

Firma ZIPPE Industrieanlagen GmbH
Alfred Zippe Strasse
97877 Wertheim / Main

**Verbundvorhaben zur Entwicklung und
Demonstration einer 2. Generation von
Schmelzgutvorwärmern im Einsatz an Sauerstoff-
Brennstoff beheizten Glasschmelzwannen als
umweltentlastende Technologie**

Abschlussbericht über ein Forschungsvorhaben,
gefördert von der
Deutschen Bundesstiftung Umwelt
unter dem Az: 24506

Von

Dr. Philipp Zippe

Dipl. Ing. Wolfgang Kloss †

September 2011

Projektkennblatt
der
Deutschen Bundesstiftung Umwelt



Az	24506	Referat	24	Fördersumme	345.000,00 EUR
Antragstitel		Schmelzgutvorwärmung an einer sauerstoff-brennstoff-beheizten Glasschmelzwanne			
Stichworte					
Laufzeit	Projektbeginn	Projektende	Projektphase(n)		
58 Monate	23.08.06	31.06.11	1		
Zwischenberichte	07/2007; 03/2008; 02/2010				
Bewilligungsempfänger	ZIPPE Industrieanlagen GmbH			Tel	09342 8040
	Alfred Zippe Strasse			Fax	09342 804138
	97877 Wertheim / Main			Projektleitung	
				Dipl. Ing. Wolfgang Kloss	
			Dipl. Kfm. Dr. Philipp Zippe		
			Bearbeiter		
Kooperationspartner	RWTH Aachen Institut für Gesteinshüttenkunde Lehrstuhl für Glas und keramische Verbundstoffe Mauerstrasse 5 52064 Aachen				

Zielsetzung und Anlass des Vorhabens

Die Firma Zippe Industrieanlagen GmbH hat sich schon zwischen 1986 und 1996 mit der Entwicklung und dem Bau von Wärmetauschern beschäftigt. Primärenergieeinsparungen im zweistelligen Prozentbereich konnten damals erzielt werden. Da dieses Thema aufgrund der weltweit steigenden Energiepreise wieder mehr und mehr an Bedeutung gewinnt, war das Ziel, basierend auf dem damals entwickelten System, einen neuen Typ von Wärmetauscher zu entwickeln, der wärmetechnisch effizienter und vor allem, das war die Hauptschwäche des existierenden Systems, betriebsicherer arbeitet. Diese neue Wärmetauschergeneration sollte sowohl an Sauerstoff-Brennstoff-beheizten Wannen als auch an konventionellen Wannen zu betreiben sein. Im Laufe des Projekts wurde der Schwerpunkt auf den Betrieb an regenerativen Wannen gelegt, da hier ein entsprechender Praxistest durchgeführt werden konnte und ebenfalls eine große Breitenwirkung gegeben war, da dieser Wannentyp den in der europäischen Glasindustrie am gängigsten Typus darstellt.

Darstellung der Arbeitsschritte und der angewandten Methoden

Die Neuentwicklung des Wärmetauschers wurde unter Zugrundelegung der mit den bereits gebauten Wärmetauschern gemachten Erfahrungen sowie den von der RWTH erarbeiteten theoretischen Grundlagen begonnen. Zusätzlich hat die Firma Philips (mit deren Hilfe das erste „Echtprojekt“ realisiert werden soll) die notwendige Datenbasis zur Verfügung gestellt. Von der Firma ZIPPE wurde, da sich die bislang gebauten Wärmetauscher als wärmetechnisch sehr gut erwiesen haben, das Hauptaugenmerk auf eine betriebssicherere Funktion und eine Vereinfachung der bisherigen Konstruktion gelegt. Zudem sollte der Einsatzbereich über die konventionell befeuerten Wannen hinaus auf Sauerstoff-Brennstoff-beheizten Wannen erweitert werden. Als Hauptursache der bisherigen Störungen hat sich das bei der Erwärmung von Glasgemenge frei werdende Wasser, das als Dampf abgeführt werden muss, erwiesen. Begonnen wurde somit mit statischen Aufheizversuchen zur grundlegenden Untersuchung dieses Wasserproblems. Dabei kam klar zu Tage, im Gegensatz zu Annahmen im Entwicklungszeitraum des ersten Wärmetauschers, dass selbst bei vermeintlich trockenem Gemenge erheblich größere Wassermengen in gebundener Form, vor allem im Rohstoff Soda, der mit ca. 20% eines der Hauptbestandteile der meisten Gemengerezepte ist, vorliegen. Mit Hilfe dieser neu gewonnenen Erkenntnisse wurden dann die Aufwärmversuche, jetzt mit Materialfluss, fortgesetzt. Dazu sind zwei spezielle Testtauscher gebaut und mit entsprechenden verschiedenen Entdampfungsöffnungen ausgerüstet worden. Gleichzeitig ist beim zweiten Versuchstauscher die Rauchgasführung gegenüber der ersten Wärmetauschergeneration verbessert worden. Auch hierfür ist ein Testmodell entstanden, um die Rauchgasführung zu optimieren. Schlussendlich wurde eine Grobauslegung der benötigten Tauscherfläche und damit verbunden der Größe des Wärmetauschers selbst für die geplante Philips-Testanlage vorgenommen.

Durch die Verlängerung der Projektlaufzeit im Jahr 2009 konnte eine große Testinstallation an einer existierenden Schmelzwanne durchgeführt werden. Hierfür wurden zunächst entsprechende Tauscherflächen berechnet. Nach der Auslegung und Konstruktion des Aggregats, wurde dieses im Jahr 2010 an einer Schmelzwanne in Kroatien installiert. Es schlossen sich zahlreiche Testläufe und Verbesserungen an. Insbesondere zeigte sich, dass durch die Entdampfungsöffnungen Feinanteil mitgerissen wird und sich ablagern kann. Nach der Neuauslegung der Schlitzform und der Neukonstruktion des gesamten Entdampfungsmoduls im Jahr 2011 wurde schließlich ein erneuter Testversuch gestartet. Dieser verlief durchgehend positiv und ohne Probleme bei der Betriebssicherheit- die Verstaubung konnte ebenfalls deutlich reduziert werden. Auch wurde die Auslegung der Förderschnecken entschieden verbessert und eine neue Transportschnecke installiert.

Im Anschluss wurden Messungen hinsichtlich möglicher Entmischungen und potentiell entstehender Dioxine durchgeführt. Die Messungen zeigten keine negativen Auswirkungen und man lag mit den Messwerten weit unter den gesetzlichen Anforderungen. Die Anlage, die für 40 Tonnen/Tag ausgelegt ist, wurde schließlich Anfang Mai 2011 während des Betriebes ausgewählten Interessenten vorgeführt.

Ergebnisse und Diskussion

Nachdem klar erkannt worden war, dass während der Phasenumwandlung von Monohydrat Soda zur wasserfreien Soda, die bei einer Temperatur von ca. 107 °C stattfindet, der Hauptanteil des zu verdampfenden Wassers frei wird, konnten im diesem Temperaturbereich in den beiden Testwärmetauschern durch so genannte Entdampfungsschlitze entsprechende Maßnahmen zur Absaugung dieses Dampfes getroffen werden. Durch kontinuierliche Verbesserungen in diesem Bereich war es in der zuletzt erreichten Ausführung möglich, Gemenge mit einer Feuchte von 5,5% mit einem Scherbenanteil von ca. 60% störungsfrei auf eine Temperatur von über 300 °C aufzuwärmen. Ebenfalls ohne Probleme konnten Gemenge mit einem Scherbenanteil von nur etwa 20%, allerdings mit verminderter Feuchte (ca. 1,5%), verarbeitet werden. Im Praxisbetrieb der großen Testanlage wurde schließlich Gemenge mit lediglich 14% Scherben gefahren. Fakt ist, dass Gemenge in dieser Zusammensetzung bzw. mit dieser Feuchte in den Wärmetauschern der ersten Generation unweigerlich zu Anbackungen und Störungen bis hin zum Anlagenstillstand geführt hätte.

Da versucht worden ist, die Auslegung der Testtauscher, das gilt insbesondere für den zweiten Versuchstauscher, der immerhin schon eine Höhe von über 2 m hat, so realitätsnah wie möglich zu halten, besteht jedoch kein Grund, an der grundsätzlichen Einsatztauglichkeit zu zweifeln.

Im Vergleich zur ersten Wärmetauschergeneration, wo die Rauchgase durch außerhalb des eigentlichen Tauschers gelegene Umlenkkästen mäanderförmig durch die Rauchgasschächte geführt worden sind, liegt die gesamte Rauchgasführung jetzt innerhalb des Wärmetauschers. Erstens ist dadurch mit einem höheren Wirkungsgrad zu rechnen und zweitens ist der Konstruktions- und Materialaufwand wesentlich geringer. Zudem ist die Zugänglichkeit für Wartung und Reinigung wesentlich verbessert. Eine der Voraussetzungen für den störungsfreien Betrieb des Wärmetauschers ist ein gleichmäßiger Materialabzug über die gesamte Auslassfläche, um sicher zu stellen, dass der Materialfluss innerhalb des Tauschers an keiner Stelle zum Stillstand kommt. Dieser Punkt ist kein Bestandteil dieses Forschungsvorhabens, muss jedoch durch entsprechend weiter geführte Modellversuche vor einer Echtinstallation technisch gelöst sein.

Als für den Erfolg maßgeblich hat sich der Praxistest der 40-Tonnen/Tag Pilotanlage herausgestellt.

Während dieses Tests konnten über einen längeren Zeitraum Erfahrungen gesammelt und noch entscheidende Verbesserungen durchgeführt werden. Reale Produktions- und Wannenbedingung und ein sehr niedriger Scherbengehalt im Gemenge stellten an das Aggregat hohe Anforderungen.

Der neu entwickelte Wärmetauscher stellte sich auch mit Scherbenanteilen von unter 10% als betriebssicher heraus und konnte ohne zusätzlichen Wartungsaufwand betrieben werden. Die Entdampfungsöffnungen im Aggregat zeigten ein zuverlässiges Herausfordern des Wasserdampfes, womit Verbackungen im Aggregat erfolgreich vermieden wurden, was gegenüber früheren Wärmetauschergenerationen eine deutliche Verbesserung darstellt. Unter diesen Betriebsbedingungen wäre ein störungsfreier Betrieb mit älteren Generationen von Wärmetauschern nicht möglich gewesen.

Bedingt durch das nunmehr völlig trockene Gemenge bzw. Gemenge- Scherbengemisch sollte durch eine Neugestaltung des Einlegbereiches einerseits, die Verstaubung vor der Schmelzwanne, vor allem aber die höhere Staubentwicklung in der Wanne durch geeignete Maßnahmen optimiert werden.

Öffentlichkeitsarbeit und Präsentation

Das Problem der Gemengevorwärmung verbunden mit der Ankündigung, dass die Firma ZIPPE sich im Rahmen dieses Forschungsvorhabens mit der Entwicklung einer neuen Wärmetauschergeneration befasst, wurde im Rahmen eines Vortrages bei der „Conference on Glass Problems“ in Columbus USA vom 30. Oktober bis 01. November 2006 der breiten Öffentlichkeit vorgestellt. Weiterhin bestanden in diesem Zusammenhang Kontakte zu diversen Glasherstellern (Philips, Vetropack, Ursa Insulation).

Die neusten Erkenntnisse aus den Praxistests wurden auf selbiger Konferenz im Jahr 2010 vorgestellt. Ebenfalls wurde die neue Generation von Vorheizern am 01.06.2011 auf der Jahrestagung der Deutschen Glastechnischen Gesellschaft in Saarbrücken in einem Fachvortrag vorgestellt.

Fazit

Basierend auf den von der Firma ZIPPE gemachten Erfahrungen mit den bisher gebauten Scherben- und Gemengevorwärmern und unter Mithilfe der RWTH in Aachen ist eine neue Wärmetauschergeneration entwickelt worden, mit der es im Labor- und halbtechnischem Maßstab möglich war, Glasgemenge kontinuierlich und störungsfrei auf Temperaturen von über 300 °C zu erwärmen.

Durch die Verlängerung der Laufzeit des Projekts im Jahr 2009, wurde es schließlich auch ermöglicht, einen Testtauscher in größerem Maßstab zu konstruieren, zu bauen und an einer realen Glasschmelzwanne zu testen. Mit der Fa. Vetropack- ein renommierter Hohlglashersteller Europas- wurde eine Firma gefunden, die bereit war, einen Vorwärmer an einer großen Hohlglasschmelzwanne über einen längeren Zeitraum zu testen. Die Anlage war für eine Kapazität von 40 Tonnen/Tag ausgelegt. Durch diverse Testläufe und Modifikationen, konnte das Aggregat schließlich entscheidend verbessert werden, so dass es in einen sicheren und dauerhaften Betriebszustand gebracht werden konnte. Die Anlage lief über mehrere Monate bei sehr geringen Scherbenanteilen störungsfrei, was sicherlich ein Novum in der Glasindustrie darstellte. Durch die Wannenabschaltung wurde der Vorwärmer schließlich heruntergefahren.

Das Projektziel eines dauerhaften und sicheren Betriebs mit geringen Scherbenanteilen an einer erdgas-befeuerten Schmelzwanne konnte erreicht werden. Messungen durch die TNO zeigten kein kritisches Entstehen von Dioxinen und eine hohe wärmetechnische Effizienz. Die Entwicklung erfreut sich in der Glasindustrie eines großen internationalen Interesses. Am 04.05.2011 wurde die Anlage während des Betriebes ausgewählten Interessenten präsentiert.

Inhaltsverzeichnis

Verzeichnis von Bildern und Tabellen	Seite 8
Zusammenfassung	Seite 13
Einleitung	Seite 14
Hauptteil	Seite 21
1. Daten der Firma Philips	Seite 22
2. Arbeiten der RWTH	Seite 24
2.1 Wärmetechnische Berechnungen	Seite 24
2.1.1 Wärmebilanzen der Wanne in Piła Polen	Seite 24
2.1.2 Berechnungen zur Auslegung des Vorwärmers	Seite 27
2.2 Behandlung der Wasserproblematik	Seite 33
2.2.1 Säurekondensation	Seite 33
2.2.2 Bildung von Hydratphasen im Gemenge	Seite 34
2.3 Wärmetransport im Gemenge	Seite 35
3. Arbeiten der Firma ZIPPE	Seite 39
3.1 Vorversuche über das allgemeine Verhalten von Gemenge beim Erhitzen	Seite 40
3.2 Konstruktion und Optimierung einer Entdampfungszone zur sicheren Abführung des entstehenden Wasserdampfes	Seite 44
3.2.1 Versuchstauscher 1	Seite 45
3.2.2 Versuchstauscher 2	Seite 49
3.3 Strömungsversuche zur Optimierung der Rauchgaskanäle	Seite 55
3.4 Bestimmung der Wärmetauscherfläche für den bei der Firma Philips zu installierenden Wärmetauscher	Seite 57
3.5 Bestimmung der Wärmetauscherfläche für den bei der Firma Vetropack zu installierenden Wärmetauscher	Seite 60
3.6 Konstruktion, Fertigung und Installation des bei der Firma Vetropack zu installierenden Wärmetauscher	Seite 62

3.7 Kontrolle und Begleitung des Testbetriebes	Seite 64
3.8 Durchführung von Verbesserungsmaßnahmen	Seite 66
3.9 Messtechnische Begleitung durch die TNO	Seite 68
Fazit	Seite 72
Literaturverzeichnis	Seite 74

Verzeichnis Bilder/Tabellen

Tabellen:

