

Bericht Nr. 31.149

Forschungsvorhaben gefördert von der Deutschen
Bundesstiftung Umwelt

Entwicklung und Erprobung eines kompak- ten, hocheffizienten Regenerators für den wirtschaftlichen Einsatz an Industrieöfen (OptiReg)

von

C. Rein (BFI)

M. Buchwald (Buchwald)

Schlussbericht

DBU-Aktenzeichen:

30559-24/0

Düsseldorf, März 2015

Projektkennblatt
der
Deutschen Bundesstiftung Umwelt



Az	30559	Referat	24/0	Fördersumme	116 T€
Antragstitel	Entwicklung und Erprobung eines kompakten, hocheffizienten Regenerators für den wirtschaftlichen Einsatz				
Stichworte	OptiReg				
Laufzeit	Projektbeginn	Projektende	Projektphase(n)		
24	13.12.12	12.12.14	1/2		
Zwischenberichte					
Bewilligungsempfänger	VDEh Betriebsforschungsinstitut GmbH Fachbereich Energie- und Ressourcentechnik Abteilung Industrieofen- und Verbrennungstechnik			Tel	0211 6707 893
	Sohnstraße 65 40237 Düsseldorf			Fax	0211 6707 205
			Projektleitung Carsten Rein		
			Bearbeiter Carsten Rein		
Kooperationspartner	R. Buchwald Stahl- und Metallbau Industriestraße 5, 41564 Kaarst				

Zielsetzung und Anlaß des Vorhabens (Kurzfassung)

Industrieöfen werden bei der Herstellung von Stahl, Glas, Keramik, NE-Metall und in der Chemieindustrie eingesetzt. Der Primärenergiebedarf an diesen energieintensiven Hochtemperaturprozessanlagen soll gering und die Nutzgutbeheizung gleichmäßig sein. Mittels hoher Rückführungsrate von Abgasenthalpie in den Prozess können Brenngas eingespart und CO₂-Emissionen verringert werden. Für Industrieöfen existieren bereits Regenerator-Systeme die Luftvorwärmtemperaturwerte von über 1.000 °C erreichen. Im Vergleich zur üblichen Bauweise von Öfen mit Zentralrekuperator können bis zu 30 % Brennstoff und CO₂ eingespart werden. Ein Hinderungsgrund für den umfassenden Einsatz dieser Technik ist die Baugröße der Regeneratoren, speziell der keramischen Speichermassen, die im Vergleich zur Größe des Ofens recht groß sind. Zur Steigerung der Marktakzeptanz sollen Verbesserungsmaßnahmen für einen kompakten, effizienten Regenerator entwickelt werden. Hierzu wird beispielhaft das am BFI in Zusammenarbeit mit der Fa. Buchwald entwickelte Rohr-Regenerator-System (ROREBS) im Hinblick auf Wärmeübertragungseigenschaften und Strömungsführung optimiert. Dadurch werden die Grundlagen geschaffen, dass in Regeneratoren eine bessere Leistungsdichte (Leistung pro m³ Bauraum) erreicht wird und diese somit bei gleicher Leistung kompakter ausgeführt werden können.

Durch die kompakte Bauweise sind die Regeneratoren flexibler einsetzbar. Die effiziente Regenerativtechnik ist auch für kleinere Ofenanlagen, z.B. in der Glas- und Keramikindustrie, aber auch in der Stahl- und NE-Metallindustrie zugänglich. Weiterhin besteht durch die verbesserte Leistungsdichte der Regenerativsysteme in Einzelfällen die Möglichkeit, an größeren Ofenanlagen insgesamt weniger Systeme einzusetzen, was für Ofenbetreiber wirtschaftliche Vorteile hat. Der verstärkte Einsatz der Regenerativtechnik führt zu erheblichen Brennstoff- und CO₂-Einsparungen und leistet damit einen großen Beitrag zur Ressourceneffizienz und zum Klimaschutz.

Darstellung der Arbeitsschritte und der angewandten Methoden

Arbeitsschritte:

- 1 Systematische Einteilung der Bau- und Betriebsarten sowie der unter Betriebsbedingungen erreichten Leistungswerte marktüblicher Regeneratoren
- 2 Entwicklung einer modifizierten Wabenkeramik mit verbesserter Wärmeübertragung auf Basis theoretischer Untersuchungen und systematischer Parameterstudien mittels detaillierter CFD-Modelle
- 3 Detailentwicklung der modifizierten Wabenkeramiken mit begleitenden systematischen Heißversuchen im Technikum
- 4 Auslegung, Konstruktion und Bau sowie Inbetriebnahme eines Demonstrators mit modifizierter Wabenkeramik für den Betrieb an Industrieöfen
- 5 Detaillierte Bewertung der erreichten Verbesserungen im Vergleich zu konventionellen Regeneratoren, insbesondere mit Blick auf die Wärmeübertragungskennzahlen, die eingesparte Baugröße und die höhere Leistung
- 6 Entwicklung und Darstellung von Nutzenanwendungskonzepten für den Einsatz des verbesserten Regenerators an Industrieöfen

Ergebnisse und Diskussion

Anhand theoretischer Überlegungen wurde die Strömung und damit verbunden die konvektive Wärmeübertragung innerhalb der keramischen Wabenkörper des Systems untersucht. Durch gezieltes Einbringen von Stolperkanten (Stufen) konnte der Wirkungsgrad des Regenerators um bis zu 4-6% erhöht werden. Der Einsatz eines kleineren Wabenkörper-Pitchmaßes (Kanalweite) zeigte, dass dadurch die Brennlufttemperatur um bis zu 20% und der Wirkungsgrad des gesamten Systems um bis zu 13% gesteigert werden kann. Auf Basis weiterer Test bei erhöhter Systemleistung (+42%) kann das aktuelle System mit kleinerem Wabenkörper-Pitchmaß um bis zu 40% kleiner gebaut werden, was den Einsatz der Systeme unter beengten Verhältnissen sehr viel einfacher oder bei manchen Anwendungen überhaupt erst möglich macht. Das Ziel des Forschungsvorhabens wurde somit erreicht. Konzepte für kompaktere oder leistungsfähigere Regeneratorbauformen, die das Marktpotenzial der Regeneratorbrennersysteme deutlich erhöhen wurden entwickelt.

Öffentlichkeitsarbeit und Präsentation

Ziele und vorläufige Ergebnisse wurden im BFI-Tätigkeitsbericht 2013/14 als auch im DBU Jahresbericht 2013 veröffentlicht. Aufgrund der noch ausstehenden betrieblichen Erprobung der entwickelten Regeneratorvarianten, die in der 2. Projektphase bzw. im Folgeprojekt stattfinden soll, haben wir vorerst auf weitere Veröffentlichungen bzw. Vorträge über den Projektinhalt und die Projektergebnisse verzichtet.

Fazit

Im Forschungsvorhaben konnte gezeigt werden, dass das versetzte Anordnen der keramischen Wabenkörper nachweislich die Wärmeübertragung innerhalb des Regenerators verbessert. An der Brennersuchanlage des BFI konnte hier eine Wirkungsgradverbesserung von 4% erzielt werden. Durch den Einsatz eines kleineren Wabenkörper-Pitchmaßes kann die Leistung des aktuellen Standardregenerators um bis zu 42% erhöht. Dadurch ist theoretisch eine Einsparung bei der Baugröße um diesen Prozentsatz möglich. Allerdings wurden bislang die kleineren Wabenkörper-Pitchmaße nicht verwendet, da man eine Zusetzung der Wabenkanäle durch Staub befürchtete. Diese Befürchtung erwies sich bei den bislang eingesetzten Wabenkörpern als vollkommen unbegründet. Aktuell betriebene Regeneratoren zeigen nach mehr als 5 Jahren keine Anzeichen für eine Zusetzung der Kanäle. Um den Regenerator mit kleineren Wabenkörper-Pitchmaßen in die Produktpalette der Fa. Buchwald aufzunehmen, müsste dieser einer betrieblichen Erprobung an einem Industrieofen längerfristig standhalten (im Folgeprojekt geplant).

Zusammenfassung

Aktuelle Regenerativbrennersysteme erzielen nachweislich eine Brenngaseinsparung von 30 % gegenüber konventioneller Wärmerückgewinnung mit Zentralrekuperatoren. Aufgrund des meist hohen Platzbedarf für den Regenerator, ist die Technik jedoch nicht für alle Ofenbauformen geeignet. Zur Steigerung der Marktakzeptanz der hocheffizienten Regenerativbrennersysteme wurde in diesem Forschungsvorhaben die Wärmeübertragung in Regeneratoren untersucht und verbessert, um auf Basis der Ergebnisse kompaktere Bauweisen zu entwickeln.

Anhand theoretischer Überlegungen wurde die Strömung und damit verbunden die konvektive Wärmeübertragung innerhalb der keramischen Wabenkörper des Systems untersucht. Die laminare Strömung innerhalb der Wabenkörper besitzt laut Theorie eine Einlaufstrecke von etwa 155 mm bis zum Ausbilden einer vollständigen laminaren Grenzschicht, in der die Wärmeübertragung minimal ist. Die Idee zur Verbesserung der Wärmeübertragung ist es dieses Ausbilden der laminaren Grenzschicht durch gezieltes Einbringen von Stolperkanten (Stufen) zu stören und so die konvektive Wärmeübertragung zu steigern. Dazu wurden numerische CFD-Simulationen durchgeführt und anschließend in einem Testsystem messtechnisch überprüft. Hierdurch konnte der Wirkungsgrad des Regenerators um bis zu 6 % erhöht werden. Diese Verbesserung ist zu klein um eine kompaktere Bauart zu verwirklichen, allerdings kann diese Variante das aktuelle System als optimierte Weiterentwicklung ergänzen. Weitere Untersuchungen befassten sich mit kleineren Wabenkörper-Pitchmaßen, um mittels Erhöhung der Wärmeübertragungsfläche und Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit in den Wabenkanälen durch kleinere Kanaldurchmesser die Wärmeübertragung zu verbessern und somit bei gleicher Baugröße, eine höhere Leistungsdichte zu erzielen. Es zeigte sich, dass dadurch die Brennlufttemperatur um bis zu 20 % und der Wirkungsgrad um bis zu 13 % gesteigert werden kann. Auf Basis dieser Ergebnisse kann der Regenerator theoretisch um bis zu 40 % kleiner gebaut werden, was den Einsatz der Systeme unter beengten Verhältnissen sehr viel einfacher oder bei manchen Anwendungen überhaupt erst möglich macht.

Das Ziel des Forschungsvorhabens wurde damit erreicht. Konzepte für kompaktere oder leistungsfähigere Regeneratorbauformen, die das Marktpotenzial der Regeneratorbrennersysteme deutlich erhöhen wurden entwickelt. In nachfolgenden Forschungsvorhaben sollten die hier entwickelten Konzepte umgesetzt und betrieblich erprobt werden. Weiterhin sollten die mathematischen Zusammenhänge zwischen Stolperkanten, Pitchmaß und Leistungsdichte bestimmt und daraus ein bedienerfreundliches Auslegungsprogramm generiert werden, um möglichst schnell und effizient Regeneratoren individuell an die jeweiligen, örtlichen Gegebenheiten anzupassen.

Inhaltsverzeichnis		Seite
Zusammenfassung		II
1.	Systematische Einteilung der Bau- und Betriebsarten sowie der unter Betriebsbedingungen erreichten Leistungswerte marktüblicher Regeneratoren	1
1.1	Systematische Einteilung der Bau- und Betriebsarten marktüblicher Regeneratoren	1
1.2	Unter Betriebsbedingungen erreichte Leistungswerte marktüblicher Regeneratoren	6
2.	Entwicklung einer modifizierten Wabenkeramik mit verbesserter Wärmeübertragung auf Basis theoretischer Untersuchungen und systematischer Parameterstudien mittels detaillierter CFD-Modelle	8
2.1	Theorie und Idee zur Verbesserung der Wärmeübertragung in Regeneratoren	8
2.2	Systematische Parameterstudien mittels detaillierter CFD-Modelle	12
3.	Detailentwicklung der modifizierten Wabenkeramiken mit begleitenden systematischen Heißversuchen im Technikum	16
4.	Auslegung, Konstruktion und Bau sowie Inbetriebnahme eines Demonstrators mit modifizierter Wabenkeramik für den Betrieb an Industrieöfen	24
4.1	Auswertung der einzelnen Regeneratorzyklen im Vergleich	26
5.	Detaillierte Bewertung der erreichten Verbesserungen im Vergleich zum konventionellen Regenerator-System	28
5.1	Versuchsergebnisse des Regenerators mit eingebrachten Stolperkanten	28
5.2	Versuchsergebnisse des Regenerators mit kleinerem Wabenkörper-Pitchmaß	30
5.3	Auswertung der Messungen auf verschiedenen Ebenen in den Testregeneratoren	35
5.4	Vergleich des Druckverlusts der Regeneratorvarianten	39

6.	Entwicklung und Darstellung von Nutzenanwendungskonzepten für den Einsatz des verbesserten Regenerators an Industrieöfen	40
7.	Fazit	41
8.	Ausblick	42
9.	Danksagung	44

Schrifttum III

Anhang IV

1. Systematische Einteilung der Bau- und Betriebsarten sowie der unter Betriebsbedingungen erreichten Leistungswerte marktüblicher Regeneratoren

1.1 Systematische Einteilung der Bau- und Betriebsarten marktüblicher Regeneratoren

Der optimale Brennstoffeinsatz pro Produktionseinheit ist nicht erst seit der aktuellen Energiekostensteigerung eine Herausforderung des industriellen Ofen und Brennerbaus geworden, sondern auch aus wirtschaftlicher Sicht erstrebenswert. Eine der wichtigsten Maßnahmen bei der Optimierung stellt der Einsatz von thermischen Regeneratoren dar. Durch regenerative Vorwärmung können Brennlufttemperaturen über 1.000 °C erreicht werden, was hohe Prozesstemperaturen ermöglicht. Im Vergleich zur rekuperativen Brennluftvorwärmung, die noch überwiegend an Thermoprozessanlagen verbaut ist, kann der Energieeinsatz um bis zu 35 % gesenkt und Abgasverluste so minimiert werden. Der Abgaswärmeverlust in Abhängigkeit von der Prozesstemperatur von Thermoprozessanlagen mit unterschiedlichen Wärmerückgewinnungssystemen wird in **Bild 1** dargestellt.

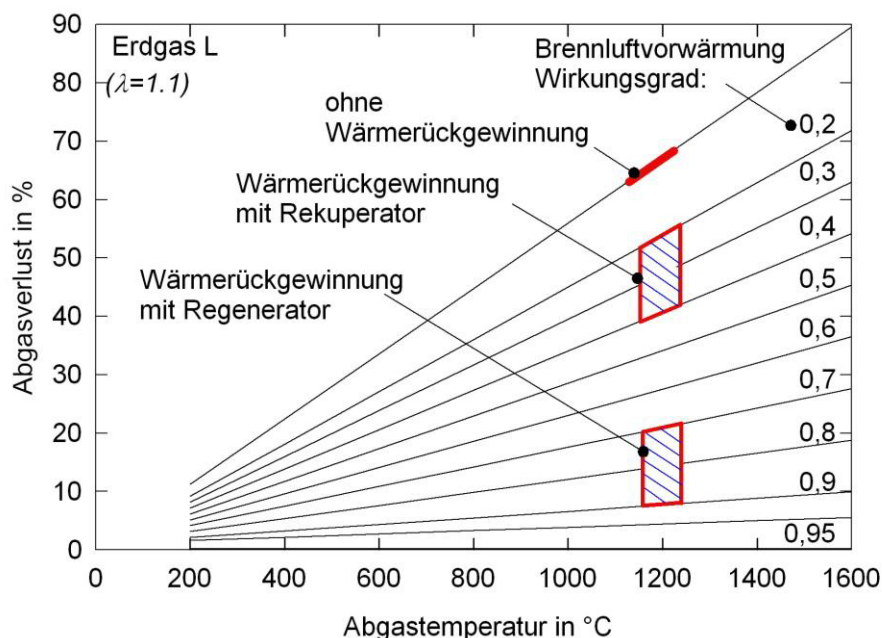


Bild 1: Abgasverlust in Abhängigkeit von der Abgastemperatur ohne Wärmerückgewinnung und mit rekuperativer oder regenerativer Wärmerückgewinnung

Bei der Regenerativtechnik wird eine Speichermasse abwechselnd vom heißen Abgas und der zu erwärmenden Brennluft durchströmt. In der „Warmperiode“ nimmt die Speichermasse vorübergehend einen Teil der Energie des durchströmenden Abgases auf, die in der „Kaltperiode“ wieder an den kalten Oxidator abgegeben wird. Durch das Umschalten der Gasströme, die nacheinander dieselbe Heizfläche überstreichen, schwankt die Temperatur der Speichermasse periodisch auf und ab.

Regeneratoren lassen sich apparatetechnisch in zwei Gruppen einteilen:

1. Bei feststehenden Regenerator-Systemen erfolgt ein diskontinuierliches Umschalten zwischen Wärmen und Kühlen, was für eine kontinuierliche Wärmeübertragung wenigstens zwei einzelne Regeneratoren (Regeneratorpaar) erfordert. Ein Regenerator befindet sich dabei immer in der Aufladephase und kühlt den Abgasstrom, der andere befindet sich in der Abkühlphase und erwärmt den Brennluftstrom.
2. Bei bewegten Regenerator-Systemen wird kontinuierlich zwischen Wärmen und Kühlen gewechselt. Bei der ununterbrochenen Wärmeübertragung existiert nur eine einzelne Speichermasse. Hierbei wird entweder die Speichermasse bewegt oder die Gasströme werden über eine umlaufende Flügelhaube zugeführt, sodass ein Speichermassenbereich alternierend vom warmen oder kalten Gas durchströmt werden kann.

Auf Grund unterschiedlichster Anwendungen in industriellen Feuerungssystemen entstanden verschiedene Bauarten und Betriebsweisen von Regeneratoren. Beim klassischen Betrieb arbeiten immer zwei Regenerator-Brenner-Paare zusammen, wobei der Brenner des sich im Aufheizbetrieb befindliche Regenerators das Abgas des anderen Brenners absaugt um so die Speichermasse des Regenerators mit Energie zu beladen. Bei ausreichender Beladung wird das Regenerator-Brenner-Paar gewechselt. **Bild 2** zeigt eine Prinzipskizze eines Wärmebehandlungsofens mit jeweils gegenüberliegenden Regenerator-Brennen.

