

Forschungsprogramm
Biomasse

Wärmeluftofen mit automatischer Schnitzelfeuerung

ausgearbeitet durch

Schmid AG 8360 Eschlikon
Häfliger AG 4657 Dulliken

im Auftrag des
Bundesamts für Energiewirtschaft, Bern

September 1995

Schlussbericht

Schlussbericht zu Projekt

Warmluftofen mit autom. Schnitzelfeuerung

Hans Peter Schaffner

Arbeitsgemeinschaft:

Schmid AG	Späne- und Heizkesselbau	8360 Eschlikon
Häfliger AG	Zentralheizungen	4657 Dulliken

Mitarbeit:

W. Kummer **Fa. Häfliger AG**

Auftraggeber:

Bundesamt für Energiewirtschaft, 3003 Bern

INHALTSVERZEICHNIS

1. Zusammenfassung	Seite	4
2. Einleitung und Zielsetzung	Seite	5
2.1. Einleitung	Seite	5
2.2. Zielsetzung	Seite	5
3. Feuerungskonzepte	Seite	6 - 7
3.1. Tunnelbrenner	Seite	6
3.2. Vorofen	Seite	6
3.3. Unterschub	Seite	7
4. Wärmetauschersysteme	Seite	8 - 11
4.1. Theoretische Grundlagen	Seite	8 - 9
4.2. Röhrentauscher I - Gegen / Kreuzstromprinzip	Seite	10
4.3. Taschentauscher - Gleichstromprinzip	Seite	10
4.4. Röhrentauscher II - Gegenstromprinzip	Seite	11
5. Regelkonzepte	Seite	12
6. Versuche und Resultate	Seite	13 - 18
6.1. Versuchsaufbau	Seite	13 - 14
6.2. Versuche Feuerungen	Seite	15 - 17
6.3. Versuche Wärmetauscher	Seite	18 - 19
7. Auswertung	Seite	20
8. Schlussfolgerung	Seite	21

1. Zusammenfassung

Warmluftöfen wurden bis jetzt nur für handbeschickte Brennstoffeinfüllung ausgeführt. Durch die Entwicklungen in der Holzindustrie steht das Restholz aber vermehrt in Form von Schnitzeln zur Verfügung. Eine automatische Zuführung des Brennstoffes erhöht den Komfort und ermöglicht es, die Wärme nach Bedarf zu erzeugen und damit den Brennstoff Restholz ökonomischer zu nutzen.

In einer 1. Phase wurde die Verbrennung der Schnitzeln in 3 verschiedenen Systemen untersucht. Das Unterschubverbrennungssystem hat sich sowohl in der Verbrennungsgüte als auch im Platzbedarf als optimale Lösung ergeben, denn sowohl der Tunnelbrenner als auch die Vorofenfeuerung benötigen eine doppelt so grosse Grundfläche und ergeben vor allem nicht die erhofften guten Verbrennungswerte. Mit der gewählten Unterschubfeuerung konnten bei 60 kW Nennleistung die Grenzwerte der LRV 92 wesentlich unterschritten werden. Die CO-Emissionen waren im ganzen Leistungsbereich von 20 - 60 kW bei 250mg/m^3 . (Grenzwert 4000mg/m^3).

In der 2. Phase wurde der Wärmetauscher in Bezug auf Wärmeübertragung, Luftwiderstand und Wartungsfreundlichkeit optimiert. Mit einem Röhrentauscher im Gegenstromprinzip konnte das beste Ergebnis erzielt werden. Die Abgase wurden durch die Innenrohre geleitet, so dass auch die Reinigung einfach möglich ist. Mit Rohren kann pro Volumeneinheit die grössere Wärmetauscherfläche als mit Taschen realisiert werden. Der Widerstand warmluftseitig (Rohraussenseite) kann durch den Rohrabstand und vor allem die Anzahl Schikanen stark beeinflusst werden. Mit der optimierten Lösung lässt sich bei 60 kW Nennleistung (Feuerungsleistung 70 kW) eine Warmlufttemperatur von 100°C ($\Delta T 80^\circ\text{C}$) bei einer Abgastemperatur von 200°C erreichen. Mit dem Warmluftvolumenstrom ist es möglich, die Temperatur je nach Feuerungsleistung in einem bestimmten Bereich zu regeln.

2. Einleitung und Zielsetzung

2.1 Einleitung

Ein Warmluftofen ist frostsicher und kann somit zur Beheizung von Räumen eingesetzt werden, die nur sporadisch genutzt werden. Mit der Warmluft kann aber auch eine Holz-Späne- oder andere Trocknung ohne zusätzliche Wärmetauschung wie mit Wasser als Wärmeträger durchgeführt werden. Diese Vorteile im Vergleich zur Holzkesselfeuerung sind auch als automatische Schnitzelfeuerung, respektive automatische Stückholzfeuerung mit der Schnitzelbeschickung direkt vom Hacker zu nutzen. Mit der Entwicklung eines Luft / Luft Wärmetauschers soll auch das darauf abgestimmte, optimale Feuerungssystem eingesetzt werden. Diese Neuentwicklung ist vor allem als Ersatz für den handbeschickten Warmluftofen, in einem Leistungsbereich bis 120 kW gedacht. Das System muss aber auch auf grössere Leistung übertragbar sein.

2.2 Zielsetzung

Der Vorteil der automatischen Feuerung soll maximal genutzt und das System möglichst kompakt gebaut sein, mit Warmluftaustritt nach oben zur direkten Verteilung in den Raum oder zum Anschluss an ein Kanalverteilsystem.

Die konkreten Ziele für die Versuchsanlage mit 60 kW Nennleistung sind:

- Wärmeleistungsregelung in Bereich von 30 - 100%
- Optimale Verbrennungsqualität: CO kleiner 500 mg/Nm³
Staub kleiner 150 mg/Nm³
- Warmlufttemperatur im Bereich 80 - 160°C regelbar
- Abgastemperatur max. 220°C
- Druckverlust: abgasseitig max. 100 Pa
warmluftseitig max. 500 Pa.

3. Feuerungskonzepte

Bei automatischen Feuerungen im Leistungsbereich von 60 kW werden vor allem Unterschubsysteme eingesetzt. Um die Entwicklung eines neuen Konzepts auf breiter Basis betreiben zu können, wurden auch andere, weniger bekannte Systeme in die Untersuchung einbezogen.