[Tabelle 1]	Entwicklung des Energiebedarfs, CO ₂ Ausstoß und andere Produktionsparameter in den vergangenen 80 Jahren	Seite 15
[Tabelle 2]	Energieeffizienz von Glasschmelzwannen	Seite 19
[Tabelle 3]	Erzielte Energieeinsparungen durch Zippe – Scherben- und Gemengevorwärmer der ersten Generation	Seite 20
[Tabelle 4]	Staubmessungen im Wannenabgas mit trockenem und feuchtem Gemenge	Seite 22
[Tabelle 5]	Zusammensetzung und Kenndaten des in Pila, Polen eingesetzten Erdgases	Seite 27
[Tabelle 6]	Erreichte Temperaturen in Schüttungen aus feinen Scherben	Seite 37
[Tabelle 7]	Gleichgewicht der H ₂ O – Na ₂ CO ₃ – Phase	Seite 39
[Tabelle 8]	Temperaturmessungen TNO	Seite 69
[Tabelle 9]	Homogenitätsmessungen TNO	Seite 70
[Tabelle 10]	Gegenüberstellung Dioxinentstehung direkte/indirekte Vorheizung	Seite 71
[Tabelle 11]	Messergebnisse Dioxinentstehung	Seite 72

Bilder:

[Bild 1]	Vergleich des primären spezifischen Energiebedarfs der über 100 verschiedenen Glasschmelzwannen in Europa	Seite 17
[Bild 2]	1 Vergleichende Darstellung einer konventionellen Wärmerückgewinnung von Glasschmelzwannen und in Kombination mit einem Schmelzgutvorwärmer im Sankey – Diagramm	Seite 19
[Bild 3]	Stahlproben nach Korrosionstest in 300 °C	Seite 22
[Bild 4]	Wärmebilanz der in Pila, Polen betriebenen Wanne	Seite 25
[Bild 5]	Wärmebilanz der Wanne wie in Bild 4; betriebsinterne Daten	Seite 26
[Bild 6]	Wärmebilanz der Wanne wie in Bild 4, jedoch mit Schmelzgutvorwärmer	Seite 26
[Bild 7]	Erreichte Gemengevorwärmtemperatur und Abgasaustrittstemperatur als Funktion der Wärmetauscherfläche	Seite 32
[Bild 8]	Nomogramm zur Bestimmung der Wärmetauscherfläche	Seite 32
[Bild 9]	Temperaturverläufe im Wärmetauscher	Seite 33
[Bild 10]	Konzentration von wässrigen und gasförmigen Spezies in zwei verschiedenen Abgaszusammensetzungen als Funktion der Temperatur	Seite 34
[Bild 11]	Temperaturverlauf in einer Schüttung aus kalten Scherben, die zum Zeitpunkt $t = 0$ in einen 500 °C heißen, rechteckigen Keramiktiegel eingebracht wurden	Seite 35
[Bild 12]	Aus Temperaturprofilen ermittelte und nach Zehner und Schlünder berechnete Wärmeleitfähigkeit einer Schüttung aus Scherben	Seite 36
[Bild 13]	Versuchstauscher 1	Seite 41

[Bild 14]	Prinzip Versuchstauscher 1	Seite 41
[Bild 15]	Temperaturverlauf des statischen Aufwärmversuches	Seite 42
[Bild 16]	Anbackungen im Versuchstauscher 1	Seite 42
[Bild 17]	Materialabzug Versuchstauscher 1	Seite 42
[Bild 18]	Materialabzug Versuchstauscher 1 (Material vorgetrocknet)	Seite 43
[Bild 19]	Gemengetemperaturen an den Messpunkten 1 und 2	Seite 44
[Bild 20]	Zippe Wärmetauscher der ersten Generation	Seite 45
[Bild 21]	Prinzip der Entdampfungsschlitz	Seite 46
[Bild 22]	Temperaturverlauf an den Messpunkten 1 und 2	Seite 47
[Bild 23]	Materialabzug nach Einbau der Entdampfungsschlitz	Seite 47
[Bild 24]	Versuchsanordnung des ersten Versuchstauschers	Seite 48
[Bild 25]	Heißluftvorwärmung im Aufgabebereich des Tauschers	Seite 48
[Bild 26]	Aufgabebereich der Beschickungsrinne	Seite 48
[Bild 27]	Prinzip Versuchstauscher 2	Seite 49

[Bild 28]	Versuchsaufbau des zweiten Testtauschers	Seite 50
[Bild 29]	Temperaturverläufe vom Versuch am 21.03.2007	Seite 51
[Bild 30]	Materialabzug Philips-Gemenge	Seite 52
[Bild 31]	Seitliche Anbackungen	Seite 52
[Bild 32]	Leitblech im Auslaufbereich	Seite 53
[Bild 33]	Temperaturverläufe Versuchstauscher 2	Seite 54
[Bild 34]	Materialabzug Versuchstauscher 2	Seite 55
[Bild 35]	Modell eines Rauchgasschachtes für Strömungsversuche	Seite 56
[Bild 36]	Temperaturverlauf im Rauchgasschacht	Seite 56
[Bild 37]	Layout der Installation an der Wanne 63	Seite 62
[Bild 38]	Fertigung Module 2009	Seite 63
[Bild 39]	Aufbau Testtauscher 2009	Seite 63
[Bild 40]	Installation Pilotanlage	Seite 63
[Bild 41]	Steuer-Panel Wärmetauscher	Seite 63
[Bild 42]	Situation Wannenvorsilo	Seite 64
[Bild 43]	Überfüllung alte Transportschnecke	Seite 67

[Bild 44] Modifizierter Testtauscher

Seite 68

[Bild 45] Testschema TNO

Seite 69

Zusammenfassung

Im Rahmen des von der Deutschen Bundesstiftung Umwelt unter dem Aktenzeichen 24506-24/2 geförderten Forschungsprojektes, einem Projekt, das in direkter Kooperation mit der RWTH Aachen (Institut für Gesteinshüttenkunde, Lehrstuhl für Glas und keramische Verbundwerkstoffe) und unter Mithilfe der Firma Philips Lighting, die die Datenbasis geliefert hat, wurde auf Basis der von der Firma ZIPPE bereits gebauten und auch in der Industrie eingesetzten Schmelzgutvorwärmern eine neue Generation eines Wärmetauschers entwickelt, bei dem neben konstruktiven Vereinfachungen durch eine geänderte Rauchgasführung vor allem die bislang nur durch sehr hohen Wartungseinsatz aufrecht zu erhaltende Betriebssicherheit verbessert wurde. Diese neue Generation arbeitet, wie auch schon die Wärmetauscher der ersten Generation, im indirekten Verfahren. Das heißt, es gibt keinen direkten Kontakt zwischen dem zu erwärmenden Material und den zur Erwärmung verwendeten Rauchgasen. Das Hauptproblem bei der Vorwärmung von Glasgemenge ist die enthaltene bzw. die bei der Vorwärmung frei werdende Feuchtigkeit, aus der sich bei zunehmender Temperatur letztendlich Wasserdampf bildet. Bei der ersten Wärmetauschergeneration war es noch nicht gelungen, den Prozess des Dampfabzuges 100%-tig technisch zu beherrschen, was häufig zu Problemen geführt hat und den Einsatz dieser Wärmetauschergeneration auf trockenes Gemenge mit einem Scherbenanteil von mindestens 60% beschränkt hat.

In einer Reihe von Modellversuchen, wobei der letzte Versuchstauscher mit einer Höhe von über 2 m schon einen halbtechnischen Maßstab erreicht hat, wurden im Hause ZIPPE mit verschiedenen Glasgemengen mit unterschiedlichsten Scherbenanteilen und Gemengefeuchtigkeiten eine große Anzahl von Testreihen gefahren. Dabei fand der kritische Bereich der Ausdampfung besondere Beachtung. Wie im Antragsformular zu diesem Forschungsvorhaben formuliert, war die ursprüngliche Idee, einen Teil des vorgewärmten Gemenges im Kreislauf zu fahren, um mittels einer Mischschnecke frisches, noch kaltes Gemenge soweit zu erwärmen, dass die Ausdampfungsphase bereits in der Mischschnecke erreicht wird und somit nur noch trockenes, wasserfreies Gemenge den Wärmetauscher passiert. Erste Vorversuche zusammen mit konstruktiven Überlegungen haben jedoch zu dem Ergebnis geführt, dass dieser Prozess nur mit sehr großem technischem Aufwand zu realisieren ist und zudem das Problem der Dampfabführung nach wie vor zu Schwierigkeiten führen dürfte. Grundsatz musste sein, den Dampf möglichst so abzuführen, dass er den Wärmetauscher praktisch nicht verlässt, um eine Unterkühlung und damit verbunden eine Taupunktunterschreitungen zu vermeiden. Aufbauend auf diesem neuen Ansatz wurden sogenannte Entdampfungsschlitze als Verbindung zwischen den Rauchgas- und Materialschächten eingeführt. Bedingt durch den auf der Rauchgasseite vorhandenen Unterdruck wird der entstehende Dampf dadurch praktisch aus dem Material abgesaugt und verlässt als Bestandteil der Rauchgase den Wärmetauscher. Die Auslegung dieser Absaugschlitze gestaltete sich schwieriger als erwartet, konnte aber letztendlich doch so weit verbessert werden, dass der Wärmetauscher jetzt selbst mit Gemengesätzen mit einer Feuchtigkeit bis 5,5% bei einem Scherbenanteil von 50% störungsfrei betrieben werden konnte.

Um eine industrielle Verwertbarkeit sicher zu stellen, war es notwendig, notwendig, eine Testinstallation an einer Glasschmelzwanne durchzuführen. Dies konnte durch die Genehmigung der Verlängerung der Projektlaufzeit erreicht werden. Mit der Fa. Vetropack wurde ein Glashersteller gefunden, der es uns ermöglichte, den Vorwärmer an einer sich in Betrieb befindenden Schmelzwanne zu testen und zu optimieren. Die Hohlglasproduktion repräsentiert den Großteil der gesamten Glasindustrie, womit ein großes Einsatzpotential gegeben ist.

Einleitung

Beginn der Glasherstellung

Natürliches Glas wie Obsidian wurde wegen seiner großen Härte und des scharfen Bruchs seit frühester Zeit für Werkzeuge wie Keile, Klingen, Schaber und Bohrer benutzt. Obsidian kann jedoch - anders als künstlich hergestelltes Glas - mit antiken Mitteln nicht geschmolzen oder gefärbt werden.

Ob die Glasherstellung in Mesopotamien, in Ägypten oder an der Levanteküste erfunden wurde, lässt sich nicht mit letzter Gewissheit sagen. Die ältesten regelmäßig auftretenden Glasfunde stammen aus Mesopotamien, und ägyptische Quellen deuten für die Anfangsphase der Glasnutzung in Ägypten auf einen Import aus dem Osten hin. Die älteste textliche Erwähnung stammt aus Ugarit und wird auf etwa 1600 v.Chr. datiert. Als älteste Funde gelten die Nuzi-Perlen, das älteste sicher zu datierende Glasgefäß ist ein Kelch, der den Namen des ägyptischen Pharaos Thutmosis III. trägt und um 1450 v. Chr. entstand. Der Kelch befindet sich heute im Staatlichen Museum Ägyptischer Kunst in München.

Glas hat seit dieser Zeit Einzug in viele Bereiche der Technik und des täglichen Lebens genommen. Es ist trotz des in einigen Bereichen statt gefundenen Ersatzes des Produktes Glas durch alternative Materialien ganz sicher jedoch noch für einen sehr langen Zeitraum für viele Bereiche unverzichtbar.

Ziel des Forschungsvorhabens

Die Glasherstellung ist ein sehr energieintensiver Prozess, bei dem trotz aller mittlerweile erzielten Fortschritte im Bereich der Schmelzwannen und der Energierückgewinnung noch immer ein nicht unerheblicher Teil der aufgewendeten Energie ungenutzt an die Atmosphäre abgegeben wird. Ziel dieses Forschungsvorhabens war die Weiterentwicklung der bereits in den 90er Jahren des vorigen Jahrhunderts von der Firma Zippe Industrieanlagen GmbH für die Glasindustrie entwickelten Scherben- und Gemengevorwärmer¹. Als Kooperationspartner für die wissenschaftliche Betreuung des Vorhabens konnte das Institut für Gesteinshüttenkunde (GHI) der RWTH Aachen gewonnen werden. Für die Projektdurchführung zeichnete Prof. Dr. rer. Nat. Reinhard Conradt verantwortlich. Die praktische Umsetzung wird mit Hilfe der Firma Philips Lighting B.V., nicht wie im Antrag formuliert in Polen, sondern in einem gemeinsamen Projekt in Frankreich erfolgen können. Da die Firma Philips im Bereich Lighting (Herstellung von Lampenglas) ausschließlich sauerstoffbeheizte Wannen verwendet, wurde das Forschungsprojekt anfangs schwerpunktmäßig auf diesen Wannentyp ausgerichtet, wobei aber gesagt werden kann, dass der durch dieses Förderprojekt als Ergebnis entstandene neue Wärmetauscher ebenso gut an konventionellen Glasschmelzwannen einsetzbar sein muss. Diesem Umstand wurde durch die Projektverlängerung im Jahre 2009 Sorge getragen. Hierdurch wurde es möglich, die Praxistauglichkeit einer neuen Generation von Wärmetauschern an einer existierenden und produzierenden regenerativen Glasschmelzwanne in größerem Maßstab zu testen, was ebenfalls mit einem hohem Material- und Personaleinsatz verbunden war.

¹ Anmerkung: Im Folgenden werden die Begriffe „Wärmetauscher“, „Schmelzgutvorheizer“, „Schmelzgutvorwärmer“, „Vorheizer“, „Gemengevorwärmer“ und „Gemengevorheizer“ synonym verwendet. In der Literatur hat sich bislang keine einheitliche Definition durchgesetzt.

Umweltrelevanz

Kurzdarstellung der Umweltproblematik, die mit dem Vorhaben gelöst werden soll. Stand der Technik von Glasschmelzöfen mit Bezug auf die Schmelzgutvorwärmung.

Glas wird aus Sand und vielfältigen anderen natürlichen und synthetischen Rohstoffen wie Natriumcarbonat, Natriumsulfat, Feldspat und Calciumkarbonat im Hochtemperaturprozess hergestellt. Die Rohstoffe werden zusammen mit den Recyclingscherben aus dem Herstellungsprozess sowie aus dem öffentlichen Sammelsystem als Gemenge bei Raumtemperatur dem Schmelzprozess zugeführt.

Neben elektrischen Öfen für Spezialglas wird der überwiegende Anteil der Massenglasherstellung in mit fossilen Brennstoffen befeuerten Glasschmelzöfen hergestellt. Im Flachglas- und Containerglasbereich hat sich der regenerative Siemens-Martin-Ofen durchgesetzt. Als Maßnahmen zur Erhöhung des Wirkungsgrades werden überwiegend Regeneratoren oder Rekuperatoren eingesetzt. Der Regenerator besteht aus einzelnen über den Abzugskanal miteinander verbundenen Kammern, die längsseitig an der Wanne angeordnet sind. Als Wärmespeicher dient ein in den Kammern lagenweise aufgebautes Gitterwerk aus Feuerfestmaterial. Der Brennerbetrieb ist im 20 min Takt wechselseitig. Die heißen Abgase strömen über die Brennerhäuse, die der Befeuersseite gegenüberliegenden Brennerkanäle, in den Regenerator ein und geben die Wärme an das Gitterwerk ab. Unten werden die kalten Abgase über einen zugeschalteten Elektrofilter an den Kamin abgegeben. Luftvorwärmtemperaturen von ca. 1200 °C werden erzielt, jedoch liegen die Temperaturen der „kalten“ Abgase hinter dem Regenerator und vor dem Filter noch in einem Bereich zwischen 300 und 600 °C. Der Rekuperator ist im Prinzip nichts anderes als ein Wärmetauscher in Stahlbauweise der primärseitig vom Abgas und sekundärseitig von der Verbrennungsluft durchströmt wird.

Regeneratoren und Rekuperatoren nutzen somit die Abgaswärme, um hohe Flammentemperaturen für den Glasschmelzprozess bereitzustellen. Dadurch wird der Wärmeübergang im Oberofen verbessert und der Energieverbrauch gemindert. Technische Weiterentwicklungen auf dem Gebiet des Feuerfestmaterials und der Wärmerückgewinnung führten im Laufe der vergangenen 70 Jahre, neben einer enormen Produktivitätssteigerung im Glasschmelzprozess, zu einer drastischen Reduzierung des Energiebedarfs.