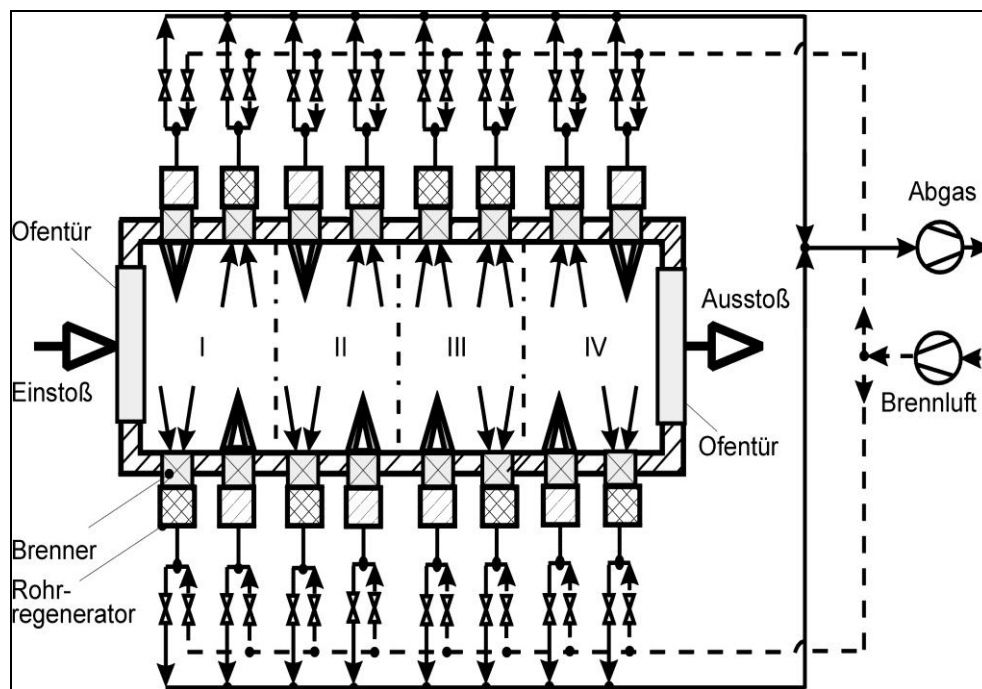


Bild 2: Prinzipskizze eines Industrieofens mit Regenerator-Brennern.

Bei Öfen mit mehreren Heizzonen kann ein System aus zwei zentralen Regeneratoren und beliebig vielen Brennern eingesetzt werden, wobei das Abgas ebenfalls zentral und nicht durch die Brenner abgesaugt wird. Diese Betriebsweise hat den Vorteil, dass alle Brenner gleichzeitig betrieben und einzeln geregelt werden können. Beim Umschalten des Regenerators erlöschen die Brenner kurzzeitig. Ein Nachteil bei dieser Betriebsweise kann das Umschaltventil der Regeneratoren sein, da dies auf Grund der hohen Einsatztemperaturen teuer in der Fertigung ist.

Desweiteren ist der Betrieb in Medusa Bauweise [1] möglich. Hierbei wird eine beliebige Anzahl von unterschiedlich angeordneten Brennern in zwei Gruppen verschaltet. Jede Gruppe ist jeweils einem Regenerator zugeteilt, und wird abwechselnd von Abgas und Brennluft durchströmt. Diese Anordnung eignet sich für eine optimale Energieverteilung im Ofenraum bei „kurzer Flamme“.

Eine kompaktere Alternative stellt der kontinuierlich arbeitende Regeneratorbrenner dar. Durch seine sechs im Brenner enthaltenen Regeneratoreinsätze, die wechselweise geschaltet werden, wird diese Bauweise in Verbindung mit der Flammlosen Oxidation, bei der die Eindüsung von Brenngas und Brennluft getrennt erfolgen kann, verwendet. Einen

weiteren Vorteil dieses Brenners bietet die Minimierung der Verluste durch den konstruktiv ermöglichten Verzicht auf Warmluft- und Abgas-Leitungen.

Für den Betrieb einer beliebigen Anzahl von Brennern mit großer Leistung ist ein Drehbett-Regenerator bestens geeignet. Hierbei kann das Abgas an beliebiger Stelle im Ofen entnommen werden und durchströmt nicht die Brenner. Im Gegensatz zu den vorangegangenen Regenerator-Systemen existiert beim Drehbett-Regenerator nur eine einzelne Speichermasse, die drehbar zwischen dem in zwei Kammern eingeteilten Unter- und Oberteil des Regenerators gelagert ist. Die in einzelne Segmente unterteilte Wärmeübertragerfüllung wird durch die Drehbewegung abwechselnd von heißem Rauchgas und kalter Verbrennungsluft durchströmt.

Die Speichermasse der thermischen Regeneratoren besteht bei hoher Temperatur bis ca. 1.600 °C aus keramischen Werkstoffen, Schamott- oder Silikatsteinen. Bei Winderhitzern z.B. werden Feuerfeststeine mit Dicken von etwa 200mm verwendet, was zu Umschaltzeiten von 1 bis 2 Stunden führt. In der chemischen Industrie werden Steine mit Dicken bis zu 40mm verwendet. Die Umschaltzeiten konnten so auf unter eine viertel Stunde gesenkt werden. Bei Regenerator-Brenner-Systemen werden vorwiegend keramische Kugelschüttungen oder keramische Wabenkörper als Speichermasse eingesetzt. Die Ladezeit kann zwischen 10 Sekunden und 30 Minuten betragen.

Der Einsatz von keramischen Kugeln in konventionellen Regeneratoren führt zu einem erhöhten Druckverlust sowie einem größeren Wartungsaufwand, da Partikel aus den Abgasen zum Verstopfen des Kugelbettes führen können. Die Speichermasse muss somit regelmäßig gewartet oder ausgetauscht werden.

In Zusammenarbeit mit dem Combustion Laboratory der Universität von Maryland und der von der japanischen Regierung zur Verbesserung der Hochtemperatur-Luftvorwärmung ins Leben gerufenen Organisation NEDO (New Energy and Industrial Technology Development Organisation) entwickelte die Nippon Furnace Kogyo (NFK) Holdings Co. Ltd. verschiedene Regenerativ-Brenner-Systeme für Hochtemperaturanwendungen, die Regeneratoren mit keramischen Wabenkörpern besaßen.

Regeneratoren mit Wabenkörpern als Speichermasse sind kompakter im Vergleich zu anderen Bauarten und ermöglichen eine relativ kleine Temperaturdifferenz zwischen Verbrennungslufttemperatur und Ofenaustrittstemperatur von bis zu 50 K. Die Wabenkörper

stellen aufgrund der vorliegenden Erfahrungen aus dem Betrieb den zurzeit bestgeeignetsten Wärmespeicher für thermische Regeneratoren dar. **Bild 3** zeigt ein Foto zweier keramischer Wabenkörper.

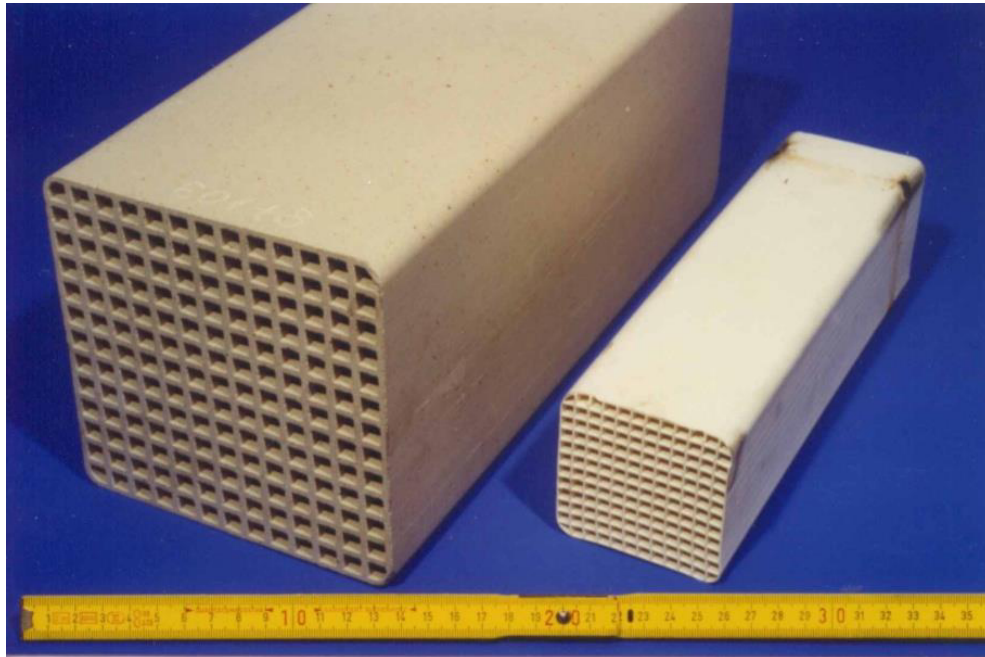


Bild 3: Fotografische Aufnahme zweier Wabenkörper

Je kleiner die Kanalweiten und je dünner die Wanddicken, desto kompakter ist der Regenerator, da die volumenbezogene spezifische Oberfläche des Wärmespeichers steigt. Der geringe Druckverlust bei der Durchströmung und die Unempfindlichkeit der bisher eingesetzten Wabenkörper gegenüber staubigen Gasen sind entscheidende Vorteile gegenüber anderen Geometrien der Speichermassen.

Ein generelles Problem, das direkt mit der Steigerung der Luftvorwärmtemperatur zur Verminderung des Energieeinsatzes verbunden ist, ist die dabei stark ansteigende Bildung von thermischem NO_x. Einer Überschreitung der gültigen NO_x-Grenzwerte kann durch spezielle Strömungsführung im Bereich von Brenner und Brennerstein weitgehend entgegengewirkt werden.

1.2 Unter Betriebsbedingungen erreichte Leistungswerte marktüblicher Regeneratoren

Bei feststehenden Regenerator Systemen wird eine Luftvorwärmtemperatur bis zu 1000 °C bei einer Ofenraumtemperatur von 1200 °C möglich, wobei das Abgas auf bis zu 300 °C abgekühlt werden kann. Mit dem Regenerator-Brenner kann sogar eine Abgastemperatur von etwa 150 °C erreicht werden. Der Drehbettregenerator erreicht Luftvorwärmtemperaturen von bis zu 1.400 °C bei einer Ofenraumtemperatur um 1.600 °C. Die Abgastemperatur kann hierbei auf annähernd 220 °C gesenkt werden.

In dem vorangegangenen Projekt „Entwicklung und Erprobung eines neuartigen Rohr-Regenerator-Brennersystems zur energiesparenden Beheizung von getaktet/sequentiell beheizten Industrieöfen“ wurden bereits Untersuchungen an einem Regenerator durchgeführt [2]. **Bild 4** zeigt das an der Versuchsanlage des BFI installierte Regenerator-Brenner-System ROREBS dessen Speichermasse aus keramischen Wabenkörpern mit den Abmessungen 150 mm x 150 mm x 700 mm besteht. In **Bild 5** ist ein Foto des im Betrieb befindlichen Brenners an der Versuchsanlage zu sehen.

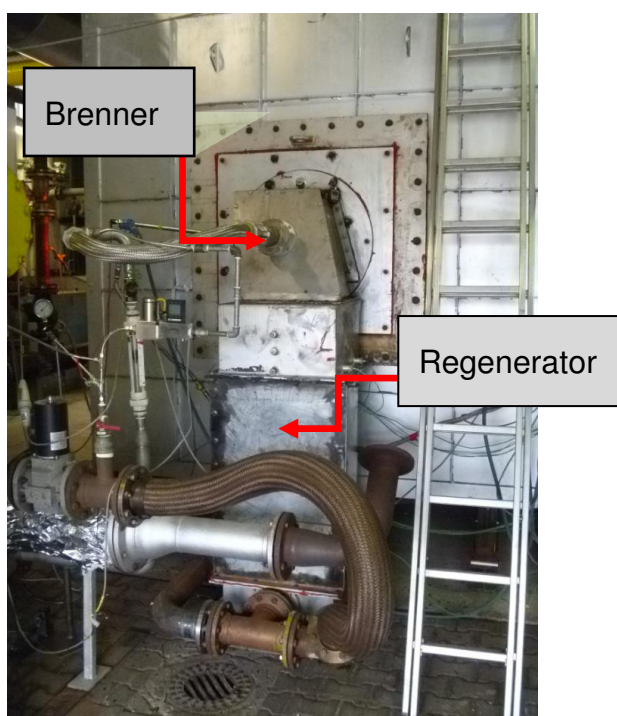


Bild 4: Fotografische Aufnahme des an der Versuchsanlage des BFI installierten Regenerator-Brenner-Systems

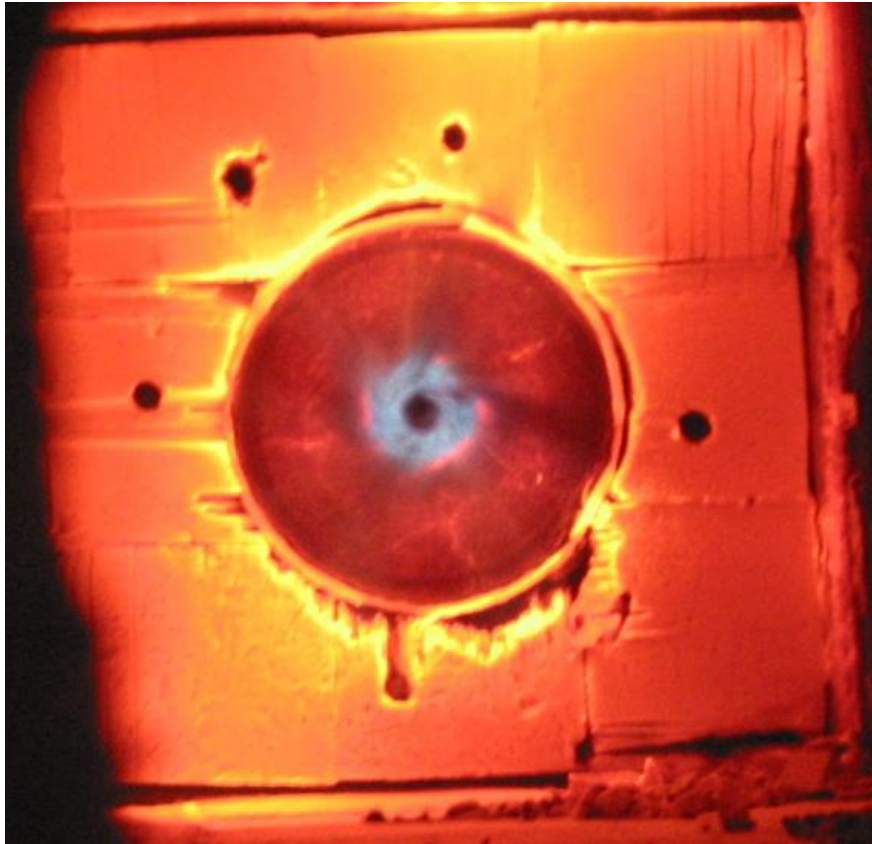


Bild 5: Fotografische Aufnahme des Brenners während der experimentellen Untersuchungen an der Versuchsanlage

Bei den Versuchen wurde der in **Bild 6** dargestellte Temperaturverlauf am Regeneratorkopf bei einer Taktzeit von 40 s gemessen. Die Regeneratorkopftemperatur schwankt bei einer Ofenraumtemperatur von etwa 1.200 °C um etwa 120 K. Bei den Versuchen wurde so eine Vorwärmtemperatur zwischen 850 °C und 970 °C erzielt, was dem aktuellen Stand der Technik entspricht.

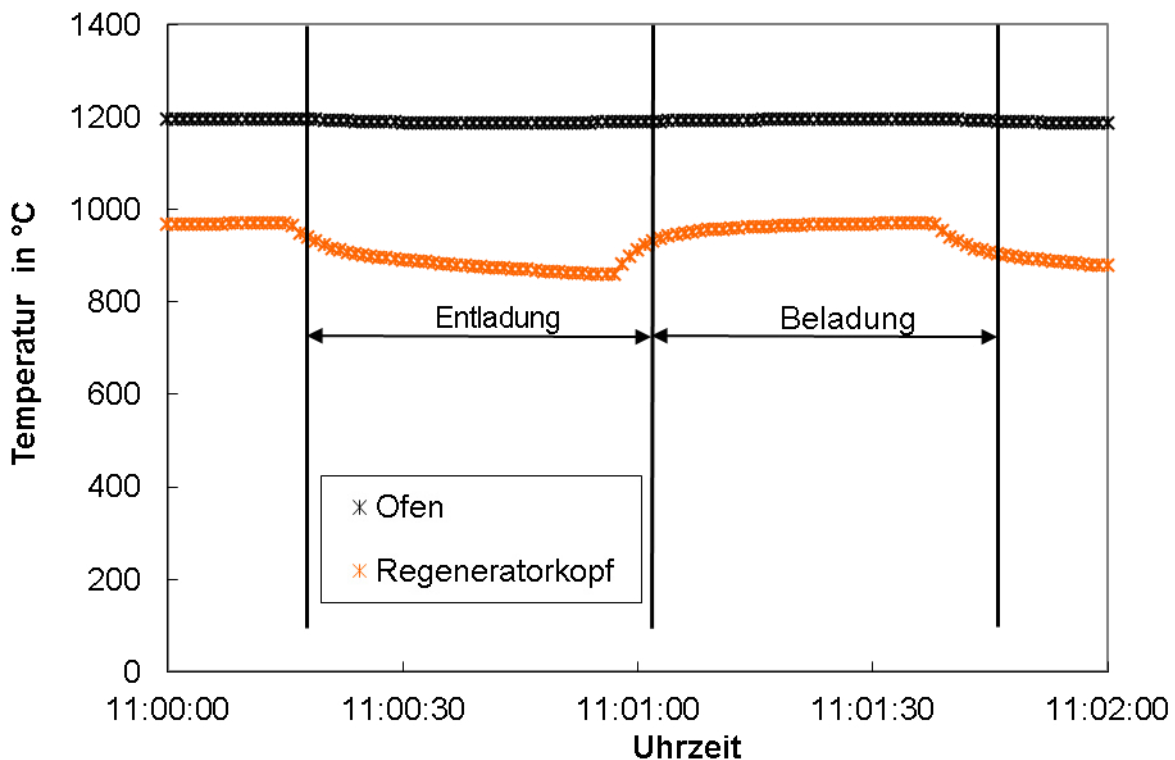


Bild 6: Temperaturverläufe bei einer Taktzeit von 40 s

2. Entwicklung einer modifizierten Wabenkeramik mit verbesserter Wärmeübertragung auf Basis theoretischer Untersuchungen und systematischer Parameterstudien mittels detaillierter CFD-Modelle

2.1 Theorie und Idee zur Verbesserung der Wärmeübertragung in Regeneratoren

Erhöhung der konvektiven Wärmeübertragung

Die in den Regeneratoren eingesetzten Wabenkörper bilden senkrechte Kanäle zwischen der heißen und der kalten Seite über die Besatzhöhe. In den Kanälen bilden sich laminare Strömungen aus, die zu einer schlechteren konvektiven Wärmeübertragung führen [3]. In diesem Vorhaben soll eine Verbesserung der konvektiven Wärmeübertragung durch das

Einbringen von „Stolperkanten“ und somit dem Aufreißen der laminaren Grenzschicht untersucht und bewertet werden.

