

G. Baumgartner

H. Hofbauer

et. al.

Bemessung von Kachelöfen



ÖSTERREICHISCHER KACHELOFENVERBAND

Versuchs- und Forschungsanstalt der Hafner Österreichs

Schriftenreihe des Österreichischen Kachelofenverbandes

Herausgeber und Vertrieb

Österreichischer Kachelofenverband
A-1220 WIEN, Dassanowskyweg 8

Schriftleitung

Univ. Doz. Dr. Hermann Hofbauer

Redaktion

Dipl.-Ing. Dr. Thomas Schiffert

Verantwortung

Der Inhalt der Beiträge liegt in der
Verantwortung des jeweiligen Autors

Copyright ©

1997,

Österreichischer

Kachelofenverband

Nachdruck auch auszugsweise nur mit
Genehmigung des Herausgebers. Alle
Rechte, auch das der Übersetzung,
vorbehalten.

Ausgabe 2,

Überarbeitet und erweitert

2/1997

Inhaltsverzeichnis

1	Danksagung	5
2	Einleitung und Motivation	6
3	Geltungsbereich	7
4	Bestimmung der Nennwärmeleistung	7
4.1	Nennwärmeleistung bei Vollheizung	7
4.2	Nennwärmeleistung bei Teilheizung	7
5	Bestimmung der Brennstoffmenge	8
5.1	Maximale Brennstoffmenge	8
5.2	Minimale Brennstoffmenge	10
6	Festlegung der wesentlichen Abmessungen	10
6.1	Brennraumabmessungen	10
6.1.1	Brennrauminnenfläche	11
6.1.2	Stehender Brennraum	12
6.1.3	Liegender Brennraum	13
6.1.4	Zusätzliche Anforderungen an die Brennraumgrundfläche	15
6.2	Mindestzuglänge	15
7	Gasschlitz	16
8	Ermittlung des optimalen Brennstoffumsatzes	17
9	Bestimmung des optimalen Luftüberschusses	19
10	Luft - und Verbrennungsgasvolumen	21
10.1	Auslegungsluftvolumensstrom	21
10.1.1	Temperaturkorrektur	22
10.1.2	Seehöhenkorrektur (Druckkorrektur)	22
10.2	Verbrennungsgas- und Abgasvolumenstrom	23
11	Bestimmung der Dichten	25
11.1	Luftdichte	25
11.2	Gasdichte	25
12	Ermittlung der Verbrennungs- und Abgastemperaturen	26
12.1	Brennraumtemperatur	26
12.2	Verbrennungsgastemperaturen im Heizzug	26
12.3	Abgastemperatur am Schornsteineintritt	27
12.4	Mittlere Temperatur des Abgases im Schornstein	28

Inhaltsverzeichnis

12.4.1	Abkühlzahl	28
12.4.2	Wärmedurchgangskoeffizient.....	29
12.4.3	Abgasmassenstrom	29
12.5	Abgastemperatur und Innenwandtemperatur an der Schornsteinmündung	30
13	Strömungsmechanische Berechnung	32
13.1	Berechnung des Ruhedruckes	32
13.2	Ermittlung der Strömungsgeschwindigkeit	32
13.3	Berechnung des Reibungswiderstandes	32
13.3.1	Dynamischer Druck.....	33
13.3.2	Reibungskoeffizient.....	33
13.3.3	Hydraulischer Durchmesser	34
13.4	Berechnung des Widerstandes zufolge Umlenkung	35
14	Funktionskontrolle	38
14.1	Druckbedingung	38
14.2	Taupunktsbedingung	38
15	Berechnung des Wärmedurchgangskoeffizienten k	39
15.1	Innerer Wärmeübergangskoeffizient.....	39
15.2	Wärmedurchlaßwiderstand.....	41
16	Verzeichnisse.....	43
16.1	Literatur	43
16.2	Abbildungen.....	43
16.3	Tabellen	44
16.4	Symbole.....	44
16.5	Gleichungen.....	46

1 Danksagung

Die vorliegende Bemessung von Kachelöfen wurde unter Zugrundelegung der Erfahrungen aus der bestehenden Berechnung, den Vorortmessungen des technischen Ausschusses, vieler Hafnermeister und Messungen in der Heiztechnischen Versuchs- und Forschungsanstalt der Hafner Österreichs ausgearbeitet. Eine weitere Grundlage stellt die Dissertation „Kachelofen 2000“ von Dipl.-Ing. Dr. Thomas Schiffert dar.

1993 machte es sich der Technische Ausschuß zur Aufgabe, die bestehenden Bemessungsvorschriften zu überarbeiten. Gleichzeitig wurde einer Arbeitsgruppe, aus den Reihen des Technischen Ausschusses, der Auftrag erteilt, die entstehende Richtlinie in Form eines EDV-Programmes der Hafnerschaft praxisgerecht aufzubereiten.

In dieser Arbeitsgruppe wirkten und wirken mit, Herr LIM Reinhard Lehner, Herr Hfm. Dieter Ullrich und Herr LIM-Stv. Günther Panek seitens der Hafnerschaft und Herr Ing. Gerhard Baumgartner seitens des Kachelofenverbandes als Projektleiter. Die Programmierarbeiten wurden von Herrn D.I. Thomas Fleck ausgeführt.

Die wissenschaftliche Leitung bei diesem Projekt obliegt Herrn Univ. Doz. Dr. Hermann Hofbauer, Präsident des Österreichischen Kachelofenverbandes.

Dem Technischem Ausschuß, bestehend aus dem leider verstorbenen Herrn KR Erhard Mahrhofer, Herrn LIM Reinhard Lehner, Herrn Hfm. LIM Manfred Buxbaum, Herrn Hfm. Peter Böckl, Herrn Hfm. Gerhard Eberl, Herrn Hfm. Franz Greisberger, Herrn LIM-Stv. Johann Höpperger, Herrn Hfm. Kociper, Herrn Hfm. Erich Moser, Herrn LIM - Stv. Günther Panek, Herrn Hfm. Wilhelm Pum, Herrn LIM - Stv. Hubert Ratz, Herrn Hfm. Gerhard Santner, Herrn Hfm. Anton Sumetsberger, Herrn Hfm. Dieter Ullrich und Herrn Dieter Schlatzer sei an dieser Stelle für Ihren unermüdlichen und ehrenamtlichen Einsatz im Dienst der Hafnerbranche gedankt.

2 Einleitung und Motivation

In den letzten Jahren kam die Bemessung von Kachelöfen immer mehr ins Schußfeld der Kritik. Nicht praxisgerecht, beliebig manipulierbar und mit den Erfahrungen in der Praxis nicht übereinstimmend, waren die Kritikpunkte.

Diese Kritikpunkte sind durchaus berechtigt, sollten aber nicht zu dem Schluß verleiten, daß diese Berechnung „falsch“ war. Sie wurde vielmehr für den einfachen Kachelofen konzipiert. Sie bewährte sich mehrere Jahrzehnte bei solchen Konstruktionen und war ein Meilenstein im Hafnergewerbe.

Sicherlich wurden auch vor dem Existieren jeglicher Berechnung gute Kachelöfen gebaut. Diese waren aber meist einfache über Generationen hin optimierte Bauformen. Meist ergab sich eine äußere Form aus einem notwendigen Innenausbau. Dies wurde von den Kunden gerne akzeptiert - war ja der Kachelofen über Jahrhunderte hinweg ein konkurrenzloses Heizgerät. Heute diktieren eine äußere Form und oft ungünstige Standortbedingungen die Konstruktion. Die Folgen sind ein komplizierter Innenausbau und vielfach die Unmöglichkeit einer vollkommenen Beheizung aller Sichtflächen.

All diese Aspekte führten zu der Situation, daß mit der für den einfachen Kachelofen konzipierten Berechnung keine befriedigenden Ergebnisse zu erzielen waren.

Ein zweiter in der Natur der Sache liegender Aspekt ist, daß Öfen, die laut Berechnung ein „Minus“ beim Vergleich des Ruhedrucks mit dem Widerstandsdruck haben, also nicht funktionieren sollten, trotzdem funktionieren.

Hier ergab sich in den letzten Jahren durch die Umweltproblematik eine neue Definition des „Funktionierens“. Nicht nur ein Abzug der Heizgase ohne Geruchsbelästigung im Wohnraum, sondern geringer Schadstoffausstoß und hohe Brennstoffausnutzung werden heute als Kriterien für das „Funktionieren“ herangezogen. So muß heute eine Kachelofenbemessung einen bestimmten Wirkungsgrad und die Einhaltung von Emissionsgrenzwerten garantieren können. Das ist auch anhand der in der jüngsten Vergangenheit geschaffenen Gesetze und Verordnungen auf diesem Gebiet zu erkennen. Als Beispiele dafür dienen die steiermärkische „Kleinfeuerungsanlagen-Genehmigungs-Verordnung“ und die „Vereinbarung gemäß Art 15a BV-G über Schutzmaßnahmen betreffend Kleinfeuerungen“.

Diese Schrift dokumentiert das Kachelofenbemessungsverfahren des Österreichischen Kachelofenverbandes, welches in Form eines EDV-Programmes bei den Hafnern Verwendung findet. Es wurde versucht, jeden Rechenschritt anhand eines Beispiels zu erläutern und so den Berechnungsablauf möglichst praxisgerecht zu dokumentieren. Die österreichische Hafnerschaft beabsichtigt, dieses Bemessungsverfahren als Grundlage für eine Norm zur Bemessung von Kachelöfen heranzuziehen.

3 Geltungsbereich

Die vorliegende Berechnung kann als Grundlage für eine zu erstellende ÖNORM herangezogen werden. Sie ist anwendbar für Brennstoffmengen bei Nennlast zwischen 10 und 40 kg und Nennheizzeiten von 8 bis 24 Stunden.

4 Bestimmung der Nennwärmeleistung

Laut ÖNORM H 3000 ist die Nennwärmeleistung die vom Hersteller unter Zuordnung des Brennstoffes und einer Nennheizzeit angegebene Wärmeleistung.

Diese Nennwärmeleistung muß bei einer Vollheizung der Normheizlast des/der zu beheizenden Raumes/Räume entsprechen. Bei einer Teilheizung ist die Nennwärmeleistung entsprechend kleiner zu wählen. Die Heizlast ist eine Gebäudeeigenschaft und wird nach ÖNORM M 7500 berechnet.

4.1 Nennwärmeleistung bei Vollheizung

Ist der Kachelofen für eine Vollheizung zu bemessen, so muß die Nennwärmeleistung der Heizlast nach ÖNORM M 7500 entsprechen.

$$P_n = P_{NH} \text{ (Glg. 1)}$$

P_n Nennwärmeleistung in [kW]

P_{NH} Normheizlast nach ÖNORM M 7500 in [kW]

4.2 Nennwärmeleistung bei Teilheizung

Die Heizlast ist hier ebenfalls nach ÖNORM M 7500 zu berechnen. Bei einer Teilheizung braucht der Kachelofen nicht die gesamte Heizlast bereitstellen, sondern nur einen entsprechenden Anteil davon.

$$P_n < P_{NH} \text{ (Glg. 2)}$$

P_n Nennwärmeleistung in [kW]

P_{NH} Normheizlast nach ÖNORM M 7500 in [kW]

5 Bestimmung der Brennstoffmenge

5.1 Maximale Brennstoffmenge

Die maximale Brennstoffmenge m_B ist jene Brennstoffmenge, die zur Erzeugung der Nennwärmeleistung P_n erforderlich ist. Sie hängt von der Nennwärmeleistung P_n , der Nennheizzeit t_n , vom Heizwert H_u des Brennstoffes und vom Wirkungsgrad η ab. Die maximale Brennstoffmenge m_B wird um so größer sein, je größer die geforderte Nennwärmeleistung P_n und je größer die Nennheizzeit t_n ist und um so kleiner je größer der Heizwert H_u und der Wirkungsgrad η sind. Damit ergibt sich folgender formelmäßiger Zusammenhang:

$$m_B = \frac{P_n \cdot t_n}{H_u \cdot \eta} \quad (\text{Glg. 3})$$

m_B	max. Brennstoffmenge in [kg]
P_n	Nennwärmeleistung in [kW]
t_n	Nennheizzeit in [h]
H_u	Heizwert in [kWh·kg ⁻¹]
η	Wirkungsgrad [-]

Da die Heizwerte H_u für lufttrockenes Brennholz (ca. 15% Wassergehalt) keine wesentlichen Unterschiede aufweisen, wird für die Berechnung ein durchschnittlicher Wert von 4,16 kWh·kg⁻¹ (ca. 15 MJ·kg⁻¹) verwendet. Der Wirkungsgrad η wird für die weitere Berechnung mit 0,78 fixiert. Diese Festlegung stellt den Mindestwirkungsgrad dar.