Die Auswirkungen sind in Tabelle 1 dargestellt.

Tabelle 1 Entwicklung des Energiebedarfs, CO₂ Ausstoß und andere Produktionsparameter in den vergangenen 80 Jahren. (Daten 1928-1990 nach F. Gebhardt, Glastechn. Ber. Techn. 70 (1997))

Jahr	1928	1968	1990	1998
Energiebedarf ^{*)} [kWh/t]	5600	2600	1550	1100
Durchsatzrate ^{*)} [t/m ² ·d]	0.2	1.1	3.0	3.5
Wannenlaufzeit ^{*)} [d]	300	2100	3000	4500
Schmelztemperatur ^{*)} [°C]	1370	1450	1500	1500
Wirkungsgrad [%]	9	18	26	36
CO ₂ Ausstoß [kg/t]	1320	700	400	270

Durch technische Anpassungen konnte der Verbrennungsraum vergrößert, die Schmelztemperatur und der Wirkungsgrad erhöht werden. Seit den 70er Jahren – während der ersten Energiekrise – wurden seitens der Glasindustrie, die zu den energieintensivsten Industriezweigen gehört, zusätzliche Anstrengungen unternommen, z.B. durch die Einführung eines flächendeckenden Recyclingsystems, um den Energiebedarf zu senken. Der Scherbeneinsatz senkt den Energieverbrauch im Glasschmelzprozess und reduziert somit direkt die Umweltbelastung durch Minderung der CO₂-Emissionen.

Die Reduzierung der CO₂-Emission basiert auf dem verminderten Einsatz der primären Rohstoffe und der verminderten Gewinnung von Rohstoffträgern wie Soda, Kalk und Sand. Der CO₂-Ausstoß bei der Energieerzeugung aus fossilen Brennstoffen reduziert sich in direkter Relation zur Schmelzenergie H_{in} (ca. 0,2 kg CO₂ je kWh) sowie durch Energieeinsparung primärer Rohstoffe, d.h. proportional zur Massenfraktion der Scherben y_c um $(1-y_c)$ 200 kg CO₂ pro Tonne Glas. Durch die Erhöhung des Scherbeneinsatzes bis hin zum Einsatz der Scherben als Hauptrohstoff in der Glasindustrie wird somit ein Beitrag zur Reduzierung der Energieerzeugung und Senkung der CO₂-Emissionen geleistet.

Trotz der Anstrengungen der vergangenen Jahre zur Erhöhung der Energieeffizienz kommen auf die Glasindustrie weitere Herausforderungen hinsichtlich der Reduzierung der CO₂, NO_x, SO_x und der Partikelemission zu. Zur Minimierung der Partikelemissionen werden u.a. Elektrofilter, Hochtemperatur-Tuchfilter oder Nassabscheider installiert. SO_x - Emissionen resultieren aus den Rohstoffen für den Läuterprozess zur Erreichung einer blasenfreien, homogenen Schmelze. Eine Verringerung wurde hier durch Einsatz alternativer Läutermittel erreicht. NO_x - Emissionen resultieren aus der thermischen Reaktion des Stickstoffs der Verbrennungsluft zu Stickoxiden während des Hochtemperatur-verbrennungsprozesses. Die erprobten Technologien zur Vermeidung der NO_x-Bildung, z.B. Ammoniakendüsung, elektrische Zusatzbeheizung und durch katalytische Konverter, sind entweder teuer oder haben negative Auswirkungen auf den Schmelzprozess.

Die Einführung der sauerstoffangereicherten Verbrennung zur Reduzierung der Emissionen aus Glasschmelzöfen in den 90er Jahren hat sich im europäischen Raum auf Grund der zur Luftzerlegung benötigten elektrischen Energiekosten noch nicht etabliert.

Bei der Sauerstoff-Brennstoff-Befuerung wird Sauerstoff anstatt vorgewärmter Luft zur Erzielung der hohen Flammentemperaturen im Glasschmelzprozess eingesetzt. Verschiedene Verfahren zur Sauerstoff-Bereitstellung sind marktfähig erprobt. Zu nennen sind z.B. Flüssigsauerstoff als back-up oder kryogen erzeugter Sauerstoff einer on-site Anlage bzw. über eine Pipeline.

Auf Grund des niedrigen Stickstoffgehaltes des für die Verbrennung verwendeten Sauerstoffes ist die NO_x Entstehung gegenüber der konventionellen Luft-Brennstoff-Befuerung gering. Durch das reduzierte Gasvolumen und in Verbindung damit den geringen Gasgeschwindigkeiten im Ofen und im Abgaskamin kann die Verstaubung (das Mitreißen kleinster Staubpartikel mit dem Abgasstrom) weiter reduziert werden.

Gleichzeitig ist die Wärmeübertragung durch die höheren Flammentemperaturen, unter Verringerung der Wärmeverluste, durch weniger und kleinere Ofenöffnungen zum Einbau der Sauerstoffbrenner bzw. der Gemengeeinleger verbessert worden.

Neben der Einführung der Ökosteuer, die sich auf die Produktionskosten auswirkt, sind die Ergebnisse der Klimakonvention und der Minderungsverordnung der Bundesregierung zu erfüllen. Eine nachhaltige Produktion wird durch die Umsetzung der IVU-Richtlinie zur

integrierten Vermeidung und Verminderung der Umweltverschmutzung im europäischen Kontext realisiert^{2,3}.

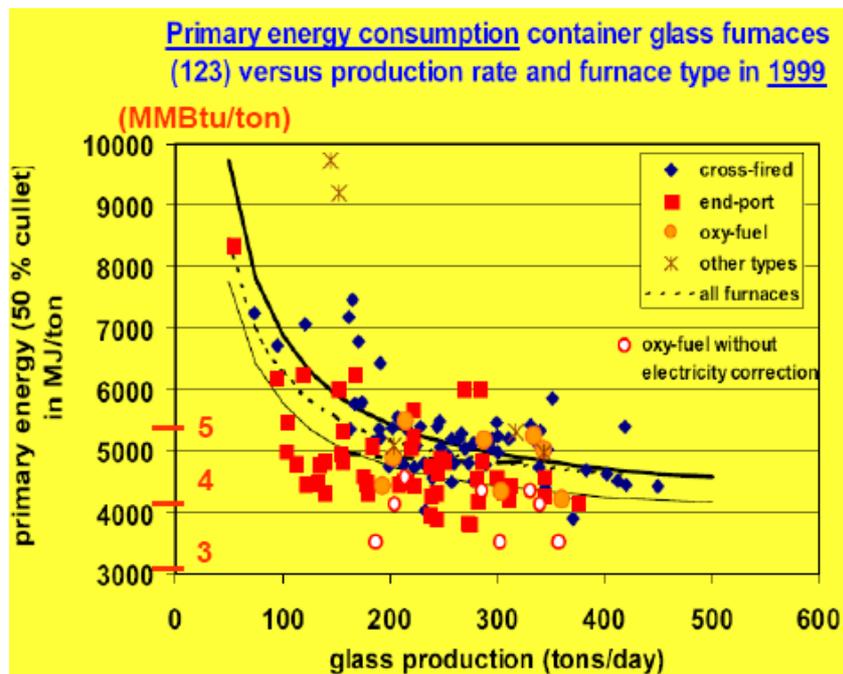


Bild 1 Vergleich des primären spezifischen Energiebedarfs der über 100 verschiedenen Glasschmelzwannen in Europa⁴

Im **Bild 1** fällt sofort der - im Vergleich zur konventionellen Befuerung - relativ geringere spezifische Energiebedarf der sauerstoffbeheizten Wannen ins Auge. Dabei darf jedoch nicht übersehen werden, dass der spezifische Energiebedarf für die Sauerstofferzeugung noch nicht berücksichtigt ist. Wäre diese Größe ebenfalls berücksichtigt, dann würde sich für die sauerstoffbeheizten Wannen kein Vorteil mehr gegenüber den klassischen Wannen ergeben. Ganz ähnlich verhält es sich mit dem Ausstoß von CO_2 , NO_x und SO_x . Betrachtet man nur die Schmelzwanne für sich, ist der Schadstoffausstoß einer Sauerstoff-Wanne wesentlich geringer als bei normalen Wannen. Sieht man aber das Gesamtsystem, so sind auch in diesem Punkt kaum noch Unterschiede festzustellen.

Generell gilt, unabhängig vom verwendeten Wannentyp oder des verwendeten Befuerungssystems, vor allem im Hinblick auf Umweltpolitische Aspekte, dass in Zukunft die thermische Effizienz der Glasschmelzaggregate erhöht werden muss, und das bei gleichzeitiger Senkung des CO_2 , NO_x und SO_x und einer Verminderung der Partikelemissionen.

Ein Beitrag zur Energie- und Ressourcenschonung ist die Schmelzgutvorwärmung und als Sonderfall auch die reine Scherbenvorwärmung. Letzteres ist besonders für die Flaschenglasindustrie von Bedeutung, da das Recyclingglas seit der Energiekrise den Hauptrohstoff im Glasschmelzprozess darstellt.

² Report from the commission to the council and the European Parliament on implementation of the Directive 96/61/EC concerning integrated pollution and prevention and control, COM (2005) 540 final and EIPPCB, Reference document on best available techniques in the glass manufacturing industry, 07/2000, 12/2001

³ On the road to sustainable production, Progress in implementing Council Directive 96/61/EC concerning integrated pollution prevention and control, COM (2003) 354 final

⁴ Beekens, R., Van Limpt, H. Energy Efficiency Benchmarking of Glass furnaces.

Die Energiebilanz weist für eine Glasschmelzwanne 51 % für die Schmelze, 25 % für Wandverluste und 24 % für die Abgase aus. Die Minimierung der Wandverluste ist sicherlich ein wichtiger Aspekt, der jedoch für dieses Forschungsvorhaben nicht relevant ist und daher auch keine Berücksichtigung findet. Ziel der geleisteten Arbeiten war es, die Abgasverluste mittels eines neu entwickelten Abgas/Glasgemenge – Wärmetauschers zu minimieren. Sinn macht dies vor allem bei den in diesem Forschungsvorhaben hauptsächlich betrachteten sauerstoffbeheizten Wannen. Hier wird das entstehende Abgas mit einer Temperatur im Bereich von 1.400 °C in aller Regel nur durch Verdünnung mit normaler Umgebungsluft auf eine dem jeweiligen Standort angepassten und vom Gesetzgeber vorgeschriebenen Temperatur abgekühlt und ohne jegliche Wärmerückgewinnungsmaßnahmen durch den Kamin an die Umwelt abgegeben.

Bei der Sauerstoffbefeuerung kommt der Schmelzgutvorwärmung eine besondere Bedeutung zu. Eine rekuperative Vorwärmung wäre zwar technisch machbar, ist aber wegen des geringen Volumenstromes nicht effizient. Dazu wird folgende Abschätzung durchgeführt:

Die Verbrennung von 1 m³ Erdgas benötigt 2 m³ Sauerstoff. Dem stehen 3 m³ Abgas gegenüber. Die Wärmekapazität von O₂ ist zudem um etwa einen Faktor 0.7 geringer als die des praktisch nur aus polaren Molekülen bestehenden Abgases.

Zum Vergleich: Im Brennstoff-Luft-Betrieb stehen bei der Verbrennung von 1 m³ Erdgas 10 m³ Luft einer Menge von 11 m³ Abgas gegenüber (m=10/11); die Wärmekapazität der Luft ist nur um einen Faktor 0.9 geringer als die des Abgases. Damit ergeben sich jeweils als physikalische Schranke für eine Luft- bzw. Sauerstoffvorwärmung die folgenden Wirkungsgrade:

- Luftvorwärmung:

$$\frac{m_{\text{Luft}} \cdot c_{p,\text{Luft}}}{m_{\text{Abgas}} \cdot c_{p,\text{Abgas}}} \approx 82 \%;$$

- O₂-Vorwärmung:

$$\frac{m_{\text{Sauerstoff}} \cdot c_{p,\text{Sauerstoff}}}{m_{\text{Oxy-Abgas}} \cdot c_{p,\text{Oxy-Abgas}}} < 50 \%.$$

In Anbetracht der durch die physikalischen Gesetzmäßigkeiten vorgegebenen Wirkungsgrade von unter 50% lohnt sich daher eine Sauerstoffvorwärmung nicht.

Hinzu kommen erhebliche werkstofftechnische Probleme bei rekuperativen Konzepten (Stahl in Kontakt mit heißem Sauerstoff) oder in den Regenerativkammern. Zudem stände der finanzielle Aufwand für die in diesem Falle benötigten sehr großen Regeneratoren in keinem Verhältnis zum erzielbaren Ergebnis.

Die geringen Massenströme stellen aber zugleich auch die Herausforderung beim Betrieb eines Vorwärmers dar. Das heiße Oxyfuel-Abgas direkt in den Schmelzgutvorwärmer zu leiten, wäre aus der Sicht der thermodynamischen Verfügbarkeit (Exergie) der Wärme sicher vorteilhaft, ist aber erstens aus Werkstoffgründen kaum realisierbar (wenn, dann nur mit extrem teurem Sonderstahl) und zweitens bedingt durch den relativ kleinen Abgasstrom im Vergleich zur benötigten Fläche auf der Materialseite technisch praktisch nicht machbar.

Die thermische Effizienz einer Schmelzgutvorwärmung (unabhängig vom Wannentyp) lässt sich am besten mit dem Sankey-Diagramm verdeutlichen..

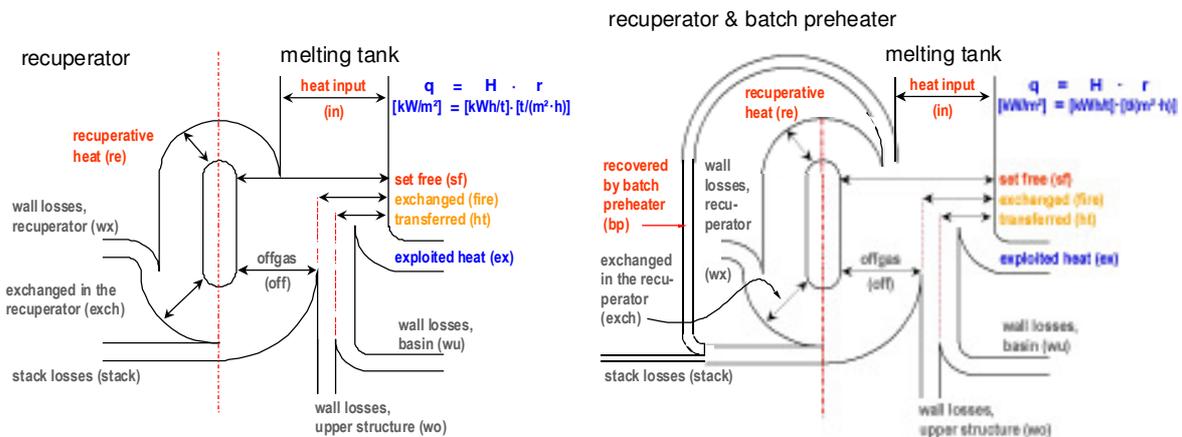


Bild 2 Vergleichende Darstellung einer konventionellen Wärmerückgewinnung von Glasschmelzwannen und in Kombination mit einem Schmelzgutvorwärmer im Sankey – Diagramm

Die aus dem Abgas konventionell zurück gewonnene Wärme $H_{regenerativ}$ wird dem Oberofen zugeführt. Die Temperatur wird dort im Mittel als T_{IN} bezeichnet. Das Glasbad liegt im Mittel auf dem Temperaturniveau T_{HT} . Der maximal mögliche Anteil von $H_{regenerativ}$, der ins Glasbad übertragen werden kann, ist

$$H_{max} = H_{off} \cdot (1 - \Delta T_{Stack} / \Delta T_{off}) ,$$

was erheblich kleiner als $H_{regenerativ}$ selber ist. Die durch die Gemengevorwärmung zurückgewonnene Wärmemenge $H_{batch\ preheater}$ ist deutlich kleiner als die konventionell aus dem Abgas zurückgewonnene Wärme $H_{regenerativ}$. Da diese aber nahezu ohne jeden Übertragungsverlust direkt ins Glasbad übertragen wird, ist somit der Nettoeffekt viel größer als der Effekt der Luftvorwärmung in den Regeneratoren.

