

# DISSERTATION

## INNOVATIONEN FÜR DEN KACHELOFEN – BEITRAG ZUM BESSEREN VERSTÄNDNIS VON KERAMISCHEN WÄRMESPEICHERN FÜR HOLZFEUERUNGEN

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines Doktors  
der technischen Wissenschaften unter der Leitung von

Univ.-Prof. Dr. Hermann Hofbauer

E166

Institut für Verfahrenstechnik, Umwelttechnik und Technische Biowissenschaften

eingereicht an der Technischen Universität Wien  
Fakultät für Maschinenbau

von

Dipl.-Ing. Klaus Buchner  
Matrikel Nr. 9525147  
Weyprechtgasse 12c/3/4  
2340 Mödling

Wien, im Mai 2004



Klaus Buchner

Diese Dissertation haben begutachtet:



# VORWORT

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Verfahrenstechnik, Umwelttechnik und Technische Biowissenschaften der Technischen Universität Wien. Die Projekte wurden vom Österreichischen Kachelofenverband und dem Austrian Bioenergy Centre im Rahmen des K-plus Kompetenzzentren Programms unterstützt.

Mein aufrichtiger Dank für die wissenschaftliche Betreuung und Unterstützung bei der Durchführung der Arbeit gilt meinem Doktorvater Univ.-Prof. Dr. Hermann Hofbauer.

Weiters bedanke ich mich bei Dipl.-Ing. Emmanuel Padouvas für die anregenden Diskussionen, sowie bei Leopold Kleemann für die tatkräftige Unterstützung bei den experimentellen Untersuchungen.

Dr. Gerhard Löffler und Dr. Gerald Bachmann gilt mein Dank für die vielen Anregungen und die konstruktive Kritik an dieser Arbeit.

Herzlicher Dank gebührt aber auch den vielen anderen hier nicht namentlich angeführten Mitarbeitern innerhalb und außerhalb des Instituts, meiner Familie, meinen Freunden und Bekannten, die auf ihre Art und Weise sehr zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben.

Wien, im Mai 2004

Klaus Buchner

# KURZFASSUNG

Die Wärmegewinnung aus Scheitholz, Hackgut und Holzpellets in Kleinfeuerungsanlagen stellt in Österreich eine wesentliche Alternative zur Nutzung fossiler Energieträger dar. Dabei kommt dem Kachelofen aufgrund seiner typischen Eigenschaften ein bedeutender Stellenwert zu. Im Rahmen dieser Arbeit soll ein grundsätzliches Verständnis für die Vorgänge der Wärmespeicherung und Wärmeabgabe bei keramischen Speichern erarbeitet werden.

Um der Thematik keramischer Wärmespeicher für Holzfeuerungen gerecht zu werden, ist zu Beginn der Arbeit eine generelle Betrachtung der Wärmespeicherproblematik ausgeführt, wobei der Schwerpunkt auf Feststoffwärmespeicher für fühlbare Wärme im Hochtemperaturbereich gelegt wird. Weiters wird ausgehend von der Charakterisierung von Strömungen basierend auf den Erhaltungssätzen für Masse, Impuls und Energie ein mathematisches Modell zur Beschreibung keramischer Wärmespeicher entwickelt. Ziel ist es, einzelne Abschnitte des Kachelofens herauszugreifen und an ihnen die relevanten physikalischen Vorgänge des Wärmetransports durch Konvektion, Leitung und Strahlung aufzuzeigen. Auf eine Modellierung der Verbrennung wird nicht zurückgegriffen, vielmehr werden mittels Messungen an Kachelöfen, die den Stand der Technik repräsentieren, die erforderlichen Daten gewonnen.

Basierend auf diesen Überlegungen können qualitative Aussagen über Variationen in Dimension und Werkstoff getroffen werden. Anwendung findet dies bei der Bewertung von neuen Kachelofenbauformen (Bauform mit Luftspalt) und bei der Entwicklung eines Pelletkachelofens. Bisherige experimentelle Untersuchungen belegen bereits, dass der Kachelofen mit Luftspalt einen geringeren Wirkungsgrad als jener ohne Luftspalt bei weitgehend übereinstimmender Konstruktion betreffend Brennkammer und Heizzugführung, aufweist. Im Rahmen dieser Arbeit konnten die Einflüsse von Luftspaltbreite, Wanddicke, Werkstoff bzw. Heizzuglänge analysiert, diskutiert und Lösungsmöglichkeiten aufgezeigt werden. Die Entwicklung eines Pelletkachelofens für die kontinuierliche, automatisierte Verbrennung von Holzpellets beseitigt den Nachteil des erhöhten Bedienungsaufwandes, der bei der Befuerung mit Scheitholz gegeben ist. Pelletbrenner und Steuereinrichtung ermöglichen den Einsatz des Kachelofens als automatisiertes Heizsystem. Das entwickelte Pelletbrennersystem wurde im Rahmen von Vorortmessungen getestet, dabei konnte die Praxistauglichkeit bestätigt werden.

# ABSTRACT

The heat utilisation of log wood, wood chips and wood pellets in small furnaces is an essential alternative to the use of fossil energy in Austria. Due to the typical behaviour of tile stoves, such firing systems are important for space heating. Within the framework of this thesis, a basic understanding of the heat storage and heat dissipation of ceramic heat storage will be considered.

In order to cope with the problem of ceramic heat storage, an outline of heat storage types is given, with an emphasis on solid heat storage for sensible heat. Based on the characterisation of the flow by the equations for conservation of mass, momentum and energy, a mathematical model of the ceramic storage was developed. The aim of the simulation tool is to point out the relevant physical processes of the heat transfer by convection, conduction and radiation for special sections of the stove. Instead of modelling the combustion of log wood resp. wood pellets, measurements on tile stoves representing the state of the art were done. By means of this mathematical model the effect of the variation of the size and material of the ceramic heat storage was studied within two projects: ("Investigation of double walled tile stoves." and "Development of a pellet stoked tile stove.")

Findings show that the air gap of a double walled tile stove influences the heat storage behaviour, causing a smooth surface temperature distribution but a decline in efficiency. In order to avoid this negative effect, variations of the width of the air gap, ceramic mass, material and length of the flue gas tube were carried out.

In order to increase the significance and attractiveness of tile stoves, the integration of a pellet burner with an automatic feeding system was tested. To complete the automation level of this new heating system, a controller was also developed. An additional trial test confirms the feasibility of the developed pellet stoked tile stove.

# INHALTSVERZEICHNIS

1	EINLEITUNG.....	1
1.1	Biomasse in Österreich.....	1
1.2	Nutzung der Biomasse .....	3
1.3	Der Kachelofen.....	4
2	AUFGABENSTELLUNG .....	6
3	WÄRMESPEICHER.....	7
3.1	Charakterisierung der unterschiedlichen Speicher .....	7
3.2	Feststoffwärmespeicher für fühlbare Wärme im Hochtemperaturbereich ....	10
3.2.1	Feuerfeste Werkstoffe .....	10
3.2.2	Schamottesteine .....	16
3.3	Aufbau und Funktion eines keramischen Wärmespeichers .....	18
4	MATHEMATISCHE BESCHREIBUNG KERAMISCHER WÄRMESPEICHER.....	19
4.1	Beschreibung der Strömung .....	19
4.1.1	Erhaltungssätze .....	19
4.1.2	Turbulenzmodelle .....	20
4.2	Diskretisierungsmethoden .....	23
4.2.1	Finite Differenzen.....	23
4.2.2	Methoden der gewichteten Residuen .....	24
4.2.3	Finite Volumen Methode .....	24
4.3	Beschreibung der Wärmespeicherung bei Kachelöfen .....	26
4.3.1	Lösung nach Gröber für ebene Platte .....	27
4.3.2	Modellbildung eines Nachtspeicherofens.....	28
4.3.3	Lösung nach Patankar .....	29
4.3.4	Quasistationäre Betrachtung .....	29
4.4	Literaturstudie Nußeltkorrelationen.....	31
4.4.1	Dimensionslose Kennzahlen.....	31
4.4.2	Zugsystem .....	34
4.4.3	Freie Oberfläche .....	35

<b>5</b>	<b>ALLGEMEINE ASPEKTE DER EXPERIMENTELLEN ARBEITEN .....</b>	<b>51</b>
<b>6</b>	<b>MODELLBEWERTUNG – KACHELOFENBAUFORM OHNE LUFTSPALT .....</b>	<b>54</b>
6.1	Modellbewertung .....	54
6.2	Kachelofenbauform ohne Luftspalt .....	56
6.2.1	Wanddicke für optimierte Wärmespeicherung .....	56
6.2.2	Wanddicke für optimierte Oberflächentemperatur .....	57
<b>7</b>	<b>KACHELOFENBAUFORM MIT LUFTSPALT .....</b>	<b>59</b>
7.1	Problemstellung .....	59
7.2	Umfang der experimentellen Untersuchungen.....	59
7.3	Ausgewählte Ergebnisse der Untersuchungen.....	59
7.3.1	Vergleich des Wirkungsgrades bei Ausführung mit und ohne Luftspalt .....	59
7.3.2	Variation der Luftspaltbreite .....	60
7.3.3	Variation der Speichermasse.....	70
7.3.4	Variation des Speichermaterials .....	72
7.3.5	Variation der Heizgaszuglänge .....	75
7.3.6	Beurteilung der Oberflächentemperatur.....	75
7.4	Zusammenfassung .....	77
<b>8</b>	<b>PELLETKACHELOFEN .....</b>	<b>79</b>
8.1	Problemstellung .....	79
8.2	Brennstoff Holzpellets .....	79
8.3	Eingesetzter Pelletbrenner.....	80
8.4	Umfang der experimentellen Untersuchungen.....	81
8.5	Ausgewählte Ergebnisse der Untersuchungen.....	82
8.5.1	Allgemeiner Vergleich Scheitholzfeuerung – Pelletfeuerung .....	82
8.5.2	Variation der Luftzahl beim Pelletbetrieb .....	85
8.5.3	Dauerversuche bei Pelletbetrieb mit Luftzahl 2,9.....	88
8.5.4	Beurteilung des Abkühlverhaltens des Verbrennungsgases und der Mindestzuglänge der Heizzüge .....	89
8.6	Steuerung und Regelung für den Pelletkachelofen.....	93
8.7	Vorortmessung.....	96
8.7.1	Umfang der experimentellen Untersuchungen.....	97
8.7.2	Ausgewählte Ergebnisse der Untersuchungen .....	98

8.8 Zusammenfassung .....	103
9 ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK.....	105
10 ANHANG.....	107
10.1 Nomenklatur .....	107
10.2 Literatur .....	110
10.3 Feuerfeste Werkstoffe und Feuerfestbau .....	117
10.4 Versuchsöfen mit und ohne Luftspalt.....	124
10.5 Vorortmessung .....	128

# 1 Einleitung

Mit Beginn der Diskussion betreffend steigender CO<sub>2</sub> Konzentrationen in der Erdatmosphäre und den damit verbundenen Folgen, sowie der begrenzten Verfügbarkeit fossiler Energieträger, wird die Forderung nach verstärkter Nutzung von erneuerbaren Energieträgern immer lauter. Diese Neuorientierung der Umweltpolitik zielt insbesondere in der Energiebereitstellung auf nachhaltig wirkende Lösungen ab. Nachwachsende Rohstoffe können dabei als CO<sub>2</sub> neutral angesehen werden und somit einen wirkungsvollen Beitrag leisten.

## 1.1 Biomasse in Österreich

Zur Beurteilung der Nutzung von Biomasse als Energieträger in Österreich dient das folgende Diagramm. Es gibt einen Überblick über den heimischen Primärenergieverbrauch (Bruttoinlandsverbrauch 2001) getrennt nach Energieträgern. Grundsätzlich kann von einem Gesamtverbrauch von 1290 PJ ausgegangen werden, wobei rund 75 % aus Importen stammen.

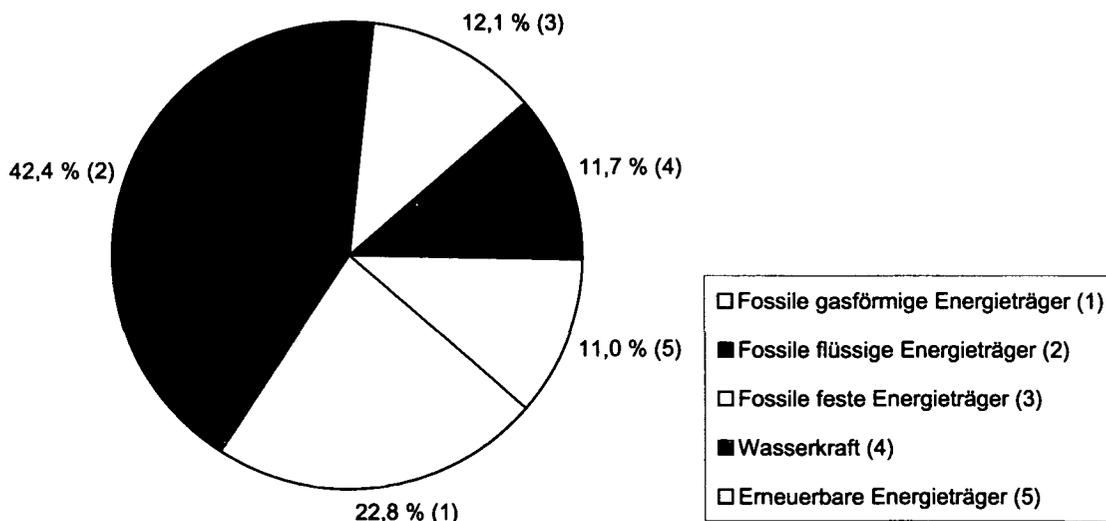


Abbildung 1.1: Primärenergieverbrauch (Bruttoinlandsverbrauch 2001) in Österreich [1]

Bei der Beurteilung des Biomassepotentials in Österreich wird in der Literatur zwischen dem theoretischen (naturwissenschaftlich ermittelbar), dem technischen (ingenieurwissenschaftlich erzielbar), dem ökonomischen (das unter den gegebenen Rahmenbedingungen wirtschaftlich realisierbar erscheint) und dem

realen Potential unterschieden. Häufig ist das theoretische oder das technische Potential Gegenstand von Diskussionen. Ein solcherart abgeschätztes Potential gibt zwar Aufschluss über grundsätzlich nicht überschreitbare Grenzen, ist aber für die reale Beurteilung der Möglichkeiten vermehrt Biomasse einzusetzen nur bedingt aussagekräftig, da die politischen Rahmenbedingungen ausgeklammert werden. Daher soll in weiterer Folge nur die tatsächliche Nutzung erneuerbarer Energieträger angeführt werden. Derzeit werden in Österreich etwa 142 PJ (11,0 %) Primärenergie aus erneuerbaren Energieträgern aufgebracht. Dabei ist die Wasserkraft nicht mitgerechnet, die einen etwa gleich hohen Beitrag von rund 151 PJ (11,7 %) liefert. Dass die Behandlung von Hausmüll bzw. Torf als erneuerbare Energiequelle durchaus problematisch ist, ist bekannt.

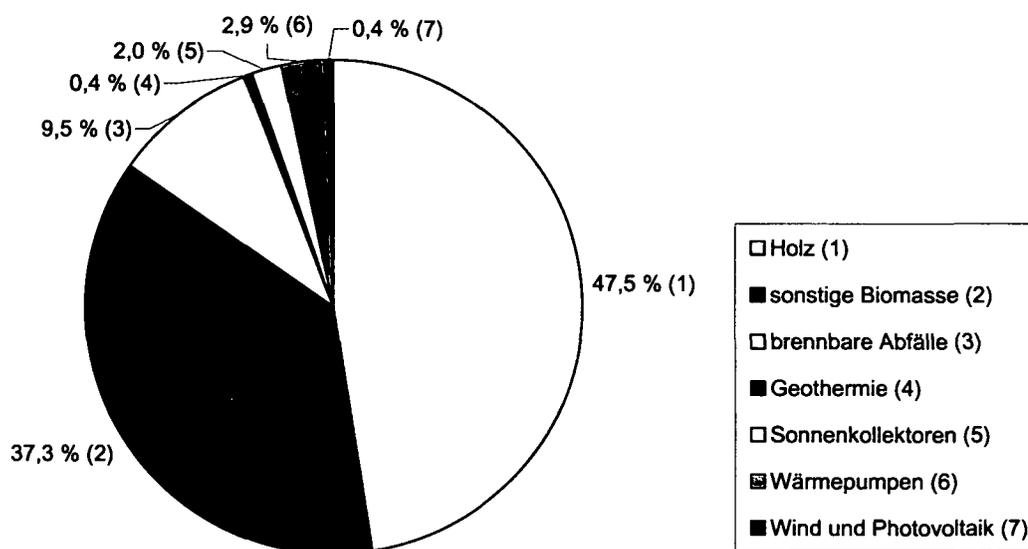


Abbildung 1.2: Energetische Biomassennutzung (Bruttoinlandsverbrauch 2001) in Österreich [1]

Bei der detaillierten Betrachtung der erneuerbaren Energieträger zeigt sich, dass Biomasse den weitaus größten Anteil einnimmt, wobei hier der Energieträger Holz eine dominierende Rolle spielt. Beschränkt man sich auf die Betrachtung der Inlandsaufbringung entfallen auf die Wasserkraft 36,6 % und auf die restlichen erneuerbaren Energieträger 34,9 %. Bei der Nutzung erneuerbarer Energiequellen und Wasserkraft nehmen im EU Vergleich die skandinavischen Länder Schweden (30,7 %) und Finnland (23,9 %) eine führende Position ein, gefolgt von Österreich (23,2 %). Im Gegensatz dazu beträgt der Durchschnittswert in der EU nur 6,0 % (gültig für 2000) [2].

## 1.2 Nutzung der Biomasse

Der Einsatz der unterschiedlichen Biomasseformen und die jeweils gewünschte Nutzung erfordert eine Vielzahl unterschiedlichster verfahrenstechnischer Prozesse. Neben der primären Nutzung der Biomasse als fester Brennstoff zur Wärmeerzeugung ist für andere Anwendungen aus technischer, ökologischer oder ökonomischer Sicht eine Umwandlung in feste, flüssige oder gasförmige Sekundärenergieträger notwendig. Hierbei kann zwischen thermochemischen, physikalisch-chemischen und biochemischen Verfahren unterschieden werden, wie folgende Abbildung verdeutlicht.

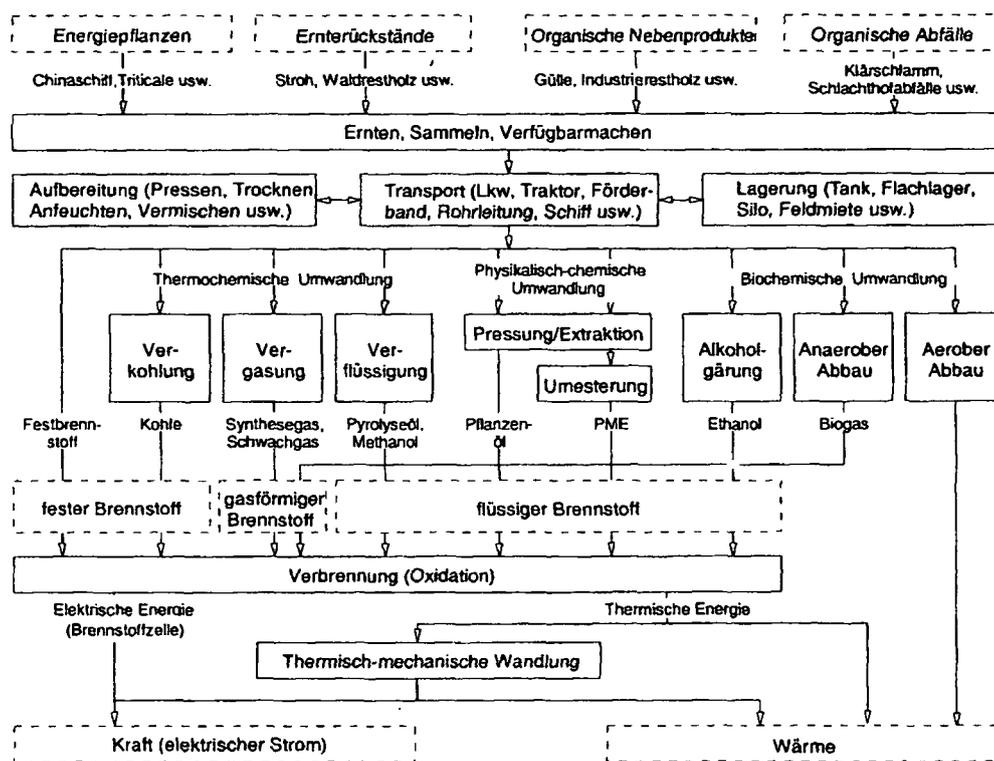


Abbildung 1.3: Schematischer Aufbau typischer Bereitstellungsketten zur End- bzw. Nutzenergiebereitstellung aus Biomasse [3]

Bei der Betrachtung der thermischen Biomassenutzung in Industrie, in dezentralen Heiz- und Heizkraftwerken, sowie im Bereich der Kleinf Feuerungsanlagen spielt Holz in seinen unterschiedlichsten Arten und Bereitstellungsformen stets eine zentrale Rolle. Aufgrund der unterschiedlichen Bereitstellungsformen von Holz als biogener Festbrennstoff (Hackgut, Pellets oder Scheite) sowie des breiten Anforderungsspektrums können die traditionellen Feuerungsanlagen gemäß Tabelle 1.1 eingeteilt werden.

	Feuerungsart	Leistungsbereich	Brennstoff
händisch beschickte Feuerungen	offener/geschlossener Kamin	2 kW bis 15 kW	Scheitholz, Briketts
	Einzel-/Zimmerofen	3 kW bis 12 kW	Scheitholz, Briketts
	Kachelofen	2 kW bis 15 kW	Scheitholz, Briketts
	Pelletofen	3 kW bis 11 kW	Holzpellets
	Scheitholzkessel	10 kW bis 500 kW	Scheitholz, Briketts
automatisch beschickte Feuerungen	Vorofenfeuerung	20 kW bis 2 MW	Hackschnitzel
	Unterschubfeuerung	20 kW bis 2 MW	Hackschnitzel, Späne
	Rostfeuerung für Hölzer	150 kW bis 15 MW	Holz, Rinde
	Wirbelschichtfeuerung	ab 10 MW	Holz, Rinde
	Einblasfeuerung	200 kW bis 50 MW	Staub, Späne

Tabelle 1.1: Feuerungsarten und deren Charakteristik [4]

Die direkte thermische Nutzung (Verbrennung) beschränkt sich jedoch nicht nur auf Holz. Von Interesse sind unter anderem definierte Biomasse-Reststoffe. Besonderes Augenmerk ist dabei auf etwaige Problematiken betreffend Emissionen ( $\text{NO}_x$ ,  $\text{HCl}$  und  $\text{SO}_x$ ), übermäßigen Ascheanteil und niedrigen Ascheschmelzpunkt zu richten.

Zur Schließung eines umweltverträglichen und ökologisch effektiven Stoffkreislaufs, bedarf es aber auch einer gezielten Nutzung der anfallenden Asche, speziell unter dem Aspekt des Mineralienhaushaltes [5].

### 1.3 Der Kachelofen

Aufgrund der typischen Eigenschaften des Kachelofens ist er zweifelsohne das Heizgerät mit der größten Tradition. Einerseits ist die Wärmeabgabe durch Strahlung als Garant für ein gesundes Raumklima anzusehen [6, 7], andererseits ist die ökologische Vertretbarkeit nicht allein auf das Heizmaterial Holz beschränkt, sondern wird durch gesetzliche Vorgaben betreffend der Emissionen untermauert (für Österreich gilt: [8]). Abgerundet wird das Bild des Kachelofens durch seinen Status als repräsentativer Einrichtungsgegenstand und Inbegriff von Behaglichkeit und Gemütlichkeit.

Das Heizgerät Kachelofen zeichnet sich durch folgende Eigenschaften aus: Der Kachelofen weist keinen Rost auf, das Holz verbrennt auf einem glatten Herd im Aschbett. Brennraum und nachgeschaltete Züge sind vollständig aus

keramischen Materialien gefertigt und dienen als Speicher der während der Abbrandphase freigesetzten Wärme. Die Oberfläche, über die die eingespeicherte Wärme über mehrere Stunden hinweg abgegeben wird, ist im Verhältnis zu anderen Heizsystemen relativ groß, sodass die Oberflächentemperatur nur zwischen 80 und 130 °C liegt. Die Dimensionierung und Prüfung des Kachelofens, sowie die Anforderungen an Schamotte-materialien und Mörtel für Hafnerarbeiten werden durch Normen und Richtlinien geregelt [9, 10, 11, 12, 13, 14, 15]. Die nachfolgende Abbildung soll Funktionsweise und Unterschied zwischen Kachelofen (Kachelgrundofen) und Kachelwarmluftofen verdeutlichen.

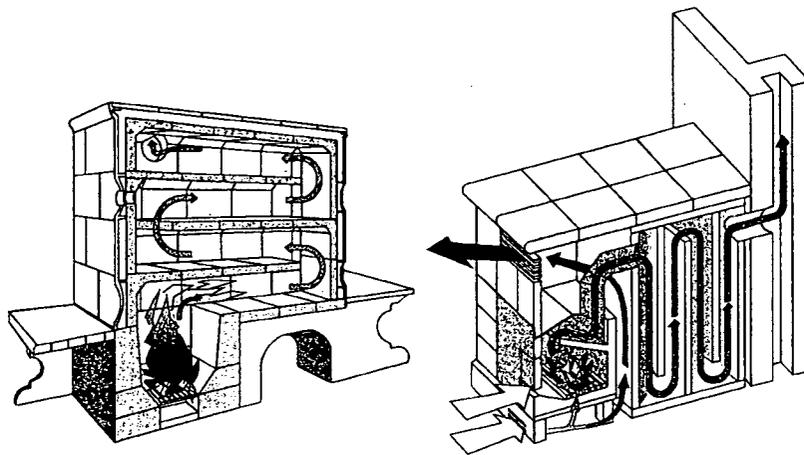


Abbildung 1.4: Funktionsweise eines Kachelgrundofens (links) und eines Kachelwarmluftofens (rechts) [3]

Die ursprüngliche Bauart des Speicherofens ist der gemauerte Grundofen (Abbildung 1.4, links). Aufgrund der großen Speichermasse erwärmt sich ein kalter Grundofen nur langsam, er gibt jedoch auch nach Erlöschen der Glut noch lange Wärme ab. Im Gegensatz dazu besitzt der Warmluftkachelofen (Abbildung 1.4, rechts) meist weniger Speichermasse, vor allem wenn er nicht über gemauerte Züge verfügt. Dieser Ofentyp basiert auf einem gusseisernen Heizeinsatz, der mit einer Kachelwand verkleidet wird. Im Sockelbereich befinden sich offene Luftkanäle, sodass kalte Raumluft angesaugt wird und die erwärmte Luft den Luftschacht über Warmluftgitter verlässt. Dem Heizeinsatz können sowohl keramische Heizzüge als auch Nachheizkästen (Gusseisen- oder Stahlblechwärmetauscher) nachgeschaltet werden. Diese sind ebenfalls von einem hinterlüfteten Kachelmantel umgeben.

Nach Schätzungen des Österreichischen Kachelofenverbandes werden jährlich rund 15.000 Kachelöfen aufgestellt, demnach geht man von einer Gesamtzahl von rund 450.000 Öfen aus [16].

## 2 Aufgabenstellung

Auch ein altbewährtes Produkt wie der Kachelofen kann und soll sich einem ständig ändernden Umfeld nicht verschließen. Um auch in Zukunft den Anforderungen gerecht zu werden, ist es daher notwendig neuen Entwicklungen offen gegenüber zu stehen. Gerade im Hinblick auf die Emissionsproblematik konnten im letzten Jahrzehnt wesentliche Weiterentwicklungen erzielt werden [17, 18, 19]. Mit der Begrenzung der Emissionen und der Forderung eines Mindestwirkungsgrades durch die Bundesregierung und die österreichischen Bundesländer in den Vereinbarungen gemäß Art. 15 a B-VG [8] wurden die gesetzlichen Rahmenbedingungen für Kleinfeuerungen klar definiert.

Darüber hinaus gewinnen jedoch Fragen der Gestaltung des Wärmespeichers und der äußeren Hülle zunehmend an Bedeutung, unterstützt durch das Angebot von entsprechenden Bau- bzw. Formteilen seitens der Industrie. Im Rahmen dieser Arbeit soll daher ein grundsätzliches Verständnis für die Vorgänge der Wärmespeicherung und Wärmeabgabe bei keramischen Speichern erarbeitet werden. Mittels experimenteller Untersuchungen und unterstützt durch die numerische Simulation können so Verbesserungspotentiale aufgezeigt werden. Ziel ist es, einzelne Abschnitte des Kachelofens herauszugreifen und an ihnen die relevanten physikalischen Vorgänge des Wärmetransports durch Konvektion, Leitung und Strahlung aufzuzeigen. Auf eine Modellierung der Verbrennung und Strömung wird nicht zurückgegriffen, vielmehr werden mittels Messungen an Kachelöfen, die den Stand der Technik repräsentieren, die erforderlichen Daten gewonnen. Selbstverständlich wird dem instationären Verhalten dieser Vorgänge Rechnung getragen. Basierend auf diesen Überlegungen können qualitative Aussagen über Variationen in Dimension und Werkstoff getroffen werden. Anwendung findet dies im Rahmen von zwei Projekten. Im Rahmen des Projektes „Kachelofenbauweise mit Luftspalt“ in Zusammenarbeit mit dem Österreichischen Kachelofenverband soll den Fragen der Wärmeeinspeicherung, basierend auf den in den letzten Jahren erarbeiteten Ergebnissen zur Bauweise mit und ohne Luftspalt anhand von vertieften experimentellen Untersuchungen und theoretischen Simulationen nachgegangen werden. Ziel des Projektes „Entwicklung eines pelletsbefeierten Kachelofens“ in Zusammenarbeit mit dem Austrian Bioenergy Centre und dem Österreichischen Kachelofenverband ist die Entwicklung eines Kachelofens für die kontinuierliche, automatisierte Verbrennung von Holzpellets, ohne den Verlust des positiven Effektes von Kachelöfen auf das Raumklima. Letztere innovative Weiterentwicklung des Kachelofens beseitigt somit den Nachteil des erhöhten Bedienungsaufwandes, der bei der Befeuerung mit Scheitholz gegeben ist. Pelletbrenner und Steuereinrichtung ermöglichen den Einsatz des Kachelofens als automatisiertes Heizsystem.

### 3 Wärmespeicher

Bei der Verbrennung von Holz wird im Allgemeinen mehr Energie freigesetzt, als der momentane Wärmebedarf des Hauses beträgt. Um diesen Überschuss abzapuffern, bedarf es einer Wärmespeicherung. Im Falle des Kachelofens wurde dazu ein Konzept mit einem Feststoffspeicher entwickelt. Um der Thematik keramischer Wärmespeicher für Holzfeuerungen gerecht zu werden, ist jedoch eine generelle Betrachtung der Wärmespeicherproblematik angebracht.

#### 3.1 Charakterisierung der unterschiedlichen Speicher

In dem Bemühen Wärme rationell zu nutzen und neue Energiequellen zu erschließen spielen Wärmespeicher eine wichtige Rolle. Die Anwendung umfasst dabei ein sehr weites und vielschichtiges Feld, eine Einteilung kann dabei nach folgenden Kriterien erfolgen:

- Physikalisches Prinzip
- Temperaturniveau
- Dauer der Wärmespeicherung
- Speichermedium

In weiterer Folge soll eine Darstellung der unterschiedlichen physikalischen Grundsätze vorgenommen werden, wie dies aus Abbildung 3.1 hervorgeht.

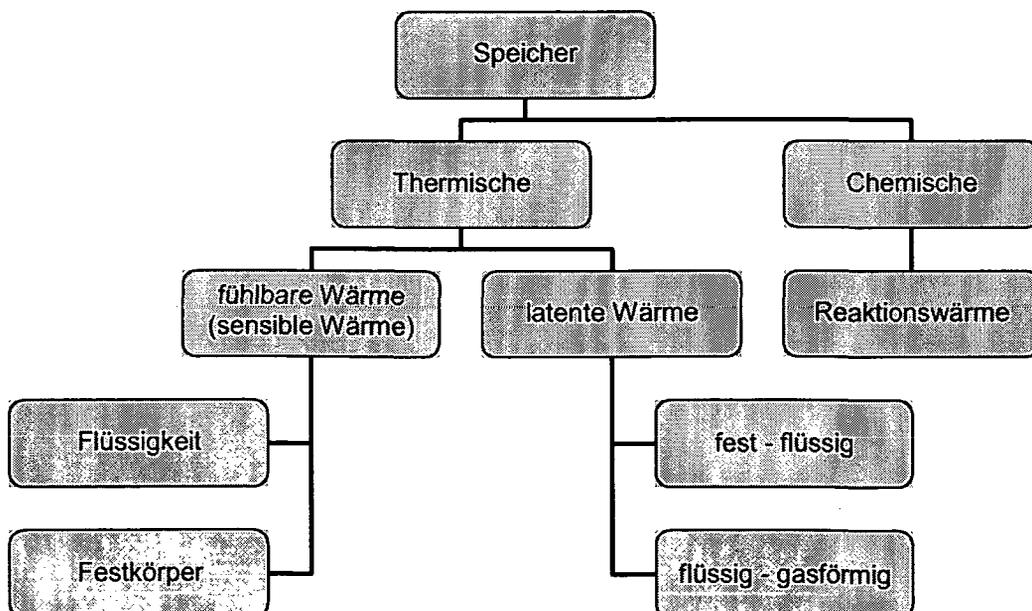


Abbildung 3.1: Einteilung der Wärmespeicher

Fühlbare Wärmespeicher zeichnen sich durch eine Änderung der Temperatur aus. Als Kennzahl für das Wärmespeichervermögen ist das Produkt aus Dichte und spezifischer Wärmekapazität anzusehen. Auf eine detaillierte Betrachtung von Feststoffwärmespeichern im Hochtemperaturbereich wird in Abschnitt 3.2 näher eingegangen.

In Latentwärmespeichern erfolgt die Energiespeicherung bzw. Energieabgabe durch den reversiblen Phasenwechsel. Obwohl der Übergang flüssig – gasförmig für einige Anwendungen von Interesse ist, liegt der momentane Forschungsschwerpunkte auf dem fest – flüssig Phasenübergang. Als Vorteil für die Latentwärmespeicher ist die größere Energiedichte, sowie die Wärmespeicherung bei konstanter Temperatur anzusehen. Nachteilig erweist sich jedoch die Volumensänderung beim Phasenwechsel, die korrosiven Eigenschaften von einigen Speichermedien (Salzhydrate) und die begrenzte Stabilität mancher Materialien (Entmischungen, Ausscheidungen). Eine Aufstellung einiger für den kommerziellen Einsatz nutzbarer Speichermedien, die auch im Bereich des Kachelofens ihre Anwendung finden können, sind in Tabelle 3.1 zusammengefasst.

Speichermedium	Schmelztemperatur [°C]	Schmelzenthalpie [kJ/kg]
$\text{Na}_2\text{SO}_4 \cdot 10\text{H}_2\text{O}$	32	241
$\text{Na}_2\text{SO}_3 \cdot 5\text{H}_2\text{O}$	48	201
$\text{Ba}(\text{OH})_2 \cdot 8\text{H}_2\text{O}$	78	277
$\text{CaCl}_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$	27	192
$\text{CaBr}_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$	34	116
Eicosan	37	243
Rohparaffin	34	142
Laurinsäure	44	183
Myristinsäure	54	187
Stearinsäure (technisch)	65	203
1,8-Diaminoktan	53	359
1,12-Diaminododekan	67	337
1,10-Diaminododekan	62	357
1,14-Diaminotetradekan	140	235

Tabelle 3.1: Technisch nutzbare Latentwärmespeicher [20, 21]

Hinsichtlich der Nutzung von Latentwärmespeichern für die Substitution bzw. Teilsubstitution von keramischen Speichern (fühlbare Wärme) führt dies im Bereich von größeren Heizleistungen (ab 5 kW) zu deutlichen Material- und

Gewichtseinsparungen. Praxisrelevante und kostengünstige Systeme mit Latentwärmespeichern liegen zum jetzigen Zeitpunkt jedoch noch nicht vor.

Chemische Wärmespeicher nutzen die Reaktionsenthalpie von reversiblen Reaktionen. Die Reaktanden können in allen Aggregatzuständen vorliegen, zusätzlich werden gegebenenfalls auch Katalysatoren eingesetzt. Hinzu kommen aber auch reversible physikalisch-chemische Vorgänge wie: Dissoziation, Lösung, Absorption und Adsorption. Der wesentliche Vorteil von chemischen Wärmespeichern ist, dass selbst bei langer Speicherdauer keine Energie, im Sinne der Effizienz eines Speichersystems, verloren geht. Im Vergleich zu Latentwärmespeichern treten bei chemischen Wärmespeichern wesentlich größere Energiedichten auf. Zu bedenken ist aber das höhere Temperaturniveau und die benötigten Speichervolumina bei gasförmigen Reaktanden. Einige Beispiele für chemische Wärmespeicher sind nachfolgend angeführt. Zum besseren Vergleich der unterschiedlichen Wärmespeichersysteme (fühlbare, latente und chemische Wärme) wird die Reaktionsenthalpie in kJ/kg und nicht wie üblich in kJ/mol angegeben.

System	Reaktions- temperatur [°C]	Reaktions- enthalpie [kJ/kg]
$\text{CaCl}_2 \cdot 2\text{H}_2\text{O} \leftrightarrow \text{CaCl}_2 \cdot \text{H}_2\text{O} + \text{Dampf}$	258	555
$\text{Ca}(\text{OH})_2 \leftrightarrow \text{CaO} + \text{Dampf}$	479	1473
$\text{MgH}_2 \leftrightarrow \text{Mg} + \text{H}_2$	280-500 (druckabhängig)	2885
$\text{NH}_4\text{SO}_4 \leftrightarrow \text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O} + \text{SO}_3$	467	2930
$\text{CaCl}_2 \cdot 8\text{NH}_3 \leftrightarrow \text{CaCl}_2 \cdot 4\text{NH}_3 + 4\text{NH}_3$	90-100	745
$\text{CaCO}_3 \leftrightarrow \text{CaO} + \text{CO}_2$	837	1780
$\text{H}_2\text{SO}_4 + \text{H}_2\text{O} \leftrightarrow \text{H}_2\text{SO}_4 \text{ (verdünnt)}$	400	816

Tabelle 3.2: Technisch nutzbare chemische Wärmespeicher [20, 21]

Die bisherigen Ausführungen bezüglich der Wärmespeicher betreffen primär physikalische Aspekte. Eine Darstellung weiterer wichtiger Einflussparameter auf die Auswahl des Wärmespeichers ist der Abbildung 3.2 zu entnehmen. Eine Gewichtung der einzelnen Auswahlkriterien ist von den jeweiligen Rahmenbedingungen abhängig, letztlich ist aber die Summe aller Eigenschaften entscheidend, wobei einzelne Aspekte genügen, um ein Material auszuschneiden.

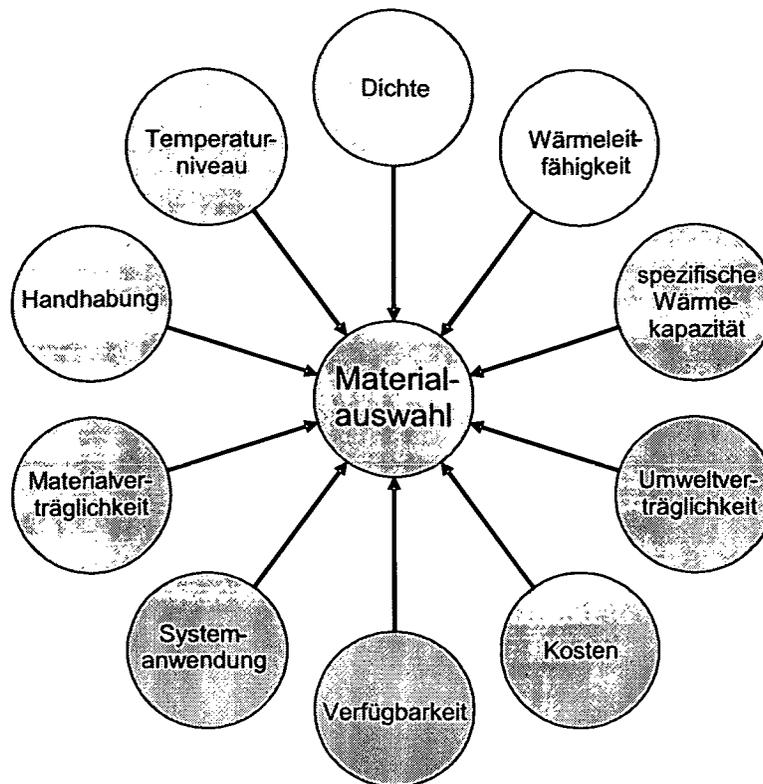


Abbildung 3.2: Auswahlkriterien für Wärmespeicher

## 3.2 Feststoffwärmespeicher für fühlbare Wärme im Hochtemperaturbereich

Feststoffspeicher aus keramischen Materialien sind eine einfache und daher seit langem etablierte Technik bei Temperaturen bis 1500 °C. Besondere Anwendung finden sie in energieintensiven Industriezweigen mit stark schwankendem Energieverbrauch wie: Eisen- und Stahlerzeugung, Aluminiumhütten und Gießereien, Glas- und Keramikerstellung sowie in der Textil- und Papierverarbeitung. Die Speicher werden dabei zur Nutzung von Abwärme, zum zeitlichen und örtlichen Ausgleich zwischen Wärmeangebot und Wärmebedarf oder zur Deckung von Spitzenlasten eingesetzt.

### 3.2.1 Feuerfeste Werkstoffe

Nach internationaler Festlegung sind feuerfeste Erzeugnisse nichtmetallische keramische Werkstoffe (einschließlich solcher, die Anteile an Metallen enthalten), die einen Erweichungspunkt über 1500 °C aufweisen. Ab einer Erweichungstemperatur von 1800 °C spricht man von hochfeuerfesten Erzeugnissen. Grundsätzlich ist zwischen geformten (dichte Stoffe, wärmedämmende Stoffe und

keramische Fasern) und ungeformten Erzeugnissen zu unterscheiden. Eine Einteilung der feuerfesten dichten geformten Erzeugnisse nach der chemischen Zusammensetzung gemäß ISO 1109 [22] ist der nachfolgenden Tabelle zu entnehmen.

Bezeichnung	Grenzwert des Hauptbestandteils [%]
Tonerdereiche Erzeugnisse, Gruppe 1	$\text{Al}_2\text{O}_3 \geq 56$
Tonerdereiche Erzeugnisse, Gruppe 2	$45 \leq \text{Al}_2\text{O}_3 < 56$
Schamotteerzeugnisse	$30 \leq \text{Al}_2\text{O}_3 < 45$
Saure Schamotteerzeugnisse	$10 \leq \text{Al}_2\text{O}_3 < 30$ sowie $\text{SiO}_2 < 85$
Tondinas-Erzeugnisse	$85 \leq \text{SiO}_2 < 93$
Silikaerzeugnisse	$\text{SiO}_2 \geq 93$
Basische Erzeugnisse	
Magnesit	$\text{MgO} \geq 80$
Magnesit-Chrom	$55 \leq \text{MgO} < 80$
Chrom-Magnesit	$25 \leq \text{MgO} < 55$
Chromit	$\text{Cr}_2\text{O}_3 \geq 25$ sowie $\text{MgO} \leq 25$
Forsterit	
Dolomit	
Sondererzeugnisse	auf Basis von Kohlenstoff, Graphit, Zirkonsilikat, Zirkonoxid, Siliciumcarbid, Carbide (außer Siliciumcarbid), Nitride, Boride, Spinelle (außer Chromit) auf Basis mehrerer Oxide (außer den basischen Erzeugnissen) auf Basis reiner Oxide wie Tonerde, Kieselsäure, Magnesia, Zirkonoxid Erzeugnisse hohen Reinheitsgrades

Tabelle 3.3: Einteilung feuerfester dicht geformter Erzeugnisse [22]

Eine sachgerechte Auswahl der feuerfesten Werkstoffe erfordert die Kenntnis der anwendungsrelevanten Werkstoffeigenschaften. Zur Bestimmung dieser Kenngrößen kann auf eine Reihe von genormten und nicht genormten Prüfverfahren zurückgegriffen werden. Während im Anhang (Abschnitt 10.3) eine Auflistung der derzeit gültigen Richtlinien angeführt ist, sollen in diesem Abschnitt einige wesentliche Werkstoffeigenschaften und deren Prüfverfahren, die seit längerer Zeit zur Materialprüfung herangezogen werden, skizziert werden. Sie dienen zur Beurteilung der thermisch-mechanischen, der thermischen, der mechanischen und der chemischen Eigenschaften. Im Hinblick auf die Beurteilung von keramischen Wärmespeichern werden ausschließlich für die

Wärmeleitfähigkeit, die spezifische Wärmekapazität und die Dichte Zahlenwerte angeben.

### ***Feuerfestigkeit***

Da bei feuerfesten Werkstoffen in der Regel kein definierter Schmelzpunkt angegeben werden kann, wird als Ersatzgröße der Kegelfallpunkt, bestimmt nach dem Segerkegelprüfverfahren, angegeben. Der Kegelfallpunkt gibt jene Temperatur an, bei der die Spitze des genormten Prüfkörpers die Auflagefläche berührt.

### ***Druckfeuerbeständigkeit, Druckerweichung und Druckfließen***

Die Druckfeuerbeständigkeit ist das Maß der Feuerstandsfestigkeit unter einem bestimmten Belastungsdruck. Festgehalten werden dabei die Temperaturen bei größter Ausdehnung und bei definierten Stauchungen. Wesentliche Einflussfaktoren für die Erweichung sind der Anteil an Schmelzphase, die Viskosität, die Porosität und die umgebende Atmosphäre.

### ***Heißbiegefestigkeit***

Stabförmige Prüfkörper werden bei konstanter Temperatur in einem Kammerofen nach der Dreipunktmethode bei steigender Biegebeanspruchung bis zum Bruch belastet.

### ***Thermische Ausdehnung***

Als Kenngröße für die thermische Ausdehnung wird der lineare Ausdehnungskoeffizient  $\alpha$  herangezogen. Bei der konstruktiven Ausführung von feuerfesten Ausmauerungen sind aufgrund dieses Verhaltens Dehnfugen vorzusehen. Mit Ausnahme von Silikasteinen weist der Ausdehnungskoeffizient der meisten Materialien bis 1400 °C ein weitgehend lineares Verhalten auf. Wegen der Phasenänderung der SiO<sub>2</sub> Phase zeigen Silikaerzeugnisse bis 600 °C eine starke thermische Ausdehnung, darüber hinaus ist der Ausdehnungskoeffizient sehr gering und teilweise negativ. Dies erklärt die ausgezeichnete Temperaturwechselbeständigkeit in diesem Temperaturbereich.