Um effektiv der Bildung einer laminaren Grenzschicht entgegenzuwirken muss in einem bestimmten, regelmäßigen Abstand, durch das Einbringen einer Kante, die Strömung beeinflusst werden. Dieser Abstand ist abhängig von der Geometrie der Wabenkörper, der Strömungsgeschwindigkeit sowie der kinematischen Viskosität des durchströmenden Gases bei Betriebstemperatur. Der hydraulischen Durchmesser des Wabenkörperkanals ist $d = 0,008\text{m}$, die kinematische Viskosität des durchströmenden Abgases beträgt $\nu = 2,55 \times 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s}$ bei einer Temperatur von $T = 1.200 \text{ °C}$. Anhand der Brennerleistung von $Q_{BR} = 360 \text{ kW}$ und des feuchten Abgasvolumens $V_{AG,f} = 11,38 \text{ m}^3/\text{m}^3$ sowie des Mindestluftbedarfes pro Kubikmeter Brenngas $V_{L,min} = 9,27 \text{ m}^3/\text{m}^3$ kann bei einem unteren Heizwert von $H_u = 10,72 \text{ kWh}/\text{m}^3$ und einer Luftzahl $\lambda = 1,2$ eine Strömungsgeschwindigkeit von $u = 10,31 \text{ m/s}$ berechnet werden.

$$u = \frac{\frac{Q_{BR}}{H_u} * (V_{AG,f} + V_{L,min} * (\lambda - 1))}{A * \varphi * 3600} * \frac{T}{273,15} \quad (1)$$

Der Wabenkörper hat eine Quadratische Fläche von $300 * 300\text{mm}$ und einen freien Strömungsquerschnitt von $\varphi = 0,7$. Anhand der bereits gegebenen Parameter und der errechneten Strömungsgeschwindigkeit ergibt sich eine Reynoldszahl von $Re = 323,93$.

$$Re = \frac{u * d}{\nu} \quad (2)$$

Somit steht fest, da $Re < Re_{krit} = 2320$, dass der Kanal des Wabenkörpers vom Abgas laminar durchströmt wird. Um die Einlaufstrecke, die zur Ausbildung einer laminaren Strömung erforderlich ist, zu ermitteln wird idealisiert angenommen, dass es sich bei den durchströmten Kanälen um Kanäle mit kreisförmigem Querschnitt handelt. Die laminare Einlaufstrecke kann näherungsweise durch die Formel

$$Le = 0,06 * Re * d \quad (3)$$

bestimmt werden. Aus den vorliegenden Werten ergibt sich somit eine Einlaufstrecke von ca. 155mm . Da sich die Strömung in dem angenommenen kreisförmigen Querschnitt

schneller ausbildet als im quadratischen Querschnitt des Wabenkörpers, fällt das Ergebnis der Berechnung der Einlaufstrecke kleiner aus, als es effektiv sein müsste. Dies ist für die Anwendung im Regenerator allerdings eher positiv zu betrachten, da die Stolperkanten die Strömung bereits erneut verwirbeln, bevor sich ein komplett laminarer Zustand eingestellt hat. **Tabelle 1** stellt die benötigten Parameter und Berechnungen für eine Strömungsgeschwindigkeit von 10 m/s dar.

Tabelle 1: Parameter und Berechnung der laminaren Einlaufstrecke

Kriterium	Formelzeichen	Einheit / Formel	Wert	Kommentar
Strömungsgeschwindigkeit	u	m/s	10	
Durchmesser	d	m	0,008	
Kinematische Viskosität		m ² /s	0,00025	(Abgasberechnung für 1300 °C)
Reynoldszahl	Re	- / $\frac{u * d}{\nu}$	314	(laminar)
Einlaufstrecke	L _e	m / 0,06*Re*d	0,15	(ca. 150 mm)

Erhöhung der Wärmeübertragungsoberfläche und Strömungsgeschwindigkeit in den Wabenkanälen

Im Rahmen der Untersuchungen soll weiterhin untersucht werden inwieweit es möglich ist, die Leistungsdichte der Wabenkörper durch Erhöhung der Wärmeübertragungsoberfläche und Strömungsgeschwindigkeit in den Wabenkanälen auf gleichbleibender Baulänge zu steigern. Das Maß welches den freien Strömungsquerschnitt in Wabenkörpern bestimmt, ist das Pitchmaß, welches die Summe von Kanalweite und Wandstärke eines Wabenkörperkanals darstellt. **Bild 7** zeigt verschiedene Wabenkörper-Pitchmaße und **Tabelle 2** zeigt eine Maßtabelle der erhältlichen Wabenkörper. Ein kleineres Pitchmaß führt zur einer Erhöhung der spezifischen Oberfläche des Wabenkörpers. Das aktuell verwendete Pitchmaß beträgt 11mm. Bislang wurden noch keine kleineren Wabenkörper-Pitchmaße im

vorliegenden Regenerator-System verwendet, da man vermutete, dass sich Kanäle im Betrieb an Industrieöfen mit Staub oder Ruß zusetzen und dies durch kleinere Pitchmaße verstärkt würde. Die Betriebserfahrung zeigen jedoch, dass bisherige Systeme nach 3-7 Jahren keinerlei Tendenz zur Zusetzung zeigen. Ein Austausch der Wabenkörper war bisher nicht notwendig [5]. Aufgrund dieser positiven Betriebserfahrungen soll in einem ersten Schritt die Leistungserhöhung durch Verwendung eines kleineren Pitchmaßes untersucht werden. Hierzu wurde das nächst kleinere, erhältliche Wabenkörper-Pitchmaß von 7,5mm ausgewählt. Untersuchungen zur Kanalzusetzung bei staubhaltigen Abgasen sind nicht Inhalt dieses Vorhabens und sollten ein Arbeitspunkt in weiteren Forschungsarbeiten darstellen.

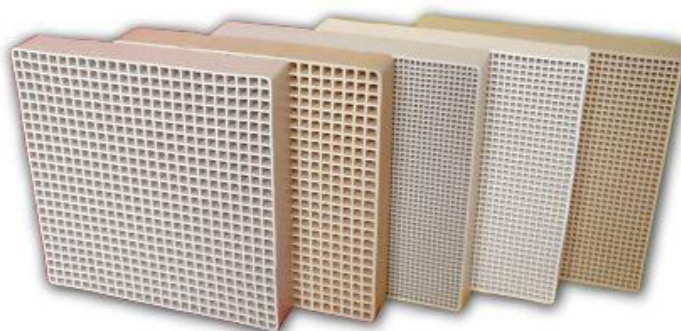


Bild 7: Verschiedene Wabenkörper-Pitchmaße

Tabelle 2: Maßtabelle von Wabenkörper-Pitchmaßen

Anzahl der Kanäle	Kanalweite / Wandstärke in mm	Spez. Oberfläche in m ² / m ³	freier Querschnitt in %
5 x 5 = 25	26.0 / 3.0	124	76
aktuell 13 x 13 = 169	9.0 / 2.0	280	64
Test 20 x 20 = 400	5.5 / 2.0	480	66
25 x 25 = 625	4.9 / 0.9	550	68
40 x 40 = 1600	2.9 / 0.7	850	63
43 x 43 = 1849	2.9 / 0.5	970	72
50 x 50 = 2500	2.4 / 0.55	1060	64
(Pitchmaß = Kanalweite + Wandstärke [mm])			

2.2 Systematische Parameterstudien mittels detaillierter CFD-Modelle

Um ein erstes Gefühl für die Verbesserung der konvektiven Wärmeübertragung in einem Wabenkanal durch das Einbringen von verschiedenen Stufenanordnungen zu erhalten, wurden mittels des CFD-Programmes ANSYS Fluent® einige exemplarische Wabenkanäle untersucht [4]. Die Randbedingungen für die Berechnung eines exemplarischen Kanals sind in **Bild 8** zu sehen. Diese bleiben bei allen folgenden Parameterstudien konstant. Die Länge des exemplarischen Kanals beträgt 600 mm. Die Eintrittstemperatur des Abgases T_{ein} beträgt 1.200 °C bei einer Strömungsgeschwindigkeit von $v_{\text{ein}} = 10$ m/s, was zu dem theoretisch berechneten Wert passt. Der hydraulische Durchmesser des exemplarischen Kanals entspricht mit 8mm dem der Wabenkörper des aktuellen ROREBS. Die Wandtemperatur des Speichermediums wird mit 250 °C angenommen.

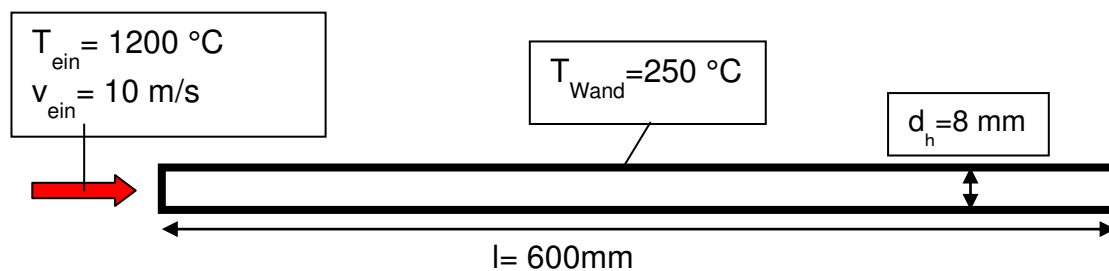


Bild 8: Randbedingungen eines exemplarischen (Waben-)Kanals

Ausgehend von dem Basiskanal aus Bild 8, wurden Kanalvarianten mit verschiedener Stufenanordnung innerhalb des Kanals berechnet und verglichen. Im ersten Schritt wurden 1mm hohe Stufen in den Kanal eingebracht. **Bild 9** zeigt die berechneten Temperaturverläufe innerhalb von 4 Kanalvarianten. Es zeigt sich hierbei eine leicht sinkende Temperatur am Ende des Kanals mit zunehmender Stufenanzahl. Dies ist an der etwas dunkleren blau Färbung am Ende der Kanäle mit Stufen zu erkennen.

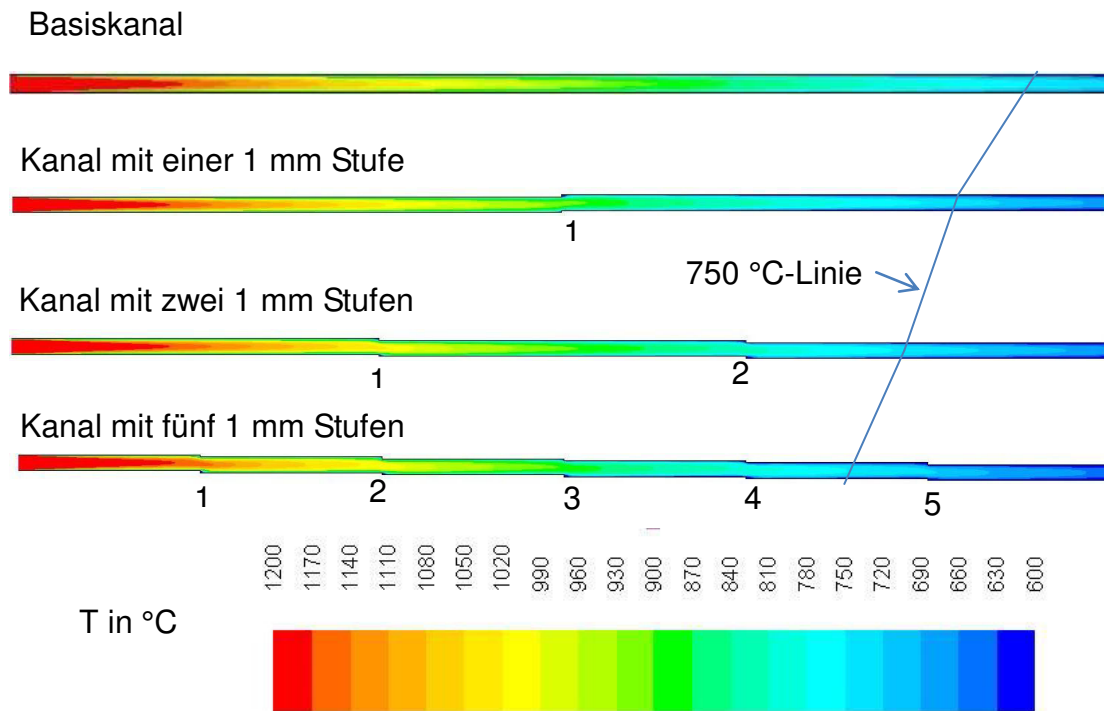


Bild 9: Temperaturverläufe eines exemplarischen Strömungskanals mit verschiedenen Stufenanordnungen

Zur genaueren Betrachtung wurden die Ergebnisse der Simulation dieser 4 Kanalvarianten in **Tabelle 3** ausgewertet.

Tabelle 3: Auflistung und Vergleich ausgewählter Simulationsergebnisse der Kanalvarianten mit 1mm Stufung

	Basiskanal	1 Stufe	2 Stufen	5 Stufen
\dot{Q} in W	45.770	55.507 (+20 %)	56.082 (+24 %)	58.152 (+29 %)
$\bar{\alpha}$ in W/m ² K	194,4	195,85(+0,7 %)	197,3(+1,5 %)	201,41(+3,6 %)
Δp in Pa	99,8	104,72(+5 %)	109,615(+10 %)	124,3(+25 %)

Die Auswertung der einzelnen Simulationen mit unterschiedlicher Stufenanzahl hat ergeben, dass eine Steigerung der konvektiven Wärmeübertragung möglich ist. So ist durch das Einbringen einer Stufe eine Steigerung des Wärmestromes um 20 % sowie eine Steigerung des mittleren Wärmeübergangskoeffizienten von 0,7 % bei einem um 5 % erhöhten Druckverlust möglich. Durch Einbringen weiterer Stufen nimmt der Druckverlust überproportional zu, wohingegen die Wärmeübertragungsleistung und der mittlere Wärmeübergangskoeffizient nur geringfügig zunehmen.

Bild 10 zeigt zur Veranschaulichung den berechneten Verlauf der Strömungsgeschwindigkeit an einer Stufe innerhalb der Kanäle. Durch die Stufe wird die „langsame“ laminare Strömung gestört und reißt an den Stufenkanten ab. Im Bereich unmittelbar hinter der Stufe kommt es zu einer Rückströmung und die Geschwindigkeit steigt zur Mitte hin an; im Bild als roter Bereich ersichtlich. Eine schnellere Strömungsgeschwindigkeit und das Abreißen der laminaren Strömung sorgt für einen chaotischeren Strömungszustand und geht mit einer verbesserten konvektiven Wärmeübertragung einher.

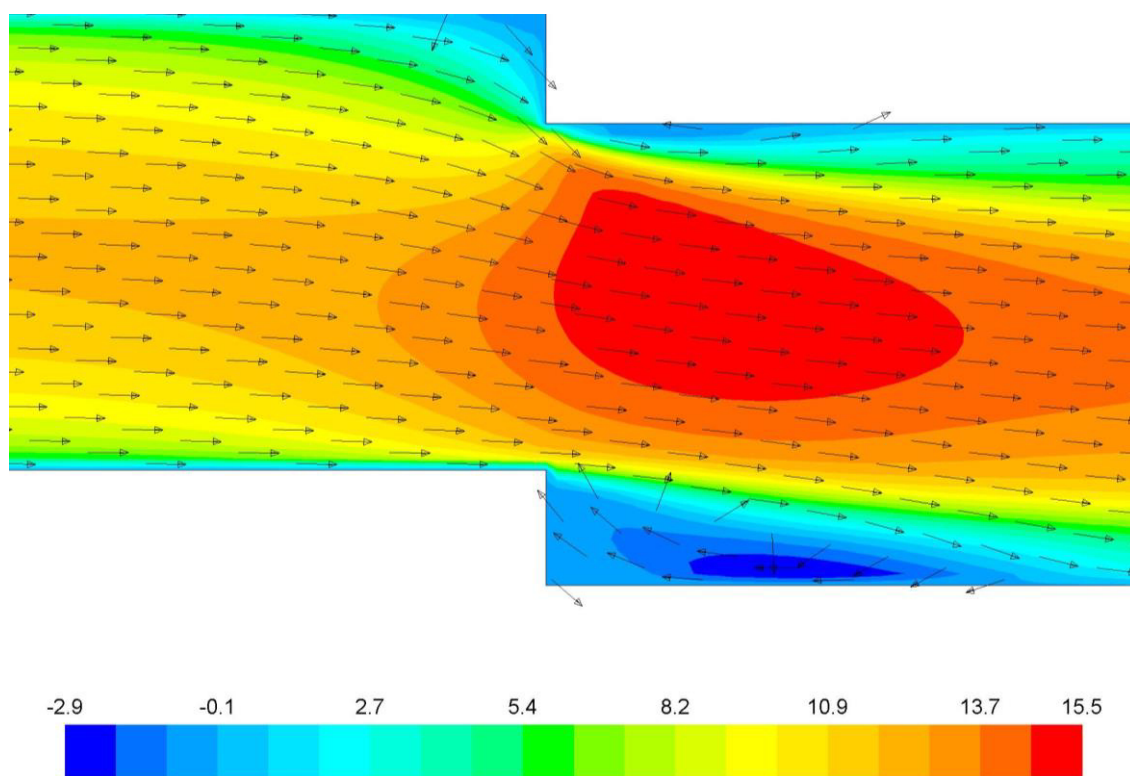


Bild 10: Strömungsgeschwindigkeitsprofil und Strömungsvektoren an einer Stufe innerhalb des exemplarischen Kanals

Um den Einfluss der Kantenhöhe auf den Wärmeübergang zu betrachten wurde eine weitere Simulation durchgeführt, in der die Stufenhöhe auf 2mm verdoppelt wurde. **Bild 11** zeigt den berechneten Temperaturverlauf innerhalb des Kanals mit der 2 mm hohen Stufe und zum Vergleich nochmals den des Kanals mit einer 1mm hohen Stufe.

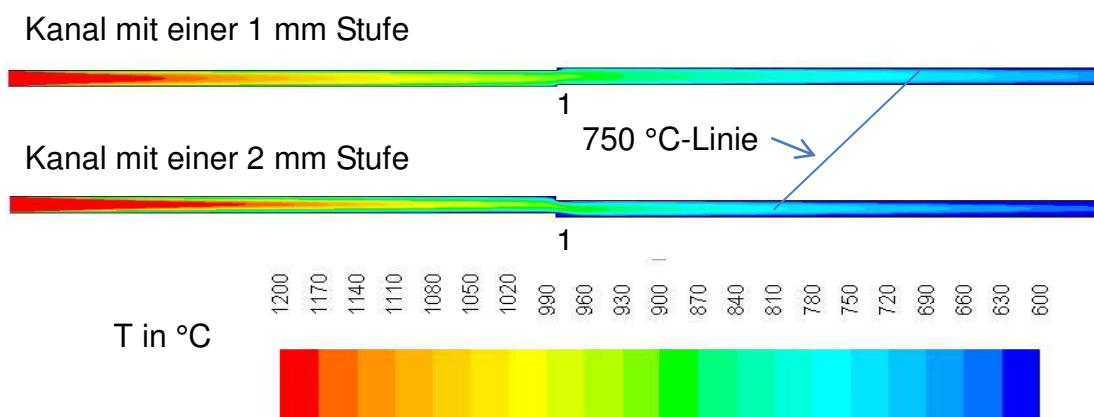


Bild 11: Temperaturverlauf eines Wabenkanals mit verschiedener Stufenhöhe

Die Ergebnisse dieser Simulation werden in **Tabelle 4** mit den Ergebnissen des Basiskanals und des Kanals mit einer 1mm Stufe verglichen. Hierbei wird deutlich, dass durch das Einbringen einer höheren Stufe der mittlere Wärmeübertragungskoeffizient erheblich gesteigert werden kann. Im Vergleich zum Basiskanal kann die Wärmeübertragungsleistung um 37 % und der mittlere Wärmeübergangskoeffizient um 11 % verbessert werden. Die Stufenhöhe hat somit einen entscheidenden Einfluss auf die Wärmeübertragung im Kanal. Zu beachten ist jedoch, dass mit einer größeren Stufenhöhe auch ein größerer Druckverlust einhergeht. Ziel weiterer Untersuchungen ist es einen optimalen Kompromiss aus Stufenhöhe und Druckverlust zu finden.

