



Jonas Schulz, BSc.

**Mathematische Modellierung einer
Pellet-Kleinfeuerungsanlage als Grundlage für
modellbasierte Regelungsstrategien**

MASTERARBEIT

zur Erlangung des akademischen Grades

Diplom-Ingenieur

Masterstudium Elektrotechnik

eingereicht an der

Technischen Universität Graz

Betreuer

Ao.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. tit.Univ.-Prof. Anton Hofer

Dipl.-Ing. Dr.techn. Markus Gölles

Institut für Regelungs- und Automatisierungstechnik

EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG

AFFIDAVIT

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe. Das in TUGRAZonline hochgeladene Textdokument ist mit der vorliegenden Masterarbeit identisch.

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources/resources, and that I have explicitly indicated all material which has been quoted either literally or by content from the sources used. The text document uploaded to TUGRAZonline is identical to the present master's thesis.

Datum / Date

Unterschrift / Signature

Vorwort und Danksagung

Die vorliegende Masterarbeit wurde in Kooperation mit dem Kompetenzzentrum BIOENERGY 2020+ erstellt. Ich bedanke mich an dieser Stelle herzlich beim gesamten Team von BIOENERGY für die stets freundschaftliche und produktive Zusammenarbeit.

Insbesondere danke ich meinem Betreuer von seitens des Kompetenzzentrums BIOENERGY 2020+ *Markus Gölles* sowie meinem Betreuer vom Institut für Regelungs- und Automatisierungstechnik *Anton Hofer*.

Des Weiteren bedanke ich mich bei *Christopher Zemann*. Die vielen fachlichen Diskussionen, sein kritisches Hinterfragen und die wertvollen Hinweise haben maßgeblich zur Qualität dieser Arbeit beigetragen.

Ein ganz besonderer Dank gilt meiner Frau *Damaris*, die mich mit viel Liebe und Geduld in meinem Studium unterstützt hat. Liebevoll richtet Sie meinen Blick immer wieder neu von den Büchern hin auf die wirklich wichtigen Dinge im Leben. Dich, Damaris ein Stück näher kennenzulernen, ist wertvoller als jede gewonnene Einsicht in ein mathematisches Modell.

Kurzfassung

Fossile Brennstoffe (z.B. Erdöl, Erdgas, Kohle) sind begrenzt und ihre Nutzung für die Energiegewinnung trägt zum Klimawandel bei. Der Einsatz erneuerbarer Energieträger für die Warmwasserbereitstellung in Räumen oder Gebäuden wie beispielsweise Biomasse in Form von Holzpellets anstatt von fossilen Brennstoffen trägt somit zur Reduktion der CO₂-Emissionen bei. Aus diesem Grund wurde in den letzten Jahren die Technologie in automatisierten Kleinfeuerungsanlagen zur Warmwasserbereitstellung weiterentwickelt. Um einen möglichst emissionsarmen Feuerungsbetrieb bei gleichzeitig hohem Wirkungsgrad zu erreichen, wird der Verbrennungsprozess durch gezielte Vorgabe der Massenströme von Brennstoff und Luft geregelt. Aufgrund des Verbesserungsbedarfs bei der Anlagenregelung kann dieses Potential jedoch noch nicht vollständig ausgeschöpft werden. Aus Sicht der Systemtheorie handelt es sich bei einer Biomasse-Feuerung um ein nichtlineares, verkoppeltes Mehrgrößensystem mit mehreren Eingangsgrößen (Brennstoffzufuhr, Luftzufuhr, . . .) und mehreren Ausgangsgrößen (Vorlauftemperatur, Sauerstoffgehalt des Rauchgases, . . .). Die derzeit eingesetzten Regelungen berücksichtigen jedoch die Nichtlinearitäten und Verkopplungen nicht oder nur teilweise. Die Anwendung moderner modellbasierter Reglerentwurfsmethoden für eine Pellet-Kleinfeuerungsanlage scheitert derzeit an der fehlenden Verfügbarkeit adäquater mathematischer Modelle.

In dieser Arbeit werden entsprechende mathematische Modelle für die verschiedenen Anlagenteile einer kommerziell verfügbaren automatisch beschickten Pellet-Kleinfeuerungsanlage (Nennleistung: 15kW) anhand von physikalischen Überlegungen hergeleitet. Dazu wurden verschiedene Versuche an der Anlage am Kompetenzzentrum BIOENERGY2020+ durchgeführt. Die entwickelten Teilmodelle für das Brennstoffbett, die Primär- und Sekundärverbrennungszone, die Speicherwirkung des Schamotts und den Wärmeübertrager sowie die Luft- und Brennstoffzufuhr wurden mit Messdaten aus den durchgeführten Versuchen an der realen Anlage verifiziert.

Die Teilmodelle werden schließlich zu einem mathematischen Gesamtmodell in Form von vier gewöhnlichen Differenzialgleichungen erster Ordnung kombiniert. Die Validierung des Gesamtmodells durch einen Vergleich von Messung und Modell zeigt eine hinreichend genaue Abbildung der Prozesse durch das Modell. Somit stellt das Gesamtmodell eine geeignete Grundlage zur modellbasierten Regelung einer Pellet-Kleinfeuerungsanlage dar.

Abstract

Fossil fuels (e.g. oil, gas, coal) are limited and their use for energy production is contributing to climate change. The substitution of fossil fuels by renewable solid biomass in the form of wood pellets in residential heating systems can contribute to the reduction of CO₂-emissions. For this reason, the technology of automated small-scale (residential) biomass boilers for hot water supply has been further developed within recent years. To achieve low-emissions and high efficiencies in automated furnaces, the combustion process is controlled by the mass flows of biomass and air. Currently, this potential of low-emissions and high efficiency cannot be fully exploited since the controller does not consider the complex system characteristics of the boiler. In terms of system theory a biomass boiler is a nonlinear, coupled multivariable system with several inputs (biomass supply, air supply, etc.) and several outputs (feed temperature, oxygen content of the flue gas, etc.). But the control strategies currently applied do not or just partially consider the couplings and nonlinearities. The use of modern model-based design methods for improving the control system of a small-scale pellet boiler currently fails because of the lack of mathematical models suitable for control purposes.

In this work appropriate mathematical models for the relevant parts of the furnace are derived on the basis of physical considerations and a test plant (commercially available pellet boiler with a nominal capacity of 15kW) of the competence centre BIOENERGY2020+. The sub-models fuel bed, the gas-phase combustion, the storage effect of the refractory lining and the heat exchanger as well as the combustion air and fuel supply were developed and verified by measurement data from experiments of the small-scale pellet boiler.

The developed sub-models were connected to an overall model of four ordinary first order differential equations. The comparison of the measured and calculated values of the overall model shows good agreement, thus the model can be used as a basis for a control unit design.

Inhaltsverzeichnis

1. Einleitung	1
2. Grundsätzliches über die Modellierung der Pellet-Feuerungsanlage	4
2.1. Grundsätzliche Vorgehensweise für die Modellbildung	4
2.1.1. Wahl der Modellstruktur	4
2.1.2. Wahl der Methodik	5
2.2. Strukturierung des Gesamtsystems	7
2.2.1. Die Funktionsweise der betrachteten Pellet-Feuerungsanlage	8
2.2.2. Ermittlung der wesentlichen Größen des Systems und Definition der Teilsysteme	10
2.3. Rahmenbedingungen der Versuche	12
2.3.1. Messtechnik	13
2.3.2. Eingriffsmöglichkeiten während der Versuche	14
3. Modellierung der Luft- und Brennstoffzufuhr	16
3.1. Modellierung der Luftzufuhr	16
3.1.1. Idealierte strömungsmechanische Modellansätze	16
3.1.2. Kombination zu einem Gesamtmodell der Luftzufuhr	19
3.1.3. Parameteridentifikation des Luftzufuhrmodells	22
3.1.4. Validierung und Temperaturanpassung des Modells	29
3.1.5. Zusammenfassung	33
3.2. Modellierung der Brennstoffzufuhr	34
3.2.1. Mathematisches Modell	34
3.2.2. Parameteridentifikation	35
3.2.3. Validierung	37
3.2.4. Zusammenfassung	39
4. Modellierung der Verbrennung	40
4.1. Stoffmengenbilanz	41
4.1.1. Bestimmung des Sauerstoffgehalts des Rauchgases und des Massenstroms an abgebautem trockenem Brennstoff	41
4.1.2. Bestimmung des Rauchgasmassenstroms	44
4.2. Energiebilanz	45
4.3. Gesamtmodell der Verbrennung	48
4.3.1. Das inverse Verbrennungsmodell	48
4.3.2. Das Verbrennungsmodell	48
4.4. Validierung des Verbrennungsmodells	51
4.5. Zusammenfassung	52

5. Modellierung des Brennstoffbetts	54
5.1. Prozesse im Brennstoffbett und mathematische Modellansätze	54
5.2. Parameterbestimmung	60
5.3. Validierung des Brennstoffbettmodells	62
5.4. Zusammenfassung	65
6. Modellierung des Wärmeübertragers und der Speicherwirkung des Schamotts	67
6.1. Modellierung der Speicherwirkung des Schamotts	68
6.1.1. Die Speicherwirkung des Schamotts	69
6.1.2. Das mathematische Modell	72
6.2. Modellierung des Wärmeübertragers	75
6.2.1. Modellierung des Rauchgasteils	75
6.2.2. Modellierung des Wasserteils	76
6.3. Parameteridentifikation des Schamott- und Wärmeübertragermodells	79
6.3.1. Schritt 1: Bestimmung des thermischen Widerstands R	81
6.3.2. Schritt 2: Berechnung des übertragenen Wärmestroms \dot{Q}_{WT}	82
6.3.3. Schritt 3: Bestimmung der Zeitkonstante τ_{Sch} und des Gewichtungsfaktors c_T des Schamottmodells	82
6.3.4. Schritt 4: Bestimmung der Konstante c_{WT} des rauchgasseitigen Wärmeübertragermodells	84
6.4. Validierung des Schamott- und Wärmeübertragermodells	84
6.5. Zusammenfassung	86
7. Gesamtmodell	87
7.1. Validierung des Gesamtmodells	87
7.1.1. Gleichungen und Parameter der Teilmodelle	88
7.1.2. Ergebnisse der Validierung	92
7.1.3. Diskussion der Ergebnisse	93
7.2. Gesamtmodell in Zustandsraumdarstellung	97
8. Zusammenfassung und Ausblick	100
A. Abbildungen der Versuchsanlage EasyFireII	103
Literatur	110

1. Einleitung

Der Einsatz von fossilen Brennstoffen (Erdöl, Erdgas, Kohle, ...) für die Energiegewinnung trägt durch den damit verbundenen Ausstoß von Kohlenstoffdioxid (CO_2) maßgeblich zum Klimawandel bei. Die Energiegewinnung mit einem nachwachsenden Brennstoff (z.B. Holz) ist hingegen CO_2 -neutral. Neutral bedeutet dabei, dass das bei der Verbrennung freigesetzte CO_2 bei nachhaltiger Nutzung wieder vollständig durch den nachwachsenden Brennstoff gebunden werden kann. Somit trägt die Verbrennung von Biomasse, im Gegensatz zur Verbrennung fossiler Brennstoffe, zum Klimaschutz bei [26].

Der Brennstoff Biomasse (Scheitholz, Hackschnitzel, Pellets,...) weist im Vergleich zu fossilen Brennstoffen eine größere Inhomogenität auf. Dadurch gestaltet sich die Verbrennung von Biomasse sehr komplex. Um den Wirkungsgrad hoch und die Schadstoffemissionen niedrig zu halten, werden entsprechende Anforderungen an die Geometrie und die Regelung einer Biomasse-Feuerungsanlage gestellt.

Aus systemtechnischer Sicht stellt das System „Biomasse-Feuerung“ ein verkoppeltes, nicht-lineares Mehrgrößensystem dar. Verkoppelt bedeutet, dass sich Änderungen einer Stellgröße auf mehrere der Regelgrößen auswirken. Der Einfachheit halber werden diese vorhandenen Nichtlinearitäten und Verkopplungen in den standardmäßig eingesetzten Regelungen vernachlässigt. Durch diese wesentliche Vereinfachung kann das Potential im Hinblick auf einen hohen Wirkungsgrad und niedrige Emissionen jedoch nicht vollständig ausgeschöpft werden. Deshalb wurden am Kompetenzzentrum BIOENERGY2020+ in Kooperation mit dem Institut für Regelungs- und Automatisierungstechnik der Technischen Universität Graz erstmals einfache mathematische Modelle für die verschiedenen Anlagenteile einer Hackschnitzel-Feuerung (thermische Nennleistung: 180kW) entwickelt [4, 5, 6, 7, 8]. Aufbauend auf diese Modelle konnte durch eine modellbasierte Regelungsstrategie (Exakte Eingangs-Ausgangslinearisierung mit erweitertem Kalmanfilter als Zustandsschätzer) das Systemverhalten deutlich verbessert werden [3, 15]. Verbessert bedeutet in diesem Zusammenhang, dass Leistungssprünge im Vergleich zu den herkömmlichen Regelungen schneller und mit geringeren Schwankungen bewältigt werden können. Außerdem konnten die anderen geregelten Größen des Systems, wie der Sauerstoffgehalt des Rauchgases, mit geringeren Schwankungen ausgegelt werden. Das ist mit einer signifikanten Verbesserung der Emission von Kohlenstoffmonoxid (CO) verbunden.

In den letzten Jahren wurde diese modellbasierte Regelungsstrategie sukzessive weiterentwickelt [29, 31] und in mehreren Hackschnitzel-Feuerungsanlagen im Bereich von Nennleistungen zwischen 30 kW und 15 MW erfolgreich angewendet [10, 16, 28, 34, 37]. Dabei zeigten sich immer signifikante Verbesserungen des Systemverhaltens in Bezug auf eine höhere Brennstoffflexibilität, niedrigere Emissionen sowie stabilere und schnellere Lastwechsel.

1. Einleitung

Der Einsatz von modellbasierten Reglerentwurfsmethoden für Pellet-Feuerungen scheidet derzeit jedoch an der fehlenden Existenz mathematischer Modelle für solche Anlagen. Ziel dieser Arbeit ist deshalb die Entwicklung eines (einfachen!) mathematischen Modells für eine Pellet-Feuerungsanlage als Grundlage für eine modellbasierte Regelungsstrategie. Ausgehend von den physikalischen Modellansätzen aus den oben genannten Arbeiten zu Hackschnitzel-Feuerungsanlagen, sollen die grundlegenden Gesetzmäßigkeiten auf eine Pellet-Feuerungsanlage übertragen werden. Dabei hat es sich gezeigt, dass manche Modellansätze (z.B. die Speicherwirkung des Schamotts) gleich modelliert werden können. Andere Modellansätze konnten vereinfacht werden (z.B. das Brennstoffbett) und manche mussten angepasst werden (z.B.: der Wärmeübertrager).

Für die Modellierung einer Pellet-Feuerungsanlage wurden Versuche an einer handelsüblichen Pellet-Kleinfeuerungsanlage der Firma KWB durchgeführt, wie sie in Abbildung 1.1 zu sehen ist. Diese Feuerungsanlage weist eine thermische Nennleistung von 15kW auf und ist für die Gewinnung von Nutzwärme für Raumheizungen und der Warmwasserbereitstellung eines Ein- bis Zweifamilienhauses ausgelegt.

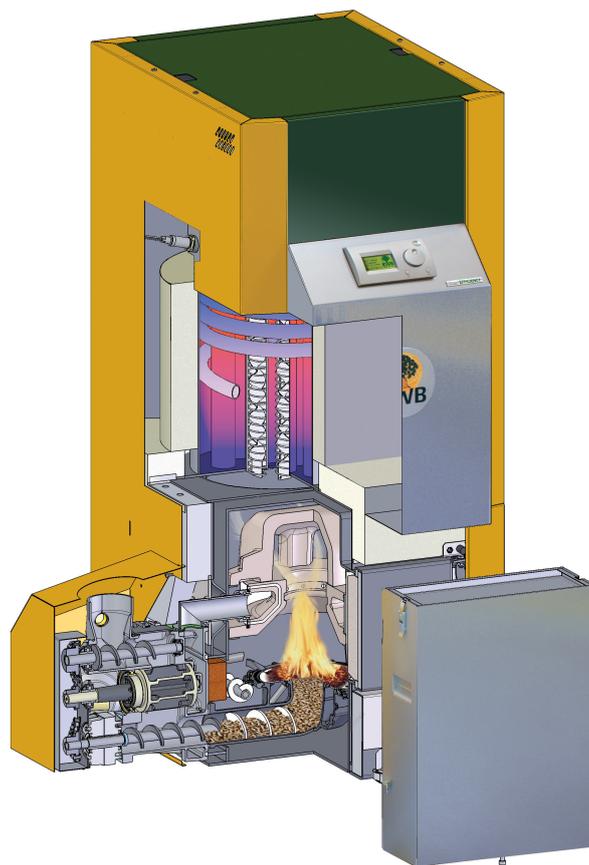


Abbildung 1.1.: Betrachtete Pellet-Feuerungsanlage der Firma KWB vom Typ EasyFireII mit einer Nennleistung von 15 kW aus [20]

Als Grundlage für die Modellbildung wird in Kapitel 2 zunächst die Methodik für die Modellbildung und die Struktur des mathematischen Modells erläutert und definiert. Eine genauere

1. Einleitung

Betrachtung der Funktionsweise der Anlage in diesem Kapitel lässt es zu, das Gesamtsystem „Pellet-Feuerungsanlage“ in die Teilsysteme Luftzufuhr, Brennstoffzufuhr, Brennstoffbett, Verbrennung, Speicherwirkung des Schamotts und Wärmeübertrager aufzuteilen.

Die Modellierung dieser einzelnen Teilsysteme ist Gegenstand der Kapitel 3, 4, 5 und 6. Diese Teilmodelle werden auf Grundlage vereinfachter idealisierter physikalischer Gesetzmäßigkeiten hergeleitet. Die teilweise unbekanntes Modellparameter werden anhand von Messdaten identifiziert und validiert.

Im Kapitel 7 werden die Teilmodelle zu einem Gesamtmodell zusammengefügt. Die Funktionstüchtigkeit des Gesamtmodells wird durch einen Vergleich zwischen Simulations- und Messergebnissen demonstriert. Es kann letztlich ein Gesamtmodell in der gewünschten mathematischen Struktur in Form von gewöhnlichen Differenzialgleichungen erster Ordnung aufgestellt werden. Abschließend werden im Kapitel 8 die wesentlichen Erkenntnisse dieser Arbeit zusammengefasst und diskutiert.

2. Grundsätzliches über die Modellierung der Pellet-Feuerungsanlage

Modellbildung ist ein sehr weitläufiger Begriff, der in jedem Fachbereich anders aufgefasst wird. Deswegen wird in Abschnitt 2.1 zunächst die grundsätzliche Vorgehensweise bei der Modellierung erläutert. Eine genauere Betrachtung der Funktionsweise der Anlage in Abschnitt 2.2 lässt es zu, das Gesamtsystem „Pellet-Feuerungsanlage“ in die Teilsysteme Luftzufuhr, Brennstoffzufuhr, Brennstoffbett, Verbrennung, Speicherwirkung des Schamotts und Wärmeübertrager aufzuteilen. Für die Modellbildung wurden im Rahmen dieser Arbeit verschiedene Versuche an der realen Anlage durchgeführt, die an einem Prüfstand des Kompetenzzentrums BIOENERGY2020+ angeschlossen war. Der Aufbau und die Installation der Messtechnik zur Erfassung der Prozessgrößen während der Versuche war nicht Bestandteil dieser Arbeit. Trotzdem sollen die Messtechnik und die vorgegebenen Rahmenbedingungen bei der Durchführung der Versuche in Abschnitt 2.3 zur besseren Nachvollziehbarkeit kurz vorgestellt werden.

2.1. Grundsätzliche Vorgehensweise für die Modellbildung

Die Modellstrukturen und die Art und Weise der Modellbildung sind sehr fachspezifisch. Prinzipiell gilt, dass die Anwendung und Anforderungen eines Modells, dessen Struktur und Komplexität bestimmen [23]. Aus diesem Grund werden zunächst folgende zwei grundlegende Anforderungen für das Modell der Pellet-Feuerungsanlage definiert:

1. Modell als Grundlage für den Entwurf einer modellbasierten Regelungsstrategie
2. Übertragbarkeit des Modells auf andere Pellet-Feuerungsanlagen

Wie in den folgenden zwei Abschnitten gezeigt wird, bestimmt die erste Anforderung im Wesentlichen die Modellstruktur (Abschnitt 2.1.1) und die zweite Anforderung die Methodik der Modellbildung (Abschnitt 2.1.2).

2.1.1. Wahl der Modellstruktur

Wie im Kapitel 1 erwähnt, scheitert der Einsatz von modellbasierten Reglerentwurfsmethoden für Pellet-Feuerungen derzeit an der fehlenden Existenz mathematischer Modelle für solche

Anlagen. Die erfolgreiche Anwendung dieser Regelungskonzepte setzt eine mathematische Systembeschreibung durch gewöhnliche Differenzialgleichungen, vorzugsweise in der Form¹

$$\frac{d\mathbf{x}}{dt} = \mathbf{f}(\mathbf{x}, \mathbf{u}, \mathbf{d}) \quad (2.1)$$

(mit dem Zustandsvektor \mathbf{x} , dem Eingangsvektor \mathbf{u} und dem Vektor der Störgrößen \mathbf{d}) voraus. Damit ist die mathematische *Struktur des Modells* bereits festgelegt. Die Verwendung des Modells für den Entwurf einer Regelung schließt den übergeordneten Grundsatz ein, das Modell so einfach wie möglich und so komplex wie notwendig aufzubauen. Das Modell soll die *wesentlichen* Eigenschaften und Dynamiken des Systems hinreichend genau abbilden, um einen Regler erfolgreich zu entwerfen und in einer Simulation zu testen.

2.1.2. Wahl der Methodik

In den Arbeiten [4, 5, 6, 7, 8] wurde der Zugang über die sogenannte physikalische Modellbildung gewählt. Der große Vorteil dieser Zugangsweise liegt auf der einen Seite in der gewonnenen Einsicht in das Verhalten des Systems und auf der anderen Seite in der Übertragbarkeit auf andere Anlagen. So konnten diese Modelle erfolgreich an andere Anlagen angepasst werden [17, 27, 37]. Deswegen wurde auch in dieser Arbeit in erster Linie diese Methode der physikalischen Modellbildung weiterverfolgt. Eine weitere Begründung der physikalischen Zugangsweise liegt in der Natur des betrachteten Systems. Aus systemtechnischer Sicht stellt die Feuerungsanlage ein verkoppeltes, *nichtlineares* Mehrgrößensystem dar. Aus diesem Grund würde beispielsweise die Modellierung mithilfe von reinen (*linearen!*) Analysemethoden im Frequenzbereich zu falschen Ergebnissen führen [23].

In [23] wird eine prinzipielle Herangehensweise bei der physikalischen Modellbildung beschrieben, die sich durch das Schema in Abbildung 2.1 darstellen lässt. Dieses Schema bildet zugleich die Struktur der vorliegenden Arbeit. Im Wesentlichen besteht die Modellbildung aus drei Hauptphasen (I,II,III).

In der *Phase I* wird das Gesamtsystem strukturiert und in mehrere, leichter überschaubare Teilsysteme aufgeteilt. Dabei ist es in einem ersten Schritt notwendig, die wesentlichen physikalischen Größen zu ermitteln. Ein Grundverständnis über die Funktionsweise des Systems ist dabei unerlässlich. In einem zweiten Schritt untersucht man, wie sich diese physikalischen Größen gegenseitig beeinflussen. Gibt es Rückwirkungen einer Größe auf andere oder können sie näherungsweise als unabhängig betrachtet werden?

Es hat sich als zweckdienlich erwiesen, diese Analyse des Systems in einem Blockdiagramm zu veranschaulichen, um die relevanten Systemgrößen der Teilsysteme und ihre Abhängigkeiten zu veranschaulichen. Diese Untersuchungen sind Gegenstand des Abschnitts 2.2.

¹ In dieser Arbeit werden immer wieder Prozessgrößen durch deren zeitliche Ableitung definiert (z.B. der Rauchgasmassenstrom \dot{m}_{RG}). Um statische Gleichungen mit solchen Prozessgrößen von Differenzialgleichungen zu unterscheiden, werden die zeitlichen Ableitungen in einer Differenzialgleichung *immer* mit $\frac{d}{dt}$ gekennzeichnet.

2. Grundsätzliches über die Modellierung der Pellet-Feuerungsanlage

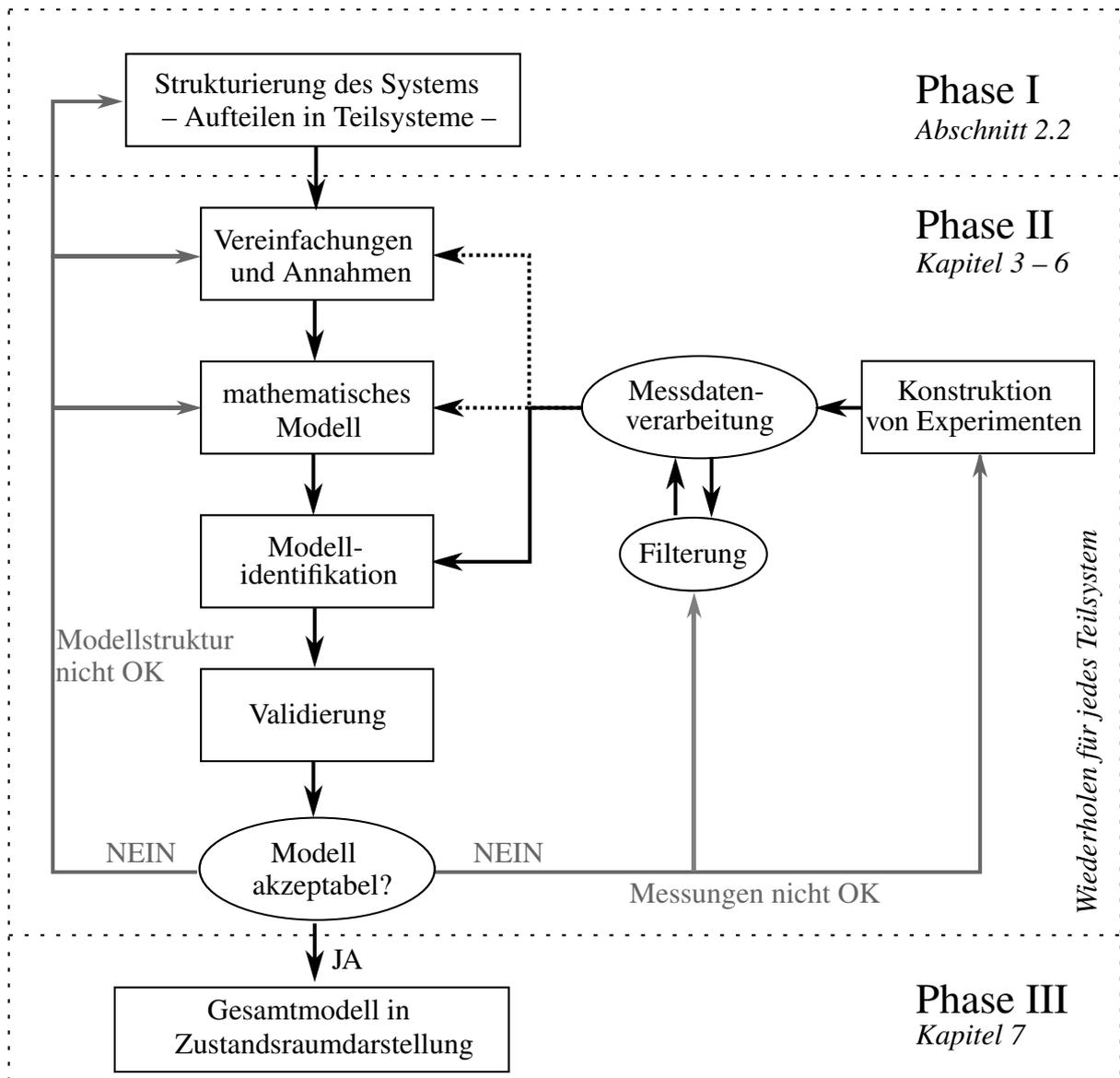


Abbildung 2.1.: Systematischer Ansatz für die Modellierung dynamischer Systeme aus [23]

In der **Phase II** wird dann jedes Teilsystem modelliert. Dabei ist die Vorgehensweise bei der Modellierung der Teilsysteme immer sehr ähnlich:

Die physikalischen Größen aus Phase I werden mit Hilfe von Gleichungen in Beziehung gesetzt. Als Grundlage dienen hier grundlegende physikalische Zusammenhänge (Massenerhaltungssatz, Energieerhaltungssatz, Newton'schen Axiome, ...). Um einfache Modelle zu generieren, ist es oftmals unverzichtbar, idealisierende Vereinfachungen anzunehmen (Massenpunkt, ideales Gas, isothermer Körper, ...). Diese Gleichungen bilden das mathematische Modell.

Eine entscheidende Rolle bei der Modellierung bildet die Konstruktion von Experimenten. Nur durch die Beobachtungen des Systems in Form von Messwerten kann das Systemverhalten richtig nachgebildet werden. Die Betrachtung gemessener Größen aus Experimenten an der realen Anlage gibt dabei Aufschluss über eventuelle Vereinfachungen, die getroffen oder mathematische

Ansätze, die für die Modellierung gewählt werden können.

Außerdem sind Parameter des Teilmodells oft unbekannt oder nur sehr schwer direkt bestimmbar. Es wird sich im Rahmen dieser Arbeit zeigen, dass es durch gezielte Konstruktion von Experimenten und deren Auswertungen möglich ist, diese Parameter zu identifizieren.

Erst durch die Validierung des gewonnenen Modells an möglichst betriebsnahen Versuchen zeigt sich, ob das Modell für die oben genannten Zwecke akzeptabel ist oder nicht. Ist das Ergebnis akzeptabel, d.h. die relevanten physikalischen Vorgänge können durch das Teilmodell hinreichend genau abgebildet werden, so hat man ein Teilsystem erfolgreich modelliert. Für eine nicht-erfolgreiche Validierung ist der Fehler einerseits in der fehlerhaften Modellstruktur oder andererseits in fehlerhaften Messungen zu suchen. Bei Ersterem, der fehlerhaften Modellstruktur, können die gewählte Gesamtstruktur, die vereinfachenden Annahmen oder das mathematische Modell zu ungenau sein. Bei Zweiterem, den fehlerhaften Messungen, kann eine falsche Konstruktion der Experimente die Ursache für das Scheitern sein (z.B.: mit dem Experiment kann man die gewünschten Parameter gar nicht identifizieren). Es kann sich jedoch auch herausstellen, dass der Messwert des Sensors nicht mit der gesuchten physikalischen Größe übereinstimmt. Im Rahmen dieser Arbeit hat sich für eine erfolgreiche Modellbildung die sorgfältige Planung und Durchführung der Experimente als essentiell herausgestellt.

Diese Schritte der Modellierung (Vereinfachungen und Annahmen, Aufstellen des mathematischen Modells, Modellidentifikation, Konstruktion von Experimenten und Validierung) werden in den Kapiteln 4-7 für die in Phase I definierten Teilmodelle angewendet.

In der **Phase III** werden die Teilmodelle aus Phase II strukturiert und zu einem Gesamtmodell zusammengefügt. Die Zustandsvariablen und Eingangsgrößen (sowie die Störgrößen) des Systems müssen festgelegt werden. In [3] hat es sich beispielsweise als zielführend erwiesen, die Zustandsgrößen nicht auf naheliegende Weise festzulegen, sondern so, dass sich die Struktur des Gesamtsystems vereinfacht. Dadurch kann das Gesamtsystem letztendlich in Zustandsraumdarstellung (Gleichung (2.1)) formuliert und für einen modellbasierten Reglerentwurf brauchbar gemacht werden. Diese Phase ist Inhalt von Kapitel 7.

2.2. Strukturierung des Gesamtsystems

Dieses Kapitel beschreibt die Phase I der Modellbildung (Strukturierung des Gesamtsystems), wie sie im Abschnitt 2.1.2 erläutert wurde. Um das Gesamtsystem erfolgreich in mehrere Teilsysteme zu strukturieren, wird in Abschnitt 2.2.1 zunächst die grundsätzliche Funktionsweise der betrachteten Pellet-Feuerungsanlage beleuchtet. Mit diesem Grundverständnis werden im Abschnitt 2.2.2 die wesentlichen physikalischen Einflussgrößen definiert, sodass am Ende dieses Kapitels eine erfolgreiche Aufteilung des Systems in Form eines Blockdiagramms vorgestellt werden kann.

2.2.1. Die Funktionsweise der betrachteten Pellet-Feuerungsanlage

Die Abbildung 2.2 zeigt eine schematische Darstellung der betrachteten Pellet-Feuerungsanlage (für weitere Details zum Aufbau der Versuchsanlage sei auf die Abbildungen A.1 bis A.10 im Anhang A verwiesen).

Räumlich gesehen unterteilt sich die Anlage in einen Feuerraum, bestehend aus Primär- und Sekundärverbrennungszone, wo die Verbrennung stattfindet, und einen Wärmeübertrager zur Übertragung der Wärme des heißen Rauchgases auf das Medium Wasser.

Bei der Anlage handelt es sich um eine Unterschubfeuerung mit einem Drehrost. Das heißt, der Brennstoff (Holzpellets) gelangt mittels einer Förderschnecke von unten auf einen rotierenden Rost. Die rotierende Rostbewegung soll einen möglichst gleichmäßigen Ausbrand gewährleisten und gleichzeitig die Asche nach außen befördern. Der Rost sowie die Förderschnecke sind mit einem einzigen Hauptantrieb verbunden, der getaktet betrieben wird.

Durch die am Rost vorherrschenden Temperaturen wird der von unten eindringende feuchte Brennstoff zunächst erwärmt und getrocknet. Die Wärme für diesen Trocknungs- und Verdampfungsprozess stammt vollständig aus der Feuerung. Ab einer Temperatur über 100 °C kann von vollständig trockenem Brennstoff ausgegangen werden. Bei Temperaturen über 200 °C beginnt die thermische Zersetzung des Brennstoffes. Das bedeutet, dass die flüchtigen brennbaren Bestandteile (Kohlenstoffmonoxid, Methan, usw.) freigesetzt werden. Zurück bleibt fester Kohlenstoff (Holzkohle). Bei etwa 500 °C beginnt unter Zufuhr von Luft² die Oxidation des festen Kohlenstoffs. Die dabei benötigte Luft wird über die Primärluftstrecke unter dem Rost durch die Rostlöcher dem sogenannten Brennstoffbett zugeführt. Dabei wird allerdings nur ein Teil der zur vollständigen Verbrennung benötigten Luft zugeführt, sodass die Verbrennung in der Primärverbrennungszone unter Sauerstoffmangel abläuft.

Die restliche Luft gelangt als sogenannte Sekundärluft über Düsen mit hoher Geschwindigkeit in den Feuerraum. Dadurch kommt es zu einer besseren Durchmischung der einströmenden Luft mit den unvollständig verbrannten Gasen, sodass eine möglichst vollständige Verbrennung mit hoher Ausbrandqualität erreicht wird. Eine hohe Ausbrandqualität wird allerdings bei realen Anlagen nur dann erreicht, wenn mehr Luft hinzugefügt wird als für eine gerade vollständige Verbrennung notwendig wäre. Man spricht von einem sogenannten Luftüberschuss, bei dem die Anlage betrieben wird. Durch den Luftüberschuss ist Sauerstoff im Rauchgas messbar. Dieser Sauerstoffgehalt sollte im Sinne eines hohen Wirkungsgrades der Anlage möglichst gering sein. Im Gegensatz zu Biomasse-Feuerungen mit höheren Leistungen ist das Aufteilungsverhältnis zwischen Primär- und Sekundärluft durch die vorgegebene Konstruktion dieser Anlage unveränderlich. Es kann lediglich die zugeführte Gesamtluftmenge durch einen einzigen Zuluftventilator vorgegeben werden.

Im Feuerraum wird über den Rauchgasventilator ein konstanter Unterdruck erzeugt. Dadurch wird gewährleistet, dass kein Rauchgas an unerwünschten Stellen aus der Anlage austritt.

Das heiße Rauchgas strömt durch die Primär- und Sekundärverbrennungszone, bevor es in den Wärmeübertrager eintritt. Die Primärverbrennungszone als auch die Sekundärverbrennungszone

² Für die Oxidation wird Sauerstoff benötigt. Dieser Sauerstoff entstammt bei der Biomasse-Verbrennung i.A. immer aus der Luft.

2. Grundsätzliches über die Modellierung der Pellet-Feuerungsanlage

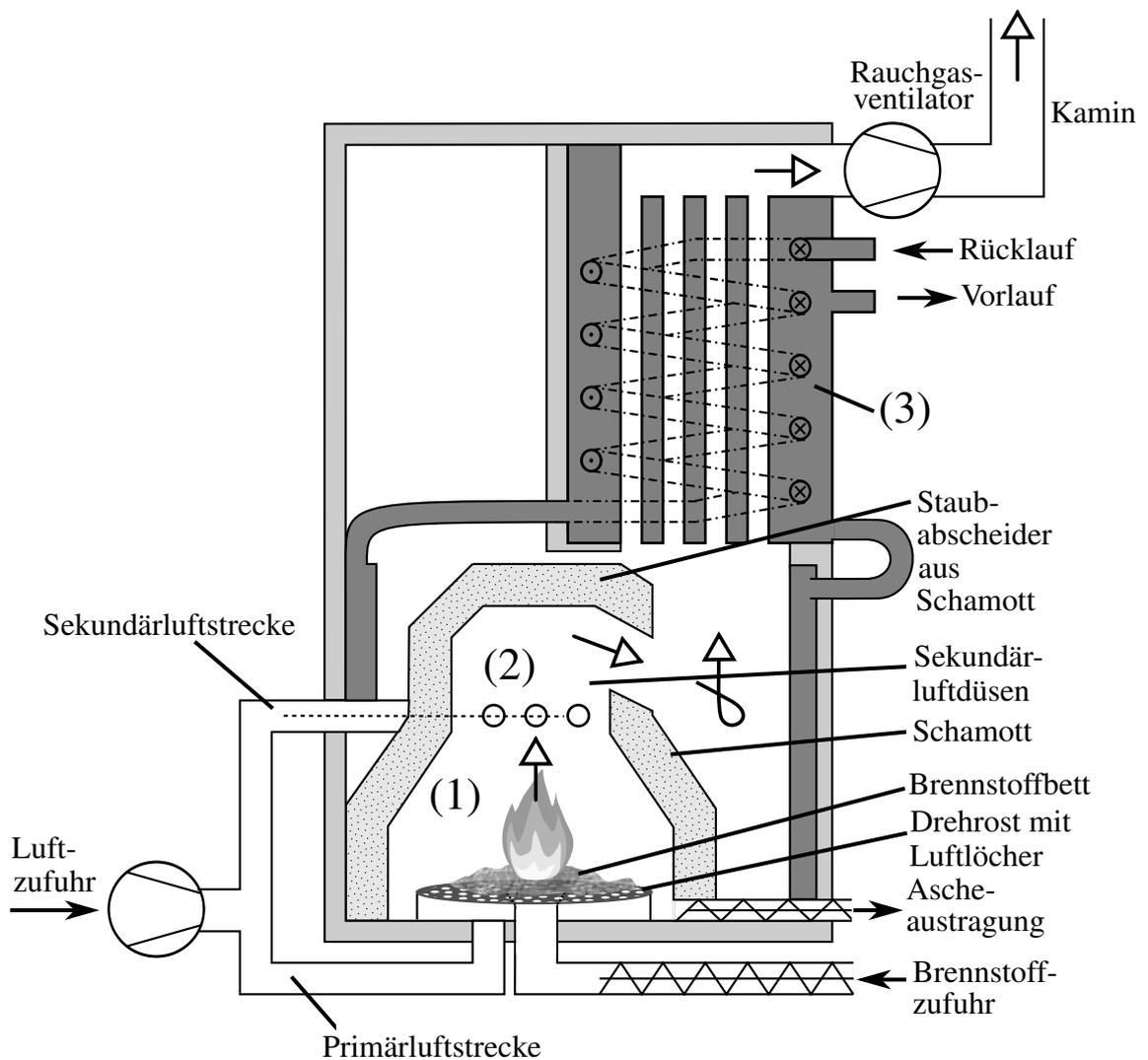


Abbildung 2.2.: Schematische Darstellung der Pellet-Feuerungsanlage mit (1) ... Primärverbrennungszone, (2) ... Sekundärverbrennungszone, (3) ... Wärmeübertrager mit internen Rohrschlangen zur Rücklaufanhebung

sind mit Schamottstein ausgekleidet. Ein Staubabscheider aus Schamottstein am Ende der Sekundärverbrennungszone ist so konstruiert, dass das Rauchgas in eine Drehbewegung versetzt und so von festen Partikeln gereinigt wird.

Das nach Möglichkeit vollständig verbrannte und heiße Rauchgas gelangt danach in den Wärmeübertrager. Hier wird ein Großteil der Verbrennungswärme auf das Wasser übertragen. In der betrachteten Anlage ist dazu ein Rauchrohrwärmeübertrager verbaut. Dabei strömt das heiße Rauchgas durch dünne Rohre mit sogenannten Wirbulatoren. Durch die Verwirbelung des Rauchgases soll ein möglichst guter Wärmeübergang im Wärmeübertrager erreicht werden. Rund um die Rauchgasrohre befindet sich ein Hohlzylinder aus Stahl, der mit Wasser gefüllt und sowohl einen Zulauf als auch einen Ablauf aufweist. Das in den Wärmeübertrager eintretende kalte Wasser wird als Rücklauf und das austretende erwärmte Wasser als Vorlauf bezeichnet.

Das abgekühlte Rauchgas gelangt über den Rauchgasventilator in den Kamin.

2.2.2. Ermittlung der wesentlichen Größen des Systems und Definition der Teilsysteme

Das betrachtete Gesamtsystem der Pellet-Feuerungsanlage wird über die Brennstoff- und die Luftzufuhr beeinflusst und kann durch gezielte Vorgabe dieser Massenströme geregelt werden. Dabei kann der Brennstoffmassenstrom \dot{m}_{BS} über eine getaktete Brennstoffschnecke und der Zuluftmassenstrom \dot{m}_{ZL} über einen Ventilator gesteuert werden. Im Vergleich zu der Dynamik des Verbrennungsprozesses sind die unterlagerten Dynamiken der Stellgeräte (Brennstoffschnecke und Ventilator) im Fall der betrachteten Anlage viel schneller und werden in dieser Arbeit deswegen vernachlässigt. Deswegen können die Zusammenhänge zwischen den Ansteuerungssignalen und der dazugehörigen Massenströme der Brennstoffschnecke bzw. des Ventilators durch statische Zusammenhänge beschrieben werden. Der Brennstoffmassenstrom \dot{m}_{BS} wird durch Vorgabe von einer Einschaltzeit τ_{ein} und einer Ausschaltzeit τ_{aus} der Schnecke gesteuert. Der Zuluftmassenstrom \dot{m}_{ZL} wird durch die Vorgabe einer sogenannten Gebläsestufe s_{ZV} des Zuluftventilators gesteuert. Diese Zusammenhänge werden in einem ersten Teilsystem zusammengefasst: *Brennstoff- und Luftzufuhr*. Die Modellierung dieses Teilsystems in Kapitel 3 ist die Grundlage für die weitere Modellierung der Feuerungsanlage. Bei der Aufstellung des Gesamtmodells für den Entwurf einer Regelung des Feuerungsprozesses ist es jedoch sinnvoll, dieses Teilsystem nicht in die Beschreibung zu integrieren. Durch die statischen Beziehungen kann das Teilsystem den Stellgeräten (Aktuatoren) zugeordnet und das Gesamtmodell dadurch vereinfacht werden.

Der in den Feuerraum eintretende Brennstoff gelangt wie oben beschrieben auf den Rost, wo er sequenziell die Prozesse Verdampfung, Freisetzung der flüchtigen Bestandteile und Holzkohlenausbrand durchläuft. Diese Prozesse werden im zweiten Teilsystem mathematisch nachgebildet. Dieses Teilsystem wird als *Brennstoffbett* bezeichnet. Das Brennstoffbett speichert Energie durch die Masse des unverbrannten Brennstoffs auf dem Rost. Es handelt sich somit um ein dynamisches System. Eine wesentliche Vereinfachung für die mathematische Beschreibung der Dynamik ergibt sich, wenn die einzelnen Prozesse vereinfachend als zeitgleich ablaufende

2. Grundsätzliches über die Modellierung der Pellet-Feuerungsanlage

Prozesse angenommen werden. Wie noch ausführlicher im Kapitel 5 gezeigt wird, gilt diese Annahme für Holzpellets mit geringem Wasseranteil in guter Näherung. So wird im Teilsystem Brennstoffbett der Zusammenhang zwischen dem eintretenden (festen) Brennstoffmassenstrom \dot{m}_{BS} und dem durch die Freisetzung der flüchtigen Bestandteile und den Holzkohlausbrand entstehenden Massenstrom an abgebautem (gasförmigen) Brennstoff \dot{m}_{Ab} nachgebildet.

Die chemischen Reaktionen des Verbrennungsprozesses in der Primär- und Sekundärverbrennungszone werden im nächsten Teilsystem mit der Bezeichnung *Verbrennung* modelliert. Ausgehend von der grundlegenden Annahme der vollständigen Verbrennung kann die Zusammensetzung und insbesondere der Sauerstoffgehalt des trockenen Rauchgases $x_{O_2, RG, tr}$, die frei werdende Energie in Form einer adiabaten Verbrennungstemperatur T_{ad} sowie der resultierende Rauchgasmassenstrom \dot{m}_{RG} berechnet werden.

Das aus der Verbrennung resultierende heiße Rauchgas gibt seine Wärme vor Eintritt in den Wärmeübertrager teilweise an den Schamott ab. Der Schamottstein, der in der Primär- und Sekundärverbrennungszone verbaut ist, weist eine hohe Wärmekapazität auf. Der Schamott speichert somit eine nicht vernachlässigbare Wärmemenge, die durch ein dynamisches Modell berücksichtigt werden muss. Dieser Speicher stellt das nächste Teilsystem dar: die *Speicherwirkung des Schamotts*. Mithilfe des Schamottmodells ist es möglich, die Rauchgastemperatur vor Eintritt in den Wärmeübertrager $T_{RG, ein}$ zu berechnen.

Das heiße Rauchgas mit der Temperatur $T_{RG, ein}$ strömt schließlich durch den sogenannten *Wärmeübertrager*. Dieses stellt das letzte Teilsystem dar. In diesem Teilsystem wird zunächst der vom Rauchgas auf das Wasser übertragene Wärmestrom \dot{Q}_{WT} mathematisch nachgebildet. Wie sich dieser übertragene Wärmestrom auf das austretende erwärmte Wasser mit der Vorlauftemperatur T_{VL} auswirkt, wird im zweiten Teil dieses Teilsystems modelliert.

