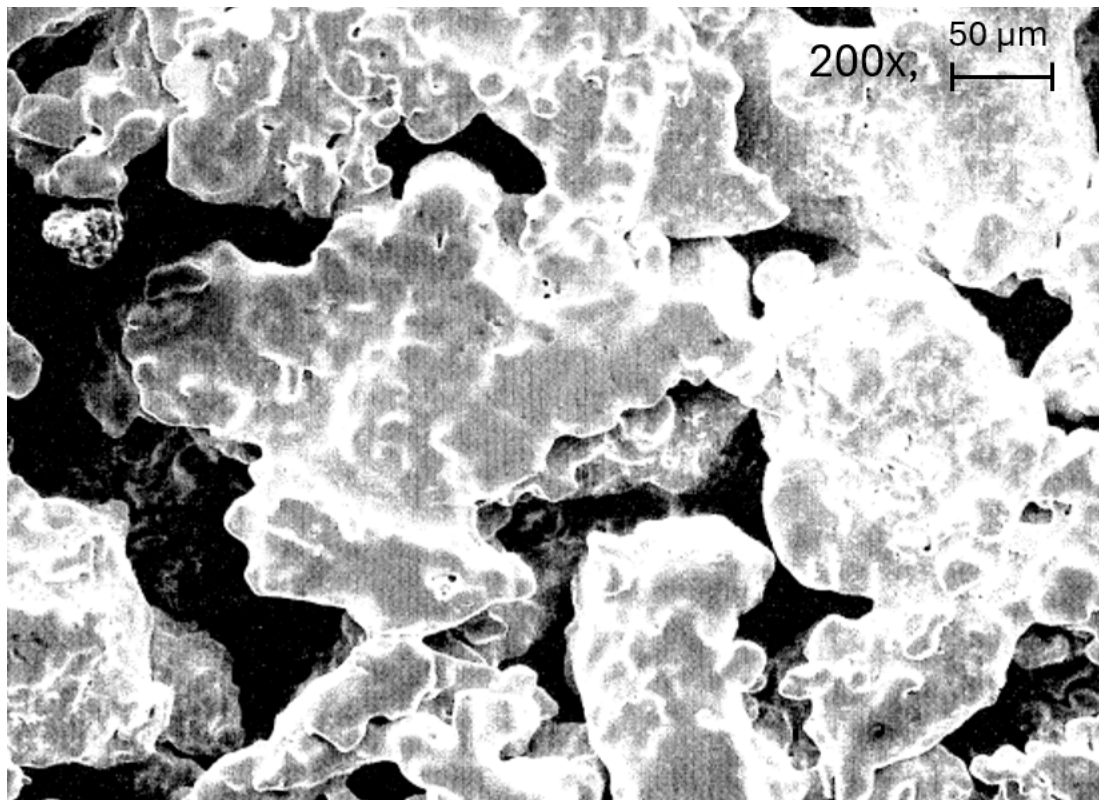


Abbildung 2.4: Mikroskopaufnahme der Brennermatrix.

3 Grundaufbau

3.1 Brennerarchitektur

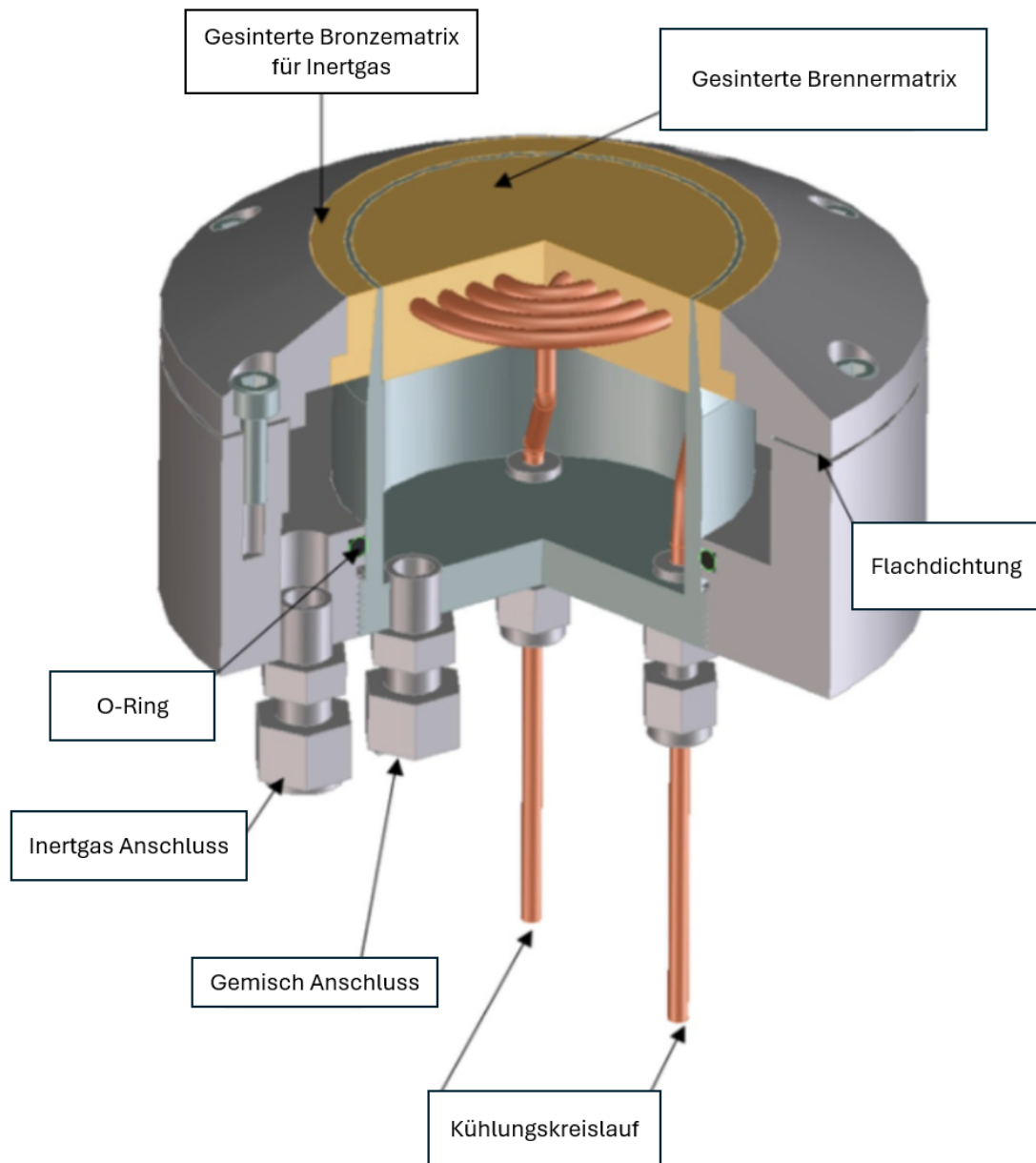


Abbildung 3.1: Brennerarchitektur in einer Schnittdarstellung. [7]

Wie der Abbildung 3.1 zu entnehmen ist, besteht der Brenner aus einer gesinterten Brennermatrix, die von einem gesinterten Inertgasmatrixring umgeben ist. In die Brennermatrix ist eine Kühlspirale eingelassen, die durch zwei Anschlüsse mit einem Kühlkreislauf verbunden ist. Die Gaszuleitung erfolgt über einen Gasanschluss, der in eine Kammer unterhalb der Brennermatrix führt. Brennermatrix und Kammer sind durch eine Metallhülse vom Inertgas getrennt. Der Inertgasmatrixring ist konzentrisch zur Brennermatrix angeordnet. Die Zuleitung des Inertgases erfolgt über einen Gasanschluss, der in eine ringförmige Kammer unterhalb des Inertgasmatrixrings führt. Das Inertgas hat zum einen die Aufgabe, die Brennerflamme von der Umgebung abzuschirmen, um Reaktionen mit in der Umgebungsluft befindlichen Molekülen zu verhindern. Zum anderen hat es die Aufgabe, die Strömung des Brennergases in radialer Richtung zu hemmen, damit sich ein Strömungsfeld einstellt, das annähernd eindimensional in oberflächennormaler Richtung ist. In den in dieser Arbeit durchgeführten Experimenten wird auf den Anschluss des Inertgases verzichtet, da es für die zu untersuchenden Parameter einen vernachlässigbar kleinen Einfluss hat und keine Untersuchung der eigentlichen Verbrennungsmechanismen durchgeführt wird. In vorausgegangenen Versuchen wurde als Inertgas Stickstoff verwendet [4]. Der verwendete Brenner ist ein McKenna-Brenner Modell: Special 25 mm Flat Flame Burner with Water Cooling in der Edelstahl Variante mit Low-Pressure Shroud Ring der Firma Holthuis.

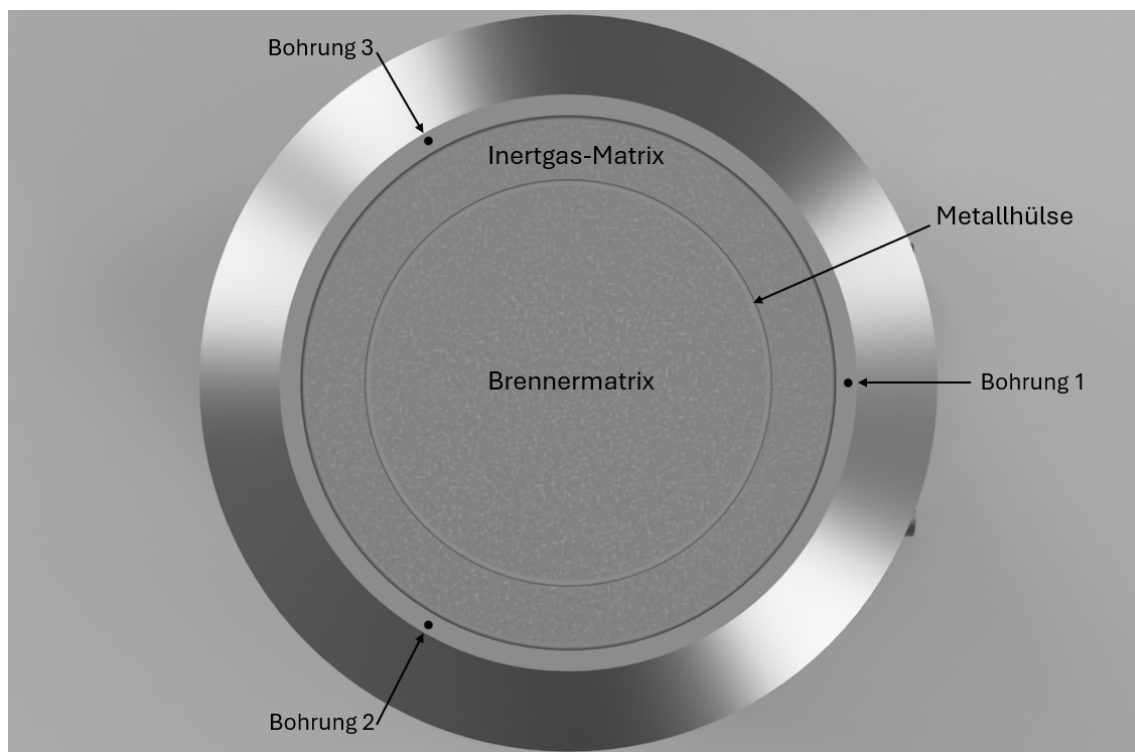


Abbildung 3.2: Draufsicht des Brenners mit drei Thermoelement-Bohrungen.

An dem zu untersuchenden Brenner wurden zusätzlich drei Bohrungen außerhalb des Inertgasmatrixrings hinzugefügt, um dort Thermoelemente befestigen zu können (siehe Abbildung 3.2).

3.2 Anschluss des Brenners

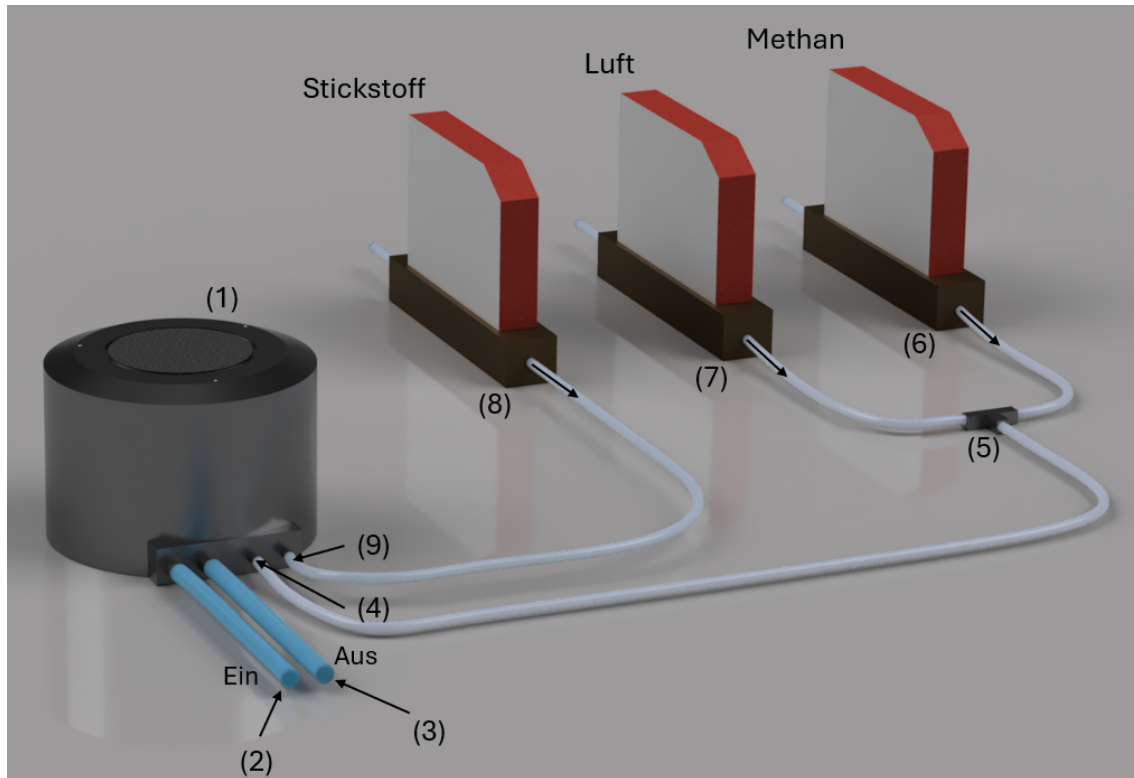


Abbildung 3.3: Anschluss des Brenners.

Der grundlegende Anschluss des Brenners ist Abbildung 3.3 zu entnehmen, auf die der folgende Abschnitt referenziert. Der Brenner (1) wird an die hausinterne Kühlwasserleitung angeschlossen. Dabei ist (2) der Kühlwassereinlass und (3) der Kühlwasserauslass. Die Zuleitung des Brennergases erfolgt über den Anschluss (4). Wie in Abbildung 3.3 dargestellt, wird dem Brenner ein bereits vorgemischtes Gasgemisch zugeführt. Die Vermischung erfolgt dabei durch ein T-Stück (5). Dieses T-Stück ist mittels Swagelok und Gasschläuchen sowohl mit einem an eine Methan-Druckflasche angeschlossenen Massenstromregler (6) als auch mit einem an eine Luft-Druckflasche angeschlossenen Massenstromregler (7) verbunden, durch die sich das Gasgemisch entsprechend einstellen lässt. Das Inertgas wird durch den Anschluss eines an eine Stickstoff-Druckflasche angeschlossenen Massenstromreglers (8) mittels Swagelok und Gasschläuchen an den Brenner (9) zugeführt.

4 Versuche

4.1 Kühlleistung für einen vordefinierten Volumenstrom

4.1.1 Motivation

Bisher wurde die Brennertemperatur durch Thermoelemente an drei Bohrungen im Brennergehäuse gemessen (siehe Abbildung 3.2). Es wurde beobachtet, dass diese bei entzündetem Brenner mit zunehmender Zeit ansteigt [4]. Dies lässt vermuten, dass die Kühlleistung nicht ausreicht, um den Wärmeeintrag durch die Brennerflamme abzuführen. Eine direkte Aussage über die Brenneroberflächentemperatur ist dadurch aber nicht möglich.

Mit zuvor durchgeführten Simulationen der Brennerflamme (siehe Kapitel 1.1) lässt sich der Wärmeeintrag der Brennerflamme bestimmen. Um die Oberflächentemperatur konstant zu halten, muss die Kühlleistung der Kühlspirale (siehe Kapitel 3.1) genau diesem Wärmeeintrag entsprechen. Somit ist durch die Brennerflamme der Sollwert der Kühlleistung festgelegt. Zur Bestimmung der tatsächlichen Kühlleistung werden die Eingangstemperatur des Kühlwassersystems (T_{ein}), die Ausgangstemperatur des Kühlwassersystems (T_{aus}) und der Volumenstrom des Kühlwassers gemessen. Unter Verwendung einer vereinfachten Version des ersten Hauptsatzes der Thermodynamik (Gleichung 4.2) und der Relation für die Enthalpie (Gleichung 2.7) kann die Kühlleistung bestimmt werden. Genauer dazu findet sich in Kapitel 4.1.4.

Es wird erwartet, dass sich bei Variation des Volumenstroms des Kühlmediums die Temperaturdifferenz ($T_{aus} - T_{ein}$) antiproportional zum Volumenstrom verhält. Die Kühlleistung sollte dabei über alle Volumenströme hinweg konstant bleiben.

4.1.2 Versuchsaufbau

Der schematische Versuchsaufbau zur Untersuchung der Kühlleistung ist Abbildung 4.1 zu entnehmen, auf die der folgende Abschnitt referenziert. Zur Messung der verschiedenen Temperaturen werden am Brenner in jede Bohrung Thermoelemente des Typs N eingesetzt (1)(2)(3). Sowohl im Kühlwassereinlass-Schlauch (4) (T_{ein}) als auch am Kühlwasserauslass-Schlauch (5) (T_{aus}) werden Thermoelemente des Typs K montiert. Alle Thermoelemente werden an ein NI-DAQ-Board (6) angeschlossen und mittels USB-Kabel mit einem Laptop verbunden. Zur Kontrolle und Einstellung des Kühlwasservolumenstroms werden ein Volumenmesser (7) und ein Drehventil (8) auf der Einlassseite installiert. Das Gasgemisch wird mithilfe eines bereits validierten Matlab-Skripts eingestellt, während die Temperaturen durch Thermoelemente gemessen werden, die über ein LabVIEW-Programm ausgelesen werden. Der Brenner wird mit einem Massenstrom von $\bar{m} = 0,1 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2\text{s}}$ und einem stöchiometrischen Verhältnis von $\phi = 1,0$ betrieben.

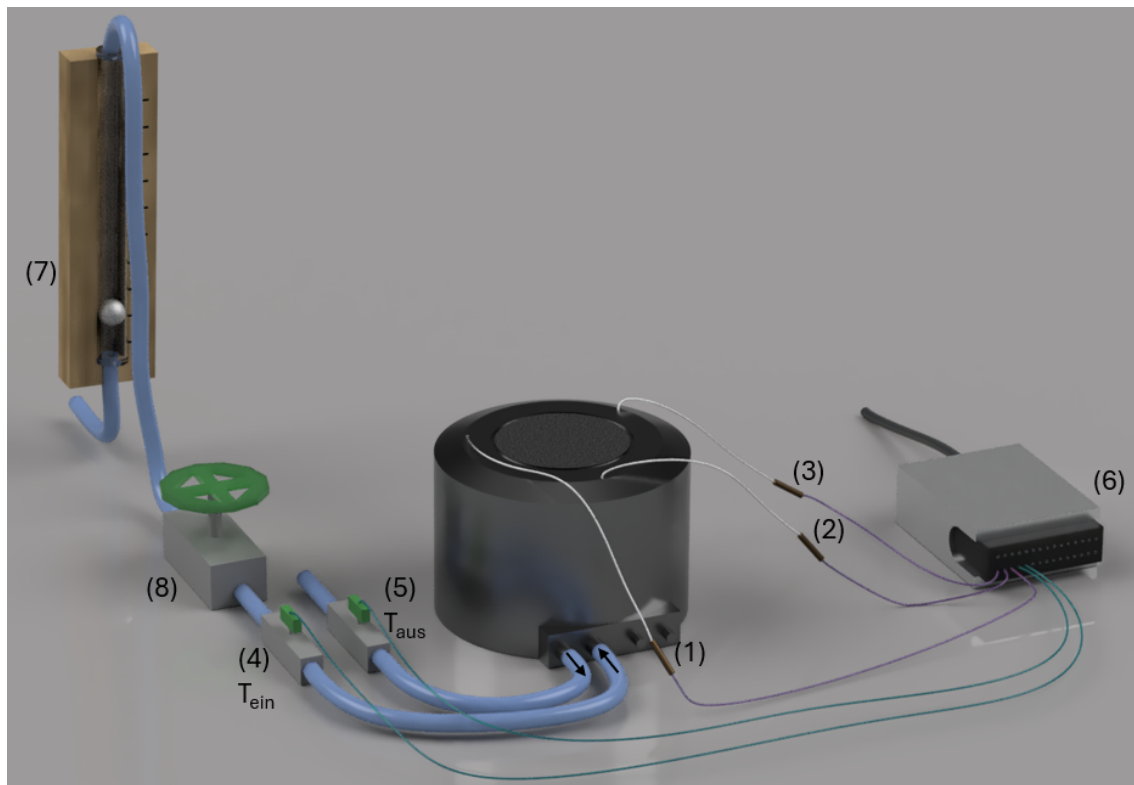


Abbildung 4.1: Schematischer Versuchsaufbau zur Bestimmung der Kühlleistung der verbauten Kühlspirale.