Tabelle 4: Vergleich der Auswirkung der Kantenhöhe in der zweifach gestuften Wabe

	Basiskanal	1 mm Stufe	2 mm Stufe
\dot{Q} in W	45.770	55.507 (+20 %)	62.267 (+37 %)
$\bar{\alpha}$ in W/m ² K	194,4	195,85 (+0,7 %)	216,9 (+11 %)
Δp in Pa	99,8	104,72 (+5 %)	140 (+41 %)

3. **Detailentwicklung der modifizierten Wabenkeramiken mit begleitenden systematischen Heißversuchen im Technikum**

Auf Basis der theoretischen und numerischen Ergebnisse wurde eine erste Testvariante eines optimierten Regenerators gebaut. In der Zeichnung (Siehe Anhang **A 1**) wurden über der Höhe des Systems Muffen angebracht um in verschiedenen Höhen Temperaturmessungen anzubringen.

Als Wabenkörperlänge wurde 150 mm gewählt, die laut der Theorie der laminaren Einlaufstrecke in diesem Fall entsprechen. Um auf die Gesamthöhe des Systems von 1 m zu kommen wurde zusätzlich zu den 6x150 mm langen Wabenkörpern, ein 100 mm langer Wabenkörper verwendet. **Bild 12** zeigt eine fotografische Aufnahme der Wabenkörperanordnung im Testsystem.



Bild 12: Fotografische Aufnahme der Wabenkörperanordnung im Testregenerator
Aufgrund der Fertigungstoleranzen der Wabenkörper von ± 2 mm war es nicht möglich eine gleichbleibende Stufenhöhe zwischen den jeweiligen Wabenkörpern zu erreichen. In dieser Variante liegt die Stufenhöhe im Bereich von 3-5 mm. **Bild 13** zeigt eine fotografische Aufnahme einer Stufe zwischen zwei Wabenkörpern.

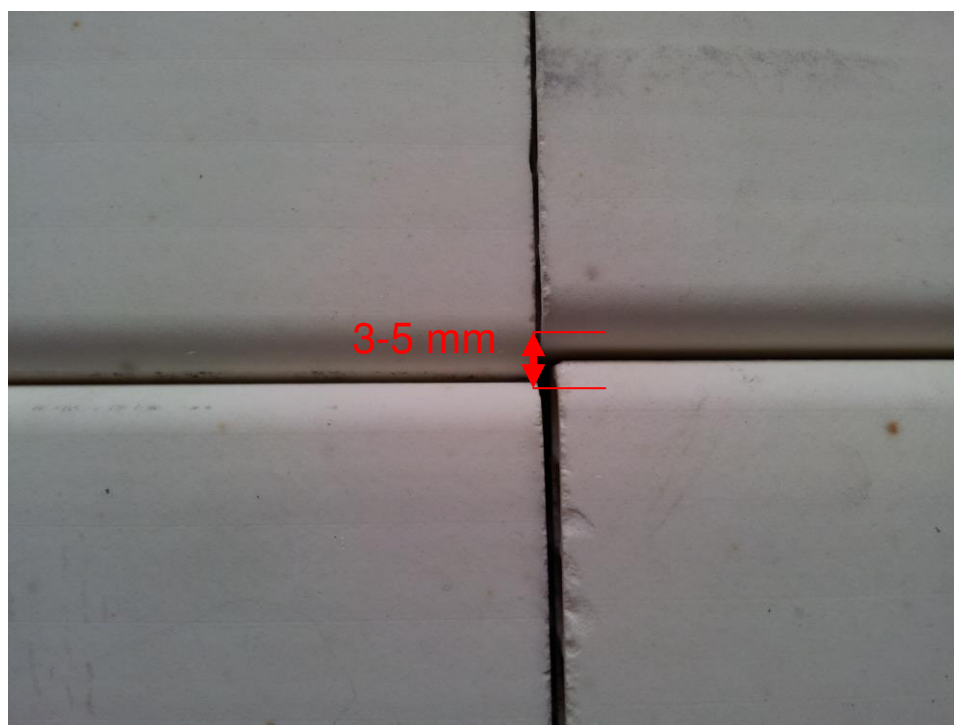


Bild 13: Fotografische Aufnahme einer Stufe zwischen zwei Wabenkörper im Testsystem

Nach Fertigstellung des Testsystems hat sich die Möglichkeit ergeben, dieses im direkten Vergleich zu einem konventionellen System an einem Versuchsofen des Brennerherstellers Elster Kromschröder GmbH zu testen. In Kooperation des BFI, der Fa. Buchwald und der Fa. Elster wurde das System dann gemeinsam getestet. **Bild 14** zeigt den Versuchsaufbau. Beide Systeme sind bis auf die Wabenkörperanordnung baugleich, identisch ausgerichtet und sind direkt gegenüberliegend am Versuchsofen installiert. **Bild 15** zeigt die schematische Darstellung der Messstellen am Testsystem und eine fotografische Aufnahme des Testsystems am Versuchsofen. Die Temperaturwerte T_{Luft} und T_{Abluft} werden an beiden Systemen gemessen.



Bild 14: Versuchsaufbau zum direkten Vergleich des neuen Systems mit einem konventionellen System

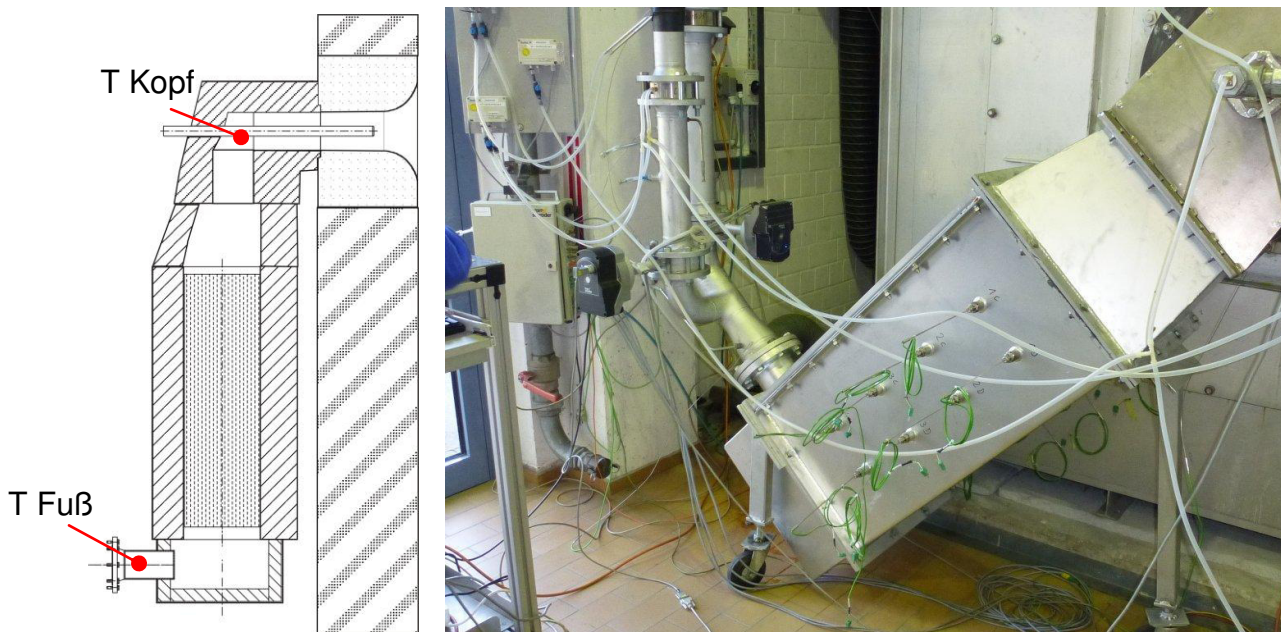


Bild 15: Schematische Darstellung der Messstellen und fotografische Aufnahme des Testsystems am Versuchsöfen

In **Bild 16** ist der Temperaturverlauf der Messstellen T Kopf und T Fuß (Siehe Bild 14) an beiden Systemen dargestellt. Die Temperaturverläufe zeigen den typischen Verlauf für re-

generativen (umschaltenden) Betrieb. Im Absaugbetrieb wird heißes Abgas durch den Regenerator gesaugt und lädt die Wabenkörper auf. Die Temperatur am Anfang dieses Zyklus entspricht nahezu der Ofenraumtemperatur und kühlt sich mit fortschreitendem Absaugen ab. Nach einer eingestellten Taktzeit von 40 s wird umgeschaltet. Nun strömt kalte Luft von unten durch den Regenerator und erwärmt sich an den aufgeladenen Wabenkörpern. Im durchgeführten Versuch wurde festgestellt, dass sowohl die Temperatur T_{Kopf} 70-80 K als auch die Temperatur $T_{\text{Fuß}}$ 50-60 K im Testsystem höher ist als im konventionellen System.

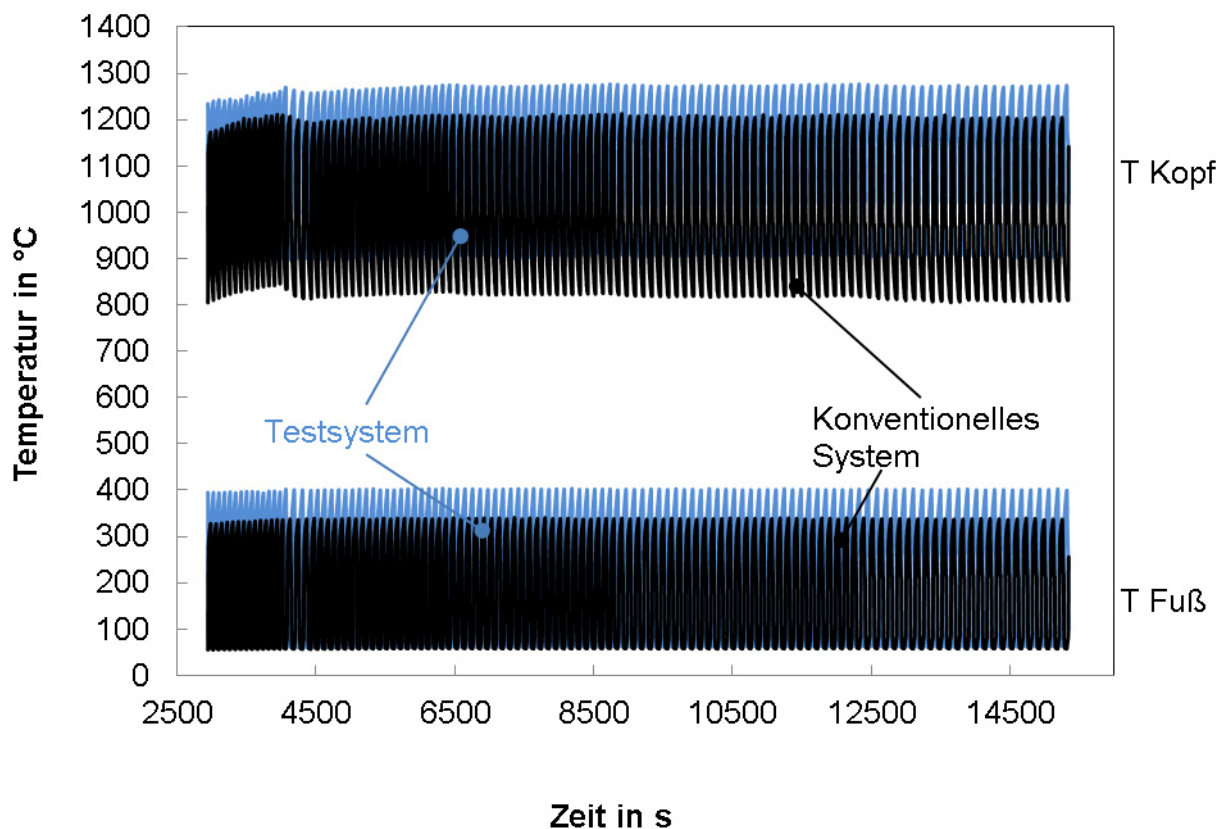


Bild 16: Gemessener Temperaturverlauf während des Versuchs an beiden Systemen

Bild 17 zeigt einen kleineren Zeitausschnitt, indem man die Temperaturverläufe besser bewerten kann. Während die Temperatur T_{Kopf} im konventionellen System zwischen 1.200 °C und 820 °C schwankt, schwankt diese im Testsystem zwischen 1.280 °C und 900 °C. An der Messstelle $T_{\text{Fuß}}$ schwanken die Werte jeweils zwischen 350 °C und 50 °C im konventionellen System und 400 °C und 50 °C im Testsystem.

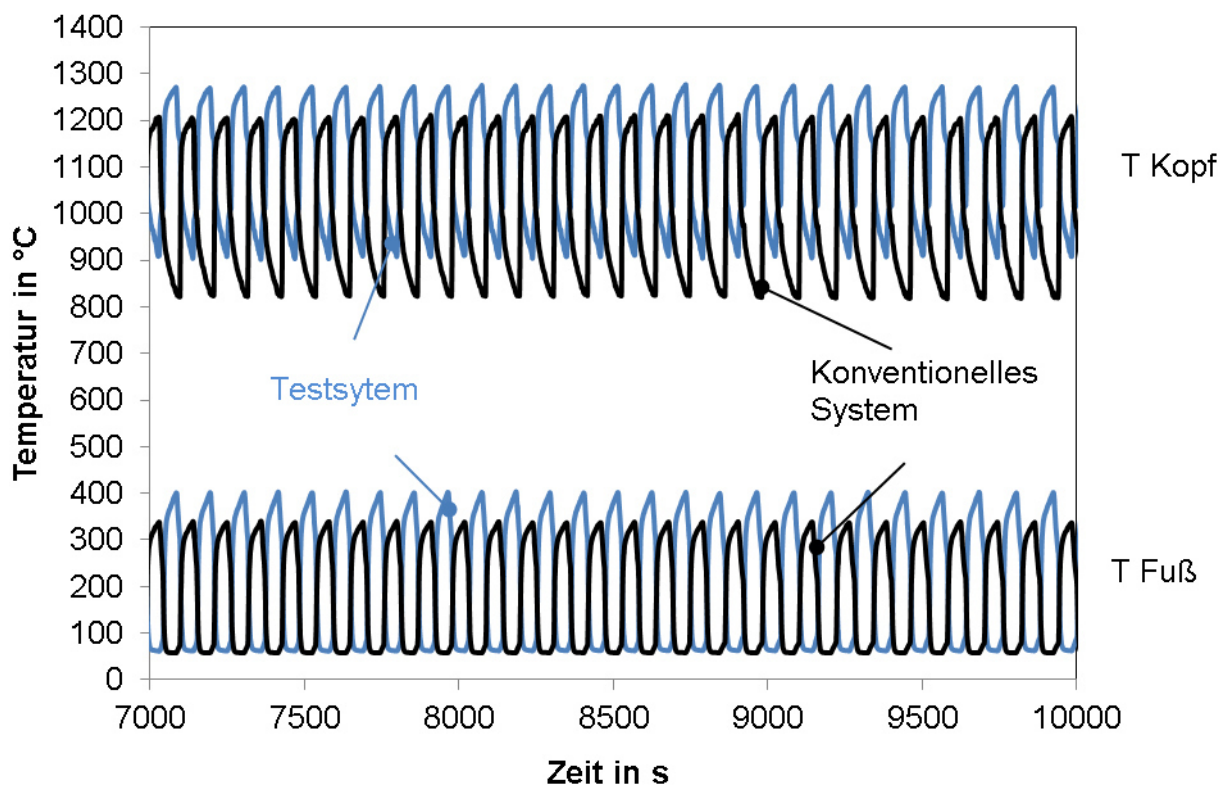


Bild 17: Ausschnitt aus dem Temperaturverlauf beider Systeme

Der Grund für die relativ großen Temperaturunterschiede an beiden Systemen konnte erst im Laufe der Versuche geklärt werden. Die Abgasklappen an beiden Regeneratoren sind etwas undicht. Dadurch wird bei Unterdruck im Ofen eine gewisse Menge kalte Luft durch den Schornstein in den Ofenraum gesaugt. Da der Abgasstutzen näher am hinteren Brenner positioniert ist, wird es dort im Saugebetrieb deutlich kälter. Durch Betrieb des Ofens bei leichtem Überdruck, gleichen sich die Temperaturen vorne und hinten an. Dann beträgt die maximale Absaugrate allerdings nur noch ca. 85 %. Es wurden noch zwei weiteren Versuchsreihen bei Ofenraumtemperaturen von 1.200 °C und 1.000 °C durchgeführt. Auf Basis der gemessenen Temperaturverläufe wurden die beiden Regeneratoren über den gesamten Versuchszeitraum der jeweiligen Versuchsreihe energetisch bilanziert.

Bild 18 zeigt eine schematische Darstellung der gewählten Systemgrenze für die Bilanzierung. Es werden beide Regeneratoren für alle drei Versuchsreihen bilanziert und abschließend verglichen.

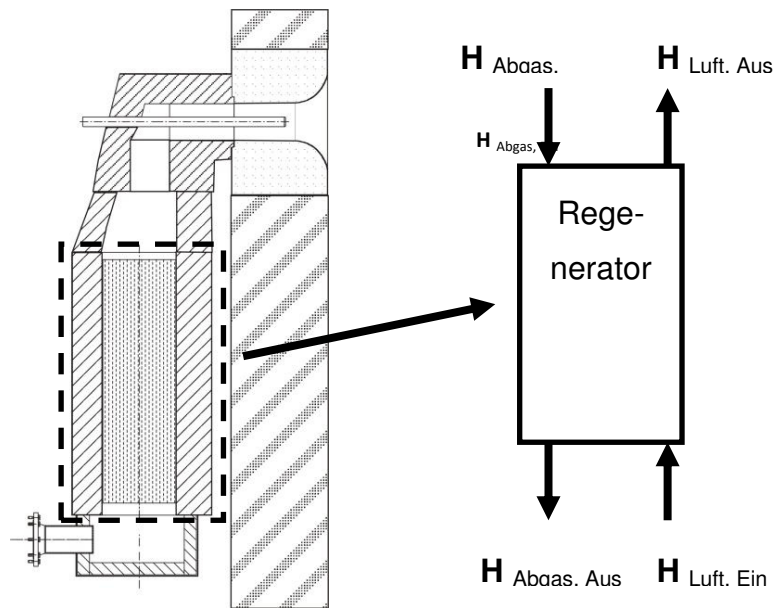


Bild 18: Schematische Darstellung der Systemgrenze des Regenerators und der Enthalpieströme in und aus dem Regenerator

Der Verlust des jeweiligen Regenerators berechnet sich wie folgt:

$$Q_{\text{Verlust}} = H_{\text{Abgas, Ein}} + H_{\text{Luft, Ein}} - H_{\text{Abgas, Aus}} - H_{\text{Luft, Aus}} \quad (\text{Gleichung 4})$$

Der Wirkungsgrad des Regenerators berechnet sich wie folgt:

$$\eta = \frac{H_{\text{Luft, Aus}}}{H_{\text{Abgas, Ein}} + H_{\text{Luft, Ein}}} \quad (\text{Gleichung 5})$$

In **Tabelle 5** sind die Ergebnisse der Bilanzierung aufgelistet. Alle Enthalpieströme in und aus dem Testsystem sind beim Versuch mit 1.350 °C Ofenraumtemperatur aufgrund der höheren Temperaturen T_{Kopf} und $T_{\text{Fuß}}$ wie erwartet höher als beim konventionellen System. Die Abgasverluste ($H_{\text{Abgas, Aus}}$) sind beim Testsystem absolut betrachtet 23 MJ bzw. 13 % höher als beim konventionellen System. Allerdings ist hier auch die zugeführte Abgasenthalpie 28 MJ bzw. 3 % höher. Deutliche Unterschiede zeigen sich in der Ausnutzung dieser Abgasenthalpie zur Luftvorwärmung. Während beim Testsystem von 859 MJ knapp 666 MJ (77,5 %) zur Luftvorwärmung genutzt werden, sind dies beim konventionellen System lediglich 585 von 831 MJ (70,4 %). Die Wärmeverluste des Testsystems über den ge-

samten Versuch waren damit 65 % geringer als im konventionellen System. Der Wirkungsgrad des Testsystems ist 6 % höher als der des konventionellen Systems. Mit sinkender Ofenraumtemperatur werden die Unterschiede zwischen den Systemen deutlicher. Bei einer Ofenraumtemperatur von 1.200 °C konnte für das Testsystem ein Wirkungsgrad von 82 % festgestellt werden, während dieser beim konventionellen System bei knapp 60 % liegt. Noch ein wenig deutlicher wird der Unterschied bei einer Ofenraumtemperatur von 1000 °C. Hier ist der Wirkungsgrad des Testsystems 23 Prozentpunkte höher als beim konventionellen System. Die steigende Effizienz unterstreicht die Theorie, dass der Einfluss der Konvektion auf den Wirkungsgrad mit sinkender Ofenraumtemperatur zunimmt.

