

Lehrstuhl für Thermodynamik
Technische Universität München

Emissionsreduktion und Effizienzerhöhung von Heizgeräten kleiner Leistung durch Vermeidung von Verbrennungsinstabilitäten

Abschlussbericht über ein Entwicklungsprojekt,
gefördert unter dem Az: 24678 von der
Deutschen Bundesstiftung Umwelt

Prof. Dr.-Ing. Thomas Sattelmayer, Dr.-Ing. Christoph Hirsch
& Dipl.-Ing. Urban Neunert

in Zusammenarbeit mit
TRUMA Gerätetechnik GmbH und Co. KG
Putzbrunn
&
promeos GmbH
Erlangen

Garching, Dezember 2008

Projektkennblatt
der
Deutschen Bundesstiftung Umwelt



Az	24678	Referat	24/0	Fördersumme	124.000,00 €
Antragstitel	Emissionsreduktion und Effizienzerhöhung von Heizgeräten kleiner Leistung durch Vermeidung von Verbrennungsinstabilitäten				
Stichworte	Energie, Emission				
Laufzeit	Projektbeginn	Projektende	Projektphase(n)		
24 Monate	1.10.2006	30.9.2008			
Zwischenberichte:	alle 6 Monate Kurzbericht				
Bewilligungsempfänger	TU München			Tel	089/28916217
	Lehrstuhl für Thermodynamik			Fax	089/28916218
	Boltzmannstr. 15			Projektleitung	
	85747 Garching			Prof. Dr.-Ing. Sattelmayer	
				Bearbeiter	
				Urban Neunert	
Kooperationspartner	Truma Gerätetechnik GmbH & Co KG, Brunntal Promeos GmbH, Erlangen				

Zielsetzung und Anlass des Vorhabens

Das Vorhaben beschäftigt sich mit der Verbesserung der Emissionen von Heizgeräten kleiner Leistung. Durch die Vermeidung von Verbrennungsschwingungen durch die thermoakustischen Wechselwirkungen zwischen der Flamme und den passiven Komponenten des Systems sollen bisher sicher nicht erreichbare emissionsarme Betriebsbereiche erschlossen werden. Der Schwerpunkt liegt auf der Entwicklung bisher nicht gebräuchlicher Methoden, die von den Industriepartnern im Rahmen ihrer Entwicklungsprozesse eingesetzt werden können.

Darstellung der Arbeitsschritte und der angewandten Methoden

Für die Stabilitätsanalyse von Heizgeräten gegen thermoakustisch getriebene Schwingungen werden Netzwerkmodelle entwickelt, die von den Industriepartnern im Rahmen der Entwicklung angewendet werden können. In einem experimentellen Begleitprogramm werden zunächst seriennahe Heizgeräte untersucht und die Form der akustischen Wellenfelder analysiert, wobei Frischluft- und Abgaspfad mit berücksichtigt werden. Im zweiten Schritt erfolgt eine Vertiefung durch Komponentenuntersuchungen mit experimentellen und theoretisch/numerischen Methoden. Ziel ist die realistische Beschreibung der Vorgänge mit einem Modell, das die Flamme mittels einer akustisch rückgekoppelten Quelle berücksichtigt. Die Ergebnisse werden auf einfache Netzwerkmodelle mit wenigen, physikalisch motivierten Parametern übertragen. Abschließend sollen die thermoakustischen Eigenschaften realitätsnaher Heizgeräte mit diesen Modellen dargestellt und anhand der Experimente verifiziert werden. In einem Handbuch soll die Vorgehensweise beim Erstellen von Netzwerkmodellen nachvollziehbar erläutert werden und es soll erklärt werden, welche Möglichkeiten zur Änderung der thermoakustischen Eigenschaften und der Stabilität existieren. Durch Parameterstudien mit Netzwerkmodellen werden die Ursachen für Instabilitäten und Abhilfen diskutiert. Durch die Nutzung dieser Werkzeuge werden die Industriepartner im ersten Schritt dazu in die Lage versetzt, vorhandene Heizgeräte so zu modifizieren, dass die Verbrennungstemperaturen und damit die Stickoxidemissionen gravierend abgesenkt werden können. Darüber hinaus sollen die gleichen Werkzeuge in den Entwicklungsprozess für neue Generationen von Heizgeräten integriert werden, um schon in der Entwurfsphase sicher zu stellen, dass der emissionsoptimale Betriebsbereich realisiert werden kann.

Ergebnisse und Diskussion

Im Rahmen des DBU-Projektes „Emissionsreduktion und Effizienzerhöhung von Heizgeräten kleiner Leistung durch Vermeidung von Verbrennungsinstabilitäten“ ist ein Softwarecode zur Vorhersage thermoakustischer Instabilitäten in Heizungssystemen kleiner Leistung entstanden. Dieses Vorhersagewerkzeug ermöglicht den Entwicklern solcher Heizungen bereits in der Designphase Maßnahmen zur akustischen Stabilisierung zu ziehen. Es basiert auf der Methode der eindimensionalen Netzwerkmodellierung welche bereits erfolgreich bei der Systemcharakterisierung von Gasturbinen und Raketenbrennkammern eingesetzt wurde.

Die vorliegende Arbeit erklärt die Vorgehensweise bei der Benutzung dieses Vorhersagewerkzeuges am Beispiel zweier Heizungssysteme. Die dem Berechnungscode zu Grunde liegenden analytischen Gleichungen zur Berechnung der akustischen Eigenschaften des Systems, sowie die theoretischen Grundlagen der OLG-Methode zur Bestimmung der stabilen und instabilen Eigenmoden sind eingehend dargestellt. Die verwendete Methode erfordert die Erstellung eines akustischen Netzwerks. Dazu wird die Geometrie einer gegebenen Heizung über den Strömungsweg der Gase als quasi eindimensional betrachtet. Sie wird in einzelne akustische Elemente unterteilt, deren Akustik durch eine Transfermatrix beschrieben ist. Die Transfermatrizen werden in einem Netzwerkmodell als analytische Modelle oder durch experimentell ermittelte Daten ausgedrückt. Für diese Arbeit sind die Komponenten experimentell mit der Multimikrofonmethode vermessen worden, deren Transfermatrizen nicht durch Standardelemente beschrieben werden können. Dies sind für die RMH Heizung der Ein- und Auslassstutzen sowie die Wickelrohre des Frischluft- und Abgaspfades, der gesamte Brennertopf sowie der Flammenhalter und die brennerstabilisierte Flachflamme. Für den Porenbrenner von sind die poröse Vorwärmzone sowie die Verbrennungszone untersucht worden. Für die akustischen Transformationseigenschaften dieser Elemente werden Modellierungsvorschläge gegeben.

Der Vergleich der modellierten und gemessenen Werte zeigt die Anwendbarkeit der neu generierten Modelle. Das resultierende Netzwerkmodell eines Gesamtsystems führt zu einem Gleichungssatz mit dem die Akustik und das Stabilitätsverhalten des Systems vorhergesagt werden kann. Die Aussagegenauigkeit des Modells der RMH wird mit Hilfe von experimentell ermittelten Validierungsdaten geprüft. Dazu werden Messungen am realen Heizgerät durchgeführt. Die Messdaten können mit den aus dem Vorhersagewerkzeug berechneten Werten verglichen werden. Die Ergebnisse zeigen, dass für beide Heizungen die Systemstabilität mit der verwendeten Methode qualitativ und auch zahlenmäßig mit einer hohen Genauigkeit prognostiziert werden kann. Das zeigt sich vor allem in den ermittelten dominanten Eigenfrequenzen und deren Stabilität. Die Genauigkeit hängt dabei stark von der Qualität des modellierten Netzwerks ab. Besonders die Auswahl der Transfermatrixmodelle der einzelnen Elemente erfordert beim Anwender eine gewisse Erfahrung. Häufig sind hier Experimente zur Messung der Transfermatrix hilfreich. Das entwickelte Vorhersagewerkzeug ermöglicht den Heizungsbauern eine schnelle und kostengünstige Prognose der thermoakustischen Stabilität eines Heizungssystems. Aufwändige und eventuell nicht zielführende Experimente an teuren Prototypen werden dadurch hinfällig. Einfache gezielte Veränderungen an den geometrischen Parametern der Heizung im Modell ermöglichen Tests zum Einfluss passiver Stabilisierungsmaßnahmen auf die Systemcharakteristik. Ziel ist es neue, thermoakustisch stabile und emissionsärmere Betriebsbereiche zu erschließen.

Öffentlichkeitsarbeit und Präsentation

Hinsichtlich der Methoden wurden während des Projektes neue Erkenntnisse erzielt. Diese werden im April 2009 auf der ECM in Wien unter der Bezugsnummer A810093 von den Autoren veröffentlicht.

Fazit

Das gesamte Vorhaben kann als erfolgreich abgeschlossen angesehen werden. Für die Industrie ergibt sich durch die erzielten Ergebnisse die Möglichkeit emissionsärmere und energieeffizientere Heizungssysteme thermoakustisch stabil auszuliegen. Innovationen wurden besonders bezüglich der etablierten Messmethoden erzielt.

Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis	iii
Tabellenverzeichnis	vii
1 Einleitung	1
2 Theoretische Grundlagen	5
2.1 Thermoakustik	5
2.2 Eindimensionale Akustik	6
2.3 Netzwerkmethod e	8
2.4 Stabilitätsanalyse	9
3 Materialien und Methoden	13
3.1 Akustische Systemcharakterisierung	13
3.1.1 Prüfstand zur Systemcharakterisierung der RMH	13
3.1.2 Stabilitätsuntersuchungen am Porenbrenner	16
3.2 Die Multimikrofonmethode	18
3.2.1 Messprinzip	18
3.2.2 Aufbau der Messanlage	20
4 Ergebnisse und Diskussion	23
4.1 Komponentenuntersuchungen	23
4.1.1 Der Ein- und Auslassstutzen der RMH	23
4.1.2 Die Wickelschläuche im Abgas- und Frischgastrakt der RMH	26
4.1.3 Der Flammenhalter der RMH	29
4.1.4 Der Brennertopf der RMH	30
4.1.5 Brennerstabilisierte Flammen im RMH System	32
4.1.6 Der Porenbrenner	34
4.2 Netzwerkmodelle der RMH	37
4.2.1 Validierung kaltes Modell	37
4.2.2 Validierung heißes Modell	39
4.2.3 Bestimmung der instabilen Eigenmoden am heißen Modell	41
4.3 Netzwerkmodelle des Porenbrenners	45
5 Fazit	47
Literaturverzeichnis	49
A Transfermatrizen von Standardelementen	51

A.1	Akustische Ränder und Anregungselemente	51
A.2	Rohre mit thermo-viskoser Wandreibung	52
A.3	Querschnittsänderungen und kompakte Elemente mit akustischen Verlusten	52
A.4	Brennerstabilisierte laminare Flachflammen	53
B	Wärmebilanz am Flammenhalter	57
C	Netzwerkmodell des kalten RMH-Systems	61

Abbildungsverzeichnis

1.1	Heizungssystem RMH der <i>TRUMA Gerätetechnik GmbH</i>	2
1.2	Verbrennungsregion des Porenbrenners von <i>promeos GmbH</i>	3
2.1	Typischer Regelkreis aus der Regelungstechnik, für $x = 0$ ist das System geöffnet	10
2.2	Winkeltreue Abbildung der Eigenfrequenzen ω_e des Systems von der ω -Ebene auf die $OLG(\omega)$ -Ebene	11
2.3	Beispiel eines aufgeschnittenen akustischen Netzwerks in f - und g -Darstellung	11
3.1	RMH-System mit Zugängen für Messaufnehmer, Brennertopf ausgebaut .	14
3.2	Funktionsschema der RMH: 1. Ansaugstutzen Frischluft, 2. Eingang Brennertopf, 3. Brennerstabilisierte Flamme, 4. Wärmetauscher, 5. Auslassstutzen Abgastrakt	14
3.3	Schema der Strömungswege im Brennertopf.	15
3.4	Schema der RMH mit den Messstellen für Thermoelemente und Mikrofone	15
3.5	Vorwärm- und Verbrennungszone des Porenbrenners	17
3.6	Schema des Versuchsstands zur Untersuchung des Stabilitätsverhaltens von Porenbrennern.	17
3.7	Schema der Multimikrofonmethode zur Bestimmung der akustischen Transfermatrix eines kompakten Elements.	18
3.8	Amplituden- und Phaseninformation des dyn. Druckverlaufs $p'/\rho \cdot c$ in den Messstrecken vor (rot) und nach (blau) dem Element, berechnet aus je drei Messpunkten bei einer Anregungsfrequenz von 400 Hz (Zustand a)	20
3.9	Versuchsanlage für die Multimikrofonmethode	20
4.1	Ein- und Auslassstutzen der RMH. Links: seitlich mit Kamindeckel. Rechts: Strömungswege ohne Deckel	24
4.2	Modellierungsschema des akustischen Netzwerks für den Ein- und Auslassstutzen	24
4.3	Amplituden- und Phasengang des Reflektionsfaktors r an der Schnittstelle des Frischluftpfades zur RMH Heizung über der Frequenz. rot: experimentell ermittelt. schwarz: berechnet aus Netzwerkmodell.	25
4.4	Amplituden- und Phasengang des Reflektionsfaktors r an der Schnittstelle des Abgastrakts zur RMH Heizung über der Frequenz. rot: experimentell ermittelt. schwarz: berechnet aus Netzwerkmodell.	25

4.5	Experimentelle Vermessung der Transfermatrizen von Wickelrohren mit der Multimikrofonmethode: Links oben: Wickelrohr des Abgastraktes mit der Länge $l = 1\text{ m}$. Links unten: Wickelrohr des Abgastraktes mit der Länge $l = 0.56\text{ m}$. Rechts oben: Wickelrohr des Abgastraktes mit der Länge $l = 0.56\text{ m}$. Rechts unten: Fest eingespanntes Wickelrohr des Abgastraktes mit der Länge $l = 1\text{ m}$	26
4.6	Vergleich der Amplituden- und Phasenwerte der vier Transfermatrizelemente eines Abgasrohres der Länge $l = 0.56\text{ m}$: rot: exp. Daten, schwarz: berechnete Daten aus Gleichung (A.8) mit $k_d = 4.08$	27
4.7	Flammenhalter der RMH mit Primär- und Sekundärbelochung.	29
4.8	Vergleich der Amplituden- und Phasenwerte der vier Transfermatrizelemente der Primärbelochung ohne Durchströmung: rot: exp. Daten, schwarz: berechnete Daten aus Gleichung (A.11) mit $\zeta = 160$ und $l_{eff} = 0.035\text{ m}$	29
4.9	Vergleich der Amplituden- und Phasenwerte der vier Transfermatrizelemente der Sekundärbelochung bei einem Luftdurchsatz von $\dot{V}_{Luft} = 150 \frac{\text{ln}}{\text{min}}$, rot: exp. Daten, schwarz: berechnete Daten aus Gleichung (A.11) mit $\zeta = 320$ und $l_{eff} = 0.042\text{ m}$	30
4.10	Brennertopf ohne Flammenhalter mit Schnittstellen für das Netzwerkmodell.	31
4.11	Netzwerkmodell des Brennertopfes vom Eingang der Frischluft bis zum Flammenhalter.	31
4.12	Vergleich der Amplituden- und Phasenwerte der vier Transfermatrizelemente des gesamten Brennertopfes bei einem Luftdurchsatz von $\dot{V}_{Luft} = 150 \frac{\text{ln}}{\text{min}}$, rot: exp. Daten, schwarz: berechnete Daten aus dem Netzwerkmodell in Bild 4.11 und Gleichung (2.27).	32
4.13	Verschiedene Flammenhalterkonfigurationen, links oben: Flächenverhältnis $\frac{A_{offen}}{A_{Messrohr}} = 0.2$, Lochdurchmesser $d_{lb} = 0.002\text{ m}$. rechts oben: Flächenverhältnis $\frac{A_{offen}}{A_{Messrohr}} = 0.16$, Lochdurchmesser $d_{lb} = 0.005\text{ m}$. links unten: Flächenverhältnis $\frac{A_{offen}}{A_{Messrohr}} = 0.18$, Lochdurchmesser $d_{lb} = 0.007\text{ m}$. rechts unten: Primärbelochung der Standard RMH-Brille, Flächenverhältnis $\frac{A_{offen}}{A_{Messrohr}} = 0.22$, Lochdurchmesser $d_{lb} = 0.002\text{ m}$ und 0.007 m	33
4.14	Vergleich der Amplituden- und Phasenwerte des Transfermatrizelement T_{22} einer Flachflamme stabilisiert auf der Primärbelochung des RMH-Flammenhalters bei der thermischen Leistung $P_{th} = 0.5\text{ kW}$ und der Luftzahl $\lambda = 1.4$ über der Frequenz: rot: berechnete Werte mit Gleichung (A.15) mit gemessenen Daten für $A(\hat{\omega})$, schwarz: berechnete Daten mit Gleichung (A.15). Modellparameter: $T_s = 381\text{ K}$, $T_{lb} = 546\text{ K}$, $T_b = 1325\text{ K}$, $Ze = 8.88$	33

4.15	Vergleich der Amplituden- und Phasenwerte des Transfermatrixelement T_{22} einer Flachflamme stabilisiert auf einem Lochblech mit 2 mm Lochdurchmessern bei der thermischen Leistung $P_{th} = 0.7\text{ kW}$ und der Luftzahl $\lambda = 1.4$ über der Frequenz: rot: berechnete Werte mit Gleichung (A.15) mit gemessenen Daten für $A(\hat{\omega})$. schwarz: berechnete Daten mit Gleichung (A.15). Modellparameter: $T_s = 416\text{ K}$, $T_{lb} = 612\text{ K}$, $T_b = 1485\text{ K}$, $Ze = 8.16$	34
4.16	Amplituden- und Phaseninformation der vier Transfermatrixelemente der Vorwärmzone des Porenbrenners bei einem Luftdurchsatz von $\dot{V}_{Luft} = 75 \frac{\text{LN}}{\text{min}}$. rot: exp. Daten. schwarz: berechnete Daten aus dem Netzwerkmodell Eingangsverlust-Strömungsweg-Ausgangsverlust.	35
4.17	Amplituden- und Phaseninformation der vier Transfermatrixelemente des Porenbrenners bei einem Luftdurchsatz von $\dot{V}_{Luft} = 75 \frac{\text{LN}}{\text{min}}$. rot: exp. Daten. schwarz: berechnete Daten aus dem Netzwerkmodell Vorwärmzone-Brennzone.	36
4.18	Vergleich der Amplituden- und Phasenwerte des Transfermatrixelement T_{22} einer Flachflamme stabilisiert auf der Vorwärmzone des Porenbrenners bei der thermischen Leistung $P_{th} = 0.5\text{ kW}$ und der Luftzahl $\lambda = 1.65$ über der Frequenz: rot: berechnete Werte mit Gleichung (A.15) mit gemessenen Daten für $A(\hat{\omega})$. schwarz: berechnete Daten mit Gleichung (A.15). Modellparameter: $T_s = 702\text{ K}$, $T_{lb} = 586\text{ K}$, $T_b = 1613\text{ K}$, $Ze = 7.66$	37
4.19	Schema des Netzwerkmodells des Versuchsstandes zur Systemcharakterisierung des realen Heizungsgerätes RMH mit Fremdanregung unterteilt in die einzelnen Bereiche. Komponentenbezeichnungen: <i>Duct</i> : Rohr mit thermo-viskoser Wandreibung nach Kapitel A.2. <i>AC</i> : kompaktes Element mit akustischen Verlusten nach Kapitel A.3. <i>Refl Exit</i> : Akustische Randbedingung nach Kapitel A.1. <i>Fork, Joint</i> : einfache verlustfreie akustische Verzweigung bzw. Verknüpfung.	38
4.20	Amplituden- und Phaseninformation des dynamischen Drucks p' einer kalten Heizung nach dem Element 50 über der Anregungsfrequenz. rot: gemessene Daten. schwarz: mit dem Netzwerkmodell ermittelte Daten.	38
4.21	Amplituden- und Phaseninformation des dynamischen Drucks p' einer kalten Heizung nach dem Element 50 über der Anregungsfrequenz. rot: gemessene Daten. schwarz: Daten ermittelt mit einem Netzwerkmodell welches exp. TMs enthält.	39
4.22	Temperaturverlauf der RMH-Heizung (0.56 m -Schlauch) bei einer thermischen Leistung von $P_{th} = 2\text{ kW}$ und einer Luftzahl von $\lambda = 3$. rot: gemessene Werte, schwarz: Temperaturdaten des NWM.	40
4.23	Amplituden- und Phaseninformation des dynamischen Drucks p' einer Heizung im stationären Betrieb mit $P_{th} = 2\text{ kW}$ und $\lambda = 3$ nach dem Element 50 über der Anregungsfrequenz. rot: gemessene Daten. schwarz: mit dem Netzwerkmodell ermittelte Daten.	40

4.24	Amplituden- und Phaseninformation des dynamischen Drucks p' einer Heizung im stationären Betrieb mit $P_{th} = 2kW$ und $\lambda = 3$ nach dem Element 50 über der Anregungsfrequenz. Die Teilbereiche Brennertopf, Flamme, Ein- und Auslassstutzen sind im NWM durch Messdaten ersetzt. rot: gemessene Daten. schwarz: mit dem modifizierten Netzwerkmodell ermittelte Daten.	41
4.25	Amplituden- und Phaseninformation des dynamischen Drucks p' einer Heizung im stationären Betrieb mit $P_{th} = 2kW$ und $\lambda = 1.75$ bei der instabilen Eigenmode $54Hz$ an den sechs Mikrofonmessstellen.	42
4.26	NWM rein analytisch: Reelle Achse der Eigenmoden im Nyquist Diagramm der $OLG(\omega)$ -Ebene. links: alle Werte, rechts: Umgebung am kritischen Punkt $-1 + 0 \cdot i$	42
4.27	NWM modifiziert mit exp. TM: Reelle Achse der Eigenmoden im Nyquist Diagramm der $OLG(\omega)$ -Ebene. links: alle Werte, rechts: Umgebung am kritischen Punkt $-1 + 0 \cdot i$	43
4.28	Schema des NWM des Porenbrennerversuchsstandes. Die Vorwärmzone VWZ und die Verbrennungszone BZ sind als Netzwerke wie in Kapitel 4.1.6 modelliert. Zwischen VWZ und BZ befindet sich ein variabler Abstandshalter.	45
A.1	Schematischer eindimensionaler Temperaturverlauf eines Mediums über eine auf einem Flammenhalter stabilisierten Flachflamme.	57
B.1	Schematischer eindimensionaler Temperaturverlauf eines Mediums über eine auf einem Flammenhalter stabilisierten Flachflamme.	59
C.1	Elementetabelle des NWM der kalten RMH mit den exakten Modellierungsparameter.	64

Tabellenverzeichnis

4.1	Aus Experimenten berechnete Werte des Rauigkeitsfaktors von k_d bei versch. Wickelrohrkonfigurationen.	28
4.2	Rauigkeitswerte k_d eines Wickelrohres (Zustand 2) mit $d_h = 0.075\text{ m}$ auf verschiedene Längen gestaucht (Zustand 1) bzw. gezogen (Zustand 3) bei zwei unterschiedlichen Strömungsregimen.	28
4.3	RMH-Heizung mit 0.56 m Frischluft- und Abgaspfad: Vergleich der experimentell ermittelten und mit der <i>OLG</i> -Methode am NWM berechneten dominanten Eigenmoden ω_e	44
4.4	RMH-Heizung mit 1 m Frischluft- und Abgaspfad: Vergleich der experimentell ermittelten und mit der <i>OLG</i> -Methode am NWM berechneten dominanten Eigenmoden ω_e	44
4.5	Porenbrennerversuchsstand mit 15 mm Abstandhalter zwischen VWZ und BZ: Vergleich der experimentell ermittelten und mit der <i>OLG</i> -Methode am NWM berechneten dominanten Eigenmoden ω_e	46
4.6	Porenbrennerversuchsstand mit 10 mm Abstandhalter zwischen VWZ und BZ: Vergleich der experimentell ermittelten und mit der <i>OLG</i> -Methode am NWM berechneten dominanten Eigenmoden ω_e	47

Nomenklatur

Lateinische Symbole

<i>Symbol</i>	<i>Einheit</i>	<i>Bedeutung</i>
<i>A</i>	m^2	Fläche
<i>A</i>	—	Flammenmodellterm
<i>A</i>	—	Amplitude
<i>c</i>	$\frac{m}{s}$	Schallgeschwindigkeit
<i>c</i>	$\frac{J}{kgK}$	Wärmekapazität
<i>d</i>	m	Durchmesser
<i>f</i>	$\frac{m}{s}$	Riemann Invariante in Anregungsrichtung
<i>FFT</i>	—	Fast Fourier Transformation
<i>FTF</i>	—	Flammentransferfunktion
<i>G</i>	—	Antwortfunktion
<i>GR</i>	—	Wachstumsrate
<i>g</i>	$\frac{m}{s}$	Riemann Invariante gegen Anregungsrichtung
<i>H</i>	—	Antwortfunktion
<i>H</i>	$\frac{J}{kg}$	Heizwert
\dot{H}	$\frac{J}{s}$	Enthalpiestrom
<i>h</i>	m	Höhe
<i>i</i>	—	imaginäre Einheit
<i>Im</i>	—	Imaginärteil
<i>k</i>	$\frac{1}{m}$	Wellenzahl
<i>k</i>	—	Dämpfungsfaktor
<i>l</i>	m	Länge
<i>l</i>	—	Luftbedarf
<i>M</i>	$\frac{kg}{kmol}$	molare Masse
<i>M</i>	$\frac{1}{K}$	Flammenmodellterm
\dot{m}	$\frac{kg}{s}$	Massenstrom
<i>Ma</i>	—	Machzahl

N	K	Flammenmodellterm
Nu	–	Nusseltzahl
OLG	–	Open-Loop-Gain
P	W	Leistung
p	Pa	absoluter Druck
\bar{p}	Pa	mittlerer Druck
p'	Pa	Druckfluktuationen
\hat{p}	Pa	Amplitudenwert des dyn. Drucks
Pr	–	Prandtlzahl
\dot{Q}	$\frac{J}{s}$	Wärmestrom
q'	J	Wärmefreisetzungsschwankungen
R	–	Referenzort
Re	–	Reynoldszahl
Re	–	Realteil
r	–	Reflexionsfaktor
r	–	Regelsignal
S	–	Systemmatrix
s	m	Dicke
Sh	–	Shearzahl
T	K	Temperatur
T	s	Periodendauer
T	–	Transfermatrix
T	–	Transfermatrizelement
t	s	Zeit
U	m	Umfang
u	$\frac{m}{s}$	absolute Geschwindigkeit
\bar{u}	$\frac{m}{s}$	mittlere Geschwindigkeit
u'	$\frac{m}{s}$	Geschwindigkeitsfluktuationen
\dot{V}	$\frac{l}{min}$	Volumenstrom

x	m	Ort
x	—	Anregungssignal
y	—	Antwortsignal
Ze	—	Zeldovichzahl

Griechische Symbole

<i>Symbol</i>	<i>Einheit</i>	<i>Bedeutung</i>
α	$\frac{m^2}{m^2}$	Flächenverhältnis
α	$\frac{W}{m^2 K}$	Wärmeübergangskoeffizient
γ	—	Poisson Verhältnis
ϵ	—	Emissionskoeffizient
ζ	—	Druckverlustbeiwert
λ	—	Luftzahl
λ	$\frac{W}{mK}$	Wärmeleitfähigkeit
ν	$\frac{m^2}{s}$	kinematische Viskosität
ρ	$\frac{kg}{m^3}$	absolute Dichte
$\bar{\rho}$	$\frac{kg}{m^3}$	mittlere Dichte
ρ'	$\frac{kg}{m^3}$	Dichtefluktuationen
Φ	—	Phasenwert
Ψ	—	dimensionsloser Flammenabstand
Ω	—	Transformationsmatrix
ω	$\frac{1}{s}$	Kreisfrequenz
$\bar{\omega}$	—	dimensionslose komplexe Frequenz

Indizes

Symbol

0, 1, 2...