3.1. Tunnelbrenner

Der Brenner besteht im Wesentlichen aus einem ausschamottierten Rohr mit Luftmantel und der Brennstoffdosierung im Zentrum durch die Schnecke (Bild 1).

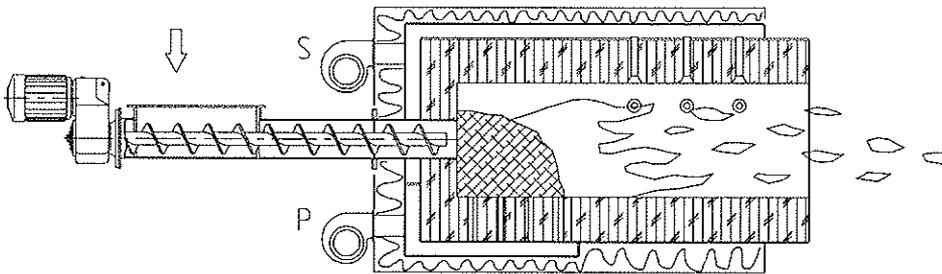


BILD 1

Im ersten Teil des waagrecht gebauten Tunnelrohres wird dem Brennstoff von unten über ein Viertel des Umfanges die Primärluft (P) durch feine Löcher zugegeben. Das Holz wird durch die Pyrolyse in Gas umgesetzt und oxydiert im 2. Teil des Tunnels durch die Zugabe von Sekundärluft (S) über drei Viertel des Umfanges. Die Flamme tritt waagrecht aus dem Tunnel mit hoher Geschwindigkeit aus.

3.2. Vorofen

Der Aufbau ist dem Tunnelbrenner sehr ähnlich (Bild 2). Durch die klare Trennung der Vergasungs- und der Ausbrandzone jedoch im konstruktiven Aufbau aufwendiger.

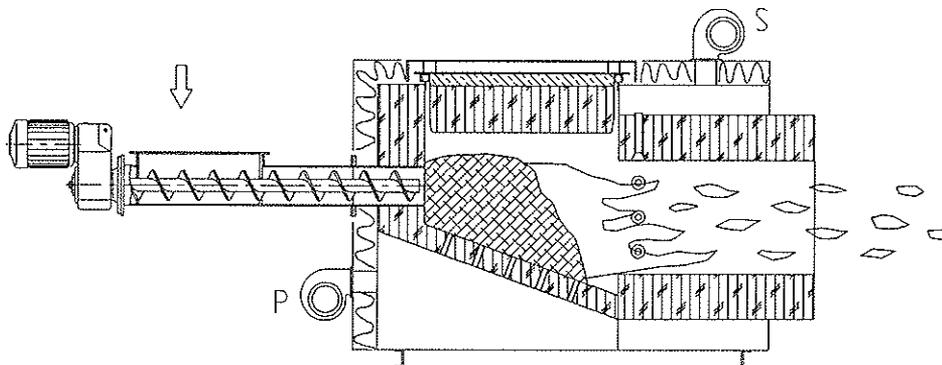


BILD 2

Der Brennstoff wird auf einem flachen Rost aus Schamott oder feuerfestem Metall mit einer Schnecke aufgegeben. Durch feine Löcher wird ihm von unten durch den Rost die Primärluft (P) zur Vergasung zugeführt. Im 2. Teil passiert das Feuer einen Ring, durch den die Sekundärluft (S) ins Zentrum des Durchganges gerichtet eingedüst wird.

3.3. Unterschub

Dieses System besteht aus einem 4-eckigen Kasten mit allseitiger Ausschamottierung und Luftkasten.

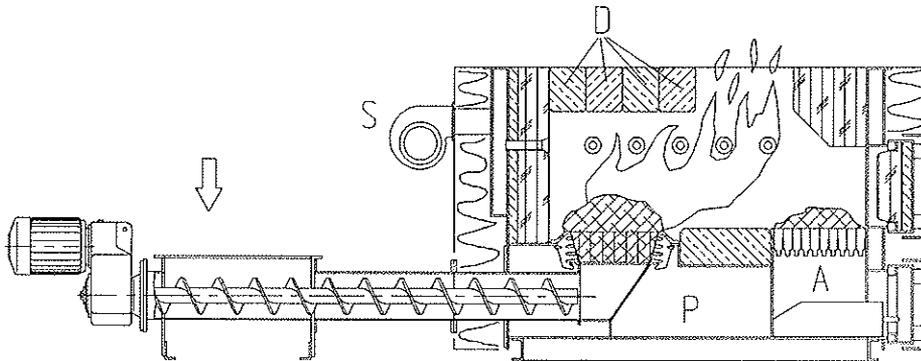


BILD 3

Der Brennstoff wird von unten durch eine sogenannte Stokerschnecke der Feuerretorte zugeführt. Durch hochtemperaturfeste Gussroste wird die Primärluft (P) zur Brennstoffvergasung eingeleitet. Die Sekundärluftzugabe (S) wird oberhalb des Brennstoffbettes durch Düsen, die 3-seitig angeordnet sind, eingeleitet. Mit beweglich eingebauten Deckensteinen (D) kann der Flammenabgang verstellbar und so dem Brennstoff (Feuchtigkeit) angepaßt werden.

Durch die Flammenumlenkung an den Deckensteinen wird neben einem stark verbesserten Ausbrand auch mögliche Flugasche auf den Ausbrandrost (A) abgeschieden. Dieser Ausbrandrost (A) mit darunterliegender Ascheschublade (oder Austragschnecke) erleichtert die Entaschung der Feuerung.

4. Wärmetauschersysteme

4.1 Theoretische Grundlagen

Grundsätzlich unterscheidet man zwischen

- **Gleichstrom** - (Bild 4) und
- **Gegenstrom** - Wärmetauscher (Bild 5)

Da die technische Realisierung bei beiden Prinzipien aus Platzgründen oft nicht in reiner Form möglich ist, ergibt sich faktisch häufig ein Quer- beziehungsweise Kreuzstrom-Wärmetauscher. Dieses Prinzip ist gemäss Literatur wie ein Gegenstrom-Wärmetauscher zu rechnen.

Berechnung nach: Techn. Formeln für die Praxis, Battenberg Verlag Stuttgart

Grundgleichung Wärmedurchgang in einem Wärmetauscher:

$$Q = k \cdot A \cdot \Delta t_m \quad (1)$$

k = Wärmedurchgangszahl
Richtwert Literatur 5 30 kcal./m²h°C = 6 36 W/m²°C

A = Fläche Wärmetauscher in m²

Δt_m = mittlere Temperaturdifferenz der strömenden Medien längs der Wärmetauscher-Fläche.