### ***Temperaturwechselbeständigkeit***

Die Temperaturwechselbeständigkeit ist für feuerfeste Erzeugnisse eine wesentliche Eigenschaft, da von ihr die Lebensdauer bei periodischen Temperaturänderungen abhängt. Aufgrund von Temperaturdifferenzen im Material kommt es zu Thermospannungen, die durch theoretische Überlegungen abgeschätzt werden können. Als Einflussparameter können der E-Modul, die Temperaturleitfähigkeit, der Wärmeübergangskoeffizient, die Bruchfestigkeit und die Werkstückabmessungen angesehen werden. Bei der Prüfung wird ein vorgewärmter Prüfling rasch abgekühlt (Wasser- bzw. Luftabschreckverfahren). Dies wird bis zur Zerstörung des Prüfkörpers fortgesetzt.

**Wärmeleitfähigkeit**

Fallweise spricht die Literatur auch von einer äquivalenten Wärmeleitfähigkeit, da die Keramik aus der Grundmasse und den Poren besteht. Dem zufolge führt eine große Porosität zu niedriger Wärmeleitfähigkeit, wobei mit zunehmender Temperatur der Einfluss der Wärmestrahlung in den Poren an Bedeutung gewinnt. Zur Bestimmung dieser Werkstoffeigenschaften werden sowohl genormte (Heißdrahtverfahren), als auch nicht genormte Verfahren (Plattenverfahren nach Poensgen, Vergleichsmethode nach Klasse) eingesetzt. Neben der Temperatur hängt die Wärmeleitfähigkeit aber auch von der chemischen Zusammensetzung, der Struktur (Kornaufbau), der Porosität (Gesamtporosität und Porengröße) und der Verarbeitung (Brenntemperatur) ab. Tabelle 3.4 gibt die Wärmeleitfähigkeit einiger ausgewählter Werkstoffe bei 300 °C an, während Tabelle 3.5 die Temperaturabhängigkeit von Schamottesteinen mit unterschiedlichen Dichten berücksichtigt.

	Wärmeleitfähigkeit [W/(m·K)]		Wärmeleitfähigkeit [W/(m·K)]
Chrommagnesiastein	3,11	Forsteritstein	1,78
Hafnerschamottestein	0,93	Hartschamottestein	0,81
Korundstein	1,90	Magnesiastein	9,89
Siliciumcarbidstein	11,00	Silikastein	1,07
Sillimanitstein	1,67	Zirkonoxidstein	1,57

Tabelle 3.4: Mittlere Wärmeleitfähigkeit feuerfester Steine bei 300 °C [20, 23]

Dichte [kg/m <sup>3</sup> ]	200 °C	400 °C	600 °C	800 °C	1000 °C	1200 °C
1750	0,50	0,58	0,67	0,74	0,82	0,90
1900	0,89	0,97	1,00	1,03	1,05	1,05
2000	0,97	1,01	1,05	1,08	1,10	1,11

Tabelle 3.5: Temperaturabhängige Wärmeleitfähigkeit von Schamottesteinen [24]

**spezifische Wärmekapazität**

Gerade im Hinblick auf die Speicherung fühlbarer Wärme kommt der Wärmekapazität neben der Materialdichte eine wesentliche Rolle zu. Zur Bestimmung der spezifischen Wärmekapazität werden kalorimetrische Methoden herangezogen. Da die spezifische Wärmekapazität neben der Dichte und der Wärmeleitfähigkeit ein wesentlicher Parameter für das Wärmespeicherverhalten ist, sollen auch hier einige Werte angegeben werden.

spez. Wärmekapazität [kJ/(kg·K)]	200 °C	400 °C	600 °C	800 °C	1000 °C
Chrommagnesiastein	0,98	1,02	1,06	1,09	1,12
Forsteritstein	0,93	0,97	1,01	1,05	1,08
Hartschamottestein	0,90	0,96	1,00	1,03	1,04
Hafnerschamottestein	0,85	0,95	1,02	1,05	1,10
Korundstein	0,93	1,01	1,07	1,10	1,13
Magnesiastein	1,01	1,05	1,09	1,12	1,16
Siliciumcarbidstein	0,95	0,98	1,03	1,07	1,12
Silikastein	0,85	0,91	0,94	0,96	0,97
Zirkonoxidstein	0,56	0,61	0,65	0,68	0,70

Tabelle 3.6: Mittlere spezifische Wärmekapazität feuerfester Steine [25]

**Porosität und Dichte**

Die Porosität ist eine wichtige kennzeichnende Größe feuerfester Werkstoffe, da sie chemische Beständigkeit, Festigkeit, Wärmeleitfähigkeit und Temperaturwechselbeständigkeit beeinflusst. Dabei wird zwischen Gesamtporosität und offener Porosität (Porenräume, die von außen zugänglich sind) unterschieden.

	Dichte [10 <sup>3</sup> ·kg/m <sup>3</sup> ]		Dichte [10 <sup>3</sup> ·kg/m <sup>3</sup> ]
Chrommagnesiastein	2,6 bis 3,2	Forsteritstein	2,7 bis 2,8
Hafnerschamottestein	1,85	Hartschamottestein	2,0 bis 2,3
Korundstein	3,0 bis 3,2	Magnesiastein	2,9 bis 3,1
Siliciumcarbidstein	2,2 bis 2,7	Silikastein	1,8 bis 1,9
Sillimanitstein	2,4 bis 2,7	Zirkonoxidstein	4,8 bis 5,0

Tabelle 3.7: Dichte feuerfester Steine [25, 26]

**Kaltdruckfestigkeit**

Wenngleich im Allgemeinen keine besonderen Anforderungen an die mechanische Festigkeit von feuerfesten Werkstoffen gestellt werden, ist sie insofern von Bedeutung, als die Abriebfestigkeit in erster Näherung mit der Kaltdruckfestigkeit korreliert.

**Chemische Zusammensetzung**

Bezugnehmend auf das Verhalten bei Kontaktreaktionen können bei feuerfesten Werkstoffen drei unterschiedliche Typen angegeben werden:

- Saurer Typ (Quarzgut, Silikastein, Siliciumcarbidstein, Zirkoncrystalitstein, Zirkonsilicatstein)
- Basischer Typ (Sinterdolomitstein, Magnesiastein, Chrommagnesiastein, Forsteritstein)
- Kontaktindifferenten Typ (Kohlenstoffstein, Chromitstein)

Eine direkte Verbindung zwischen saurem und basischem Typ ist aufgrund von auftretenden Kontaktreaktionen zu vermeiden.

**Verschlackungsbeständigkeit**

Bei keramischen Werkstoffen, die direkten Kontakt zu Schmelzen besitzen, tritt neben der mechanischen Korrosion auch eine chemische Korrosion auf. Diese Verschlackung des keramischen Werkstoffes ist abhängig von der vorherrschenden Temperatur, der Konvektionsströmung der Schmelze sowie der Affinität der einzelnen Reaktionspartner. Die Abhängigkeiten zwischen den unterschiedlichen Gefügebestandteilen, dem angreifenden Medium sowie der Temperatur können aus den Phasendiagrammen abgeleitet werden. Die Reaktion des Festkörpers an der Grenzfläche erhöht sich, wenn auch im festen Material Schmelzphasen durch Eutektikabildung vorliegen. Dabei ist der Wirkungsbereich der Korrosion umso größer, je geringer die Viskositäten der beteiligten Schmelzphasen sind und je besser der Werkstoff durch die flüssige Phase benetzt wird. Mit steigender Porosität der Werkstoffe nimmt der Angriff der Schmelze zu, da die Umsetzung von der aktiven Oberfläche abhängig ist. Nach Kienow [27] kann zwischen drei Korrosionsfällen unterschieden werden:

- Die Werkstoffe reagieren mit den angreifenden Agenzien zu dünnflüssigen Reaktionsprodukten. Die Folge dieses Angriffs ist ein relativ schnelles Abschmelzen der Materialien.
- Die Reaktionsprodukte bilden eine hochviskose Schutzschicht an der Oberfläche, wodurch die Diffusion und Konvektion weiterer angreifender Agenzien behindert wird. Der Korrosionsfortschritt verlangsamt sich.
- Der Werkstoffangriff ist so langsam, dass flüssige Teilschmelzen in die Poren der Werkstoffe eindringen und Infiltrationszonen bilden. Die Geschwindigkeit der Infiltration nimmt dabei mit zunehmender

Oberflächenspannung und sinkender Viskosität der Schmelze zu (Kapillareffekt). In den Poren reagiert die infiltrierte Schmelze mit dem Werkstoff. Da in jedem Fall das temperaturabhängige Gleichgewicht erreicht wird, können folgende Varianten unterschieden werden:

- Die Viskosität der Schmelze wird durch gelöste Komponenten erhöht bzw. erniedrigt.
- Die Materialien entziehen der Schmelze Komponenten, die in fester Lösung aufgenommen werden.
- Kohlenstoffhaltige Substanzen im Werkstoff reduzieren Schmelzkomponenten und bewirken dadurch einen Viskositätsanstieg sowie eine Abnahme der Infiltrationstiefe.

Neben den Schmelzen können auch Gase feuerfeste Materialien angreifen. Alkalidämpfe führen zu einer verstärkten Verschlackung, da sie gasförmig tief in den Stein eindringen können. Bezüglich der Prüfung der Verschlackungsbeständigkeit sei auf das Tiegel- und das Ausstreuverfahren, sowie auf den Fingertest hingewiesen.

### 3.2.2 Schamottesteine

Im Hinblick auf die Thematik keramischer Wärmespeicher für Holzfeuerungen ist das Feuerfestmaterial Schamotte hervorzuheben. Die Zusammensetzungen von Schamottesteinen liegen im Zweistoffsystem  $\text{SiO}_2\text{-Al}_2\text{O}_3$  zwischen 20 und 45 %  $\text{Al}_2\text{O}_3$ . Schamotte entsteht durch Brennen von Ton bei über 1000 °C, er zersetzt sich in diesem Temperaturbereich zu Mullit ( $3\text{Al}_2\text{O}_3\cdot 2\text{SiO}_2$ ) und  $\text{SiO}_2$ . Das dabei entstehende  $\text{SiO}_2$  liegt im Schamottekorn als Cristobalit und abhängig von der Menge der Verunreinigungen als Glasphase vor, die schon bei 900 bis 1000 °C erweicht.

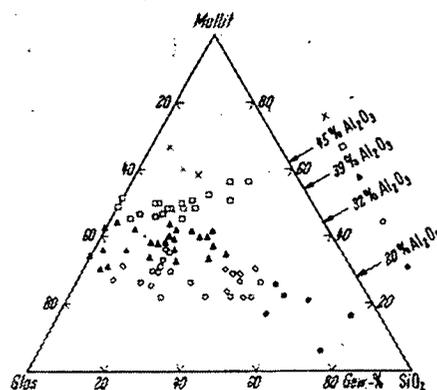


Abbildung 3.3: Zusammensetzung von Schamottesteinen bei unterschiedlichem  $\text{Al}_2\text{O}_3$  Gehalt [28]

Abbildung 3.3 zeigt die mineralogische Zusammensetzung von Schamottesteinen nach Analysen von Konopicky [28]. Als rohstoffbedingte Verunreinigungen treten vor allem Erdalkalioxide, Alkalioxide und  $\text{Fe}_2\text{O}_3$  auf. Mit reinen und vor allem alkaliarmen Tonen lässt sich der Glasphasenanteil senken. Ein alkaliarmer Schamottestein mit 42 %  $\text{Al}_2\text{O}_3$  enthält nach dem Brand etwa 55 % Mullit, 30 % Cristobalit und nur 15 % Glasphase.

Gemäß ÖNORM B 8306 [14] sind Schamottematerialien als poröser, mechanisch fester und gebrannter Bauteil aus keramischem Werkstoff mit einem  $\text{Al}_2\text{O}_3$  Gehalt von höchstens 45 %, bei dem die Formgebung durch plastisches Pressen oder Trockenpressen erfolgt, definiert. Das Schamottematerial wird in Form von Steinen oder Platten zum Ausbau und Aufbau von Raumheizgeräten verwendet. Die Anforderungen an den Werkstoff sind in Tabelle 3.8 zusammengefasst.

Eigenschaft	Wert	Prüfverfahren
Rohdichte	1,75 bis 2,3 g/cm <sup>3</sup>	ÖNORM EN 993-1 [29]
Offene Porosität	18 bis 33 % des Volumens	ÖNORM EN 993-1 [29]
Kaltdruckfestigkeit	≥ 10 N/mm <sup>2</sup>	ÖNORM EN 993-5 [30]
Nachschwinden	Nach einem Nachbrand bei 1100 °C (Dauer von 2 h) darf die Längenänderung nicht mehr als 1 % betragen.	ÖNORM EN 993-10 [31]
Feuerfestigkeit	≥ 28 Segerkegel	ÖNORM EN 993-12 [32]
Temperaturwechselbeständigkeit	≥ 25 Abschreckungen	DIN 51068-1 [33]

Tabelle 3.8: Anforderungen an Schamottematerialien [14]

Wenngleich durch Normen und Richtlinien die Rahmenbedingungen für Schamotte festgelegt sind, so können doch signifikante Unterschiede zwischen den einzelnen Erzeugnissen festgestellt werden. Im Bezug auf das Wärmespeicherverhalten sind Dichte, spezifische Wärmekapazität und Wärmeleitfähigkeit von Bedeutung. Ohne den Ausführungen im Abschnitt 7.3.4 vorgreifen zu wollen, soll an dieser Stelle festgehalten werden, dass es keine allgemein gültige Richtlinie für die Werkstoffwahl gibt, sondern diese stets problemspezifisch gesehen werden muss. Aufgrund der vielen, häufig konträren Anforderungen, kann die Lösung oftmals nur ein Kompromiss sein.

### 3.3 Aufbau und Funktion eines keramischen Wärmespeichers

Abbildung 3.4 zeigt den zeitlichen Verlauf der Wärmeabgabe eines Kachelofens. Die Wärmefreisetzung im Brennraum erfolgt innerhalb kurzer Zeit bei der Verbrennung des Brennstoffes. Diese Wärme wird in die keramische Speichermasse eingespeichert und während der folgenden Stunden gleichmäßig abgegeben. Dadurch kann ein hohes Maß an Bedienungskomfort und gleichzeitig ein angenehmes Raumklima sichergestellt werden.

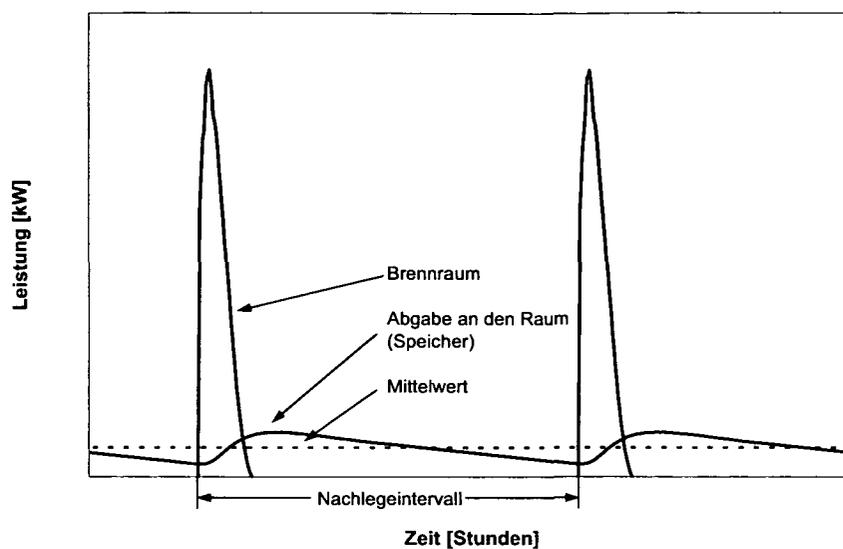


Abbildung 3.4: Zeitlicher Verlauf der Wärmeabgabe beim Kachelofen

Der keramische Wärmespeicher kann dabei als Block mit im Allgemeinen rechteckigen Kanälen (Heizzüge) aufgefasst werden, der vom Verbrennungsgas durchströmt wird, wie aus Abbildung 1.4 hervorgeht. Das Verbrennungsgas gibt dabei Wärme primär durch Konvektion an den Heizzug ab. Aufgrund des Temperaturgradienten in den Wänden stellt sich ein Wärmetransport durch Leitung zur Oberfläche des Speichers ein. Die Abgabe der Wärme an den Raum erfolgt sowohl durch Konvektion, als auch durch Strahlung. Die Dimensionierung des Wärmespeichers beeinflusst somit den Wirkungsgrad aufgrund des Abgasverlustes, aber auch die Oberflächentemperatur.

## 4 Mathematische Beschreibung keramischer Wärmespeicher

Im Rahmen dieses Abschnittes sollen Überlegungen hinsichtlich der mathematischen Beschreibung der Wärmespeicherung dargestellt werden. Weiters wird auf die problemspezifischen Aspekte des konvektiven Wärmetransports bzw. der Wärmestrahlung und den damit verbundenen Lösungsansätzen eingegangen.

### 4.1 Beschreibung der Strömung

Die Charakterisierung von Strömungen basiert auf den Erhaltungssätzen für Masse, Impuls und Energie. Aus diesen Erhaltungssätzen lassen sich mittels Bilanzierung über ein Kontrollvolumen die Differentialgleichungen zur Beschreibung des Strömungs-, Temperatur- und Druckfeldes angeben. Auf eine Ableitung wird in weiterer Folge verzichtet, es werden lediglich die Differentialgleichungen in vektorieller Form angegeben.

#### 4.1.1 Erhaltungssätze

##### **Massenerhaltungssatz – Kontinuitätsgleichung**

Die zeitliche Änderung der Masse im Volumenelement ist gleich der Differenz der ein- und austretenden Massenströme. Die Bilanzierung über das Kontrollvolumen führt zur Kontinuitätsgleichung. Für die Eulersche Betrachtungsweise (feststehender Beobachter) gilt Gleichung (4.1), während für die Lagrange'sche Betrachtungsweise (bewegter Beobachter) Gleichung (4.2) gilt.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \cdot \vec{u}) = 0 \quad (4.1)$$

$$\left( \frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{u} \cdot \nabla \rho \right) + \rho \cdot \nabla \vec{u} = 0 \quad (4.2)$$

##### **Impulserhaltungssatz – Bewegungs- oder Impulsgleichung**

Die zeitliche Änderung des Impulses (Produkt aus Masse und Geschwindigkeit) im Volumenelement ist gleich der Differenz der ein- und austretenden Impulsströme und der am Volumenelement wirkenden Kräfte. Die Bilanzierung über das Kontrollvolumen führt zur Bewegungs- oder Impulsgleichung.

$$\rho \cdot \left( \frac{\partial \vec{u}}{\partial t} + \vec{u} \cdot \nabla \vec{u} \right) = -\nabla p + \nabla \tau_{ij} + \rho \cdot \vec{g} \quad (4.3)$$

**Energieerhaltungssatz – Energiegleichung**

Die zeitliche Änderung der Energie im Volumenelement ist gleich der Differenz der ein- und austretenden Energieströme. Die Bilanzierung über das Kontrollvolumen führt zur Energiegleichung, die je nach Problemstellung unterschiedlich formuliert werden kann.

$$\rho \cdot \left( \frac{\partial e}{\partial t} + \bar{u} \cdot \nabla e \right) = -\nabla \bar{q} + p \cdot \nabla \bar{u} + \tau_{ij} \cdot \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (4.4)$$

$$\rho \cdot \left( \frac{\partial h}{\partial t} + \bar{u} \cdot \nabla h \right) = -\nabla \bar{q} + \left( \frac{\partial p}{\partial t} + \bar{u} \cdot \nabla p \right) + \tau_{ij} \cdot \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (4.5)$$

Für die innere Energie und die Enthalpie gilt:

$$e = e(T, \rho) \quad (4.6)$$

$$h = h(T, p) \quad (4.7)$$

Zur Lösung dieses Gleichungssystems bedarf es zusätzlicher kinetischer Ansätze, um den Spannungstensor und den Wärmestromvektor zu beschreiben. Mit der Einführung des Verzerrungstensors und des Stokeschen Schubspannungsansatzes kann der Spannungstensor angegeben werden, während der Fouriersche Wärmeleitungsansatz für die Definition des Wärmestromvektors herangezogen wird. Die dadurch eingeführten Größen dynamische Viskosität und Wärmeleitfähigkeit sind Stoffwertfunktionen, die von Druck und Temperatur abhängig sind.

**4.1.2 Turbulenzmodelle**

Obwohl die angeführten Gleichungen auch für turbulente Strömungen ihre Gültigkeit behalten, sind aufgrund des enormen Rechenaufwandes Näherungsverfahren notwendig. Ohne auf die Definitionen turbulenter Strömungen einzugehen, soll vorab die Turbulenz als solche charakterisiert werden:

- chaotische Fluidbewegungen, komplexe Strukturen, starke lokale Geschwindigkeits- und Druckschwankungen
- mischungsintensiv: hoher Impuls-, Wärme- und Stoffaustausch (durch Molekularbewegung hervorgerufene Diffusionsvorgänge sind gegenüber turbulenten Diffusionsprozessen vernachlässigbar)
- immer lokal instationär, immer dreidimensional (im Gegensatz zu laminaren Strömungen, die auch ein- oder zweidimensional sein können)
- bestehend aus Wirbel unterschiedlicher Größe: Die Größe der größten Wirbel wird von der Geometrie bestimmt, die Größe der kleinsten Wirbel wird von den viskosen Reibungskräften vorgegeben (größere Reynoldszahl führt zu kleineren Wirbeln)

- Große Dissipation betreffend der kinetischen Energie der turbulenten Schwankungen

Zur Lösung turbulenter Strömungsprobleme kann zwischen folgenden Verfahren unterschieden werden:

- Direkte numerische Simulation (DNS):  
Hierbei wird sowohl die zeitliche als auch die örtliche Schrittweite so gewählt, dass die turbulenten Schwankungen aufgelöst werden können. Wenngleich direkte numerische Simulationsverfahren für komplexe Anwendungen nicht geeignet sind, so können sie doch für Detailaussagen herangezogen werden.
- Statistische Turbulenzmodelle (RANS)  
Meist sind nicht die exakten Drücke und Geschwindigkeiten mit allen Schwankungen erforderlich, sondern nur Mittelwerte und integrale Größen (z. B. Kräfte) von Interesse. Der Momentanwert wird daher in Mittelwert und Schwankungsgröße aufgeteilt (Reynolds'scher Ansatz).
- Large Eddy Simulation (LES)  
Dieser Ansatz stellt eine Kombination aus direkter Berechnung und statistischer Modellierung dar. Nur grobe Wirbelstrukturen werden berechnet, kleinere vom Berechnungsgitter nicht erfasste Strukturen werden modelliert (subgrid-scale models). Die Berechnung ist instationär und dreidimensional.
- Very Large Eddy Simulation (VLES)  
Als Zwischenstufe zwischen LES und RANS hat sich mit der VLES ein weiterer Ansatz etabliert. Dabei werden nur die sehr großen Strukturen (geometriebedingte Wirbel) instationär berechnet, das gesamte (hochfrequente) Turbulenzspektrum wird dagegen modelliert. Obwohl ein deutlich erhöhter Rechenaufwand gegenüber den stationären Berechnungen gegeben ist, kommt dieses Verfahren für ingenieurmäßige Anwendungen heute bereits zum Einsatz.

Die grundsätzlichen Überlegungen hinsichtlich der statistischen Turbulenzmodelle beruhen auf dem Reynolds'schen Ansatz, der den Momentanwert in einen zeitlichen Mittelwert und eine Schwankungsbreite aufteilt. Für die Geschwindigkeiten, den Druck und die Temperatur gilt somit:

$$\begin{aligned}
 \bar{u}(\bar{x}, t) &= \bar{u}(\bar{x}) + \bar{u}'(\bar{x}, t) \\
 \bar{p}(\bar{x}, t) &= \bar{p}(\bar{x}) + \bar{p}'(\bar{x}, t) \\
 \bar{T}(\bar{x}, t) &= \bar{T}(\bar{x}) + \bar{T}'(\bar{x}, t)
 \end{aligned}
 \tag{4.8}$$

Mit der Definition für den zeitlichen Mittelwert (ausgeführt für die Geschwindigkeit)

$$\bar{\bar{u}}(\bar{x}) = \frac{1}{\Delta t} \cdot \int_t^{t+\Delta t} \bar{u}(\bar{x}, t) dt \quad (4.9)$$

folgt damit unmittelbar

$$\frac{1}{\Delta t} \cdot \int_t^{t+\Delta t} \bar{u}'(\bar{x}, t) dt = 0. \quad (4.10)$$

Der zeitliche Mittelwert der Schwankungswerte ist somit Null. Damit die zeitliche Mittelung durchgeführt werden darf, muss folgende Bedingung erfüllt sein:

- $\Delta t \gg$  Zeitmaßstab für die turbulente Bewegung
- $\Delta t <$  Zeitmaßstab für die instationäre Hauptströmung

Wendet man den Reynolds'schen Ansatz auf die Gleichungen (4.1) bis (4.5) an, so treten bei der Herleitung der Bilanzgleichungen für die Mittelwerte aus den Bilanzgleichungen für die Momentanwerte zwei zusätzliche Terme auf, der Reynoldssche Schubspannungstensor und der Reynolds'sche Wärmestromvektor. Grundsätzlich lassen sich für diese unbekannt GröÙen Transportgleichungen ableiten, diese enthalten aber wieder neue unbekannt Korrelationen, im Allgemeinen Tensoren höherer Ordnung (Turbulenzenergie und turbulente Dissipation). Für die Schließung des Gleichungssystems muss man deshalb halbempirische Ansätze heranziehen. Die meisten Turbulenzmodelle greifen dabei auf das Wirbelviskositäts- bzw. auf das Wirbeldiffusionskonzept zurück. In Analogie zu den kinetischen Ansätzen zur Beschreibung des Spannungstensors und des Wärmestromvektors wird für den Reynolds'schen Schubspannungstensor und den Reynolds'schen Wärmestromvektor die Wirbelviskosität und die Wirbeldiffusion eingeführt. Das Verhältnis der beiden GröÙen kann als turbulente Prandtlzahl angesehen werden.

Eine Einteilung der Turbulenzmodelle kann nach der Anzahl der zusätzlichen Transportgleichungen erfolgen:

- 0-Gleichungsmodelle (algebraische Ansätze)
- 1-Gleichungsmodelle
- 2-Gleichungsmodelle
- Mehr-Gleichungsmodelle
- Reynoldsspannungsmodelle

Eine ausführliche Zusammenstellung der wesentlichen Turbulenzmodelle ist in [34, 35, 36] gegeben.

## 4.2 Diskretisierungsmethoden

Im Allgemeinen kann zur Beschreibung der Strömung das System gekoppelter, nicht linearer, partieller Differentialgleichungen mittels Diskretisierung in ein System von algebraischen Gleichungen übergeführt werden, die dann mit Hilfe geeigneter numerischer Algorithmen gelöst werden. Grundsätzlich kann eine numerische Näherung der Lösung einer Differentialgleichung nur durch endlich viele Zahlen dargestellt werden. Diese Zahlen können Koeffizienten einer beliebigen Basisfunktion sein z. B. Polynomkoeffizienten. Ein Vorteil dieser Darstellung ist, dass die Näherungsfunktion an jeder Stelle auswertbar ist. Die einzelnen Koeffizienten selbst haben generell keine physikalische Bedeutung. Eine andere Art der Beschreibung der numerischen Näherung ist die Angabe der Werte der Funktion  $\Phi$  an gewissen Stellen  $x$ :  $(x_i, \Phi_i)$ . Der Vorteil dieser Methode ist, dass die Rechengrößen  $\Phi_i$  eine direkte physikalische Bedeutung haben. Der Nachteil ist, dass die Näherung zwischen den Stützstellen nicht definiert ist, daher sind weitere Annahmen zur Interpolation notwendig.

Gängige Diskretisierungsansätze in der numerischen Strömungsberechnung sind die Methode der Finiten Differenzen, sowie die Methoden der Finiten Elemente, der Finiten Volumen bzw. die Spektralmethoden als Variation der Methode der gewichteten Residuen. In weiterer Folge sollen diese einzelnen Verfahren nur überblicksartig skizziert werden, da sie nicht Hauptbestandteil der vorliegenden Arbeit sind.

### 4.2.1 Finite Differenzen

Bei der Methode der Finiten Differenzen werden die Ableitungen in den Transportgleichungen mittels Approximation aus der Taylorreihenentwicklung ersetzt. Unter der Annahme, dass sich  $\Phi$  wie ein Polynom verhält und das Rechengitter konstante Abstände  $\Delta x$  zwischen den einzelnen Rechenpunkten aufweist, gilt:

$$\Phi_i = \Phi_{i+1} - \Delta x \cdot \left( \frac{\partial \Phi}{\partial x} \right)_{i+1} + \frac{1}{2} \cdot \Delta x^2 \cdot \left( \frac{\partial^2 \Phi}{\partial x^2} \right)_{i+1} - \frac{1}{6} \Delta x^3 \cdot \left( \frac{\partial^3 \Phi}{\partial x^3} \right)_{i+1} + O(\Delta x^4) \quad (4.11)$$

$$\Phi_{i+2} = \Phi_{i+1} - \Delta x \cdot \left( \frac{\partial \Phi}{\partial x} \right)_{i+1} + \frac{1}{2} \cdot \Delta x^2 \cdot \left( \frac{\partial^2 \Phi}{\partial x^2} \right)_{i+1} + \frac{1}{6} \Delta x^3 \cdot \left( \frac{\partial^3 \Phi}{\partial x^3} \right)_{i+1} + O(\Delta x^4) \quad (4.12)$$

Differenzenbildung liefert:

$$\left( \frac{\partial \Phi}{\partial x} \right)_{i+1} = \frac{\Phi_{i+2} - \Phi_i}{2 \cdot \Delta x} + O(\Delta x^2) \quad (4.13)$$

$$\left(\frac{\partial^2 \Phi}{\partial x^2}\right)_{i+1} = \frac{\Phi_i + \Phi_{i+2} - 2 \cdot \Phi_{i+1}}{\Delta x^2} + O(\Delta x^2) \quad (4.14)$$

Probleme ergeben sich, wenn sich die Lösung lokal exponentiell verhält bzw. Unstetigkeiten auftreten.

## 4.2.2 Methoden der gewichteten Residuen

Ausgehend von der Differentialgleichung

$$L(\Phi) = 0 \quad (4.15)$$

wird eine Näherungslösung in Abhängigkeit von den Parametern  $a_0, \dots, a_m$  herangezogen.

$$\bar{\Phi} = a_0 \cdot \Phi_0 + a_1 \cdot \Phi_1 + \dots + a_m \cdot \Phi_m \quad (4.16)$$

Beim Einsetzen dieser Näherungslösung in die Differentialgleichung bleibt ein Residuum übrig, das in weiterer Folge minimiert werden soll. Dazu wird nun das Residuum mit geeigneten Gewichtsfunktionen  $w_k$  multipliziert und über das Rechengebiet integriert.

$$\int_{\Omega} w_k \cdot L(\bar{\Phi}) d\Omega = 0 \quad (4.17)$$

Man verlangt nun, dass diese gewichteten Residuen verschwinden. Für die  $m+1$  Parameter  $a_0, \dots, a_m$  sind daher mindestens  $m+1$  Gewichtsfunktionen nötig, um die Koeffizienten bestimmen zu können. Je nach Art des Ansatzes und der Gewichtsfunktionen erhält man verschiedene Methoden: Finite Elemente, Finite Volumen, Spektralmethoden, Galerkin, etc.

## 4.2.3 Finite Volumen Methode

Im Hinblick auf die Detailstudie eines Kachelofens mit Luftspalt (Abschnitt 7.3.2) mittels Fluent, einem kommerziellen CFD Programm, soll die Problematik der Finite Volumen Methode ein wenig näher beleuchtet werden. Integriert man die stationäre Form der allgemeinen Transportgleichung über ein beliebiges Kontrollvolumen, wie es in Abbildung 4.1 dargestellt ist, so erhält man unter Anwendung des Gauß'schen Integralsatzes folgende Beziehung:

$$\int_A \left( \rho \cdot u_i \cdot \Phi - \Gamma_\phi \cdot \frac{\partial \Phi}{\partial x_i} \right) \cdot n_i dA = \int_V S_\phi dV \quad (4.18)$$

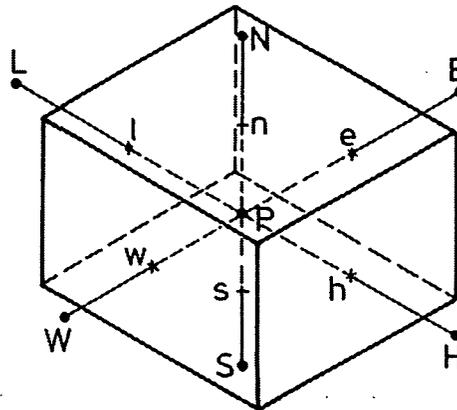


Abbildung 4.1: Zellenorientiertes Kontrollvolumen mit Kompassnotation

Teilt man das Oberflächenintegral in die Summe der  $c$  Einzeloberflächenintegrale für jede Seite des Kontrollvolumens und trennt die Flüsse in einen konvektiven und in einen diffusiven Teil so gilt:

$$\sum_c (F_c^{\text{konvektiv}} + F_c^{\text{diffusiv}}) = \int_V S_\phi dV \quad \text{mit } c = n, s, w, e, l, h \quad (4.19)$$

Dies gilt unter der Annahme, dass über die Flächen, die das Kontrollvolumen umschließen, jeweils homogene Verteilungen von  $\rho$ ,  $\Gamma_\phi$ ,  $\bar{u}$  und  $\Phi$  vorliegen.

Mittels Approximation können nun die Integrale in folgender Form dargestellt werden:

$$\sum_c \rho \cdot u_i \cdot \Phi_c \cdot n_{c,i} \cdot \Delta A_c - \sum_c \Gamma_\phi \cdot \left( \frac{\partial \Phi}{\partial x_i} \right)_c \cdot n_{c,i} \cdot \Delta A_c = S_{\phi,P} \cdot \Delta V \quad (4.20)$$

Dabei wird angenommen, dass betreffend der Flüsse der Funktionswert durch den Wert im Mittelpunkt der jeweiligen Fläche angenähert wird und  $S_{\phi,P}$  einen Mittelwert für  $S_\phi$  des Kontrollvolumens darstellt.

In weiterer Folge gilt es die Funktionswerte und die Ableitungen an den Flächen des Kontrollvolumens durch Variablenwerte in den Kontrollvolumensmittelpunkten anzunähern. Zur Bestimmung der Werte  $\Phi_c$  in den konvektiven Flüssen sind folgende Verfahren üblich:

- Zentralfdifferenzenverfahren (solange  $Pe < 2$ )
- Upwind Verfahren
- Flux Bending Verfahren

Die Approximation der Werte  $\Phi_c$  in den diffusiven Flüssen kann durch einen Zentralfdifferenzenansatz erzielt werden.

Bei der Betrachtung instationärer Strömungsfelder ist zusätzlich eine Diskretisierung des Zeiterms erforderlich. Hierbei kann grundsätzlich zwischen

expliziten und impliziten Verfahren unterschieden werden. Explizite Verfahren benutzen für die Berechnung des aktuellen Strömungszustandes ausschließlich Werte früherer Zeitschritte, während implizite Verfahren die aktuelle Zeitebene miteinbeziehen.

Bei der Strömungssimulation auf der Basis der sogenannten primitiven Variablen Geschwindigkeit und Druck müssen diese beiden Größen sowohl Kontinuität als auch Impulsbilanz gleichzeitig erfüllen. Zur Berechnung von konsistenten Druck- und Geschwindigkeitsfeldern sind prinzipiell zwei Vorgehensweisen üblich.

- Aus der Kontinuitätsgleichung folgt die lokale Dichte, diese kann mittels Zustandsgleichungen zur Bestimmung des Druckes herangezogen werden, der wiederum in die Impulsbilanz eingeht. Diese Methode ist vorteilhaft im Bereich von kompressiblen Strömungen, bei inkompressiblen Strömungen kann eine willkürliche, schwache Kopplung zwischen Druck und Dichte (künstliche Kompressibilität) eingesetzt werden. Dieses Verfahren scheitert jedoch bei überkritischen Strömungen durch Lavaldüsen, Strömungen mit chemischen Reaktionen und Mehrphasenströmungen mit Phasenübergängen.
- Beim druckbezogenen Verfahren wird der Druck aus einer Gleichung bestimmt, die aus der Impulsbilanz und der Kontinuitätsgleichung resultiert. Das bekannteste Verfahren hierzu ist das Druckkorrekturverfahren. Iterative Vorgehensweisen zur Abstimmung zwischen Druck und Geschwindigkeit sind das Simple (Semi Implicit Method for Pressure Linked Equations), das Simplec (Simple Consistent) und das Simpler (Simple Revised) Verfahren.

### 4.3 Beschreibung der Wärmespeicherung bei Kachelöfen

Die geometrische Modellierung eines Heizzuges kann prinzipiell auf eine Gasphase, die von Wänden umschlossen wird, zurückgeführt werden. Die Gasphase ist durch die Kontinuitäts-, Bewegungs- und Energiegleichung definiert. Diese können durch die allgemeine Form der Transportgleichung (Erhaltungsgleichung) ausgedrückt werden.

$$\frac{\partial(\rho \cdot \Phi)}{\partial t} = -\nabla(\rho \cdot \vec{u} \cdot \Phi) + \nabla(\Gamma_{\Phi} \cdot \nabla \Phi) + S_{\Phi} \quad (4.21)$$

Dabei ist für die abhängige Variable  $\Phi$  die jeweilige Größe einzusetzen, während  $\Gamma_{\Phi}$  der zugehörige Diffusionskoeffizient ist. Zur Anpassung der einzelnen partiellen Differentialgleichungen an die allgemeine Form der Transportgleichung werden sämtliche Terme, die nicht zur Konvektion oder Diffusion gehören, dem

Quellterm  $S_\Phi$  zugeordnet. Die Wände sind durch die Wärmeleitungsgleichung charakterisiert.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \cdot c_p \cdot T) = \nabla(\lambda \cdot \nabla T) \quad (4.22)$$

Aufgrund unterschiedlicher Zielsetzungen und Rahmenbedingungen zur Beschreibung der Wärmespeicherung und Wärmeabgabe bei Kachelöfen ergeben sich verschiedene Möglichkeiten zur mathematischen Beschreibung dieser Vorgänge bei keramischen Wärmespeichern. Diese variieren zwischen starker Vereinfachung der Geometrie mit Reduktion der Gleichungen auf eine analytische Lösung für einen Einzelfall und exakter Modellierung des Kachelofens mit numerischer Lösung des gekoppelten Differentialgleichungssystems.

In weiterer Folge sollen vier Lösungsansätze für die Wärmespeicherung bei keramischen Speichern vorgestellt werden.

### 4.3.1 Lösung nach Gröber für ebene Platte

Grundlage dieser Vorgangsweise ist die Tatsache, dass der Großteil der Speichermasse eines Kachelofens in den Außenwänden angebracht ist. Damit erscheint die Vereinfachung, die gesamte Speichermasse in Wänden angeordnet zu sehen, als zulässig. Das Problem reduziert sich somit auf die Lösung der eindimensionalen Wärmeleitungsgleichung für die ebene Platte. Die Arbeiten [20, 37] beziehen sich dabei auf die analytische Lösung nach Gröber [38]. Als Anfangsbedingung wird vorausgesetzt, dass der gesamte Körper zum Zeitpunkt  $t=0$  die Temperatur  $T_0$  aufweist. Die Randbedingung ist durch einen Sprung der Umgebungstemperatur auf den konstanten Wert  $T_\infty$  zum Zeitpunkt  $t=0$  festgelegt. Materialkenngrößen und Wärmeübergangskoeffizient werden als zeitlich und örtlich konstant angesehen.

Durch die Einführung von dimensionslosen Größen (dimensionslose Länge  $\xi$ , dimensionslose Temperatur  $\theta$ , Fourierzahl  $Fo$  und Biotzahl  $Bi$ )

$$\xi = \frac{x}{L} \quad \text{mit } L \text{ ist die halbe Plattendicke} \quad (4.23)$$

$$\theta = \frac{T - T_\infty}{T_0 - T_\infty} \quad (4.24)$$

Die Definition der  $Fo$ - und der  $Bi$ -Zahl ist Abschnitt 4.4.1 zu entnehmen.

erhält man eine Ähnlichkeitsdarstellung der Wärmeleitungsgleichung mit den entsprechenden Rand- und Anfangsbedingungen gemäß folgenden Gleichungen.

$$\frac{\partial \theta}{\partial Fo} = \frac{\partial^2 \theta}{\partial \xi^2} \quad (4.25)$$

$$\left( \frac{\partial \theta}{\partial \xi} + Bi \cdot \theta \right)_{\xi=1} = 0 \quad (4.26)$$

$$\theta_{Fo=0} = 1 \quad (4.27)$$

Mittels Lösung durch Separationsansatz gilt für die gesuchte Temperatur:

$$\theta(\xi, Bi, Fo) = \sum_{k=1}^{\infty} \frac{2 \cdot \sin(q_k)}{q_k + \sin(q_k) \cdot \cos(q_k)} \cdot \exp(-q_k^2 \cdot Fo) \cdot \cos(q_k \cdot \xi) \quad (4.28)$$

Diagramme für ausgewählte Fälle dieser allgemeinen Lösung ermöglichen eine rasche und einfache Bestimmung von Wand-, Kern- und Mitteltemperatur, beziehungsweise erlauben den umgekehrten Schluss wie die Ermittlung der Abkühlzeit bei gegebener Temperatur.

Basierend auf diesen Überlegungen beschreibt [37] die Bestimmung der Speichercharakteristik für keramische Speicher von Kachelöfen in Form von mittleren Wandtemperaturen im beladenen und entladenen Zustand. Mittels experimenteller Untersuchungen konnten die berechneten Werte weitgehend bestätigt werden, sodass die Forderung nach einem einfachen und praxismgerechten Verfahren erfüllt wurde.

### 4.3.2 Modellbildung eines Nachtspeicherofens

Wenngleich es sich bei der Modellbildung eines Nachtspeicherofens nicht um ein Kachelofenproblem handelt, soll doch diese Arbeit erwähnt werden. Bei der numerischen Simulation eines Nachtspeicherofens beschränkt sich Wertjanz [39] auf einen einzelnen speziellen Bautyp. Dabei kommt das Verfahren der Finiten Differenzen mit dem Zentraldifferenzenansatz zur Anwendung. Das Modell vernachlässigt die Wärmeübertragung durch Strahlung und beschränkt sich ausschließlich auf Wärmeleitung.

Unterschiede zwischen Simulation und Messung ergeben sich vor allem dort, wo sich Luftströmungen ausbilden, die bei der Modellbildung nicht berücksichtigt werden, da konvektive Einflüsse ausgeklammert werden. Weiters führt der Autor als Ursache für die Abweichungen ungenaue Werkstoffdaten hinsichtlich Wärmeleitung, Dichte und spezifischer Wärmekapazität an. Nach Anpassung des Modells an vorliegende Messdaten zeigen die Simulationsergebnisse ein zufriedenstellendes Ergebnis.

### 4.3.3 Lösung nach Patankar

Im Rahmen der Arbeit von Sigmund [40] wird ein Kachelofen aus Quadern aufgebaut, die selbst aus Fest- und Gaselementen bestehen. Als Diskretisierungsverfahren der beschreibenden Differentialgleichungen kommt das voll implizite Schema von Patankar [41] zur Anwendung. In den Bilanzen sind Wärmeleitung, Konvektion und Strahlung (inkl. Gasstrahlung) berücksichtigt. Sämtliche Gleichungen bilden ein lineares, schwach besetztes System, das iterativ gelöst wird. Besonderes Augenmerk wird auf die Lösung des Gleichungssystems gelegt, da dies über Konvergenz und Rechendauer entscheidet. Aufgrund der schwachen Besetzung der Koeffizientenmatrix erfolgt eine komprimierte Zeilenspeicherung. In weiterer Folge werden unterschiedliche Lösungsalgorithmen auf ihre Effektivität untersucht. Im Hinblick auf die benötigte Simulationsdauer gibt der Autor folgende Richtwerte an: Übliche Simulationen liegen während der Abbrandphase im Bereich der Echtzeit bzw. darüber, während die Absperrphase um eine Größenordnung kürzer dauert. Zur Überprüfung der Güte der Simulationsergebnisse wurden Temperaturmessungen an einem geraden keramischen Versuchskanal mit angeflanschem Luftvorwärmer durchgeführt. Wenngleich die Simulationswerte eine gute Korrelation geben, muss festgehalten werden, dass der Einfluss der Umlenkungen auf den konvektiven Wärmeübergang nicht näher betrachtet wurde und kein Vergleich mit einem realen Kachelofen gegeben ist.

### 4.3.4 Quasistationäre Betrachtung

Ziel der vorliegenden Arbeit war es, die mathematische Modellierung so einfach wie möglich zu halten. Demzufolge wurde auf eine eindimensionale Betrachtung der Gasphase unter der Annahme konstanter Temperatur und Geschwindigkeit über den Querschnitt zurückgegriffen. Dadurch ergibt sich eine zweidimensionale Wärmeleitung in den umschließenden Wänden. Wie bereits eingangs erwähnt, wurde auf die Modellierung der Scheitholzverbrennung verzichtet, vielmehr wurden experimentelle Untersuchungen eingesetzt. Die gemessenen Temperaturen, Volumenströme und Zusammensetzungen des Verbrennungsgases am Eintritt in den jeweiligen Zug dienen als Randbedingung für die numerische Simulation. Da der Wärmetransport zwischen Gas und Wand die Randbedingung für beide Systeme darstellt, sind die beiden Differentialgleichungen (4.21) und (4.22) miteinander gekoppelt. Unter Berücksichtigung der Tatsache, dass die Temperaturänderungen in der Gasphase um eine Größenordnung schneller als jene in den Wänden verlaufen, wurden die Gleichungen zur Beschreibung der Wände auf ein quasistatisches System reduziert. Diese Vereinfachung führt zum Entkoppeln der beiden Differentialgleichungen. Auf diese Weise wird die axiale Temperaturverteilung in der Gasphase berechnet und der daraus resultierende Wärmeübergang als

Randbedingung für die anschließende Bestimmung der neuen Wandtemperaturen benutzt. Für die Ermittlung des Wärmeübergangs zwischen Gasphase und Wand bzw. Wand und Umgebung ist die Kenntnis des Wärmeübergangskoeffizienten erforderlich. Daher wurde eine Literaturstudie betreffend der Nußeltkorrelationen (Abschnitt 4.4) durchgeführt. Die Berechnung des Wärmeübergangs durch Strahlung ist im Zugsystem mit wesentlich mehr Aufwand verbunden als an den Oberflächen des Kachelofens. Grund dafür ist, dass von den anderen Wänden Strahlungsenergie nach Durchqueren des absorbierenden-emittierenden Verbrennungsgases eintrifft und zum Teil adsorbiert, aber auch reflektiert wird. Lösungsmöglichkeiten für solche Situationen sind in [42, 43, 44] aufgezeigt. Im Rahmen dieser Arbeit wurde der Einfluss der Gasstrahlung vernachlässigt und auf das Radiosity Verfahren [45] zurückgegriffen. Grundlage dafür bildet die Überlegung, dass sich die Gesamtenergie, die von einem Flächenelement abgestrahlt wird, aus der Eigenemission und der reflektierten einfallenden Energie der anderen Flächenelemente zusammensetzt.

$$B_i \cdot A_i = E_i \cdot A_i + \rho_i \cdot \sum_{j=1}^n B_j \cdot F_{ji} \cdot A_j \quad \text{mit } 1 \leq i \leq n \quad (4.29)$$

$$B_i = E_i + \rho_i \cdot \sum_{j=1}^n B_j \cdot F_{ij} \quad \text{mit } 1 \leq i \leq n \quad (4.30)$$

Gleichung (4.30) kann als n-dimensionales lineares Gleichungssystem aufgefasst werden.

$$\begin{bmatrix} 1 - \rho_1 \cdot F_{11} & -\rho_1 \cdot F_{12} & \cdots & -\rho_1 \cdot F_{1n} \\ -\rho_2 \cdot F_{21} & 1 - \rho_2 \cdot F_{22} & \cdots & -\rho_2 \cdot F_{2n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ -\rho_n \cdot F_{n1} & -\rho_n \cdot F_{n2} & \cdots & 1 - \rho_n \cdot F_{nn} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} B_1 \\ B_2 \\ \vdots \\ B_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} E_1 \\ E_2 \\ \vdots \\ E_n \end{bmatrix} \quad (4.31)$$

Für die Ermittlung des Formfaktors

$$F_{ij} = \iint_{A_i A_j} \frac{\cos \theta_i \cdot \cos \theta_j}{\pi \cdot r_{ij}^2} dA_j dA_i \quad (4.32)$$

sind in der Literatur unterschiedliche Konzepte angeführt. Einen chronologischen Überblick gibt Choi [46]. Als weitverbreitetes Verfahren mit unterschiedlichen Modifikationen hat sich die Halbwürfelapproximation (hemi cube) [47] etabliert. Zur Vereinfachung kann unter der Voraussetzung hinreichend kleiner Flächenelemente im Vergleich zu ihrem Abstand in erster Näherung die Beziehungen für den Formfaktor zwischen zwei differentiellen Flächen [25] herangezogen werden. Diese Annahme wurde auch bei der vorliegenden Arbeit getroffen.