Mit diesen Festlegungen vereinfacht sich die Gleichung 3 für die Berechnung der maximalen Brennstoffmenge wie folgt:

$$m_B = \frac{P_n \cdot t_n}{3,25} \quad (\text{Glg. 4})$$

m_B	max. Brennstoffmenge in [kg]
P_n	Nennwärmeleistung in [kW]
t_n	Nennheizzeit in [h]

Die maximale Brennstoffmenge stellt die Basis für die weiteren Berechnungen dar. Die vorliegende Berechnung gilt für Brennstoffmengen zwischen 10 und 40 kg. Zur Abdeckung des gesamten Leistungsbereiches ergibt sich folgende Betriebsweise:

Bestimmung der Brennstoffmenge

Wärmeleistung in [%]	Heizzeit in [h]	Brennstoffauflage in [%]
100 - 50	1 x t _n	100 - 50
< 50 - 38	1,33 x t _n	66 - 50
< 38 - 25	2 x t _n	75 - 50

Tabelle 1 : Wärmeleistung, Heizzeit und Brennstoffauflage

Beispiel:

Bei einem Kachelofen mit einer Nennwärmeleistung von 3,4 kW und einer Nennheizzeit von 12 Stunden ergibt sich:

Wärmeleistung in [kW]	Heizzeit in [h]	Brennstoffauflage in [%]
3,4 - 1,7	12	100 - 50
< 1,7 - 1,1	16	66 - 50
< 1,1 - 0,85	24	75 - 50

Wärmeleistung, Heizzeit und Brennstoffauflage

Bemerkung:

Für eine Heizzeit von 16 Stunden ergeben sich z.B. folgende Nachlegezeiten:

6⁰⁰ 22⁰⁰ 14⁰⁰ 6⁰⁰

Die Nennheizzeit t_n darf 8 bis 24 Stunden betragen. Für die Berechnung ist eine Unterscheidung der Bauarten nicht erforderlich. Diese Bauarten sind jedoch weiterhin sinnvoll, da sie den Heizbetrieb mit Nennheizzeiten von 8 h (leicht), 12 h (mittel), 16 h (schwer) und 24 h (schwer) ermöglichen. In der Praxis haben sich in Abhängigkeit von der mittleren Verbrennungsgastemperatur folgende Schamottestärken bewährt:

Temperatur in [°C]	0 - 200	200 - 250	250 - 300	300 - 400	> 400
Nennheizzeit 8 h	15 mm	15 mm	20 mm	25 mm	30 mm
Nennheizzeit 12 h	15 mm	20 mm	25 mm	30 mm	40 mm
Nennheizzeit 16 - 24 h	25 mm	30 mm	30 mm	40 mm	50 mm

Tabelle 2 : Schamottevorschubstärken und mittlere Verbrennungsgastemperaturen

Aus Tabelle 2 kann man die empfohlene Schamottevorschubstärke in Abhängigkeit der mittleren Verbrennungsgastemperatur entnehmen. Diese Werte gelten bei Kachel bzw. Ummantelungswandstärken von rund 55 mm.

5.2 Minimale Brennstoffmenge

Die minimale Brennstoffmenge $m_{B\min}$, das ist jene Brennstoffmenge, die der Kleinstlast entspricht, wird mit 50% der maximalen Brennstoffmenge festgelegt.

$$m_{B\min} = 0,5 \cdot m_B \text{ (Glg. 5)}$$

m_B	max. Brennstoffmenge in [kg]
$m_{B\min}$	min. Brennstoffmenge in [kg]

Der Grund für diese Festlegung liegt einerseits in der einzuhaltenden Abgasgüte, die bei kleineren Brennstoffmengen nicht mehr gesichert ist und andererseits, daß mit abnehmender Brennstoffmenge die Gefahr einer Taupunktunterschreitung steigt.

Beispiel:

Bei einem Kachelofen mit einer maximalen Brennstoffmenge von 12,6 kg beträgt die minimale Brennstoffmenge 6,3 kg.

6 Festlegung der wesentlichen Abmessungen

6.1 Brennraumabmessungen

Bei der Festlegung der Abmessungen des Brennraumes eines Kachelofens müssen zwei Forderungen beachtet werden. Zum einen muß der Brennraum die maximale Brennstoffmenge aufnehmen können und zum anderen muß hier die Grundvoraussetzung für eine optimale Verbrennung geschaffen werden.

Nach unten wird daher die Brennraumgröße durch das für die maximale Brennstoffmenge vorgegebene Brennstoffvolumen begrenzt. Nach oben ergibt sich eine Begrenzung im Hinblick auf die Güte der Verbrennung. Diese ist mit dem Einhalten einer Mindesttemperatur im Brennraum verbunden. Die Temperatur im Brennraum hängt mit der Größe der Oberfläche des Brennraumes zusammen. Mit steigender Oberfläche sinkt bei sonst gleichen Bedingungen die Verbrennungsgastemperatur, da mehr Wärme aus dem Brennraum über die größere Oberfläche abgeführt wird.

6.1.1 Brennrauminnenfläche

Die Größe der Brennrauminnenfläche ist nach folgender Formel zu berechnen:

$$O_{BR} = 900 \cdot m_B \text{ (Glg. 6)}$$

O_{BR}	Innenfläche des Brennraumes in [cm ²]
m_B	max. Brennstoffmenge in [kg]

Der Rechenwert für die Ausführung der Brennrauminnenfläche darf zwischen $800 \cdot m_B$ und $1000 \cdot m_B$ variiert werden.

Bei der Ermittlung der Brennrauminnenfläche sind alle Seitenwände, Boden und Decke inklusive der Fläche der Heiztüre und dem Austrittsquerschnitt der Verbrennungsgase aus dem Brennraum gleichwertig zu berücksichtigen.

Die Temperatur im Brennraum hängt von der Größe der Brennrauminnenfläche ab. Wie bereits vorher erwähnt, sinkt mit steigender Brennrauminnenfläche bei sonst gleichen Bedingungen die Austrittstemperatur aus dem Brennraum, da mehr Wärme aus dem Brennraum über die größere Innenfläche abgeführt wird. Ein spezifischer Wert für die Brennrauminnenfläche von $900 \text{ cm}^2/\text{kg}$ Brennstoff bietet gute Voraussetzungen für eine optimale Verbrennung. Die folgende Abbildung veranschaulicht den Zusammenhang zwischen Brennrauminnenfläche und Verbrennungsqualität (Schiffert 1995, Schriftenreihe Nr. 5, 1996).

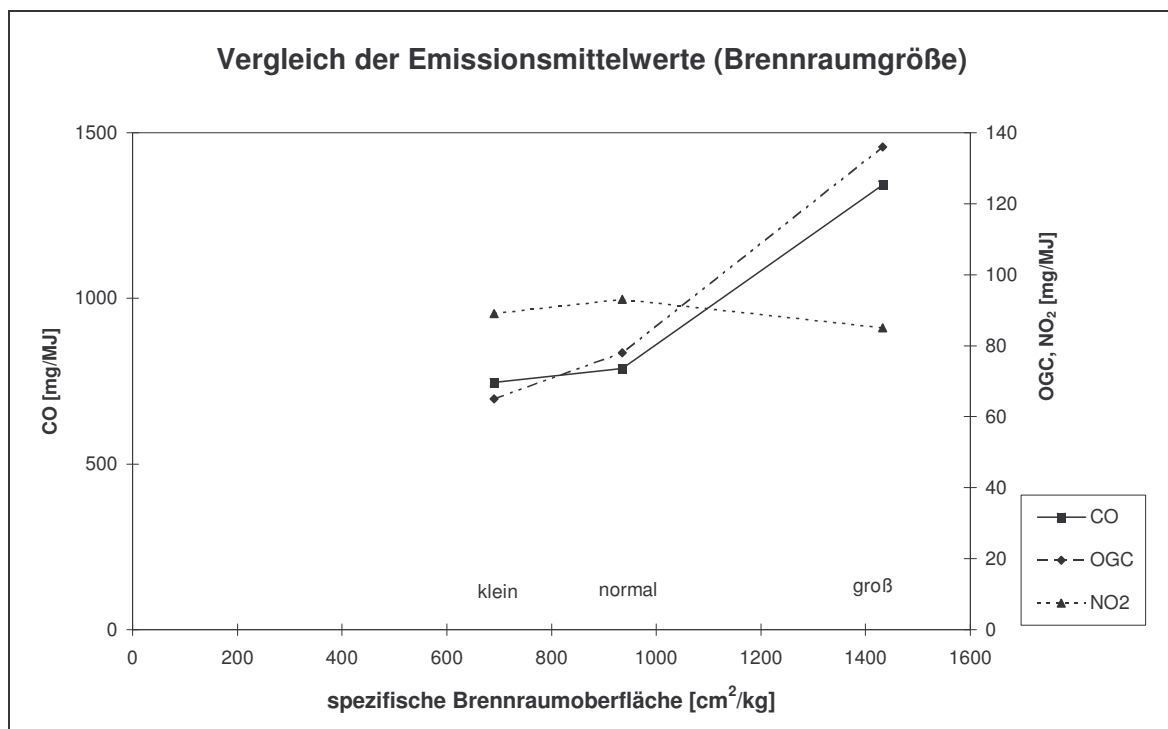


Abbildung 1: Abhängigkeit der Verbrennungsqualität von der Brennrauminnenfläche

Bei der Ermittlung der Brennraumdimensionen (Länge, Breite, Höhe) wird den traditionellen Bauformen Rechnung getragen. Dabei kann man zwischen „stehendem“ Brennraum und „liegendem“ Brennraum unterscheiden.

6.1.2 Stehender Brennraum

Die Größe der Grundfläche beim stehenden Brennraum ergibt sich aus der Überlegung, daß bei maximaler Brennstoffmenge eine Schütthöhe von 33 cm nicht überschritten werden soll (aufgestellte Scheite mit einer Länge von 33 cm sind möglich). Dabei ist eine lockere Schüttung mit Abstand zur Brennraumbegrenzung anzunehmen. Die folgende Tabelle zeigt den Raumbedarf zur Aufnahme der maximalen Brennstoffmenge (Hofbauer, 1995).

	Materialdichte	Schüttdichte	Schütthöhe [cm]	
	[kg/m ³]	[kg/m ³]	100·m _B	130·m _B
Weichholz	400	250	40	31
Hartholz	650	400	25	20
Briketts	1050	650	15	12

Tabelle 3: Beispiele für Schütthöhen

Dadurch ist für 1 kg Brennstoff ein Grundflächenbedarf zwischen 100 und 130 cm² anzunehmen:

$$A_{BR} = (100 \text{ bis } 130) \cdot m_B \text{ (Glg. 7)}$$

A_{BR} Brennraumgrundfläche in [cm²]

m_B max. Brennstoffmenge in [kg]

Bei Weichholz wird für die Brennraumgrundfläche 130·m_B und bei Holzbriketts 100·m_B empfohlen.

Beispiel:

Bei einem Kachelofen mit einer maximalen Brennstoffmenge von 12,6 kg beträgt die Brennraumgrundfläche z.B.: 110 x 12,6 = 1386 cm². Die kleinste zulässige Grundfläche ist 1260 cm² die größte zulässige 1638 cm².

Brennraumgrundfläche:	110 x 12,6=	1386 cm ²
gewünschte Brennraumbreite:		28 cm
errechnete Brennraumlänge:	1386:28 =	49,5 cm
Längen/Breitenverhältnis:	49,5:28 =	1,77 ✓
mögliche Länge:	28 x 2 =	56 > 49,5 cm ✓
ausgeführte Brennraumgrundfläche:	50 x 28 =	1400 cm ² ✓

Die sich ergebende Brennraumgrundfläche ist innerhalb der zulässigen Abweichungen.

Festlegung der wesentlichen Abmessungen

Die Brennraumhöhe ist der mittlere lotrechte Abstand zwischen Brennraumboden und Brennraumdecke. Durch die Festlegung der Brennraumbooberfläche (wesentlich für Abgasqualität) und der Brennraumgrundfläche (praktische Überlegungen) ergibt sich die Brennraumhöhe.

$$H_{BR} = \frac{900 \cdot m_B - 2 \cdot A_{BR}}{U_{BR}} \quad (\text{Glg. 8})$$

H_{BR}	Brennraumhöhe in [cm]
m_B	max. Brennstoffmenge in [kg]
A_{BR}	Brennraumgrundfläche in [cm ²]
U_{BR}	Umfang der Brennraumgrundfläche in [cm]

Der Rechenwert der Brennraumhöhe darf bei der Ausführung maximal 5% über-oder unterschritten werden.

Beispiel:

<i>max. Brennstoffmenge:</i>	12,6 kg
<i>Brennraumgrundfläche:</i>	1400 cm ²
<i>Brennraumbreite:</i>	28 cm
<i>Brennraumlänge:</i>	50 cm
<i>Brennraumhöhe:</i>	
$(900 \times 12,6 - 2 \times 1400) / (2 \times 28 + 2 \times 50)$	= 55 cm (54,7 cm)
<i>max. Brennraumhöhe:</i>	= 57,5 cm
<i>min. Brennraumhöhe:</i>	= 52 cm

6.1.3 Liegender Brennraum

In Untersuchungen konnte festgestellt werden, daß bei gleicher geometrischer Form die Verbrennungsqualität gleich gut ist, egal ob der Brennraum „stehend“ oder „liegend“ ist (Schiffert, 1996, Schriftenreihe Nr. 5, 1996).