22

∞

a

ad

amp

b

b

BZ

d

d

e

eff

ein

fg

forc

G

ges

h

i

l

lb

Luft

mean

Messrohr

min

N

Bedeutung

Referenzorte

Matrizeelement

Umgebung

Anregungszustand *a*

adiabat

Amplitudenwert

verbrannt

Anregungszustand *b*

Verbrennungszone

stromab

Dämpfung

Eigenmode

effektiv

einströmend

auf *f* und *g* bezogen

Anregung

Gemisch

gesamt

hydraulisch

Index

Loch

Flammenhalter

luftbezogen

gemittelter Wert

Messrohr

minimaler Wert

Normzustand

<i>n</i>	n-ter Wert
<i>offen</i>	offen
<i>p</i>	isobar
<i>PB</i>	Porenbrenner
<i>prop</i>	Propan
<i>pu</i>	auf p' und u' bezogen
<i>rad</i>	Strahlung
<i>ref</i>	Referenz
<i>resp</i>	Antwort
<i>s</i>	vorgewärmt
<i>trans</i>	Transfer
<i>th</i>	thermisch
<i>u</i>	stromauf
<i>u</i>	unverbrannt
<i>u</i>	unterer
<i>v</i>	verlustbehaftet
<i>VWZ</i>	Vorwärmzone
<i>w</i>	Wand
λ	Wärmeleitung

Konstanten

<i>Symbol</i>	<i>Wert</i>	<i>Bedeutung</i>
π	3,1416	Kreiszahl
σ_s	$5.67 \cdot 10^{-8} \frac{W}{m^2 K^4}$	Stefan-Boltzmannsche Strahlungskonstante

Zusammenfassung

Durch die Vermeidung von thermoakustischen Instabilitäten in Heizgeräten kleiner Leistung, sollte deren Hersteller neue, emissionsärmere Betriebsbereiche erschlossen werden. Bei den Industriepartnern werden bisher nicht gebräuchliche Methoden etabliert, welche bereits während der Entwicklungsphase solcher Heizsysteme eine akustischen Stabilitätsanalyse ermöglichen. Diese Analysemethoden basieren auf der quasi eindimensionalen Netzwerkmodellierung, welche mit Hilfe von einfachen analytischen Berechnungsmodellen die akustischen Eigenschaften des gesamten Heizungssystems beschreibt. Dabei werden die einzelnen Elemente der Heizung durch akustische Transfergleichungen nachgebildet und zu einem Gleichungssystem miteinander verknüpft. Mit Analysemethoden aus der Regelungstechnik werden die instabilen Eigenmoden des Gesamtsystems bestimmt und somit sind Aussagen über das Stabilitätsverhalten der Heizung möglich.

Im Rahmen des Forschungsprojekts der *Deutschen Bundesstiftung für Umwelt (DBU)* mit dem Aktenzeichen Az. 24678 wurde am Lehrstuhl für Thermodynamik der TU München ein Vorhersagewerkzeug für die thermoakustische Stabilität von Heizungssystemen entwickelt. Im speziellen wurde je ein typisches Gerät der Industriepartner *Truma Gerätetechnik GmbH* und *promeos GmbH* untersucht. Dazu wurde ein gesamtes Netzwerkmodell jeder Heizung erstellt und dessen Stabilität berechnet. Für die Modellentwicklung wurden die Transfergleichungen der einzelnen Heizungskomponenten bestimmt und mit experimentellen Daten validiert. Eine Versuchsanlage wurde dafür aufgebaut, an der mit Hilfe der Multimikrofonmethode die akustischen Transfereigenschaften von kompakten Elementen gemessen werden konnten.

Die Ergebnisse zeigen, dass das reale Verhalten der Heizungen durch die Netzwerkmodellierung und die Stabilitätsanalysen vorhergesagt werden kann. Das entwickelte Vorhersagewerkzeug ermöglicht die Untersuchung der thermoakustischen Eigenschaften von Heizungssystemen kleiner Leistung. Abhilfemaßnahmen zur Stabilisierung, z.B. geometrische Modifikationen oder Veränderungen der Betriebsparameter können ohne weiteren experimentellen Aufwand untersucht werden.

Der Lehrstuhl für Thermodynamik hat für die Industriepartner einen Wissenstransfer auf dem Gebiet der Thermoakustik durchgeführt. In den Firmen wurde ein Know-How etabliert, welches die Weiterentwicklung und Anwendung dieser Werkzeuge ermöglicht. Es gilt die Anwendung dieser erfolgsversprechenden Methoden bei den Industriepartnern weiter zu festigen, um bereits in der Designphase von Heizgeräten kleiner Leistung optimale und emissionsarme Betriebsbedingungen zu ermöglichen.

1 Einleitung

Die Beheizung von Innenräumen ist ein entscheidender Schlüssel um Menschen ein behagliches Umfeld zu bieten. Dabei wird zur Zeit noch das Produkt „Wärme“ hauptsächlich durch Verbrennung von fossilen Energieträgern erzeugt.

Da die Verbrennung fossiler Brennstoffe durch Kohlendioxid-Emissionen klimaschädlich ist und andererseits Schadstoffe aus der Verbrennung vermieden werden sollen, haben die Hersteller von Heizgeräten im vergangenen Jahrzehnt große Anstrengungen unternommen, um die Effizienz ihrer Produkte zu steigern bei gleichzeitiger Reduktion des Schadstoffausstoßes. Diese Systeme arbeiten in der Regel mit magerer Vormischverbrennung, was mit folgendem Nachteil verbunden sein kann. Angetrieben durch die Wärmequelle können akustische Störungen im System im ungünstigen Fall zu selbsterregten Schwingungen aufklingen, die vom menschlichen Ohr wahrgenommen und daher als störend empfunden werden [Dowling, 1999]. Somit kommt bei dezentralen Verbrennungssystemen neben den selbstverständlich erscheinenden Anforderungen wie hohem Wirkungsgrad, niedrigen Schadstoffemissionen und einem erschwinglichen Preis eine vierte hinzu, die Geräuscharmheit. Letztere wird umso wichtiger je näher sich Bewohner am Brenner aufhalten da der Lärmpegel einen entscheidenden Faktor zur subjektiv empfundenen Behaglichkeit darstellt.

Ein Bereich, in dem der Bewohner dem Heizsystem räumlich besonders nahe ist, ist in Campingfahrzeugen zu finden. Um auch eine Nutzung in kühlen Jahreszeiten zu ermöglichen, sind Wohnwägen und Wohnmobile meist mit einer Gasheizung ausgestattet. Hierbei werden die Heizungen oftmals auch nachts betrieben um ein Auskühlen des Wohnwagens oder des Wohnmobils zu verhindern. Aus dem Wunsch der Ausflügler und Urlauber, erholsam zu schlafen, wachsen somit für den Ingenieur ganz besonders große Herausforderungen bei der Auslegung und Konstruktion eines möglichst geräuscharmen Brenners. Bisher wird dieses Problem dadurch behoben, dass die entsprechenden akustisch instabilen Betriebsbereiche nicht angefahren werden. Dadurch ist jedoch die Erfüllung der weiteren Anforderungen wie Emissionsarmut und hoher Wirkungsgrad eingeschränkt.

Im stationären Heizgerätemarkt hätte eine breitere Nutzung der Porenbrennertechnologie eine wesentliche Reduzierung der Emissionen von gasförmigen Schadstoffen und des Primärenergieeinsatzes zur Folge [Trimis, 1995]. Doch auch hier stellen thermoakustische Instabilitäten ein hohes Risiko bei der Entwicklung von Heizungssystemen auf der Basis von Porenbrennern dar.

Ziel des Vorhabens ist es nun, die Instabilitäten bereits in der Entwicklungsphase vorher zu sagen, um anschließend durch Designveränderungen eine thermoakustische Stabilität zu sichern. Da bisher im Entwicklungsprozess von Heizgeräten keine wissenschaftlichen

Methoden zur Vermeidung von Verbrennungsinstabilitäten eingesetzt werden, hat das Vorhaben einen ausgeprägten Modellcharakter für die gesamte Heiztechnikbranche. Es wurden völlig neue und daher innovative Ansätze verfolgt.



Bild 1.1: Heizungssystem RMH der *TRUMA Gerätetechnik GmbH*

Im Rahmen dieses Vorhabens wurde ein Vorhersagewerkzeug entwickelt, welches ein gegebenes Heizungssystem vollständig beschreiben kann. Als Validierungsfall wurden zwei Prototypen zu Untersuchungsobjekten modifiziert. Es handelt sich dabei zum Einen um die RMH Heizung der *Truma Gerätetechnik GmbH* in Bild 1.1 und zum Anderen um den Porenbrenner der *romeos GmbH* in Bild 1.2. Das Vorhersagewerkzeug basiert auf der Methode der Netzwerkmodellierung bei welcher der Strömungsweg der Gasheizung als eindimensional betrachtet wird. Ein akustisches Netzwerk besteht aus einem System von analytischen Gleichungen, welche die akustischen Feldgrößen (Fluktuationen von Druck und Geschwindigkeit, p' & u') über den gesamten Heizungsverlauf definieren. Dabei ist das Gesamtsystem in seine kompakten Elemente zerlegt. Die Eigenschaften jedes einzelnen Elements sind durch frequenzabhängige Transfermatrizen beschrieben, welche die akustischen Feldgrößen stromauf und stromab davon verknüpfen.

Dieser Ansatz wurde in den letzten Jahren zur Erfassung der thermoakustischen Eigenschaften von Gasturbinenbrennkammern entwickelt [Büchner, 1992], [Gentemann u. a., 2004] & [Kunze, 2004], wobei sowohl akustisch eindimensionale als auch zweidimensionale Fälle betrachtet wurden. Verglichen mit dieser Bandbreite sind emissionsarme Kleinfeuerungen für die Verbrennung gasförmiger Brennstoffe akustisch relativ ähnlich und meistens eindimensional zu betrachten, wobei aber mehrere Flammentypen zu unterscheiden sind. Wichtig ist weiterhin, dass sich diese unterschiedlichen Flammentypen thermoakustisch weniger stark unterscheiden als dies das rein optische Erscheinungsbild (flächige Flamme, Venturi-Jetflamme) erwarten lässt.

Vorraussetzung für die Entwicklung eines solchen Werkzeuges ist die Kenntnis der Transfergleichungen und -matrizen der einzelnen Heizungselemente. Besonders die Eigenschaf-

ten der Reaktionszone, also der Flamme, sind von Interesse, da diese die treibende Quelle der akustischen Instabilitäten ist. In der Literatur finden sich verschiedene Transfermodelle für Standardelemente wie z.B. ein verlustfreies Rohr [Polifke u. a., 1997]. Aber bereits bei wenig komplexeren Geometrien sind einheitliche Aussagen über das akustische Transferverhalten nicht möglich. Experimentelle Untersuchungen oder numerische Berechnungen ermöglichen hier eine exaktere Bestimmung.

Die experimentellen Arbeiten fokussierten sich dabei auf die Untersuchung des Übertragungsverhaltens der Heizungsbereiche, welche einen deutlichen Einfluss auf das Stabilitätsverhalten haben. Bei der RMH sind das der Frischluft- und Abgaspfad, der Luft-Ansaugstutzen sowie der Brennertopf mit Flamme und Flammenhalter. Im Porenbrenner (siehe Bild 1.2) lag der Fokus der Untersuchungen auf der thermischen Interaktion zwischen der Reaktionszone und dem porösen Medium. Experimente zur Charakterisierung des Stabilitätsverhaltens des gesamten Heizungssystems wurden am realen Gerät für die abschließende Validierung des Vorhersagewerkzeugs durchgeführt.



Bild 1.2: Verbrennungsregion des Porenbrenners von *promeos GmbH*

Die Ergebnisse ergaben desweiteren neue Erkenntnisse hinsichtlich der Modellierung der typischen Flammenformen in Heizungssystemen kleiner Leistung. Dabei spielt die Geometrie des Flammenhalters eine entscheidende Rolle. Neue Erkenntnisse wurden auch hinsichtlich der angewandten Methoden erzielt.

Durch Schulungsmaßnahmen eröffnete sich für die Industriepartner die Möglichkeit das Know-How auf diesem Gebiet aufzubauen, und für die Entwicklung von Heizgeräten zu nutzen. Damit könnten emissionsärmere Betriebsverfahren eingesetzt werden, welche bisher auf Grund von Verbrennungsinstabilitäten nicht akzeptabel sind. Ein illustratives Beispiel für das Vorgehen ist die Methodenentwicklung für die Modellierung der Instabilitäten und des Lärms bei der Verbrennung in Gasturbinen. Erst nach der Lösung der Instabilitätsprobleme ist es dort gelungen, die Stickoxidemissionen von früher ca. 500 ppm auf unter 10 ppm abzusenken. Für *promeos* verbessert sich die Aussicht auf eine schnellere Markteinführung und -durchdringung der auf der Porenbrennertechnologie basierenden, emissionsarmen Heizgeräte.

1 Einleitung

Die Umweltrelevanz ist daher direkt gegeben. Desweiteren kommt hinzu, dass auch die Vermeidung akustischen Lärms einen nicht zu unterschätzenden Einfluss auf die Verbesserung der Umweltsituation hat.

2 Theoretische Grundlagen

Für das weitere Verständnis dieses Berichtes ist das theoretische Wissen in den Disziplinen Akustik und Verbrennung im folgenden Kapitel kurz erklärt. Der Begriff Thermoakustik und das Phänomen der selbsterregten Verbrennungsschwingungen wird genauer untersucht. Ausgehend von der linearen Wellengleichung, über die Riemann Invarianten werden die Voraussetzungen für das Anwenden der Methode der Netzwerkmodellierung erläutert. Ein weiterer Abschnitt befasst sich mit den akustischen Transfermatrizen von Standardelementen. Diese bilden die Berechnungsgrundlage des Vorhersagewerkzeugs. Abschließend ist die Methode der Stabilitätsanalyse aus dem Gleichungssystem zusammengefasst.

2.1 Thermoakustik

Das Phänomen selbsterregter Schwingungen in Heizungssystemen basiert auf Interaktionen von Wärmefreisetzung und Akustik (=Thermoakustik). Die Thermoakustik beschreibt wie aus Wärmefreisetzungsschwankungen in einem akustischen Medium (z.B. gasförmig) Druckschwankungen entstehen können. Dabei wird die Wärmequelle (z.B. eine Flamme) in einem geschlossenen System zur akustischen Quelle wenn folgende Voraussetzungen erfüllt sind: Druckfluktuationen gewinnen an Energie wenn an einen gasförmigen Stoff Wärme zum Zeitpunkt der höchsten Kompression zugeführt wird, oder wenn Wärme zum Zeitpunkt der größten Expansion abgeführt wird. D.h. wenn die Druckschwankungen p' und die Wärmefreisetzungsschwankungen q' in Phase sind schwingt das System auf. Eine weitere Voraussetzung dafür sind hohe Absolutbeträge der Druckschwankungen p' am Ort der Energiezufuhr (bzw. Energieabfuhr).

Putnam und Dennis [1953] formulierten eine Gleichung (2.1) für diese Hypothese. Sie besagt, dass akustische Energie produziert wird wenn folgende Ungleichung zutrifft:

$$\int_0^T p'(t) \cdot q'(t) dt > 0 \quad (2.1)$$

Hierin ist T die Periodendauer.

Es gibt also einen Zusammenhang zwischen den akustischen Wellen und der Wärmequelle. Ist die Phasendifferenz der Wärmefreisetzungs- und Druckschwankungen innerhalb 90° , so wird akustische Energie erzeugt. Eine höhere Phasendifferenz resultiert in akustischer Dämpfung. In diesem Fall ist das Integral in der Gleichung (2.1) negativ. Danach lässt sich schlussfolgern, dass die Position der Wärmequelle im Gesamtsystem eine entscheidende Rolle für das Stabilitätsverhalten spielt.

2.2 Eindimensionale Akustik

Bei den gegebenen Heizungssystemen und den Versuchsanlagen ist die Geometrie des Strömungsweges rohrförmig und dessen Durchmesser klein gegenüber seiner Länge und gegenüber der Wellenlänge der betrachteten Schwingungsmoden. Mit dieser Voraussetzung lassen sich die akustischen Vorgänge trotz der Dreidimensionalität der Aerodynamik näherungsweise eindimensional betrachten. In diesem Fall kann der Schwingungsprozess durch den longitudinalen Verlauf der Schallschnelle, des Schalldrucks und der Luftzahlschwankungen charakterisiert werden [Morse und Ingard, 1968].

Die strömungsmechanischen Feldgrößen sind der Druck p , die Dichte ρ und die Schnelle u . Bei akustischen Phänomenen sind die Amplituden der Feldgrößen so gering, dass folgende Linearisierung möglich ist:

$$p = \bar{p} + p', \quad (2.2)$$

$$\rho = \bar{\rho} + \rho', \quad (2.3)$$

$$u = \bar{u} + u'. \quad (2.4)$$

Die statischen Größen werden also zerlegt in mittlere Größen, gekennzeichnet durch den Balken, und Störungen, geschrieben als einfach-gestrichene Größen. Produkte von Störgrößen werden vernachlässigbar klein.

Durch die Linearisierung und die Beschränkung auf eindimensionale Betrachtung vereinfachen sich die Eulerschen Erhaltungsgleichungen für Masse und Impuls zu

$$\frac{\partial \rho'}{\partial t} + u \frac{\partial \rho'}{\partial x} + \rho \frac{\partial u'}{\partial x} = 0, \quad (2.5)$$

$$\rho \frac{\partial u}{\partial t} + \rho u \frac{\partial u'}{\partial x} + \frac{\partial p'}{\partial x} = 0. \quad (2.6)$$

Schallwellen breiten sich in bester Näherung isentrop aus. Für die Schallgeschwindigkeit gilt dann:

$$c^2 = \frac{p'}{\rho'} \quad (2.7)$$

Damit gewinnt man aus den beiden Erhaltungsgleichungen die Transportgleichungen für die Druckstörung p' und die Störung der Schnelle u'

$$\frac{1}{c^2} \left(\frac{\partial}{\partial t} + u \frac{\partial}{\partial x} \right) p' + \rho \frac{\partial u'}{\partial x} = 0, \quad (2.8)$$

$$\rho \left(\frac{\partial}{\partial t} + u \frac{\partial}{\partial x} \right) u' + \frac{\partial p'}{\partial x} = 0. \quad (2.9)$$

und aus diesen folgt schließlich die lineare, eindimensionale Wellengleichung:

$$\left(\frac{\partial}{\partial t} + u \frac{\partial}{\partial x}\right)^2 \cdot p' - c^2 \frac{\partial^2 p'}{\partial x^2} = 0 \quad (2.10)$$

Die allgemeine Lösung der Wellengleichung (2.10) ist

$$p'(x, t) = \rho c (f(x - ct) + g(x + ct)) \quad (2.11)$$

$$u'(x, t) = f(x - ct) + g(x + ct) \quad (2.12)$$

wobei f und g beliebige zweifach differenzierbare Funktionen sind, die durch Randbedingungen festgelegt werden. Sie werden auch als Riemann Invarianten bezeichnet [Polifke u. a., 1997]. $\rho c f(x - ct)$ beschreibt eine Druckstörung, die in einem verlustfreien eindimensionalen Gebiet mit der Geschwindigkeit c in positive x -Richtung läuft. Entsprechend läuft die Druckstörung $\rho c g(x + ct)$ mit der Geschwindigkeit c in negative x -Richtung. Beide Druckstörungen behalten dabei ihre Form bei.

Die Gleichungen der allgemeinen Lösungen lassen sich auch zusammenfassen zu:

$$f = \frac{1}{2} \left(\frac{p'}{\rho c} + u' \right) \quad (2.13)$$

$$g = \frac{1}{2} \left(\frac{p'}{\rho c} - u' \right) \quad (2.14)$$

Durch einfache Umformung werden folgende Gleichungen für Druck und Schnelle erhalten:

$$\frac{p'}{\rho c} = f + g \quad (2.15)$$

$$u' = f - g \quad (2.16)$$

Für harmonische Funktionen f und g ergibt sich an jedem Ort x bezogen auf einen Referenzort R_0 zum Zeitpunkt t folgende spezielle Lösung für die Wellengleichung:

$$p'(x, t) = \rho c \left(f_0 \cdot e^{i\omega(t - \frac{x}{c})} + g_0 \cdot e^{i\omega(t + \frac{x}{c})} \right) \quad (2.17)$$

$$u'(x, t) = f_0 \cdot e^{i\omega(t - \frac{x}{c})} - g_0 \cdot e^{i\omega(t + \frac{x}{c})} \quad (2.18)$$

f_0 und g_0 beziehen sich hierin auf die Riemann Invarianten am Referenzort R_0 . ω ist die Frequenz der harmonischen Welle.

Räumliche und zeitliche Entwicklung sind, wie man in den Gleichungen (2.17) und (2.18) sieht, voneinander entkoppelt. Mit der Wellenzahl $k = \omega/c$ und ohne Berücksichtigung der Zeit gilt somit:

$$p'(x) = \rho c \left(f_0 \cdot e^{-ikx} + g_0 \cdot e^{ikx} \right) \quad (2.19)$$

$$u'(x) = f_0 \cdot e^{-ikx} - g_0 \cdot e^{ikx} \quad (2.20)$$

2.3 Netzwerkmethod

Die Theorie der Netzwerkmethod kommt ursprünglich aus der Elektrotechnik. Aufgrund von Analogien zu elektronischen Schaltkreisen werden ähnliche mathematische Verfahren zur Beschreibung akustischer Systeme verwendet. Dabei wird das Gesamtsystem in kompakte Elemente zerlegt. Jedes akustische Element ist durch die Transformation der akustischen Zustandsvektoren über das Element vollständig charakterisiert. Als Zustandsvariablen kommen entweder der Druck p' und die Schnelle u' oder die Riemann Invarianten f und g in Frage, welche sich mit Gleichung (2.13) bis Gleichung (2.16) ineinander überführen lassen [Polifke u. a., 1997]. Ein durchströmtes Element wird akustisch als eine Art „black-box“ betrachtet und die Transformation der Feldgrößen stromauf (Index u für *upstream*) und stromab (Index d für *downstream*) durch die Transfermatrix beschrieben:

$$\begin{pmatrix} \frac{p'}{\rho c} \\ u' \end{pmatrix}_d = T_{pu}(\omega) \cdot \begin{pmatrix} \frac{p'}{\rho c} \\ u' \end{pmatrix}_u \quad (2.21)$$

$$\begin{pmatrix} f \\ g \end{pmatrix}_d = T_{fg}(\omega) \cdot \begin{pmatrix} f \\ g \end{pmatrix}_u \quad (2.22)$$

$$T_{fg,pu}(\omega) = \begin{pmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{pmatrix} \quad (2.23)$$

In Gleichung (2.23) sind T_{11} bis T_{22} die Transfermatrixterme. Sie sind häufig frequenzabhängig und werden üblicherweise, wie auch in dieser Arbeit, über dem betrachteten Frequenzbereich dargestellt. Mit den Relationen (2.13) bis (2.16) und der sich daraus ergebenden Transformationsmatrix Ω lassen sich T_{pu} und T_{fg} ineinander umrechnen:

$$T_{fg} = \Omega \cdot T_{pu} \cdot \Omega^{-1} \quad (2.24)$$

$$T_{pu} = \Omega^{-1} \cdot T_{fg} \cdot \Omega \quad (2.25)$$

mit

$$\Omega = \frac{1}{2} \begin{pmatrix} 1 & 1 \\ 1 & -1 \end{pmatrix} = \frac{1}{2} \Omega^{-1} \quad (2.26)$$

In dieser Arbeit werden die Netzwerke der akustischen Gesamtsysteme stets in f und g -Schreibweise modelliert. Bei der Betrachtung von Transfermatrizen einzelner Elemente ist der physikalische Bezug zur Akustik bei deren Darstellung in p' und u' teilweise offensichtlicher. Deshalb wird bei der Auswertung der experimentell bestimmten Transfermatrizen diese Schreibweise bevorzugt.

Von zentralem Interesse für die Anwendung der Transfermatrizen für die Beschreibung des akustischen Gesamtsystems sind ihre Multiplikationseigenschaften. Ist es möglich, die Transformationseigenschaften der akustischen Feldgrößen zweier Elemente durch ihre Transfermatrizen T_1 und T_2 zu beschreiben, so liefert das Produkt $T_2 \cdot T_1$ die Transfermatrix des zusammengesetzten Systems [Fischer, 2004]. Konsequenterweise erlaubt die Kombination n -facher, analytisch fassbarer Elemente die Charakterisierung komplexerer Systeme. Es ergibt sich dadurch ein Satz von Gleichungen zu einer Gesamtmatrix S :

$$S = T_n \cdot T_{n-1} \cdot \dots \cdot T_2 \cdot T_1 \quad (2.27)$$

Eine wichtige Voraussetzung für die Kombination mehrerer Transfermatrizen ist die strömungsmechanische Unabhängigkeit der einzelnen Elemente. Spielt das akustische Nahfeld in den Ebenen von Eingang und Ausgang des betrachteten Elements nur eine untergeordnete Rolle und sind die aus dem Element auslaufenden Wellenfronten eben, so können deren Transfermatrizen problemlos kombiniert werden. Beeinflussen sich die einzelnen Komponenten eines Systems gegenseitig, weil die Elemente etwa räumlich nahe aneinander liegen, kann das Gesamtsystem nicht als Summe unabhängiger Elemente beschrieben werden und die gegenseitige Beeinflussung der Elemente muss berücksichtigt werden. Vielfach wird dann versucht, diese Effekte durch Korrekturterme auszugleichen, um die vorteilhafte Matrizenschreibweise beizubehalten [Fischer, 2004]. Darstellungen und Modelle der in dieser Arbeit verwendeten Transfermatrizen von Standardelementen und heizungsspezifischen Komponenten sind im Anhang A zu finden.