Zusammenfassend können der Brennstoffmassenstrom \dot{m}_{BS} und der Zuluftmassenstrom \dot{m}_{ZL} als beeinflussbare Eingangsgrößen des Systems „Pellet-Kleinfeuerungsanlage“ definiert werden. Die Ausgangsgrößen können natürlich beliebig gewählt werden. Aus Sicht des Anlagenbetreibers soll die geforderte Leistung der Pellet-Kleinfeuerungsanlage möglichst genau bereitgestellt werden. Typischerweise soll dazu die Vorlauftemperatur T_{VL} trotz Änderung der Rücklauftemperatur T_{RL} und des Wassermassenstroms \dot{m}_W in den Wärmeübertrager auf einen konstanten Sollwert geregelt werden, z.B. [28]. Somit ist die erste regelungstechnisch interessante Ausgangsgröße die Vorlauftemperatur T_{VL} . Aus umwelttechnischen Gesichtspunkten soll die Bereitstellung der geforderten Leistung mit möglichst geringen Schadstoffemissionen verbunden sein. Deswegen wird eine hohe Ausbrandqualität bei vollständiger Verbrennung gefordert. Diese hohe Ausbrandqualität wird allerdings nur erreicht, wenn ein minimaler Sauerstoffgehalt des Rauchgases nicht unterschritten und ein maximaler Wert nicht überschritten wird. Je nach Betriebszustand der Anlage kann dieser minimale Wert variieren³. Deswegen wird eine Regelung des Sauerstoffgehalts des Rauchgases oft verfolgt. Somit ist die zweite regelungstechnisch interessante Ausgangsgröße der Sauerstoffgehalt des trockenen Rauchgases $x_{O_2, RG, tr}$.

³ Ein Maß für die Ausbrandqualität ist der Kohlenmonoxidgehalt (CO-Gehalt) im Rauchgas. Mit Hilfe einer CO- λ -Charakteristik kann der Sollwert des Sauerstoffgehalts des Rauchgases optimal vorgegeben werden. Dies ist jedoch nicht Gegenstand dieser Arbeit.

2. Grundsätzliches über die Modellierung der Pellet-Feuerungsanlage

Es ergibt sich aus systemtechnischer Sicht eine Darstellung der betrachteten Pellet-Feuerungsanlage, wie sie in Abbildung 2.3 dargestellt ist. Dieses Blockschaltbild setzt die Teilsysteme miteinander in Beziehung. Der Vollständigkeit halber sei angemerkt, dass die Eingangsgrößen des Brennstoffbetts später neu definiert werden. Die oben definierten Teilsysteme sind in Abbildung 2.4 räumlich zugeordnet.

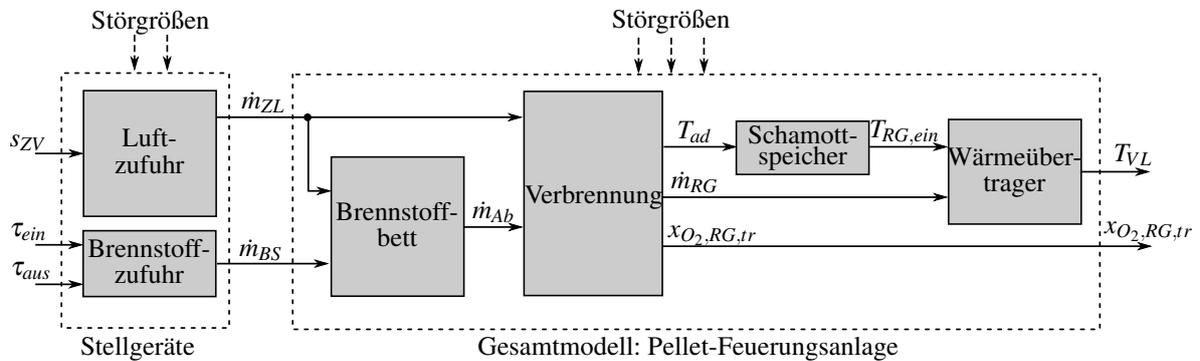


Abbildung 2.3.: Blockschaltbild der Pellet-Feuerungsanlage

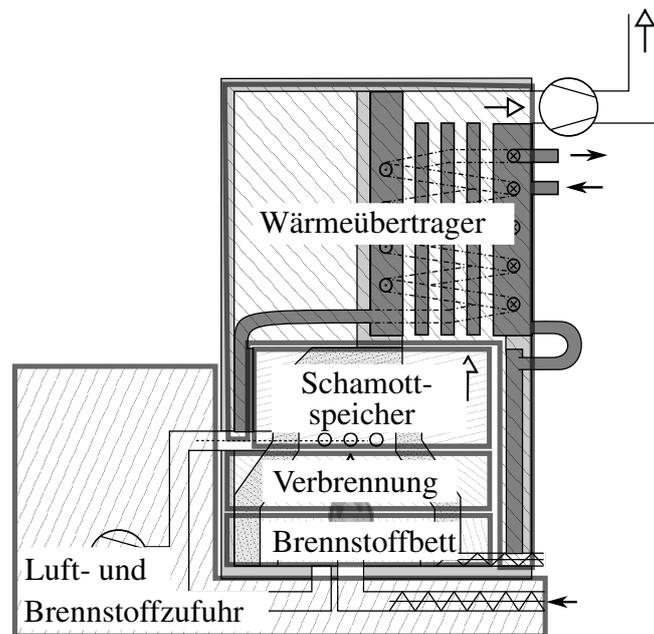


Abbildung 2.4.: Teilsysteme der Pellet-Feuerungsanlage

2.3. Rahmenbedingungen der Versuche

Für die bessere Nachvollziehbarkeit der weiteren Arbeit wird das Augenmerk in diesem Abschnitt auf die *vorgegebenen* Rahmenbedingungen bei den durchgeführten Versuchen gelegt. Die Rahmenbedingungen umfassen einerseits die Messtechnik und andererseits die eingeschränkten

Eingriffsmöglichkeiten an der Anlage während der Versuche. Ersteres wird in Abschnitt 2.3.1 und zweiteres in Abschnitt 2.3.2 erläutert.

2.3.1. Messtechnik

Ausgangspunkt der Arbeit war die Pellet-Kleinfeuerungsanlage der Firma KWB vom Typ Easy-FireII mit einer Nennleistung von 15kW. Diese Anlage war an einen hydraulischen Prüfstand des Kompetenzzentrums BIOENERGY2020+ angeschlossen. Dabei dient der hydraulische Prüfstand dazu, die Lastabnahme eines Verbrauchers (z.B. eines Einfamilienhauses) zu simulieren. Während der Versuche wurden verschiedene Prozessgrößen messtechnisch erfasst. Der Aufbau und die Installation der Sensoren zur Erfassung der Prozessgrößen war nicht Bestandteil dieser Arbeit. Im Wesentlichen handelt es sich um Sensoren zur Messung von Temperaturen T , Differenzdrücken Δp , Massenströmen \dot{m} und des Sauerstoff- bzw. Wassergehalts des Rauchgases $x_{O_2, RG, tr}$ bzw. $x_{H_2O, RG}$. Die Abbildung 2.5 gibt einen Überblick über die Lage der eingebauten Sensoren.

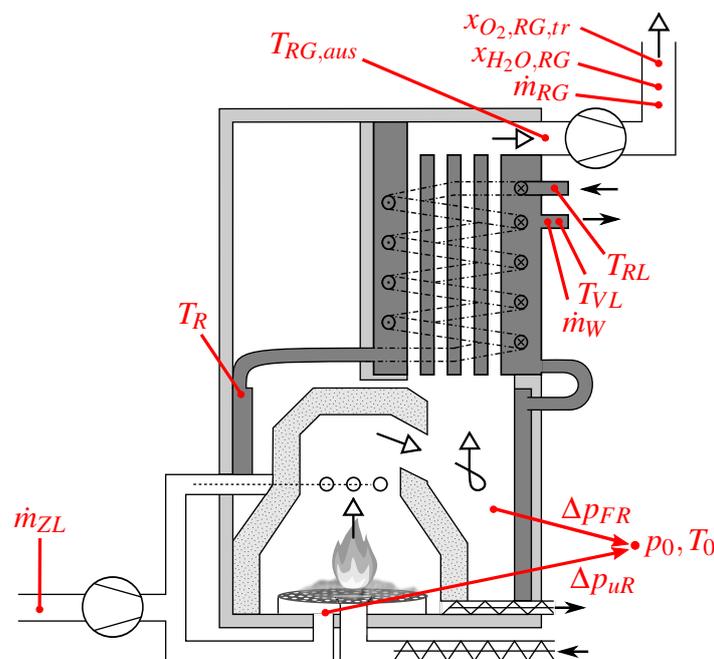


Abbildung 2.5.: Lage der eingebauten Sensoren

Für die Messung der Rücklauftemperatur T_{RL} , der Vorlauftemperatur T_{VL} , der Rauchgasaustrittstemperatur $T_{RG, aus}$, der Wassertemperatur im Rohr T_R und der Umgebungstemperatur T_0 wurden, aufgrund von Temperaturen unter $400\text{ }^\circ\text{C}$, Widerstandsthermometer (Typenbezeichnung: DC Direct Pt100) eingesetzt.

Der Zuluftmassenstrom \dot{m}_{ZL} wurde mit Hilfe eines Heißfilm-Anemometers (Typenbezeichnung: EE575 [12]) und der Rauchgasmassenstrom \dot{m}_{RG} mit Hilfe einer Wirbeldurchflussmessung (Typenbezeichnung: Höntzsch Vortex VA [19]) erfasst.

Die Differenzdrücke unter dem Rost Δp_{uR} und im Feuerraum Δp_{FR} wurden mit Differenzdrucksensoren (Typenbezeichnung: Thermokon DPT 2500-R8 [33] und Halstrup Walcher P92 [18]) relativ zum Umgebungsdruck p_0 gemessen, da die Druckänderungen im Vergleich zum Absolutdruck sehr gering sind.

Für die Bestimmung der Rauchgaszusammensetzung war ein Rauchgasanalysegerät (Typenbezeichnung: JCT Servopro 4900 [32]) nach dem Rauchgasventilator eingebaut. Eine beheizte Gasentnahmesonde und Gasleitung (mit rund 3 m Länge) dienen dabei der kontinuierlichen Messgasentnahme des anschließend getrockneten Rauchgases. So wird auch der Sauerstoffgehalt $x_{O_2,RG,tr}$, bezogen auf das trockene Rauchgas, bestimmt. Für die Umrechnung vom trockenen auf den feuchten Wert sei beispielsweise auf [14] verwiesen. Für die Messung des Wassergehalts $x_{H_2O,RG}$ kam ein Hygrothermogeber (Typenbezeichnung: Vaisalla HMT 335 [35]) zum Einsatz.

2.3.2. Eingriffsmöglichkeiten während der Versuche

Im Rahmen dieser Arbeit wurden verschiedene Versuche an der realen Anlage durchgeführt. Außerdem standen Messdatenprotokolle aus sogenannten Lastzyklen-Versuchen vom gleichen Prüfstand mit der gleichen Pellet-Feuerung zu Verfügung. In allen Versuchen mit aktiver Feuerung wurde die Anlage mit der Standardregelung des Herstellers betrieben. So konnten, durch die fehlende Eingriffsmöglichkeit in die Anlagensteuerung, der Zuluftventilator zur Variierung des Zuluftmassenstroms \dot{m}_{ZL} sowie der Schneckenantrieb zur Variierung des Brennstoffmassenstroms \dot{m}_{BS} während der Versuche *nicht* gezielt angesteuert werden.

Mit Hilfe des hydraulischen Prüfstands kann jedoch die geforderte Leistung geregelt werden. Dazu wird die Rücklaufemperatur T_{RL} und der Wassermassenstrom \dot{m}_W unabhängig von der Vorlaufemperatur T_{VL} durch den Prüfstand auf einen vorgebbaren Sollwert geregelt.

Ein wesentlicher Teil dieser Arbeit bestand somit in der gezielten Konstruktion von Versuchen für die Gewinnung aussagekräftiger Messdaten zur Modellierung der Pellet-Feuerung.

Neben den vorhandenen Messdatenprotokollen wurden im Rahmen dieser Arbeit im Wesentlichen zwei zusätzliche Versuche geplant und durchgeführt. In einem ersten sogenannten Kaltversuch wurde die Anlage ohne aktive Feuerung betrieben. Dadurch konnten die Drehzahlen des Zuluftventilators und des Rauchgasventilators in einem Relaisstest beliebig variiert werden. Dieser Versuch bildet die Grundlage für die Zuluftmodellierung in Kapitel 3 und wird dort genauer erläutert. In einem zweiten zeitlich sehr ausgedehnten Heißversuch (über 50 h) mit aktiver Feuerung wurden mithilfe des Prüfstands verschiedene Leistungen von der Anlage gefordert. Diese Leistungen wurden durch unterschiedliche Vorgaben der Sollwerte für die Rücklaufemperatur T_{RL} und des Wassermassenstroms \dot{m}_W realisiert.

Um den Einfluss des Primärluftmassenstroms \dot{m}_{PL} auf das Brennstoffbett näher zu untersuchen, wurden kurzzeitige (10 s) Sprünge der Zuluft für unterschiedliche Leistungen in diesem Heißversuch gemacht. Diese Sprünge wurden durch händisches Eingreifen realisiert, da der Ventilator nicht variiert werden konnte und die Dynamik des Ventilator auch zu langsam wäre. Diese Zeitabschnitte bilden einen wichtigen Ausgangspunkt für die Brennstoffbettmodellierung in Kapitel 5 und werden dort auch näher erläutert.

2. Grundsätzliches über die Modellierung der Pellet-Feuerungsanlage

In bestimmten Zeitabständen wurden für unterschiedliche Leistungsbereiche durch händisches Eingreifen in den Prüfstand die Rücklauftemperatur T_{RL} möglichst sprunghaft für ca. 10 min verändert. Diese Versuchsabschnitte wurden zur Modellierung des Wärmeübertragers in Kapitel 6 verwendet.

3. Modellierung der Luft- und Brennstoffzufuhr

Der Verbrennungsprozess der Pellet-Feuerungsanlage wird durch gezielte Vorgabe eines Luftmassenstroms und Brennstoffmassenstroms geregelt. Der Luftmassenstrom wird mithilfe eines Ventilators und der Brennstoffmassenstrom mittels Brennstoffschnecke gesteuert. Für die Modellierung und auch für die Regelung des Verbrennungsprozesses ist es notwendig, den Zusammenhang zwischen den Ansteuerungssignalen der Aktoren und den physikalischen Größen (insbesondere den Massenströmen) zu kennen. Deshalb werden die Luftzufuhr in Abschnitt 3.1 und die Brennstoffzufuhr in Abschnitt 3.2 als Grundlage für die weiteren Modelle mathematisch nachgebildet.

3.1. Modellierung der Luftzufuhr

Ziel ist es, die Luftmassenströme durch ein geeignetes Modell aus gemessenen Größen während des Betriebs zu schätzen. Zur Modellierung werden die statischen Zusammenhänge zwischen Druckdifferenzen Δp und Massenströmen \dot{m} mit Hilfe von einfachen, strömungsmechanischen Ansätzen mathematisch nachgebildet. Dabei werden folgende zwei fluiddynamische Phänomene berücksichtigt:

- Druckabfall über eine Blende
- Druckanhebung durch einen Ventilator

Diese Phänomene werden mit den Modellansätzen aus [4] und [29] in Abschnitt 3.1.1 mathematisch beschrieben und in Abschnitt 3.1.2 zu einem Gesamtmodell der Luftzufuhr kombiniert, das eine Modellierung der Massenströme erlaubt. In Abschnitt 3.1.3 wird gezeigt, wie durch gezielte Planung und Durchführung von Versuchen die Modellparameter trotz sehr eingeschränkter Messtechnik identifiziert werden können. Eine erste Validierung des Modells in Abschnitt 3.1.4 zeigt, dass eine Anpassung des Modells an die Temperatur des durchströmenden Gases wie in [4, 29] notwendig ist. Mit dieser Anpassung wird das vollständige Modell der Zuluft letztlich formuliert.

3.1.1. Idealisierte strömungsmechanische Modellansätze

Druckabfall über eine Blende

Strömt ein Gas durch eine Blende (Abbildung 3.1), so kommt es zu einem Druckabfall Δp_B . Dieser Druckabfall ist dem Quadrat des Massenstroms \dot{m} durch die Blende proportional und

3. Modellierung der Luft- und Brennstoffzufuhr



Abbildung 3.1.: Druckabfall über eine Blende

abhängig von der Gasdichte ρ . Mit dem Ansatz aus [4] und den Ähnlichkeitsgesetzen aus [29] wird der Druckabfall durch

$$\Delta p_B = p_2 - p_1 = -R_0 \frac{\rho_0}{\rho} \dot{m}^2 \quad (3.1)$$

modelliert. Dabei ist R_0 der konstante Widerstandsbeiwert, der für ein Bezugsgas (G_0) mit bekannter Dichte ρ_0 bestimmt wurde. Dieser Widerstandsbeiwert ist durch die Geometrie der Blende bestimmt, vgl. [29].

Unter der Annahme, dass Luft sich wie ideales Gas verhält, gilt die thermische Zustandsgleichung

$$pV = m \frac{R_m}{M} T \quad (3.2)$$

mit dem Absolutdruck p , dem Volumen V sowie der Masse m , der molaren Masse M und der Temperatur der Luft T . R_m bezeichnet die universelle Gaskonstante, mit $R_m = 8,314 \text{ J K}^{-1} \text{ mol}^{-1}$. Setzt man die Definition der Dichte

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (3.3)$$

in die thermische Zustandsgleichung (3.2) ein, so erhält man für die Dichte die Beziehung

$$\rho = \frac{pM}{\underbrace{R_m}_{\approx \text{konstant}}} \frac{1}{T}. \quad (3.4)$$

Die Veränderung des absoluten Luftdrucks kann in guter Näherung vernachlässigt und somit als konstant angenommen werden. Auch die Änderung der molaren Masse aufgrund der schwankenden Luftfeuchtigkeit kann vernachlässigt und somit als konstant angenommen werden, sodass die Dichte direkt proportional zum Reziprok der Temperatur ist. D.h. es gilt

$$\rho \propto \frac{1}{T}. \quad (3.5)$$

Das Verhältnis der Bezugsdichte ρ_0 zur Dichte ρ ist somit gleich dem Verhältnis der Temperatur T zur Bezugstemperatur T_0 . Es gilt also

$$\frac{\rho_0}{\rho} = \frac{T}{T_0}. \quad (3.6)$$

Diese Gleichung (3.6) in die Druck-Massenstrom-Beziehung (3.1) eingesetzt, ergibt

$$\Delta p_B = -R_0 \frac{T}{T_0} \dot{m}^2. \quad (3.7)$$

Der Druckabfall über eine Blende kann somit näherungsweise *nur* in Abhängigkeit der Tem-

peratur und des Massenstroms des durchströmenden Gases beschrieben werden. Dabei wird vorausgesetzt, dass das Bezugsgas G_0 (z.B. Luft) die gleiche Zusammensetzung aufweist wie das tatsächliche Gas (Luft). Bei der Modellierung der Luftzufuhr der betrachteten Anlage (ohne rezirkulierendes Rauchgas) ist diese Voraussetzung gegeben. Für die Anpassung an ein Gas mit anderer Zusammensetzung sei auf die Ähnlichkeitsgesetze in [29] verwiesen. Der Einfachheit halber wird in weiterer Folge die Temperaturabhängigkeit vorerst vernachlässigt und erst wieder in Abschnitt 3.1.4 diskutiert und berücksichtigt. Für eine konstante Temperatur vereinfacht sich der Ausdruck mit der Definition des modifizierten Widerstandsbeiwerts R

$$R := R_0 \frac{T}{T_0} \quad (3.8)$$

zu

$$\Delta p_B = -R\dot{m}^2. \quad (3.9)$$

Druckanhebung durch einen Ventilator

Bei der untersuchten Anlage wird ein sogenannter Radialventilator genutzt. Wie in [29] beschrieben, ist die vom Ventilator erzeugte Druckanhebung Δp_V bei idealisierter Betrachtung proportional zur Gasdichte ρ und dem Quadrat der Winkelgeschwindigkeit¹ ω . Für die Modellierung der Druckanhebung durch den Ventilator kann somit der Ansatz

$$\Delta p_V = c_{V0} \frac{\rho}{\rho_0} \omega^2 \quad (3.10)$$

verwendet werden. Dabei ist c_{V0} die Ventilatorkonstante, die für ein Bezugsgas (G_0) mit bekannter Dichte ρ_0 bestimmt wurde. Durch Einsetzen der Gleichung (3.6) in die Druck-Winkelgeschwindigkeits-Beziehung (3.10) ergibt sich

$$\Delta p_V = c_{V0} \frac{T_0}{T} \omega^2. \quad (3.11)$$

Das heißt, dass die Druckanhebung durch den Ventilator als Funktion der Gastemperatur und der Winkelgeschwindigkeit ausgedrückt werden kann.

Bei realen Ventilatoren weicht die tatsächliche Druckanhebung Δp_V mit steigendem Massenstrom \dot{m} von diesem Modellansatz (eines idealen Ventilators) ab. Diese Eigenschaft realer Ventilatoren wird mit Hilfe einer Ventilator Kennlinie erfasst. Diese Abweichungen können näherungsweise durch einen blendigen Druckabfall beschrieben werden, sodass der obige Ansatz (3.11) mit dem Ansatz für einen Druckabfall über eine Blende (3.7) kombiniert werden kann:

$$\Delta p_V = c_{V0} \frac{T_0}{T} \omega^2 - R_0 \frac{T}{T_0} \dot{m}^2 \quad (3.12)$$

Der Einfachheit halber wird auch hier in weiterer Folge die Temperaturabhängigkeit vorerst vernachlässigt und erst wieder in Abschnitt 3.1.4 diskutiert und berücksichtigt. Für eine konstante

¹ Zwischen der Winkelgeschwindigkeit ω und der Drehzahl n gilt der Zusammenhang: $n = \frac{\omega}{2\pi}$

Temperatur vereinfacht sich der Ausdruck mit der Definition der modifizierten Ventilatorkonstante c_V

$$c_V := c_{V0} \frac{T_0}{T} \quad (3.13)$$

zu

$$\Delta p_V = c_V \omega^2 - R\dot{m}^2. \quad (3.14)$$

3.1.2. Kombination zu einem Gesamtmodell der Luftzufuhr

Abbildung 3.2 (a) zeigt die schematische Darstellung der Luftzufuhr. Der dem Verbrennungspro-

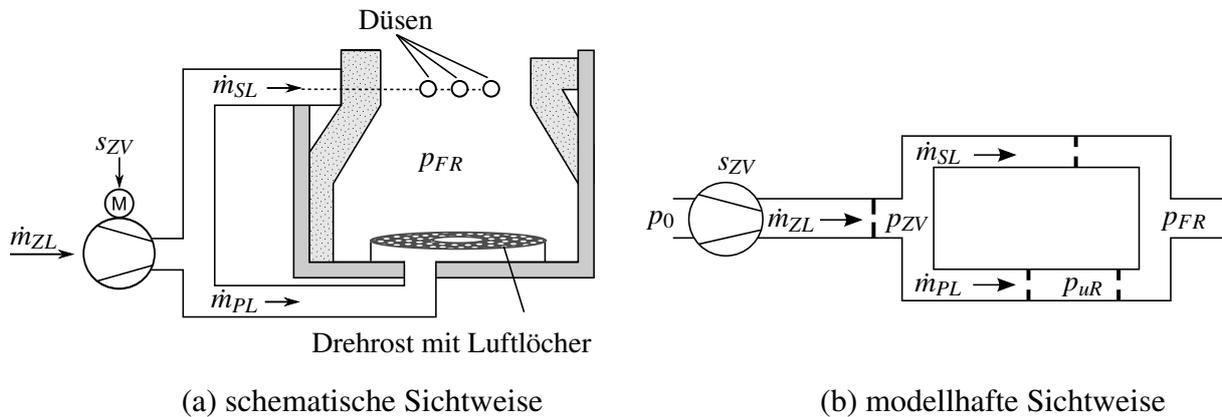


Abbildung 3.2.: Luftzufuhr

zess zugeführte, gesamte Zuluftmassenstrom \dot{m}_{ZL} wird von einem Ventilator aus der Umgebung mit Umgebungsdruck p_0 angesaugt. Durch den im Feuerungsraum herrschenden Unterdruck p_{FR} dringt an undichten Stellen der Anlage Falschlufteintrag ein. Dieser Falschlufteintrag ist bei der betrachteten Anlage jedoch so gering, dass dieser näherungsweise vernachlässigt werden kann². Ein Teil der Zuluft wird unter dem Drehrost als sogenannter Primärluftmassenstrom \dot{m}_{PL} dem Brennstoffbett zugeführt. Der andere Teil der Zuluft gelangt als Sekundärluft durch Düsen im Schamott in den Feuerraum. Dieser Massenstrom wird als Sekundärluftmassenstrom \dot{m}_{SL} bezeichnet. Der Zuluftmassenstrom ist also die Summe aus Primärluftmassenstrom und Sekundärluftmassenstrom, d.h. es gilt

$$\dot{m}_{ZL} = \dot{m}_{PL} + \dot{m}_{SL}. \quad (3.15)$$

Die einzelnen Luftmassenströme werden im Betrieb nicht gemessen und sollen darum durch ein Modell abgeschätzt werden. Im Gegensatz zu anderen Biomasse-Feuerungen mit höheren Leistungen sind die Primär- und Sekundärluftmassenströme nicht getrennt vorgebar. Lediglich der Zuluftmassenstrom kann durch den Zuluftventilator variiert werden.

Mithilfe der idealisierten, strömungsmechanischen Modellansätze für eine Blende und einen Ventilator wird durch geeignete Kombination das Gesamtmodell aufgestellt, wie es in Abbildung 3.2

² Die Berücksichtigung von möglichen Falschlufteinträgen brachte im Gegensatz zu anderen Anlagen, wie z.B. in [27], keine Steigerung der Genauigkeit bei den anderen Teilmodellen.

3. Modellierung der Luft- und Brennstoffzufuhr

(b) zu sehen ist. Dabei wird die Druckanhebung durch den Zuluftventilator Δp_{ZV} mithilfe des Ansatzes 3.14 beschrieben durch

$$\Delta p_{ZV} := p_{ZV} - p_0 = c_{ZV} \omega^2 - R_{ZV} \dot{m}_{ZL}^2, \quad (3.16)$$

wobei c_{ZV} die Zuluftventilatorkonstante und R_{ZV} den Widerstandsbeiwert des Zuluftventilators samt der gemeinsamen Zuluftleitung bezeichnen. Der Druckabfall über die Sekundärluftstrecke Δp_{SL} wird mithilfe des Ansatzes (3.9) durch

$$\Delta p_{SL} := p_{FR} - p_{ZV} = -R_{SL} \dot{m}_{SL}^2 \quad (3.17)$$

modelliert, wobei R_{SL} der Widerstandsbeiwert der Sekundärluftstrecke ist. Der Druckabfall über die Primärluftstrecke Δp_{PL} kann aufgeteilt werden in einen Druckabfall durch eine (gedachte) Blende vor dem Rost $\Delta p_{PL,vR}$ und in einem Druckabfall durch den Rost $\Delta p_{PL,R}$. Diese Aufteilung mithilfe von zwei Blenden ist deswegen sinnvoll, da eine Differenzdruckmessung unter dem Rost gegen Umgebungsdruck verfügbar ist (vgl. Abschnitt 2.3.1). Beide Druckabfälle können mithilfe des Modellansatzes (3.9) durch

$$\Delta p_{PL,vR} := p_{uR} - p_{ZV} = -R_{PL,vR} \dot{m}_{PL}^2 \quad (3.18)$$

$$\Delta p_{PL,R} := p_{FR} - p_{uR} = -R_{PL,R} \dot{m}_{PL}^2 \quad (3.19)$$

beschrieben werden, wobei $R_{PL,vR}$ und $R_{PL,R}$ die jeweiligen Widerstandsbeiwerte sind. Die Druckdifferenz der Primärluftstrecke Δp_{PL} ist die Summe dieser Druckabfälle und ergibt sich zu

$$\Delta p_{PL} = \Delta p_{PL,vR} + \Delta p_{PL,R} = -R_{PL,vR} \dot{m}_{PL}^2 - R_{PL,R} \dot{m}_{PL}^2. \quad (3.20)$$

Um zu einem kompakten Gesamtmodell zu kommen wird zunächst das Aufteilungsverhältnis γ definiert als das Verhältnis von Primärluftmassenstrom zu Sekundärluftmassenstrom, d.h.

$$\gamma := \frac{\dot{m}_{PL}}{\dot{m}_{SL}}. \quad (3.21)$$

Dieses Aufteilungsverhältnis kann als Funktion der Widerstandsbeiwerte R_{SL} , $R_{PL,vR}$ und $R_{PL,R}$ ausgedrückt werden. Dazu betrachtet man die Druckabfälle über die Sekundär- und Primärluftstrecke. Diese Druckabfälle müssen gleich sein und können durch die Gleichungen (3.17) und (3.20) ausgedrückt werden, d.h.

$$\Delta p_{SL} \stackrel{!}{=} \Delta p_{PL} \quad (3.22)$$

$$-R_{SL} \dot{m}_{SL}^2 = -R_{PL,vR} \dot{m}_{PL}^2 - R_{PL,R} \dot{m}_{PL}^2 \quad (3.23)$$

Durch Umformen erhält man die Relation

$$\sqrt{\frac{R_{SL}}{R_{PL,vR} + R_{PL,R}}} = \frac{\dot{m}_{PL}}{\dot{m}_{SL}} = \gamma \quad (3.24)$$

3. Modellierung der Luft- und Brennstoffzufuhr

für das Aufteilungsverhältnis. Durch Einsetzen der Beziehung (3.15) in Gleichung (3.21) und Umformen kann mithilfe des Aufteilungsverhältnisses nun der Sekundärluftmassenstrom als Funktion des Zuluftmassenstroms durch

$$\dot{m}_{SL} = \frac{1}{1 + \gamma} \dot{m}_{ZL} \quad (3.25)$$

und der Primärluftmassenstrom als Funktion des Zuluftmassenstroms durch

$$\dot{m}_{PL} = \frac{\gamma}{1 + \gamma} \dot{m}_{ZL} \quad (3.26)$$

ausgedrückt werden. Für das Gesamtmodell betrachtet man nun den Differenzdruck im Feuer-
raum Δp_{FR} gegen Umgebungsdruck

$$\Delta p_{FR} := p_{FR} - p_0, \quad (3.27)$$

denn diese Größe wird während des Betriebs gemessen. Dieser Differenzdruck ergibt sich durch Addition der Modellansätze für die Differenzdrücke Δp_{ZV} und Δp_{SL} aus den Gleichungen (3.16) und (3.17):

$$\Delta p_{FR} = c_{ZV} \omega^2 - R_{ZV} \dot{m}_{ZL}^2 - R_{SL} \dot{m}_{SL}^2. \quad (3.28)$$

Drückt man nun den Sekundärluftmassenstrom \dot{m}_{SL} mithilfe der Gleichung (3.25) aus und formt nach \dot{m}_{ZL} um, so erhält man

$$\dot{m}_{ZL} = \sqrt{\frac{c_{ZV} \omega^2 - \Delta p_{FR}}{R_{ZV} + R_{SL} \left(\frac{1}{1+\gamma}\right)^2}} \quad (3.29)$$

als mathematisches Modell zur Bestimmung des Zuluftmassenstroms. Das Problem bei dieser vorläufigen Beschreibung ist die unbekannte Winkelgeschwindigkeit ω des Ventilators. Die Ventilatorwinkelgeschwindigkeit wird aktuell durch ein Signal gesteuert, das vom Hersteller als Gebläsestufe s_{ZV} (0 bis 100) bezeichnet wird. Nach Angaben des Herstellers gilt folgender affiner Zusammenhang zwischen der Gebläsestufe s_{ZV} und der Soll-Winkelgeschwindigkeit ω_{soll} des Ventilators

$$\omega_{soll} = \begin{cases} k(s_{ZV} - s_{ZV,min}) & \text{für } s_{ZV} \geq s_{ZV,min} \\ 0 & \text{sonst} \end{cases} \quad (3.30)$$

wobei k eine Skalierungskonstante und $s_{ZV,min}$ eine Mindestgebläsestufe darstellt. Bei der Durchführung des Versuchs hat es sich gezeigt, dass bei $s_{ZV} \leq 15$ die Winkelgeschwindigkeit des Ventilators null war. Aus diesem Grund wurde die Mindestgebläsestufe mit

$$s_{ZV,min} = 15 \quad (3.31)$$

festgelegt. Der Faktor k wird so gewählt, dass sich bei maximaler Gebläsestufe ($s_{ZV} = 100$) die maximale Winkelgeschwindigkeit der einphasigen Asynchronmaschine ergibt, d.h.

$$2\pi 50 \text{ Hz} \stackrel{!}{=} k(100 - 15) \implies k = 3,7 \text{ rad s}^{-1}. \quad (3.32)$$

Es hat sich gezeigt, dass aufgrund des unregelmäßigen Ventilatorbetriebs bei steigender Soll-Winkelgeschwindigkeit ω_{soll} die tatsächliche stationär erreichte Winkelgeschwindigkeit ω zunehmend von der Soll-Winkelgeschwindigkeit abweicht. Aus diesem Grund wurde folgender Zusammenhang zwischen Soll- und Ist-Winkelgeschwindigkeit gewählt

$$\omega = \omega_{soll}^\alpha \quad \text{mit } 0 < \alpha \leq 1, \quad (3.33)$$

wobei α als Korrektorexponent aufgefasst werden kann. Dieser empirisch motivierte, ebenfalls statische Zusammenhang ist nur deshalb zulässig, da die Dynamik des Ventilators um ein Vielfaches schneller ist, als die zu modellierende Dynamik des Verbrennungsprozesses. Für den Entwurf einer unterlagerten Regelung der Massenströme wäre dieses Modell unzulässig und es müsste wie in [29] ein dynamischer Ansatz gewählt werden. Setzt man Gleichung (3.30) in den Zusammenhang aus Gleichung (3.33) ein, so lässt sich die tatsächliche Winkelgeschwindigkeit mithilfe der bekannten Gebläsestufe ausdrücken zu:

$$\omega = \begin{cases} [3,7(s_{ZV} - 15)]^\alpha & \text{für } s_{ZV} \geq 15 \\ 0 & \text{sonst} \end{cases} \quad (3.34)$$

Aus systemtechnischer Sicht ergibt sich das Gesamtmodell für die Luftzufuhr (ohne variabler Temperaturanpassung) nun, wie es in Abbildung 3.3 dargestellt ist. Dabei ist die Gebläsestufe

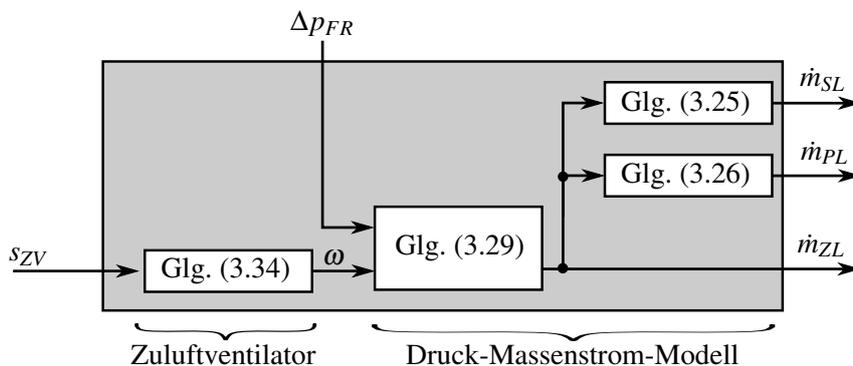


Abbildung 3.3.: Systemtechnische Sichtweise der Luftzufuhr

s_{ZV} eine Eingangsgröße, der Feuerraumunterdruck Δp_{FR} eine messbare Störgröße und die Massenströme $\dot{m}_{ZL}, \dot{m}_{PL}, \dot{m}_{SL}$ sind die Ausgangsgrößen des Modells. Die Anpassung des Modells an eine veränderliche Gastemperatur erfolgt im nächsten Abschnitt 3.1.3. Es sei vorweggenommen, dass dieses Modell mit der Wahl eines *konstanten* mittleren Aufteilungsverhältnisses, wie es in Abschnitt 3.1.5 noch diskutiert wird, verwendet werden kann und deswegen an dieser Stelle explizit festgehalten ist.

3.1.3. Parameteridentifikation des Luftzufuhrmodells

Das Modell der Luftzufuhr (Gleichungen (3.25), (3.26), (3.29) und (3.34)) weist folgende Parameter auf, die es zu identifizieren gilt:

3. Modellierung der Luft- und Brennstoffzufuhr

R_{SL}	...	$[\text{kg m}^{-1}]$	Widerstandsbeiwert der Sekundärluftstrecke
$R_{PL,vR}$...	$[\text{kg m}^{-1}]$	Widerstandsbeiwert der Blende vor dem Rost
$R_{PL,R}$...	$[\text{kg m}^{-1}]$	Widerstandsbeiwert des Rostes
c_{ZV}	...	$[\text{kg m}^{-1}]$	Konstante des Zuluftventilators
R_{ZV}	...	$[\text{kg m}^{-1}]$	Widerstandsbeiwert des Zuluftventilators samt der gemeinsamen Zuluftleitung
α	...	[-]	Korrektorexponent

Um die Parameter trotz eingeschränkter Messtechnik möglichst getrennt voneinander zu bestimmen, wurden im Rahmen dieser Arbeit Versuche gezielt geplant und durchgeführt. Während der durchgeführten Versuche wurden folgende Größen gemessen:

Δp_{FR}	...	Differenzdruck im Feuerraum gegen Umgebung
Δp_{uR}	...	Differenzdruck unter dem Rost gegen Umgebung, d.h. $\Delta p_{uR} := p_{uR} - p_0$
\dot{m}_{ZL}	...	Zuluftmassenstrom
s_{ZV}	...	Gebälsestufe des Zuluftventilators

Die Grundidee der Versuche besteht darin, die Anlage ohne aktive Verbrennung zu betreiben. In diesem sogenannten Kaltversuch kann die Anlage ungeregelt betrieben und der Zuluftventilator sowie der Feuerraumunterdruck geeignet variiert werden. Durch Abdichten der Sekundärluftstrecke oder der Primärluftstrecke ergeben sich nun vereinfachte Strömungsverhältnisse und somit Vereinfachungen des Modells. Weitere Vereinfachungen ergeben sich durch eine konstante Gebläsestufe mit gleichzeitiger Variation des Feuerraumdifferenzdrucks, sowie bei konstantem Feuerraumdifferenzdruck mit Variation der Gebläsestufe. Tabelle 3.1 gibt einen Überblick über die durchgeführten Versuche.

	Kaltversuch I	Kaltversuch II	Kaltversuch III
	Primärluftstrecke abgedichtet	Primärluftstrecke offen	Primärluftstrecke offen
	Sekundärluftstrecke offen	Sekundärluftstrecke abgedichtet	Sekundärluftstrecke offen
Teilversuch A	Variation der Gebläsestufe s_{ZV} von 0 bis 100 in 5er-Schritten bei konstantem Feuerraumdifferenzdruck $\Delta p_{FR} \approx -20 \text{ Pa} \approx \textit{konstant}$		
Teilversuch B	konstante Gebläsestufe s_{ZV} bei Variation des Feuerraumdifferenzdrucks Δp_{FR} um $\pm 15 \text{ Pa}$ in 5er-Schritten um den im Heißbetrieb üblichen (Nenn-)Feuerraumdifferenzdruck $\Delta p_{FR} = -20 \text{ Pa}$		
Teilversuch C	wie Teilversuch B nur mit anderer Gebläsestufe s_{ZV}		

Tabelle 3.1.: Übersicht über die Kaltversuche

Es wurden insgesamt drei Kaltversuche (I, II, III) durchgeführt, in denen Luftstrecken abgedichtet bzw. offen gelassen wurden. In diesen drei Kaltversuchen wurden wiederum jeweils drei Teilversuche (A, B, C) durchgeführt. Bei diesen wurde entweder die Gebläsestufe des Ventilators oder der Feuerraumunterdruck variiert. Im Folgenden werden die drei Kaltversuche und die

sich daraus ergebenden Vereinfachungen für das Modell erläutert und die Parameter daraus bestimmt. Die Bestimmung des Widerstandsbeiwerts der Sekundärluftstrecke R_{SL} und des Widerstandsbeiwerts des Zuluftventilators samt der gemeinsamen Zuluftleitung R_{ZV} erfolgt mithilfe des Kaltversuches I. Aus dem Kaltversuch II werden die Widerstandsbeiwerte des Rostes $R_{PL,R}$ und der Blende vor dem Rost $R_{PL,vR}$ und aus dem Kaltversuch III die Konstante des Zuluftventilators c_{ZV} und der Korrektorexponent α ermittelt.

Kaltversuch I - Primärluftstrecke abgedichtet

Im Kaltversuch I wurde über dem Rost an der Unterseite des Schamottsteins eine luftundurchlässige Trennwand befestigt. Dadurch vereinfacht sich das Gesamtmodell aus Abbildung 3.2 (b) zu dem in Abbildung 3.4 gezeigten Modell mit folgenden Vereinfachungen:

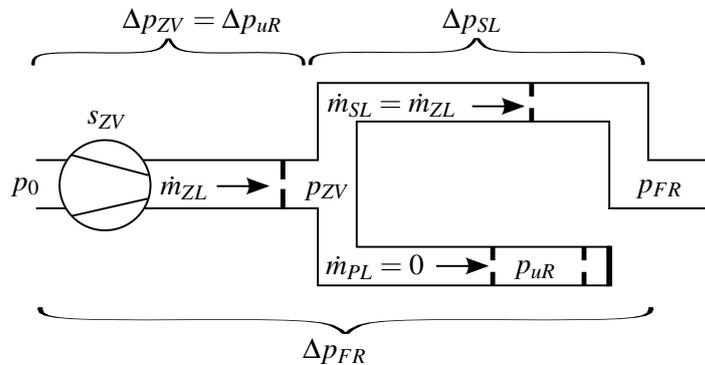


Abbildung 3.4.: Modellhafte Sicht der Luftzufuhr für den Kaltversuch I

Durch die Trennwand wird der Primärluftmassenstrom zu null und der gemessene Zuluftmassenstrom entspricht somit dem Sekundärluftmassenstrom. Das heißt es gilt,

$$\dot{m}_{PL} = 0 \quad (3.35)$$

$$\dot{m}_{SL} = \dot{m}_{ZL}. \quad (3.36)$$

Aus der Gleichung (3.9) für blendigen Druckabfall folgt für den Druckabfall über die Blende vor dem Rost $R_{PL,vR}$ unmittelbar aus der Bedingung (3.35), dass gilt:

$$p_{uR} - p_{ZV} = -R_{PL,vR} \dot{m}_{PL}^2 = 0 \quad \Rightarrow \quad p_{uR} = p_{ZV}. \quad (3.37)$$

Der Druckabfall über den Zuluftventilator und die gemeinsame Zuluftleitung Δp_{ZV} entspricht somit dem gemessenen Differenzdruck unter dem Rost gegen Umgebung Δp_{uR} , weil

$$\Delta p_{ZV} = p_{ZV} - p_0 \stackrel{(3.37)}{=} p_{uR} - p_0 = \Delta p_{uR} \quad (3.38)$$

gilt.

Mit diesen Vereinfachungen und den restlichen Messwerten ($\Delta p_{FR}, \dot{m}_{ZL}$) können nun die Widerstandsbeiwerte R_{SL} und R_{ZV} bestimmt werden. Für die Bestimmung von R_{SL} drückt man die

3. Modellierung der Luft- und Brennstoffzufuhr

Druckdifferenz in der Sekundärluftstrecke Δp_{SL} in Gleichung (3.17) mithilfe der gemessenen Differenzdrücke Δp_{FR} und Δp_{uR} aus, sodass sich

$$\Delta p_{SL} = \underbrace{\Delta p_{FR} - \Delta p_{uR}}_{\text{gemessen}} = -R_{SL} \underbrace{\dot{m}_{SL}^2}_{\text{gemessen}} \quad (3.39)$$

ergibt. Dabei ist der Sekundärluftmassenstrom \dot{m}_{SL} nach Gleichung (3.36) gleich dem gemessenen Zuluftmassenstrom \dot{m}_{ZL} . Diese Beziehung muss für alle Teilversuche (A, B, C) aus dem Kaltversuch I gelten. Deswegen kann nun mithilfe der Messwerte aus allen drei Teilversuchen (A, B, C) und der Definition des Fehlers

$$e := \Delta p_{SL} + R_{SL} \dot{m}_{SL}^2 \quad (3.40)$$

der Widerstandsbeiwert R_{SL} mittels eines numerischen Optimierungsalgorithmus unter Minimierung der Summe der Fehlerquadrate bestimmt werden. Es wird somit die Optimierungsaufgabe

$$R_{SL} = \underset{R_{SL}}{\operatorname{argmin}} \sum_i e_i^2 \quad (3.41)$$

numerisch gelöst. Diese Minimierung mithilfe eines quadratischen Gütefunktional wird in analoger Weise in dieser Arbeit immer wieder zur Bestimmung von Parametern angewendet. Der Widerstandsbeiwert der Sekundärluftstrecke R_{SL} ergibt sich schlussendlich zu

$$R_{SL} = 9,2 \cdot 10^4 \text{ kg m}^{-1}. \quad (3.42)$$

Abbildung 3.5 zeigt den Vergleich zwischen der Messung und dem Modell für die Teilversuche (A, B, C) aus dem Kaltversuch I. Zum einen lässt sich der quadratische Zusammenhang

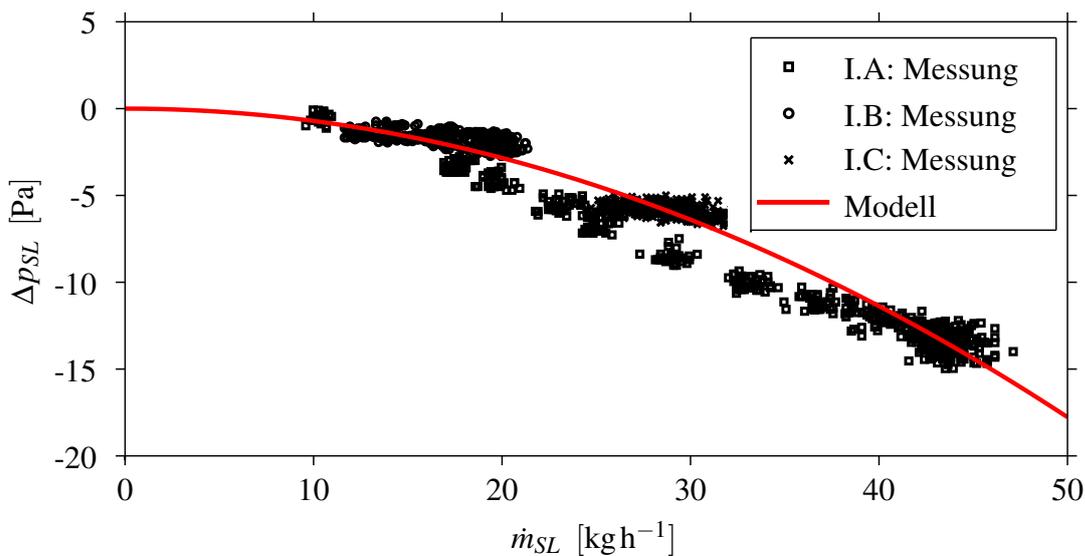


Abbildung 3.5.: Ermittlung des Modellparameters R_{SL}

3. Modellierung der Luft- und Brennstoffzufuhr

zwischen dem Differenzdruck Δp_{SL} und dem Sekundärluftmassenstrom \dot{m}_{SL} erkennen, der auch durch den gewählten Modellansatz abgebildet wird. Auffällig ist jedoch auch, dass für den Teilversuch A, indem die Gebläsestufe s_{ZV} von 0 bis 100 in 5er-Schritten erhöht wurde, dieser quadratische Zusammenhang nicht bzw. nur eingeschränkt gilt. Die Messwerte lassen sogar eher einen affinen Zusammenhang zwischen Differenzdruck und Massenstrom für diesen Teilversuch vermuten. Die Ursache für diese Abweichung konnte im Rahmen dieser Arbeit nicht geklärt werden. Da das Zuluftmodell mit dem gewählten quadratischen Zusammenhang jedoch letztendlich hinreichende Genauigkeit zeigt, wurden an dieser Stelle keine weiteren Untersuchungen gemacht.