Für Gleich - und Gegenstrom gilt:

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_{Gr} - \Delta t_{Kl}}{I_n (\Delta t_{Gr} / \Delta t_{Kl})} \quad (2)$$

Δt_{Gr} = Temperaturdifferenz gross $t'_1 - t'_2$ = Eintrittstemperatur der beiden Medien
z.B. Luft / Luft

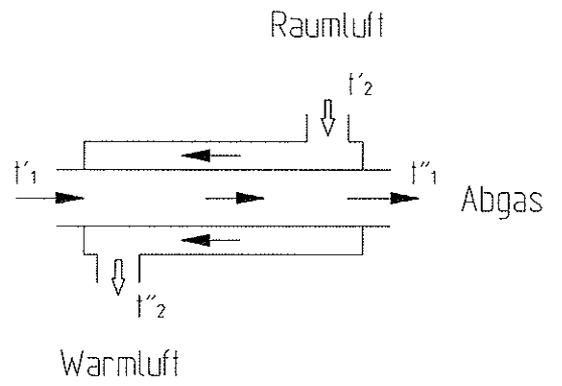
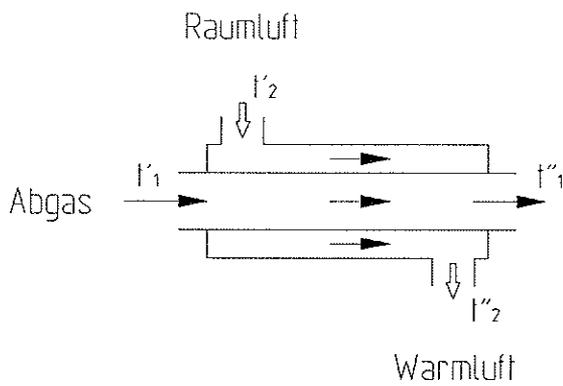
Δt_{Kl} = Temperaturdifferenz klein $t''_1 - t''_2$ = Austrittstemperatur der beiden Medien.

I_n = natürlicher Logarithmus

Gleichstrom

Gegenstrom

Systemdarstellung



Temperaturprofile

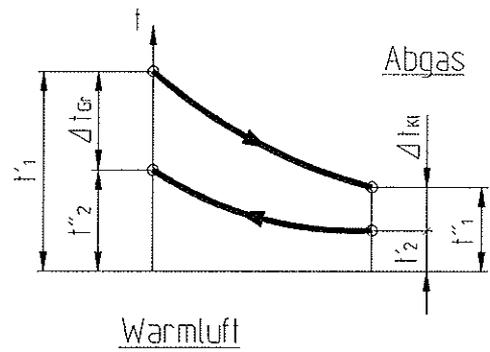
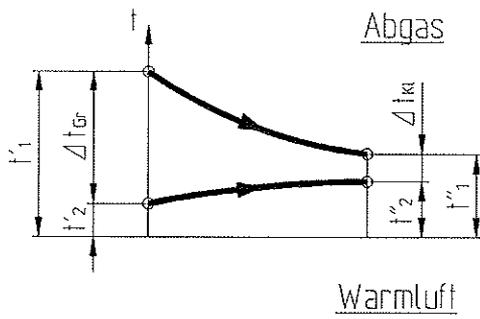


BILD 4

BILD 5

4.2 Röhrentauscher - Gegen / Kreuzstromprinzip

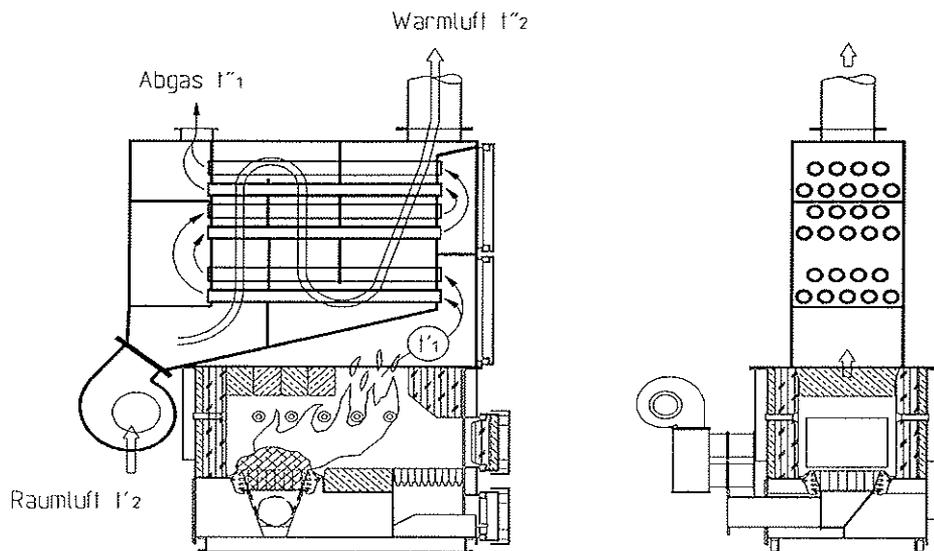


BILD 6

Die Abgase werden durch die Rohrinneenseite geleitet. Somit ist eine einfachere Reinigung möglich. Die zu erwärmende Luft wird von einem Ventilator aus dem Raum (oder Luftsystem) angesogen und mit Druck an den Rohraussenseiten vorbeigeführt. Die eingebauten Schikanen verlängern den Wärmeaustauschweg und verstärken den Kreuzstromeffekt.