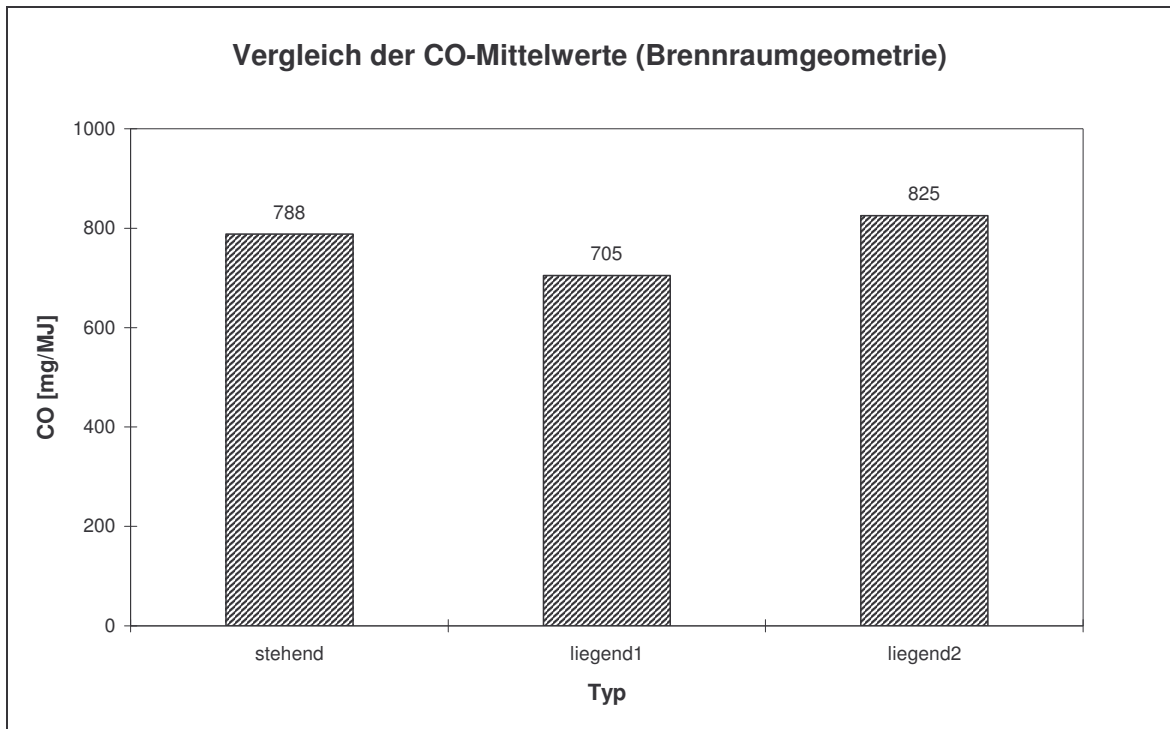


Abbildung 2: CO-Emissionen bei „stehendem“ und „liegendem“ Brennraum

Beim liegenden Brennraum kann die Höhe im folgenden Bereich variiert werden:

$$H_{BR} \geq (25 \text{ bis } 35) + m_B \quad (\text{Glg. 9})$$

H_{BR} Brennraumhöhe in [cm]

m_B max. Brennstoffmenge in [kg]

Durch die Festlegung der Brennraumoberfläche (wesentlich für Abgasqualität) und der Brennraumhöhe ergibt sich die Brennraumgrundfläche.

$$A_{BR} = \frac{900 \cdot m_B - H_{BR} \cdot U_{BR}}{2} \quad (\text{Glg. 10})$$

A_{BR} Brennraumgrundfläche in [cm²]

H_{BR} Brennraumhöhe in [cm]

m_B max. Brennstoffmenge in [kg]

U_{BR} Umfang der Brennraumgrundfläche in [cm]

Beispiel:

Die maximale Brennstoffmenge bei einem Kachelofen beträgt 12,6 kg. Die mögliche Brennraumhöhe beim liegenden Brennraum liegt zwischen 37,6 und 47,6 cm. Es wird eine Brennraumhöhe von 38 cm gewählt. Weiters wird für die Berechnung der Brennraumgrundfläche zunächst von einer quadratischen Fläche mit der Seitenlänge x ausgegangen.

$$2 \cdot A_{BR} + H_{BR} \cdot U_{BR} - 900 \cdot m_B = 0$$

$$2 \cdot x^2 + 38 \cdot 4 \cdot x - 5670 = 0$$

$$x = -38 \pm \sqrt{(1444 + 5670)} = 46,3 \text{ cm}$$

gewählte Breite: 40 cm

gewählte Tiefe: 50 cm

Kontrolle: 40, 50 cm > 23 cm ✓

$$1 < 1,2(40:50) < 2 \quad \checkmark$$

$$O_{BR} = 2 \cdot (40 \cdot 50 + 38 \cdot 40 + 38 \cdot 50) = 10840 = 860 \cdot m_B \quad \checkmark$$

6.1.4 Zusätzliche Anforderungen an die Brennraumgrundfläche

Bei rechteckigen Grundflächen kann das Längen/Breitenverhältnis der jeweils mittleren Abstände zweier gegenüberliegender Seiten von 1 bis 2 variiert werden, wobei aber eine Mindestbreite von 23 cm nicht unterschritten werden darf.

Dreieckige Grundflächen sind gleichseitig auszuführen.

Bei allgemeinen viereckigen Grundflächen kann das Verhältnis der jeweils mittleren Abstände zweier gegenüberliegender Seiten von 1 bis 2 variiert werden. Der kleinere mittlere Abstand darf 23 cm nicht unterschreiten. Kein Innenwinkel im Viereck darf 60° unterschreiten.

Bei fünfeckigen Grundflächen darf das Verhältnis der längsten zur kürzesten Diagonale den Faktor 2 nicht überschreiten. Weiters darf kein Innenwinkel 90° unterschreiten.

Sechs- und mehreckige Grundflächen sind gleichseitig auszuführen.

6.2 Mindestzuglänge

Die Heizzuglänge ist die gedachte Mittellinie der Heizzüge ab Brennraum bis zum Eintritt in das Verbindungsstück.

Als Mindestzuglänge wird jene Heizzuglänge verstanden, bei der bei Nennlast ein Wirkungsgrad von 78% erzielt wird. Dies entspricht einer Verbrennungsgastemperatur am Eintritt ins Verbindungsstück von ca. 240°C. Diese Zuglänge darf nicht unterschritten werden, da sonst die Brennstoffausnutzung unzureichend ist.

Der Wärmeübergang zwischen Heizgas und Schamotte hängt von folgenden Größen ab:

$$P = \alpha \cdot O_{\text{HZ}} \cdot \Delta t \quad (\text{Glg. 11})$$

P	in die Schamotte übergehende Wärmemenge pro Sek. in [W]
α	Wärmeübergangskoeffizient in [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]
O_{HZ}	Innenfläche der Heizzüge in [m^2]
Δt	Temperaturdifferenz zwischen Heizgas und Heizzugwand in [K]

Für die Berechnung wird der mittlere Wärmeübergangskoeffizient in den Heizzügen und die mittlere Temperaturdifferenz für alle Leistungsgrößen als konstant angenommen. Die im Heizzug übertragene Wärmemenge ist proportional der Brennstoffmenge. Damit ergibt sich ein linearer Zusammenhang zwischen der Innenfläche der Heizzüge und der maximalen Brennstoffmenge.

$$O_{\text{HZ}} = K \cdot m_{\text{B}} \quad (\text{Glg. 12})$$

O_{HZ}	Innenfläche in [m^2]
K	spezifische Heizzugoberfläche in [$\text{m}^2 \cdot \text{kg}^{-1}$]
m_{B}	max. Brennstoffmenge in [kg]

Weiters ist der mittlere Heizzugquerschnitt proportional zu m_{B} . Damit ist die Seitenlänge bzw. der Umfang des Heizzugquerschnitts proportional zu $\sqrt{m_{\text{B}}}$. Es gilt weiters, daß die Mindestzuglänge auch proportional zu $\sqrt{m_{\text{B}}}$ sein muß.

Eine Vielzahl von Messungen sowohl am Prüfstand als auch vor Ort (Hofbauer, 1991) ergab folgenden empirisch ermittelten Zusammenhang:

$$L_{\text{Zmin}} = 1,3 \cdot \sqrt{m_{\text{B}}} \quad (\text{Glg. 13})$$

L_{Zmin}	Mindestzuglänge in [m]
m_{B}	max. Brennstoffmenge in [kg]

Beispiel:

$$L_{\text{Z}} = 1,3 \cdot \sqrt{12,6} = 4,61 \text{ m}$$

7 Gasschlitz

Der Gasschlitz ist eine Öffnung zur Verkürzung der Heizzuglänge. Der Gasschlitz ist sowohl eine Sicherheitseinrichtung als auch eine Anheizhilfe. Die Querschnittsfläche ergibt sich aus der Brennstoffmenge derart, daß pro kg Brennstoff 1 cm^2 freie Fläche vorzusehen ist.

$$A_{GS} = 1 \cdot m_B \quad (\text{Glg. 14})$$

A_{GS} Querschnitt des Gasschlitzes in $[\text{cm}^2]$

m_B max. Brennstoffmenge in $[\text{kg}]$

Beispiel:

Bei einem Kachelofen mit einer maximalen Brennstoffmenge von 12,6 kg ist der Gasschlitzquerschnitt $12,6 \times 1 = 13 \text{ cm}^2$.

8 Ermittlung des optimalen Brennstoffumsatzes

Ziel dieser Kachelofenberechnung ist es, den Kachelofen so auszulegen, daß er minimale Emissionen aufweist. Jeder Kachelofen besitzt, wie alle anderen Feuerungen auch, einen optimalen Betriebsbereich. Diesen optimalen Betriebsbereich kann man am besten ermitteln, indem man die CO-Emission über den Brennstoffumsatz (Brenngeschwindigkeit) aufträgt. Dabei wird unter dem Brennstoffumsatz die über die Abbrandzeit gemittelte, in der Zeiteinheit verbrennende Holzmenge verstanden (Brennstoffumsatz in $\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$ = aufgelegte Brennstoffmenge in kg dividiert durch die Abbrandzeit in h).

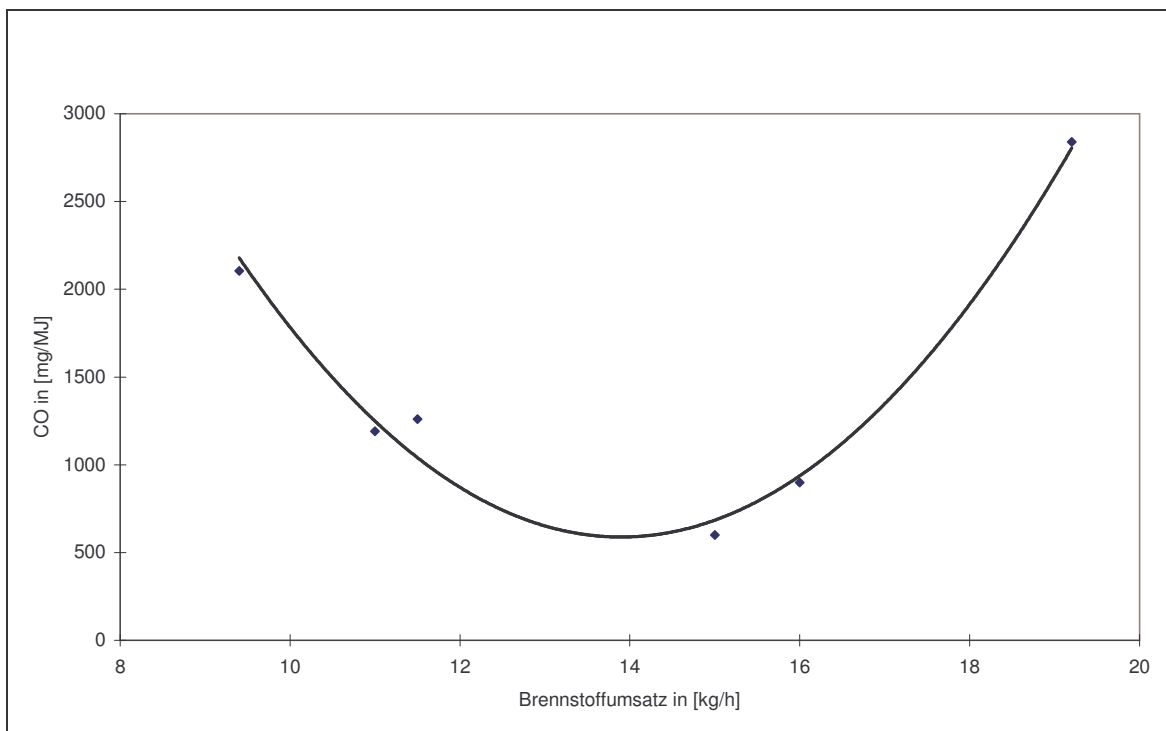


Abbildung 3: Charakteristischer Zusammenhang zwischen CO-Emission und Brennstoffumsatz bei einem Kachelofen (Nennwärmeleistung: 4,8 kW)

In der Abbildung 3 ist ein typisches Beispiel für den Zusammenhang zwischen CO-Emissionen als Maß für die Güte der Verbrennung und den Brennstoffumsatz zu sehen. Die einzelnen Punkte im Diagramm erhält man am einfachsten, indem man unterschiedliche Brennstoffmengen auflegt und gegebenenfalls unterschiedlich anzündet (oben, unten). Beide Faktoren können

Ermittlung des optimalen Brennstoffumsatzes

herangezogen werden um den Brennstoffumsatz bei einem vorgegebenen Kachelofen zu variieren.

Für eine Vielzahl von Kachelöfen wurden derartige Untersuchungen durchgeführt (Hofbauer, 1992) und die daraus erhaltenen Ergebnisse können wie folgt zusammengefaßt werden:

- Jeder Kachelofen besitzt einen Bereich mit optimalem Brennstoffumsatz, der sich in niedrigen CO-Emissionen (ca. $1000 \text{ mg} \cdot \text{MJ}^{-1}$) und damit auch niedrigen org. C-Emissionen äußert.
- Die Ausdehnung dieses Bereiches kann mit ca. $\pm 25\%$ des optimalen Brennstoffumsatzes (Minimum der Kurve) angegeben werden.

Der Bereich des optimalen Brennstoffumsatzes wird einerseits durch das Zusammenspiel zwischen Kachelofen und Schornstein und andererseits durch die maximale Brennstoffmenge bestimmt.

Stellt man den Zusammenhang zwischen dem optimalen Brennstoffumsatz und der maximalen Brennstoffmenge her, so erhält man näherungsweise folgenden linearen Zusammenhang:

$$m_{\text{BUopt}} = 0,78 \cdot m_{\text{B}} \quad (\text{Glg. 15})$$

m_{BUopt}	idealer Brennstoffumsatz (Brenngeschwindigkeit) in $[\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}]$
m_{B}	max. Brennstoffmenge in [kg]

Beispiel:

Ein Kachelofen mit einer maximalen Brennstoffmenge von 12,6 kg hat einen idealen Brennstoffumsatz von $12,6 \times 0,78 = 9,8 \text{ kg/h}$. Die maximale Brennstoffmenge wird also in rund 77 Minuten verbrennen.