Tabelle 5: Ergebnisse der energetischen Bilanzierung der beiden Regeneratoren bei verschiedenen Ofenraumtemperaturen im Haltebetrieb

	$H_{\text{Abgas, Ein}}$ in MJ	$H_{\text{Luft, Aus}}$ in MJ	$H_{\text{Abgas, Aus}}$ in MJ	$H_{\text{Luft, Ein}}$ in MJ	Q_{Verlust} in MJ	η in %
Ofenraumtemperatur 1350°C						
Testsystem	859	666	201	43	35	74
Konventionelles System	831	585	178	33	101	68
Ofenraumtemperatur 1200°C						
Testsystem	592	510	144	27	35	82
Konventionelles System	593	367	124	18	120	60
Ofenraumtemperatur 1000°C						
Testsystem	417	339	104	18	8	78
Konventionelles System	409	232	87	11	101	55

Diese ersten Ergebnisse deuten darauf hin, dass die optimierte Wabenkörperanordnung einen positiven Einfluss auf die Wärmeverluste und den Wirkungsgrad des Systems hat. Allerdings sind die Ergebnisse, speziell die Wirkungsgradsteigerungen, aufgrund des großen Einflusses des Abgaskamins nicht belastbar.

Zur genaueren Untersuchung und weiteren Verbesserung und Auslegung des Systems wurde das Testsystem an der Brennersversuchsanlage des BFI untersucht.

4. **Auslegung, Konstruktion und Bau sowie Inbetriebnahme eines Demonstrators mit modifizierter Wabenkeramik für den Betrieb an Industrieöfen**

An dieser Stelle wurde auf den Bau eines weiteren Systems (Demonstrators) verzichtet und das bereits gebaute Testsystem mehrfach umgebaut. Dadurch konnten im Arbeitspunkt 4 mehr Wabenkörperanordnungen getestet werden. Der BFI-Versuchsofen wurde hier mit einem taktenden Regenerator-Brenner befeuert und auf 1.050 °C erwärmt. Als Vergleichsreferenz wurde erneut ein konventionelles Regeneratorsystem unter den neuen Versuchsbedingungen getestet. Anschließend wurde nur noch das Regeneratormittelteil getauscht. Dadurch galten für alle getesteten Wabenkörperanordnungen die gleichen Erwärmungs- und Anströmungsbedingungen. **Bild 19** zeigt den Versuchsaufbau an der Versuchsanlage des BFI. Gemessen wurde der statische Druck jeweils im Regneratorkopf und im Regeneratorfuß, um hiermit den Druckverlust der verschiedenen Varianten zu bestimmen. Weiterhin wurden 21 Temperaturmessungen mit Ni-Cr/Ni-Thermoelementen an verschiedenen Stellen im Regenerator vorgeneommen. Die Position der Thermoelemente befand sich jeweils mittig in oder über den Wabenkörpern (siehe Skizze in Bild 18). **Bild 20** zeigt die Ofenreise, der bei allen Tests nahezu identisch war. Die Brennkammer mit Hilfsbrennern erst auf ca. 700 °C vorgeheizt und daraufhin mit dem Regeneratorbrenner im taktenden Betrieb auf ca. 1050 °C Betriebstemperatur aufgeheizt. Im Diagramm in Bild 20 ist der zeitliche Verlauf der Brennkammertemperatur, der Regeneratorkopftemperatur, der Regeneratorfußtemperatur sowie des Erdgasvolumstroms gezeigt.

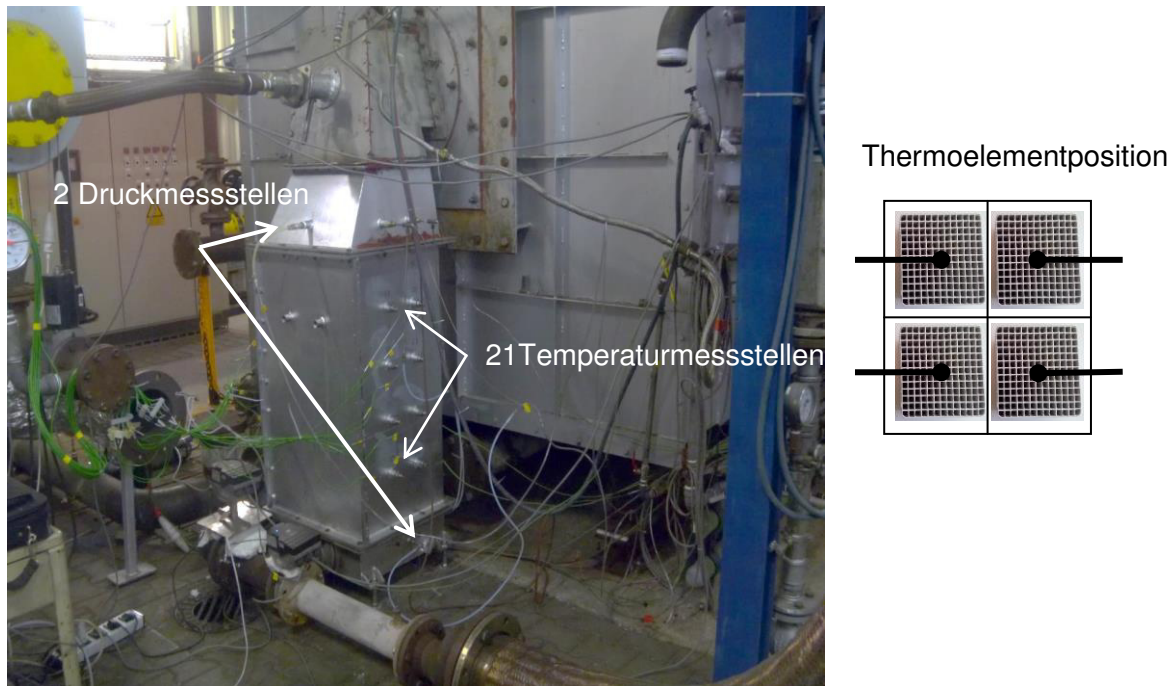


Bild 19: Versuchsaufbau des Testsystems an der BFI-Versuchsanlage und schematische Darstellung der Position der Thermoelemente

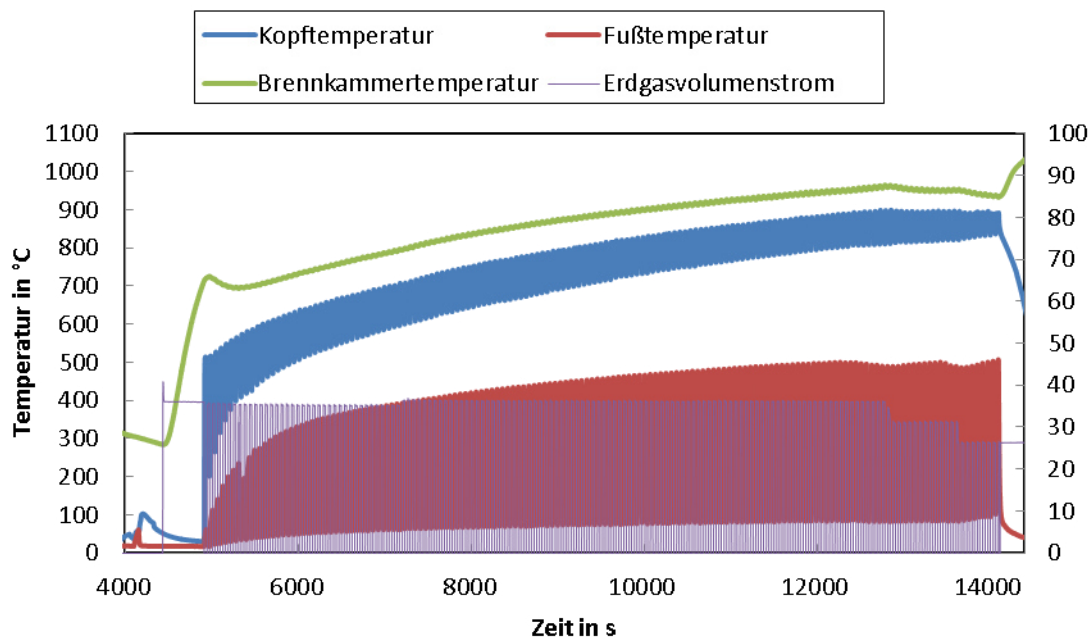


Bild 20: Ofenreise der Tests am BFI-Versuchsstand

Tabelle 6 zeigt eine Übersicht über die durchgeführten Versuche. Im ersten Versuch wurde das aktuelle Standardsystem mit der standardmäßigen Wabenkörperanordnung getes-

tet. Dieses ist mit 16 Wabenkörper (150x150x250) mit einem Pitchmaß (Pitchmaß = Kanalweite + Wandstärke) von 11 mm ausgerüstet. Im zweiten Versuch wurde dann das bereits im Vorfeld untersuchte Testsystem (Bild 12) unter gleichen Bedingungen getestet. In Versuch 3 wurden Wabenkörper mit einem Pitchmaß von 7,5 mm unter denselben Bedingungen wie in Versuch 1 und 2 auf ihre Leistungsfähigkeit getestet. In Versuch 4 wurde der Regenerator mit dem kleineren Wabenkörper-Pitchmaß bei erhöhter Leistung und in Versuch 5 mit reduzierter Wabenkörperanzahl getestet. Die Versuche 1-3 werden nachfolgend anhand der Regeneratorkopftemperatur und Regeneratorfußtemperatur miteinander verglichen.

Tabelle 6: Übersicht über durchgeführte Versuche

Versuchsnummer	Bezeichnung	Leistung in kW	Kommentar
1	Standardregenerator	350	4x250 mm hohe Wabenkörper, 11mm Pitchmaß
2	Reg. mit Stolperkanten	350	6x150 mm + 1x100mm hohe Wabenkörper, 11mm Pitchmaß
3	Reg. mit kleinerem Wabenkörper-Pitchmaß	350	4x250 mm Wabenkörper, 7,5 mm Pitchmaß
4	Reg. mit kleinerem Wabenkörper-Pitchmaß	500	Wie Versuch 3
5	Reg. mit kleinerem Wabenkörper-Pitchmaß, halbe Beaufschlagung	250	Nur 2 Quadranten durchströmt, exemplarisch

4.1 Auswertung der einzelnen Regeneratorzyklen im Vergleich

Zur Auswertung wurden jeweils nur 1-3 Regeneratorzyklen bei nahezu gleicher Ofenraumtemperatur betrachtet. Es wurden jeweils Regeneratorkopftemperaturwerte und Regeneratorfußtemperaturwerte miteinander verglichen. Während im Regeneratorfuß nur eine Thermoelement-Messung stattgefunden hat, wurden im Kopf 4 Messungen an den in Bild 19 dargestellten Positionen vorgenommen. Aufgrund des hohen Strahlungseinflusses im Regeneratorkopf wurden hier Absaugthermoelemente verwendet. Zur Auswertung wurde eine mittlere Kopftemperatur gebildet und verwendet. In **Bild 21** wird ein Gesamt-

Regeneratorzyklus des Standardregenerators, bestehend aus Saug- und Brennzyklus, gezeigt. Die Ofenraumtemperatur liegt hier bei 1050 °C. Im Saugzyklus wird für 30 s heißes Abgas aus dem Ofen durch den Regenerator gesaugt, wobei dieser die Wärme aus dem Abgas speichert. Hierbei erfolgt anfangs eine rasche Erhöhung der Temperatur im Regeneratorkopf. Daraufhin setzt die Wärmespeicherung ein bei der die Temperatur im Kopf konstant bleibt bzw. leicht absinkt. Dies ist auf den Temperatenausgleich mit umliegenden Wänden und dem Regenerator zurückzuführen. Die Regeneratorfußtemperatur steigt ebenfalls zu Beginn stark an und steigt dann während der Wärmespeicherung nur noch leicht. Nach 30 s wird umgeschaltet und der Brennzyklus, bei dem der Regenerator mit kalter Brennluft durchströmt wird, eingeleitet. Hierbei kommt es zu einer kurzzeitigen Erhöhung der Regeneratorkopftemperatur (kleiner Peak im Temperaturverlauf), welcher als Messfehler zu interpretieren ist, da sich für die kurze Umschaltzeit die Druckverhältnisse an den Absaugthermoelementen ändern. Dies wird weiterhin dadurch bestätigt, dass im Regeneratorfuß dieser Peak nicht auftritt. Daraufhin sinken Regeneratorfußtemperatur auf bis zu 50 °C und Regeneratorkopftemperatur auf bis zu 800 °C ab. Die zur Bewertung wichtigen Größen sind zum einen die minimale Brennlufttemperatur im Regeneratorkopf am Ende des Brennzyklus, welche die energetische Effizienz der Wärmerückgewinnung darstellt und zum anderen die maximale Abgastemperatur im Fuß am Ende des Saugzyklus, welche wiederum die Abgasverluste repräsentiert.

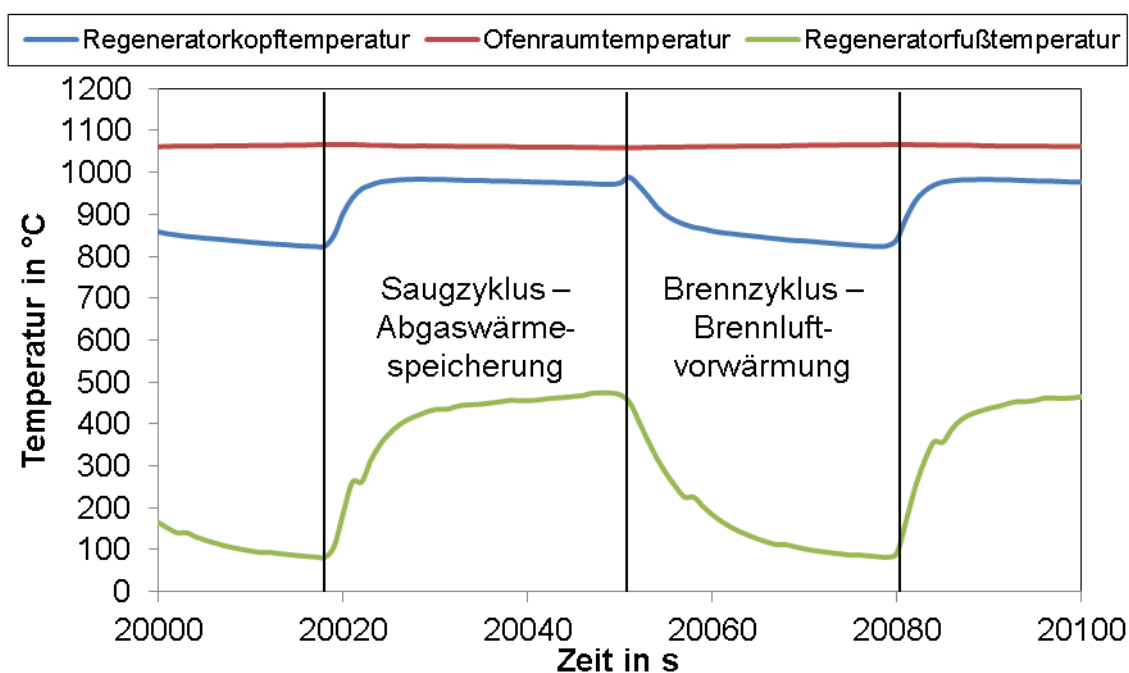


Bild 21: Regeneratorzyklen hier am Beispiel des Standardregenerators

Je niedriger die Abgastemperatur und je höher die minimale Brennlufttemperatur desto höher ist der Wirkungsgrad der Wärmerückgewinnung im Regenerator.

5. Detaillierte Bewertung der erreichten Verbesserungen im Vergleich zum konventionellen Regenerator-System

5.1 Versuchsergebnisse des Regenerators mit eingebrachten Stolperkanten

Bild 22 zeigt den zeitlichen Temperaturverlauf im Regeneratorkopf des Standardregenerators und des Regenerators mit Stolperkanten und die Brennkammertemperatur T-BK-1 und T-BK-2 des jeweiligen Versuchs. (T-BK-1 = Brennkammertemperatur des Versuchs 1)

Bei etwa gleicher Brennkammertemperatur liegt die Regeneratorkopftemperatur über alle Zyklen beim Regenerator mit Stolperkanten etwa 30 K höher als beim Standardregenerator. Auffällig ist hier das dieser Versatz auch bei der Abgastemperatur im Saugzyklus zu erkennen ist, obwohl die Brennkammertemperatur und damit die Temperatur des abgesaugten Abgases gleich ist. Dies erklärt sich aufgrund des verbesserten Speichervorgangs im Regenerator mit Stolperkanten. Dadurch, dass dieser im Kopfbereich heißer wird und das dort befindliche Abgas im direkten Strahlungsaustausch mit den keramischen Wabenkörpern steht, erhöht sich auch die Abgastemperatur im Vergleich zum Standardregenerator. Auch bei den Fußtemperaturwerten (**Bild 23**) konnte positiv festgestellt werden, dass diese beim Regenerator mit Stolperkanten etwa 10K niedriger sind als beim Standardregenerator. Die Ergebnisse bescheinigen dem Regenerator mit Stolperkanten eine verbesserte Wärmeübertragung, da zum einen der Brennluft mehr Energie zugeführt wird und zum anderen mit dem Abgas weniger Energie abgeführt wird. **Tabelle 7** zeigt die Ergebnisse in tabellarischer Form mit Angabe der erzielten Verbesserung.