2.4 Stabilitätsanalyse

Um Aussagen über die Stabilität akustischer Systeme treffen zu können, ist es notwendig deren Eigenmoden zu bestimmen und qualitativ zu bewerten. Eine vielversprechende Methode aus der Regelungstechnik ist es Nyquist Diagramme zu berechnen und zu interpretieren [Verhaar, 1997]. Bei Regelkreisen lassen sich diese über die OLG Methode gewinnen. Der OLG (*open-loop-gain*) ist das Verhältnis von Antwort- zu Anregungssignal in einem geöffneten Regelkreis und kann direkt zur Stabilitätsanalyse herangezogen werden.

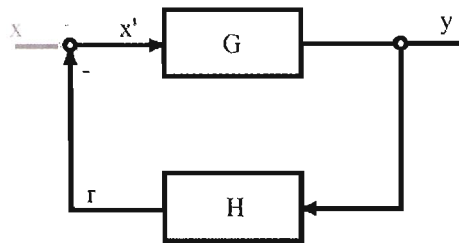


Bild 2.1: Typischer Regelkreis aus der Regelungstechnik, für $x = 0$ ist das System geöffnet

Bild 2.1 zeigt einen typischen Regelkreis eines dynamischen Systems. Er beschreibt die Kopplung eines Antwortsignals $y(t)$ mit einem Anregungssignal $x(t)$. Für ein solches System erhält man

$$y = G(\omega)x' = G(\omega)(x - r) = G(\omega)(x - H(\omega)y) \quad (2.28)$$

mit den frequenzabhängigen Antwortfunktionen $G(\omega)$ und $H(\omega)$ für den Vorwärts- und Rückkopplungsmechanismus. Das Minuszeichen auf der rechten Seite von Gleichung (2.28) kommt daher, dass das Regelsignal r vom Anregungssignal x abgezogen wird. Für die Stabilitätsanalyse einer solchen Rückkopplungsschleife wird nun untersucht, inwiefern eine dem System beaufschlagte Störung zum Zeitpunkt $t = 0$ gedämpft oder verstärkt wird. Für $t > 0$ wird das Anregungssignal x auf Null gesetzt und der OLG gemäß Gleichung (2.29) berechnet [Polifke, 2004].

$$OLG(\omega) = G(\omega) \cdot H(\omega) \quad (2.29)$$

Die charakteristische Gleichung (2.28) des Regelkreises reduziert sich zu:

$$y = -OLG(\omega) \cdot y \text{ bzw. } OLG(\omega) = -1 \quad (2.30)$$

Für $x = 0$ sind die komplexen Lösungen $\omega_{e,n}$ aus Gleichung (2.30) die Eigenmoden des Systems.

$$y = \sum_n \operatorname{Re} (A_n e^{i\omega_{e,n}t}) = \sum_n e^{-\operatorname{Im}(\omega_{e,n})t} \operatorname{Re} (A_n e^{i\operatorname{Re}(\omega_{e,n})t}) \quad (2.31)$$

Aus Gleichung (2.31) wird ersichtlich, dass das System nur dann stabil ist, sobald der Imaginärteil der Eigenmoden kleiner oder gleich Null wird. Die Stabilität der Eigenmoden kann mit Hilfe des Nyquist-Kriteriums überprüft werden. Dazu wird die reelle Achse der ω -Ebene auf die $OLG(\omega)$ -Ebene winkeltreu abgebildet. Wie auch in Bild 2.2 zu erkennen ist werden die Eigenfrequenzen ω_e des Systems auf dem Punkt $-1 + 0 \cdot i$ in der $OLG(\omega)$ -Ebene gelegt. Das bedeutet sobald die reelle Achse der ω -Ebene in der $OLG(\omega)$ -Ebene mit steigender Frequenz ω den Punkt $-1 + 0 \cdot i$ linker Hand passiert, wird eine instabile Eigenfrequenz diagnostiziert [Verhaar, 1997].

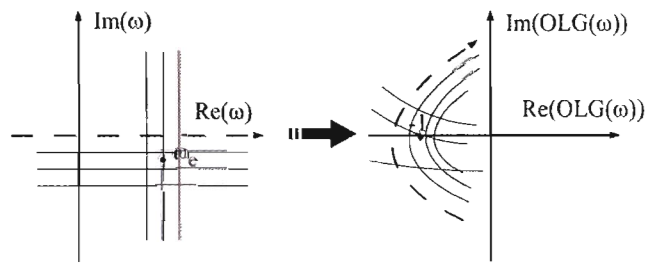


Bild 2.2: Winkeltreue Abbildung der Eigenfrequenzen ω_e des Systems von der ω -Ebene auf die $OLG(\omega)$ -Ebene

Die Anwendung bei akustischen Systemen ist analog. Ein akustisches Netzwerk wird zu einem Regelkreis, indem an einer beliebigen Stelle im Gleichungssystem ein Diagnoseelement integriert wird. Das Gleichungssystem ist nun „geöffnet“. Es weist zwei offene Knoten zur Beaufschlagung des Anregungssignals f_{forc} und Ausgabe des Antwortsignals f_{resp} auf. Bild 2.3 zeigt beispielhaft ein geöffnetes Netzwerk bestehend aus drei Elementen und zwei Randbedingungen. Die Transformationsvorschriften der Elemente sind durch deren Transfermatrizen T_i definiert.

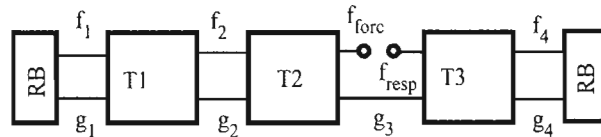


Bild 2.3: Beispiel eines aufgeschnittenen akustischen Netzwerks in f und g Darstellung

Mit einer Anregung von $f_{forc} = 1$ und der Berechnung der komplexen Systemantwort f_{resp} über einen gegebenen Frequenzbereich ergibt sich der OLG gemäß Gleichung (2.32).

$$OLG(\omega) = -\frac{f_{resp}}{f_{forc}} \quad (2.32)$$

Gleichung (2.32) hat die Eigenschaft das sich alle Eigenmoden des Systems im betrachteten Frequenzbereich nahe des Punktes $-1 + 0 \cdot i$ des Nyquist Diagramms der $OLG(\omega)$ -Ebene befinden. Auf der Basis dieser Interpretation lassen sich mit Hilfe eines polynomischen Annäherungsfits alle stabilen und instabilen Eigenmoden, deren Eigenfrequenzen ω_e sowie deren Wachstums- bzw. Dämpfungsraten GR exakt bestimmen [Sattelmayer und Polifke, 2003]. Gleichung (2.33) ermöglicht die quantitative Berechnung der Wachstumsrate GR .

$$GR(\omega_e) = e^{-2\pi \frac{Im(\omega_e)}{Re(\omega_e)}} \quad (2.33)$$

3 Materialien und Methoden

Das Ziel des Vorhabens ist die Entwicklung eines Werkzeugs zur Vorhersage von Verbrennungsinstabilitäten in Heizungssystemen mit kleiner Leistung. Dieses Werkzeug basiert auf akustischen Netzwerkmodellen welche aus analytischen Gleichungen bestehen. Ein Gleichungssystem eines Netzwerks ermöglicht die Berechnung der Systemakustik und dessen Stabilitätsverhalten. Für die Validierung eines Netzwerkmodells werden experimentell und numerisch ermittelte Daten herangezogen. Zwei Arten von Experimenten werden dazu durchgeführt. Zum Einen gilt es das akustische Verhalten der gesamten Heizung zu charakterisieren. Dazu werden die zu untersuchenden Heizungssysteme mit entsprechender Messtechnik ausgestattet und deren Stabilitätsverhalten bestimmt. Zum Anderen sind die akustischen Transfermatrizen der einzelnen Elemente zu bestimmen. Bekannte standardisierbare Elemente können dabei mit analytischen Modellen aus der Literatur dargestellt werden. Die Transfermatrizen komplexerer Elemente werden mit Hilfe der Multimikrofonmethode und der entsprechenden Messvorrichtung charakterisiert.

Im folgenden Kapitel sind die Mess- und Auswertemethoden der Experimente sowie deren Versuchsstände erklärt.

3.1 Akustische Systemcharakterisierung

Zur akustischen Charakterisierung der untersuchten Heizungssysteme, werden diese mit Messtechnik ausgestattet. An ausgesuchten Stellen werden Temperatur- und Druckdaten erfasst. Zusätzlich wird das thermoakustische Stabilitätsverhalten der Heizungen für verschiedene Betriebsbedingungen untersucht. Die gewonnenen Daten dienen zur Validierung der Netzwerkmodelle.

Beim Aufbau der Versuchsanlagen ist zu beachten, dass durch das Anbringen der Messtechnik keine Änderungen des akustischen Verhaltens des Systems auftreten. Die untersuchten Betriebszustände entsprechen den realen Betriebspunkten der Heizung.

3.1.1 Prüfstand zur Systemcharakterisierung der RMH

Bild 3.1 zeigt das RMH-System. Es besteht im Wesentlichen aus den vier Bereichen Frischluftpfad, Verbrennungsbereich, Wärmetauscher und Abgastrakt.

In Bild 3.2 ist die Funktionsweise der Heizung schematisch dargestellt. Am Eingangsstutzen des Frischluftpfads (1) wird die benötigte Luft mit Hilfe eines Gebläses angesaugt. Sie strömt durch ein gewickeltes Rohr in den Verbrennungsbereich, welcher aus dem Brennerkopf, dem Flammenhalter mit Zünder (3) und der Brennkammer besteht. Am Eingang zum

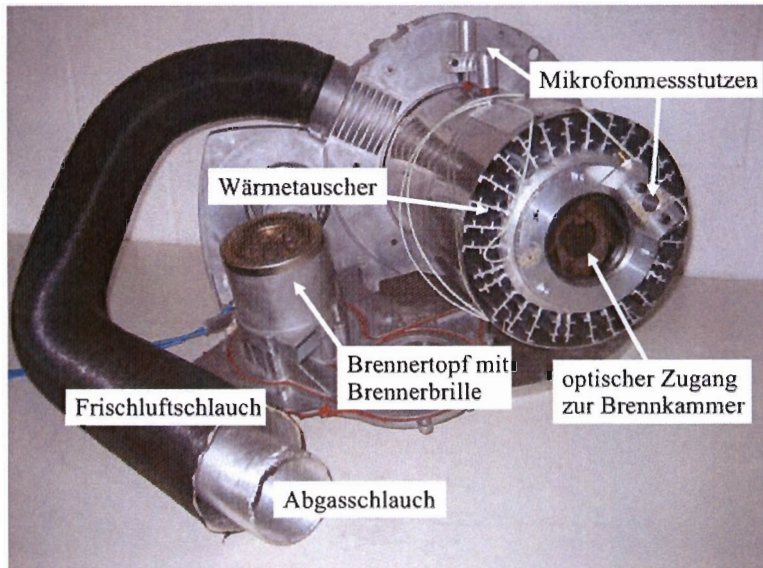


Bild 3.1: RMH-System mit Zugängen für Messaufnehmer, Brennertopf ausgebaut

Brennertopf (2) wird die Frischluft auf den Primärweg und den Sekundärweg aufgeteilt. Im Primärweg wird die Luft mit Propangas zu einem brennfähigen Gemisch vorgemischt und strömt durch ein perforiertes Blech welches als Flammenhalter dient. Dort wird das Gemisch mit einem Hochspannungsfunken entzündet (3). Etwa die Hälfte der Frischluft strömt durch den Sekundärpfad und gelangt unverbrannt in die Brennkammer. Die heißen Abgase strömen nun durch die Brennkammer in den Wärmetauscher (4), wo die Nutzwärme abgeführt wird. Das Schema in Bild 3.3 zeigt die Strömungswege im Brennertopf detailliert. Nach dem Wärmetauscher gelangen die Abgase durch den Abgastrakt in die Umgebung (5). Der Abgastrakt ist ein gewickeltes Rohr welches innerhalb des Frischluftrohres verläuft. Dadurch wird die Restwärme des Abgases zur Vorwärmung der Frischluft genutzt.

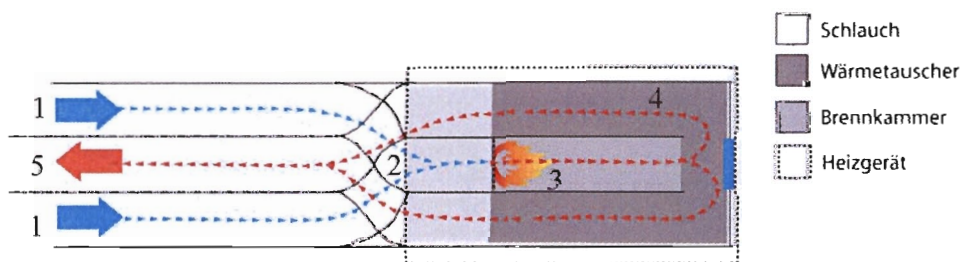


Bild 3.2: Funktionsschema der RMH: 1. Ansaugstutzen Frischluft, 2. Eingang Brennertopf, 3. Brennerstabilisierte Flamme, 4. Wärmetauscher, 5. Auslasstutzen Abgastrakt

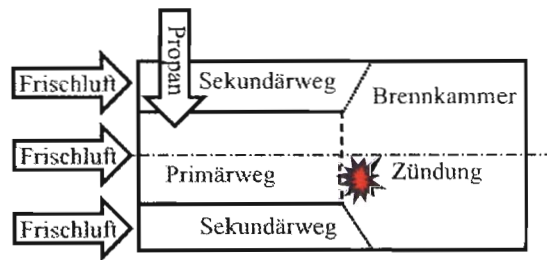


Bild 3.3: Schema der Strömungswege im Brennertopf.

Der Propandurchsatz wird über einen vom Mess- und Steuerrechner angesteuerten Massedurchflußregler eingestellt. Dadurch ergibt sich die Leistungsstufe des Betriebspunktes P_{th} . Das Gebläse zur Ansaugung der Frischluft ist drehzahlregelt. Damit lässt sich der gewünschte Luftbedarf und somit die Luftzahl λ vom Rechner aus einstellen.

Zur Charakterisierung des Heizungssystems werden die Temperaturen und Druckschwankungen an unterschiedlichen Stellen in der Heizung gemessen. Bild 3.4 zeigt das Schema der modifizierten Heizung mit den Messstellen für die Thermoelemente und die Mikrofone.

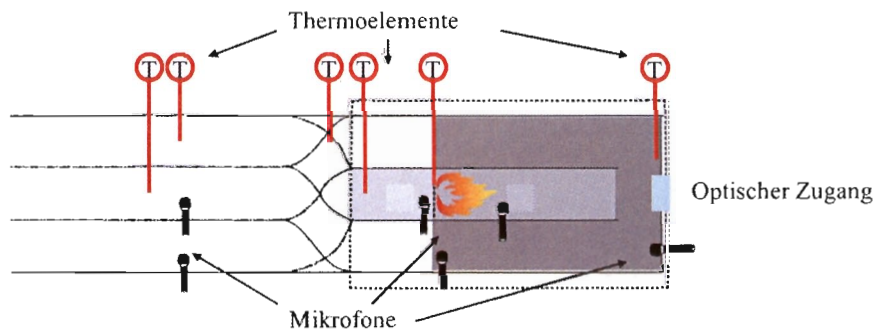


Bild 3.4: Schema der RMH mit den Messstellen für Thermoelemente und Mikrofone

Die Versuche lassen sich in zwei Arten unterteilen. Bei thermoakustisch instabilen Betriebspunkten ist ein deutliches Brummen in der Heizung zu hören. Die Frequenz des Brummens entspricht der einer instabilen Eigenmode. Diese Zustände werden im Weiteren als selbstangeregt bezeichnet. Hier werden pro Mikrophon eine Sekunde lang 10000 Messungen aufgenommen. Die Daten werden mit einer *Fast Fourier Transformation* (FFT) vom Zeitbereich in den Frequenzbereich transformiert. Die Amplitude \hat{p} und die Phase

Φ der Druckschwankung bei der Eigenfrequenz ergeben über Gleichung (3.1) den Vektor der Druckfluktuation p' an der Messstelle x .

$$p'(x) = \hat{p}(x) \cdot e^{i \cdot \Phi(x)} \quad (3.1)$$

Bei thermoakustisch stabilen Betriebspunkten wird das System mit Hilfe eines Lautsprechers mit einer gewünschten Frequenz angeregt. Im Weiteren werden diese Versuche als fremdangeregt bezeichnet. Der Lautsprecher wird dabei an das Wickelrohr des Frischluftpfades angeschlossen. Die Messungen der Druckfluktuationen p' einer fremdangeregten Frequenz verlaufen wie bei den Messungen mit Eigenanregung. Zusätzlich erlauben diese Messungen die Untersuchung des dynamischen Druckverlaufs $p'(x)$ über ein Frequenzspektrum (von 20 bis 500 Hz). Das bedeutet p' kann nicht nur orts aufgelöst sondern auch frequenz aufgelöst dargestellt werden.

Die aktuellen Daten der Temperaturmessungen werden im Mess- und Steuerprogramm angezeigt. Es werden 10 Messungen pro Sekunde durchgeführt. Nach Bedarf können diese für einen gewünschten Zeitbereich in eine Datei geschrieben werden. Diese liefern wichtige Erkenntnisse über den für die spätere Modellierung des akustischen Netzwerks benötigten örtlichen Temperaturverlauf. Die Versuche mit Selbstanregung können im stationären Zustand und während des Anfahrvorgangs durchgeführt werden. Der Anfahrvorgang beginnt mit der Zündung der kalten Heizung bei Raumtemperatur. Die Mikrofondaten werden dann geschrieben, wenn die Flamme sich auf dem Flammenhalter stabilisiert hat, jedoch noch thermoakustisch instabil ist. Der stationäre Zustand ist zum Einen durch konstante Temperaturen und zum Anderen durch eine stationäre akustische Instabilität gekennzeichnet.

Es werden zwei verschiedene Heizungsgeometrien untersucht. Diese unterscheiden sich lediglich in der Länge der Abgas- und Frischluftwickelschläuche. Die Wickelschlauchlänge von Konfiguration 1 ist 0.56 m und die von Konfiguration 2 ist 1 m. Es werden für beide Geometrien zwei Leistungsstufen ($P_{th} = 2 \text{ kW}, 4 \text{ kW}$ bei verschiedenen mageren ($\lambda > 1$) Verbrennungsbedingungen untersucht. Für Betriebszustände ohne Verbrennung und ohne Durchströmung beider Geometrien werden zusätzlich Messungen mit Fremdanregung durchgeführt. Diese Messungen werden im Weiteren als kalte Systemcharakterisierung bezeichnet.

Die Messdaten liefern zum einen den orts aufgelösten Temperaturverlauf, den orts- sowie frequenz aufgelösten Verlauf des dynamischen Drucks und das Stabilitätsverhalten der untersuchten Heizungskonfigurationen. Die gewonnenen Daten dienen zur Validierung des Netzwerkmodells der Gesamtheizung.

3.1.2 Stabilitätsuntersuchungen am Porenbrenner

Der untersuchte Porenbrenner in Bild 3.5 besteht aus einer Vorwärmzone und einer Verbrennungszone. Im Betrieb wird ein brennbares Gemisch mit Hilfe eines Glühzünders in der Verbrennungszone gezündet. Die Flamme wandert stromauf und stabilisiert sich



Bild 3.5: Vorwärm- und Verbrennungszone des Porenbrenners

auf der Vorwärmzone. Die Vorwärmzone ist eine poröse Aluminiumoxidplatte mit der Dicke $s_{PB} = 13.2\text{ mm}$. Sie ist mit 187 Bohrungen mit dem Durchmesser 1 mm versehen. Die Verbrennungszone besteht ebenso aus Aluminiumoxid. Sie ist 85 mm lang und hat einen geringen Feststoffanteil. Die Flamme kann sich hier nicht stabilisieren. Aufgrund des intensiven Kontakts der Flamme mit dem Festkörper der Brennzzone, ist hier ein hoher Wärmetransfer von der Reaktionszone an den porösen Feststoff gewährleistet. Dies führt zu einer stabileren Verbrennung mit geringeren lokalen Temperaturspitzen und somit weniger NOX-Emissionen. Die für die Umweltsituation relevanten Vorteile der Verbrennung in porösen Medien sind in [Trimis, 1995], [Pickenäcker, 2000] und [Pickenäcker, 2001] ausführlicher beschrieben.

Für die Untersuchungen am Porenbrenner ist kein spezielles Heizungssystem vorgesehen. Der Brenner befindet sich hier in einem einfachen zylindrischen Rohr. Die Zufüh-

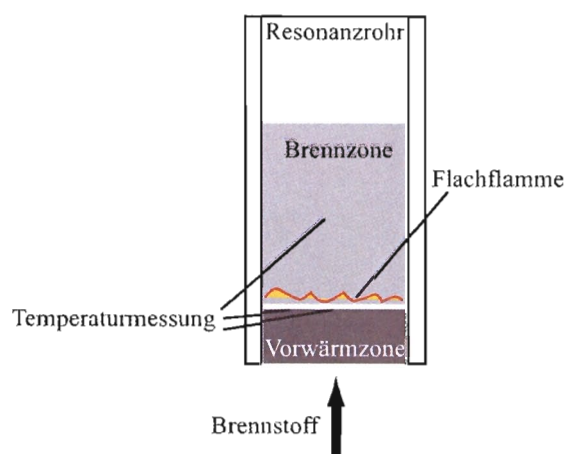


Bild 3.6: Schema des Versuchsstands zur Untersuchung des Stabilitätsverhaltens von Porenbrennern.

zung des vorgemischten Propan-Luft-Gemisches erfolgt direkt unterhalb des Brenners mit Hilfe zweier Massedurchflussregler. Diese ermöglichen die Einstellung des gewünschten Betriebsbereiches, also der Luftzahl und der thermischen Leistung. Bild 3.6 zeigt den prinzipiellen Aufbau des Versuchsstands.

Da der Porenbrenner im Aufbau in Bild 3.6 stationär akustisch stabil ist, werden hier vermehrt Anfahrvorgänge betrachtet. Das bedeutet, dass das System kalt (mit Raumtemperatur) gezündet und über eine Dauer von 60 s vermessen wird. Dabei werden die Temperaturen in der Mitte der Verbrennungszone sowie auf der stromabliegenden Seite der Vorwärmzone mit Thermoelementen gemessen. Bei einer auftretenden thermoakustischen Instabilität werden die Druckdaten in der Umgebung des Versuchsaufbaus mit Freifeldmikrofonen aufgenommen, um die Resonanzfrequenz zu bestimmen.

3.2 Die Multimikrofonmethode

3.2.1 Messprinzip

Für die experimentelle Bestimmung von Transfermatrizen mit der Form in Gleichung (2.22) wird in dieser Arbeit die Multimikrofonmethode verwendet. Sie basiert auf der *two-source-location* Methode von Munjal und Doige [1990]. Bild 3.7 zeigt schematisch den Aufbau zur akustischen Charakterisierung eines kompakten Elements.

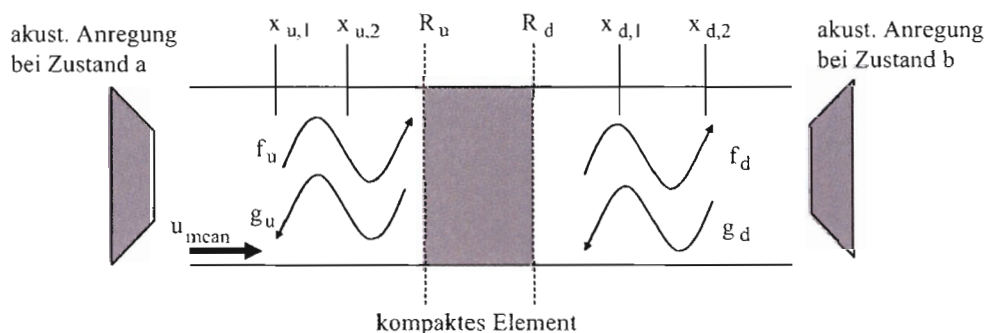


Bild 3.7: Schema der Multimikrofonmethode zur Bestimmung der akustischen Transfermatrix eines kompakten Elements.

Allgemein werden dabei in der Ein- und Ausgangsebene R_u und R_d des zu vermessenden Elements jeweils die ein- und auslaufenden Wellen $f_{u,d}$ und $g_{u,d}$ einer akustischen Anregungsquelle bestimmt. Dadurch erhält man zwei Gleichungen zur Bestimmung der Transfermatrix. Zur Berechnung aller vier Matrizelemente sind jedoch vier unabhängige Gleichungen notwendig. Zu diesem Zweck wird das Element bei zwei unabhängigen Anregungszuständen vermessen. Es bietet sich dabei an, die Anregungsquelle an zwei verschiedenen Stellen, z.B. stromauf und stromab vom Element zu platzieren (daher auch der Name *two-source-location* Methode). Dadurch kann folgendes Gleichungssystem (3.2) zur eindeutigen Bestimmung aller vier Transfermatrizelemente definiert werden:

$$\begin{pmatrix} f_a & g_a & 0 & 0 \\ 0 & 0 & f_a & g_a \\ f_b & g_b & 0 & 0 \\ 0 & 0 & f_b & g_b \end{pmatrix}_u \cdot \begin{pmatrix} T_{11} \\ T_{12} \\ T_{21} \\ T_{22} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} f_a \\ g_a \\ f_b \\ g_b \end{pmatrix}_d \quad (3.2)$$

Die Indizes a und b stehen für die beiden Anregungszustände.

Zur Messung der ein- und auslaufenden Wellen $f_{u,d}$ und $g_{u,d}$, wird der dynamische Druck über einen gewissen Bereich vor und nach der Ein- und Ausgangsebene R_u und R_d des zu vermessenden Elements bestimmt. Der dynamische Druck an einer beliebigen Stelle x lässt sich relativ einfach mit Hilfe von Mikrofonen messen. Läuft eine akustische Welle f in einem geraden verlustfreien Rohr der Länge x mit der Schallgeschwindigkeit c in einem mit der Geschwindigkeit u_{mean} strömenden Medium, erfährt es eine Phasenänderung gemäß Gleichung (A.4). Analog gilt für die entgegengesetzt laufende Welle g Gleichung (A.5). Der Index 0 bezieht sich auf die Referenzebene am Ort $x = 0$. k^+ und k^- sind die Wellenzahlen gemäß Gleichung (A.6) der stromauf und stromab laufenden Wellen.