9 Bestimmung des optimalen Luftüberschusses

Der Luftüberschuß wird als Luftzahl λ angegeben. Die Luftzahl zeigt an, um wieviel mehr Luft der Verbrennung zugeführt wird, als theoretisch zur vollständigen Verbrennung nötig ist.

Bei der Verbrennung im Kachelofen handelt es sich um einen Vorgang, der nicht konstant abläuft, sondern der sich laufend ändert. Der Abbrand läßt sich im zeitlichen Ablauf in drei Phasen einteilen:

	Luftzahl	Temperatur	Zug
Anbrennphase	2,5 - 8	niedrig	niedrig
Hauptbrennphase	1,5 - 2,5	ausreichend	hoch
Ausbrennphase	2,5 - 5	niedrig	hoch

Tabelle 4 : Brennphasen

Für eine gute Verbrennung ist vor allem eine ausreichend hohe Temperatur im Brennraum nötig. Um eine ausreichend hohe Temperatur zu erreichen, darf der mittlere Luftüberschuß nicht wesentlich über $\lambda = 3$ ansteigen.

Auf der anderen Seite darf der Luftüberschuß nicht zu gering sein. Fällt λ in der Hauptbrennphase unter 1,5, entsteht eine hohe CO-Emission zufolge lokalen Luftmangels. Man bezeichnet diesen Zustand als „Umkippen der Verbrennung“.

Trägt man die CO-Emission aus den Untersuchungen, die beispielhaft in der Abbildung 4 dargestellt sind, über der Luftzahl (Mittelwert über den gesamten Abbrand) auf, so erhält man folgenden markanten Verlauf (Hofbauer, 1992).

Bestimmung des optimalen Luftüberschusses

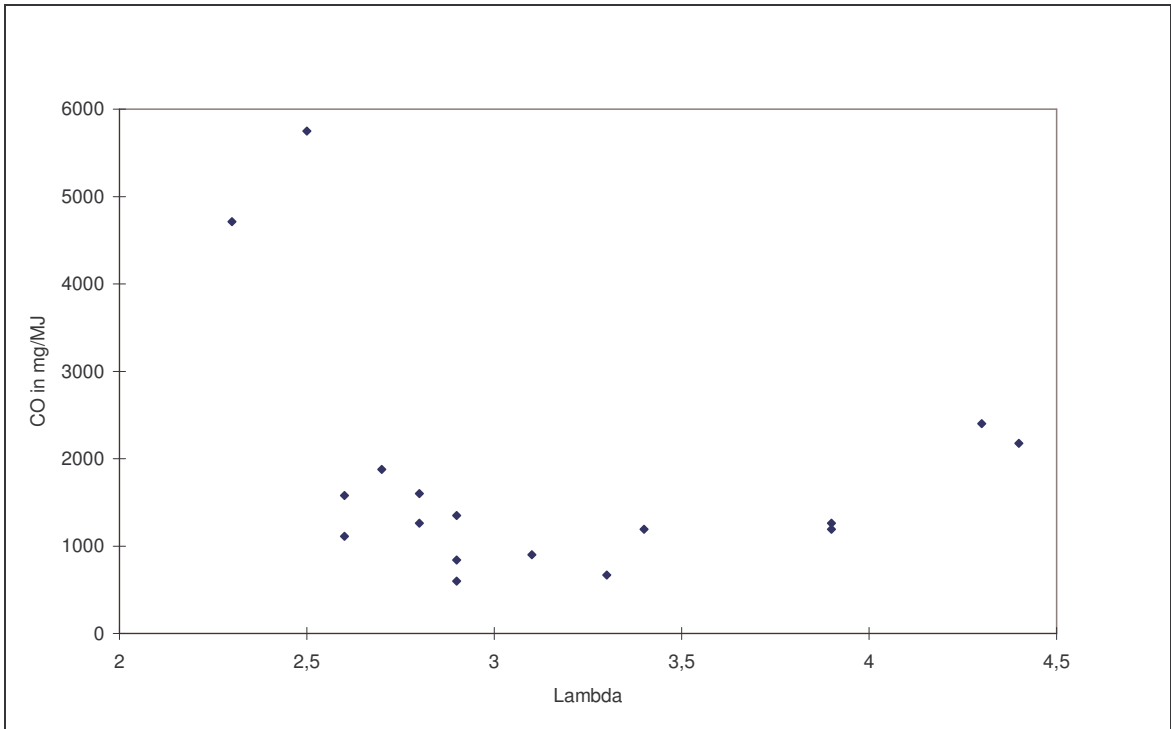


Abbildung 4: CO-Emission in Abhängigkeit von der Luftzahl

mittlere Luftzahl	Auswirkung auf die Verbrennung
$\lambda < 2,7$	die Verbrennung neigt zum „Umkippen“
$2,7 < \lambda < 3,2$	optimaler Bereich für die Luftzahl
$3,2 < \lambda$	Abgastemperatur zu niedrig

Tabelle 5 : Luftzahl und Verbrennung

In der Berechnung ist daher eine Luftzahl von $\lambda = 2,95$ zu verwenden.

10 Luft - und Verbrennungsgasvolumen

10.1 Auslegungsluftvolumenstrom

Der Kachelofen muß so ausgeführt werden, daß jene Luftmenge zugeführt wird, die für eine optimale Verbrennung erforderlich ist. Der Luftvolumenstrom wird wie folgt berechnet:

$$V_{L/s} = \frac{m_{BUopt} \cdot L_{min} \cdot \lambda}{3600} \quad (\text{Glg. 16})$$

$V_{L/s}$	Luftvolumenstrom in $[m^3 \cdot s^{-1}]$
m_{BUopt}	opt. Brennstoffumsatz in $[kg \cdot h^{-1}]$
L_{min}	theoret. Luftbedarf pro kg Brennstoff in $[m_N^3 \cdot kg^{-1}]$
λ	Luftzahl (Luftüberschuß) [-]

Um eine Verbrennung mit minimalen Emissionen zu gewährleisten, muß für m_{BUopt} Gleichung (15) und für λ ein Wert von 2,95 eingesetzt werden. Der theoretische Luftbedarf pro kg Brennstoff ist ein brennstoffspezifischer Wert und beträgt für den Brennstoff Holz (15% Wassergehalt) ca. $4,0 m^3 \cdot kg^{-1}$. Setzt man diese Werte in die obige Formel ein, so erhält man folgende vereinfachte Beziehung für den Luftvolumenstrom im Normzustand ($0^\circ C$, 1013 mbar):

$$V_{L/s} = 0,00256 \cdot m_B \quad (\text{Glg. 17})$$

$V_{L/s}$	Luftvolumenstrom in $[m^3 \cdot s^{-1}]$
m_B	max. Brennstoffmenge in [kg]

Beispiel:

Ein Kachelofen mit einer maximalen Brennstoffmenge von 12,6 kg hat einen Luftvolumenstrom von $0,00256 \times 12,6 = 0,0323 m^3/s$ oder rund $116 m^3 \cdot h^{-1}$.

Für eine genaue Rechnung muß berücksichtigt werden, daß die tatsächliche Temperatur der angesaugten Luft nicht $0^\circ C$ beträgt. Der Luftdruck ist nicht überall 1013 mbar, sondern ändert sich mit der Seehöhe. Die Abnahme des Luftdruckes mit zunehmender Seehöhe bewirkt eine Abnahme der Dichte. Daher wird bei gleichem Luftvolumen der Verbrennung zu wenig Sauerstoff zugeführt. Es muß also ein größeres Luftvolumen bereitgestellt werden. Dies geschieht am einfachsten durch Einführen von zwei Multiplikationsfaktoren.

$$V_{L/s} = 0,00256 \cdot m_B \cdot f_t \cdot f_s \text{ (Glg. 18)}$$

$V_{L/s}$	Luftvolumenstrom in $[m^3 \cdot s^{-1}]$
m_B	max. Brennstoffmenge in [kg]
f_t	Temperaturkorrekturfaktor [-]
f_s	Seehöhenkorrekturfaktor [-]

10.1.1 Temperaturkorrektur

Der Temperaturkorrekturfaktor ist wie folgt zu berechnen:

$$f_t = \frac{273 + t_L}{273} \text{ (Glg. 19)}$$

f_t	Temperaturkorrekturfaktor [-]
t_L	Temperatur der angesaugten Luft in $[^{\circ}C]$

10.1.2 Seehöhenkorrektur (Druckkorrektur)

Der Seehöhenkorrekturfaktor ist wie folgt zu berechnen:

$$f_s = \frac{1013}{p} \text{ (Glg. 20)}$$

f_s	Seehöhenkorrekturfaktor [-]
1013	Luftdruck im Normzustand in [mbar]
p	Luftdruck entsprechend der Seehöhe in [mbar]

Seehöhe [m]	f_s	Seehöhe [m]	f_s
0	1,00	1600	1,21
200	1,02	1800	1,24
400	1,05	2000	1,28
600	1,08	2200	1,30
800	1,10	2400	1,33
1000	1,13	2600	1,36
1200	1,16	2800	1,39
1400	1,18	3000	1,42

Tabelle 6 : Seehöhe und Seehöhenkorrekturfaktor

Beispiel:

Ein Kachelofen mit einer maximalen Brennstoffmenge von 12,6 kg wird in einer Seehöhe von 1200 Meter errichtet. Die angesaugte Verbrennungsluft hat eine Temperatur von 20 °C. Es ergibt sich ein Luftvolumenstrom von $0,00256 \times 12,6 = 0,0323 \text{ m}^3/\text{s}$ ohne Berücksichtigung der Seehöhe und der Ansaugtemperatur. Der Temperaturkorrekturfaktor beträgt $(273 + 20) / 273 = 1,07$. Der Seehöhenkorrekturfaktor beträgt laut Tabelle 6 1,16. Somit ergibt sich ein notwendiger Volumensstrom von $0,0323 \times 1,07 \times 1,16 = 0,04 \text{ m}^3/\text{s}$ oder 144 m^3/h .

10.2 Verbrennungsgas- und Abgasvolumenstrom

Der Entwurf der ÖNORM H 3000 regelt die Begriffe für Verbrennungs- und Abgas. So wird das Verbrennungsgas als „in der Feuerstätte bei der Verbrennung entstehendes, gasförmiges Verbrennungsprodukt einschließlich der in ihm schwebenden festen oder flüssigen Bestandteile und eines allfälligen Luftüberschusses“ definiert. Das Abgas wird als „aus dem Abgasstutzen oder Rohrstutzen die Feuerstätte verlassendes Verbrennungsgas“ festgelegt (ÖNORM H 3000).

Die Kenntnis des Verbrennungsgasvolumenstromes ist für die Dimensionierung der Heizzüge wichtig. Diese kann mit bekannten Formeln der Verbrennungsrechnung wie folgt ermittelt werden (gültig für Normzustand: 0 °C, 1013 mbar):

$$V_{G/s} = m_{BUopt} \cdot \frac{V_{th} + L_{min} \cdot (\lambda - 1)}{3600} \quad (\text{Glg. 21})$$

$V_{G/s}$	Verbrennungsgasvolumenstrom in $[m_N^3 \cdot s^{-1}]$
m_{BUopt}	opt. Brennstoffumsatz in $[kg \cdot h^{-1}]$
V_{th} $[m_N^3 \cdot kg^{-1}]$	theoret. Verbrennungsgasvolumen pro kg Brennstoff
L_{min}	theoret. Luftbedarf pro kg Brennstoff in $[m_N^3 \cdot kg^{-1}]$
λ	Luftzahl (Luftüberschuß) [-]

In Analogie zur Berechnung des Luftvolumenstromes werden auch hier die für einen optimalen Betriebszustand festgelegten Größen für m_{BUopt} und λ und das für Holz (mit 15% Wassergehalt) theoretische Verbrennungsgasvolumen pro kg Brennstoff ($V_{th} = 4,8 m_N^3 \cdot kg^{-1}$) eingesetzt. Damit ergibt sich folgende vereinfachte Gleichung für den Verbrennungsgasvolumenstrom im Normzustand:

$$V_{G/s} = 0,00273 \cdot m_B \quad (\text{Glg. 22})$$

$V_{G/s}$	Verbrennungsgasvolumenstrom in $[m_N^3 \cdot s^{-1}]$
m_B	max. Brennstoffmenge in [kg]

Da der Verbrennungsgasvolumenstrom in den Heizzügen nicht im Normalzustand vorliegt, muß hier in jedem Fall die Temperaturkorrektur nach Gleichung (19) vorgenommen werden. Die Seehöhenkorrektur ist für eine genaue Rechnung ebenfalls zu empfehlen. Damit ergibt sich folgende Gleichung für den Verbrennungsgasvolumenstrom bei dem jeweiligen Zustand:

$$V_{G/s} = 0,00273 \cdot m_B \cdot f_t \cdot f_s \quad (\text{Glg. 23})$$

$V_{G/s}$	Verbrennungsgasvolumenstrom in $[m_N^3 \cdot s^{-1}]$
m_B	max. Brennstoffmenge in [kg]
f_t	Temperaturkorrekturfaktor [-]
f_s	Seehöhenkorrekturfaktor [-]

f_t ist dabei mit der Verbrennungsgastemperatur im entsprechenden Zugabschnitt zu bilden. Damit ergibt sich entlang der Heizzüge entsprechend der abnehmenden Temperatur auch ein abnehmendes Verbrennungsgasvolumen. f_s kann der Tabelle 6 entnommen werden.