## 4.4 Literaturstudie Nußeltkorrelationen

Die numerische Simulation mittels quasistationärer Betrachtung erfordert die Kenntnis des jeweiligen Wärmeübergangskoeffizienten. Dabei ist zwischen drei Bereichen zu unterscheiden:

- Zugsystem
- freie Oberfläche (vertikal und horizontal)
- Spalt (vertikal und horizontal) im Falle der Bauweise mit Luftspalt

Der Wärmeübergangskoeffizient folgt aus Nußeltkorrelationen, die der Literatur entnommen wurden. Eine ausführliche Darstellung ist in den folgenden Abschnitten gegeben, wobei vorab die Definition der einzelnen dimensionslosen Kennzahlen erörtert werden soll.

### 4.4.1 Dimensionslose Kennzahlen

#### **Reynoldszahl**

Formt man den Ansatz für die Reynoldszahl um, so erhält man:

$$\text{Re} = \frac{u \cdot l}{\nu} = \frac{\rho \cdot u \cdot \frac{u}{l}}{\eta \cdot \frac{u}{l^2}} \quad (4.33)$$

Demnach stellt die Reynoldszahl das Verhältnis der Trägheitskraft zur Reibungskraft dar. Je größer die Reynoldszahl ist, desto steiler ist der Geschwindigkeitsgradient an der Wand und desto größer ist der übertragene Impuls- und Wärmestrom zwischen Wand und Fluid.

#### **Nußeltzahl**

Man kann die Nußeltzahl auffassen als das Verhältnis des Wärmestroms infolge Konvektion zum Wärmestrom infolge Leitung durch die Grenzschicht der Dicke  $l$ , wenn diese als ruhend angenommen wird. Damit gilt für die Nußeltzahl:

$$\text{Nu} = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda} = \frac{l}{\frac{\lambda}{\alpha}} = \frac{\alpha \cdot \Delta T}{\frac{\lambda}{l} \cdot \Delta T} \quad (4.34)$$

Dem zufolge weist eine ruhende Schicht an der Wand, in der das selbe Temperaturgefälle infolge von Wärmetransport durch Leitung auftritt als in der Grenzschicht infolge von Konvektion, eine Dicke von  $\lambda/\alpha$  auf.

**Prandtlzahl**

Die Prandtlzahl

$$Pr = \frac{\nu}{a} \quad (4.35)$$

vergleicht zwei molekulare Transportkoeffizienten, nämlich die kinematische Viskosität für den Impulstransport durch Reibung mit der Temperaturleitfähigkeit für den Energietransport durch Wärmeleitung. Da der Impulstransport durch den Geschwindigkeitsgradienten und der Wärmetransport durch den Temperaturgradienten bestimmt ist, stellt die Prandtlzahl eine maßgebende Beziehung zwischen Geschwindigkeits- und Temperaturfeld dar.

**Archimedeszahl**

Zur Verdeutlichung der physikalischen Bedeutung ist folgende Form zweckmäßig:

$$Ar = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot l}{u^2} = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot \rho}{\rho \cdot u \cdot \frac{u}{l}} \quad (4.36)$$

Die Archimedeszahl stellt das Verhältnis von Auftriebskraft, die ein Maß für die Strömung infolge freier Konvektion ist, zur Trägheitskraft, die mit wachsender Geschwindigkeit zunimmt, dar. Somit ist sie ein Maß dafür, ob freie Konvektion oder erzwungene Konvektion dominiert.

**Grashofzahl**

Da auch bei der freien Konvektion das Geschwindigkeitsfeld eine Rolle für den Wärmeübergang spielt, aber dieses nicht aufgeprägt wird, sondern erst über den Auftrieb induziert wird, ist es vorteilhaft die Geschwindigkeit zu eliminieren.

$$Gr = Ar \cdot Re^2 = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot l^3}{\nu^2} \quad (4.37)$$

**Pécletzahl**

Für die Pécletzahl gilt:

$$Pe = Re \cdot Pr = \frac{u \cdot l}{a} = \frac{u \cdot c_p \cdot \rho \cdot \Delta T}{\frac{\lambda}{l} \cdot \Delta T} \quad (4.38)$$

Der Ausdruck im Zähler kann als Entrophiestromdichte aufgefasst werden, während der Nenner jene Wärmestromdichte darstellt, die bei einer Materialschicht der Länge  $l$  und dem Wärmeleitkoeffizienten  $\lambda$  auftritt. Somit gibt die Pécletzahl das Verhältnis des konvektiven Wärmetransports zum Wärmefluss infolge Leitung an.

**Stantonzahl**

Zur Erklärung sei auf folgende Überlegung verwiesen: Wird ein Rohr mit dem Durchmesser  $d$  und der Länge  $l$  von einem Fluid mit der mittleren Temperatur  $T_m$  durchströmt, wobei durch die Rohrwand mit der Temperatur  $T_w$  Wärme zu- oder abgeführt wird, so steigt die Fluidtemperatur von der Eintrittstemperatur  $T_{\text{ein}}$  auf die Austrittstemperatur  $T_{\text{aus}}$  an. Die folgende Schreibweise

$$St = \frac{Nu}{Re \cdot Pr} = \frac{\alpha}{u \cdot c_p \cdot \rho} = \frac{(T_{\text{aus}} - T_{\text{ein}}) \cdot d}{(T_w - T_m) \cdot 4 \cdot l} \quad (4.39)$$

zeigt, dass die Stantonzahl die Temperaturänderung des Fluids mit dem treibenden Temperaturgefälle zur Wand vergleicht und damit den Erfolg der Wärmeübertragung in Abhängigkeit von seiner Ursache (Temperaturgradient) bewertet.

Um die Vollständigkeit der dimensionslosen Kennzahlen auf dem Gebiet der Wärmeübertragung sicherzustellen, werden noch weitere Kenngrößen tabellarisch angeführt, auf eine physikalische Interpretation wird jedoch verzichtet.

---

Biotzahl	$Bi = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda}$	(4.40)
Brinkmannzahl	$Br = \frac{\eta \cdot u^2}{q \cdot l}$	(4.41)
Colburnzahl	$j = St \cdot Pr^{\frac{2}{3}} = \frac{Nu}{Re \cdot Pr^{\frac{1}{3}}}$	(4.42)
Eckertzahl	$Ec = \frac{u^2}{c_p \cdot \Delta T}$	(4.43)
Grätzzahl	$Gz = \frac{u \cdot d^2}{a \cdot l} = Re \cdot Pr \cdot \frac{d}{l}$	(4.44)
Knudsenzahl	$Kn = \frac{\lambda}{l}$	(4.45)
Rayleighzahl	$Ra = Gr \cdot Pr = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot l^3}{a \cdot \nu}$	(4.46)

---

Tabelle 4.1: Dimensionslose Kennzahlen

### 4.4.2 Zugsystem

Obwohl im Bereich der Kanalströmung umfangreiche Literaturdaten vorhanden sind – [48, 49, 50, 51, 52, 53, 54, 55] geben rund 1000 Publikationen für den Zeitraum von 1993 bis 2000 an – erweist sich die mathematische Beschreibung des Wärmeübergangs als schwierig. Die Ursache dafür liegt in den Dimensionen des Zugsystems. Aufgrund des Verhältnisses von Länge zu Querschnitt kann sich keine voll ausgebildete Strömung im Sinne der Strömungsmechanik ausbilden. Für gleichzeitigen hydrodynamischen und thermischen Einlauf geben Bhatti und Shah [56] für die turbulente Strömung im glatten zylindrischen Rohr folgende Korrelation an:

$$\frac{Nu_m}{Nu_\infty} = 1 + \frac{C}{\left(\frac{x}{d}\right)^n} \quad (4.47)$$

wobei  $Nu_\infty$  für die voll ausgebildete Strömung steht. Die Koeffizienten  $C$  und  $n$  sind dabei von der Geometrie des Einlaufs abhängig. Für eine  $90^\circ$  Umlenkung wird  $C = 2,0152$  und  $n = 0,614$  angegeben. Demzufolge ergibt sich für Züge deren Länge dreimal so lange wie der hydraulische Durchmesser ist eine Steigerung der konvektiven Wärmeübertragung um 100 %. Grundsätzlich kann bei turbulenter Strömung mit  $Pr > 0,5$  davon ausgegangen werden, dass die Beziehungen für die turbulente voll ausgebildete Strömung, gültig für kreisförmige Querschnitte, auch für Rohre mit beliebigem Querschnitt gelten, wenn statt des Durchmessers eine geeignete charakteristische Länge (hydraulischer Durchmesser) eingesetzt wird. Aufgrund von experimentellen Arbeiten [57, 58, 59, 60, 61] an rechteckigen Kanälen mit  $180^\circ$  Umlenkungen wird das Einlaufverhalten, wie oben skizziert, auch für rechteckige Querschnitte herangezogen. Eine detaillierte Literaturstudie betreffend Nußeltkorrelationen für die turbulente, voll ausgebildete Strömung bei kreisförmigen Querschnitten erweist sich als nicht zweckmäßig, da Abweichungen zwischen den Messungen am Kachelofen und den Literaturwerten primär auf den Aspekt der Umlenkungen und des damit verbundenen Einlaufverhaltens zurückzuführen sind.

Zur Berücksichtigung der Wandrauigkeit wurde auf die Untersuchungen von Norris [62] zurückgegriffen. Dieser empfiehlt

$$\frac{(Nu)_{\text{rauh}}}{(Nu)_{\text{glatt}}} = \left(\frac{\xi_{\text{rauh}}}{\xi_{\text{glatt}}}\right)^n \quad \text{mit } n = 0,68 \cdot Pr^{0,215}, \quad (4.48)$$

wobei im Rahmen dieser Arbeit für  $\xi_{\text{glatt}}$  die Blasiusgleichung [25]

$$\xi_{\text{glatt}} = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} \quad (4.49)$$

und für  $\xi_{\text{rauh}}$  die Colebrookgleichung [25]

$$\frac{1}{\xi_{\text{rauh}}^{0,5}} = 1,74 - 2,0 \cdot \log \left( 2 \cdot \frac{K_S}{d} + \frac{18,7}{Re \cdot \xi_{\text{rauh}}^{0,5}} \right) \quad (4.50)$$

herangezogen wurde.

### 4.4.3 Freie Oberfläche

Während bei der erzwungenen Konvektion die Impuls- und die Energiegleichung durch die temperaturabhängigen Stoffwerte nur schwach gekoppelt sind, sind diese Gleichungen bei der freien Konvektion durch die temperaturabhängige Dichte im Auftriebsterm stark und durch die temperaturabhängigen Stoffwerte zusätzlich schwach gekoppelt. Bei den in weiterer Folge angeführten Nußeltkorrelationen [63, 64] gehen sowohl experimentelle als auch analytische Arbeiten ein.

#### **Vertikale Platte**

Analytische Methoden beruhen im Allgemeinen auf der Lösung der Grenzschichtgleichungen mittels der Ähnlichkeitstheorie. Es wird dabei vorausgesetzt, dass außerhalb der Grenzschicht das Fluid in Ruhe ist, wodurch der Druckgradient normal zur Ebene entfällt. Als zusätzliche Vereinfachung ist die Oberbeck-Boussinesq-Approximation anzusehen. Die Grenzschichttheorie verliert jedoch ihre Gültigkeit im Anlaufbereich, da dort Impuls- und Wärmetransport nicht zu vernachlässigen sind. Eine Zusammenfassung von Nußeltkorrelationen für die vertikale Platte ist der Tabelle 4.2 zu entnehmen.

Im Rahmen der numerischen Simulation wurde auf die Gleichung von Lewandowsky und Kubski [63] zurückgegriffen, da diese unter den gegebenen Randbedingungen die beste Korrelation mit den durchgeführten Messungen darstellt.

$$Nu = 0,550 \cdot Ra^{0,252} \quad (4.51)$$

Literatur	Nußeltkorrelation	Gültigkeitsbereich	Bemerkung
Polhausen (1921)	$Nu = 0,48 \cdot Gr^{\frac{1}{4}}$ $Nu = C \cdot Ra^{\frac{1}{4}}$	für Luft	Pr = 0,73    C = 0,571 Pr = 10      C = 0,612 Pr = 100     C = 0,652 Pr = 1000    C = 0,653
Eckert (1959)	$Nu = 0,508 \cdot Pr^{\frac{1}{2}} \cdot (0,952 + Pr)^{-\frac{1}{4}} \cdot Gr^{\frac{1}{4}}$		basierend auf der Grenzschichttheorie
Rasmus (1979)	$Nu = 0,56 \cdot Ra^{\frac{1}{4}}$	$10^4 < Ra < 3 \cdot 10^7$ $5 \cdot 10^4 < Pr < 4 \cdot 10^5$	experimentelle Studie $\Delta T = 0$ bis $50 \text{ °C}$ $q = 300$ bis $1900 \text{ W/m}^2$
Rasmus (1979)	$Nu = 0,67 \cdot Ra^{\frac{1}{4}}$	$Pr \rightarrow \infty$	
Churchill und Humbert (1975)	$Nu = 0,68 + \frac{0,67 \cdot Ra^{\frac{1}{4}}}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr}\right)^{\frac{9}{16}}\right]^{\frac{4}{16}}}$	$10^5 < Ra < 10^9$	
	$Nu = 0,68 + \frac{0,67 \cdot Ra^{\frac{1}{4}}}{\left[1 + \left(\frac{0,437}{Pr}\right)^{\frac{9}{16}}\right]^{\frac{4}{16}}}$	$Ra > 10^9$ $0 < Pr < \infty$	

Tabelle 4.2: Nußeltkorrelation für die vertikale Platte [63, 64]

Literatur	Nußeltkorrelation	Gültigkeitsbereich	Bemerkung
Fujii et al. (1972)	$Nu = 0,50 \cdot (Gr_x \cdot Pr)^{\frac{1}{4}}$ $Nu = 0,62 \cdot (Gr_x \cdot Pr)^{\frac{1}{4}}$	$10^6 < Gr_x \cdot Pr < 10^{13}$ $Pr > 10^2$	numerische Studie gültig für konst. Wandtemperatur gültig für konst. Wärmestrom
Wilke et al. (1953)	$Nu = 0,670 \cdot Ra^{\frac{1}{4}}$		
Saunders (1936)	$Nu = 0,560 \cdot Ra^{\frac{1}{4}}$		
McAdams (1942)	$Nu = 0,59 \cdot Ra^{\frac{1}{4}}$	$10^4 < Ra < 10^9$	0,228x0,152 m 0,076x0,229 m 0,025x0,229 m 0,003x0,229 m
Schmidt und Beckmann (1930)	$Nu = 0,52 \cdot Ra^{\frac{1}{4}}$		
Miller und Gebhart (1978)	$Nu = 0,378 \cdot Ra_x^{\frac{1}{4}}$	für Luft	
Reilly et al. (1965)	$Nu = 0,54 \cdot Ra^{\frac{1}{4}}$	$10^7 < Ra < 10^9$	0,203x0,102 m
Kubski (1979)	$Nu = 0,667 \cdot Ra^{\frac{1}{4}}$		analytische Studie
Mikheyev (1956)	$Nu = 1,18 \cdot Ra^{\frac{1}{8}}$ $Nu = 0,54 \cdot Ra^{\frac{1}{4}}$ $Nu = 0,135 \cdot Ra^{\frac{1}{3}}$	$10^{-3} < Ra < 5 \cdot 10^2$ $5 \cdot 10^2 < Ra < 2 \cdot 10^7$ $2 \cdot 10^7 < Ra < 10^{13}$	

Tabelle 4.2: Nußeltkorrelation für die vertikale Platte [63, 64] (Fortsetzung)

Literatur	Nußeltkorrelation	Gültigkeitsbereich	Bemerkung
Churchill und Thelen (1975)	$Nu = 0,67 + \frac{0,67 \cdot Ra^{\frac{1}{4}}}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr}\right)^{\frac{9}{16}}\right]^{\frac{4}{9}}}$	$8 \cdot 10^{-5} < Ra < 4 \cdot 10^{14}$ $0,022 < Pr < 7640$	
Al-Arabi und Sakr (1988)	$Nu = 0,54 \cdot Ra^{\frac{1}{4}}$ $Nu = 0,10 \cdot Ra^{\frac{1}{3}}$	$1,15 \cdot 10^5 < Ra < 2 \cdot 10^9$ $2 \cdot 10^9 < Ra < 10^{10}$	1,3x0,65 m
Quarshi und Gebhart (1978)	$Nu = 0,839 \cdot Ra_x^{\frac{1}{5}}$	für Wasser $1,2 \cdot 10^6 < Ra_x < 4 \cdot 10^{13}$	1,3x0,466 m
Takeuchi et al. (1975)	$Nu = 0,45 \cdot (Gr_x \cdot Pr)^{\frac{1}{4}}$	$10^7 < Gr_x \cdot Pr < 10^{10}$ $Pr = 0,72; 1; 5 \text{ und } 10$	0,3x0,15 m
Fujii und Jmura (1972)	$Nu = 0,56 \cdot Ra^{\frac{1}{4}}$	$10^5 < Ra < 10^{11}$ $Pr = 5$	0,3x0,15 m und 0,05x0,05 m
Fussey and Warneford (1978)	$Nu = 0,592 \cdot (Gr_x \cdot Pr \cdot \cos \varphi)^{\frac{1}{5}}$	$Gr_x \cdot Pr < 5,3 \cdot 10^{13}$	1,00x0,61 m $\cos \varphi = 1$ (vertikale Platte)
Lewandowski (1980)	$Nu = 0,612 \cdot Ra^{\frac{1}{4}}$	für Wasser bzw. Glycerin $8 \cdot 10^3 < Ra < 7 \cdot 10^7$	0,1x0,06 m

Tabelle 4.2: Nußeltkorrelation für die vertikale Platte [63, 64] (Fortsetzung)

Literatur	Nußeltkorrelation	Gültigkeitsbereich	Bemerkung
Shara und Adelman (1969)	$Nu = 0,57 \cdot Ra^{\frac{1}{4}}$	für Wasser (N = 1) $10^8 < Ra < 10^{10}$	0,212x0,141 m 95 % der Messwerte liegen innerhalb des Bereichs der Standardabweichung von – 5,4 % und + 5,3 %
	$Nu = 0,511 \cdot Ra^{0,263}$	für nicht newton'sche Fluide ( $0,199 < N < 0,69$ ) $8,35 < Ra < 67,5$	
	$Nu = 0,592 \cdot (Gr_x \cdot Pr \cdot \cos \varphi)^{0,205}$	$5,3 \cdot 10^{13} < Gr_x \cdot Pr < 10^{15}$	
SAE (1960)	$Nu = 0,59 \cdot Ra^{\frac{1}{4}}$	$10^3 < Ra < 10^9$	
	$Nu = 0,13 \cdot Ra^{\frac{1}{3}}$	$10^9 < Ra < 10^{12}$	
Eckert und Jackson (1951)	$Nu = 0,555 \cdot Ra^{\frac{1}{4}}$	$10^3 < Ra < 10^9$	
	$Nu = 0,021 \cdot Ra^{\frac{2}{5}}$	$10^9 < Ra < 10^{12}$	
Jakob (1949)	$Nu = 0,555 \cdot Ra^{\frac{1}{4}}$	$10^3 < Ra < 10^8$	0,5 x 0,5 basierend auf Arbeiten von Jakob und Linke (1933), Nusselt und Juerges (1928), King (1932)
	$Nu = 0,129 \cdot Ra^{\frac{1}{3}}$	$10^8 < Ra < 10^{12}$	
Fishenden und Saunders (1950)	$Nu = 0,56 \cdot Ra^{\frac{1}{4}}$	laminar	basierend auf Arbeiten von Saunders (1936, 1939), Touloukian et al. (1948)
	$Nu = 0,12 \cdot Ra^{\frac{1}{3}}$	turbulent	

Tabelle 4.2: Nußeltkorrelation für die vertikale Platte [63, 64] (Fortsetzung)

Literatur	Nußeltkorrelation	Gültigkeitsbereich	Bemerkung
Churchill und Chu (1975)	$Nu = 0,68 + \frac{0,67 \cdot Ra^{\frac{1}{4}}}{\left[1 + \left(\frac{0,49}{Pr}\right)^{\frac{9}{16}}\right]^{\frac{4}{9}}}$	$Ra < 10^9$	basierend auf Arbeiten von Churchill und Usagi (1972)
	$Nu^{\frac{1}{2}} = 0,825 + \frac{0,387 \cdot Ra^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(\frac{0,49}{Pr}\right)^{\frac{9}{16}}\right]^{\frac{8}{27}}}$	$10^{-1} < Ra < 10^{12}$	
ESDU (1979)	$h = \left(0,134 \cdot l^{\frac{1}{2}} + 1,11 \cdot \Delta T^{\frac{1}{6}}\right)^2$		numerische Studie, basierend auf Arbeiten von Churchill und Chu (1975)
Welty (1978)	$Nu = 0,555 \cdot Ra^{\frac{1}{4}}$	laminar	basierend auf Arbeiten von Eckert und Jackson (1951)
	$Nu = 0,021 \cdot Ra^{0,40}$	tubulent	
Alamdari und Hammond (1983)	$h = \left( \left( 1,5 \cdot \left( \frac{\Delta T}{l} \right)^{\frac{1}{4}} \right) + \left( 1,23 \cdot \Delta T^{\frac{1}{3}} \right)^6 \right)^{\frac{1}{6}}$	$10^4 < Ra < 10^{12}$	Plattenhöhen: 4, 0,9-2,7 m basierend auf Arbeiten von Griffiths und Davis (1922), Saunders (1936), Warner und Arpaci (1981)

Tabelle 4.2: Nußeltkorrelation für die vertikale Platte [63, 64] (Fortsetzung)

Literatur	Nußeltkorrelation	Gültigkeitsbereich	Bemerkung
Wong (1977)	$Nu = 0,516 \cdot Ra^{\frac{1}{4}}$	laminar	basierend auf Arbeiten von Ostrach (1952) Plattenhöhen: 4, 0,9, 2,7 m
	$Nu = 0,021 \cdot Ra^{0,40}$	$10^{10} < Ra < 10^{12}$	basierend auf Arbeiten von Eckert und Jackson (1951), Saunders (1936), Griffiths und Davis (1922)
Holman (1981)	$Nu = 0,10 \cdot Ra^{\frac{1}{3}}$	$2 \cdot 10^9 < Ra < 10^{12}$	analytische und numerische Studie basierend auf Arbeiten von Bayley (1955)
Clausing (1983)	$Nu = 0,082 \cdot Ra^{\frac{1}{3}} \cdot f$	$1,6 \cdot 10^9 < Ra$	f und $f_{tr}$ sind stoffabhängige Funktionswerte
	$Nu = 1,6 \cdot Ra^{0,193} \cdot f_{tr}$	$3,8 \cdot 10^8 < Ra < 1,6 \cdot 10^9$	
CIBS Guid (1976)	$Nu = 0,48 \cdot Gr^{\frac{1}{4}}$	laminar	
	$Nu = 0,119 \cdot Gr^{\frac{1}{3}}$	turbulent	
Giesecke (1940)	$h = 2,5 \cdot (\Delta T)^{\frac{1}{4}}$		basierend auf Arbeiten von Hottinger (1938)
Wilkes und Peterson (1938)	$h = 3,05 \cdot (\Delta T)^{0,12}$		2,4x0,8 m

Tabelle 4.2: Nußeltkorrelation für die vertikale Platte [63, 64] (Fortsetzung)

Literatur	Nußeltkorrelation	Gültigkeitsbereich	Bemerkung
Siebers et al. (1983)	$Nu = 0,98 \cdot Gr^{\frac{1}{3}} \cdot \left( \frac{T_w}{T_\infty} \right)^{-0,14}$	turbulent	2,95x3,02 m
Welty (1978)	$Nu = 0,508 \cdot \frac{Pr^{\frac{1}{2}} \cdot Gr_x^{\frac{1}{4}}}{(0,952 + Pr)^{\frac{1}{4}}}$	laminar (lokal)	basierend auf Arbeiten von Eckert (1951)
	$Nu = 0,678 \cdot \frac{Pr^{\frac{1}{2}} \cdot Gr^{\frac{1}{4}}}{(0,952 + Pr)^{\frac{1}{4}}}$	laminar	
Min et al. (1956)	$\alpha = 1,368 \cdot \left( \frac{\Delta T}{l} \right)^{\frac{1}{4}}$	laminar	0,6x0,6 m basierend auf Arbeiten von Fishenden und Saunders (1950)
	$\alpha = 1,973 \cdot (\Delta T)^{\frac{1}{4}}$	turbulent	
Min et al. (1956)	$\alpha = 1,973 \cdot (\Delta T)^{\frac{1}{4}}$		1,2x1,2 m basierend auf Arbeiten von Griffiths und Davis (1922)
Min et al. (1956)	$\alpha = 1,517 \cdot (\Delta T)^{0,33}$		basierend auf Arbeiten von King (1932)
Min et al. (1956)	$\alpha = 1,776 \cdot (\Delta T)^{\frac{1}{4}}$		basierend auf Arbeiten von McAdams (1942), Griffiths und Davis (1922)

Tabelle 4.2: Nußeltkorrelation für die vertikale Platte [63, 64] (Fortsetzung)

Literatur	Nußeltkorrelation	Gültigkeitsbereich	Bemerkung
Min et al. (1956)	$\alpha = 1,664 \cdot (\Delta T)^{0,27}$		Ø 0,25 m basierend auf Arbeiten von Carroll (1948), Heilman (1929)
Lorenz und Wiedemann (1981)	$Nu = 0,548 \cdot Ra^{\frac{1}{4}}$		
ASHRAE (1981)	$\alpha = 1,42 \cdot (\Delta T)^{\frac{1}{4}}$	laminar	
	$\alpha = 1,31 \cdot (\Delta T)^{\frac{1}{4}}$	turbulent	
	$Nu = 0,56 \cdot Ra^{\frac{1}{4}}$	laminar	
	$Nu = 0,13 \cdot Ra^{\frac{1}{3}}$	turbulent	
Rogers und Mayhew (1967)	$\alpha = 1,42 \cdot (\Delta T)^{\frac{1}{4}}$	laminar	basierend auf Arbeiten von McAdams (1954),
	$\alpha = 1,31 \cdot (\Delta T)^{\frac{1}{4}}$	turbulent	

Tabelle 4.2: Nußeltkorrelation für die vertikale Platte [63, 64] (Fortsetzung)

Literatur	Nusseltkorrelation	Gültigkeitsbereich	Bemerkung
Miller und Gebhart (1978)	$Nu = 0,354 \cdot Ra^{0,227}$ $Nu = 0,119 \cdot Ra^{\frac{1}{3}}$	$1 \cdot 10^3 < Ra < 2 \cdot 10^5$ $3 \cdot 10^5 < Ra < 3 \cdot 10^7$	0,356x0,341 m mit $\Delta T = 11,7, 22,3$ und $24,2$ °C
Perar und Gebhart (1978)	$Nu = 0,383 \cdot Ra_x^{0,2}$		
Kubski (1979)	$Nu = 0,766 \cdot Ra^{\frac{1}{5}}$		analytische Studie
Fujii und Jmura (1972)	$Nu = 0,13 \cdot Ra^{\frac{1}{3}}$	$4 \cdot 10^4 < Ra < 7 \cdot 10^{10}$	0,3x0,15 m und 0,07x0,05 m
SAE (1960)	$Nu = 0,54 \cdot Ra^{\frac{1}{4}}$ $Nu = 0,14 \cdot Ra^{\frac{1}{3}}$	$10^5 < Ra < 2 \cdot 10^7$ $2 \cdot 10^7 < Ra < 3 \cdot 10^{10}$	
Lewandowski (1980)	$Nu = 0,766 \cdot Ra^{\frac{1}{5}}$ $Nu = 0,173 \cdot Ra^{\frac{1}{3}}$		0,1x0,06 m
Bosworth (1952)	$Nu = 0,71 \cdot Ra^{\frac{1}{4}}$ $Nu = 0,17 \cdot Ra^{\frac{1}{3}}$	$10^3 < Ra < 10^9$ $Ra > 10^9$	
Hassan und Mohamed (1970)	$Nu = 0,135 \cdot Ra^{\frac{1}{3}}$	$Pr = 0,72$ $10^3 < Gr < 10^9$	Genauigkeit: $\pm 15$ %

Tabelle 4.3: Nußeltkorrelation für die horizontale Platte [63, 64]

Literatur	Nusseltkorrelation	Gültigkeitsbereich	Bemerkung
Fishenden und Saunders (1950)	$Nu = 0,54 \cdot Ra^{\frac{1}{4}}$	$10^5 < Ra < 10^7$	0,61x0,61 m
	$Nu = 0,14 \cdot Ra^{\frac{1}{3}}$	$10^7 < Ra < 3 \cdot 10^{10}$	
Hassan und Mohamed (1970)	$Nu = 0,135 \cdot Ra^{\frac{1}{3}}$	Pr = 0,72 $10^3 < Gr < 10^9$	Genauigkeit: $\pm 15\%$
Kadambi (1975)	$Nu = 0,65 \cdot Gr^{\frac{1}{5}}$		
Al-Arabi und El-Riedy (1976)	$Nu = 0,7 \cdot Ra^{\frac{1}{4}}$	$2 \cdot 10^5 < Ra < 4 \cdot 10^7$	Genauigkeit: $\pm 14\%$ $\varnothing 0,05$ m
	$Nu = 0,155 \cdot Ra^{\frac{1}{3}}$	$Ra > 4 \cdot 10^7$	Genauigkeit: $\pm 12\%$ $\varnothing 0,1$ m
Wilkes und Peterson (1938)	$\alpha = 5,063 \cdot \Delta T^{0,12}$		2,4x0,8 m
Sharma und Adelman (1969)	$Nu = 0,782 \cdot Ra^{0,288}$	Wasser (N = 1) $1,79 \cdot 10^5 < Ra < 1 \cdot 10^9$	0,212x0,141 m
	$Nu = 0,493 \cdot Ra^{0,307}$	für nicht newton'sche Fluide ( $0,243 < N < 1$ )	
Leontiev und Kirdyashkin (1966)	$Nu = 0,18 \cdot Ra^{\frac{1}{5}}$	$1,7 \cdot 10^3 < Ra < 4,5 \cdot 10^4$	
Weise und Pera (1973)	$Nu = 0,66 \cdot Gr^{\frac{1}{5}} \cdot Pr^{\frac{2}{4}}$		

Tabelle 4.3: Nußeltkorrelation für die horizontale Platte [63, 64] (Fortsetzung)

Literatur	Nusseltkorrelation	Gültigkeitsbereich	Bemerkung
Mikheyev (1968)	$Nu_{horizontal} = 1,3 \cdot Nu_{vertikal}$		
Reilly et al. (1966)	$Nu = 0,591 \cdot (Gr \cdot Pr^N)^{\frac{N+1}{3}}$	$Gr \cdot Pr^N < 2 \cdot 10^7$	für nicht newtonsche Fluide 0,2x0,098 m und 0,302x0,149 m
	$Nu = 0,170 \cdot (Gr \cdot Pr^N)^{0,36}$	$Gr \cdot Pr^N > 2 \cdot 10^7$	
	$Nu = 0,591 \cdot Ra^{\frac{1}{4}}$ $Nu = 0,170 \cdot Ra^{0,36}$	für newton'sche Fluide	
Leontiev und Kirdyashkin (1966)	$Nu = 0,18 \cdot Ra^{\frac{1}{5}}$	$1,7 \cdot 10^3 < Ra < 4,5 \cdot 10^4$	
Rotem und Claassen (1969)	$Nu = 0,966 \cdot Gr^{\frac{1}{5}} \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	$Pr = 0,1$	
	$Nu = 0,766 \cdot Ra^{\frac{1}{5}}$	$Pr = 1,0$	
	$Nu = \frac{5}{3} \cdot Gr^{\frac{1}{5}} \cdot H(0)$	$0,1 < Pr < 10$	$H(0) = f(Pr)$
	$Nu = 0,768 \cdot Ra^{\frac{1}{5}}$	$Pr = 10$	
Alamdari und Hammond (1983)	$\alpha = \left( \left( 1,4 \cdot \left( \frac{\Delta T}{l} \right)^{\frac{1}{4}} \right)^6 + \left( 1,63 \cdot \Delta T^{\frac{1}{3}} \right)^6 \right)^{\frac{1}{6}}$	$10^4 < Ra < 10^{12}$	basierend auf Arbeiten von Saunders et al. (1935), Al-Arabi und El-Riedy (1976), Yousef et al. (1982)

Tabelle 4.3: Nußeltkorrelation für die horizontale Platte [63, 64] (Fortsetzung)

Literatur	Nusseltkorrelation	Gültigkeitsbereich	Bemerkung
Yousef et al. (1982)	$Nu = 0,622 \cdot Ra^{\frac{1}{4}}$	$3 \cdot 10^6 < Ra < 4 \cdot 10^7$	
	$Nu = 0,162 \cdot Ra^{\frac{1}{3}}$	$Ra > 4 \cdot 10^7$	
	$Nu_x = 0,297 \cdot Ra^{\frac{1}{4}}$	$10^2 < Ra < 6 \cdot 10^3$	
	$Nu_x = 0,146 \cdot Ra^{\frac{1}{3}}$	$6 \cdot 10^3 < Ra < 5 \cdot 10^6$	
Yousef et al. (1982)	$Nu = 0,20 \cdot Ra^{\frac{1}{3}}$	$Ra > 2 \cdot 10^5$	basierend auf Arbeiten von Ishiguro et al. (1978)
Alamdari und Hammond (1983)	$\alpha = \left( \left( 1,4 \cdot \left( \frac{\Delta T}{l} \right)^{\frac{1}{4}} \right)^6 + \left( 1,63 \cdot \Delta T^{\frac{1}{3}} \right)^6 \right)^{\frac{1}{6}}$	$10^4 < Ra < 10^{12}$	basierend auf Arbeiten von Saunders et al. (1935), Al-Arabi und El-Riedy (1976), Yousef et al. (1982)
CIBS Guide (1976)	$\alpha = 1,40 \cdot \left( \frac{\Delta T}{l} \right)^{\frac{1}{4}}$	laminar	
	$\alpha = 1,70 \cdot \Delta T^{\frac{1}{3}}$	turbulent	
Giesecke (1940)	$\alpha = 3,158 \cdot \Delta T^{\frac{1}{4}}$		basierend auf Arbeiten von Hottinger (1938)
	$\alpha = 2,302 \cdot \Delta T^{\frac{1}{4}}$	turbulent	

Tabelle 4.3: Nußeltkorrelation für die horizontale Platte [63, 64] (Fortsetzung)

Literatur	Nusseltkorrelation	Gültigkeitsbereich	Bemerkung
Min et al. (1956)	$\alpha = 1,319 \cdot \left(\frac{\Delta T}{l}\right)^{\frac{1}{4}}$	laminar	0,6x0,6 m basierend auf Arbeiten von Fishenden und Saunders (1950)
	$\alpha = 2,63 \cdot \Delta T^{\frac{1}{4}}$		1,2x1,2 m basierend auf Arbeiten von Griffiths und Davis (1922)
	$\alpha = 2,13 \cdot \Delta T^{0,27}$		Ø 0,25 m basierend auf Arbeiten von Carroll (1948), Heilman (1934)
	$\alpha = 1,931 \cdot \Delta T^{\frac{1}{3}}$		basierend auf Arbeiten von King (1932)
Kraus (1961)	$Nu = 0,137 \cdot Ra^{\frac{1}{3}}$		0,16x0,16 m und 0,26x0,26 m
Rogers und Mayhew (1967)	$\alpha = 1,32 \cdot \left(\frac{\Delta T}{l}\right)^{\frac{1}{4}}$	laminar	basierend auf Arbeiten von McAdams (1954)
	$\alpha = 1,52 \cdot \Delta T^{\frac{1}{4}}$	turbulent	
ASHRAE (1981)	$\alpha = 1,32 \cdot \left(\frac{\Delta T}{l}\right)^{\frac{1}{4}}$	laminar	basierend auf Arbeiten von McAdams (1954)
	$\alpha = 1,52 \cdot \Delta T^{\frac{1}{3}}$	turbulent	

Tabelle 4.3: Nußeltkorrelation für die horizontale Platte [63, 64] (Fortsetzung)

**Horizontale Platte**

Die Auftriebskraft wirkt normal zur Grenzschicht und verursacht einen horizontalen Druckgradienten entlang der Plattenoberfläche, der die treibende Kraft für die resultierende Grenzschichtströmung ist. Die Grenzschichtgleichungen lassen sich grundsätzlich mit einem Ähnlichkeitsansatz oder mit Integralverfahren auf gewöhnliche Differentialgleichungen zurückführen, die numerisch gelöst werden können. Eine Zusammenfassung von Nu Korrelationen für die horizontale Platte ist der Tabelle 4.3 zu entnehmen.

Zur Bestimmung des konvektiven Wärmeüberganges zwischen der horizontalen Oberfläche und der Umgebung wurde bei der Simulation auf die Untersuchungen von Stewartson [25] zurückgegriffen. Die verwendeten Nußeltkorrelationen werden durch die Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen bestätigt.

$$Nu = 0,776 \cdot (Ra \cdot f_2)^{\frac{1}{5}} \quad Ra \cdot f_2 < 7 \cdot 10^4 \quad (4.52)$$

$$Nu = 0,15 \cdot (Ra \cdot f_2)^{\frac{1}{3}} \quad Ra \cdot f_2 > 7 \cdot 10^4 \quad (4.53)$$

$$f_2 = \left( 1 + \left( \frac{0,322}{Pr} \right)^{\frac{11}{20}} \right)^{\frac{20}{11}} \quad (4.54)$$

**Analyse der Nußeltkorrelationen**

Generell kann festgestellt werden, dass die Korrelationen für die senkrechte Wand eine geringere Streuung aufweisen als jene für die horizontale Ebene. Ausgehend von der allgemeinen Form

$$Nu = C \cdot Ra^n \quad (4.55)$$

$$Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda} = \frac{l}{\frac{\lambda}{\alpha}} = \frac{\alpha \cdot \Delta T}{\frac{\lambda}{l} \cdot \Delta T} \quad (4.34)$$

$$Ra = Gr \cdot Pr = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot l^3}{a \cdot \nu} \quad (4.46)$$

$$\alpha = \frac{Q}{A \cdot \Delta T} = -\frac{\lambda}{\Delta T} \cdot \left( \frac{\partial T}{\partial z} \right)_{z=0} \quad (4.56)$$

teilen Lewandowski und Kubski [63] die einzelnen physikalischen Größen zur Beurteilung der Fehlereinflüsse in sechs Gruppen.

- Gruppe 1:  $g$   
Aufgrund der internationalen Definition der Erdbeschleunigung ist ein Fehler ausgeschlossen.
- Gruppe 2:  $\nu, a, \beta, \lambda$   
Im Wesentlichen sind diese physikalischen Stoffgrößen von der

Temperatur abhängig. Diese wird im Allgemeinen mit vergleichbaren Messmethoden bestimmt und weist einen geringen Fehler auf.

- Gruppe 3:  $T$

Wie bereits bei Gruppe 2 angeführt, kann die Ungenauigkeit der Temperaturmessung gut abgeschätzt werden.

- Gruppe 4:  $Q$

Die Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten erfordert die Kenntnis der übertragenen Wärme, sowie des Wärmeverlustes. Aufgrund unterschiedlicher apparativer Ausführungen und Bestimmungsmethoden des Wärmestroms kommt es hierbei zu Fehlern.

- Gruppe 5:  $\frac{\partial T}{\partial z}$

Probleme bei der Bestimmung des Temperaturgradienten sind weniger auf die Messung von Temperatur und Länge, sondern vielmehr auf die Wahl der Messstelle zurückzuführen. Im Falle der vertikalen Platte ändert sich der Temperaturgradient proportional mit der Plattenhöhe. Um einen mittleren Wärmeübergangskoeffizienten anzugeben, ist daher die Mittelwertbildung mehrerer Messstellen anzustreben.

- Gruppe 6:  $l$

Speziell bei komplexen Geometrien kommt der Wahl der charakteristischen Länge eine entscheidende Rolle zu. Basierend auf theoretischen und experimentellen Arbeiten gilt für den Koeffizient  $n$  in Gleichung (4.55):

	vertikale Platte Shao (1963)	horizontale Platte Mikheyev (1968)
laminare Strömung	1/4	1/5
Übergangsbereich	1/3	1/4
turbulente Strömung	2/5	1/3

Tabelle 4.4: Werte für den Rayleighexponenten [63]

Um den Einfluss der Länge  $l$  abzuschätzen, wird ausschließlich der Koeffizient  $n$  variiert und alle anderen Größen konstant gehalten. Dabei zeigt sich, dass der Wärmeübergangskoeffizient proportional  $l^{1-3n}$  ist. Demzufolge hat ausschließlich bei  $n = 1/3$  die Länge keinen Einfluss auf den Wärmeübergang. Zu bedenken ist aber, dass der Unterschied der Größenverhältnisse der ebenen Platten zwischen den einzelnen experimentellen Aufbauten bis zur Größenordnung  $10^2$  beträgt.

## 5 Allgemeine Aspekte der experimentellen Arbeiten

Im Rahmen der in weiterer Folge dargestellten Forschungsprojekte wird unter anderem auf experimentelle Arbeiten an Versuchsofen zurückgegriffen. Zur Vereinfachung sollen all jene Aspekte, die allgemeinen Charakter haben, vorab zusammengefasst werden, um Wiederholungen zu vermeiden. Dazu zählen Begriffsdefinitionen, Ausführungen betreffend der Versuchsofen und die Darstellung der eingesetzten Analytik. Auf eine detaillierte Ausführung hinsichtlich der Verbrennungsrechnung, der durchgeführten Brennstoffanalysen, sowie der erforderliche Messtechnik wird bewusst verzichtet. Hierzu wird auf [11, 65] verwiesen.

### ***Wärmeleistung eines Kachelofens***

Die Wärmeleistung ist als die an den Raum nutzbar abgegebene Wärme, gemittelt über das Heizintervall, definiert.

### ***Wirkungsgrad***

Die Bestimmung des Wirkungsgrades erfolgt über die Ermittlung der Verluste. Beim Kachelofen reduzieren sich diese auf den Abgasverlust und den Verlust an unverbranntem CO im Abgas, wobei letzterer typischer Weise um eine Größenordnung kleiner ist. Der Verlust durch brennbare Stoffe in der Asche wurde nicht berücksichtigt.

### ***Luftzahl (Luftüberschuss)***

Aus verbrennungstechnischer Sicht erfordert die Scheitholzverbrennung in Kleinf Feuerungsanlagen eine größere Luftzahl als bei der Verfeuerung von flüssigen oder gasförmigen Brennstoffen notwendig ist. Im Fall des Kachelofens gibt ÖNORM M 8302 [10] einen Wert von 2,95 an.

### ***Versuchskachelöfen***

Für die experimentellen Arbeiten wurden zwei Kachelöfen mit weitgehend übereinstimmender Konstruktion betreffend Brennkammer und Heizzugführung, ausgeführt als Bauweise mit und ohne Luftspalt, herangezogen. Als Luftspalt wird der Hohlraum zwischen Zugsystem und Außenhülle bezeichnet. Die Dimensionierung der Öfen wurde mit Hilfe des Kachelofenberechnungsprogramms des Österreichischen Kachelofenverbandes, welches primär auf Messungen an Öfen ohne Luftspalt beruht, durchgeführt. Die Auslegungsdaten betragen 13,8 kg Scheitholz bei einem Nachlegeintervall von 12 Stunden. Dies ergibt eine Heizleistung von 3,8 kW. Die Ausführung der Heizzüge der Versuchsofen ist als Auszug aus der Kachelofenberechnung in Abbildung 5.1 dargestellt.

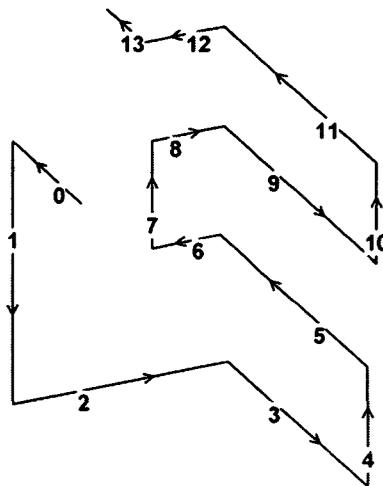


Abbildung 5.1: Ausführung der Heizzüge (Zuglänge: 6,1 m)

Abbildung 5.2 zeigt Schnittdarstellungen der beiden Kachelofenbauformen. Der jeweilige Schnitt zeigt links die Brennkammer und rechts die Liegezüge 3, 5, 9 und 11. Die Bezeichnung der Züge entspricht jener, die im Berechnungsprogramm benutzt wurde. Dabei kann festgestellt werden, dass bei der Bauweise ohne Luftspalt (Abbildung 5.2, links) die Wandstärken zum letzten Zugabschnitt hin abnehmen, während sie bei der Bauweise mit Luftspalt (Abbildung 5.2, rechts) konstant bleiben.