Vorausgesetzt, dass die Messstrecken vor und nach dem Element verlustfrei sind und als eindimensional betrachtet werden, lässt sich die Gleichung (2.19) auf durchströmte Systeme zur Charakterisierung des dynamischen Drucks p' an jeder Stelle x der Messstrecke anwenden.

$$p'(x) = \rho c \cdot \left(f_{u,d} \cdot e^{-ik^+x} + g_{u,d} \cdot e^{ik^-x} \right) \quad (3.3)$$

Die für die Lösung des Gleichungssystems (3.2) zu quantifizierenden Wellen $f_{u,d}$ und $g_{u,d}$ in den Referenzebenen R_u und R_d lassen sich mit je zwei gemessenen Druckvektoren $p'(x_1)$ und $p'(x_2)$ an den Stellen x_1 und x_2 eindeutig bestimmen.

Um diese Methode weniger anfällig auf Messungenauigkeiten zu machen, bietet es sich an den dynamischen Druckverlauf vor und nach dem Element mit jeweils drei Mikrofonen zu vermessen [Fischer, 2004]. Das Gleichungssystem zur Berechnung der Riemann Invarianten ist dann überbestimmt. Mit Hilfe eines nichtlinearen *Levenberg-Marquardt* Fits werden die unbekanntes $f_{u,d}$ und $g_{u,d}$ mit einer höheren Genauigkeit bestimmt.

Bild 3.8 zeigt die Amplituden- und Phaseninformationen des dyn. Druckverlaufs $p'/\rho \cdot c$ in den Messstrecken stromauf und stromab eines durchströmten Elements bei einer Anregung mit einer gegebenen Frequenz. Dabei befinden sich die Referenzebenen R_u und R_d an der Position $x = \pm 0$. Die schwarzen Punkte sind die aus den Experimenten ermittelten Druckvektoren an den jeweiligen Mikrofonpositionen x_i . Eine nach stromab abfallende Phase deutet auf den Anregungszustand a hin; also stromauf vom Element.

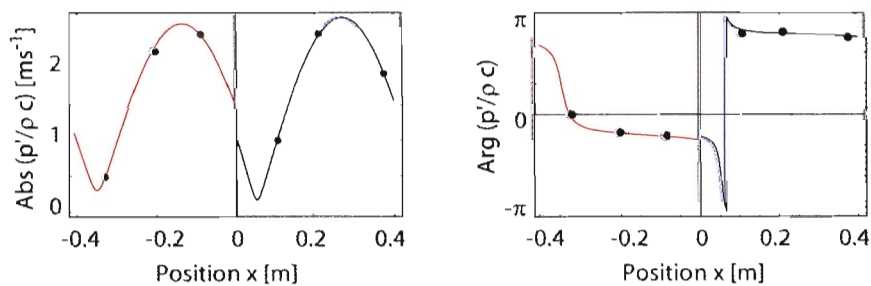


Bild 3.8: Amplituden- und Phaseninformation des dyn. Druckverlaufs $p'/\rho \cdot c$ in den Messstrecken vor (rot) und nach (blau) dem Element, berechnet aus je drei Messpunkten bei einer Anregungsfrequenz von 400 Hz (Zustand a)

3.2.2 Aufbau der Messanlage

Die Messanlage zur Durchführung der Multimikrofonmethode ist nach den Anforderungen aus Bild 3.7 aufgebaut. Bild 3.9 zeigt den Versuchsstand bei einer Messung einer auf einem Lochblech stabilisierten laminaren Flachflamme.

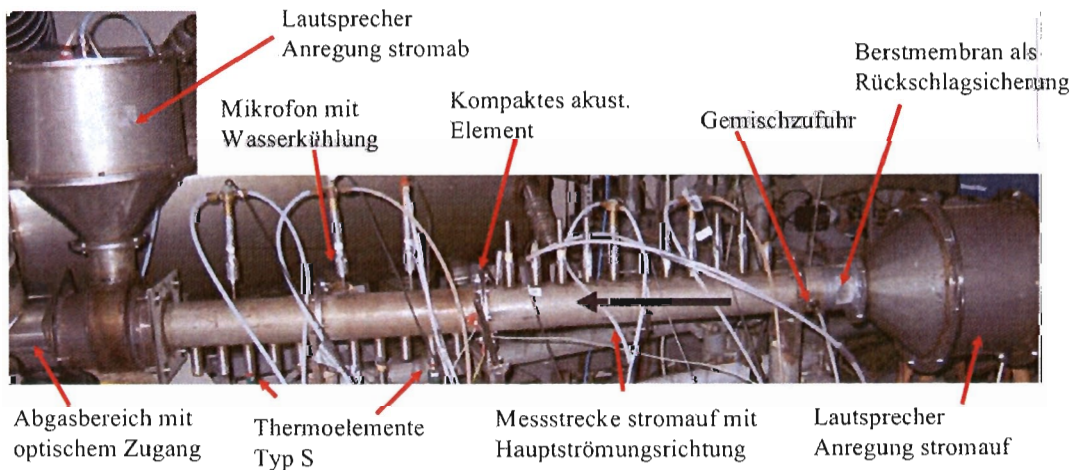


Bild 3.9: Versuchsanlage für die Multimikrofonmethode

Je nach Art der Messung strömt das Medium mit der mittleren Geschwindigkeit u_{mean} und der Anfangstemperatur T_0 durch den Gemischzufuhrstutzen in die Messstrecke. Dabei handelt es sich bei Messungen mit Verbrennung um ein vorgemischtes Propan-Luft-Gemisch mit der Luftzahl λ und bei kalten Messungen um reine Luft. Bei Messungen am Brennertopf der RMH wird das Propan erst nach Aufteilung der Prozessluft in Primär- und Sekundärpfad im Primärluftpfad eingedüst. Die Gesamtdurchsätze beider Gase können mit Hilfe zweier Massedurchflussregler über ein Mess- und Steuerprogramm vom Rechner aus eingestellt werden. Bei Normzustand lässt sich dadurch eine maximale Leistung

von ca. $P_{th} = 6$ kW bei einer Luftzahl von $\lambda = 1.4$ erreichen. Für Untersuchungen mit Verbrennung wird das Gemisch nach dem Flammenhalter mit Hilfe eines Hochspannungsfunken gezündet. Die heißen Abgase strömen durch die Messstrecke stromab und werden mit einem Gebläse durch einen Kamin in die Umgebung abgesaugt.

Für die Anregung des zu vermessenden Elements kann je ein Lautsprecher stromauf und stromab davon angesteuert werden. Das entsprechende Signal wird mit einem Signalgenerator erzeugt, verstärkt und mit einem Relais auf den je nach Testfall geforderten Lautsprecher geschaltet. Da sich die charakteristischen instabilen Bereiche der untersuchten Heizungssysteme im niederfrequenten Bereich befinden, geht das Anregungsspektrum der Messungen bis maximal 500 Hz. Die Resonanzkörper der Lautsprecher sind mit Stickstoff gespült um zu verhindern, dass heiße Abgase bzw. zündbares Gemisch dort eindringen. Vor dem Lautsprecher stromauf befindet sich eine Rückschlagsicherung, welche bei Rückzündung der Flamme in die Messstrecke stromauf des Elements einen Druckausgleich mit der Umgebung sicher stellt. Es handelt sich dabei um große Löcher im Messrohr die mit einer leicht reißbaren Berstmembran gasdicht abgeschlossen sind (siehe Bild 3.9).

Die Mikrofone befinden sich jeweils an drei Stellen vor und nach dem Element an der Oberseite des Messrohres. Sie geben Spannungssignale aus, welche verstärkt werden und über eine Messkarte an den Rechner weitergegeben werden. Die Zeitreihen jeder Messung betragen 10000 Werte pro Sekunde und werden im Steuer- und Messprogramm mit einer FFT in den Frequenzbereich transformiert. Die Werte der Amplituden- und Phaseninformation der jeweiligen Anregungsfrequenz werden für n Messungen gemittelt. Je größer n ist desto weniger fallen Messfehler ins Gewicht. Bei allen Messungen hat sich herausgestellt, dass bei $n = 5$ eine sehr hohe Genauigkeit erzielt werden kann. Die resultierenden Druckvektoren $p'(x)$ dienen anschließend zur Berechnung der Riemann Invarianten $f_{u,d}$ und $g_{u,d}$ mit Gleichung (3.3).

Bei Messungen der Transfermatrizen von Elementen mit Verbrennung lässt sich die Multimikrofonmethode nur auf die Messstrecke stromauf anwenden, da stromab die Temperaturen über der Messstrecke nicht konstant sind. Durch Messung der Wärmefreisetzungsschwankungen q' der Flamme sowie der Geschwindigkeitsschwankung u'_u kann die Flammentransferfunktion FTF nach Gleichung (A.20) berechnet werden. u'_u wird dabei über die Mikrofone stromauf der Flamme bestimmt. Die Wärmefreisetzungsschwankungen q' lassen sich durch OH-Chemilumineszenz mit einem Fotomultiplier messen. Dafür ist ein optischer Zugang zur Flamme notwendig.

4 Ergebnisse und Diskussion

Für die Vorhersage von thermoakustischen Instabilitäten werden die Methoden in den vorhergehenden Kapiteln angewendet. Im Rahmen dieses Projektes ist ein Vorhersagewerkzeug entstanden, welches die Methode der eindimensionalen Netzwerkmodellierung nutzt. Es enthält alle wesentlichen Gleichungen zur Erstellung eines akustischen Netzwerks und zur Berechnung der akustischen Zustandsgrößen sowie der stabilen und instabilen Eigenmoden eines Systems. Ein gegebenes akustisches System lässt sich damit sehr überschaubar aus Einzelkomponenten tabelliert zusammenstellen. Dabei sind größtenteils nur geometrische und strömungsspezifische Parameter vom Benutzer anzugeben. Diese Tabellen werden von einem analytischen Berechnungscode eingelesen und erlauben die Ausgabe der vom Anwender gewünschten Werte.

Im folgenden Kapitel werden anhand eines Systems beispielhaft die Möglichkeiten dieses Vorhersagewerkzeuges aufgezeigt. Ein Netzwerkmodell aus den Transfermatrizen der Systemkomponenten wird schrittweise erstellt. Zur Validierung der aus dem Gesamtmodell berechneten akustischen Daten und Eigenwerte werden experimentell gewonnene Messdaten heran gezogen.

4.1 Komponentenuntersuchungen

Für die Modellierung des akustischen Netzwerks eines Heizungssystems ist die Kenntnis der akustischen Transfermatrizen der einzelnen Elemente des Systems notwendig. Dabei lassen sich viele Teile der Heizung mit Standardelementen, wie z.B. Rohren und Querschnittsveränderungen, modellieren. Die Transfermatrizen von schwieriger darzustellenden Komponenten werden in dieser Arbeit mit der Multimikrofonmethode experimentell vermessen. Das sind für die RMH die Ein- und Auslassstutzen, die Wickelrohre im Frischluft- und Abgastrakt, der gesamte Brennertopf, der Flammenhalter sowie die Flachflamme und für den Porenbrenner die Vorwärm- und Brennzone sowie die stabilisierte Flamme. Für die akustischen Transfermatrizen der vermessenen Elemente werden in diesem Kapitel Modellierungsvorschläge gegeben.

4.1.1 Der Ein- und Auslassstutzen der RMH

Der Ein- und Auslassstutzen der RMH ist ein einziges Bauteil. Der Abgastrakt verläuft innerhalb des Frischluftpfades. Bild 4.1 zeigt den Stutzen, seine Schnittstellen zum Heizungssystem und die Strömungswege.

4 Ergebnisse und Diskussion

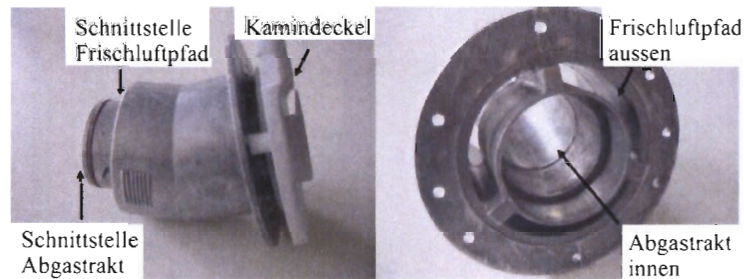


Bild 4.1: Ein- und Auslassstutzen der RMH. Links: seitlich mit Kamindeckel. Rechts: Strömungswege ohne Deckel

Beim Eingang zum Frischluftpfad sowie beim Ausgang des Abgastraktes handelt es sich akustisch gesehen um Randbedingungen. In einem Netzwerkmodell werden diese als akustische Ränder mit deren Reflexionsfaktoren nach Gleichung (A.1) bzw. Gleichung (A.2) analytisch beschrieben.

Die Ränder des Stutzens sind nicht eindeutig als offen bzw. geschlossenes Ende zu deuten, vielmehr sind der Ein- und Auslass der RMH eine Kombination von beidem. Sie werden deshalb als ein akustisches Netzwerk wie im Schema in Bild 4.2 dargestellt. Für beide Ränder wird ab der Schnittstelle 1 (vgl. Bild 4.1) ein Netzwerkmodell aufgestellt, welches mit einem Verzweigungselement bei Knoten 2 die Bereiche mit dem geschlossenen Ende 6 und dem offenen Ende 4 verbindet. Die Rohrstücke zwischen den Knoten werden mit Gleichung (A.8) wie glatte Rohre mit thermo-viskoser Wandreibung betrachtet. Ihre Längen und ihre hydraulischen Durchmesser sind aus der Geometrie des Stutzens direkt ersichtlich. Dabei gilt für den hydraulischen Durchmesser d_h die Gleichung (4.1) mit der Querschnittsfläche A_{ref} und dem benetzten Umfang U_{ref} des Referenzquerschnitts.

$$d_h = \frac{4 \cdot A_{ref}}{U_{ref}} \quad (4.1)$$

In dem Netzwerkmodell kann der Reflexionsfaktor am Knoten 1 berechnet werden. Dazu wird das Netzwerk am Knoten 1 mit einem Anregungselement aus Gleichung (A.3)

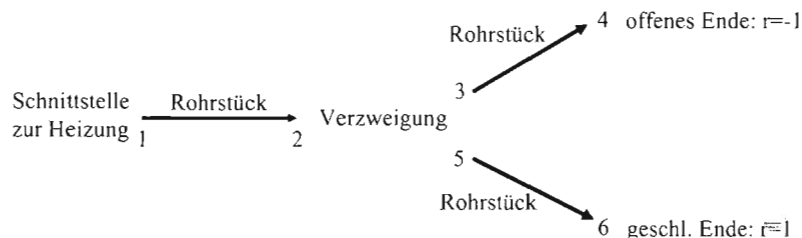


Bild 4.2: Modellierungsschema des akustischen Netzwerks für den Ein- und Auslassstutzen

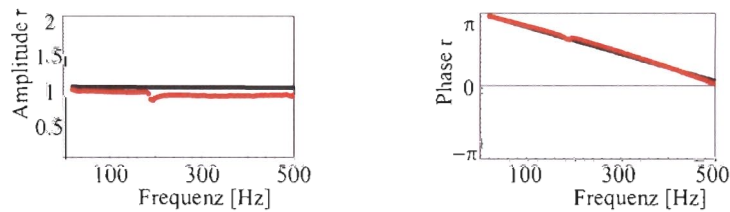


Bild 4.3: Amplituden- und Phasengang des Reflexionsfaktors r an der Schnittstelle des Frischluftpfades zur RMH Heizung über der Frequenz. rot: experimentell ermittelt. schwarz: berechnet aus Netzwerkmodell.

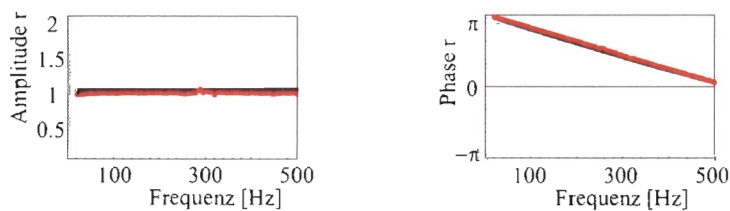


Bild 4.4: Amplituden- und Phasengang des Reflexionsfaktors r an der Schnittstelle des Abgastrakts zur RMH Heizung über der Frequenz. rot: experimentell ermittelt. schwarz: berechnet aus Netzwerkmodell.

geschlossen. Die Werte f und g am Knoten 1 lassen sich dann über einen gegebenen Frequenzbereich berechnen.

Für die experimentelle Bestimmung der Reflexionsfaktoren wird die Multimikrofonmethode leicht modifiziert durchgeführt. Da zur Berechnung von r nach Gleichung (A.1) bzw. Gleichung (A.2) die Kenntnis von f und g an nur einer Referenzebene ausreichend ist, befindet sich bei der Reflexionsfaktormessung die Anregung nur stromab. Zur Quantifizierung des akustischen Feldes im Messrohr genügen drei Mikrofone.

Bild 4.3 zeigt die experimentellen Ergebnisse sowie die berechneten Werte des komplexen Reflexionsfaktors an der Schnittstelle zum Frischluftpfad. Die Werte sind über den Frequenzbereich von 20 Hz bis 500 Hz aufgetragen. Der Versatz im Amplitudengang lässt sich durch fehlende akustische Dämpfung im Modell erklären. Der Phasenabfall ist auf die geometrische Länge des Stutzens zurückzuführen. Abgesehen vom leichten Amplitudenversatz haben die Amplituden- und Phasenverläufe des Netzwerkmodells eine gute Übereinstimmung mit den experimentellen Messdaten.

Der Amplituden- und Phasenverlauf des Reflexionsfaktors des Abgasstutzens ist in Bild 4.4 dargestellt. Auch hier ist ein geringer Versatz im Amplitudenverlauf zwischen den berechneten Werten und den Messdaten zu erkennen. Der Phasenverlauf ist fast identisch mit dem des Frischgasstutzens, da die Lauflänge der akustischen Wellen in beiden Bereichen nahezu gleich ist.

Die oben dargestellten Ergebnisse sind bei Zuständen ohne Durchströmung erzielt. Im Rahmen dieser Untersuchungen sind Reflexionsfaktoren bei verschiedenen und für das reale Heizungssystem relevanten Strömungskonfigurationen bestimmt worden. Aufgrund der auch bei maximalen Luft- und Abgasdurchsätzen sehr geringen Machzahlen ist bei allen gemessenen Verläufen kein bemerkenswerter Unterschied zu erkennen. Dies gilt sowohl für die experimentellen Daten als auch für die mit den Netzwerkmodellen berechneten Werte.

4.1.2 Die Wickelschläuche im Abgas- und Frischgastrakt der RMH

Der Frischluftpfad ist ein gewickeltes Rohr bzw. Schlauch, welches die frische Verbrennungsluft vom Stutzen bis zum Heizgerät leitet. Der Abgaspfad leitet die abgekühlten Abgase vom Wärmetauscher zum Abgasstutzen. Es handelt sich dabei ebenfalls um ein gewickeltes Rohr welches innerhalb des Frischluftrohres verläuft. Im Netzwerkmodell werden beide Komponenten als raue Rohre mit thermo-viskoser Wandreibung modelliert. Dabei gilt Gleichung (A.8) mit einem Rauigkeitswert von $k_d > 1$. Der genaue Wert von k_d wird aus Experimenten bestimmt.

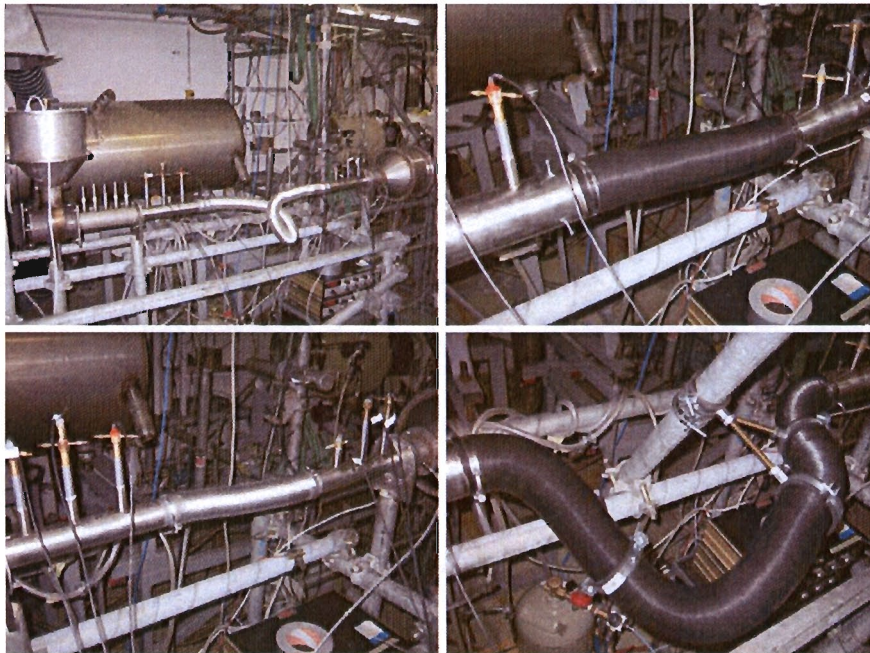


Bild 4.5: Experimentelle Vermessung der Transfermatrizen von Wickelrohren mit der Multimikrofonmethode: Links oben: Wickelrohr des Abgastraktes mit der Länge $l = 1\text{ m}$. Links unten: Wickelrohr des Abgastraktes mit der Länge $l = 0.56\text{ m}$. Rechts oben: Wickelrohr des Abgastraktes mit der Länge $l = 0.56\text{ m}$. Rechts unten: Fest eingespanntes Wickelrohr des Abgastraktes mit der Länge $l = 1\text{ m}$.

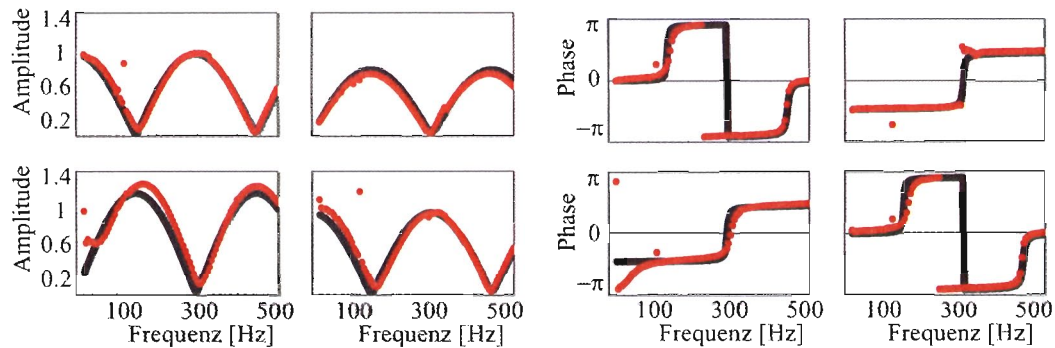


Bild 4.6: Vergleich der Amplituden- und Phasenwerte der vier Transfermatrixelemente eines Abgasrohres der Länge $l = 0.56\text{m}$: rot: exp. Daten. schwarz: berechnete Daten aus Gleichung (A.8) mit $k_d = 4.08$.

Bild 4.5 zeigt den Einbau verschiedener Wickelrohrkonfigurationen. Es werden beide Wickelrohre mit verschiedenen Längen und Variation der Durchströmungsgeschwindigkeit untersucht. Zusätzlich werden die Rohre frei schwingend und fest eingespannt in die Messanlage integriert. Bei Messung des Frischluftrohres verläuft, wie auch im realen Betriebszustand, das Abgasrohr konzentrisch im Inneren des Frischluftrohres. Alle Messungen werden bei Raumtemperatur durchgeführt.

Zur Bestimmung des k_d -Wertes wird dieser so angepasst, dass der Gesamtfehler der Amplituden- und Phasenverläufe der Transfermatrixelemente der mit Gleichung (A.8) berechneten Werte gegenüber den experimentellen Daten minimal ist. In Bild 4.6 sind die Amplituden- und Phasenwerte der Transfermatrix eines frei eingespannten Abgasrohres der Länge $l = 0.56\text{m}$ über der Frequenz aufgetragen. Die gute Übereinstimmung der Verläufe zeigt, dass sich dieses Wickelrohr mit Gleichung (A.8) und einem passenden Rauigkeitsfaktor k_d analytisch beschreiben lässt.

In Tabelle (4.1) sind die aus den Experimenten ermittelten Rauigkeitswerte k_d für verschiedene Wickelrohrkonfigurationen aufgelistet. Bei näherer Betrachtung der Wickelrohre fällt auf, dass deren Wicklungsgeometrie fast identisch ist. Das bedeutet, dass auf eine bestimmte Länge in etwa gleich viele Wicklungen mit nahezu gleicher Tiefe kommen. Aus den Werten in Tabelle (4.1) wird ersichtlich, dass der k_d -Wert unabhängig von der Länge, der Durchströmung und dem hydraulischen Durchmesser d_h ist. Er gibt tatsächlich allein die Rauigkeit, und damit die Dämpfung der Wand an. Desweiteren stellt sich heraus, dass die Art der Einspannung sowie die Lage der Rohre für das Übertragungsverhalten unwichtig ist.

Allein aus der Geometrie der Wicklung ist der Rauigkeitswert k_d nicht direkt quantifizierbar. Es sind jedoch qualitative Aussagen über den k_d -Wert möglich. Zu diesem Zweck wird in einem weiteren Versuch der Rauigkeitswert durch Veränderung der Wicklung beeinflusst. Dazu wird die akustische Transfermatrix eines besonders elastischen Wickelrohres in drei verschiedenen geometrischen Zuständen vermessen. Im Zustand 1 ist das Rohr auf eine kurze Länge zusammengestaucht. Viele Wicklungen folgen auf kurzer Län-

Tabelle 4.1: Aus Experimenten berechnete Werte des Rauigkeitsfaktors von k_d bei versch. Wickelrohrkonfigurationen.

		Frischgaspfad	Abgastrakt	Frischgaspfad eingespannt
		$d_h = 0.02\text{ m}$	$d_h = 0.05\text{ m}$	$d_h = 0.02\text{ m}$
Länge l	\dot{V}_{Luft}	k_d	k_d	k_d
0.56 m	$0 \frac{l_N}{min}$	3.74	4.08	—
	$70 \frac{l_N}{min}$	3.76	4.14	—
1 m	$0 \frac{l_N}{min}$	3.99	4.22	3.96
	$70 \frac{l_N}{min}$	4.03	4.37	3.83

ge. Im Zustand 3 ist das Rohr stark gestreckt. Die Wicklungen sind auseinander gezogen und ihre Tiefe gering. Der Zustand 2 liegt dazwischen, d.h. die Wicklungen mit mittlerer Tiefe sind verteilt über einer mittleren Länge. Aus den gemessenen Transfermatrizen lassen sich wie oben beschrieben die resultierenden k_d -Werte berechnen.