Die Vorwärmung der eingelegten Rohstoffe ist eine hervorragende Lösung, um die Wirtschaftlichkeit in sauerstoffbefeuerten und konventionellen Glasschmelzwannen zu verbessern⁵. Moderne Glasschmelzwannen erreichen einen Wirkungsgrad von nur 55-65 %, wie in Tabelle 2 wiedergegeben, bedingt durch die Abgasverluste im Kamin.

Tabelle 2 Energieeffizienz von Glasschmelzwannen

Energy take up by melt/total energy supply	[%]
Recuperative furnaces	20-35
Regenerative furnaces	35-55
Oxy-fuel furnaces	40-55
Regenerative furnace + batch preheater	50-62
Oxy-fuel furnace + batch preheater	50-65
LoNOx®melter	48-53

⁵ Zippe, Pabst, Rothenmüller, Wiesbaden, 1992

Wie aus der Tabelle ersichtlich, sind Steigerungen des Wirkungsgrades im Bereich von 10 – 15% möglich und wurden auch, wie in Tabelle 3 zu sehen, praktisch schon erreicht.

Tabelle 3 Erzielte Energieeinsparungen durch Zippe – Scherben- und Gemengevorwärmer der ersten Generation (Versuchsergebnisse Bad Münde 1998)

Scherbenanteil	Spezifische Wannenleistung	Spezifischer Energieverbrauch	Energie- einsparung)*	Bemerkungen
%	t/m ² d	kcal/kg Glas	%	
70	3,5	1033	-	ohne Wärmetauscher
70	3,5	888	14	mit Wärmetauscher
80	3,5	841	16	mit Wärmetauscher nach div. Modifikationen
83	3,7	831	17	
90	3,4	805	18	

)* jeweils bezogen auf 70% Scherbenanteil

Zusammenfassend lässt sich demnach feststellen, dass die Installation eines Vorwärmers zur Erwärmung des Glasgemenges oder auch nur der Scherben mittels der Rauchgase sich in jedem Falle lohnt, da es eindeutig zu einer Steigerung des Wirkungsgrades führt. Das haben sowohl die bereits realisierten Projekte der Firma Zippe selbst als auch Projekte, die anderweitig realisiert worden sind, gezeigt. Besonders sinnvoll erscheint die Installation eines solchen Vorwärmers für Oxyfuel-Wannen. Hier ist es, wie bereits oben ausgeführt, bislang nicht gelungen, von einzelnen Maßnahmen, wie zum Beispiel einer Dampferzeugung einmal abgesehen, sinnvolle Möglichkeiten zur Wärmerückgewinnung im Abgasstrom zu integrieren.

DBU Abschlussbericht Hauptteil

Die im Rahmen des DBU-geförderten Vorhabens

„Schmelzgutvorwärmung an einer sauerstoff-brennstoff-beheizten Glasschmelzwanne“

geleisteten Arbeiten lassen sich in einen theoretischen Teil, der vom Institut für Gesteinshüttenkunde der RWTH Aachen durchgeführt wurde und einen praktischen Teil der auf entsprechenden Versuchsständen der Firma ZIPPE Industrieanlagen GmbH durchgeführt wurde, unterteilen. Zusätzlich hat die Firma Philips mit entsprechenden Messungen am mutmaßlichen Standort der geplanten Testanlage in Piła, Polen eine wertvolle Datenbasis geliefert, ohne die die nachfolgenden Berechnungen nicht möglich gewesen wären. Zusätzlich wurden sowohl von der Firma Philips als auch von der Firma Gerresheimer Lohr GmbH entsprechende Mengen an Glasgemenge für die Versuche zur Verfügung gestellt.

Die Firma ZIPPE Industrieanlagen GmbH hat sich bereits im Zeitraum von ca. 1986 bis 1996 mit der Entwicklung von Scherben- bzw. Schmelzgutvorwärmern für **konventionelle** Glasschmelzwannen beschäftigt. Resultat der damaligen Aktivitäten waren immerhin 4 erfolgreich installierte Aggregate in der Glasindustrie, von denen der Wärmetauscher in Dongen (Ardagh Glass, früher PLM) noch immer in Betrieb ist. Während dieser Zeit konnten umfangreiche Erfahrungen, vor allem auch im Bereich der wärmetechnischen Auslegung dieser Wärmetauscher, gesammelt werden. Als Ergebnis ist zum Beispiel ein eigenes Berechnungsprogramm zur Auslegung dieser Wärmetauscher entstanden.

Der, aus wärmetechnischer Sicht, sehr erfolgreiche Einsatz dieser ersten Wärmetauscher-generation verbunden mit den immer knapper werdenden Energieressourcen und damit steigenden Energiepreisen war Grund genug, diesen Wärmetauscher weiter zu entwickeln. Ein Projekt, das auf Grund der bereit gestellten Fördergelder von der DBU nun endlich realisiert werden konnte.

1. Daten von Philips

Von der Firma Philips sind 2 Versuche durchgeführt worden, deren Ergebnisse hier kurz aufgeführt werden sollen. Des Weiteren wurden die Hauptdaten der Schmelzwanne, die als Basis für die nachfolgenden Berechnungen und Versuche dienen, ermittelt.

Da bei Verwendung des Vorwärmers - im Gegensatz zum jetzigen Zeitpunkt, wo das Gemenge mit Öl befeuchtet wird - absolut trockenes Gemenge in die Schmelzwanne eingelegt wird, wurden im ersten Versuch Abgasmessungen bei Verwendung von feuchtem und trockenem Glasgemenge durchgeführt, um festzustellen, inwieweit dies Auswirkungen auf das Abgas hat. Wie in Tabelle 4 ersichtlich, steigt der Staubgehalt erwartungsgemäß an, ist aber noch immer in einem unkritischen Bereich. Die erheblichen Unterschiede der gemessenen Staubgehalte zwischen den beiden für die Messungen beauftragten Firmen sollen, da zumindest die Staubzunahme tendenziell bei beiden Firmen ähnlich ist, hier nicht weiter betrachtet werden.

Tabelle 4 Staubmessungen im Wannabgas mit trockenem und feuchtem Gemenge bei Philips Lighting Poland in Piła; 1 durchgeführt von HVG, 2 durchgeführt von Szkło-Piec.

	measured concentration [mg/m ³]	1 emission [kg/h]	specific emission [kg/t Glass]	2 measured concentration [mg/Nm ³]	emission [kg/h]
wet batch					
total dust	104,2	1,06	0,19	40,3	0,105
NO _x *)	193	0,98	0,18		
CO	n. n.	n. n.	n. n.		
SO ₂	13	0,07	0,01		
dry batch					
total dust	151,6	1,44	0,26	60	0,131
NO _x *)	343	1,63	0,3		
CO	n. n.	n. n.	n. n.		
SO ₂	29	0,14	0,02		



Bild 3 Stahlproben nach Korrosionstest in 300 °C

Ein zweiter Versuch wurde durchgeführt, um einige für den Bau des Wärmetauschers in Frage kommende Stahlsorten zu testen. Dazu wurden entsprechende Proben über einen Zeitraum von 2 Monaten im Rauchgas bei Temperaturen von 300 °C bzw. 600 °C platziert.

Die Tests wurden entsprechend der in ASTM G1-81, ASTM G4-84, ASTM G-30, ASTM G31-72, ASTM G46-76, AST G-58, und ASTM G78-83 beschriebenen Methoden durchgeführt. (Handbook on Corrosion Testing and Evaluation by J.Wiley 1971).

Als beständigste Stahlsorte hat sich mit einer Korrosionsgeschwindigkeit von 4,15 g/m²y bei 300 °C und 2.3 g/m²y bei 600 °C der Stahl DIN 1.4762 erwiesen.

Hauptdaten zur Auslegung des Wärmetauschers

General data:		
melting surface furnace	m ²	110
gas consumption of conventional oxyfuel furnace	nm ³ /hr	950
density of natural gas (25oC)	kg/nm ³	0,75
caloric value of Russian natural gas	kJoule/nm ³	36030
oxygen percentage	nm ³ /nm ³	2,233
furnace glass pull	kg/hr	8900
cullet percentage	percentage	50%
water in cullet	percentage	1%
flue gas in raw materials	percentage	19%
soda ash in batch	percentage	22,5%
water in soda ash	percentage	0,8%
crystal water dissociation energy	kJ/kg	3200
bulk density of batch	ton/m ³	1,4
Cp batch in temp. range (25oC-600oC)	kJ/kg/oC	1,1
glass temperature	oC	1350
melting / forming enthalpie 290 recipe	kJoule/kg	715
Cp glass, in temp. range 26oC - 1350oC	kJ/kg/oC	1,26
flue gas temperature at furnace inlet flue gas channel	oC	1450
flue gas temperature after air dilution bottom channel	oC	600
density of flue gas without air dilution	kg/nm ³	1,24
density of flue gas with air dilution	kg/nm ³	1,27
Cp flue gas in temp. range (26oC - 1350 oC)	kJ/kg/oC	1,54
Cp flue gas in temp. range (26oC - 1350 oC), with air dilution	kJ/kg/oC	1,186
density of water vapour	kg/nm ³	0,599
density of air	kg/nm ³	1,29
room temperature	oC	25
temperature batch preheat	oC	300
temperature flue gas output preheat	oC	250
water evaporation energy	Gjoule/kg	0,0026

2. *Arbeiten der RWTH*

Abgesehen davon, dass sich der neu entwickelte Tauscher in vielen Details von der ersten Generation unterscheidet, ist zudem die Installation an einer Oxyfuel – Wanne vorgesehen. Ein für die Firma ZIPPE neuer Aspekt, da hierüber noch keinerlei Erfahrungen vorliegen. Aufgabe der GHI war es, zunächst einmal anhand der Wärmebilanzen von Pila verlässliche **Wärmetechnische Berechnungen** zu erstellen, mit deren Hilfe auch gleichzeitig eine Abschätzung der benötigten Tauscherfläche des Wärmetauschers möglich ist. Als Nebeneffekt sind diese Berechnungen gleichzeitig als eine Art Gegenprobe zu den im Hause ZIPPE erstellten Berechnungen zu verstehen. Als zweiter wichtiger Punkt sollte von der GHI die **Wasserproblematik** Gemengeseitig und Abgasseitig untersucht werden. Schlussendlich wurde von der GHI der **Wärmetransport** zum Gemenge selber untersucht, um festzustellen, in wie weit sich zum Beispiel unterschiedliche Scherbengrößen auf den Wärmeübergang und den Wärmetransport im Gemenge auswirken und welche Einflussgrößen bei der Auslegung der Rauchgasschächte zu beachten sind.

2.1 *Wärmetechnische Berechnungen*

2.1.1 *Wärmebilanzen der Wanne in Pila, Polen*

Die Wärmebilanz (in Bild 4) stellt die Verhältnisse der Glasschmelzwanne in Pila dar. Zur Bestimmung des später erreichten, tatsächlichen Wirkungsgrades der Wanne – gegenüber dem ja die Steigerung durch den geplanten Schmelzgutvorwärmer demonstriert werden soll - wurde zunächst die Nutzwärme H_{ex} des Schmelz-prozesses genau berechnet. Es gilt:

$$H_{ex} = (1 - y_C) \cdot \Delta H_{chem}^{\circ} + \Delta H_{1300}$$

wobei ΔH_{chem}° die Standardwärmetonung der Umwandlung des Gemenges zu Schmelze und Gemengeabgasen, ΔH_{1300} den Wärmeinhalt (relativ zur Umgebung) bei Entnahme der Glasschmelze und y_C , $0 < y_C < 1$, den Scherbenanteil je t erschmolzenen Glases darstellt. Der erreichte Gesamtwirkungsgrad der Anlage liegt bei 47 %.

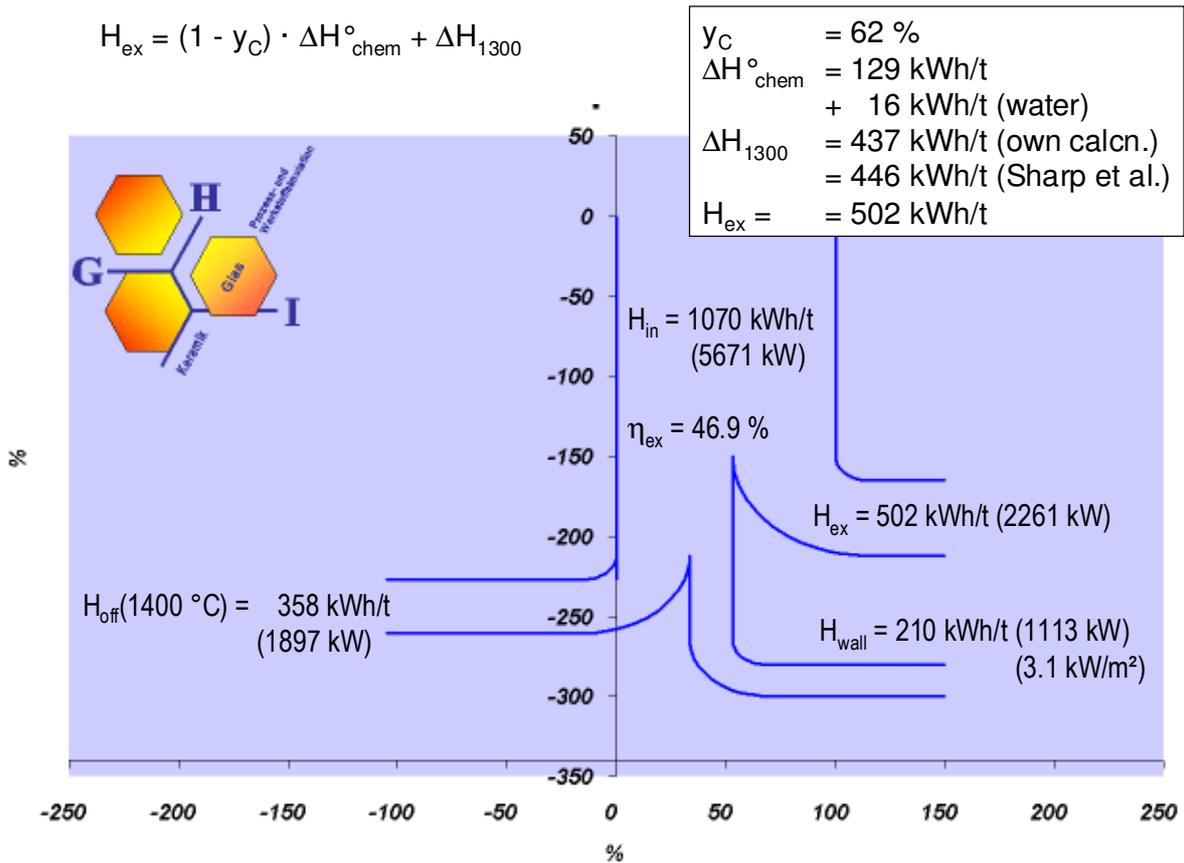


Bild 4. Wärmebilanz der in Pila, Polen betriebenen Wanne; H_{in} = Wärmeeintrag; H_{ex} = Nutzwärme, H_{wall} = Wandverluste, H_{off} = Abgastemperatur; die kalorischen Größen sind als spezifische Wärmemengen in kWh/t sowie als Leistungen in kW angegeben; η_{ex} ist der Gesamtwirkungsgrad der Anlage.