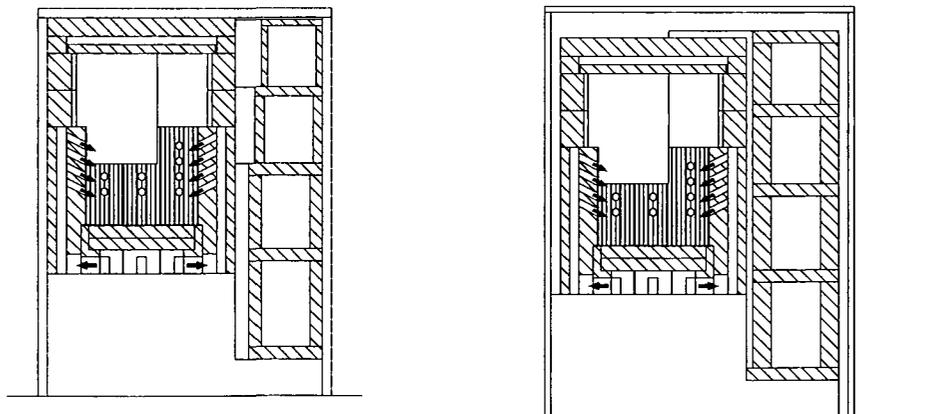


Abbildung 5.2: Schnittdarstellung der Versuchsöfen (links: Bauweise ohne Luftspalt, rechts: Bauweise mit Luftspalt)

### **Stationärer Zustand**

Der stationäre Zustand (Beharrungszustand) ist dadurch definiert, dass sich beim jeweiligen Abbrand die mittleren Oberflächentemperaturen bzw. der Wirkungsgrad des Kachelofens nicht mehr wesentlich ändert.

### **Umfang der Messungen**

Die wesentlichen Messgrößen bei den experimentellen Untersuchungen waren:

- Emission ( $O_2$ ,  $CO_2$ ,  $CO$ ,  $NO_x$  und Org. C)
- Brennraum- und Fangtemperatur
- Raumtemperatur

in der Mitte der Züge 1, 3, 5, 7, 9 und 11 (Bezeichnung gemäß Abbildung 5.1):

- Verbrennungsgastemperaturen
- Wandtemperaturen (Bauweise mit Luftspalt: innere und äußere Wand)
- Oberflächentemperaturen
- Temperaturen im Luftspalt (Bauweise mit Luftspalt)

Die Temperaturmessung erfolgte ausschließlich mit NiCr-Ni Mantelthermoelementen.

### **Eingesetzte Gasanalytik**

Messgröße	Messgerät	Messprinzip	Norm
$O_2$	Rosemount OXYNOS 1c	paramagnetisch	[66]
$CO_2$	Leybold-Heraeus BINOS 1004	NDIR	[67]
$CO$	Leybold-Heraeus BINOS 1004	NDIR	[68]
$NO_x$	Maihak UNOR 6N	NDIR	[69]
Org. C	Testa FID 123	FID	[70]
Staub	Ströhlein Einfachsonde	gravimetrisch	[71]

Tabelle 5.1: Eingesetzte Gasanalytik

Unter dem Sammelbegriff organisch C (org. C) verbirgt sich eine Vielzahl von organischen Verbindungen. [72] zufolge sind die  $C_1$ -,  $C_2$ - und  $C_6$ -Verbindungen die dominierenden Kohlenwasserstoffe. Bei den stabilen  $C_1$ -Verbindungen handelt es sich um Methan und Methanal (Formaldehyd), bei den  $C_2$ -Verbindungen um Ethan, Ethen, Ethin und Ethanal (Acetaldehyd). Diese Verbindungen machen etwa 70 bis 80 % der Gesamtmasse an organischen Verbindungen aus. Die wichtigste  $C_6$ -Verbindung, das Benzol, hat einen Anteil von 5 bis 10 % an der Gesamtmasse. Hinsichtlich der restlichen polyaromatischen Verbindungen kann keine typische Verteilung angegeben werden. Gemäß [70] werden die Messwerte auf ein Propanäquivalent bezogen.

## 6 Modellbewertung – Kachelofenbauform ohne Luftspalt

### 6.1 Modellbewertung

Zur Validierung des entwickelten quasistationären Modells (QSS – quasi steady state) wird ein Vergleich mit Simulationsergebnissen von Sigmund [40] und Temperaturmessungen von Plank [73] für einen geraden Schamottezug, welcher mittels Lufterhitzer beheizt wurde, herangezogen. Wie bereits erwähnt, basiert Sigmunds Finite Volumen Modellierung (PDE – partial differential equation) zur Lösung der gekoppelten partiellen Differentialgleichungen auf dem voll implizierten Diskretisierungsverfahren von Patankar. Beim Versuchskanal wurden die Temperaturen des Gases, sowie die der Wände (Innenseite, Oberfläche und eine Messstelle in der Wand) entlang des Kanals gemessen. Eine detaillierte Versuchsbeschreibung der experimentellen Arbeiten ist [73] zu entnehmen, die wesentlichen Eckdaten des Einzelzuges sind nachfolgend zusammengefasst.

Länge	2,6 m
Breite	0,1 m
Höhe	0,1 m
Wanddicke	0,1 m
Eintrittstemperatur	350 bzw. 550 °C
Eintrittsgeschwindigkeit	1,5 bzw. 2,5 m/s

Tabelle 6.1: Parameter des Einzelzuges [73]

Abbildung 6.1 zeigt einen Vergleich zwischen den berechneten und den gemessenen Gas- und Wandtemperaturen (Schamotteinnenseite) entlang des Zuges. Die Ergebnisse bestätigen grundsätzlich das im Rahmen dieser Arbeit entwickelte mathematische Modell. Die Abweichungen des Modells von Sigmund im Eintrittsbereich sind auf die Verwendung einer Brennkammersimulation zurückzuführen, eine Fehleranalyse ist in [40] angeführt.

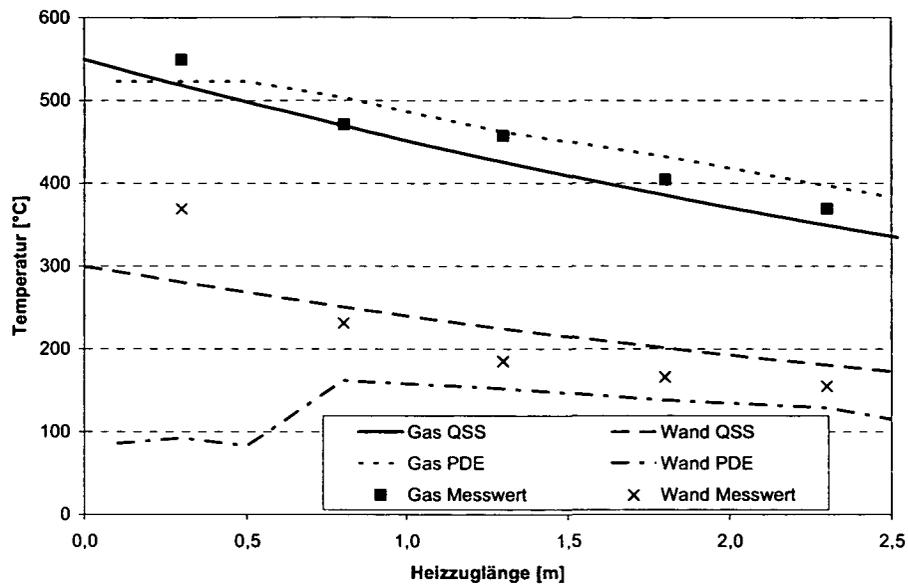


Abbildung 6.1: Axiale Temperaturverteilung im Heizzug nach 1,5 Stunden ( $v_{\text{Eintritt}} = 2,5 \text{ m/s}$ ,  $T_{\text{Eintritt}} = 550 \text{ °C}$ )

Zusätzlich zum Temperaturverlauf entlang des Schamottezuges erfolgt eine Darstellung der Temperaturverteilung über dem Wandquerschnitt an der Stelle halber Kanallänge (Abbildung 6.2). Ein Vergleich mit Messwerten entfällt, da in den Seitenwänden nur in einer Tiefe ein Thermoelement vorhanden war und somit keine repräsentativen Ergebnisse vorliegen.

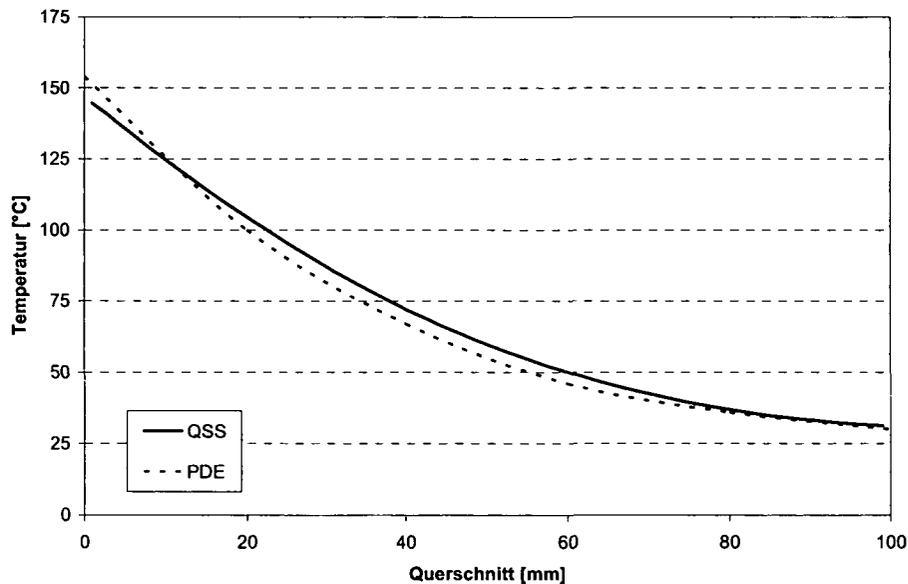


Abbildung 6.2: Temperaturverteilung über dem Wandquerschnitt nach 1,5 Stunden an der Stelle halber Heizzuglänge ( $v_{\text{Eintritt}} = 2,5 \text{ m/s}$ ,  $T_{\text{Eintritt}} = 350 \text{ °C}$ )

Wenngleich auch in dieser Darstellung die Simulationsergebnisse des quasistationären Modells eine gute Korrelation geben, muss festgehalten werden, dass der Einfluss der Umlenkungen auf den konvektiven Wärmeübergang nicht näher betrachtet wurde.

## 6.2 Kachelofenbauform ohne Luftspalt

Aus der kontinuierlichen Weiterentwicklung des klassischen Kachelofens ohne Luftspalt ergeben sich eine Reihe von Richtlinien und Normen. Betreffend der Ausführung der Heizzüge schreibt ÖNORM B 8302 [10] eine Mindestzuglänge abhängig von der eingesetzten Brennstoffmenge vor, weiters liegt aufgrund von umfangreichen Messungen das Abkühlverhalten des Verbrennungsgases entlang des Heizzuges für Standardkachelöfen vor. Darauf aufbauend kann der erforderliche Querschnitt des Zuges mittels Verbrennungsrechnung bestimmt werden, wenn die geforderte Gasgeschwindigkeit mit 2 m/s und die Luftzahl mit 2,95 festgelegt sind. Demzufolge ergibt sich eine stetige Verkleinerung des Heizzugquerschnittes zum letzten Abschnitt hin. Aufgrund der Forderung nach einer gleichmäßigen Oberflächentemperatur und der Tatsache, dass die Gastemperatur im Zugsystem absinkt, wird konstruktiv die Wanddicke zum letzten Zug hin abnehmend ausgeführt. Dem gegenüber stehen Bestrebungen zur rationelleren Bauweise mit Formteilen konstanter Wanddicke. Dieser Umstand soll daher näher beleuchtet werden, wobei die experimentellen Daten vom Versuchsofen ohne Luftspalt, wie er in Abschnitt 5 beschrieben ist, stammen. Die angeführten Simulationsergebnisse beziehen sich stets auf den stationären Zustand des Kachelofens (Beharrungszustand – Definition gemäß Abschnitt 5) und beleuchten die Wanddickenwahl für optimierte Wärmespeicherung bzw. optimierte Oberflächentemperatur.

### 6.2.1 Wanddicke für optimierte Wärmespeicherung

Das Zugsystem des Versuchsofens ohne Luftspalt wurde rechnerisch in fünf Abschnitte geteilt. Bei jedem einzelnen Teilstück wurde unabhängig vom jeweiligen Nachbarabschnitt die Wanddicke variiert. Zur Beurteilung der Wärmeeinspeicherung wird die Änderung der Gasaustrittstemperatur aus dem jeweiligen Abschnitt in Abhängigkeit von der Wanddicke dargestellt. Aufgrund der höheren Speichermasse bei zunehmender Wanddicke, sinkt die Austrittstemperatur des Verbrennungsgases ab. Als Bezugswert dient stets die Gasaustrittstemperatur bei 10 mm Wanddicke. In Abbildung 6.3 sind die Ergebnisse der Wanddickenvariation hinsichtlich Wärmeeinspeicherung für die fünf Zugabschnitte zusammengefasst.

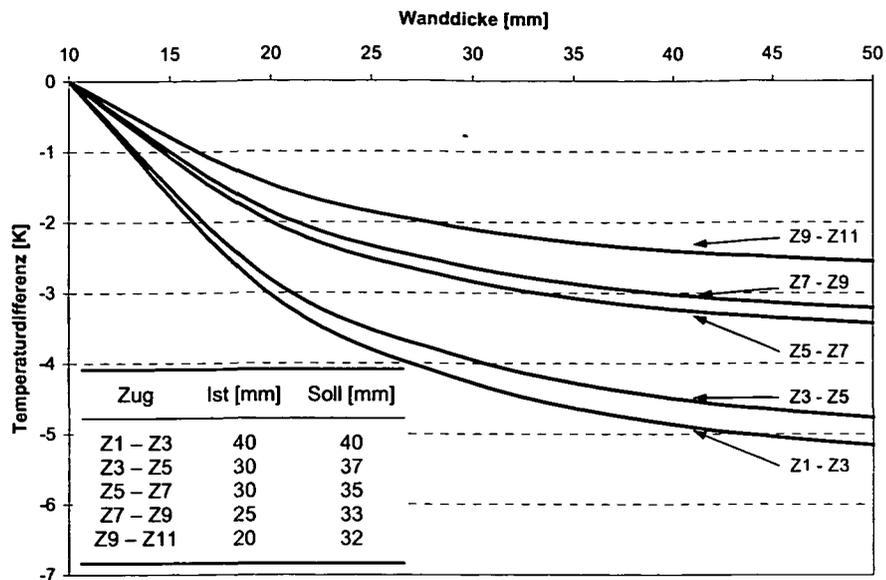


Abbildung 6.3: Wanddicke für optimierte Wärmespeicherung

Um aus jedem Abschnitt einen vergleichbaren Nutzen der Wärmespeicherung zu erzielen, wird ein Gradient Temperaturänderung gegen Wanddicke gewählt. Dazu wird an die Temperaturfunktion Z1 – Z3 bei einer Wanddicke von 40 mm eine Tangente angelegt. Für die anderen Temperaturfunktionen sind jene Wanddicken zu bestimmen, bei denen die jeweiligen Tangenten parallel zur Tangente an die Temperaturfunktion Z1 – Z3 ist. Aus Sicht einer gleichmäßigen Materialausnutzung zur Wärmespeicherung ergibt sich eine Reduktion der Wanddicke zum letzten Zugabschnitt hin. Diese ist aber geringer, als üblicherweise konstruktiv ausgeführt. Ein Vergleich der Zahlenwerte ist der beigefügten Tabelle zu entnehmen. Die Bezeichnung „Ist“ bezieht sich auf die ausgeführten Dimensionen, während „Soll“ die ermittelten Simulationswerte angibt.

### 6.2.2 Wanddicke für optimierte Oberflächentemperatur

Wie bereits einleitend festgestellt, ist es das Bestreben eine möglichst gleichmäßige Oberflächentemperatur über dem gesamten Zugverlauf zu erzielen. Um den Rechenaufwand zu reduzieren, wurde das Zugsystem rechnerisch in lediglich drei Abschnitte geteilt und vier unterschiedliche Fälle betrachtet. Der Einfluss der Wanddickenvariation auf die zeitlich gemittelten Oberflächentemperaturen ist der folgenden Abbildung zu entnehmen. Hierbei zeigt sich, dass im Vergleich zur optimierten Wärmespeicherung erst bei einer stärkeren Abstufung der Wanddicke eine gleichmäßige Oberflächentemperatur erzielt werden kann.

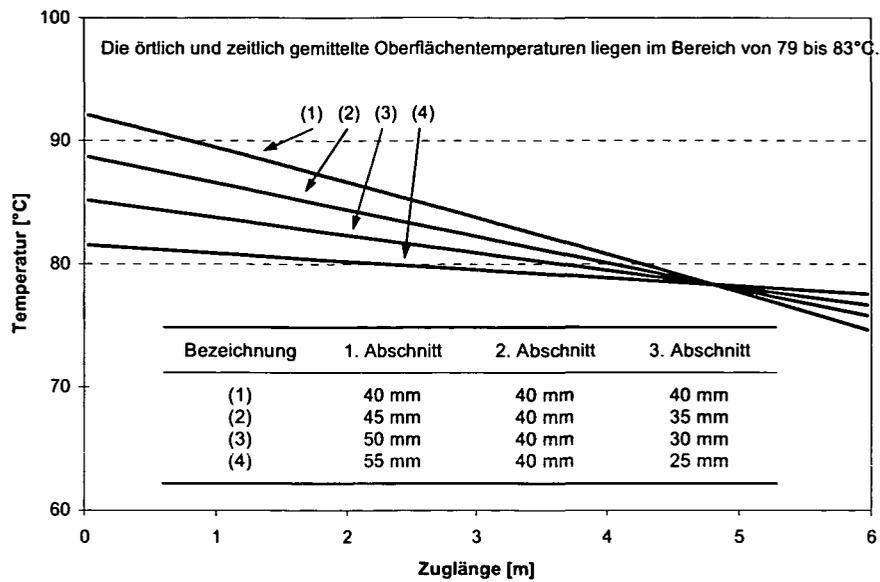


Abbildung 6.4: Wanddicke für optimierte Oberflächentemperatur

Generell kann festgehalten werden, dass die Reduktion der Wanddicke zum letzten Zug hin gegenüber der Ausführung mit konstanter Wanddicke sowohl hinsichtlich der Wärmespeicherung als auch in Bezug auf eine gleichmäßige Oberflächentemperatur von Vorteil ist.

## **7 Kachelofenbauform mit Luftspalt**

### **7.1 Problemstellung**

Neuen Entwicklungen folgend werden Kachelöfen zunehmend mit Luftspalt zwischen Zugsystem und Außenhülle gebaut, was auch von Seiten der Industrie durch entsprechende Bau- bzw. Formteile unterstützt wird. Der Vorteil dieser Bauform liegt in der Vergleichmäßigung der Oberflächentemperatur. Im Rahmen des Projektes „Kachelofenbauweise mit Luftspalt“ (in Zusammenarbeit mit der Heiztechnischen Versuchs- und Forschungsanstalt der Hafner Österreichs) soll den Fragen der Wärmeeinspeicherung, basierend auf den in den letzten Jahren erarbeiteten Ergebnissen zur Bauweise mit und ohne Luftspalt anhand von vertieften experimentellen Untersuchungen und theoretischen Simulationen nachgegangen werden. Dabei sollen die Einflüsse von Luftspaltbreite, Wanddicke, Werkstoff bzw. Heizzuglänge analysiert, diskutiert und für den Hafner praktikable Lösungsmöglichkeiten aufgezeigt werden. Die bisherigen experimentellen Arbeiten [74, 75, 76] belegen bereits, dass der Kachelofen mit Luftspalt einen geringeren Wirkungsgrad als jener ohne Luftspalt bei weitgehend übereinstimmender Konstruktion betreffend Brennkammer und Heizzugführung, aufweist. Ziel ist es daher, Maßnahmen bzw. Bauweisen zu ermitteln, die dieses Manko beseitigen können.

### **7.2 Umfang der experimentellen Untersuchungen**

Für die Untersuchungen wurden die Versuchskachelöfen mit und ohne Luftspalt verwendet. Nähere Ausführungen hinsichtlich der Ofenausführung und des Messaufbaues sind Abschnitt 5 zu entnehmen. Bei den Versuchen wurden sowohl die Scheitholzmenge (13,8 kg – 10,35 kg – 6,9 kg) als auch das Auflageintervall (12 Std. – 16 Std. – 24 Std.) variiert, wobei jeweils sechs Abbrände durchgeführt wurden, womit ein stationärer Zustand gegeben war.

### **7.3 Ausgewählte Ergebnisse der Untersuchungen**

#### **7.3.1 Vergleich des Wirkungsgrades bei Ausführung mit und ohne Luftspalt**

Hofbauer et al. [76] zeigte bereits, dass Kachelöfen ohne Luftspalt einen höheren Wirkungsgrad als solche mit Luftspalt aufweisen. Der Wirkungsgrad ist von den Verlusten durch fühlbare Wärme und CO im Abgas abhängig, wobei letzterer

signifikant kleiner ist. Im Rahmen der Untersuchungen konnte sowohl durch Experimente, als auch durch die numerische Simulation ein unterschiedliches Abkühlverhalten des Verbrennungsgases entlang des Zugsystems, welches den Wirkungsgrad beeinflusst, für die beiden Bauformen nachgewiesen werden. Abbildung 7.1 zeigt, dass im Falle des ersten und des sechsten Abbrandes die Austrittstemperatur des Verbrennungsgases bei der Kachelofenbauweise mit Luftspalt höher ist. Zusätzlich ist das Abkühlverhalten gemäß ÖNORM B 8302 [10] dargestellt.

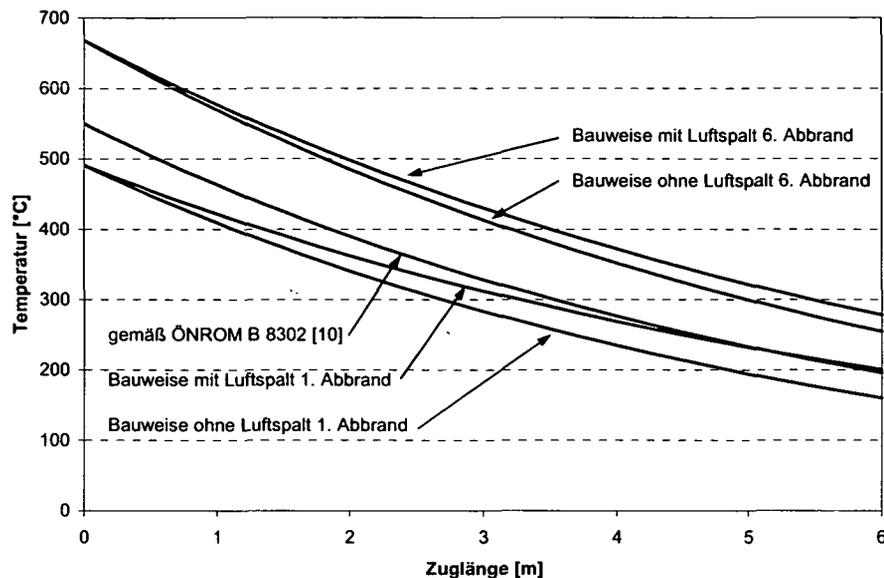


Abbildung 7.1: Abkühlungskurven des Verbrennungsgases bei unterschiedlichen Bauformen

Im Bezug auf das Temperaturprofil der Wand, verursacht der Wärmeübergangswiderstand des Luftspaltes eine höhere Temperatur an der Wandinnenseite. Dies reduziert den Wärmestrom zwischen dem Verbrennungsgas und der Wand und führt zu größeren Verlusten durch fühlbare Wärme im Abgas.

### 7.3.2 Variation der Luftspaltbreite

Wie bereits erläutert, erfolgt durch den Luftspalt eine Behinderung des Wärmetransportes im Vergleich zur keramischen Wand ohne Luftspalt. Da eine Variation der Luftspaltbreite der naheliegendste Lösungsansatz zur Verbesserung des Wärmeübergangs im Spalt ist, wurden diesbezüglich Literaturrecherchen durchgeführt, als physikalische Modelle wurden dabei der geschlossene und der offene vertikale Spalt, sowie der geschlossene horizontale Spalt herangezogen. In weiterer Folge wird auf den vertikalen Spalt näher

eingegangen, während für den horizontalen Spalt auf [77] verwiesen wird, wo die Problematik der Rayleigh-Bénard-Konvektion detailliert erörtert wird.

**Detailstudie geschlossener vertikaler Spalt**

Zum besseren Verständnis des Zusammenhanges zwischen Ausbildung der Strömung und Wärmeübertragung durch Konvektion im vertikalen Luftspalt zwischen innerer und äußerer Schale wird auf eine Detailstudie mittels CFD Simulation (computational fluid dynamics) zurückgegriffen. Als Modell wird ein geschlossener vertikaler Spalt (schlanker, vertikaler, rechteckiger Behälter), dessen Seitenwände auf konstanten, aber unterschiedlichen Temperaturen mit  $T_k < T_h$  gehalten werden, herangezogen. Untersucht wird dabei die stationäre freie Konvektion bei zweidimensionaler Betrachtungsweise. Zur Beurteilung der Simulationsergebnisse wird ein Vergleich mit Literaturwerten (Nußeltkorrelationen basierend auf experimentellen und theoretischen Arbeiten) durchgeführt.

**Charakterisierung der Strömungsbereiche [78]**

Aufgrund der Temperaturdifferenz zwischen den vertikalen Seitenwänden bildet sich im Spalt eine Zellströmung aus, die mit steigender Temperaturdifferenz bzw. Rayleighzahl verschiedene Strömungsbereiche durchläuft. Diese sind Abbildung 7.2 zu entnehmen.

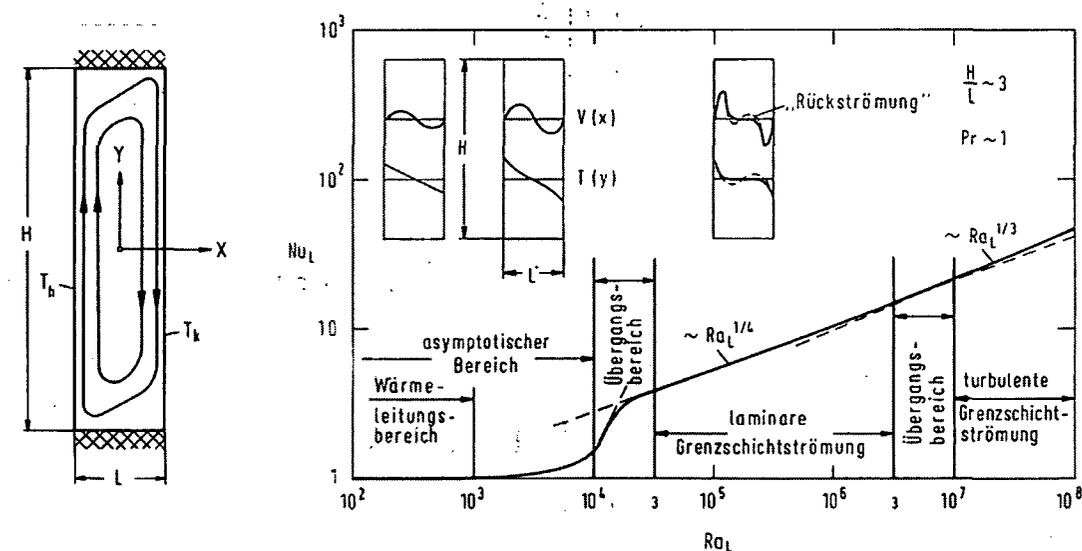


Abbildung 7.2: Strömungsbereiche im vertikalen Spalt [78]

Im Wärmeleitungs-bereich ( $Ra < 10^3$ ) kommt es aufgrund des linearen Temperaturfeldes zu einer schwachen Zirkulationsströmung, die im Bereich  $0 < x/L < +1/2$  nach unten und im Bereich  $-1/2 < x/L < 0$  nach oben gerichtet ist. Mit Ausnahme der beiden Endbereiche ist die Strömung rein vertikal und parallel. Im Kernbereich erfolgt der Wärmetransport ausschließlich durch Wärmeleitung, der vertikale Temperaturgradient ist Null.

Im asymptotischen Bereich ( $10^3 < Ra < 10^4$ ) weichen die Isothermen zunehmend vom linearen Verlauf ab, sodass der horizontale Temperaturgradient in der Behältermitte zunehmend kleiner wird und die Zirkulationsströmung an Bedeutung gewinnt. Zusätzlich bildet sich in der Mitte des Spaltes ein schwacher vertikaler Temperaturgradient aus, der über die gesamte Höhe konstant ist (Ausnahme: Endbereiche). Das resultierende Temperatur- und Strömungsfeld ist punktsymmetrisch zum Behältermittelpunkt.

Mit steigender Rayleighzahl verschwindet der horizontale Temperaturgradient gänzlich, es kommt zur Entwicklung einer Grenzschichtströmung – Übergangsbereich ( $10^4 < Ra < 3 \cdot 10^4$ ).

Charakteristisch für den laminaren Grenzschichtbereich ( $3 \cdot 10^4 < Ra < 3 \cdot 10^6$ ) ist die Ausbildung von drei Strömungszonen: Wand-, Kern- und Endzone nahe der oberen und unteren Flächen. In der Wandzone treten große horizontale Temperaturgradienten auf. Die Strömung ist ähnlich der an der senkrechten Platte, jedoch nimmt die Grenzschichtdicke in Strömungsrichtung nur schwach zu, da im Gegensatz zur freien Konvektion an der Platte weniger Fluid aus dem Kern in die Grenzschicht nachströmen kann. Erwähnenswert ist, dass in der Kernzone der Temperaturgradient für  $Ra < 10^6$  negativ wird. In diesem Bereich beobachtet man eine schwache Rückströmung, wie aus Abbildung 7.2 hervorgeht. Aufgrund von experimentellen Arbeiten [79] konnte gezeigt werden, dass bei einer Rayleighzahl von etwa  $Ra = 3 \cdot 10^5 \pm 30\%$  eine Sekundärströmung einsetzt. Es bilden sich regelmäßige übereinanderliegende Zellen, deren Drehrichtung sich mit der Primärströmung deckt. Darüber hinaus kann im Bereich von  $Ra = 10^6$  eine Tertiärströmung festgestellt werden, deren Drehrichtung jedoch entgegengesetzt zur Primär- und Sekundärströmung ist.

Im Übergangsbereich ( $3 \cdot 10^6 < Ra < 10^7$ ) wird die Grenzschichtströmung in der Wandzone allmählich turbulent und für  $10^7 < Ra < 10^9$  liegt eine turbulente Grenzschichtströmung vor. Wird die Rayleighzahl weiter gesteigert, so wird auch die Strömung im Kernbereich turbulent ( $Ra > 10^9$ ).

Zusätzlich zur Abhängigkeit der Strömungsform (Strömungsbereich) von der Rayleighzahl – wie sie hier skizziert ist – liegt ein Einfluss vom Seitenverhältnis  $H/L$  vor. Basierend auf experimentellen Untersuchungen geben Yin et al. [80] die in Abbildung 7.3 dargestellten Strömungsbereiche an. Die gestrichelte Gerade zur Abschätzung des Wärmeleitbereiches bezieht sich auf die Ergebnisse von Batchelor [81]. Sowohl Yin et al. als auch Batchelor geben eine stärkere Abhängigkeit der Strömungsbereichsgrenzen als Eckert und Carlson [82] an. Yin et al. führen dies auf die fehlenden Untersuchungen von Eckert und Carlson im Bereich von  $Gr > 10^4$  mit  $H/L > 30$  zurück.

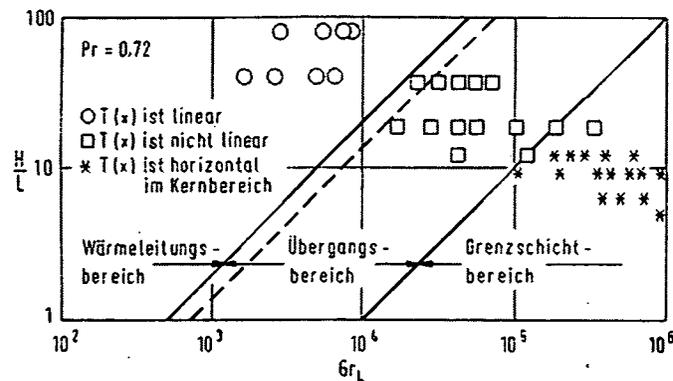


Abbildung 7.3: Klassifikation der Strömungsbereiche [80]

### Simulation

Verwendet wurde das CFD Programm Fluent Version 6.1.18, ein kommerzielles Finite Volumen Programm, sowie Gambit 2.04 als Preprocessing Programm zur Erstellung der Geometrie und der Vernetzung. Simuliert wurden sowohl laminare, als auch turbulente Strömungszustände unter Verwendung des  $k$ - $\epsilon$ -Modells, wobei die Diskretisierung mittels Simple- und Upwind-Algorithmus erfolgte. Gemäß der Oberbeck-Boussinesq Approximation wurden folgende Vereinfachungen getroffen:

- Die Dichte wird in allen Termen außer im Auftriebsterm der Bewegungsgleichung als konstant betrachtet.
- Alle übrigen Stoffwerte werden als konstant angenommen.
- Die Energiedissipation wird vernachlässigt.

Ziel war es neben den Geschwindigkeitsverteilungen im Spalt auch den mittleren konvektiven Wärmeübergang zu bestimmen, wobei der Einfluss der Wärmestrahlung daher bewusst vernachlässigt wurde.

Der geschlossene vertikale Spalt (schlanker, vertikaler, rechteckiger Behälter) weist eine Höhe  $H$  von 1 m und eine Breite  $L$  zwischen 1 und 25 cm auf. Die Abmessung in der Tiefe (senkrecht zur Bildebene) ist wesentlich größer als die Breite, sodass der konvektive Wärmetransport im Spalt als zweidimensionales Problem behandelt werden kann. Die linke und die rechte Wand werden auf konstanter, jedoch unterschiedlicher Temperatur  $T_h = 125 \text{ °C}$  bzw.  $T_k = 75 \text{ °C}$  gehalten, während die unteren und oberen begrenzenden Wände adiabatisch sind. Aufgrund der Spaltbreitenvariation ergibt sich somit ein Bereich der Rayleighzahl von  $2,10 \cdot 10^2$  bis  $1,35 \cdot 10^7$ .

Für die Randbedingungen gilt daher:

$$T(x = 0, y) = T_h \quad (7.1)$$

$$T(x = L, y) = T_k \tag{7.2}$$

$$\left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=0} = 0 \tag{7.3}$$

$$\left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=H} = 0 \tag{7.4}$$

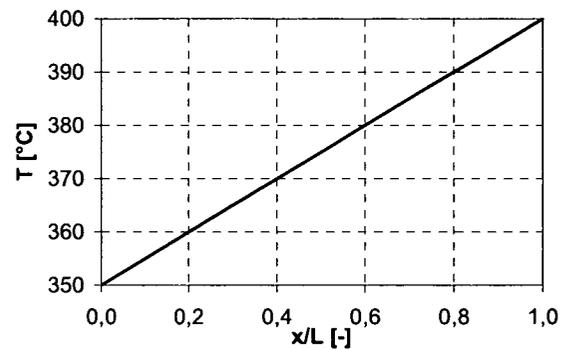
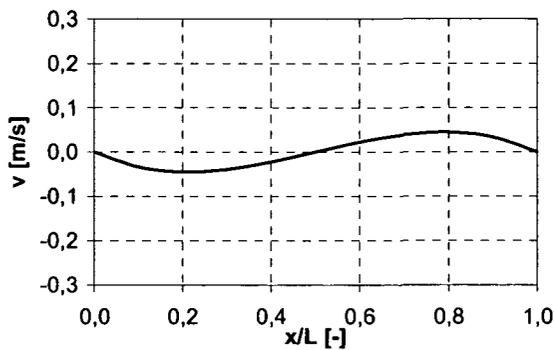
$$u(x = 0, y) = v(x = 0, y) = 0 \tag{7.5}$$

$$u(x = L, y) = v(x = L, y) = 0 \tag{7.6}$$

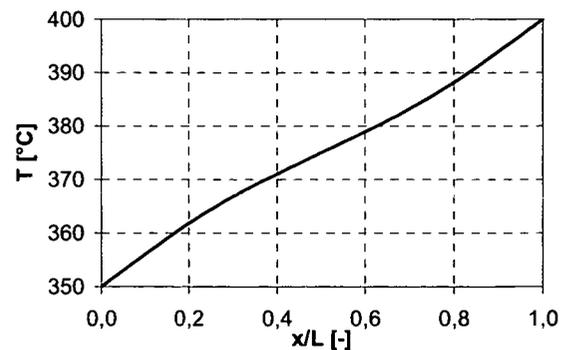
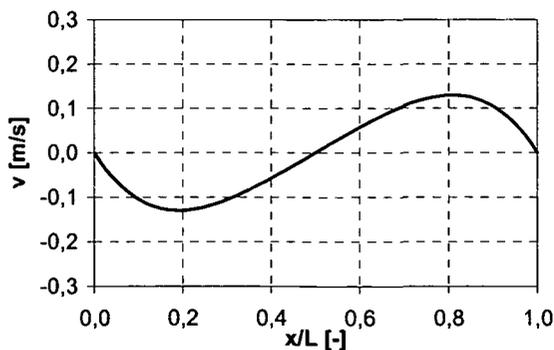
$$u(x, y = 0) = v(x, y = 0) = 0 \tag{7.7}$$

$$u(x, y = H) = v(x, y = H) = 0 \tag{7.8}$$

Basierend auf den zuvor skizzierten Strömungsformen soll in weiterer Folge eine Beurteilung der Ergebnisse bei Variation der Spaltbreite von 1 bis 25 cm durchgeführt werden.

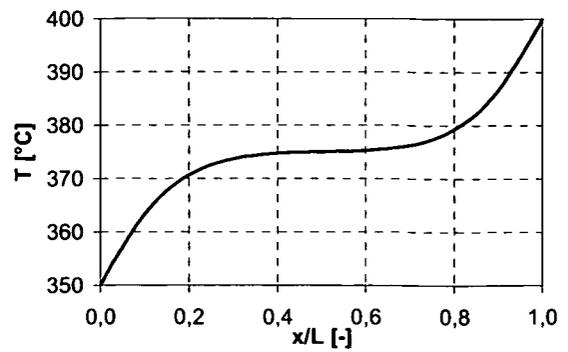
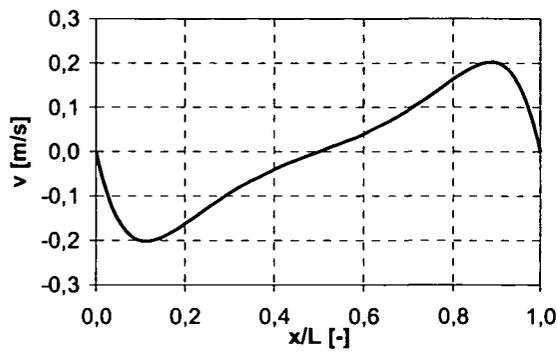


a) Spaltbreite 1 cm

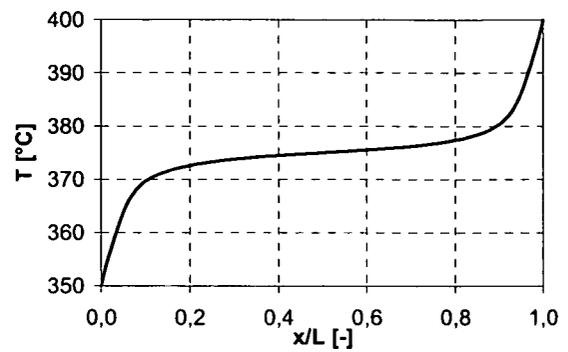
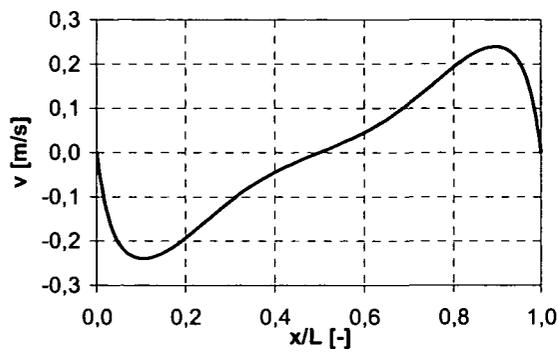


b) Spaltbreite 2 cm

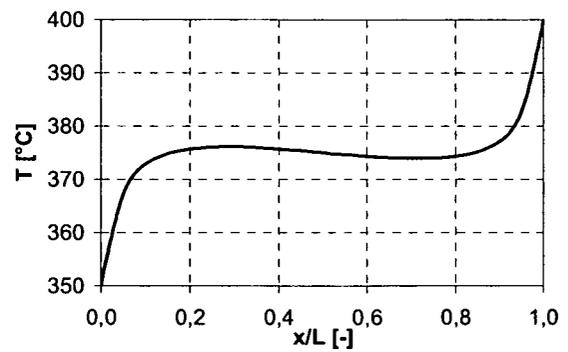
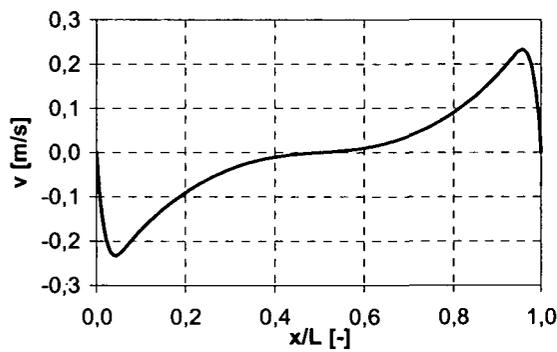
Abbildung 7.4 a bis f: Geschwindigkeits- und Temperaturverteilung für  $y = H/2$



c) Spaltbreite 5 cm



d) Spaltbreite 10 cm



e) Spaltbreite 15 cm

Abbildung 7.4 a bis f: Geschwindigkeits- und Temperaturverteilung für  $y = H/2$  (Fortsetzung)

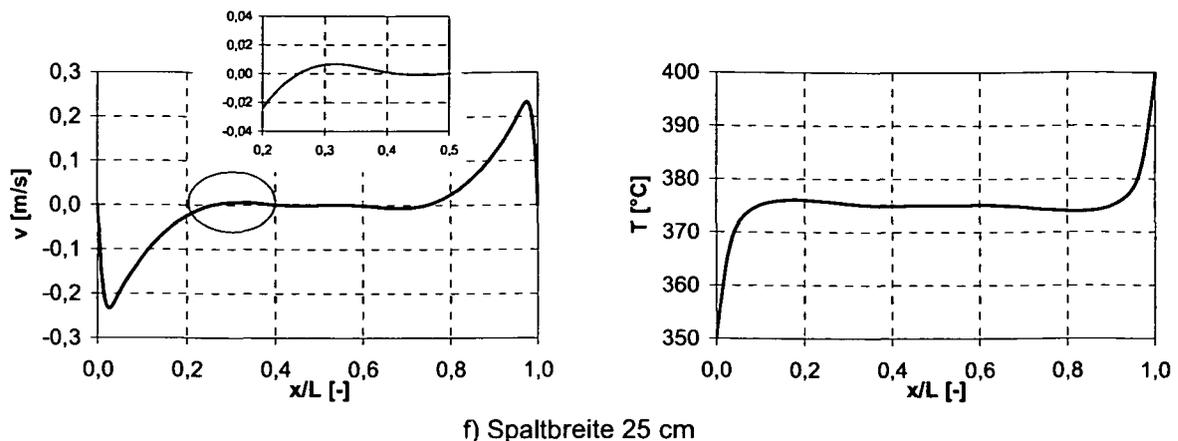


Abbildung 7.4 a bis f: Geschwindigkeits- und Temperaturverteilung für  $y = H/2$  (Fortsetzung)

Spaltbreite 1 cm ( $Ra = 1,7 \cdot 10^3$ ):

Für diesen Untersuchungspunkt stellt sich eine lineare Temperaturverteilung, sowie eine schwache Zirkulationsströmung ein.

Spaltbreite 2 cm ( $Ra = 1,3 \cdot 10^4$ ):

Das Temperaturfeld weicht nur geringförmig von der linearen Verteilung ab, die Zirkulationsströmung nimmt zu.

Spaltbreite 5 cm ( $Ra = 2,1 \cdot 10^5$ ) und Spaltbreite 10 cm ( $Ra = 1,7 \cdot 10^6$ ):

Charakteristisch für diesen Bereich (laminarer Grenzschichtbereich) ist die Grenzschichtströmung mit großen Temperatur- und Geschwindigkeitsgradienten im Bereich der Wände. Die maximalen Strömungsgeschwindigkeiten betragen rund 0,14 bzw. 0,19 m/s.

Spaltbreite 15 cm ( $Ra = 5,7 \cdot 10^6$ ) und Spaltbreite 25 cm ( $Ra = 2,6 \cdot 10^7$ ):

Für die turbulente Grenzschichtströmung kann in der Kernzone ein negativer Temperaturgradient beobachtet werden. Bei der Spaltbreite 25 cm zeigt sich in der Detaildarstellung darüber hinaus eine schwache Rückströmung.

Die im Rahmen der Simulation ermittelten konvektiven Wärmeströme (Abbildung 7.5) können zur Beurteilung der optimalen Spaltbreite herangezogen werden. Im Wärmeleitungsbereich folgen die Simulationsergebnisse weitgehend der Fourierschen Wärmeleitungsgleichung, erst ab  $Ra > 10^3$  tritt eine konvektive Strömung ein. Bei einer Spaltbreite von 20 mm ist ein Minimum zu beobachten, darüber hinaus hat die Spaltbreite jedoch keinen signifikanten Einfluss auf den Wärmeübergang. Untermauert wird diese Aussage durch einen Vergleich mit Literaturwerten wie er im Anschluss erfolgt.