4.1.3 Versuchsdurchführung

Vor Beginn des Versuchs wird der Brenner für 30 Minuten mit Kühlwasser einer Temperatur von $10 - 13^\circ\text{C}$ bei nicht entzündetem Brenner und maximaler Durchflussrate heruntergekühlt, um stationäre Kühlwassertemperaturen zu erreichen. Nach diesen 30 Minuten wird der Kühlwasserstrom durch das Drehventil so eingestellt, dass der Volumenstrom dem gewünschten Wert entspricht.

Vor Beginn der Messung werden folgende Schritte durchgeführt:

1. Das Gasgemisch wird durch Einstellung des Massenflussreglers mittels Matlab-Skripts vorbereitet.
2. Das Gas wird entzündet und gleichzeitig wird die Messung in LabVIEW gestartet.

Die Messung dauert 60 Minuten, um annähernd stationäre Bedingungen zu erreichen. Das LabVIEW-Programm zeichnet die Temperaturwerte mit einer Frequenz von 4 Hz auf und speichert diese ab.

Die beschriebene Prozedur wird für die folgenden Massenströme durchgeführt: 0,2 l/min; 0,4 l/min; 0,8 l/min und 2,0 l/min.

4.1.4 Versuchsauswertung

Zur Bestimmung der Kühlleistung wird der erste Hauptsatz der Thermodynamik für die in Abbildung 3.1 abgebildete Kühlspirale aufgestellt. Man nimmt an, dass es keine Arbeitsströme gibt, das Problem stationär ist und das Wasser in guter Näherung als inkompressibel angesehen werden kann. Dadurch ergibt sich aus (2.4):

$$\dot{Q}_{\text{Kühl}} + \dot{m}_{\text{ein}} \left(h + \frac{v_c^2}{2} + gz \right)_{\text{ein}} - \dot{m}_{\text{aus}} \left(h + \frac{v_c^2}{2} + gz \right)_{\text{aus}} = 0 \quad (4.1)$$

Da die Kühlspirale nur eine Zuleitung und eine Ableitung des Kühlwassers besitzt, müssen die Massenströme nach der Massenerhaltung identisch sein: $\dot{m}_{\text{ein}} = \dot{m}_{\text{aus}} = \dot{m}$. Da die Rohrdurchmesser an beiden Anschlüssen der Kühlspirale gleich sind, können durch die Kontinuitätsgleichung aus Kapitel 2.1.1 die Geschwindigkeiten gleichgesetzt werden.

Unter der Annahme, dass Zuleitung und Ableitung auf gleicher Höhe stattfinden, gilt $z_{\text{ein}} = z_{\text{aus}}$.

Durch diese Annahmen vereinfacht sich (4.1) zu:

$$\dot{Q}_{\text{Kühl}} + \dot{m} (h_{\text{ein}} - h_{\text{aus}}) = 0 \quad (4.2)$$

Nutzt man nun die Relation für die Änderung der Enthalpie (2.7) und geht von einer inkompressiblen Flüssigkeit aus, so vereinfacht sich diese zu:

$$dh = c \cdot dT \quad (4.3)$$

Eingesetzt in (4.2), nach der Kühllleistung aufgelöst und der Massenstrom ausgedrückt durch $\dot{m} = \rho \cdot \dot{V}$, ergibt sich:

$$\dot{Q}_{\text{Kühl}} = \rho \cdot \dot{V} \cdot c \cdot (T_{\text{aus}} - T_{\text{ein}}) \quad (4.4)$$

wobei \dot{V} der Volumenstrom des Kühlwassers und c die spezifische Wärmekapazität von Wasser ist.

Die angenommenen Fluideigenschaften für Wasser sind Tabelle 4.1 zu entnehmen.

Fluideigenschaft	Wert
Dichte ρ	1000 kg · m ⁻³
Wärmekapazität c	4180 J · kg ⁻¹ · K ⁻¹

Tabelle 4.1: Materialparameter Wasser.

Mithilfe eines Matlab-Skripts werden die Temperatur-Daten der Messung eingelesen. Abbildung 4.2 zeigt die Temperaturdifferenz von Einlass und Auslass. Abbildung 4.3 zeigt die durch die Thermoelemente aufgenommene Entwicklung der Temperatur des Brenners.

Zur Bestimmung des Temperaturunterschieds zwischen Einlass und Auslass wird die mittlere Temperaturdifferenz von Minute 50 bis 60 bestimmt.

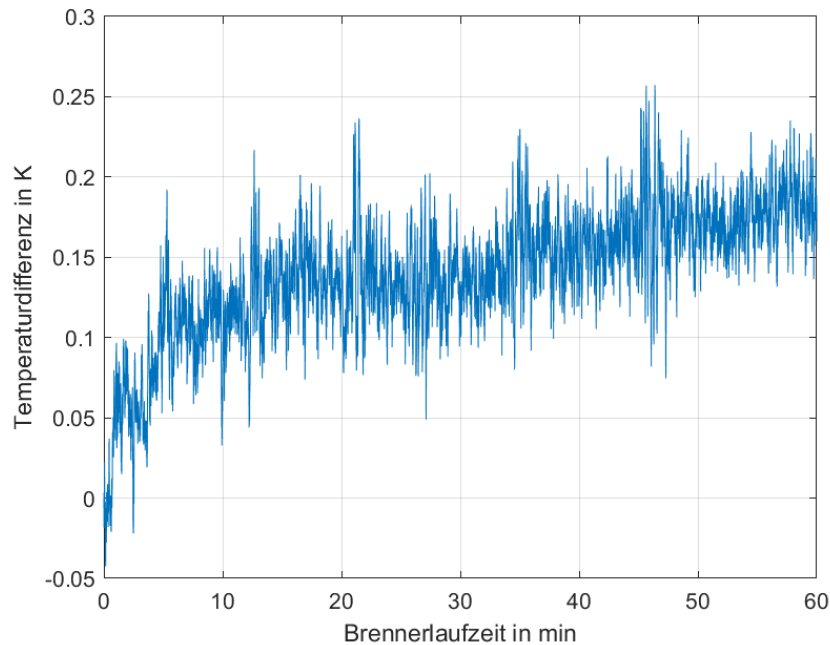


Abbildung 4.2: Temperaturdifferenz des Kühlwassers ($T_{aus} - T_{ein}$) bei 0,8 l/min.

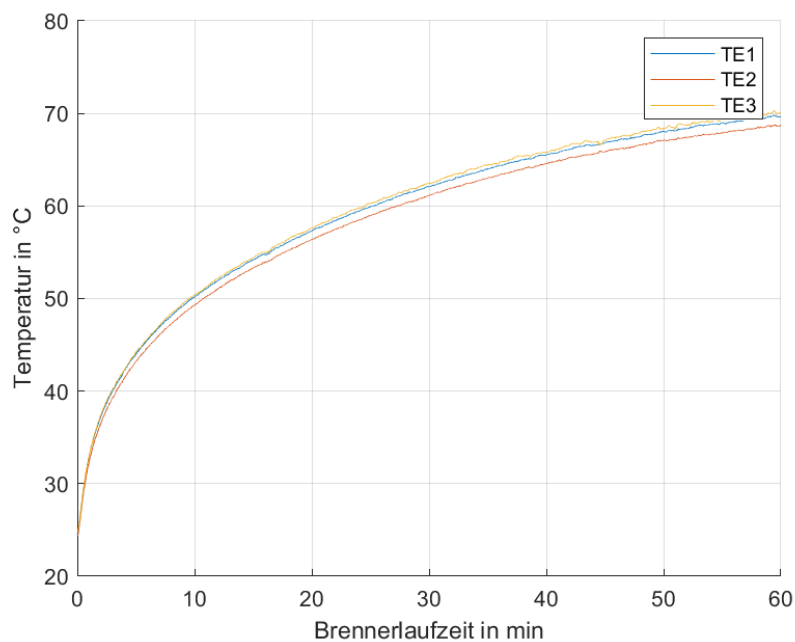


Abbildung 4.3: Temperaturentwicklung des Brenners, gemessen durch Thermoelemente bei 0,8 l/min. Dabei sind TE1, TE2 und TE3 die Thermoelemente in den Bohrungen 1, 2 und 3 (aus Abbildung 3.2).

4.1.5 Ergebnis

Um die ermittelten Kühlleistungen bewerten zu können, wäre es wünschenswert, den Wärmeeintrag durch die Brennerflamme zu kennen. Ist dieser bekannt, kann mittels Energieerhaltung die Plausibilität der Ergebnisse überprüft werden. Da sich der Wärmeeintrag experimentell nur sehr umständlich ermitteln lässt, wurde im

Zuge dieser Arbeit zusätzlich eine 1D-Verbrennungssimulation durchgeführt. Diese ist nicht elementarer Teil dieser Arbeit und wird nur aus Plausibilitätsgründen verwendet. Genauere Details zum Aufbau der Simulation finden sich in Kapitel 1.1. Aufgrund der Gitterpunktstreuung eignet sich INSFLA (Inhouse-Code) besonders dafür, Gradienten effizient zu bestimmen. Da die Gaszusammensetzung an jedem Rechenpunkt bekannt ist, kann daraus die Wärmeleitfähigkeit berechnet werden [25]. Dadurch ist es möglich, die Wärmestromdichte, die sich in unmittelbarer Nähe zur Brenneroberfläche einstellt, simulativ zu bestimmen.

Die durch die Simulation bestimmten Wärmestromdichten sind in Tabelle 4.2 aufgetragen, wobei die Brenneroberflächentemperatur durch eine Dirichlet-Randbedingung modelliert wurde, was bedeutet, dass diese als konstant angenommen wird. Multipliziert man die Wärmestromdichte mit der Brennerfläche, so erhält man den Wärmestrom und damit den Wärmeeintrag durch die Brennerflamme. Es zeigt sich, dass der Wärmestrom mit steigender Oberflächentemperatur zunimmt, was auch zu erwarten ist.

Gastemperatur	Wärmestromdichte	Wärmestrom
293 K	$6,06 \cdot 10^4 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$	29,75 W
373 K	$6,94 \cdot 10^4 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$	34,05 W

Tabelle 4.2: Wärmeströme aus Simulation.

In Tabelle 4.3 sind zum einen die Temperaturdifferenzen des Kühlwassers und zum anderen die sich dadurch ergebenden Kühlleistungen aufgelistet. Die Berechnung der Kühlleistungen erfolgt durch Gleichung 4.4 mit den zuvor in Tabelle 4.1 festgelegten Materialparametern von Wasser.

Volumenstrom	Temperaturdifferenz	Kühlleistung
0,2 l/min	1,77 K	24,66 W
0,4 l/min	0,48 K	13,32 W
0,8 l/min	0,18 K	9,85 W
2,0 l/min	0,13 K	17,49 W

Tabelle 4.3: Kühlleistung aus Experiment.

Wie man erkennen kann, ist die Kühlleistung mit 9,85 W bis 24,66 W geringer als der Wärmeeintrag durch die Flamme. Dies war zu erwarten, da, wie in Abbildung 4.3 gezeigt, die Temperatur des Brennergehäuses bei entzündeter Flamme im Laufe der Zeit zunimmt. Wäre ein ausreichendes Kühlsystem verbaut, würde man erwarten, dass sich auch die Temperatur des Brennergehäuses bei entzündeter Flamme mit der Zeit nicht maßgeblich ändert.

Die starken Schwankungen der Kühlleistungen lassen sich nur schwer erklären. Wie in der Motivation 4.1.1 beschrieben, würde man erwarten, dass diese über alle Volumenströme hinweg gleichbleiben. Betrachtet man die Graphen der Thermoelemente, die am Brenner verbaut sind (Abbildung 4.3), ist es auffällig, dass diese bei allen Messungen nahezu identisch sind. Dies steht im Widerspruch zu den starken Schwankungen der Kühlleistung. Mögliche Ursachen sind Pulsationen in der Kühlwasserzuleitung, welche auch während des Versuchs beobachtet wurden, Abweichungen der Thermoelemente und nicht exakt eingestellte Volumenströme.

Die Pulsationen wurden durch den Volumenstrommesser beobachtet. Der Schwimmkörper pendelte dabei um die Markierung des eingestellten Volumenstroms in gleichmäßigen Intervallen von ca. 2 Sekunden. Dies würde das starke Rauschen der Kühlwassertemperaturen erklären. Dennoch würde man erwarten, dass sich das Intervall der Pulsationen nicht ändert und dadurch der Mittelwert der Temperaturdifferenz von Einlass zu Auslass unbeeinflusst bleibt.

Der Fehler durch die Thermoelemente ist schwer einzuschätzen. Diese wurden zuvor bei einem anderen Versuch benutzt und sind aufgrund der Architektur nicht einsehbar, weshalb eine visuelle Kontrolle der Messelemente auf deren Zustand nicht möglich ist.

Die Einstellung des Volumenstroms erfolgt, wie in 4.1.2 beschrieben, durch ein Drehventil in Kombination mit einem analogen Volumenstrommesser. Durch die zuvor beschriebenen Pulsationen gestaltete sich die Einstellung schwierig. Dennoch werden Genauigkeiten von $\pm 0,021/\text{min}$ erwartet.

Die abschätzbaren Fehler durch Pulsationen und Einstellung des Volumenstroms erklären nicht die Stärke der Varianz, die bei den Kühlleistungen beobachtet wird. Somit ist zu vermuten, dass der Hauptfehler in den genutzten Thermoelementen der Kühlleitungen liegt.

Trotzdem wurde gezeigt, dass die Kühlleistung des im Brenner verbauten Kühlsystems nicht ausreichend ist, um den Wärmeeintrag durch die Brennerflamme abzuführen, was auch an den Graphen der Thermoelemente am Brenner (Abbildung 4.3) zu erkennen ist. Diese Beobachtung erschwert die Durchführbarkeit der Experimente unter klar definierten Randbedingungen. Es wäre wünschenswert, wenn sich Randbedingungen, wie z.B. die Brenneroberflächentemperatur, durch eine justierbare Kühlleistung einstellen ließen, um die Temperatursensitivität genauer untersuchen zu können.

4.2 Thermografie bei definierter Brennerlaufzeit

4.2.1 Motivation

Die Brennermatrix besteht, wie in Kapitel 3.1 beschrieben, aus einem Sintermetall mit einer Porengröße von ca. 50 μm . Es wird angenommen, dass sich die Temperatur des Gases der Matrixtemperatur annähert. Dies ist darauf zurückzuführen, dass die Matrix eine geringe Porengröße aufweist und das Gas lange Wege durch die Matrix zurücklegt. Möchte man die Matrixtemperatur messen, ohne die Strömungen zu beeinflussen — wie es beispielsweise bei einer Bohrung der Fall wäre —, kann man als Näherung die Oberflächentemperatur messen. Dies ist möglich, da es sich bei der Matrix um einen Festkörper handelt und aufgrund der Wärmeleitung angenommen werden kann, dass sich in tiefer liegenden Schichten der Matrix ähnliche Temperaturen wie an der Oberfläche einstellen. Strömt ein Gas durch die Matrix, wird es somit kontinuierlich erwärmt und erreicht bei Austritt aus der Matrix näherungsweise die Temperatur der Oberfläche.

Zur Bestimmung der Gastemperatur wird die Oberflächentemperatur mittels Thermografiekamera gemessen. Da die Thermografie nicht bei entzündetem Brenner durchgeführt werden kann, wird die Brennerflamme für die Messung gelöscht. Um Aussagen über die Entwicklung der Oberflächentemperatur bei entzündetem Brenner zu erhalten, wird die Brennerlaufzeit und somit die Zeit des Wärmeeintrags durch die Brennerflamme variiert. Dies soll Aufschluss über die Korrelation bzw. Abweichung zwischen den bisher verwendeten Thermoelementen und der tatsächlichen Oberflächen- bzw. Gastemperatur geben.

Um die Mechanismen des Wärmeabtransports genau zu spezifizieren, wird zunächst nach dem Erlöschen der Flamme das Gas weiterhin ausströmen gelassen und anschließend die gleiche Messreihe ohne ausströmendes Gas durchgeführt. Dies soll klären, ob die Konvektion über die Kühlspirale, die Wärmeleitung an das Brennergehäuse oder die Konvektion durch das ausströmende Gas der primäre Kühlmechanismus ist.

4.2.2 Kalibrierung

Zur Bestimmung des Emissionskoeffizienten der Matrix wird eine Kalibrierungsprobe genutzt. Diese wurde sandgestrahlt (1) und auf einer Hälfte geschwärzt (2). Auf jeder Hälfte der Probe wurde eine Nut gefräst, um Thermoelemente des Typs N zu befestigen (3)(4) (vgl. Abbildung 4.4). Ziel der Oberflächenbehandlung ist die Nachbildung der Oberflächencharakteristik der Brennermatrix. Die geschwärzte Hälfte dient der Kalibrierung und soll einem schwarzen Strahler ähneln. Unter der Annahme eines Emissionskoeffizienten von $\epsilon = 1$ kann die schwarze Hälfte zur Validierung der Messwerte zwischen den eingelassenen Thermoelementen und der Thermografiekamera verwendet werden.

Die Probe wird in einen Halter gespannt und die Thermoelemente werden mit dem NI-DAQ-Board verbunden, welches über ein USB-Kabel mit einem Laptop verbunden ist. Die Temperaturen werden durch ein LabVIEW-Programm mit einer Frequenz von 4 Hz aus den Thermoelementen erfasst und in einer Excel-Datei gespeichert. Die Thermografiekamera wird auf einem Stativ befestigt und auf die Oberfläche der Probe fokussiert.

Die Probe wird durch einen Heißluftföhn gleichmäßig über die Oberfläche erhitzt. Nach dem Erhitzungsvorgang werden die Thermografieaufnahmen und die

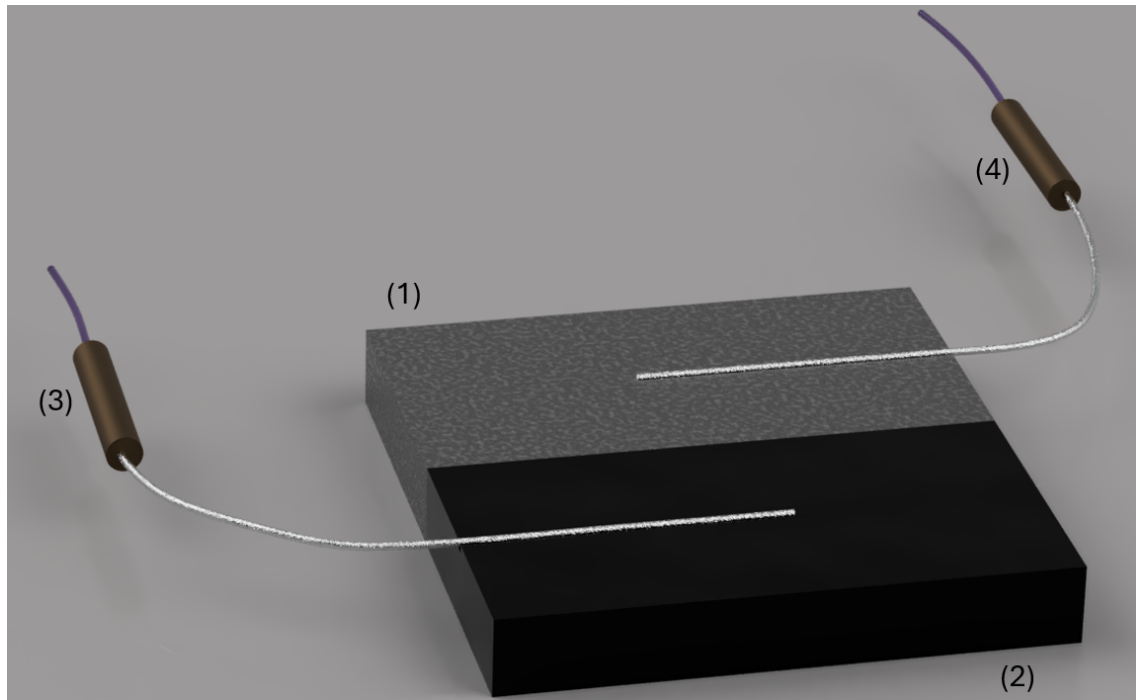


Abbildung 4.4: Sandgestrahlte Kalibrierungsprobe für die Thermografiekamera.