Die betriebsinterne Berechnung (Bild 5) führt praktisch zu denselben Ergebnissen. Allerdings wird ein erheblicher Wärmeverlust im Abgaskanal den Wandverlusten zugeschlagen, was zu untypisch hohen Wärmeflüssen von 5.6 kW/m² führt. Es wurde empfohlen, die Ursache für die erheblichen Wandverluste im Abgaskanal vor Installation des Schmelzgutvorwärmers zu klären. Diese Klärung war vor allem deshalb wichtig, weil die Leistungsfähigkeit des Schmelzgutvorwärmers in Beziehung zum Wärmekapazitätsstrom des Abgases gesetzt werden muss und neben der Demonstration an einer bestimmten Anlage auch allgemein gültige Aussagen gewonnen werden sollen. Inzwischen konnte die Diskrepanz auf eine Fehlmessung der Abgastemperatur in Pila zurückgeführt werden. Die tatsächlichen Abgastemperaturen erreichen etwa 1400 °C. Die Wärmebilanz in Bild 6 stellt eine erste Abschätzung für den Betrieb der Wanne mit Schmelzgutvorwärmer dar. Der Gesamtwirkungsgrad der Anlage liegt jetzt bei 52 %.

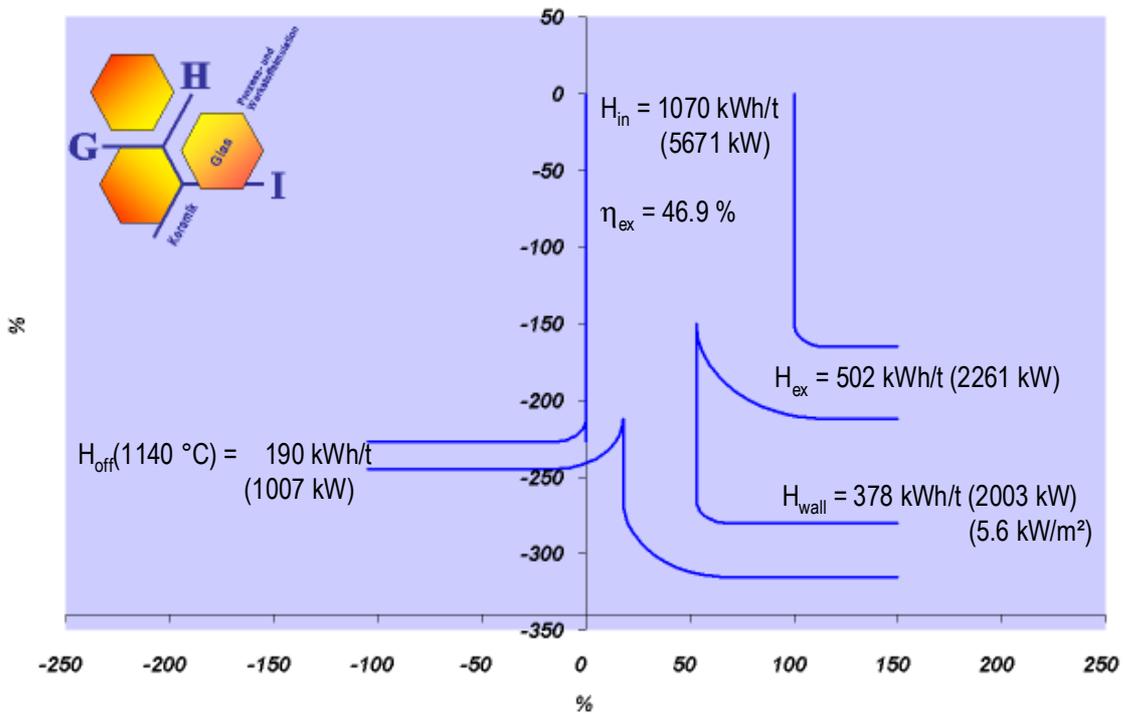


Bild 5. Wärmebilanz der Wanne wie in Bild 4; betriebsinterne Daten

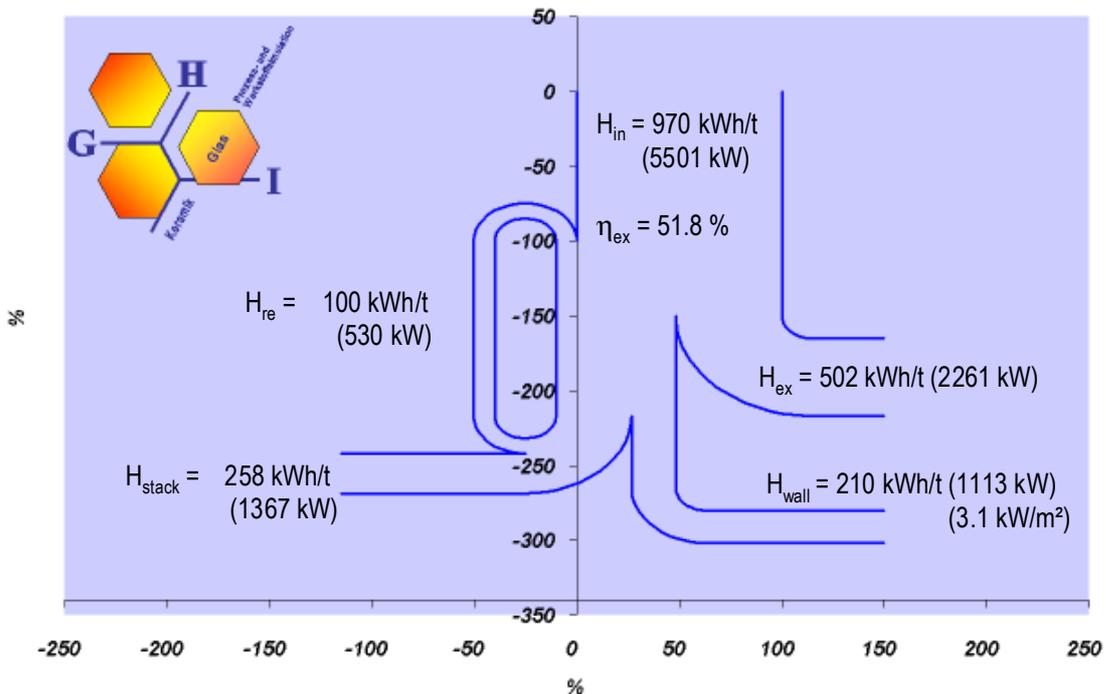


Bild 6. Wärmebilanz der Wanne wie in Bild 4, jedoch mit Schmelzgutvorwärmer (Konzept); der Wirkungsgrad steigt auf 52 %

Die Tabelle 5 zeigt die Berechnung der kalorischen Eigenschaften des in Pila eingesetzten Erdgases. Die berechneten Daten stimmen mit den betriebsintern verwendeten Daten genau überein. Im Hinblick auf eine präzise Bilanzierung ist der Umstand in Rechnung zu stellen, dass Verbrennungsrechnungen üblicherweise auf einen Bezugszustand von 0 °C, 1 atm bezogen werden, während alle Datenbasen für kondensierte Phasen (Rohstoffe, Glasschmelze) auf 25 °C, 1 bar bezogen sind. Hier ist selbstverständlich entsprechend umzurechnen.

Tabelle 5. Zusammensetzung und Kenndaten des in Pila, Polen eingesetzten Erdgases

Composition Pila natural gas September 2003		
Component	Formula	Vol %
Methane	CH ₄	96.351
Ethane	C ₂ H ₆	1.225
Propane	C ₃ H ₈	0.278
n-Butane	C ₄ H ₁₀	0.051
i-Butane	C ₄ H ₁₀	0.045
neo-Pentane	C ₄ H ₁₂	0.000
i-Pentane	C ₄ H ₁₂	0.015
n-Pentane	C ₄ H ₁₂	0.015
Hexane	C ₆ H ₁₄	0.129
CH ₄	C _n H _m	0.000
Carb.m.onoxide	CO	0.000
Carb.dioxide	CO ₂	0.018
Hydrogen	H ₂	0.000
Nitrogen	N ₂	1.836
Helium	He	0.037
Oxygen	O ₂	0.000
Total		100.000
Gross heating value		39.93 MJ/m ³
Nett heating value		36,011 MJ/m ³
Relative density		0.568
Wobbe index before stabilizing		51.6 MJ/m ³
Wobbe index after stabilizing		50.6 MJ/m ³

ntp = 0 °C, 1 atm
NTP = 25 °C, 1 bar

H_o = 39.8 MJ/m³ ntp
(39.95)

H_u = 35.9 MJ/m³ ntp
(36.03)
= 32.5 MJ/m³ NTP
= 9.03 kWh/m³ NTP

ρ = 0.741 kg/m³ npt
(0.746)
= 0.670 kg/m³ NPT

630 m³ at 26 °C =
628 m³ at 25 °C

⇒
power of 5691 kW

2.1.2 Berechnungen zur Auslegung des Vorwärmers

Entscheidend für die Auslegung des Schmelzgutvorwärmers ist der abgasseitig zur Verfügung stehende Wärmekapazitätsstrom $m_H \cdot c_H$. Dabei ist m_H der Massenstrom in m³ NTP/h oder kg/h und c_H die spezifische Wärmekapazität in kWh/(m³·K) bzw. kWh/(kg·K). Die Wanne in Pila wird nach einem Umbau eine von vormals 82 auf 110 m² vergrößerte Schmelzfläche haben. Die Leistung wird von 6.15 auf 8.25 t/h steigen. Dies ist eine im Vergleich zur Schmelzfläche überproportionale Steigerung; der zur Schmelzfläche proportionale Wert wäre 7.1 t/h. Der Gasverbrauch wird von derzeit ca. 630 m³/h NTP auf ca. 950 m³/h steigen.

Bei einem Sauerstoffüberschuss von 5 % ($\lambda = 1.05$) ergibt sich eine Abgaszusammensetzung von 32.4 CO₂, 63.8 H₂O, 0.6 N₂, 3.2 O₂ mit einer Dichte von 1.087 kg/m³ NTP.

heat content in air and offgas

600 °C option

$m_H \cdot c_H = 3.46 \text{ kW/K}$

mass flow m_H

environment	25 °C				
	cP(T) J/mol·K	-H°(T) kJ/mol	S°(T) J/mol·K	-G°(T) kJ/mol	
O2(g)	298	29.328	0.000	205.100	61.151
N2(g)	298	28.511	0.000	191.500	57.096
CH4(g)	298	35.347	74.800	186.300	130.345
CO2(g)	298	37.228	393.500	213.700	457.215
CO(g)	298	29.115	110.500	197.500	169.385
H2O(g)	298	33.561	241.800	188.700	298.061
offgas	600 °C				
O2(g)	873	33.391	-18.266	238.866	190.300
N2(g)	873	32.327	-17.823	224.469	178.172
CH4(g)	873	65.887	45.329	238.437	253.520
CO2(g)	873	50.913	366.962	262.083	595.800
CO(g)	873	31.930	92.885	230.156	293.846
H2O(g)	873	39.386	220.874	227.252	419.299
heat content	25 >>>>>>> 600 °C				
	g/mol	kJ/mol	kJ/m3	kWh/m3	MJ/kg
O2(g)	31.999	18.3	736.9	0.2047	0.571
N2(g)	28.014	17.8	719.0	0.1997	0.636
CH4(g)	16.043	29.5	1188.9	0.3303	1.837
CO2(g)	44.010	26.5	1070.6	0.2974	0.603
CO(g)	28.010	17.6	710.6	0.1974	0.629
H2O(g)	18.015	20.9	844.2	0.2345	1.162
ideal gas:	0.02479	m3/mol			
offgas composition	%				
O2(g)	9.2	1.7	67.7	0.0188	
N2(g)	34.5	6.1	247.9	0.0688	
CH4(g)	0.0	0.0	0.0	0.0000	
CO2(g)	18.8	5.0	200.8	0.0558	
CO(g)	0.0	0.0	0.0	0.0000	
H2O(g)	37.6	7.9	317.2	0.0881	
sum	100.0	20.7	833.7	0.2316	

amount	1041 m3 offgas / t glass	8588 m3/h	NTP
	8.25 t glass per h	25151 m3/h	hot

heat 241 kWh/t
1989 kW
1989

power in offgas

345
696

m³ added air

O2(g)	9.2
N2(g)	34.5
CH4(g)	0.0
CO2(g)	18.8
CO(g)	0.0
H2O(g)	37.6

air	8 % of O2 in the dry offgas					
	offgas air-gas	offgas air-oil	offgas oxy-gas	offgas oxy-oil	offgas air-gas	offgas air-oil
21.0	1.4	1.9	1.3	1.4	7.0	7.1
79.0	72.1	73.9	4.7	5.7	73.9	69.9
0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
0.0	9.2	12.1	31.3	46.7	6.4	11.5
0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
0.0	17.3	12.1	62.7	46.6	12.7	11.5
100.0	100.0	100.0	100.0	100.4	100.0	100.0

heat content of offgas $c_H \cdot \Delta T$ $\Delta T = 575 \text{ K}$

heat content in air and offgas

start at 1450 °C

$m_H \cdot c_H = 1.68 \text{ kW/K}$

mass flow m_H

environment	25 °C				
	cP(T) J/mol·K	-H°(T) kJ/mol	S°(T) J/mol·K	-G°(T) kJ/mol	
O2(g)	298	29.328	0.000	205.100	61.151
N2(g)	298	28.511	0.000	191.500	57.096
CH4(g)	298	35.347	74.800	186.300	130.345
CO2(g)	298	37.228	393.500	213.700	457.215
CO(g)	298	29.115	110.500	197.500	169.385
H2O(g)	298	33.561	241.800	188.700	298.061
offgas	1450 °C				
O2(g)	1723	37.107	-48.250	262.704	404.430
N2(g)	1723	34.717	-46.349	247.193	379.601
CH4(g)	1723	91.230	-23.268	292.307	480.421
CO2(g)	1723	59.430	319.950	299.358	835.788
CO(g)	1723	35.459	64.239	252.932	500.078
H2O(g)	1723	48.449	183.549	256.757	625.979
heat content	25 >>>>>>> 1450 °C				
	g/mol	kJ/mol	kJ/m3	kWh/m3	MJ/kg
O2(g)	31.999	48.2	1946.5	0.5407	1.508
N2(g)	28.014	46.3	1869.8	0.5194	1.655
CH4(g)	16.043	98.1	3956.2	1.0990	6.113
CO2(g)	44.010	73.5	2967.1	0.8242	1.671
CO(g)	28.010	46.3	1866.3	0.5184	1.652
H2O(g)	18.015	58.3	2350.0	0.6528	3.233
ideal gas:	0.02479	m3/mol			
offgas composition	%				
O2(g)	1.3	0.6	25.3	0.0070	
N2(g)	4.7	2.2	87.9	0.0244	
CH4(g)	0.0	0.0	0.0	0.0000	
CO2(g)	31.3	23.0	928.7	0.2580	
CO(g)	0.0	0.0	0.0	0.0000	
H2O(g)	62.7	36.5	1473.4	0.4093	
sum	100.0	62.4	2515.3	0.6987	

amount	345 m3 offgas / t glass	3419 m3/h	NTP
	9.91 t glass per h	19760 m3/h	hot

heat 241 kWh/t
2389 kW
2389

power in offgas

345
0

m³ added air

O2(g)	1.3
N2(g)	4.7
CH4(g)	0.0
CO2(g)	31.3
CO(g)	0.0
H2O(g)	62.7

air	8 % of O2 in the dry offgas					
	offgas air-gas	offgas air-oil	offgas oxy-gas	offgas oxy-oil	offgas air-gas	offgas air-oil
21.0	1.4	1.9	1.3	1.4	7.0	7.1
79.0	72.1	73.9	4.7	5.7	73.9	69.9
0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
0.0	9.2	12.1	31.3	46.7	6.4	11.5
0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
0.0	17.3	12.1	62.7	46.6	12.7	11.5
100.0	100.0	100.0	100.0	100.4	100.0	100.0