Für die Bestimmung des Widerstandsbeiwerts R_{ZV} betrachtet man den Differenzdruck Δp_{ZV} , der nach Gleichung (3.38) dem gemessenen Differenzdruck Δp_{uR} entspricht, und setzt diesen in Gleichung (3.16) ein. Daraus folgt

$$\Delta p_{ZV} = \underbrace{\Delta p_{uR}}_{\text{gemessen}} = \underbrace{c_{ZV} \omega^2}_{\text{konstant für I.B und I.C}} - R_{ZV} \underbrace{\dot{m}_{ZL}^2}_{\text{gemessen}}. \quad (3.43)$$

Aus Gleichung (3.34) folgt für eine konstante Gebläsestufe s_{ZV} (wie in den Kaltversuchen I.B und I.C) auch eine konstante Winkelgeschwindigkeit ω , sodass das Produkt $c_{ZV} \omega^2$ als zusätzlich unbekannte Konstante aufgefasst werden kann. Der Widerstandsbeiwert R_{ZV} (und die unbekannte Konstante) können mittels eines numerischen Optimierungsalgorithmus unter Minimierung eines quadratischen Gütekriteriums bestimmt werden zu

$$R_{ZV} = 106,7 \cdot 10^4 \text{ kg m}^{-1}. \quad (3.44)$$

Abbildung 3.6 zeigt die Gegenüberstellung von Messung und Modell für die Kaltversuche I.B ($s_{ZV} = 18$) und I.C ($s_{ZV} = 40$). Die beiden Modellkurven basieren auf dem gleichen ermittelten

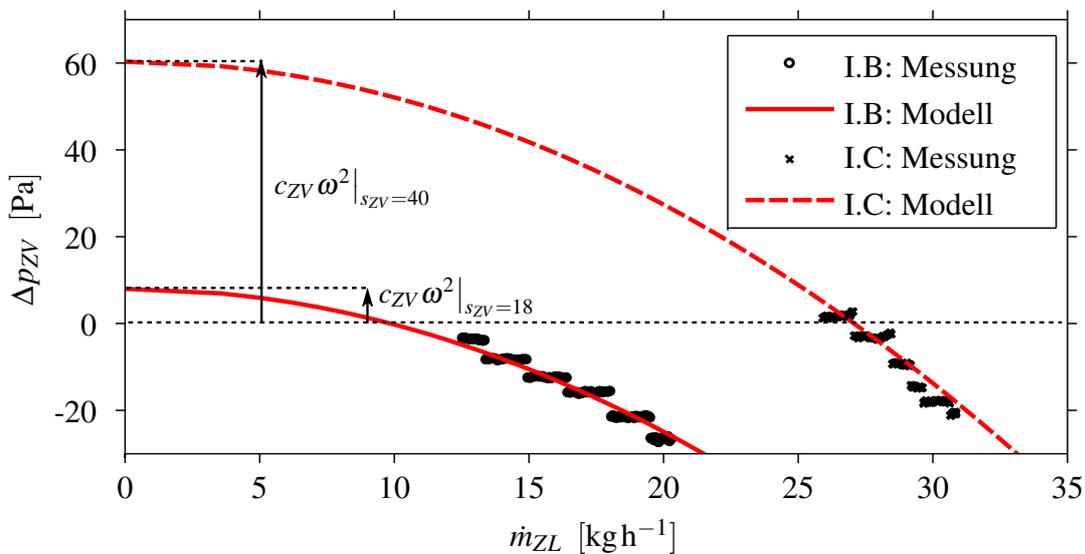


Abbildung 3.6.: Ermittlung des Modellparameters R_{ZV}

3. Modellierung der Luft- und Brennstoffzufuhr

Modellparameter R_{ZV} und unterscheiden sich lediglich durch den Offset, der durch die jeweilige konstante Gebläsestufe bestimmt wird. Es wird deutlich, dass die Messung nur einen geringen Teil des Modellbereichs abdeckt. Dies liegt an der Konstruktion des Versuches: Die Gebläsestufen ($s_{ZV} = 18$ bzw. $s_{ZV} = 40$) wurden (bewusst) so gewählt, dass sich bei diesen Gebläsestufen bei einem Feuerraumdifferenzdruck von $\Delta p_{FR} = -20$ Pa jene Zuluftmassenströme ergeben, wie sie im Teillastbereich (50% der Nennlast) bzw. Vollastbereich näherungsweise im Heißbetrieb vorhanden sind. Für die jeweilige, auf diese Weise konstant gewählte Gebläsestufe wurde dann der Feuerraumdifferenzdruck mithilfe des Rauchgasventilators um ± 15 Pa in 5er-Schritten um den im Heißbetrieb üblichen (Nenn-)Feuerraumdifferenzdruck $\Delta p_{FR} = -20$ Pa variiert. Mit dieser Vorgehensweise wurden so die im Heißbetrieb üblichen Massenströme und Differenzdrücke abgedeckt. Jedoch wurde weder der gesamte Bereich der Gebläsestufe (bis 100 möglich) noch der mögliche Stellbereich des Rauchgasventilators dazu ausgenutzt.

Um die Modellgenauigkeit zu steigern, könnte deshalb ein Kaltversuch durchgeführt werden, indem man den gesamten Stellbereich des Zuluft- und Rauchgasventilators ausnutzt, auch wenn dabei Differenzdrücke und Massenströme erreicht werden, die im Normalbetrieb so nicht vorkommen. Das könnte aber wiederum zu einer reduzierten Modellgenauigkeit im praktisch relevanten Betriebsbereich führen.

Kaltversuch II - Sekundärluftstrecke abgedichtet

Im Kaltversuch II wurde die Sekundärluftstrecke abgedichtet. Dadurch vereinfacht sich das Gesamtmodell aus Abbildung 3.2 (b) zu dem in Abbildung 3.7 gezeigten Modell mit folgenden Vereinfachungen:

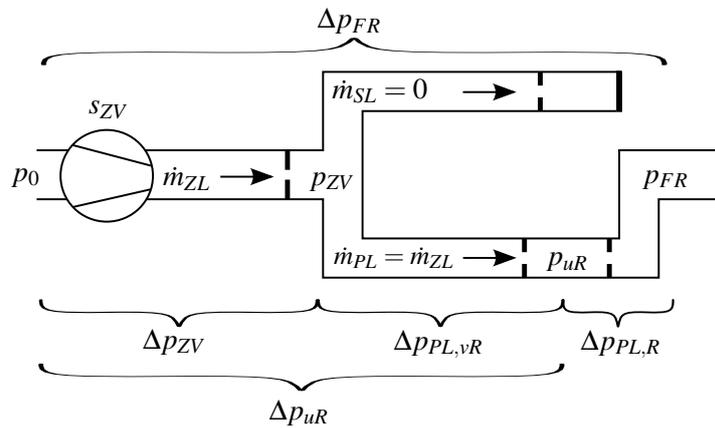


Abbildung 3.7.: Modellhafte Sicht der Luftzufuhr für den Kaltversuch II

In diesem Kaltversuch wird der Sekundärluftmassenstrom zu null und der gemessene Zuluftmassenstrom entspricht somit dem Primärluftmassenstrom. Das heißt, es gilt

$$\dot{m}_{SL} = 0 \quad (3.45)$$

$$\dot{m}_{PL} = \dot{m}_{ZL}. \quad (3.46)$$

3. Modellierung der Luft- und Brennstoffzufuhr

Mit diesen zwei Vereinfachungen und den Messwerten können nun die Widerstandsbeiwerte des Rostes $R_{PL,R}$ und der Blende vor dem Rost $R_{PL,vR}$ bestimmt werden. Für die Bestimmung des Widerstandsbeiwerts des Rostes $R_{PL,R}$ drückt man die Druckdifferenz über den Rost $\Delta p_{PL,R}$ in Gleichung (3.19) mithilfe der gemessenen Differenzdrücke Δp_{FR} und Δp_{uR} aus, sodass sich

$$\Delta p_{PL,R} = p_{FR} - p_{uR} = \underbrace{\Delta p_{FR} - \Delta p_{uR}}_{\text{gemessen}} = -R_{PL,R} \underbrace{\dot{m}_{PL}^2}_{\text{gemessen}} \quad (3.47)$$

ergibt. Dabei ist der Primärluftmassenstrom \dot{m}_{PL} nach Gleichung (3.46) gleich dem gemessenen Zuluftmassenstrom \dot{m}_{ZL} . Diese Beziehung muss für alle Teilversuche (A, B, C) aus dem Kaltversuch II gelten. Der Widerstandsbeiwert $R_{PL,R}$ kann nun mittels eines numerischen Optimierungsalgorithmus unter Minimierung eines quadratischen Gütekriteriums bestimmt werden zu

$$R_{PL,R} = 49,8 \cdot 10^4 \text{ kg m}^{-1}. \quad (3.48)$$

Für die Bestimmung des Widerstandsbeiwerts $R_{PL,vR}$ betrachtet man den Differenzdruck $\Delta p_{PL,vR}$ aus Gleichung (3.18) und drückt ihn mithilfe des gemessenen Differenzdrucks Δp_{uR} und dem Differenzdruck Δp_{ZV} aus durch

$$\Delta p_{PL,vR} = \Delta p_{uR} - \Delta p_{ZV} = -R_{PL,vR} \dot{m}_{PL}^2. \quad (3.49)$$

Gleichung (3.16) eingesetzt und umgeformt, ergibt

$$\underbrace{\Delta p_{uR}}_{\text{gemessen}} = -R_{PL,vR} \underbrace{\dot{m}_{PL}^2}_{\text{gemessen}} + \underbrace{c_{ZV} \omega^2}_{\text{konstant für II.B und II.C}} - \underbrace{R_{ZV}}_{\text{bekannt gemessen}} \underbrace{\dot{m}_{ZL}^2}_{\text{gemessen}}. \quad (3.50)$$

Dabei ist nun auch im Kaltversuch II.B und II.C die Winkelgeschwindigkeit des Ventilators für die Gebläsestufen $s_{ZV} = 42$ (II.B) und $s_{ZV} = 65$ (II.C) konstant. Mit dem anhand von Kaltversuch I bereits identifizierten R_{ZV} und der Bedingung (3.46) kann nun der Widerstandsbeiwert $R_{PL,vR}$ (und wieder das konstante Produkt $c_{ZV} \omega^2$) mittels eines numerischen Optimierungsalgorithmus unter Minimierung eines quadratischen Gütekriteriums mit

$$R_{PL,vR} = 213,3 \cdot 10^4 \text{ kg m}^{-1} \quad (3.51)$$

bestimmt werden. Da nun die Widerstandsbeiwerte R_{SL} , $R_{PL,vR}$ und $R_{PL,R}$ bekannt sind, kann das Aufteilungsverhältnis nach Gleichung (3.24) für den kalten Anlagenzustand (Umgebungstemperatur $T_0 = 23,5^\circ\text{C}$) berechnet werden mit

$$\gamma = \frac{\dot{m}_{PL}}{\dot{m}_{SL}} = 0,19. \quad (3.52)$$

Kaltversuch III - beide Luftstrecken offen

Im Kaltversuch III wurden beide Luftstrecken offen betrieben (Normalzustand der Anlage). Mithilfe der bereits ermittelten Widerstandsbeiwerte können nun die Parameter des Ventilators

bestimmt werden. Dazu setzt man Gleichung (3.34) in Gleichung (3.28) ein und erhält

$$\underbrace{\Delta p_{FR}}_{\text{gemessen}} = c_{ZV} \left(3,7 \underbrace{\left(\frac{s_{ZV}}{m} - 15 \right)}_{\text{gemessen}} \right)^{\alpha+2} - \underbrace{R_{ZV}}_{\text{bekannt}} \underbrace{\dot{m}_{ZL}^2}_{\text{gemessen}} - \underbrace{R_{SL}}_{\text{bekannt}} \underbrace{\dot{m}_{SL}^2}_{\text{berechnet}}, \quad (3.53)$$

wobei nur mehr die Parameter c_{ZV} und α unbekannt sind. Der nicht gemessene Sekundärluftmassenstrom kann mithilfe des nun bekannten Aufteilungsverhältnisses γ mithilfe der Gleichung (3.25) aus dem gemessenen Zuluftmassenstrom berechnet werden. Mithilfe der Messdaten aus dem Teilversuch III.A, in dem die Gebläsestufe von 0 bis 100 variiert wurde, können die Parameter des Zuluftventilators mittels eines numerischen Optimierungsalgorithmus unter Minimierung eines quadratischen Gütekriteriums mit

$$c_{ZV} = 0,077 \text{ kg m}^{-1} \quad (3.54)$$

$$\alpha = 0,72 \quad (3.55)$$

bestimmt werden.

3.1.4. Validierung und Temperaturanpassung des Modells

Die Modellparameter wurden in Kaltversuchen bestimmt. Das Modell soll jedoch der Schätzung der Massenströme bei aktiver Feuerung dienen. Eine erste Validierung mit Messdaten eines Heißbetriebs ohne Temperaturanpassung der Modellparameter ist in Abbildung 3.8 zu sehen. Im Mittel weisen die berechneten Werte, bezogen auf die gemessenen Werte, eine Ungenauigkeit von +7 % auf. Signifikante Fehler durch die Messung des Zuluftmassenstroms können durch eine vor-

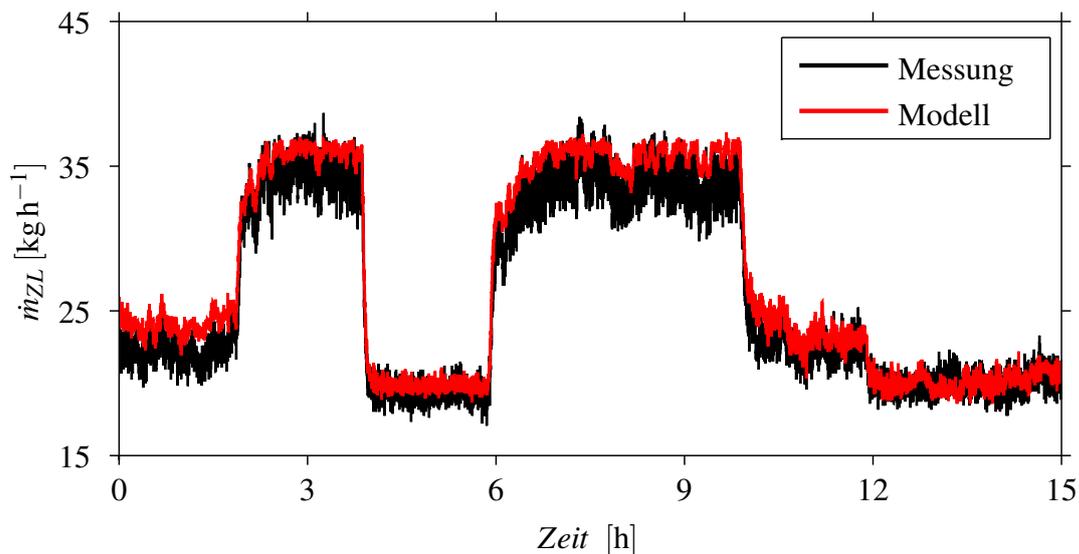


Abbildung 3.8.: Validierung des Zuluftmodells *ohne* Temperaturanpassung mithilfe von Messdaten aus dem Heißbetrieb bei Variation der Last

her durchgeführte Kontrollmessung mit einem externen Gebläse (Wöhler DP600) ausgeschlossen

werden. Deswegen ist die Ursache in den Modellansätzen zu suchen. In Abschnitt 3.1.1 wurde gezeigt, dass die Widerstandsbeiwerte einerseits von der Geometrie der Blende, andererseits von der Temperatur des durchströmenden Mediums abhängen. Diese Abhängigkeiten wurden in einer ersten Näherung vernachlässigt und werden nun genauer untersucht. Unter der Annahme, dass sich die Lufttemperatur in den Zuleitungen bis zum Rost bzw. Schamott nur geringfügig ändert, kann die Schwankung der Ventilatorparameter c_{ZV} und R_{ZV} , sowie des Widerstandsbeiwerts $R_{PL,vR}$ näherungsweise vernachlässigt werden. Sie können somit in guter Näherung weiter als konstant betrachtet werden. Zwei Problematiken in Bezug auf die idealisierten Modellansätze bleiben jedoch bestehen:

1. Der Widerstandsbeiwert des Rostes $R_{PL,R}$ schwankt aufgrund der schwankenden Rostbelegung im Betrieb.
2. Der Widerstandsbeiwert der Sekundärluftstrecke R_{SL} schwankt aufgrund der hohen (veränderlichen) Temperaturen im Schamott.

ad. 1. Schwankungen von $R_{PL,R}$: Der Druckabfall über dem Rost wurde durch einen blendigen Druckabfall modelliert. Im Betrieb ändert sich die Belegung des Rostes ständig und somit schwankt auch der Widerstandsbeiwert des Rostes $R_{PL,R}$. Der Widerstandsbeiwert wird *ausschließlich* bei der Berechnung des Aufteilungsverhältnisses γ in Gleichung (3.24) benötigt. Die Idee liegt nahe, die Sensitivität des Modellparameters $R_{PL,R}$ zu untersuchen, indem man die Veränderung des Aufteilungsverhältnisses γ bei Änderung von $R_{PL,R}$ untersucht. Dazu wird der Parameter $R_{PL,R}$ um einen multiplikativen Unsicherheitsfaktor Δ ergänzt. Das Aufteilungsverhältnis in Abhängigkeit des Unsicherheitsfaktors ergibt sich aus Gleichung (3.24) zu

$$\gamma(\Delta) = \sqrt{\frac{R_{SL}}{R_{PL,vR} + (1 + \Delta)R_{PL,R}}}. \quad (3.56)$$

Die eigentliche Schwierigkeit an dieser Untersuchung ist nun die Frage, in welchem Bereich der Unsicherheitsfaktor Δ schwankt. Da die Kaltversuche mit einem (mit Asche) befüllten Rost durchgeführt wurden, wird der Unsicherheitsfaktor beispielhaft zwischen einem negativen Wert (-50%) und positiven Wert ($+100\%$) variiert. Dies entspricht einer Halbierung bzw. Verdoppelung des Widerstandsbeiwerts $R_{PL,R}$ und führt bei dieser Variation bereits zu einer signifikanten Änderung des Aufteilungsverhältnisses um ca. 12% . Jedoch ist dieser Bereich für den Unsicherheitsfaktor eine willkürliche Annahme, die durch keine physikalische Überlegung untermauert werden kann. So kann die Schwankung einen viel größeren oder kleineren Bereich umfassen als auf diese Weise angenommen. Auch der Versuch, den Bereich der Schwankung mit dem (auch) im Heißbetrieb bekannten Differenzdruck über den Rost³ $\Delta p_{PL,R}$ abzuschätzen, ist nicht möglich. Dafür müsste das Aufteilungsverhältnis bekannt sein, um den Primärluftmassenstrom zu bestimmen und so die Schwankung des Widerstandsbeiwerts zu untersuchen. Jedoch soll der Einfluss der Schwankungen des Widerstandsbeiwerts auf das Aufteilungsverhältnis untersucht werden, womit es zu einem Kausalitätskonflikt kommt und keine Erkenntnis gewonnen werden kann. Um den Einfluss der schwankenden Rostbelegungen genauer zu untersuchen, ist somit

³ Der Differenzdruck über dem Rost kann aus dem gemessenen Differenzdruck unter dem Rost Δp_{uR} und den Feuerraumdifferenzdruck Δp_{FR} berechnet werden.

eine Messung des Primärluftmassenstroms oder des Sekundärluftmassenstroms im Heißbetrieb unumgänglich.

Für die weitere Arbeit wird deshalb die Annahme eines konstanten Widerstandsbeiwerts des Rostes $R_{PL,R}$ getroffen.

ad. 2. Schwankungen von R_{SL} : Der Druckabfall über die Sekundärluftstrecke wurde durch einen (einigen) blendigen Druckabfall modelliert. Die Sekundärluftstrecke umfasst jedoch auch den Weg durch den heißen Schamott (mit einer Temperatur bis zu 1400°C). Deswegen muss die Temperaturabhängigkeit des Widerstandsbeiwerts R_{SL} nach Gleichung (3.8) berücksichtigt werden. Wie in [7] gezeigt wurde, ist es möglich, dazu eine einzige mittlere Temperatur \bar{T} der Luft in der Sekundärluftstrecke zu betrachten. Der Widerstandsbeiwert in Abhängigkeit der mittleren Temperatur kann somit durch

$$R_{SL} = R_{SL,0} \frac{\bar{T}}{T_0} \quad (3.57)$$

berechnet werden, wobei $R_{SL,0}$ der ermittelte Widerstandsbeiwert aus dem Kaltversuch bei einer Bezugstemperatur $T_0 = 23,5^\circ\text{C}$ ist. Für die Bestimmung der mittleren Temperatur \bar{T} wäre eine einfache Relation über andere (bekannte) Prozessgrößen wünschenswert. Dafür wurde für jeden Zeitpunkt eine notwendige mittlere Temperatur so berechnet, dass der Luftmassenstrom des Modells (Glg. (3.29)) mit dem gemessenen Luftmassenstrom übereinstimmt. Abbildung 3.9 zeigt nun die Gegenüberstellung des gemessenen Sauerstoffgehalts des trockenen Rauchgases $x_{O_2,RG,tr}$ mit dieser notwendigen mittleren Temperatur.

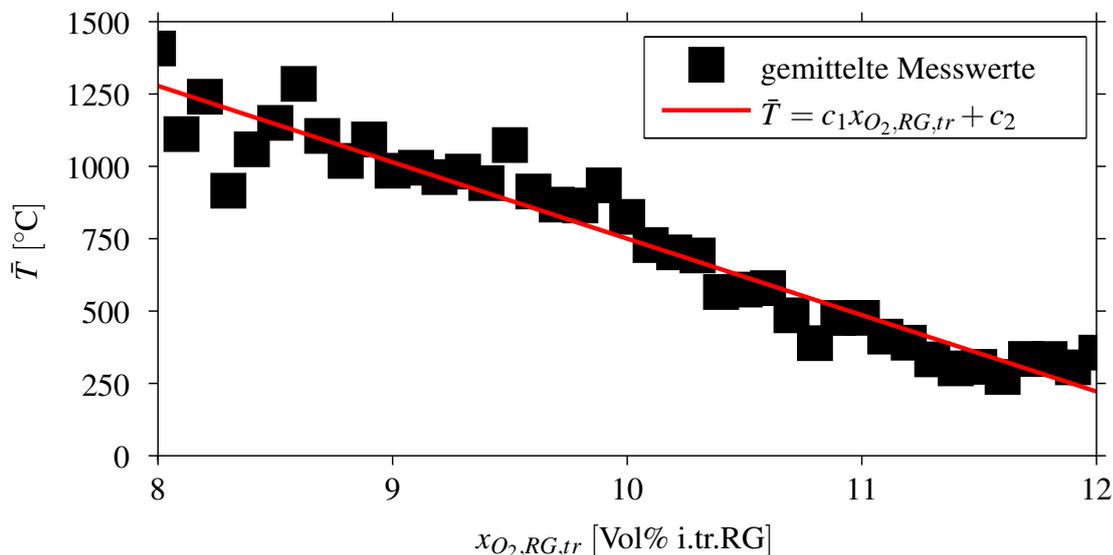


Abbildung 3.9.: Gemessener Sauerstoffgehalt des trockenen Rauchgases $x_{O_2,RG,tr}$ und berechnete notwendige mittlere Temperatur \bar{T}

Der erkennbare affine Zusammenhang

$$\bar{T} = c_1 x_{O_2,RG,tr} + c_2 \quad (3.58)$$

3. Modellierung der Luft- und Brennstoffzufuhr

mit den Konstanten $c_1 = -2,64 \cdot 10^4 \text{ K}$ und $c_2 = 3,66 \cdot 10^3 \text{ K}$ wird durch folgende Argumentation zusätzlich untermauert: Wie in Kapitel 6 noch gezeigt wird, entspricht die Schamotttemperatur im eingeschwungenen Zustand in guter Näherung der sogenannten adiabaten Verbrennungstemperatur. Diese adiabate Verbrennungstemperatur ist, wie im Kapitel 4 noch gezeigt wird, eine Funktion von $x_{O_2, RG, tr}$. Es liegt nahe, dass die Temperatur der Luft sich mit der Temperatur des Schamotts und somit in Abhängigkeit von $x_{O_2, RG, tr}$ verändert. Es sei darauf hingewiesen, dass im Rahmen dieser Arbeit die notwendige mittlere Temperatur \bar{T} der, mithilfe des Schamottmodells (aus Kapitel 6) berechneten, mittleren Schamotttemperatur gegenübergestellt wurde. Im Gegensatz zur Gegenüberstellung mit dem Sauerstoffgehalt des Rauchgases, war bei dieser Gegenüberstellung jedoch kein *einfacher* mathematischer Zusammenhang erkennbar. Abbildung 3.10 zeigt die Verifikation des Modells mit Messdaten aus dem gleichen Heißversuch wie in der unteren Abbildung 3.8. Durch den temperaturabhängigen Widerstandsbeiwert R_{SL}

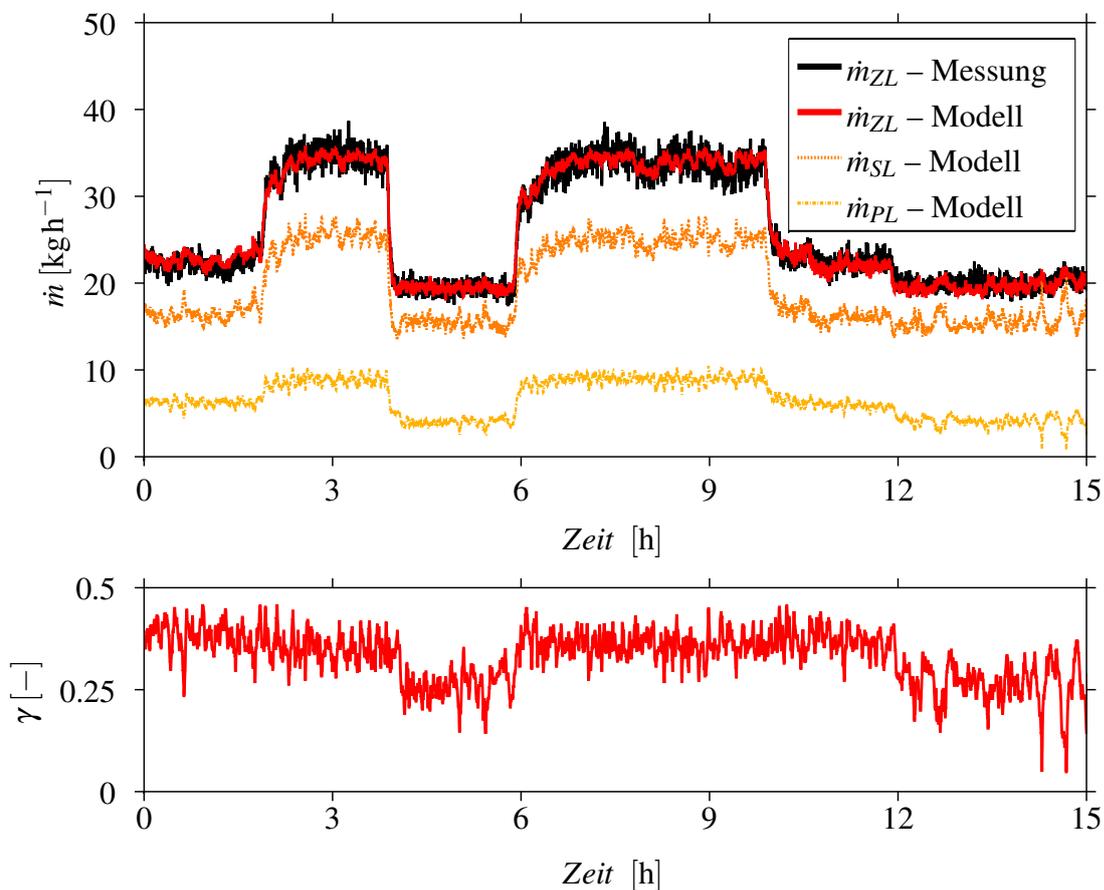


Abbildung 3.10.: Validierung des Zuluftmodells *mit* Temperaturanpassung mithilfe von Messdaten aus dem Heißbetrieb bei Variation der Last (oben) und Entwicklung des Aufteilungsverhältnisses über die Zeit (unten)

ist nun auch das Aufteilungsverhältnis nicht mehr konstant mit der Laufzeit, wie es ebenfalls in Abbildung 3.10 zu sehen ist. Im Mittel weisen nun die berechneten Werte bezogen auf die gemessenen Werte eine Ungenauigkeit von -2% auf. Dadurch konnte die Unsicherheit um 5%

verbessert werden.

3.1.5. Zusammenfassung

Es wurde ein einfaches mathematisches Modell für die Modellierung der Luftmassenströme hergeleitet. Mithilfe der Anpassung des blendigen Widerstandswerts an eine mittlere Temperatur in der Sekundärluftstrecke ist es gelungen, die Genauigkeit wesentlich zu verbessern. Jedoch bleibt die Frage offen, wie sich der Widerstandsbeiwert des Rostes in Folge der schwankenden Rostbelegung im Heißbetrieb verändert. Es wurde aufgezeigt, dass für diese Untersuchung entweder eine Messung des Primär- oder des Sekundärluftmassenstroms verfügbar sein müsste. Aus systemtechnischer Sicht kommt zu dem Modell aus Abbildung 3.3 durch die Temperaturanpassung jetzt die messbare Störgröße $x_{O_2, RG, tr}$ hinzu, sodass sich das endgültige Gesamtmodell der Luftzufuhr wie in Abbildung 3.11 dargestellt ergibt. Die Temperaturanpassung mithilfe

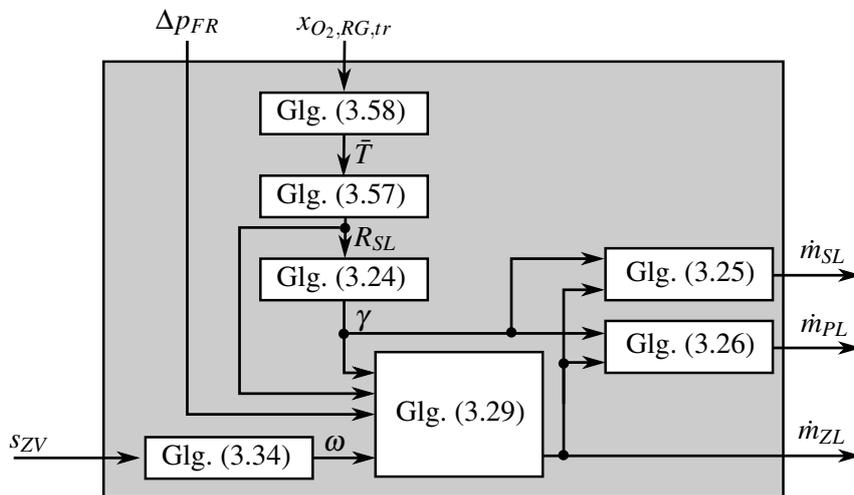


Abbildung 3.11.: Systemtechnische Sichtweise der Luftzufuhr mit Temperaturanpassung

des gemessenen Sauerstoffgehalts im Rauchgas gemäß Gleichung (3.58) ist für die weitere Modellbildung zulässig. Zur Nutzung in einem Gesamtmodell für einen Reglerentwurf ist diese Anpassung durchaus kritisch zu sehen. Denn durch die statische Temperaturanpassung mithilfe des Sauerstoffgehalts kommt es zu einer Rückkopplung, die in der Praxis nicht in exakt dieser Form vorhanden ist, da sich bei einem Sprung des Sauerstoffgehalts des trockenen Rauchgases $x_{O_2, RG, tr}$ die Schamotttemperatur und somit die mittlere Temperatur \bar{T} nicht sprungartig verändern wird. Im Gegenteil - in Kapitel 6 wird noch gezeigt, dass eine Dynamik zwischen Sauerstoffgehalt des Rauchgases und der Schamotttemperatur zu berücksichtigen ist.

Aus diesem Grund kann für das Reglerentwurfsmodell von einem mittleren Sauerstoffgehalt des trocken Rauchgases $\bar{x}_{O_2, RG, tr}$ ausgegangen werden, wie es die Abbildung 3.12 verdeutlichen soll. Mit diesem mittleren Sauerstoffgehalt des trockenen Rauchgases $\bar{x}_{O_2, RG, tr}$ kann nach Gleichung (3.57) eine konstante mittlere Temperatur und nach Gleichung (3.57) ein mittlerer Widerstandsbeiwert und somit nach Gleichung 3.24 ein mittleres Aufteilungsverhältnis $\bar{\gamma}$ berechnet werden. Ein Vorschlag für eine sinnvolle Wahl des mittleren Sauerstoffgehalts des

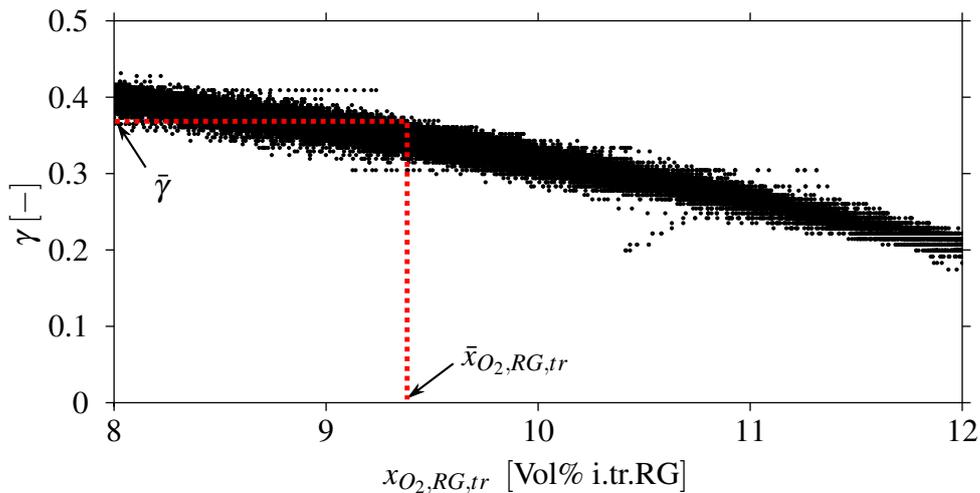


Abbildung 3.12.: Aufteilungsverhältnis γ in Abhängigkeit vom gemessenen Sauerstoffgehalt des trockenen Rauchgases $x_{O_2, RG, tr}$

trockenen Rauchgases $\bar{x}_{O_2, RG, tr}$ mit Hinblick auf eine Feuerungsregelung wäre der Sollwert des Sauerstoffgehalts im Rauchgas.

3.2. Modellierung der Brennstoffzufuhr

Der Brennstoff gelangt über eine Brennstoffschnecke von unten in den Feuerraum (vgl. Abbildung 2.2). Die Schnecke wird getaktet bei Nenndrehzahl betrieben. Ziel der Modellierung ist die Ermittlung des Brennstoffmassenstroms \dot{m}_{BS} aus dem Taktsignal der Schnecke.

3.2.1. Mathematisches Modell

Das Taktsignal zur Ansteuerung der Schnecke, wie es in Abbildung 3.13 quantitativ dargestellt ist, kann durch die Einschaltzeit τ_{ein} und die Ausschaltzeit τ_{aus} beschrieben werden. Die Schnecke

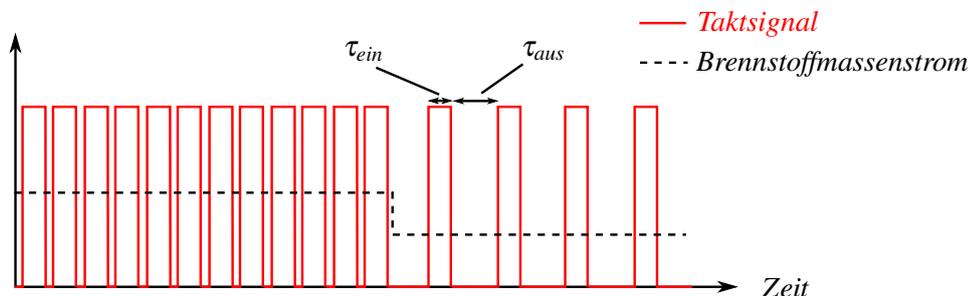


Abbildung 3.13.: Qualitative Darstellung des Taktsignals und des sich daraus ergebenden mittleren Brennstoffmassenstroms

fördert für eine Zeit τ_{ein} Brennstoff und steht dann wieder für eine Zeit τ_{aus} still. Bei einer

3. Modellierung der Luft- und Brennstoffzufuhr

geeigneten Wahl dieser Taktzeiten kann davon ausgegangen werden, dass die Gleichmäßigkeit der Verbrennung durch die Taktung nicht wesentlich beeinflusst wird. Unter dieser Voraussetzung reicht es aus, den Brennstoffmassenstrom als „mittleren“ Brennstoffmassenstrom zu modellieren, wie es in Abbildung 3.13 angedeutet ist. Es wird also nicht jeder einzelne Einschub betrachtet. Für eine genauere Untersuchung wäre hierzu eine exakte Aufzeichnung des Taktsignals notwendig, die im Rahmen dieser Arbeit nicht zur Verfügung stand. Jedoch wurden die Taktzeiten τ_{ein} und τ_{aus} aufgezeichnet, sodass diese den Ausgangspunkt für die Modellierung darstellen.

In [27] wird die Brennstoffzufuhr einer Biomasse-Kleinfeuerungsanlage mittels getakteter Schnecke für Hackschnitzel modelliert. Dabei wurde von einer konstanten Schüttdichte der Hackschnitzel ausgegangen. Da diese Annahme bei Pellets noch zutreffender als bei Hackschnitzel ist [11], kann in Anlehnung an das Modell aus [27] der Brennstoffmassenstrom \dot{m}_{BS} mathematisch durch

$$\dot{m}_{BS} = \dot{m}_{BS,max} \frac{\tau_{ein}}{\tau_{ein} + \tau_{aus}}, \quad (3.59)$$

beschrieben werden. Der konstante Parameter $\dot{m}_{BS,max}$ entspricht dem Brennstoffmassenstrom bei Dauerbetrieb der Schnecke mit Nenndrehzahl und ist im Wesentlichen durch die Schüttdichte der Pellets abhängig. Da bei der betrachteten Anlage die Einschaltzeit τ_{ein} (bei aktiver Brennstoffzufuhr) immer über 2 s liegt, können die Torsionseffekte der Schnecke vernachlässigt werden. Somit ist hier im Gegensatz zu [27] keine Berücksichtigung einer Mindesteinschaltzeit notwendig.

Bei den Versuchen an der realen Anlage wurden teilweise Leistungen über der Nennleistung von 15 kW gefordert. Es hat sich dabei gezeigt, dass die Leistungsbegrenzung der Anlage durch die Begrenzung des Brennstoffmassenstroms realisiert wird. Somit muss die Realisierung der Brennstoffzufuhr bei den durchgeführten Versuchen gemäß Abbildung 3.14 beschrieben werden. Dabei wurde die Begrenzung bewusst vom Modell ausgeschlossen, da sie bei der betrachteten



Abbildung 3.14.: Systemtechnische Darstellung der Brennstoffzufuhr

Anlage in der Software vorhanden ist, jedoch nicht als Modelleigenschaft der mechanischen Brennstoffschnecke gesehen werden kann. Die Wahl der oberen Begrenzung $\dot{m}_{BS,sat}$ wird im nächsten Abschnitt noch ausführlicher diskutiert.

3.2.2. Parameteridentifikation

Das Modell aus Abbildung 3.14 weist folgende zwei Parameter auf, die es zu bestimmen gilt:

$\dot{m}_{BS,max}$...	$[\text{kg s}^{-1}]$	maximaler Brennstoffmassenstrom bei Dauerbetrieb der Schnecke
$\dot{m}_{BS,sat}$...	$[\text{kg s}^{-1}]$	oberer Begrenzungswert

Bestimmung des maximalen Brennstoffmassenstroms $\dot{m}_{BS,max}$

Für die Bestimmung des maximalen Brennstoffmassenstroms $\dot{m}_{BS,max}$ liegt die Idee nahe, die Schnecke im Dauerbetrieb zu betreiben. Aufgrund einer vergleichsweise großen Dimensionierung der Brennstoffzufuhr der betrachteten Anlage wird ein Dauerlauf der Schnecke im normalen Betrieb nie erreicht. Es wäre somit eine separate Ansteuerung des Schneckenantriebs notwendig, was im Rahmen dieser Arbeit nicht möglich war. Es wurden jedoch die variierenden Taktzeiten⁴ τ_{ein} und τ_{aus} zur Laufzeit aufgezeichnet. Außerdem befand sich die gesamte Feuerungsanlage (inklusive Brennstoffvorratsbehälter) während der Versuche auf einer Waage. Somit ist die Masse der Anlage m_{An} während des Betriebs bekannt. Für die Parameterbestimmung wird nun der Massenverlust der Anlage zwischen zwei Zeitpunkten t_1 und t_2 betrachtet. Dieser Massenverlust entsteht in erster Linie durch die Verbrennung des zugeführten Brennstoffs. Es muss also gelten:

$$m_{An}(t_1) - m_{An}(t_2) \stackrel{!}{=} \int_{t_1}^{t_2} \dot{m}_{BS}(t) dt \quad (3.60)$$

$$\stackrel{3.59}{=} \int_{t_1}^{t_2} \dot{m}_{BS,max} \frac{\tau_{ein}(t)}{\tau_{ein}(t) + \tau_{aus}(t)} dt \quad (3.61)$$

Da $\dot{m}_{BS,max}$ eine Konstante ist, kann sie aus dem Integral herausgehoben werden und somit zu

$$\dot{m}_{BS,max} = \frac{m_{An}(t_1) - m_{An}(t_2)}{\int_{t_1}^{t_2} \frac{\tau_{ein}(t)}{\tau_{ein}(t) + \tau_{aus}(t)} dt} \quad (3.62)$$

bestimmt werden. Die Wahl der beiden Zeitpunkte t_1 und t_2 ist aus folgenden Gründen bei dieser Bestimmung von sehr großer Bedeutung:

1. Nur für gleiche Temperaturen des im Wärmeübertrager gespeicherten Wassers ist der Massenverlust der Anlage ausschließlich vom verbrannten Brennstoff abhängig. Das Fassungsvermögen des Wärmeübertragers ist konstant und beträgt 52l. Die Masse des Wassers ändert sich mit der Dichte und diese wiederum mit der Temperatur. Die Massenänderung des gespeicherten Wassers ergibt bei diesem Fassungsvermögen in grober Näherung zu $0,03 \text{ kg K}^{-1}$. Wäre die Wassertemperatur zum Zeitpunkt t_2 um nur 10°C höher als zum Zeitpunkt t_1 , würde das einem Massenverlust von 300g zur Folge haben. Bedenkt man, dass die Anlage bei Vollast nur ca. 3,6kg Brennstoff in einer Stunde benötigt, würde der Massenverlust aufgrund der Wassertemperaturschwankung einen Anteil von ca. 9% ausmachen.
2. Es sind nur Zeitpunkte t_1 und t_2 zulässig, in denen sich das System im eingeschwungenen Zustand befand, denn nur dann kann die Dynamik zwischen zugeführtem Brennstoff und verbranntem Brennstoff vernachlässigt werden.
3. Bei den aufgezeichneten Taktzeiten handelt es sich um Sollwerte, die bei inaktiver Stellgrößenbeschränkung auch exakt den tatsächlichen Werten entsprechen. Das bedeutet, dass im

⁴ Die aufgezeichneten Taktzeiten, die zur Verfügung standen, sind als Solltaktzeiten zu interpretieren, die aufgrund der softwaremäßigen Stellgrößenbeschränkung zum Teil nicht erreicht werden.

betrachteten Zeitraum die Stellgrößenbeschränkung nicht aktiv sein darf. Das ist wiederum der Fall, wenn die geforderte Leistung nicht die Nennleistung übersteigt.

Für einen Zeitraum von 11 h, in dem die Nennleistung nie überschritten wird und die Wassertemperatur zum Zeitpunkt t_1 näherungsweise der zum Zeitpunkt t_2 entspricht, kann der maximale Brennstoffmassenstrom zu

$$\dot{m}_{BS,max} = 0,0037 \text{ kg s}^{-1} = 13,43 \text{ kg h}^{-1} \quad (3.63)$$

ermittelt werden.

Bestimmung des oberen Begrenzungswerts $\dot{m}_{BS,sat}$

Für die Bestimmung des oberen Begrenzungswerts $\dot{m}_{BS,sat}$ wurde ein Versuchsabschnitt betrachtet, in dem die geforderte Leistung dauerhaft über der Nennleistung der Anlage lag. Die softwaremäßige Stellgrößenbeschränkung war damit immer aktiv. Somit folgt, dass der Brennstoffmassenstrom gleich seiner oberen Begrenzung ist – d.h. es gilt:

$$\dot{m}_{BS} = \dot{m}_{BS,sat} \quad \text{für} \quad \dot{m}_{BS,soll} > \dot{m}_{BS,sat}. \quad (3.64)$$

Für diesen Versuchsabschnitt kann somit der Massenverlust der Anlage analog zu vorigen Vorgehensweise gemäß

$$m_{An}(t_1) - m_{An}(t_2) \stackrel{!}{=} \int_{t_1}^{t_2} \dot{m}_{BS}(t) dt \quad (3.65)$$

$$= \dot{m}_{BS,sat} \cdot (t_2 - t_1) \quad (3.66)$$

berechnet werden. Für einen betrachteten Zeitraum von 2,5 h, indem aufgrund der konstanten Leistung von einer konstanten Wassertemperatur ausgegangen werden kann, wurde der obere Begrenzungswert mit

$$\dot{m}_{BS,sat} = 0,0010 \text{ kg s}^{-1} = 3,6 \text{ kg h}^{-1} \quad (3.67)$$

ermittelt. Das entspricht rund 27 % vom maximalen Brennstoffmassenstrom $\dot{m}_{BS,max}$ bei Dauerbetrieb. Dies ist jedoch nicht verwunderlich, wenn man bedenkt, dass die baugleiche Förderschnecke auch für Anlagen mit der 2,3-fachen Nennleistung verbaut ist.