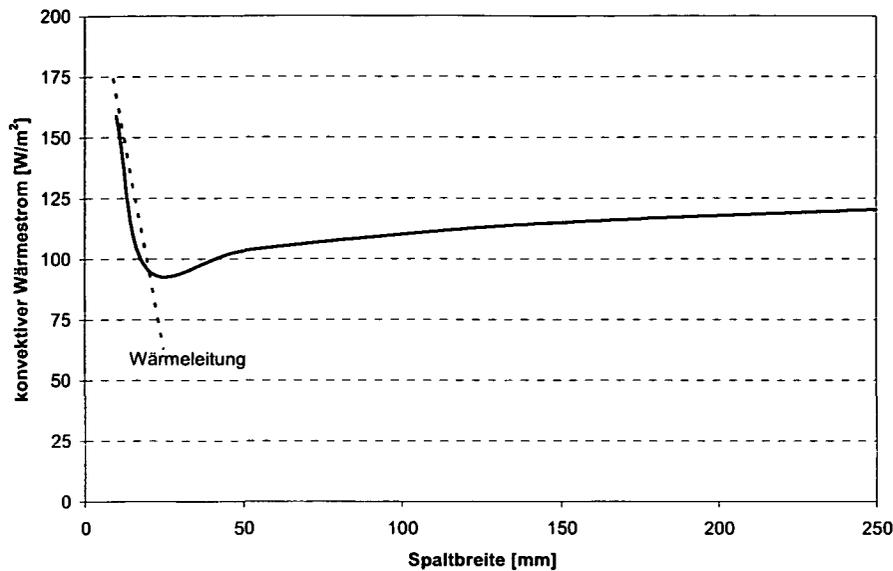


Abbildung 7.5: Konvektiver Wärmestrom im vertikalen Luftspalt

Bei Kachelöfen mit Luftspalt wird der Spalt aus praktischen Gründen immer größer als 20 mm sein. Damit lässt sich durch die Variation der Breite des Luftspaltes keine wesentliche Beeinflussung des Wärmeüberganges erreichen, vor allem unter dem Aspekt, dass ausschließlich der konvektive Wärmeübergang betrachtet wurde und die Wärmestrahlung, die von der Spaltbreite unabhängig ist, ausgeklammert wurde.

#### Literatur

Generell kann der Wärmeübergang im vertikalen Spalt durch die drei dimensionslosen Kennzahlen Nußelt-, Rayleigh- und Prandtlzahl und dem Seitenverhältnis  $H/L$  beschrieben werden. Demzufolge gilt:

$$Nu = f\left(Ra, Pr, \frac{H}{L}\right) \quad (7.9)$$

Als gebräuchliche Schreibweise der Nußeltkorrelationen hat sich die Potenzgleichung

$$Nu = C \cdot \left(\frac{H}{L}\right)^{-m} \cdot f(Pr) \cdot Ra^n \quad (7.10)$$

etabliert. Gemäß der Grenzschichttheorie ist im Bereich der laminaren Grenzschicht  $Nu \propto Ra^{1/3}$  und im Bereich der turbulenten Grenzschicht  $Nu \propto Ra^{1/4}$ , dies wird auch durch experimentelle Arbeiten bestätigt.

Zur Beurteilung der Simulationsergebnisse wird ein Vergleich mit Nußeltkorrelationen aus der Literatur, die in der folgenden Tabelle angeführt sind, durchgeführt.

Nußeltkorrelation	Bemerkung / Gültigkeitsbereich	Literatur
$Nu = 1 + 0,00166 \cdot \frac{L}{H} \cdot Gr^{0,9}$	Wärmeleitungsbereich	[83]
$Nu = 0,22 \cdot \left(\frac{H}{L}\right)^{\frac{1}{4}} \cdot \left(\frac{Pr}{0,2 + Pr} \cdot Ra\right)^{0,28}$	$2 < \frac{H}{L} < 10$	[84]
$Nu = 0,18 \cdot \left(\frac{Pr}{0,2 + Pr} \cdot Ra\right)^{0,29}$	$Pr < 10^5$ $Ra < 10^{10}$ $1 < \frac{H}{L} < 2$ $10^5 < Pr < 10^5$ $10^3 < \frac{Pr}{0,2 + Pr} \cdot Ra$	
$Nu = \left(1 + \left(\frac{0,0665 \cdot Ra^{\frac{1}{3}}}{1 + \left(\frac{9000}{Ra}\right)^{1,4}}\right)^2\right)^{0,5}$	$Ra < 10^6$ $40 < \frac{H}{L} < 110$	[85]
$Nu = [Nu_1, Nu_2, Nu_3]_{max}$	$Ra < 10^6$ $5 < \frac{H}{L} < 40$	[86]
$Nu_1 = 0,0605 \cdot Ra^{\frac{1}{3}}$		
$Nu_2 = \left(1 + \left(\frac{0,104 \cdot Ra^{0,293}}{1 + \left(\frac{6310}{Ra}\right)^{1,36}}\right)^3\right)^{\frac{1}{3}}$		
$Nu_3 = 0,242 \cdot \left(\frac{L}{H} \cdot Ra\right)^{0,272}$		
$Nu = 0,375 \cdot \left(\frac{H}{L}\right)^{\frac{1}{4}} \cdot \left(1 + \left(\frac{0,49}{Pr}\right)^{\frac{9}{16}}\right)^{\frac{4}{9}} \cdot Ra^{\frac{1}{4}}$	laminarer Grenzschichtbereich: $1 < \frac{H}{L} < 40$ $1 < Pr < 20$	[87]

Tabelle 7.1: Nußeltkorrelationen für den geschlossenen vertikalen Spalt

	turbulenter Grenzschichtbereich:	
$Nu = 0,0406 \cdot Pr^{0,084} \cdot Ra^{\frac{1}{3}}$	$1 < \frac{H}{L} < 40$	[87]
	$Pr < 2,27$	
$Nu = 0,0435 \cdot Ra^{\frac{1}{3}}$	$Pr > 2,27$	
$Nu = 0,091 \cdot Gr^{0,307}$	Luft:	
$Nu = 0,21 \cdot Gr^{0,269} \cdot \left(\frac{H}{L}\right)^{-0,131}$	$4,9 < \frac{H}{L} < 78,7$	[80]
	$1,5 \cdot 10^3 < Gr < 7,0 \cdot 10^6$	
	$\frac{H}{L} > 40$ :	[88]
$Nu = 0,0673838 \cdot Ra^{0,3}$	$5 \cdot 10^4 < Ra < 10^6$	
$Nu = 0,028154 \cdot Ra^{0,4134}$	$10^4 < Ra < 5 \cdot 10^4$	
$Nu = 1 + 1,75967 \cdot 10^{-10} \cdot Ra^{2,2984755}$	$10^4 > Ra$	
$Nu = 0,42 \cdot Pr^{0,012} \cdot Ra^{0,25} \cdot \left(\frac{H}{L}\right)^{-\frac{1}{4}}$	$10^4 < Ra < 10^7$	[25]
$Nu = 0,049 \cdot Ra^{0,33}$	$10^7 < Ra < 10^9$	

Tabelle 7.1: Nußeltkorrelationen für den geschlossenen vertikalen Spalt (Fortsetzung)

Nachfolgende Abbildung zeigt, dass die Literaturwerte die Ergebnisse der Simulation bestens bestätigen.

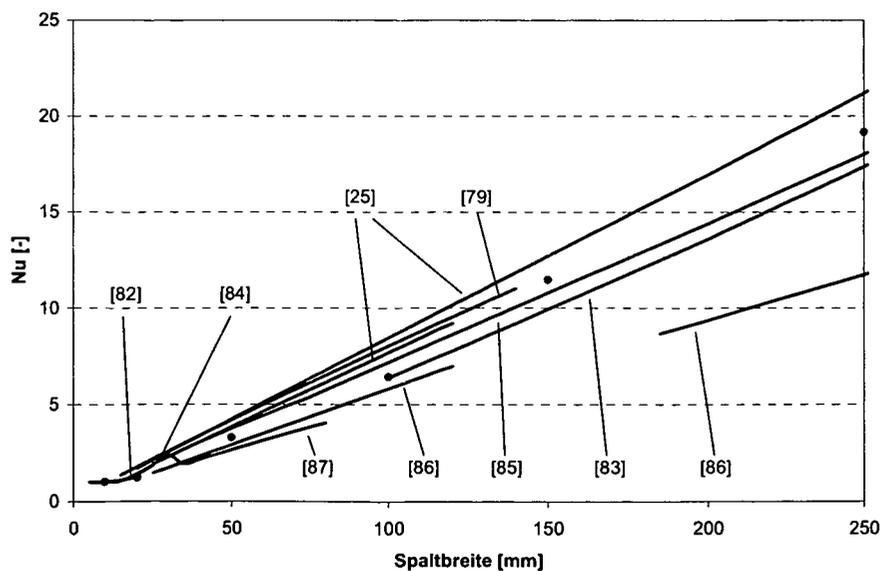


Abbildung 7.6: Vergleich zwischen Simulation und ausgewählten Literaturwerten

### 7.3.3 Variation der Speichermasse

Die Ergebnisse der Speichermassenvariation beruhen ausschließlich auf Simulationen mittels quasistatischem Modell. Die Variation der Speichermasse umfasst sowohl eine Änderung der Gesamtmasse, als auch eine Variation der Speichermassenverteilung zwischen innerer und äußerer Schale. Die einzelnen Variationen sind der Tabelle 7.2 zu entnehmen. Als Speichermaterial wurde Hafnerschamotte herangezogen.

Bauform	Dicke / Breite [cm]			
	innere Schale	Luftspalt	äußere Schale	Gesamtdicke
6-0-0	6	–	–	6
4-3-2	4	3	2	6
3-3-3	3	3	3	6
2-3-4	2	3	4	6
6-3-2	6	3	2	8
8-3-2	8	3	2	10

Tabelle 7.2: Variation der Speichermasse

Zur Vereinfachung der Darstellung wurde der Fall des Ofens ohne Luftspalt (Wandstärke 6 cm) als Referenzwert definiert und daher die während des ersten Abbrandes (nach ca. 1 Stunde) aufgenommene Wärme für diesen Fall mit 100 % normiert. Der jeweilige zweite (kleinere) Balken in den folgenden Abbildungen gibt jene Restwärme in % an, die nach der Wärmeabgabe an den Raum (nach weiteren 11 Stunden) noch gespeichert ist.

Bezugnehmend auf Abbildung 7.7 kann festgehalten werden, dass eine Zunahme der äußeren Wanddicke bei konstanter Gesamtmasse (6-0-0, 4-3-2, 3-3-3 und 2-3-4) zu einer geringeren Wärmeeinspeicherung führt, während eine Erhöhung der Gesamtmasse (4-3-2, 6-3-2 und 8-3-2) die Wärmeaufnahme verbessert. Dies gilt jedoch nur für den ersten Abbrand und nicht für den sechsten Abbrand. Die Ursache dafür liegt in der größeren Restwärme, die höhere Temperaturen an der Wandinnenseite hervorruft.

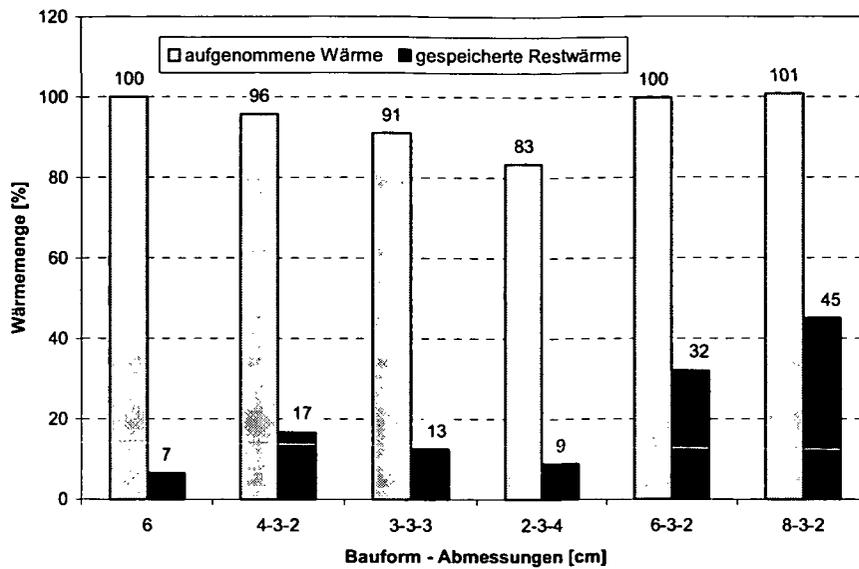


Abbildung 7.7: Wärmespeicherung bei unterschiedlichen Speichermassen (1. Abbrand)

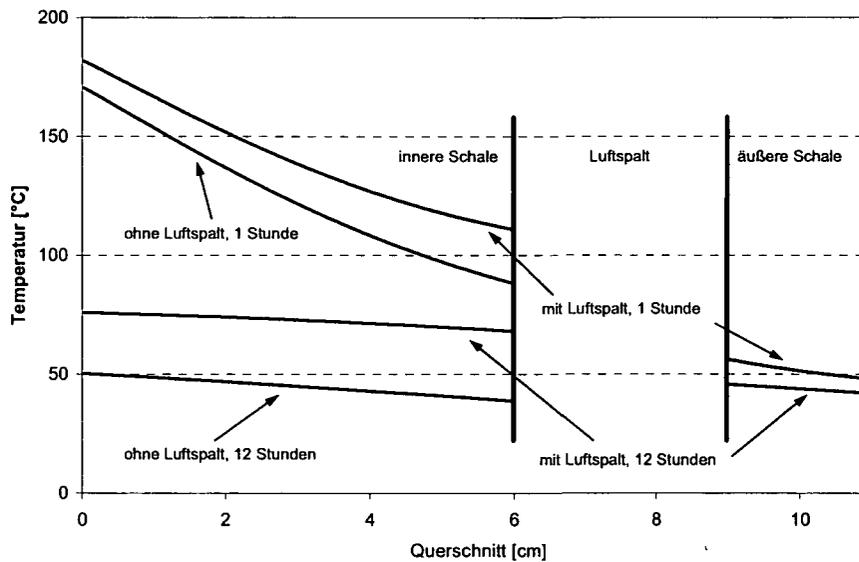


Abbildung 7.8: Vergleich der Wandtemperaturen bei unterschiedlichen Speichermassen

Abbildung 7.8 zeigt die größeren Temperaturen an der Wandinnenseite bei der Bauweise mit Luftspalt im Vergleich zu jener ohne Luftspalt, sowohl nach der Abbrandphase (nach ca. 1 Stunde), als auch nach der Absperrphase (nach weiteren 11 Stunden). Diese Temperaturerhöhung verursacht einen geringeren Temperaturgradienten zwischen Verbrennungsgas und Wand, damit verbunden kommt es zu einer reduzierten Wärmeeinspeicherung während der folgenden Abbrände und somit zu einer Verschlechterung des Wirkungsgrades.

### 7.3.4 Variation des Speichermaterials

Basierend auf jahrzehntelanger Erfahrung und ständigen Weiterentwicklungen haben sich spezielle Schamotte (Hafnerschamotte) für den Kachelofenbau durchgesetzt. Dennoch erfordern innovative Weiterentwicklungen, sowohl im Bereich der Emissionsminderung als auch im Bereich der Wärmespeicher-optimierung, eine Neuorientierung in der Werkstoffbewertung. Seitens der Industrie werden dichte Schamotte angeboten, die gegenüber den Hafnerschamotten höhere Wärmeleitfähigkeit und Dichte aufweisen. Um auch den Einfluss unterschiedlicher Werkstoffe bei der Bauweise mit Luftspalt zu beurteilen, wurden im Rahmen der Simulation sechs verschiedene Materialien näher betrachtet, deren Werkstoffkennwerte sind in Tabelle 7.3 angegeben.

	$\lambda$ [W/(m·K)]	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	$c_p$ [kJ/(kg·K)]	$\rho \cdot c_p$ [kJ/(m <sup>3</sup> ·K)]	$\lambda/(\rho \cdot c_p)$ [m <sup>2</sup> /s]
Hafnerschamotte	0,93	1850	0,960	1780	5,24E-07
dichte Schamotte 1	1,70	2380	0,980	2330	7,29E-07
dichte Schamotte 2	1,19	2900	0,850	2470	4,83E-07
dichte Schamotte 3	3,16	2550	0,860	2190	1,44E-06
Speckstein	2,00	2980	0,980	2920	6,85E-07
Industrieschamotte	2,04	2350	0,960	2260	9,04E-07

Tabelle 7.3: Werkstoffkennwerte ausgewählter Wärmespeichermaterialien [23]

Charakteristisch für das Wärmespeicherverhalten ist einerseits die Wärmeleitfähigkeit ( $\lambda$  in W/(m·K)) und andererseits die Wärmespeicherfähigkeit ( $\rho \cdot c_p$  in kJ/(m<sup>3</sup>·K)). Aufgrund dieser unterschiedlichen Materialeigenschaften ergeben sich verschiedene Temperaturprofile in den Schamottewänden, die vorab für die Bauweise ohne Luftspalt näher betrachtet werden (Abbildung 7.9).

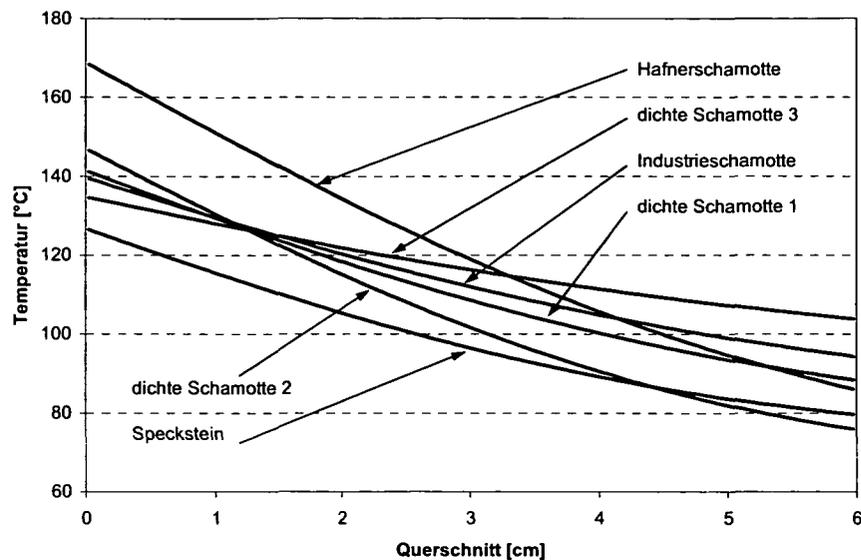


Abbildung 7.9: Temperaturprofile bei unterschiedlichen Werkstoffen (1. Abbrand)

Materialien mit größeren Wärmeleitfähigkeiten weisen geringere Temperaturgradienten in der Wand auf (z. B. dichte Schamotte 3), jene mit geringeren Wärmeleitfähigkeiten steilere Temperaturgradienten (z. B. Hafnerschamotte). Die Höhe des Temperaturniveaus wird primär durch die Wärmespeicherfähigkeit bestimmt. Daher liegt der Temperaturverlauf für Speckstein am niedrigsten, da Speckstein von den angeführten Materialien die höchste Wärmespeicherfähigkeit besitzt.

In weiterer Folge werden nur noch die Bauformen 6 (Bauweise mit 6 cm Wanddicke ohne Luftspalt) und 6-3-2 (Innenschale 6 cm, Luftspalt 3 cm und Außenschale 2 cm) betrachtet. Das unterschiedliche Wärmespeicherverhalten der verschiedenen Werkstoffe bietet neue Möglichkeiten im Hinblick auf die Bauweise mit Luftspalt. Wie schon zuvor wurde der Fall des Ofens ohne Luftspalt ausgeführt in Hafnerschamotte als Referenz definiert und daher die während des ersten Abbrandes (nach ca. 1 Stunde) aufgenommene Wärme für diesen Fall mit 100 % normiert. Der jeweilige zweite (kleinere) Balken gibt die gespeicherte Restwärme (nach weiteren 11 Stunden) an. Aus der Abbildung 7.10 (Berechnung für den ersten Abbrand) ist ersichtlich, dass Materialien mit höherer Wärmeleitfähigkeit und höherer Wärmespeicherfähigkeit als Hafnerschamotte größere Wärmemengen einspeichern können. Dies gilt gleichermaßen für den Kachelofen ohne und für den mit Luftspalt. Ein Vergleich der Abbildung 7.10 mit Abbildung 7.11 (erster Abbrand bzw. sechster Abbrand) verdeutlicht jedoch, dass die grundsätzlichen physikalischen Gegebenheiten – schlechter Wärmeübergang im Luftspalt, Rückgang der aufgenommenen Wärmemenge im Gleichgewicht – materialunabhängig sind. Auch hier ist die im Gleichgewichtsfall aufgenommene Wärmemenge deutlich unter jener beim ersten Abbrand.

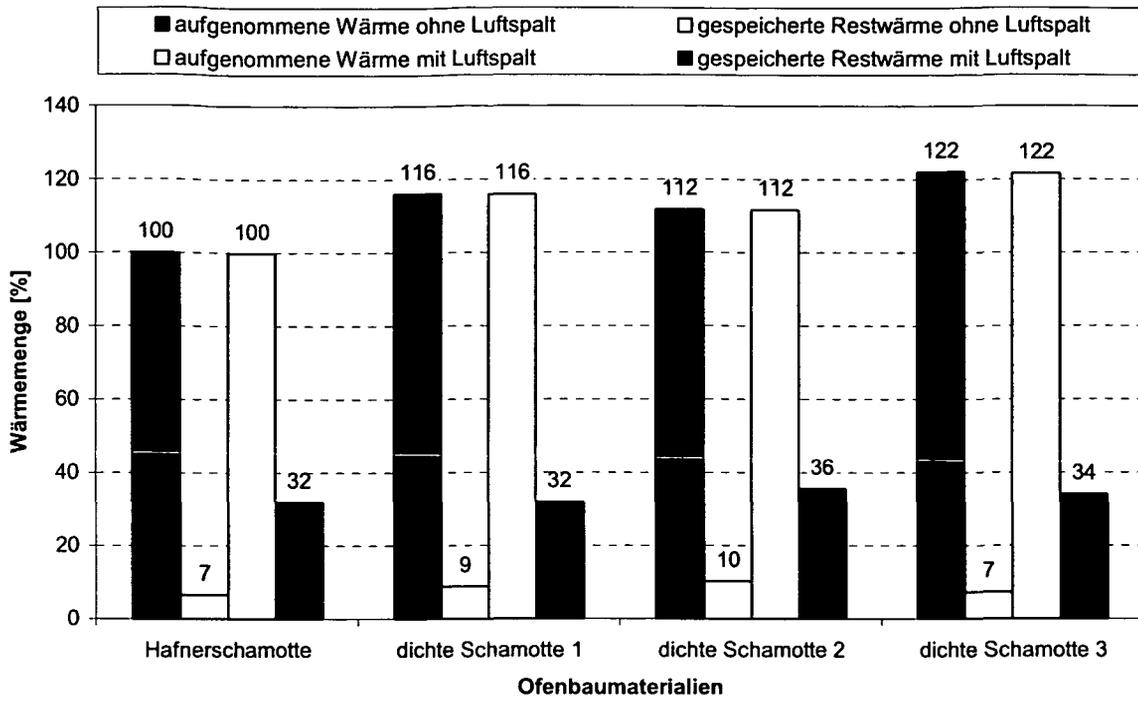


Abbildung 7.10: Wärmespeicherung bei unterschiedlichen Materialien (1. Abbrand)

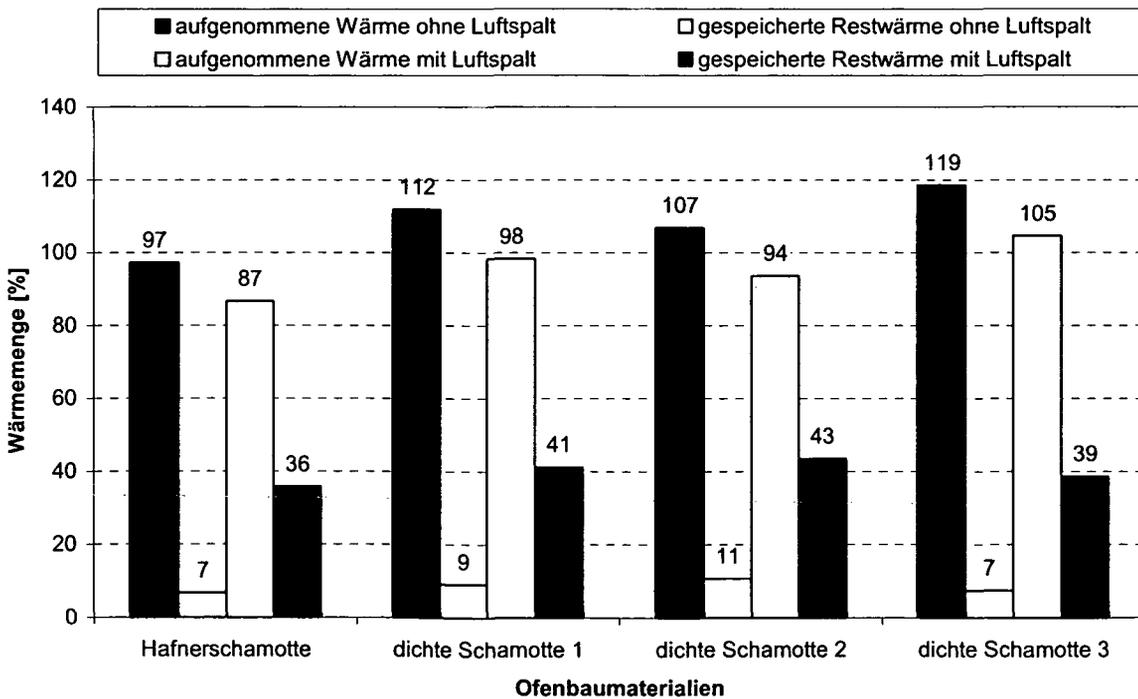


Abbildung 7.11: Wärmespeicherung bei unterschiedlichen Materialien (6. Abbrand)

Aus der Abbildung 7.11 kann weiters entnommen werden, dass bei den gewählten Materialstärken die Wärmeaufnahme bei den dichten Schamottematerialien mit 98 %, 94 % und 105 % ähnlich jener beim Kachelofen ohne Luftspalt mit Hafnerschamotte (97 %) ist. Damit kann der Abfall des Wirkungsgrades, wie er eingangs dargestellt wurde, durch die Werkstoffwahl kompensiert werden, wenngleich die Charakteristik des schlechten Wärmeübergangs im Luftspalt unverändert bleibt.

### 7.3.5 Variation der Heizgaszuglänge

Die Abkühlung des Rauchgases wird durch die Heizgaszuglänge bestimmt. ÖNORM B 8302 [10] definiert die Mindestzuglänge, die tatsächlich ausgeführte Heizzuglänge muss stets größer als diese Mindestzuglänge gewählt werden, damit der Wirkungsgrad zufriedenstellend ist. Die Bestimmung der Heizzuglänge mittels Kachelofenberechnungsprogramm liefert bei Kachelöfen mit Luftspalt und Hafnerschamotte jedoch eine zu kleine Zuglänge, wie die experimentellen Untersuchungen [76] klar belegen, da das Programm für Kachelöfen ohne Luftspalt ausgelegt ist.

Neben den bis jetzt angeführten Erkenntnissen ist die Heizgaszuglänge somit als weiterer Einflussparameter auf die Wärmeaufnahme im Speicher anzusehen. Die folgenden Ergebnisse basieren auf Simulationen und Messungen an den beiden Testkachelöfen mit einer Zuglänge von jeweils 6,1 m. Durch Verlängerung bzw. Verkürzung des Heizzuges kann die Austrittstemperatur abgesenkt bzw. erhöht und damit der Wirkungsgrad erhöht bzw. gesenkt werden.

Aufgrund der durchgeführten Untersuchungen kann davon ausgegangen werden, dass ein Anstieg der mittleren Rauchgasaustrittstemperatur um 10 °C einen Wirkungsgradabfall von rund 1,1-1,3 % verursacht. Um einen Wirkungsgradabfall von 3 % (diese Größenordnung entspricht dem Wirkungsgradunterschied zwischen Bauweise mit und ohne Luftspalt) zu vermeiden, ist daher ein um 10 bis 14 % längerer Zugverlauf erforderlich. Im Gegensatz zur langjährigen Erfahrung bei der Bauweise ohne Luftspalt, sind bei der Bauform mit Luftspalt praktische Erfahrungswerte betreffend der Zuglänge noch ausständig, um die obigen Forderungen zu bestätigen.

### 7.3.6 Beurteilung der Oberflächentemperatur

Um den Ansprüchen des Kunden betreffend Behaglichkeit und Gemütlichkeit gerecht zu werden, ist nicht nur der Aspekt der aufgenommenen Wärmemenge entscheidend, sondern vor allem die Oberflächentemperatur. Abbildung 7.12 gibt diesbezüglich die grundlegenden Tendenzen wieder.

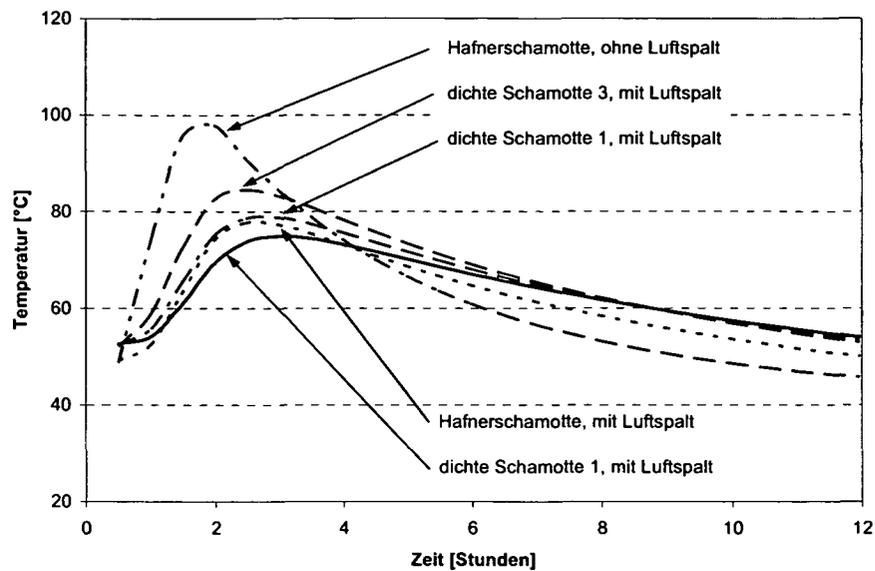


Abbildung 7.12: zeitliches Verhalten der mittleren Oberflächentemperatur

Wie aus den Verläufen zu erkennen ist, ergeben sich für Öfen mit Luftspalt deutlich flachere zeitliche Temperaturverläufe an der Oberfläche. Weiters wird die maximale Temperatur später erreicht. Aufgrund der angegebenen Temperaturmaxima, -minima und -mittelwerte kann festgehalten werden, dass sich die Mittelwerte über die 12 Stunden nur geringfügig unterscheiden. Dies ist auch plausibel, da die Leistung des Kachelofens jeweils annähernd gleich ist und innerhalb der 12 Stunden daher annähernd die gleiche Wärmemenge über die gleich große Oberfläche abgegeben werden muss.

Als Maß für die Differenz zwischen maximaler und minimaler Oberflächentemperatur kann die Speicherspreizung angegeben werden. Die Messungen zeigen, dass die Speicherspreizung mit zunehmender Holzmenge und längerem Heizintervall zunimmt, jedoch bei der Bauform mit Luftspalt stets kleiner als bei Bauweise ohne Luftspalt ist. Zur Reduktion der Wärmeleistung (Teillast) ist wegen des Temperaturverlaufes der Oberflächentemperatur eine Reduktion der Holzmenge der Verlängerung des Heizintervalls vorzuziehen.

Neben der zeitlichen Verflachung des Verlaufs der Oberflächentemperatur durch den Luftspalt tritt auch eine örtlich homogenere Temperaturverteilung auf, wie das nachfolgende Diagramm belegt.

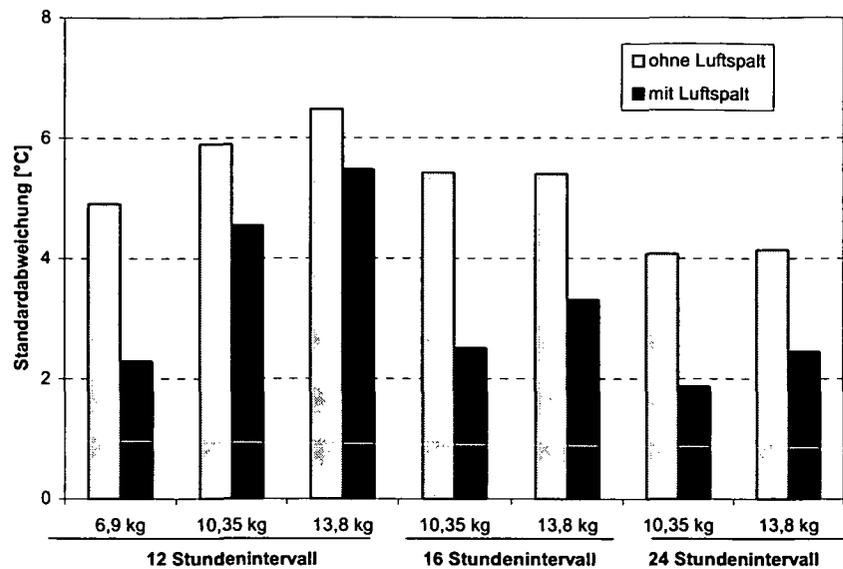


Abbildung 7.13: lokales Verhalten der zeitlich gemittelten Oberflächentemperatur

Im Rahmen der experimentellen Untersuchungen wurde an sechs verschiedenen Stellen die Oberflächentemperatur gemessen und ein Mittelwert bestimmt. Abbildung 7.13 zeigt die Standardabweichung der einzelnen Messwerte in Abhängigkeit vom Betriebszustand (Variation der Scheitholzmenge und des Heizintervalls). Dabei kann festgehalten werden, dass die durchschnittliche Abweichung vom Mittelwert bei der Bauform mit Luftspalt stets kleiner, als bei der Bauweise ohne Luftspalt ist.

## 7.4 Zusammenfassung

Aufgrund von neuen Entwicklungen werden Kachelöfen zunehmend mit Luftspalt ausgeführt. Als Vorteil wird die gleichmäßigere Oberflächentemperatur angesehen, jedoch verbunden mit dem Nachteil des schlechteren Wirkungsgrades gegenüber der Bauweise ohne Luftspalt. Im Rahmen dieser Arbeit wurden mittels umfangreicher experimenteller Untersuchungen und unterstützt durch die numerische Simulation die Ursachen für das unterschiedliche Wärmespeicherverhalten bei Bauweise mit und ohne Luftspalt diskutiert und Lösungsmöglichkeiten, um den Wirkungsgradabfall zu verhindern, aufgezeigt.

- Mit Hilfe des Simulationsprogramms Fluent wird das Strömungs- und das konvektive Wärmeübertragungsverhalten in einem vertikalen Luftspalt dargestellt.

- Eine ergänzende Literaturrecherche bestätigt, dass die Luftspaltbreite keinen signifikanten Einfluss auf den Wärmeübergang im Spalt hat, sofern dieser größer als 20 mm ausgeführt wird.
- Zusätzliche Speichermasse im Bereich der Innenschale wirkt sich im ersten Abbrand positiv auf die aufzunehmende Wärmemenge aus, dieser Effekt ist im sechsten Abbrand jedoch nicht mehr gegeben.
- Betreffend der Werkstoffwahl ist festzuhalten, dass wegen der unterschiedlichen Verhältnisse von Wärmeleitfähigkeit ( $\lambda$ ) zu Wärmespeicherfähigkeit ( $\rho \cdot c_p$ ) bei den verschiedenen Ofenbaumaterialien das Wärmespeicherverhalten variiert, was bei Bauformen mit Luftspalt ausgenutzt werden kann. Dichtere Werkstoffe weisen dabei eine erhöhte Wärmeaufnahme auf, wodurch mit einer geringeren Heizzuglänge das Auslangen gefunden werden kann. Bei gleicher Heizzuglänge kann ein höherer Wirkungsgrad erzielt werden und so das Manko des geringeren Wirkungsgrades bei Kachelöfen mit Luftspalt behoben werden.
- Als weitere Problemlösung bei Verwendung gleicher Materialien ist eine größere Mindestzuglänge in der Größenordnung von 10 bis 14 % anzusehen, um detaillierte Aussagen diesbezüglich treffen zu können, sind jedoch weitere Untersuchungen erforderlich.
- Bei der Bauweise mit Luftspalt konnte im Vergleich zur Bauweise ohne Spalt sowohl durch Messungen als auch durch die Simulation festgestellt werden, dass die maximalen Oberflächentemperaturen geringer sind und später auftreten. Weiters kommt es zu einer gleichmäßigeren Temperaturverteilung an der Oberfläche des Kachelofens.

## 8 Pelletkachelofen

### 8.1 Problemstellung

Wenngleich in den letzten Jahren durch innovative Weiterentwicklungen neue Anwendungsgebiete wie die Warmwasseraufbereitung oder die Ganzhausheizung für den Kachelofen erschlossen wurden, so bleibt doch der Automatisierungsgrad aufgrund des Wesens der Scheitholzfeuerung beschränkt. Holzpellets bieten die Möglichkeit, die Vorteile der fossilen Brennstoffe Gas und Öl hinsichtlich Transport, Lagerung, Förderung und Dosierung wett zu machen. Im Rahmen des Projektes „Entwicklung eines pelletsbefeuerten Kachelofens“ in Zusammenarbeit mit dem Austrian Bioenergy Centre und dem Österreichischen Kachelofenverband soll die Möglichkeit eines mit Pellets befeuerten Kachelofens untersucht werden. Zielsetzung ist einerseits, dass die Betriebsweise des Kachelofens im Wesentlichen erhalten bleibt und andererseits soll auf am Markt vorhandene Pelletbrenner zurückgegriffen werden. Dazu wird ein Versuchsofen mit einem geeigneten Brenner ausgestattet und die technische Realisierbarkeit des Systems untersucht. Dabei sind Vor- und Nachteile gegenüber der herkömmlichen Scheitholzfeuerung zu erörtern und gegebenenfalls notwendige Modifikationen aufzuzeigen. Aufbauend auf experimentellen Untersuchungen und unterstützt durch die numerische Simulation soll das Wärmespeicherverhalten von Pelletkachelöfen beurteilt werden. Zusätzlich müssen jedoch jene Aspekte der Verbrennungsgasemissionen betrachtet werden, die limitierenden Charakter betreffend der Betriebs- und Bauweise haben.

### 8.2 Brennstoff Holzpellets

Die Herstellung von Holzpellets erfolgt aus fein gemahlenem und getrocknetem Sägemehl in Ring- oder Flachmatrizenpressen unter hohem Druck und leicht erhöhter Temperatur. Eine wichtige physikalische Eigenschaft der Holzpellets ist die dabei erzielte mechanische Festigkeit und insbesondere ein möglichst geringer Abrieb. Pellets mit ungenügender Festigkeit neigen zum Zerfallen unter Bildung von Sägemehlstaub, welcher Staubemissionen beim Handling verursacht und den Feuerungsbetrieb stören kann. Nebst der Festigkeit ist bei der Pelletherstellung darauf zu achten, dass der Fremdenergieverbrauch, die Betriebskosten und die Emissionen möglichst niedrig sind.

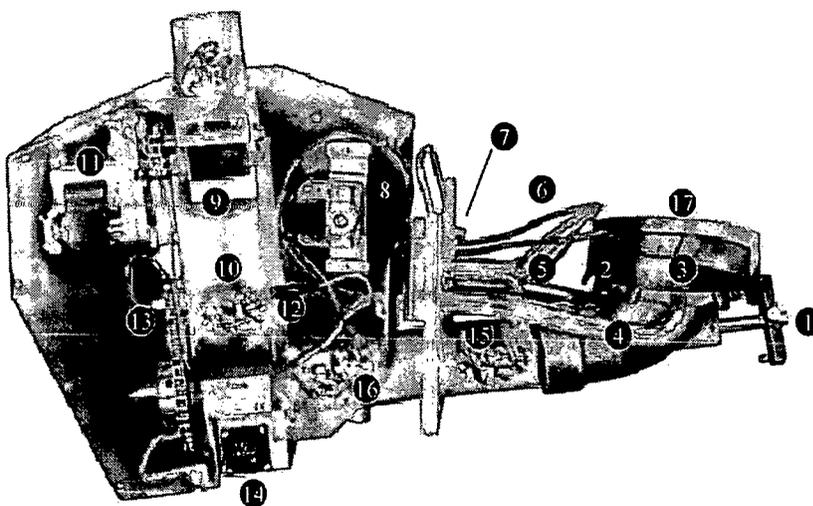
Zur Festlegung von Qualitätsstandards für Holzpellets existieren verschiedene Normen: Österreich ÖNORM M 7135 [89], Deutschland DIN 51731 [90], Schweiz SN166000 [91], Schweden SS 187120 [92] und Norwegen NS 3165 [93]. Der

Unterschied zwischen ÖNORM und DIN liegt darin, dass die DIN Pelletierungszusätze explizit ausschließt und zudem maximal zulässige Schwermetallgehalte festlegt. Die ÖNORM lässt dagegen Presshilfsmittel zu und sie fordert zudem eine minimale mechanische Festigkeit der Pellets. Nach ÖNORM zulässig sind chemisch nicht veränderte Produkte aus primären land- oder forstwirtschaftlichen Biomassen wie zum Beispiel Maisstärke oder Roggenmehl. Daneben hat der Pelletsverband Austria [94] Produktionskriterien (PVA-Gütezeichen) für Pellets erstellt, die auf die Kundenbedürfnisse ausgerichtet sind und sowohl Anforderungen der ÖNORM als auch der DIN enthalten. Eine europäische Norm (CEN TC335, Normungsgremium "Solid Biofuels") ist momentan in Ausarbeitung.

Wenngleich die verstärkte Nutzung regenerativer Energiequellen in der Energieversorgung aufgrund ökologischer Aspekte ein allgemein anerkanntes Ziel der Energiepolitik ist, so ist deren Akzeptanz auch von ökonomischen Faktoren abhängig. Für den Zeitraum 2000 bis 2003 kann für Holzpellets ein mittlerer Preis von 1,0 Cent pro MJ (Heizwert wasserfrei) angegeben werden, dem gegenüber steht Heizöl EL mit 1,3 Cent pro MJ (Heizwert wasserfrei) [94].

### 8.3 Eingesetzter Pelletbrenner

Typische Heizleistungen eines Kachelofens liegen im Bereich von 4 bis 7 kW (12 Stunden Heizintervall). Um eine Brenndauer von ein bis zwei Stunden beizubehalten, sind Pelletbrennerleistungen von 25 bis 40 kW anzustreben. Eine Übersicht über die am Markt etablierten Pelletbrenner, sowie eine Charakterisierung der unterschiedlichen Systeme ist in [95] gegeben. Im Rahmen der Untersuchungen wurde der Pelletbrenner EcoTec A3 15-25 kW der Firma Sahlins EcoTec eingesetzt.



- 1 Rotorarm
- 2 Zahnring
- 3 Primärring
- 4 Primärluftrohr
- 5 Sekundärluftrohr
- 6 Zündelement
- 7 Optischer Sensor
- 8 Brennergebläse
- 9 Zuführschleuse
- 10 Interner Speicher
- 11 Antriebsmotor
- 12 Niveau-Wächter (Empfänger)
- 13 Niveau-Wächter (Geber)
- 14 Netzanschluss
- 15 Stokerschnecke
- 16 Thermokontakt
- 17 Brennertasse

Abbildung 8.1: EcoTec Pelletbrenner

Hierbei handelt es sich um einen externen Pelletbrenner mit Unterschubförderung ohne Lambdasondenregelung, der zur Nachrüstung bestehender Ölkessel konzipiert wurde. Die Pellets werden vom Brennstoffspeicher mit einer externen Förderschnecke durch eine Zufuhrschleuse (9) zum internen Pelletspeicher (10) gefördert. Die Stokerschnecke (15) transportiert den Brennstoff anschließend zur Brennertasse (17) weiter. Die Förderleistung der externen Schnecke und die Gebläseleistung werden durch die Drehzahl der Stokerschnecke festgelegt. Der Füllstand des internen Pelletspeichers wird mittels Infrarotsensoren (12) und (13) überwacht. Um einen Rückbrand auszuschließen ist neben der Zufuhrschleuse ein Thermokontakt (16) im hinteren Bereich der Stokerschnecke angebracht. Überschreitet die Temperatur an dieser Stelle 75 °C, so wird der interne Brennstoffspeicher vollständig entleert. Betreffend der Verbrennungsluft ist festzuhalten, dass die Primärluft über das Primärluftrohr (4) durch Schlitze im Primärring (3) geführt wird, während die Sekundärluft durch das Sekundärrohr (5) oberhalb der Brennertasse (17) zum Verbrennungsgas gelangt.

Der Pelletbrenner verfügt über eine eigene Regelung, sodass die externe Förderschnecke, die Stokerschnecke und das Gebläse abhängig von der eingestellten Brennerleistung angesteuert werden. Der automatische Zündvorgang wird mittels optischem Sensor (7) überwacht und beim Registrieren einer Flamme abgebrochen.

## 8.4 Umfang der experimentellen Untersuchungen

Im Rahmen der Untersuchungen wurde der Versuchskachelofen mit Luftspalt verwendet. Der Pelletbrenner wurde für die ersten Versuche zunächst von vorne durch die vorhandene Öffnung der Fülltüre für Scheitholz eingebaut, anschließend jedoch seitlich angeflanscht. Dadurch ist eine Kontrolle des Flammenbildes durch das Sichtglas der Türe gegeben. Beide Einbauweisen lieferten reproduzierbare Ergebnisse, es konnten keine Unterschiede in den Messungen festgestellt werden.

Nähere Ausführungen hinsichtlich der Ofenausführung und des Messaufbaues sind Abschnitt 5 zu entnehmen. Bei den Versuchen wurde bei einer Scheitholzmenge von 13,8 kg das Auflageintervall (12 Std. – 24 Std.) variiert, wobei jeweils sechs Abbrände durchgeführt wurden, womit ein stationärer Zustand gegeben war. Bei der Pelletfeuerung wurde eine heizwertäquivalente Brennstoffmenge eingesetzt und unterschiedliche Betriebsintervalle (6 Std. – 12 Std. – 24 Std.) getestet. Zu Vergleichszwecken wurden ebenfalls sechs Abbrände durchgeführt. Gebläse- und Brennerleistung (Brennstoffumsatz) wurden stets konstant gehalten. Die Variation der Luftzahl bei Pelletbetrieb wurde mittels definierter Öffnungen in der Zulufttüre (Naturzug) realisiert.

## 8.5 Ausgewählte Ergebnisse der Untersuchungen

### 8.5.1 Allgemeiner Vergleich Scheitholzfeuerung – Pelletfeuerung

Vorab soll anhand von typischen Versuchen das unterschiedliche Verhalten von Scheitholz- und Pelletfeuerung aufgezeigt werden. Bei den dargestellten Ergebnissen handelt es sich um den zweiten Abbrand eines 24 Stunden Heizzykluses.

#### **Emissionen**

Ein Vergleich hinsichtlich der Emissionen bei den unterschiedlichen Feuerungssystemen ist in Tabelle 8.1 dargestellt.

	Scheitholzfeuerung	Pelletfeuerung
CO [mg/MJ]	1029	94
NO <sub>x</sub> [mg/MJ]	101	127
Org. C [mg/MJ]	56	1
Luftzahl [-]	2,9	2,6 <sup>1)</sup>
Wirkungsgrad [%]	82,4	83,0
Wärmeleistung [kW] <sup>2)</sup>	4,1	4,5

<sup>1)</sup> Brennergebläse und Naturzug  
<sup>2)</sup> Kachelofenäquivalentleistung für das 24 Stundenintervall

Tabelle 8.1: Vergleich zwischen Scheitholz- und Pelletfeuerung hinsichtlich Emissionen

Aus den Messwerten ist ersichtlich, dass die CO und org. C Emission bei der Pelletfeuerung bei vergleichbaren Randbedingungen deutlich unter jenen bei der Scheitholzfeuerung liegen. Demgegenüber stehen höhere NO<sub>x</sub> Werte. Die Mechanismen der NO<sub>x</sub> Bildung sind [96, 97, 98, 99] zu entnehmen.