Temperaturmessungen gestartet. Der Vorgang des Erhitzens und Messens wird für Emissionskoeffizienten in Abstufungen von $\Delta\epsilon = 0,05$ im Bereich zwischen 0,45 und 1 wiederholt.

Das Ergebnis dieser Messungen zeigt, dass die nicht geschwärzte Seite der Probe bei einem Emissionskoeffizienten von 0,55 am besten mit den durch die Thermoelemente gemessenen Temperaturen übereinstimmt. Es wird angenommen, dass der tatsächliche Emissionswert der Brennermatrix in dem durch die Kalibrierung bestimmten Bereich liegt, weshalb der bestimmte Emissionswert in den folgenden Messungen verwendet wird. Die Literatur bestätigt diese Beobachtung, indem Emissionskoeffizienten für raue Edelstahloberflächen von $\epsilon = 0.4 - 0.6$ angegeben werden [26, 27, 28, 29, 30].

4.2.3 Versuchsaufbau

Der schematische Versuchsaufbau ist in Abbildung 4.5 dargestellt, auf die im folgenden Abschnitt referenziert wird. Bei der Thermografiekamera (1), werden eine Makrolinse und Vorsatzlinsen verwendet, um die Struktur der Brennermatrix bestmöglich aufzunehmen. Die Thermografiekamera wird auf einem Stativ befestigt und so ausgerichtet, dass die Brennermatrix das aufgenommene Bild vollständig ausfüllt. Durch die Verwendung der Vorsatzlinsen und die Justierung des Stativs wird die Matrixoberfläche präzise fokussiert.

An den Bohrungen des Brenners (siehe Abbildung 3.2) werden Thermoelemente des Typs N installiert, die über ein NI-DAQ-Board (2) ausgelesen werden. Das NI-DAQ-Board ist mittels USB-Kabel mit einem Laptop verbunden.

Die Thermografiekamera wird auf eine Bildwiederholungsrate von 10 Hz und einen Emissionswert von 0,55 eingestellt. Die Temperaturdaten werden mit einer Frequenz von 4 Hz aufgezeichnet. Der Brenner wird mit einem Massenstrom von $\dot{m} = 0,1 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2\text{s}}$ und einem stöchiometrischen Verhältnis von $\phi = 1,0$ betrieben.

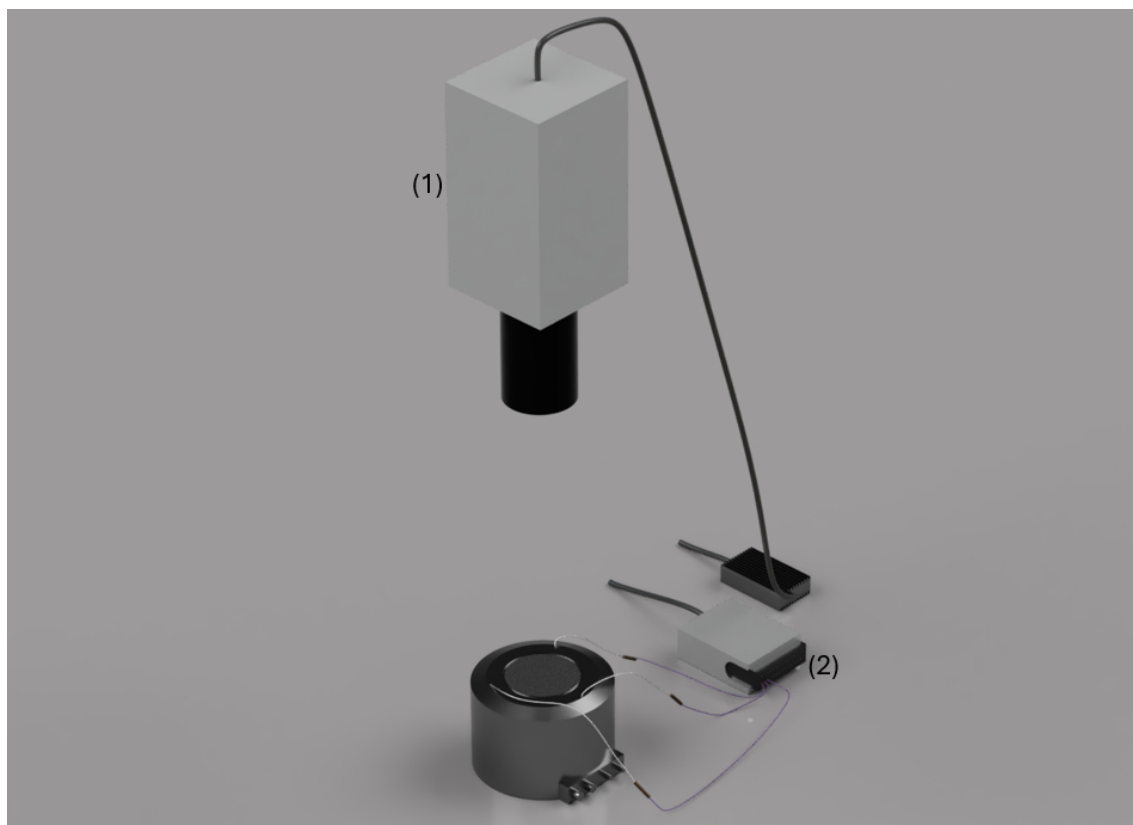


Abbildung 4.5: Versuchsaufbau zur Bestimmung der Oberflächentemperatur durch Thermografie.

4.2.4 Versuchsdurchführung

Vor Versuchsbeginn wird der Volumenstrom des Kühlfluides auf den maximal möglichen Wert eingestellt und bei ausgeschaltetem Brenner 30 Minuten lang betrieben, um einen stationären Referenzzustand zu gewährleisten. Da zum Zeitpunkt der Messung weitere Abnehmer im hausinternen Kühlwassersystem waren, war der maximal mögliche Volumenstrom des Kühlfluides 1,6 l/min. Der beobachtete Temperaturunterschied ($T_{\text{aus}} - T_{\text{ein}}$) selbst bei der kleinsten Durchflussrate des Kühlfluides aus Versuch 4.1 ist im Vergleich zum Temperaturunterschied zwischen der Oberflächentemperatur und der Kühlwassertemperatur extrem klein, wodurch der eingestellte Volumenstrom des Kühlfluides keinen signifikanten Einfluss auf die Ergebnisse der Messungen hat. Nach diesen 30 Minuten wird der Referenzzustand mittels Thermografiekamera und den am Brennergehäuse angebrachten Thermoelementen definiert.

Nach der Aufnahme des Referenzzustandes werden folgende Schritte durchlaufen:

Vorbereitung:

Die Linse der Thermografiekamera wird vor dem Entzünden des Gases abgedeckt, um Schäden zu vermeiden.

Durchführung:

Der Brenner wird für eine definierte Zeit entzündet. Vor dem Erlöschen der Flamme wird die Abdeckung entfernt. Die Messung mittels Thermografiekamera und Thermoelementen wird kurz vor dem Erlöschen der Flamme gestartet, um anschließend im Post-Processing den Erlöschungsvorgang identifizieren zu

können und somit eine Vergleichbarkeit zu gewährleisten. Der Erlöschungsvorgang wird entweder durch das Stoppen der Gaszufuhr (bei Versuchen ohne Gasausströmung nach dem Erlöschen der Flamme) oder durch Ausblasen (bei Versuchen mit Gasausströmung nach dem Erlöschen der Flamme) realisiert. Die Messdauer beträgt 30 Sekunden.

Nachbereitung:

Bei der Messvariante mit ausströmendem Gas wird die Gaszufuhr gestoppt. Um die Vergleichbarkeit der Messungen sicherzustellen, wird bei laufendem Kühlwasser gewartet, bis der zu Beginn aufgenommene Referenzzustand durch Thermografiekamera und Thermoelemente wieder erreicht ist. Dies erfolgt durch den Vergleich der Thermografiebilder und der Temperaturen, die durch die Thermoelemente aufgenommen werden.

Dieser Vorgang wird für die folgenden Brennerlaufzeiten jeweils zweimal mit ausgeschaltetem und zweimal mit eingeschaltetem Gas nach dem Erlöschen der Brennerflamme durchgeführt: 30 s; 60 s; 90 s; 150 s und 300 s.

4.2.5 Versuchsauswertung

Für diesen Versuch ist die Brenneroberflächentemperatur während der Entzündung der Brennerflamme von Interesse. Diese direkt zu bestimmen ist mittels Thermografie nicht möglich, weshalb die Temperaturen unmittelbar nach dem Erlöschen der Flamme bestimmt werden. Es wird angenommen, dass diese Messwerte näherungsweise den Oberflächentemperaturen während der entzündeten Brennerflamme entsprechen, da signifikante Abkühleffekte innerhalb eines begrenzten Zeitintervalls nach dem Erlöschen der Flamme nicht auftreten können.

Die Thermografieaufnahmen werden mit dem Programm **Infratec 3.0** durchgeführt und exportiert. Diese Aufnahmen werden durch ein Matlab-Skript eingelesen, welches mehrere Plots erstellt:

- Einen Plot der das Temperaturfeld der Brenneroberfläche 200 ms nach dem Erlöschen des Brenners zeigt (siehe Abbildung 4.6).
- Einen Plot der Temperaturverläufe über die Messdauer, bei denen die Temperaturen entlang verschiedener Radien gemittelt werden (siehe Abbildung 4.7).

Um die gewünschte Temperatur der Brenneroberfläche zum Zeitpunkt des Erlöschens der Brennerflamme zu ermitteln, werden die generierten Temperaturverläufe genutzt. Die Temperatur wird 200 ms nach dem Erlöschen notiert. Der Erlöschungsvorgang ist durch starke Gradienten in den Temperaturverläufen zu erkennen (siehe Abbildung 4.7). Die resultierenden Temperaturen werden in Abbildung 4.8 dargestellt, wobei für jede Brennerlaufzeit vier Messungen durchgeführt wurden (siehe Kapitel 4.2.4).

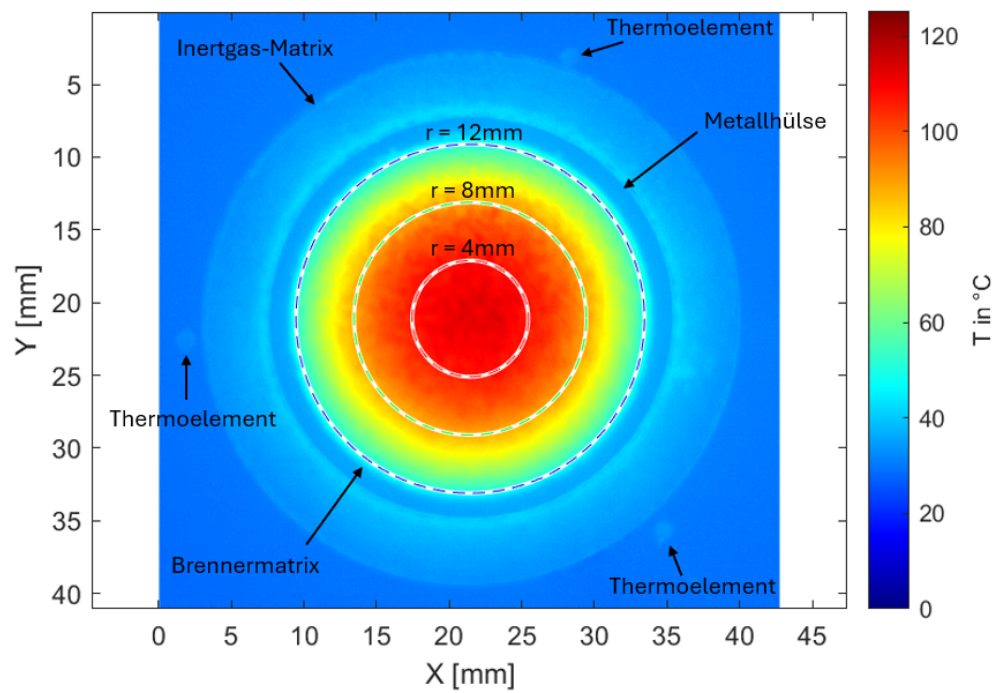


Abbildung 4.6: Thermografieaufnahme des Brenners 200 ms nach dem Erlöschen der Flamme. Brennerlaufzeit: 30 s

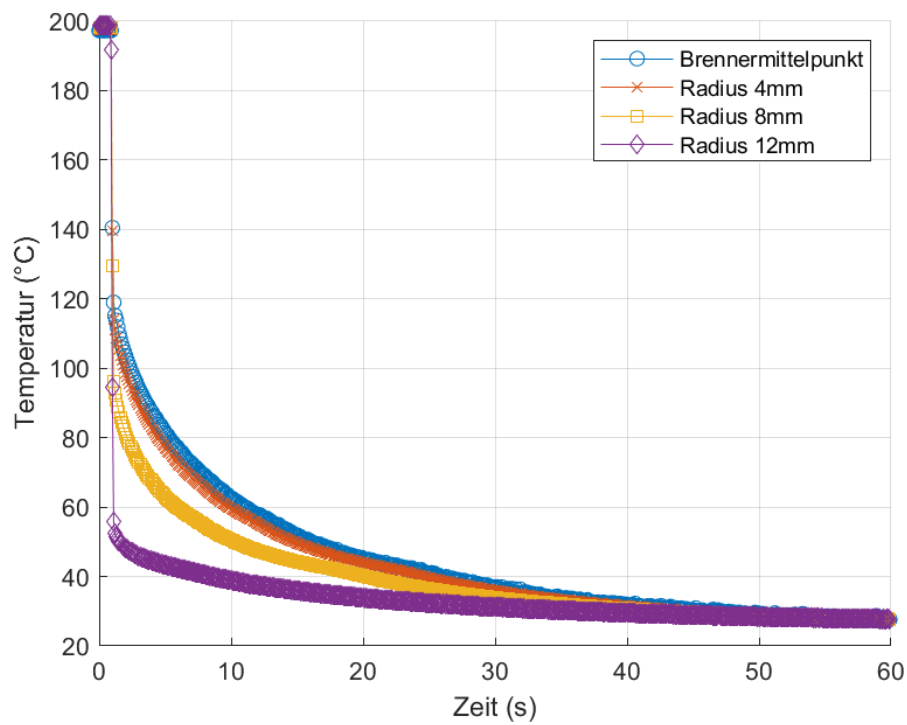


Abbildung 4.7: Temperaturverläufe der entlang der Radien aus Abbildung 4.6 gemittelten Temperaturen. Brennerlaufzeit: 30 s

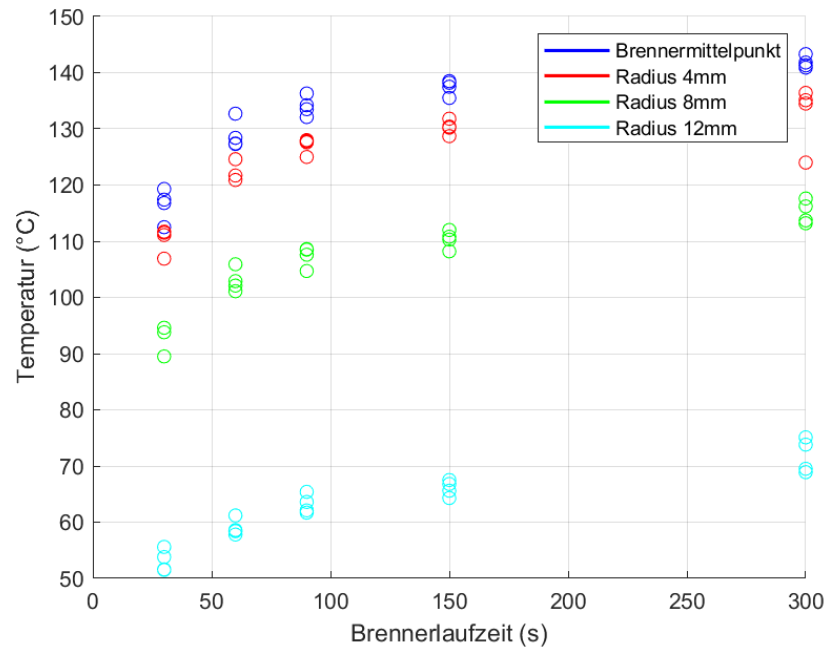


Abbildung 4.8: Gemittelte Temperaturen entlang definierter Radien (siehe Abbildung 4.6 über die Brennerlaufzeit. Es wurden vier Messungen pro Brennerlaufzeit durchgeführt, davon zwei mit Gasausströmung nach Flammenverlöschung und zwei ohne.

Zur Überprüfung der Korrelation von Thermoelementen und Thermografiekamera werden die erzielten Spitzentemperaturen aus den Daten der Thermoelemente notiert (siehe Abbildung 4.9).

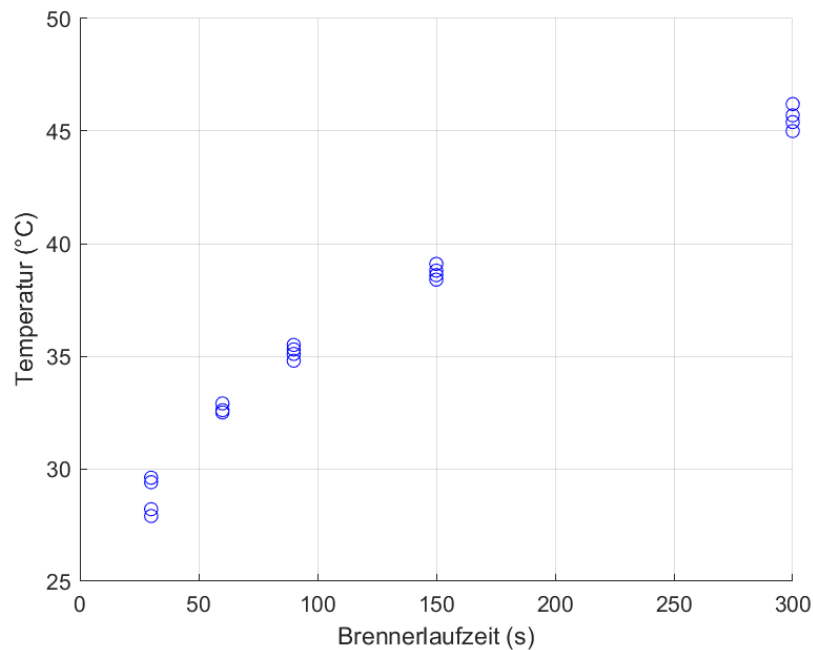


Abbildung 4.9: Gehäusetemperaturen, aufgenommen durch die Thermoelemente aus Abbildung 4.6 aufgetragen über die Brennerlaufzeit. Es wurden vier Messungen pro Brennerlaufzeit durchgeführt, davon zwei mit Gasausströmung nach Flammenverlöschung und zwei ohne.

Zur Analyse des Wärmeabtransports werden die Abkühlkurven von Messungen mit gleicher Brennerlaufzeit verglichen (siehe Abbildung 4.10). Dabei werden Messungen mit eingeschaltetem Gas nach dem Erlöschen der Flamme und ausgeschaltetem Gas nach dem Erlöschen der Flamme gegenübergestellt.