3.2.3. Validierung

Die Validierung in Form einer Gegenüberstellung von Messung und Modell kann für dieses Teilsystem nicht unmittelbar erfolgen, weil der Brennstoffmassenstrom nicht gemessen wurde. Dieser Massenstrom wäre auch nur mit erhöhtem messtechnischem Aufwand bestimmbar. Jedoch kann die gemessene Anlagenmasse m_{An} zur Kontrolle herangezogen werden. Wie bereits oben erwähnt, setzt sich die Massenänderung der Anlage einerseits aus dem Massenverlust durch den

3. Modellierung der Luft- und Brennstoffzufuhr

verbrannten Brennstoff und andererseits aus der Wassermassenschwankung im Wärmeübertrager zusammen. Im Mittel betrachtet ist die Wassermassenschwankung im Wärmeübertrager gleich Null. Außerdem muss berücksichtigt werden, dass zwischen dem in den Feuerraum gelangenden Brennstoffmassenstrom \dot{m}_{BS} und dem abgebauten (verbrannten) Brennstoffmassenstrom ein dynamischer Zusammenhang besteht. Diese Dynamik wird im Kapitel 5 noch modelliert. Stationär muss jedoch im Mittel gelten:

$$\dot{m}_{BS} \approx -\frac{d}{dt}m_{An} \quad (3.68)$$

Wie im nächsten Kapitel 4 noch gezeigt wird, kann durch Messung des Sauerstoffgehalts des Rauchgases und der zugeführten Luft mithilfe einer Stoffmengenbilanz auf die Massenströme des abgebauten trockenen Brennstoffs \dot{m}_{Ab} und des verdampften Wassers \dot{m}_{Vd} geschlossen werden. Die Summe dieser beiden Massenströme, muss im stationären Zustand im Mittel mit dem modellierten Brennstoffmassenstrom übereinstimmen, sodass

$$\dot{m}_{BS} \approx \dot{m}_{Ab} + \dot{m}_{Vd} \quad (3.69)$$

gelten muss. Abbildung 3.15 stellt den modellierten Brennstoffmassenstrom den beiden anderen Größen gegenüber. Die gemessenen bzw. aus Messgrößen ermittelten Größen stimmen im

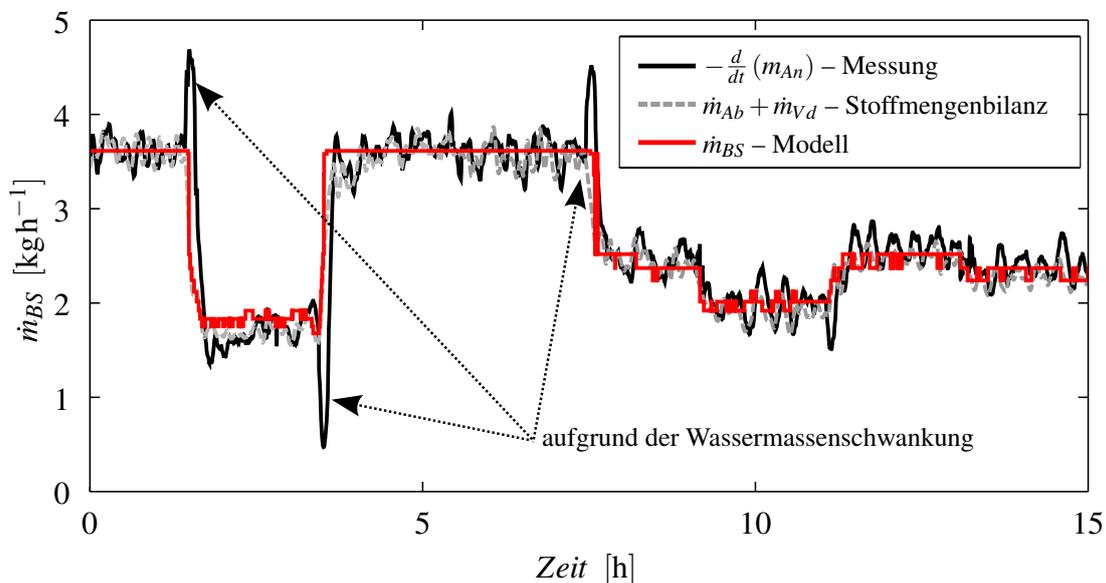


Abbildung 3.15.: Validierung des Modells der Brennstoffzufuhr mithilfe der gemessenen Anlagenmasse sowie der Stoffmengenbilanz

stationären Zustand im Mittel sehr gut mit dem Modell überein. Dabei ist hervorzuheben, dass es sich um zwei grundlegend verschiedene Validierungsmethoden handelt und das Modell für beide Methoden sehr gute Übereinstimmung zeigt. Auffällig bei dem differenzierten Signal der gemessenen Anlagenmasse m_{An} ist das deutliche Über- bzw. Unterschwingen bei großen

Brennstoffmassenstromsprüngen. Die Ursache für diese Schwankungen liegt in der Massenschwankung des Wassers im Wärmeübertrager. Die Brennstoffmassenstromsprünge waren in diesem Versuch verbunden mit Lastsprüngen. Diese wurden so realisiert, dass sprunghaft der Wassermassenstrom in den Wärmeübertrager geändert wurde. Im Falle eines Lastsprungs nach unten wurde der Massenstrom also verkleinert. Die Biomassefeuerung ist jedoch aufgrund der Trägheit nicht in der Lage, die durch die Verbrennung freiwerdende Wärme sprunghaft zu reduzieren. Darum steigt zunächst die Temperatur des gespeicherten Wassers. Eine steigende Wassertemperatur führt zu einer geringeren Dichte und bei konstantem Fassungsvermögen somit zu einer sinkenden Wassermasse. Die Anlage wird somit kurzzeitig leichter, was aber nicht auf plötzlich erhöhten Abbau der Biomasse zurückzuführen ist. Da in Abbildung 3.15 die negative Ableitung der Anlagenmasse dargestellt ist, sind entsprechende kurzzeitige Überschwingungen sichtbar. Bei Lastsprüngen nach oben gelten analoge Überlegungen, die zu den Unterschwingungen führen.

3.2.4. Zusammenfassung

Die mathematische Modellierung der Brennstoffzufuhr durch ein einfaches statisches Modell zeigt hinreichend genaue Ergebnisse. Das Modell ist somit für den Entwurf einer Regelung geeignet. Ein großer Vorteil dieses Modells ist die sehr „robuste“ Parameterbestimmung aus der gemessenen Masse der Feuerungsanlage. Diese Methode beschränkt sich deswegen auch nur auf Kleinanlagen, denn nur diese kann man auf eine Waage stellen.

Im Rahmen dieser Arbeit wurde zusätzlich versucht, den nicht direkt messbaren Massenstrom an abgebautem Brennstoff \dot{m}_{Ab} aus dem gemessenen zeitlichen Verlauf der Anlagenmasse m_{An} zu bestimmen. Wie sich jedoch bei der Validierung gezeigt hat, ist die Massenänderung des gespeicherten Wassers zu groß, um sie zu vernachlässigen. Es wird also *immer* die Massenänderung aufgrund der schwankenden Wassertemperatur und des Massenverlusts durch den Abbau der Biomasse gemessen. Der Messwert der Anlagenmasse ist somit zur Erfassung des Massenstroms an abgebautem Brennstoff ungeeignet.

4. Modellierung der Verbrennung

Im Teilsystem „Verbrennung“ werden die bei der Verbrennung ablaufenden chemischen Reaktionen unter der Annahme der vollständigen Verbrennung modelliert. Vollständig heißt, dass alle brennbaren Bestandteile des Brennstoffes völlig zu unbrennbaren Stoffen (Kohlenstoffdioxid CO_2 und Wasser H_2O) oxidieren und keine brennbaren Stoffe (z.B. Kohlenstoffmonoxid CO) im Rauchgas enthalten sind. Die Verbrennung in der Primär- und Sekundärverbrennungszone wird dabei gemeinsam betrachtet. Die Modellierung beruht auf einer stationären thermodynamischen Verbrennungsrechnung (z.B. in [1]), wobei es sich um eine Stoffmengen- und Energiebilanz handelt. Dabei werden im Wesentlichen zwei Ziele verfolgt:

1. Rückschluss auf den nicht messbaren Massenstrom an abgebautem trockenem Brennstoff \dot{m}_{Ab} und des verdampften Wassers \dot{m}_{Vd} durch Messgrößen im Rauchgas
2. Ermittlung des resultierenden Rauchgasmassenstroms, der Rauchgaszusammensetzung und der durch die Verbrennung des abgebauten Brennstoffs frei werdenden Energie.

Das erste Ziel wird als Grundlage für die Brennstoffbettmodellierung verfolgt, da die Massenströme \dot{m}_{Ab} und \dot{m}_{Vd} für die Modellierung des Brennstoffbetts (siehe Kapitel 5) benötigt werden, jedoch nicht messbar sind. Deswegen wird das Teilsystem „Verbrennung“ vor dem Brennstoffbett modelliert, obwohl es sich nach dem Brennstoffbett im Gesamtsystem einreicht. Dazu wird in Abschnitt 4.1 durch eine Stoffmengenbilanz gezeigt, wie durch Messung des Sauerstoffgehalts des trockenen Rauchgases $x_{\text{O}_2, \text{RG}, \text{tr}}$ und des Zuluftmassenstroms \dot{m}_{ZL} auf den Massenstrom an abgebautem Brennstoff \dot{m}_{Ab} rückgeschlossen werden kann. Wenn zusätzlich der Wassergehalt im Rauchgas $x_{\text{H}_2\text{O}, \text{RG}}$ gemessen wird, kann auch auf den Massenstrom des verdampften Wassers \dot{m}_{Vd} rückgeschlossen werden. Dieses Modell kann als inverses Modell der Verbrennung aufgefasst werden.

Das zweite Ziel führt zu dem Verbrennungsmodell, das später im Gesamtmodell als Grundlage für einen Reglerentwurf eingesetzt werden soll. Um dieses Ziel zu erreichen, wird neben der Stoffbilanz eine Energiebilanz in Abschnitt 4.2 vorgestellt, die es erlaubt, die frei werdende Energie in Form einer adiabaten Verbrennungstemperatur T_{ad} zu berechnen.

In Abschnitt 4.3 werden die mathematischen Gleichungen zu dem inversen Verbrennungsmodell für die weitere Modellierung zusammengefügt. Durch Vereinfachungen gelingt es, letztlich zu einem kompakten und einfachen Verbrennungsmodell für eine Pellet-Feuerung zu gelangen.

4.1. Stoffmengenbilanz

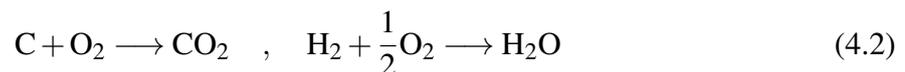
4.1.1. Bestimmung des Sauerstoffgehalts des Rauchgases und des Massenstroms an abgebautem trockenem Brennstoff

Im Folgenden wird die Stoffmengenbilanz betrachtet, die auf stöchiometrischen Betrachtungen basiert. Sie wird in dieser Arbeit nur in Auszügen behandelt und erhebt nicht den Anspruch auf Vollständigkeit. Für die ausführliche Herleitung der Gleichungen sei auf [1, 14] verwiesen. Um den Blick auf das Wesentliche zu gewährleisten, wird in dieser Arbeit, wie bereits in Abschnitt 2.3.1 erwähnt, der Sauerstoffgehalt $x_{O_2, RG, tr}$ immer auf das trockene Rauchgas bezogen. In dieser Arbeit werden die Schwankungen der Luftfeuchtigkeit, der Brennstoffzusammensetzung der Pellets und des Wassergehalts der Pellets vernachlässigt, sodass eine statische Umrechnung zwischen trocken und feucht gilt. Somit ist der Sauerstoffgehalt des Rauchgases bezogen auf das trockene Rauchgas äquivalent zu einem Sauerstoffgehalt bezogen auf das feuchte Rauchgas. Diese wesentlichen Vereinfachungen sind für Pellet-Feuerungen näherungsweise erfüllt und werden durch die Erkenntnisse in Abschnitt 4.1.2 zusätzlich untermauert. Die Einschränkung auf den Sauerstoffgehalt des trockenen Rauchgases ist somit keine Einschränkung des Modells im Bezug auf die Anwendung in einer Regelung, die in der Regel einen Sauerstoffgehaltswert zur Verfügung hat, der sich auf das feuchte Rauchgas bezieht. Für die Umrechnung vom Sauerstoffgehalt des trockenen Rauchgases auf den Sauerstoffgehalt des feuchten Rauchgases sei auf [14] verwiesen.

Zudem werden die eingeführten Stoffmengen alle auf ein Kilogramm trockenen (abgebauten) Brennstoff bezogen. Es handelt sich also um spezifische Größen, die mit dem Großbuchstaben N_* bezeichnet werden. Es gilt demnach folgende Definition für den Zusammenhang von spezifischer Stoffmenge N_* und dem Stoffmengenstrom \dot{n}_* :

$$N_* := \frac{\dot{n}_*}{\dot{m}_{Ab}} \quad [\text{mol kg}_{\text{trBS}}^{-1}] \quad (4.1)$$

Der Brennstoff Holz besteht in seiner Trockensubstanz hauptsächlich aus Kohlenstoff (C), Wasserstoff (H) und Sauerstoff (O). Die anderen Bestandteile können aus regelungstechnischer Sicht aufgrund der niedrigen Konzentrationen vernachlässigt werden. Die durchschnittlichen Massenanteile w_i der wesentlichen Inhaltsstoffe pro Kilogramm trockenem Brennstoff werden in einer Elementaranalyse ermittelt. Ausgehend von einer bekannten Elementaranalyse für den Brennstoff wird mithilfe der zwei Reaktionsgleichungen



die spezifische benötigte Mindeststoffmenge an Sauerstoff $N_{O_2, min}$ berechnet, die zur vollständigen Verbrennung von 1 kg trockenem Brennstoff notwendig ist [14]:

$$N_{O_2, min} = \frac{w_C}{M_C} + \frac{1}{4} \frac{w_H}{M_H} - \frac{1}{2} \frac{w_O}{M_O} \quad (4.3)$$

4. Modellierung der Verbrennung

mit

w_C	...	Massenanteil von Kohlenstoff bezogen auf trockenen Brennstoff in $[\text{kg kg}_{\text{trBS}}^{-1}]$
w_H	...	Massenanteil von Wasserstoff bezogen auf trockenen Brennstoff in $[\text{kg kg}_{\text{trBS}}^{-1}]$
w_O	...	Massenanteil von Sauerstoff bezogen auf trockenen Brennstoff in $[\text{kg kg}_{\text{trBS}}^{-1}]$
M_C	...	Molare Masse von Kohlenstoff in $[\text{kg mol}^{-1}]$
M_H	...	Molare Masse von Wasserstoff in $[\text{kg mol}^{-1}]$
M_O	...	Molare Masse von Sauerstoff in $[\text{kg mol}^{-1}]$.

In guter Näherung kann die atmosphärische trockene Luft als Stoffgemisch von Stickstoff N_2 (79 Vol%) und Sauerstoff O_2 (21 Vol%) aufgefasst werden. Die spezifische benötigte Mindeststoffmenge an trockener Zuluft $N_{ZL,min,tr}$ ergibt sich somit zu

$$N_{ZL,min,tr} = \frac{N_{O_2,min}}{0,21}. \quad (4.4)$$

Die Mindeststoffmenge ist dabei jene Menge an trockener Luft, die gerade so viel Sauerstoff enthält, wie für eine vollständige Verbrennung notwendig ist.

Der Stickstoff der Luft ist nicht an der chemischen Verbrennungsreaktion beteiligt. Deshalb besteht das trockene Rauchgas bei minimaler Luftzufuhr nur aus Stickstoff und Kohlenstoffdioxid. Der Stickstoff stammt ausschließlich aus der Luft und das Kohlenstoffdioxid ausschließlich aus den Kohlenstoffatomen im Brennstoff. Die spezifische minimale trockene Rauchgasmenge $N_{RG,min,tr}$ ergibt sich somit bei Zufuhr der Mindestluftmenge zu

$$N_{RG,min,tr} = \underbrace{0,79 N_{ZL,min,tr}}_{\text{Stickstoff}} + \underbrace{\frac{w_C}{M_C}}_{\text{Kohlenstoffdioxid}}. \quad (4.5)$$

In realen Feuerungen ist es jedoch nicht möglich, durch die Zufuhr der Mindestluftmenge einen vollständigen Ausbrand zu erreichen. Deshalb ist es erforderlich, mehr Luft der Verbrennung zuzuführen. Ein Maß für den Luftüberschuss ist das sogenannte Luftverhältnis λ :

$$\lambda = \frac{N_{ZL,tr}}{N_{ZL,min,tr}}. \quad (4.6)$$

Dabei ist $N_{ZL,tr}$ die tatsächlich zugeführte trockene Zuluftstoffmenge, bezogen auf ein Kilogramm abgebauten trockenen Brennstoff.

Die tatsächliche Stoffmenge des trockenen Rauchgases $N_{RG,tr}$ ergibt sich aus der Addition des Luftüberschusses und der minimalen trockenen Rauchgasmenge - d.h. es gilt

$$N_{RG,tr} = \underbrace{(N_{ZL,tr} - N_{ZL,min,tr})}_{\text{Luftüberschuss}} + N_{RG,min,tr}. \quad (4.7)$$

4. Modellierung der Verbrennung

Durch den Luftüberschuss ($\lambda > 1$) ist Sauerstoff im Rauchgas messbar. Der Sauerstoffgehalt des trockenen Rauchgases $x_{O_2,RG,tr}$ ist definiert als Quotient aus Sauerstoffmenge und trockener Rauchgasmenge und ergibt sich demnach zu

$$x_{O_2,RG,tr} = \frac{0,21 (N_{ZL,tr} - N_{ZL,min,tr})}{N_{RG,tr}} = \frac{0,21 (N_{ZL,tr} - N_{ZL,min,tr})}{(N_{ZL,tr} - N_{ZL,min,tr}) + N_{RG,min,tr}}. \quad (4.8)$$

Formt man diese Gleichung (4.8) nach der $N_{ZL,tr}$ um, so erhält man

$$N_{ZL,tr} = \frac{x_{O_2,RG,tr} (N_{ZL,min,tr} - N_{RG,min,tr}) - 0,21 N_{ZL,min,tr}}{x_{O_2,RG,tr} - 0,21}. \quad (4.9)$$

Mit dem Wassergehalt der Luft¹ $x_{H_2O,ZL}$ gilt nun die Umrechnung

$$N_{ZL,tr} = (1 - x_{H_2O,ZL}) N_{ZL,ft} \quad (4.10)$$

zwischen feuchter und trockener Größe. Mit der näherungsweise konstanten molaren Masse der (feuchten) Zuluft M_{ZL} , kann der Massenstrom der Zuluft in einen Stoffmengenstrom umgerechnet werden:

$$\dot{n}_{ZL,ft} = \frac{\dot{m}_{ZL}}{M_{ZL}}. \quad (4.11)$$

Mit Hilfe der Gleichungen (4.1), (4.9), (4.10) und (4.11) kann nun der Massenstrom an abgebautem trockenem Brennstoff als Funktion des Zuluftmassenstroms und des Sauerstoffgehalts des trockenen Rauchgases ausgedrückt werden:

$$\dot{m}_{Ab} = \frac{\dot{m}_{ZL}}{M_{ZL}} \frac{(1 - x_{H_2O,ZL})(x_{O_2,RG,tr} - 0,21)}{x_{O_2,RG,tr} (N_{ZL,min,tr} - N_{RG,min,tr}) - 0,21 N_{ZL,min,tr}}. \quad (4.12)$$

Diese Gleichung kann auch nach dem Sauerstoffgehalt des trockenen Rauchgases umgestellt werden, sodass sich

$$x_{O_2,RG,tr} = \frac{0,21 \left(\frac{1 - x_{H_2O,ZL}}{M_{ZL}} \frac{\dot{m}_{ZL}}{\dot{m}_{Ab}} - N_{ZL,min,tr} \right)}{\left(\frac{1 - x_{H_2O,ZL}}{M_{ZL}} \frac{\dot{m}_{ZL}}{\dot{m}_{Ab}} - N_{ZL,min,tr} \right) + N_{RG,min,tr}} \quad (4.13)$$

ergibt. Es sei an dieser Stelle angemerkt, dass *alle* Mindestgrößen (Größen mit dem Index „min“) konstante (und auch bekannte) Werte sind, da sie ausschließlich von der trockenen Brennstoffzusammensetzung abhängig sind. Die trockene Brennstoffzusammensetzung, d.h. die Massenanteile für Kohlenstoff, Wasserstoff und Sauerstoff für Holz können für regelungstechnische Zwecke näherungsweise als konstant angenommen werden.

¹ Der Wassergehalt $x_{H_2O,ZL}$ lässt sich aus der relativen Luftfeuchte mit Hilfe der Lufttemperatur und des Absolutdrucks berechnen, wie es in [14] angeführt ist.

4.1.2. Bestimmung des Rauchgasmassenstroms

Der Rauchgasmassenstrom \dot{m}_{RG} setzt sich aus dem Massenstrom der Zuluft \dot{m}_{ZL} , dem abgebauten trockenen Brennstoff \dot{m}_{Ab} und dem verdampften Wasser \dot{m}_{Vd} zusammen, sodass

$$\dot{m}_{RG} = \dot{m}_{ZL} + \dot{m}_{Ab} + \dot{m}_{Vd} \quad (4.14)$$

gilt.

Bei der Ermittlung des Massenstroms des verdampften Wassers gibt es grundsätzlich zwei unterschiedliche Annahmen:

1. simultanes Ablaufen von Abbau und Verdampfung
2. *nicht* simultanes Ablaufen von Abbau und Verdampfung

ad 1.: simultanes Ablaufen von Abbau und Verdampfung:

Bei dieser Betrachtung geht man davon aus, dass die Freisetzung der flüchtigen Bestandteile und der Holzkohlenausbrand der trockenen Biomasse (=Abbau) sowie die Verdampfung des in der Biomasse enthaltenen Wassers *zeitgleich* stattfinden. Dies ist eine idealisierte Annahme, die jedoch sicher für den eingeschwungenen Zustand bei konstanter Brennstoffzufuhr gelten muss. Ob diese Annahme auch für andere Betriebszustände zulässig ist, wird noch diskutiert. Aus dieser grundlegenden Annahme folgt, dass zu jedem beliebigen Zeitpunkt die Gleichung

$$\frac{\dot{m}_{Vd}}{\dot{m}_{Vd} + \dot{m}_{Ab}} = w_{H_2O} \quad (4.15)$$

erfüllt sein muss. Für Pellets ist der Wassermassenanteil des Brennstoffs w_{H_2O} näherungsweise konstant (kleiner als 10 Gew% ftBS [36]). Bei simultanem Abbau und Verdampfung, kann der Massenstrom des verdampften Wassers somit durch die Gleichung

$$\dot{m}_{Vd} = \frac{w_{H_2O}}{1 - w_{H_2O}} \dot{m}_{Ab} \quad (4.16)$$

berechnet werden.

ad 2.: nicht simultanes Ablaufen von Abbau und Verdampfung

Bei dieser Betrachtung genügt es, die Freisetzung der flüchtigen Bestandteile und den Holzkohlenausbrand als simultane Vorgänge zu betrachten. Die Verdampfung kann als entkoppelter Vorgang betrachtet werden. Um auf den Verdampfungsmassenstrom rückschließen zu können, muss man für diese Betrachtung jedoch neben dem Sauerstoffgehalt auch den Wassergehalt des Rauchgases $x_{H_2O, RG}$ messen.

Um den Massenstrom des verdampften Wassers zu berechnen, wird in einem ersten Schritt der Stoffmengenstrom des Wassers im feuchten Rauchgas $\dot{n}_{H_2O, RG}$ betrachtet. Das Wasser im Rauchgas setzt sich aus dem Wasserdampf der feuchten Luft, dem aus der Verbrennung resultierenden Wasser (siehe Reaktionsgleichung (4.2)) und dem verdampften Wasser zusammen.

4. Modellierung der Verbrennung

Der Stoffmengenstrom des Wassers im Rauchgas lässt sich demnach mit

$$\dot{n}_{H_2O, RG} = \underbrace{\frac{x_{H_2O, ZL}}{1 - x_{H_2O, ZL}} N_{ZL, tr} \dot{m}_{Ab}}_{\text{Luft}} + \underbrace{\frac{1}{2} \frac{w_H}{M_H} \dot{m}_{Ab}}_{\text{Verbrennung}} + \underbrace{\frac{1}{M_{H_2O}} \dot{m}_{Vd}}_{\text{Verdampfung}} \quad (4.17)$$

berechnen, wobei M_{H_2O} die molare Masse von Wasser ist. In einem zweiten Schritt wird der feuchte Rauchgasstoffmengenstrom $\dot{n}_{RG, ft}$ betrachtet. Es gilt folgende Umrechnung zwischen feuchtem und trockenem Rauchgasstoffmengenstrom

$$\dot{n}_{RG, ft} = \frac{1}{1 - x_{H_2O, RG}} \dot{n}_{RG, tr}. \quad (4.18)$$

Der trockene Rauchgasstoffmengenstrom $\dot{n}_{RG, tr}$ kann mithilfe der spezifischen Größe $N_{RG, tr}$ und Gleichung (4.1) durch

$$\dot{n}_{RG, tr} = N_{RG, tr} \dot{m}_{Ab}. \quad (4.19)$$

ausgedrückt werden. Aus der Definition des Wassergehalts als Quotient von Wasserstoffmengenstrom im Rauchgas und Gesamtstoffmengenstrom des Rauchgases ergibt sich mit Gleichung (4.17) bis (4.19) und Gleichung (4.7)

$$x_{H_2O, RG} = \frac{\dot{n}_{H_2O, RG}}{\dot{n}_{RG, ft}} = \frac{\frac{x_{H_2O, ZL}}{1 - x_{H_2O, ZL}} N_{ZL, tr} \dot{m}_{Ab} + \frac{1}{2} \frac{w_C}{M_C} \dot{m}_{Ab} + \frac{1}{M_{H_2O}} \dot{m}_{Vd}}{\frac{1}{1 - x_{H_2O, RG}} (N_{ZL, tr} - N_{ZL, min, tr} + N_{RG, min, tr}) \dot{m}_{Ab}}. \quad (4.20)$$

Durch Umstellen der Gleichung erhält man

$$\dot{m}_{Vd} = M_{H_2O} \left(\frac{x_{H_2O, RG}}{1 - x_{H_2O, RG}} (N_{ZL, tr} - N_{ZL, min, tr} + N_{RG, min, tr}) - \frac{x_{H_2O, ZL}}{1 - x_{H_2O, ZL}} N_{ZL, tr} - \frac{1}{2} \frac{w_C}{M_C} \right) \dot{m}_{Ab} \quad (4.21)$$

als Relation für den Verdampfungsmassenstrom bei nicht simultanem Ablauf von Abbau und Verdampfung.

4.2. Energiebilanz

In der Energiebilanz werden die Enthalpieströme \dot{H} der jeweiligen Massenströme (abgebauter Brennstoff \dot{m}_{Ab} , verdampftes Wasser \dot{m}_{Vd} und Zuluft \dot{m}_{ZL}) und der daraus resultierende Enthalpiestrom des adiabaten² Rauchgases $\dot{H}_{RG, ad}$ berechnet. Letzterer kann in eine sogenannte adiabate Verbrennungstemperatur T_{ad} umgerechnet werden.

Dabei sollen folgende Annahmen getroffen werden: potentielle und kinetische Energien werden vernachlässigt, technische Arbeit wird nicht verrichtet, die Verbrennung ist vollständig und der

² Vom adiabaten Enthalpiestrom wird gesprochen, weil noch keine Energieabgabe ans Wasser oder den Schamott erfolgte.

4. Modellierung der Verbrennung

Energiegehalt der Asche sowie die Temperatur des zugeführten Brennstoffs seien vernachlässigbar.

Der resultierende Enthalpiestrom des adiabaten Rauchgases $\dot{H}_{RG,ad}$ ergibt sich aus der Energiebilanz der relevanten Enthalpieströme der Zuluft \dot{H}_{ZL} , des abgebauten Brennstoffs \dot{H}_{Ab} und des verdampften Wassers \dot{H}_{Vd} :

$$\dot{H}_{RG,ad} = \dot{H}_{ZL} + \dot{H}_{Ab} - \dot{H}_{Vd}. \quad (4.22)$$

Diese Enthalpieströme ergeben sich aus der Multiplikation der jeweiligen spezifischen Enthalpien h mit den dazugehörigen Massenströmen. Die einzelnen Enthalpieströme werden nun erläutert.

Rauchgas und Zuluft:

Das Rauchgas und die Zuluft sind Gasgemische. Die Zusammensetzung dieser Gasgemische ändert sich mit der Zeit. Es ist somit die Berechnung der spezifischen Enthalpien h für alle im Rauchgas und in der Luft vorkommenden Gase notwendig. Es gelten aufgrund des näherungsweise konstanten Unterdrucks im Feuerraum Δp_{FR} isobare Verhältnisse. Wie beispielsweise in [3] gezeigt wurde, kann für isobare Zustandsänderungen eines Gases die molare spezifische Enthalpie näherungsweise gemäß einer Geradengleichung der Form

$$h_{m,i}(T) \approx k_i T + d_i \quad (4.23)$$

in Abhängigkeit der Gastemperatur T berechnet werden. Für die Berechnung der spezifischen Enthalpie des Stoffgemisches Rauchgas bzw. Luft werden die vier wesentlichen Gaskomponenten (Sauerstoff O_2 , Stickstoff N_2 , Kohlenstoffdioxid CO_2 und Wasserdampf H_2O) betrachtet. Durch Aufsummieren der stoffanteilmäßig gewichteten molaren spezifischen Enthalpien der einzelnen Gaskomponenten durch

$$h(T) = \begin{cases} \frac{\sum_{i=O_2}^{H_2O} x_i (k_{k,i} T + d_{k,i})}{\sum_{i=O_2}^{H_2O} x_i M_i} & \text{für } 0^\circ\text{C} \leq T \leq 400^\circ\text{C} \\ \frac{\sum_{i=O_2}^{H_2O} x_i (k_{h,i} T + d_{h,i})}{\sum_{i=O_2}^{H_2O} x_i M_i} & \text{für } 800^\circ\text{C} \leq T \leq 1200^\circ\text{C} \end{cases} \quad (4.24)$$

kann die spezifische Enthalpie des Gasgemisches berechnet werden. Die jeweiligen Parameter k_k , d_k und k_h , d_h für den Temperaturbereich „k-kalt“ und „h-heiß“ sind in [3] zu finden. Die spezifische Enthalpie des (kalten) Zuluftmassenstroms h_{ZL} kann somit durch

$$h_{ZL} = \frac{\sum_{i=O_2}^{H_2O} x_{i,ZL} (k_{k,i} T_L + d_{k,i})}{\sum_{i=O_2}^{H_2O} x_{i,ZL} M_i} \quad (4.25)$$

in Abhängigkeit der gemessenen Lufttemperatur T_L und den molaren Stoffmengenanteilen $x_{i,ZL}$ der Zuluft berechnet werden. Der durch den Zuluftmassenstrom eintretende Enthalpiestrom \dot{H}_{ZL}

4. Modellierung der Verbrennung

lässt sich berechnen durch

$$\dot{H}_{ZL} = h_{ZL}\dot{m}_{ZL}. \quad (4.26)$$

Die spezifische Enthalpie des (heißen) adiabaten Rauchgasmassenstroms $h_{RG,ad}$ kann somit durch

$$h_{RG,ad} = \frac{\sum_{i=O_2}^{H_2O} x_{i,RG} (k_{h,i}T_{ad} + d_{h,i})}{\sum_{i=O_2}^{H_2O} x_{i,RG}M_i} \quad (4.27)$$

in Abhängigkeit einer (zu bestimmenden) adiabaten Temperatur T_{ad} und der molaren Stoffmengenanteile $x_{i,RG}$ des Rauchgases berechnet werden. Der resultierende adiabate Rauchgas-Enthalpiestrom $\dot{H}_{RG,ad}$ lässt sich durch

$$\dot{H}_{RG,ad} = h_{RG,ad}\dot{m}_{RG} \quad (4.28)$$

berechnen.

Abgebauter Brennstoff:

Der Enthalpiestrom des abgebauten Brennstoffs ist im Wesentlichen durch die spezifische Reaktionsenthalpie charakterisiert, die durch die Verbrennung freigesetzt wird. Diese wird im Allgemeinen durch den sogenannten Heizwert $H_{u,CHO}$ angegeben und ist ein Maß für die freigesetzte Energie bei der Verbrennung von einem Kilogramm trockenem Brennstoff. Der Enthalpiestrom berechnet sich mit dem Heizwert zu

$$\dot{H}_{Ab} = H_{u,CHO}\dot{m}_{Ad}. \quad (4.29)$$

Dabei ist der Heizwert eine Brennstoffeigenschaft, die für konstante Brennstoffzusammensetzung ebenfalls konstant ist. Der Wert kann aus Tabellen der einschlägigen Literatur entnommen werden³.

Verdampftes Wasser:

Der Enthalpiestrom des verdampften Wassers errechnet sich mithilfe der spezifischen Verdampfungsenthalpie h_V , wobei die spezifische Verdampfungsenthalpie z.B. bei 80°C und 1 bar 2441,7 kJ kg⁻¹ beträgt.

$$\dot{H}_{Vd} = h_V\dot{m}_{Vd}. \quad (4.30)$$

Setzt man nun die einzelnen Enthalpieströme aus den Gleichungen (4.26) bis (4.30) in die Energiebilanzgleichung (4.22) ein, so erhält man

$$\frac{\sum_{i=O_2}^{H_2O} x_{i,RG} (k_{h,i}T_{ad} + d_{h,i})}{\sum_{i=O_2}^{H_2O} x_{i,RG}M_i} \dot{m}_{RG} = h_{ZL}\dot{m}_{ZL} + H_{u,CHO}\dot{m}_{Ab} - h_V\dot{m}_{Vd}. \quad (4.31)$$

³ Der Heizwert des trockenen Brennstoffs $H_{u,CHO}$ kann auch über den Brennwert $H_{o,CHO}$ des trockenen Brennstoffs gemäß [14] berechnet werden, wobei sich der Brennwert $H_{o,CHO}$ aus der Brennstoffzusammensetzung mithilfe einer Näherungsformel aus [13] berechnen lässt.

Diese Gleichung kann nach der adiabaten Verbrennungstemperatur T_{ad} aufgelöst werden, sodass sich

$$T_{ad} = \frac{1}{\sum_{i=O_2}^{H_2O} x_{i,RG} k_{h,i}} \left(\frac{(h_{ZL} \dot{m}_{ZL} + H_{u,CHO} \dot{m}_{Ab} - h_V \dot{m}_{Vd}) \sum_{i=O_2}^{H_2O} x_{i,RG} M_i}{\dot{m}_{RG}} - \sum_{i=O_2}^{H_2O} x_{i,RG} d_{h,i} \right) \quad (4.32)$$

ergibt.

4.3. Gesamtmodell der Verbrennung

Wie schon eingangs erwähnt, kann zwischen einem Verbrennungsmodell und einem inversen Verbrennungsmodell unterschieden werden. Diese werden in folgenden Abschnitten aus den oben hergeleiteten Gleichungen aufgestellt.

4.3.1. Das inverse Verbrennungsmodell

Das inverse Verbrennungsmodell dient zur Rückrechnung auf die Massenströme des abgebauten trockenen Brennstoffs und des verdampften Wassers aus gemessenem Sauerstoffgehalt und Zuluftmassenstrom. Dabei dient dieses Modell als Grundlage für die anschließende Modellierung des Brennstoffbetts. Vereinfachungen des inversen Modells würden also eventuell Ungenauigkeiten in den weiteren Teilmodellen zur Folge haben. Deswegen werden keine Vereinfachungen getroffen. Das inverse Verbrennungsmodell ist in Abbildung 4.1 dargestellt. Der Zuluftmassen-

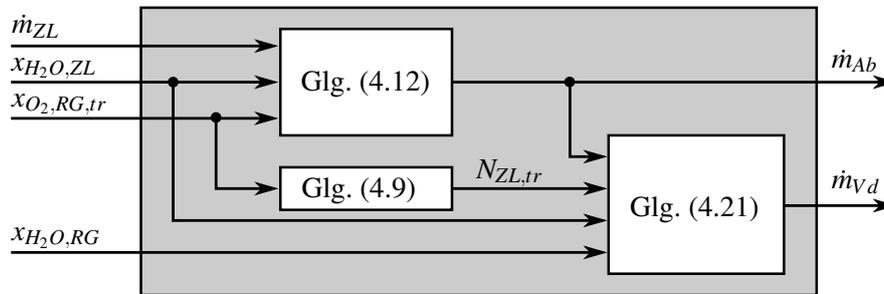


Abbildung 4.1.: Systemtechnische Sichtweise des inversen Verbrennungsmodells bei nichtsimultantem Ablauf von Abbau und Verdampfung

strom \dot{m}_{ZL} , der Wassergehalt der Zuluft $x_{H_2O,ZL}$, der Sauerstoffgehalt des trockenen Rauchgases $x_{O_2,RG,tr}$ und der Wassergehalt des (feuchten) Rauchgases $x_{H_2O,RG}$ bilden die Eingangsgrößen des Modells. Durch die angeführten statischen Beziehungen können die Massenströme des abgebauten trockenen Brennstoffs \dot{m}_{Ab} und des verdampften Wassers \dot{m}_{Vd} berechnet werden.

4.3.2. Das Verbrennungsmodell

Das Verbrennungsmodell dient zur Berechnung des Sauerstoffgehalts und des Rauchgasmassenstroms aus den Massenströmen der Zuluft, des abgebauten trockenen Brennstoffs und des

verdampften Wassers. Im Gegensatz zum inversen Modell soll das eigentliche Modell im Kapitel 7 mit den anderen Teilmodellen zu einem Gesamtmodell zusammengefügt werden, das Ausgangspunkt für einen Reglerentwurf sein soll. Hier sind Vereinfachungen aus folgenden Gründen notwendig: Zum einen werden manche verwendeten physikalischen Größen nur während der Modellierungsversuche gemessen, jedoch nicht im realen Betrieb der Anlage. Zum anderen ergeben sich wesentliche Vereinfachungen im späteren Gesamtmodell, die eine Anwendung modellbasierter Reglerentwurfsmethoden erst möglich machen. Deswegen wurden folgende Vereinfachungen getroffen, die in weiterer Folge begründet werden:

1. Für die Berechnung der adiabaten Verbrennungstemperatur kann von einer mittleren konstanten Rauchgaszusammensetzung ausgegangen werden.
2. Bei Pellet-Feuerungen kann von simultanem Ablauen von Abbau und Verdampfung ausgegangen werden.

ad. 1.: Berechnung der adiabaten Verbrennungstemperatur mit einer mittleren konstanten Rauchgaszusammensetzung:

Wie auch schon in [3, 28, 30] für Hackschnitzel-Feuerungsanlagen vorgeschlagen wurde, kann für die Berechnung der spezifischen Enthalpie des Rauchgases von einer mittleren konstanten Rauchgaszusammensetzung $\bar{x}_{i,RG}$ ausgegangen werden. Dabei wurde $\bar{x}_{i,RG}$ gleich

$$\{\bar{x}_{O_2,RG} ; \bar{x}_{N_2,RG} ; \bar{x}_{CO_2,RG} ; \bar{x}_{H_2O,RG}\} = \{0,09 ; 0,71 ; 0,1 ; 0,1\} \quad (4.33)$$

gewählt, was einer typischen Rauchgaszusammensetzung der Pellet-Feuerungsanlage entspricht. Die Wahl einer näherungsweise konstanten Rauchgaszusammensetzung ist für den Brennstoff Pellets aufgrund des konstanten Wassermassenanteils noch zutreffender als bei Hackschnitzel-Feuerungen. Es können somit folgende mittlere Größen definiert werden:

$$\bar{M}_{RG} := \sum_{i=O_2}^{H_2O} \bar{x}_{i,RG} M_i \quad (4.34)$$

$$\bar{k}_{h,RG} := \frac{1}{\bar{M}_{RG}} \sum_{i=O_2}^{H_2O} \bar{x}_{i,RG} k_{h,i} \quad (4.35)$$

$$\bar{d}_{h,RG} := \frac{1}{\bar{M}_{RG}} \sum_{i=O_2}^{H_2O} \bar{x}_{i,RG} d_{h,i} \quad (4.36)$$

Wobei nun $\bar{k}_{h,RG}$ und $\bar{d}_{h,RG}$ mittlere konstante Parameter zur Bestimmung der spezifischen Enthalpie des Rauchgases und \bar{M}_{RG} eine mittlere konstante molare Masse des Rauchgases sind. Dadurch vereinfacht sich die Gleichung (4.32) zu

$$T_{ad} = \frac{1}{\bar{k}_{h,RG}} \left(\frac{h_{ZL} \dot{m}_{ZL} + H_{u,CH} \dot{m}_{Ab} - h_V \dot{m}_{Vd}}{\dot{m}_{RG}} - \bar{d}_{h,RG} \right) \quad (4.37)$$

ad. 2.: Simultanes Ablauen von Abbau und Verdampfung:

Um zu untersuchen, ob von simultanem Ablauen von Abbau und Verdampfung ausgegangen werden kann, wird der Einfluss auf die adiabate Verbrennungstemperatur betrachtet. Diese Größe

4. Modellierung der Verbrennung

wird betrachtet, weil sie ein Maß für die freigesetzte Energie und somit systemtechnisch von Interesse ist.

Simultan heißt, dass der Massenstrom des verdampften Wassers $\dot{m}_{v,d}$ nach Gleichung (4.16) berechnet werden kann. Nicht simultan heißt, dass der Massenstrom des verdampften Wassers nach Gleichung (4.21) berechnet werden muss.

Diese Massenströme für simultanes bzw. nicht simultanes Ablaufen von Abbau und Verdampfung führen mithilfe der Gleichung (4.32) zu zwei adiabaten Verbrennungstemperaturen:

$T_{ad}^{(sim)}$ für simultane Vorgänge

$T_{ad}^{(nsim)}$ für nicht simultane Vorgänge

Interessant ist nun beispielsweise die Entwicklung der adiabaten Temperaturen bei plötzlich erhöhtem Brennstoffeinschub - d.h. bei Leistungssprüngen. Abbildung 4.2 zeigt diese beiden adiabaten Verbrennungstemperaturen für einen Leistungssprung. Es wird deutlich, dass die sehr

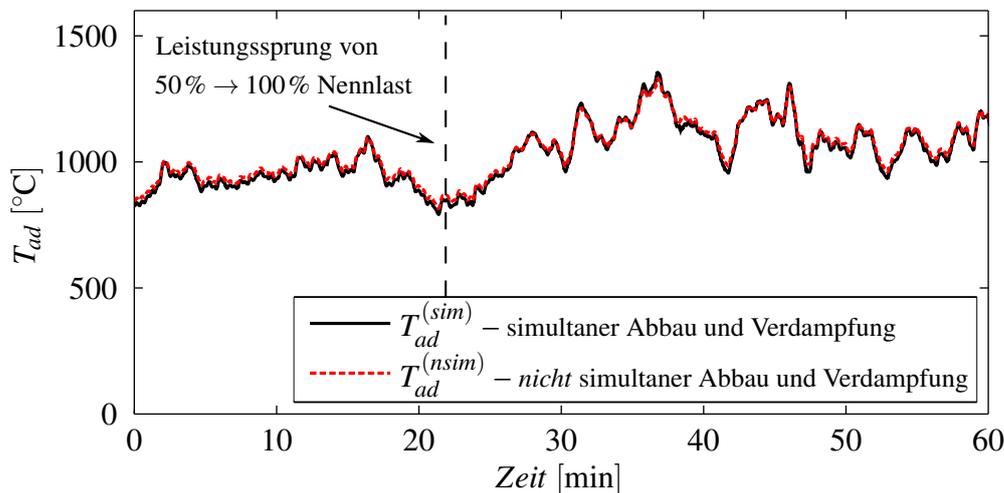


Abbildung 4.2.: Adiabate Verbrennungstemperatur für simultanen bzw. nicht simultanten Abbau und Verdampfung

vereinfachende und idealisierte Annahme von simultanem Ablaufen von Abbau und Verdampfung zu fast deckungsgleichen Ergebnissen führt. Es kann also für Pellet-Feuerungsanlagen im Gegensatz zu Hackschnitzelfeuerungen von simultanem Ablaufen von Abbau und Verdampfung ausgegangen werden. Dies liegt vor allem an dem niedrigen Wassermassenanteil der Pellets (unter 10 Gew% ftBS [36]). Bei Hackschnitzel kann dieser im Vergleich bis zu 60 Gew% ftBS sein. Mit dieser Vereinfachung ergibt sich nun das Verbrennungsmodell, wie es in Abbildung 4.3 zu sehen ist. Dabei bilden nun nur noch die Massenströme des abgebauten trockenen Brennstoffs und der Zuluft die Eingangsgrößen. Die adiabate Verbrennungstemperatur T_{ad} , der Rauchgasmassenstrom \dot{m}_{RG} und der Sauerstoffgehalt des trockenen Rauchgases $x_{O_2, RG, tr}$ wurden als Ausgangsgrößen gewählt. Wie die strichlierte Linie andeutet, könnte äquivalent zum Sauerstoffgehalt des trockenen Rauchgases auch das Luftmengenverhältnis λ als Ausgangsgröße gewählt werden, da sie gleich wie der Sauerstoffgehalt im Rauchgas ein Maß für den Luftüberschuss ist.