Neben dem Vergleich der gemittelten Emissionswerte, ist auch deren zeitliches Verhalten zu berücksichtigen. [100] unterscheidet bei der Scheitholzverbrennung in Kachelöfen zwischen drei Phasen (Trocknungs- und Anbrennphase, Phase der intensiven thermischen Zersetzung und Verbrennung, sowie Phase des Holzkohleabbrandes) und skizziert die Zusammenhänge bei der Schadstoffbildung in den einzelnen Phasen. Bei der Pelletfeuerung stellt sich abgesehen von einer Anfangsphase mit generell höheren Emissionen ein gleichmäßiger Ablauf der Verbrennung mit konstant niedrigen Emissionswerten ein.

### Wärmespeicherverhalten

Während bei der Scheitholzfeuerung der Großteil des Brennstoffumsatzes nach rund 70 Minuten abgeschlossen ist, erfordert die Pelletfeuerung eine Betriebsdauer von ca. 100 Minuten, um den gleichen Leistungseintrag zu erzielen. Dadurch ergeben sich signifikant unterschiedliche Temperaturprofile des Verbrennungsgases, die in Abbildung 8.2 dargestellt sind.

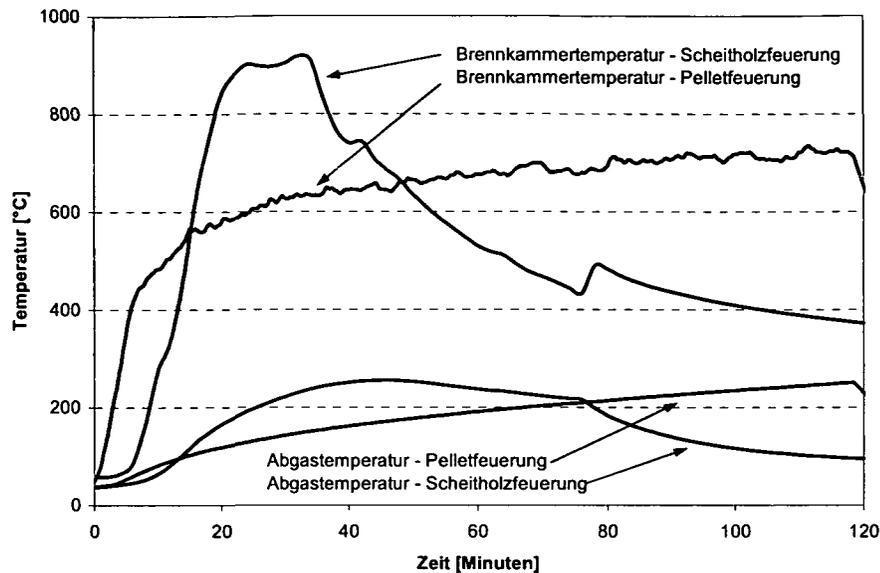


Abbildung 8.2: Vergleich zwischen Scheitholz- und Pelletfeuerung hinsichtlich Brennkammer- und Abgastemperatur

Den zeitlichen Temperaturverläufen ist im Fall der Scheitholzfeuerung eine maximale Brennkammertemperatur von über 900 °C zu entnehmen, während die Endtemperatur beim Pelletbetrieb unterhalb von 800 °C liegt. Dieses Verhalten spiegelt sich in abgeschwächter Form in den Abgastemperaturen wider. Weiters ist der Absperrvorgang bei der Scheitholzfeuerung nach rund einer Stunde zu erkennen. Bedingt durch den raschen Anstieg und dem ausgeprägten Maximum der Verbrennungsgastemperaturen bei der Scheitholzfeuerung, ergibt sich ein unterschiedliches Verhalten der Oberflächentemperaturen.

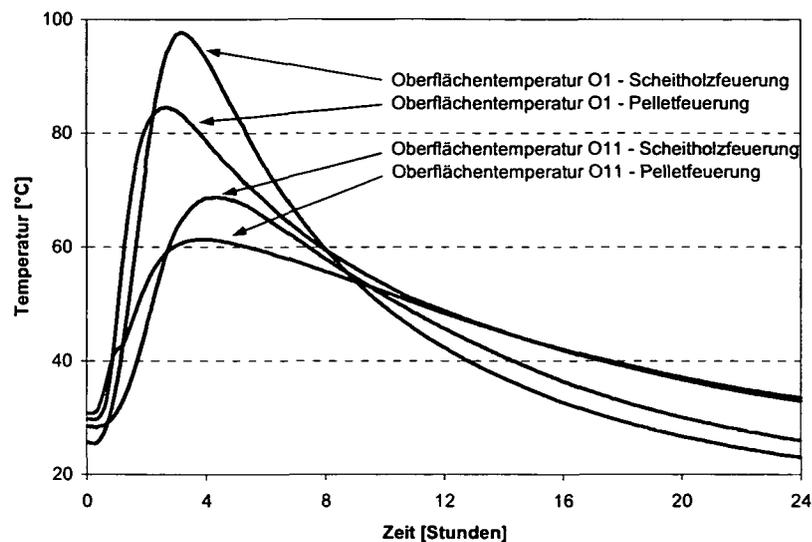


Abbildung 8.3: Vergleich zwischen Scheitholz- und Pelletfeuerung hinsichtlich Oberflächentemperatur

Zur Vereinfachung sind in Abbildung 8.3 stellvertretend für sämtliche gemessenen Oberflächentemperaturen nur die Temperaturverläufe der Messstellen O1 (Heizzug 1) und O11 (Heizzug 11) dargestellt. Wie dem Diagramm weiters zu entnehmen ist, treten beim Pelletsystem die maximalen Oberflächentemperaturen später auf und sind nicht so ausgeprägt. Es muss jedoch darauf hingewiesen werden, dass bei den Versuchen unterschiedliche Umgebungstemperaturen herrschten, weshalb der Kachelofen verschieden stark abgekühlte bzw. beim Start unterschiedliche Oberflächentemperaturen hatte.

### **Absperrphase**

Durch das Absperrn des Kachelofens nach der Abbrandphase wird die Luftzufuhr, abgesehen von Undichtheiten, die zu Nachströmverlusten führen, unterbunden. Wenngleich im Rahmen der Arbeit keine näheren Untersuchungen diesbezüglich gemacht wurden, so können doch qualitative Aussagen getroffen werden. Bei der Scheitholzfeuerung ist der Absperrzeitpunkt durch die  $\text{CO}_2$  Konzentration im Abgas bestimmt (5 Minuten unter 3 %). Beim Pelletsystem wurde die Variation des Absperrzeitpunktes hinsichtlich des Emissionsverhaltens untersucht (0, 5, 10 und 15 Minuten nach Betriebsstopp des Brenners). Dabei konnte kein signifikanter Zusammenhang zwischen Absperrzeitpunkt und Emissionsverhalten in der Abkühlphase festgestellt werden. Dies liegt daran, dass im Gegensatz zur Scheitholzfeuerung nur eine geringe Brennstoffmenge in der Brennertasse vorhanden ist. Der Ofen wurde somit unmittelbar nach Betriebsstopp des Brenners abgesperrt.

## 8.5.2 Variation der Luftzahl beim Pelletbetrieb

Aufgrund der Verbrennungscharakteristik von Scheitholz in Kleinf Feuerungsanlagen ist eine Luftzahl von ca. 3 erforderlich. Da diese Forderung im Falle des Pelletbetriebes nicht mehr gegeben ist, soll der Einfluss der Reduktion der Luftzahl auf das Wärmespeicherverhalten und die Emissionen untersucht werden. Dabei ist aber zu beachten, dass der Versuchskachelofen für eine Luftzahl von 2,95 dimensioniert wurde. Wie bereits eingangs erwähnt wurde die Variation der Luftzahl bei Pelletbetrieb mittels definierter Öffnungen in der Zulufttüre (Naturzug) realisiert.

Die Ergebnisse der Untersuchung des Einflusses der Luftzahl beziehen sich auf einen 24 Stunden Heizzyklus.

### Emissionen

Eine Darstellung der Emissionen bei Variation der Luftzahlen ist der folgenden Abbildung zu entnehmen.

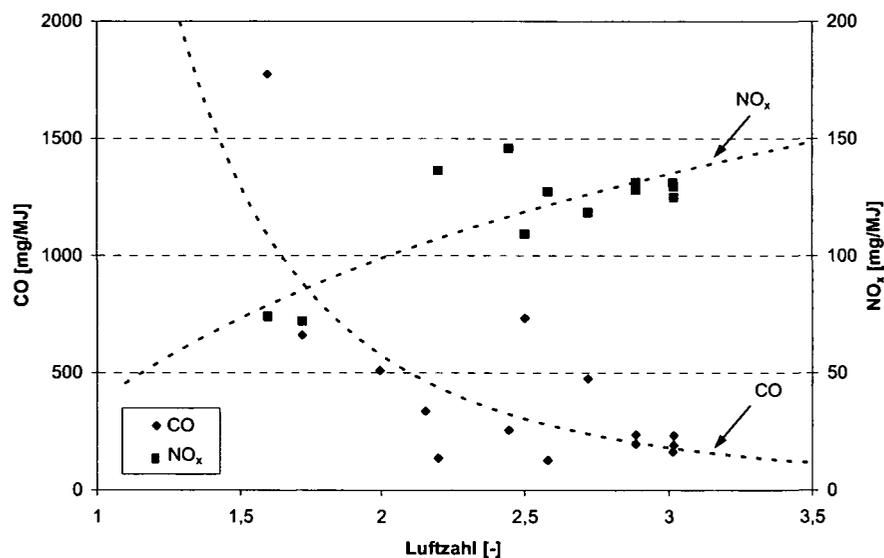


Abbildung 8.4: Emissionen des Pelletkachelofens bei Variation der Luftzahl

In Übereinstimmung mit der Literatur [100] ist festzuhalten, dass mit zunehmender Luftzahl die Kohlenmonoxid- und die Kohlenwasserstoffemissionen zurückgehen, während die Stickoxidemissionen ansteigen. Den experimentellen Untersuchungen folgend ist die Luftzahl größer als 1,5 zu wählen.

### **Wärmespeicherverhalten**

Aufgrund der experimentellen Arbeiten konnte gezeigt werden, dass eine Reduktion der Luftzahl zu einem Anstieg der mittleren Brennkammertemperatur von ca. 680 °C bei Luftzahl 2,9 auf ca. 760 °C bei Luftzahl 1,4 führt. Gegenläufig dazu nimmt die Abgastemperatur mit kleinerer Luftzahl ab. Dies führt infolge des geringeren Abgasverlustes zu einer Verbesserung des Wirkungsgrades (96 % statt 82 %).

Zur genaueren Beurteilung dieses Verhaltens wird die Verbrennungsgasgeschwindigkeit in den einzelnen Heizzügen für die Fälle Luftzahl 2,9 und 1,6 näher betrachtet. Vernachlässigt man die Geschwindigkeiten im Heizzug 1 (sie sind tendenziell niedriger), so ergibt sich eine mittlere Gasgeschwindigkeit von 1,4 m/s bei Luftzahl 2,9 bzw. 0,7 m/s bei Luftzahl 1,6. Demgegenüber steht eine mittlere Verbrennungsgasgeschwindigkeit von 2,0 m/s im Falle der Scheitholzfeuerung bei Luftzahl 2,9. Die Ursache dafür, dass bei identem Luftüberschuss im Falle der Scheitholzfeuerung größere Gasgeschwindigkeiten erzielt werden, liegt in der Tatsache, dass die Scheitholzmenge nach rund 70 Minuten umgesetzt wird, während die Verfeuerung der heizwertäquivalenten Pelletmenge mit dem verwendeten Pelletbrenner ca. 100 Minuten benötigt. In weiterer Folge ist der Frage, wo die Wärmeeinspeicherung erfolgt, nachzugehen. Dazu wird die noch vorhandene Wärmemenge im Verbrennungsgas im ersten und im letzten Heizzug ermittelt. Aus Abbildung 8.5 ist ersichtlich, dass bei abnehmender Luftzahl die Wärmemenge im Verbrennungsgas im Zugabschnitt eins signifikant abnimmt. Dies bedeutet, dass bei Luftzahl 2,9 rund ein Drittel der Wärmemenge in der Brennkammer eingespeichert wird, bei Luftzahl 1,5 hingegen zwei Drittel. Aufgrund dieser Tatsache ergibt sich bei kleinerem Luftüberschuss im Bereich der Brennkammer eine größere Oberflächentemperatur und im Bereich der Züge drei bis elf eine geringere Oberflächentemperatur als bei größerem Luftüberschuss. Dies führt zu einer ungleichmäßigeren Verteilung der Oberflächentemperatur. Um dem entgegenzuwirken, wurde die Brennkammer mit 3 cm Keramikfaserplatten isoliert (Bezeichnung der Messwerte mit „isoliert“). Dies führt zu höheren Brennkammertemperaturen und zu einer geringeren Wärmeeinspeicherung. Dennoch konnten mit Hilfe dieser Maßnahmen keine befriedigenden Ergebnisse erzielt werden, weitere Maßnahmen sind daher erforderlich.

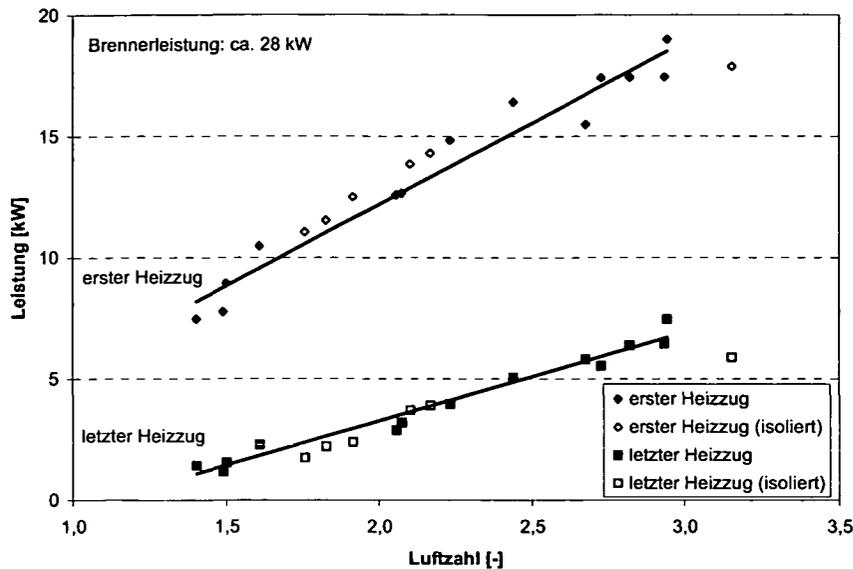


Abbildung 8.5: Wärmespeicherverhalten des Pelletkachelofens bei Variation der Luftzahl

### **Unterschiedliche Betriebsweisen – unterschiedliche Bauformen**

Basierend auf den bisherigen Ausführungen lassen sich zwei unterschiedliche Konzepte ableiten:

- Pelletbetrieb mit Luftzahl 2,9

Aufgrund der gewählten Luftzahl und den damit verbundenen Gasgeschwindigkeiten kann die klassische Kachelofenbauweise beibehalten werden. Durch konstruktive Adaptierungen in der Brennkammer ist ein wahlweiser Betrieb mit Scheitholz oder Holzpellets grundsätzlich möglich.

- Pelletbetrieb mit niedriger Luftzahl

Zur Ermittlung der optimalen Luftzahl unter Miteinbeziehung der Emissionen und des Wirkungsgrades empfiehlt [95] eine Gewichtung gemäß folgender Korrelation (Emissionen in mg/MJ):

$$F = \frac{1}{\left( \frac{c_{CO}}{550} + \frac{c_{NO_x}}{150} + \frac{c_{Org.C}}{40} \right)} \cdot \eta \quad (8.1)$$

Dabei ist jene Luftzahl zu wählen, bei der der errechnete F Wert das Maximum annimmt. Gleichung (8.1) fasst die Verhältnisse der Emissionswerte zu ihren Grenzwerten zusammen, zusätzlich wird der Wirkungsgrad berücksichtigt. Dieser Wert gibt somit die Qualität der Verbrennung wieder. Wird der Aspekt des Wirkungsgrades vernachlässigt, so ergibt sich ein anzustrebender Luftüberschussbereich von 1,7 bis 2,0. Aufgrund der erörterten Vor- und Nachteile niedrigerer Luftzahlen sind konstruktive Änderungen notwendig, um eine überproportional große Wärmeeinspeicherung im Bereich der Brennkammer zu vermeiden. Dazu

zählt eine Verkleinerung der Zugquerschnitte zur Erhöhung der Verbrennungsgasgeschwindigkeit sowie eine Verkleinerung und Isolation der Brennkammer zur Reduktion der eingespeicherten Wärmemenge.

Zu beiden Konzepten wurden weiterführende Untersuchungen, sowohl auf experimenteller als auch auf theoretischer Basis, angestellt.

### 8.5.3 Dauerversuche bei Pelletbetrieb mit Luftzahl 2,9

Die Eignung des Pelletkachelofens, ausgeführt in der klassischen Bauweise gemäß dem Kachelofenberechnungsprogramm, wurde anhand von Dauerversuchen überprüft. Dazu wurden zwei Versuchsreihen mit einem Heizintervall von 12 Stunden (Brenndauer: ca. 100 Minuten) bzw. 6 Stunden (Brenndauer: ca. 50 Minuten) durchgeführt. Die Wärmeleistung bei beiden Versuchsreihen mit Pelletbetrieb ist vergleichbar mit jener bei Scheitholzfeuerung. Betreffend der Luftzahl muss festgehalten werden, dass die Luftzahl 2,6 und nicht 2,9 betrug. Generell kann festgestellt werden, dass der Wirkungsgrad bis zum Erreichen des Beharrungszustandes abnimmt, während der Kaminzug – ÖNORM B 8302 [10] bezeichnet diese Druckdifferenz aufgrund des Auftriebs als Ruhedruck – ansteigt und damit die Luftzahl geringfügig zunimmt. Für beide Aspekte ist die Zunahme der mittleren Schamottetemperatur bis zum Erreichen des Beharrungszustandes verantwortlich.

Die in weiterer Folge angeführten Ergebnisse beziehen sich ausschließlich auf den Beharrungszustand.

#### **Emissionen**

Hinsichtlich der Emissionen (Tabelle 8.2) werden die Aussagen aus Abschnitt 8.5.1 bestätigt. Aus den Messwerten ist ersichtlich, dass die Emission von CO und org. C bei der Pelletfeuerung bei vergleichbaren Randbedingungen deutlich unter jener bei Scheitholzfeuerung liegen.

	CO [mg/MJ]	NO <sub>x</sub> [mg/MJ]	Org. C [mg/MJ]	Luftzahl [-]
Scheitholzfeuerung (12 Std. Intervall)	1094	99	60	2,9
Pelletfeuerung (12 Std. Intervall)	107	124	2	2,6
Pelletfeuerung (6 Std. Intervall)	108	126	5	2,6

Tabelle 8.2: Vergleich zwischen Scheitholz- und Pelletfeuerung hinsichtlich Emissionen

### Wärmespeicherverhalten

Ein Vergleich der Oberflächentemperaturen (örtliche Mittelung von sechs Messstellen) ist Abbildung 8.6 zu entnehmen, wobei anzumerken ist, dass die Raumtemperatur beim Pelletbetrieb geringer als bei der Scheitholzfeuerung war.

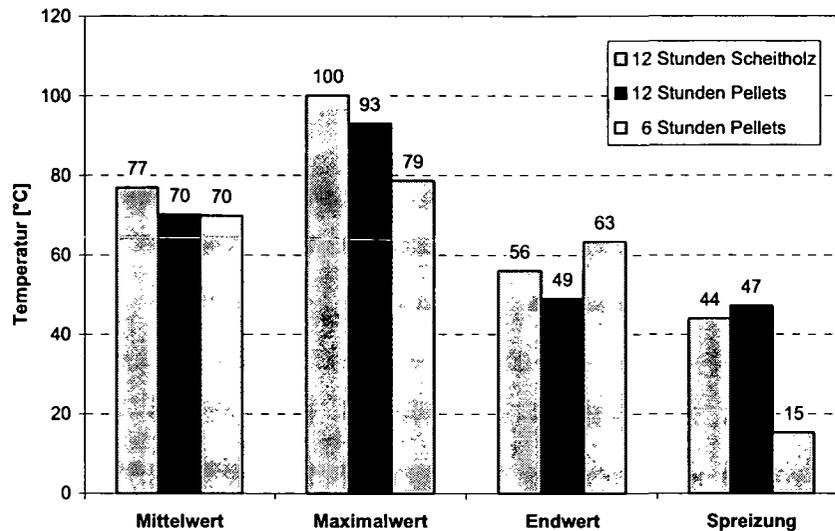


Abbildung 8.6: Beurteilung der Oberflächentemperatur bei unterschiedlicher Luftzahl

Während die mittleren Oberflächentemperaturen aufgrund der annähernd gleichen Wärmeleistung für alle drei Varianten nahezu ident sind, treten bei den Maximalwerten Unterschiede auf. Im Falle der Pelletfeuerung sind sie generell niedriger, besonders stark wirkt sich die Verkürzung des Heizintervalls aus. Bei der Beurteilung der Oberflächentemperaturen am Ende des Heizintervalls ist trotz unterschiedlicher Raumtemperaturen bei der Pelletfeuerung im 6 Stundenintervall ein deutlich höherer Wert festzustellen. Demzufolge führt die Halbierung des Heizintervalls zu einer ausgeprägten Reduktion der Speicherspreizung (Differenz zwischen Maximal- und Endwert), während die Art der Feuerung (Scheitholz oder Pellet) einen geringeren Einfluss hat.

#### 8.5.4 Beurteilung des Abkühlverhaltens des Verbrennungsgases und der Mindestzuglänge der Heizzüge

Für die praxisrelevante Dimensionierung eines Kachelofens bedarf es der Kenntnis des Abkühlverhaltens des Verbrennungsgases, um den geforderten Wirkungsgrad zu erzielen. Während die Mindestzuglänge der Heizzüge für die klassische Scheitholzfeuerung aufgrund jahrelanger Erfahrungswerte bekannt ist (festgelegt durch ÖNORM B 8302 [10]), fehlen diese Kenntnisse beim Pelletkachelofen gänzlich. Um diese Lücke zu schließen, sollen mittels

numerischer Simulation (quasistatisches Modell) erste Erkenntnisse gewonnen werden. Untersucht wurden die Betriebsweisen Luftzahl 2,9 und 2,0. Bei der kleineren Luftzahl wurde die Annahme getroffen, dass durch Isolierung und Verkleinerung der Brennkammer, sowie durch Anpassung der Querschnitte des Heizzugsystems an den geringeren Volumenstrom nur ein Drittel der Wärmemenge im Bereich der Brennkammer eingespeichert wird. Basierend auf diesen Annahmen wurde das Abkühlverhalten des Verbrennungsgases entlang des Heizzuges für den Pelletkachelofen mit Luftzahl 2,0 bzw. 2,9 bestimmt. Aufgrund der Ergebnisse, gültig für unterschiedliche Leistungen (in kg Scheitholz), kann eine Mindestzuglänge für den erforderlichen Wirkungsgrad von 78 % [8] angegeben werden. Als Beispiel soll das Abkühlverhalten für die Verbrennung von 14 kg Scheitholz diskutiert werden (Abbildung 8.7).

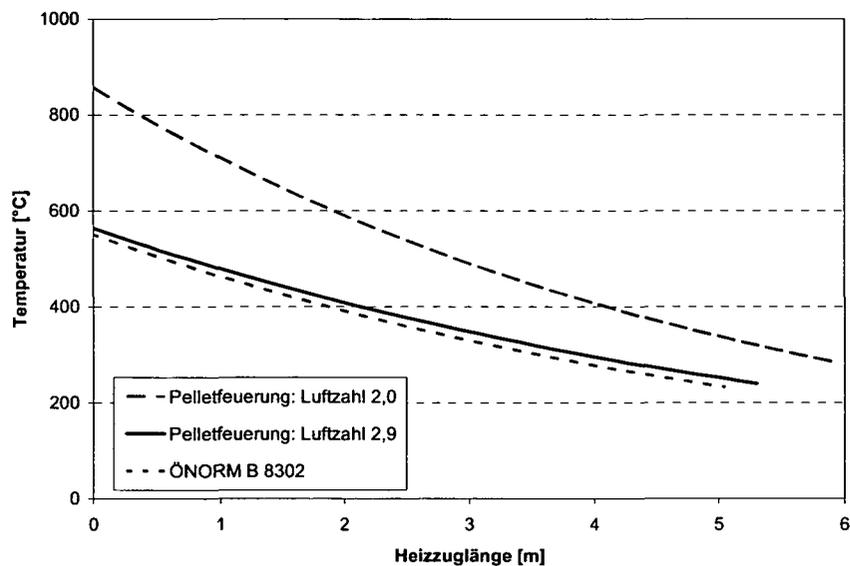


Abbildung 8.7: Abkühlverhalten des Verbrennungsgases bei 14 kg Scheitholz

Grundsätzlich entspricht das Abkühlverhalten bei Pelletfeuerung mit Luftzahl 2,9 dem der Scheitholzfeuerung gemäß ÖNORM B 8302 [10]. Bei einer Reduktion der Luftzahl sind die Zugquerschnitte zu verkleinern, um die Gasgeschwindigkeit von 2 m/s aufrecht zu erhalten, da sich der Abgasmassenstrom verringert. Dadurch nimmt die für den Wärmeaustausch zwischen Verbrennungsgas und Schamottewand verfügbare Fläche ab, wodurch die erforderliche Zuglänge ansteigt. Dennoch ist die erforderliche Gesamtfläche für den Wärmeaustausch bei Luftzahl 2,0 geringfügig geringer als bei Luftzahl 2,9, da von größeren Verbrennungsgastemperaturen auszugehen ist und somit ein größerer Temperaturgradient gegeben ist. Für eine vereinfachte Speicherauslegung kann dieser Aspekt jedoch vernachlässigt werden.

Wird das Abkühlverhalten des Verbrennungsgases für mehrere Leistungen untersucht, so kann die Mindestzuglänge je Brennstoffmenge (kg Scheitholz) bestimmt werden. Der Vergleich zwischen Scheitholz- und Pelletfeuerung bei Luftzahl 2,9 zeigt auf, dass die erforderliche Mindestzuglänge bei kleineren Leistungen im Falle des Pelletkachelofens größer auszuführen ist. Dies spiegelt auch die Erfahrung wider, dass bei Dimensionierung entsprechend [10] bei größeren Wärmeleistungen bessere Wirkungsgrade als der erforderliche Wert von 78 % erzielt werden. Die Mindestzuglänge bei Pelletkachelöfen mit Luftzahl 2,0 ist in jedem Leistungsbereich deutlich länger als bei den anderen beiden Ausführungen.

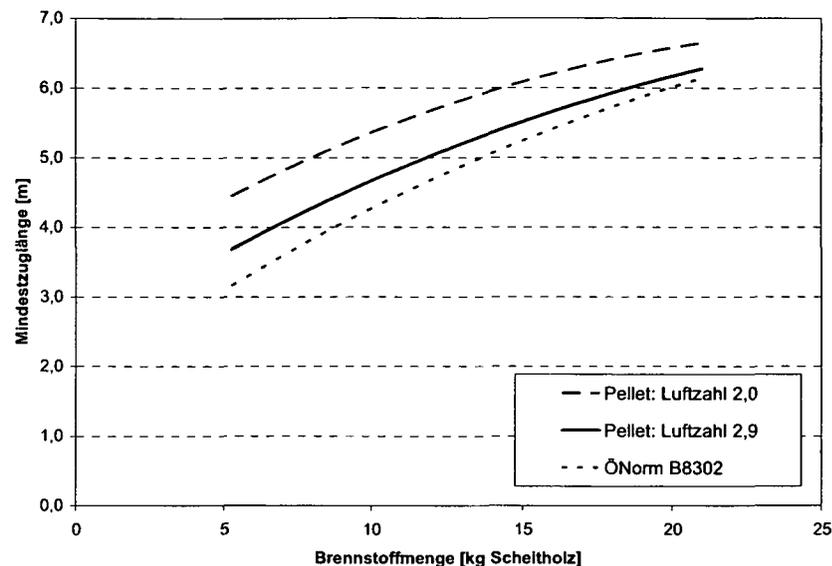


Abbildung 8.8: Mindestlänge des Heizzugsystems

### **Weiterentwicklung des Pelletkachelofens mit niedriger Luftzahl**

Wenngleich die vorliegenden Untersuchungen nur mit einem Pelletbrennertyp durchgeführt wurden, so kann aufgrund der Erkenntnisse aus den Dauerversuchen (Abschnitt 8.5.3) und den Vorortmessungen (Abschnitt 8.7) trotzdem festgehalten werden, dass die durchgeführte Entwicklung eines Pelletkachelofens mit großer Luftzahl (2,9) – ident mit jener bei der Scheitholzfeuerung – als positiv einzustufen ist. Im Gegensatz dazu kann bei der Beurteilung des Pelletkachelofens mit niedriger Luftzahl (2,0) primär auf theoretische Überlegungen verwiesen werden. Basierend auf diesen Erkenntnissen wurde die Dimensionierung eines keramischen Wärmespeichers für den Pelletbetrieb mit kleinen Luftzahlen durchgeführt, um auf experimentelle Erfahrungen zurückgreifen zu können. Parallel dazu sollen weitere Pelletbrenner für den Einsatz im Kachelofen untersucht werden. Die weiterführenden Arbeiten am Pelletkachelofen mit niedriger Luftzahl im Rahmen des Projektes „Entwicklung eines pelletsbefeuerten Kachelofens“ wurden vom Projektpartner

dem Austrian Bioenergy Centre durchgeführt. Bezüglich des keramischen Wärmespeichers galt es folgende Eckdaten zu erfüllen:

Nennwärmeleistung	6 kW
Nennheizzeit	6 Stunden
Pelletbrennerleistung	30 kW
Luftzahl	1,8
Abgastemperatur <sup>1)</sup>	250 °C
Verbrennungsgasgeschwindigkeit <sup>1)</sup>	2 m/s

<sup>1)</sup> Mittelwerte der Abbrandphase

Tabelle 8.3: Parameter des Pelletkachelofens mit niedriger Luftzahl

Die Ermittlung der Mindestzuglänge erfolgte gemäß den zuvor dargestellten Überlegungen. Die Ausführung der Heizzüge des keramischen Speichers ist Abbildung 8.9 zu entnehmen.

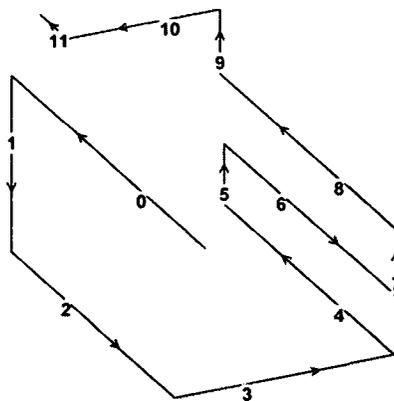


Abbildung 8.9: Ausführung der Heizzüge (Zuglänge: 6,0 m)

Betreffend der Bestimmung der Speichermasse für den Pelletkachelofen wurde in erster Näherung auf die Richtlinien des Kachelofenberechnungsprogramm für die Auslegung von konventionellen scheitholzbeheizten Kachelöfen zurückgegriffen, da unabhängig von der Art der Feuerung (scheitholz- oder pelletbeheizt) und der Luftzahl stets die gleiche Wärmemenge eingespeichert werden muss. Die Ergebnisse sind in der folgenden Tabelle zusammengefasst, wobei die Breite und die Höhe die Abmessungen des inneren Querschnittes der Heizzüge angeben, während sich die Dicke auf die Schamottewand bezieht. Die Kachelhülle wird durch eine xx cm Schamotteplatte ersetzt. Die weiterführenden Arbeiten durch den Projektpartner, dem Austrian Bioenergy Centre, werden genauer Aufschlüsse bezüglich der Auslegung des keramischen Speichers liefern.

Heizzug	Zuglänge [m]	Breite [m]	Höhe [m]	Dicke [mm]
0	0,95	0,17	0,17	40
1	0,41	0,16	0,16	40
2	0,80	0,15	0,15	40
3	0,50	0,15	0,15	30
4	0,83	0,14	0,14	30
5	0,17	0,14	0,14	30
6	0,84	0,13	0,13	30
7	0,16	0,13	0,13	25
8	0,86	0,12	0,12	25
9	0,15	0,12	0,12	25
10	0,35	0,12	0,12	20
11	0,13	0,12	0,12	20

Tabelle 8.4: Dimensionierung der Heizzüge

## 8.6 Steuerung und Regelung für den Pelletkachelofen

Die Grundlagen für das Steuerungs- und Regelungskonzept ergaben sich aus der Projektvorgabe, die Betriebsweise des Kachelofens zu erhalten. Dies führt zum Beibehalten konstanter Heizintervalle (z. B.  $t_H = 12$  Stunden). Weiters ist es aufgrund des vorhandenen keramischen Speichers sinnvoll, dass die Brennstoffförderung [kg/h], gekoppelt mit dem Gebläse, nicht verändert wird.

Zur Ermittlung der erforderlichen Wärmeleistung eines Kachelofens kann in Anlehnung an ÖNORM M 7500 [101] folgender Zusammenhang angegeben werden:

$$P = K \cdot \Delta T \quad (8.2)$$

Die Größe  $K$  ist von zahlreichen Parametern des zu beheizenden Objektes abhängig (Raumvolumen, Isolierung von Wand, Decke und Fußboden, Fenstergröße und Ausführung, Windlage, etc.), die aber unabhängig von der Temperatur sind und zu einem Ausdruck zusammengefasst werden können. Die Größe  $\Delta T$  ist die Temperaturdifferenz zwischen Raumtemperatur und Norm-Außentemperatur. Norm-Außentemperatur, definiert als der niedrigste Zweitagesmittelwert der Lufttemperatur eines Ortes, der 10mal in 20 Jahren erreicht oder unterschritten wurde und Raumtemperatur, abhängig vom Nutzungszweck des jeweiligen Raumes, sind der Norm [101] zu entnehmen. Für die aktuell erforderliche Wärmeleistung wird die Gleichung (8.3) herangezogen.

$$P = K \cdot (T_{Raum,soll} - T_{Außen}) \cdot \frac{T_{Raum,soll}}{T_{Raum,ist}} \quad (8.3)$$

Raum- und Außentemperatur sind darin mittlere Temperaturen der letzten 24 Stunden. Das Verhältnis zwischen Soll- und Istwert der Raumtemperatur berücksichtigt, ob beim letzten Heizvorgang die Solltemperatur erreicht bzw. überschritten wurde.

Da die Brennstoffförderung konstant ist, bedingt dies eine Variation der Betriebsdauer des Pelletbrenners, wobei der Einschaltzeitpunkt stets vordefiniert ist. Die erforderliche Betriebsdauer  $t_B$ , abhängig von der benötigten Wärmeleistung, wird vom Heizintervall und der Brennerleistung beeinflusst.

$$t_B = t_H \cdot \frac{P}{P_{Brenner}} \quad (8.4)$$

Unterschreitet die errechnete Brenndauer  $t_B$  die Hälfte der Nennbrenndauer, so verdoppelt die Regelung das Heizintervall  $t_H$ . Dadurch ergibt sich ein Leistungsbereich von 100 bis 50 % bei einfachem Heizintervall und 50 bis 25 % bei doppeltem Heizintervall.

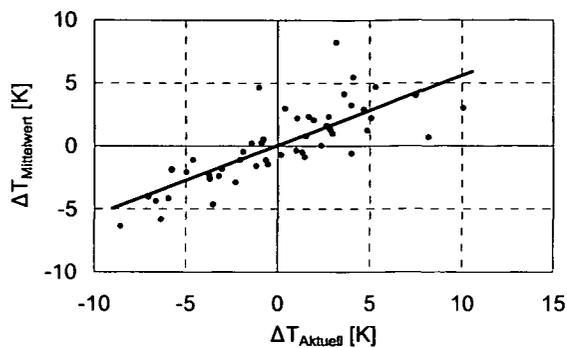
Um dem individuellen Behaglichkeitsempfinden des Kunden gerecht zu werden, kann die errechnete Betriebsdauer des Brenners in Schritten von jeweils 5 % verlängert oder verkürzt werden.

Zusätzlich wurde ein Absenken des Sollwertes der Raumtemperatur (Frostwächter) im Steuerungs- und Regelungskonzept implementiert.

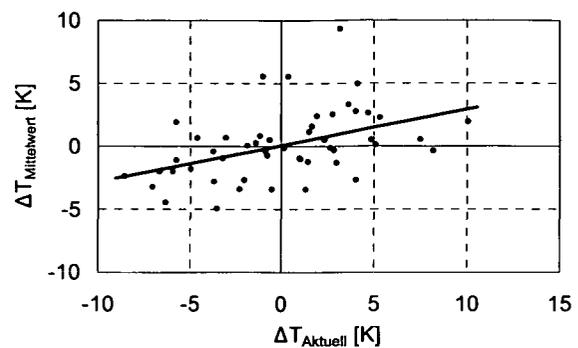
Zur Gewährleistung der Betriebssicherheit werden Abgastemperatur und Temperatur an der Dossierschnecke des Brenners laufend erfasst, und beim Überschreiten der maximal zulässigen Werte erfolgt die automatische Abschaltung des Systems. Diesen Sicherheitsfunktionen kommt vor allem beim manuellen Betrieb größere Bedeutung zu. Parallel zur Regelung des Pelletbrenners erfolgt die Steuerung der Luftklappe zum Absperrern des Kachelofens.

Wenngleich der Kachelofen aufgrund seiner Funktionsweise ein träges Heizgerät ist, soll trotzdem das Verhalten der Steuerung bei rascher Änderung der Witterung betrachtet werden. Ziel ist es, zum jeweiligen Einschaltzeitpunkt des Pelletbrenners die zukünftige Entwicklung der Außentemperatur abzuschätzen, um so eine Korrektur der errechneten Heizleistung aufgrund der mittleren Außentemperatur der letzten 24 Stunden zu ermöglichen. Zur Charakterisierung der Wetteränderung wird die aktuelle Temperatur im Zeitraum eine Stunde vor dem jeweiligen Einschaltzeitpunkt bis zum Pelletbrennerstart herangezogen und mit jener des Vortages verglichen. Dem gegenübergestellt steht die Änderung der derzeitigen mittleren Tagestemperatur im Vergleich zum zukünftigen Mittelwert. Im Rahmen der Vorortmessung (Abschnitt 8.7) wurde die Außentemperatur stets mitprotokolliert, sodass zuverlässige Messdaten vorliegen. Der Pelletbrenner

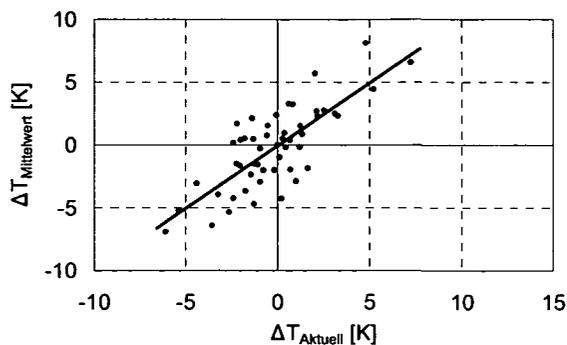
wurde überwiegend im 12 Stundenintervall betrieben (Einschaltzeitpunkt: 06:00 und 18:00 Uhr), daher wird die Entwicklung der mittleren Außentemperatur für die zukünftigen 12 bzw. 24 Stunden betrachtet.



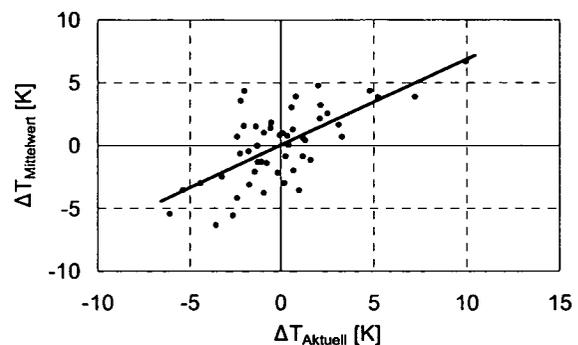
a) 12 Stundenentwicklung bezogen auf 06:00 Uhr



b) 24 Stundenentwicklung bezogen auf 06:00 Uhr



c) 12 Stundenentwicklung bezogen auf 18:00 Uhr



d) 24 Stundenentwicklung bezogen auf 18:00 Uhr

Abbildung 8.10 a bis d: Entwicklung der mittleren Außentemperatur

Bezugnehmend auf Abbildung 8.10 kann festgehalten werden, dass bei beiden Einschaltzeitpunkten (06:00 bzw. 18:00 Uhr) für die Entwicklung der mittleren Außentemperatur für die zukünftigen 12 bzw. 24 Stunden ein Zusammenhang gemäß der oben angeführten Charakterisierung der Wetteränderung gegeben ist. Erwartungsgemäß weist der 24 Stundentrend eine größere Streuung der Messwerte auf. Von einer Implementierung eines Korrekturterms zur Berücksichtigung rascher Änderung der Witterung wurde aber vorab Abstand genommen, da sich die Messdaten nur auf einen Zeitraum von sieben Wochen beschränken, wengleich die dargelegten Ausführungen als zielführend anzusehen sind.

Die Umsetzung des Steuerungs- und Regelungskonzeptes erfolgte am programmierbaren Schreiber 5100V der Firma Eurotherm. Die erstellte graphische Benutzeroberfläche ist der folgenden Abbildung zu entnehmen.

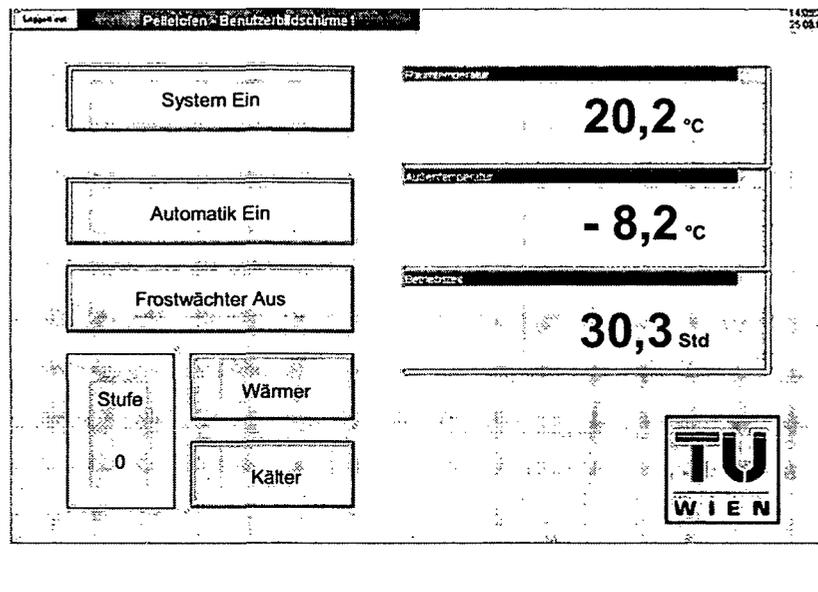


Abbildung 8.11: Graphische Benutzeroberfläche der Pelletbrennersteuerung

Neben den bereits angeführten Funktionen manueller Betrieb, Automatikbetrieb, Frostwächter und individuelle Wärmeregulierung, werden auch die aktuellen Werte von Raumtemperatur, Außentemperatur und gesamter bisheriger Betriebszeit angezeigt. Letzterer ist für die Beurteilung der Serviceintervalle von Interesse.

## 8.7 Vorortmessung

Zur Bestätigung der Praxistauglichkeit des Pelletbrennersystems, sowie des unter Abschnitt 8.6 präsentierten Steuerungs- und Regelungskonzeptes, wurde ein Kachelofen, ausgeführt nach den Richtlinien des Österreichischen Kachelofenverbandes, mit dem Pelletbrenner EcoTec A3 ausgestattet. Neben der Kontrolle von Wirkungsgrad und Emissionen lag der Schwerpunkt der Untersuchungen bei der Beurteilung des Steuerungs- und Regelungskonzeptes.

Der Kachelofen befindet sich im Wohnraum (41 m<sup>2</sup>) des Einfamilienhauses Grafenberg 67, 3730 Eggenburg. Im Bereich der Brennkammer ist ein Durchbruch zum Nebenraum (13 m<sup>2</sup>) gegeben, sodass dieser vom Kachelofen mitgeheizt wird. Die Auslegungsdaten des Ofens betragen gemäß Kachelofenberechnungsprogramm 20,3 kg Scheitholz bei einem Nachlegeintervall von 12 Stunden, dies entspricht einer Heizleistung von 5,5 kW. Aufgrund der erforderlichen Neugestaltung der Brennkammer wurde die effektive Heizfläche zum Nebenraum reduziert – die unterste der vier Kachelreihen bleibt aufgrund der Biofeuerraumkonzeption stets kalt. Somit wurde in Kauf genommen, dass die geforderte Heizleistung für den Nebenraum unterschritten wird. Die zur

Verbrennung notwendige Luft tritt durch einen Zuluftkasten mit automatisch betätigtem Zuluftschieber, der im Sockelbereich angebracht ist, ein. Bei Scheitholzfeuerung ist der Zuluftschieber vollständig geöffnet, während er beim Pelletbetrieb geschlossen ist. Aufgrund der konstruktiven Ausführung des Kachelofens ist sowohl ein Betrieb mit Pelletbrenner als auch eine Scheitholzfeuerung möglich. Die Befüllung mit Scheitholz erfolgt über eine Tür mit Sichtglas, während beim Pelletbetrieb eine Schnecke den Brennstoff aus dem Vorratsbehälter zum Brenner fördert. Beim Pelletbetrieb wird am Türrahmen eine Flanschplatte angeschraubt (sie dient der Befestigung des Pelletbrenners), während bei Scheitholzfeuerung diese Platte gegen eine Türe ausgetauscht wird. Die Ausführung der Heizzüge des Kachelofens ist als Auszug aus der Kachelofenberechnung in Abbildung 8.12 dargestellt. Eine Anheizklappe verbindet Zug 0 mit Zug 17 und stellt ein problemloses Anheizen des kalten Kachelofens sicher. Da im Rahmen der Untersuchungen der Ofen nie vollständig auskühlte, war sie stets geschlossen.