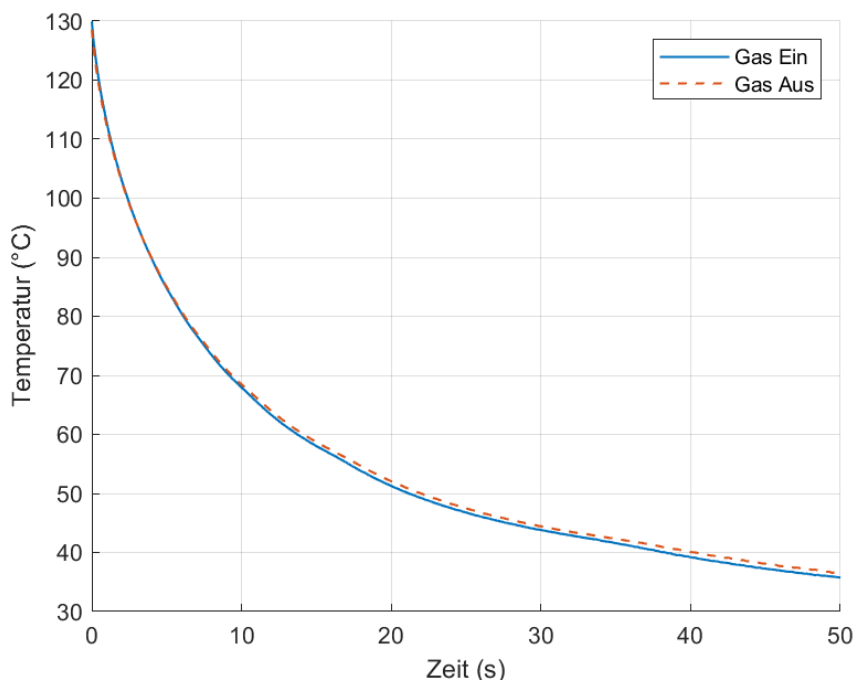


Abbildung 4.10: Abkühlkurven bei eingeschaltetem und ausgeschaltetem Gas nach dem Erlöschen der Brennerflamme. Über einen Kreis des Radius 4 mm (siehe Abbildung 4.6) gemittelt, Brennerlaufzeit: 150 s

4.2.6 Ergebnis

Wie in Abbildung 4.6 zu erkennen ist, bilden sich bei laufendem Brenner deutliche Temperaturgradienten auf der Brenneroberfläche aus. Werden die Temperaturen entlang verschiedener Radien betrachtet (siehe Abbildung 4.10), so zeigen sich konstant hohe Temperaturunterschiede von etwa 70 °C zwischen der Temperatur im Zentrum und der Temperatur bei einem Radius von 12 mm. Es lässt sich zudem ein klarer Trend erkennen, dass sich die Temperaturen der verschiedenen Radien, 200 ms nach dem Erlöschen der Flamme, mit zunehmender Brennerlaufzeit erhöhen.

Wie aus Abbildung 4.10 hervorgeht, macht es keinen signifikanten Unterschied, ob das Gas nach dem Erlöschen der Flamme weiter ausströmt oder nicht. Somit wurde gezeigt, dass der Kühleffekt durch die Konvektion des strömenden Gases vernachlässigbar klein ist.

Alle gemessenen Temperaturen – selbst bei einem Radius von 12 mm – sind höher als die durch die Thermoelemente aufgezeichneten Temperaturen (siehe Abbildung 4.9). Dies war zu erwarten, da die Thermoelemente außerhalb der Inertgasmatrix montiert sind und daher die Gehäusetemperatur des Brenners messen, nicht aber die Matrixtemperatur. Die Matrixtemperatur im Zentrum, gemessen 200 ms nach dem Erlöschen der Flamme, liegt in allen Messungen etwa 100 °C höher als die durch die Thermoelemente erfassten Temperaturen.

Werden die Temperaturverläufe bei Verlängerung der Brennerlaufzeit betrachtet (siehe Abbildung 4.8), zeigt sich, dass sich die Temperaturen von 150 s auf 300 s Brennerlaufzeit nur noch um etwa 5 °C verändern. Im Vergleich dazu ändern sich die Temperaturen von 90 s auf 150 s um etwa 10 °C. Es ist näherungsweise zu beobachten, dass eine Verdopplung der Brennerlaufzeit zu einem Temperaturanstieg von etwa 5 °C führt. Aus dieser Beobachtung lässt sich schließen, dass der Temperaturanstieg bei weiterer Erhöhung der Brennerlaufzeit immer weiter abnimmt und sich einem nahezu stationären Wert annähert.

Diese Diskrepanz wirft die Frage auf, wie der Kühlmechanismus des Brenners tatsächlich funktioniert. Mögliche Kühlmechanismen sind, wie zuvor beschrieben, die Konvektion über die Kühlspirale, die Wärmeleitung an das Brennergehäuse oder die Konvektion durch das ausströmende Gas. Letzteres wurde bereits widerlegt. Das Ergebnis aus Versuch 4.1 deutet darauf hin, dass die Kühlleistung durch die Konvektion in der Kühlspirale nicht ausreicht, um den Wärmeeintrag durch die Brennerflamme abzuführen.

Wäre der primäre Kühlmechanismus die Kühlung durch die Kühlspirale, würden sich keine Temperaturgradienten auf der Brenneroberfläche ausbilden, da die Wärmeleitung orthogonal zur Brenneroberfläche stattfinden würde. Da jedoch Temperaturgradienten auf der Oberfläche beobachtet werden, stellt sich die Frage, warum dies der Fall ist. Es ist naheliegend, dass sich die Temperaturgradienten durch die Metallhülse zwischen Brennermatrix und Intergasmatrixring (siehe Abbildung 4.17) ausbilden, welche als Wärmesenke fungiert. Die Metallhülse ist mit dem äußeren Brennergehäuse, in welchem sich die Thermoelement-Bohrungen befinden, verpresst (siehe Abbildung 4.17). Dadurch ist davon auszugehen, dass die Metallhülse die Wärme an das äußere Brennergehäuse durch Wärmeleitung abführt. Da das Brennergehäuse eine große Oberfläche hat, wird es durch die Umgebungsluft gekühlt.

Betrachtet man Abbildung 4.9, so erkennt man auch hier einen Temperaturanstieg von etwa 5 °C bei Verdoppelung der Brennerlaufzeit. Dies unterstützt die Annahme, dass die Kühlung der Brennermatrix über die Wärmeleitung an das Brennergehäuse erfolgt und somit sowohl die konstanten Temperaturgradienten als auch der konstante Temperaturanstieg erklärt werden können.

Somit wird angenommen, dass die Kühlung des Brenners zum einen durch die Kühlspirale und zum anderen durch die Wärmeleitung von der Brennermatrix an die Metallhülse und damit an das Brennergehäuse stattfindet. Da es nicht möglich ist, die Brennergehäusetemperatur zu regulieren, gestaltet es sich schwierig, reproduzierbare Versuche durchzuführen, bei denen der Brenner nicht erst auf eine stationäre Temperatur erwärmt wird. Optimal wäre, wie auch schon in Versuch 4.1 beschrieben, ein Kühlsystem, welches regulierbar ist und somit eine Einstellung der Brenneroberflächentemperatur erlaubt.

4.3 Thermografie bei definierter Brennerlaufzeit mit Standardbrenner

4.3.1 Motivation

Da sich nach den ersten Thermografieaufnahmen starke Diskrepanzen zwischen den erwarteten Oberflächentemperaturen und den tatsächlich gemessenen Temperaturen ergaben, wird der Versuch der Thermografie bei einer definierten Brennerlaufzeit nun auch mit dem in der Literatur häufiger verwendeten Standardbrenner (beschrieben in der Einleitung) durchgeführt. Dieser Standardbrenner hat wie der zu untersuchende Brenner eine Sintermatrix, unterscheidet sich jedoch hinsichtlich Durchmesser und Dimension der in das Sintermetall eingelassenen Kühlspirale. Der Versuch soll klären, ob der bisher verwendete Brenner defekt ist oder ob die Abweichungen zwischen Soll- und Ist-Temperatur allgemein durch die Art des Brenners bedingt sind.

4.3.2 Versuchsaufbau

Der Versuchsaufbau entspricht dem des zuvor beschriebenen Versuchs zur Thermografie bei definierter Brennerlaufzeit. Der einzige Unterschied besteht im verwendeten Brenner. Anstelle des zu untersuchenden Brenners, wird hier der McKenna-Brenner (Firma: Holthuis, Modell: LPSS) mit einem Durchmesser von 60,45 mm genutzt.

4.3.3 Versuchsdurchführung

Die Versuchsdurchführung ist analog zum Versuch 4.2 und kann diesem entnommen werden.

4.3.4 Versuchsauswertung

Die Versuchsauswertung erfolgt analog zum Versuch 4.2 und kann diesem entnommen werden.

4.3.5 Ergebnis

Auch bei diesem Brenner sind hohe Temperaturunterschiede zwischen Brennermitte und Rand der Brennermatrix von ca. 60 °C zu erkennen (siehe Abbildung 4.12).

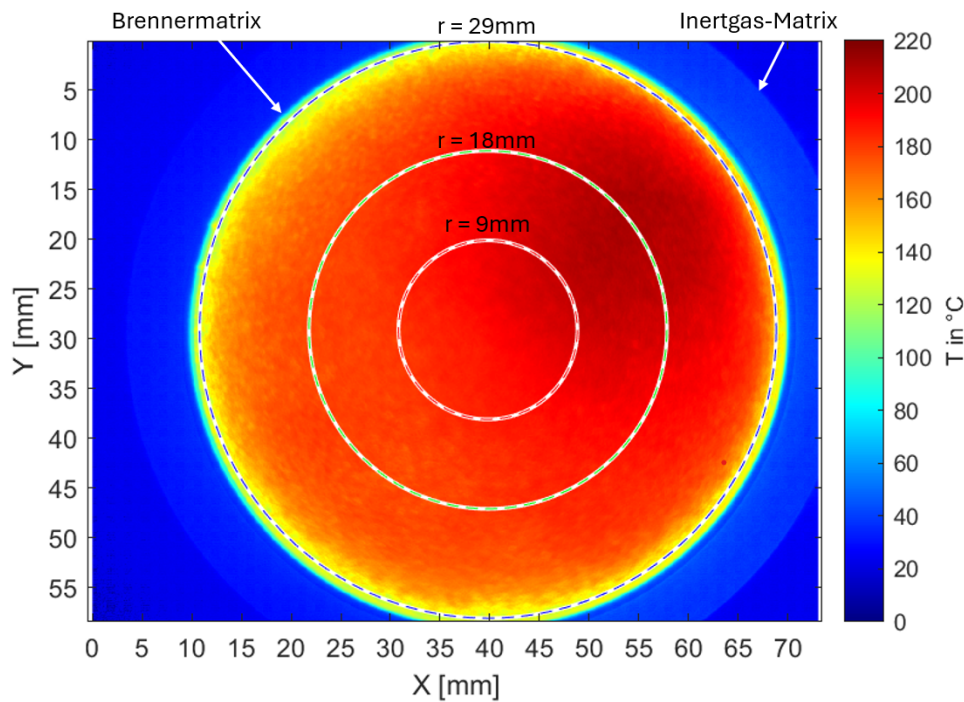


Abbildung 4.11: Thermografieaufnahme des Standardbrenners 200 ms nach dem Erlöschen der Flamme. Brennerlaufzeit: 90 s

Eine Verdopplung der Brennerlaufzeit bewirkt bei diesem Brenner eine Temperaturerhöhung von ca. 10 °C. Dieses Verhalten ist auch bei den Thermoelementen zu beobachten (siehe Abbildung 4.13).

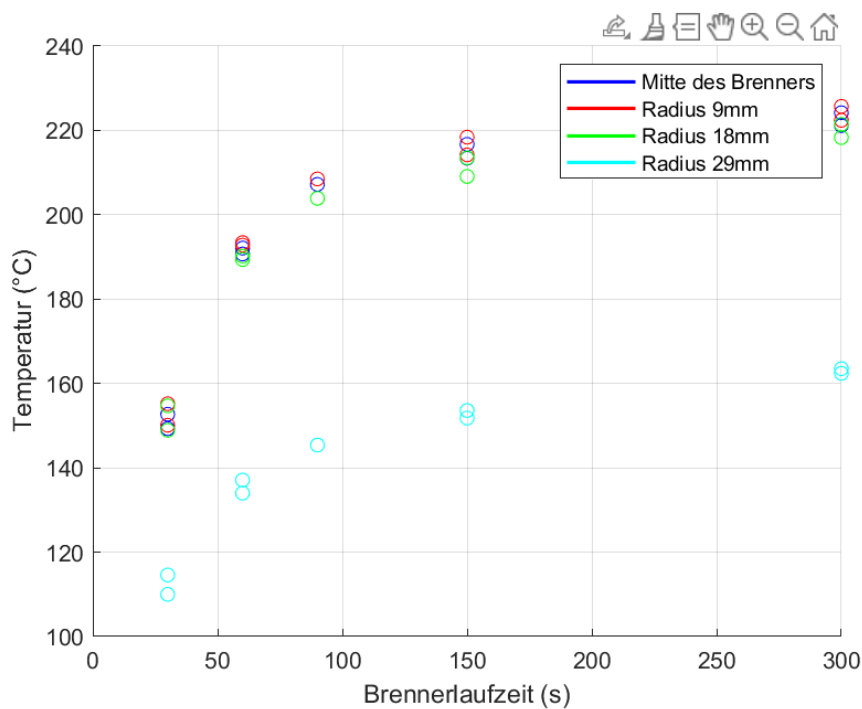


Abbildung 4.12: Gemittelte Temperaturen entlang definierter Radien (siehe Abbildung 4.11) über die Brennerlaufzeit. Es wurden vier Messungen pro Brennerlaufzeit durchgeführt, davon zwei mit Gasausströmung nach Flammenverlöschung und zwei ohne.

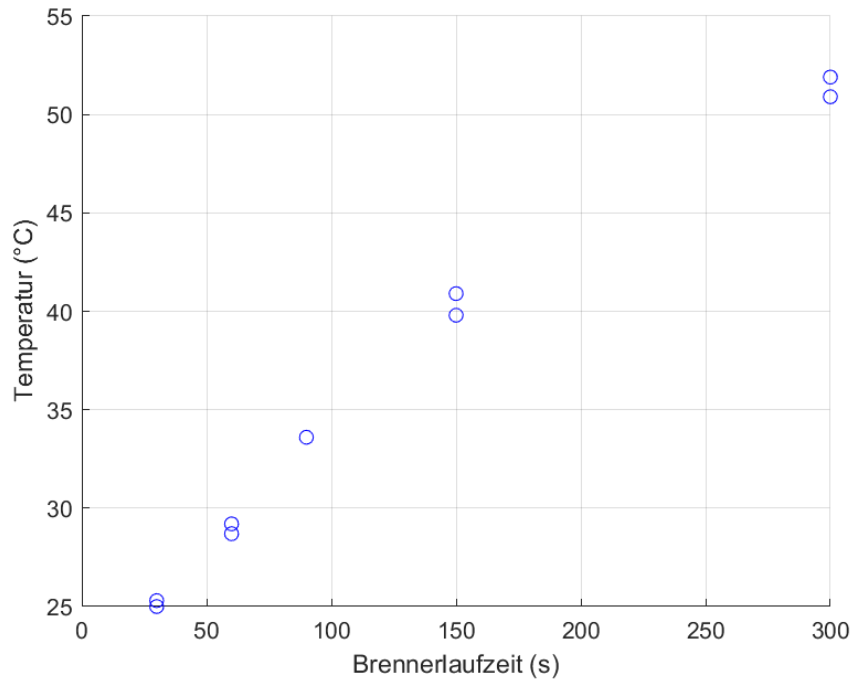


Abbildung 4.13: Gehäusetemperaturen der verschiedenen Messungen, aufgenommen durch Thermoelemente. Es wurden vier Messungen pro Brennerlaufzeit durchgeführt, davon zwei mit Gasausströmung nach Flammenverlöschung und zwei ohne.

Dies führt zur Annahme, dass die Kühlmechanismen, wie auch bei dem zu untersuchenden Brenner, die Kühlung über die Kühlspirale und die Kühlung über Wärmeleitung durch die Metallhülse zwischen Brenner- und Inertgasmatrix und somit dem Brennergehäuse umfassen. Daraus kann ausgeschlossen werden, dass der zu untersuchende Brenner einen Defekt aufweist. Des Weiteren wurde damit bewiesen, dass die Abweichungen zwischen Soll- und Ist-Temperatur durch die Architektur des Brenners bedingt sind.

4.4 Geschwindigkeitsmessung am Rohr

4.4.1 Motivation

In den vorangegangenen Versuchen wurde die Temperatur der Brenneroberfläche bestimmt. Mit dieser lässt sich die Dichte des Gases berechnen. Kennt man nun die durch die Massenstromregler eingestellten Massenströme, fehlt nur noch die Geschwindigkeit des Gases, um die in Kapitel 1.1 beschriebene Gleichung $\bar{v}_c = \frac{\bar{m}}{\rho}$ zu validieren.

Zur Bestimmung der Gasgeschwindigkeiten wird die Hitzdrahtanemometrie eingesetzt.

Das eingesetzte Hitzdrahtanemometer der Firma Dantec misst nur die in Kapitel 2.4 beschriebene Heizspannung. Um aus dieser die Strömungsgeschwindigkeit des Gases zu bestimmen, wird eine Kalibrierung durchgeführt.

Eine Kalibrierung ist immer fehlerbehaftet. Gerade bei kleinen Strömungsgeschwindigkeiten, wie sie bei dem eingesetzten Brenner zu erwarten sind (siehe Kapitel 4.5.4), werden sowohl durch den Kalibrierungsaufbau (siehe Kapitel 4.4.2), als auch durch kleinste Störungen bei der Kalibrierung, Abweichungen der Kalibrierung verursacht. Somit erscheint es sinnvoll, die durchgeführte Kalibrierung zu überprüfen, bevor Messungen am Brenner durchgeführt werden.

Um die Kalibrierung zu überprüfen, wird eine Rohrströmung genutzt, da das Strömungsfeld theoretisch bekannt ist. Laut Theorie (Kapitel 2.1.2) ist die maximale Strömungsgeschwindigkeit im laminaren Fall in etwa das 2-Fache der mittleren Geschwindigkeit, im turbulenten Fall in etwa das 1,25-Fache. Zeigt sich nun, dass die gemessenen Strömungsgeschwindigkeiten diese Relationen annähernd erfüllen, kann davon ausgegangen werden, dass die Kalibrierung die Heizspannungen richtig in Strömungsgeschwindigkeiten übersetzt.

Zusätzlich werden die Messungen mit einem Anemometer von Testo (Typ testo 425) durchgeführt. Dieses wurde bereits von Testo kalibriert und gibt intern berechnete Strömungsgeschwindigkeiten aus. Für die zu untersuchenden Geschwindigkeiten liegen Kalibrierzertifikate vor.

4.4.2 Kalibrierung

Die Kalibrierung basiert auf den in Kapitel 2.4 beschriebenen theoretischen Grundlagen der Hitzdrahtanemometrie. In diesem Versuch wird eine 1D-Sonde verwendet, da lediglich die Strömungsrichtung senkrecht zur Brenneroberfläche von Interesse ist und keine Aussagen über Turbulenz gemacht werden sollen.

Um einen Zusammenhang zwischen den aufgenommenen Spannungswerten des CTAs und den Gasgeschwindigkeiten herzustellen, wird der Kalibrator (DISA Type 55D44 Pressure Control Unit mit der DISA Type 55D45 Nozzle Unit, ausgestattet mit einer Düse mit 12 mm Austrittsdurchmesser) des Nachbarinstituts Institut für Strömungsmechanik (ISTM) genutzt. Dieser wird mittels Druckluft betrieben. Das Prinzip des Kalibrators basiert auf der Ermittlung der Druckdifferenz zwischen der Druckkammer und dem Umgebungsdruck. Durch den Druckgradienten kann man bei Kenntnis der Temperatur und des Auslassquerschnitts die Geschwindigkeit bestimmen [31].

Die Kalibrierung erfolgt in der gleichen Einbaurichtung wie im Experiment. Dabei werden mehrere unterschiedliche Geschwindigkeiten eingestellt und die dabei vom CTA ausgegebenen Spannungen sowie die Strömungstemperatur notiert. Mittels eines

MATLAB-Codes wird ein Polynomfit 4. Ordnung auf die Daten angewendet (siehe Abbildung 4.14). Diese Methode wird bei niedrigen Strömungsgeschwindigkeiten verwendet [23] und wurde auch vom ISTM empfohlen. Eine Richtungskalibrierung wurde aus den zuvor genannten Gründen nicht durchgeführt.

Die Kalibrierungstemperatur wird durch die Mittelung der Temperaturen über alle Geschwindigkeitswerte ermittelt.