4.3. Taschentauscher - Gleichstromprinzip

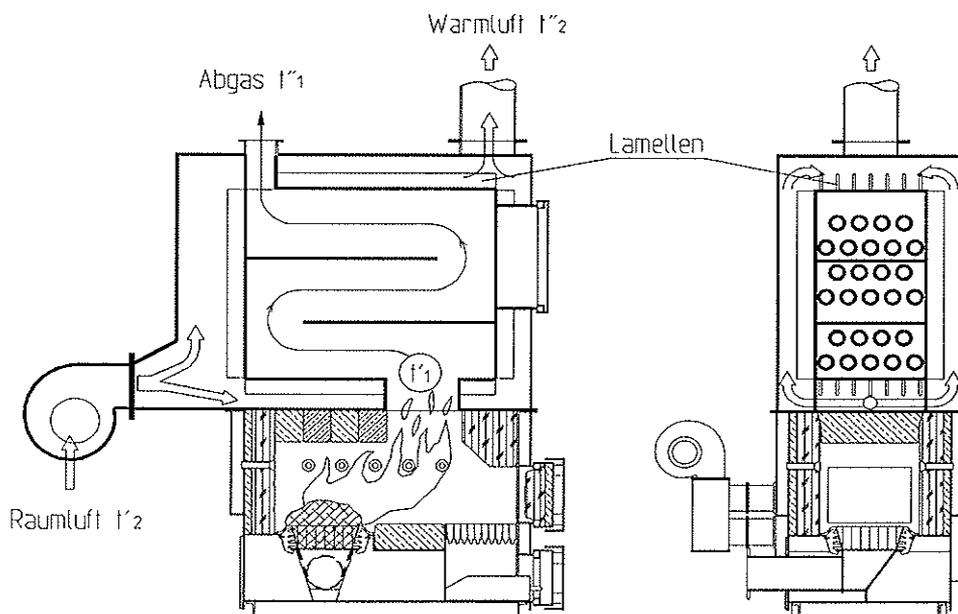


BILD 7

Die Abgase werden auf der Innenseite der 3 übereinander liegenden Taschen durch den Wärmetauscher geführt. Um besser reinigen zu können, sind die Oberflächen glatt ausgebildet. Die aufzuwärmende Luft strömt um die Taschen. Zur besseren Wärmeübertragung sind auf der Sauberluftseite Lamellen angeschweißt. Durch die Umlenkungen der Abgase in den 3 Kammern wird einerseits der Wärmeaustauschweg verlängert, und andererseits entsteht eine bessere Durchmischung des Temperaturprofils.

4.4. Röhrentauscher - Gegenstromprinzip

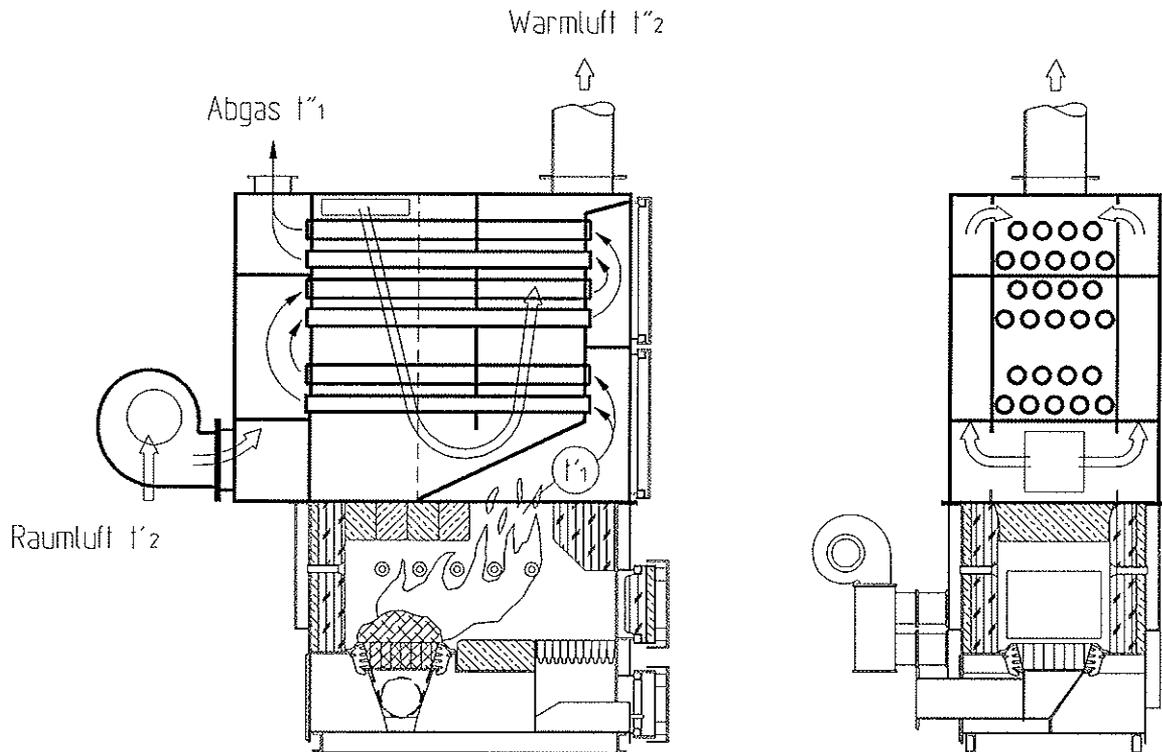


BILD 8

Diese Anordnung kommt dem Gegenstromprinzip am nächsten, da die Raumluft zuerst seitlich in zwei Zwischenkammer geleitet und dann erst beim Abgasaustritt an die Aussenseiten der Rohre geführt wird. Diese Konstruktion ist eine Erweiterung der unter Punkt 4.2 beschriebenen mit den Vorteilen einer grösseren Wärmetauscher-Fläche (Doppelwand-Effekt bei gleichen Abmessungen) sowie des kleineren Luftwiderstandes infolge einer einzigen Umlenkschikane.

5. Regelkonzepte

Dem variablen Wärmebedarf soll die Wärmeerzeugung bzw. Verbrennungsleistung geregelt angepasst werden.