In Tabelle (4.2) sind die Ergebnisse dargestellt. Ein stark zusammengestauchtes Wickelrohr (Zustand 1) weist einen niedrigen k_d -Wert auf. Es ähnelt daher einem glatten Rohr mit $k_d = 1$. Hier können die akustischen Wellen den Wicklungen nicht folgen. Bei Zustand 2 folgen die akustischen Wellen den Wicklungen und erfahren einen dämpfenden Effekt. Ein maximal auseinandergezogenes Rohr, weist keine Wicklungen mehr auf und nähert sich damit dem Zustand eines glatten Rohres an, was den Abfall der k_d -Werte von Zustand 2 auf 3 erklärt. Ein deutlicher Einfluß der Strömungsgeschwindigkeit auf den Rauigkeitswert ist auch hier nicht zu erkennen.

Tabelle 4.2: Rauigkeitswerte k_d eines Wickelrohres (Zustand 2) mit $d_h = 0.075\text{ m}$ auf verschiedene Längen gestaucht (Zustand 1) bzw. gezogen (Zustand 3) bei zwei unterschiedlichen Strömungsregimen.

	Zustand 1	Zustand 2	Zustand 3
Länge	$l = 0.395\text{ m}$	$l = 0.91\text{ m}$	$l = 1.1\text{ m}$
k_d bei $0 \frac{l_N}{min}$	2.27	7.67	5.81
k_d bei $70 \frac{l_N}{min}$	2.32	7.84	6.24

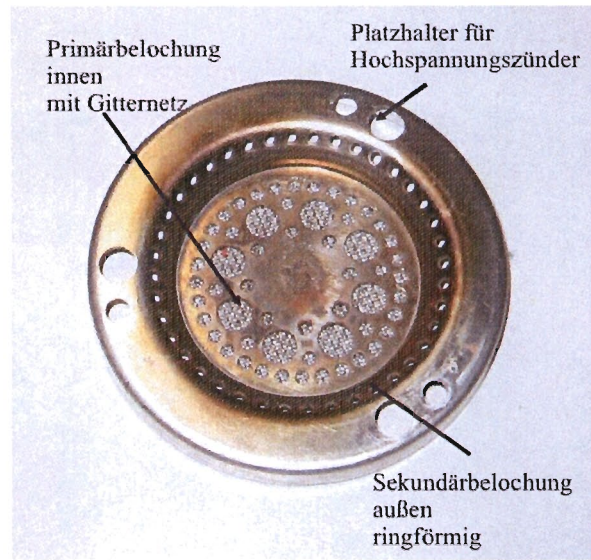


Bild 4.7: Flammenhalter der RMH mit Primär- und Sekundärbelochung.

4.1.3 Der Flammenhalter der RMH

Bild 4.7 zeigt den Flammenhalter der RMH. Er ist ein Lochblech, das sich am Ende des Brennertopfes befindet und auf dem sich die Flamme stabilisiert. Das brennbare Gemisch tritt durch die Primärbelochung und wird danach entzündet. Durch die Sekundärbelochung strömt kalte Luft.

Im Netzwerkmodell wird der Lochdurchgang von Primär- und Sekundärweg separat als je ein kompaktes Element mit akustischen Verlusten modelliert. Gleichung (A.11) gibt den analytischen Zusammenhang wieder. Die unbekannten Parameter des Verlustbeiwertes ζ und der effektiven Trägheitslänge l_{eff} sind aus Experimenten ermittelt.

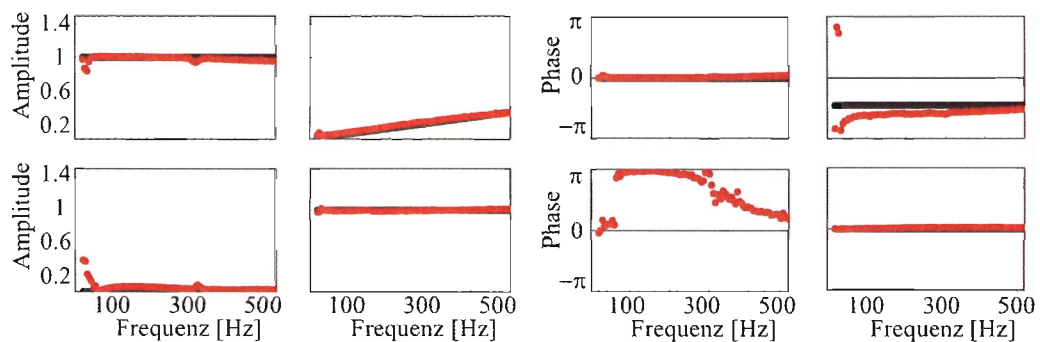


Bild 4.8: Vergleich der Amplituden- und Phasenwerte der vier Transfermatrizelemente der Primärbelochung ohne Durchströmung: rot: exp. Daten, schwarz: berechnete Daten aus Gleichung (A.11) mit $\zeta = 160$ und $l_{eff} = 0.035\text{ m}$.

Bild 4.8 zeigt die Amplituden- und Phasengänge der Transfermatrix über die Primärbelochung ohne Durchströmung. Die roten Punkte sind die mit der Multimikrofonmethode gemessenen Werte. Die schwarze Linie ist der über Gleichung (A.11) berechnete Verlauf mit einem Verlustfaktor von $\zeta = 160$ und einer effektiven Trägheitslänge von $l_{eff} = 0.035\text{ m}$. Die guten Übereinstimmungen zeigen, dass für dieses akustische Element die Theorie aus Gleichung (A.11) anwendbar ist. Auch für weitere hier nicht abgebildeten Transfermatrizen der Primärbelochung bei Durchströmung mit Luft ergeben sich die oben genannten Modellparameter zu $\zeta = 160$ und $l_{eff} = 0.035\text{ m}$.

In Bild 4.9 sind die Amplituden- und Phasengänge der Transfermatrix über die ringförmige Sekundärbelochung bei einer Luftdurchströmung von $\dot{V}_{Luft} = 150 \frac{\text{ln}}{\text{min}}$ über der Anregungsfrequenz dargestellt. Aus Gleichung (A.11) ergeben sich hier der Verlustfaktor zu $\zeta = 320$ und die effektive Trägheitslänge zu $l_{eff} = 0.035\text{ m}$. Trotz der vor allem im niederfrequenten Bereich auftretenden Schwankungen der experimentellen Daten sind Übereinstimmungen mit dem Modell zu erkennen. Auch hier konnten weitere Messungen mit unterschiedlichen Durchströmungen mit den ermittelten Modellparametern abgebildet werden.

4.1.4 Der Brennertopf der RMH

Der Brennertopf der RMH lässt sich vom Gesamtsystem einfach separieren und damit unabhängig von der restlichen Heizung vermessen. Er besteht aus dem Primärweg, in dem ein Teil der angesaugten Luft mit dem Propan vermischt wird und auf der Primärbelochung des Flammenhalters verbrannt wird, und dem Sekundärweg, durch den der andere Teil der Luft strömt. Bild 4.10 zeigt die Ein- und Ausgänge der Strömungen.

Für die Modellierung des Brennertopfes im Gesamtsystem, wird ein Netzwerk des Brennertopfes inklusive des Flammenhalters aber ohne Verbrennung erstellt. Zur Validierung

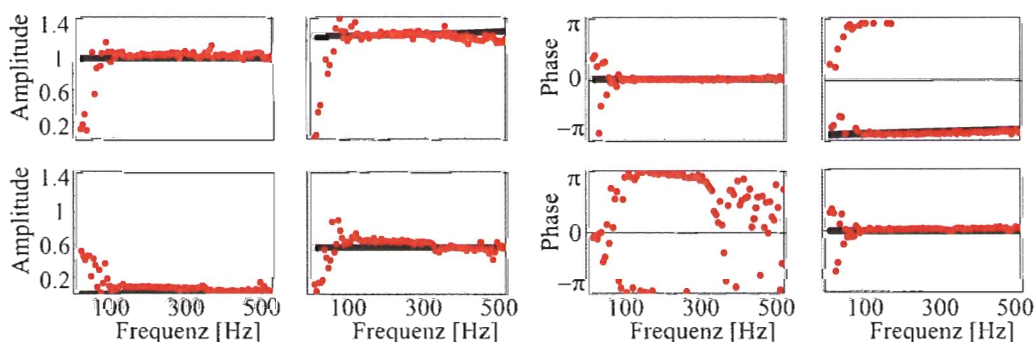


Bild 4.9: Vergleich der Amplituden- und Phasenwerte der vier Transfermatrixelemente der Sekundärbelochung bei einem Luftdurchsatz von $\dot{V}_{Luft} = 150 \frac{\text{ln}}{\text{min}}$. rot: exp. Daten. schwarz: berechnete Daten aus Gleichung (A.11) mit $\zeta = 320$ und $l_{eff} = 0.042\text{ m}$.

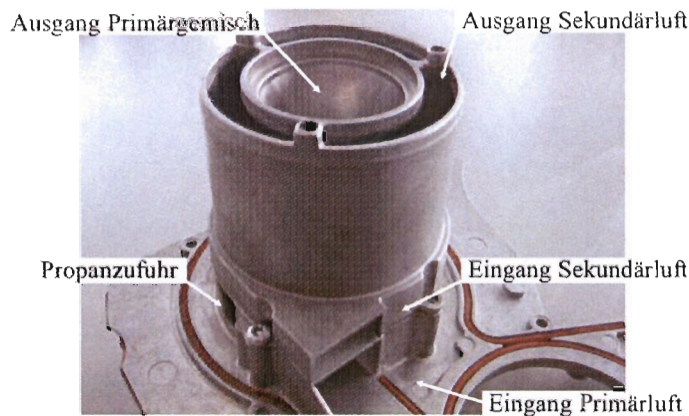


Bild 4.10: Brennertopf ohne Flammenhalter mit Schnittstellen für das Netzwerkmodell.

Elementnr.	Art	dh [mm]	Fläche [m²]	Flächenverhältnis Länge [mm]	Dämpfungsbeiwert kd Reflexion leff [mm] & Zeta
Primärweg					
	fork				
	Dampf Duct	22,6	0,00052	88	1
	Area Change		0,00052	1,655	0 & 1
	Dampf Duct	20,0	0,00031	42+20	1
	Area Change		0,00031	1,000	0 & 0
	Dampf Duct	20,0	0,00031	5	1
	Area Change		0,00031	0,207	0,005 & 0
	Dampf Duct	44,0	0,00152	15	1
	Area Change		0,00152	0,806	0 & 37,7
	Dampf Duct	49,0	0,00189	8+20	1
	Area Change		0,00189	0,366	0,035 & 21,4
Sekundärweg					
	Dampf Duct	18,2	0,00036	20	1
	Area Change		0,00036	0,097	0 & 0,81
	Dampf Duct	48,0	0,00377	30+20	1
	Area Change		0,00377	1,000	0 & 0
	Dampf Duct	48,0	0,00377	10	1
	Area Change		0,00377	1,653	0,01 & 0
	Dampf Duct	22,0	0,00228	14	1
	Area Change		0,00228	0,443	0,042 & 62,7
	joint				

Bild 4.11: Netzwerkmodell des Brennertopfes vom Eingang der Frischluft bis zum Flammenhalter.

dieses Modells werden Messungen der akustischen Transfermatrix des Brennertopfes mit der Multimikrofonmethode durchgeführt.

Die Tabelle in Bild 4.11 enthält die Komponenten des Netzwerkmodells des Brennertopfes. Die zur Berechnung der Transfermatrix benötigten geometrischen Parameter sind hier angegeben. Die Schnittstellen zum Gesamtgerät sind die Aufteilung der Luft und der Ausgang aus dem Flammenhalter. Über Gleichung (2.27) lässt sich die Gesamtmatrix S des Systems „Brennertopf“ berechnen.

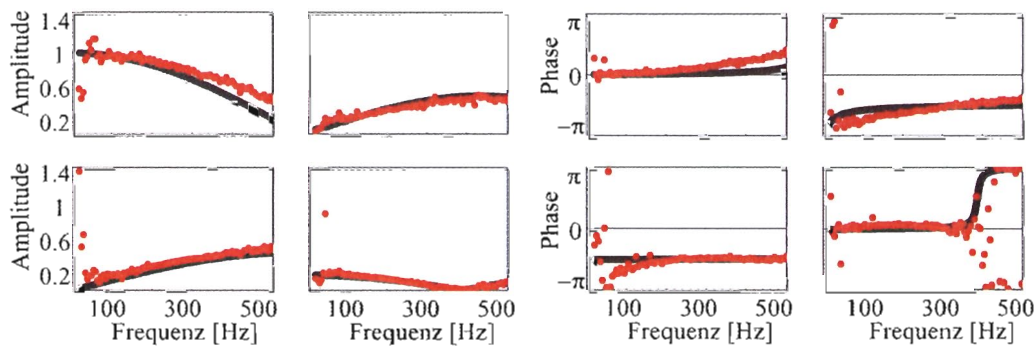


Bild 4.12: Vergleich der Amplituden- und Phasenwerte der vier Transfermatrixelemente des gesamten Brennertopfes bei einem Luftdurchsatz von $\dot{V}_{Luft} = 150 \frac{l_N}{min}$. rot: exp. Daten. schwarz: berechnete Daten aus dem Netzwerkmodell in Bild 4.11 und Gleichung (2.27).

Bild 4.12 zeigt die Amplituden- und Phasenverläufe der vier Transfermatrixelemente des gesamten Brennertopfes bei einem Luftdurchsatz von $\dot{V}_{Luft} = 150 \frac{l_N}{min}$ über der Frequenz. Verglichen sind die berechneten Werte aus dem Netzwerkmodell in Bild 4.11 (schwarze durchgezogene Linie) mit den experimentellen Daten (rot). Auch die berechneten Transfermatrizen von weiteren untersuchten Luftdurchsätzen haben gute Übereinstimmungen mit den Messdaten. Das oben beschriebene Netzwerk wird deshalb im Gesamtsystem entsprechend modelliert.

4.1.5 Brennerstabilisierte Flammen im RMH System

Für die Darstellung der brennerstabilisierten Flachflamme im Netzwerk der Heizung wird das Modell in Gleichung (A.14) verwendet. Hierin ist der Transfermatrixterm T_{22} für das akustische Übertragungsverhalten ausschlaggebend. Für die analytische Bestimmung von T_{22} nach Gleichung (A.15) ist die Kenntnis des Verlaufs der Gemischtemperatur über den Flammenhalter und die Flamme notwendig (siehe Bild A.1). Die Temperatur des unverbrannten Gemischs beträgt bei allen Multimikrofonmessungen von Flachflammen $T_u = 293.15 K$. In der realen Heizung bei den Versuchen zur Systemcharakterisierung wird die Frischluft vorgewärmt mit dem dem Propangas gemischt und muss gemessen werden. T_s entspricht der Temperatur, die das Gemisch nach der Erwärmung durch den heißen Flammenhalter erfährt. Als Berechnungsparameter gehen hier die Temperatur des Flammenhalters T_{lb} , die Durchströmung des Gemisches und die Geometrie des Flammenhalters ein. Bild 4.13 zeigt die untersuchten Flammenhalterkonfigurationen. Ihre Temperatur T_{lb} wird mit Thermoelementen gemessen.

Aus Wärmebilanzen lässt sich die tatsächliche Verbrennungstemperatur T_b bestimmen. Eine genaue Berechnung aller relevanten Parameter zur analytischen Modellierung von T_{22} nach Gleichung (A.15) ist im Anhang B zu finden. Durch die experimentell ermittelten Daten der FTF mit Hilfe der OH -Chemilumineszenz kann der Term $A(\hat{\omega})$ in Glei-

chung (A.15) ersetzt werden. Die resultierenden Verläufe von T_{22} der Flammentransfermatrix werden zur Validierung des analytischen Flammenmodells herangezogen.

Bild 4.14 zeigt die Ergebnisse des Transfermatrixelement T_{22} einer Flachflamme mit der thermischen Leistung $P_{th} = 0.5 kW$ und der Luftzahl $\lambda = 1.4$. Als Flammenhalter dient hier die Primärbelochung der RMH. Die Amplituden- und Phasenverläufe sind über den untersuchten Frequenzbereich aufgetragen. Die schwarze durchgezogene Linie stellt das

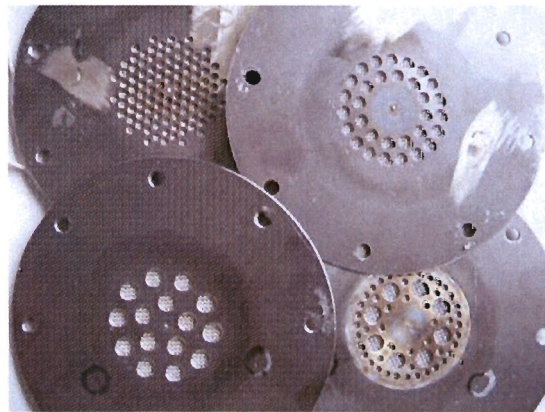


Bild 4.13: Verschiedene Flammenhalterkonfigurationen. links oben: Flächenverhältnis $\frac{A_{offen}}{A_{Messrohr}} = 0.2$, Lochdurchmesser $d_{lb} = 0.002 m$. rechts oben: Flächenverhältnis $\frac{A_{offen}}{A_{Messrohr}} = 0.16$, Lochdurchmesser $d_{lb} = 0.005 m$. links unten: Flächenverhältnis $\frac{A_{offen}}{A_{Messrohr}} = 0.18$, Lochdurchmesser $d_{lb} = 0.007 m$. rechts unten: Primärbelochung der Standard RMH-Brille, Flächenverhältnis $\frac{A_{offen}}{A_{Messrohr}} = 0.22$, Lochdurchmesser $d_{lb} = 0.002 m$ und $0.007 m$.

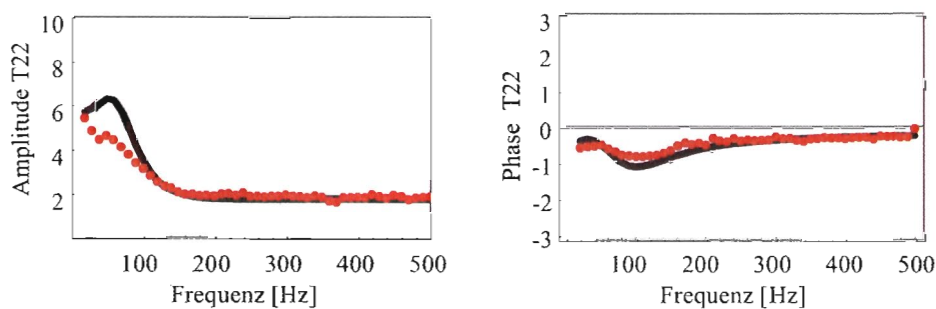


Bild 4.14: Vergleich der Amplituden- und Phasenwerte des Transfermatrixelement T_{22} einer Flachflamme stabilisiert auf der Primärbelochung des RMH-Flammenhalters bei der thermischen Leistung $P_{th} = 0.5 kW$ und der Luftzahl $\lambda = 1.4$ über der Frequenz: rot: berechnete Werte mit Gleichung (A.15) mit gemessenen Daten für $A(\hat{\omega})$. schwarz: berechnete Daten mit Gleichung (A.15). Modellparameter: $T_s = 381 K$, $T_{lb} = 546 K$, $T_b = 1325 K$, $Ze = 8.88$.

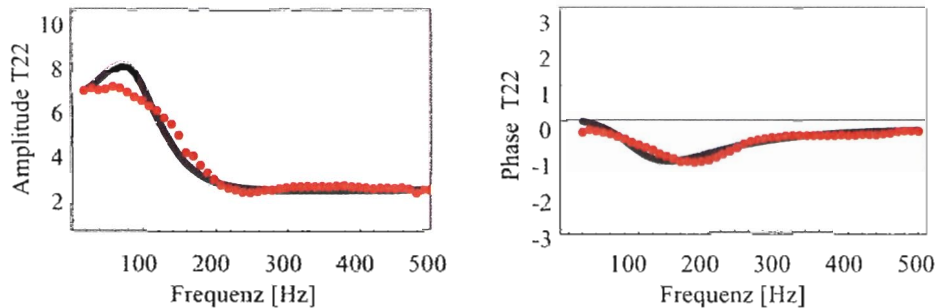


Bild 4.15: Vergleich der Amplituden- und Phasenwerte des Transfermatrixelement T_{22} einer Flachflamme stabilisiert auf einem Lochblech mit 2 mm Lochdurchmessern bei der thermischen Leistung $P_{th} = 0.7\text{ kW}$ und der Luftzahl $\lambda = 1.4$ über der Frequenz: rot: berechnete Werte mit Gleichung (A.15) mit gemessenen Daten für $A(\hat{\omega})$. schwarz: berechnete Daten mit Gleichung (A.15). Modellparameter: $T_s = 416\text{ K}$, $T_{lb} = 612\text{ K}$, $T_b = 1485\text{ K}$, $Ze = 8.16$.

mit Gleichung (A.15) berechnete Modell dar. Die roten Messpunkte sind die entsprechenden Werte für das Modell in Gleichung (A.15) mit dem Term $A(\hat{\omega})$ ersetzt durch die gemessene FTF . Die Werte haben weitestgehend gute Übereinstimmungen. Die Überhöhung bei ca. 55 Hz ist in beiden Verläufen zu erkennen, jedoch im rein analytischen Modell wesentlich ausgeprägter. Das Matrixelement T_{22} zeigt das direkte Verhältnis der Geschwindigkeitsfluktuationen stromauf und stromab der Flamme. Eine deutliche Überhöhung der Amplitudenwerte von T_{22} in einem gewissen Frequenzbereich lässt sich meist auf eine thermoakustisch instabile Mode zurückführen.

In Bild 4.15 ist eine Flamme mit einer thermischen Leistung von $P_{th} = 0.7\text{ kW}$ untersucht. Sie stabilisiert sich auf einem Lochblech mit einem konstantem Lochdurchmesser von 2 mm und einem ähnlichen Flächenverhältnis wie die RMH-Primärbelochung. Die Amplituden- und Phasenwerte des Transfermatrixelement T_{22} zeigen ähnliche Verläufe wie in Bild 4.14. Auch hier liegt die Spitze der Überhöhung in den Amplitudenverläufen in der Nähe der Frequenz 60 Hz und ist bei den rein analytisch berechneten Werten vom Betrag her größer.

Weitere Messungen der FTF bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen und mit den verschiedenen Flammenhaltern in Bild 4.13 führen zu ähnlichen Ergebnissen. Die qualitativ durchgehend und quantitativ teilweise guten Übereinstimmungen der rein analytisch berechneten und der gemessenen Werte für T_{22} zeigen, dass das reale akustische Transferverhalten von brennerstabilisierten Flachflammen mit der Gleichung (A.14) und den Überlegungen aus dem Schema in Bild A.1 dargestellt werden kann.

4.1.6 Der Porenbrenner

Die akustische Transfermatrix des Porenbrenners wird für den Fall ohne Verbrennung vermessen. Zusätzlich wird die Vorwärmzone separat also ohne Verbrennungszone unter-

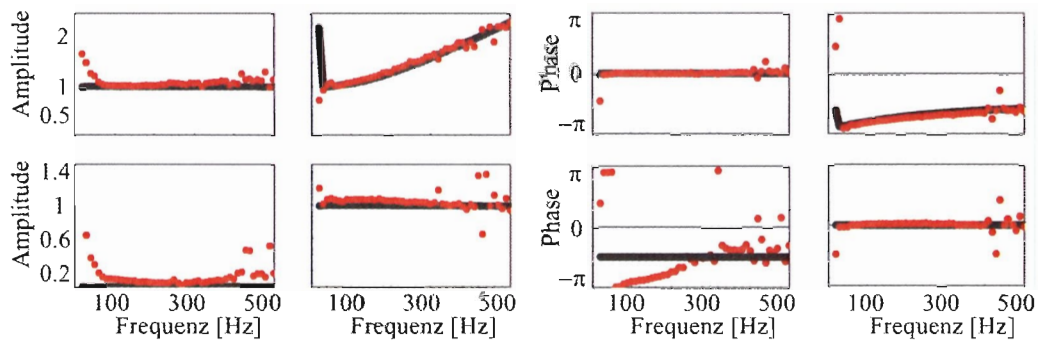


Bild 4.16: Amplituden- und Phaseninformation der vier Transfermatrixelemente der Vorwärmzone des Porenbrenners bei einem Luftdurchsatz von $\dot{V}_{Luft} = 75 \frac{l_N}{min}$. rot: exp. Daten. schwarz: berechnete Daten aus dem Netzwerkmodell Eingangsverlust-Strömungsweg-Ausgangsverlust.

sucht. Hier wird zudem die Transfermatrix mit Verbrennung bei verschiedenen Betriebsbedingungen mit Hilfe von Chemilumineszenzmessungen untersucht. Die Vorwärmzone ähnelt dem in Kapitel 4.1.3 untersuchten Flammenhalter der RMH. Sie ist ein Lochblech aus porösem Aluminiumoxid mit einem Flächenverhältnis von ca. 0.06. Da die Dicke der Vorwärmzone mit $s_{VWZ} = 0.0132m$ relativ groß ist, kann ihre Transfermatrix nicht als ein einzelnes kompaktes Verlustelement angesehen werden, und somit nicht mit Gleichung (A.11) in Kapitel A.3 modelliert werden.

In dieser Arbeit wird deshalb die Vorwärmzone des Porenbrenners mit einem Netzwerk beschrieben, das aus einem Eingangsverlust, einer Strömungsstrecke der Länge s_{VWZ} und einem Ausgangsverlust besteht. Dabei sind der Ein- und Ausgangsverlust durch Gleichung (A.11) in Kapitel A.3 beschrieben. Als Druckverlustbeiwert ist der Wert $\zeta = 50$ und als effektive Trägheitslänge der Lochdurchmesser $l_{eff} = 0.001m$ angenommen. Das tatsächliche Flächenverhältnis des Eingangsverlust entspricht $\alpha_{ein} = 0.06^{-1}$ und der des Ausgangsverlustes $\alpha_{aus} = 0.06$. Die Transfermatrix der Strömungsstrecke zwischen Ein- und Ausgangsverlust berechnet sich wie ein glattes Rohr gemäß Gleichung (A.8) in Kapitel A.2.