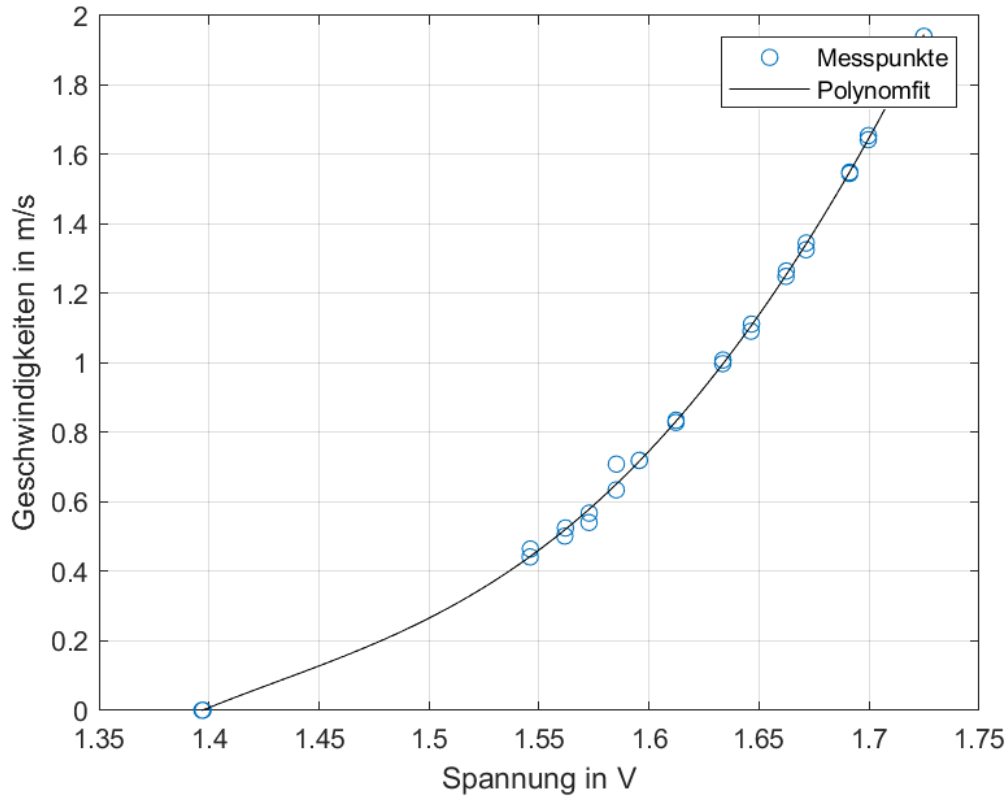


Abbildung 4.14: Kalibrierungskurve des Hitzdrahtanemometers.

4.4.3 Versuchsaufbau

Der schematische Versuchsaufbau ist in Abbildung 4.15 dargestellt. Alle folgenden Verweise in () beziehen sich auf diese Abbildung. Eine 1D-Sonde (1) wird in den Probenhalter (2) eingebaut, welcher durch ein 4 m langes BNC-Kabel mit der CTA-Unit (3) verbunden wird. Diese wiederum ist durch ein weiteres BNC-Kabel an ein NI-Board (4) angeschlossen. Zur Aufnahme der Temperaturen wird ein Thermoelement des Typs N (5) mittels Klebeband am Probenhalter befestigt und so ausgerichtet, dass die Spitze des Thermoelements ca. 2 mm in Probenhalterichtung vom Hitzdraht entfernt ist. Das Thermoelement wird durch ein NI-DAQ-Board (6) mit dem Laptop verbunden.

Der Probenhalter wird in eine Vorrichtung (7) eingespannt und an einem Stativ befestigt. Ein Rohr (8) mit einem Innendurchmesser von 25 mm und einer Länge von 300 mm wird mittels Swagelok und Gasschlauch an den Luftmassenstrommesser (9) angeschlossen. Dieses wird so ausgerichtet, dass der Probenhalter koaxial mit dem Rohr ist.

Alle Messgrößen werden durch ein LabVIEW-Programm aufgenommen und gespeichert.

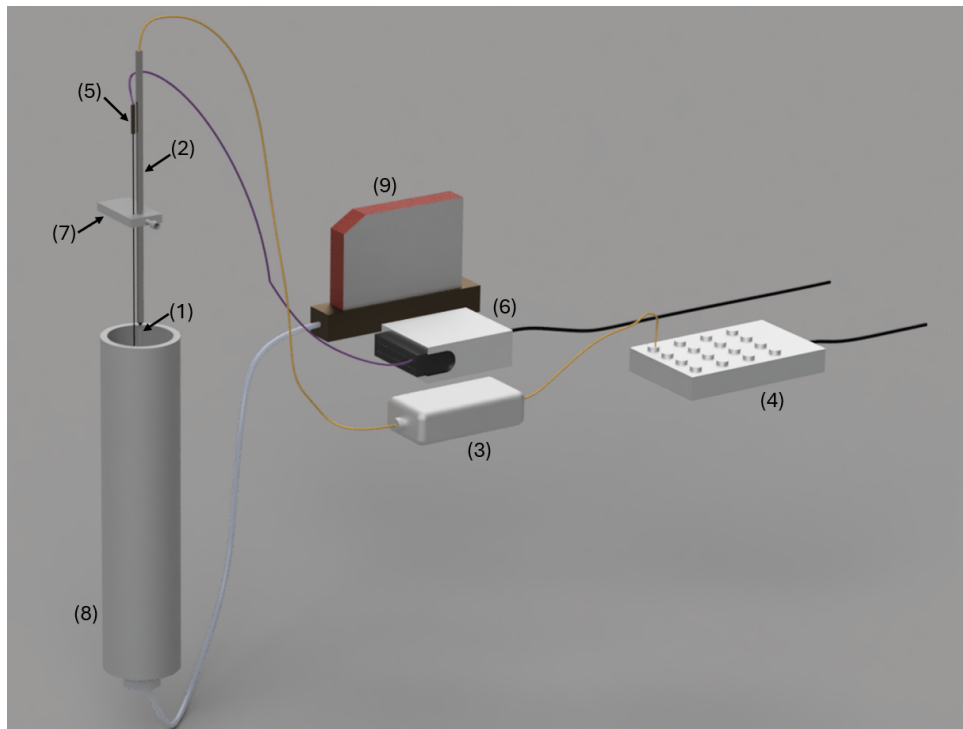


Abbildung 4.15: Schematischer Versuchsaufbau der Messung der Rohrströmung.

4.4.4 Versuchsdurchführung

Etwa 10 min vor Versuchsbeginn wird der Strom des CTA eingeschaltet, um den Draht auf eine stationäre Betriebstemperatur zu erhitzen.

Anschließend wird der Hitzdraht durch das Stativ um 4,5 cm in das Rohr eingefahren, um eine reine Rohrströmung ohne Ausströmungseffekte zu erfassen. Alle Messungen werden in der Mitte des Rohres durchgeführt, da dort die Strömungsgeschwindigkeit maximal ist. Pro Massenstrom werden zwei Messungen durchgeführt. Es werden die gleichen Massenströme wie im Versuch 4.5 nacheinander durch die Massenstromregler eingestellt und gemessen.

4.4.5 Versuchsauswertung

Jeder Datensatz wird durch ein Matlab-Skript eingelesen und durchläuft dabei folgende Schritte:

- Die aufgenommenen Heizspannungen werden gemäß Gleichung 2.24 temperaturkorrigiert.
- Die temperaturkorrigierten Heizspannungen werden durch den mittels Kalibrierung bestimmten funktionalen Zusammenhang zwischen Heizspannung und Strömungsgeschwindigkeit in Strömungsgeschwindigkeiten umgerechnet.

- Die gemittelte Strömungsgeschwindigkeit wird durch den Mittelwert aller Strömungsgeschwindigkeiten bestimmt.
- Die mittleren Strömungsgeschwindigkeiten werden durch die Gleichung $\bar{v}_c = \frac{\dot{V}}{A}$ berechnet, wobei \dot{V} dem auf die tatsächlichen Bedingungen umgerechneten Normvolumenstrom entspricht (siehe Tabelle 4.6).
- Die gemessene Strömungsgeschwindigkeit wird durch die mittlere Strömungsgeschwindigkeit geteilt, und der entsprechende Faktor als Faktor_{CTA} notiert.
- Zur Beurteilung der Strömungszustände werden die Reynoldszahlen berechnet, die sich aus der mittleren Strömungsgeschwindigkeit und dem Rohrdurchmesser ergeben.

In Tabelle 4.4 sind die Ergebnisse zusammengefasst, wobei zusätzlich der Faktor zwischen der gemessenen Strömungsgeschwindigkeit durch das Testo-Messgerät und der mittleren Strömungsgeschwindigkeit unter Faktor_{Testo} hinzugefügt wird.

\dot{m}_{Luft}	$\bar{v}_{\text{Massenstrom}}$	\bar{v}_{Messung}	Faktor _{CTA}	Faktor _{Testo}	Re _b
5 l/min	0,18 m/s	0,43 m/s	2,31	1,97	177,36
7,5 l/min	0,28 m/s	0,53 m/s	1,92	1,72	354,72
10 l/min	0,37 m/s	0,64 m/s	1,73	1,56	1064,17

Tabelle 4.4: Tabelle der Messergebnisse der Rohrströmungsmessung.

4.4.6 Ergebnis

Aufgrund der relativ kleinen Reynoldszahlen von $Re = 177 - 1064$ wird trotz der unklaren Strömungstopografie angenommen, dass es sich bei der Strömung um eine laminare Strömung handelt. Daher werden Faktoren zwischen der gemessenen Geschwindigkeit (\bar{v}_{Messung}) und der mittleren Geschwindigkeit des Massenstroms ($\bar{v}_{\text{Massenstrom}}$) von etwa 2 erwartet. Die tatsächlich ermittelten Faktoren liegen jedoch mit Werten von 2,3 bis 1,7 teilweise über den erwarteten Werten. Die durch das Testo-Messgerät ermittelten Faktoren erstrecken sich von 1,97 bis 1,56 (siehe Tabelle 4.4).

Beim Vergleich dieser Faktoren fällt auf, dass die Messungen mit der Hitzdrahtsonde und dem Testo-Messgerät ähnliche Ergebnisse liefern. Die Abweichungen lassen sich teilweise dadurch erklären, dass der Draht im Testo-Messgerät deutlich länger ist, wodurch ein größerer Geschwindigkeitsbereich erfasst wird. Dies führt dazu, dass auch langsamere Strömungsschichten erfasst werden, was zu einer Verringerung der gemessenen Geschwindigkeit im Vergleich zur maximalen Geschwindigkeit in der Mitte des Rohres führt.

Eine mögliche Ursache für die Abweichung der bestimmten Faktoren zwischen maximaler und mittlerer Strömungsgeschwindigkeit könnten fertigungsbedingte Abweichungen des tatsächlichen Rohrdurchmessers auf der Messhöhe sein. Eine weitere mögliche Fehlerquelle liegt in den Massenflussreglern. Weichen die tatsächlichen Werte von den eingestellten Massenströmen ab, so hat dies direkten Einfluss auf die mittlere Strömungsgeschwindigkeit und somit auf den Faktor zwischen maximaler und mittlerer Strömungsgeschwindigkeit. Die Untersuchung der Massenstromregler erfolgt in Kapitel 4.6. Da sich die Messposition auf 4,5 cm im Rohr, was 15 % der

Rohrlänge entspricht, befindet, wird angenommen, dass Strömungen der Umgebung eine vernachlässigbar kleine Auswirkung auf die Rohrströmung haben.

Der Unterschied zwischen den bestimmten Faktoren zwischen maximale und mittlere Strömungsgeschwindigkeit und den in der Literatur angegebenen Faktoren beträgt unter der Annahme einer laminaren Strömung ca. 0,3. Da beide Messgeräte annähernd die gleichen Geschwindigkeitswerte liefern, wird angenommen, dass die Abweichung durch das eingesetzte Rohr bedingt ist. Somit wird für das weitere Vorgehen davon ausgegangen, dass die Kalibrierung des Anemometers valide ist und somit die Umrechnung der gemessenen Heizspannungen in Geschwindigkeiten korrekt ausgeführt wird.

4.5 Geschwindigkeitsmessung am Brenner

4.5.1 Motivation

Wie bereits in der Motivation des Versuchs 4.4 beschrieben, besteht das Interesse an der Bestimmung der Strömungsgeschwindigkeiten des Gases, welche mittels Hitzdrahtanemometrie gemessen werden.

Im Versuch 4.4 wurde die Kalibrierung des Anemometers überprüft, wodurch nun davon ausgegangen werden kann, dass diese korrekt erfolgt ist.

Durch die Sintermetallmatrix des Brenners wird die Gasgeschwindigkeit über die gesamte Brenneroberfläche homogenisiert. Daher ist zu erwarten, dass die gemessenen Gasgeschwindigkeiten über die Brenneroberfläche konstant bleiben. Die gemessenen Geschwindigkeiten sollten daher der mittleren Geschwindigkeit entsprechen, die durch $\bar{v}_c = \frac{\dot{V}}{A}$ berechnet wird, wobei \dot{V} den Volumenstrom und A die Brenneroberfläche bezeichnet.

Die Messungen werden mit dem im Versuch 4.4 eingesetzten Testo-Messgerät zusätzlich durchgeführt, um eine Referenz zu haben.

4.5.2 Versuchsaufbau

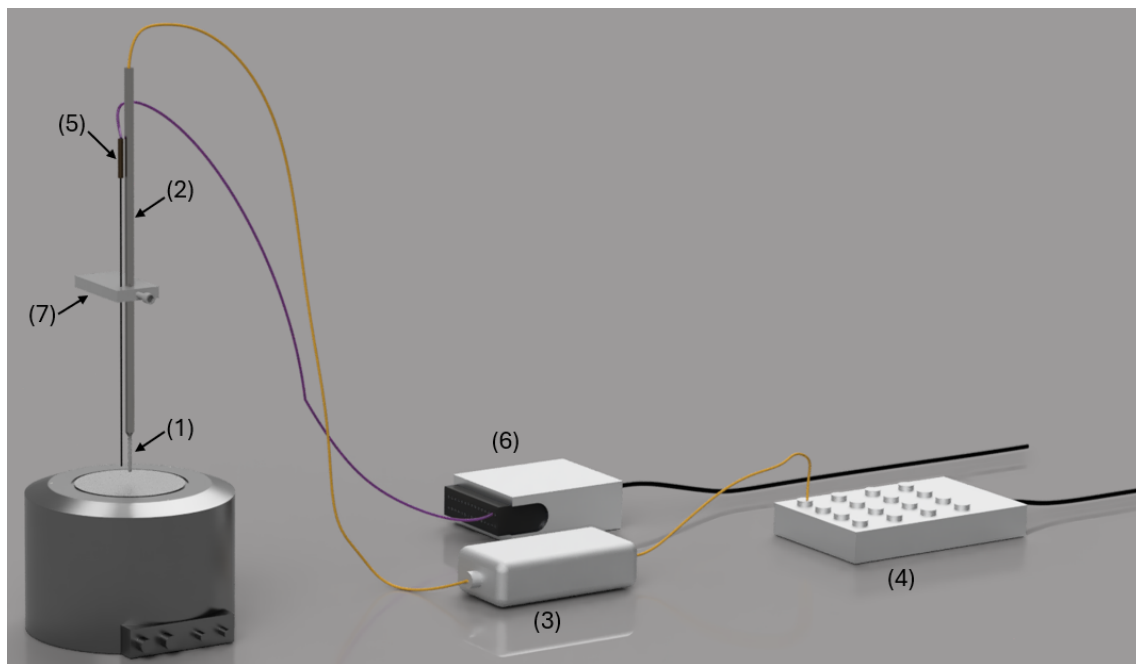


Abbildung 4.16: Schematischer Versuchsaufbau der Geschwindigkeitsmessung.

Der schematische Versuchsaufbau ist in Abbildung 4.16 dargestellt. Alle folgenden Verweise in () beziehen sich auf diese Abbildung. Eine 1D-Sonde (1) wird in den Probenhalter (2) eingebaut, welcher durch ein 4 m langes BNC-Kabel mit der CTA-Unit (3) verbunden wird. Diese wiederum ist durch ein weiteres BNC-Kabel an ein NI-Board (4) angeschlossen. Zur Aufnahme der Temperaturen wird ein Thermoelement des Typs N (5) mittels Klebeband am Probenhalter befestigt und so ausgerichtet, dass die Spitze des Thermoelements ca. 2 mm in Probenhalterichtung vom Hitzdraht

entfernt ist. Das Thermoelement wird durch ein NI-DAQ-Board (6) mit dem Laptop verbunden.

Der Probenhalter wird in eine Vorrichtung (7) eingespannt und an einem Stativ befestigt. Der Brenner wird so ausgerichtet, dass sein Zentrum mit der Brennerfläche unter dem Probenhalter steht. Mittels Stativ wird der Hitzdraht auf 1 mm über der Brenneroberfläche positioniert. Von dort werden die Messpositionen in der brennerparallelen Ebene durch die Einstellung des Stativs angefahren. Alle Messgrößen werden durch ein LabVIEW-Programm aufgenommen und gespeichert.

4.5.3 Versuchsdurchführung

Etwa 10 Minuten vor Versuchsbeginn wird der Strom des CTA eingeschaltet, um den Draht auf eine stationäre Betriebstemperatur zu erhitzen.

Danach werden folgende Schritte durchlaufen:

1. Die Hitzdrahtsonde wird mithilfe des Stativs auf die gewünschte Messposition eingestellt.
2. Der Luftmassenstrom wird auf einen Wert von 5 l/min eingestellt.
3. Nachdem sich der Luftmassenstrom stabilisiert hat, wird die Messung durch das LabVIEW-Programm gestartet.

Bei gleicher Messposition werden auch die Luftmassenströme von 7,5 l/min und 10 l/min gemessen.

Nachdem alle Luftmassenströme an der gleichen Messposition gemessen wurden, wird die Hitzdrahtsonde mithilfe des Stativs zur nächsten Messposition bewegt. Dort wird die Messung wie zuvor beschrieben erneut durchgeführt. Dieser Vorgang wird für alle Messpositionen durchgeführt, die in Abbildung 4.17 durch die Punkte dargestellt sind.

4.5.4 Versuchsauswertung

Jeder Datensatz wird durch ein Matlab-Skript eingelesen und durchläuft dabei folgende Schritte:

- Die aufgenommenen Heizspannungen werden gemäß Gleichung 2.24 temperaturkorrigiert.
- Die temperaturkorrigierten Heizspannungen werden durch den mittels Kalibrierung bestimmten funktionalen Zusammenhang zwischen Heizspannung und Strömungsgeschwindigkeit in Strömungsgeschwindigkeiten umgerechnet.
- Die gemittelte Strömungsgeschwindigkeit wird durch den Mittelwert aller Strömungsgeschwindigkeiten bestimmt.
- Die mittleren Strömungsgeschwindigkeiten werden durch die Gleichung $\bar{v}_c = \frac{\dot{V}}{A}$ berechnet, wobei \dot{V} dem auf die tatsächlichen Bedingungen umgerechneten Normvolumenstrom entspricht (siehe Fluideigenschaften in Tabelle 4.6).

- Die berechneten Strömungsgeschwindigkeiten pro Messpunkt werden anschließend farblich über die Messpunkte auf dem Brenner dargestellt. Zusätzlich wird zur Verdeutlichung ein 3D-Plot erstellt (siehe Abbildung 4.17).
- Der Faktor zwischen den gemittelten Strömungsgeschwindigkeiten und den mittleren Strömungsgeschwindigkeiten wird bestimmt. Dieser Faktor wird folgendermaßen berechnet: $\text{Faktor}_{\text{CTA}} = \frac{\bar{v}_{\text{Messung}}}{\bar{v}_{\text{Massenstrom}}}$.

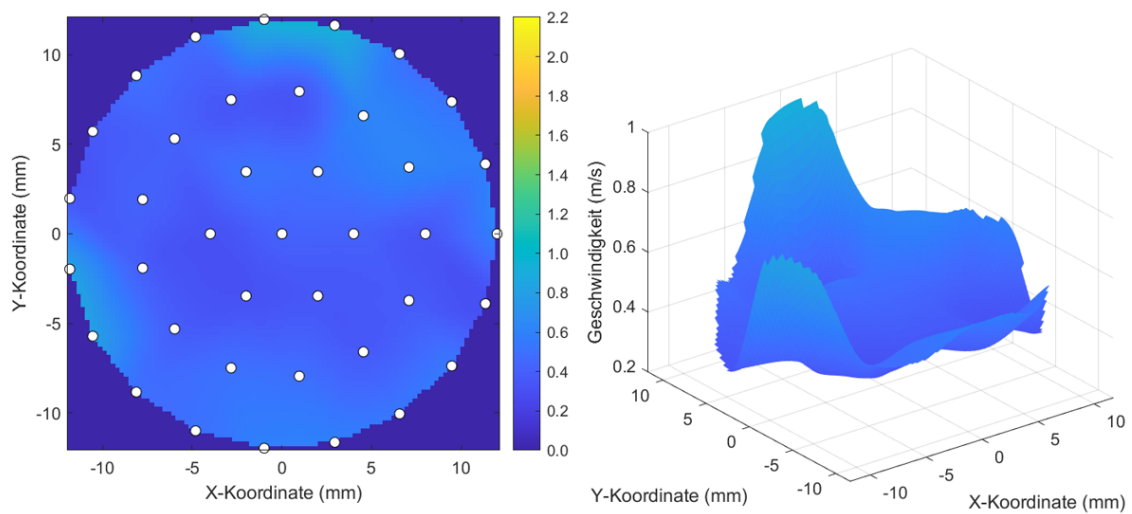


Abbildung 4.17: Geschwindigkeitsfeld, aufgenommen durch Hitzdrahtanemometrie für 5 l/min. Die weißen Punkte markieren die Messpunkte und die Farbskala zeigt die Geschwindigkeiten in m/s.