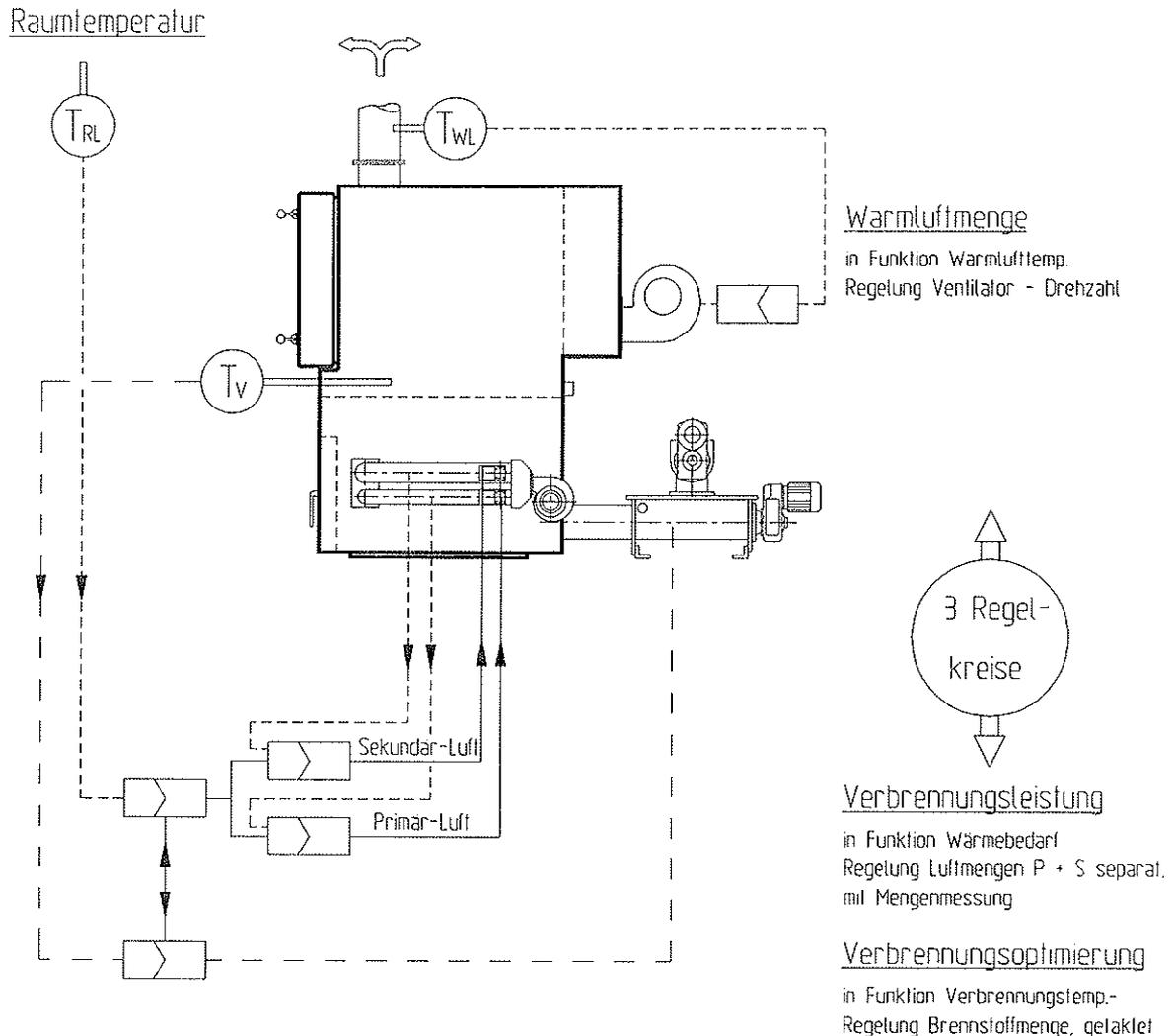


BILD 9

Die Ist- / Sollwertdifferenz der Raumtemperatur regelt die Verbrennungsleistung im Bereich 30 - 100% der Nennleistung durch Vorgabe der Verbrennungsluft in Primär- und Sekundärluftmenge aufgeteilt und gemessen.

Eine überlagerte Regelung sorgt für eine optimale Verbrennung, indem die Brennstoffmenge in Funktion der gemessenen Verbrennungstemperatur T_V zugeführt wird. Die Verbrennungsoptimierung ist im gesamten Leistungsbereich aktiv.

Um eine Überhitzung des Warmluftwärmetauschers zu verhindern und um die elektrische Strom- und somit Leistungsaufnahme des Warmluftventilators bei kleineren Wärmeleistungen zu optimieren, wird die Warmluftmenge in Funktion der Warmlufttemperatur T_{wl} geregelt. Die Warmluftventilator-drehzahl wird mittels eines Frequenzreglers variiert.

6. Versuche und Resultate

6.1. Versuchsaufbau

Die Versuche wurden im Labor der Fa. Schmid in Eschlikon durchgeführt.
Als Brennstoff wurden Hackschnitzel mit einem Wassergehalt von 20 - 40% eingesetzt.

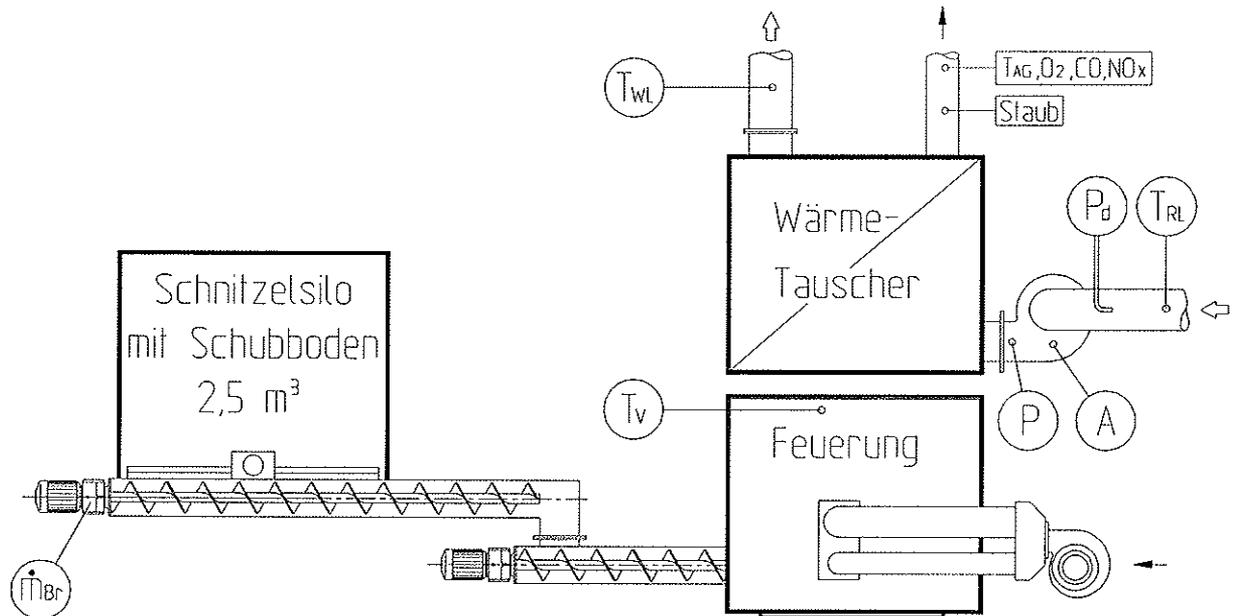


BILD 10

Abgasmessungen:

Kontinuierlich mit MRU 95/2 - S mit vorgeschaltetem Abgaskühler Insat ICP-F:

T_{AG} = Abgastemperatur (°C) Thermoelement

O_2 = Sauerstoffgehalt (Vol. %), elektrochem. Messzelle

CO = Kohlenmonoxydgehalt (ppm), elektrochem. Messzelle

NO_x = Stickoxid (NO berechnet als NO_2 , ppm) elektrochem. Messzelle

Diskontinuierlich mit Afriso Euro Index Staubmessgerät STMG 30

Staub (mg/Nm³)

Feuerungsleistung:

- \dot{m}_{Br} = Brennstoffmenge (kg/h) Dosierkurve mit Auswägung
 T_V = Verbrennungstemperatur (°C) Thermoelement Ni/Cr/Ni, Typ k
 η_f = Feuerungstechnischer Wirkungsgrad nach Siegertscher Formel durch MRU 95/2 berechnet

Wärmeleistung:

- P_d = Dynamischer Druck mit Prandtl - Rohr
 daraus Luftgeschwindigkeit $v = \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot P_d}$
 ρ = Dichte Luft (Kg/m³)
 \dot{V} = Volumenstrom Raumlufte = $v \times F$ (m³/s)
 F = Querschnittfläche Rohr $\phi 200 = 0,031416 \text{ m}^2$
 T_{RL} = Temperatur Raumlufte (°C) Pt 100
 T_{WL} = Temperatur Warmlufte (°C) Pt 100
 \dot{Q} = Wärmeleistung = $\dot{V} \times C_L \times (T_{WL} - T_{RL})$
 C_L = spez. Wärme Luft = 0,24 kcal/kg °C

Elektrische Leistung Warmlufteventilator

- A = Stromaufnahme (Amp.)
 P = Luftwiderstand Wärmetauscher (Pa)

6.2. Versuche Feuerungen

In einer ersten Phase wurden 3 verschiedene Feuerungssysteme, wie unter Pt. 3.1 bis 3.3 beschrieben, untersucht. Die Systeme wurden nach folgenden Kriterien bewertet:

- A Emissionsverhalten, vor allem CO - Wert und Staub
- B Einfluss Brennstofffeuchtigkeit
- C Steuer- und Regelbarkeit
- D Gluterhaltung
- E Entaschung Feuerraum
- F Platzverhältnisse
- G Konstruktionsaufwand nur Feuerung
- H Konstruktionsaufwand mit Wärmetauscher

Kriterium	Rangfolge System			Bemerkung
	Tunnel	Vorofen	Unterschub	
A _{CO}	3	2	1	Alle 3 Systeme CO Werte unter 1000 mg/m ³ möglich. Tiefste Werte jedoch eindeutig mit Unterschub möglich
A _{Staub}	2	1	1	Grenzwert < 150 mg/m ³ mit Tunnel nicht eindeutig möglich. Unterschiedliches Mitreißen von Ascheteile durch Flamme.
B	3	2	1	Tunnelbrenner starke Abhängigkeit. Mit höherer Feuchtigkeit wird Verbrennung instabil, da Strahlungswärme und Verweilzeit fehlt. Vorofen etwas weniger instabil, da etwas grössere Strahlungswärme.
C	1	2	2	Bei trockenem Brennstoff Vorteil für den Tunnelbrenner, da schneller.
D	3	2	1	Tunnelbrenner eindeutig am schlechtesten, da sehr kleines Glutbett. Mit feuchterem Brennstoff schon nach 15 min. kein Feuer mehr möglich.
E	2	1	1	Tunnelbrenner mit Luftzufuhrverstopfungen, schlechte Zugänglichkeit in Tunnel, anfällig auf Schmutz- und Schlackenteile, da Verbrennung im Tunnel gestört wird.
F	2	2	1	In Bezug auf eine Kompakt-Bauweise sowohl Vorofen als auch Tunnel nicht ideal, da für den waagrechten Ausbrand mehr Grundfläche benötigt wird als beim Unterschub.
G	1	2	3	Tunnel eindeutig im Vorteil
H				Bewertung schwierig, für alle 3 Systeme etwa gleich
Total	17	14	11	8 Bewertungen
	2,13	1,75	1,38	Durschnittsrang

Diese Bewertung fällt eindeutig zugunsten der Unterschubfeuerung aus, erst recht, wenn die Bewertungskriterien A und B noch stärker gewichtet würden.

Der Tunnelbrenner ist wohl von der Konstruktion und vom theoretischen Ablauf der Verbrennung her sehr interessant, jedoch konnten die Verbrennungswerte der Unterschubfeuerung bei weitem nicht erreicht werden.

Auch die Vorofenfeuerung, ein Kompromiss zwischen Tunnel- und Unterschubfeuerung, ist nach diesen Bewertungskriterien nicht so interessant, um als optimale Lösung ausgewählt zu werden. Aus diesen Gründen wurde für die weiteren Versuche die Unterschubfeuerung als Wärmeerzeuger für den Warmluftofen eingesetzt.

Zusammenstellung Emissionsmesswerte der Feuerungen

Feuerungssystem	Brennstoff Feuchte % rel.	Leistung kW	O ₂	CO	Staub
			Vol. %	mg/m ³ 11% O ₂	mg/m ³ 11% O ₂
Tunnelbrenner	20	80	7 - 12	700 - 2000	150 - 300
	35	50	7 - 12	1000 - 2000	150 - 300
Vorofen	20	55	8,3	1500	60
	35	55	8,5	870	50
Unterschub	20	30	10,7	260	65
		60	10,0	250	81
		90	7,4	390	103
	35	60	12,2	340	43
		80	10,2	240	74

Die Zahlen sind Mittelwerte während der 15 Minuten dauernden Staubmessung

Versuchsbrennstoff

Aus Beschaffungsgründen wurden Hackschnitzel eingesetzt. Um den Einfluss der Feuchtigkeit bei den 3 verschiedenen Feuerungssystemen zu erfahren wurde ein mit 20% rel. Feuchte eher trockener und ein zweiter mit 35% rel. Feuchte mit fast doppeltem Wassergehalt verwendet.

Ofentrockener Brennstoff mit einer Feuchtigkeit von weniger als 20% rel. ist erfahrungsgemäss problemloser zu verbrennen. Da er jedoch in der Praxis nicht in grossen Mengen verwendet wird, wurde auf eine weitere Untersuchung bei diesem Feuchtigkeitsniveau verzichtet.