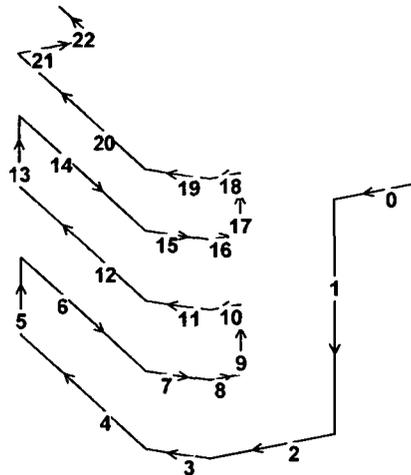


Abbildung 8.12 : Ausführung der Heizzüge (Zuglänge: 8,85 m)

### 8.7.1 Umfang der experimentellen Untersuchungen

Die wesentlichen Messgrößen bei den experimentellen Untersuchungen waren:

- Raumtemperatur in beiden Räumen
- Außentemperatur
- Abgastemperatur und Verbrennungsgastemperaturen in den folgenden Heizzügen (Bezeichnung gemäß Abbildung 8.12):

1/2	Schnittpunkt der Mittellinien von Zug 1 und 2
5/6	Schnittpunkt der Mittellinien von Zug 5 und 6
9/10	Schnittpunkt der Mittellinien von Zug 9 und 10
13	mittig von der Mittellinie von Zug 13

- 17/18      5 cm über dem Schnittpunkt der Mittellinien von Zug 17 und 18 (aufgrund der Anheizklappe war eine mittige Positionierung nicht möglich)
- 21          mittig von der Mittellinie von Zug 21
- Emission (O<sub>2</sub>, CO<sub>2</sub>, CO, NO<sub>x</sub>, C<sub>x</sub>H<sub>y</sub> und Staub)

Die Temperaturmessung erfolgte mit NiCr-Ni Mantelthermoelementen. Die verwendete Gasanalytik ist der folgenden Tabelle zu entnehmen.

Messgröße	Messgerät	Messprinzip	Norm
O <sub>2</sub>	Rosemount OXYNOS 1c	paramagnetisch	[66]
CO <sub>2</sub>	Leybold-Heraeus BINOS 1004	NDIR	[67]
CO	Leybold-Heraeus BINOS 1004	NDIR	[68]
NO <sub>x</sub>	Maihak UNOR 6N	NDIR	[69]
Org. C	Testa FID 123	FID	[70]
Staub	Ströhlein Einfachsonde	gravimetrisch	[71]

Tabelle 8.5: Eingesetzte Gasanalytik bei den Vorortmessungen

## 8.7.2 Ausgewählte Ergebnisse der Untersuchungen

### *Emissionen und Wirkungsgrad*

Auf eine detaillierte Darstellung der Messwerte wird verzichtet, vielmehr wird an dieser Stelle eine Zusammenfassung der Vorortmessungen gegeben. Die Ergebnisse der durchgeführten Messungen bestätigen die Untersuchungen am Versuchskachelofen während der ersten Projektphase (Abschnitt 8.5).

	Leistung [kW]	Wirkungs- grad [%]	CO [mg/MJ]	NO <sub>x</sub> [mg/MJ]	Org. C [mg/MJ]	Lambda [-]
Scheitholz	5,5	83,6	1086	108	159	3,8
Pellets	5,5	84,1	80	80	4	3,3

Tabelle 8.6: Zusammenfassung der Vorortmessungen hinsichtlich Emissionen und Wirkungsgrad

### *Temperaturverläufe des Verbrennungsgases in den Heizzügen*

Das Abkühlverhalten des Verbrennungsgases im Heizzugsystem bestimmt die erforderliche Mindestzuglänge, um den geforderten Wirkungsgrad zu erzielen. Betrachtet man die zeitlich gemittelten Gastemperaturen in den Heizzügen, so

kann kein wesentlicher Unterschied im Abkühlverhalten zwischen Scheitholz- und Pelletbetrieb festgestellt werden. Dies erscheint plausibel, da der Wirkungsgrad für beide Fälle nur geringfügig variiert. Unterschiede ergeben sich jedoch im zeitlichen Verhalten der Verbrennungsgastemperatur. Abbildung 8.13 zeigt die Temperatur des Verbrennungsgases exemplarisch an der Stelle 5/6 (Schnittpunkt der Mittellinien von Zug 5 und 6) für Scheitholz- bzw. Pelletbetrieb. Während bei der Scheitholzfeuerung der Großteil des Brennstoffumsatzes nach 79 Minuten abgeschlossen ist, erfordert die Pelletfeuerung eine Betriebsdauer von 146 Minuten, um den gleichen Leistungseintrag zu erzielen. Der zeitliche Mittelwert der Gastemperatur beträgt im Falle der Scheitholzfeuerung 240,4 °C und 269,9 °C im Falle der Pelletfeuerung. Diese Differenz ist auf die geringere Luftzahl bei Pelletbetrieb (3,3 statt 3,8) zurückzuführen. Deutlich erkennbar ist das ausgeprägte Temperaturmaximum beim Scheitholzbetrieb, während bei der Pelletfeuerung die Temperatur kontinuierlich ansteigt. Dieses Verhalten ist in allen Zugabschnitten zu beobachten.

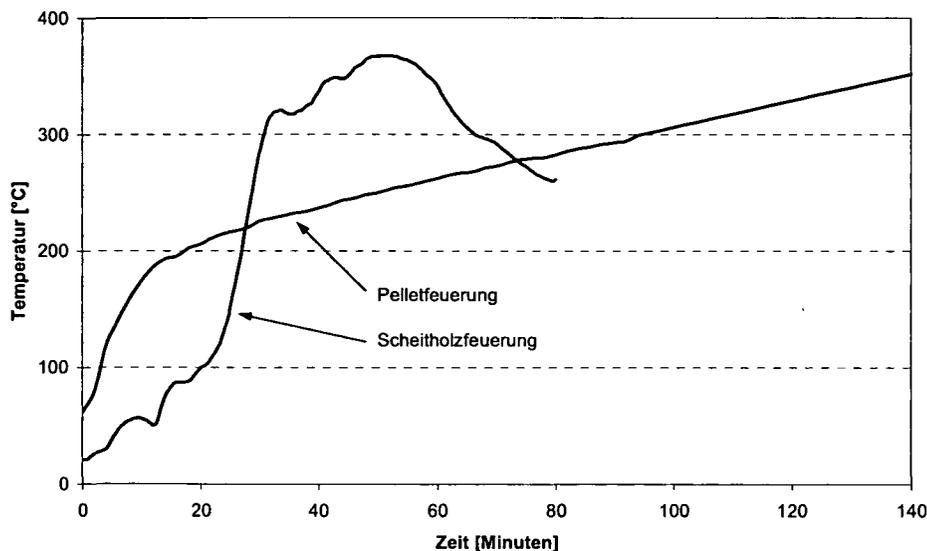


Abbildung 8.13: Temperatur des Verbrennungsgases im Heizzug 5/6 während der Abbrandphase

### Regelverhalten

Im Zuge der Überprüfung des Regel- und Steuerungskonzeptes sollen drei Fälle aufgezeigt werden, wobei sich der angegebene Sollwert der Raumtemperatur stets auf den Wohnraum bezieht.

- Sollwert der Raumtemperatur: 20 °C, Heizintervall: 12 Stunden

Die Einschaltzeitpunkte des Pelletbrenners waren mit 6:00 und 18:00 Uhr vorgegeben, die Brenndauer wurde aufgrund der Forderung nach einer Raumtemperatur von 20 °C durch die Regelung ermittelt. Der nachfolgenden Abbildung sind die Raumtemperaturen, sowie die

Außentemperatur für den Zeitraum von 8 Tagen (15.01.2004 00:00 bis 23.01.2004 00:00) zu entnehmen.

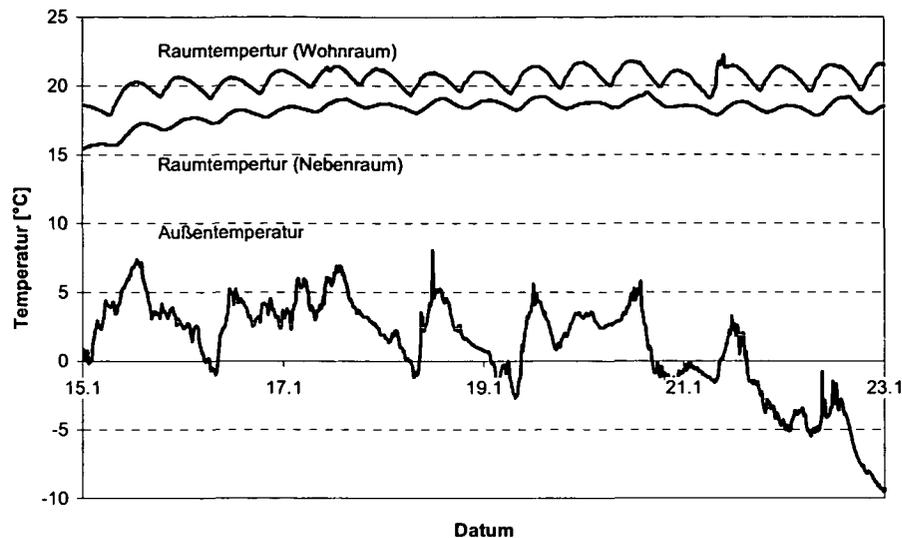


Abbildung 8.14: Sollwert der Raumtemperatur: 20 °C, Heizintervall: 12 Stunden  
(Temperaturprofile: 15. bis 23. Jänner 2004)

Die mittlere Raumtemperatur beträgt für den Wohnraum 20,5 °C (Sollwert der Raumtemperatur: 20 °C) und 18,2 °C für den Nebenraum. Die niedrigere Temperatur im Nebenraum ist auf den eingangs erwähnten Umstand der zu geringen Heizfläche des Kachelofens in diesem Bereich zurückzuführen. Nach jeder Heizphase steigen die Raumtemperaturen auf ein Maximum an und sinken bis zum neuerlichen Einschalten des Pelletbrenners auf ein Minimum ab. Beim Wohnraum beträgt diese Differenz im Durchschnitt 1,6 °C, im Falle des Nebenraumes nur 0,8 °C. Die Ursache dafür liegt in der besseren wärmetechnischen Isolation des Nebenraumes.

In Abbildung 8.15, Detaildarstellung für den Zeitraum 18. bis 20. Jänner, ist nur die Raumtemperatur für den Wohnraum angeführt, da diese die Regelgröße darstellt, weiters sind die Ein- und Ausschaltzeitpunkte des Brenners dargestellt. Grundsätzlich wurde die geforderte Solltemperatur von 20 °C durch die Regelung erreicht. Aus Abbildung 8.14 ist ersichtlich, dass der Rückgang der mittleren Außentemperatur ab dem 21. Jänner keine signifikante Auswirkung auf die Raumtemperatur zeigte.

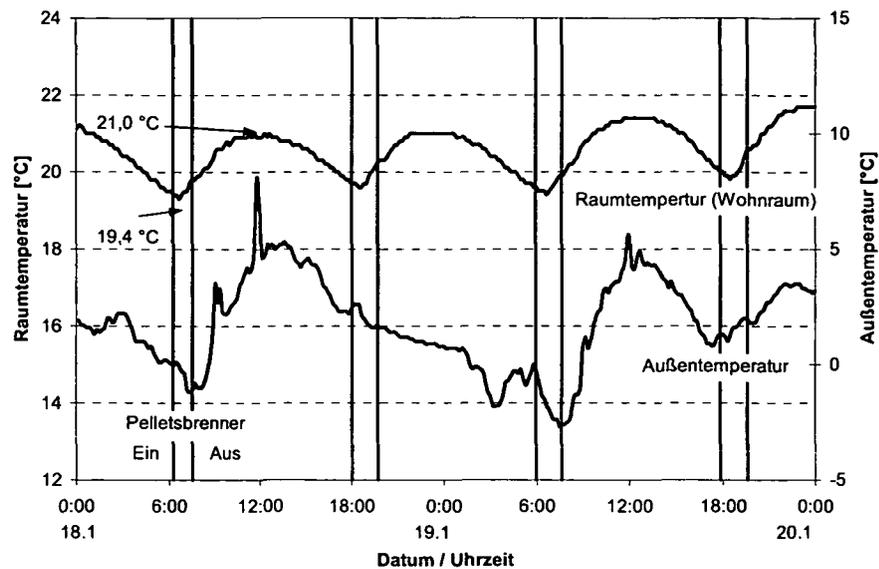


Abbildung 8.15: Sollwert der Raumtemperatur: 20 °C, Heizintervall: 12 Stunden  
(Temperaturprofile: 18. bis 20. Jänner 2004)

- Sollwert der Raumtemperatur: 10 °C, Heizintervall: 12 Stunden  
 Im Rahmen dieses Versuches wurde die Frostwächterfunktion überprüft. Die Einschaltzeitpunkte des Pelletbrenners waren ebenfalls mit 6:00 und 18:00 Uhr vorgegeben, die Brenndauer wurde gemäß Gleichung (8.4) bestimmt. Zum Einschaltzeitpunkt lagen die Raumtemperaturen deutlich über dem Sollwert von 10 °C. Die folgende Abbildung zeigt die Raumtemperaturen und die Außentemperatur für den Zeitraum von 6 Tagen (27.01.2004 00:00 bis 02.02.2004 00:00). Bei sprunghafter Änderung des Sollwertes der Raumtemperatur von einem größeren zu einem kleineren Wert (20 °C → 10 °C) tritt kein Überschwingen auf – die Raumtemperatur nähert sich dem Sollwert an, ohne diesen zu unterschreiten. Die mittleren Raumtemperaturen (ab 28. Jänner) liegen mit 11,2 °C (Wohnraum) und 11,1 °C (Nebenraum) tendenziell über dem Sollwert von 10 °C. Der Anstieg der mittleren Außentemperatur am Ende des Versuchszeitraumes führt zu einer Zunahme der Raumtemperaturen, dies ist jedoch als vertretbar anzusehen. Im Gegensatz zur ersten Messserie (Sollwert der Raumtemperatur: 20 °C, Heizintervall: 12 Stunden) sind die mittleren Raumtemperaturen von Wohn- und Nebenraum annähernd ident. Es zeigt sich jedoch auch in diesem Fall, dass aufgrund der besseren Isolation des Nebenraums die Temperaturschwankungen innerhalb der Heizzyklen gering sind.

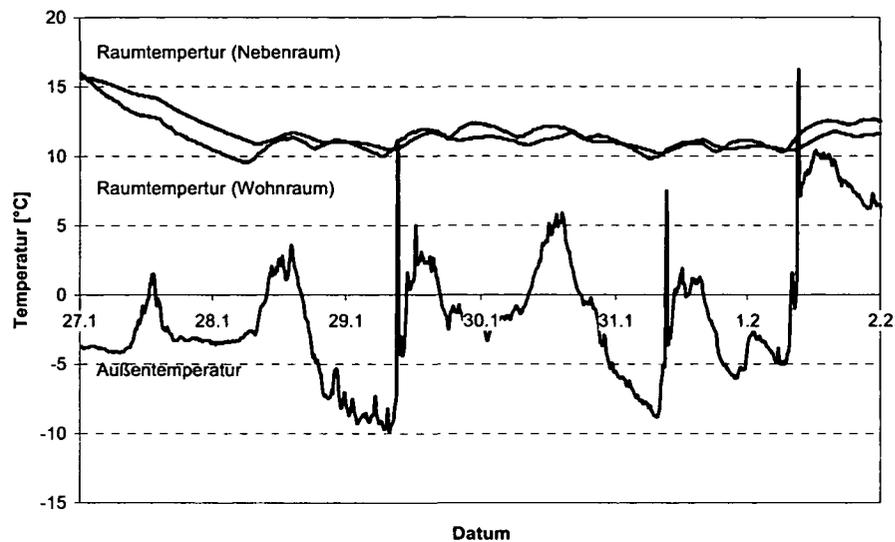


Abbildung 8.16: Sollwert der Raumtemperatur: 10 °C, Heizintervall: 12 Stunden  
(Temperaturprofil: 27. Jänner bis 02. Februar 2004)

- Sollwert der Raumtemperatur: 20 °C, Heizintervall: 8 Stunden  
 Ziel dieser Versuchsreihe ist die Beurteilung der Steuerung und Regelung bei Verkürzung des Heizintervalls. Die Einschaltzeitpunkte des Pelletbrenners waren mit 6:00, 14:00 und 22:00 Uhr vorgegeben. Zu Beginn der Messserie lagen die Raumtemperaturen deutlich unter dem Sollwert von 20 °C. Die Raumtemperaturen und die Außentemperatur für den Zeitraum von 5 Tagen (02.02.2004 12:00 bis 07.02.2004 12:00) sind dem folgenden Diagramm zu entnehmen. Die Untersuchungen zeigen, dass bei einer sprunghaften Änderung des Sollwertes der Raumtemperatur von einem kleineren zu einem größeren Wert kein Überschwingen auftritt – die Raumtemperatur nähert sich dem Sollwert an, ohne diesen zu überschreiten. Eine zu geringe Pelletmenge im Vorratsbehälter verursacht im Zeitraum vom 04.02.2004 12:00 bis 05.02.2004 12:00 eine Reduktion der Heizleistung, dies führt zu geringeren Raumtemperaturen. Die mittleren Raumtemperaturen während der letzten 48 Stunden des betrachteten Zeitintervalls betragen 18,9 °C (Wohnraum) und 17,0 °C (Nebenraum), sie liegen tendenziell unter dem Sollwert von 20 °C. Analog zur ersten Messserie (Sollwert der Raumtemperatur: 20 °C, Heizintervall: 12 Stunden) ist die Raumtemperatur des Nebenraumes geringer als die des Wohnraumes.

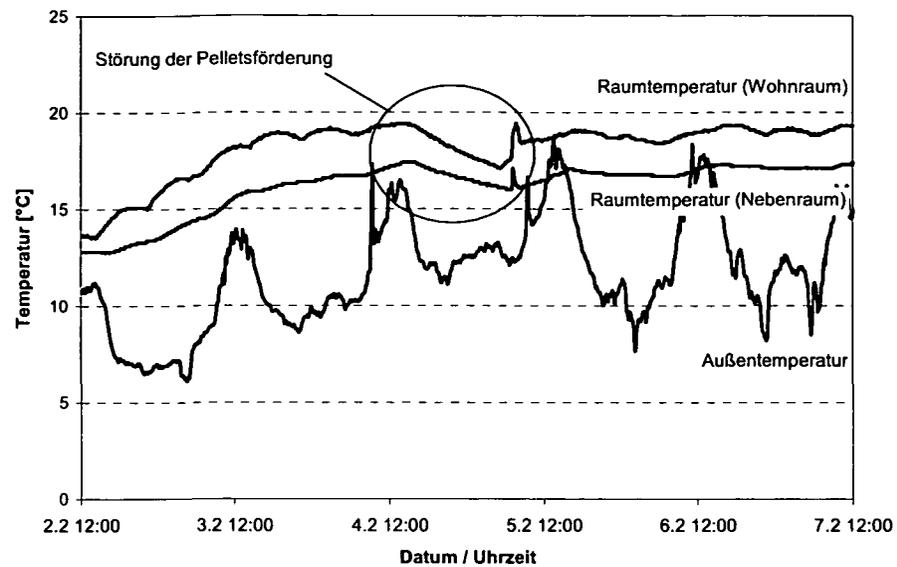


Abbildung 8.17: Sollwert der Raumtemperatur: 20 °C, Heizintervall: 8 Stunden  
(Temperaturprofile: 02. bis 07. Februar 2004)

Betreffend der Steuerung und Regelung wurde folgendes Verhalten festgestellt: Bei einer sprunghaften Änderung des Sollwertes der Raumtemperatur (20 °C – 10 °C – 20 °C) tritt kein Überschwingen des Istwertes auf. Die Abweichungen zwischen Ist- und Sollwert betragen rund 1 °C. Der zweiten Messserie (Sollwert der Raumtemperatur: 10 °C, Heizintervall: 12 Stunden) zufolge, verursacht eine rasche Wetteränderung aufgrund der trägen Regelungscharakteristik mit 24 Stundenmittelwerte eine Abweichung des Istwertes der Raumtemperatur vom Sollwert. Verbesserungsvorschläge dahingehend sind dem Abschnitt 8.6 zu entnehmen.

## 8.8 Zusammenfassung

Wenngleich in den letzten Jahren durch innovative Weiterentwicklungen neue Anwendungsgebiete wie die Warmwasseraufbereitung oder die Ganzhausheizung für den Kachelofen erschlossen wurden, so bleibt doch der Automatisierungsgrad aufgrund des Wesens der Scheitholzfeuerung beschränkt. Die Entwicklung eines Pelletkachelofens verbindet die Vorteile von Holzpellets hinsichtlich Transport, Lagerung, Förderung und Dosierung, mit jenen des klassischen Kachelofens. Im Rahmen dieser Arbeit konnte mittels umfangreicher experimenteller Untersuchungen und unterstützt durch die numerische Simulation gezeigt werden, dass Pelletbrenner für den Einbau in einen Kachelofen geeignet sind.

- Aufgrund der definierten Verbrennungsführung können bei Pelletfeuerungen die Emissionen signifikant reduziert werden.
- Hinsichtlich der Brennkammertemperatur tritt im Falle der Scheitholzfeuerung ein ausgeprägtes Maximum in der Hauptbrennphase auf, während bei der Pelletfeuerung die Temperatur kontinuierlich ansteigt. Dieses Verhalten spiegelt sich in abgeschwächter Form in den Abgastemperaturen wider.
- Betreffend des Wärmespeicherverhaltens stellen sich unter der Voraussetzung identer Rahmenbedingungen (Wärmeleistung, Luftzahl, Raumtemperatur, etc. ) bei Pellet- bzw. Scheitholzfeuerung unterschiedliche Oberflächentemperaturen ein. Im Falle der Pelletfeuerung wird die maximale Oberflächentemperatur später erreicht, diese ist auch geringer als jene bei der Scheitholzfeuerung.
- Bezüglich der Variation der Luftzahl kann festgestellt werden, dass mit geringerer Luftzahl der Wirkungsgrad zunimmt, jedoch eine Mindestluftzahl infolge steigender CO Emissionen nicht unterschritten werden darf. Parallel dazu gilt es durch Verkleinerung und Isolierung der Brennkammer, sowie durch Reduktion der Heizzugquerschnitte eine steigende Wärmeeinspeicherung im Bereich der Brennkammer bei geringeren Luftzahlen zu vermeiden. Dies führt zu zwei unterschiedlichen Bauformen: Bauform für große Luftzahl gemäß den Richtlinien des Österreichischen Kachelofenverbandes (Verwendung auch als Scheitholzfeuerung möglich) und Bauform für kleine Luftzahlen. Für letztere liegen bislang nur theoretische Überlegungen vor.
- Im Rahmen der Vorortmessung konnte sowohl die Praxistauglichkeit eines Kachelofens, dimensioniert nach den Richtlinien des Österreichischen Kachelofenverbandes, mit eingebautem Pelletbrenner als auch die des entwickelten Regelungs- und Steuerungskonzeptes bestätigt werden.

## 9 Zusammenfassung und Ausblick

Auch ein altbewährtes Produkt wie der Kachelofen kann und soll sich einem ständig ändernden Umfeld nicht verschließen. Gerade im Hinblick auf die Emissionsproblematik konnten im letzten Jahrzehnt wesentliche Weiterentwicklungen erzielt werden. Darüber hinaus gewinnen jedoch Fragen der Gestaltung des Wärmespeichers und der äußeren Hülle zunehmend an Bedeutung. Ziel dieser Arbeit war es daher ein grundsätzliches Verständnis für die Vorgänge der Wärmespeicherung und Wärmeabgabe bei keramischen Speichern anhand von konkreten Beispielen zu erarbeiten.

Ausgehend von der generellen Betrachtung der Wärmespeicherproblematik, mit dem Schwerpunkt der Feststoffwärmespeicher für fühlbare Wärme im Hochtemperaturbereich, wurde ein mathematisches Modell zur Beschreibung keramischer Wärmespeicher entwickelt. Ziel war es, einzelne Abschnitte des Kachelofens herauszugreifen und an ihnen die relevanten physikalischen Vorgänge des Wärmetransports durch Konvektion, Leitung und Strahlung aufzuzeigen. Auf eine Modellierung der Verbrennung wurde nicht zurückgegriffen, vielmehr wurde mittels Messungen an Kachelöfen, die den Stand der Technik repräsentieren, die erforderlichen Daten gewonnen. Selbstverständlich wurde dem instationären Verhalten dieser Vorgänge Rechnung getragen. Basierend auf diesen Überlegungen konnten qualitative Aussagen über Variationen in Dimension und Werkstoff getroffen werden. Anwendung fand dies im Rahmen von zwei Projekten.

### ***Projekt „Kachelofenbauweise mit Luftspalt“***

Aufgrund von neuen Entwicklungen werden Kachelöfen zunehmend mit Luftspalt ausgeführt. Als Vorteil wird die gleichmäßigere Oberflächentemperatur angesehen, jedoch verbunden mit dem Nachteil des schlechteren Wirkungsgrades gegenüber der Bauweise ohne Luftspalt, bei identer Konstruktion betreffend Brennkammer und Heizzugführung. Im Rahmen dieser Arbeit wurden mittels experimenteller Untersuchungen und unterstützt durch die numerische Simulation die Einflüsse von Luftspaltbreite, Wanddicke, Werkstoff bzw. Heizzuglänge auf das unterschiedliche Wärmespeicherverhalten bei Bauweise mit und ohne Luftspalt diskutiert und Lösungsmöglichkeiten, um den Wirkungsgradabfall zu verhindern, aufgezeigt.

Die Ergebnisse dieser Arbeit waren Anlass für ein weiterführendes Projekt (Österreichischen Kachelofenverband und Rath AG). In diesem wird das Wärmespeicherverhalten von Kachelöfen mit Bauweise ohne bzw. mit Luftspalt bei Verwendung von Schamotten mit höherer Dichte und Wärmeleitfähigkeit untersucht.

***Projekt „Entwicklung eines pelletsbefeuerten Kachelofens“***

Wenngleich in den letzten Jahren durch innovative Weiterentwicklungen neue Anwendungsgebiete wie die Warmwasseraufbereitung oder die Ganzhausheizung für den Kachelofen erschlossen wurden, so bleibt doch der Automatisierungsgrad aufgrund des Wesens der Scheitholzfeuerung beschränkt. Im Rahmen dieses Projektes wurde ein mit Pellets befeuerter Kachelofen entwickelt und das Wärmespeicherverhalten dieses Systems untersucht. Weiters wurde ein Steuerungs- und Regelungskonzept erarbeitet. Bei der Beurteilung des Einflusses der Luftzahl ergaben sich zwei unterschiedliche Bauformen: Bauform für große Luftzahl gemäß den Richtlinien des Österreichischen Kachelofenverbandes (Verwendung auch als kombinierte Scheitholzfeuerung möglich) und Bauform für kleine Luftzahlen. Für letztere liegen bislang nur theoretische Überlegungen vor. Mittels Vorortmessung konnte sowohl die Praxistauglichkeit eines Kachelofens, dimensioniert nach den Richtlinien des Österreichischen Kachelofenverbandes, mit eingebautem Pelletbrenner als auch die des entwickelten Regelungs- und Steuerungskonzeptes bestätigt werden.

Weiterführende Arbeiten am Pelletkachelofen mit niedriger Luftzahl werden vom Austrian Bioenergy Centre durchgeführt. Hierbei gilt es zusätzliche Pelletbrenner für den Einsatz im Kachelofen zu prüfen und die theoretischen Überlegungen betreffend der Wärmespeicherdimensionierung durch experimentelle Untersuchungen zu bestätigen.

# 10Anhang

## 10.1 Nomenklatur

### *Formelzeichen, lateinische Buchstaben*

a	Temperaturleitfähigkeit = $\lambda/(\rho \cdot c_p)$ [ $m^2/s$ ]
a	Koeffizient
A	Fläche [ $m^2$ ]
B	Radiosity [ $W/m^2$ ]
$c_{CO}$	CO Konzentration [ $mg/MJ$ ]
$c_{NO_x}$	$NO_x$ Konzentration [ $mg/MJ$ ]
$c_{Org.C}$	Org. C Konzentration [ $mg/MJ$ ]
$c_p$	spezifische Wärmekapazität [ $J/(kg \cdot K)$ ]
C	Koeffizient [-]
d	Durchmesser [m]
e	spezifische innere Energie [ $J/kg$ ]
E	emittierte Energie [ $W/m^2$ ]
$f_2$	Koeffizient [-]
F	Formfaktor [-]
F	Gewichtung [-]
$F_c^{diffusiv}$	konvektiver Fluss
$F_c^{konvektiv}$	diffusiver Fluss
g	Erdbeschleunigung [ $m/s^2$ ]
$\bar{g}$	Gravitationsvektor [ $m/s^2$ ]
h	spezifische Enthalpie [ $J/kg$ ]
H	Luftspalthöhe [m]
K	Konstante
$K_s$	Rauhigkeit [m]
l	charakteristische Länge [m]
L	allgemeine Differentialgleichung
L	Luftspaltbreite [m]
n	Koeffizient [-]
p	Druck [Pa]
$\bar{p}$	zeitlicher Mittelwert des Druckes [Pa]
$p'$	Schwankung des Druckes [Pa]
P	Wärmeleistung [W]
$P_{Brenner}$	Pelletbrennerleistung [W]
q	Wärmestrom [ $W/m^2$ ]
$\bar{q}$	Wärmestromvektor [ $W/m^2$ ]
r	Abstand [m]

$S_\phi$	Quellterm der allgemeinen Transportgleichung
$t$	Zeit [s]
$t_B$	Brenndauer [s]
$t_H$	Heizintervall [s]
$T$	Temperatur [K]
$\bar{T}$	zeitlicher Mittelwert der Temperatur [K]
$T'$	Schwankung der Temperatur [K]
$T_\infty$	Umgebungstemperatur [K]
$T_0$	Starttemperatur [K]
$T_{\text{aus}}$	Austrittstemperatur des Fluids [K]
$T_{\text{Außen}}$	Außentemperatur (Tagesmittel) [°C]
$T_{\text{ein}}$	Eintrittstemperatur des Fluids [K]
$T_h$	Temperatur der warmen Wand [K]
$T_k$	Temperatur der kalten Wand [K]
$T_{\text{Raum,ist}}$	Raumtemperatur Istwert (Tagesmittel) [°C]
$T_{\text{Raum,soll}}$	Raumtemperatur Sollwert (Tagesmittel) [°C]
$u$	Geschwindigkeit [m/s]
$\vec{u}$	Geschwindigkeitsvektor [m/s]
$\bar{u}$	zeitlicher Mittelwert des Geschwindigkeitsvektors [m/s]
$\vec{u}'$	Schwankung des Geschwindigkeitsvektors [m/s]
$v$	Geschwindigkeit [m/s]
$V$	Volumen [m <sup>3</sup> ]
$w$	Gewichtsfunktion
$x$	Länge [m]
$\vec{x}$	Ortsvektor [m]
$y$	Länge [m]

### **Formelzeichen, griechische Buchstaben**

$\alpha$	konvektiver Wärmeübergangskoeffizient [W/m <sup>2</sup> ]
$\beta$	thermischer Ausdehnungskoeffizient [1/K]
$\Gamma_\phi$	Diffusionskoeffizient der allgemeinen Transportgleichung
$\eta$	dynamische Viskosität [kg/(m·s)]
$\eta$	Wirkungsgrad [-]
$\theta$	Winkel zwischen Flächennormalen [°]
$\theta$	dimensionslose Temperatur [-]
$\lambda$	Wärmeleitfähigkeit [W/m]
$\nu$	kinematische Viskosität [m <sup>2</sup> /s]
$\xi$	dimensionslose Länge [-]
$\xi$	relative Rauigkeit [-]
$\rho$	Dichte [kg/m <sup>3</sup> ]
$\varphi$	Neigungswinkel [°]
$\Phi$	Abhängige Variable der allgemeinen Transportgleichung

$\bar{\Phi}$	Näherungslösung der abhängige Variable der allgemeinen Transportgleichung
$\tau$	Schubspannungstensor [Pa]

### **Indizes**

i, j, k	Vektor- bzw. Tensorindizes
m	Mittelwert
max	Maximum
min	Minimum
w	Wand

### **dimensionslose Kennzahlen**

Ar	Archimedeszahl
Bi	Biotzahl
Br	Brinkmannzahl
Ec	Eckertzahl
Gr	Grashofzahl
$Gr_x$	lokale Grashofzahl
Gz	Grätzzahl
j	Colburnzahl
Kn	Knudsenzahl
Nu	Nußeltzahl
$Nu_m$	Nußeltzahl für die voll ausgebildete Strömung
$Nu_w$	Nußeltzahl für den Einlaufbereich
Pe	Pécletzahl
Pr	Prandtlzahl
Re	Reynoldszahl
St	Stantonzahl

### **Mathematische Operatoren**

$\Delta$	Differenz
$\propto$	proportional
$\frac{\partial}{\partial t}$	partiell Differential
$\nabla$	Nabla Operator = $\left( \frac{\partial}{\partial x}, \frac{\partial}{\partial y}, \frac{\partial}{\partial z} \right)$
$O(\varepsilon)$	von der Ordnung $\varepsilon$
$\Sigma$	Summe

## 10.2 Literatur

- [1] Statistik Austria: Statistisches Jahrbuch 2003, Wien (2002)
- [2] Eurostat: Pressemitteilung 100/2002 – 23. August 2002
- [3] M. Kaltschmitt, H. Hartmann: Energie aus Biomasse – Grundlagen, Technik und Verfahren, Springer Verlag, Berlin (2001)
- [4] J. Neubarth, M. Kaltschmitt: Erneuerbare Energie in Österreich, Springer Verlag, Wien (2000)
- [5] I. Obernberger: Sekundärrohstoff Holzasche – Nachhaltiges Wirtschaften im Zuge der Energiegewinnung aus Biomasse, Dissertation, Technische Universität Graz (1994)
- [6] T. Schiffert: Raumklima und Gesundheit, Schriftenreihe 3, Österreichischer Kachelofenverband, Wien (1996)
- [7] C. Schmidmeier: Wohnraumklima und Gesundheit, Möwe Verlag, Idstein (1992)
- [8] Vereinbarung gemäß Art. 15a Bundesverfassungsgesetz (B-VG) über Schutzmaßnahmen betreffend Kleinf Feuerungsanlagen sowie über die Einsparung von Energie
- [9] ÖNORM B 8301: Bemessung von Kachelöfen – Anforderungen, Österreichisches Normungsinstitut, Wien (2003)
- [10] ÖNORM B 8302: Bemessung von Kachelöfen – Berechnungsverfahren, Österreichisches Normungsinstitut, Wien (1999)
- [11] ÖNORM B 8303: Bemessung von Kachelöfen – Prüfungen, Österreichisches Normungsinstitut, Wien (1999)
- [12] ÖNORM B 8304: Kachelmaterial – Keramische Ofenkacheln - Anforderungen, Prüfungen, Normkennzeichnung, Österreichisches Normungsinstitut, Wien (2001)
- [13] ÖNORM B 8305: Kachelmaterial – Keramische Kachelbauteile - Anforderungen, Prüfungen, Österreichisches Normungsinstitut, Wien (2001)
- [14] ÖNORM B 8306: Schamotte material – Anforderungen, Prüfung, Normkennzeichnung, Österreichisches Normungsinstitut, Wien (2000)
- [15] ÖNORM B 8308: Mörtel für Hafnerarbeiten – Allgemeine Prüfanforderungen, Prüfungen, Österreichisches Normungsinstitut, Wien (2003)
- [16] T. Schiffert: Persönliche Mitteilung. Österreichischer Kachelofenverband, Wien (2004)

- [17] M. Rath, H. Hofbauer: A Stage Combustion with Control System for Tiled Stoves, Proc. of the 8th European Biomass Conference, Vol. 3 (1994) 1638-1644
- [18] H. Hofbauer, T. Schiffert and G. Baumgartner, Wood Stoves – Emission Reduction, Proc. of the 9th European Bioenergy Conference, Vol. 2 (1996) 1221-1226
- [19] E. Karlsvik, J. E. Hustad and O. K. Sonju, Emissions from Wood Stoves and Fireplaces, Proc. of Adv. in Thermochemical Biomass Conversion, Vol. 1 (1993) 690-707
- [20] M. Rath: Der Kachelofen – Maßnahmen zur Optimierung der Verbrennung und Erhöhung der Bedienerfreundlichkeit, Dissertation, Technische Universität Wien, Wien (1995)
- [21] N.M. Fischer: Wärmespeicher, Verlag TÜV Rheinland, Köln (1992)
- [22] ISO 1109: Refractory products – Classification of dense shaped refractory products, International Organization for Standardization, Genf (1975)
- [23] M. Rath: Die Werkstoffeigenschaften von Ofenbaumaterialien – Worauf kommt es wirklich an? K&R 1 (1996) 8-10
- [24] P. Lendl: Brennerkammern in Ölfeuerungen, Genter Verlag, Stuttgart (1967)
- [25] Verein Deutscher Ingenieure: VDI-Wärmeatlas, Berechnungsblätter für den Wärmeübergang, VDI Verlag, Düsseldorf (1994)
- [26] H. Salmang, H. Scholze: Keramik – Teil 2: Keramische Werkstoffe, Springer Verlag, Berlin (1983)
- [27] S. Kienow: Die mechanische und chemische Beanspruchung feuerfester Baustoffe, Klepzig-Fachberichte für die Führungskräfte aus Maschinenbau und Hüttenwesen 78 (1970) 28-33
- [28] K. Konopicky: Zur Theorie der Schamotte-Erzeugnisse, Berichte der Deutschen Keramischen Gesellschaft 32 (1955) 257-261
- [29] ÖNORM EN 993-1: Prüfverfahren für dichte geformte feuerfeste Erzeugnisse – Teil 1: Bestimmung der Rohdichte, offene Porosität und Gesamtporosität, Österreichisches Normungsinstitut, Wien (1995)
- [30] ÖNORM EN 993-5: Prüfverfahren für dichte geformte feuerfeste Erzeugnisse – Teil 5: Bestimmung der Kaltdruckfestigkeit, Österreichisches Normungsinstitut, Wien (1999)
- [31] ÖNORM EN 993-10: Prüfverfahren für dichte geformte feuerfeste Erzeugnisse – Teil 10: Bestimmung der bleibenden Längenänderung nach Temperatureinwirkung, Österreichisches Normungsinstitut, Wien (1998)
- [32] ÖNORM EN 993-12: Prüfverfahren für dichte geformte feuerfeste Erzeugnisse – Teil 12: Bestimmung des Kegelfallpunktes (Feuerfestigkeit), Österreichisches Normungsinstitut, Wien (1997)

- [33] DIN 51068-1: Prüfung keramischer Roh- und Werkstoffe – Bestimmung des Widerstandes gegen schroffen Temperaturwechsel – Wasserab-schreckverfahren für feuerfeste Steine, Deutsches Institut für Normung e. V., Berlin (1976)
- [34] W. Rodi: Turbulence Models and Their Application in Hydraulics - A State of the Art Review, 3<sup>rd</sup> Edition, IAHR Monograph, A.A. Balkema, Rotterdam (1993)
- [35] J.O. Hintze: Turbulence, 2<sup>nd</sup> Edition, The McGraw Hill Book Company, New York (1975)
- [36] J.C. Rotta: Turbulente Strömungen, B.G. Teubner, Stuttgart (1972)
- [37] H. Hofbauer, T. Schiffert, D. Vogl: Auslegung keramischer Speicher, Schriftenreihe 8, Österreichischer Kachelofenverband, Wien (2002)
- [38] N. Elsner: Grundlagen der technischen Thermodynamik, Akademie Verlag, Berlin (1993)
- [39] F. Wertjanz: Modellbildung eines Nachtspeicherofens, Diplomarbeit Technische Universität Graz, Graz (1989)
- [40] N. Sigmund: Numerische Simulation der instationären Wärmetransport und -speichervorgänge in einem Kachelofen, Dissertation, Technische Universität Wien, Wien (1998)
- [41] S.V. Patankar: Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, Hemisphere Publishing Co. McGraw-Hill, New York (1980)
- [42] R. Siegel ; J.R. Howell. J. Lohrengel: Wärmeübertragung durch Strahlung Teil 1 Grundlagen und Materialeigenschaften, Springer Verlag, Berlin (1988)
- [43] R. Siegel ; J.R. Howell. J. Lohrengel: Wärmeübertragung durch Strahlung Teil 2 Strahlungsaustausch zwischen Oberflächen und in Umhüllungen, Springer Verlag, Berlin (1991)
- [44] R. Siegel ; J.R. Howell. J. Lohrengel: Wärmeübertragung durch Strahlung Teil 3 Strahlungsübergang in absorbierenden, emittierenden und streuenden Medien, Springer Verlag, Berlin (1993)
- [45] C.M. Goral, K.E. Torrance, D.P. Greenberg, B. Battaile: Modelling the interaction of light between diffuse surfaces, Computer Graphics 18 (1984) 213-222
- [46] An-SeopChoi: Practical applications of form factor computation in lighting calculations, Building and Environment 37 (2002) 1107-1115
- [47] M.F. Cohen und P.D. Greenberg: The hemi-cube: a radiosity solution for complex environments, Computer Graphics 19 (1985) 19 31-40
- [48] E.R.G. Eckert, R.J. Goldstein, W.E. Ibele, S.V. Patankar, T.W. Simon, P.J. Strykowski, K.K. Tamma, T.H. Kuehn, A. Bar-Cohen, J.V.R. Heberlein, D.L. Hofeldt, K.A. Stelson, J.H. Davidson: Heat transfer – a review of 1993 literature, Int. J. Heat and Mass Transfer 39 (1996) 885-963

- [49] E.R.G. Eckert, R.J. Goldstein, W.E. Ibele, S.V. Patankar, T.W. Simon, P.J. Strykowski, K.K. Tamma, T.H. Kuehn, A. Bar-Cohen, J.V.R. Heberlein, J.H. Davidson, J. Bischof, F. Kulacki, U. Kortshagen: Heat transfer – a review of 1994 literature, *Int. J. Heat and Mass Transfer* 40 (1997) 3729-3804
- [50] E.R.G. Eckert, R.J. Goldstein, W.E. Ibele, S.V. Patankar, T.W. Simon, P.J. Strykowski, K.K. Tamma, T.H. Kuehn, A. Bar-Cohen, J.V.R. Heberlein, D.L. Hofeldt, J.H. Davidson, J. Bischof, F. Kulacki: Heat transfer – a review of 1995 literature, *Int. J. Heat and Mass Transfer* 42 (1999) 2717-2797
- [51] E.R.G. Eckert, R.J. Goldstein, W.E. Ibele, T.W. Simon, T.H. Kuehn, P.J. Strykowski, K.K. Tamma, A. Bar-Cohen, J.V.R. Heberlein, J.H. Davidson, J. Bischof, F. Kulacki, U. Kortshagen: Heat transfer – a review of 1996 literature, *Int. J. Heat and Mass Transfer* 43 (2000) 1273-1371
- [52] E.R.G. Eckert, R.J. Goldstein, W.E. Ibele, S.V. Patankar, T.W. Simon, T.H. Kuehn, P.J. Strykowski, K.K. Tamma, A. Bar-Cohen, J.V.R. Heberlein, J.H. Davidson, J. Bischof, F.A. Kulacki, U. Kortshagen, S. Garrick: Heat transfer – a review of 1997 literature, *Int. J. Heat and Mass Transfer* 43 (2000) 2431-2528
- [53] R.J. Goldstein, E.R.G. Eckert, W.E. Ibele, S.V. Patankar, T.W. Simon, T.H. Kuehn, P.J. Strykowski, K.K. Tamma, A. Bar-Cohen, J.V.R. Heberlein, J.H. Davidson, J. Bischof, F.A. Kulacki, U. Kortshagen, S. Garrick: Heat transfer – a review of 1998 literature, *Int. J. Heat and Mass Transfer* 44 (2001) 253-366
- [54] R.J. Goldstein, E.R.G. Eckert, W.E. Ibele, S.V. Patankar, T.W. Simon, T.H. Kuehn, P.J. Strykowski, K.K. Tamma, A. Bar-Cohen, J.V.R. Heberlein, J.H. Davidson, J. Bischof, F.A. Kulacki, U. Kortshagen, S. Garrick: Heat transfer – a review of 1999 literature, *Int. J. Heat and Mass Transfer* 44 (2001) 3579-3699
- [55] R.J. Goldstein, E.R.G. Eckert, W.E. Ibele, S.V. Patankar, T.W. Simon, T.H. Kuehn, P.J. Strykowski, K.K. Tamma, A. Bar-Cohen, J.V.R. Heberlein, J.H. Davidson, J. Bischof, F.A. Kulacki, U. Kortshagen, S. Garrick: Heat transfer – a review of 2000 literature, *Int. J. Heat and Mass Transfer* 45 (2002) 2853–2957
- [56] R.K. Shah, M.S. Bhatti: Chap.3 Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer, S. Kakaç, R.K. Shah, W. Aung (eds), Wiley-Interscience: New York (1987)
- [57] M. Hirota, H. Fujita, A. Tanaka, S. Araki, T. Tanaka: Local heat (mass) transfer characteristics in rectangular ducts with a sharp 180-degree turn, *Energy Conversion and Management* 38 (1997) 1155-1168
- [58] D.K. Harris, V.W. Goldschmidt: An empirical investigation into the external heat transfer of a U-bend cross-flow, *Int. J. Heat and Mass Transfer* 42 (1999) 1957-1968

- [59] S. Mochizuki, A. Murata, R. Shibata and Wen-Jei Yang, Detailed measurements of local heat transfer coefficients in turbulent flow through smooth and rib-roughened serpentine passages with a 180° sharp bend, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, 42 (1999) 1925-1934
- [60] T. Astarita, G. Cardone: Thermofluidynamik analysis of the flow in a sharp 180° turn channel, *Experimental Thermals and Fluid Science* 20 (2000) 188-200
- [61] T. M. Liou, C. C. Chen, Y. Y. Tzeng and T. W. Tsai, Non-intrusive measurement of near-wall fluid flow and surface in a serpentine passage. *Int. J. Heat and Mass Transfer*, 43 (2000) 3233-3244
- [62] R.H. Norris: Augmentation of convective heat and mass transfer, *Am. Soc. Mech. Eng. 2* (1971) 16-26
- [63] W.M. Lewandowski, P. Kubski: Methodical Investigation of Free Convection from Vertical and Horizontal Plates, *Wärme- und Stoffübertragung*, 17 (1983) 147-154
- [64] Abdul-Jabbar N. Khalifa: Natural convective heat transfer coefficient – a review I. Isolated vertical and horizontal surfaces, *Energy Conversion and Management* 42 (2001) 491-504
- [65] DIN Taschenbuch 233: Prüfung fester Brennstoffe – Anforderungen und Prüfung, Deutsches Institut für Normung e. V., Berlin (1988)
- [66] AA-09-11: Messung der O<sub>2</sub>-Konzentration – Paramagnetisches Prinzip, Prüflabor für Feuerungsanlagen, Wien (2002)
- [67] AA-09-12: Messung der CO<sub>2</sub>-Konzentration – NDIR Adsorption, Prüflabor für Feuerungsanlagen, Wien (2002)
- [68] AA-09-13: Messung der CO-Konzentration – NDIR Adsorption VDI 2459 Bl. 6, Prüflabor für Feuerungsanlagen, Wien (1998)
- [69] AA-09-14: Messung der NO<sub>x</sub>-Konzentration – NDIR Adsorption VDI 2456 Bl. 6, Prüflabor für Feuerungsanlagen, Wien (2002)
- [70] AA-09-15: Messung der Konzentration gasförmiger Kohlenwasserstoffe – VDI 3481 Bl. 1, Prüflabor für Feuerungsanlagen, Wien (2002)
- [71] AA-09-17: Messung der Staubkonzentration – ÖNORM M 5861 T1 und T2, Prüflabor für Feuerungsanlagen, Wien (2002)
- [72] R. Marutzky, K. Seeger: Energie aus Holz und anderer Biomasse, DRW Verlag, Leinfelden-Echterdingen (1999)
- [73] K. Plank: Untersuchung der Wärmespeicherung und Temperaturverteilung in Kanälen, Diplomarbeit Technische Universität Wien (1996)
- [74] H. Hofbauer, G. Bachmann, E. Padouvas: Kachelofen – Einschligig oder mehrschligig? – Teil 1, *K+R* 1/2002 6-8
- [75] H. Hofbauer, G. Bachmann, E. Padouvas: Kachelofen – Einschligig oder mehrschligig? – Teil 2, *K+R* 2/2002 8-10