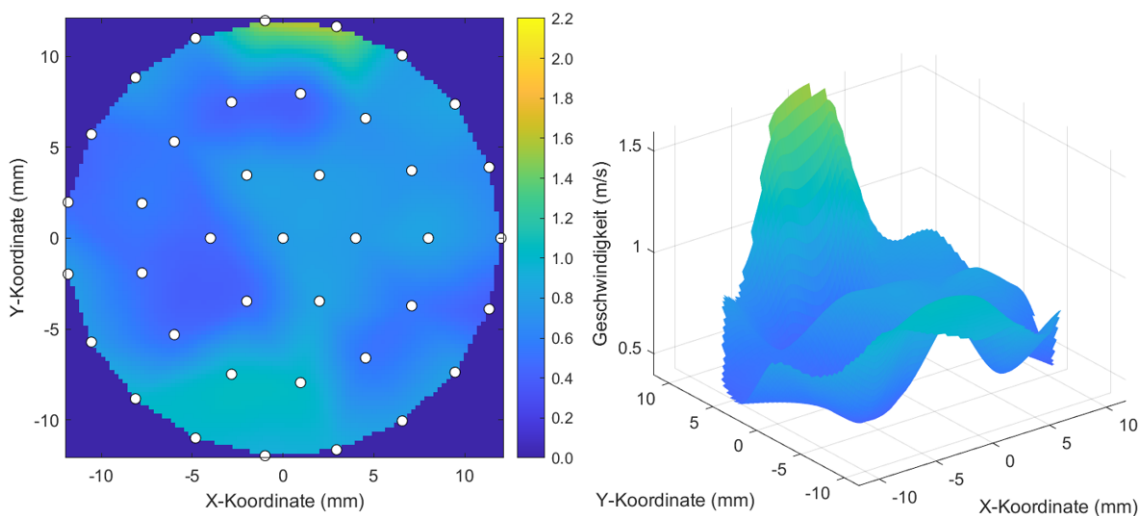


Abbildung 4.18: Geschwindigkeitsfeld, aufgenommen durch Hitzdrahtanemometrie für 7,5 l/min. Die weißen Punkte markieren die Messpunkte und die Farbskala zeigt die Geschwindigkeiten in m/s.

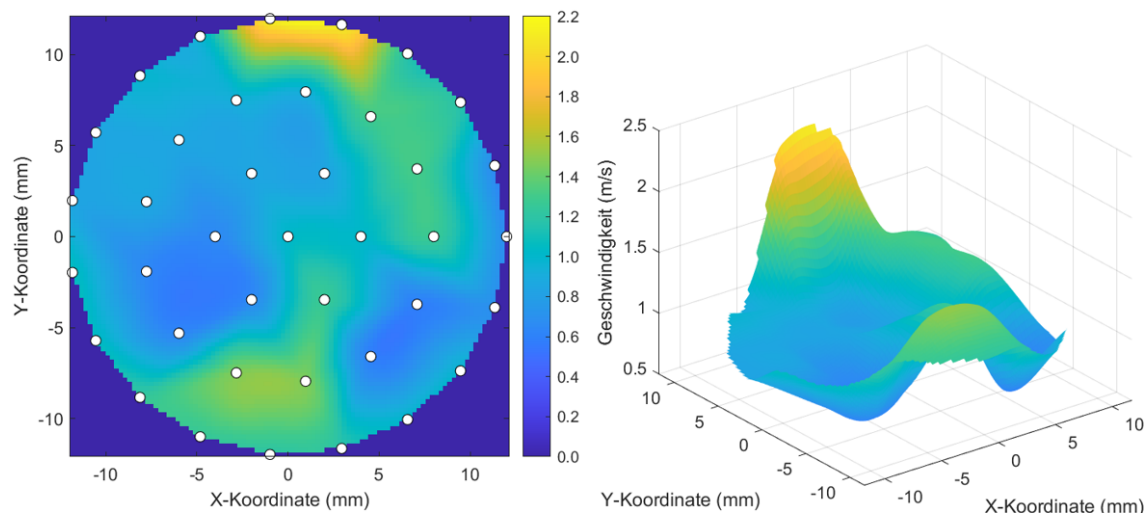


Abbildung 4.19: Geschwindigkeitsfeld, aufgenommen durch Hitzdrahtanemometrie für 10 l/min. Die weißen Punkte markieren die Messpunkte und die Farbskala zeigt die Geschwindigkeiten in m/s.

Die über alle Messpunkte gemittelten Strömungsgeschwindigkeiten in Abhängigkeit von den Luftmassenströmen sowie die aus den Luftmassemessern berechneten mittleren Strömungsgeschwindigkeiten sind in Tabelle 4.5 zusammengefasst.

\dot{m}_{Luft}	$\bar{V}_{\text{Massenstrom}}$	\bar{V}_{Messung}	Faktor _{CTA}
5 l/min	0,18 m/s	0,47 m/s	2,54
7,5 l/min	0,28 m/s	0,69 m/s	2,51
10 l/min	0,37 m/s	0,96 m/s	2,58

Tabelle 4.5: Ergebnisse der Anemometrie: Vergleich der gemessenen und mittleren Strömungsgeschwindigkeiten zusammen mit dem Faktor zwischen den Strömungsgeschwindigkeiten.

Die erforderlichen Fluideigenschaften für Luft sind Tabelle 4.6 zu entnehmen.

Fluideigenschaft	Wert
Dichte ρ	$1,189 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$
Kinematische Viskosität ν bei 0°C	$1,35 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$
Spezifische Gaskonstante R	$287,12 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
Normdruck p_n	101300 Pa
Normtemperatur T_n	273,15 K
Gemessener Druck p	99900 Pa
Gemessene Temperatur T	292,95 K

Tabelle 4.6: Fluideigenschaften für Luft [8].

4.5.5 Ergebnis

Wie in Abbildung 4.17 ersichtlich, kann das Geschwindigkeitsfeld nicht als homogen bezeichnet werden, da der Unterschied zwischen dem Maximal- und Minimalwert etwa 300 % beträgt.

Auch die über alle Messpunkte gemittelte Strömungsgeschwindigkeit liegt in allen Fällen deutlich über den mittleren Strömungsgeschwindigkeiten, welche durch den eingestellten Wert des Massenstromreglers berechnet werden. Die gemessenen Strömungsgeschwindigkeiten sind um einen Faktor von etwa 2.5 höher als die mittleren Strömungsgeschwindigkeiten (siehe Tabelle 4.5).

Dies wirft die Frage auf, warum dies der Fall ist, da dieses Ergebnis die Massenerhaltung verletzt. Eine mögliche Erklärung könnte der Einfluss der Porosität und der damit veränderten Querschnittsfläche des Brenners sein. Laut Herstellerangaben hat die Sintermetallmatrix des Brenners eine Porosität von 38 – 43 %. Wenn man diese Information bei der Berechnung der mittleren Strömungsgeschwindigkeit berücksichtigt, indem die Berechnung wie folgt durchgeführt wird:

$$v_c = \frac{\dot{V}}{A \cdot \phi_{\text{Brenner}}} \quad (4.5)$$

wobei ϕ_{Brenner} die Porosität des Brenners darstellt, erhält man die folgenden Geschwindigkeiten:

\dot{m}_{Luft}	$\bar{V}_{\text{Massenstrom, Porosität}}$	Faktor _{CTA}
5 ln/min	0,46 m/s	1,02
7,5 ln/min	0,69 m/s	1,01
10 ln/min	0,92 m/s	1,04

Tabelle 4.7: Angepasste Geschwindigkeiten unter Berücksichtigung der Porosität des Brenners.

Berücksichtigt man bei den mittleren Strömungsgeschwindigkeiten die Porosität wie zuvor beschrieben, liegt die Abweichung der über alle Messpunkte gemittelten Strömungsgeschwindigkeiten im einstelligen Prozentbereich. Dies deutet darauf hin, dass sich die Strömung auf Messhöhe möglicherweise noch nicht vollständig homogenisiert hat.

Problematisch ist diese Beobachtung, wenn man bedenkt, dass der Hitzdraht laut Herstellerangaben eine Länge von 1,25 mm und einen Drahtdurchmesser von etwa 5 μm hat [32]. Man würde erwarten, dass die Strömungsgeschwindigkeit über diese Länge gemittelt wird, sodass die Porosität keine nennenswerte Auswirkung haben dürfte. Dennoch passen die mittleren Geschwindigkeiten, wenn man die Porosität berücksichtigt, gut zu den gemessenen Geschwindigkeiten.

Die Geschwindigkeitsmessung durch Hitzdrahtanemometrie ist bei solch geringen Geschwindigkeiten als problematisch einzuschätzen [23]. Dies liegt an der natürlichen Konvektion, welche bis 0,2 m/s Auswirkungen auf die Messung haben kann [32]. Da nur eine Sollgeschwindigkeit unter dieser Grenze liegt, dennoch bei den Messungen mit Sollgeschwindigkeitswerten über 0,2 m/s der gleiche Fehler auftritt, ist davon auszugehen, dass dies nicht für die großen Diskrepanzen verantwortlich ist.

Eine weitere Fehlerquelle könnte in den räumlichen Gegebenheiten liegen. Die Messungen werden in einem durch einen Vorhang abgeschirmten Raum durchgeführt.

Dieser ist nicht luftdurchlässig, besitzt aber trotzdem Spalten, durch die Luft ein- und ausströmen könnte. Der Raum, in dem sich der Messraum befindet, hat einen direkten Ausgang nach draußen und ist durch eine Treppe mit dem Keller verbunden. Dies könnte für Strömungen innerhalb des Raumes sorgen, welche die Messung beeinflussen. Der mögliche Fehler durch eine Strömung im Raum wird dennoch als vernachlässigbar eingestuft. Die Messung wird 1 mm über der Brenneroberfläche durchgeführt, weshalb nicht erwartet wird, dass die Strömung im Raum in der Messhöhe die Strömung, welche durch den Brenner erzeugt wird, um ein Vielfaches übersteigt.

Eine letzte mögliche Erklärung sind Fehler bzw. Beschädigungen am Messaufbau. Ein korrodierter Sensordraht oder Beschädigungen an den Kabeln könnten falsche Heizspannungswerte liefern, welche im Folgenden in falsche Geschwindigkeiten übersetzt werden. Dies ist jedoch als unwahrscheinlich einzustufen, da dies auch schon bei der Kalibrierung der Fall gewesen wäre. Somit würde man im Vergleich zu einem Messaufbau ohne Fehler oder Beschädigungen zwar kleinere Heizspannungswerte aufnehmen, diese würden aber durch die Kalibrierung in die „echten“ Geschwindigkeiten übersetzt werden.

4.6 Massenstromregler

4.6.1 Motivation

Da im Versuch 4.4 große systematische Fehler in der Anemometrie ausgeschlossen werden konnten, wird im Folgenden die Genauigkeit der Massenflussregler untersucht. In allen zuvor durchgeführten Versuchen wurde der Normvolumenstrom der Massenflussregler und die daraus berechnete mittlere Strömungsgeschwindigkeit als Referenzgröße genutzt. Wenn der eingestellte Normvolumenstrom nicht mit dem tatsächlichen Normvolumenstrom übereinstimmt, könnte dies die zuvor erkannten Diskrepanzen zwischen den Ist- und Soll-Geschwindigkeiten sowie den Verstoß gegen die Massenerhaltung erklären.

Zur Bestimmung des tatsächlichen Normvolumenstroms wird Seifenblasenlauge verwendet. Seifenblasen haben den Vorteil, dass sie nur einen sehr geringen Einfluss auf das Gas innerhalb der Blase haben, sodass in guter Näherung davon ausgegangen werden kann, dass die Temperatur und der Druck innerhalb der Blase der Umgebungstemperatur und dem Umgebungsdruck entsprechen.

Bläst man eine Seifenblase innerhalb eines Messzylinders auf, bilden sich Seifenblasen in Zylinderform aus. Durch die Skala des Messzylinders lässt sich während des Befüllungsvorgangs die Expansionsrate bestimmen, woraus später, unter Berücksichtigung von Umgebungsdruck und Umgebungstemperatur, der Massenstrom und damit der Normvolumenstrom berechnet werden kann.

Stimmen diese berechneten Normvolumenströme mit den eingestellten überein, kann damit bewiesen werden, dass die Massenstromregler nicht die Diskrepanz verursachen.

4.6.2 Versuchsaufbau

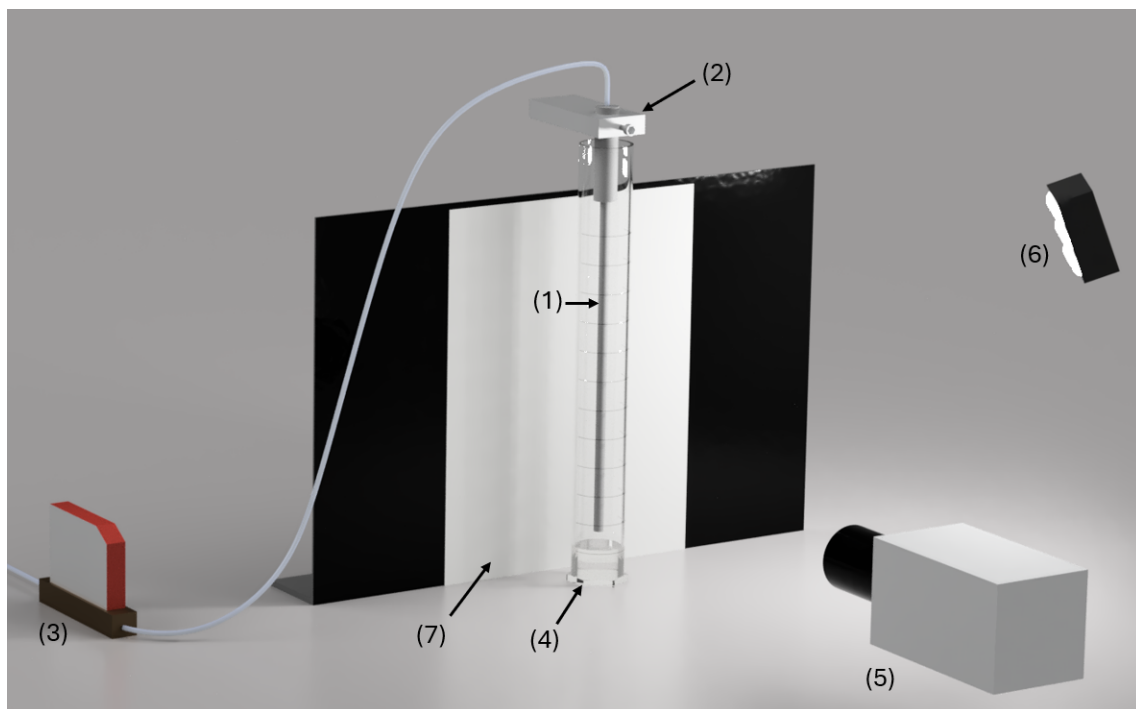


Abbildung 4.20: Schematischer Versuchsaufbau zur Messung der Masseströme.

Der schematische Versuchsaufbau zur Validierung der Massenstromregler ist in Abbildung 4.20 dargestellt. Alle folgenden Referenzen in () beziehen sich auf diese. Ein offenes Rohr mit einem Durchmesser von 8 mm (1) wird mittels Swagelok-Verbindungen und Gasleitungen an den Luft-Massenstromregler, der in den vorherigen Versuchen genutzt wurde, und später an den Methan-Massenstromregler (3) angeschlossen. Das Rohr wird durch eine Halterung (2) an ein Stativ befestigt, um den späteren Ablauf zu vereinfachen.

Ein 500 ml Glas-Messzylinder mit einem Durchmesser von 50 mm (4) wird mit 50 ml Seifenblasenlauge gefüllt und unter das Rohr platziert. Die Seifenlauge sollte dabei so geringe Blasenbildung wie möglich aufweisen. Zur Verbesserung des Kontrasts wird hinter dem Messzylinder ein weißes Papier (7) platziert, welches an einer Metallplatte befestigt ist.

Eine Highspeed-Kamera (5) mit montiertem Makro-Objektiv wird so eingestellt, dass sie eine möglichst hohe Tiefenschärfe hat und den Messzylinder von 0 ml bis 450 ml aufnimmt. Die Highspeed-Kamera wird mittels LAN-Kabel mit dem Laptop verbunden.

Eine Lichtquelle (6) wird so ausgerichtet, dass sie den Hintergrund belichtet.

4.6.3 Versuchsdurchführung

Vor Beginn des Versuches wird die Innenfläche des Glaszylinders sowie die Außenseite des Rohres mit der Seifenlauge benetzt, um ein Reibungsfreies Expandieren der Seifenblase innerhalb des Zylinders zu ermöglichen. Das Rohr wird daraufhin in den Glaszylinder geführt und in die Halterung eingespannt. Danach werden für die Messung folgende Schritte durchlaufen:

Vorbereitung:

Vor Beginn der Messung wird das Rohr durch das Stativ in die Seifenlauge eingefahren (Bild a in Abbildung 4.21), sodass das Rohrende eine Seifenblase aufspannt. Das Rohrende wird anschließend auf eine Höhe von 3 mm über der Seifenlaugenoberfläche positioniert (Bild b in Abbildung 4.21). Kurz vor Beginn der Messung wird ein Leuchtmittel zur besseren Belichtung des Messzylinders eingeschaltet.

Der Massenstromregler wird über einen Python-Code angesteuert. Dieser lässt über eine Zeitdauer von 4 Sekunden mit einem Volumenstrom von 0,4 l/min Gas in die Seifenblase strömen (Bild c in Abbildung 4.21), sodass diese den unteren Bereich des Messzylinders ausfüllt. Die nach dem Befüllungsvorgang entstandene Seifenblase hat eine ebene obere Fläche, die durch die Wände des Zylinders aufgespannt wird (Bild d in Abbildung 4.21).

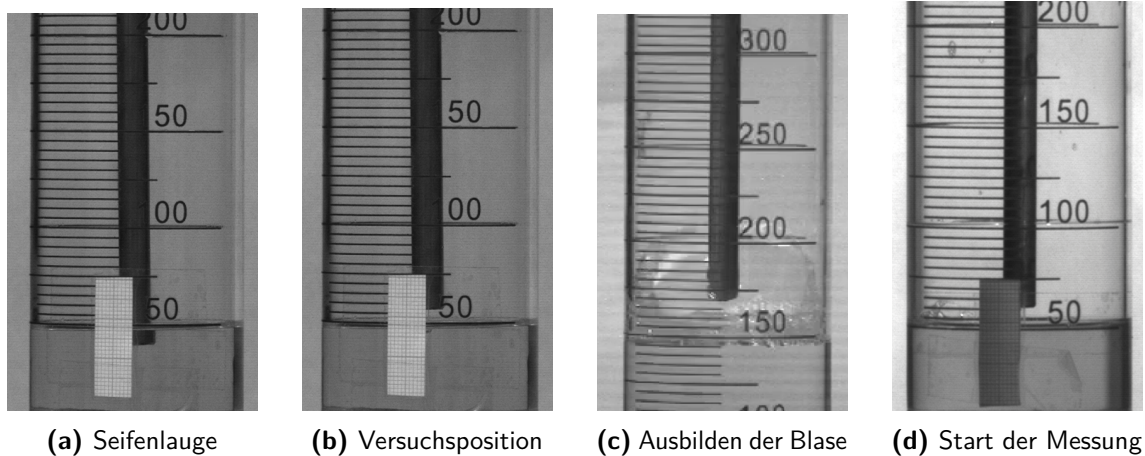


Abbildung 4.21: Vorbereitung der Seifenblase bis Start der Messung.

Durchführung:

Nach einer Pause von 3 Sekunden wird die Messung gestartet. Dabei stellt zum einen der Python-Code den zu messenden Massenstrom ein und erfasst während einer bestimmten Zeitdauer die Volumenströme, die von den Massenstromreglern ausgegeben werden. Zum anderen wird während der Pause von 3 Sekunden die High-Speed-Kamera manuell gestartet, die den Messzylinder mit einer Frequenz von 50 Hz aufnimmt.

Für die Untersuchung der oszillierenden Flamme wird der Brenner mit $\phi = 0,9 - 1,4$ und $\bar{m} = 0,04 - 0,15 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2\text{s}}$ betrieben. Um die Massenstromregler für die sich daraus ergebenden Massenströme zu überprüfen, werden die Messungen für die in Tabelle 4.8 aufgelisteten Massenströme jeweils dreimal durchgeführt. Nachdem die drei Messungen pro Massenstrom abgeschlossen sind, werden der Messzylinder und das Rohr erneut mit Seifenlauge benetzt.