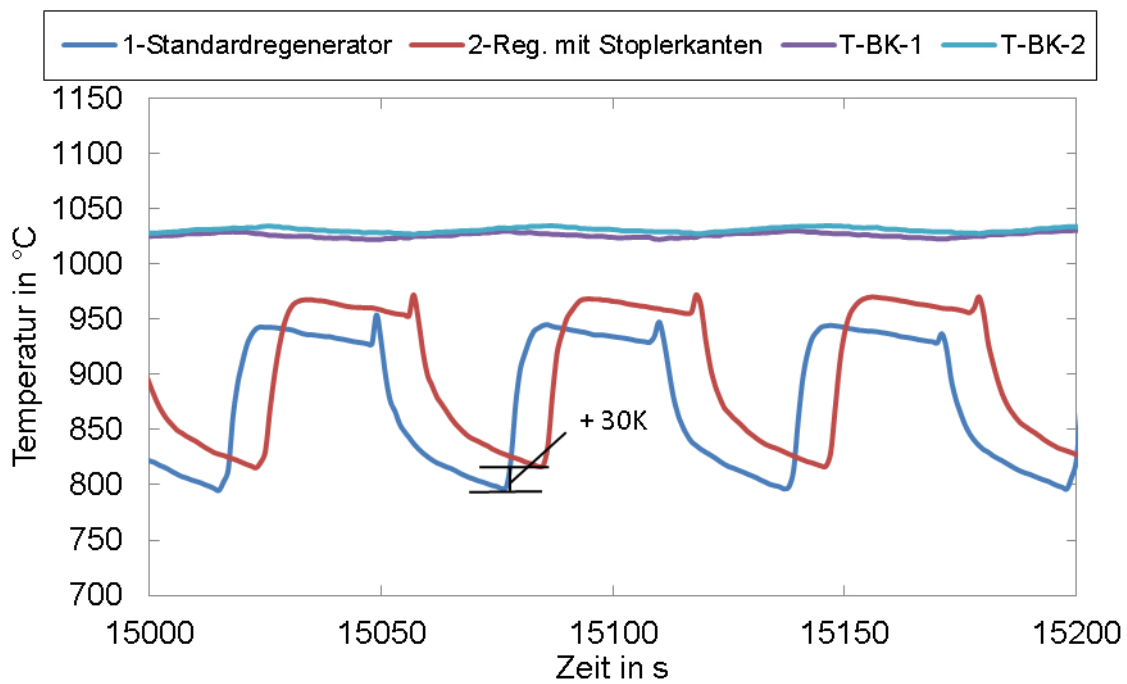


Bild 22: Temperaturverlauf im Regeneratorkopf (Versuch 1 und 2)

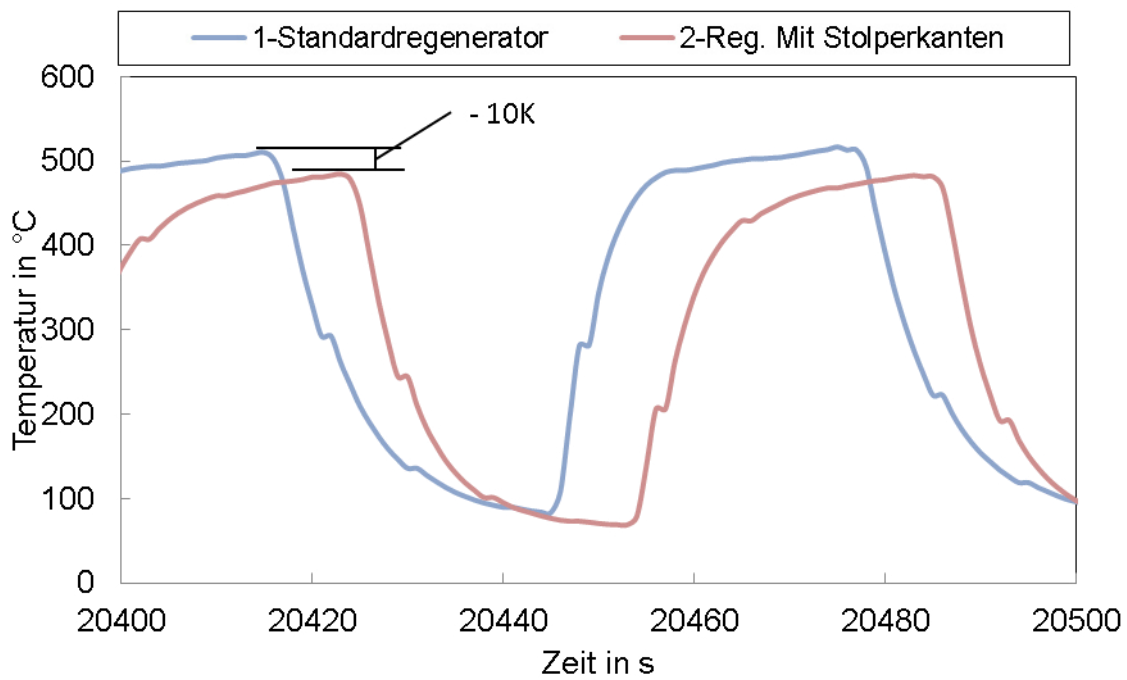


Bild 23: Temperaturverlauf im Regeneratorfuß (Versuch 1 und 2)

Tabelle 7: Vergleich der Ergebnisse von Standardregenerator und Regenerator mit Stolperkanten

	Standardregenerator	Reg. mit Stolperkanten
Min. Brennlufttemperatur, Kopf	800	830 (+4 %)
Max. Abgastemperatur, Fuß	500	490 (- 2 %)
η (%) (nach Gleichung 5)	59	63 (+4 %)

Insgesamt konnte der Regenerator mit Stolperkanten bei gleicher Baugröße und gleichen Betriebsbedingungen die Brennluft um 4 Prozentpunkte höher erwärmen und die Abgastemperatur um 2 Prozentpunkte senken als der Standardregenerator. Dies entspricht einer Wirkungsgraderhöhung um 4 Prozentpunkte.

5.2 Versuchsergebnisse des Regenerators mit kleinerem Wabenkörper-Pitchmaß

In Versuch 3 wurde erstmals ein kleineres Wabenkörper-Pitchmaß (siehe Tabelle 2) im vorliegenden Regenerator-System getestet. **Bild 24** zeigt fotografische Aufnahmen der Wabenkörperanordnung und der eingesetzten Wabenkörper(-Pitchmaße). Das getestete Pitchmaß erhöht die spezifische Oberfläche (m^2/m^3) des Regenerator um 71 %.

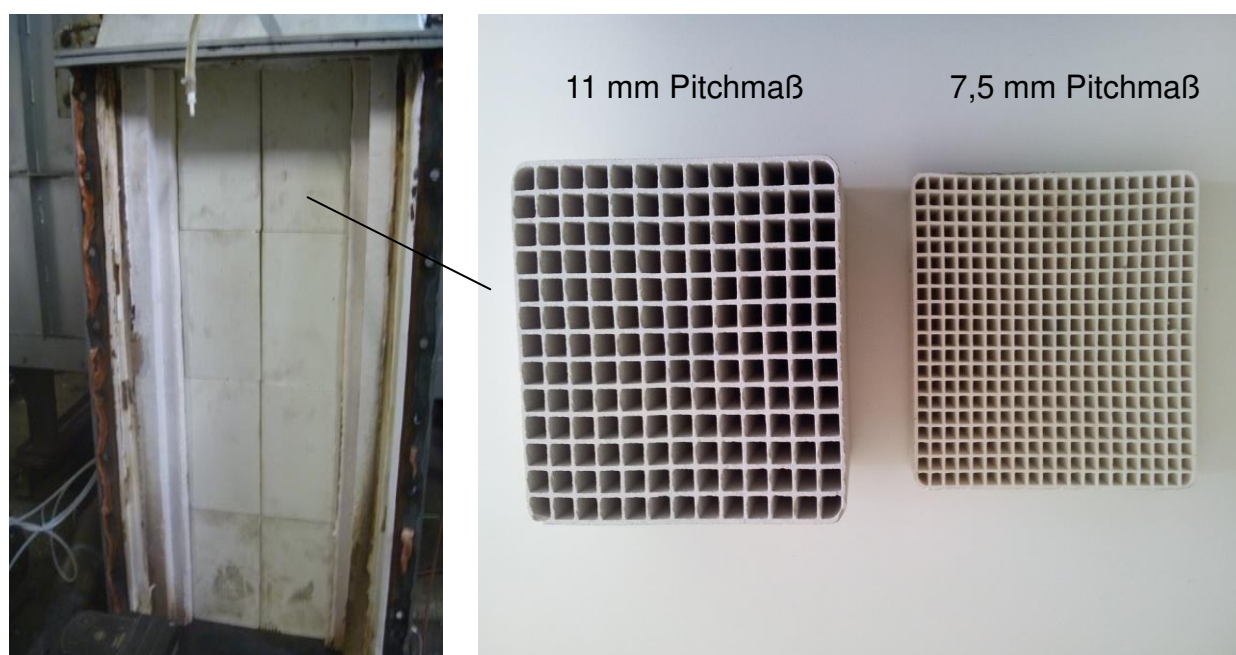


Bild 24: Fotografische Aufnahme der Wabenkörperanordnung und der eingesetzten Wabenkörper(-Pitchmaße)

Bild 25 zeigt einen Ausschnitt des zeitlichen Verlaufs der Regeneratorkopftemperaturen des Standardregenerators und des Regenerators mit kleinerem Wabenkörper-Pitchmaß (in den folgenden Bildern Reg. mit kleineren Waben genannt). Wie schon beim Regenerator mit Stolperkanten zeigt sich hier ein Versatz bei der Regeneratorkopftemperatur, der allerdings hier deutlich ausgeprägter ist. Die minimale Brennlufttemperatur liegt beim Standardregenerator etwa 160K unter der beim Regenerator mit kleinerem Wabenkörper-Pitchmaß. Dies entspricht einer Steigerung aufgrund des kleineren Wabenkörper-Pitchmaßes von knapp 20 %. Weiterhin ist auch die Schwankungsbreite zwischen Abgastemperatur und Brennlufttemperatur beim Regenerator mit kleinerem Wabenkörper-Pitchmaß geringer. Dies ist auf die deutlich erhöhte Speicherkapazität, die mit der Erhöhung der spezifischen Oberfläche einhergeht, zurückzuführen.

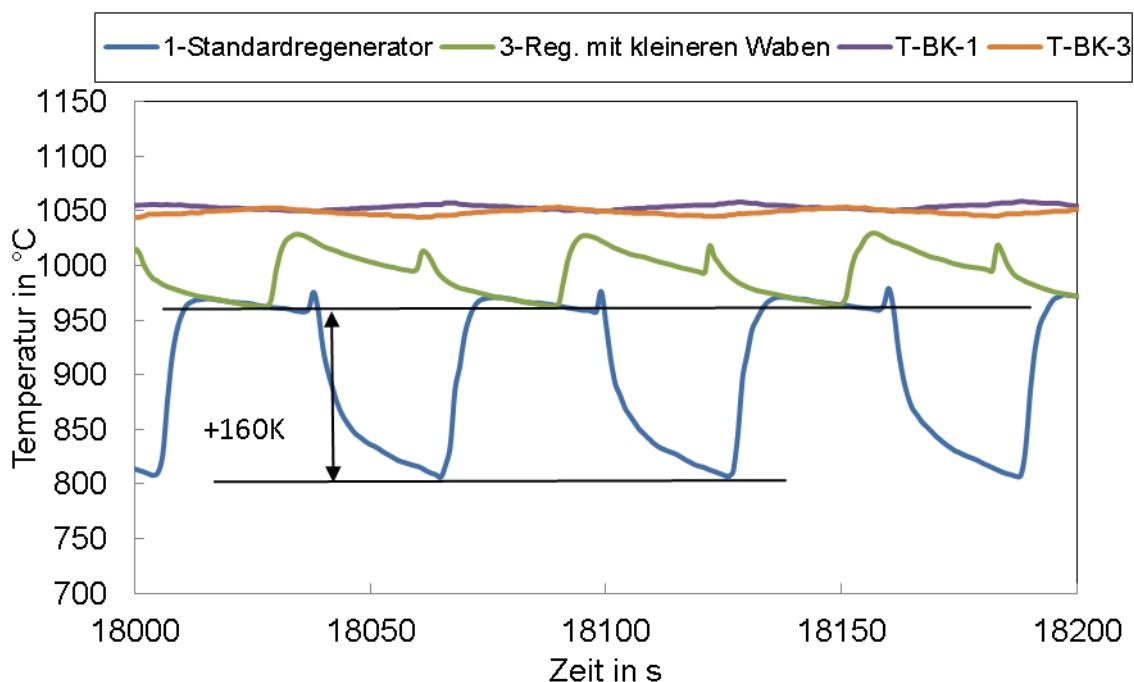


Bild 25: Temperaturverlauf im Regeneratorkopf (Versuch 1 und 3)

Weiterhin erreichte der Regenerator mit kleinerem Wabenkörper-Pitchmaß eine um etwa 80K verringerte maximale Abgastemperatur im Regeneratorfuß, **Bild 26**. Dies entspricht einer Verringerung der Abgasverluste um etwa 17 %. Insgesamt erreicht der Regenerator

mit dem ausgewählten Wabenkörper-Pitchmaß von 7,5 mm einen um 13 Prozentpunkte höheren Wirkungsgrad, **Tabelle 8**.

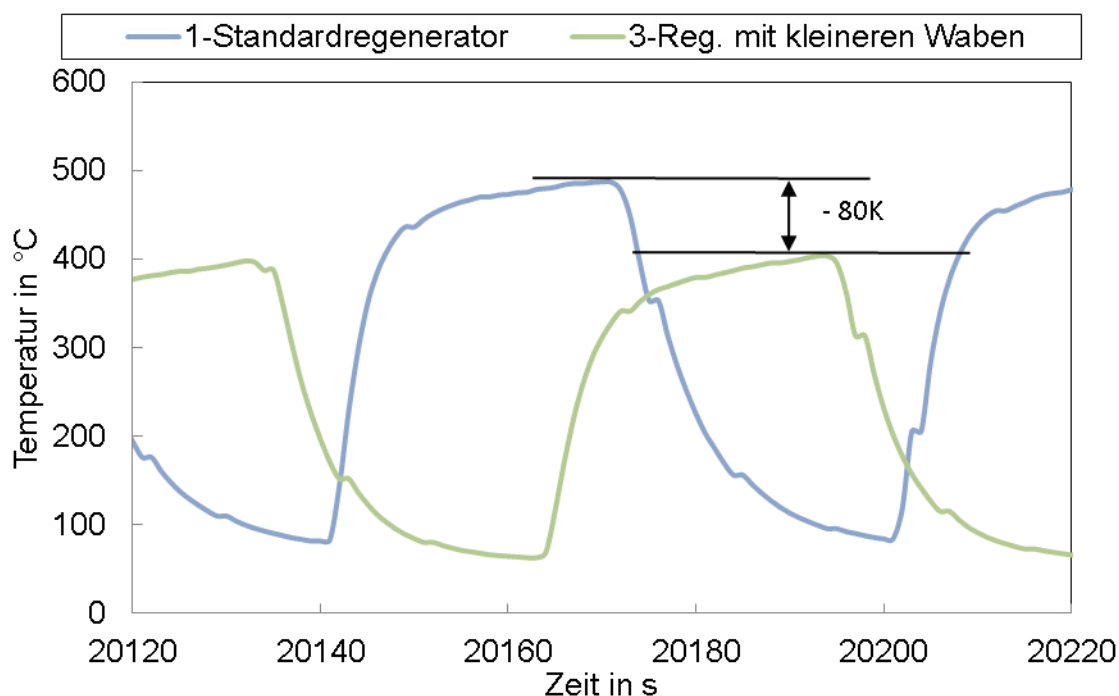


Bild 26: Temperaturverlauf im Regeneratorfuß (Versuch 1 und 3)

Tabelle 8: Vergleich der Ergebnisse von Standardregenerator und Regenerator mit kleinerem Wabenkörper-Pitchmaß

Min. Brennlufttemperatur, Kopf	824	983 (+ 19,3 %)
Max. Abgastemperatur, Fuß	480	400 (- 17 %)
η (%) (nach Gleichung 5)	59	72

Basierend auf den erzielten Ergebnissen wurde der Regenerator mit kleinerem Wabenkörper-Pitchmaß bei bis zu 500 kW Brennerleistung getestet. Hierzu wurde der Brenner zuerst bei 350 kW betrieben und die Brennkammer auf ca. 800 °C erwärmt. Daraufhin wurde die Leistung erhöht und die Brennkammer bis auf ca. 1.200 °C erwärmt, **Bild 27**. Es konnte hier festgestellt werden, dass die maximale Abgastemperatur im Fuß zu jeder Zeit unter 500 °C lag. Zum einen ist dies die kritische Abgastemperatur für die der Regeneratorfuß ausgelegt wurde und zum anderen weist dies darauf hin, dass der Regeneratorbe-
satz ausreichend Speicherkapazität besitzt. Ein Einsatz des Regenerators mit kleinerem

Wabenkörper-Pitchmaß wäre auf Basis dieser Testergebnisse bei einer Leistung von bis zu 500 kW möglich.