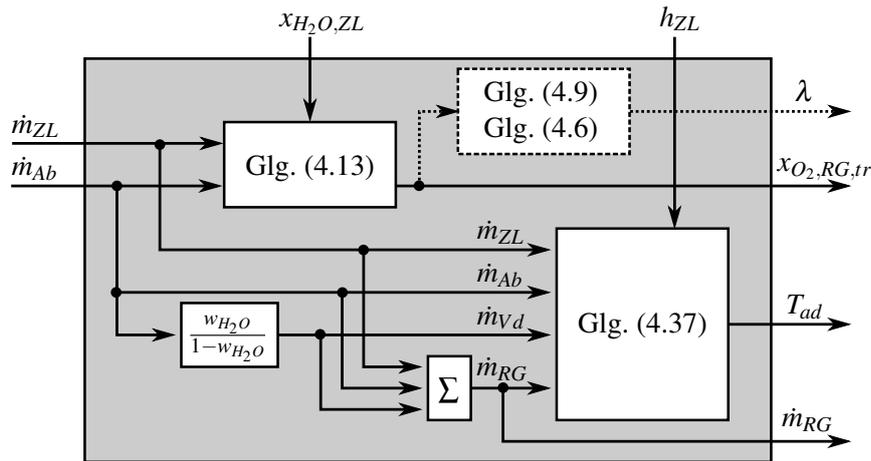


Abbildung 4.3.: Systemtechnische Sichtweise des Verbrennungsmodells bei simultanem Ablau- fen von Abbau und Verdampfung

Die Ausgangsgrößen sind zum Teil Eingangsgrößen des nächsten Teilsystems (\dot{m}_{RG} , T_{ad}) und teilweise auch schon regelungsrelevante Ausgangsgrößen des Gesamtmodells ($x_{O_2,RG,tr}$, λ). Der Wassergehalt der Zuluft sowie die spezifische Enthalpie h_{ZL} können als Störgrößen aufgefasst werden. Beide Größen werden im Betrieb der Anlage nicht gemessen. Der Wassergehalt könnte aus Messung der relativen Feuchte und der Lufttemperatur bestimmt werden. Die spezifische Enthalpie h_{ZL} ist von der Lufttemperatur und der Luftzusammensetzung abhängig (siehe Gleichung (4.25)). Bei der Luftzusammensetzung kann in analoger Weise wie beim Rauchgas von einer mittleren konstanten Zusammensetzung ausgegangen werden. Unter dieser Annahme würde die spezifische Enthalpie der Zuluft h_{ZL} ausschließlich von der Temperatur abhängig sein und wäre durch eine einzige Temperaturmessung im Betrieb bestimmbar. Im jetzigen Betrieb wird jedoch auf eine Temperaturmessung verzichtet, sodass die Störgröße als unbekannt aufgefasst werden muss.

4.4. Validierung des Verbrennungsmodells

Das Problem bei der Validierung des Verbrennungsmodells ist die unbekannt, nicht messbare Eingangsgröße \dot{m}_{Ab} . Wie schon in Abschnitt 3.2.4 bei der Modellierung der Brennstoffzufuhr diskutiert wurde, kann auch die Änderung der gemessenen Anlagenmasse nicht als Messwert für \dot{m}_{Ab} genutzt werden. Der Massenstrom an abgebautem trockenem Brennstoff muss bei konstanter Brennstoffzufuhr *stationär* jedoch im Mittel dem zugeführten trockenem Brennstoffmassenstrom entsprechen. D.h. es muss stationär im Mittel die Gleichung

$$\dot{m}_{Ab} \approx (1 - w_{H_2O}) \dot{m}_{BS} \quad (4.38)$$

erfüllt sein. Wird nun mithilfe des Modells für die Brennstoffzufuhr aus Kapitel 3 der Brennstoffmassenstrom \dot{m}_{BS} ermittelt und der Massenstrom an abgebautem trockenem Brennstoff \dot{m}_{Ab} nach der Näherung (4.38) berechnet, so kann das Modell stationär validiert werden. Für die

Validierung wird der Sauerstoffgehalt des trockenen Rauchgases betrachtet, da diese Größe eine relevante Ausgangsgröße des Gesamtsystems darstellt. In Abbildung 4.4 ist der gemessene Sauerstoffgehalt des trockenen Rauchgases dem modellierten Sauerstoffgehalt gegenübergestellt. Es wird deutlich, dass die Werte stationär gute Übereinstimmung zeigen. Bei Betrachtung der

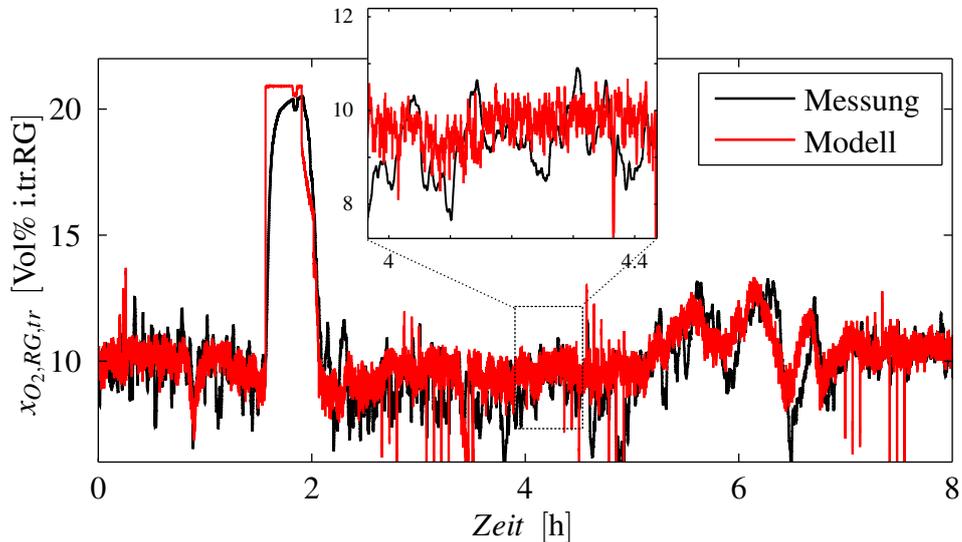


Abbildung 4.4.: Stationärer Vergleich von Messung und Modell für den Sauerstoffgehalt des trockenen Rauchgases

Ergebnisse bei einer zeitlich höheren Auflösung wird deutlich, dass die Werte aber nur im Mittel übereinstimmen. Die kurzfristigen Schwankungen können nicht abgebildet werden.

Bei der Validierung des Verbrennungsmodells mit dem zugeführten trockenen Brennstoffmassenstrom $(1 - w_{H_2O}) \dot{m}_{BS}$ statt des abgebauten trockenen Brennstoffmassenstroms \dot{m}_{Ab} wird die Dynamik zwischen diesen Größen nicht berücksichtigt. Diese vernachlässigte Dynamik wird besonders bei der Abreinigung des Wärmeübertragers um Stunde 2 deutlich. Bei der Abreinigung des Wärmeübertragers wird die Brennstoffzufuhr sprunghaft unterbrochen. Mit der fehlenden Dynamik liefert das Modell somit einen Sauerstoffsprung auf 21 Vol% i.tr.RG. Die sprunghafte Unterbrechung der Brennstoffzufuhr führt jedoch nicht zu einer sprunghaften Unterbrechung der Verbrennung, weil sich noch Brennstoff auf dem Drehrost befindet. Dieser gespeicherte Brennstoff im Brennstoffbett brennt weiter, sodass der Messwert des Sauerstoffgehalts des Rauchgases nicht sprunghaft auf 21 Vol% i.tr.RG steigt. Diese Dynamik wird in Kapitel 5 modelliert und ausführlicher erläutert.

4.5. Zusammenfassung

Das hier vorgestellte Verbrennungsmodell basiert auf einer stationären Stoffmengen- und Energiebilanz. Es wurde gezeigt, wie durch die Messung des Sauerstoffgehalts des trockenen Rauchgases, des Zuluftmassenstroms sowie des Wassergehalts des Rauchgases auf die Massenströme des

4. Modellierung der Verbrennung

abgebauten trockenen Brennstoffs und des verdampften Wassers rückgeschlossen werden kann. Diese Gleichungen wurden in einem inversen Modell zusammengefasst.

Durch die Wahl einer mittleren Rauchgaszusammensetzung und der Annahme des simultanen Ablaufens von Abbau und Verdampfung wurde die Berechnung der adiabaten Verbrennungstemperatur sehr einfach und kompakt. Dabei zeigt das Modell (trotz dieser Vereinfachungen) hinreichende Genauigkeit. Diese deutliche Vereinfachung kann bei der Modellierung des Brennstoffbetts im nächsten Kapitel sehr gut ausgenutzt werden. So muss nun lediglich der Massenstrom an abgebautem trockenen Brennstoff modelliert werden. Der Massenstrom des verdampften Wassers ergibt sich dann durch den statischen Zusammenhang aus Gleichung (4.16).

Es ist an dieser Stelle anzumerken, dass eine Validierung dieses Verbrennungsmodells nicht direkt möglich ist, da die adiabate Verbrennungstemperatur nicht messbar ist. Außerdem ist der Massenstrom an abgebautem trockenen Brennstoff als Eingangsgröße des Modells noch unbekannt, da dieser erst im nächsten Kapitel 5 modelliert wird. Für diese Modellierung wiederum wird aber das inverse Verbrennungsmodell gebraucht.

Eine stationäre Überprüfung des Modells anhand des Sauerstoffgehalts des Rauchgases zeigt jedoch gute stationäre Übereinstimmung des Modells mit der Messung.

5. Modellierung des Brennstoffbetts

In diesem Kapitel wird der Abbauvorgang des am Drehrost liegenden Brennstoffs während der Verbrennung nachgebildet. Es wird also der dynamische Zusammenhang zwischen eintretendem (festen) Brennstoffmassenstrom \dot{m}_{BS} durch die Brennstoffschnecke und dem Massenstrom an abgebautem trockenem (gasförmigen) Brennstoff \dot{m}_{Ab} modelliert. Wie sich zeigen wird, ist der Abbau der Biomasse wesentlich vom Primärluftmassenstrom \dot{m}_{PL} abhängig. So bilden die Massenströme der Primärluft und des Brennstoffs die Eingangsgrößen und der Massenstrom an abgebautem Brennstoff die Ausgangsgröße dieses Teilsystems. Die mathematische Modellierung beruht grundsätzlich auf einer Massenbilanz, wie sie in [8] auch für Rostfeuerungen mit Hackschnitzel vorgeschlagen wurde. Im Gegensatz zu den Modellen für Hackschnitzel-Feuerungen aus [8], kann bei Pellet-Feuerungen jedoch auf die Modellierung des Massenstroms an verdampften Wasser durch ein dynamisches Modell verzichtet werden. Dies wurde im vorangegangenen Kapitel 4 diskutiert und liegt im Wesentlichen am geringen Wassermassenanteil der Pellets. Dadurch vereinfacht sich das Modell zu einem System erster Ordnung. Außerdem kann durch den Aufbau der Anlage und einer gezielten Wahl der Systemgrenzen für das Brennstoffbett ein totzeitfreies Modell gefunden werden. Das System aus [8] weist eine Totzeit auf.

In Abschnitt 5.1 werden dazu zunächst die wesentlichen Vorgänge im Brennstoffbett erläutert. Erst durch eine räumliche Zuordnung dieser Vorgänge kann die Dynamik richtig abgebildet werden und die Idee für die Brennstoffbettmodellierung aus [8] übernommen werden.

Die Parameter des Modells werden in Abschnitt 5.2 aus Messdaten von gezielten Versuchen bestimmt.

Die Validierung in Abschnitt 5.3 ist erst mit Modellen aus dem Teilsystem der Verbrennung aus Kapitel 4 und der Luft- bzw. Brennstoffzufuhr aus Kapitel 3 möglich. Denn mithilfe des inversen Verbrennungsmodells kann auf die Ausgangsgröße zurückgerechnet werden und erst mit den Modellen für die Luftzufuhr und die Brennstoffzufuhr ist eine Berechnung der Eingangsgrößen möglich. Die Validierung zeigt trotz des sehr einfach gewählten Modellansatzes erstaunlich gute Ergebnisse.

5.1. Prozesse im Brennstoffbett und mathematische Modellansätze

In Abbildung 5.1 sind die wesentlichen Anlagenteile in Hinblick auf das Brennstoffbett schematisch dargestellt. Die Biomasse wird in Form von Pellets durch die Brennstoffschnecke von unten auf den rotierenden Drehrost befördert. Es handelt sich deswegen bei der betrachteten Anlage

5. Modellierung des Brennstoffbetts

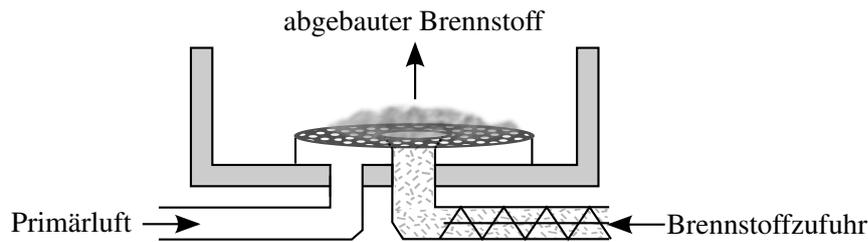


Abbildung 5.1.: Schematische Darstellung der wesentlichen Anlagenteile in Hinblick auf das Brennstoffbett

um eine sogenannte Unterschubfeuerung. Eine Zelleradschleuse vor der Brennstoffschnecke verhindert, dass durch die Schnecke Falschlufft angesaugt wird. Dadurch wird auch gleichzeitig ein Rückbrand des Brennmaterials in der Schnecke verhindert. Die für die Verbrennung benötigte Primärluft gelangt durch Löcher im Drehrast an die Unterseite des Brennstoffbetts.

Angefangen vom kalten unverbrannten Zustand bis hin zur Asche, durchläuft der Brennstoff kontinuierlich drei wesentliche Vorgänge [26]: Trocknung, Freisetzung der flüchtigen Bestandteile und Holzkohlenausbrand. Zunächst wird der feuchte kalte Brennstoff erwärmt und das darin enthaltene Wasser verdampft. Durch weitere Erwärmung des nun trockenen Brennstoffs werden die flüchtigen brennbaren Bestandteile freigesetzt. Zurück bleibt fester Kohlenstoff (Holzkohle). Unter Zufuhr von (Primär-)Luft verbrennt die Holzkohle unter Wärmefreigabe zu Kohlenstoffmonoxid bzw. Kohlenstoffdioxid. Unbrennbare Bestandteile bleiben in Form von Asche zurück. Der Aschenanteil beträgt bei Pellets nur ca. 0,3 % und wird deswegen in weiterer Folge vernachlässigt.

Mithilfe von Ergebnissen aus CFD-Simulationen (computational fluid dynamics) in [24] und [25] lassen sich die drei Vorgänge räumlich zuordnen. In diesen Arbeiten wurde eine Pellet-Unterschubfeuerung mit nahezu identischem Aufbau und einer Nennleistung von 20kW analysiert. Die angewendeten numerischen Analyseverfahren umfassen räumlich und zeitlich hoch aufgelöste Strömungs- und Wärmeberechnungen. Die Abbildung 5.2 zeigt die unterschiedlichen Abbauraten für verschiedene Gase entlang eines vertikalen Schnitts durch das Brennstoffbett, die durch eine Simulation berechnet wurden.

Folgende wichtige Schlussfolgerungen können aus der Betrachtung der Ergebnisse gewonnen werden:

1. Die Trocknung, d.h. die Verdampfung von Wasser (H_2O) findet ausschließlich über der Brennstoffzufuhr statt. Sie kann damit nicht vom Primärluftmassenstrom abhängig sein. Außerdem ist die Verdampfung vollständig abgeschlossen, bevor die Pellets die Oberfläche des Brennstoffbetts erreichen.
2. Die Freisetzung der flüchtigen Bestandteile findet an der Oberfläche des Brennstoffbetts statt und zum Teil auch schon über der Brennstoffzufuhr. Das ist möglich, da die Freisetzung keinen Sauerstoff benötigt, sondern ausschließlich von der Temperatur abhängig ist.
3. Der Holzkohlenausbrand, d.h. die Bildung von Kohlenstoffmonoxid (CO) und Kohlenstoffdioxid (CO_2) findet zum großen Teil an der Unterseite des Brennstoffbetts statt. Der

5. Modellierung des Brennstoffbetts

Kohlenausbrand findet nur dort statt, wo die Primärluft hinzukommt. Die Verbrennung von Kohle und damit die Freisetzung von Wärme wird wesentlich beeinflusst von der Primärluft. Die Wärme wird somit von der Unterseite des Brennstoffbetts nach oben transportiert.

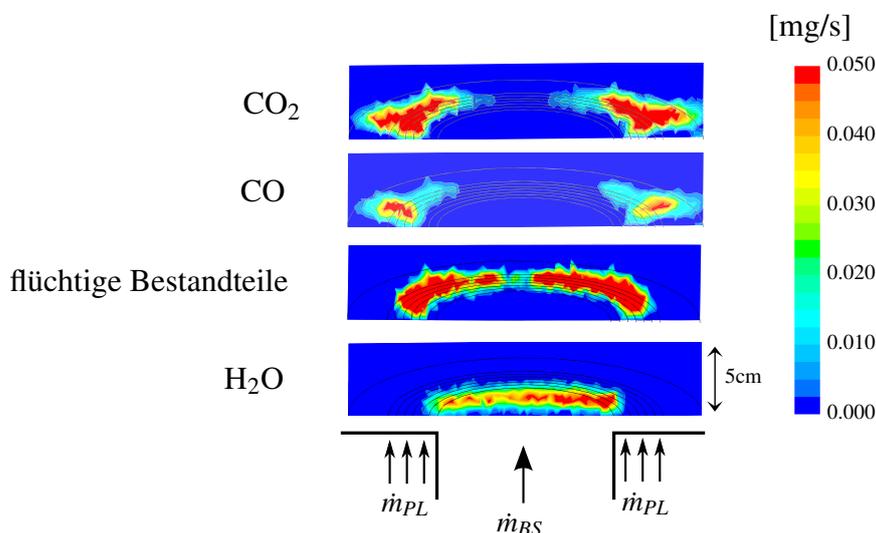


Abbildung 5.2.: Durch eine CFD-Simulation berechnete Abbauraten aus [25] mit: einem durchschnittlichen Brennstoffmassenstrom von $5,023 \text{ kg h}^{-1}$; einem Geamtluftverhältnis von 1,58; einem Luftverhältnis im Brennstoffbett von 0,64; einem Brennstoffwassergehalt von 8,12 Gew.% ftBS

Aus diesen Schlussfolgerungen können die drei Vorgänge im Brennstoffbett nun räumlichen Zonen zugeordnet werden. Diese Zuordnung ist in Abbildung 5.3 dargestellt. Diese Unterteilung des Brennstoffbetts ist eine modellhafte Sichtweise, die grundlegend für die weitere Modellierung ist. Aufgrund der gleichen Richtung von Wärmestrom (durch Kohlenausbrand) und Luftstrom spricht man in diesem Fall von einer Gleichstromverbrennung. Da die Verdampfung

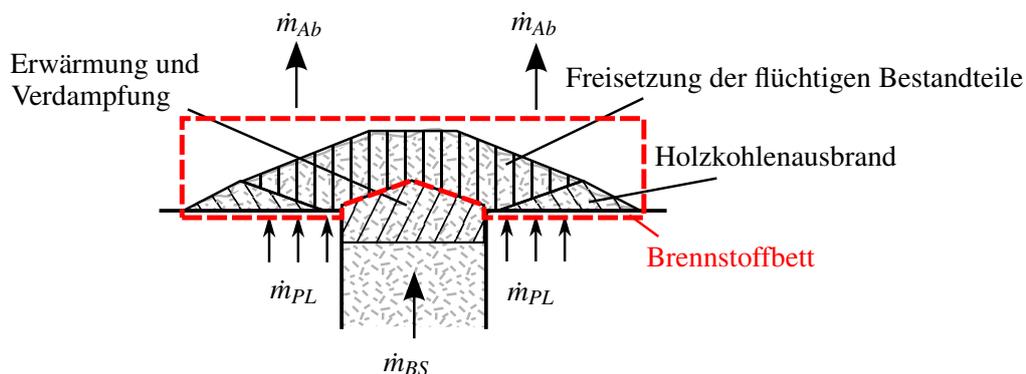


Abbildung 5.3.: Modellhafte Sichtweise des Brennstoffbetts mit Gleichstromverbrennung

näherungsweise als synchroner Prozess zum Abbau der trockenen Biomasse betrachtet werden kann, werden die Systemgrenzen des Brennstoffbetts in dieser Arbeit neu definiert. Diese werden

so gewählt, dass die Trocknungszone nicht zum Teilsystem gehört, wie es in Abbildung 5.3 rot markiert ist. Dies ist nur möglich, da sich auf der einen Seite diese Zone aufgrund des konstanten Brennstoffwassergehalts nicht verschiebt. Auf der anderen Seite kann davon ausgegangen werden, dass bei dem geringen Brennstoffwassergehalt immer ausreichend Wärme für die Trocknung zur Verfügung steht. Wird nun die Schnecke bewegt, so tritt (*ohne Zeitverzögerung!*) nur noch trockener Brennstoff in das Brennstoffbett mit den definierten Systemgrenzen ein. Im Gegensatz zu [8] gibt es hier somit keine Totzone, die eine Totzeit im Modell zur Folge hätte. Dieser grundlegende Unterschied wird zusätzlich durch die Tatsache untermauert, dass bei einer Unterschubfeuerung der feuchte Brennstoff durch die Wärmeleitung des senkrechten Rohrstücks kurz vor Eintritt in den Feuerraum bereits erwärmt wird.

Für die mathematische Modellierung wird nun die Änderung der Masse an trockenem Brennstoff am Bett m_{CHO} durch eine Bilanz beschrieben:

$$\frac{d}{dt} (\text{Masse am Brennstoffbett}) = \text{zugeführter Massenstrom} - \text{abgeführter Massenstrom} \quad (5.1)$$

$$\frac{dm_{CHO}}{dt} = \dot{m}_{BS,tr} - \dot{m}_{Ab} \quad (5.2)$$

mit \dot{m}_{Ab} , dem abgeführten Massenstrom an abgebautem trockenem Brennstoff und $\dot{m}_{BS,tr}$, dem zugeführten trockenen Brennstoffmassenstrom. Der eintretende trockene Brennstoffmassenstrom ergibt sich mit dem Wassergehalt des Brennstoffs w_{H_2O} zu

$$\dot{m}_{BS,tr} = (1 - w_{H_2O})\dot{m}_{BS}. \quad (5.3)$$

Der Massenstrom an abgebautem Brennstoff setzt sich aus den Massenströmen der freigesetzten flüchtigen Bestandteile und des Holzkohlenausbrands zusammen. Dabei werden beide Vorgänge gemeinsam und somit als synchron betrachtet. Wie oben gezeigt wurde, liegt eine Gleichstromverbrennung vor. Somit kann für die Modellierung des abgebauten Brennstoffs der Modellansatz aus [8] verwendet werden, der sich auf folgende Argumentation stützt: Der Abbau ist umso größer, je mehr Brennstoff sich auf dem Bett befindet. Das heißt, er ist proportional zur aktuell vorhandenen Masse am Bett m_{CHO} mit dem konstanten Proportionalitätsfaktor \tilde{c}_{Ab} . Es kann außerdem gezeigt werden, dass der Holzkohlenausbrand nur vom Primärluftmassenstrom und vom Partialdruck des Sauerstoffs abhängig ist, jedoch unabhängig von der vorherrschenden Temperatur [9]. Beim Holzkohlenausbrand wird die Wärme freigesetzt, die für die darüber stattfindende Freisetzung der flüchtigen Bestandteile benötigt wird. Der Massenstrom an abgebautem Brennstoff wird somit abhängig vom Primärluftmassenstrom sein. In [8] wurde gezeigt, dass der Primärluftmassenstrom multiplikativ mit einer Funktion $f(\dot{m}_{PL})$ eingeht. Der Massenstrom an abgebautem Brennstoff kann somit durch die Gleichung¹

$$\dot{m}_{Ab} = \tilde{c}_{Ab}m_{CHO} \cdot f(\dot{m}_{PL}) \quad (5.4)$$

mathematisch beschrieben werden.

¹ Eine Berücksichtigung der Drehrostbewegungen brachte keine Verbesserung des Modells.

Um die unbekannte Funktion $f(\dot{m}_{PL})$ zu bestimmen, wurde folgender Versuch an der realen Anlage durchgeführt: Der Primärluftmassenstrom wurde kurzzeitig für ca. 10s sprunghörmig verringert bzw. erhöht. Wie im nächsten Abschnitt noch gezeigt wird, beträgt die Zeitkonstante des Brennstoffbetts (mit einem bestimmten Primärluftmassenstrom) ca. 120 s. Somit kann für diese kurzzeitigen Sprünge davon ausgegangen werden, dass die Masse des trockenen Brennstoffs am Bett m_{CHO} näherungsweise konstant ist. Für diesen Versuch wurde das Ansaugrohr vor dem Zuluftventilator teilweise abgedeckt bzw. durch einen zweiten Ventilator in das Ansaugrohr hineingeblasen (vgl. Abbildungen A.15 und A.16 im Anhang A). Genau genommen wurden in dem Versuch also *immer* der Primärluftmassenstrom und der Sekundärluftmassenstrom sprunghörmig verändert². Zwischen den Sprüngen wurde ein Zeitfenster von 4 min gelassen, sodass sich das Brennstoffbett vor dem nächsten Sprung wieder im eingeschwungenen Zustand befand. Diese Sprünge wurden für verschiedenste Betriebszustände im Teil- und Vollastbetrieb der Pellet-Feuerung durchgeführt. Der Primärluftmassenstrom wird nicht gemessen. Jedoch kann er mithilfe des Zuluftmodells aus Kapitel 3 aus dem gemessenen Zuluftmassenstrom \dot{m}_{ZL} berechnet werden. Zu beachten ist jedoch, dass durch die Art des Versuchs, das Modell der Luftzufuhr verändert wurde. Das Zuluftmodell kann die Luftsprünge nicht abbilden. Um das Modell zur Berechnung des Primärluftmassenstroms \dot{m}_{PL} trotzdem zu verwenden, wird die Annahme getroffen, dass sich das Aufteilungsverhältnis zwischen Primärluftmassenstrom und Sekundärluftmassenstrom während des kurzzeitigen Sprungs nicht signifikant ändert. Dies ist aufgrund der thermischen Trägheit der Sekundärluftzufuhr sicher zulässig. So kann das modellierte Aufteilungsverhältnis zur Bestimmung des Primärluftmassenstroms nach Gleichung (3.26) mit dem gemessenen Zuluftmassenstrom \dot{m}_{ZL} ermittelt werden.

In Abbildung 5.4 ist der Massenstrom des abgebauten Brennstoffs \dot{m}_{Ab} in Abhängigkeit des Primärluftmassenstroms \dot{m}_{PL} für alle durchgeführten kurzzeitigen Sprünge dargestellt. Die

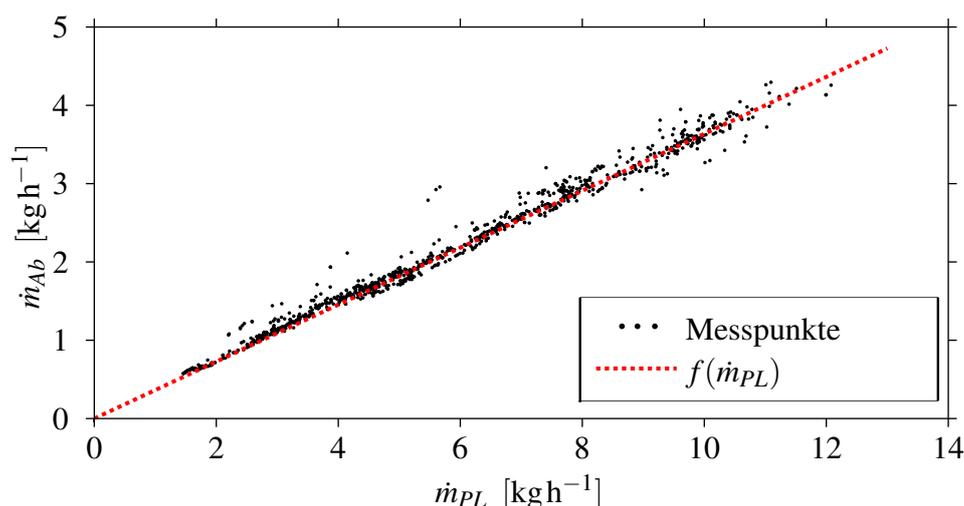


Abbildung 5.4.: Massenstrom des abgebauten Brennstoffs \dot{m}_{Ab} in Abhängigkeit des Primärluftmassenstroms \dot{m}_{PL} für kurzzeitige Sprünge der Primärluft

² Für eine reine Veränderung des Primärluftmassenstroms wären weitere Versuche mit sehr aufwendigen konstruktiven Veränderungen der Anlage notwendig.

Abbildung 5.4 legt einen ähnlichen affinen Ansatz wie bei Hackschnitzel-Feuerungen mit

$$f(\dot{m}_{PL}) = c_f(\dot{m}_{PL} + \dot{m}_{PL0}), \quad (5.5)$$

mit den Konstanten c_f und \dot{m}_{PL0} nahe. Für die betrachtete Pellet-Feuerung fallen dabei zwei wesentliche Unterschiede im Vergleich zu den Hackschnitzel-Feuerungen aus [8] auf:

1. Wie Abbildung 5.4 zeigt, gilt

$$\dot{m}_{PL0} = 0. \quad (5.6)$$

Ein Grund dafür könnte sein, dass die Verbrennung wesentlich durch den Holzkohlenausbrand bestimmt wird, für den Sauerstoff benötigt wird.

2. Die Primärluftsprünge wurden für verschiedene Leistungsbereiche der Anlage zwischen 50 bis 100 % gemacht. Im Gegensatz zu der in [8] betrachteten Hackschnitzel-Feuerung kann der Zusammenhang durch eine einzige Gerade bei verschiedensten Lasten beschrieben werden. Betrachtet man Gleichung (5.4) kann man schlussfolgern, dass für unterschiedliche Leistungen im stationären Zustand immer die gleiche Masse an Brennstoff am Bett liegt.

Setzt man nun Gleichungen (5.3) bis (5.6) in die Massenbilanzgleichung (5.2) ein, so erhält man mit der Definition der Abbaukonstante

$$c_{Ab} := \tilde{c}_{Ab} c_f \quad (5.7)$$

das Gesamtmodell zu

$$\frac{dm_{CHO}}{dt} = -c_{Ab} m_{CHO} \dot{m}_{PL} + \dot{m}_{BS,tr} \quad (5.8)$$

mit $\dot{m}_{Ab} = c_{Ab} m_{CHO} \dot{m}_{PL}$

als mathematisches Modell für das Brennstoffbett, wobei sich der trockene Brennstoffmassenstrom aus der Gleichung (5.3) ergibt. An dieser Stelle sei nochmals explizit darauf hingewiesen, dass der Massenstrom des verdampften Wassers \dot{m}_{Vd} *nicht* durch ein dynamisches Modell beschrieben werden muss. Da dieser Massenstrom wichtig für die Energiebilanz des Verbrennungsprozesses ist, wie in Kapitel 4 bereits gezeigt wurde, ist er Teil des Verbrennungsmodells und nicht des Brennstoffbetts.

Aus systemtechnischer Sicht handelt es sich bei dem Brennstoffbettmodell um ein dynamisches System erster Ordnung. Mit dem Primärluftmassenstrom \dot{m}_{PL} sowie dem trockenen Brennstoffmassenstrom $\dot{m}_{BS,tr}$ als Eingangsgrößen und dem Massenstrom des abgebauten trockenen Brennstoffs \dot{m}_{Ab} als Ausgangsgröße, ergibt sich das Modell wie es in Abbildung 5.5 dargestellt ist. Es ist bewusst der trockene Brennstoffmassenstrom als Eingangsgröße gewählt, weil einerseits die Systemgrenzen so festgelegt wurden und andererseits nur der Abbau der trockenen Biomasse modelliert wurde.

Die Bestimmung des Parameters c_{Ab} erfolgt im folgenden Abschnitt 5.2.

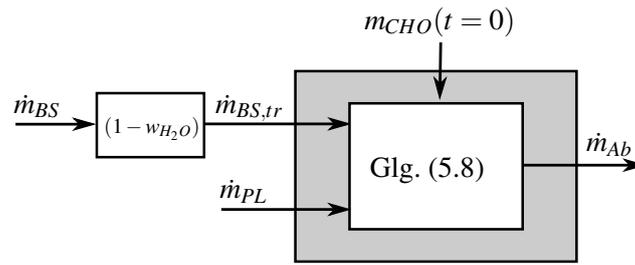


Abbildung 5.5.: Systemtechnische Sicht des Brennstoffbetts mit Eingangs- und Ausgangsgrößen

5.2. Parameterbestimmung

Um das Modell des Brennstoffbetts vollständig zu bestimmen, muss nun folgende Konstante bestimmt werden:

c_{Ab} ... [kg^{-1}] Abbaukonstante

Für deren Bestimmung wurde ein Auslaufversuch betrachtet. Im Auslauf wird die Feuerung kontrolliert heruntergefahren. Dies geschieht, indem die Brennstoffzufuhr gestoppt ($\dot{m}_{BS} = 0$) und durch weitere Luftzufuhr der gespeicherte Brennstoff am Bett abgebrannt wird. Die betrachtete Pellet-Feuerung wird auf diese Art und Weise nach längerem Betrieb gezielt heruntergefahren, um eine automatisierte Reinigung des Wärmeübertragers durchzuführen.

Betrachtet man nun zusätzlich einen Zeitabschnitt, indem der Primärluftmassenstrom \dot{m}_{PL} konstant ist, so vereinfacht sich die Differenzialgleichung (5.8) mit der Definition der Zeitkonstanten

$$\tau := \frac{1}{c_{Ab}\dot{m}_{PL}} \quad (5.9)$$

zu

$$\frac{dm_{CHO}}{dt} = -\frac{1}{\tau}m_{CHO}. \quad (5.10)$$

Dies ist nun eine lineare gewöhnliche Differenzialgleichung mit konstanten Koeffizienten, deren Lösung sich unmittelbar angeben lässt zu

$$m_{CHO}(t) = m_{CHO,0} \cdot e^{-\frac{1}{\tau}t} \quad \text{mit} \quad m_{CHO,0} := m_{CHO}(t=0). \quad (5.11)$$

Setzt man diese Gleichung in die Ausgangsgleichung von (5.8) ein kann mithilfe der Definition (5.9) unmittelbar auch ein zeitlicher Verlauf für den abgebauten Brennstoffmassenstrom \dot{m}_{Ab} mit

$$\dot{m}_{Ab}(t) = \frac{m_{CHO,0}}{\tau} \cdot e^{-\frac{1}{\tau}t} \quad (5.12)$$

angegeben werden. Die Parameter dieser Funktion ($m_{CHO,0}$, τ) wurden mittels eines numerischen Optimierungsalgorithmuses unter Minimierung eines quadratischen Gütekriteriums mit

$$\tau = 117,1 \text{ s} \quad \text{und} \quad m_{CHO,0} = 0,114 \text{ kg} \quad (5.13)$$

bestimmt. Der gemessene³ Verlauf des abgebauten Brennstoffs \dot{m}_{Ab} , sowie der berechnete Verlauf ist in Abbildung 5.6 dargestellt.

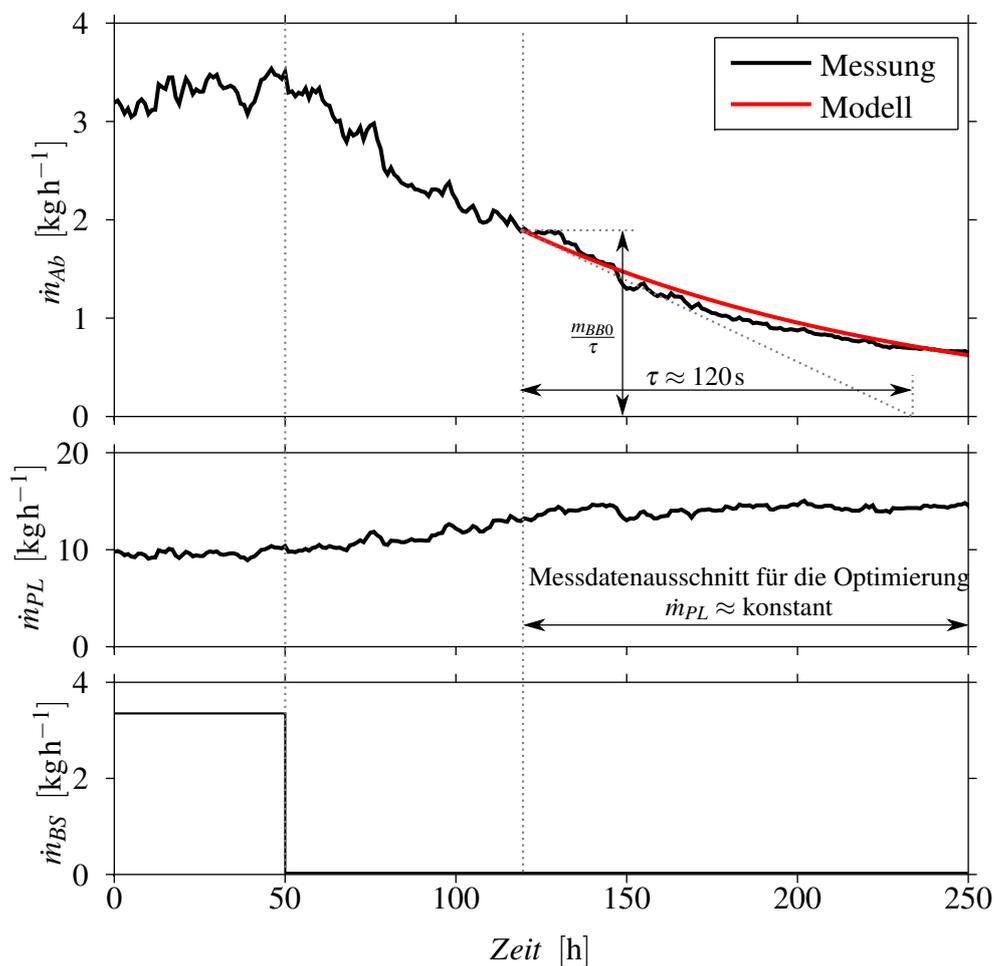


Abbildung 5.6.: Vergleich von Messung und Modell für den Massenstrom an abgebautem trockenem Brennstoff \dot{m}_{Ab} für einen Auslaufversuch (oben) mit den Eingangsgrößen: Primärluftmassenstrom \dot{m}_{PL} (mitte) und Brennstoffmassenstrom \dot{m}_{BS} (unten)

Mit Gleichung (5.9) und dem gemessenen (konstanten) Primärluftmassenstrom für diesen Versuchsabschnitt ergibt sich die gesuchte Abbaukonstante letztlich zu

$$c_{Ab} = 2,60 \text{ kg}^{-1}. \quad (5.14)$$

³ Genau genommen wurde \dot{m}_{Ab} mithilfe des inversen Verbrennungsmodells aus Kapitel 4 mit Messgrößen berechnet.

5.3. Validierung des Brennstoffbettmodells

Für die Validierung des Modells wird ein Versuchsausschnitt betrachtet, der eine

- Variation des Brennstoffmassenstroms (teilweise sogar sprungartig),
- eine Wärmeübertrager-Reinigung
- und kurzzeitige Luftmassenstromsprünge

beinhaltet. Dieser Versuch wird in verschiedenen Zeitaufösungen betrachtet und es wird diskutiert, welche Dynamiken durch das Brennstoffbett abgebildet werden können und welche nicht. Dabei wird aus Messdaten mithilfe des inversen Verbrennungsmodells auf den Massenstrom an abgebautem trockenem Brennstoff zurückgerechnet (Messung). Die Eingangsgrößen werden mithilfe der Modelle für die Luft- und Brennstoffzufuhr aus Kapitel 3 berechnet. Abbildung 5.7 vergleicht die Messungen mit den Simulationsergebnissen für den gesamten Versuch über 500 min (entspricht 8 h und 20 min). Die Abbildungen 5.8 bis 5.10 zeigen eine höhere zeitliche Auflösung des gleichen Versuchs, wobei Abbildung 5.8 die Wärmeübertrager-Reinigung, Abbildung 5.9 die Brennstoffschwankungen und Abbildung 5.10 die Luftmassenstromsprünge beinhalten.

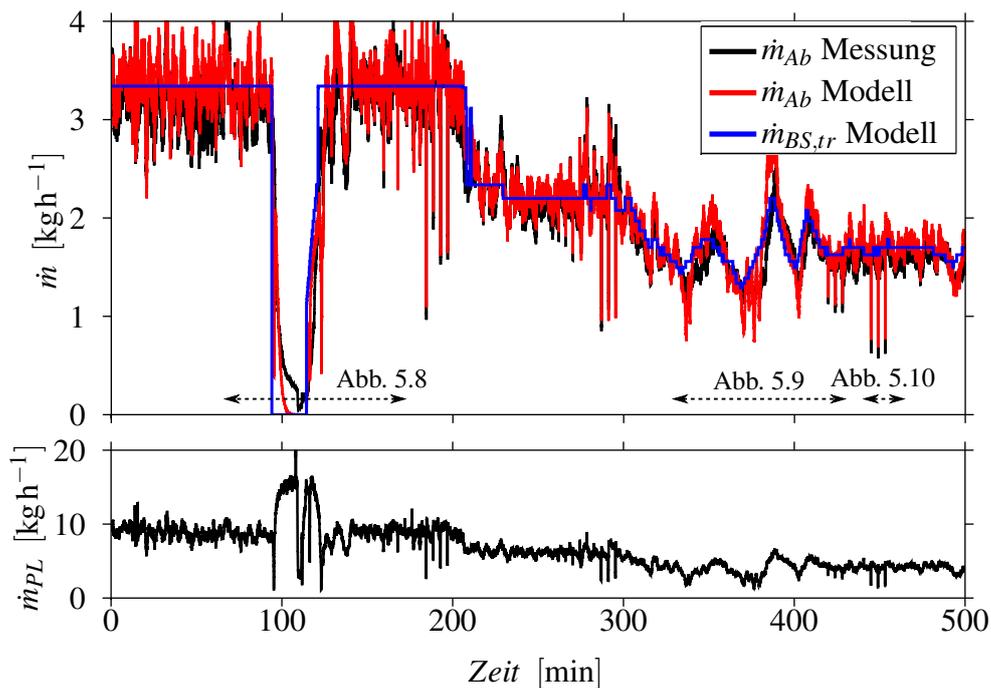


Abbildung 5.7.: Vergleich von Messung und Modell für den Massenstrom des abgebauten trockenen Brennstoffs \dot{m}_{Ab} mit den Eingangsgrößen $\dot{m}_{BS,tr}$ und \dot{m}_{PL} über die gesamte Versuchsdauer

Betrachtet man Abbildung 5.7, so erkennt man über einen sehr langen Zeitraum sehr gute Übereinstimmung zwischen gemessenen und mit dem Modell errechneten Werten. Die stationäre Übereinstimmung der Massenströme vom abgebauten Brennstoff \dot{m}_{Ab} und des zugeführten trockenen Brennstoffmassenstroms $\dot{m}_{BS,tr}$ verdeutlicht die zu grundlegende Massenbilanz.

Abbildung 5.8 zeigt den Abschnitt, in dem ab Minute 94 die Wärmeübertrager-Reinigung startet. Die Validierung zeigt, dass dieser Betrieb der Anlage durch das Modell nicht vernünftig

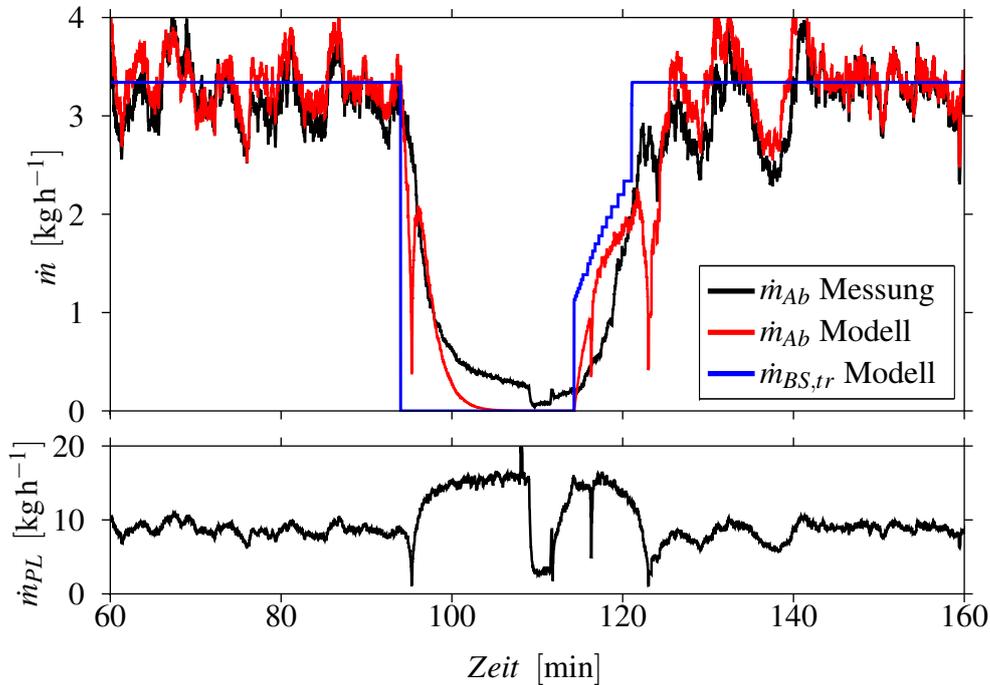


Abbildung 5.8.: Vergleich von Messung und Modell für den Massenstrom des abgebauten trockenen Brennstoffs \dot{m}_{Ab} mit den Eingangsgrößen $\dot{m}_{BS,tr}$ und \dot{m}_{PL} für die Wärmeübertrager-Reinigung ab Minute 94 (der zugeführte Brennstoffmassenstrom springt auf 0)

abgebildet werden kann. Da dieser Betriebszustand unregelmäßig ist und für den regulären Betrieb keine Bedeutung hat, muss das Modell diesen nicht detailliert abbilden können. Sehr auffällig in diesem Abschnitt sind die zwei Einbrüche im Massenstrom des abgebauten Brennstoffs \dot{m}_{Ab} bei Minute 94 und 125. Betrachtet man den Primärluftmassenstrom \dot{m}_{PL} zu diesen Zeitpunkten, so fällt auf, dass dieser ebenfalls zwei Einbrüche aufweist. Ausführlichere Untersuchungen haben gezeigt, dass der gemessene Zuluftmassenstrom jedoch nicht diese Einbrüche aufweist. D.h. es ändert sich zu diesen Zeitpunkten das Aufteilungsverhältnis, was schließlich zu diesen großen Einbrüchen im Primärluftmassenstrom und somit im Massenstrom des abgebauten Brennstoffs führt. Das zeigt deutlich, dass zwischen dem Sauerstoffgehalt des trockenen Rauchgases $x_{O_2, RG, tr}$ und der im Kapitel 3 zur Anpassung des Zuluftmodells (mit einem variablen Aufteilungsverhältnis) an den Heißbetrieb eingeführten mittleren Temperatur \bar{T} eine Dynamik vorhanden ist, die im Zuluftmodell so nicht berücksichtigt wird.

Diese Erkenntnis zeigt die Wichtigkeit der Modellierung des Primärluftmassenstroms – kann der Primärluftmassenstrom mit sehr hoher Genauigkeit modelliert werden, so kann der Massenstrom des abgebauten Brennstoffs umso deutlicher durch das Modell abgebildet werden.