Massenströme Luft	Massenströme Methan
0,5 ln/min	0,05 ln/min
1,0 ln/min	0,10 ln/min
1,5 ln/min	0,15 ln/min
2,0 ln/min	0,20 ln/min
3,0 ln/min	0,30 ln/min
4,0 ln/min	0,40 ln/min

Tabelle 4.8: Zu messende Massenströme.

4.6.4 Versuchsauswertung

Die Videoaufnahmen werden eingelesen und durchlaufen folgende Postprocessing-Schritte:

- Die Bilder werden durch mehrere Filter aufbereitet.
- Es werden die medianen Differenzen der Graustufenwerte zwischen zwei aufeinander folgenden Bildern in einem definierten Bereich des Zylinders, welcher in Abbildung 4.22 eingezeichnet ist, berechnet. Dabei werden die Graustufenwerte in x-Richtung gemittelt. Da die Seifenblase einen Ausschlag in den Graustufenwerten verursacht, kann die genaue Lage der Seifenblase bestimmt werden (siehe Abbildung 4.23).
- Die vorherigen Schritte werden für alle Bilder durchgeführt und daraufhin die Position der Seifenblase über die Zeit geplottet (siehe Abbildung 4.24).
- Die Expansionsrate wird durch die Steigung der Geraden in Abbildung 4.24 repräsentiert. Zur Bestimmung der Steigung wird ein linearer Polynomfit angewendet.

Die dadurch bestimmte Expansionsrate (Exp) in der Einheit Pixel pro Sekunde wird zur besseren Vergleichbarkeit durch folgende Formel in Normliter pro Minute umgerechnet:

$$\dot{V}_{\text{Norm}} = Exp \cdot \frac{(A_{\text{Zyl}} - A_{\text{Rohr}})\rho}{\rho_n} \cdot \frac{1000 \cdot 60}{\text{Pixelgröße}} \quad (4.6)$$

Die dabei genutzten Konstanten sind Tabelle 4.9 zu entnehmen.

Parameter	Wert
Spezifische Gaskonstante Luft R	$287,05 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
Spezifische Gaskonstante Methan R	$518,4 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
Normdruck p_n	101300 Pa
Normtemperatur T_n	273,15 K
Gemessener Druck p	100100 Pa
Gemessene Temperatur T	295,15 K

Tabelle 4.9: Fluideigenschaften und Versuchsbedingungen für Luft und Methan [8].

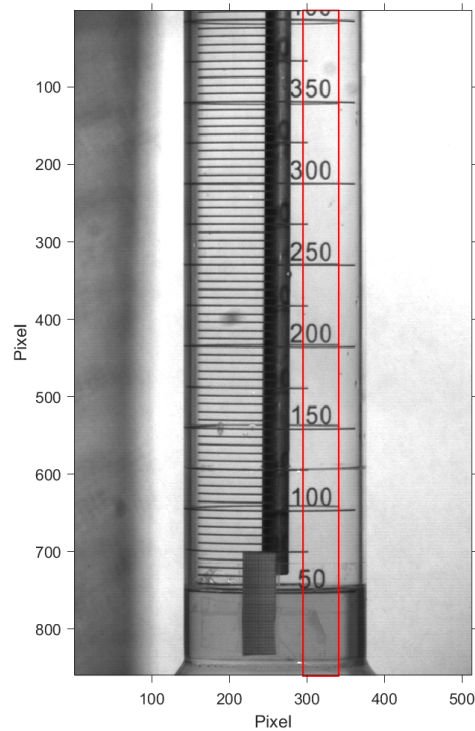


Abbildung 4.22: Messzylinder mit dem im Postprocessing betrachteten Bereich. Dabei wird über die x-Richtung innerhalb des Bereiches gemittelt.

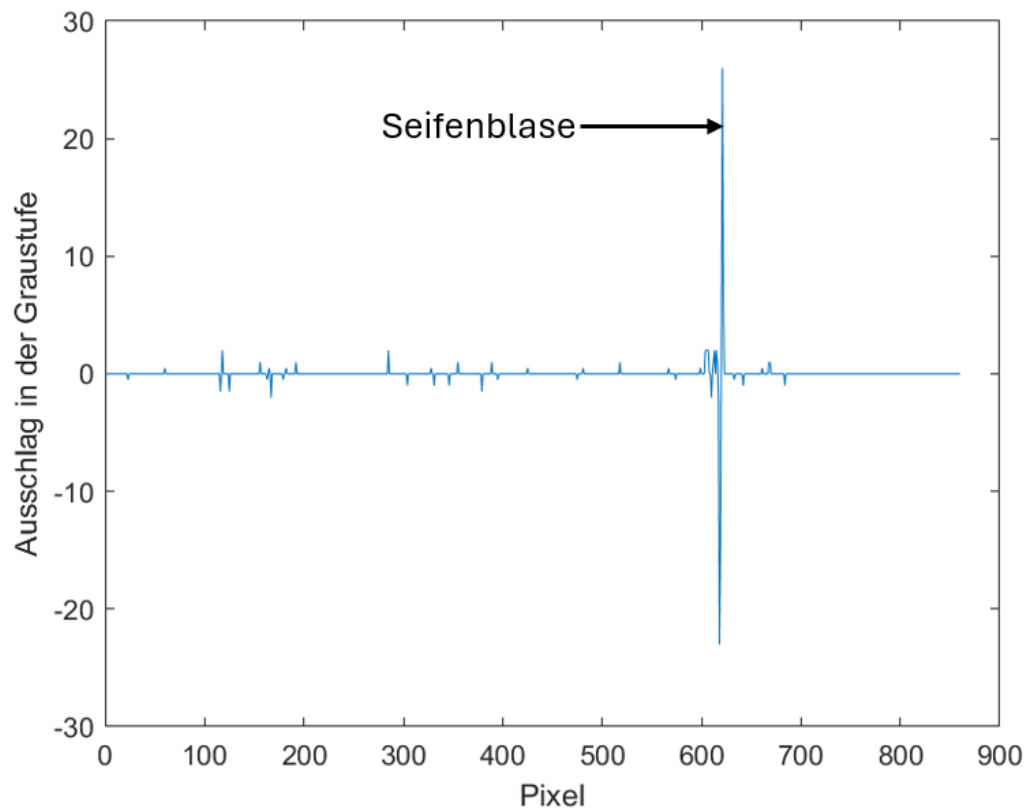


Abbildung 4.23: Ausschlag der Graustufe verursacht durch die Seifenblase.

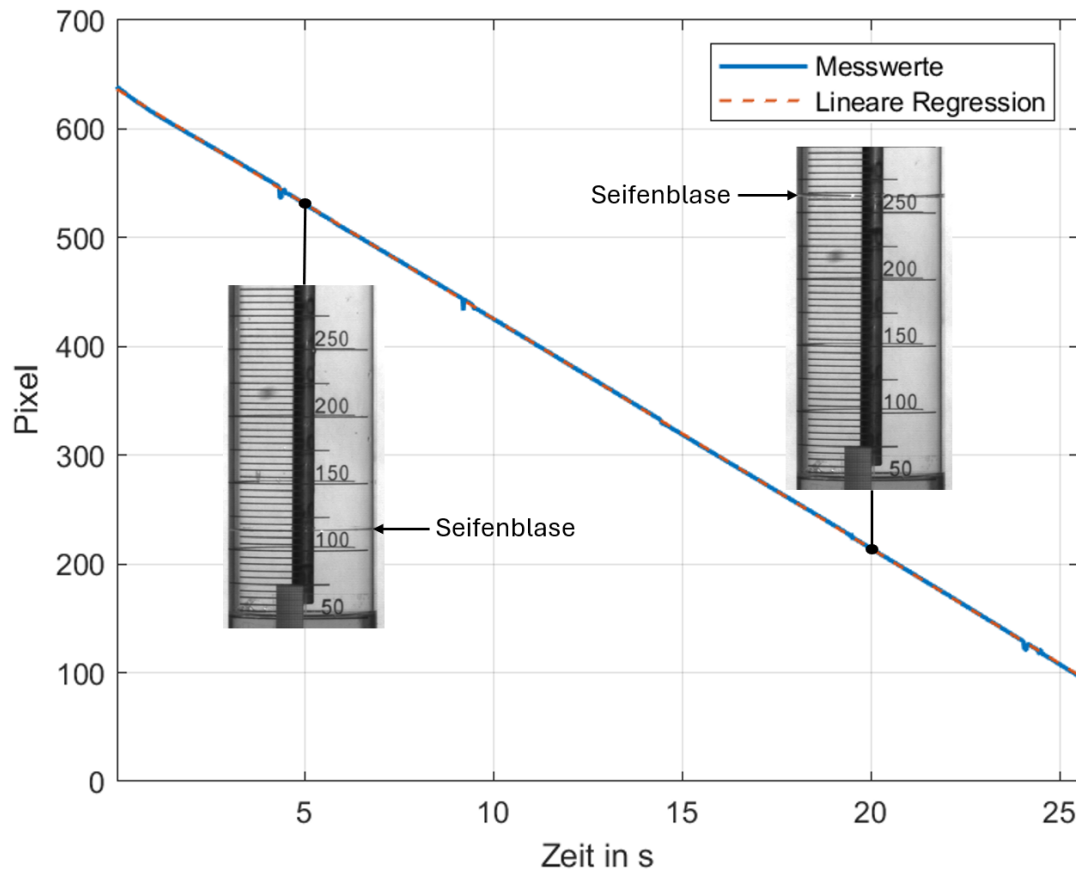


Abbildung 4.24: Darstellung der aufgenommenen Höhe der Seifenblase (ermittelt wie in 4.23) über die Zeit und das darauf angewendete Fitting.

Die Daten des Massenstromreglers werden durch ein Matlab-Programm eingelesen. Die Masseströme werden über die Zeit integriert. Auf die sich ausbildende Gerade wird ein linearer Polynomfit angewendet (siehe Abbildung 4.25). Die Steigung repräsentiert den Normvolumenstrom in ln/s .

Durch weitere Matlab-Programme werden die gewonnenen Masseströme aus den Videoaufnahmen und den Massenstromreglern miteinander verglichen (siehe Abbildung 4.26 und 4.27). Zusätzlich werden bei den eingegebenen Sollwerten der Normvolumenströme die Fehler geplottet, die laut Hersteller durch 0,1 % der maximalen Durchflussrate des Massenflussreglers plus 0,5 % der eingestellten Durchflussrate berechnet werden.

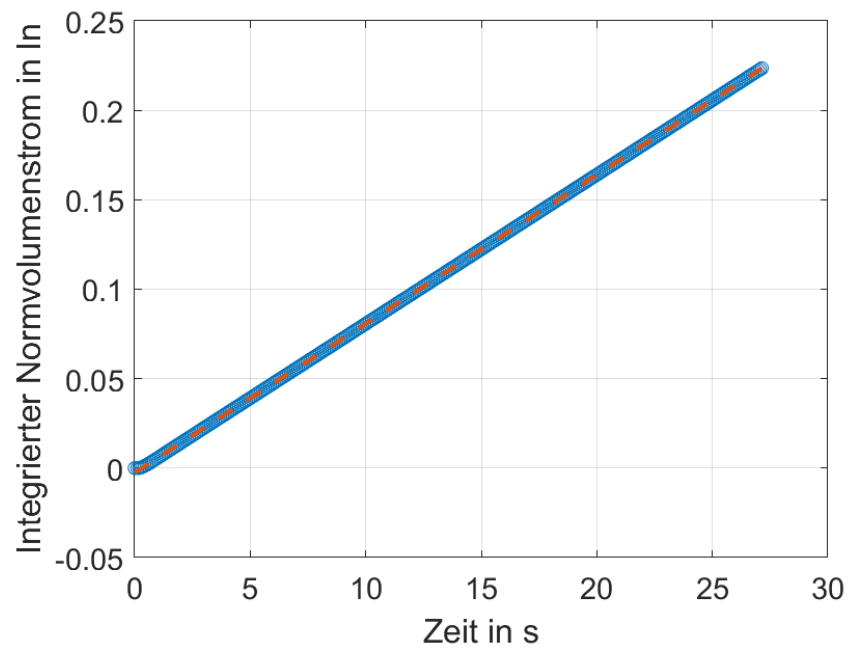


Abbildung 4.25: Durch den Massenstromregler eingeströmte Normvolumen über Zeit.

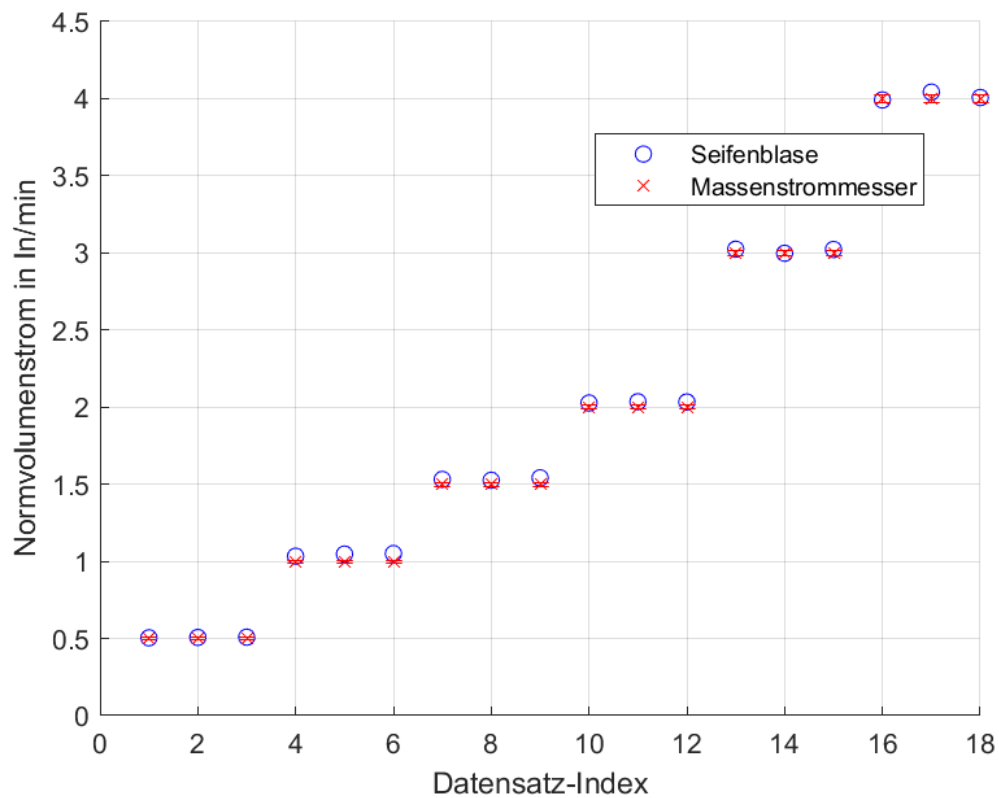


Abbildung 4.26: Vergleich der Normvolumenströme zwischen Seifenblase und den durch den Massenflussregler herausgeschriebenen Volumenströmen im Fall von Luft.

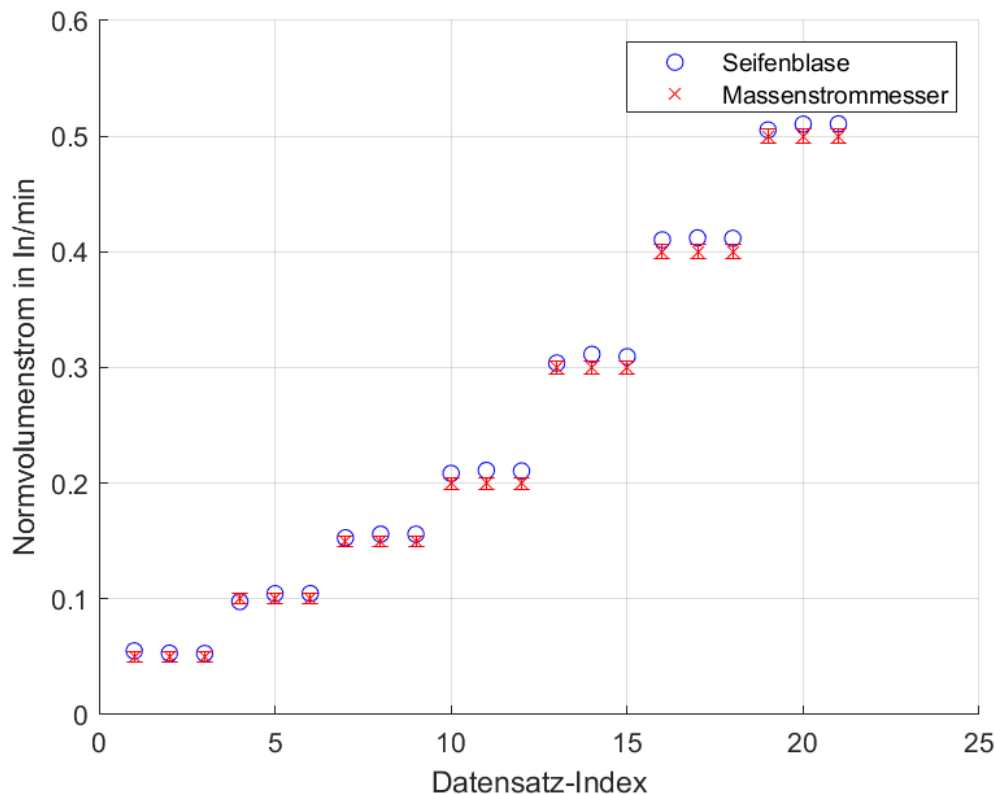


Abbildung 4.27: Vergleich der Normvolumenströme zwischen Seifenblase und den durch den Massenflussregler herausgeschriebenen Volumenströmen im Fall von Methan.

4.6.5 Ergebnis

Wie in den Abbildungen 4.26 und 4.27 zu erkennen ist, liegen die Normvolumenströme, die durch die Seifenblasenmessung bestimmt wurden, innerhalb der durch den Hersteller angegebenen Fehlertoleranzen. Dasselbe gilt für die Normvolumenströme, die durch die Massenstromregler ausgegeben werden.

Die Normvolumenströme, die durch die Seifenblasenmessung ermittelt wurden, sind in 92 % der Fälle höher als die durch den Massenstromregler angezeigten Werte.

Eine mögliche Ursache für diese Abweichung könnte eine ungenaue Umrechnung von Pixel in Millimeter sein. Diese Umrechnung wurde manuell anhand von Millimeterpapier vorgenommen, das auf dem Messzylinder befestigt war. Wenn die tatsächliche Pixelgröße von der ausgemessenen abweicht, wird der Positionszuwachs zwischen aufeinander folgenden Bildern entweder über- oder unterschätzt. Die beobachtete Tendenz deutet darauf hin, dass die Pixelgröße überschätzt wurde.

Eine weitere mögliche Ursache für die Varianz der einzelnen Messungen sind ungleichmäßig benetzte Zylinder- und Rohrwände. Bei der Durchführung des Versuchs zeigte sich, dass die Benetzung einen erheblichen Einfluss auf die Expansion der Seifenblase hat. Da die Seifenblase am oberen Rand des Messzylinders platzt und die Seifenlauge an den Zylinder- und Rohrwänden abläuft, unterscheidet sich der Benetzungszustand von Messung zu Messung geringfügig. Lokale Ansammlungen von Seifenlauge können zu einer leichten Schiefstellung der Seifenblase führen. Diese Ansammlungen können sich während der Expansion der Blase im Messzylinder bilden. Eine unzureichende

Benetzung führt dazu, dass die Oberfläche der Seifenblase keine ebene Fläche bildet, sondern durch Reibungseffekte ausbaucht. Da nur ein Bereich nahe dem Zentrum des Messzylinders (siehe Abbildung 4.22) betrachtet wird, kann dies zur Überschätzung des Normvolumenstroms führen, da die Blase durch das Ausbauchen einen lokalen Geschwindigkeitszuwachs erfährt.

5 Diskussion / Ausblick

Der Zweck dieser Arbeit bestand darin, den am ITT eingesetzten McKenna-Brenner auf seine Tauglichkeit für wissenschaftliche Untersuchungen zu überprüfen. In diesem Zusammenhang wurden folgende Aspekte des Versuchsaufbaus des Brenners untersucht:

- Zur Untersuchung des Kühlsystems wurde die Kühlleistung des im Brenner eingebauten Kühlsystems bestimmt (Kapitel 4.1).
- Zur Bestimmung der Gastemperatur des Gasgemisches wurden Thermografieaufnahmen der Brennermatrix durchgeführt (Kapitel 4.2 und 4.3).
- Zur Bestimmung der Strömungsgeschwindigkeit des Gases wurde mittels Hitzdrahtanemometrie das Strömungsfeld untersucht (Kapitel 4.4 und 4.5).
- Zur Untersuchung der Massenstromregler wurden Seifenblasen innerhalb eines Messzylinders erzeugt. Aus der Expansionsrate der Seifenblase konnte der Massenstrom berechnet werden (Kapitel 4.6).