Beispiel:

Ein Kachelofen mit einer maximalen Brennstoffmenge von 12,6 kg wird in einer Seehöhe von 1200 Meter errichtet. Die Verbrennungsgastemperatur beträgt im Ausbrand 550 °C. Es ergibt sich ein Verbrennungsgasvolumenstrom von $0,00273 \times 12,6 = 0,0344 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ ohne Berücksichtigung der Seehöhe und der Verbrennungsgastemperatur. Der Temperaturkorrekturfaktor beträgt $(273 + 550) / 273 = 3,0$. Der Seehöhenkorrekturfaktor beträgt laut Tabelle 6 1,16. Somit ergibt sich ein tatsächlicher Volumensstrom von $0,0344 \times 3,0 \times 1,16 = 0,12 \text{ m}^3/\text{s}$ oder $431 \text{ m}^3/\text{h}$.

11 Bestimmung der Dichten

11.1 Luftdichte

Die Dichte der Luft beträgt im Normzustand (0°C, 1013 mbar) $1,293 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$. Da die Luft beim Ansaugen nicht im Normzustand vorliegt, muß eine Korrektur der Luftdichte vorgenommen werden. Die Dichteabnahme mit zunehmender Temperatur wird durch den Temperaturkorrekturfaktor, jene zufolge der Seehöhe durch den Seehöhenkorrekturfaktor berücksichtigt.

$$\rho_L = \frac{1,293}{f_t \cdot f_s} \quad (\text{Glg. 24})$$

ρ_L	Dichte der Luft in $[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$
f_t	Temperaturkorrekturfaktor [-]
f_s	Seehöhenkorrekturfaktor [-]

11.2 Gasdichte

Die Dichte des Verbrennungs- bzw. Abgases beträgt im Normzustand $1,282 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$, wobei eine mittlere Zusammensetzung angenommen wurde. In Analogie zur Luftdichte kann die Verbrennungsgasdichte bzw. für die Abgase für unterschiedliche Zustände wie folgt berechnet werden:

$$\rho_G = \frac{1,282}{f_t \cdot f_s} \quad (\text{Glg. 25})$$

ρ_G	Dichte des Gases in $[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$
f_t	Temperaturkorrekturfaktor [-]
f_s	Seehöhenkorrekturfaktor [-]

12 Ermittlung der Verbrennungs- und Abgastemperaturen

12.1 Brennraumtemperatur

Die Brennraumtemperatur ist im Rahmen der vorliegenden Berechnung für die Ermittlung des Auftriebes im Brennraum nötig. Aufgrund der konstanten spezifischen Brennraumoberfläche ist für alle Brennräume die Temperatur gleich anzunehmen. Aufgrund von Messungen kann der Berechnung mit ausreichender Genauigkeit eine mittlere Temperatur der Verbrennungsgase im Brennraum mit 700°C zugrunde gelegt werden.

$$t_{BR} = 700 \text{ (Glg. 26)}$$

t_{BR} Brennraumtemperatur in [°C]

12.2 Verbrennungsgastemperaturen im Heizzug

Betrachtet man die mittlere Temperaturverteilung des Abbrandes, so stellt sich über die Heizzuglänge ein Verlauf ein, bei dem die Abnahme der Temperatur pro m mit zunehmender Heizzuglänge geringer wird. Dieser Verlauf läßt sich am besten durch eine Exponentialfunktion annähern. Da beim Brennraumaustritt ($L_Z = 0$) die Temperatur 550 °C und bei der Mindestzuglänge ($L_Z = L_{Zmin}$) die Temperatur 240 °C beträgt, ergibt sich folgender Zusammenhang:

$$t = 550 \cdot e^{\frac{-0,83 \cdot L_Z}{L_{Zmin}}} \text{ (Glg. 27)}$$

t Temperatur in [°C]
 e Eulersche Zahl (= 2,718) [-]
 L_Z Heizzuglänge in [m]
 L_{Zmin} Mindestzuglänge in [m]

Die Abbildung 5 veranschaulicht den Verlauf dieser Funktion:

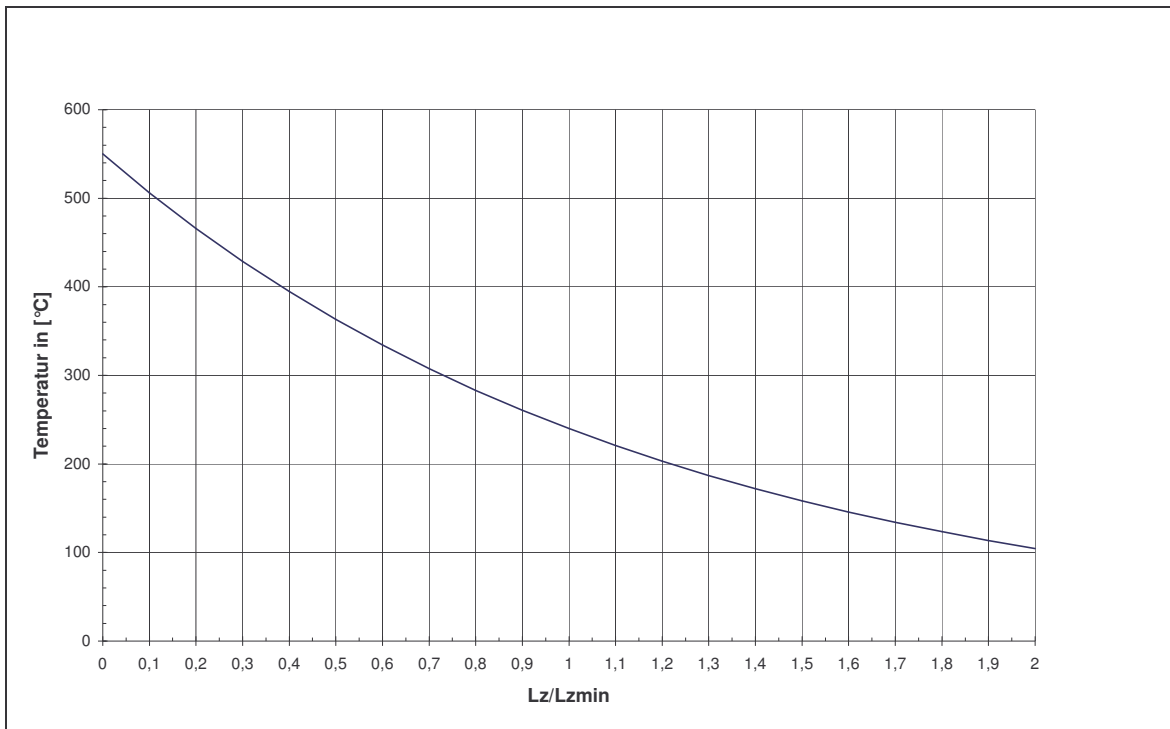


Abbildung 5 : Allgemeiner Verlauf der Temperatur über die Heizzuglänge

Dieser Temperaturverlauf ist für den Heizzug bis zum Verbindungsstück gültig.

Beispiel:

Ein Kachelofen mit einer maximalen Brennstoffmenge von 12,6 kg hat eine Heizzuglänge L_Z von 4,85 Meter. Wie hoch ist die Eintrittstemperatur ins Verbindungsstück?

Die Mindestzuglänge ergibt sich mit $1,3 \times \sqrt{12,6} = 4,6$ m. Die Eintrittstemperatur ins Verbindungsstück errechnet sich aus $550 e^{-(0,83 \cdot 4,85/4,6)} = 229$ °C.

12.3 Abgastemperatur am Schornsteineintritt

Die Abgastemperatur am Schornsteineintritt t_1 ist aus der folgender Gleichung, analog zur ÖNORM M 7515, zu errechnen:

$$t_1 = t_F \cdot e^{-\phi_V} \quad (\text{Glg. 28})$$

t_1	Abgastemperatur am Schornsteineintritt in [°C]
t_F	Verbrennungsgastemperatur am Austritt aus der Feuerstätte = Eintritt ins Verbindungsstück in [°C]
ϕ_V	Abkühlzahl des Verbindungsstückes [-]
e	Eulersche Zahl (= 2,718) [-]

Die Abkühlzahl ist in Analogie zu 12.4.1 zu ermitteln.

12.4 Mittlere Temperatur des Abgases im Schornstein

Die mittlere Temperatur des Abgases $t_{A,m}$ im Schornstein wird aus der folgenden Gleichung, analog zur ÖNORM M 7515, ermittelt:

$$t_{A,m} = t_{amb} + \frac{t_1 - t_{amb}}{\phi} \cdot (1 - e^{-\phi}) \quad (\text{Glg. 29})$$

$t_{A,m}$	mittlere Temperatur der Abgases im Schornstein in [°C]
t_{amb}	Temperatur der umgebenden Luft in [°C]
t_1	Abgastemperatur am Schornsteineintritt in [°C]
ϕ	Abkühlzahl [-]

Setzt man für die Temperatur der umgebenden Luft 0°C ein, so vereinfacht sich die Gleichung wie folgt:

$$t_{A,m} = \frac{t_1 \cdot (1 - e^{-\phi})}{\phi} \quad (\text{Glg. 30})$$

$t_{A,m}$	mittlere Temperatur der Abgase im Schornstein in [°C]
t_1	Abgastemperatur am Schornsteineintritt in [°C]
ϕ	Abkühlzahl [-]

12.4.1 Abkühlzahl

Die Abkühlzahl ist aus der folgenden Gleichung, analog zur ÖNORM M 7515, zu berechnen:

$$\phi = \frac{U_s \cdot k \cdot l_s}{\dot{m} \cdot c_p} \quad (\text{Glg. 31})$$

ϕ	Abkühlzahl [-]
U_s	innerer Schornsteinumfang in [m]
k	Wärmedurchgangskoeffizient bei den tatsächlichen Materialtemperaturen in [W·m ⁻² ·K ⁻¹]
l_s	wirksame Schornsteinhöhe (gestreckte wirksame Länge des Schornsteines bzw. Verbindungsstückes) in [m]
\dot{m}	Abgasmassenstrom in [kg·s ⁻¹]
c_p	spezifische Wärmekapazität des Abgases in [J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]

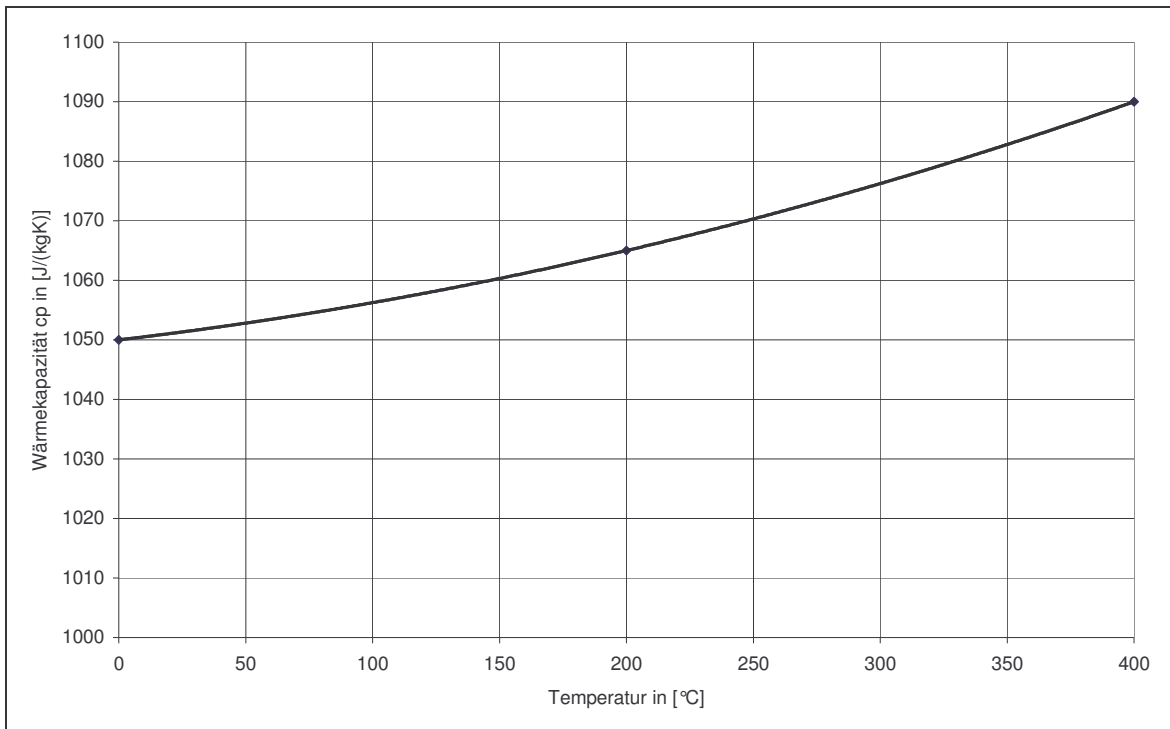


Abbildung 6: Temperaturabhängigkeit der Wärmekapazität c_p

Bei einer Abkühlzahl ϕ kleiner oder gleich 0,1 kann die mittlere Temperatur der Abgassäule mit ausreichender Genauigkeit gleich der Abgas-Temperatur beim Eintritt in den Schornstein gesetzt werden. In diesem Falle erübrigt sich eine Berechnung der mittleren Temperatur der Abgassäule.

Für die Abkühlzahl des Verbindungsstückes sind in die Gleichung (31) die entsprechenden Werte des Verbindungsstückes einzusetzen.

12.4.2 Wärmedurchgangskoeffizient

Der Wärmeübergangskoeffizient wird gemäß Anhang A, analog zur ÖNORM M 7515, berechnet.