heat content of offgas $c_H \cdot \Delta T$ $\Delta T = 1425 \text{ K}$

heat content in air and offgas

600 °C option

$m_H \cdot c_H = 4.16 \text{ kW/K}$
mass flow m_H

	c _P (T) J/mol·K	-H ^o (T) kJ/mol	S ^o (T) J/mol·K	-G ^o (T) kJ/mol
environment 25 °C				
O2(g)	298	29.328	0.000	205.100
N2(g)	298	28.511	0.000	191.500
CH4(g)	298	35.347	74.800	186.300
CO2(g)	298	37.228	393.500	213.700
CO(g)	298	29.115	110.500	197.500
H2O(g)	298	33.561	241.800	188.700
offgas 600 °C				
O2(g)	873	33.391	-18.266	238.866
N2(g)	873	32.327	-17.823	224.469
CH4(g)	873	65.887	45.329	238.437
CO2(g)	873	50.913	366.962	262.083
CO(g)	873	31.930	92.885	230.156
H2O(g)	873	39.386	220.874	227.252
heat content 25 >>>>>>> 600 °C				
	g/mol	kJ/mol	kJ/m3	kWh/m3
O2(g)	31.999	18.3	736.9	0.2047
N2(g)	28.014	17.8	719.0	0.1997
CH4(g)	16.043	29.5	1188.9	0.3303
CO2(g)	44.010	26.5	1070.6	0.2974
CO(g)	28.010	17.6	710.6	0.1974
H2O(g)	18.015	20.9	844.2	0.2345
ideal gas:	0.02479	m3/mol		
offgas composition				
	%	kJ/mol	kJ/m3	kWh/m3
O2(g)	9.2	1.7	67.7	0.0188
N2(g)	34.5	6.1	247.9	0.0688
CH4(g)	0.0	0.0	0.0	0.0000
CO2(g)	18.8	5.0	200.8	0.0558
CO(g)	0.0	0.0	0.0	0.0000
H2O(g)	37.6	7.9	317.2	0.0881
sum	100.0	20.7	833.7	0.2316

amount 1041 m3 offgas / t glass
9.91 t glass per h

10316 m3/h	NTP
30212 m3/h	hot

heat 241 kWh/t
2389 kW
2389

power in offgas

345
696 ← m³ added air

O2(g)	9.2
N2(g)	34.5
CH4(g)	0.0
CO2(g)	18.8
CO(g)	0.0
H2O(g)	37.6

air	8 % of O ₂ in the dry offgas					
	offgas air-gas	offgas air-oil	offgas oxy-gas	offgas oxy-oil	offgas air-gas	offgas air-oil
21.0	1.4	1.9	1.3	1.4	7.0	7.1
79.0	72.1	73.9	4.7	5.7	73.9	69.9
0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
0.0	9.2	12.1	31.3	46.7	6.4	11.5
0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
0.0	17.3	12.1	62.7	46.6	12.7	11.5
100.0	100.0	100.0	100.0	100.4	100.0	100.0

heat content of offgas $c_H \cdot \Delta T$ $\Delta T = 575 \text{ K}$

Der Wärmekapazitätsstrom des Schmelzgutes wird auf der Basis einer Produktionsleistung von 8.25 t/h erschmolzenen Glases bei einem Scherbenanteil von 50 % berechnet. Dies ergibt 9 t/h Gemenge + Scherben bei einer mittleren Wärmekapazität von $c_L = 0.269 \text{ kWh/(t·k)}$; mithin ist $m_L \cdot c_L = 2.42 \text{ kW/K}$. Das Verhältnis $z_{HL} = m_H \cdot c_H / m_L \cdot c_L$ beträgt 1.43. Bei 9.91 t/h ist $m_L \cdot c_L = 2.91 \text{ kW/K}$; z_{HL} bleibt gleich.

Auf den folgenden Seiten sind einige grundlegende Formeln für einen im Gegenstrom betriebenen Wärmetauscher zusammengestellt. Sie gelten auch für Kreuzstrombetrieb, sofern der Kreuzstrom quasi im Zickzack dem Gutstrom entgegengeführt wird. $Q_{transfer}$ ist die übertragene Wärmeleistung in kW; die Indizierung der Temperaturen bezeichnet mit H das Abgas (high-T flow), mit L das Gemenge (low-T flow), mit „in“ bzw. „out“ Ein- bzw. Auslass; α ist der Wärmeübergangskoeffizient in $W/(m^2 \cdot K)$, A die Austauschfläche in m^2 . Die über A gemittelte Temperatur ist ΔT_{mean} . Wie bereits zuvor eingeführt, bezeichnet z_{HL} das Verhältnis der Wärmekapazitätsströme Abgas/Gemenge. Das Verhältnis aus dem übertragenen Strom $\alpha \cdot A$ zum Wärmekapazitätsstrom des heißen Mediums (Abgas) wird mit NTU_H abgekürzt ($NTU = \text{“number of transfer units“}$). Daraus errechnet sich die übertragene Leistung Q sowie die Temperaturen der Massenströme im Auslass. Bei bekannten Einlasstemperaturen und bekanntem z_{HL} (siehe Seite 11) kann nun eine Targettemperatur $T_{L,out}$ für das Gemenge angesetzt und die dafür erforderliche Größe des Produktes $\alpha \cdot A$ bestimmt werden. Bei bekannten – oder experimentell bestimmten – Werten für α folgt daraus unmittelbar die erforderliche Größe der Austauschfläche A.

heat transferred from a hot flow (H) to a cold flow (L) across a contact area A:

$$\begin{aligned} Q_{transfer} &= \dot{m}_H \cdot c_H \cdot (T_{H,in} - T_{H,out}) = \dot{m}_L \cdot c_L \cdot (T_{L,in} - T_{L,out}) \\ &= \alpha \cdot A \cdot \Delta T_{mean} \end{aligned}$$

the contact area A is given by:

$$A = \frac{\dot{m}_H \cdot c_H \cdot (T_{H,in} - T_{H,out})}{\alpha \cdot \Delta T_{mean}} = \frac{\dot{m}_L \cdot c_L \cdot (T_{L,in} - T_{L,out})}{\alpha \cdot \Delta T_{mean}}$$

the mean temperature difference, counter-flow mode, is given by:

$$\Delta T_{mean} = \frac{(T_{H,in} - T_{L,out}) - (T_{H,out} - T_{L,in})}{\ln\left(\frac{T_{H,in} - T_{L,out}}{T_{H,out} - T_{L,in}}\right)} \approx \frac{T_{H,in} + T_{H,out}}{2} - \frac{T_{L,in} + T_{L,out}}{2}$$

Die Temperaturen der Massenströme an einer beliebigen Position im Wärmetauscher, die durch den Bruchteil x , $0 < x < 1$, der gesamten Austauschfläche A angegeben wird, ist für Gegenstrombetrieb durch die beiden zuletzt angegebenen Gleichungen bestimmt. Mit Hilfe dieser Formeln lässt sich das Temperaturprofil über den Wärmetauscher berechnen.

heat exchange in counter-flow mode:

$$\text{let } \frac{\dot{m}_H \cdot c_H}{\dot{m}_L \cdot c_L} \equiv z_{HL}; \quad \frac{\alpha \cdot A}{\dot{m}_H \cdot c_H} \equiv NTU_H \Rightarrow$$

transferred heat:

$$Q_{counter-flow} = (T_{H,in} - T_{L,in}) \cdot \dot{m}_L \cdot c_L \cdot \left[1 - \frac{1 - z_{HL}}{1 - z_{HL} \cdot \exp(-NTU_H \cdot (1 - z_{HL}))} \right]$$

outlet temperatures:

$$\begin{aligned} T_{H,out} &= T_{H,in} - (1/z_{HL}) \cdot (T_{H,in} - T_{L,in}) \quad " \\ T_{L,out} &= T_{H,in} - (T_{H,in} - T_{L,in}) \cdot \frac{1 - z_{HL}}{1 - z_{HL} \cdot \exp(-NTU_H \cdot (1 - z_{HL}))} \end{aligned}$$

actual temperatures after passing a fraction x , $0 < x < 1$, of the total exchange area A:

$$\begin{aligned} T_{H,x} &= T_{H,in} - (T_{H,in} - T_{L,in}) \cdot \frac{1 - \exp(-x \cdot NTU_H \cdot (1 - z_{HL}))}{1 - z_{HL} \cdot \exp(-NTU_H \cdot (1 - z_{HL}))} \\ T_{L,x} &= T_{H,in} - (T_{H,in} - T_{L,in}) \cdot \frac{1 - z_{HL} \cdot \exp(-x \cdot NTU_H \cdot (1 - z_{HL}))}{1 - z_{HL} \cdot \exp(-NTU_H \cdot (1 - z_{HL}))} \end{aligned}$$

Das Bild 7 zeigt die Auslasstemperaturen von Gemenge und Abgas als Funktion der Austauschfläche. Zusätzlich ist die mittlere Temperatur angegeben. Um bei $\alpha = 10 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ eine Gemenge Temperatur von $T_{L,\text{out}} = 300 \text{ °C}$ zu erreichen, sind nur ca. 220 m^2 Austauschfläche erforderlich.

Das Nomogramm in Bild 8 erlaubt es, die Targettemperatur des Gemenges und die erforderliche Austauschfläche für unterschiedliche Werte von α zu bestimmen.

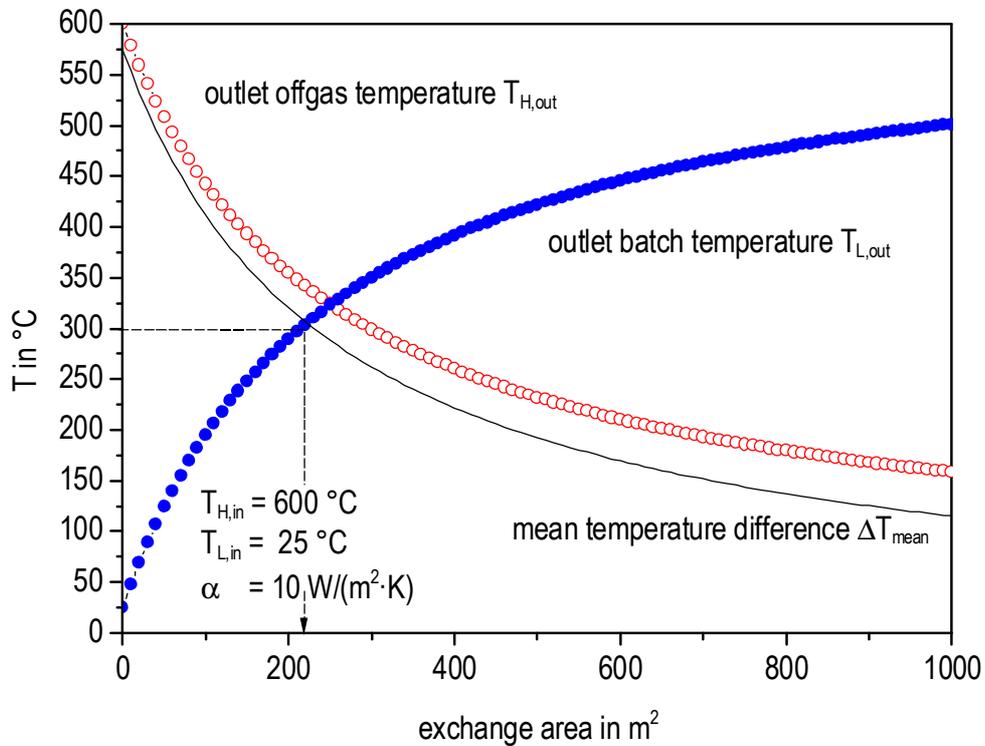


Bild 7. Erreichte Gemengevorwärmtemperatur und Abgasaustrittstemperatur als Funktion der Wärmetauscherfläche

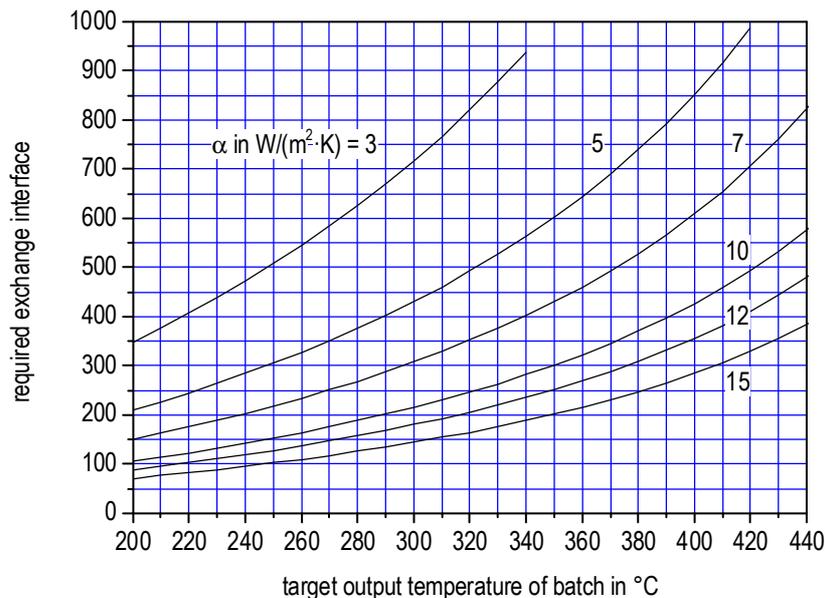


Bild 8 Nomogramm zur Bestimmung der Wärmetauscherfläche, die bei einem gegebenen Wärmetransportkoeffizienten α zum Erreichen einer gewünschten Vorwärmtemperatur erforderlich ist

Schließlich zeigt Bild 9, daß die Temperaturverläufe im Wärmetauscher annähernd linear verlaufen. Man kann also die Gegebenheiten sehr rasch für unterschiedliche Bedingungen abschätzen.

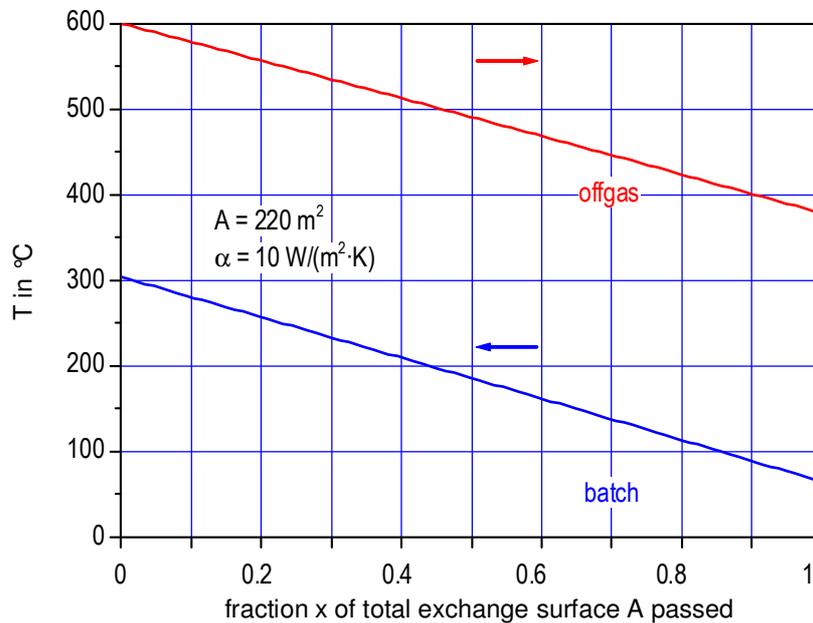


Bild 9 Nahezu lineare Temperaturverläufe im Wärmetauscher

2.2 Behandlung der Wasserproblematik

Der folgende Abschnitt ist der Rolle des Wassers abgasseitig und gutseitig sowie dem Fließverhalten des Gutes gewidmet.