Die Untersuchung des Kühlsystems ergab, dass die Kühlleistung über die eingebaute Kühlspirale nicht ausreichend ist, um den Wärmeeintrag durch die Brennerflamme vollständig abzuführen. Die maximal gemessene Kühlleistung wurde bei einem Kühlwasserstrom von 0,21/min mit $\dot{Q}_{\text{Kühl}} = 24,66 \text{ W}$ erreicht. Im Vergleich dazu ergab die Simulation mit der Vorgabe einer Gastemperatur von 373 K einen Wärmeeintrag der Flamme von $\dot{Q}_{\text{Flamme}} = 34,05 \text{ W}$. Nach den Ergebnissen des Versuchs 4.2 werden Gastemperaturen von 373 – 413 K erwartet, wodurch die simulierte Brennerflamme mit einer Gastemperatur von 373 K am Einlass des Rechengebietes das Minimum des zu erwartenden Wärmeeintrags abbildet. Dies bestätigt das in den zuvor durchgeführten Studien [4] beobachtete Verhalten des Brenners, dass sich dieser mit steigender Betriebsdauer erhitzt.

Die Varianz der bestimmten Kühlleistung bei verschiedenen Kühlwasserströmen (Tabelle 4.3) lässt sich nur schwer erklären. Beim Betrachten der Temperaturentwicklung der am Brenner befestigten Thermoelemente (Abbildung 4.3) bei verschiedenen Kühlwasserströmen fällt auf, dass diese nahezu identisch sind. Somit wäre zu erwarten, dass auch die Kühlleistungen ähnlich sein müssten und nicht, wie beobachtet, zwischen $\dot{Q}_{\text{Kühl}} = 24,66 \text{ W}$ und $\dot{Q}_{\text{Kühl}} = 9,85 \text{ W}$ variieren. Es wird angenommen, dass die Variationen vor allem durch die in den Kühlwasserschläuchen installierten Thermoelemente, die T_{ein} und T_{aus} messen, verursacht werden. Die aufgezeichneten Temperaturdifferenzen sind sehr klein, wodurch schon eine geringe Abweichung zu großen Schwankungen in der Kühlleistung führen kann. Die Messelemente sind aufgrund ihrer Architektur nicht einsehbar, weshalb sie nicht visuell kontrolliert werden können. Um diese Vermutung zu überprüfen, müssten die gleichen Messungen mit neuen Thermoelementen wiederholt werden. Dies soll in Zukunft erfolgen.

Die Untersuchung der Oberflächentemperatur der Brennermatrix ergab, dass diese mit $120 - 145\text{ }^{\circ}\text{C}$ (Abbildung 4.8) deutlich höher ist als zuvor angenommen. Des Weiteren wurden große Temperaturdifferenzen von etwa 70 K vom Zentrum der Brennermatrix bis zum Rand beobachtet, die bei allen gemessenen Brennerlaufzeiten nahezu identisch sind.

Das im Brenner verbaute Kühlsystem hat die Aufgabe, die Brennermatrix homogen zu kühlen und diese auf einer konstanten Temperatur zu halten. Dass dies nicht der Fall ist, wurde bereits in Versuch 4.1 gezeigt. Beim Betrachten der Temperaturentwicklung über die Brennerlaufzeit der im Brennergehäuse montierten Thermoelemente (Abbildung 4.9) und beim Vergleich mit den Temperaturentwicklungen der Brennermatrix (Abbildung 4.8) ist zu erkennen, dass sich die Temperaturen bei den verschiedenen Radien um den gleichen Wert wie die Gehäusetemperatur erhöhen. Aus den gesammelten Daten wird beobachtet, dass sich die Temperaturen bei einer Verdoppelung der Brennerlaufzeit um etwa 5 K erhöhen.

Durch die konstanten Temperaturgradienten und den gleichen Temperaturanstieg von Brennergehäuse und Matrix wird davon ausgegangen, dass der primäre Kühlmechanismus der Matrix durch Wärmeleitung an das Brennergehäuse erfolgt. Dabei wird die Wärme zunächst an die Hülse zwischen Brennermatrix und Inertgasmatrix (siehe Abbildung 3.1) abgegeben. Diese Hülse ist in das Brennergehäuse gepresst, wodurch die Wärme von der Hülse an das Brennergehäuse geleitet wird.

Somit kann zusammenfassend gesagt werden, dass die Gastemperatur während einer Messung nicht konstant ist. Da die Vergleichssimulation eine 1-D Simulation ist, führt eine inhomogene Brennermatrixtemperatur dazu, dass die Vergleichbarkeit stark eingeschränkt ist. Das sich dabei ausbildende Temperaturfeld ist eine Funktion des Radius, wodurch eine 1-D Annahme nicht zutreffend ist. Die Vorgabe der Oberflächentemperatur in der Simulation durch eine Dirichlet-Randbedingung bildet somit nicht die experimentelle Oberflächentemperatur ab.

Die Ergebnisse aus den Versuchen 4.1 und 4.2 zeigen, dass das Kühlsystem nicht ausreicht, um vergleichbare Versuchsbedingungen zu erzeugen. Die abgeführte Kühlleistung durch das Kühlwasser ist zu gering, wodurch sich die Brennermatrix und das Brennergehäuse mit zunehmender Brennerlaufzeit erhitzen und sich Temperaturgradienten auf der Brennermatrix einstellen.

Die Messungen aus Versuch 4.2 wurden mit dem in der Literatur verwendeten Standardbrenner im Versuch 4.3 wiederholt. Wie schon zuvor bei dem zu untersuchenden Brenner beobachtet, steigen die Matrixtemperatur und die Gehäusetemperatur bei dem Standardbrenner mit der Brennerlaufzeit an. Auch bei dem Standardbrenner bilden sich Temperaturdifferenzen zwischen dem Zentrum des Brenners und dem Rand der Brennermatrix aus. Durch diese Erkenntnisse kann ausgeschlossen werden, dass der zu untersuchende Brenner einen Defekt hat. Des Weiteren wurde damit bewiesen, dass das Verhalten des Temperaturfeldes der Brenneroberfläche durch den grundlegenden Aufbau des Brenners und somit durch die Architektur, wie sie in Kapitel 3.1 beschrieben wurde, verursacht wird.

Die Untersuchung der Strömungsgeschwindigkeit des Gases ergab, dass die Strömungsgeschwindigkeit nicht homogen über die Brennermatrix verteilt ist. Es wurden Unterschiede zwischen den Maximal- und Minimalwerten von etwa $300\text{ }\%$ beobachtet. Diese Unterschiede in der Strömungsgeschwindigkeit führen bei einer konstanten

Dichte zu Variationen in den lokalen Massenströmen. Verbrennungsphänomene wie beispielsweise die oszillierende Flamme sind sensitiv gegenüber dem Massenstrom, weshalb die lokalen Unterschiede Auswirkungen auf die Beobachtung dieser Phänomene haben. Dies schränkt ebenfalls stark die Vergleichbarkeit mit 1-D-Simulationen ein.

Die über alle Messpunkte gemittelten Strömungsgeschwindigkeiten betragen bei jedem untersuchten Massenstrom das 2,5-Fache der mittleren Strömungsgeschwindigkeit. Die mittlere Strömungsgeschwindigkeit wird dabei aus dem eingestellten Massenstrom und der Kreisfläche des Brenners berechnet. Die Messung der Strömungsgeschwindigkeit erfolgte mit einer Hitzdrahtsonde, die eine Drahtlänge von 1,25 mm und einen Drahtdurchmesser von etwa 5 µm aufweist. Aufgrund der Länge des Drahtes und der Porengröße der Matrix von ca. 50 µm ist zu erwarten, dass die aufgenommenen Geschwindigkeiten über die Drahtlänge gemittelt werden. Dies würde bedeuten, dass die gemessenen Strömungsgeschwindigkeiten den mittleren Strömungsgeschwindigkeiten entsprechen müssten, welche unter der Annahme berechnet werden, dass Gas über die gesamte Brenneroberfläche ausströmt. Da die gemessenen Geschwindigkeiten jedoch das 2,5-Fache der mittleren Strömungsgeschwindigkeit betragen, widerspricht dies der Annahme, dass die Geschwindigkeit über die Drahtlänge gemittelt wird und das Gas gleichmäßig über die gesamte Brenneroberfläche ausströmt. Unter der Annahme einer kreisförmigen Brenneroberfläche würde dies zudem gegen die Massenerhaltung verstoßen. Berücksichtigt man die Porosität der Matrix, welche die Ausströmfläche verkleinert und laut Hersteller zwischen 38-43 % liegt, und berechnet damit die mittlere Strömungsgeschwindigkeit gemäß Gleichung 4.5, ergibt sich ein Unterschied zwischen den gemessenen und den mittleren Strömungsgeschwindigkeiten im einstelligen Prozentbereich.

Diese Beobachtung ist derzeit nicht erklärbar und muss in der Zukunft genauer untersucht werden.

Zur Kontrolle der Kalibrierung der Hitzdrahtanemometrie aus Versuch 4.5 wurden die Strömungsgeschwindigkeiten im Zentrum eines Rohres untersucht. Da die Rohrströmung theoretisch gut verstanden ist, kann somit validiert werden, ob die Hitzdrahtanemometrie die tatsächlichen Strömungsverhältnissen abbildet.

Die Messungen ergaben, dass die Hitzdrahtanemometrie zwar geringfügig vom Sollwert des Verhältnisses zwischen maximaler und mittlerer Strömungsgeschwindigkeit abweicht, mit gemessenen Werten von 2,3 – 1,7 statt 2,0, jedoch nicht die Ursache für die großen Abweichungen der Messungen am Brenner aus Versuch 4.5 ist.

Die Untersuchung der Massenstromregler ergab, dass diese innerhalb der vom Hersteller angegebenen Fehlertoleranzen liegen. Bei den Messungen wurde jedoch die Tendenz beobachtet, dass die durch die Seifenblasenmethode ermittelten Normvolumenströme in 92 % der Fälle zu hoch sind. Es wird angenommen, dass diese Abweichung durch eine Überschätzung der Pixelgröße verursacht wird. Somit liegt die Ursache nicht in den Massenstromreglern selbst, sondern in der Auswertung der Messdaten.

Somit kann zusammenfassend gesagt werden, dass der untersuchte Brenner für die Untersuchung hochsensibler Flammenphänomene, wie sie im Rahmen dieser Arbeit durchgeführt wurden, keine vergleichbaren Versuchsbedingungen erzeugt und daher nicht geeignet ist. Dies lässt sich durch folgende Punkte begründen:

- Das Kühlsystem des Brenners ist nicht ausreichend dimensioniert, wodurch keine stationäre Matrixtemperatur gewährleistet werden kann und Temperaturgradienten entstehen.
- Das durch die Sintermetallmatrix erzeugte Strömungsgeschwindigkeitsfeld ist stark inhomogen.
- Die gemittelte Strömungsgeschwindigkeit ist aus bisher nicht erklärbaren Gründen um den Faktor 2,5 größer als die berechnete mittlere Strömungsgeschwindigkeit. Möglicherweise führt die Brennermatrix zu komplexen Strömungsbedingungen, die in diesem Ausmaß nicht erwartet wurden.

Literaturverzeichnis

- [1] A. Moroshkina, V. Mislavskii, B. Kichatov, V. Gubernov, U. Maas, Burner stabilized flames: Towards reliable experiments and modelling of transient combustion, Elsevier Ltd (2022).
- [2] V. Bykov, S. Shashidharan, E. Berszany, V. Gubernov, U. Maas, Model Reduction of Rich Premixed Hydrogen/air Oscillatory Flames by Global Quasi-Linearization (GQL), Combustion Science and Technology (2021).
- [3] V. Mislavskii, N. Pestovskii, S. Tskhai, B. Kichatov, V. Gubernov, V. Bykov, U. Maas, Diffusive-thermal pulsations of burner stabilized methane-air flames, Elsevier Ltd. (2021).
- [4] T. Jennerjahn, Experimentelle Untersuchung von Oszillationsphänomenen bei brennerstabilisierten Methan-Luft Flammen mittels Schlierenverfahren, Ph.D. thesis, Karlsruher Institut für Technologie, Karlsruher Institut für Technologie (2024).
- [5] J. Zierep, K. Bühler, Grundzüge der Strömungslehre: Grundlagen, Statik und Dynamik der Fluide, Springer Fachmedien, Wiesbaden, 2023, Zugriff: 15.08.2024. doi:10.1007/978-3-658-42223-3. URL <https://link.springer.com/10.1007/978-3-658-42223-3>
- [6] W. Nitsche, A. Brunn, Geschwindigkeitsmessung, in: Strömungsmesstechnik, Springer, Berlin, Heidelberg, 2006, pp. 41–78, Zugriff: 30.07.2024. doi:10.1007/3-540-32487-9_3. URL https://doi.org/10.1007/3-540-32487-9_3
- [7] About the Burner, Zugriff: 13.08.2024. URL <https://www.flatflame.com/about-flatflame>
- [8] W. Wagner, H.-J. Kretzschmar, R. Span, R. Span, R. Span, R. Span, R. Span, R. Span, D2 Stoffwerte von bedeutenden reinen Fluiden, in: VDI-Wärmeatlas, Springer, Berlin, Heidelberg, 2013, pp. 175–356, Zugriff: 11.09.2024. doi:10.1007/978-3-642-19981-3_12. URL https://doi.org/10.1007/978-3-642-19981-3_12
- [9] A. M. Pourkhesalian, A. H. Shamekhi, F. Salimi, Alternative fuel and gasoline in an SI engine: A comparative study of performance and emissions characteristics, Fuel 89 (5) (2010) 1056–1063, Zugriff: 05.09.2024. doi:10.1016/j.fuel.2009.11.025. URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0016236109005341>

- [10] H. Ababneh, B. H. Hameed, Electrofuels as emerging new green alternative fuel: A review of recent literature, *Energy Conversion and Management* 254 (2022) 115213, Zugriff: 05.09.2024. doi:10.1016/j.enconman.2022.115213.
URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0196890422000097>
- [11] T. Böhlke, *Kontinuumsmechanik der Festkörper und Fluide* (2020).
- [12] K. Stierstadt, *Die Grenzen der Physik in Natur und Technik: Vom Atomkern zur Galaxie*, essentials, Springer Fachmedien, Wiesbaden, 2021, Zugriff: 15.08.2024. doi:10.1007/978-3-658-34802-1.
URL <https://link.springer.com/10.1007/978-3-658-34802-1>
- [13] H. Schade, E. Kunz, F. Kameier, C. O. Paschereit, *Strömungslehre*, De Gruyter, 2022, Zugriff: 23.08.2024. doi:10.1515/9783110641455.
URL <https://www.degruyter.com/document/doi/10.1515/9783110641455/html?lang=de>
- [14] J. Spurk, N. Aksel, *Strömungslehre: Einführung in die Theorie der Strömungen*, Springer, Berlin, Heidelberg, 2019, Zugriff: 23.08.2024. doi:10.1007/978-3-662-58764-5.
URL <http://link.springer.com/10.1007/978-3-662-58764-5>
- [15] G. Ernst, U. Maas, R. Schießl, *Thermodynamik und Wärmübertragung 1* (Sep. 2022).
- [16] W. Skolaut, *Maschinenbau*, Springer Vieweg, 2014.
- [17] H. D. Baehr, K. Stephan, *Wärme- und Stoffübertragung*, Springer, Berlin, Heidelberg, 2016, Zugriff: 30.07.2024. doi:10.1007/978-3-662-49677-0.
URL <http://link.springer.com/10.1007/978-3-662-49677-0>
- [18] D. Meschede, *Gerthsen Physik*, Springer-Lehrbuch, Springer, Berlin, Heidelberg, 2015, Zugriff: 30.07.2024. doi:10.1007/978-3-662-45977-5.
URL <https://link.springer.com/10.1007/978-3-662-45977-5>
- [19] P. Stephan, B1 Die Energieform Wärme und verschiedene Arten der Wärmeübertragung, in: P. Stephan, S. Kabelac, M. Kind, D. Mewes, K. Schaber, T. Wetzel (Eds.), *VDI-Wärmeatlas: Fachlicher Träger VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen*, Springer, Berlin, Heidelberg, 2019, pp. 17–21, Zugriff: 13.08.2024. doi:10.1007/978-3-662-52989-8_3.
URL https://doi.org/10.1007/978-3-662-52989-8_3
- [20] R. Usamentiaga, P. Venegas, J. Guerediaga, L. Vega, J. Molleda, F. G. Bulnes, *Infrared Thermography for Temperature Measurement and Non-Destructive Testing*, *Sensors* 14 (7) (2014) 12305–12348, Zugriff: 30.07.2024. doi:10.3390/s140712305.
URL <https://www.mdpi.com/1424-8220/14/7/12305>
- [21] F. Bernhard (Ed.), *Handbuch der Technischen Temperaturmessung*, Springer, Berlin, Heidelberg, 2014, Zugriff: 30.07.2024. doi:10.1007/978-3-642-24506-0.
URL <https://link.springer.com/10.1007/978-3-642-24506-0>

- [22] A. Wallrabe, M. Tacke, R. Ebert, Infrarot-Kameras: Grundlagen, Technologien und Systeme, Springer Fachmedien, Wiesbaden, 2022, Zugriff: 30.07.2024. doi: 10.1007/978-3-658-38542-2.
URL <https://link.springer.com/10.1007/978-3-658-38542-2>
- [23] R. Örlü, R. Vinuesa, Thermal anemometry, in: Experimental Aerodynamics, CRC Press, 2017, pp. 257–304, Zugriff: 13.08.2024. doi:10.1201/9781315371733-12.
URL <https://www.taylorfrancis.com/chapters/edit/10.1201/9781315371733-12/thermal-anemometry-ramis-%C3%B6rl%C3%BC-ricardo-vinuesa>
- [24] J. K. Schmitt, Experimentelle Untersuchung des Strömungsfeldes und der Tropfenverteilung in der kalten Strömung eines turbulenten mehrphasigen Verbrennungssystems, Bachelor-Arbeit, Karlsruher Institut für Technologie (2020).
- [25] J. Warnatz, U. Maas, R. W. Dibble, Verbrennung: Physikalisch-Chemische Grundlagen, Modellierung und Simulation, Experimente, Schadstoffentstehung | SpringerLink, Zugriff: 03.09.2024 (2001).
URL <https://link.springer.com/book/10.1007/978-3-642-56451-2>
- [26] S. Taylor, J. B. Wright, E. C. Forrest, B. Jared, J. Koepke, J. Beaman, Investigating relationship between surface topography and emissivity of metallic additively manufactured parts, International Communications in Heat and Mass Transfer 115 (2020) 104614, Zugriff: 29.08.2024. doi:10.1016/j.icheatmasstransfer.2020.104614.
URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S073519332030141X>
- [27] C. A. Terrazas-Nájera, A. Fernández, R. Felice, R. Wicker, On the thermal emissive behavior of four common alloys processed via powder bed fusion additive manufacturing, Additive Manufacturing 82 (2024) 104023, Zugriff: 29.08.2024. doi:10.1016/j.addma.2024.104023.
URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2214860424000691>
- [28] G. Cao, S. J. Weber, S. O. Martin, M. H. Anderson, K. Sridharan, T. R. Allen, Spectral emissivity measurements of candidate materials for very high temperature reactors, Nuclear Engineering and Design 251 (2012) 78–83, Zugriff: 29.08.2024. doi:10.1016/j.nucengdes.2011.10.067.
URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0029549311009733>
- [29] C. Ogunlesi, The effect of process parameter variation on the emissivity and resistivity of 316L stainless steel manufactured by Selective Laser Melting, phd, University of Southampton, Zugriff: 29.08.2024 (Jul. 2022).
URL <https://eprints.soton.ac.uk/467728/>
- [30] S. S. SIH, J. W. BARLOW, The Prediction of the Emissivity and Thermal Conductivity of Powder Beds, Particulate Science and Technology 22 (4) (2004) 427–440, Zugriff: 29.08.2024. doi:10.1080/02726350490501682.
URL <https://doi.org/10.1080/02726350490501682>

- [31] H. H. Bruun, M. A. Khan, H. H. Al-Kayiem, A. A. Fardad, Velocity calibration relationships for hot-wire anemometry, *Journal of Physics E: Scientific Instruments* 21 (2) (1988) 225, Zugriff: 27.08.2024. doi:10.1088/0022-3735/21/2/020.
URL <https://dx.doi.org/10.1088/0022-3735/21/2/020>
- [32] Miniature Wire, Zugriff: 27.08.2024.
URL <https://www.dantecdynamics.com/components/hot-wire-and-hot-film-probes/single-sensor-probes/miniature-wire/>