12.4.3 Abgasmassenstrom

Der Abgasmassenstrom kann aus dem Abgasvolumenstrom multipliziert mit der Abgasdichte ermittelt werden.

$$\dot{m} = \dot{V} \cdot \rho \quad (\text{Glg. 32})$$

m	Abgasmassenstrom in [kg·s ⁻¹]
V	Abgasvolumenstrom in [m ³ ·s ⁻¹]
ρ	Abgasdichte in [kg·m ⁻³]

12.5 Abgastemperatur und Innenwandtemperatur an der Schornsteinmündung

Bei feuchtigkeitsempfindlichen Fängen muß die Innenwandtemperatur an der Schornsteinmündung über der Wassertaupunkttemperatur des Abgases liegen.

Die Wassertaupunkttemperatur des Abgases ist für die Berechnung 45 °C zu setzen.

Die Abgastemperatur an der Schornsteinmündung t_2 errechnet sich aus den nachstehenden Gleichungen, analog zur ÖNORM M 7515:

$$t_2 = t_{\text{amb}} + (t_1 - t_{\text{amb}}) \cdot e^{\phi} \quad (\text{Glg. 33})$$

t_2	Abgastemperatur am Schornsteinaustritt in [°C]
t_{amb}	Temperatur der umgebenden Luft in [°C]
t_1	Abgastemperatur am Schornsteineintritt in [°C]
ϕ	Abkühlzahl [-]

Für den Fall, daß die Temperatur der umgebenden Luft (t_{Amb}) 0 °C beträgt, vereinfacht sich die Formel zu:

$$t_2 = t_1 \cdot e^{\phi} \quad (\text{Glg. 34})$$

Die Berechnung der Abgastemperatur am Schornsteinaustritt erfolgt bei Nennlast. Für die Berechnung bei Kleinstlast wird diese Temperatur 2/3 der Temperatur bei Nennlast gesetzt.

Da der Wärmedurchgang pro m² Oberfläche $k \cdot (t_2 - t_{\text{amb}})$ gleich dem Wärmeübergang pro m² Oberfläche $\alpha_i \cdot (t_2 - t_{i,2})$ sein muß, ergibt sich folgender Zusammenhang für $t_{i,2}$:

Ermittlung der Verbrennungs- und Abgastemperaturen

$$t_{i,2} = t_2 - \frac{k}{\alpha_i} \cdot (t_2 - t_{\text{amb}}) \quad (\text{Glg. 35})$$

$t_{i,2}$	Schornsteinkopffinnenwandtemperatur in [°C]
t_2	Abgastemperatur am Schornsteinaustritt in [°C]
t_{amb}	Temperatur der umgebenden Luft in [°C]
k	Wärmedurchgangskoeffizient in [W·m ⁻² ·K ⁻¹]
α_i	Wärmeübergangskoeffizient im Schornstein in [W·m ⁻² ·K ⁻¹]

Beispiel:

Ein Kachelofen mit einer max. Brennstoffmenge von 12,6 kg hat eine Schornsteineintrittstemperatur von 225°C (hiermit ist die Abkühlung im Verbindungsstück berücksichtigt). Der dreischalig keramische Schornstein mit einer wirksamen Höhe von 5,5 m besteht aus Schamotte ($k_f = 0,002 \text{ m}$, $\lambda = 1,1 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$, Innendurchmesser 0,18 m, Wanddicke 0,015 m). Die Isolation ist mit Steinwolle ($\lambda = 0,004 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$, Dicke 0,035 m) ausgeführt. Die Außenschale besteht aus Leichtbeton ($\lambda = 0,41 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$). Die Außenabmessungen betragen 0,36·0,36 m. Die Abkühlzahl ϕ_1 ist 0,175. Der Wärmedurchgangskoeffizient k beträgt $1,5 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$. Der innere Wärmeübergangskoeffizient α_i beträgt $11,6 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$. Die Außentemperatur beträgt 0°C.

$$t_2 = 225 \times e^{-0,175} \times 0,66 = 125 \text{ °C}$$

$$t_{i,2} = 125 - 125 \times 1,5 / 11,6 = 109 \text{ °C}$$

Eine Taupunktunterschreitung ist nicht zu befürchten.

$$V = 0,00273 \times 12,6 = 0,034 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$m = 1,282 \times 0,00273 \times 12,6 = 0,044 \text{ kg/s}$$

$$c_p = 1078 \text{ J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$$

$$\phi = 0,18 \times \pi \times 1,5 \times 5,5 / (0,044 \times 1780) = 0,1$$

$$t_{A,m} = 221 \times (1 - e^{-0,1}) / 0,1 = 210 \text{ °C}$$

13 Strömungsmechanische Berechnung

13.1 Berechnung des Ruhedrucks

Der Ruhedruck ergibt sich infolge der unterschiedlichen Dichten der Abgase bzw. Verbrennungsgase und der Luftsäule. Dieser Ruhedruck ist die antreibende Kraft für den Zug des Ofens. Die Berechnung erfolgt entsprechend der nachstehenden Formel:

$$p_h = g \cdot H \cdot (\rho_L - \rho_G) \quad (\text{Glg. 36})$$

p_h	Ruhedruck in [Pa]
g	Erdbeschleunigung (=9,81) [$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$]
H	wirksame Höhe (Steighöhe) in [m]
ρ_L	Luftdichte in [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$]
ρ_G	Gasdichte in [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$]

Dabei wird unter wirksamer Höhe der lotrechte Höhenunterschied des entsprechenden Zug-, Verbindungsstück-, oder Schornsteinabschnittes verstanden. Die Luft- und Gasdichten sind entsprechend den Gleichungen 24 und 25 zu ermitteln.

13.2 Ermittlung der Strömungsgeschwindigkeit

Die Strömungsgeschwindigkeit errechnet sich aus dem Luft- oder Gasvolumenstrom dividiert durch die Querschnittsfläche.

$$v = \frac{\dot{V}}{A} \quad (\text{Glg. 37})$$

v	Strömungsgeschwindigkeit in [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]
\dot{V}	Luft- oder Gasvolumenstrom in [$\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$]
A	Strömungsquerschnittsfläche in [m^2]

Die Strömungsgeschwindigkeit darf im Rahmen der Berechnung im Heizzug, im Verbindungsstück und im Schornstein einen Wert von $1,2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ nicht unterschreiten bzw. einen Wert von $6 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ nicht überschreiten.

13.3 Berechnung des Reibungswiderstandes

Der Reibungswiderstand bei einer Kanalströmung nimmt mit zunehmendem dynamischen Druck und mit zunehmender Kanallänge zu, dagegen mit zunehmendem Kanaldurchmesser (hydraulischer Durchmesser) ab. Die Rauigkeit

des Kanals und der Strömungszustand wird durch einen Reibungskoeffizienten berücksichtigt:

$$p_r = \frac{\lambda_f \cdot p_d \cdot L}{D_h} \quad (\text{Glg. 38})$$

p_r	Reibungswiderstand in [Pa]
λ_f	Reibungskoeffizient [-]
p_d	dynamischer Druck in [Pa]
L	Kanallänge in [m]
D_h	hydraulischer Durchmesser des Strömungskanals in [m]

13.3.1 Dynamischer Druck

Der dynamische Druck errechnet sich aus folgender Gleichung

$$p_d = \frac{\rho \cdot v^2}{2} \quad (\text{Glg. 39})$$

p_d	dynamischer Druck in [Pa]
ρ	Dichte in [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]
v	Strömungsgeschwindigkeit in [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

13.3.2 Reibungskoeffizient

Der Rohrreibungskoeffizient λ_f ergibt sich aus der folgenden Näherungsgleichung, nach ÖNORM M 7515:

$$\lambda_f = \frac{1}{\left(1,14 + 2,0 \lg \frac{D_h}{k_f}\right)^2} \quad (\text{Glg. 40})$$

λ_f	Rohrreibungskoeffizient [-]
D_h	hydraulischer Durchmesser in [m]
k_f	aus Tabelle 7 [-]

Werkstoff	Rauhigkeitshöhe k_f in [m]
geschweißte Rohre	0,001
Blechkanäle gefalzt	0,002
Schamotterohre	0,002
Betonkanäle	0,003
gemauerte Kanäle geschliffen	0,003
gemauerte Kanäle roh	0,005-0,01

Tabelle 7: Rauhigkeitshöhe verschiedener Materialien

13.3.3 Hydraulischer Durchmesser

Der hydraulische Durchmesser ist festgelegt durch:

$$D_h = \frac{4 \cdot A}{U} \quad (\text{Glg. 41})$$

D_h	hydraulischer Durchmesser in [m]
A	Strömungsquerschnitt in [m ²]
U	von der Strömung benetzter Umfang des Strömungskanals in [m]

Beispiel:

Der Kachelofen besitzt eine maximale Brennstoffmenge von 12,6 kg. Die mittlere Verbrennungsgasgeschwindigkeit beträgt $2,02 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, die mittlere Dichte der Verbrennungsgase beträgt $0,45 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$. Der Heizzug hat eine Höhe von 0,28 m und eine Breite von 0,18 m bei einer Länge von 0,4 m. Die Rauhigkeitshöhe k_f des Heizzuges beträgt 0,003 m. Somit ergibt sich für den hydraulischen Durchmesser:

$$D_h = 4 \times 0,0504 / 0,92 = 0,22 \text{ m}$$

Der Reibungskoeffizient ergibt sich aus:

$$\lambda_f = 1 / (1,14 + 2,0 \lg (0,22 / 0,003))^2 = 0,042$$

Somit ergibt sich der Reibungswiderstand für den Heizzug aus:

$$p_r = 0,042 \times 0,45 \times 0,5 \times 2,02^2 \times 0,4 / 0,22 = 0,07 \text{ Pa}$$

13.4 Berechnung des Widerstandes zufolge Umlenkung

Der Widerstandsdruck infolge Umlenkung wird aus dem dynamischen Druck multipliziert mit dem Widerstandsbeiwert ζ berechnet.

$$p_u = \zeta \cdot p_d \quad (\text{Glg. 42})$$

p_u	Widerstandsdruck in [Pa]
ζ	Widerstandskoeffizient zufolge Umlenkung [-]
p_d	dynamischer Druck in [Pa]

Der Widerstandskoeffizient muß experimentell bestimmt werden. Für Standardformen wird er aus Tabelle 8 entnommen.

	10 ° Winkel	30 ° Winkel	45 ° Winkel	rund 60 ° Winkel	60 ° Winkel	90 ° Winkel
ζ - Wert	0,1	0,2	0,4	0,7	0,8	1,2

Tabelle 8 : Umlenkungswinkel und Widerstandskoeffizient

Zwischenwerte werden linear interpoliert.

Beispiel:

Ein Kachelofen besitzt eine maximale Brennstoffmenge von 12,6 kg. Die mittlere Verbrennungsgasgeschwindigkeit im Heizzug beträgt $2,02 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, die mittlere Dichte der Verbrennungsgase beträgt $0,45 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$. Somit ergibt sich für den Widerstand infolge einer Umlenkung von 90° mit $\zeta = 1,2$:

$$p_u = (1,2 \times 0,45 \times 2,02^2) / 2 = 1,1 \text{ Pa}$$

Ist ein Heizzugabschnitt kürzer als der hydraulische Durchmesser (Kurzheizzug: $L_z < D_h$), so kommen die dadurch bedingten zwei Umlenkungen hinsichtlich des Widerstandes nicht voll zum Tragen. Daher wird die Berechnung der beiden Widerstandsbeiwerte wie folgt vorgenommen:

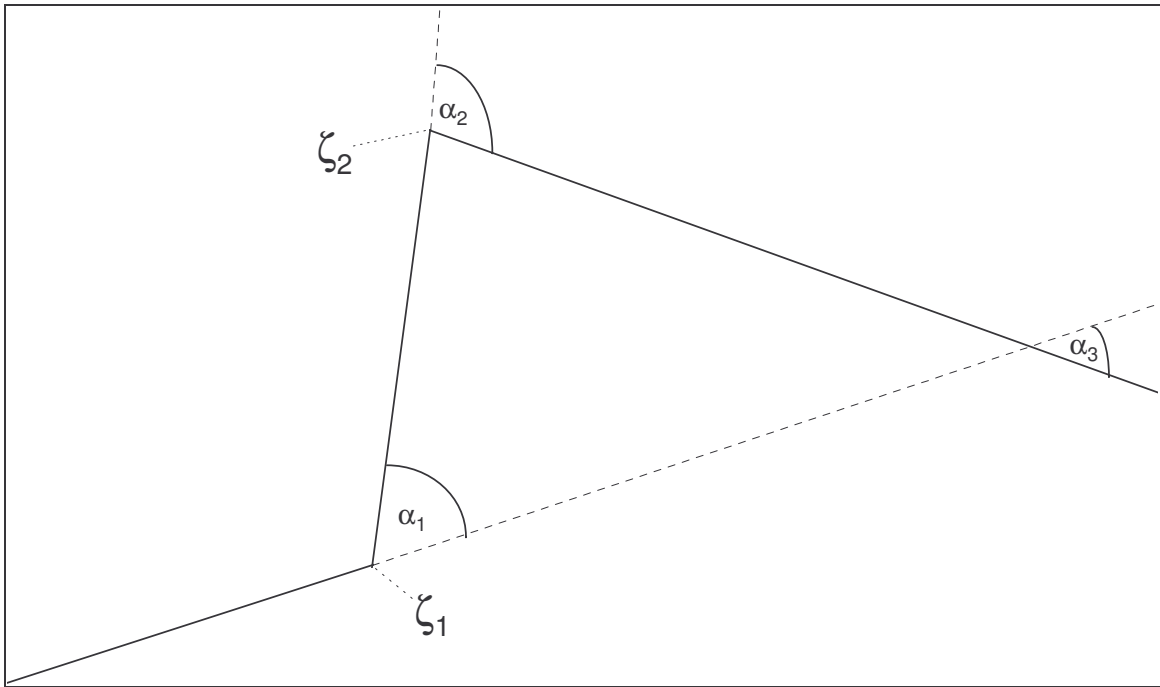


Abbildung 7: ζ -Berechnung für einen Kurzheizzug

Die für die Berechnung der ζ -Werte gültige Winkel sind wie folgt festgelegt:

α_1 liegt zwischen der gedachten Verlängerung des vorangegangenen Heizzuges und dem Kurzheizzug. α_2 ist der Winkel zwischen der gedachten Verlängerung des Kurzheizzuges und dem nachfolgenden Zug. α_3 ist als Winkel zwischen der gedachten Verlängerung des dem Kurzheizzug vorangegangenen und der Richtung des ihm nachfolgenden Heizzuges definiert.