Feuerung mit Stückholz

Die in der Zielsetzung vorgesehene Verbrennung von einzelner Stückholz in einer sonst automatischen Feuerung kann sowohl mit dem Vorofen nach Bild 2 (Befüllung von oben) als auch mit der Unterschubfeuerung nach Bild 3 (Befüllung durch die Feuerraumtüre) durchgeführt werden. Die Betonung liegt aber eindeutig auf einzelner Stückholz, denn bei beiden Systemen ist kein eigentlicher Füllraum für Stückholz vorhanden. Der Anbau eines speziellen Füllraumes mit einer integrierten Stückholzfeuerung hat sich in Kombination mit einer autom. Feuerung nicht bewährt. Die angestrebten Emissionswerte können mit einer kombinierten Stückholzfeuerung nicht erreicht werden. Bei Stückholzmengen über ca. 10% ist die automatische Stückholzfeuerung einzusetzen. Das System besteht aus einem Zerkleinerungs-Aggregat mit aufgesetztem Brennstoffbehälter. Der Brennstoff wird als Stückholz im Behälter gelagert und je nach Wärmebedarf mit dem Aggregat zerkleinert und als Schnitzel automatisch, wie bei der beschriebenen und untersuchten Schnitzelfeuerung, der Feuerung zugeführt.

Automatische Stückholzfeuerung

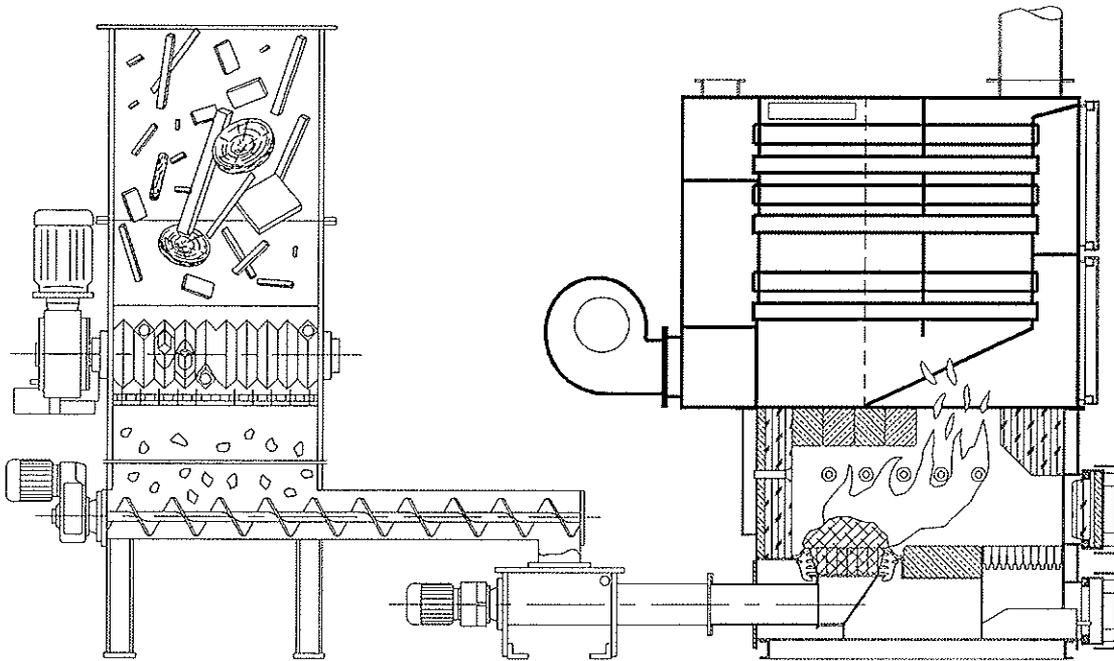


BILD 11

6.3. Versuche Wärmetauscher Warmluft

Alle Wärmetauscher wurden durch die Fa. Häfliger AG in 4657 Dulliken gebaut. Die verschiedenen Ausführungen und Prinzipien sind unter Pt. 4.2 bis 4.4 beschrieben. Ziel war, eine sehr kompakte Einheit zu bauen, die auch wartungsfreundlich ist. Daher wurde als erstes ein System mit Röhren gewählt, das sich optimal reinigen lässt. Die dabei realisierten Luftführungen entsprechen in etwa dem Gegen- / Kreuzstromprinzip. Die Versuche mit dem gemäss Bild 6 gebauten Tauscher zeigten jedoch 2 Hauptprobleme auf:

- Der Luftwiderstand warmluftseitig war zu gross. Mit einem Ventilator von 2000 Pa konnte die Luftmenge nicht durch den Tauscher gefördert werden, die für eine angestrebte Warmlufttemperatur von 100°C notwendig ist.

- Die thermische Belastung im Übertritt der Abgase von der Feuerung in den Wärmetauscher war zu gross.

Es wurde versucht, diesen beiden Problemen mit einer Neukonstruktion gemäss Bild 7 zu begegnen. Die Luftführung entspricht praktisch dem Gleichstromprinzip. D.h. die kalte Luft wird zur Aufwärmung und somit Kühlung der Konstruktion an der heissesten Stelle der Abgase eingeleitet. Mit dieser Konstruktion sollte auch untersucht werden, ob mit dem Taschentauscher bessere Wärmeübertragungen möglich sind. Dies war trotz verschiedenen Verbesserungsbestrebungen wie Erhöhung der Anzahl Lamellen und Einbauten von Verdrängungskörpern nicht der Fall. Die Wärmeübertragung war eindeutig schlechter, jedoch konnte der Luftwiderstand im Warmluftteil wesentlich gesenkt werden. Diese Ergebnisse führten zur Konstruktion einer 3. Ausführung gemäss Bild 8, mit welcher die Probleme der beiden anderen gelöst werden konnte.