Die Variationen des Brennstoffmassenstroms in Abbildung 5.9 werden prinzipiell gut abgebildet. Jedoch wird auch deutlich sichtbar, dass es eine größere Verzögerung zwischen dem zugeführ-

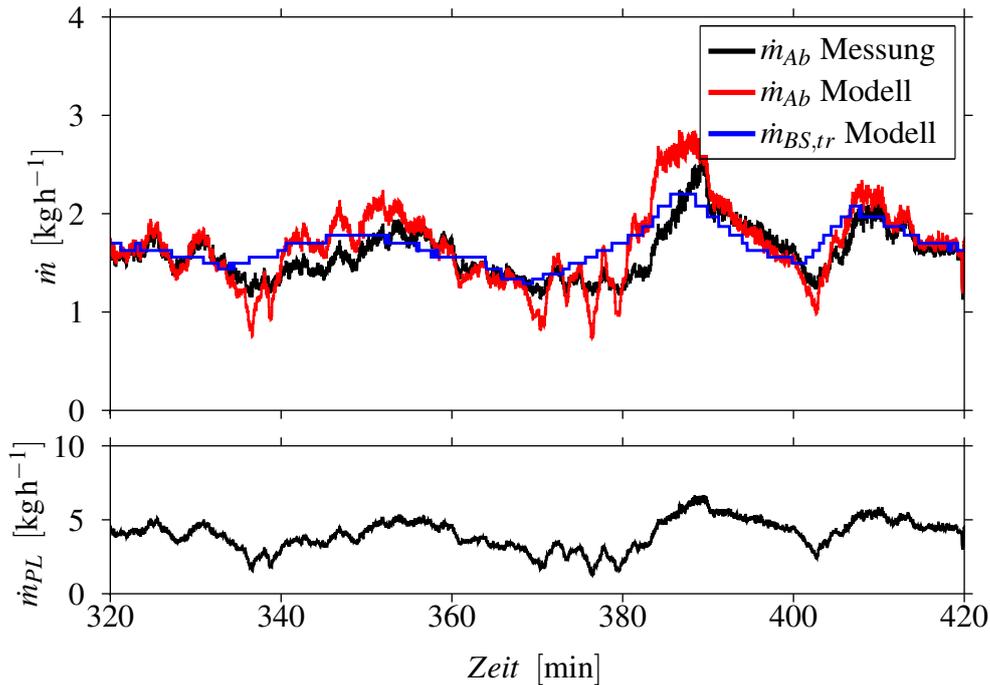


Abbildung 5.9.: Vergleich von Messung und Modell für den Massenstrom des abgebauten trockenen Brennstoffs \dot{m}_{Ab} mit den Eingangsgrößen $\dot{m}_{BS,tr}$ und \dot{m}_{PL} für eine Variation der Brennstoffzufuhr

ten trockenen Brennstoffmassenstrom $\dot{m}_{BS,tr}$ und dem Massenstrom des abgebauten trockenen Brennstoffs \dot{m}_{Ab} gibt, als sie durch das Brennstoffbettmodell berechnet wird. Das kann zum einen daran liegen, dass die Abbaukonstante c_{Ab} falsch bestimmt wurde und somit das Brennstoffbettmodell eine falsche Zeitkonstante aufweist. Um eine falsch bestimmte Abbaukonstante als Ursache auszuschließen, wäre ein Versuch notwendig, bei dem der Brennstoffmassenstrom und der Primärluftmassenstrom unabhängig voneinander variiert werden können. Dies war jedoch im Rahmen dieser Arbeit aufgrund der in Kapitel 2 diskutierten eingeschränkten Ansteuerungsmöglichkeiten der Anlage nicht möglich. Auf der anderen Seite kann die Ursache für diese Abweichung zwischen Messung und Modell auch in der Modellierung des Primärluftmassenstroms mithilfe des variablen Aufteilungsverhältnisses γ sein. Denn das Aufteilungsverhältnis ändert sich in Abhängigkeit einer mittleren Temperatur \bar{T} , die wiederum durch eine statische Beziehung abhängig vom Sauerstoff des trockenen Rauchgases $x_{O_2,RG,tr}$ ist und somit keine Dynamik berücksichtigt.

Die kurzzeitigen Luftsprünge bei näherungsweise konstantem Brennstoffmassenstrom in Abbildung 5.10 werden jedoch sehr gut durch das Modell abgebildet, sodass folglich die Abbaukonstante c_{Ab} mit hoher Wahrscheinlichkeit richtig bestimmt wurde und die Bestimmung des Primärluftmassenstroms als Ursache für die Abweichung in Abbildung 5.9 genauer untersucht werden sollte. Um das Modell endgültig zu validieren wäre eine Messung des Primärluftmassenstroms \dot{m}_{PL} somit unverzichtbar.

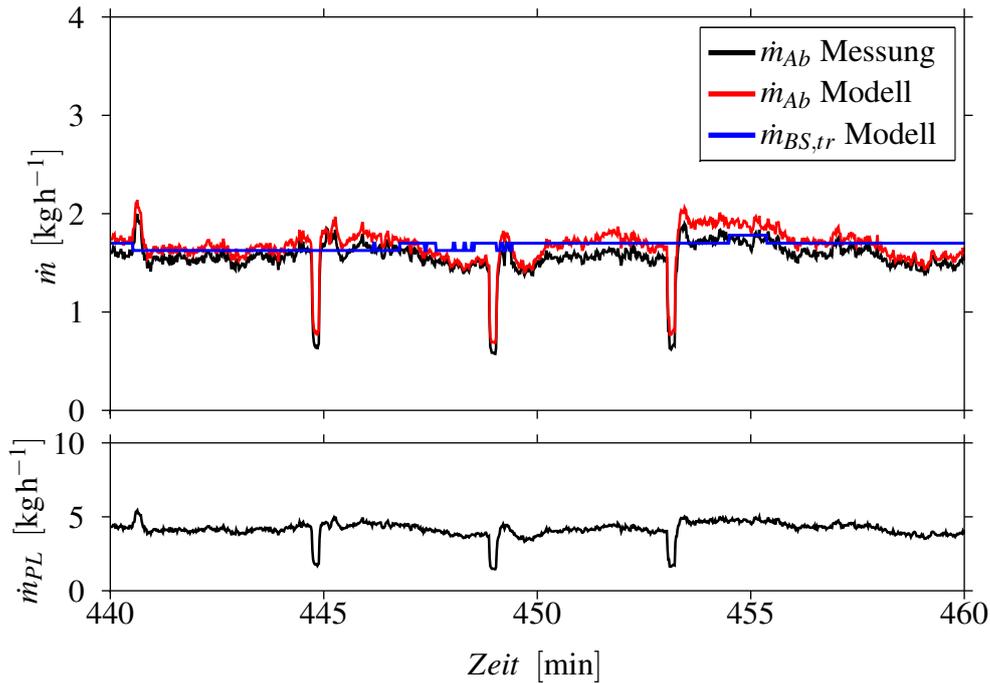


Abbildung 5.10.: Vergleich von Messung und Modell für den Massenstrom des abgebauten trockenen Brennstoffs \dot{m}_{Ab} mit den Eingangsgrößen $\dot{m}_{BS,tr}$ und \dot{m}_{PL} für die kurzzeitigen Sprünge des Primärluftmassenstroms um ca. -40%

5.4. Zusammenfassung

Untermauert durch Ergebnisse aus CFD-Simulationsstudien konnte der Modellansatz für den Abbau des trockenen Brennstoffs für eine Gleichstromverbrennung angewendet werden, wie er schon für Rostfeuerungen mit Hackschnitzel verwendet wurde. So konnte in diesem Kapitel das Brennstoffbett basierend auf einer Massenbilanz durch eine einzige gewöhnliche Differentialgleichung erster Ordnung beschrieben werden. Dabei hat es sich für die Vereinfachung des mathematischen Modells als zielführend herausgestellt, die Systemgrenzen des Modells neu zu definieren. Dadurch konnte ein totzeitfreie Beschreibung des Brennstoffbetts gefunden werden. Die Funktionstüchtigkeit des Modells wurde mit einem Vergleich zwischen Messwerten der realen Anlage und den aus dem Modell errechneten Werten demonstriert. Es wurde jedoch auch aufgezeigt, dass eine Messung des Primärluftmassenstroms \dot{m}_{PL} unverzichtbar ist, um das Modell endgültig zu validieren. Zudem müsste ein Versuch konstruiert werden, in dem die Brennstoffzufuhr unabhängig von der Luftzufuhr variiert werden kann, um die Ursache für Abweichungen in der Bestimmung der Abbaukonstante auszuschließen. Beides würde große konstruktive Maßnahmen und Umbauten der Versuchsanlage, sowie softwaretechnische Anpassungen in der Anlagensteuerung erforderlich machen, die im Rahmen dieser Arbeit nicht möglich waren. Möchte man zudem auch die Betriebszustände während der Wärmeübertrager-Reinigung mathematisch abbilden, wäre eine getrennte Betrachtung von Freisetzung der flüchtigen Bestandteile und Holzkohlausbrand denkenswert, wobei der dafür zu erwartende Aufwand wahrscheinlich

5. Modellierung des Brennstoffbetts

in keinem sinnvollen Verhältnis zum Nutzen stünde.

Alles in allem eignet sich dieses Modell sehr gut als Grundlage für einen Entwurf einer modellbasierten Feuerungsregelung sowie für weitere Untersuchungen.

6. Modellierung des Wärmeübertragers und der Speicherwirkung des Schamotts

Gegenstand des Kapitels sind die Teilsysteme nach der Verbrennung. Im Abschnitt 6.1 wird die Speicherwirkung des Schamotts und in Abschnitt 6.2 der Wärmeübertrager modelliert.

Abbildung 6.1 zeigt die schematische Darstellung der relevanten Anlagenteile für die beiden Teilsysteme. Für die bessere Nachvollziehbarkeit sind die verwendeten physikalischen Größen

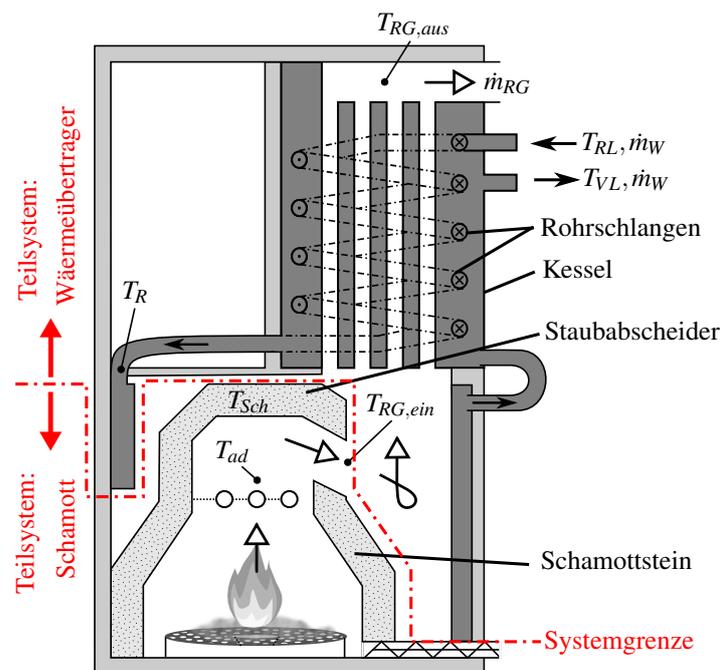


Abbildung 6.1.: Schematische Sicht der Teilsysteme: Schamott und Wärmeübertrager

für die Modellierung (Temperaturen, Massenströme) räumlich zugeordnet. Beide Teilsysteme werden hier gemeinsam in einem Kapitel behandelt, da beide Teilsysteme eng miteinander verknüpft sind. So ist der obere Teil des Schamotts bereits vom Wärmeübertrager umgeben, was eine gewisse Verknüpfung der Anlagenteile vermuten lässt. Diese Verknüpfung wird besonders bei der Parameterbestimmung in Abschnitt 6.3 deutlich, da die Parameter des Schamottmodells nur mithilfe des Wärmeübertragermodells durch Rückrechnen bestimmt werden können. Aus systemtechnischer Sicht werden die beiden Teilsysteme Schamott und Wärmeübertrager für die

Modellierung jedoch als entkoppelt betrachtet.

Das heiße Rauchgas strömt durch die Primär- und Sekundärverbrennungszone, bevor es in den Wärmeübertrager eintritt. Die Primärverbrennungszone wie auch die Sekundärverbrennungszone sind mit Schamottstein ausgekleidet (vgl. Abbildung 6.1). Dieser Schamott weist eine hohe Wärmekapazität auf. Während des Betriebs kommt es zu Wärmeströmen zwischen dem Rauchgas und dem Schamott. Wie in Abschnitt 6.1.1 diskutiert wird, ist die dadurch gespeicherte Wärmemenge bei dieser Kleinf Feuerung nicht vernachlässigbar. Zur Beschreibung der Speicherwirkung wird in Abschnitt 6.1.2 der Modellansatz übernommen, wie er in [3] bereits vorgeschlagen wurde. Dabei wird eine mittlere Schamotttemperatur T_{Sch} eingeführt. Diese kann durch ein lineares System erster Ordnung beschrieben werden. Die Eingangsgröße bildet die adiabate Verbrennungstemperatur T_{ad} aus dem Verbrennungsmodell aus Kapitel 4. Die Ausgangsgröße bildet die Rauchgastemperatur $T_{RG, ein}$ am Ende der Sekundärverbrennungszone und somit vor dem Eintritt in den Wärmeübertrager. Die Schwierigkeit liegt in der Parameteridentifikation des Schamottmodells, da die Rauchgastemperatur $T_{RG, ein}$ nicht gemessen wurde und wahrscheinlich auch nicht gemessen werden kann. Mithilfe des zwischen Rauchgas und Schamott übertragenen Wärmestroms \dot{Q}_{Sch} lässt sich das Modell aber identifizieren. Auf diesen Wärmestrom wiederum kann man nur mit dem Wärmeübertragermodell zurückrechnen. Die Parameteridentifikation vom Schamott- und Wärmeübertragermodell wird deshalb in einem gemeinsamen Abschnitt 6.3 behandelt.

Der Wärmeübertrager dient zur Übertragung der freigesetzten Wärme auf das Wasser. Der Rauchgasmassenstrom \dot{m}_{RG} , die Temperatur des eintretenden Rauchgases $T_{RG, ein}$, der Wassermassenstrom \dot{m}_W und die Rücklauf temperatur (Wassereintrittstemperatur) T_{RL} bilden die vier Eingangsgrößen des Teilsystems. Die Vorlauf temperatur (Wasseraustrittstemperatur) T_{VL} als regelungstechnisch interessante Größe stellt die Ausgangsgröße dar.

Dabei wird bei der Modellierung in Abschnitt 6.2 die Grundidee aus [6] verfolgt, den Rauchgas teil unabhängig vom Wasserteil zu modellieren. Der rauchgasseitige eintretende Wärmestrom kann somit in Abschnitt 6.2.1 unabhängig vom Wasserteil durch eine algebraische Gleichung modelliert werden. Bei der Modellierung des Wasserteils ist eine genauere Betrachtung des Aufbaus notwendig. Wie in Abschnitt 6.2.2 gezeigt wird, kann der Wasserteil des Wärmeübertragers als Hintereinanderschaltung zweier Wärmeübertrager betrachtet werden, die miteinander verkoppelt sind. Systemtechnisch führt das zu einem Modell von zwei gewöhnlichen verkoppelten Differenzialgleichungen. Diese werden auf Grundlage physikalischer Überlegungen hergeleitet. Die Modellparameter werden in Abschnitt 6.3 identifiziert.

In einer Validierung in Abschnitt 6.4 wird die Funktionstüchtigkeit der Modelle gezeigt.

6.1. Modellierung der Speicherwirkung des Schamotts

Bei der Modellierung einer anderen Kleinf Feuerungsanlage für Hackschnitzel konnte die Speicherwirkung des Schamotts unberücksichtigt bleiben [16, 17, 27]. Deswegen wird im nächsten

Abschnitt durch eine Abschätzung einer minimalen im Schamott gespeicherten Wärmemenge $Q_{Sch,min}$ gezeigt, dass die Speicherwirkung nicht vernachlässigt werden kann. Anhand einer zusätzlichen Diskussion der Anlagengeometrie wird dies weiter untermauert.

6.1.1. Die Speicherwirkung des Schamotts

Bei großen Leistungsänderungen und insbesondere beim Hochfahren der Feuerungsanlage zeigt sich eine deutliche Differenz zwischen abgenommener wasserseitiger Leistung und aus der Verbrennung resultierender Leistung. Umgebungsverluste können aufgrund der guten Isolierung der Feuerungsanlage als Ursache für diese Differenz ausgeschlossen werden. Deswegen bildet ein Hochfahrversuch den Ausgangspunkt der folgenden Untersuchungen. Für die Untersuchung der Speicherwirkung wird nun der zeitliche Verlauf der Leistungsdifferenz zwischen Rauchgas und Wasser betrachtet. Die wasserseitige abgenommene Leistung in Form eines Wärmestroms \dot{Q}_W lässt sich gemäß [2] mit

$$\dot{Q}_W = c_W(T_{VL} - T_{RL})\dot{m}_W \quad (6.1)$$

berechnen. Dabei ist $c_W = 4190 \text{ J kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$ die für diese Betrachtungen als konstant angenommene spezifische isobare Wärmekapazität von Wasser bei 70°C und 1 bar [2].

Der theoretisch übertragbare Wärmestrom des Rauchgases \dot{Q}_{RG} ergibt sich aus dem aus der Verbrennung resultierenden adiabaten Enthalpiestrom des Rauchgases $\dot{H}_{RG,ad}$ abzüglich des austretenden Enthalpiestroms des Rauchgases $\dot{H}_{RG,aus}$ am Ende des Wärmeübertragers bei Eintritt in den Kamin. Somit kann er durch

$$\dot{Q}_{RG} = \dot{H}_{RG,ad} - \dot{H}_{RG,aus} \quad (6.2)$$

berechnet werden. Der adiabate Enthalpiestrom des heißen Rauchgases $\dot{H}_{RG,ad}$ ergibt sich gemäß Gleichung (4.22) aus der Energiebilanz der relevanten Enthalpieströme (Zuluft, abgebauter Brennstoff, verdampftes Wasser) zu

$$\dot{H}_{RG,ad} = \dot{H}_{ZL} + \dot{H}_{Ab} - \dot{H}_{Vd}. \quad (6.3)$$

Wie im Abschnitt 4.2 gezeigt wurde, kann dieser Enthalpiestrom mithilfe der adiabaten Verbrennungstemperatur T_{ad} unter Verwendung der Gleichungen (4.27), (4.28), (4.34), (4.35) und (4.36) näherungsweise berechnet werden zu

$$\dot{H}_{RG,ad} = (\bar{k}_{h,RG}T_{ad} + \bar{d}_{h,RG})\dot{m}_{RG}. \quad (6.4)$$

Der austretende Enthalpiestrom des (kalten) Rauchgases $\dot{H}_{RG,aus}$ ergibt sich analog mit der gemessenen Rauchgasaustrittstemperatur $T_{RG,aus}$ im Kamin

$$\dot{H}_{RG,aus} = (\bar{k}_{k,RG}T_{RG,aus} + \bar{d}_{k,RG})\dot{m}_{RG}, \quad (6.5)$$

wobei nun die mittleren Konstanten $\bar{k}_{k,RG}$ und $\bar{d}_{k,RG}$ für den „kalten“ Temperaturbereich analog zu Gleichungen (4.35) und (4.36) definiert werden mit¹

$$\bar{k}_{k,RG} := \frac{1}{\bar{M}_{RG}} \sum_{i=O_2}^{H_2O} \bar{x}_{i,RG} k_{k,i} \quad (6.6)$$

$$\bar{d}_{k,RG} := \frac{1}{\bar{M}_{RG}} \sum_{i=O_2}^{H_2O} \bar{x}_{i,RG} d_{h,i}. \quad (6.7)$$

Abbildung 6.2 (a) zeigt den Vergleich der Wärmeströme der Rauchgasseite \dot{Q}_{RG} und der Wasserseite \dot{Q}_W für den Hochfahrversuch.

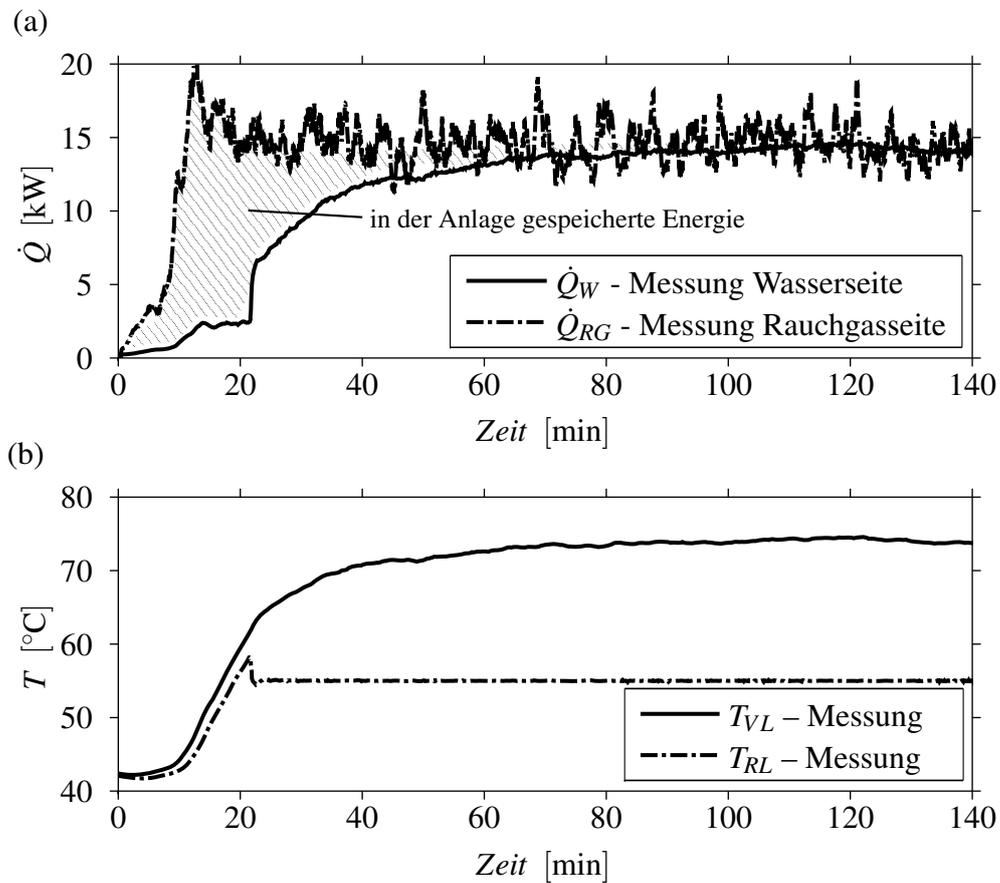


Abbildung 6.2.: Hochfahrversuch: (a) Vergleich der rauchgasseitigen mit der wasserseitigen Leistung; (b) Vorlauftemperatur und Rücklauftemperatur für den Hochfahrversuch

¹ Es sei darauf hingewiesen, dass mithilfe der Verbrennungsrechnung, basierend auf der Stoffbilanzrechnung aus Kapitel 4, die exakte Rauchgaszusammensetzung für jeden Zeitpunkt aus dem gemessenen Sauerstoffgehalt des trockenen Rauchgases berechnet werden kann und somit die Näherung mit den mittleren Konstanten $\bar{k}_{k,RG}$ und $\bar{d}_{k,RG}$ umgangen werden kann. Da es sich bei dieser Berechnung sowieso nur um eine Abschätzung handelt, ist die Berechnung mithilfe der mittleren Konstanten jedoch hinreichend genau.

Es gilt nun folgende Bilanz:

$$\frac{d}{dt}(\text{gespeicherte Wärme}) = \sum \text{zugeführte Wärmeströme} - \sum \text{abgeführte Wärmeströme}. \quad (6.8)$$

Mit anderen Worten kann die gespeicherte Energie in der Anlage in Form von Wärme Q_{An} aus Integration der Differenz aus zugeführten und abgeführten Wärmeströmen und somit durch

$$Q_{An}(t) = \int_0^t \dot{Q}_{RG}(\tau) - \dot{Q}_W(\tau) d\tau \quad (6.9)$$

berechnet werden. Die in der Anlage gespeicherte Wärme setzt sich additiv aus folgenden drei Teilen zusammen:

1. der gespeicherten Wärme im Wasser des Wärmeübertragers
2. der gespeicherten Wärme im Schamottstein des Feuerraums
3. der gespeicherten Wärme im Stahl der Anlage.

Diese drei Anlagenteile (Wasser, Schamott und Stahl) müssen erst beim Hochfahren aufgeheizt werden, wodurch die Speicherwirkung zustande kommt.

Um eine minimale gespeicherte Wärmemenge des Schamotts $Q_{Sch,min}$ zu berechnen, werden zunächst die maximalen gespeicherten Wärmemengen im Wasser und Stahl durch folgende Berechnung abgeschätzt:

$$Q_{max} = c(\bar{T}_{max} - T_0)m. \quad (6.10)$$

Dabei ist Q_{max} die maximal gespeicherte Wärmemenge, c die näherungsweise als konstant angenommene (isobare) spezifische Wärmekapazität, \bar{T}_{max} eine maximale mittlere Temperatur im hochgefahrenen Zustand, T_0 eine Ausgangstemperatur und m die Masse jeweils von Wasser² und Stahl³. Tabelle 6.1 gibt einen Überblick über die maximal gespeicherten Wärmemengen.

	c	m	\bar{T}_{max}	T_0	Q_{max}
	$\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$	kg	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	MJ
Wasser	4192	52	74	42	7,0
Stahl	470	200	80	42	3,6
Wasser + Stahl				Σ	10,6

Tabelle 6.1.: Eine obere Abschätzung der gespeicherten Wärmemengen für Wasser und Stahl

Die minimale gespeicherte Wärmemenge des Schamotts $Q_{Sch,min}$ ergibt aus der gesamten gespeicherten Wärmemenge der Anlage Q_{An} abzüglich der maximalen Wärmemengen im Wasser

² Wassermasse bei Umgebungstemperatur von 25 °C

³ Beim Stahl wird jene Masse abgeschätzt, die dem heißen Rauchgas ausgesetzt ist. Da der Wärmeübergangskoeffizient zwischen Stahl und Rauchgas deutlich geringer ist als der zwischen Stahl und Wasser und zudem die Wärmeleitfähigkeit vom Stahl sehr groß ist, liegt die maximale mittlere Temperatur des Stahls nur knapp über der vom Wasser.

und Stahl aus Tabelle 6.1. Für Q_{An} wird Gleichung (6.9) für $t \rightarrow \infty$ betrachtet. Somit ergibt sich folgende Abschätzung:

$$Q_{Sch,min} \approx \underbrace{\int_0^{\infty} \dot{Q}_{RG}(\tau) - \dot{Q}_W(\tau) d\tau}_{=22,6\text{MJ}} - 10,6\text{MJ} = 12\text{MJ} \quad (6.11)$$

Mehr als die Hälfte der gespeicherten Wärmemenge der Anlage wird demnach im Schamott gespeichert. Möchte man die Hochfahrvorgänge durch das Modell abbilden, so muss die Speicherwirkung des Schamotts berücksichtigt werden. Dies ist jedoch nur *ein* Indiz für die Notwendigkeit der Berücksichtigung der Speicherwirkung des Schamotts.

Ob diese berücksichtigt werden muss, hängt nicht nur von der Speichergröße (entspricht der Wärmekapazität mc) ab. Wie das mathematische Modell im nächsten Abschnitt 6.1.2 zeigt, wird die Rauchgastemperatur vor dem Eintritt in den Wärmeübertrager entscheidend vom mittleren Wärmeübergangskoeffizienten α_m im schamottierten Feuerraum bestimmt. Dieser ist wiederum stark vom Strömungsprofil des Rauchgases und somit auch von der Anlagengeometrie abhängig [2]. Wie Abbildung 6.1 zeigt, wird das heiße Rauchgas vor Eintritt in den Wärmeübertrager von einem Staubabscheiders stark umgelenkt⁴. Aus Sicht der Anlagengeometrie wird die Schamotttemperatur die Rauchgastemperatur vor Eintritt in den Wärmeübertrager vermutlich nicht vernachlässigbar beeinflussen.

Die Speicherwirkung kann somit nicht vernachlässigt werden.

6.1.2. Das mathematische Modell

Zur mathematischen Beschreibung der Speicherwirkung des Schamotts wird der Modellansatz aus [6] übernommen. Um eine tiefere Einsicht in das Schamottmodell zu gewinnen, werden in dieser Arbeit die grundlegenden idealisierten physikalischen Gesetzmäßigkeiten für das Modell kurz erläutert. Für die exakte Herleitung sei auf [6] verwiesen.

Für die Modellierung wird der zwischen Rauchgas und Schamott übertragene Wärmestrom \dot{Q}_{Sch} durch einen konvektiven Wärmeübergang beschrieben. Von einem konvektiven Wärmeübergang wird gesprochen, wenn durch ein strömendes Fluid (z.B. Rauchgas) nicht nur Energie durch Wärmeleitung, sondern auch durch die makroskopische Bewegung des Fluides transportiert wird [2]. Es ist somit eine Überlagerung von Wärmeleitung und Energietransport. Dieser konvektive Wärmeübergang \dot{Q}_{Sch} kann mithilfe einer mittleren Schamotttemperatur T_{Sch} , der adiabaten Verbrennungstemperatur T_{ad} , der wirksamen Schamottfläche A_{Sch} und dem mittleren Wärmeübergangskoeffizienten α_m durch

$$\dot{Q}_{Sch} = \alpha_m A_{Sch} (T_{ad} - T_{Sch}) \quad (6.12)$$

⁴ Durch die Bauform des aus Schamott bestehenden Staubabscheiders soll das Rauchgas in eine Rotationsbewegung versetzt werden, sodass die Grobstaubpartikel durch die Zentrifugalkraft abgeschieden werden. Eine Detailansicht des Staubabscheiders ist in Anhang A in Abbildung A.7 zu sehen.

beschrieben werden. Der mittlere Wärmeübergangskoeffizienten α_m ist auf komplizierte Weise vom Strömungsprofil und der Rauchgastemperatur abhängig. Wie die Untersuchungen in [3] zeigen, kann er in einer ersten Näherung jedoch als konstant betrachtet werden. Durch die Annahme einer einzigen mittleren Temperatur des Schamotts T_{Sch} und dass es nur zwischen Schamott und Rauchgas einen relevanten Wärmestrom gibt, gilt nun folgende Energiebilanz

$$\frac{d}{dt}(\text{gespeicherte Wärme}) = \sum \text{zugeführte Wärmeströme} - \sum \text{abgeführte Wärmeströme} \quad (6.13)$$

$$\frac{d}{dt}(m_{Sch}c_{Sch}T_{Sch}) = \alpha_m A_{Sch}(T_{ad} - T_{Sch}) - 0. \quad (6.14)$$

Da die Masse des Schamotts m_{Sch} und die spezifische Wärmekapazität des Schamotts c_{Sch} in guter Näherung als konstant betrachtet werden können, gilt die Differenzialgleichung

$$\frac{d}{dt}T_{Sch} = \frac{\alpha_m A_{Sch}}{m_{Sch}c_{Sch}}(T_{ad} - T_{Sch}). \quad (6.15)$$

Für die Berechnung der Rauchgastemperatur vor dem Eintritt in den Wärmeübertrager $T_{RG,ein}$, wird nun der dazugehörige eintretende Enthalpiestrom $\dot{H}_{RG,ein}$ betrachtet, der sich analog zu Gleichung (6.4) durch

$$\dot{H}_{RG,ein} = (\bar{k}_{h,RG}T_{RG,ein} + \bar{d}_{h,RG})\dot{m}_{RG} \quad (6.16)$$

berechnen lässt. Der eintretende Enthalpiestrom $\dot{H}_{RG,ein}$ muss nun gleich dem adiabaten Rauchgas-Enthalpiestrom $\dot{H}_{RG,ad}$ abzüglich dem zwischen Rauchgas und Schamott übertragenen Wärmestrom \dot{Q}_{Sch} sein, sodass gelten muss:

$$\dot{H}_{RG,ein} \stackrel{!}{=} \dot{H}_{RG,ad} - \dot{Q}_{Sch}. \quad (6.17)$$

Setzt man nun die Gleichungen (6.4), (6.12) und (6.16) in diese Gleichung ein, erhält man

$$T_{RG,ein} = \frac{\alpha_m A_{Sch}}{\dot{m}_{RG}\bar{k}_{h,RG}}T_{Sch} + \left(1 - \frac{\alpha_m A_{Sch}}{\dot{m}_{RG}\bar{k}_{h,RG}}\right) \quad (6.18)$$

als Ausgangsgleichung des Schamottmodells. Die Berücksichtigung des zeitlich variierenden Rauchgasmassenstroms in der Ausgangsgleichung brachte keine signifikanten Verbesserungen des Modells. Darum wurde für die Ausgangsgleichung ein konstanter mittlerer Rauchgasmassenstrom \dot{m}_{RG} gewählt. Mit der Definition der positiven Konstanten

$$\tau_{Sch} := \frac{m_{Sch}c_{Sch}}{\alpha_m A_{Sch}} \quad c_T := \frac{\alpha_m A_{Sch}}{\dot{m}_{RG}\bar{k}_{h,RG}} \quad (6.19)$$

ergibt sich das lineare dynamische Modell mit einer algebraischen Gleichung zu

$$\frac{d}{dt}T_{Sch} = \frac{1}{\tau_{Sch}}(T_{ad} - T_{Sch}) \quad (6.20)$$

$$T_{RG,ein} = \frac{2c_T T_{Sch} + 2(1 - c_T)T_{ad}}{2} = c_T T_{Sch} + (1 - c_T)T_{ad}. \quad (6.21)$$

Das Ergebnis lässt folgende einsichtige Interpretation zu: Die Zeitkonstante τ_{Sch} des linearen Systems wird nach Gleichung (6.19) einerseits durch die Größe des Speichers (entspricht der Wärmekapazität $m_{Sch}c_{Sch}$) als auch der Anlagengeometrie ($\alpha_m A_{Sch}$) bestimmt. Die Temperatur des Rauchgases vor Eintritt in den Wärmeübertrager ergibt sich als gewichtetes arithmetisches Mittel aus der mittleren Schamotttemperatur T_{Sch} und der adiabaten Verbrennungstemperatur T_{ad} mit den Gewichtungsfaktoren $2c_T$ bzw. $2(1 - c_T)$ [28]. Aus systemtechnischer Sicht ergibt sich ein sprunghafes System, wie es in Abbildung 6.3 dargestellt ist.

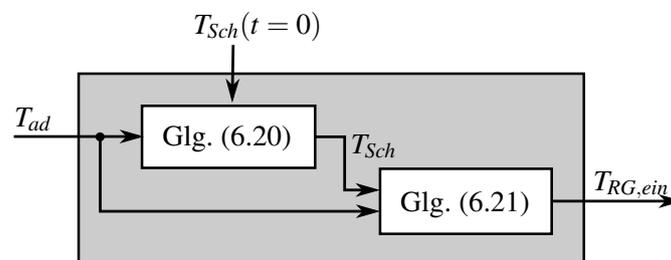


Abbildung 6.3.: Systemtechnische Sicht des Schamottmodells mit Eingangs- und Ausgangsgrößen

Um die zwei unbekannt Parameter des Modells (τ_{Sch}, c_T) zu bestimmen, liegt die Idee nahe, einen Hochfahrversuch zu betrachten. Da die Rauchgastemperatur vor dem Wärmeübertragereintritt im Rahmen dieser Arbeit nicht gemessen wird, könnte wie oben der rauchgasseitige mit dem wasserseitigen Wärmestrom verglichen werden. Jedoch ist es unmöglich, aus diesen Daten den vom Rauchgas in den Schamott übertragenen Wärmestrom zu bestimmen. Man „sieht“ immer beides: die Erwärmung von Wasser und Stahl *und* die Erwärmung des Schamotts. Eine Trennung ist, wie oben bereits erwähnt, nur mit einem Wärmeübertragermodell möglich.

Es lässt sich jedoch eine Obergrenze für die Zeitkonstante τ_{Sch} abschätzen. Wie Abbildung 6.2 deutlich erkennen lässt, wird nach 120 min offensichtlich die gesamte durch die Verbrennung verfügbare Leistung an das Wasser übertragen. Aus der Modellgleichung (6.20) sowie der Gleichung (6.12) wird deutlich, dass der Wärmestrom in den Schamott (bei konstanter Eingangsgröße T_{ad}) exponentiell abklingt. Das heißt, nach $5\tau_{Sch}$ ist der Wärmestrom in den Schamott in guter Näherung gleich Null. Somit kann die Zeitkonstante nach oben durch

$$\tau_{Sch} \leq \frac{120 \text{ min}}{5} = 24 \text{ min} \quad (6.22)$$

abgeschätzt werden. Bei Betrachtung der Ausgangsgleichung (6.21) als arithmetisches Mittel

muss für den Parameter c_T offensichtlich die Beschränkung

$$0 \leq c_T \leq 1 \quad (6.23)$$

gelten.

Die genauen Parameter werden mithilfe des Wärmeübertragermodells bestimmt. Das Modell des Wärmeübertragers ist Gegenstand des folgenden Abschnitts 6.2.

6.2. Modellierung des Wärmeübertragers

Aufgrund der hohen Temperaturspreizung auf der Rauchgasseite (200 °C auf 1200 °C) im Vergleich zur Wasserseite (55 °C auf 70 °C) kann aus Sicht der Rauchgasseite von einer konstanten mittleren Wandtemperatur ausgegangen werden. Somit kann die Rückwirkung von der Temperaturschwankung der Wasserseite auf die Rauchgasseite vernachlässigt und der Rauchgasteil unabhängig vom Wasserteil modelliert werden. Aus systemtechnischer Sicht ergibt sich somit ein Blockschaltbild für das Wärmeübertragermodell, wie es in Abbildung 6.4 dargestellt ist. Im

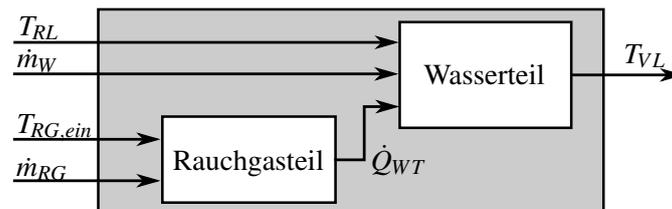


Abbildung 6.4.: Systemtechnische Sicht des Wärmeübertragers mit Eingangs- und Ausgangsgrößen

Rauchgasteil wird der vom Rauchgas auf das Wasser übertragene Wärmestrom \dot{Q}_{WT} in Abhängigkeit vom Rauchgasmassenstrom \dot{m}_{RG} und der Temperatur des Rauchgases vor dem Eintritt in den Wärmeübertrager $T_{RG,ein}$ nachgebildet. Im Wasserteil wird die Dynamik der Vorlauftemperatur T_{VL} modelliert. Dabei bildet der übertragene Wärmestrom \dot{Q}_{WT} , der Wassermassenstrom \dot{m}_W und die Rücklauftemperatur T_{RL} die Eingangsgrößen des Wasserteils.

6.2.1. Modellierung des Rauchgasteils

Zur Übertragung der freigesetzten Wärme auf das Wasser wird das (heiße) Rauchgas durch sogenannte Wirbulatorien in den Rauchrohren geleitet. Durch die Wirbulatorien soll eine möglichst lange Verweilzeit und hohe Turbulenz des Rauchgases für eine gute Wärmeübertragung erreicht werden. Da die Rückwirkung des Wassers auf den Rauchgasteil aus oben genannten Gründen vernachlässigt werden kann, wird das Modell in Form einer algebraischen Gleichung gemäß [3] verwendet:

$$\dot{Q}_{WT} = c_{WT}(T_{RG,ein} - T_W)\dot{m}_{RG}. \quad (6.24)$$

Dabei ist T_W eine mittlere konstante Wassertemperatur (ca. 70°C) und c_{WT} eine positive Konstante.

Der unbekannte Parameter c_{WT} kann nicht unmittelbar mithilfe von Messdaten identifiziert werden, weil $T_{RG, \text{ein}}$ nicht gemessen wird und sich die Messung der Rauchgasaustrittstemperatur $T_{RG, \text{aus}}$ als zu ungenau erwiesen hat. Er kann jedoch auf elegante Weise durch rückläufiges Vorgehen bestimmt werden, wie im Abschnitt 6.3 erläutert wird. Dazu ist jedoch das Modell der Wasserseite notwendig. Deswegen wird im folgenden Abschnitt ein Modell zur Beschreibung der Dynamik des Wasserteils hergeleitet.

6.2.2. Modellierung des Wasserteils

Für die Modellierung der Dynamik des Wasserteils hat sich im Laufe dieser Arbeit herausgestellt, dass eine genaue Betrachtung des Wärmeübertrageraufbaus notwendig ist. Deswegen wird zunächst der Aufbau des verbauten Wärmeübertragers kurz beschrieben und dessen Auswirkung auf die Modellierung diskutiert. Die Folge dieser Betrachtung ist eine sehr vereinfachte Sichtweise des wasserseitigen Teils des Wärmeübertragers als Grundlage für die mathematische Modellierung.

Aufbau des Wärmeübertragers

Eine Besonderheit im Aufbau dieses Wärmeübertragers ist die Führung des kalten, in den Wärmeübertrager eindringenden Wassers in Rohrschlangen durch das heißere Wasser, das diese Rohrschlangen umgibt (vgl. Abbildung 6.5 und Abbildungen A.9 und A.10 im Anhang A). Aufgrund des Temperaturunterschieds zwischen dem im Rohr befindlichen Wasser und dem

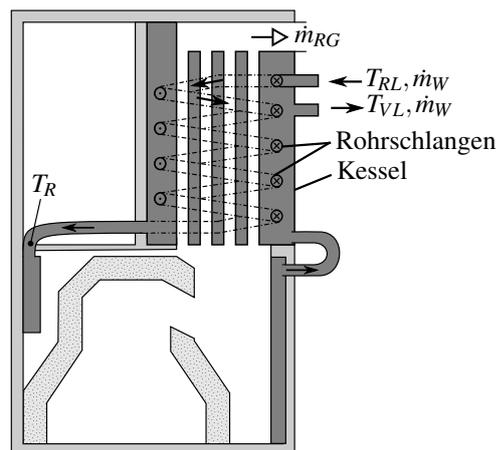


Abbildung 6.5.: Schematische Sicht des Wärmeübertragers

rohrumgebenden Wasser wird ein Wärmestrom durch die Rohrwand übertragen. Somit wird die Temperatur des kalten, in den Wärmeübertrager eindringenden Wassers angehoben. Deswegen

wird auch von einer internen Rücklaufanhebung gesprochen. Durch diese Bauweise sind vergleichsweise niedrige Wassereintrittstemperaturen (35 °C) zulässig, da durch die Vorwärmung des eindringenden Wassers die problematische Kondensation des Rauchgases vermieden wird. Am Ende der Rohrschlange wird das vorgewärmte Wasser in den unteren Teil des Wärmeübertragers geführt, wo das Rauchgas den ersten Teil seiner Wärme auf das Wasser überträgt. Vom unteren Teil strömt das Wasser dann in den oberen Teil, wo der restliche Teil der Rauchgaswärme auf das Wasser übertragen wird.

Mathematisches Modell des Wasserteils

Aus dieser Betrachtung lässt sich folgende vereinfachte modellhafte Sicht ableiten: Der gesamte Wärmeübertrager kann als Hintereinanderschaltung von zwei Wärmeübertragern aufgefasst werden - dem Rohrschlängenteil und dem Teil ohne Rohrschlangen. Der untere Teil des Wärmeübertragers wird dabei dem Teil ohne die Rohrschlangen zugeordnet. Für die bessere Lesbarkeit wird der Rohrschlängenteil des Wärmeübertragers kurz als Rohr bezeichnet und der Teil ohne die Rohrschlangen als Kessel. Für eine erste Näherung werden beide Teile als ideale Rührkessel mit einer (mittleren) Wassertemperatur aufgefasst. Dabei soll die Wassertemperatur im Rohr mit T_R bezeichnet werden. Die Wassertemperatur des Kessels ist die Austrittstemperatur des Wärmeübertragers. Somit muss bei Annahme eines idealen Rührkessels die Wassertemperatur des Kessels der Vorlaufstemperatur T_{VL} entsprechen. Das Rohr ist vollständig vom Wasser des Kessels umgeben. Somit kommt es aufgrund der Temperaturdifferenz zwischen T_R und T_{VL} zu einem Wärmestrom \dot{Q} durch die Rohrwand. Der vom Rauchgas übertragene Wärmestrom \dot{Q}_{WT} wird ausschließlich dem Kessel zugeführt. Es ergibt sich somit eine modellhafte Sichtweise des Wärmeübertragers, wie es in Abbildung 6.6 zu sehen ist.

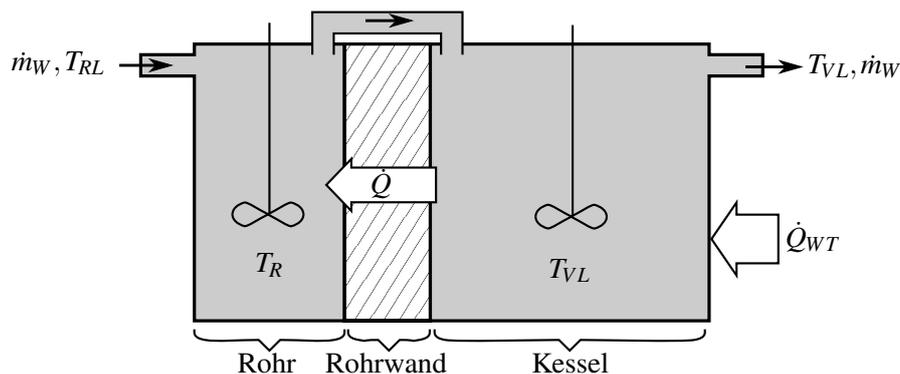


Abbildung 6.6.: Modellhafte Sicht des Wasserteils vom Wärmeübertrager

Der Wärmestrom \dot{Q} kann gemäß [2] als Hintereinanderschaltung von konvektiven Wärmeübergängen und Wärmeleitung aufgefasst werden. Diese Kombination aus Konvektion und Wärmeleitung wird auch als Wärmedurchgang bezeichnet. Der quantitative Temperaturverlauf beim Wärmedurchgang durch die Rohrwand ist in Abbildung 6.7 dargestellt. Der Wärmestrom

6. Modellierung des Wärmeübertragers und der Speicherwirkung des Schamotts

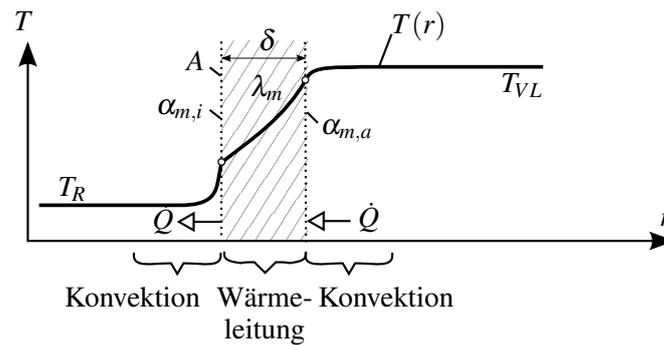


Abbildung 6.7.: Temperaturverlauf beim Wärmedurchgang durch die Rohrwand, an die Wasser mit der Temperatur T_{VL} bzw. T_R grenzt.

durch die Rohrwand \dot{Q} kann durch

$$\dot{Q} = \frac{1}{R}(T_{VL} - T_R) \quad (6.25)$$

mathematisch beschrieben werden⁵ [2]. Dabei ist R der thermische Widerstand der sich durch

$$\frac{1}{R} = \frac{1}{\alpha_{m,i}A} + \frac{\delta}{\lambda_m A} + \frac{1}{\alpha_{m,a}A} \quad (6.26)$$

berechnen lässt. Dabei sind

- A ... die Oberfläche des Rohrs
- $\alpha_{m,i}$... der mittlere Wärmeübergangskoeffizient für den konvektiven Wärmeübergang vom Wasser im Rohr zur Innenseite der Rohrwand
- $\alpha_{m,a}$... der mittlere Wärmeübergangskoeffizient für den konvektiven Wärmeübergang vom Wasser im Kessel zur Außenseite der Rohrwand
- λ_m ... die mittlere Wärmeleitfähigkeit der Rohrwand
- δ ... Dicke der Rohrwand

Die mittlere Wärmeleitfähigkeit λ_m wie auch die mittleren Wärmeübergangskoeffizienten $\alpha_{m,i}$, $\alpha_{m,a}$ sind von der Temperatur und teilweise wieder vom Strömungsprofil (und somit auch von der Strömungsgeschwindigkeit) abhängig [2]. Im Rahmen dieser Arbeit hat sich gezeigt, dass es ausreicht, eine (unbekannte) Konstante R zu betrachten.