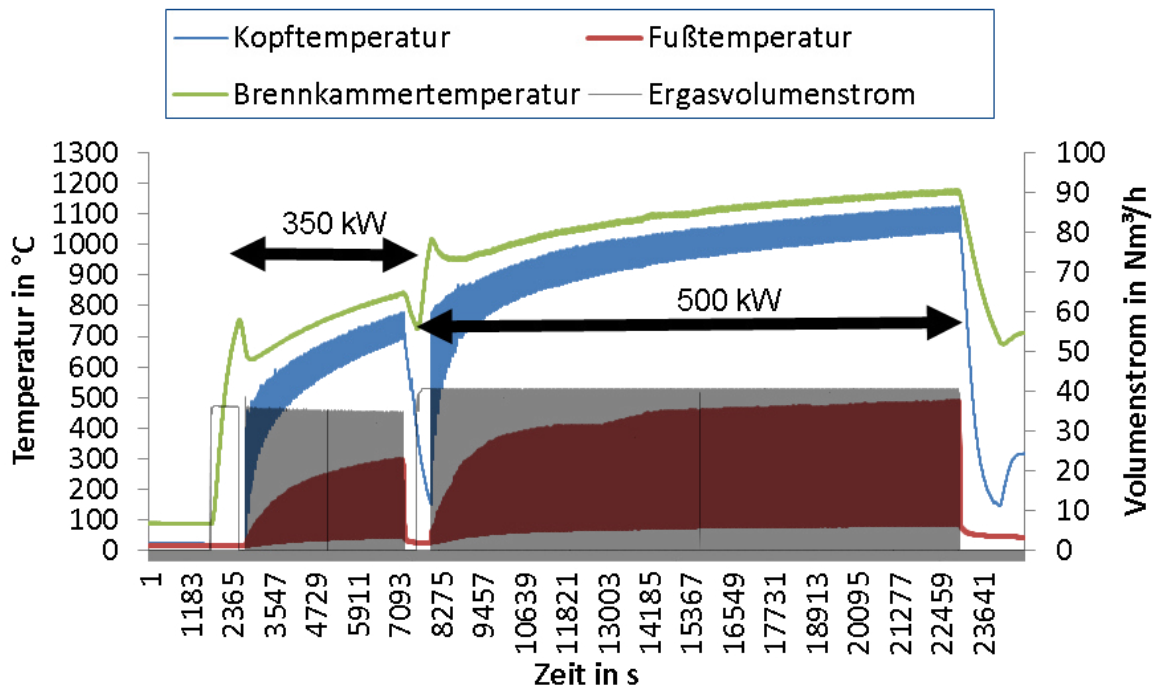


Bild 27: Temperaturverlauf bei Betrieb des Regenerators mit kleinerem Pitchmaß bei erhöhter Leistung

In einem weiteren Test wurde exemplarisch der Regenerator mit kleinerem Wabenkörper-Pitchmaß nur mit der halben Wabenkörperanzahl untersucht. **Bild 28** zeigt fotografische Aufnahmen des Umbaus. Prinzipiell könnte dadurch der gesamte Regenerator 150 mm schmaler gebaut werden, was einem Bauraum von etwa 22,5 Liter entspricht. Für diesen exemplarischen Test wurden 2 Wabenkörper der obersten Wabenkörperschicht ausgebaut und an deren Stelle Faserplatten zum Abdichten dieser Wabenkanäle eingebaut. Im Test, **Bild 29**, wurde zu Beginn der Regenerator bei Nennleistung von 350 kW betrieben. Es zeigte sich allerdings, dass die kritische Abgastemperatur im Fuß schon bei knapp 900 °C Brenraumtemperatur überschritten wurde. Daraufhin wurde die Leistung auf 250 kW reduziert, wo sich eine stabile Abgastemperatur im Fuß bei etwa 470 °C einstellte. Die Testergebnisse mit kleinerem Wabenkörper-Pitchmaß zeigen, dass hiermit theoretisch kompaktere Baugrößen des Regnerator bei gleicher Leistung möglich wären. Allerdings ist der Einsatz dieses Pitchmaßes bei staubhaltigen Abgasen zu hinterfragen. Dies wurde hier

nicht untersucht. Ein betriebliche Erprobung an einem Industrieofen mit typischer Abgaszusammensetzung sollte hier Aufschluss bringen.

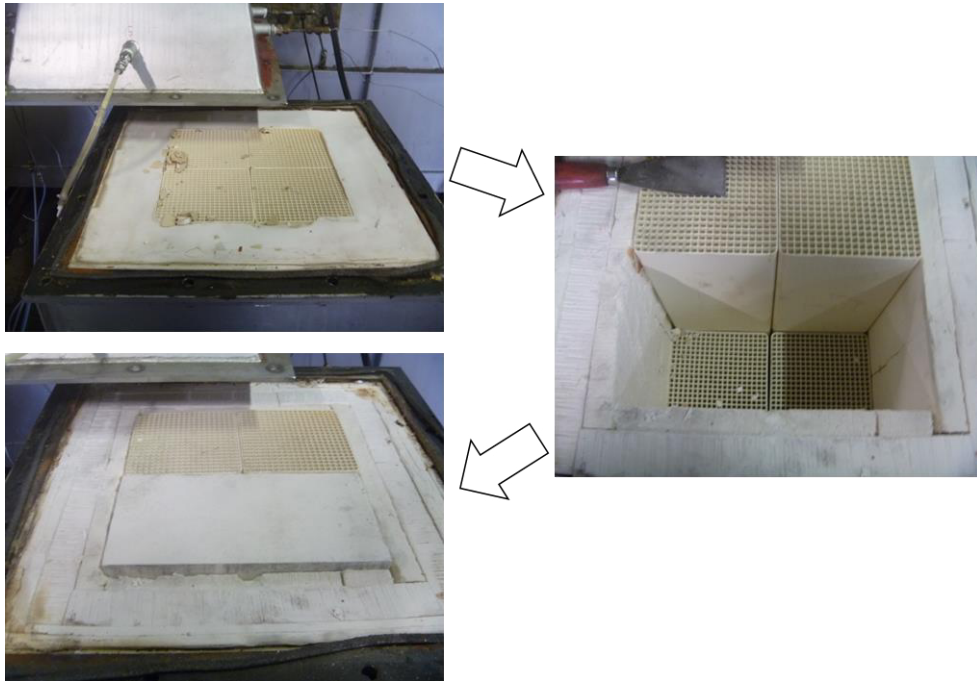


Bild 28: Fotografische Aufnahmen des Umbaus auf halbe Wabenkörperanzahl

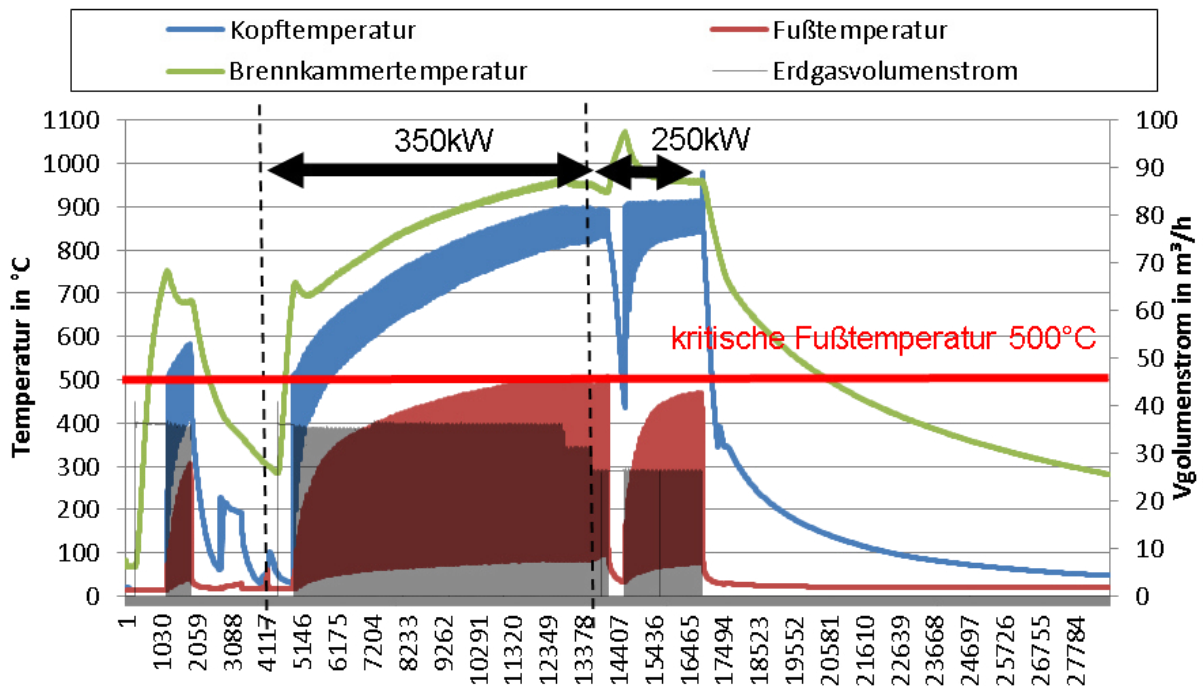


Bild 29: Temperaturverlauf bei Betrieb des Regenerators mit kleinerem Pitchmaß bei halber Wabenkörperanzahl

5.3 Auswertung der Messungen auf verschiedenen Ebenen in den Testregeneratoren

Bei allen Versuchen wurden Temperaturwerte auf verschiedenen Ebenen in den keramischen Wabekörpern aufgenommen. Die Thermoelemente wurden mittig in den Wabenkörpern platziert (Siehe Bild 19). Der vertikale Abstand zwischen den Messebenen beträgt 200mm. **Bild 30** zeigt die zur Auswertung der Messergebnisse verwendeten Bezeichnungen für Wabenkörper-Quadranten (1-4) und Ebenen (A-D).

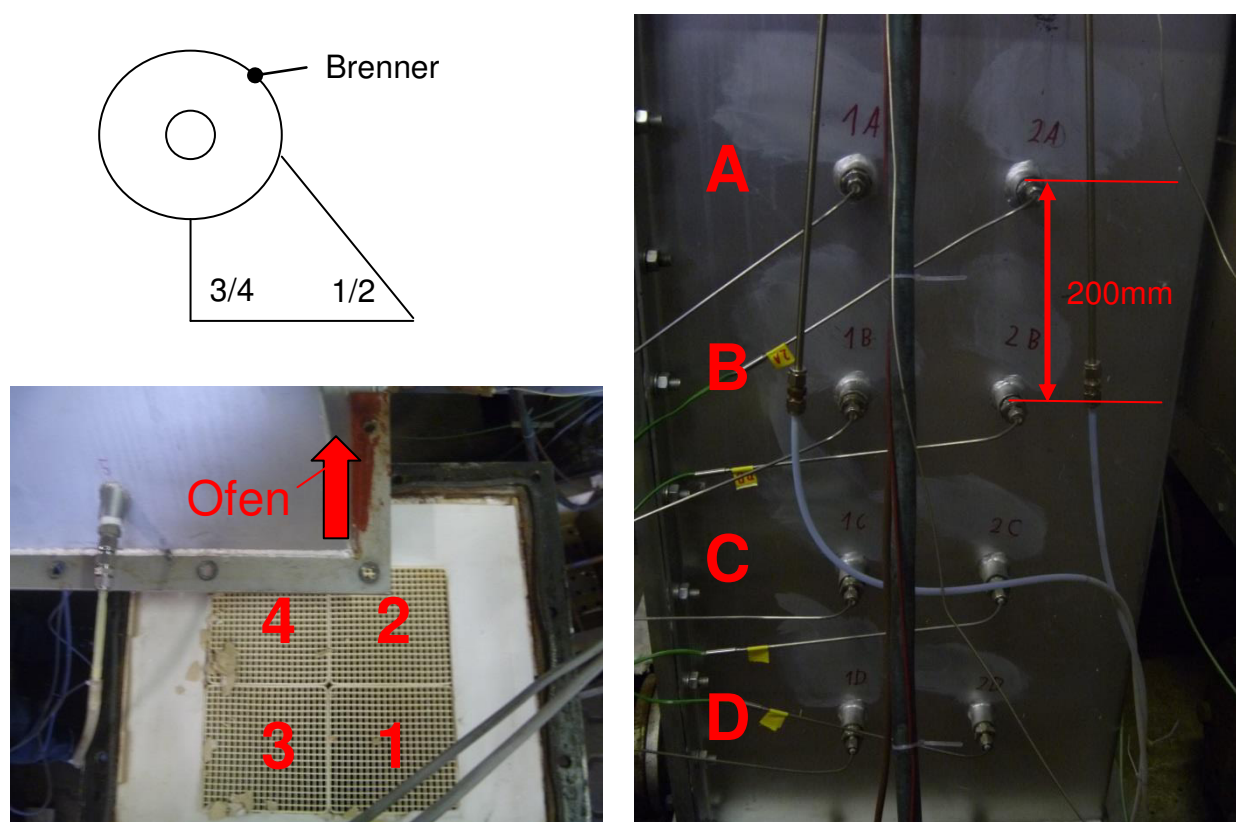


Bild 30: Aufteilung der Messstellen in Quadranten (1-4) und Ebenen (A-D)

Die Messungen zeigten, dass sich der Standardregenerator und der Regenerator mit Stolperkanten nur geringfügig anhand der bereits gezeigten Temperaturverläufe (Bilder 21 - 22) unterscheiden, daher wurde nachfolgend der Vergleich auf den Regenerator mit Stolperkanten und den Regenerator mit kleinerem Wabenkörper-Pitchmaß beschränkt. **Tabelle 9** zeigt den zeitlichen Verlauf der Temperaturwerte 1-4 auf den jeweiligen Ebenen A-D. Nachfolgend wird auf folgende Abkürzung für die Temperaturebenen zurückgegriffen:

- T1A = Temperaturwert im Quadranten 1 auf Ebene A bzw.
- T2-4A = Temperaturwerte in den Quadranten 2-4 auf Ebene A

In allen Regeneratorvarianten wurden die höchsten Temperaturen im Quadranten 1 gemessen. Dies weist daraufhin, dass die Strömungsbeaufschlagung dieses Quadranten mit heißem Abgas am größten ist. In den Quadranten 2-4 sind die Temperaturunterschiede vergleichsweise gering. Auffällig ist die große Spreizung zwischen T1A und T2-4A. Auf Ebene A beträgt diese Spreizung zwischen T1A-T2-4A etwa 100 K. In den unteren Ebenen B-D wird der Temperaturunterschied kontinuierlich größer. Zwischen T1D und T2-4D sind es bereits 400 K. Beim Regenerator mit kleinerem Wabenkörper-Pitchmaß sind die Temperaturunterschiede zwischen T2-4 etwas ausgeprägter als beim Standardregenerator, allerdings ist die gesamte Spreizung zwischen der höchsten Temperatur T1 und der niedrigsten Temperatur T4 deutlich größer. Auf Ebene A beträgt hier die Temperaturspreizung bereits 200 K und wird hier ebenfalls in den unteren Ebenen B-D kontinuierlich größer bis zu maximal 600 K in Ebene D. Prinzipiell ist festzustellen, dass die Temperaturverteilung innerhalb der Wabenkörper ungleichmäßig ist und diese Ungleichmäßigkeit durch die Wabenkörper mit kleinerem Pitchmaß noch verstärkt wird. Die Reihenfolge der Temperaturwerte bleibt bei allen Regeneratorvarianten gleich. T1 ist jeweils die mit gewissen Abstand höchste Temperatur und nimmt in Richtung T4 immer weiter ab. Diese Temperaturverteilung wird bedingt durch die Anströmung des Regenerators mit heißem Abgas, welches aus dem Ofen durch den Brenner in den Regenerator geleitet wird. Weiterhin konnte anhand des zeitlichen Kurvenverlaufs festgestellt werden, dass der Regenerator mit kleinerem Wabenkörper-Pitchmaß schneller aufheizt. In den Tests waren die Brennkammer und auch die Wabenkörper über 1 h schneller auf einer definierten Temperatur als beim Standardregenerator. Dies wird auch deutlich durch den steileren Anstieg der Temperaturkurven beim Regenerator mit kleinerem Wabenkörper-Pitchmaß.

Tabelle 9: Ergebnisse der Temperaturmessung in Quadranten und Ebenen

<p style="text-align: center;"> — 1 — 2 — 3 — 4 </p> <p style="text-align: center;">y-Achse=Temperatur in °C; x-Achse=Zeit</p>		
Ebene	Regenerator mit Stolperkanten	Regenerator mit kleinerem Wabenkörper-Pitchmaß
A		
B		
C		
D		

Die fotografischen Aufnahmen der Wabenkörper nach den Tests zeigen deutlich, dass es zu ungleichmäßiger Beaufschlagung mit heißem Abgas gekommen ist, **Bild 31**. Die dunklen Verfärbungen deuten auf Beaufschlagung mit heißem Abgas hin. Man kann hier erkennen, dass einige Wabenkörper stark, andere weniger stark verfärbt sind.

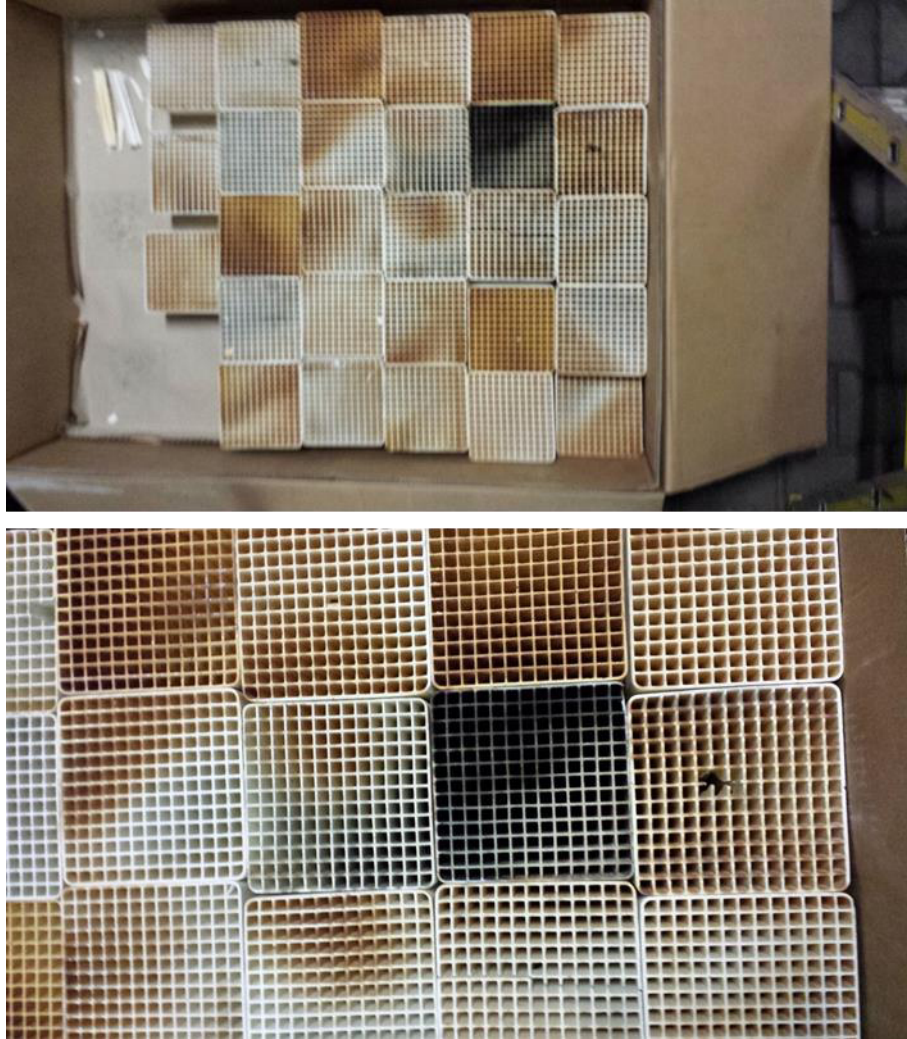


Bild 31: Fotografische Aufnahme der Wabenkörper nach den Tests

Insgesamt kann anhand der Ergebnisse festgestellt werden, dass starke Temperaturunterschiede zwischen den einzelnen Wabenquadranten vorliegen, die durch das kleinere Pitchmaß noch verstärkt werden. Dies deutet auf eine nicht optimale Strömungsführung vom Brenner zum Regenerator hin. Durch Wabenquadrant 1 strömt demnach der größte Volumenstromanteil des heißen Abgases. Dadurch wird dieser Quadrant überbeansprucht,

was sich in der erhöhten Temperaturdifferenz in den unteren Ebenen zeigt. Im Umkehrschluss werden die Wabenquadranten 2-4 unterbeansprucht. Dies wiederum führt zu einer ungleichmäßigen Wärmespeicherung und Brennluftvorwärmung im Regenerator. Durch eine optimale Anströmung würde sich der Wirkungsgrad des Regenerator weiter deutlich erhöhen, wodurch wiederum Baugröße eingespart werden kann.