Die Amplituden- und Phaseninformationen der vier Transfermatrixelemente der Vorwärmzone bei einem Luftdurchsatz von $\dot{V}_{Luft} = 75 \frac{l_N}{min}$ sind in Bild 4.16 aufgetragen. Die guten Übereinstimmungen der Verläufe der gemessenen (rot) und berechneten (schwarz) Werte zeigen, dass für die Transfermatrix dieser Porenbrennerkomponente das oben beschriebene Netzwerk verwendet werden kann. Weitere Vergleiche mit unterschiedlichen Luftdurchsätzen führen ebenfalls zu dieser Schlußfolgerung.

Die Transfermatrix des gesamten Porenbrenners ohne Flamme ist in Bild 4.17 dargestellt. Die Amplituden- und Phasenverläufe der modellierten Werte (schwarz) sind durch die Kopplung der Transfermatrizen der Vorwärmzone und der Verbrennungszone berechnet. Dabei wird Letztere wie ein ein glattes Rohr nach Gleichung (A.8) in Kapitel A.2 mit der Länge $l_{BZ} = 0.08m$ betrachtet. Zu beachten ist, dass die Feststoffmatrix in der Ver-

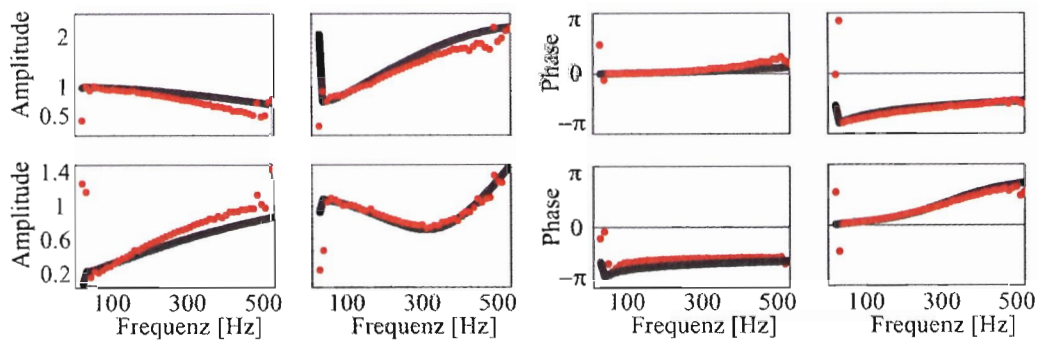


Bild 4.17: Amplituden- und Phaseninformation der vier Transfermatrizelemente des Porenbrenners bei einem Luftdurchsatz von $\dot{V}_{Luft} = 75 \frac{l_N}{min}$. rot: exp. Daten. schwarz: berechnete Daten aus dem Netzwerkmodell Vorwärmzone-Brennzone.

brennungszone einen geringen Volumenanteil annimmt. Das Flächenverhältnis von freier zu angeströmter Fläche ist nahezu 1. Die spezifische benetzte Oberfläche ist hier jedoch sehr hoch, was zu einem niedrigen hydraulischen Durchmesser von ca. $d_h = 0.48 mm$ führt. Die guten Übereinstimmungen der experimentellen und berechneten Werte für verschiedene Luftdurchsätze (z.B. in Bild 4.17) zeigen, dass für die Beschreibung der akustischen Transfermatrizen der Porenbrennerkomponenten ein geeignetes Netzwerkmodell aus Standardelementen ausreichend ist.

Für die Betrachtung der Vorwärmzone mit Flamme wird die Verbrennungszone entfernt, damit der für die Chemilumineszenzmessungen notwendige optische Zugang gesichert ist. Die Flamme stabilisiert sich auf der Vorwärmzone und kann mit Gleichung (A.14) und Gleichung (A.15) im Anhang A.4 modelliert werden. Durch die experimentell ermittelten Daten der FTF kann der Term $A(\hat{\omega})$ in Gleichung (A.15) ersetzt werden. Die Berechnung der weiteren Modellparameter über Wärmebilanzen am Flammenhalter ist in Anhang B erklärt. Dabei sind die spezifischen Stoffparameter der Aluminiumoxid-Keramikfaser-Lochplatte in [Pickenäcker, 2001] zu finden.

Bild 4.18 zeigt die Werte für das Transfermatrizelement T_{22} einer auf der Vorwärmzone des Porenbrenners stabilisierten Flachflamme mit der thermischen Leistung $P_{th} = 0.5 kW$ und der Luftzahl $\lambda = 1.65$. Die Amplituden- und Phasenverläufe sind über den untersuchten Frequenzbereich aufgetragen. Die schwarze durchgezogene Linie stellt das mit Gleichung (A.15) berechnete Modell dar. Die roten Messpunkte sind die entsprechenden Werte für das Modell in Gleichung (A.15) mit dem Term $A(\hat{\omega})$ ersetzt durch die gemessene FTF . Die sehr gute zahlenmäßige Übereinstimmung der verglichenen Werte zeigt, dass auch für die akustische Flammentransfermatrix des Porenbrenners die Theorie der brennerstabilisierten laminaren Flachflammen in Anhang A.4 verwendet werden kann.

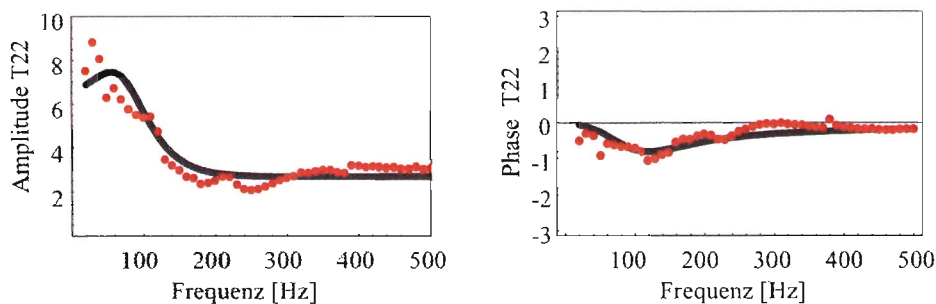


Bild 4.18: Vergleich der Amplituden- und Phasenwerte des Transfermatrixelement T_{22} einer Flachflamme stabilisiert auf der Vorwärmzone des Porenbrenners bei der thermischen Leistung $P_{th} = 0.5 \text{ kW}$ und der Luftzahl $\lambda = 1.65$ über der Frequenz: rot: berechnete Werte mit Gleichung (A.15) mit gemessenen Daten für $A(\hat{\omega})$. schwarz: berechnete Daten mit Gleichung (A.15). Modellparameter: $T_s = 702 \text{ K}$, $T_{lb} = 586 \text{ K}$, $T_b = 1613 \text{ K}$, $Ze = 7.66$.

4.2 Netzwerkmodelle der RMH

4.2.1 Validierung kaltes Modell

Das angestrebte Netzwerkmodell wird zuerst kalt - also ohne Verbrennung - und ohne Durchströmung aufgestellt. Mit Hilfe des Vorhersagewerkzeuges lassen sich die gewünschten Werte aus dem Gleichungssystem des Netzwerks berechnen. Als Validierungsdaten stehen die gemessenen Werte des dynamischen Drucks p' an sechs Positionen über dem Strömungsweg der Heizung zur Verfügung. Diese werden über die akustische Systemcharakterisierung gewonnen wie in Kapitel 3.1 beschrieben.

Das Schema in Bild 4.19 zeigt das Netzwerkmodell der Versuchsanlage zur Charakterisierung des akustischen Verhaltens der RMH. Die einzelnen Bereiche der Heizung sind farblich separiert. Die genauen Modellierungsparameter aller Elemente sind im Anhang C aufgelistet.

Mit dem Vorhersagewerkzeug lassen sich an jedem Punkt zwischen den Elementen die akustischen Feldgrößen für einen gegebenen Frequenzbereich ausgeben. Für die Validierung des Netzwerkmodells sind im vorliegenden Fall die dynamischen Druckwerte p' nach den Elementen 15, 28, 50, 53, 58 und 64 von Interesse, da sich hier im realen Versuchsaufbau die Mikrofone befinden.

Bild 4.20 zeigt die Amplituden- und Phaseninformation des dynamischen Drucks p' nach dem Element 50, also in der Brennkammer. Die mit den Mikrofonen gemessenen Werte (rot) und die aus dem Netzwerkmodell berechneten Verläufe (schwarz) sind über den Bereich der Anregungsfrequenz dargestellt. Im niederfrequenten Bereich bis ca. 180 Hz stimmen die berechneten Werte für die Amplituden- und Phaseninformationen sehr gut mit den experimentellen Validierungsdaten überein. Bei höheren Frequenzen werden die Resonanzen der Amplitudeninformationen - also die Spitzen im p' -Verlauf - qualitativ

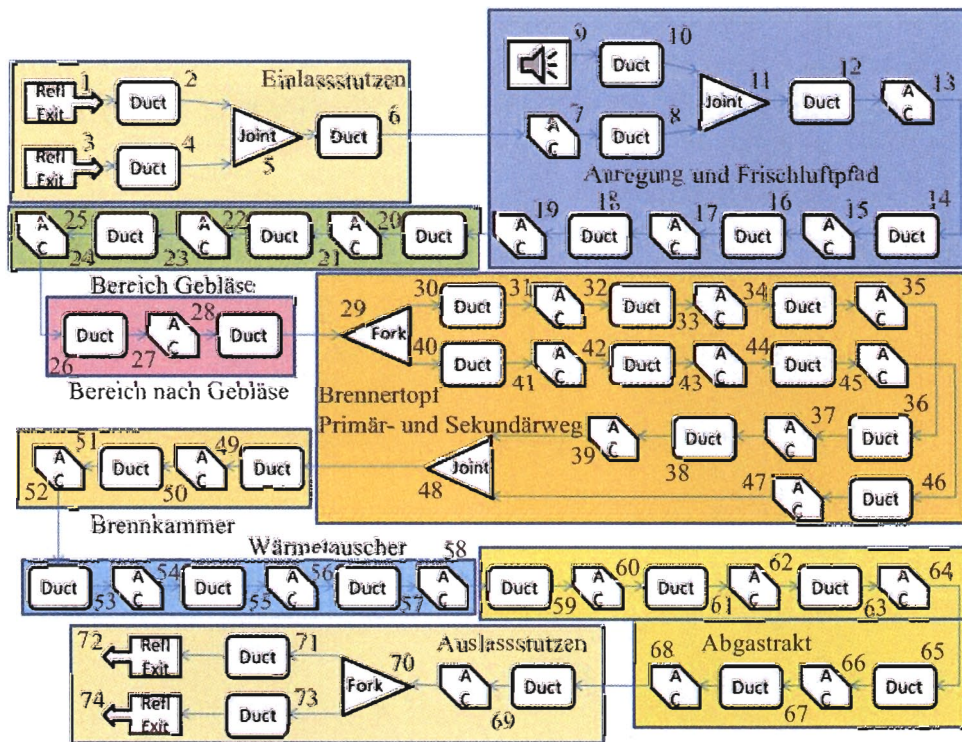


Bild 4.19: Schema des Netzwerkmodells des Versuchsstandes zur Systemcharakterisierung des realen Heizungsgerätes RMH mit Fremdanregung unterteilt in die einzelnen Bereiche. Komponentenbezeichnungen: *Duct*: Rohr mit thermoviskoser Wandreibung nach Kapitel A.2. *AC*: kompaktes Element mit akustischen Verlusten nach Kapitel A.3. *Refl Exit*: Akustische Randbedingung nach Kapitel A.1. *Fork*, *Joint*: einfache verlustfreie akustische Verzweigung bzw. Verknüpfung.

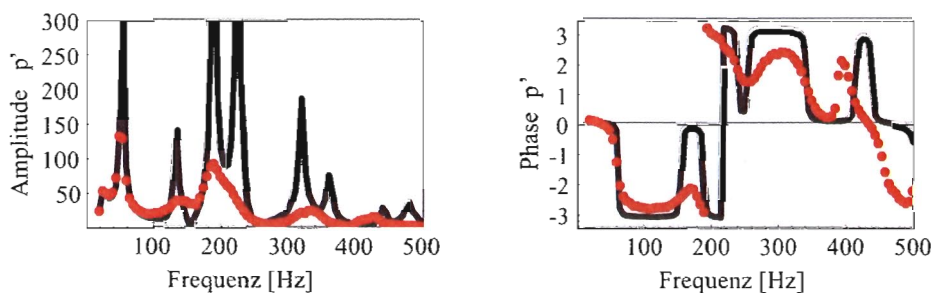


Bild 4.20: Amplituden- und Phaseninformation des dynamischen Drucks p' einer kalten Heizung nach dem Element 50 über der Anregungsfrequenz. rot: gemessene Daten. schwarz: mit dem Netzwerkmodell ermittelte Daten.

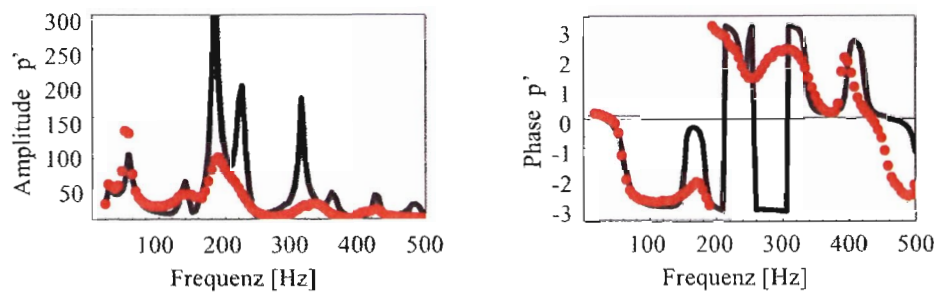


Bild 4.21: Amplituden- und Phaseninformation des dynamischen Drucks p' einer kalten Heizung nach dem Element 50 über der Anregungsfrequenz. rot: gemessene Daten. schwarz: Daten ermittelt mit einem Netzwerkmodell welches exp. TMs enthält.

getroffen. Die berechneten Werte sind jedoch höher als im Experiment, was auf fehlende Dämpfung im System zurückzuführen ist. Ein weiterer Effekt fehlender Dämpfung im Modell ist auch bei den Phasengängen zu erkennen. Die Steigungen sind hier wesentlich steiler als in den gemessenen Verläufen. Zusätzlich haben die Phasengänge bei höheren Anregungsfrequenzen einen Verzug.

Um auch die quantitative Genauigkeit des Modells zu erhöhen, werden ganze Teile des Netzwerks durch die in Kapitel 4.1 ermittelten experimentellen Transfermatrizen bzw. Reflexionsfaktoren ersetzt. Hierbei handelt es sich um den Ein- und Auslassstutzen (Elemente 1-8 und 68-74) sowie den Brennerkopf (Elemente 29-48).

Die Ergebnisse der aus dem resultierenden Netzwerk berechneten Werte für p' nach dem Element 50 sind in Bild 4.21 mit den Messdaten verglichen. Die Verbesserungen gegenüber dem rein analytischen Modell sind deutlich zu erkennen. Die betragsmäßig geringeren Amplitudenwerte sowie die flacheren Phasenverläufe deuten auf eine höhere akustische Dämpfung im System hin. Die geringen Unterschiede der gemessenen Transfermatrizen und Reflexionsfaktoren gegenüber ihren Modellierungsvorschlägen scheinen sich auf das Gesamtsystem auszuwirken.

4.2.2 Validierung heißes Modell

Für eine Charakterisierung der thermoakustisch instabilen Eigenmoden, ist das kalte Netzwerkmodell nun so zu erweitern, dass die Akustik in der gesamten Heizung mit Verbrennung und entsprechendem Temperaturverlauf berechnet werden kann. Die Stabilitätsanalyse wird dann mit der in Kapitel 2.4 beschriebenen Methode durchgeführt.

Als Grundlage für das Netzwerkmodell mit Flamme dient das in Bild 4.19 dargestellte kalte Modell. Nach dem Element 39 des kalten Modells wird direkt auf der Primärbelochung des Flammenhalters eine brennerstabilisierte Flachflamme nach Gleichung (A.14) eingesetzt. Die Temperaturen und die davon abhängigen Zustandsgrößen aller Komponenten des Netzwerkmodells werden den gemessenen Temperaturdaten angepasst. Für eine

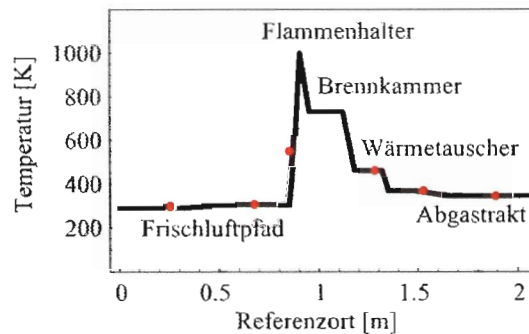


Bild 4.22: Temperaturverlauf der RMH-Heizung (0.56m-Schlauch) bei einer thermischen Leistung von $P_{th} = 2kW$ und einer Luftzahl von $\lambda = 3$. rot: gemessene Werte, schwarz: Temperaturdaten des NWM.

RMH mit einem Frischluft- und Abgastrakt der Länge 0.56m sind die Temperaturmessdaten sowie der modellierte Temperaturverlauf in Bild 4.22, aufgetragen.

Die Heizung befindet sich im stationären Zustand und wird mit einer thermischen Leistung von $P_{th} = 2kW$ und einer Luftzahl von $\lambda = 3$ betrieben. Das System ist thermoakustisch stabil, d.h. die Messungen können mit Fremdanregung durchgeführt werden und der dynamische Druck p' an den Mikrofonmessstellen über den Frequenzbereich von 20Hz bis 500Hz kann untersucht werden.

Bild 4.23 vergleicht die Amplituden- und Phaseninformation des dynamischen Drucks p' nach dem Element 50 der Netzwerkberechnung mit den Messungen. Die Amplitudenverläufe haben ein ähnliches Verhalten wie die Ergebnisse der Versuche an der kalten Heizung. Auch hier wird fehlende Dämpfung im Netzwerkmodell besonders über den Resonanzbereichen deutlich. Die Phasen der berechneten Werte verlaufen bis ca. 150Hz an der x-Achse gespiegelt zu den Messwerten. Hierfür ist eine Begründung noch unklar.

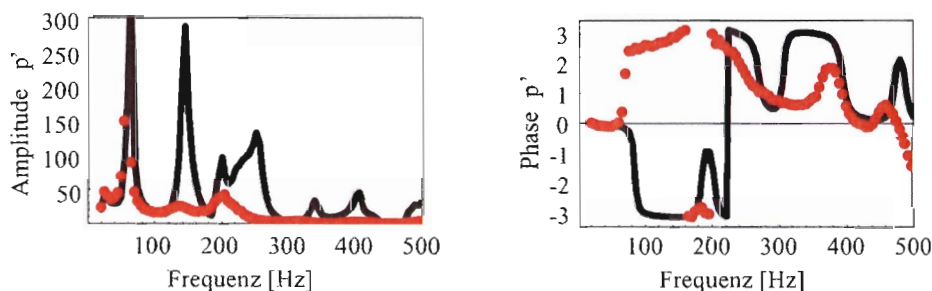


Bild 4.23: Amplituden- und Phaseninformation des dynamischen Drucks p' einer Heizung im stationären Betrieb mit $P_{th} = 2kW$ und $\lambda = 3$ nach dem Element 50 über der Anregungsfrequenz. rot: gemessene Daten. schwarz: mit dem Netzwerkmodell ermittelte Daten.

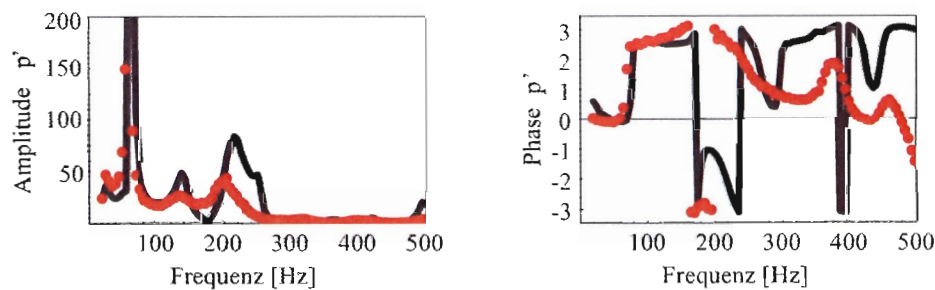


Bild 4.24: Amplituden- und Phaseninformation des dynamischen Drucks p' einer Heizung im stationären Betrieb mit $P_{th} = 2\text{ kW}$ und $\lambda = 3$ nach dem Element 50 über der Anregungsfrequenz. Die Teilbereiche Brennertopf, Flamme, Ein- und Auslassstutzen sind im NWM durch Messdaten ersetzt. rot: gemessene Daten. schwarz: mit dem modifizierten Netzwerkmodell ermittelte Daten.

Auch für das heiße Modell können Teilbereiche des Netzwerks durch experimentell ermittelte Transfermatrizen ersetzt werden. Hierbei handelt es sich um den Brennertopf, die Flachflamme sowie die Reflexionsfaktoren der Randbedingungen. Die Amplituden- und Phasenverläufe des modifizierten Netzwerks sind in Bild 4.24 dargestellt. Wie auch bei den Verläufen der kalten Heizung ergeben sich durch Hinzunahme von experimentellen Transfermatrizen deutliche Verbesserungen in den Amplituden- und Phaseninformationen. Auch die berechneten Phasenwerte im niederfrequenten Bereich haben nun gute Übereinstimmungen zu den gemessenen Daten.

Die Ergebnisse der kalten und heißen Systemuntersuchungen mit Fremdanregung zeigen, dass ein rein analytisches Netzwerkmodell das akustische Verhalten der Gesamtheizung qualitativ und auch teilweise quantitativ gut darstellen kann. Für eine höhere Genauigkeit der berechneten Werte können experimentell ermittelte Transfermatrizen in das Netzwerk integriert werden.

4.2.3 Bestimmung der instabilen Eigenmoden am heißen Modell

Am entwickelten analytischen Netzwerkmodell der RMH-Heizung im Betrieb soll nun das reale Stabilitätsverhalten nachempfunden werden. Die experimentellen Untersuchungen zur Bestimmung der Validierungsdaten werden dazu ohne Fremdanregung betrieben. Für manche Betriebszustände tritt vor allem im Anfahrvorgang aber auch im stationären Zustand eine deutlich hörbare akustische Instabilität auf. Der bei dieser Resonanzfrequenz existierende dynamische Druckverlauf über der Heizung wird an den Mikrofonmessstellen gemessen. Aus dem Netzwerkmodell können die stabilen und instabilen Eigenfrequenz mit einer *OLG*-Stabilitätsanalyse, wie in Kapitel 2.4 beschrieben, berechnet werden. Die Qualität der Eigenmode ist dabei am Vorzeichen der Wachstumsrate GR aus Gleichung (2.33) abzulesen.

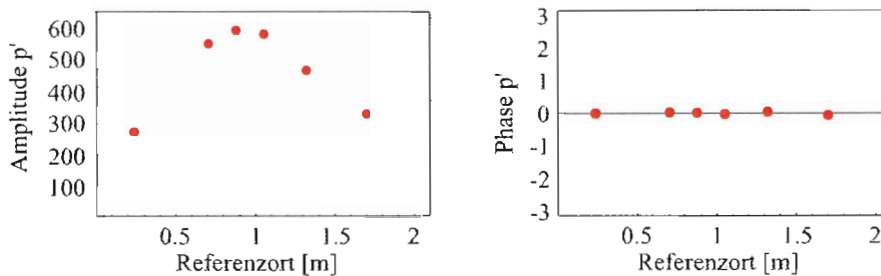


Bild 4.25: Amplituden- und Phaseninformation des dynamischen Drucks p' einer Heizung im stationären Betrieb mit $P_{th} = 2\text{ kW}$ und $\lambda = 1.75$ bei der instabilen Eigenmode 54 Hz an den sechs Mikrofonmessstellen.

Beispielhaft wird im Folgenden die Stabilitätsanalyse an einer im stationären Zustand betriebenen RMH-Heizung mit einem 0.56 m langen Frischluft- und Abgaspfad durchgeführt. Die Heizung wird dabei bei einer thermischen Leistung von $P_{th} = 2\text{ kW}$ und einer Luftzahl $\lambda = 1.75$ betrieben. Sie ist in diesem Zustand thermoakustisch instabil. Ihre dominante Eigenmode tritt bei 54 Hz auf.

In Bild 4.25 sind die Messdaten von p' bei der Eigenanregung von 54 Hz an den Mikrofonmessstellen dargestellt. Am Ein- und Auslass der Heizung können die Druckschwankungen $p' = 0$ angenommen werden. Der Verlauf der Amplitudenwerte über der Länge der Heizung zeigt, dass sich hier die halbe Wellenlänge der dominanten Eigenmode einpasst.

Für die Berechnung der Stabilität wird das heiße Netzwerkmodell an die gegebenen Zustände angepasst. Das bedeutet, dass der Temperaturverlauf und die Strömungsdaten gemäß den Betriebsdaten eingegeben werden. Zusätzlich wird die Fremdanregung (Element 9 bis 11) entfernt. Das Diagnoseelement zur Beaufschlagung des Anregungssignals f_{forc} und Ausgabe des Antwortsignals f_{resp} wird nach dem Verknüpfungselement 48 eingefügt.

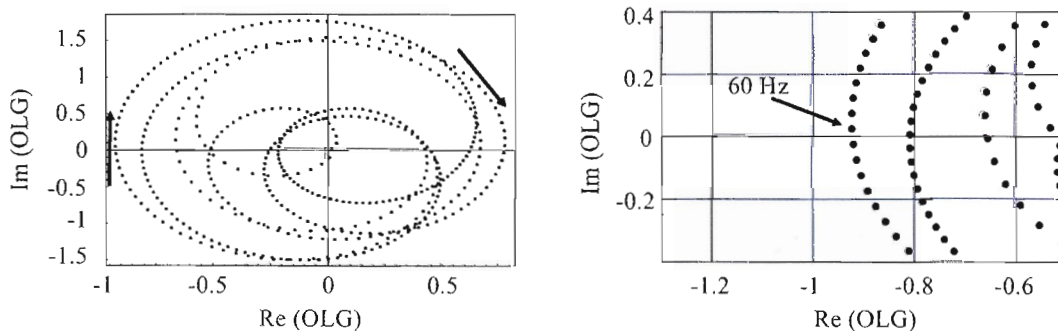


Bild 4.26: NWM rein analytisch: Reelle Achse der Eigenmoden im Nyquist Diagramm der $OLG(\omega)$ -Ebene. links: alle Werte, rechts: Umgebung am kritischen Punkt $-1 + 0 \cdot i$.