Wie bei der Modellierung des Schamotts kann für isotherme Körper, die Energie ausschließlich über Wärme zu- bzw. abführen, der Ansatz

$$\frac{d}{dt}(\text{gespeicherte Wärme}) = \sum \text{zugeführte Wärmeströme} - \sum \text{abgeführte Wärmeströme} \quad (6.27)$$

$$\frac{d}{dt}(m_W c_W T_R) = (\dot{m}_W c_W T_{RL} + \dot{Q} - \dot{m}_W c_W T_R) \quad (6.28)$$

⁵ Der Wärmestrom ist durch den Wärmewiderstand auf ähnliche Weise verkoppelt wie der elektrische Strom bei einem ohmschen Widerstand: Er ist umso größer, je größer der Temperaturabfall und je kleiner der Widerstand ist.

verwendet werden (mit m_{WR} der Masse des Wassers im Rohr und c_W der isobaren spezifischen Wärmekapazität von Wasser). Durch Einsetzen der Gleichung (6.25) und der vereinfachenden Annahme einer konstanten Wassermasse im Rohr und konstanten isobaren spezifischen Wärmekapazität erhält man

$$\frac{dT_R}{dt} = \frac{1}{m_{WR}c_W} \left(\dot{m}_W c_W (T_{RL} - T_R) + \frac{1}{R} (T_{VL} - T_R) \right) \quad (6.29)$$

als mathematische Beschreibung der Wassertemperatur im Rohr T_R . Für die gespeicherte Wärme im Kessel wird die Masse des Wassers im Kessel m_{WK} , wie auch die Masse vom Stahl des Kessels m_{SK} berücksichtigt. Mit der spezifischen Wärmekapazität von Stahl c_S ergibt sich analog die Differenzialgleichung

$$\frac{dT_{VL}}{dt} = \frac{1}{m_{WK}c_W + m_{SK}c_S} \left(\dot{m}_W c_W (T_R - T_{VL}) - \frac{1}{R} (T_{VL} - T_R) + \dot{Q}_{WT} \right). \quad (6.30)$$

Durch Hintereinanderschaltung der algebraischen Gleichung vom Rauchgasteil und des dynamischen Modells zweiter Ordnung für den Wasserteil, ergibt sich das Gesamtmodell des Wärmeübertragers, wie es in Abbildung 6.8 dargestellt ist. Dabei bilden aus systemtechnischer Sicht der Rauchgasmassenstrom \dot{m}_{RG} sowie die eintretende Rauchgastemperatur $T_{RG, \text{ein}}$ die Eingangsgrößen des Systems. Der Wassermassenstrom \dot{m}_W und die Rücklaufemperatur T_{RL} sind Störgrößen, die im Betrieb in der Regel nicht gemessen werden. Die Vorlaufemperatur T_{VL} stellt die Ausgangsgröße des Systems dar.

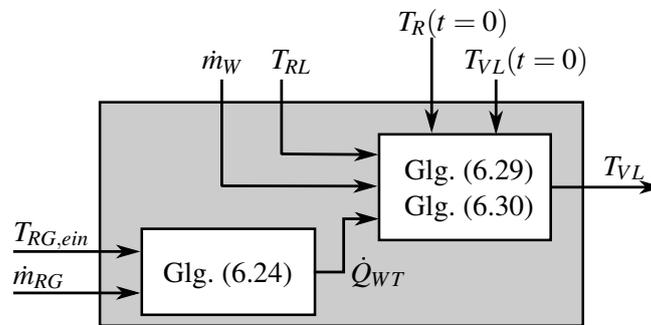


Abbildung 6.8.: Systemtechnische Sicht des Wärmeübertragermodells

Im folgenden Abschnitt wird gezeigt, wie die Parameter des Wärmeübertragermodells und des Schamottmodells bestimmt werden können.

6.3. Parameteridentifikation des Schamott- und Wärmeübertragermodells

In diesem Abschnitt werden die unbekannt Parameter des Schamott- und Wärmeübertragermodells identifiziert. Dies sind:

6. Modellierung des Wärmeübertragers und der Speicherwirkung des Schamotts

Schamottmodell:

τ_{Sch}	...	[s]	Zeitkonstante
c_T	...	[-]	Gewichtungsfaktor mit $0 \leq c_T \leq 1$

Wärmeübertrager:

c_{WT}	...	[Jkg ⁻¹ K ⁻¹]	positive Konstante
R	...	[KW ⁻¹]	thermischer Widerstand

Folgende Parameter mussten nicht identifiziert werden, da sie bekannt sind bzw. genau genug abgeschätzt werden können:

T_W	...	[K]	mittlere Wassertemperatur
m_{WR}, m_{WK}	...	[kg]	Wassermasse im Rohr bzw. im Kessel
m_{SK}	...	[kg]	Stahlmasse des Wärmeübertragers
c_W, c_S	...	[Jkg ⁻¹ K ⁻¹]	spezifische Wärmekapazität von Wasser bzw. Stahl

Die Vorgehensweise bei der Identifizierung der Parameter wird in Abbildung 6.9 veranschaulicht. Die Parameter werden in vier Schritten identifiziert, die in den Abschnitten 6.3.1 bis 6.3.4 noch

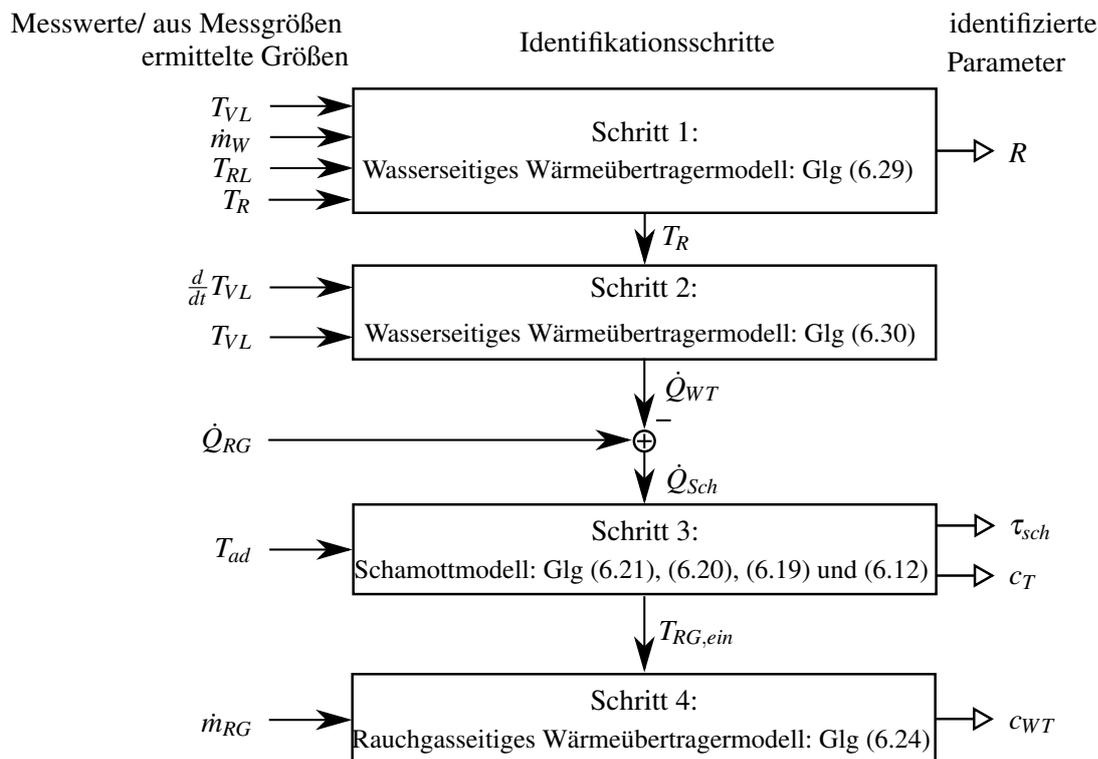


Abbildung 6.9.: Schematische Vorgehensweise bei Parameterbestimmung des Wärmeübertrager- und Schamottmodells

ausführlich erläutert werden. In einem ersten Schritt wird der thermische Widerstand R bestimmt. Mithilfe einer numerischen Lösung der Differenzialgleichung (6.29) des wasserseitigen Wärmeübertragermodells kann somit für jeden Versuch der zeitliche Verlauf der Wassertemperatur im Rohr T_R bestimmt werden. In einem zweiten Schritt kann mithilfe des Verlaufs von T_R durch die Gleichung (6.30) jener vom Rauchgas übertragene Wärmestrom \dot{Q}_{WT} berechnet werden, der

benötigt wird, damit die Vorlauftemperatur T_{VL} den gemessenen zeitlichen Verlauf annimmt. Der Wärmestrom in den Schamott \dot{Q}_{Sch} kann somit berechnet werden. In einem dritten Schritt wird mithilfe des berechneten Wärmestroms \dot{Q}_{Sch} die Zeitkonstante τ_{Sch} und der Gewichtungsfaktor c_T des Schamottmodells ermittelt. In einem vierten und letzten Schritt wird mit dem identifizierten Schamottmodell die Rauchgastemperatur $T_{RG, ein}$ vor Eintritt des Wärmeübertragers berechnet. Die Konstante c_{WT} des rauchgasseitigen Wärmeübertragermodells kann somit bestimmt werden.

6.3.1. Schritt 1: Bestimmung des thermischen Widerstands R

Für die Bestimmung des thermischen Widerstands R wird die Differenzialgleichung (6.29) zur Berechnung der Wassertemperatur im Rohr T_R betrachtet. Der Vorteil für die Identifizierung des Parameters ergibt sich, wenn man bedenkt, dass während der Versuche die Vorlauftemperatur T_{VL} , die Rücklauftemperatur T_{RL} und der Wassermassenstrom \dot{m}_W sowie die Temperatur am Ende der Rohrschlange T_R gemessen wurde. Für ein bestimmtes R kann somit der zeitliche Verlauf der Wassertemperatur im Rohr T_R durch numerische Lösung der Differenzialgleichung (6.29) unabhängig von den anderen Modellgleichungen bestimmt werden. Mithilfe eines numerischen Optimierungsalgorithmuses unter Minimierung eines quadratischen Gütekriteriums wurde der thermische Widerstand nun so bestimmt, dass er möglichst gut mit der gemessenen Temperatur am Ende der Rohrschlange übereinstimmt. Auf diese Weise wurde der thermische Widerstand zu

$$R = 1,09 \cdot 10^{-3} \text{ KW}^{-1} \quad (6.31)$$

ermittelt. Abbildung 6.10 zeigt den Vergleich zwischen Messung und Modell. Dabei wird

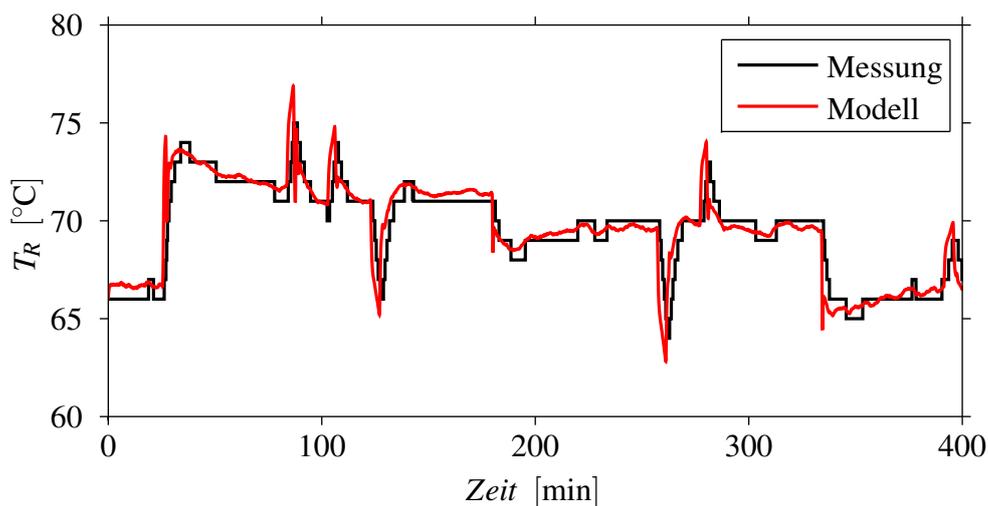


Abbildung 6.10.: Vergleich von Messung und Modell für die Wassertemperatur im Rohr T_R über die Zeit

unter Modell die numerische Lösung der Differenzialgleichung (6.29) verstanden. Bei der

Messung handelt es sich um einen Sensor, der in der Anlage standardmäßig verbaut ist und eine Quantisierung von 1 °C aufweist, wie es auch bei der Abbildung deutlich zu erkennen ist. Der Vergleich zwischen Messung und Modell zeigt, dass die Temperaturschwankungen im Rohr T_R sehr gut durch den gewählten Modellansatz abgebildet werden. Bei genauerer Betrachtung fällt jedoch auch auf, dass das Modell im Vergleich zur Messung immer etwas voreilt. Diese Tatsache konnte im Rahmen dieser Arbeit nicht endgültig erklärt werden. Sie könnte jedoch auf die hier vernachlässigte Dynamik des Temperatursensors zurückzuführen sein.

6.3.2. Schritt 2: Berechnung des übertragenen Wärmestroms \dot{Q}_{WT}

Für die Bestimmung des übertragenen Wärmestroms \dot{Q}_{WT} wird die Differenzialgleichung (6.30) zur Berechnung der Vorlauftemperatur T_{VL} betrachtet. Da die Vorlauftemperatur T_{VL} während der Versuche gemessen wurde, kann aus den vorliegenden Messdaten auch ihre zeitliche Ableitung $\frac{d}{dt}T_{VL}$ näherungsweise numerisch bestimmt werden. Das heißt, dass die Ableitung der Vorlauftemperatur als „gemessene“ Größe betrachtet werden kann. Somit kann die Differenzialgleichung (6.30) als algebraische Gleichung aufgefasst werden und der übertragene Wärmestrom \dot{Q}_{WT} mit:

$$\dot{Q}_{WT} = -(m_{WK}c_W + m_{SK}c_S) \frac{dT_{VL}}{dt} - \dot{m}_W c_W (T_R - T_{VL}) + \frac{1}{R} (T_{VL} - T_R) \quad (6.32)$$

berechnet werden. Der damit berechnete übertragene Wärmestrom \dot{Q}_{WT} ist nun jener Wärmestrom, der für die *exakte* Übereinstimmung der Vorlauftemperatur des Modells mit der gemessenen benötigt wird. Wie in Abschnitt 6.1.1 diskutiert wurde, wird der rauchgasseitige theoretisch übertragbare Wärmestrom \dot{Q}_{RG} nach Gleichung (6.2) für die Erwärmung des Wassers im Wärmeübertrager, des Stahls der Anlage und des Schamottsteins genutzt. Da im wasserseitigen Wärmeübertragermodell die Stahlmasse der Anlage zum Kessel gerechnet wurde, umfasst der übertragene Wärmestrom \dot{Q}_{WT} das Aufheizen des Wassers *und* des Stahls. Der zwischen Rauchgas und Schamott übertragene Wärmestrom \dot{Q}_{Sch} ergibt sich also aus dem rauchgasseitig übertragbaren Wärmestrom \dot{Q}_{RG} abzüglich dem vom Rauchgas auf das Wasser übertragenen Wärmestrom \dot{Q}_{WT} des Wärmeübertragers:

$$\dot{Q}_{Sch} = \dot{Q}_{RG} - \dot{Q}_{WT}. \quad (6.33)$$

6.3.3. Schritt 3: Bestimmung der Zeitkonstante τ_{Sch} und des Gewichtungsfaktors c_T des Schamottmodells

Für die Bestimmung der Parameter des Schamottmodells (τ_{Sch} und c_T) kann der oben ermittelte Wärmestrom \dot{Q}_{Sch} genutzt werden. Setzt man Definition 6.19 in Gleichung (6.12) ein, so erhält man

$$\dot{Q}_{Sch} = c_T \dot{m}_{RG} \bar{k}_{h, RG} (T_{ad} - T_{Sch}) \quad (6.34)$$

als Berechnungsvorschrift des zwischen Rauchgas und Schamott übertragenen Wärmestroms nach dem Schamottmodell. Die adiabate Verbrennungstemperatur T_{ad} kann aus Messdaten ermittelt werden. Der mittlere Rauchgasmassenstrom⁶ \dot{m}_{RG} wie auch die Konstante $\bar{k}_{h,RG}$ sind bekannt. Die mittlere Schamotttemperatur T_{Sch} kann für eine bestimmte Zeitkonstante τ_{Sch} durch numerisches Lösen der Differenzialgleichung (6.20) ermittelt werden. Mithilfe eines numerischen Optimierungsalgorithmus unter Minimierung eines quadratischen Gütekriteriums werden die Parameter (τ_{Sch} und c_T) nun so ermittelt, dass der Wärmestrom in den Schamott \dot{Q}_{Sch} nach Gleichung (6.34) mit dem aus Gleichung (6.33) übereinstimmt. Unter Verwendung der Messdaten aus dem Hochfahrvorgang von Abschnitt 6.1.1 wurden die Parameter zu

$$\tau_{Sch} = 1080 \text{ s} = 18 \text{ min} \quad \text{und} \quad c_T = 0,42 \quad (6.35)$$

bestimmt. Die Zeitkonstante erfüllt somit auch die Bedingung für die obere Abschätzung nach Gleichung (6.22), die im Abschnitt 6.1.2 hergeleitet wurde. Abbildung 6.11 zeigt die Gegenüberstellung von Messung und Modell für den Wärmestrom in den Schamott \dot{Q}_{Sch} . Unter Messung

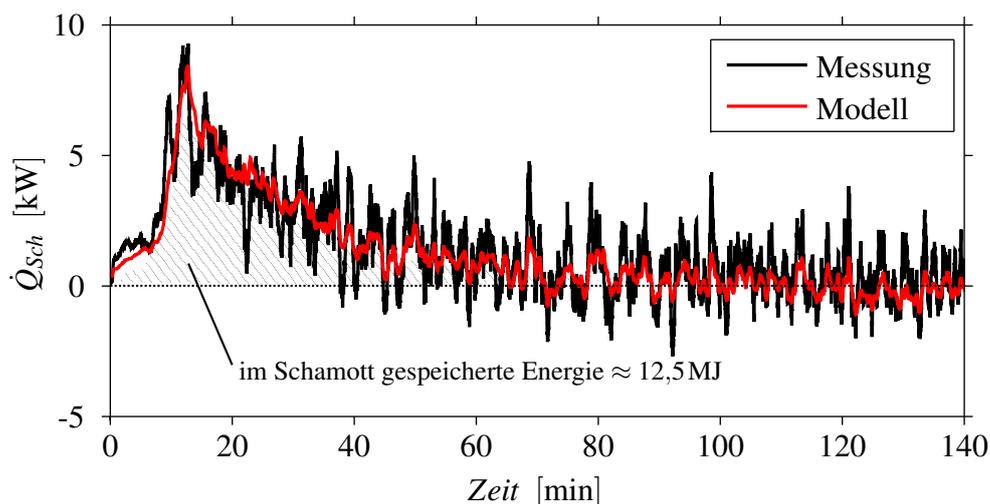


Abbildung 6.11.: Vergleich von Messung und Modell für den Wärmestrom in den Schamott \dot{Q}_{Sch} über die Zeit.

wird hier der nach Gleichung (6.33) berechnete Wärmestrom verstanden. Es ist also jener Wärmestrom, der sich aus der Rückrechnung unter Berücksichtigung des Wärmeübertragers ergibt. Die Übereinstimmung zwischen Modell und Messung zeigt, dass der Hochfahrvorgang sehr gut durch das Modell abgebildet wird. Das Integral über die Zeit gibt an, wie groß die im Schamott gespeicherte Energie ist. Sie beträgt rund 12,5 MJ und stimmt somit sehr gut mit der Abschätzung der minimal im Schamott gespeicherten Energie $Q_{Sch,min} \approx 12 \text{ MJ}$ aus Gleichung (6.11) überein. Außerdem erkennt man, dass der zwischen Rauchgas und Schamott übertragene Wärmestrom im eingeschwungenen Zustand (nach $5\tau_{Sch} \approx 90 \text{ min}$) im Mittel Null ist.

⁶ Der mittlere Rauchgasmassenstrom $\dot{m}_{RG} = 29,5 \text{ kg h}^{-1}$ wurde durch arithmetische Mittlung des gemessenen Rauchgasmassenstroms von einem 50-stündigen Versuch mit unterschiedlichen Leistungen berechnet

6.3.4. Schritt 4: Bestimmung der Konstante c_{WT} des rauchgasseitigen Wärmeübertragermodells

Für die Bestimmung der Konstante c_{WT} des rauchgasseitigen Wärmeübertragermodells wird mit dem Schamottmodell die Rauchgastemperatur $T_{RG, \text{ein}}$ vor Eintritt in den Wärmeübertrager berechnet. Mithilfe eines numerischen Optimierungsalgorithmus unter Minimierung eines quadratischen Gütekriteriums wird der Parameter c_{WT} nun so ermittelt, dass der in Schritt 2 berechnete Wärmestrom \dot{Q}_{WT} nach Gleichung (6.32) mit dem Modell nach Gleichung (6.24) übereinstimmt. Unter Verwendung der Messdaten aus Versuchen an der realen Anlage ergibt sich

$$c_{WT} = 1094 \text{ J kg}^{-1} \text{ K}^{-1}. \quad (6.36)$$

6.4. Validierung des Schamott- und Wärmeübertragermodells

Die Schwierigkeit bei der Validierung des Schamott- bzw. Wärmeübertragermodells liegt (gleich wie bei der Parameteridentifikation) bei den nicht bzw. sehr schwer messbaren Zustands- und Ausgangsgrößen des Schamottmodells. Die Ausgangsgröße des Schamottmodells $T_{RG, \text{ein}}$ bildet sogleich eine Eingangsgröße des Wärmeübertragermodells. So lässt sich das Schamottmodell immer nur gemeinsam mit dem Wärmeübertragermodell validieren. Deshalb wird für die Validierung die Serienschaltung von Schamott- und Wärmeübertragermodell betrachtet, wie sie in Abbildung 6.12 dargestellt ist. Die adiabate Verbrennungstemperatur T_{ad} , der Rauchgasmassen-

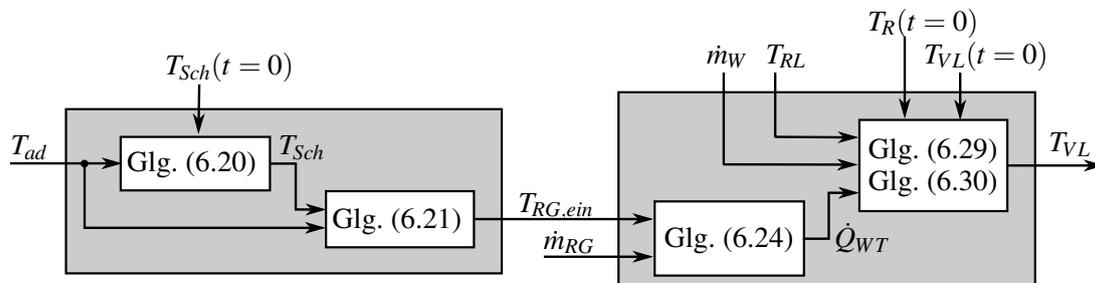


Abbildung 6.12.: Serienschaltung von Schamott- und Wärmeübertragermodell

strom \dot{m}_{RG} , der Wassermassenstrom \dot{m}_W , die Rücklauf- und Vorlauftemperaturen T_{RL} und T_{VL} werden gemessen bzw. können aus Messdaten berechnet werden. Die Vorlauf- und Rücklauftemperaturen T_{VL} als Ausgangsgrößen des Modells dienen als Validierungsgrößen. Für die Validierung wurde ein Versuch an der realen Anlage durchgeführt, der

- Variationen der adiabaten Verbrennungstemperatur T_{ad} ,
- Variationen des Rauchgasmassenstroms \dot{m}_{RG} (entspricht verschiedenen Leistungsstufen),
- Sprüngen des Wassermassenstroms \dot{m}_W ,
- und Variationen der Rücklauf- und Vorlauftemperaturen T_{RL} und T_{VL} mit kurzzeitigen Sprüngen

6. Modellierung des Wärmeübertragers und der Speicherwirkung des Schamotts

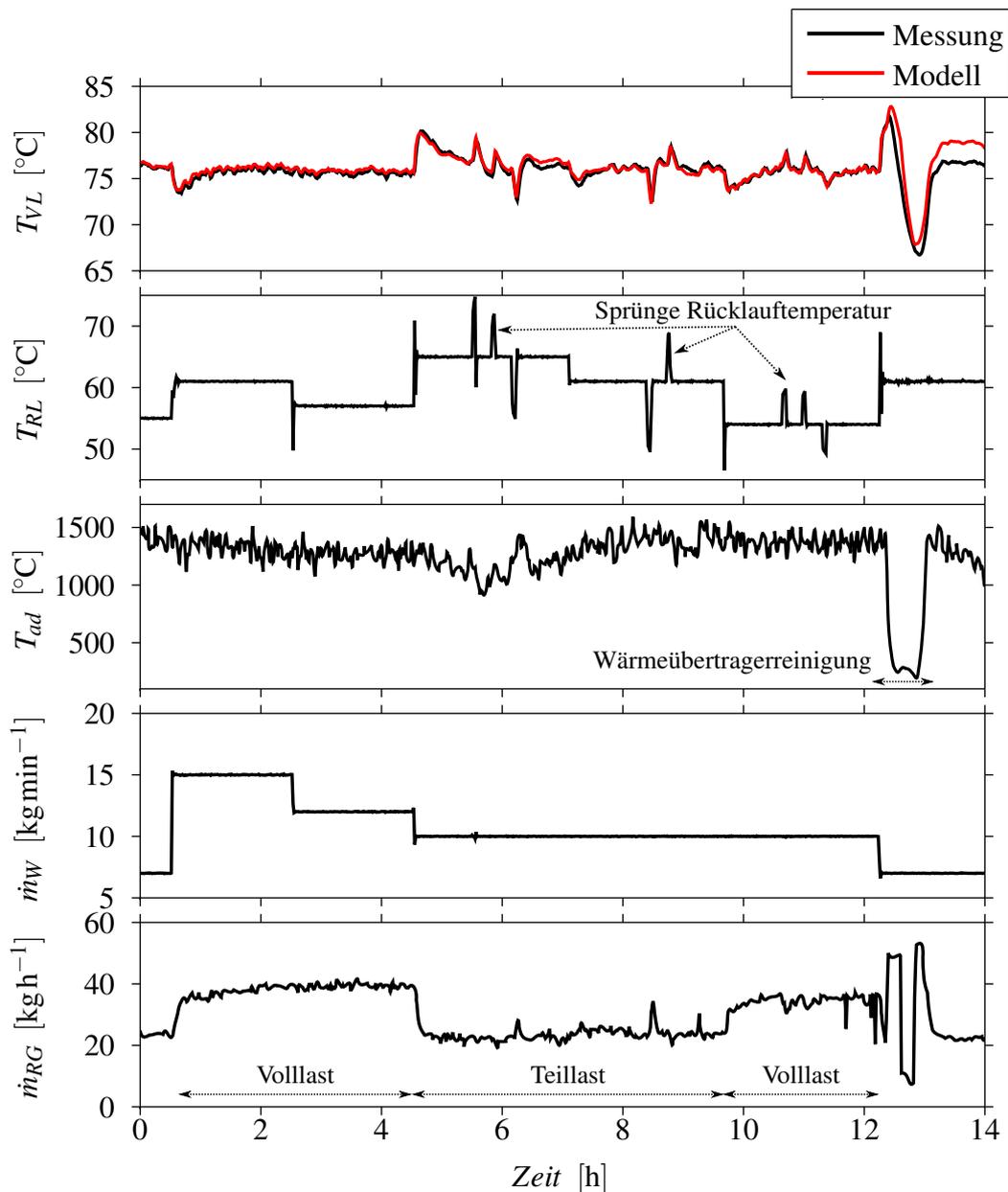


Abbildung 6.13.: Validierung des Schamott- und Wärmeübertragermodells

beinhaltet. In Abbildung 6.13 ist die gemessene der berechneten Vorlauftemperatur T_{VL} gegenübergestellt. Außerdem wurden die anderen variierten Größen zum Vergleich dargestellt. Der Vergleich zwischen Messung und Modell zeigt eine sehr gute Abbildung der Dynamik durch das Modell. Zwischen Stunde 12 und 13 wird eine Wärmeübertrager-Reinigung von der Anlage durchgeführt. Die Dynamik während der Reinigung wird sehr gut abgebildet. Würde man die Speicherwirkung des Schamotts vernachlässigen, so könnte man diese Dynamik nicht so gut abbilden. Deutlich zu erkennen ist auch, dass nach dieser Reinigung die gemessene von der berechneten Vorlauftemperatur T_{VL} abweicht. Die Ursache für diese Abweichung konnte nicht

eindeutig identifiziert werden.

6.5. Zusammenfassung

In diesem Kapitel wurde gezeigt, dass die Speicherwirkung des Schamotts nicht vernachlässigbar ist. Sie konnte durch ein lineares Modell erster Ordnung berücksichtigt werden.

Der Wärmeübertrager konnte aufgrund der deutlich geringeren Temperaturspreizung auf der Wasserseite in ein Rauchgasteil und Wasserteil aufgeteilt werden. Bei der Modellierung des übertragenen Wärmestroms auf den Wärmeübertrager im Rauchgasteil konnte der statische Modellansatz aus [3] problemlos übernommen werden. Für die mathematische Modellierung des Wasserteils wurden die zwei Differenzialgleichungen (6.29) und (6.30) basierend auf physikalischen Überlegungen zur Wärmeübertragung hergeleitet.

Die eigentliche Herausforderung bei der Modellierung war die Parameteridentifikation. Die Parameter der Teilmodelle wurden durch schrittweises Rückrechnen möglichst getrennt voneinander bestimmt. Es wäre auch eine Abschätzung des thermischen Widerstands R aus ausschließlich geometrischen und anlagenspezifischen Größen denkbar. Dieser Weg würde jedoch ein sehr großes Detailwissen über die geometrischen Abmessungen des Wärmeübertragers (Rohrdurchmesser, Rohrwandstärke, Materialien,...) erfordern, weshalb er im Rahmen dieser Arbeit nicht weiterverfolgt wurde.

Die Validierung zeigt, dass das Verhalten des Schamotts und des Wärmeübertragers durch diese Modelle mathematisch sehr gut beschrieben werden kann.

7. Gesamtmodell

In diesem Kapitel werden die mathematischen Modelle der Teilsysteme aus Kapitel 3, 4, 5 und 6 zu einem Gesamtmodell der Pellet-Kleinfeuerungsanlage zusammengefasst. Dieses Gesamtmodell soll dabei als System gewöhnlicher Differentialgleichungen erster Ordnung (Gleichung 2.1) in der Form

$$\frac{d\mathbf{x}}{dt} = \mathbf{f}(\mathbf{x}, \mathbf{u}, \mathbf{d}) \quad (7.1)$$

formuliert werden. Zu diesem Zweck werden in Abschnitt 7.2 die Zustandsgrößen \mathbf{x} , Eingangsgrößen \mathbf{u} und Störgrößen \mathbf{d} des Systems definiert. Zuvor ist es jedoch notwendig, das zusammenschaltete Gesamtmodell anhand von Messdaten aus Versuchen an der realen Anlage zu validieren. Dies ist Gegenstand des folgenden Abschnitts 7.1.

7.1. Validierung des Gesamtmodells

Das Gesamtmodell kann als Serienschaltung der einzelnen Teilmodelle aufgefasst werden, wie es in Abbildung 7.1 dargestellt ist. Die einzelnen Teilmodelle sind: Luftzufuhr, Brennstoffzufuhr, Brennstoffbett, Verbrennung, Schamottspeicher und Wärmeübertrager¹. Zur besseren Nachvollziehbarkeit werden die Modellgleichungen mit dazugehörigen Modellparametern der einzelnen Blöcke im nächsten Abschnitt kurz zusammengefasst.

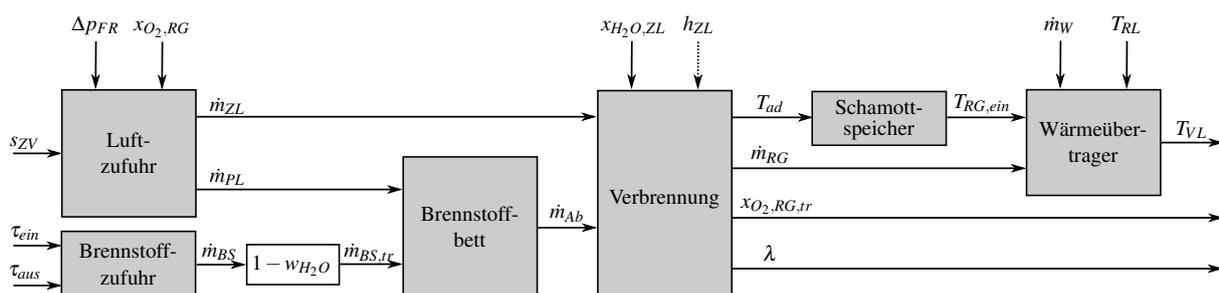


Abbildung 7.1.: Systemtechnische Sicht des Gesamtmodells

¹ Die einzelnen Blöcke der Teilmodelle können durch die systemtechnischen Darstellungen in den dazugehörigen Kapiteln ersetzt werden.

7.1.1. Gleichungen und Parameter der Teilmodelle

Luftzufuhr

Der Zusammenhang zwischen der Gebläsestufe des Zuluftventilators s_{ZV} und dem Primärluftmassenstrom \dot{m}_{PL} sowie Zuluftmassenstrom \dot{m}_{ZL} kann durch die Gleichungen (3.26), (3.29) und (3.34) mathematisch durch

$$\dot{m}_{ZL} = \sqrt{\frac{c_{ZV} \omega^2 - \Delta p_{FR}}{R_{ZV} + R_{SL} \left(\frac{1}{1+\gamma}\right)^2}} \quad (7.2)$$

$$\dot{m}_{PL} = \frac{\gamma}{1+\gamma} \dot{m}_{ZL} \quad (7.3)$$

mit

$$\omega = \begin{cases} (3,7(s_{ZV} - 15))^\alpha & \text{für } s_{ZV} \geq 15 \\ 0 & \text{sonst} \end{cases} \quad (7.4)$$

beschrieben werden. Letztere Gleichung gibt den Zusammenhang zwischen der Winkelgeschwindigkeit des Ventilators ω und der Gebläsestufe des Zuluftventilators s_{ZV} an. Der Differenzdruck im Feuerraum gegen Umgebung Δp_{FR} kann als Störgröße betrachtet werden. Eine Temperaturanpassung des Widerstandsbeiwerts der Sekundärluftstrecke R_{SL} als Funktion des gemessenen Sauerstoffgehalts des trockenen Rauchgases $x_{O_2, RG, tr}$ brachte Verbesserungen in der Modellgenauigkeit. Da die betrachtete Feuerungsanlage üblicherweise auf einen konstanten Sauerstoffgehalt $x_{O_2, RG, tr} = 9\%$ geregelt wird, kann von einer konstanten mittleren Temperatur ($\bar{T} = 1000^\circ\text{C}$) und somit von einem konstanten Widerstandsbeiwert der Sekundärluftstrecke $R_{SL} = 39,0 \cdot 10^4 \text{ kg m}^{-1}$ ausgegangen werden². Für die Widerstandsbeiwerte des Rostes $R_{PL,R}$, der Blende vor dem Rost $R_{PL,vR}$ und des Zuluftventilators samt der gemeinsamen Zuluftleitung R_{ZV} wurden die ermittelten Werte aus den Kaltversuchen unverändert übernommen. Tabelle 7.1 gibt einen Überblick über die identifizierten bzw. für die Simulation festgelegten Parameter für das Modell der Luftzufuhr.

Brennstoffzufuhr

Der in den Feuerraum gelangende Brennstoffmassenstrom \dot{m}_{BS} wurde mithilfe des Ansteuerungssignals der Brennstoffschnecke mit der Einschubzeit τ_{ein} und Ausschaltzeit τ_{aus} durch Gleichung (3.59)

$$\dot{m}_{BS} = \dot{m}_{BS, max} \frac{\tau_{ein}}{\tau_{ein} + \tau_{aus}} \quad (7.5)$$

² Es ist zu beachten, dass der Sauerstoffgehalt des trockenen Rauchgases $x_{O_2, RG, tr}$ zur Temperaturanpassung vom Widerstandsbeiwert R_{SL} als (gemittelte) Störgröße aufzufassen ist. Das heißt, dass sich R_{SL} mit $x_{O_2, RG, tr}$ ändert. Der Umkehrschluss gilt jedoch nur bedingt: eine sprungartige Änderung vom Sauerstoffgehalt bewirkt keine sprungartige Veränderung des Widerstandswerts. Eine Rückkopplung des ermittelten Sauerstoffgehalts durch das Verbrennungsmodell zur Korrektur von des Widerstandsbeiwerts R_{SL} wäre somit falsch.

Parameter		Wert	Einheit
Widerstandsbeiwert der Sekundärluftstrecke	R_{SL}	$39,0 \cdot 10^4$	$[\text{kg m}^{-1}]$
Widerstandsbeiwert der Blende vor dem Rost	$R_{PL,vR}$	$213,3 \cdot 10^4$	$[\text{kg m}^{-1}]$
Widerstandsbeiwert des Rosts	$R_{PL,R}$	$49,8 \cdot 10^4$	$[\text{kg m}^{-1}]$
Aufteilungsverhältnis	γ	0,39	[-]
Konstante des Zuluftventilators	c_{ZV}	0,077	$[\text{kg m}^{-1}]$
Widerstandsbeiwert des Zuluftventilators samt der gemeinsamen Zuluftleitung	R_{ZV}	$106,7 \cdot 10^4$	$[\text{kg m}^{-1}]$
Korrekturfaktor	α	0,72	[-]

Tabelle 7.1.: Parameter des Modells der Luftzufuhr

mathematisch beschrieben. Der Brennstoffmassenstrom wird dabei nach oben auf $\dot{m}_{BS,sat}$ begrenzt. Die Tabelle 7.2 gibt einen Überblick über die identifizierten bzw. für die Simulation festgelegten Parameter für das Modell der Brennstoffzufuhr.

Parameter		Wert	Einheit
maximaler Brennstoffmassenstrom bei Dauerbetrieb der Schnecke	$\dot{m}_{BS,max}$	0,0037	$[\text{kg s}^{-1}]$
oberer Begrenzungswert	$\dot{m}_{BS,sat}$	0,0010	$[\text{kg s}^{-1}]$

Tabelle 7.2.: Parameter des Modells der Brennstoffzufuhr

Brennstoffbett

Im Brennstoffbett wird der Zusammenhang zwischen zugeführtem (trockenen) Brennstoffmassenstrom $\dot{m}_{BS,tr}$ und dem Massenstrom des abgebauten Brennstoffs \dot{m}_{Ab} durch die Differenzialgleichung (5.8)

$$\frac{dm_{CHO}}{dt} = -c_{Ab} m_{CHO} \dot{m}_{PL} + \dot{m}_{BS,tr} \quad (7.6)$$

$$\text{mit } \dot{m}_{Ab} = c_{Ab} m_{CHO} \dot{m}_{PL} \quad (7.7)$$

beschrieben. Es genügt dabei die Betrachtung der Masse des trockenen Brennstoffs am Bett m_{CHO} , da aus regelungstechnischer Sicht von synchronem Abfließen von Abbau und Verdampfung ausgegangen werden kann. Tabelle 7.3 gibt einen Überblick über den identifizierten bzw. für die Simulation festgelegten Parameter für das Brennstoffbettmodell.

Parameter		Wert	Einheit
Abbaukonstante	c_{Ab}	2,60	[kg ⁻¹]

Tabelle 7.3.: Parameter des Brennstoffbettmodells

Verbrennung

Im Teilmodell Verbrennung werden die chemischen Reaktionen unter der Annahme der vollständigen Verbrennung modelliert. Dabei kann durch eine Stoff- und Energiebilanz aus dem Massenstrom des abgebauten Brennstoffs \dot{m}_{Ab} und der zugeführten Luft \dot{m}_{ZL} auf den Sauerstoffgehalt des trockenen Rauchgases $x_{O_2, RG, tr}$, das Luftverhältnis λ , den Rauchgasmassenstrom sowie auf die adiabate Verbrennungstemperatur T_{ad} geschlossen werden. Nach Gleichungen (4.13) lässt sich der Sauerstoffgehalt des trockenen Rauchgases $x_{O_2, RG, tr}$ durch

$$x_{O_2, RG, tr} = \frac{0,21 \left(\frac{1-x_{H_2O, ZL}}{M_{ZL}} \frac{\dot{m}_{ZL}}{\dot{m}_{Ab}} - N_{ZL, min, tr} \right)}{\left(\frac{1-x_{H_2O, ZL}}{M_{ZL}} \frac{\dot{m}_{ZL}}{\dot{m}_{Ab}} - N_{ZL, min, tr} \right) + N_{RG, min, tr}} \quad (7.8)$$

berechnen. Der Wassergehalt der Zuluft $x_{H_2O, ZL}$ kann dabei als Störgröße interpretiert werden. Das Luftverhältnis ergibt sich nach Gleichung (4.6) zu

$$\lambda = \frac{N_{ZL, tr}}{N_{ZL, min, tr}}, \quad (7.9)$$

wobei sich die spezifische trockene Zuluftmenge $N_{ZL, tr}$ nach Gleichung (4.9) mit

$$N_{ZL, tr} = \frac{x_{O_2, RG, tr} (N_{ZL, min, tr} - N_{RG, min, tr}) - 0,21 N_{ZL, min, tr}}{x_{O_2, RG, tr} - 0,21} \quad (7.10)$$

berechnen lässt. Der Rauchgasmassenstrom \dot{m}_{RG} ergibt sich gemäß Gleichung (4.14) zu

$$\dot{m}_{RG} = \dot{m}_{ZL} + \dot{m}_{Ab} + \dot{m}_{Vd} \quad (7.11)$$

mit der Berechnungsvorschrift (4.16)

$$\dot{m}_{Vd} = \frac{w_{H_2O}}{1 - w_{H_2O}} \dot{m}_{Ab} \quad (7.12)$$

für den Verdampfungsmassenstrom \dot{m}_{Vd} bei synchronem Ablauen von Abbau und Verdampfung. Die adiabate Verbrennungstemperatur T_{ad} lässt sich nach Gleichung (4.37) durch

$$T_{ad} = \frac{1}{\bar{k}_{h, RG}} \left(\frac{h_{ZL} \dot{m}_{ZL} + H_{u, CHO} \dot{m}_{Ab} + h_V \dot{m}_{Vd}}{\dot{m}_{RG}} - \bar{d}_{h, RG} \right) \quad (7.13)$$

berechnen. Dabei kann die spezifische Enthalpie der Zuluft h_{ZL} als unbekannte Störgröße aufgefasst werden. Tabelle 7.4 gibt einen Überblick über die für die Simulation festgelegten

Parameter für das Verbrennungsmodell.

Parameter		Wert	Einheit
Wassergehalt des Brennstoffs	w_{H_2O}	0,072	[kg/kg _{ftBS}]
spezifische Mindeststoffmenge von trockener Zu- luft	$N_{ZL,min,tr}$	187,26	[mol/kg _{trBS}]
spezifische Mindeststoffmenge von trockenem Rauchgas	$N_{RG,min,tr}$	185,95	[mol/kg _{trBS}]
Heizwert	$H_{u,CHO}$	$18,74 \cdot 10^6$	[J/kg _{trBS}]
spezifische Verdampfungsenthalpie	h_V	$2441,7 \cdot 10^3$	[Jkg ⁻¹]
Koeffizienten zur Berechnung der spezifischen Ent- halpie des heißen Rauchgases für eine mittlere Rauchgaszusammensetzung	$\bar{k}_{h,RG}$	$1,293 \cdot 10^3$	[Jkg ⁻¹ K ⁻¹]
	$\bar{d}_{h,RG}$	$-4,964 \cdot 10^5$	[Jkg ⁻¹]

Tabelle 7.4.: Parameter des Verbrennungsmodells

Speicherwirkung des Schamotts

Im Schamottmodell wird die Speicherwirkung des Schamottsteins durch ein lineares Modell erster Ordnung gemäß der Differenzialgleichung (6.20)

$$\frac{d}{dt} T_{Sch} = \frac{1}{\tau_{Sch}} (T_{ad} - T_{Sch}) \quad (7.14)$$

berücksichtigt. Die Rauchgastemperatur vor dem Eintritt in den Wärmeübertrager $T_{RG,ein}$ kann als gewichtete Mittelung mit der adiabaten Verbrennungstemperatur T_{ad} nach Gleichung (6.21) durch

$$T_{RG,ein} = c_T T_{Sch} + (1 - c_T) T_{ad} \quad (7.15)$$

berechnet werden. Tabelle 7.5 gibt einen Überblick über die identifizierten bzw. für die Simulation festgelegten Parameter für das Modell des Schamotts.