5.4 Vergleich des Druckverlusts der Regeneratorvarianten

Bei allen Versuchen wurde der Druck im Regeneratorkopf und im Regeneratorfuß gemessen, Bild 19. Hieraus wurde die Druckdifferenz bzw. der Druckverlust berechnet, der in **Bild 32** für alle drei Regeneratorvarianten dargestellt ist. Der Standardregenerator hat einen Druckverlust von etwa 5 mbar. In den beiden anderen Regeneratorvarianten ist er in etwa doppelt so hoch. Allerdings ist ein Druckverlust im Bereich von den gemessenen 10mbar immer noch ausreichend gering.

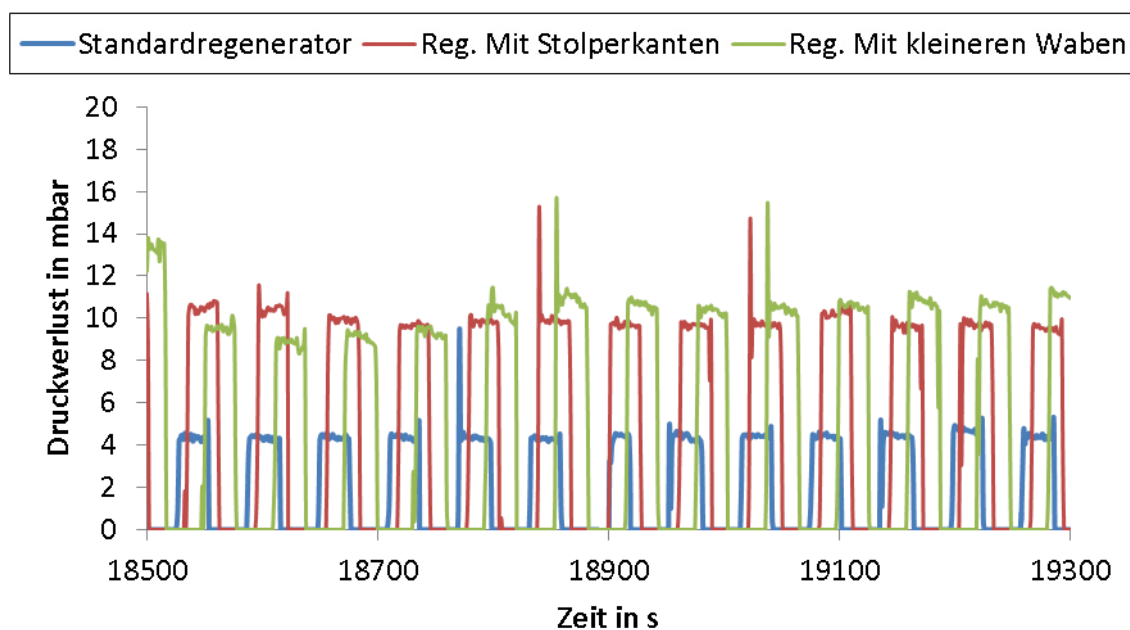


Bild 32: Druckverlust der verschiedenen Regeneratorvarianten

6. Entwicklung und Darstellung von Nutzenanwendungskonzepten für den Einsatz des verbesserten Regenerators an Industrieöfen

Bisherige Regenerativbrennersysteme finden meist Anwendung an Schmiedeöfen. Die Ergebnisse der Untersuchungen zeigen, dass man die Systeme durchaus durch den Einsatz von Stolperkanten oder kleinerem Wabenkörper-Pitchmaß kompakter bauen kann. Dadurch können diese auch unter beengten Verhältnissen wie bspw. bei Drehherdöfen mit geringer Bauhöhe, **Bild 33**, eingesetzt werden. Denkbar wäre hier beispielsweise der Einsatz kürzerer Regeneratoren mit kleinerem Wabenkörper-Pitchmaß. Die fehlende Bauhöhe könnte so über die erhöhte Leistungsdichte des Regenerators mit kleinerem Wabenkörper-Pitchmaß kompensiert werden.

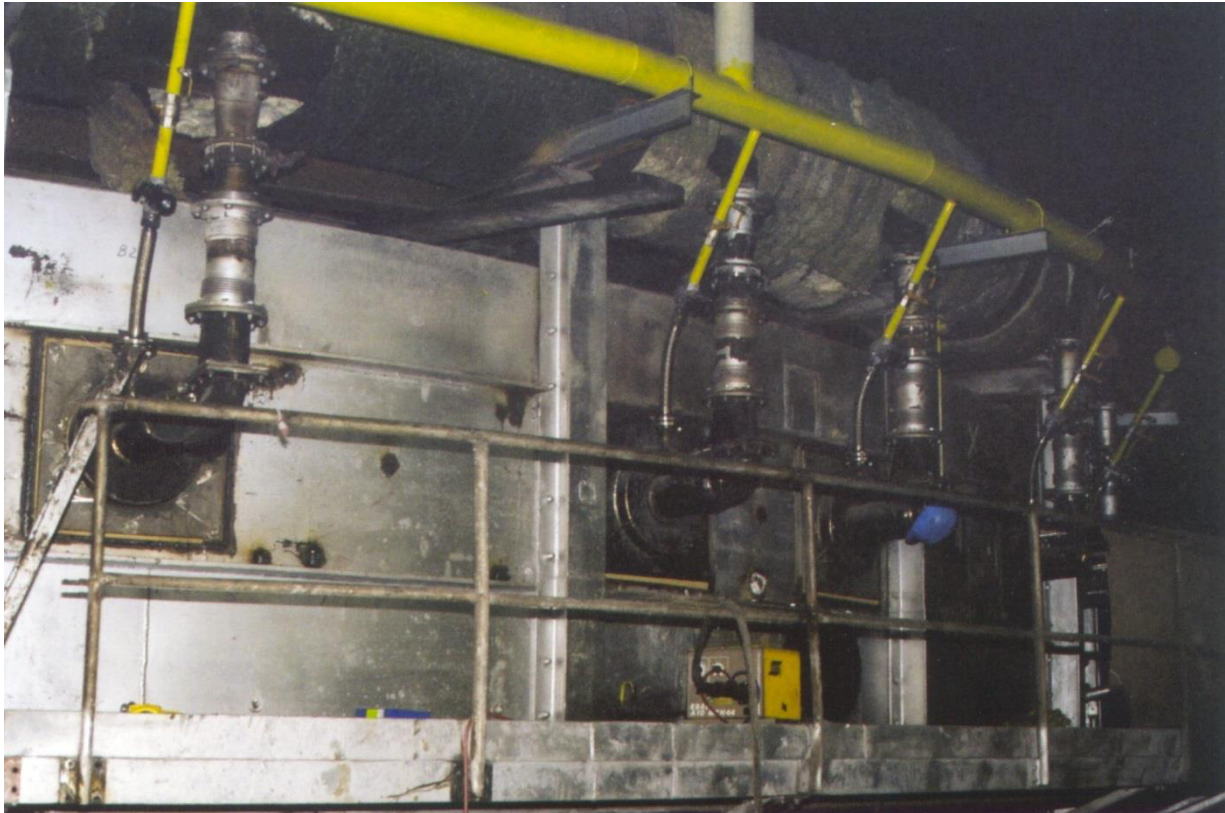


Bild 33: Fotografische Aufnahme der Brenner an einem Drehherdofen

Weitere Konzepte, wie bspw. eine schmalere Regeneratorvariante für den Einbau zwischen eng nebeneinanderliegenden Industrieöfen wären denkbar. Die Konstruktionszeichnung des Standardregenerators wurde exemplarisch auf die halbe Wabenkörperanzahl ange-

passt, **Bild 34**. Diese Konstruktion würde 155 mm Platz sparen und auf Basis der Testergebnisse bei 250kW betrieben werden können.

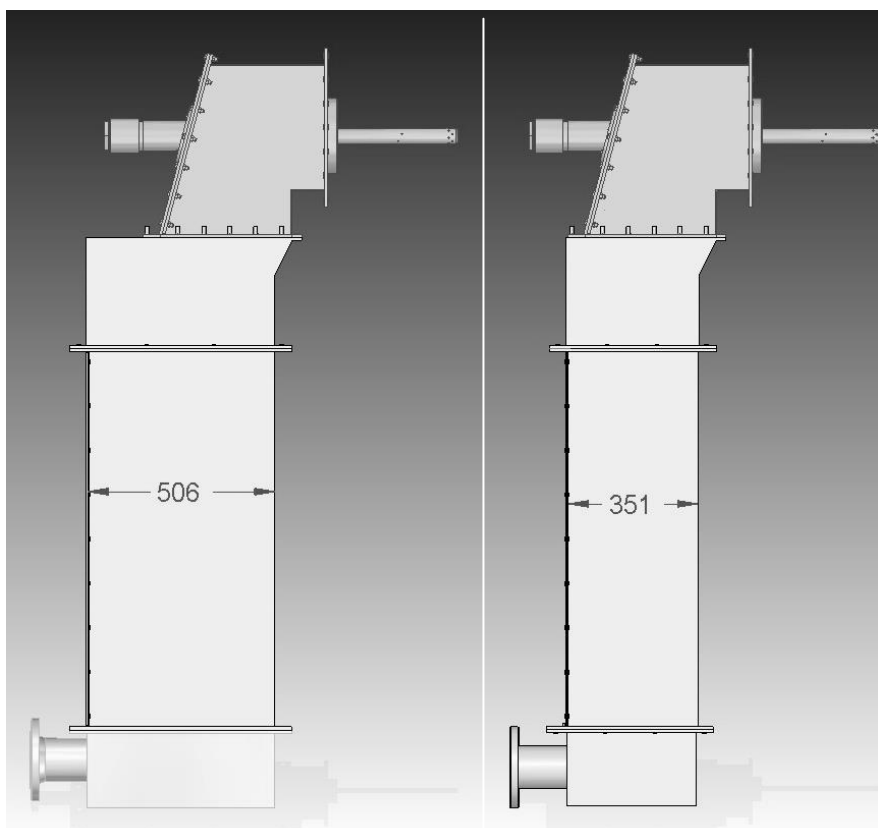


Bild 34: Standardkonstruktion (rechts) des Regenerators und Konstruktion mit halber Wabenkörperanzahl (links)

Die dargestellten Beispiele zeigen, dass die erzielten Untersuchungsergebnisse den Einsatz der Regeneratoren flexibler gestalten. Durch Auswahl und Kombination der gezeigten Verbesserungsmöglichkeiten können die Regeneratoren individuell an die vorliegenden Gegebenheiten am Ofen angepasst werden.

7. Fazit

Im Forschungsvorhaben konnte gezeigt werden, dass das versetzte Anordnen der kermaischen Wabenkörper nachweislich die Wärmeübertragung innerhalb des Regenerators verbessert. An der Brennersuchsanlage des BFI konnte hier eine Wirkungsgradverbesserung von 4 % erzielt werden. Prinzipiell könnte demnach dieses neue Regeneratorsystem nach erfolgreicher industrieller Erprobung unter Betriebsbedingungen, den Standard-

regenerator als aktuelles Verkaufsprodukt ergänzen. Um allerdings Baugröße einzusparen ist die erzielte Erhöhung der Wärmeübertragungsleistung zu klein. Hierzu würde sich der Einsatz von den getesteten Wabenkörperen mit kleinerem Pitchmaß besser eignen.

Durch den Einsatz eines kleineren Wabenkörper-Pitchmaßes kann die Leistung des aktuellen Standardregenerators um bis zu 42 % erhöht werden. Dadurch ist theoretisch Einsparungen bei der Baugröße um diesen Prozentsatz möglich. Allerdings wurden bislang die kleineren Wabenkörper-Pitchmaße noch nicht mit staubbeladenem Abgas getestet. Um den Regenerator mit kleineren Wabenkörper-Pitchmaßen in die Produktpalette der Fa. Buchwald aufzunehmen, müsste dieser ebenfalls einer betrieblichen Erprobung an einem Industrieofen längerfristig standhalten.

Während der Auswertung der Messergebnisse konnte negativ festgestellt werden, dass die Strömungsführung zwischen Brenner und Regenerator nicht optimal ist. Alle Regeneratorvarianten werden sehr ungleichmäßig im Saugzyklus mit heißem Abgas beaufschlagt. Dadurch kommt es zu einer sehr ungleichmäßigen Wärmespeicherung und Brennluftvorwärmung im Regenerator. Die Regeneratoren schöpfen dadurch ihr Potential zur Wärmerückgewinnung nicht vollständig aus, da einige Wabenquadranten über- und andere unterbeansprucht sind. Hierin liegt weiteres Optimierungspotential, wodurch wiederum Baugröße eingespart werden könnte.

8. **Ausblick**

In weiteren Untersuchungen sollten die entwickelten und getesteten Regeneratorvarianten unter Betriebsbedingungen längerfristig erprobt werden. Speziell für das Wabenkörper-Pitchmaß sollte der Einfluss von verschiedenen Stäuben oder Staubkorngrößen in Industrieofenabgasen auf die Wabenkörperkanäle untersucht werden und ein Konzept von Einsatzbedingungen für verschiedene Pitchmaße entwickelt werden. Weiterhin wäre für eine schnelle, effiziente und individuelle Auslegung der entwickelten Regeneratorvarianten die Erstellung eines bedienerfreundlichen Programms hilfreich. Hierdurch könnten unter Berücksichtigung der Einsatzbedingungen (Staubgehalt im Abgas, Baugröße des Regenerators, Ofenraumtemperatur etc...) Produktanfragen schnell beantwortet und eine individuelle Konstruktion entwickelt werden. Ein weiterer Arbeitspunkt der in weiterführenden Untersuchungen näher betrachtet werden sollte, ist die Strömungsführung zwischen Brenner

und Regenerator. Durch eine Optimierung an dieser Stelle, könnte das Potential des Regenerators weiter ausgereizt werden.

9. Danksagung

Das Forschungsvorhaben (DBU-AZ: 30559-24/0) wurde aus Haushaltsmitteln der Deutschen Bundesstiftung Umwelt (DBU) gefördert. Dafür sei an dieser Stelle herzlich gedankt.



Dipl.-Wirt.-Ing. C. Rein
(BFI)



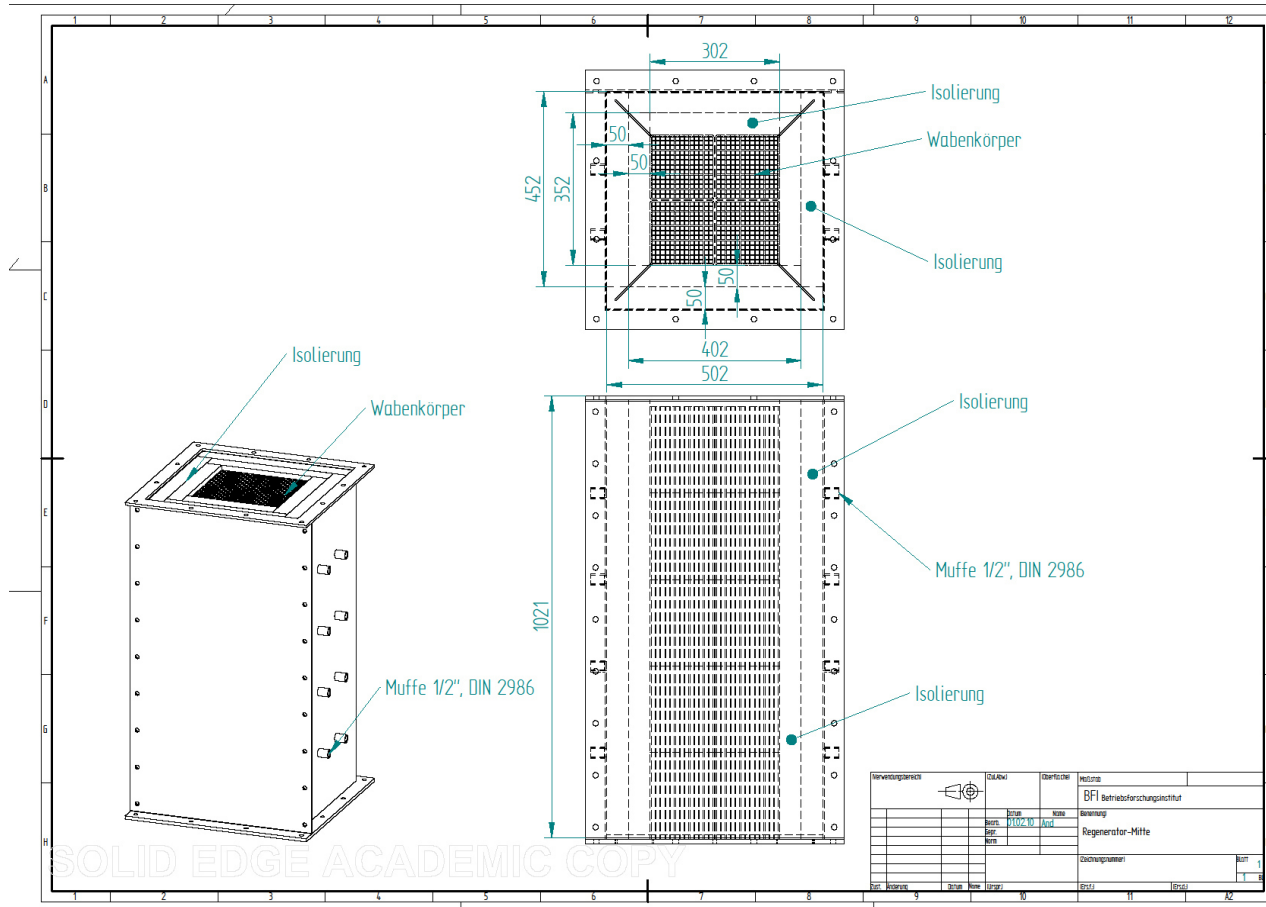
Dipl.-Ing. M. Buchwald
(Buchwald)

Schrifttum

- [1] Herbert Pfeifer, Bernard Nacke, Franz Beneke (Hrsg.) (2011). Praxishandbuch Thermoprozesstechnik Band II: Anlagen, Komponenten, Sicherheit, (2.Aufl.). Essen: Vulkan-Verlag GmbH.
- [2] Adler, W.; Bender, W.: Entwicklung und Erprobung eines neuartigen Rohr Regenerator-Brennersystems zur energiepsarenden Beheizung von getaktete/sequentiell beheizten Industrieöfen. AiF-Schlussbericht des BFI (2001), Förderkennzeichen 12967 N.
- [3] VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen: VDI-Wärmeatlas – Berechnungsblätter für den Wärmeübergang, 9. Überarbeitete und erweiterte Auflage, Springer Verlag, 2002.
- [4] Fluent Handbuch : Fluent User`s Guide, Teil III+IV, Version 6.3 und interner Materialdatensatz des Programms FLUENT.
- [5] Adler, W.; Lohner, M.; Tschapowetz, E.: A new flat flame burner in combination with thermal regenerator (ROREBS) in reheating furnaces – experiences and perspectives, ESTAD Paris 2014.

Anhang

A 1: Zeichnung des Testregenerators



Bericht Nr. 31.149 / 80163

Alle Rechte, auch das der Übersetzung in fremde Sprachen, vorbehalten. Ohne ausdrückliche Genehmigung des BFI ist es auch nicht gestattet, diesen Bericht oder Teile daraus auf photomechanischem oder anderem Wege zu vervielfältigen.



**VDEh-Betriebsforschungsinstitut GmbH
im Stahl-Zentrum**

Sohnstr. 65 • 40237 Düsseldorf

Telefon: +49 211 6707-201 • Fax: +49 211 6707-202

E-Mail: bfi@bfi.de • www.bfi.de