- [76] H. Hofbauer, G. Bachmann, E. Padouvas: Kachelofen – Einschalig oder mehrschalig? – Teil 3, K+R 3/2002 6-8
- [77] E.L. Koschmieder, Cambridge Monographs on Mechanics and Applied Mathematics. In: Bénard Cells and Taylor Vortices, 1<sup>st</sup> ed. Cambridge University Press, Cambridge (1993)
- [78] G.P. Merker: Konvektive Wärmeübertragung, Springer Verlag, Berlin (1987)
- [79] J.W. Elder: Laminar free convection in a vertical slot, Journal of Fluid Mechanics, 23 (1965) 77-98
- [80] S.H. Yin, T.Y. Wung, K. Chen: Natural convection in an air layer enclosed within rectangular cavities, Int. J. Heat and Mass Transfer, 21 (1978) 307-315
- [81] G.K Batchelor: Heat transfer by free convection across a closed cavity between vertical boundaries at different temperatures, Quart. J. Mechanics and applied Mathematics, 12 (1953) 209-233
- [82] E.R.G. Eckert, W.O. Carlson: Natural convection in an air layer enclosed between two vertical plates with different temperatures, Int. J. Heat and Mass Transfer, 2 (1961) 106-110
- [83] S. Ostrach: Natural convection in enclosures, Advanced Heat Transfer 8 (1972) 161-227
- [84] B.M. Berkovsky, V.K. Polevikov: Numerical study of problems on high-intensive free convection, in D.B. Spalding, H. Afghan: Heat transfer and turbulent buoyant convection, Vol. 1 and 2, Washington (1976)
- [85] E. Shewen, K.G.T. Hollands, G.D. Raithby: Heat Transfer by Natural Convection Across a Vertical Air Cavity of Large Aspect, Journal of Heat Transfer, 118 (1996) 993-995
- [86] S.M. ElSherbiny, G.D. Raithby, K.G.T. Hollands: Heat Transfer by Natural Convection Across Vertical and Inclined Air Layers Aspect, Journal of Heat Transfer, 104 (1982) 96-102
- [87] G.D. Raithby, K.G.T. Hollands, T.E. Unny: Analysis of heat transfer by natural convection across vertical fluid layers, Journal of Heat Transfer, 99 (1977) 287-293
- [88] J.L. Wright: A correlation to quantify convection heat transfer between vertical window glazings, ASHRAE Transactions 106 (1996) 940-946
- [89] ÖNORM M 7135: Presslinge aus naturbelassenem Holz oder naturbelassener Rinde – Pellets und Briketts – Anforderungen und Prüfbestimmungen, Österreichisches Normungsinstitut, Wien (2000)
- [90] DIN 51731: Prüfung fester Brennstoffe – Preßlinge aus naturbelassenem Holz – Anforderungen und Prüfung, Deutsches Institut für Normung e. V., Berlin (1996)

- [91] SN 166000: Prüfung fester Brennstoffe – Preßlinge aus naturbelassenem Holz – Anforderungen und Prüfung, Schweizerische Normen-Vereinigung, Wintherthur (2001)
- [92] SS 187120: Biofuels and peat – Fuel pellets, Swedish Standards Institute, Stockholm (1998)
- [93] NS 3165: Cylindrical pellets of pure wood – Classification and requirements, Norwegian Standards Association, Oslo (1999)
- [94] Pelletsverband Austria: [www.pelletsverband.at](http://www.pelletsverband.at)
- [95] M. Laaber: Entwicklung eines mit Pellets gefeuerten Kachelofens, Diplomarbeit, Technische Universität Wien (2003)
- [96] T. Nußbaumer, R. Salzmann: Primary Measures for NO<sub>x</sub> Reduction in Wood Combustion by Air Staging and Fuel Staging, First European Conference on Small Burner Technology and Heating Equipment, Zürich, (1996)
- [97] T. Nußbaumer: Primär- und Sekundärmaßnahmen zur Stickoxidminderung bei Holzfeuerungen. In: MARUTZKY R. (1997): Moderne Feuerungstechnik zur energetischen Verwertung von Holz und Holzabfällen. Sonderpublikation Umwelt, Springer-Verlag (1997)
- [98] R. Keller: Primärmaßnahmen zur Stickoxidminderung bei der Verbrennung von Holz und Spanplatten. VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 15: Umwelttechnik, Nr. 129, VDI-Verlag, Düsseldorf (1994)
- [99] Reduction of nitrogen oxide emissions from wood chip grate furnaces (Low-NO<sub>x</sub> Wood Chip Combustion), JOR3-CT96-0059, Final Report (1999)
- [100] M. Struschka: Holzverbrennung in Feuerungsanlagen : Grundlagen - Emissionen - Entwicklung schadstoffarmer Kachelöfen, VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 15: Umwelttechnik, Nr. 108, VDI-Verlag, Düsseldorf (1993)
- [101] ÖNORM M 7500: Heizlast von Gebäuden, Österreichisches Normungsinstitut, Wien (1980)
- [102] G. Routschka: Feuerfeste Werkstoffe und Feuerfestbau, Vulkan Verlag, Essen (2002)

## 10.3 Feuerfeste Werkstoffe und Feuerfestbau [102]

### *verwendeten Abkürzungen*

E	Entwurf
EN	Deutsche Norm auf der Grundlage einer Europäischen Norm (EN)
EN ISO	Deutsche Norm auf der Grundlage einer Europäischen Norm, die auf einer Internationalen Norm der ISO beruht
ENV	Europäische Vornorm
ISO	Internationale Norm (ISO), deren Deutsche Fassung den Status einer Deutschen Norm erhalten hat
ISO/DIS	Entwurf einer Internationalen Norm der ISO
V	Vornorm
V ENV	Deutsche Vornorm auf der Grundlage einer Europäischen Vornorm

### *Definitionen und Klassifikationen*

DIN 51060	2000-06	Feuerfeste keramische Rohstoffe und feuerfeste Erzeugnisse; Definition der Begriffe feuerfest, hochfeuerfest
DIN EN 1094-1	1997-07	Feuerfeste Erzeugnisse für Isolationszwecke – Teil 1: Terminologie für Erzeugnisse aus keramischer Faser
DIN EN 1094-2	1998-11	Feuerfeste Erzeugnisse für Isolationszwecke – Teil 2: Klassifizierung geformter Erzeugnisse (ISO 2245:1990, modifiziert)
DIN V ENV 1094-3	1998-02	Feuerfeste Erzeugnisse für Isolationszwecke – Teil 3: Klassifizierung von Erzeugnissen aus keramischer Faser
DIN V ENV 1402-1	1995-07	Ungeformte feuerfeste Erzeugnisse – Teil 1: Einführung und Definitionen
DIN EN 12475-1	1998-04	Klassifizierung dichter geformter feuerfester Erzeugnisse – Teil 1: Alumina-Silika-Erzeugnisse
DIN EN 12475-2	1998-04	Klassifizierung dichter geformter feuerfester Erzeugnisse – Teil 2: Basische Erzeugnisse mit einem Massenanteil an Restkohlenstoff von kleiner als 7 %
DIN EN 12475-3	1998-04	Klassifizierung dichter geformter feuerfester Erzeugnisse – Teil 3: Basische Erzeugnisse mit einem Massenanteil an Restkohlenstoff von 7% bis 30 %

DIN EN 12475-4 1999-02 Klassifizierung dichter geformter feuerfester Erzeugnisse – Teil 4: Sondererzeugnisse

### ***Physikalische Prüfungen***

DIN 51010-1 1987-08 Prüfung keramischer Roh- und Werkstoffe; Ungeformte feuerfeste Erzeugnisse; Prüfung im Anlieferungszustand

DIN 51010-2 1987-08 Prüfung keramischer Roh- und Werkstoffe; Ungeformte feuerfeste Erzeugnisse; Herstellung von Probekörpern

DIN 51010-3 1987-08 Prüfung keramischer Roh- und Werkstoffe; Ungeformte feuerfeste Erzeugnisse; Prüfung der Eigenschaftsmerkmale von ungebrannten Probekörpern bei Raumtemperatur

DIN 51010-4 1987-08 Prüfung keramischer Roh- und Werkstoffe; Ungeformte feuerfeste Erzeugnisse; Prüfung der Eigenschaftsmerkmale von Probekörpern während des Brennens oder nach dem Brennen

DIN 51050 2000-06 Prüfverfahren für dichte geformte feuerfeste Erzeugnisse; Bestimmung der Zwischenzonenfestigkeit von chemisch gebundenen basischen Steinen

DIN 51061-2 1978-04 Prüfung keramischer Roh- und Werkstoffe; Probenahme; Keramische Rohstoffe und feuerfeste ungeformte Erzeugnisse

DIN 51061-3 1973-07 Prüfung keramischer Roh- und Werkstoffe; Probenahme; Feuerfeste Steine

DIN 51064 1981-06 Prüfung keramischer Roh- und Werkstoffe; Bestimmung der Druckfeuerbeständigkeit (DFB) an feuerfesten Steinen

DIN 51068-1 1976-05 Prüfung keramischer Roh- und Werkstoffe; Bestimmung des Widerstandes gegen schroffen Temperaturwechsel; Wasserabschreckverfahren für feuerfeste Steine

V DIN 51069-2 1972-11 Prüfung keramischer Roh- und Werkstoffe; Vergleichende Prüfung des Verhaltens feuerfester Werkstoffe gegen den Angriff fester und flüssiger Stoffe bei hoher Temperatur; Tiegelverfahren (TV)

DIN 66165-1 1987-04 Partikelgrößenanalyse; Siebanalyse; Grundlagen.

DIN 66165-2 1987-04 Partikelgrößenanalyse; Siebanalyse; Durchführung.

DIN EN 993-1	1995-04	Prüfverfahren für dichte geformte feuerfeste Erzeugnisse – Teil 1: Bestimmung der Rohdichte, offenen Porosität und Gesamtporosität
DIN EN 993-2	1995-04	Prüfverfahren für dichte geformte feuerfeste Erzeugnisse – Teil 2: Bestimmung der Dichte
DIN EN 993-3	1997-08	Prüfverfahren für dichte geformte feuerfeste Erzeugnisse – Teil 3: Prüfungen für kohlenstoffhaltige Erzeugnisse
DIN EN 993-4	1995-04	Prüfverfahren für dichte geformte feuerfeste Erzeugnisse – Teil 4: Bestimmung der Gasdurchlässigkeit
DIN EN 993-5	1998-12	Prüfverfahren für dichte geformte feuerfeste Erzeugnisse – Teil 5: Bestimmung der Kaldruckfestigkeit
DIN EN 993-6	1995-04	Prüfverfahren für dichte geformte feuerfeste Erzeugnisse – Teil 6: Bestimmung der Biegefestigkeit bei Raumtemperatur
DIN EN 993-7	1998-12	Prüfverfahren für dichte geformte feuerfeste Erzeugnisse – Teil 7: Bestimmung der Biegefestigkeit bei erhöhten Temperaturen
DIN EN 993-8	1997-08	Prüfverfahren für dichte geformte feuerfeste Erzeugnisse – Teil 8: Bestimmung des Erweichungsverhaltens unter Druck (Druckerweichen)
DIN EN 993-9	1997-07	Prüfverfahren für dichte geformte feuerfeste Erzeugnisse – Teil 9: Bestimmung des Druckfließverhaltens
DIN EN 993-10	1998-02	Prüfverfahren für dichte geformte feuerfeste Erzeugnisse – Teil 10: Bestimmung der bleibenden Längenänderung nach Temperatureinwirkung
DIN V ENV 993-11	1997-11	Prüfverfahren für dichte geformte feuerfeste Erzeugnisse – Teil 11: Bestimmung der Temperaturwechselbeständigkeit
DIN EN 993-12	1997-06	Prüfverfahren für dichte geformte feuerfeste Erzeugnisse – Teil 12: Bestimmung des Kegelfallpunktes (Feuerfestigkeit)
DIN EN 993-13	1995-04	Prüfverfahren für dichte geformte feuerfeste Erzeugnisse – Teil 13: Festlegungen für Referenz-Brennkegel für den Laboratoriumsgebrauch

DIN EN 993-14	1998-06	Prüfverfahren für dichte geformte feuerfeste Erzeugnisse – Teil 14: Bestimmung der Wärmeleitfähigkeit nach dem Heißdraht-(Kreuz-) Verfahren
DIN EN 993-15	1998-06	Prüfverfahren für dichte geformte feuerfeste Erzeugnisse – Teil 15: Bestimmung der Wärmeleitfähigkeit nach dem Heißdraht-(Parallel-) Verfahren
DIN EN 993-16	1995-09	Prüfverfahren für dichte geformte feuerfeste Erzeugnisse – Teil 16: Bestimmung der Beständigkeit gegen Schwefelsäure
DIN EN 993-17	1999-01	Prüfverfahren für dichte geformte feuerfeste Erzeugnisse – Teil 17: Bestimmung der Rohdichte an körnigem Gut nach dem Quecksilber-Verdrängungsverfahren unter Vakuum
DIN EN 1094-4	1995-09	Feuerfeste Erzeugnisse für Isolationszwecke – Teil 4: Bestimmung der Rohdichte und Gesamtporosität
DIN EN 1094-5	1995-09	Feuerfeste Erzeugnisse für Isolationszwecke – Teil 5: Bestimmung der Kaltdruckfestigkeit
DIN EN 1094-6	1998-11	Feuerfeste Erzeugnisse für Isolationszwecke – Teil 6: Bestimmung der bleibenden Längenänderung geformter Erzeugnisse nach Temperatureinwirkung (ISO 2477:1987, modifiziert)
DIN V ENV 1094-7	1994-05	Feuerfeste Erzeugnisse für Isolationszwecke – Teil 7: Prüfverfahren für Erzeugnisse aus keramischer Faser
DIN V ENV 1402-2	1997-09	Ungeformte feuerfeste Erzeugnisse – Teil 2: Probenahme
DIN V ENV 1402-3	1998-12	Ungeformte feuerfeste Erzeugnisse – Teil 3: Prüfung im Anlieferungszustand
DIN V ENV 1402-4	1999-05	Ungeformte feuerfeste Erzeugnisse – Teil 4: Bestimmung der Konsistenz von Feuerbetonen
DIN V ENV 1402-5	1999-05	Ungeformte feuerfeste Erzeugnisse – Teil 5: Herstellung und Behandlung von Probekörpern
DIN V ENV 1402-6	1998-03	Ungeformte feuerfeste Erzeugnisse – Teil 6: Bestimmung der physikalischen Eigenschaften
DIN V ENV 1402-7	1998-10	Ungeformte feuerfeste Erzeugnisse – Teil 7: Prüfungen an Fertigteilen
DIN V ENV 1402-8	1999-04	Ungeformte feuerfeste Erzeugnisse – Teil 8: Bestimmung zusätzlicher Eigenschaften

**Chemische Analyse**

DIN 51001-1	1983-07	Prüfung oxidischer Roh- und Werkstoffe; Röntgen-fluoreszenz-Analyse (RFA); Allgemeine Arbeitsgrundlagen
DIN 51074-1	1971-08	Prüfung keramischer Roh- und Werkstoffe; Chemische Analyse von chromoxidhaltigen keramischen Roh- und Werkstoffen; Allgemeine Angaben und Prüfbericht
DIN 51074-2	1971-08	Prüfung keramischer Roh- und Werkstoffe; Chemische Analyse von chromoxidhaltigen keramischen Roh- und Werkstoffen; Aufschlussverfahren und Bestimmung von Silicium(IV)-oxid
DIN 51074-3	1971-08	Prüfung keramischer Roh- und Werkstoffe; Chemische Analyse von chromoxidhaltigen keramischen Roh- und Werkstoffen; Bestimmung von Chrom(III)-oxid
DIN 51074-4	1971-08	Prüfung keramischer Roh- und Werkstoffe; Chemische Analyse von chromoxidhaltigen keramischen Roh- und Werkstoffen; Bestimmung von Calciumoxid
DIN 51075-1	1982-10	Prüfung keramischer Roh- und Werkstoffe; Chemische Analyse von Siliciumcarbid; Probenvorbereitung, Berechnung des Gehaltes an Siliciumcarbid (SiC), Prüfbericht
DIN 51075-2	1984-03	Prüfung keramischer Roh- und Werkstoffe; Chemische Analyse von Siliciumcarbid; Direkte Bestimmung des Gehaltes an freiem Kohlenstoff
DIN 51075-3	1982-10	Prüfung keramischer Roh- und Werkstoffe; Chemische Analyse von Siliciumcarbid; Bestimmung des Gehaltes an Gesamtkohlenstoff
DIN 51075-4	1982-10	Prüfung keramischer Roh- und Werkstoffe; Chemische Analyse von Siliciumcarbid; Bestimmung des Gehaltes an freiem Silicium
DIN 51075-5	1982-10	Prüfung keramischer Roh- und Werkstoffe; Chemische Analyse von Siliciumcarbid; Indirekte Bestimmung des Gehaltes an freiem Kohlenstoff
DIN 51076-1	1991-04	Prüfung keramischer Roh- und Werkstoffe; Chemische Analyse von Siliciumcarbid als Haupt- oder Nebenbestandteil von Werkstoffen; SiC-Bestimmung in Werkstoffen mit oxidischen Bestandteilen und Bindemitteln

DIN 51078	1996-04	Prüfung keramischer Roh- und Werkstoffe; Probenvorbereitung für die Bestimmung der Massenänderung beim Trocknen und für die chemische Analyse
DIN 51079-1	1991-04	Prüfung keramischer Roh- und Werkstoffe; Chemische Analyse von Siliciumcarbid als Rohstoff und als Bestandteil von Werkstoffen; Soda-Borsäure-Aufschluss
DIN 51079-2	1998-03	Prüfung keramischer Roh- und Werkstoffe – Chemische Analyse von Siliciumcarbid als Rohstoff und als Bestandteil von Werkstoffen – Teil 2: Säure-Druck-Aufschluss
DIN 51081	1996-07	Prüfung oxidischer Roh- und Werkstoffe; Massenänderung beim Glühen
DIN 51102-1	1976-05	Prüfung keramischer Roh- und Werkstoffe; Bestimmung der Säurebeständigkeit; Verfahren mit stückigem Prüfgut für Kanalisations-Steinzeug
DIN EN 955-2	1995-06	Chemische Analyse von feuerfesten Erzeugnissen; Teil 2: Silicium(IV)-oxid und/oder Aluminiumoxid enthaltende Erzeugnisse (Nasschemisches Verfahren)
DIN V ENV 955-4	1997-07	Chemische Analyse von feuerfesten Erzeugnissen; Teil 4: Silicium(IV)-oxid und/oder Aluminiumoxid enthaltende Erzeugnisse (Analyse mittels Flammenatomabsorptionsspektrometrie (FAAS) und Atomemissionsspektrographie mit induktiv gekoppeltem Plasma (ICP))
DIN EN ISO 10058	1996-02	Magnesit und Dolomit – Chemische Analyse (ISO 10058:1992)

### **Steinformate**

DIN 1081	1988-01	Keramische feuerfeste Werkstoffe; Feuerfeste Rechtecksteine; Maße
DIN 1082-1	1988-01	Keramische feuerfeste Werkstoffe; Feuerfeste Wölbsteine; Maße
DIN 1082-2	1988-01	Keramische feuerfeste Werkstoffe; Feuerfeste Widerlagersteine; Maße
DIN 1082-3	1988-01	Keramische feuerfeste Werkstoffe; Basische Wölbsteine und Rechtecksteine für Konverter und Lichtbogenöfen; Maße
DIN 1082-4	1989-02	Keramische feuerfeste Werkstoffe; Wölbsteine für Drehrohröfen; Maße

**Güthenormen, Ofenbau**

DIN 1057-1	1985-07	Baustoffe für freistehende Schornsteine; Radialziegel; Anforderungen, Prüfung, Überwachung
DIN 1057-2	1985-07	Baustoffe für freistehende Schornsteine; Formsteine für das Futter; Anforderungen, Prüfung, Überwachung
DIN 1057-3	1985-07	Baustoffe für freistehende Schornsteine; Säurebeständige Wasserglaskitte; Anforderungen, Prüfung, Überwachung
DIN 1089-1	1995-02	Feuerfeste Werkstoffe für Koksöfen; Silikasteine; Anforderungen und Prüfung
DIN 1089-2	1995-02	Feuerfeste Werkstoffe für Koksöfen; Schamottesteine; Anforderungen und Prüfung
DIN 1089-3	1990-10	Feuerfeste Werkstoffe für Koksöfen; Mörtel für Silika- und Schamottesteine; Anforderungen und Prüfung
DIN 28060	1986-11	Auszumauernde Behälter und Apparate; Bau, Ausführung
DIN 28061	1986-11	Ausmauerung von Behältern und Apparaten; Baustoffe, Herstellung, Betrieb
DIN 28062	1978-08	Chemische Apparate; Bau- und Werkstoffe für Ausmauerungen; Einteilung, Eigenschaften, Prüfung
DIN 28070	1986-11	Chemieöfen mit Auskleidung; Grundsätze für die Konstruktion der Öfen
DIN 28071	1986-11	Chemieöfen mit Auskleidung; Grundsätze für die Auskleidung
DIN EN 1457	1999-06	Abgasanlagen – Keramik-Innenrohre - Anforderungen und Prüfungen
DIN EN 1806	2000-07	Abgasanlagen - Keramik-Formblöcke für einschalige Abgasanlagen – Anforderungen und Prüfmethode

## 10.4 Versuchsofen mit und ohne Luftspalt

### Kachelofenberechnung

#### Angaben

Projektnummer :		Datum:	
Datei :			
Bezeichnung :	Bauweise mit und ohne Luftspalt		
Bauherr :			
Adresse :			
Standort :	TU Wien	Seehöhe :	
Heizleistung :	3,8 kW	max. Holzmenge	14,0 kg
Nennheizzeit :	12 Stunden	min. Holzmenge:	7,0 kg

#### Schornstein

Metallfang (Di=20 cm)	Durchmesser: 20 cm
Wirksame Höhe: 4,5 m	

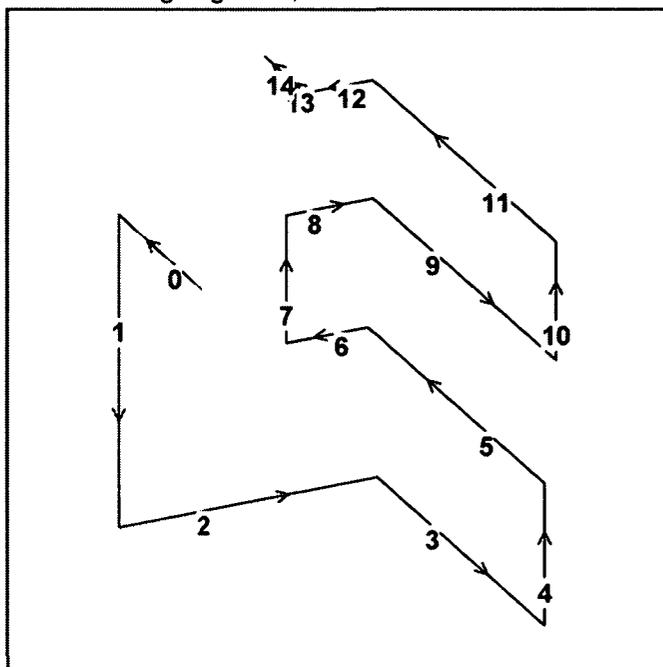
#### Brennraum

Grundfläche :	1728 cm <sup>2</sup>	Höhe :	56 cm
Biofeuerraumquerschnitt	157 cm <sup>2</sup>	Breite :	36 cm
Gasschlitzquerschnitt :	14 cm <sup>2</sup>	Tiefe :	48 cm

#### Heizgasführung

Zuglänge = 6,10 m

Nr.	Länge [cm]	V [mm]	A [mm]	H/D [cm]	B [cm]	Richt
0	37	40	40	26	36	H
1	66	40	40	26	34	U
2	54	40	40	24	28	R
3	74	40	40	16	28	V
4	30	30	30	16	28	O
5	78	30	30	16	24	H
6	17	30	30	16	24	L
7	27	30	30	16	24	O
8	18	25	25	16	22	R
9	81	25	25	16	22	V
10	25	20	20	16	22	O
11	81	20	20	16	20	H
12	14	15	20	16	20	L
13	8	15	20	16	20	H



#### Verbindungsstück(e)

14	Metallverbindungsst. 20 cm rund	H
----	---------------------------------	---

Diese Berechnung der Firma TU Wien, 1060 Wien

entspricht den geprüften Berechnungsrichtlinien der Versuchsanstalt der Hafner. (Stand 2000)

**Angaben**

Projektnummer :	Datum:
Datei :	
Standort : TU Wien	Seehöhe :
Heizleistung : 3,8 kW	max. Holzmenge 14,0 kg
Nennheizzeit : 12 Stunden	min. Holzmenge: 7,0 kg

**Schornstein**

Metallfang (Di=20 cm)	Durchmesser : 20 cm
Wirksame Höhe: 4,5 m	

**Brennraum**

Grundfläche : 1728 cm <sup>2</sup>	Höhe : 56 cm
Biofeuerraumquerschnitt 157 cm <sup>2</sup>	Breite : 36 cm
Gasschlitzquerschnitt : 14 cm <sup>2</sup>	Tiefe : 48 cm

**Heizgasführung**

Nr.	l [m]	h [m]	Umlenkungen [°]	A [m <sup>2</sup> ]	t [°C]	VA [m <sup>3</sup> /s]	v [m/s]	ph [Pa]	λ <sub>f</sub>	pr [Pa]	pd [Pa]	ζ	pu [Pa]
<b>Luftzufuhr</b>													
				0,0157	20	0,040	2,54				3,76	0,60	2,26
<b>Brennraum</b>													
		0,56		0,1728	700			4,95					
<b>Heizgaszüge</b>													
0	0,37	0,00	0	0,0936	533	0,117	1,25	0,00	0,038	0,02	0,33	0,00	0,00
1	0,66	-0,66	90	0,0884	489	0,111	1,25	-5,22	0,038	0,03	0,35	1,20	0,42
2	0,54	0,00	90	0,0672	441	0,104	1,54	0,00	0,040	0,05	0,56	1,20	0,68
3	0,74	0,00	90	0,0448	396	0,097	2,17	0,00	0,043	0,19	1,19	1,31	1,56
4	0,30	0,30	90	0,0448	362	0,092	2,06	2,11	0,043	0,07	1,13	1,20	1,35
5	0,78	0,00	90	0,0384	331	0,088	2,28	0,00	0,044	0,26	1,46	1,20	1,75
6	0,17	0,00	90	0,0384	304	0,084	2,18	0,00	0,044	0,05	1,40	1,13	1,58
7	0,27	0,27	90	0,0384	293	0,082	2,14	1,73	0,044	0,09	1,37	1,13	1,55
8	0,18	0,00	90	0,0352	282	0,081	2,29	0,00	0,045	0,07	1,60	1,18	1,89
9	0,81	0,00	90	0,0352	260	0,077	2,20	0,00	0,045	0,30	1,53	1,18	1,81
10	0,25	0,25	90	0,0352	237	0,074	2,10	1,44	0,045	0,09	1,47	1,20	1,76
11	0,81	0,00	90	0,0320	217	0,071	2,22	0,00	0,046	0,35	1,71	1,20	2,05
12	0,14	0,00	90	0,0320	200	0,069	2,14	0,00	0,046	0,06	1,65	0,95	1,55
13	0,08	0,00	90	0,0320	196	0,068	2,13	0,00	0,046	0,03	1,63	1,20	1,96
<b>Verbindungsstück(e)</b>													
14	0,10	0,00	0	0,0314	194	0,068	2,16	0,00	0,030	0,03	1,69	0,00	0,00
<b>Schornstein</b>													
	4,50	4,00	90	0,0314	183	0,066	2,11	22,38	0,025	1,11			2,39
<b>Summen</b>								27,39		2,80			24,56
<b>Druckdifferenz = 0,02 Pa</b>													

Diese Berechnung der Firma **TU Wien, 1060 Wien** entspricht den geprüften Berechnungsrichtlinien der Versuchsanstalt der Hafner. (Stand 2000)

**Rechenergebnisse**

Brennstoffumsatz : 10,94 kg/h	Schornsteinkopfinnenwandtemp : 91 °C
Luftvolumen 20°C : 0,040 m <sup>3</sup> /s	Fangmündungstemperatur : 111 °C
Abgasmassenstrom: 0,049 kg/s	Wirkungsgrad : 83 %
Mindestzuglänge : 4,87 m	
Zuglänge : 6,10 m	

---

Stempel und Unterschrift des Hafnermeisters

---

Ort und Datum

Diese Berechnung der Firma **TU Wien, 1060 Wien**  
entspricht den geprüften Berechnungsrichtlinien der Versuchsanstalt der Hafner. (Stand 2000)

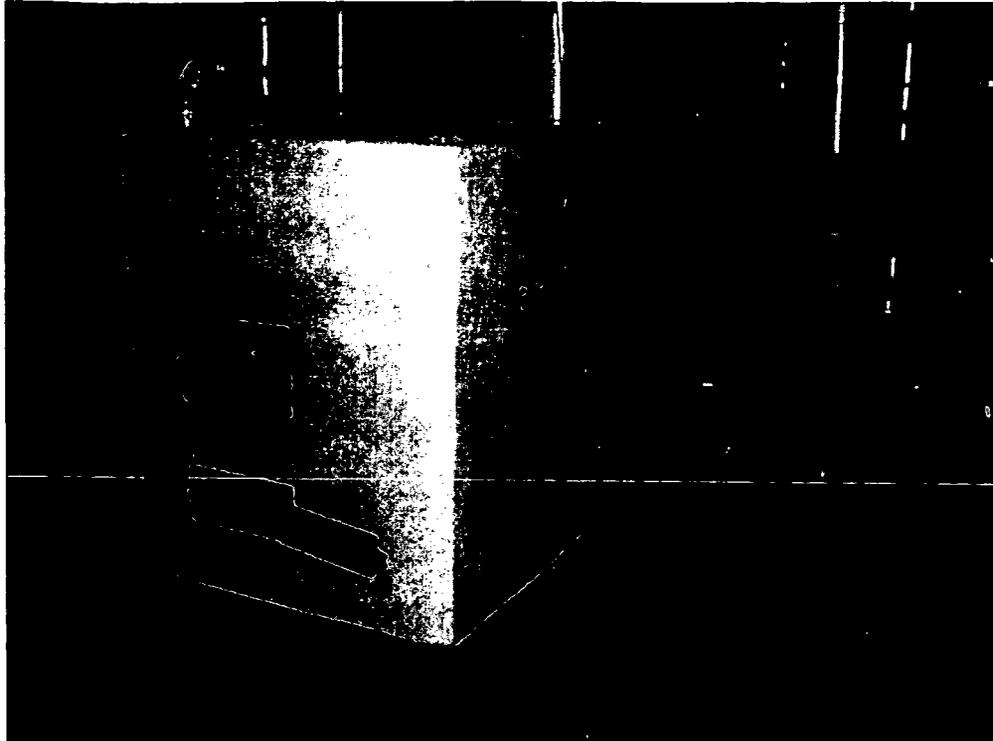


Abbildung 10.1: Versuchskachelofen mit Scheitholzfeuerung

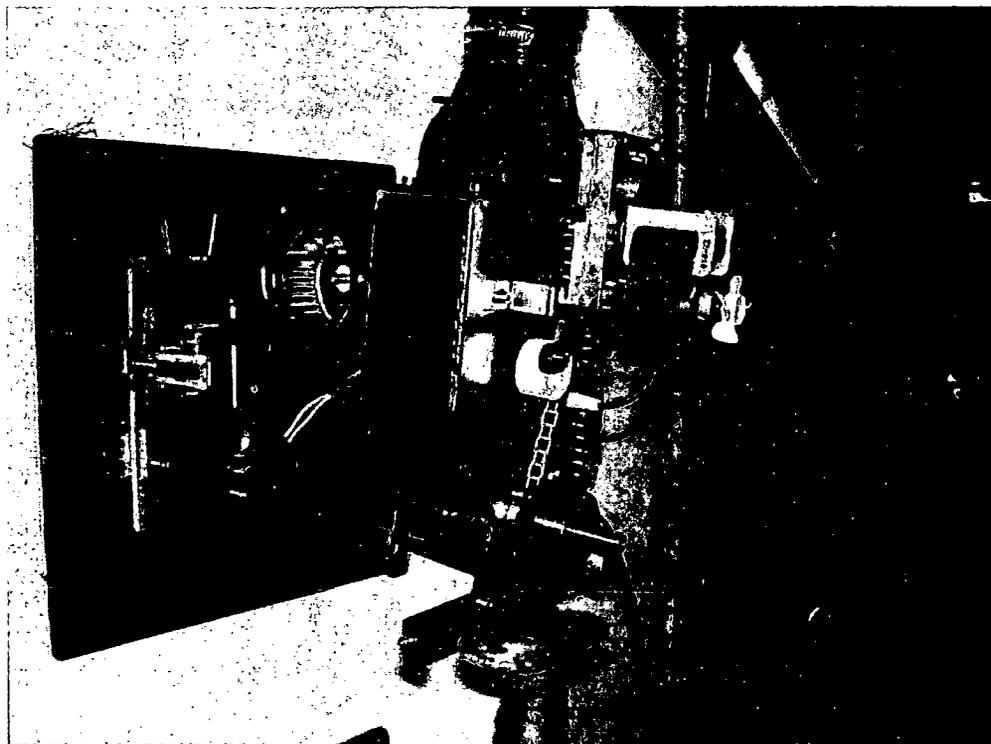


Abbildung 10.2: Versuchskachelofen mit eingebautem Pelletbrenner

## 10.5 Vorortmessung

### Kachelofenberechnung

#### Angaben

Projektnummer : 38	Datum: 07.10.2003
Datei : D:\PELLET~1\HOF_2.KF3	
Bezeichnung : Ofenberechnung	
Bauherr : Familie Hofbauer	
Adresse : Grafenberg Nr. 67	
Standort : 3730 Grafenberg	Seehöhe : 325 m
Heizleistung : 5,5 kW	max. Holzmenge 20,3 kg
Nennheizzeit : 12 Stunden	min. Holzmenge: 10,2 kg

#### Schornstein

Systemkamin 3-schalig 20 x 20 cm	Durchmesser: 20 cm
Wirksame Höhe: 6,2 m	

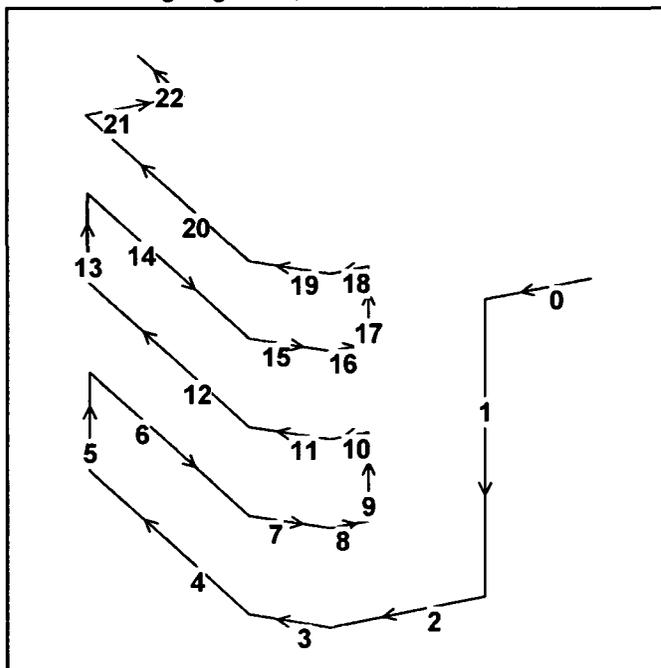
#### Brennraum

Grundfläche : 2500 cm <sup>2</sup>	Höhe : 63 cm
Biofeuerraumquerschnitt 157 cm <sup>2</sup>	Breite : 50 cm
Gasschlitzquerschnitt : 20 cm <sup>2</sup>	Tiefe : 50 cm

#### Heizgasführung

Zuglänge = 8,45 m

Nr.	Länge [cm]	V [mm]	A [mm]	H/D B [cm]	Richt
0	27	40	40	27 40	L
1	77	40	40	27 40	U
2	40	40	40	23 40	L
3	20	40	40	23 40	LH45
4	88	40	40	23 40	H
5	25	40	30	20 40	O
6	88	30	30	20 40	V
7	20	30	30	20 39	RV45
8	10	30	30	20 39	R
9	23	30	30	20 39	O
10	10	30	30	19 38	L
11	20	30	30	19 38	LH45
12	89	30	30	19 36	H
13	23	30	20	19 36	O
14	89	25	20	19 36	V
15	20	25	20	19 36	RV45
16	10	25	20	19 35	R
17	20	25	20	19 35	O
18	10	15	20	15 35	L
19	20	15	20	15 35	LH45



Diese Berechnung der Firma **TU Wien, 1060 Wien** entspricht den geprüften Berechnungsrichtlinien der Versuchsanstalt der Hafner. (Stand 2000)

## Kachelofenberechnung

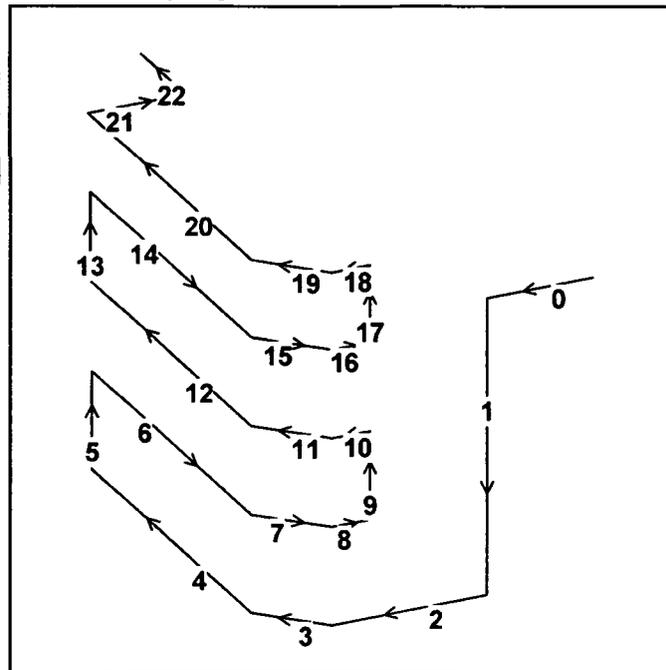
Fortsetzung Heizgasführung...

Nr.	Länge [cm]	V [mm]	A [cm]	H (D) [cm]	Breite [cm]	
20	90	15	20	15	34	H
21	25	15	20	15	27	R

Verbindungsstück(e)

22	Schamottrohr 20 x 20cm	H
----	------------------------	---

Zuglänge = 8,45 m



Diese Berechnung der Firma **TU Wien, 1060 Wien** entspricht den geprüften Berechnungsrichtlinien der Versuchsanstalt der Hafner. (Stand 2000)

**Angaben**

Projektnummer : 38	Datum: 07.10.2003
Datei : D:\PELLET~1\HOF_2.KF3	
Standort : 3730 Grafenberg	Seehöhe : 325 m
Heizleistung : 5,5 kW	max. Holzmenge 20,3 kg
Nennheizzeit : 12 Stunden	min. Holzmenge: 10,2 kg

**Schornstein**

Systemkamin 3-schalig 20 x 20 cm	Durchmesser: 20 cm
Wirksame Höhe: 6,2 m	

**Brennraum**

Grundfläche : 2500 cm <sup>2</sup>	Höhe : 63 cm
Biofeuerraumquerschnitt 157 cm <sup>2</sup>	Breite : 50 cm
Gasschlitzquerschnitt : 20 cm <sup>2</sup>	Tiefe : 50 cm

**Heizgasführung**

Nr.	l [m]	h [m]	Umlenkungen [°]	A [m <sup>2</sup> ]	t [°C]	VA [m <sup>3</sup> /s]	v [m/s]	ph [Pa]	$\lambda_f$	pr [Pa]	pd [Pa]	$\zeta$	pu [Pa]
<b>Luftzufuhr</b>													
				0,0157	20	0,058	3,69				7,90	0,60	4,74
<b>Brennraum</b>													
		0,63		0,2500	700			5,57					
<b>Heizgaszüge</b>													
0	0,27	0,00	0	0,1080	540	0,171	1,59	0,00	0,037	0,02	0,52	0,00	0,00
1	0,77	-0,77	90	0,1060	502	0,163	1,54	-6,12	0,037	0,05	0,52	1,20	0,62
2	0,40	0,00	90	0,0920	462	0,155	1,68	0,00	0,038	0,03	0,65	1,20	0,78
3	0,20	0,00	45	0,0920	442	0,151	1,64	0,00	0,038	0,02	0,63	0,46	0,29
4	0,88	0,00	45	0,0920	410	0,144	1,57	0,00	0,038	0,07	0,61	0,46	0,28
5	0,26	0,25	90	0,0800	378	0,137	1,72	1,82	0,039	0,03	0,76	1,20	0,92
6	0,88	0,00	90	0,0800	349	0,131	1,64	0,00	0,039	0,09	0,73	1,20	0,87
7	0,20	0,00	45	0,0780	323	0,126	1,61	0,00	0,040	0,02	0,73	0,45	0,33
8	0,10	0,00	45	0,0780	316	0,124	1,59	0,00	0,040	0,01	0,73	0,32	0,23
9	0,23	0,23	90	0,0780	309	0,123	1,57	1,50	0,040	0,02	0,72	1,20	0,86
10	0,10	0,00	90	0,0722	302	0,121	1,68	0,00	0,040	0,01	0,83	1,04	0,86
11	0,20	0,00	45	0,0722	296	0,120	1,66	0,00	0,040	0,03	0,82	0,44	0,36
12	0,89	0,00	45	0,0684	274	0,115	1,69	0,00	0,040	0,13	0,88	0,44	0,39
13	0,23	0,23	90	0,0684	253	0,111	1,62	1,36	0,040	0,03	0,84	1,20	1,01
14	0,89	0,00	90	0,0684	234	0,107	1,56	0,00	0,040	0,12	0,81	1,20	0,97
15	0,20	0,00	45	0,0684	216	0,103	1,51	0,00	0,040	0,03	0,78	0,44	0,34
16	0,10	0,00	45	0,0665	212	0,102	1,54	0,00	0,041	0,01	0,82	0,32	0,26
17	0,20	0,20	90	0,0665	207	0,101	1,52	1,07	0,041	0,03	0,81	1,20	0,98
18	0,10	0,00	90	0,0525	203	0,100	1,91	0,00	0,043	0,03	1,29	1,06	1,37
19	0,20	0,00	45	0,0525	199	0,099	1,89	0,00	0,043	0,05	1,28	0,41	0,53
20	0,90	0,00	45	0,0510	184	0,096	1,89	0,00	0,043	0,24	1,32	0,41	0,54

Diese Berechnung der Firma **TU Wien, 1060 Wien**

entspricht den geprüften Berechnungsrichtlinien der Versuchsanstalt der Hafner. (Stand 2000)

## Fortsetzung Heizgasführung...

Nr.	l [m]	h [m]	Umlenk- ungen [°]	A [m <sup>2</sup> ]	t [°C]	VA [m <sup>3</sup> /s]	v [m/s]	ph [Pa]	$\lambda_f$	pr [Pa]	pd [Pa]	$\zeta$	pu [Pa]
21	0,25	0,00	90	0,0405	169	0,093	2,30	0,00	0,044	0,12	2,02	1,20	2,43
<b>Verbindungsstück(e)</b>													
22	0,25	0,01	90	0,0400	166	0,093	2,32	0,04	0,038	0,12	2,06	1,20	2,47
<b>Schornstein</b>													
	6,15	4,00	88	0,0314	158	0,091	2,90	27,87	0,038	4,60			4,65
<b>Summen</b>								33,11		5,90			27,09
<b>Druckdifferenz = 0,13 Pa</b>													

## Rechenergebnisse

Brennstoffumsatz	: 15,84 kg/h	Schornsteinkopfinnenwandtemp	: 88 °C
Luftvolumen 20°C	: 0,058 m <sup>3</sup> /s	Fangmündungstemperatur	: 97 °C
Abgasmassenstrom	: 0,071 kg/s	Wirkungsgrad	: 86 %
Mindestzuglänge	: 5,86 m		
Zuglänge	: 8,45 m		

---

 Stampile und Unterschrift des Hafnermeisters

---

 Ort und Datum

Diese Berechnung der Firma **TU Wien, 1060 Wien**  
entspricht den geprüften Berechnungsrichtlinien der Versuchsanstalt der Hafner. (Stand 2000)



Abbildung 10.3: Pelletbefeuerter Kachelofen



Abbildung 10.4: Kachelofen mit eingebautem Pelletbrenner und Fülltüre für Scheitholz

# LEBENS LAUF

## ***Persönliche Daten***

Name: Dipl.-Ing. Klaus Buchner  
Geburtsdatum: 26. Juni 1975, Wien  
Staatsbürgerschaft: Österreich  
Familienstand: Partnerschaft, 1 Kind (2003)

## ***Ausbildung***

1981 - 1985 Volksschule Laxenburg, Laxenburg  
1985 - 1989 Bundesgymnasium und Bundesrealgymnasium Franz Keimgasse, Mödling  
1989 - 1994 Höhere Technische Bundeslehr- und Versuchsanstalt Mödling, Abteilung für Maschinenbau, Mödling  
1994 - 1995 Präsenzdienst beim Österreichischen Bundesheer  
1995 - 2001 Studium der Verfahrenstechnik an der Technischen Universität Wien, Studienzweig Apparate-, Anlagen- und Prozesstechnik, Wien  
2000 - 2001 Auslandsstudium an der University of Strathclyde, Glasgow  
Oktober 2001 Verleihung des akademischen Grades „Diplom-Ingenieur“  
Diplomarbeitsthema: FCC – Einsatzvariationen auf der Basis unterschiedlicher HDS-Konversionen sowie der Beimischung von Bioölen  
seit März 2002 Forschungsassistent am Institut für Verfahrenstechnik, Umwelttechnik und Technische Biowissenschaften der Technischen Universität Wien