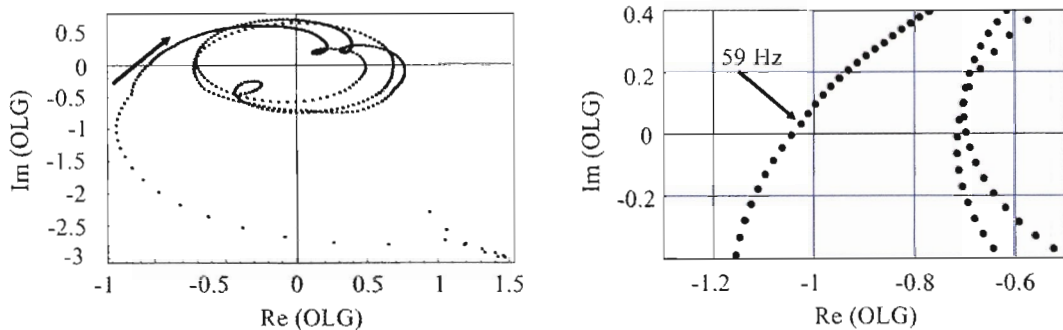


Bild 4.27: NWM modifiziert mit exp. TM: Reelle Achse der Eigenmoden im Nyquist Diagramm der $OLG(\omega)$ -Ebene. links: alle Werte, rechts: Umgebung am kritischen Punkt $-1 + 0 \cdot i$.

In dem Vorhersagewerkzeug lässt sich die reelle Achse der Eigenmoden im Nyquist Diagramm der $OLG(\omega)$ -Ebene für das gegebene System ausgeben.

Bild 4.26 zeigt das resultierende Nyquist Diagramm der $OLG(\omega)$ -Ebene. Betrachtet man die Umgebung des kritischen Punktes $-1 + 0 \cdot i$ genauer, so sind die Eigenfrequenzen zu erkennen. Die erste Eigenmode wird bei 60 Hz dedektiert. Dieser Wert entspricht am ehesten der am realen Heizgerät auftretenden Instabilität. Die reelle Achse der Eigenfrequenzen passiert dort den kritischen Punkt rechter Hand. Es handelt sich also um eine stabile Mode. Die berechnete Wachstumsrate beträgt hier $GR = -14.5$. Die kurze Distanz zur instabilen Seite von $-1 + 0 \cdot i$ deutet darauf hin, dass ein geringfügig genaueres Modell hier eventuell eine instabile Mode aufweisen kann.

Zum Vergleich zu Bild 4.26 findet die Stabilitätsanalyse in Bild 4.27 am modifizierten Netzwerkmodell - also mit den durch experimentelle Daten ersetzten Teilbereichen - eine instabile Eigenmode bei 59.5 Hz mit einer Wachstumsrate von $GR = 9.58$.

Die durch die Stabilitätsanalyse resultierenden Eigenmoden sind qualitativ auch in den Amplitudenverläufen von p' zu erkennen (Bild 4.23). Zum Beispiel ist hier der Unterschied zwischen den experimentell ermittelten und den berechneten Werten der ersten Mode zu erkennen. Die erste Spitze der experimentellen Werte liegt hier bei ca 55 Hz , während die Spitze der berechneten Werte bei ca 60 Hz liegt. Eine höhere Genauigkeit in den Netzwerkmodellen könnte bei der exakten Vorhersage der auftretenden instabilen Mode hilfreich sein.

Die folgenden Daten in Tabelle (4.3) und Tabelle (4.4) dokumentieren das Stabilitätsverhalten verschiedener Heizungskonfigurationen. Untersucht wird der Einfluß der Länge des Frischluft- und Abgaspfades, unterschiedlicher Leistungsstufen sowie verschiedener Luftzahlen. Zusätzlich werden bei manchen Betriebszuständen die thermoakustischen Instabilitäten während des Anfahrvorgangs gemessen. Die Tabelle zeigt auch die aus der Stabilitätsanalyse des Netzwerkmodells ermittelten Eigenmoden und deren Wachstumsraten GR . Hierbei wurde das modifizierte NWM mit den experimentellen Transfermatrizen gewählt.

Tabelle 4.3: RMH-Heizung mit 0.56m Frischluft- und Abgaspfad: Vergleich der experimentell ermittelten und mit der OLG-Methode am NWM berechneten dominanten Eigenmoden ω_e .

Betriebszustand	exp. ω_e in Hz	$p'(50)$ in Pa	ω_e NWM in Hz	GR
Anf. 2kW & $\lambda = 1.75$	53	532	58.7	14.9
stat. 2kW & $\lambda = 1.75$	54	603	59.5	9.58
stat. 2kW & $\lambda = 1.85$	54	553	59.2	11.9
Anf. 2kW & $\lambda = 1.9$	56	23	59.5	9.8
stat. 2kW & $\lambda = 3$	stabil	-	62.7	-4.1
Anf. 4kW & $\lambda = 1.75$	57	784	53.3	43.4
Anf. 4kW & $\lambda = 1.9$	59	14	53.3	45.2
stat. 4kW & $\lambda = 2.75$	stabil	-	65	-14.6

Tabelle 4.4: RMH-Heizung mit 1m Frischluft- und Abgaspfad: Vergleich der experimentell ermittelten und mit der OLG-Methode am NWM berechneten dominanten Eigenmoden ω_e .

Betriebszustand	exp. ω_e in Hz	$p'(50)$ in Pa	ω_e NWM in Hz	GR
Anf. 2kW & $\lambda = 1.4$	44	309	45.7	110.4
Anf. 2kW & $\lambda = 1.5$	43	270	45.5	115.5
stat. 2kW & $\lambda = 1.6$	44	281	46.4	96.5
stat. 2kW & $\lambda = 1.75$	44	227	46.5	92.4
stat. 2kW & $\lambda = 2.2$	stabil	-	53.2	-8.8
stat. 2kW & $\lambda = 2.4$	stabil	-	51.9	-4.6
Anf. 4kW & $\lambda = 1.4$	45	25	47.3	76.3
stat. 4kW & $\lambda = 2.2$	stabil	-	54.7	-12.1

Die gute Übereinstimmung der Eigenfrequenzen in Tabelle (4.3) zeigt, dass die Vorhersage der Eigenmoden mit dem gegebenen Netzwerkmodell möglich ist. Auch das Stabilitätsverhalten an den entsprechenden Frequenzen ist qualitativ richtig wiedergegeben. Dasselbe gilt für eine Heizung mit verlängertem Frischgas- und Abgasweg (siehe Tabelle (4.4)). Die Verschiebung der Mode auf die tiefere Frequenz im Experiment trifft die Berechnung aus dem Netzwerkmodell gut.

4.3 Netzwerkmodelle des Porenbrenners

Der im Vergleich zum RMH Heizungssystem einfache Aufbau des Porenbrennerversuchsstandes kann mit wenigen Komponenten als Netzwerk simuliert werden. Das resultierende NWM ist schematisch in Bild 4.28 dargestellt. Für die Modellierung der Vorwärmzone und der Brennzone können die Vorschläge in Kapitel 4.1.6 oder experimentelle Daten herangezogen werden. Dazwischen befindet sich die stabilisierte Flachflamme und ein Abstandshalter, dessen Länge in den Experimenten zwischen 10 mm und 15 mm variiert.

Bei allen Versuchen ist das System im stationären Zustand thermoakustisch stabil. Instabilitäten treten kurz nach dem Zünden auf und können bis zu mehreren Minuten andauern. Die resultierende Resonanzschwingung wird mit Freifeldmikrofonen aufgezeichnet. Thermelemente messen die entsprechenden Temperaturen in VWZ und BZ.

Tabelle 4.5 zeigt den Vergleich zwischen den gemessenen Eigenmoden ω_e und den dominanten Eigenmoden berechnet aus dem Netzwerkmodell für einen Porenbrennerversuchsstand mit einem Abstand von 15 mm zwischen beiden Zonen. Zusätzlich sind hier auch die gemessenen Temperaturen in Vorwärm- und Verbrennungszone aufgelistet. Für beide Betriebspunkte wird je ein kalter und ein heißer Fall untersucht. Ersterer entspricht sozusagen einem Anfahrvorgang, Letzterer einem stationären Zustand. Für beide Betriebspunkte zeigt sich, dass der Anfahrvorgang den wesentlich instabileren Zustand für den Porenbrenner darstellt. Die Stabilitätsanalyse aus dem Netzwerk ergibt zwar leicht höhere Werte für die Eigenfrequenzen ω_e aber qualitativ das richtige Stabilitätsverhalten wieder, was an den Vorzeichen der Wachstumsrate GR zu erkennen ist.

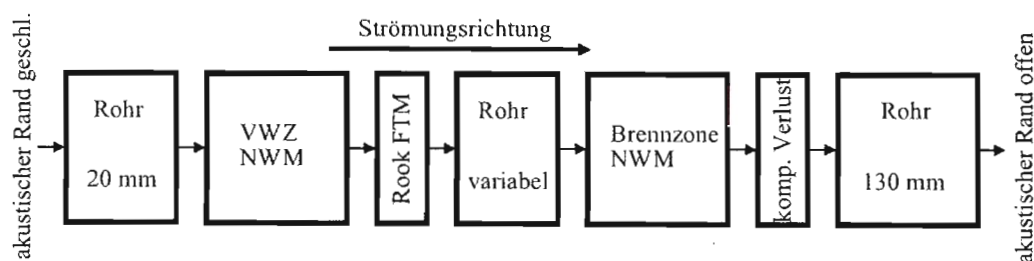


Bild 4.28: Schema des NWM des Porenbrennerversuchsstandes. Die Vorwärmzone VWZ und die Verbrennungszone BZ sind als Netzwerke wie in Kapitel 4.1.6 modelliert. Zwischen VWZ und BZ befindet sich ein variabler Abstandshalter.

Tabelle 4.5: Porenbrennerversuchsstand mit 15 mm Abstandshalter zwischen VWZ und BZ: Vergleich der experimentell ermittelten und mit der OLG-Methode am NWM berechneten dominanten Eigenmoden ω_e .

Betriebszustand	exp. ω_e in Hz	T_{VWZ} in K	T_{BZ} in K	ω_e NWM in Hz	GR
1 kW & $\lambda = 1.5$	538	380	673	572	51.5
1 kW & $\lambda = 1.5$	stabil	685	1217	569	-10.3
1.25 kW & $\lambda = 1.3$	617	420	391	558	79.8
1.25 kW & $\lambda = 1.3$	stabil	695	1238	557	-9.56

Auch für das Porenbrennersystem mit einem Abstand der Länge 10 mm können ähnliche Aussagen mit dem Netzwerkmodell getroffen werden (Tabelle 4.6). Auch hier tritt während des Anfahrvorgangs beider Konfigurationen eine thermoakustisch instabile Eigenmode auf. Das Netzwerkmodell berechnet hierfür eine qualitativ richtige und vom Wert her leicht überhöhte Eigenfrequenz ω_e . Bei einer thermischen Leistung von $P_{th} = 1 \text{ kW}$ und einer Luftzahl von $\lambda = 1.5$ hält sich die thermoakustische Instabilität auch bei einem heißen Porenbrennersystem. Erst nach ca. 2 Minuten tritt keine Resonanzschwingung mehr auf. Das Netzwerkmodell berechnet für diesen Fall eine stabile Eigenmode, was am negativen Vorzeichen der Wachstumsrate zu erkennen ist.

Die qualitativen und teilweise auch zahlenmäßigen Übereinstimmungen der Werte in Tabelle 4.5 und Tabelle 4.6 zeigen, dass auch für das System des Porenbrenners die Berechnungen mit dem entwickelten Vorhersagewerkzeug realistische Aussagen über das akustische Systemverhalten ermöglichen. Wie auch bei der RMH ist hier die Genauigkeit des Netzwerkmodells von entscheidender Bedeutung. Für den gegebenen Fall sind die Modellierungsvorschläge für die Porenbrennerkomponenten in Kapitel 4.1.6 zu verwenden.

Tabelle 4.6: Porenbrennerversuchsstand mit 10 mm Abstandshalter zwischen VWZ und BZ: Vergleich der experimentell ermittelten und mit der OLG-Methode am NWM berechneten dominanten Eigenmoden ω_e .

Betriebszustand	exp. ω_e in Hz	T_{VWZ} in K	T_{BZ} in K	ω_e NWM in Hz	GR
1 kW & $\lambda = 1.5$	547	412	444	582	22.5
1 kW & $\lambda = 1.5$	523	633	1286	1053	-80.17
1 kW & $\lambda = 1.4$	619	402	476	681	7.81
1 kW & $\lambda = 1.4$	stabil	798	1382	1178	-95.7

5 Fazit

Im Rahmen des DBU-Projektes „Emissionsreduktion und Effizienzerhöhung von Heizgeräten kleiner Leistung durch Vermeidung von Verbrennungsinstabilitäten“ ist ein Softwarecode zur Vorhersage thermoakustischer Instabilitäten in Heizungssystemen kleiner Leistung entstanden. Dieses Vorhersagewerkzeug ermöglicht den Entwicklern solcher Heizungen bereits in der Designphase Maßnahmen zur akustischen Stabilisierung zu ziehen. Es basiert auf der Methode der eindimensionalen Netzwerkmodellierung welche bereits erfolgreich bei der Systemcharakterisierung von Gasturbinen [Pankiewitz und Sattelmayer, 1999] und Raketenbrennkammern [Pieringer u. a., 2003] eingesetzt wurde.

Die vorliegende Arbeit erklärt die Vorgehensweise bei der Benutzung dieses Vorhersagewerkzeuges am Beispiel zweier Heizungssysteme. Die dem Berechnungscode zu Grunde liegenden analytischen Gleichungen zur Berechnung der akustischen Eigenschaften des Systems, sowie die theoretischen Grundlagen der OLG-Methode zur Bestimmung der stabilen und instabilen Eigenmoden sind eingehend dargestellt. Die verwendete Methode erfordert die Erstellung eines akustischen Netzwerks. Dazu wird die Geometrie einer gegebenen Heizung über den Strömungsweg der Gase als quasi eindimensional betrachtet. Sie wird in einzelne akustische Elemente unterteilt, deren Akustik durch eine Transfermatrix beschrieben ist.

Die Transfermatrizen werden in einem Netzwerkmodell als analytische Modelle oder durch experimentell ermittelte Daten ausgedrückt. Für diese Arbeit sind die Komponenten experimentell mit der Multimikrofonmethode vermessen worden, deren Transfermatrizen nicht durch Standardelemente beschrieben werden können. Dies sind für die RMH Heizung der Ein- und Auslassstutzen sowie die Wickelrohre des Frischluft- und Abgaspfades, der gesamte Brennertopf sowie der Flammenhalter und die brennerstabilisierte Flachflamme. Für den Porenbrenner von sind die poröse Vorwärmzone sowie die Verbrennungszone untersucht worden. Für die akustischen Transformationseigenschaften dieser Elemente werden Modellierungsvorschläge gegeben. Der Vergleich der modellierten und gemessenen Werte zeigt die Anwendbarkeit der neu generierten Modelle.

Das resultierende Netzwerkmodell eines Gesamtsystems führt zu einem Gleichungssatz mit dem die Akustik und das Stabilitätsverhalten des Systems vorhergesagt werden kann. Die Aussagegenauigkeit des Modells der RMH wird mit Hilfe von experimentell ermittelten Validierungsdaten geprüft. Dazu werden Messungen am realen Heizgerät durchgeführt. Die Messdaten können mit den aus dem Vorhersagewerkzeug berechneten Werten verglichen werden. Die Ergebnisse zeigen, dass für beide Heizungen die Systemstabilität mit der verwendeten Methode qualitativ und auch zahlenmäßig mit einer hohen Genauigkeit prognostiziert werden kann. Das zeigt sich vor allem in den ermittelten dominanten Eigenfrequenzen und deren Stabilität. Die Genauigkeit hängt dabei stark von der Qualität des modellierten Netzwerks ab. Besonders die Auswahl der Transfermatrixmodelle der

einzelnen Elemente erfordert beim Anwender eine gewisse Erfahrung. Häufig sind hier Experimente zur Messung der Transfermatrix hilfreich.

Das entwickelte Vorhersagewerkzeug ermöglicht den Heizungsbauern eine schnelle und kostengünstige Prognose der thermoakustischen Stabilität eines Heizungssystems. Aufwändige und eventuell nicht zielführende Experimente an teuren Prototypen werden dadurch hinfällig. Einfache gezielte Veränderungen an den geometrischen Parametern der Heizung im Modell ermöglichen Tests zum Einfluss passiver Stabilisierungsmaßnahmen auf die Systemcharakteristik. Ziel ist es neue, thermoakustisch stabile und emissionsärmere Betriebsbereiche zu erschließen.

Literaturverzeichnis

- [Büchner 1992] BÜCHNER, H.: *Experimentelle und theoretische Untersuchungen der Entstehungsmechanismen selbsterregter Druckschwingungen in technischen Vormisch-Verbrennungssystemen*, Fakultät für Chemieingenieurwesen, TH Karlsruhe, Dissertation, 1992
- [Dowling 1999] DOWLING, A. P.: THERMOACOUSTIC INSTABILITY. Copenhagen, Denmark, July 5-8 1999 (6th Int. Congress on Sound and Vibration), S. 16
- [Fischer 2004] FISCHER, A.: *Hybride, Thermoakustische Charakterisierung von Drallbrennern*. München, Germany, Technische Universität München, Dissertation, April 2004
- [Gentemann u. a. 2004] GENTEMANN, A. ; HIRSCH, C. ; KUNZE, K. ; KIESEWETTER, F. ; SATTELMAYER, T. ; POLIFKE, W.: Validation of Flame Transfer Function Reconstruction for perfectly premixed Swirl Flames. Vienna, Austria : ASME, June 14-17 2004 (Proc. of ASME Turbo Expo 2004 Power for Land, Sea and Air GT2004-53776), S. 9. – GentHirsKunz04
- [Kunze 2004] KUNZE, K.: *Untersuchung des thermoakustischen Flammenübertragungsverhaltens in einer Ringbrennkammer*, Technische Universität München, Dissertation, 2004
- [Morse und Ingard 1968] MORSE, Philip M. ; INGARD, K. U.: *Theoretical Acoustics*. Princeton University Press, 1968. – 927 S. – None
- [Munjal und Doige 1990] MUNJAL, M. L. ; DOIGE, A. G.: Theory of a Two Source-Location Method for Direct Experimental Evaluation of the Four-Pole Parameters of an Aeroacoustic Element. In: *Journal of Sound and Vibration* (1990), Nr. vol. 141
- [Pankiewitz und Sattelmayer 1999] PANKIEWITZ, C. ; SATTELMAYER, T.: Thermoacoustic instabilities of highly premixed flames in combustors and boilers. TU Berlin, 1999 (Forum Acusticum)
- [Pickenäcker 2000] PICKENÄCKER, Karin: *Emissionsarme kompakte Gasheizsysteme auf der Basis stabilisierter Verbrennung in porösen Medien*, Lehrstuhl für Strömungsmechanik, Universität Erlangen-Nürnberg, Dissertation, 2000
- [Pickenäcker 2001] PICKENÄCKER, Olaf: *Gestufte Verbrennung in porösen Medien*, Lehrstuhl für Strömungsmechanik, Universität Erlangen-Nürnberg, Dissertation, 2001

- [Pieringer u. a. 2003] PIERINGER, J. ; BRANDT, M. ; POLIFKE, W. ; GRIEBEL, P. ; SIEWERT, P. ; BOMBACH, R. ; INAUEN, A. ; KREUTNER, W.: *Anwendung von Modellen der turbulenten Flammengeschwindigkeit auf einen vorgemischten Strahlbrenner*. 2003
- [Polifke 2004] POLIFKE, W.: *Combustion Instabilities*. Brussels, BE : in: *Advances in Aeroacoustics and Applications, 2004* (Von Karman Institute)
- [Polifke u. a. 1997] POLIFKE, W. ; HOEK, J. van der ; VERHAAR, B.: *Everything you always wanted to know about f and g*. 1997
- [Putnam und Dennis 1953] PUTNAM, A. A. ; DENNIS, W. R.: A study of burner oscillations of the organ-pipe type. (1953). – vorhanden
- [Rayleigh 1896] RAYLEIGH, Lord: *The theory of sound*. Macmillan, 1896 (Rayleigh)
- [Sattelmayer und Polifke 2003] SATTELMAYER, T. ; POLIFKE, W.: A Novel Method for the Computation of the Linear Stability of Combustors. In: *Combustion Science and Technology* 175 (2003), Nr. 3, S. 477 – 497
- [Schreel u. a. 2002] SCHREEL, K.R.A.M. ; ROOK, R. ; GOEY, L.P.H. de: The Acoustic Response of Burner-Stabilized Premixed Flat Flames, 2002, S. 115–122
- [Trimis 1995] TRIMIS, Dimosthenis: *Verbrennungsvorgänge in porösen inerten Medien*, Lehrstuhl für Strömungsmechanik, Universität Erlangen-Nürnberg, Dissertation, 1995
- [Verhaar 1997] VERHAAR, B.: *On Thermo-Acoustic Stability Analysis of Gas Turbines / ABB Corporate Research Ltd*. 1997. – Forschungsbericht

Anhang A

Transfermatrizen von Standardelementen

Im Folgenden werden die akustischen Transfergleichungen einiger Standardelemente dargestellt und erklärt. Sie bilden die Berechnungsgrundlage für das angestrebte Vorhersagewerkzeug.

A.1 Akustische Ränder und Anregungselemente

Akustische Ränder und Anregungselemente sind als Anfangs- oder Endstücke zu interpretieren. Bei diesen Elementen wird nicht die Transformation der akustischen Feldgrößen f und g zwischen zwei Knoten angegeben, sondern eine Verknüpfung von f und g eines Elements.

Akustische Ränder geben das Verhältnis zwischen der dort einlaufenden Welle und der dort reflektierten Welle wieder. Diese wird durch den frequenzabhängigen Reflexionsfaktor r analytisch beschrieben. Je nach Definition berechnet sich dieser für einen stromauf liegenden Rand nach Gleichung (A.1) und für einen stromab liegenden Rand nach Gleichung (A.2).

$$r_u = \frac{f}{g} \quad (\text{A.1})$$

$$r_d = \frac{g}{f} \quad (\text{A.2})$$

Idealerweise ist bei einem offenen Ende der dynamische Druck p' gleich Null. Mit Gleichung (2.15) ergibt sich damit ein Reflexionsfaktor von $r = -1$. Bei einer harten Wand, also einem geschlossenen Ende ist die Geschwindigkeitsfluktuation u' gleich Null. Mit Gleichung (2.16) ergibt sich dann ein Reflexionsfaktor von $r = 1$ [Polifke u. a., 1997].

Anregungselemente erzeugen die Schwankungen der Geschwindigkeit u' durch Angabe von einer Schwankungsamplitude u_{amp} und -phase Φ . Mit Gleichung (2.16) ist die Verknüpfung von f und g festgelegt.

$$f - g = u_{amp} \cdot e^{i\Phi} \quad (\text{A.3})$$

A.2 Rohre mit thermo-viskoser Wandreibung

Läuft eine akustische Welle f in einem geraden Rohr mit thermo-viskoser Wandreibung die Strecke zwischen den Knoten 1 und 2 der Länge x mit der Schallgeschwindigkeit c in einem mit der Geschwindigkeit u_{mean} strömenden Medium, erfährt es eine Phasenänderung gemäß Gleichung (A.4) [Rayleigh, 1896].

$$f_2(x) = f_1 \cdot e^{-ik^+x} \quad (\text{A.4})$$

Analog gilt für die entgegengesetzt laufende Welle g :

$$g_2(x) = g_1 \cdot e^{ik^-x} \quad (\text{A.5})$$

Die Indizes 1 und 2 beziehen sich auf die Referenzorte. k^+ und k^- sind die Wellenzahlen gemäß Gleichung (A.6) der stromauf und stromab laufenden Wellen.

$$k^\pm = \frac{\omega}{c \pm u_{mean}} \cdot \left(1 + k_d \cdot \frac{(1-i)\sqrt{2}}{Sh} \cdot \left(1 + \frac{\gamma-1}{\sqrt{Pr}} \right) \right) \quad (\text{A.6})$$

Für Luft ergibt sich das Poisson Verhältnis zu $\gamma = 1.4$ und die Prandtlzahl zu $Pr = 0.71$. Die Shearzahl Sh berechnet sich gemäß Gleichung (A.7) aus dem hydraulischen Durchmesser d_h des Rohres, der Kreisfrequenz ω und der kinematischen Viskosität ν des Mediums. Der Rauigkeitswert k_d hat bei Rohren mit glatten Rohrwänden den Wert $k_d = 1$.

$$Sh = \frac{d_h}{2} \cdot \sqrt{\frac{\omega}{\nu}} \quad (\text{A.7})$$

Die f, g -Transfermatrix eines glatten Rohres mit der Länge x ergibt sich damit zu:

$$\begin{pmatrix} f \\ g \end{pmatrix}_2 = \begin{pmatrix} e^{-ik^+x} & 0 \\ 0 & e^{ik^-x} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} f \\ g \end{pmatrix}_1 \quad (\text{A.8})$$

A.3 Querschnittsänderungen und kompakte Elemente mit akustischen Verlusten

Querschnittsveränderungen sind Elemente ohne Lauflänge. Werden sie als verlustfrei und isotherm angenommen, so ist nur das Verhältnis der Geschwindigkeitsfluktuationen in beiden Querschnitten zu beachten. Dieses entspricht dem Flächenverhältnis. Dabei ist es egal, ob es sich um eine Kontraktion oder Erweiterung handelt [Polifke u. a., 1997]. Die Transfermatrix lässt sich anschaulich in p', u' -Notation darstellen:

$$\begin{pmatrix} p' \\ u' \end{pmatrix}_2 = \begin{pmatrix} 1 & 0 \\ 0 & \alpha \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} p' \\ u' \end{pmatrix}_1 \quad (\text{A.9})$$

Hierin ist α das Verhältnis der Querschnittsflächen A_1 und A_2 .

$$\alpha = \frac{A_1}{A_2} \quad (\text{A.10})$$

Für verlustbehaftete isotherme Querschnittsveränderungen wird die Transfermatrix in Gleichung (A.10) um einen Verlustterm mit der effektiven Trägheitslänge l_{eff} und um einen von der Machzahl abhängigen Verlustterm mit dem Verlustbeiwert ζ erweitert. Damit ergibt sich die Transfermatrix eines verlustbehafteten Querschnittsprung zu:

$$\begin{pmatrix} p' \\ u' \end{pmatrix}_2 = \begin{pmatrix} 1 & -i\frac{\omega}{c} - Ma \cdot \zeta \\ 0 & \alpha \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} p' \\ u' \end{pmatrix}_1 \quad (\text{A.11})$$

Eine oft ausreichende Abschätzung für die effektive Länge l_{eff} bei kreisförmigen Flächensprüngen von 1 nach 2 zeigt Gleichung (A.12).

$$l_{eff} = \frac{A_1}{A_{min}} \cdot d_{h,min} \quad (\text{A.12})$$

Der Index *min* bezieht sich dabei auf den flächenmäßig kleineren Querschnitt.