2.2.1. Säurekondensation

Die Auslasstemperaturen des Abgases betragen bei 600 °C Einlaß zwar 345 °C., dennoch erscheint es erforderlich, die Gefährdung durch Säurekondensation im Abgas abzuschätzen. Hierzu werden thermodynamische Berechnungen durchgeführt, und zwar zum einen für ein mit Luft angereichertes Abgas, zum anderen für reines oxy-fuel-Abgas. Die Kondensationstemperatur T_c verschiebt sich aufgrund des relativ hohen Wasserüberschusses (0.173 bzw. 0.627 bar Partialdruck) nur wenig und liegt bei etwa 270 °C. Die SO_2 -Menge im Abgas beeinflusst zwar die Menge kondensierender Säure; der Einfluss auf T_c dagegen ist gering. Eine Aufoxidation des SO_2 im Abgas würde zwar T_c deutlich absenken. Dieser Vorgang ist aber kinetisch gehemmt. Man sollte daher bei Unterschreiten von 270 °C mit Säurekondensation rechnen. Bei vollständiger Oxidation des SO_2 tritt Kondensation bei 220 °C auf.

Bild 10 zeigt die Ergebnisse thermodynamischer Berechnungen für zwei verschiedene Abgaszusammensetzungen. Die Bildung von SO_3 würde T_c weiter erniedrigen; sie ist in den Berechnungen unterdrückt.

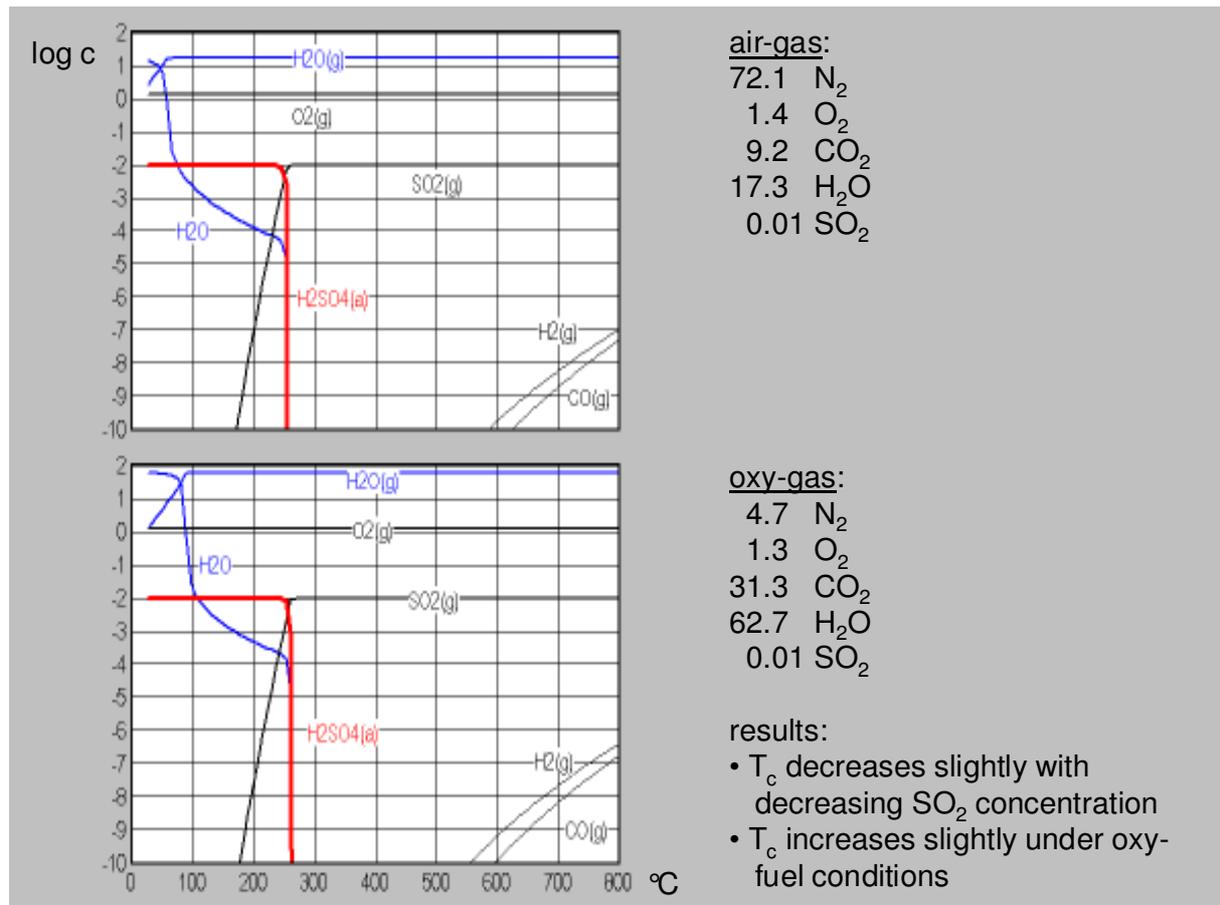


Bild 10 Konzentration von wässrigen und gasförmigen Spezies in zwei verschiedenen Abgaszusammensetzungen als Funktion der Temperatur

2.2.2 . **Bildung von Hydratphasen im Gemenge**

Das auf den Schmelzgutvorwärmer aufgegebene Gemenge wird in der Regel 2 – 4 % Wasser enthalten (das Gemenge in Pila enthält nur 1 % Wasser). Dabei handelt es sich zum einen um chemisch gebundenes Wasser, etwa um Sodamonohydrat, zum anderen um physikalisch verteiltes Wasser. Beim Durchlaufen eines Temperaturgradienten wandert das Wasser von den heißeren zu den kälteren Bereichen und reichert sich dort an. Wenn sich Hydratphasen bilden, dann entstehen im Laufe der Zeit feste Anbackungen. Bei den beteiligten Phasen handelt es sich um Magnesium-Calcium-Silicat-Hydrat-Phasen, die ähnlich einem Zement abbinden. Die Berechnung für ein einfaches Modellgemenge zeigt nun, dass praktisch keine Chance besteht, die Bildung solcher Phasen in Gegenwart von Wasserdampf zu vermeiden. Im Dauerbetrieb sind Störungen nur dann sicher zu vermeiden, wenn das Wasser aus dem System entfernt wird. Das zwischenzeitlich von der Fa. Zippe favorisierte Verfahren bestand darin, den vorgewärmten Gemengestrom m_L zu teilen, einen Teil Δm_L zurückzuführen und mit dem Eingabestrom zu vermischen. Wenn die Temperatur der Gesamtmenge $\Delta m_L + m_L$ höher als 110 °C liegt, dann wird das physikalische und das an die Soda chemisch gebundene Wasser ausgetrieben.

2.3 Wärmetransport im Gemenge

Bei den Berechnungen zur Wärmeübertragung (siehe Abschnitt 2.1.2) zeigte sich, dass ein Wärmeübertragungskoeffizient von $\alpha \geq 10 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ Voraussetzung für eine realistische Dimensionierung des Schmelzgutvorwärmers ist. Im folgenden wird diese Größe gemengeseitig abgeschätzt. Die Wärmeübertragung von einer Wand auf ein Schüttgut ist ein äußerst komplexer Vorgang. Das für Fragen des Wärmeüberganges maßgebliche und aktuelle Werk, der VDI Wärmeatlas beschreibt die Zusammenhänge auf den Seiten A 15 – A 21 sowie Mg 1 – Mg 16 und Mh 1 – Mh 13.⁶⁾ Bei hinreichend langer Kontaktzeit nimmt der Wärmeübergangskoeffizient α in einer nur wenig durchmischten Schüttung der Schichtdicke d den Wert

$$\alpha \approx 5 \cdot \lambda/d$$

an. Dabei ist λ die Wärmeleitfähigkeit im Inneren der Schüttung. Diese gilt es also experimentell und theoretisch zu bestimmen.

Eine Schüttung aus kalten Scherben wurde in einen auf 500 °C gehaltenen Tiegel mit einer rechteckigen Grundfläche von 23 x 26 cm und einer Höhe von 13 cm gegeben. Ausgehend vom Tiegelboden wurde die Temperatur im Abstand von 2 cm als Funktion der Zeit gemessen. Bild 11 zeigt die unmittelbar erhaltenen Meßergebnisse.

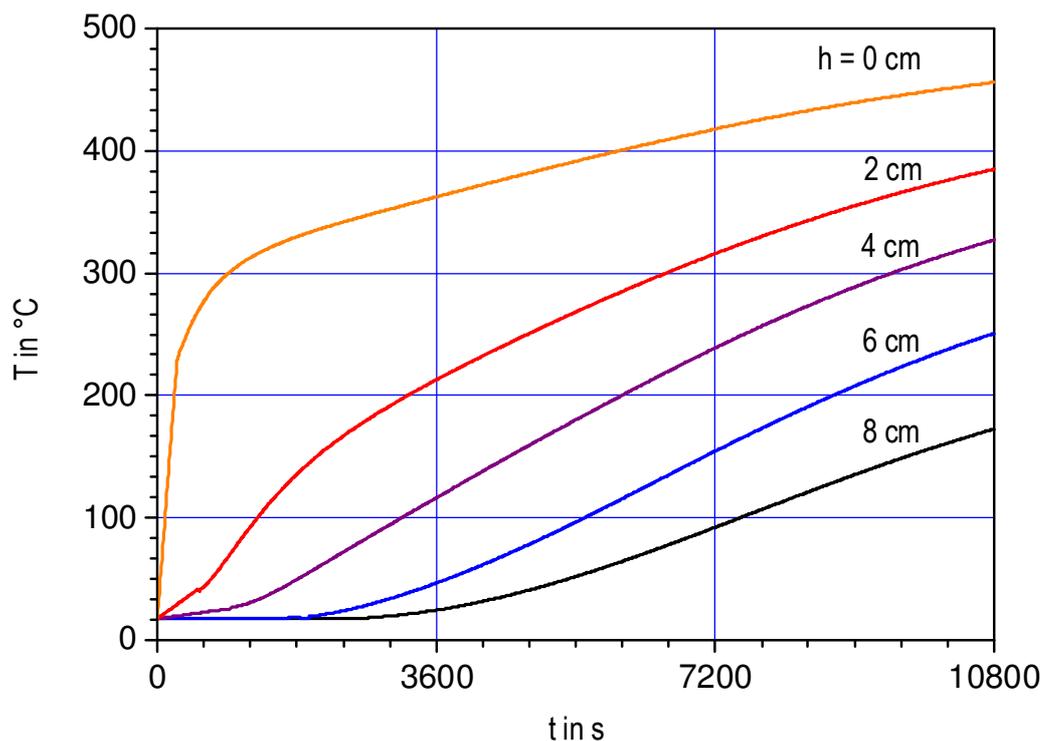


Bild 11. Temperaturverlauf in einer Schüttung aus kalten Scherben, die zum Zeitpunkt $t = 0$ in einen 500 °C heißen, rechteckigen Keramiktiegel eingebracht wurden; Abstand der Thermoelemente vom Tiegelboden in cm

⁶⁾ VDI Wärmeatlas, 8. Auflage, Springer Verlag, Berlin 1997.

Aus der lokalen Aufheizrate $\partial T/\partial t$ und der Krümmung $\partial^2 T/\partial x^2 = 2 \cdot c$ des als Parabel angenäherten Temperaturprofils wird die Temperaturleitfähigkeit ermittelt. Aus Schüttdichte und Wärmekapazität wird die Wärmeleitfähigkeit λ abgeleitet. Das relativ primitive Rechenschema zur Abschätzung der instationären Wärmeleitfähigkeit ist unten angegeben:

<p>slope of the $T(t)$ curves $\Rightarrow \frac{\partial T}{\partial t}$;</p> <p>fit a parabola to the temperature profiles</p> <p>$T(x) = a + b \cdot x + c \cdot x^2 \Rightarrow 2 \cdot c = \frac{\partial^2 T}{\partial x^2}$;</p> <p>calculate the thermal diffusivity a,</p> <p>$a = \frac{\partial T}{\partial t} / \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \frac{\lambda}{c_p \cdot \rho}$</p>	<p>$\rho_{schütt}^0 = 1298 \frac{kg}{m^3}$; $\rho_{rein} = 2500 \frac{kg}{m^3}$;</p> <p>$9,0t/h \cong 7,7 m^3/h$</p> <p>$c_p = 1,2 \frac{kJ}{kg \cdot K}$</p> <p>$\lambda = a \cdot c_p \cdot \rho$</p>
--	--

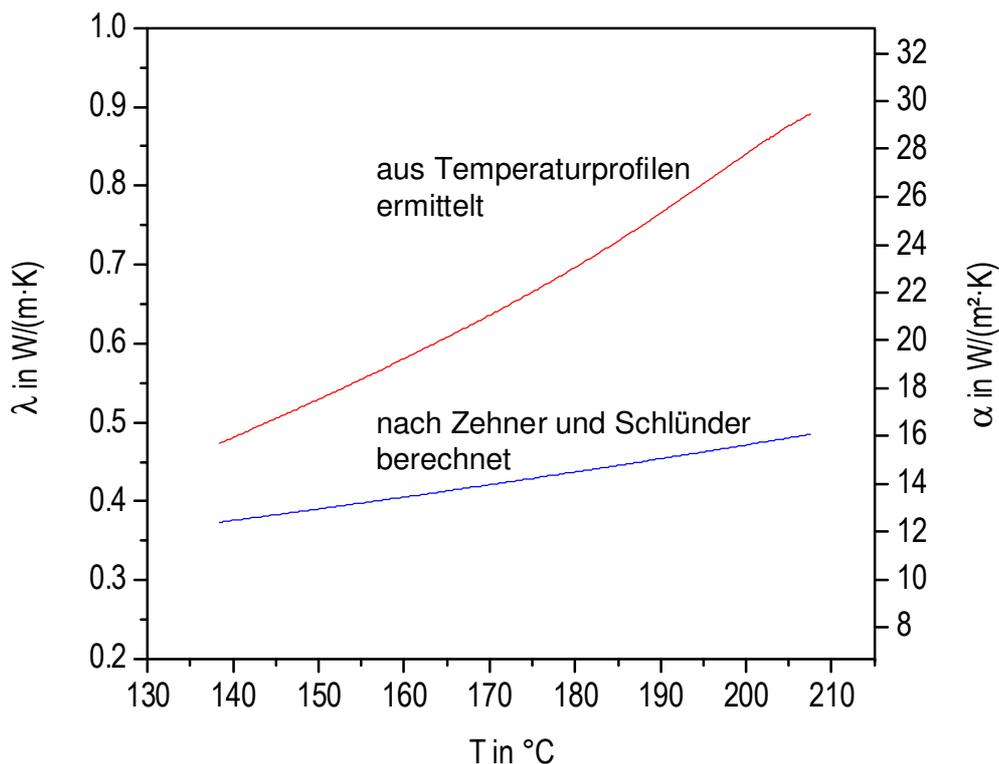


Bild 12 Aus Temperaturprofilen ermittelte und nach Zehner und Schlünder⁷⁾ berechnete Wärmeleitfähigkeit einer Schüttung aus Scherben

⁷⁾ Zehner; E. U. Schlünder. Chem.-Ing. Tech. 42 (1970), 933-941.

Die aus Messungen abgeleiteten Werte erscheinen unrealistisch hoch. Weitere Berechnungen zeigen aber, dass bei Berücksichtigung der Wärmestrahlung die Größe der Partikel empfindlich eingeht. Dies wird bei Scherben schon deshalb der Fall sein, weil das Glas ein semi-transparentes Medium ist. Der experimentell gefundene, steile Verlauf von λ als Funktion der Temperatur in Bild 12 wäre von daher verständlich.

In Tabelle 6 sind die Ergebnisse einer Versuchsserie zusammengefasst, in der Schüttungen aus feinen bzw. groben Scherben untersucht wurden. Wie theoretisch vorausgesagt, dringt das Temperaturfeld in der Schüttung grober Scherben (WL 05) deutlich schneller vor als in den Schüttungen feiner Scherben (WL 04, 06, 07).