Die ζ - Werte ergeben sich aus folgenden Gleichungen:

$$\zeta_1 = \zeta_{\alpha_1} + \frac{\alpha_1}{\alpha_1 + \alpha_2} \cdot (\zeta_{\alpha_3} - \zeta_{\alpha_2} - \zeta_{\alpha_1}) \cdot \left(1 - \frac{L_z}{D_h}\right) \quad (\text{Glg. 43})$$

$$\zeta_2 = \zeta_{\alpha_2} + \frac{\alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2} \cdot (\zeta_{\alpha_3} - \zeta_{\alpha_2} - \zeta_{\alpha_1}) \cdot \left(1 - \frac{L_z}{D_h}\right) \quad (\text{Glg. 44})$$

D_h	hydraulischer Durchmesser in [m]
L_z	Heizzuglänge in [m]
α_1	Winkel zwischen vorangegangenem Heizzug und Kurzheizzug in [°]
α_2	Winkel zwischen Kurzheizzug und nachfolgendem Heizzug in [°]
α_3	Winkel zwischen vorangegangenem und nachfolgendem Heizzug in [°]

Strömungsmechanische Berechnung

ζ_1	modifizierter Widerstandsbeiwert für α_1 [-]
ζ_2	modifizierter Widerstandsbeiwert für α_2 [-]
$\zeta_{\alpha 1}$	Widerstandsbeiwert für α_1 [-]
$\zeta_{\alpha 2}$	Widerstandsbeiwert für α_2 [-]
$\zeta_{\alpha 3}$	Widerstandsbeiwert für α_3 [-]

Wird der Kachelofen mit Parallelzügen ausgeführt, so sind die ζ -Werte dafür wie folgt anzunehmen:

Winkel [°]	10	30	45	60	90	180	360
ζ-Gabelung	0,1	0,3	0,7	1	1,4	2,8	2,8
ζ-Zusammenf.	0,1	0,3	0,7	1	1,4	2,8	2,8

Tabelle 9: ζ -Werte bei Parallelzügen

Für die Luftzufuhr über den Stehrost wird für diesen ein ζ -Wert von 0,3 angenommen.

Beim Biofeuerraum tritt der Hauptwiderstand bei der Luftzufuhr in den Rohren auf. Diese ζ -Werte werden wie folgt angenommen:

Anzahl der Rohre	2	3	4
ζ-Wert	1	1,3	1,6

Tabelle 10: ζ -Werte für die Luftzufuhr beim Biofeuerraum

Für die relevante Geschwindigkeit sind die maximalen Geschwindigkeiten im Stehrost bzw. im Luftzufuhrrohr heranzuziehen.

14 Funktionskontrolle

14.1 Druckbedingung

Die Berechnung beruht auf dem Vergleich der Summe aller Ruhedrucke („Auftrieb“) mit der Summe aller Widerstandsdrücke.

Die nachstehende Bedingung muß erfüllt werden:

$$\sum p_r + \sum p_u \leq \sum p_h \leq 1,05 \cdot (\sum p_r + \sum p_u) \quad (\text{Glg. 45})$$

$\sum p_r$ Summe aller Widerstandsdrücke infolge Reibung in [Pa]

$\sum p_u$ Summe aller Widerstandsdrücke infolge Umlenkung in [Pa]

$\sum p_h$ Summe aller Ruhedrucke in [Pa]

Das heißt, daß $\sum p_h$ (Ruhedruck) gleich oder bis zu 5% größer sein darf als die gesamten Widerstandsdrücke.

14.2 Taupunktsbedingung

Außerdem wird bei Kleinlast die Innenwandtemperatur an der Schornsteinmündung mit der Taupunkttemperatur des Abgases verglichen.

Die nachstehende Bedingung muß erfüllt werden

$$t_{i,2} \geq t_p \quad (\text{Glg. 46})$$

t_p Taupunkt der Abgase in [°C]

$t_{i,2}$ Schornsteinkopffinnenwandtemperatur bei Kleinstlast in [°C]

Für die Berechnung wird der Taupunkt der Abgase mit 45 °C festgelegt.

Bei feuchtigkeitsunempfindlichen Schornsteinen mit Kondensatablauf entfällt dieser Nachweis für den Schornstein, nicht jedoch für das Verbindungsstück. In diesem Fall muß die Temperatur am Eintritt ins Verbindungsstück > 80 °C sein.

Anhang A

15 Berechnung des Wärmedurchgangskoeffizienten k

Für den Wärmedurchgangskoeffizient k des Schornsteines gilt die Gleichung:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \left(\frac{1}{\Lambda} + \frac{D_{hi}}{D_{ha} \cdot \alpha_e} \right)} \quad (\text{Glg. 47})$$

k	Wärmedurchgangskoeffizient in $[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$
$(1/\Lambda)$	Wärmedurchlaßwiderstand bei Temperaturbeharrung in $[\text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}]$
$(D_{hi}/D_{ha} \alpha_e)$	äußerer Wärmeübergangswiderstand in $[\text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}]$
D_{hi}	innerer hydraulischer Durchmesser in [m]
D_{ha}	äußerer hydraulischer Durchmesser in [m]
α_i	innerer Wärmeübergangskoeffizient in $[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$
α_e	äußerer Wärmeübergangskoeffizient in $[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$

Für innenliegende Verbindungsstücke und Fänge gilt $\alpha_e = 8 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$. Für im Freien liegende Verbindungsstücke und Fänge gilt $\alpha_e = 23 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$.

Für teilweise im Freien liegende Verbindungsstücke oder teilweise freistehende Fänge ist der Wärmeübergangskoeffizient entsprechend den Anteilen der Mantelflächen zwischen den beiden Werten zu interpolieren.

15.1 Innerer Wärmeübergangskoeffizient

Der innere Wärmeübergangskoeffizient im Schornstein α_i ist aus der folgenden Gleichung zu errechnen:

$$\alpha_i = \frac{\lambda_A \cdot \text{Nu}}{D_{hi}} \quad (\text{Glg. 48})$$

α_i	innerer Wärmeübergangskoeffizient in $[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$
λ_A	Wärmeleitfähigkeit des Abgases in $[\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$
Nu	Nußelt-Zahl [-]
D_{hi}	innerer hydraulischer Durchmesser in [m]

Der Wärmeleitkoeffizient des Abgases ist von der Abgas-Zusammensetzung und der mittleren Abgas-Temperatur abhängig. Die Wärmeleitfähigkeit ist der Abb. 8 zu entnehmen.

Berechnung des Wärmedurchgangskoeffizienten k

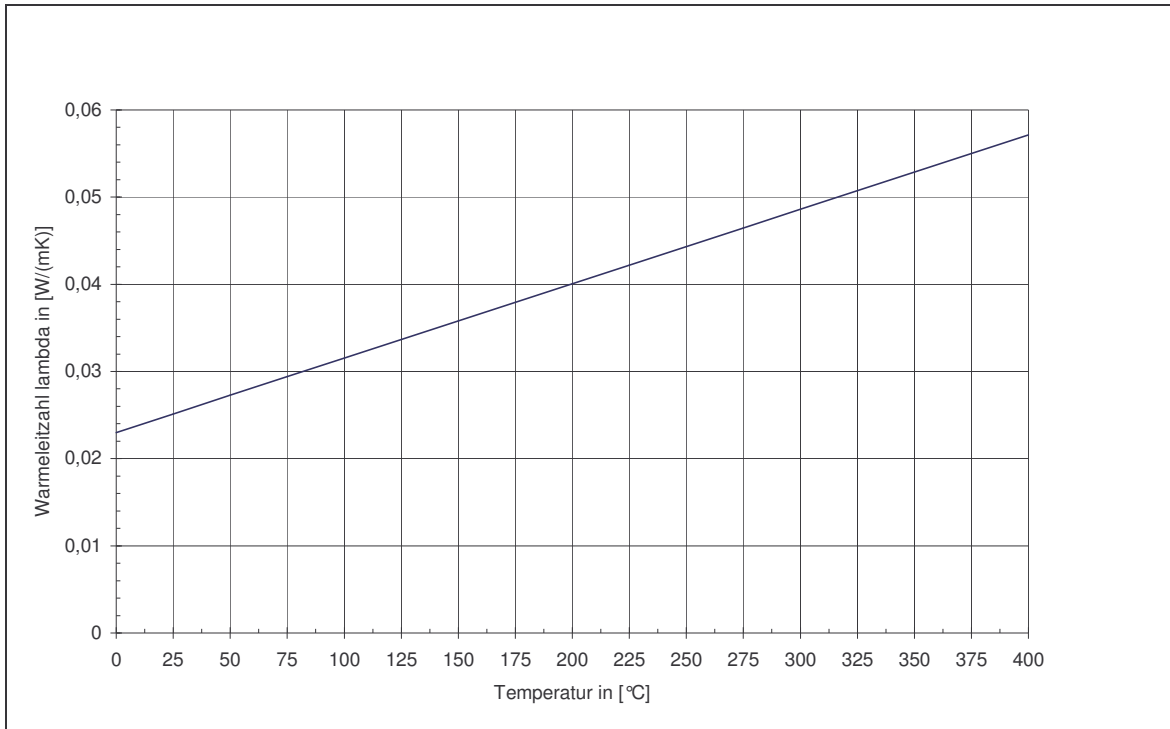


Abbildung 8 : Wärmeleitfähigkeit λ und Temperatur

Die mittlere Nußelt-Zahl über die Schornsteinhöhe ergibt sich für turbulente Rohrströmung aus:

$$Nu = \left(\frac{\lambda_{\text{rauh}}}{\lambda_{\text{glatt}}} \right)^{0,67} \cdot 0,0354 \cdot Re^{0,75} - 180 \quad (\text{Glg. 49})$$

Nu

Nußelt-Zahl [-]

$(\lambda_{\text{f rauh}}/\lambda_{\text{f glatt}})^{0,67}$

aus Tabelle 11 [-]

Re

Reynolds-Zahl [-]

Werkstoff	$(\lambda_{f \text{ rauh}}/\lambda_{f \text{ glatt}})^{0,67}$
geschweißte Rohre	1,15
Blechkanäle gefalzt	1,26
Schamotterohre	1,26
Betonkanäle	1,32
gemauerte Kanäle geschliffen	1,32
gemauerte Kanäle roh	1,42-1,53

Tabelle 11 : Werkstoffe und $(\lambda_{f \text{ rauh}}/\lambda_{f \text{ glatt}})^{0,67}$

Die Reynolds-Zahl erlaubt Stömungsverhältnisse bei verschiedenen hydraulischen Durchmessern, Strömungsgeschwindigkeiten und kinematischen Viskositäten zu vergleichen. Sie errechnet sich aus der folgenden Gleichung:

$$Re = \frac{v \cdot D_h}{\nu} \quad (\text{Glg. 50})$$

Re	Reynolds-Zahl [-]
v	mittlere Geschwindigkeit des Abgases in $[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$
D_h	hydraulischer Durchmesser in [m]
ν	kinematische Viskosität in $[\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$

15.2 Wärmedurchlaßwiderstand

Der Wärmedurchlaßwiderstand errechnet sich aus folgender Gleichung:

$$\frac{1}{\Lambda} = y \cdot \sum_n \left[\frac{D_{hi}}{2 \cdot \lambda_n} \cdot \ln \left(\frac{D_{h, n+1}}{D_{h, n}} \right) \right] \quad (\text{Glg. 51})$$

$(1/\Lambda)$ in $[\text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}]$	Wärmedurchlaßwiderstand bei Temperaturbeharrung
y	Formbeiwert des Querschnittes, rund = 1, quadratisch = 1,27, rechteckig = 1,30 bis zu einem Seitenverhältnis von 1 : 1,5
D_{hi}	innerer hydraulischer Durchmesser in [m]
$D_{h,n}$	hydraulischer Durchmesser der Innenseite einer Schicht in [m]
λ_n	Wärmeleitkoeffizient des Baustoffes einer Schicht bei Betriebstemperatur in $[\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$

Berechnung des Wärmedurchgangskoeffizienten k

Beispiel:

Ein Kachelofen mit einer max. Brennstoffmenge von 12,6 kg hat eine Schornsteineintrittstemperatur von 225°C (hiermit ist die Abkühlung im Verbindungsstück berücksichtigt). Die mittlere Strömungsgeschwindigkeit im Schornstein ist 2,58 m·s⁻¹ bei einer mittleren Temperatur von 210 °C. Diese Angaben sind normalerweise nicht bekannt und müssen iterativ ermittelt werden. Der dreischalig keramische Schornstein mit einer wirksamen Höhe von 5,5 m besteht aus Schamotte ($k_f = 0,002$ m, $\lambda = 1,1$ W·m⁻¹·K⁻¹, Innendurchmesser 0,18 m, Dicke 0,015 m). Die Isolation ist mit Steinwolle ($\lambda = 0,004$ W·m⁻¹·K⁻¹, Dicke 0,035 m) ausgeführt. Die Außenschale besteht aus Leichtbeton ($\lambda = 0,41$ W·m⁻¹·K⁻¹). Die Außenabmessungen betragen 0,36·0,36 m. Für den Ausdruck $(\lambda_{\text{rau}}/\lambda_{\text{glatt}})^{0,67}$ setzt man nach der Tabelle 11 den Wert für Schamotterohre 1,26. Die kinematische Viskosität ist bei 210 °C 32×10^{-6} m² s⁻¹.

$$Re = 2,58 \times 0,18 \times 1000 / 32 = 14513$$

$$Nu = 1,26 \times 0,0354 \times (14513^{0,75} - 180) = 50,95$$

$$\alpha_i = 0,041 \times 50,95 / 0,18 = 11,6 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$$

$$(1/A)_b = \{0,18 / (2 \times 1,1) \times \ln(0,21 / 0,18)\} + \{0,18 / (2 \times 0,06) \times \ln(0,28 / 0,21)\} + 1,27 \times \{0,18 / (2 \times 0,41) \times \ln(0,36 / 0,28)\} = 0,514 \text{ m}^2\cdot\text{K}\cdot\text{W}^{-1}$$

$$k = 1 / \{1/11,6 + [(0,514 + (0,18 / (0,36 \times 8))]\} = 1,5 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$$

16 Verzeichnisse

16.1 Literatur

HOFBAUER H., Vorortmessungen bei Holzbrandkachelöfen, K+R Klima und Raum 5/92, Verlag Lorenz, Wien, AT, 1992.