Zusammenstellung Messwerte

Wärme- tauscher	Feuerung					Warmluft					
	\dot{m}_{Br}	η_f	Q_F	T_V	T_{AG}	\dot{V}	T_{RL}	T_{WL}	Q_{WL}	P	A
	kg/h	%	kW	°C	°C	m ³ /s	°C	°C	kW	Pa	Amp.
<u>Röhren I</u> Gegen Kreuzstrom	13	0,89	39	765	215	0,32	16	106	35	800	2,1
	18	0,86	53	770	225	0,41	17	114	48	1100	2,5
	23	0,85	66	780	240	0,48	18	121	60	1700	2,8
	28	0,85	81	790	285	0,54	18	126	71	2000	3,3
<u>Taschen</u> Gleichstrom	12	0,86	35	785	230	0,51	21	71	31	80	1,6
	18	0,84	51	795	280	0,60	20	82	45	150	1,8
	22	0,82	61	800	300	0,63	19	86	51	145	1,8
	26	0,80	71	815	350	0,61	20	105	63	160	1,9
<u>Röhren II</u> Gegenstrom	10	0,91	31	770	165	0,35	18	88	30	90	1,5
	14	0,90	43	770	178	0,47	18	92	42	110	1,6
	19	0,88	57	775	198	0,54	20	98	51	130	1,8
	24	0,88	72	800	210	0,65	19	105	68	140	2,0
	30	0,87	89	795	238	0,74	20	115	85	140	2,0

Röhren I Erste Ausführung Röhrenkessel nach Bild 6 und Beschreibung Seite 10

Röhren II Zweite Ausführung Röhrenkessel nach Bild 8 und optimaler Luftführung. Beschreibung Seite 11.

Berechnete Leistungen:

$$Q_F = \text{Feuerungsleistung} = \dot{m}_{Br} \cdot H_u \cdot \eta_f$$

\dot{m}_{Br} = Massenstrom Brennstoff

H_u = Unterer Heizwert bei 30% rel. Feuchte = 3,4 kWh/kg

η_f = Feuerungstechnischer Wirkungsgrad mit MRU gemessen und berechnet in %

$$Q_{WL} = \text{Wärmeleistung Luft} = \dot{V} \cdot \rho_{L20} \cdot C_{pm} \cdot 3600 \cdot 10^{-3} \cdot (T_{WL} - T_{RL})$$

\dot{V} = Volumenstrom Luft bei 20°C

ρ_{L20} = Dichte Luft bei 20°C = 1,2 kg/m³

C_{pm} = mittl. spez. Wärme Luft bei Konst. Druck = 0,28 Wh/kg °C

7. Auswertung

Die Messungen ergaben klare Unterschiede in der Wärmetauscheffizienz. Über die genauen Gründe und Einflüsse der verschiedenen Parameter auf die optimale Wärmeübertragung kann diese Arbeit nur ansatzweise Antworten geben. Für genauere Resultate müssten spezifischere Versuche und Messungen durchgeführt werden. Wie auf Seite 8 erwähnt, ist nebst der Wärmedurchgangszahl k auch die Tauscherfläche A und die mittlere Temperaturdifferenz längs der Tauscherfläche für die Grösse des Wärmedurchgangs massgebend.

$$Q = k \cdot A \cdot \Delta t_m \quad (1) \quad k = \frac{Q}{A \cdot t_m}$$

Der k -Wert wurde mittels der umgeformten Gleichung (1) $k = \frac{Q}{A \cdot t_m}$,

berechnet respektive bestimmt, und zwar für $Q = 60 \text{ kW}$ und 30 kW :

	Röhren I	Taschen	Taschen inkl. Lamellen	Röhren II
<u>bei $Q = 60 \text{ kW}$</u>				
Fläche $A \text{ (m}^2\text{)}$	3,8	2,2	3,2	5,4
Δt_{Gr}	660	780	780	675
Δt_{KL}	220	200	200	185
Δt_m	400	426	426	380
k - Wert ($\text{w/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$)	39,5	64	44	29,2
<u>bei $Q = 30 \text{ kW}$</u>				
Δt_{Gr}	660	740	740	680
Δt_{KL}	200	160	160	145
Δt_m	387	379	379	347
k - Wert ($\text{w/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$)	20,4	36	24,7	16

Bei der Berechnung ist natürlich die Ermittlung der effektiven Tauscherfläche sehr wichtig. Dies ist beim Taschentauscher nicht einfach, da die Lamellen effektiv nur auf der Sauberluftseite (Warmluftseite) vorhanden sind. Aber auch bei einer optimistischen Flächenermittlung zeigt die Rechnung, dass der k - Wert mit 44 bei 60 kW im Vergleich zum max. Literaturwert von 36 noch zu hoch ist. Oder eben auch, dass mit dieser Ausführung keine 60 kW bei tiefen Abgastemperaturen übertragen werden können. Mit dem zuletzt getesteten Röhrentauscher II kann bei einem ermittelten k - Wert von 29 noch eine ca. 20% höhere Übertragungsleistung erreicht werden, wenn der Literaturwert von max. 36 eingesetzt wird. Die Messungen haben bei einer Feuerungsleistung von 72 kW und einer Abgastemperatur von 210°C diese Werte bestätigt. Somit ist es möglich, grössere Typen über die Fläche zu berechnen respektive auszulegen.

8. Schlussfolgerung

Mit dem Unterschubverbrennungssystem und einem direkt aufgebautem Wärmetauscher Luft / Luft kann ein kompakter Warmluftofen mit automatischer Schnitzelfeuerung gebaut werden.

Das gewählte Unterschubfeuerungssystem erlaubt ein breites Leistungsspektrum von 30 - 100%, ohne Ausschaltbetrieb zu fahren, bei Emissionswerten, die wesentlich unter den Grenzwerten LRV 92 liegen.

Die für die Wärmetauschung wichtige Wärmedurchgangszahl k konnte mit 30 - 35 $W/m^2 \text{ } ^\circ C$ ermittelt werden. Über die Fläche kann somit auch eine andere Leistungsgröße bestimmt werden.

Aus Reinigungsgründen und auch wegen der möglichen kompakten Bauweise hat sich das System mit Röhren als Tauscher bewährt wobei die Abgasluft im inneren des Rohres geführt wird. Wegen des Luftwiderstandes muss man dabei dem Rohrabstand sowie der Anordnung der Umlenkschikanen besondere Beachtung schenken.

Das Wärmeerzeugungssystem kann in Funktion des Wärmebedarfes autom. geregelt und gesteuert werden bei immer optimalen Verbrennungsbedingungen.

Ausblick

Die auf die Heizperiode 1994/95 geplanten Langzeitversuche in einem Gewerbebetrieb konnten nicht durchgeführt werden, da sich beim ausgesuchten Standort kurzfristig betriebliche Änderungen ergaben. Ein Ersatz einsatzort konnte erst auf den kommenden Winter gefunden werden.