Parameter		Wert	Einheit
Zeitkonstante des Schamotts	τ_{Sch}	1080	[s]
Gewichtungsfaktor	c_T	0,42	[-]

Tabelle 7.5.: Parameter des Schamottmodells

Wärmeübertrager

Das Modell des Wärmeübertragers ist eine Serienschaltung zweier Teilmodelle – der Rauchgas- teil und der Wasserteil. Der Rauchgas- teil beschreibt dabei den vom Rauchgas auf das Wasser übertragenen Wärmestrom \dot{Q}_{WT} . Nach Gleichung (6.24) kann dieser Wärmestrom durch

$$\dot{Q}_{WT} = c_{WT}(T_{RG, \text{ein}} - T_W)\dot{m}_{RG} \quad (7.16)$$

berechnet werden. Der Wasserteil beschreibt die Auswirkung des übertragenen Wärmestroms auf die Vorlauf-temperatur T_{VL} . Die Vorlauf-temperatur wird außerdem von den beiden nicht beeinflussbaren Störgrößen Wassermassenstrom \dot{m}_W und Rücklauf-temperatur T_{RL} beeinflusst. Durch die zwei Differenzialgleichungen (6.29) und (6.30)

$$\frac{dT_R}{dt} = \frac{1}{m_{WR}c_W} \left(\dot{m}_W c_W (T_{RL} - T_R) + \frac{1}{R} (T_{VL} - T_R) \right) \quad (7.17)$$

$$\frac{dT_{VL}}{dt} = \frac{1}{m_{WK}c_W + m_{SK}c_S} \left(\dot{m}_W c_W (T_R - T_{VL}) - \frac{1}{R} (T_{VL} - T_R) + \dot{Q}_{WT} \right) \quad (7.18)$$

kann das dynamische Verhalten des Wasserteils abgebildet werden. Tabelle 7.5 gibt einen Überblick über die identifizierten bzw. für die Simulation festgelegten Parameter für das Wärme- übertragermodell.

Parameter		Wert	Einheit
Wassermasse im Kessel	m_{WK}	48	[kg]
Wassermasse im Rohr	m_{WR}	4	[kg]
Masse des erwärmten Stahls des Kessels (Schätzung)	m_{SK}	200	[kg]
spezifische (isobare) Wärmekapazität von Wasser bei 70 °C	c_W	4190	[J kg ⁻¹ K ⁻¹]
spezifische Wärmekapazität von Stahl	c_S	470	[J kg ⁻¹ K ⁻¹]
thermischer Widerstand	R	$1,09 \cdot 10^{-3}$	[K W ⁻¹]
mittlere Wandtemperatur	T_W	70	[°C]
Modellkonstante des Rauchgasteils	c_{WT}	1094	[J kg ⁻¹ K ⁻¹]

Tabelle 7.6.: Parameter des Wärmeübertragermodells

7.1.2. Ergebnisse der Validierung

Im Rahmen dieser Arbeit wurde ein Versuch über 50 h an der realen Anlage geplant und durchgeführt. Dieser soll auch zur Validierung des Gesamtmodells dienen. Die Anlage wurde während des Versuchs mit der herkömmlichen Regelung des Herstellers betrieben. Dabei wurde

eine Soll-Vorlaufemperatur $T_{VL,soll}$ von

$$T_{VL,soll} = 75^{\circ}\text{C} \quad (7.19)$$

vorgegeben. Die Versuchsanlage war an einen hydraulischen Prüfstand angeschlossen, der es erlaubt, die Rücklaufemperatur T_{RL} und den Wassermassenstrom \dot{m}_W näherungsweise sprungartig und unabhängig von der Vorlaufemperatur T_{VL} zu variieren. Diese wurden so variiert, dass verschiedene Leistungen zwischen 50 % und 100 % der thermischen Nennleistung der Pellet-Feuerungsanlage von 15 kW gefordert wurden. Dabei wurde darauf geachtet, dass gleiche Leistungsstufen mit unterschiedlichen Wassermassenströmen und Rücklaufemperaturen gefahren wurden. Neben diesen langfristigen Sprüngen wurden kurzfristige Sprünge der Rücklaufemperatur T_{RL} (einige Minuten) und des Zuluftmassenstroms \dot{m}_{ZL} (einige Sekunden) durch manuelles Eingreifen gemacht. Einzelne Zeitabschnitte dieses Versuches wurden bereits für die Identifikation von Parametern bzw. Validierung der Teilmodelle genutzt. So wurde beispielsweise mithilfe der kurzzeitigen Zuluftsprünge das Brennstoffbett modelliert.

Aus regelungstechnischer Sicht sind für die Validierung des Modells die Vorlaufemperatur T_{VL} , der Sauerstoffgehalt des trockenen Rauchgases $x_{O_2,RG,tr}$ und der Zuluftmassenstrom \dot{m}_{ZL} von Interesse. Die Abbildung 7.2 zeigt die Gegenüberstellung von Modell und Messung für diese drei Größen über die gesamte Versuchsdauer. Um einen tieferen Einblick in den Versuch zu bekommen, sind auch der gemessene und modellierte Rauchgasmassenstrom \dot{m}_{RG} , die gemessene Rücklaufemperatur T_{RL} , der Wassermassenstrom \dot{m}_W und der aus dem Modell berechnete Brennstoffmassenstrom \dot{m}_{BS} dargestellt. Um die Ergebnisse besser diskutieren zu können, wurde in Abbildung 7.3 der repräsentative Versuchsausschnitt von Stunde 5 bis 10 in gleicher Weise dargestellt.

Es sollen nun die Ergebnisse aus den Abbildungen 7.2 und 7.3 kurz erläutert und einer kritischen Diskussion unterzogen werden.

7.1.3. Diskussion der Ergebnisse

Die Betrachtung der Vorlaufemperatur T_{VL} in Abbildung 7.2 und 7.3 zeigt, dass die Dynamik für regelungstechnische Anwendungen hinreichend genau abgebildet wird. Die Abweichungen der Vorlaufemperatur in Abbildung 7.3 können auf die Ungenauigkeit bei der Berechnung des Brennstoffmassenstroms mit dem Modell der Brennstoffzufuhr erklärt werden. Hier hat sich nämlich gezeigt, dass eine Verwendung des Signals mit der Bezeichnung „Einschub“ für die Modellierung der Brennstoffzufuhr diese Ungenauigkeiten deutlich reduzieren kann. Dieses Signal „Einschub“ ist dabei eine Variable, die vom Hersteller in der internen Steuerung verwendet wird. Auf die Verwendung dieses Signals für die Modellierung wurde aufgrund der fehlenden physikalischen Einsicht jedoch verzichtet und der Fehler dafür in Kauf genommen. In einem ersten Schritt kann dieser Modellabweichung durch den Entwurf eines integrierenden Reglers begegnet werden, der die stationäre Genauigkeit sicherstellt. Eine genauere Untersuchung des tatsächlichen Taktsignals zur Ansteuerung der Schnecke, die für die Implementierung einer Regelung sowieso notwendig ist, könnte die Modellgenauigkeit durch leichte Modifikation des

Modellansatzes vermutlich signifikant steigern. Um Stunde 9 kann man bei Betrachtung der Abbildung 7.3 erkennen, dass die berechnete Vorlauftemperatur T_{VL} über der gemessenen Vorlauftemperatur liegt bzw. voreilt. Bei genauerer Betrachtung des Zuluftmassenstroms \dot{m}_{ZL} stellt man fest, dass auch für diesen Zeitraum der berechnete Wert über dem gemessenen Wert liegt. Dieser zu große Zuluftmassenstrom führt gleichzeitig zu einem erhöhten Primärluftmassenstrom. Die Erhöhung des Primärluftmassenstroms führt wiederum zu einem zu großen Abbau und damit wird die freigesetzte Wärme, die auf das Wasser übertragen wird, durch das Modell zu groß geschätzt. Das führt letztlich zu einer zu großen Vorlauftemperatur T_{VL} des Modells.

Die Betrachtung des Sauerstoffgehalts des trockenen Rauchgases $x_{O_2, RG, tr}$ in Abbildung 7.2 und 7.3 zeigt, dass auch hier die Dynamik für regelungstechnische Anwendung des Modells überraschend gut abgebildet wird. Besonders Abbildung 7.3 verdeutlicht, dass Sauerstoffschwankungen aufgrund der Abbauschwankungen sehr gut nachgebildet werden. Dies liegt daran, dass bei der betrachteten Anlage durch die Differenzdruckmessung im Feuerraum diese Schwankungen detektiert werden können und der Abbau wesentlich vom Holzkohlenausbrand bestimmt wird, wie bei der Modellierung des Brennstoffbetts im Kapitel 5 gezeigt wurde. Somit wäre nicht nur eine Anwendung des Modells für den Entwurf einer Regelung, sondern auch zur Schätzung des Sauerstoffs im Rauchgas denkbar – vorausgesetzt, der Zuluftmassenstrom kann sehr genau durch das Zuluftmodell abgebildet werden.

Die Betrachtung der Massenströme der Zuluft \dot{m}_{ZL} und des Rauchgases \dot{m}_{RG} zeigen prinzipiell eine gute Übereinstimmung von Messung und Modell. Bei näherer Betrachtung des Rauchgasmassenstroms in Abbildung 7.2 fällt auf, dass die Schätzung durch das Modell über einen längeren Zeitraum (z.B. zwischen Stunde 5 bis 16) sehr gute Übereinstimmung mit dem Modell zeigt, aber genauso auch eine signifikante Abweichung über einen längeren Zeitraum (z.B. Stunde 30 bis 50) vorhanden ist. Der Grund für diese Abweichung des berechneten Rauchgasmassenstroms vom gemessenen konnte im Rahmen dieser Arbeit nicht eindeutig und endgültig beantwortet werden. Gelingt dies, so könnte man den Sauerstoffsensor einsparen, was einen großen Kostenvorteil bieten würde. Dass die Zuluftsprünge (Abbildung 7.3) durch kurzzeitiges Abdecken des Zuluftventilators nicht abgebildet werden können, ist nicht verwunderlich. Der Grund dafür liegt in der sprungartigen Veränderung der Modellparameter der Luftzufuhr (Erhöhung des blendigen Widerstandsbeiwerts des Zuluftventilators R_{ZV}) durch diesen Eingriff.

7. Gesamtmodell

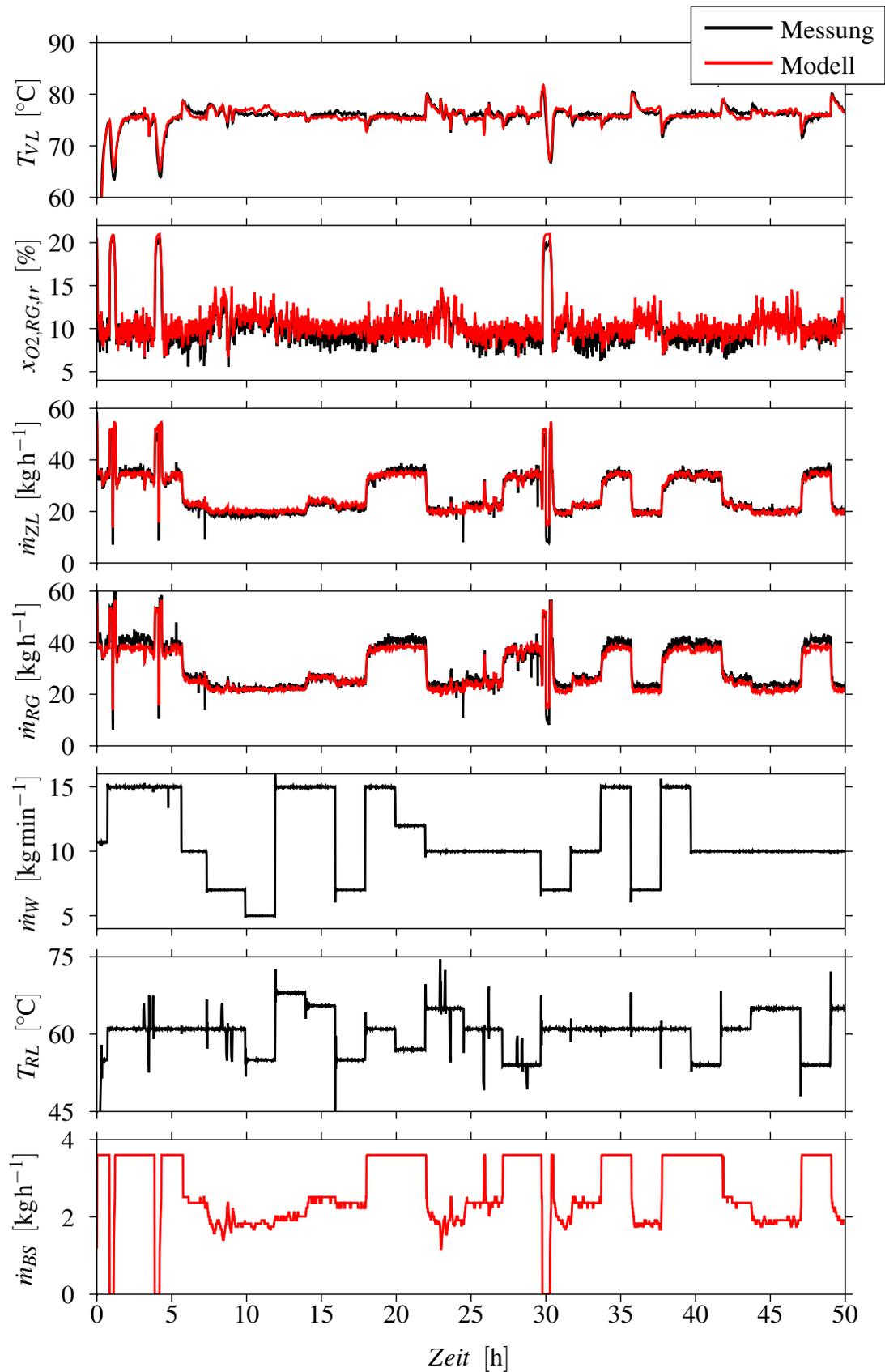


Abbildung 7.2.: Vergleich von Messung und Modell über die gesamte Versuchsdauer

7. Gesamtmodell

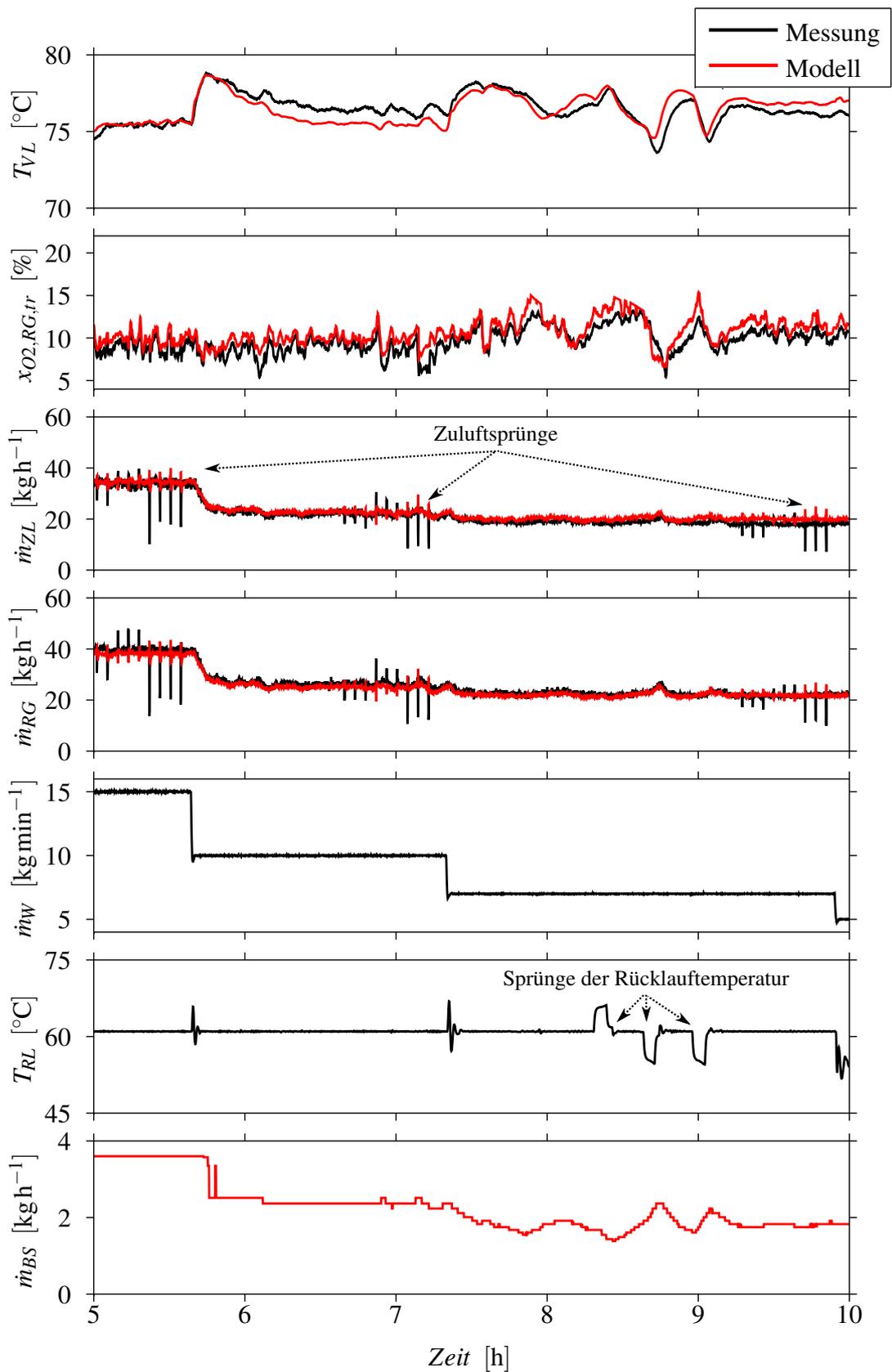


Abbildung 7.3.: Vergleich von Messung und Modell für Stunde 5 bis 10

7.2. Gesamtmodell in Zustandsraumdarstellung

Das mathematische Modell in der Form (7.1) soll die Entwurfsgrundlage einer modellbasierten Feuerungsregelung sein, wobei beispielsweise die Vorlauftemperatur und der Sauerstoffgehalt des trockenen Rauchgases auf bestimmte Sollwerte geregelt werden könnten. Da das Teilsystem der Luft- und Brennstoffzufuhr ausschließlich durch statische Modelle beschrieben werden kann, können folgende Eingangsgrößen definiert werden:

$$\mathbf{u} = \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{bmatrix} := \begin{bmatrix} \dot{m}_{ZL} \\ \dot{m}_{BS} \end{bmatrix}. \quad (7.20)$$

Die Modelle der Brennstoff- und Luftzufuhr werden somit den Aktuatoren (Stellgliedern) zugeordnet. Die übergeordnete Feuerungsregelung fordert somit einen Sollwert für den Zuluftmassenstrom sowie den Brennstoffmassenstrom und mithilfe von inversen Modellen³ der statischen Beziehungen können die Ansteuerungssignale des Ventilators und der Schnecke berechnet werden.

Die zeitveränderlichen, nicht beeinflussbaren Größen werden als Störgrößen im Vektor

$$\mathbf{d} = \begin{bmatrix} d_1 \\ d_2 \\ d_3 \end{bmatrix} := \begin{bmatrix} h_{ZL} \\ \dot{m}_W \\ T_{RL} \end{bmatrix} \quad (7.21)$$

zusammengefasst. Der Wassergehalt der Zuluft ändert sich nur gering und kann daher für das Gesamtmodell zum Entwurf der Regelung als Konstante betrachtet werden.

Die Differenzialgleichungen (7.6), (7.14), (7.17) und (7.18) legen die Zustandsgrößen

$$\mathbf{x} = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} := \begin{bmatrix} m_{CHO} \\ T_{Sch} \\ T_R \\ T_{VL} \end{bmatrix} \quad (7.22)$$

fest.

Mit der Umrechnung (5.3) zwischen feuchtem und trockenem Brennstoffmassenstrom erhält man durch Einsetzen in die Differenzialgleichung (7.6) des Brennstoffbetts und den obigen Definitionen

$$\frac{dx_1}{dt} = -c_{11}x_1u_1 + c_{12}u_2 \quad (7.23)$$

³ Da für eine Implementierung einer Regelung die Ansteuerung der Brennstoffschnecke und des Zuluftventilators genauer untersucht werden müssen, wird auf die inverse Modellierung hier verzichtet.

7. Gesamtmodell

mit den Konstanten

$$c_{11} = c_{Ab} \frac{\gamma}{1 + \gamma} \quad (7.24)$$

$$c_{12} = 1 - w_{H_2O} \quad (7.25)$$

als erste Differenzialgleichung in gewünschter Darstellung.

Durch Einsetzen der Gleichungen (7.3), (7.7), (7.11), (7.12) und (7.13) in die Differenzialgleichung (7.14) des Schamottmodells erhält man

$$\frac{dx_2}{dt} = \frac{c_{21}d_1 + c_{22}x_1}{1 + c_{23}x_1} - c_{24}x_2 - c_{25} \quad (7.26)$$

mit den Konstanten

$$c_{21} = \frac{1}{\tau_{Sch} \bar{k}_{h,RG}} \quad (7.27)$$

$$c_{22} = \frac{c_{Ab}}{\tau_{Sch} \bar{k}_{h,RG}} \frac{\gamma}{1 + \gamma} \left(H_{u,CHO} + \frac{w_{H_2O}}{1 - w_{H_2O}} h_V \right) \quad (7.28)$$

$$c_{23} = c_{Ab} \frac{\gamma}{1 + \gamma} \frac{1}{1 - w_{H_2O}} \quad (7.29)$$

$$c_{24} = \frac{1}{\tau_{Sch}} \quad (7.30)$$

$$c_{25} = \frac{\bar{d}_{h,RG}}{\tau_{Sch} \bar{k}_{h,RG}} \quad (7.31)$$

als zweite Differenzialgleichung in gewünschter Darstellung.

Durch Einsetzen der obigen Definitionen in die erste Differenzialgleichung (7.17) des Wärmeübertragermodells erhält man

$$\frac{dx_3}{dt} = c_{31}d_2(d_3 - x_3) + c_{32}(x_4 - x_3) \quad (7.32)$$

mit den Konstanten

$$c_{31} = \frac{1}{m_{WR}} \quad (7.33)$$

$$c_{32} = \frac{1}{m_{WR} c_{WR}} \quad (7.34)$$

als dritte Differenzialgleichung in gewünschter Darstellung.

Durch Einsetzen der Gleichungen (7.3), (7.7), (7.11), (7.12) und (7.13), (7.16) in die zweite Differenzialgleichung (7.18) des Wärmeübertragermodells erhält man

$$\frac{dx_4}{dt} = (c_{41}d_2 + c_{42})(x_3 - x_4) + ((c_{43}x_2 - c_{47})(1 + c_{44}x_1) + c_{45}d_1 + c_{46}x_1)u_1 \quad (7.35)$$

mit den Konstanten

$$c_{41} = \frac{c_W}{m_{WK}c_W + m_{SK}c_S} \quad (7.36)$$

$$c_{42} = \frac{1}{(m_{WK}c_W + m_{SK}c_S)R} \quad (7.37)$$

$$c_{43} = \frac{c_{WT}c_T}{m_{WK}c_W + m_{SK}c_S} \quad (7.38)$$

$$c_{44} = c_{Ab} \frac{\gamma}{1 + \gamma} \frac{1}{1 - w_{H_2O}} \quad (7.39)$$

$$c_{45} = \frac{c_{WT}(1 - c_T)}{(m_{WK}c_W + m_{SK}c_S)\bar{k}_{h,RG}} \quad (7.40)$$

$$c_{46} = \frac{c_{WT}(1 - c_T)c_{Ab}}{(m_{WK}c_W + m_{SK}c_S)\bar{k}_{h,RG}} \frac{\gamma}{1 + \gamma} \left(H_{u,CHO} + \frac{w_{H_2O}}{1 - w_{H_2O}} h_V \right) \quad (7.41)$$

$$c_{47} = \frac{c_{WT}}{m_{WK}c_W + m_{SK}c_S} \left(\frac{\bar{d}_{h,RG}}{\bar{k}_{h,RG}} (1 - c_T) - T_W \right) \quad (7.42)$$

als letzte Differenzialgleichung in gewünschter Darstellung.

Zusammengefasst in der kompakten Zustandsraumdarstellung nach Gleichung (7.1) kann das Gesamtmodell der Biomasse-Feuerung angeschrieben werden zu

$$\begin{pmatrix} \frac{dx_1}{dt} \\ \frac{dx_2}{dt} \\ \frac{dx_3}{dt} \\ \frac{dx_4}{dt} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -c_{11}x_1u_1 + c_{12}u_2 \\ \frac{c_{21}d_1 + c_{22}x_1}{1 + c_{23}x_1} - c_{24}x_2 - c_{25} \\ c_{31}d_2(d_3 - x_3) + c_{32}(x_4 - x_3) \\ (c_{41}d_2 + c_{42})(x_3 - x_4) + ((c_{43}x_2 - c_{47})(1 + c_{44}x_1) + c_{45}d_1 + c_{46}x_1)u_1 \end{pmatrix}. \quad (7.43)$$

8. Zusammenfassung und Ausblick

In der vorliegenden Arbeit wurde ein mathematisches Modell in Form von vier gewöhnlichen Differenzialgleichungen 1.Ordnung für eine Pellet-Kleinfeuerungsanlage hergeleitet. Die Funktionstüchtigkeit des Modells wurde durch den Vergleich von Simulationsergebnissen mit Messdaten aus Versuchen an einer realen Anlage demonstriert. Dazu wurde das Gesamtsystem zunächst in die Teilsysteme Luftzufuhr, Brennstoffzufuhr, Brennstoffbett, Verbrennung, Speicherwirkung des Schamotts und Wärmeübertrager aufgeteilt. Für die Modellierung der Teilsysteme konnten die aus der Literatur bekannten mathematischen Modelle für Hackschnitzel-Feuerungen teilweise übernommen, teilweise vereinfacht oder angepasst werden. Jedes mathematische Teilmodell wurde auf Basis physikalischer Überlegungen hergeleitet, sodass die Adaptierung an andere Pellet-Feuerungen möglich ist.

Das Modell der *Luftzufuhr*, welches mittels Druck-Massenstrom-Beziehungen hergeleitet wurde, bildete dabei eine wesentliche Voraussetzung für die Modellierung des Brennstoffbetts. Die Besonderheit der betrachteten Anlage mit einem konstruktiv festgelegten, nicht beeinflussbaren Aufteilungsverhältnis zwischen Primär- und Sekundärluftmassenstrom konnte mithilfe dieses Modells bestimmt werden. Die Temperaturanpassung mithilfe des zeitlich veränderlichen Sauerstoffgehalts des Rauchgases für den Einsatz einer Regelung wurde ausführlich und kritisch diskutiert. So hat sich im Rahmen dieser Arbeit gezeigt, dass es sinnvoll ist, von einem konstanten mittleren Sauerstoffgehalt und somit einem konstanten mittleren Aufteilungsverhältnis auszugehen. Die Schwierigkeit bei der Modellierung und Validierung des Modells waren hier die Rahmenbedingungen für die Versuche. So wurden weder das eigentliche elektrische Ansteuerungssignal des Zuluftventilators noch der Primär- bzw. Sekundärluftmassenstrom gemessen. Für eine Implementierung einer Regelung wäre diese Messung und somit eine endgültige Validierung des Zuluftmodells notwendig. Offen bleibt, wie sich die Schwankungen der Rostbelegung auf die Genauigkeit des Modells der Luftzufuhr auswirken, da der Schwankungsbereich nicht abgeschätzt werden konnte. Eine Messung des Primär- oder Sekundärluftmassenstroms im Heißbetrieb ist somit für eine endgültige Validierung des Luftzufuhrmodells unumgänglich. Aufgrund der statischen Beziehungen des Zuluftmodells wurde im Gesamtmodell der Zuluftmassenstrom als Eingangsgröße festgelegt, sodass das Zuluftmodell nicht Teil des Gesamtmodells für den Reglerentwurf ist.

Da die *Brennstoffzufuhr* ebenfalls durch eine statische Beziehung beschrieben werden konnte, wurde auch dieses Teilsystem nicht dem Gesamtmodell zugerechnet. Eine wesentliche Schwierigkeit war hier die fehlende messtechnische Erfassung des zeitlichen Verlaufs des elektrischen Taktsignals des Schneckenantriebs.

Zusammenfassend kann man sagen, dass die Ansteuerung der Luft- und Brennstoffzufuhr durch den Ventilator und der Schnecke genauer untersucht werden muss. Diese Untersuchung ist für

Reglerimplementierung jedoch sowieso notwendig und wurde deswegen in dieser Arbeit nicht weiterverfolgt.

Für die Modellierung des *Brennstoffbetts* für den Entwurf einer Regelung kann bei einer Pellet-Feuerung von synchronem Ablaufen von Abbau und Verdampfung ausgegangen werden. Diese wesentliche und hinreichend genaue Vereinfachung führte letztlich zu einer mathematischen Beschreibung durch eine Differenzialgleichung 1.Ordnung, die auf einer Massenbilanz beruht. Dies ist ein Unterschied zu Hackschnitzel-Feuerungen, bei denen der Massenstrom an verdampften Wasser auch durch eine Differenzialgleichung beschrieben werden musste. Ein weiterer Unterschied zu dem Brennstoffbettmodell für Hackschnitzel-Feuerungen liegt in einer weiteren Vereinfachung des Brennstoffbettmodells, da hier durch geschickte Wahl der Systemgrenzen keine Totzone und somit auch keine Totzeit berücksichtigt werden muss.

Ausgehend von der Annahme des vollständigen Ausbrands konnte das Teilsystem *Verbrennung* mit der stationären Verbrennungsrechnung mit einer Stoffmengen- und Energiebilanz modelliert werden. Mithilfe dieser Verbrennungsrechnung war einerseits eine Rückrechnung auf die unbekanntenen Massenströme des abgebauten trockenen Brennstoffs und des verdampften Wassers möglich. Andererseits können durch dieses Modell der resultierende Rauchgasmassenstrom, die Rauchgaszusammensetzung und die freiwerdende Energie berechnet werden. Es wurde gezeigt, dass für den Einsatz des Modells für den Reglerentwurf von einer mittleren konstanten Rauchgaszusammensetzung zur Berechnung der freiwerdenden Energie in Form einer adiabaten Verbrennungstemperatur ausgegangen werden kann. Da für die Berechnung der freiwerdenden Energie der Massenstrom an verdampften Wassers wichtig ist und von synchronem Ablaufen von Abbau und Verdampfung ausgegangen werden kann, ist in dieser Arbeit der statische Zusammenhang zwischen dem Massenstrom an abgebautem Brennstoff und dem Massenstrom an verdampftem Wasser bewusst dem Verbrennungsmodell und nicht dem Brennstoffbettmodell zugeordnet worden. Durch den Unterdruck im Feuerraum dringt üblicherweise an undichten Stellen der Anlage Falschlufteintrag zusätzlich zur Luft durch den Zuluftventilator ein, die von großer Wichtigkeit für die richtige Stoffmengenbilanz ist. Dieser Falschlufteintrag war bei dieser Anlage vernachlässigbar klein und musste nicht explizit berücksichtigt werden. Bei anderen Anlagen muss dieser Falschlufteintrag gegebenenfalls durch ein Falschlufteintragsmodell berücksichtigt werden. Die *Speicherwirkung des Schamotts* konnte durch ein lineares Modell 1.Ordnung beschrieben werden. Die Modellierung basiert auf einer Energiebilanz und kann somit auf andere Feuerungs-Anlagen übertragen werden. Die anfangs im Raum stehende Annahme, dass die Speicherwirkung des Schamotts bei Kleinanlagen immer vernachlässigt werden kann, hat sich in dieser Arbeit als nicht zutreffend erwiesen. Im Gegenteil - es wurde gezeigt, dass die Speicherwirkung des Schamotts einerseits von der Speicherkapazität und andererseits vom Strömungsprofil abhängt. In dem hier vorgestellten einfachen Modell zur Berücksichtigung der Speicherwirkung des Schamotts wurde vernachlässigt, dass der Schamott bereits durch die Wasserflächen gekühlt wird. Für andere Anlagen, in denen der Schamott stärker von den Wasserflächen des Wärmeübertragers beeinflusst wird, ist ein verkoppelter Ansatz zwischen Schamott und Wärmeübertrager bzw. eine Aufteilung des Schamottmodells in einen gekühlten und nicht-gekühlten Teil denkenswert. Der grundlegende Ansatz bei der Modellierung des *Wärmeübertragers* mit der getrennten Modellierung des Rauchgasteils und des Wasserteils konnte aus der Literatur übernommen werden.

Das Modell besteht schlussendlich aus einer algebraischen Gleichung für den Rauchgasteil und zwei verkoppelten Differenzialgleichungen 1.Ordnung für den Wasserteil. Die beiden Differenzialgleichungen konnten nach näherer Betrachtung des Aufbaus mithilfe einer Energiebilanz hergeleitet werden. Dabei wurde der Wärmestrom zwischen Kessel und der Rohrschlange mit dem üblichen Ansatz für Wärmedurchgang modelliert.

Mithilfe von Messdaten aus genau geplanten und durchgeführten Versuchen wurden die Parameter aller Teilmodelle gezielt bestimmt. Die Funktionstüchtigkeit der Teilmodelle wurde in weiterer Folge mithilfe von Vergleichen zwischen Messung und Modell demonstriert. Aufgrund der den Modellen zugrundeliegenden physikalischen Überlegungen mit einer Massenbilanz für die Brennstoffbettmodellierung, einer Stoffmengen- und Energiebilanz für die Verbrennungsmodellierung und den Energiebilanzen für die Schamott- und Wärmeübertragermodellierung, liegt es nahe, dass für die erfolgreiche Modellierung der Pellet-Feuerung Messdaten erforderlich sind, die diesen Bilanzierungen stationär standhalten. D.h. beispielsweise, dass der gemessene Luftmassenstrom addiert mit dem Brennstoffmassenstrom stationär dem gemessenen Rauchgasmassenstrom entsprechen muss.

Die Teilmodelle Luftzufuhr, Brennstoffzufuhr, Brennstoffbett, Verbrennung, Speicherwirkung des Schamotts und Wärmeübertrager wurden letztlich zu einem Gesamtmodell in Zustandsraumdarstellung kombiniert und mit Versuchsmessdaten aus den durchgeführten Versuchen erfolgreich validiert. Das hier vorgestellte nichtlineare Mehrgrößensystem 4.Ordnung in Form der Zustandsraumdarstellung (7.43) stellt schlussendlich eine sehr gute Grundlage für einen modellbasierten Reglerentwurf dar.

A. Abbildungen der Versuchsanlage EasyFireII

Die Abbildungen A.1 bis A.10 zeigen den Aufbau der Versuchsanlage vom Typ EasyFireII der Firma KWB und sind aus [21, 22] entnommen. Die Abbildungen A.11 bis A.16 zeigen den Versuchsprüfstand am Kompetenzzentrum BIOENERGY2020+ und Details zu den durchgeführten Versuchen.



Abbildung A.1.: Oberer und unterer Kesselteil ohne Isolierung



Abbildung A.2.: Wasserverbinder zwischen oberem und unterem Kesselteil



Abbildung A.3.: Drehrost mit Luftlöchern und Zündvorrichtung

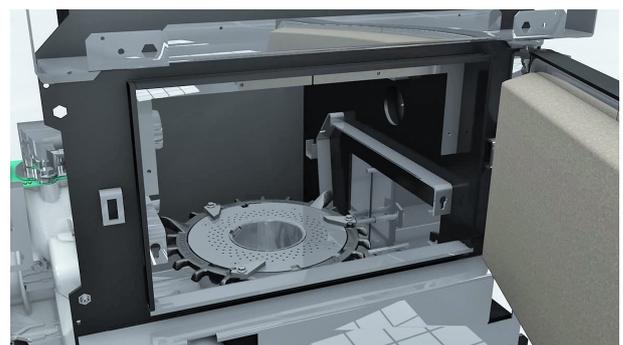


Abbildung A.4.: Feuerraum mit Drehrost ohne Schamottverkleidung

A. Abbildungen der Versuchsanlage EasyFireII

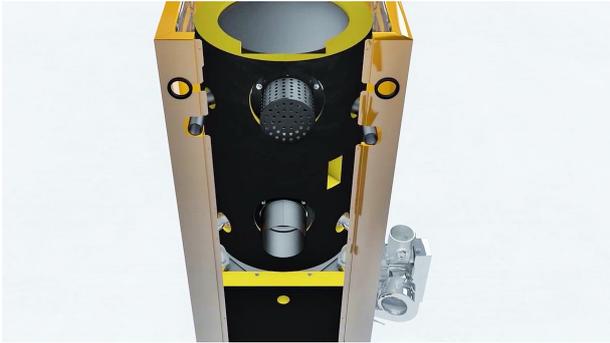


Abbildung A.5.: Rückseite der Anlage mit Anschlüssen für Rücklauf, Vorlauf und Kamin

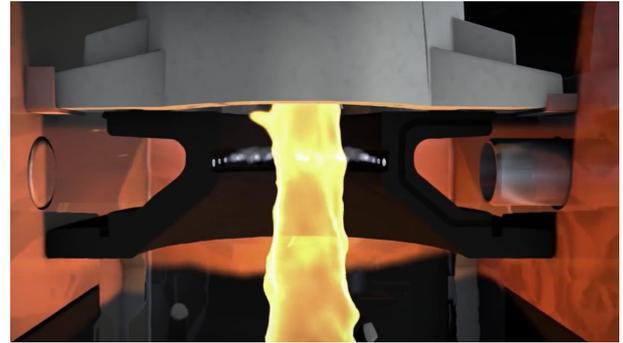


Abbildung A.6.: Sekundärverbrennungszone mit Düsen



Abbildung A.7.: Zyklonenabscheider aus Schamott



Abbildung A.8.: Weg des Rauchgases von der Primär- über die Sekundärverbrennungszone mit dem Zyklonenabscheider in den Wärmeübertrager



Abbildung A.9.: Unterer Teil der Rohrschlange im Wärmeübertrager



Abbildung A.10.: Oberer Teil der Rohrschlange im Wärmeübertrager

A. Abbildungen der Versuchsanlage EasyFireII



Abbildung A.11.: Prüfstand am Kompetenzzentrum BIOENERGY2020+



Abbildung A.12.: Hydraulikprüfstand zur Simulation des Verbrauchers



Abbildung A.13.: Abdeckung der Primärluftstrecke an der Unterseite des Schamotts für den Kaltversuch I



Abbildung A.14.: Abdeckung der Sekundärluftstrecke für den Kaltversuch II

A. Abbildungen der Versuchsanlage EasyFireII



Abbildung A.15.: Abdeckung der Luftzufuhr für die Brennstoffbettmodellierung mit kurzzeitigen Luftsprüngen nach unten



Abbildung A.16.: Externes Gebläse für die Brennstoffbettmodellierung mit kurzzeitigen Luftsprüngen nach oben

Literaturverzeichnis

- [1] BAEHR H. D.: *Thermodynamik*. Springer-Verlag, 12. Auflage, 2005. 40, 41
- [2] BAEHR H. D. , STEPHAN K.: *Wärme- und Stoffübertragung*. Springer-Verlag, 5. Auflage, 2006. 69, 72, 77, 78
- [3] BAUER R.: *Modellbildung und modellbasierte Regelungsstrategien am Beispiel einer Biomasse-Feuerungsanlage*. Habilitationsschrift, Technische Universität Graz, 2009. 1, 7, 46, 49, 68, 73, 75, 86
- [4] BAUER R. , GÖLLES M. , BRUNNER T. , DOURDOUMAS N. , OBERNBERGER I.: *Modellierung der Druck- und Volumenstromverhältnisse in einer Biomasse-Feuerung*. at – Automatisierungstechnik, 55:404–410, August 2007. 1, 5, 16, 17
- [5] BAUER R. , GÖLLES M. , BRUNNER T. , DOURDOUMAS N. , OBERNBERGER I.: *Was messen Temperatursensoren in Biomassefeuerungsanlagen wirklich?* at – Automatisierungstechnik, 55:600–607, Dezember 2007. 1, 5
- [6] BAUER R. , GÖLLES M. , BRUNNER T. , DOURDOUMAS N. , OBERNBERGER I.: *Modellierung des dynamischen Verhaltens der Wärmeübertragung in einem Rauchrohr-Wärmeübertrager*. at – Automatisierungstechnik, 56:513–520, October 2008. 1, 5, 68, 72
- [7] BAUER R. , GÖLLES M. , BRUNNER T. , DOURDOUMAS N. , OBERNBERGER I.: *Eine Methode zur Bestimmung des Rauchgas-Massenstroms in einer Biomasse-Feuerung*. International Journal Automation Austria, 17(1):1–10, 2009. 1, 5, 31
- [8] BAUER R. , GÖLLES M. , BRUNNER T. , DOURDOUMAS N. , OBERNBERGER I.: *Modeling of grate combustion in a medium scale biomass furnace for control purposes*. Biomass and Bioenergy, 34(4):417–427, 2010. 1, 5, 54, 57, 59
- [9] COOPER J., HALLETT W.L.H.: *A numerical model for packed-bed combustion of char particles*. Chemical Engineering Science, 55(20):4451 – 4460, 2000. 57
- [10] DIETACHMAYR F. W.: *Modellierung und Regelung von Biomasse-Thermoölkesselanlagen*. Masterarbeit, Technische Universität Graz, 2013. 1
- [11] DÖRING S.: *Power from Pellets: Technology and Applications*. SpringerLink : Bücher. Springer Berlin Heidelberg, 2012. 35

- [12] E + E ELEKTRONIK GES.M.B.H: *Montage- und Betriebsanleitung HLK Miniatur Strömungsmessumformer Typ: EE575 Serie*. 13
- [13] GAUR S. , REED T.B.: *Thermal Data for Natural and Synthetic Fuels*. Marcel Dekker, Inc., 1998. 47
- [14] GÖLLES M.: *Entwicklung mathematischer Modelle einer Biomasserostfeuerungsanlage als Grundlage für modellbasierte Regelungskonzepte*. Dissertationsschrift, Technische Universität Graz, 2008. 14, 41, 43, 47
- [15] GÖLLES M., BAUER R., BRUNNER T., DOURDOUMAS N., OBERNBERGER I.: *Model Based Control of a Biomass Grate Furnace*. In: *European Conference on Industrial Furnaces and Boilers*, Band 9, Seiten 1–10, 2011. 1
- [16] GÖLLES M., REITER S. , BRUNNER T. , DOURDOUMAS N. , OBERNBERGER I.: *Model based control of a small-scale biomass boiler*. *Control Engineering Practice*, 1(22):94–102, 2014. 1, 68
- [17] GÖLLES M., REITER S., BRUNNER T., DOURDOUMAS N., OBERNBERGER I.: *Modeling of a Small-Scale Biomass Boiler as a Basis for Model Based Control Strategies*. In: *20th European Biomass Conference and Exhibition*, Band 20, Seiten 739–745, 2012. 5, 68
- [18] HALSTRUP-WALCHER GMBH: *Betriebsanleitung Differenzdruck-Messumformer Typ P92*, 2005. 14
- [19] HÖNTZSCH GMBH: *Handbuch: Vortex Strömungssensor VA*, 2009. 13
- [20] KWB - KRAFT UND WÄRME AUS BIOMASSE GMBH: *KWB EasyFire Pelletsheizung 8-35 kW*, 2014. 2
- [21] KWB - KRAFT UND WÄRME AUS BIOMASSE GMBH: *Montagesimulation KWB Easyfire Pelletheizung*. <http://www.youtube.com/watch?v=NLKBard78XI>, Mai 2015. 103
- [22] KWB - KRAFT UND WÄRME AUS BIOMASSE GMBH: *So funktioniert die Pelletheizung KWB Easyfire mit CleanEfficiency-Technologie*. <http://www.youtube.com/watch?v=2naBE56yM9I>, Mai 2015. 103
- [23] LJUNG L. , GLAD T.: *Modeling of Dynamic Systems*. Prentice-Hall information and system sciences series. PTR Prentice Hall, 1994. 4, 5, 6
- [24] MEHRABIAN-BARDAR R., SCHARLER R., WEISSINGER A., OBERNBERGER I.: *Optimisation of biomass grate furnaces with a new 3D packed bed combustion model - on example of a small-scale underfeed stoker furnace*. In: *Proc. of the 18th European Biomass Conference and Exhibition*, Seiten 1175–1183. ETA-Florence Renewable Energies, 2010. 55

- [25] MEHRABIAN-BARDAR R., STANGL S., SCHARLER R., OBERNBERGER I., WEISSINGER A.: *CFD simulation of biomass grate furnaces with a comprehensive 3D packed bed model*. In: *Proceedings of the 25th German Flame Day Conference*, Seiten 189–204. VDI Verlag GmbH Düsseldorf, 2011. 55, 56
- [26] OBERNBERGER I.: *Nutzung fester Biomasse in Verbrennungsanlagen: unter besonderer Berücksichtigung des Verhaltens aschebildender Elemente*. Schriftenreihe thermische Biomassenutzung / Schriftenreihe thermische Biomassenutzung. Institut für Ressourcenschonende u. Nachhaltige Systeme, Techn. Univ. Graz, 2005. 1, 55
- [27] REITER S., GÖLLES M., BRUNNER T., DOURDOUMAS N., OBERNBERGER I.: *Modellierung einer Biomasse-Kleinfeuerungsanlage als Grundlage für modellbasierte Regelungsstrategien*. In: *Steirisches Seminar über Regelungstechnik und Prozessautomatisierung*, Band 17, 2011. 5, 19, 35, 68
- [28] SCHÖERGHUBER C.: *Modellbasierte Regelung von Biomasse-Feuerungsanlagen*. Dissertationsschrift, Technische Universität Graz, 2014. 1, 11, 49, 74
- [29] SCHÖERGHUBER C., GÖLLES M., DOURDOUMAS N., BRUNNER T., OBERNBERGER I.: *Modellbildung von Luftversorgungs- und Rauchgasrezirkulations-Leitungen bei Biomasse-Feuerungsanlagen*. In: *Steirisches Seminar über Regelungstechnik und Prozessautomatisierung*, Band 18, Seiten 135–153, 2013. 1, 16, 17, 18, 22
- [30] SEEBER R.: *Zustandsschätzung und modellbasierte Regelung einer Biomassefeuerungsanlage*. Masterarbeit, Technische Universität Graz, 2012. 49
- [31] SEEBER R., GÖLLES M., BRUNNER T., DOURDOUMAS N., OBERNBERGER I.: *Erweiterung eines modellbasierten Regelungskonzepts für Biomassefeuerungsanlagen*. *Automatisierungstechnik*, 62(12):891–902, 2014. 1
- [32] SERVOMEX GROUP LIMITED: *Datenblatt: ServoPro 4900*, 2011. 14
- [33] THERMOKON SENSORTECHNIK GMBH: *Datenblatt: DPT - R8 Differenzdruck-Messumformer*, 2010. 14
- [34] UNTERBERGER V.: *Modellierung und Regelung von Biomasse-Rauchrohrdampfkesselanlagen*. Masterarbeit, Technische Universität Graz, 2013. 1
- [35] VAISALA: *HMT335 Feuchte- und Temperaturmesswertgeber für hohe Temperaturen*, 2014. 14
- [36] WITT J.: *Holzpelletbereitstellung für Kleinfeuerungsanlagen - Analyse und Bewertung von Einflussmöglichkeiten auf die Brennstofffestigkeit*. Dissertation, Technische Universität Hamburg-Harburg, 2012. 44, 50

- [37] ZEMANN C., HEINREICHBERGER O., GÖLLES M., BRUNNER T., DOURDOUMAS N., OBERNBERGER I.: *Application of a Model Based Control Strategy at a Fixed Bed Biomass District Heating Plant*. European Biomass Conference and Exhibition Proceedings, 22:1698–1705, 2014. 1, 5