HOFBAUER H., Einfluß der Heizgewohnheiten auf die Emissionen bei Kachelöfen, K+R Klima und Raum 10/92, Verlag Lorenz, Wien, AT, 1992.

HOFBAUER H., Auslegung und Betrieb emissionsarmer Holzbrandkachelöfen, K+R Klima und Raum 1/93, Verlag Lorenz, Wien, AT, 1993.

HOFBAUER H., Auslegung von Ofenbrennräumen, Vortrag DIANE 7 Kolloquium Klein-Holzfeuerungen, ETH Zürich, CH, 1995.

ÖNORM H 3000, Öfen, Herde und Kamine für feste Brennstoffe; Benennungen, Definitionen.

ÖNORM M 7500, Heizlast von Gebäuden, Teil 1-5.

ÖNORM M 7515, Berechnung von Fangabmessungen - Begriffsbestimmungen, Berechnungsverfahren.

SCHIFFERT T., Kachelofen 2000, Dissertationen der Technischen Universität Wien, Band 71, Österreichischer Kunst- und Kulturverlag, Wien, AT, 1996, ISBN 3-85437-124-1

Schriftenreihe des Österreichischen Kachelofenverbandes, Nr. 5, Kachelofen 2000 - Technische Entwicklungen der Holzverbrennung im Kachelofen, Wien, AT, 1996, ISBN 3-901680-04-7.

16.2 Abbildungen

Abbildung 1: Abhängigkeit der Verbrennungsqualität von der Brennrauminnenfläche	11
Abbildung 2: CO-Emissionen bei „stehendem“ und „liegendem“ Brennraum	14
Abbildung 3: Charakteristischer Zusammenhang zwischen CO-Emission und Brennstoffumsatz bei einem Kachelofen (Nennwärmeleistung: 4,8 kW)	17
Abbildung 4: CO-Emission in Abhängigkeit von der Luftzahl.....	20
Abbildung 5 : Allgemeiner Verlauf der Temperatur über die Heizzuglänge	27
Abbildung 6: Temperaturabhängigkeit der Wärmekapazität c_p	29
Abbildung 7: ζ -Berechnung für einen Kurzheizzug.....	36
Abbildung 8 : Wärmeleitfähigkeit λ (λ) und Temperatur	40

16.3 Tabellen

Tabelle 1 : Wärmeleistung, Heizzeit und Brennstoffauflage	9
Tabelle 2 : Schamottevorschubstärken und mittlere Verbrennungsgastemperaturen	9
Tabelle 3: Beispiele für Schütthöhen	12
Tabelle 4 : Brennphasen	19
Tabelle 5 : Luftzahl und Verbrennung	20
Tabelle 6 : Seehöhe und Seehöhenkorrekturfaktor	23
Tabelle 7: Rauigkeitshöhe verschiedener Materialien	34
Tabelle 8 : Umlenkungswinkel und Widerstandskoeffizient	35
Tabelle 9: ζ -Werte bei Parallelzügen	37
Tabelle 10: ζ -Werte für die Luftzufuhr beim Biofeuerraum	37
Tabelle 11 : Werkstoffe und $(\lambda_{f\text{ rauh}}/\lambda_{f\text{ glatt}})^{0,67}$	41

16.4 Symbole

P_n	Nennwärmeleistung
P_{NH}	Normheizlast nach ÖNORM M 7500
m_B	maximale Brennstoffmenge
t_n	Nennheizzeit
H_u	Heizwert
η	Wirkungsgrad
$m_{B\text{ min}}$	minimale Brennstoffmenge
O_{BR}	Innenfläche des Brennraumes
A_{BR}	Brennraumgrundfläche
H_{BR}	Brennraumhöhe
U_{BR}	Brennraumumfang
P	in die Schamotte übergehende Wärmemenge pro Sek.
α	Wärmeübergangskoeffizient
O_{HZ}	Innenfläche der Heizzüge
Δt	Temperaturdifferenz
K	spezifische Heizzugoberfläche
$L_{Z\text{ min}}$	Mindestzuglänge
A_{GS}	Querschnitt des Gasschlitzes
m_{BUopt}	optimaler Brennstoffumsatz

Verzeichnisse

$V_{L/s}$	Luftvolumenstrom
L_{\min}	theoretischer Luftbedarf
λ	Luftüberschuß
f_t	Temperaturkorrekturfaktor
f_s	Seehöhenkorrekturfaktor
p	Luftdruck
$V_{G/s}$	Verbrennungsgasvolumenstrom
V_{th}	theoretisches Verbrennungsgasvolumen
ρ_L	Dichte der Luft
ρ_G	Dichte des Gases
t	Temperatur
L_Z	Heizzuglänge
t_1	Abgastemperatur am Schornsteineintritt
t_F	Verbrennungsgastemp. am Eintritt in Verbindungsstück
ϕ_V	Abkühlzahl des Verbindungsstücks
$t_{A,m}$	mittlere Temperatur des Gases im Schornstein
t_{amb}	Temperatur der umgebenden Luft
ϕ	Abkühlzahl
U_S	innerer Schornsteinumfang
k	Wärmedurchgangskoeffizient
l_S	wirksame Schornsteinhöhe
m	Abgasmassenstrom
c_p	spezifische Wärmekapazität
t_2	Schornsteinmündungstemperatur
$t_{i,2}$	Schornsteinkopffinnenwandtemperatur
p_h	Ruhedruck
g	Erdbeschleunigung
H	wirksame Höhe
v	Strömungsgeschwindigkeit
V	Luft- oder Verbrennungsgasvolumenstrom
A	Leitungs-, Zug- oder Schornsteinquerschnittsfläche
p_r	Reibungswiderstand
λ_f	Reibungskoeffizient
p_d	dynamischer Druck
L	Kanallänge
D_{hi}	innerer hydraulischer Durchmesser

Verzeichnisse

k_f	Rauhigkeitshöhe	
ρ_u	Widerstandsdruck durch Umlenkung	
ζ	Widerstandsbeiwert	
t_p	Taupunkt der Abgase	
D_{ha}	äußerer hydraulischer Durchmesser	
Nu	Nußelt-Zahl	
λ_A	Wärmeleitzahl des Abgases	
Re	Reynolds-Zahl	
ν	kinematische Viskosität	

16.5 Gleichungen

$P_n = P_{NH}$ (Glg. 1)		7
$P_n < P_{NH}$ (Glg. 2)		7
$m_B = \frac{P_n \cdot t_n}{H_u \cdot \eta}$ (Glg. 3)		8
$m_B = \frac{P_n \cdot t_n}{3,25}$ (Glg. 4)		8
$m_{B \min} = 0,5 \cdot m_B$ (Glg. 5).....		10
$O_{BR} = 900 \cdot m_B$ (Glg. 6)		11
$A_{BR} = (100 \text{ bis } 130) \cdot m_B$ (Glg. 7)		12
$H_{BR} = \frac{900 \cdot m_B - 2 \cdot A_{BR}}{U_{BR}}$ (Glg. 8)		13
$H_{BR} \geq (25 \text{ bis } 35) + m_B$ (Glg. 9)		14
$A_{BR} = \frac{900 \cdot m_B - H_{BR} \cdot U_{BR}}{2}$ (Glg. 10)		14
$P = \alpha \cdot O_{HZ} \cdot \Delta t$ (Glg. 11)		16
$O_{HZ} = K \cdot m_B$ (Glg. 12)		16
$L_{Zmin} = 1,3 \cdot \sqrt{m_B}$ (Glg. 13)		16
$A_{GS} = 1 \cdot m_B$ (Glg. 14)		17
$m_{BUopt} = 0,78 \cdot m_B$ (Glg. 15)		18

$V_{L/s} = \frac{m_{BUopt} \cdot L_{min} \cdot \lambda}{3600}$ (Glg. 16)	21
$V_{L/s} = 0,00256 \cdot m_B$ (Glg. 17).....	21
$V_{L/s} = 0,00256 \cdot m_B \cdot f_t \cdot f_s$ (Glg. 18).....	22
$f_t = \frac{273 + t_L}{273}$ (Glg. 19).....	22
$f_s = \frac{1013}{p}$ (Glg. 20).....	22
$V_{G/s} = m_{BUopt} \cdot \frac{V_{th} + L_{min} \cdot (\lambda - 1)}{3600}$ (Glg. 21)	24
$V_{G/s} = 0,00273 \cdot m_B$ (Glg. 22)	24
$V_{G/s} = 0,00273 \cdot m_B \cdot f_t \cdot f_s$ (Glg. 23).....	24
$\rho_L = \frac{1,293}{f_t \cdot f_s}$ (Glg. 24)	25
$\rho_G = \frac{1,282}{f_t \cdot f_s}$ (Glg. 25)	25
$t_{BR} = 700$ (Glg. 26).....	26
$t = 550 \cdot e^{\frac{-0,83 \cdot L_z}{L_{z min}}}$ (Glg. 27).....	26
$t_1 = t_F \cdot e^{-\phi_v}$ (Glg. 28).....	27
$t_{A,m} = t_{amb} + \frac{t_1 - t_{amb}}{\phi} \cdot (1 - e^{-\phi})$ (Glg. 29)	28
$t_{A,m} = \frac{t_1 \cdot (1 - e^{-\phi})}{\phi}$ (Glg. 30).....	28
$\phi = \frac{U_s \cdot k \cdot l_s}{\dot{m} \cdot c_p}$ (Glg. 31)	28
$\dot{m} = \dot{V} \cdot \rho$ (Glg. 32).....	30
$t_2 = t_{amb} + (t_1 - t_{amb}) \cdot e^{-\phi}$ (Glg. 33)	30
$t_2 = t_1 \cdot e^{-\phi}$ (Glg. 34)	30

$t_{i,2} = t_2 - \frac{k}{\alpha_i} \cdot (t_2 - t_{amb})$ (Glg. 35).....	31
$p_h = g \cdot H \cdot (\rho_L - \rho_G)$ (Glg. 36).....	32
$v = \frac{\dot{V}}{A}$ (Glg. 37)	32
$p_r = \frac{\lambda_f \cdot p_d \cdot L}{D_h}$ (Glg. 38).....	33
$p_d = \frac{\rho \cdot v^2}{2}$ (Glg. 39)	33
$\lambda_f = \frac{1}{\left(1,14 + 2,0 \lg \frac{D_h}{k_f}\right)^2}$ (Glg. 40).....	33
$D_h = \frac{4 \cdot A}{U}$ (Glg. 41).....	34
$p_u = \zeta \cdot p_d$ (Glg. 42).....	35
$\zeta_1 = \zeta_{\alpha_1} + \frac{\alpha_1}{\alpha_1 + \alpha_2} \cdot (\zeta_{\alpha_3} - \zeta_{\alpha_2} - \zeta_{\alpha_1}) \cdot \left(1 - \frac{L_z}{D_h}\right)$ (Glg. 43)	36
$\zeta_2 = \zeta_{\alpha_2} + \frac{\alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2} \cdot (\zeta_{\alpha_3} - \zeta_{\alpha_2} - \zeta_{\alpha_1}) \cdot \left(1 - \frac{L_z}{D_h}\right)$ (Glg. 44)	36
$\sum p_r + \sum p_u \leq \sum p_h \leq 1,05 \cdot (\sum p_r + \sum p_u)$ (Glg. 45).....	38
$t_{i,2} \geq t_p$ (Glg. 46).....	38
$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \left(\frac{1}{\Lambda} + \frac{D_{hi}}{D_{ha} \cdot \alpha_e}\right)}$ (Glg. 47).....	39
$\alpha_i = \frac{\lambda_A \cdot Nu}{D_{hi}}$ (Glg. 48).....	39
$Nu = \left(\frac{\lambda_{rauh}}{\lambda_{glatt}}\right)^{0,67} \cdot 0,0354 \cdot Re^{0,75} - 180$ (Glg. 49).....	40

$$\text{Re} = \frac{v \cdot D_h}{v} \text{ (Glg. 50).....41}$$

$$\frac{1}{\Lambda} = y \cdot \sum_n \left[\frac{D_{hi}}{2 \cdot \lambda_n} \cdot \ln \left(\frac{D_{h,n+1}}{D_{h,n}} \right) \right] \text{ (Glg. 51).....41}$$