Der Verlustbeiwert ζ berechnet sich mit Gleichung (A.13) aus dem Druckverlust Δp , der Dichte des Mediums ρ sowie der mittleren Strömungsgeschwindigkeit u_{mean} .

$$\zeta = 2 \frac{\Delta p}{\rho \cdot u_{mean}^2} \quad (\text{A.13})$$

Die analytische Transfermatrix in Gleichung (A.11) wird in dieser Arbeit zur Darstellung aller kompakten Elemente (ohne geometrische Länge) der Heizungssysteme verwendet. Bei Komponenten mit schwer zu bestimmenden Verlustbeiwerten und Trägheitslängen, werden diese fehlenden Parameter aus experimentellen Daten bestimmt.

A.4 Brennerstabilisierte laminare Flachflammen

Für die akustischen Transfermatrizen der in den Heizungen auftretenden brennerstabilisierten laminaren Flachflammen wird in dieser Arbeit die analytische Beschreibung von Schreel u. a. [2002] verwendet. Für geringe Machzahlen kann eine Flammentransfermatrix mit der Gleichung (A.14) dargestellt werden.

$$\begin{pmatrix} p' \\ u' \end{pmatrix}_2 = \begin{pmatrix} 1 & 0 \\ 0 & T_{22} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} p' \\ u' \end{pmatrix}_1 \quad (\text{A.14})$$

Dabei kann der Transfermatrixterm T_{22} wie folgt beschrieben werden:

$$T_{22} = \frac{T_s}{T_u} + \frac{T_b - T_s}{T_u} A(\hat{\omega}) + \frac{T_{ad} - T_u}{T_u} \cdot e^{-\Psi} \cdot \frac{1}{2} \left(1 + \sqrt{1 + 4\hat{\omega}}\right) \frac{1 - A(\hat{\omega})}{\hat{\omega}} \quad (\text{A.15})$$

mit

$$A(\hat{\omega}) = \frac{MN}{MN + \hat{\omega}} \quad (\text{A.16})$$

$$M = \frac{Ze}{2} \frac{1}{T_b - T_u} \quad (\text{A.17})$$

$$N = (T_{ad} - T_u) e^{-\Psi} \cdot e^{\left(\frac{\Psi}{2}(1 - \sqrt{1 + 4\hat{\omega}})\right)} \quad (\text{A.18})$$

Darin ist $\hat{\omega}$ die dimensionslose komplexe Frequenz und berechnet sich gemäß Gleichung (A.19).

$$\hat{\omega} = i\omega \cdot \frac{\lambda_G}{u_{mean}^2 \rho_G c_{p,G}} \cdot \frac{T_u}{T_s} \quad (\text{A.19})$$

Hierin bezieht sich die isobare Wärmekapazität $c_{p,G}$, die Dichte ρ_G und die Wärmeleitfähigkeit λ_G auf das unverbrannte Gemisch.

Vereinfacht kann der Term $A(\hat{\omega})$ als Verhältnis der Wärmefreisetzungsschwankungen q' zur Geschwindigkeitsschwankung u'_1 interpretiert werden. Man nennt ihn *FTF* (Flammentransferfunktion). Gleichung (A.20) gibt den Zusammenhang wieder.

$$FTF = A(\hat{\omega}) = \left(\frac{q'}{q_{mean}} \right) : \left(\frac{u'}{u_{mean}} \right)_1 \quad (\text{A.20})$$

Der dimensionslose Abstand der Flamme zum Flammenhalter Ψ wird mit Gleichung (A.21) berechnet.

$$\Psi = \ln \left(\frac{T_{ad} - T_u}{T_{ad} - T_b + T_s - T_u} \right) \quad (\text{A.21})$$

Das Schema in Bild A.1 beschreibt den eindimensionalen Temperaturverlauf über den Bereich des Flammenhalters und der Flamme. Die Temperatur T_b entspricht der adiabaten Verbrennungstemperatur T_{ad} abzüglich Verlusten, die durch den Wärmestrom q_{trans} an den Flammenhalter abgegeben werden. Dabei geht ein Teil der Wärme q_v an die Umgebung verloren. Der andere Teil q_s erwärmt das einströmende unverbrannte Gemisch von der Temperatur T_u auf die Temperatur T_s . Siehe dazu auch Anhang B.

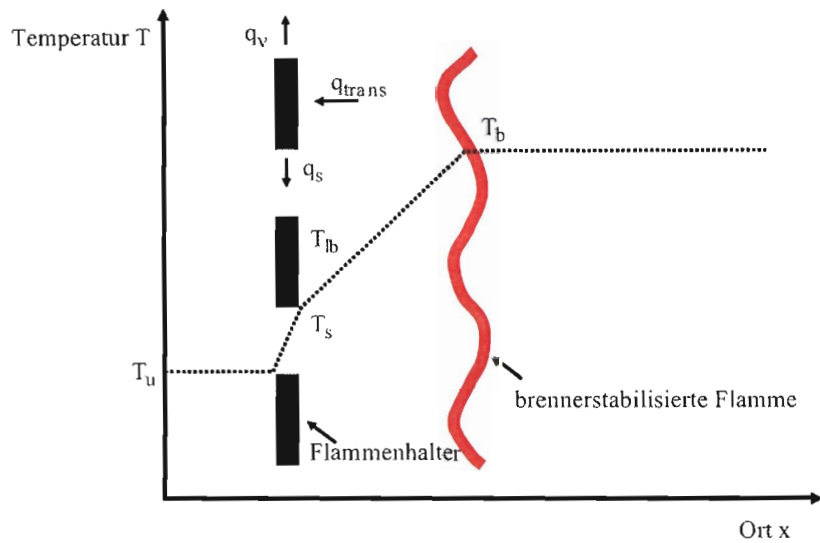
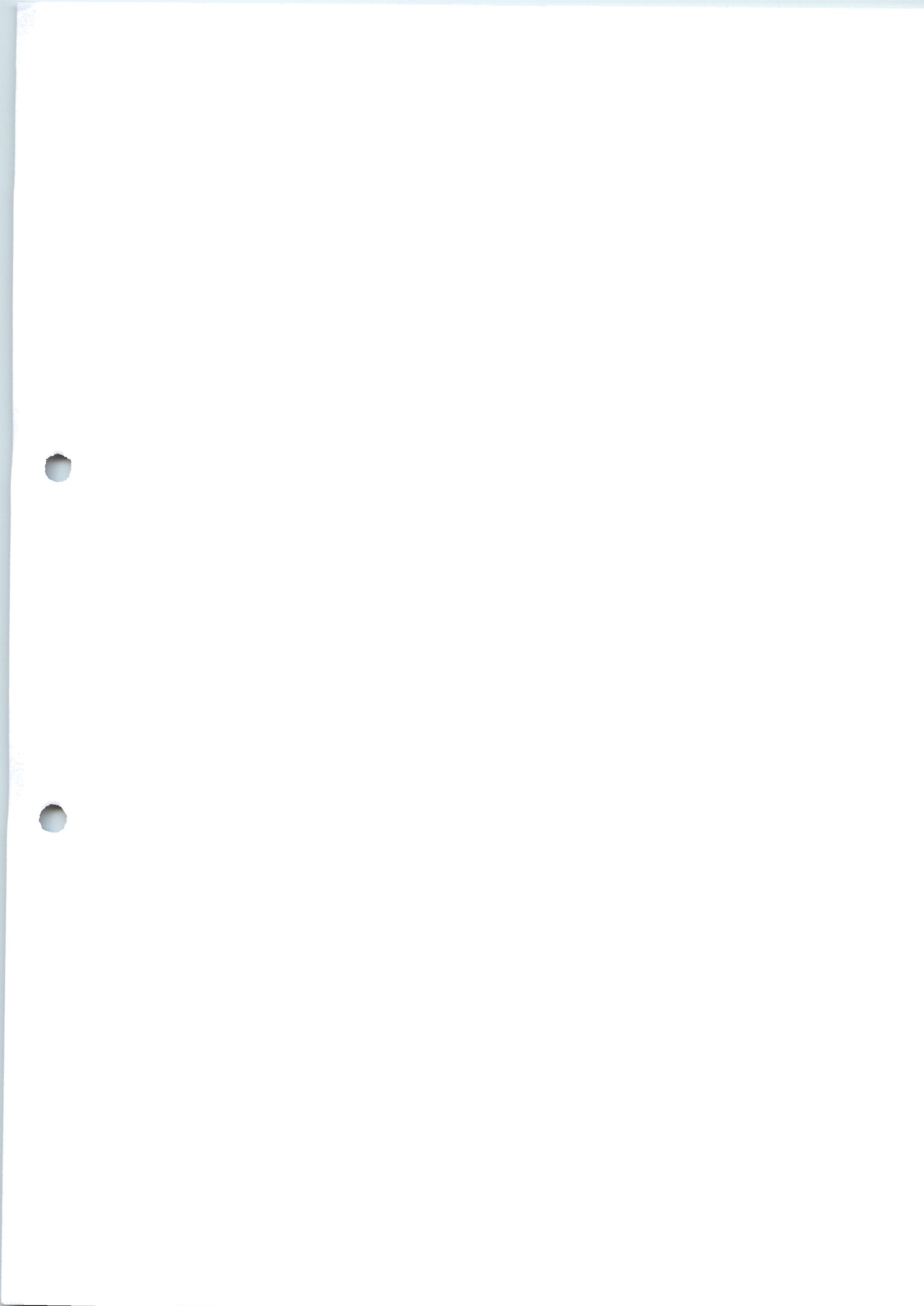


Bild A.1: Schematischer eindimensionaler Temperaturverlauf eines Mediums über eine auf einem Flammenhalter stabilisierten Flachflamme.



Anhang B

Wärmebilanz am Flammenhalter

Im Folgenden wird die Berechnung der relevanten Temperaturen für das in Gleichung (A.15) modellierten Transfermatrixelement T_{22} erläutert. Zur Übersicht ist hier der Zusammenhang der Temperaturen und T_{22} dargestellt (siehe auch Kapitel (A.4)):

$$T_{22} = \frac{T_s}{T_u} + \frac{T_b - T_s}{T_u} A(\hat{\omega}) + \frac{T_{ad} - T_u}{T_u} \cdot e^{-\Psi} \cdot \frac{1}{2} \left(1 + \sqrt{1 + 4\hat{\omega}} \right) \frac{1 - A(\hat{\omega})}{\hat{\omega}} \quad (\text{B.1})$$

Das Schema in Bild B.1 beschreibt den eindimensionalen Temperaturverlauf über den Bereich des Flammenhalters und der Flamme. Die Temperatur T_u des einströmenden unverbrannten Propan-Luft-Gemischs beträgt bei den Versuchen mit der Multimikrofonmethode stets 293.15 K. In der Systemcharakterisierung am realen RMH-Heizgerät wird T_u gemessen. Durch die Vorwärmung der Frischluft ist sie geringfügig höher als Raumtemperatur. Bild 4.22 zeigt die für das Netzwerkmodell verwendeten Temperaturen.

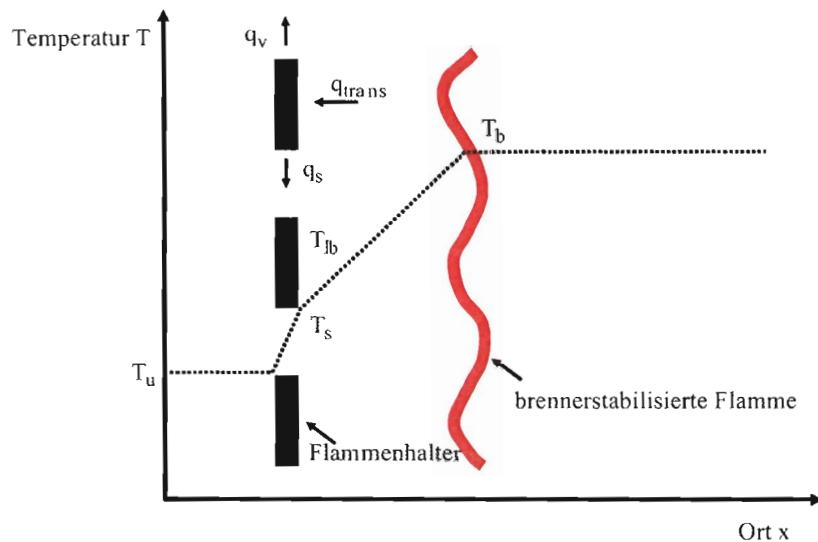


Bild B.1: Schematischer eindimensionaler Temperaturverlauf eines Mediums über eine auf einem Flammenhalter stabilisierten Flachflamme.

Die Temperatur T_b entspricht der adiabaten Verbrennungstemperatur T_{ad} abzüglich Verlusten, die durch den Wärmestrom q_{trans} an den Flammenhalter abgegeben werden (siehe Bild B.1). In Gleichung (B.2) ist die Enthalpiebilanz dargestellt.

$$\dot{H}_{ein} - \dot{H}_{aus} + \dot{Q}_s - \dot{Q}_{trans} = 0 \quad (\text{B.2})$$

Die ein- und ausgehenden Enthalpieströme \dot{H}_{ein} und \dot{H}_{aus} lassen sich mit der Bezugstemperatur $T_0 = T_u$ wie folgt berechnen:

$$\dot{H}_{ein} = \dot{m} \frac{H_u}{1 + \lambda \cdot l_{min}} + \dot{m} \cdot c_p [T_u] \cdot (T_u - T_0) \quad (\text{B.3})$$

$$\dot{H}_{aus} = \dot{m} \cdot c_p [T_b] \cdot (T_b - T_0) \quad (\text{B.4})$$

In Gleichung (B.3) und Gleichung (B.4) ist \dot{m} der totale Massenstrom, $H_u = 46000 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$ der untere Heizwert von Propan, λ die Luftzahl, c_p die isobare Wärmekapazität bei der entsprechenden Temperatur sowie l_{min} der minimale Luftbedarf für die Propanverbrennung nach Gleichung (B.5).

$$l_{min} = 5 \cdot \left(1 + \frac{79}{21} \right) \frac{M_{luft}}{M_{prop}} \quad (\text{B.5})$$

Hierin sind M_{luft} und M_{prop} die molaren Massen von Luft und Propangas.

Die von der Reaktionszone an den Flammenhalter abgegebene Wärme \dot{Q}_{trans} setzt sich zusammen aus der Verlustwärme \dot{Q}_v an die Umgebung sowie \dot{Q}_s , welche das einströmende Gemisch am Flammenhalter erwärmt.

$$\dot{Q}_{trans} = \dot{Q}_s + \dot{Q}_v = \dot{Q}_s + \dot{Q}_{rad} + \dot{Q}_\lambda \quad (\text{B.6})$$

Die Umgebungsverluste \dot{Q}_v vom Flammenhalter erfolgen durch Strahlungsverluste \dot{Q}_{rad} und Wärmeleitung \dot{Q}_λ . Dabei berechnen sich die Strahlungsverluste mit dem stoffspezifischen Emissionskoeffizienten ϵ und der Stefan-Boltzmannschen Strahlungskonstante $\sigma_s = 5.67 \cdot 10^{-8} \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}^4}$ über Gleichung (B.7).

$$\dot{Q}_{rad} = 2A_{lb} \cdot \epsilon \sigma_s (T_{lb}^4 - T_\infty^4) \quad (\text{B.7})$$

Hierin ist $2 \cdot A_{lb}$ die doppelte Oberfläche des Flammenhalters und T_{lb} dessen Temperatur. Diese wird gemessen. Die Umgebungstemperatur beträgt bei allen Versuchen $T_\infty = 293.15 \text{ K}$.

Die Verluste durch Wärmeleitung werden mit Gleichung (B.8) berechnet.

$$\dot{Q}_\lambda = \lambda \cdot \frac{A_w}{l_w} (T_{lb} - T_w) \quad (\text{B.8})$$

Mit der temperaturabhängigen spezifischen Wärmeleitfähigkeit von Edelstahl.

T_w ist die gemessene Außenwandtemperatur am Flammenhalter und A_w dessen Mantelfläche. Die mittlere Weglänge l_w entspricht dem halben hydraulischen Durchmesser des Flammenhalters.

Damit lässt sich die tatsächliche Verbrennungstemperatur T_b mit Gleichung (B.9) bestimmen.

$$T_b = T_u + \frac{H_u}{c_p(1 + \lambda \cdot l_{min})} - \frac{\dot{Q}_{rad}}{\dot{m}c_p} - \frac{\dot{Q}_\lambda}{\dot{m}c_p} \quad (\text{B.9})$$

Die Temperatur T_s des durch den Flammenhalter vorgewärmten Gemischs lässt sich mit Gleichung (B.10) berechnen.

$$T_s = T_u + \frac{\dot{Q}_s}{\dot{m}c_p} \quad (\text{B.10})$$

Die durch den Flammenhalter abgegebene Wärme \dot{Q}_s berechnet sich dabei mit:

$$\dot{Q}_s = \alpha \cdot A_l (T_{lb} - T_u) \quad (\text{B.11})$$

Hierin ist A_l die Mantelfläche eines Flammenhalterloches. Der Wärmübergangskoeffizient α berechnet sich mit Gleichung (B.12).

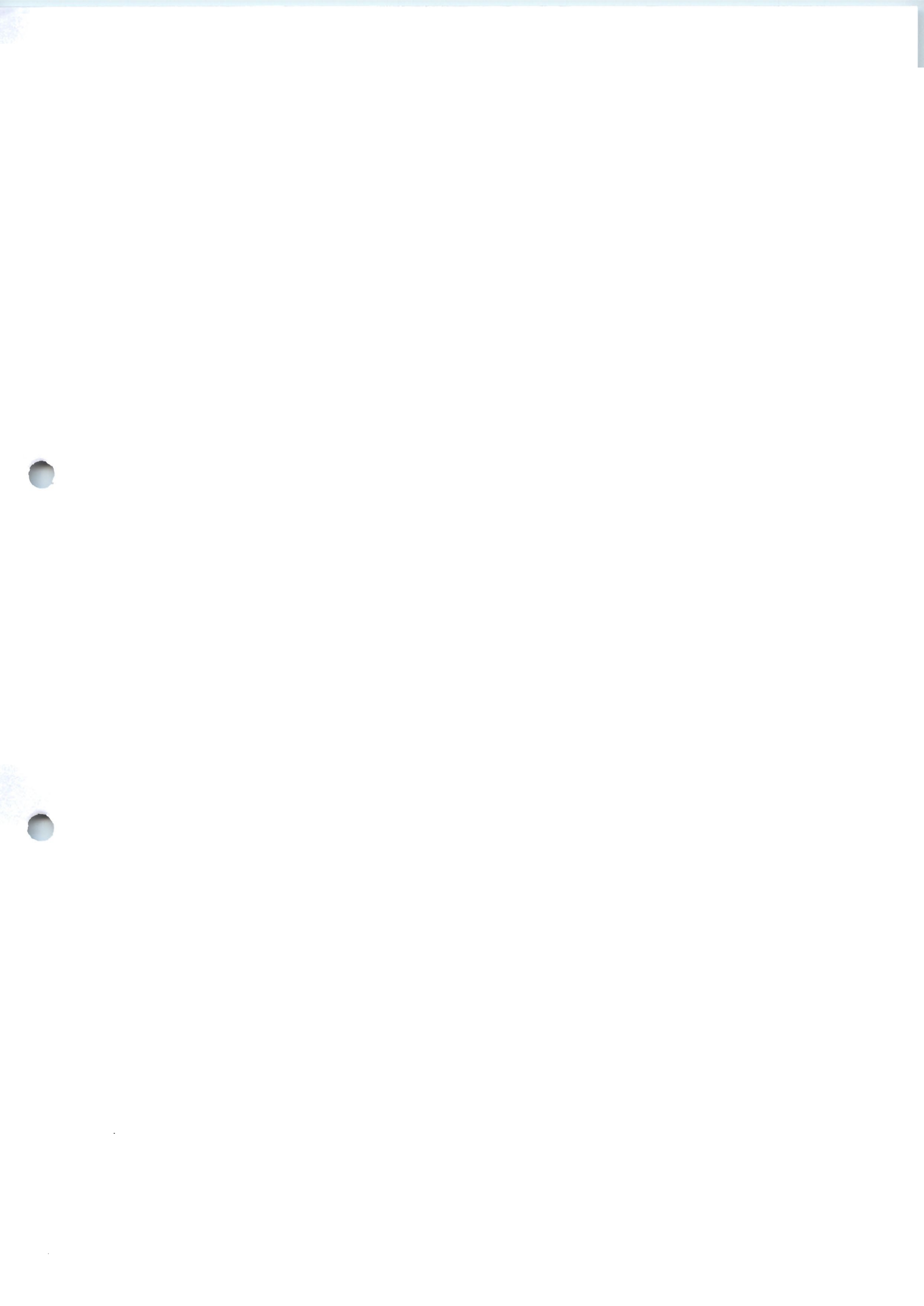
$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda_G}{d_{h,l}} \quad (\text{B.12})$$

Die Wärmeleitfähigkeit λ_G bezieht sich auf das unverbrannte Gemisch. $d_{h,l}$ ist der hydraulische Durchmesser eines Lochs. Die Nusseltzahl Nu ergibt sich aus der Korrelation in Gleichung (B.13).

$$Nu = 0.664 \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \sqrt{Re \frac{d_{h,l}}{s_{lb}}} \quad (\text{B.13})$$

Hierin ist Pr die Prandtlzahl und s_{lb} die Dicke des Flammenhalters. Die Reynoldszahl Re ergibt sich aus der mittleren Gemischgeschwindigkeit in einem Loch u_l und der kinematischen Viskosität des Gemischs ν_G .

$$Re = \frac{d_{h,l} \cdot u_l}{\nu} \quad (\text{B.14})$$



Anhang C

Netzwerkmodell des kalten RMH-Systems

Für die Netzwerkmodellierung des RMH-Systems von Truma wird der Strömungsweg der Heizung in einfache akustische Standardelemente gegliedert. Bei einem kalten Zustand ohne Verbrennung sind die Temperatur- und Stoffdaten bei Raumtemperatur anzunehmen. Die genauen Modellierungsparameter aller Elemente sind in Bild C.1 aufgelistet.

Anhang C Netzwerkmodell des kalten RMH-Systems

Elementnr	Art	dh [mm]	Fläche [m ²]	Flächenverhältnis Länge [mm]	Dämpfungsbeiwert Reflexion leff [mm] & Zeta
1	akustischer Rand				offenes Ende
2	Rohrstück	8.9	0.00088	26	1
3	akustischer Rand				totale Reflexion
4	Verlustelement	13.3	0.00131	10	1
5	Verknüpfung			2 + 4 -> 6	
6	Rohrstück	20.5	0.00209	60	1
7	Verlustelement		0.00209	1	0 & 0
8	Rohrstück	20.5	0.00209	130	4
9	Anregung				
10	Rohrstück	50.0	0.00196	353	4
11	Verknüpfung			8 + 10 -> 12	
12	Rohrstück	20.5	0.00209	105	4
13	Verlustelement		0.00209	1.155	0 & 0
14	Rohrstück	19.0	0.00181	30	1
15	Verlustelement		0.00181	1.000	0 & 0
16	Rohrstück	19.0	0.00181	30	1
17	Verlustelement		0.00181	0.866	0 & 0
18	Rohrstück	20.5	0.00209	205	4
19	Verlustelement		0.00209	1.045	0 & 0
20	Rohrstück	21.0	0.00200	45	1
21	Verlustelement		0.00200	1.008	0 & 0
22	Rohrstück	42.6	0.00198	30	1
23	Verlustelement		0.00198	2.000	0,01 & 0
24	Rohrstück	35.5	0.00099	35	1
25	Verlustelement		0.00099	0.126	0 & 0
26	Rohrstück	100.0	0.00785	50	1
27	Verlustelement		0.00785	8.080	0 & 0
28	Rohrstück	30.9	0.00097	34	1
29	Verzweigung			28 -> 30 + 39	
30	Rohrstück	22.6	0.00052	88	1
31	Verlustelement		0.00052	1.655	0 & 1
32	Rohrstück	20.0	0.00031	42+20	1
33	Verlustelement		0.00031	1.000	0 & 0
34	Rohrstück	20.0	0.00031	5	1
35	Verlustelement		0.00031	0.207	0,005 & 0
36	Rohrstück	44.0	0.00152	15	1
37	Verlustelement		0.00152	0.806	0 & 37,7
38	Rohrstück	49.0	0.00189	8+20	1
39	Verlustelement		0.00189	0.366	0,035 & 21.4
40	Rohrstück	18.2	0.00036	20	1
41	Verlustelement		0.00036	0.097	0 & 0,81
42	Rohrstück	48.0	0.00377	30+20	1
43	Verlustelement		0.00377	1.000	0 & 0
44	Rohrstück	48.0	0.00377	10	1
45	Verlustelement		0.00377	1.653	0,01 & 0
46	Rohrstück	22.0	0.00228	14	1
47	Verlustelement		0.00228	0.443	0,042 & 62,7
48	Verknüpfung				
49	Rohrstück	81.0	0.00515	47	1
50	Verlustelement		0.00515	1.000	0 & 0
51	Rohrstück	81.0	0.00515	167	1
52	Verlustelement		0.00515	0.533	0 & 0
53	Rohrstück	35.6	0.00967	10	1
54	Verlustelement		0.00967	2.204	0 & 0
55	Rohrstück	15.8	0.00439	243	1
56	Verlustelement		0.00439	0.881	0 & 0
57	Rohrstück	17.9	0.00498	28	1
58	Verlustelement		0.00498	2.994	0 & 0
59	Rohrstück	46.0	0.00166	142	1
60	Verlustelement		0.00166	0.846	0 & 0
61	Rohrstück	50.0	0.00196	165	4
62	Verlustelement		0.00196	1.085	0 & 0
63	Rohrstück	48.0	0.00181	50	1
64	Verlustelement		0.00181	1.000	0 & 0
65	Rohrstück	48.0	0.00181	50	1
66	Verlustelement		0.00181	0.922	0 & 0
67	Rohrstück	50.0	0.00196	195	4
68	Verlustelement		0.00196	1.235	0 & 0
69	Rohrstück	45.0	0.00159	100	1
70	Verzweigung				
71	Rohrstück	45.0	0.00159	10	1
72	akustischer Rand				offenes Ende
73	Rohrstück	0.6	0.00002	27.5	1
74	akustischer Rand				totale Reflexion

Bild C.1: Elementetabelle des NWM der kalten RMH mit den exakten Modellierungsparameter.