Tabelle 6 Erreichte Temperaturen in Schüttungen aus feinen Scherben (< 5 mm) und groben Scherben (wie geliefert) nach 1 bzw. 2 h Expositionszeit als Funktion des Abstandes von der Heizfläche

WL04 kleine Scherben					WL06 kleine Scherben				
t [h]	T [°C]				t [h]	T [°C]			
	2cm	4cm	6 cm	8cm		2cm	4cm	6 cm	8cm
1	245	124	58	30	1	213	116	47	25
2	340	246	169	113	2	316	239	154	92
					3	385	327	251	173

WL07 kleine Scherben					WL05 grobe Scherben				
t [h]	T [°C]				t [h]	T [°C]			
	2cm	4cm	6 cm	8cm		2cm	4cm	6 cm	8cm
1	184	96	39	26	1	236	120	54	31
2	296	217	135	87	2	363	285	188	103
3	364	300	217	148	3	412	361	285	194

Eine Auswertung der 2 h-Werte für den in Bild 12 dargestellten Versuch liefert ortsabhängig Wärmeleitfähigkeiten im Bereich 0.22 bis 0.68 W/(m²·K), was bei einer Breite der Züge von 12 bzw. 15 cm Werten von $\alpha = 18$ bis 145 W/(m²·K) minimal bzw. 56 bis 45 W/(m²·K) maximal entspricht. Diese große experimentelle Unsicherheit ergibt sich aus der gewählten Versuchsanordnung (Tiegel) und der Abhängigkeit des stationären Wertes für λ von einer „hinreichend langen Kontaktzeit“. Dennoch ist als wesentliches Ergebnis festzuhalten, dass selbst der geringste Wert für λ einem ausreichend hohen α entspricht. Gemengeseitig wird der gewünschte Wärmeübertragungskoeffizient auf jeden Fall erreicht.

Zur Absicherung der Ergebnisse und zur präziseren Bestimmung von λ wurde die Versuchsanordnung grundlegend geändert. Schüttungen wurden auf eine beheizte Keramikplatte aufgebracht, die isotherm bei 540 °C gehalten wurde. Die Temperaturprofile (2 cm Abstand) sind als Funktion der Zeit oben dargestellt. Für diese Anordnung wird im

Bereich 150 bis 350 °C ein $\lambda \approx 0.5 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ bestimmt, was mindestens einem $\alpha \approx 25 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ entspricht. Der zuvor gefundene Anstieg von λ für steigende Temperaturen wurde in dieser Anordnung nicht gefunden. Die Aussage, dass gemengeseitig nicht mit einer Restriktion des Wärmetransportes gerechnet werden muss, bestätigt sich. Sie ist für die Auslegung des Schmelzgutvorwärmers wesentlich.

Im Rahmen eines früheren AiF-Vorhabens waren Behälterglasgemenge (Weißglas) mit unterschiedlichen Scherbengehalten gemessen worden. Die Wärmeleitfähigkeit war in diesem Fall anhand der Ausbreitung des Temperaturfeldes um eine punktförmige Wärmequelle bestimmt worden. Auch diese früheren Versuche bestätigen den Befund, dass gemengeseitig nicht mit einer Behinderung des Wärmeeintrages zu rechnen ist.

Damit besteht die Herausforderung, einen Wert von $\alpha \geq 10 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ abgasseitig zu realisieren. Dort ist α gegeben durch

$$\alpha = Nu \cdot \lambda_g / L ,$$

wobei λ_g die gut zu berechnende Wärmeleitfähigkeit des Abgases und L die aus der Auslegung des Wärmetauschers folgende Anströmlänge ist. Im Bereich von 100 bis 600 °C ist Nu im wesentlichen eine Funktion der Strömungsgeschwindigkeit des Abgases.

Andererseits gilt

$$Nu \approx 0.7 \cdot Re^{1/2} \cdot Sc^{1/3} ,$$

Re = Reynoldzahl, Sc = Schmidtzahl.

Für das Abgas gilt $Sc^{1/3} \approx 0.9$, $\lambda_g \approx 55 \cdot 10^{-3} \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$. Für die Abgasschächte mit $b = 0.05 \text{ m}$ Breite und $w = 1.5 \text{ m}$ Weite wird $L = (2w + 2b)/\pi \approx 1 \text{ m}$. Somit ist zum abgasseitigen Erreichen eines Wärmeübergangskoeffizienten von $\alpha = 10 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ die Einstellung einer Reynoldzahl von

$$Re = (\alpha \cdot L)^2 / (0.664 \cdot \lambda_g \cdot Sc^{1/3})^2 \approx 9 \cdot 10^4$$

erforderlich.

3. Arbeiten der Firma ZIPPE

Aufbauend auf den Erfahrungen der bisher von der Firma ZIPPE gelieferten Wärmetauscher kann gesagt werden, dass diese, bezogen auf die wärmetechnische Effizienz, hervorragend funktionieren und die in sie gesetzten Erwartungen voll erfüllt haben (siehe Tabelle 3 in der Einleitung). Probleme gab es und gibt es bis jetzt materialeitig mit dem bei der Erhitzung frei werdenden und verdampfenden Wasser. Ein Problem, das auch bei anderen Herstellern, die sich bislang mit dem Thema Gemengevorwärmung beschäftigt haben, zu den gleichen Schwierigkeiten geführt hat und das sicher eine der Hauptursachen dafür ist, dass sich eine Gemengevorwärmung trotz der nachweislich erreichten Energieeinsparungen bislang nicht durchsetzen konnte.

Trotz Verwendung von so genanntem trockenem Gemenge ist immer ein gewisser Restgehalt von Wasser im Gemenge enthalten. Alle Rohstoffe sind nie 100% wasserfrei. Dazu kommt in jedem Falle das im Rohstoff Soda gebundene Wasser. Soda ist ein Salz-Mineral aus der Mineralklasse wasserhaltiger Carbonate ohne fremde Anionen und das Dekahydrat des Natriumcarbonats ($\text{Na}_2\text{CO}_3 \cdot 10\text{H}_2\text{O}$). Das heißt, dass bei reiner Soda 62,9% Gewichtsanteile als Wasser vorliegen. Die Umwandlung von Soda-Dekahydrat zur Wasserfreien Soda ist temperaturabhängig. Das Diagramm zum Gleichgewicht der $\text{H}_2\text{O} - \text{Na}_2\text{CO}_3$ - Phase ergibt die folgenden Soda-Hydrate:

		Gewichts -% Wasser	Umwandlungstemperatur in niedrigere Phase (°C)
Wasserfrei	Na_2CO_3		
Monohydrat	$\text{Na}_2\text{CO}_3 \cdot \text{H}_2\text{O}$	14,5	> 107
Heptahydrat	$\text{Na}_2\text{CO}_3 \cdot 7\text{H}_2\text{O}$	54,3	> 35
Dekahydrat	$\text{Na}_2\text{CO}_3 \cdot 10\text{H}_2\text{O}$	62,9	> -2

Tabelle 7 Gleichgewicht der $\text{H}_2\text{O} - \text{Na}_2\text{CO}_3$ - Phase

Üblicherweise wird in der Glasindustrie kalzinierte Soda (Na_2CO_3) verwendet. Diese Soda jedoch ist stark hygroskopisch und wandelt sich je nach Umgebungsfeuchte und Umgebungstemperatur durch Aufnahme von Wasser aus der Luft in das Monohydrat ($\text{Na}_2\text{CO}_3 \cdot \text{H}_2\text{O}$), schlimmstenfalls, bei längerer ungünstiger Lagerung, sogar in das Heptahydrat um. Nach Verlassen des Mischers und dem somit stattgefundenem Kontakt mit den anderen zur Glasherstellung notwendigen Rohstoffen kann mit ziemlicher Sicherheit davon ausgegangen werden, dass die Soda zumindest ab diesem Zeitpunkt wenigstens als Monohydrat vorliegt, bei dem wie aus der Tabelle 7 ersichtlich immerhin noch 14,5 Gewichtsprozent Wasser enthalten sind.

Dieses Wasser wird im Vorwärmer bei einer Temperatur von ≥ 107 °C wieder frei gesetzt und kann, falls es nicht gelingt, den entstehenden Wasserdampf mit geeigneten Methoden aus dem Tauscher abzuführen, zu erheblichen Problemen durch Verbackungen und Verklumpungen führen, die wiederum einen erhöhten Wartungs- und Reinigungsaufwand erfordern.

Basierend auf den bereits gemachten Erfahrungen im Bereich der Vorwärmtechnik wurde seitens der Firma ZIPPE das Hauptaugenmerk der nachfolgend beschriebenen Versuche auf

den Bereich Entdampfung gelegt. Erst im zweiten Schritt, nachdem durch eine Testinstallation beim Kunden die Machbarkeit des neu entwickelten Konzeptes auch im Echtzeitbetrieb zweifelsfrei nachgewiesen werden kann, wird mit einer eventuell notwendigen Optimierung auf der wärmetechnischen Seite begonnen. Grund dafür sind wirtschaftliche Aspekte. Es macht wenig Sinn, ein wärmetechnisch hoch gezüchtetes Aggregat zu entwerfen, das im praktischen Bereich nicht einsetzbar ist.

Basierend auf den von der Firma Philips gelieferten Daten und den von der RWTH durchgeführten grundsätzlichen Überlegungen wurden die Arbeiten bei der Firma Zippe aufgenommen, die in folgende Bereiche unterteilt wurden:

- **Vorversuche über das allgemeine Verhalten von Glasgemenge beim Erhitzen.**
- **Konstruktion und Optimierung einer Entdampfungszone, um eine sichere Abführung des entstehenden Wasserdampfes zu gewährleisten.**
- **Durchströmversuche zur Optimierung der Rauchgaskanäle.**
- **Bestimmung der Wärmetauscherfläche für den bei der Firma Philips zu installierenden Wärmetauscher**
- **Bestimmung der Wärmetauscherfläche für den bei der Firma Vetropack zu installierenden Wärmetauscher**
- **Konstruktion, Fertigung und Installation des bei der Firma Vetropack zu installierenden Wärmetauscher**
- **Kontrolle und Begleitung des Testbetriebes**
- **Durchführung von Verbesserungsmaßnahmen**
- **Messtechnische Begleitung durch die TNO**

3.1 Vorversuche über das allgemeine Verhalten von Gemenge beim Erhitzen.

Grundsätzlich gibt es zur Erwärmung von Scherben bzw. Scherben/Gemenge zwei Richtungen, die verfolgt werden können. Einmal ist dies die direkte Vorheizung, das heißt, die Rauchgase werden in irgendeiner Form direkt über das zu erwärmende Material geleitet, und zum Anderen das indirekte Verfahren, bei dem, ähnlich wie bei einem Plattenwärmetauscher, Rauchgase und Material getrennt voneinander geführt werden. Beide Systeme haben Vor- und Nachteile. Während bei der direkten Vorwärmung selbstverständlich mit einem besseren Wirkungsgrad zu rechnen ist, ist der Vorteil der indirekten Vorwärmung die strikte Trennung von Material und Rauchgasen. Es kommt hier erstens, im Gegensatz zur direkten Vorwärmung, nicht zu evtl. möglichen Verunreinigungen des Gemenges durch die Rauchgase und zweitens nicht zu einer Staubanreicherung der Rauchgase durch Feinststäube aus dem Gemenge. Ein im Zuge der immer geringer werdenden zulässigen Staubgehalte im Abgas nicht unerheblicher Aspekt.

Die Firma ZIPPE hat von Anfang an die Vorwärmung im indirekten Verfahren gewählt. Da mit diesem Verfahren, bis auf die bereits geschilderten Probleme des Enddampfens, gute Erfahrungen in der Praxis gesammelt worden sind, ist dieser Weg auch konsequent für die Entwicklung einer neuen Wärmetauschergeneration weiter verfolgt worden.

Um festzustellen, wie sich das Gemenge beim Erwärmen verhält, bzw. um festzustellen, welche Auswirkung die Feuchtigkeit im Gemenge auf den Temperaturverlauf bei der Erwärmung hat, wurde **im ersten Schritt** mit einem einfachen Aufwärmversuch begonnen.

Die in Bild 13 und Bild 14 dargestellte Versuchsanordnung zeigt einen kleinen Versuchstauscher, der aus einem Materialschacht in der Mitte (100 x 100 x 800 mm) und zwei seitlich angesetzten Rauchgaskanälen (je 70 x 100 x 800 mm) besteht. Die in Bild 13 mit 1 bis 5 bezifferten Punkte sind die möglichen Temperaturmesspunkte. Der Tauscher wurde mit 11 kg Gemenge (Original-Gemenge von Philips aus Piła, mit einem Scherbenanteil von 50 %) befüllt. Die Feuchtigkeit des Gemenges wurde mit 1,5 % bestimmt (gemessen mit Toledo Infrarottrockner LP16, wobei, das gilt auch für die nachfolgenden Messungen, immer der Mittelwert aus 3 Messungen genannt wird). Die beiden Rauchgaskanäle wurden mittels zweier Schweißbrenner beheizt, wobei die Gaseintrittstemperatur beidseitig auf 600 °C eingeregelt wurde. Die Gasaustrittstemperaturen lagen Anfangs bei ca. 420 °C und sind bei zunehmender Erwärmung des Gemenges bis auf ca. 450 °C gestiegen. In Bild 15 ist der Temperaturverlauf des Gemenges, gemessen an den beiden Messstellen 1 und 2, dargestellt.

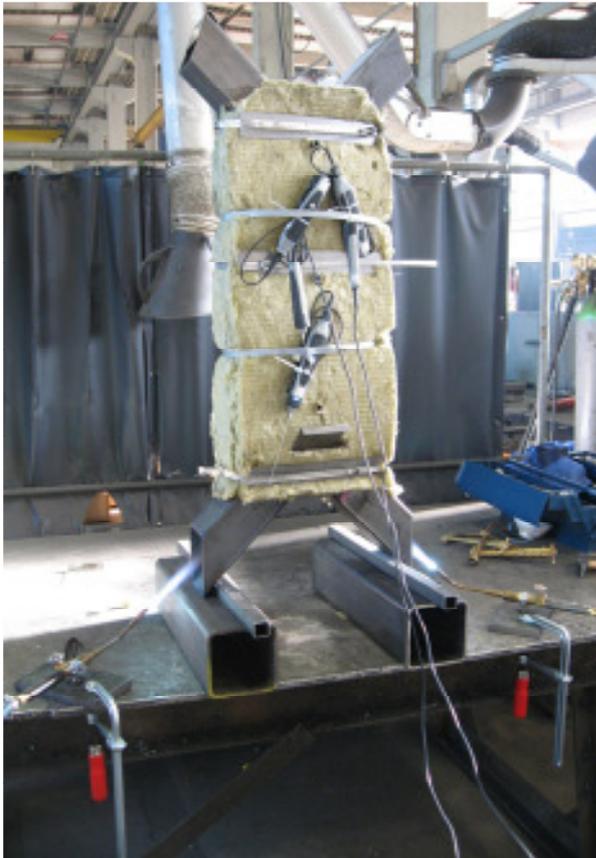


Bild 13 Versuchstauscher 1

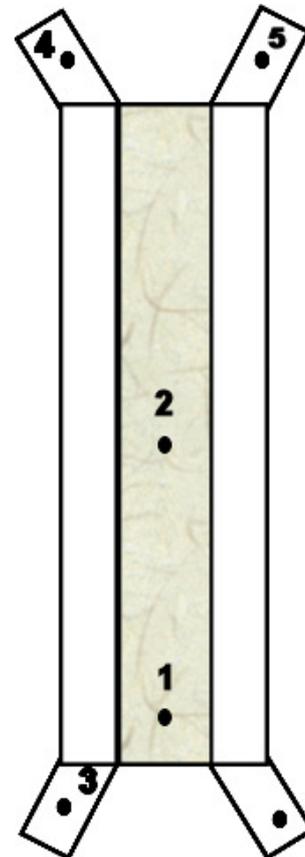


Bild 14 Prinzip Versuchstauscher 1

Im Bild 15 ist der Temperaturverlauf des Gemenges, gemessen an den beiden Messstellen 1 und 2 dargestellt.

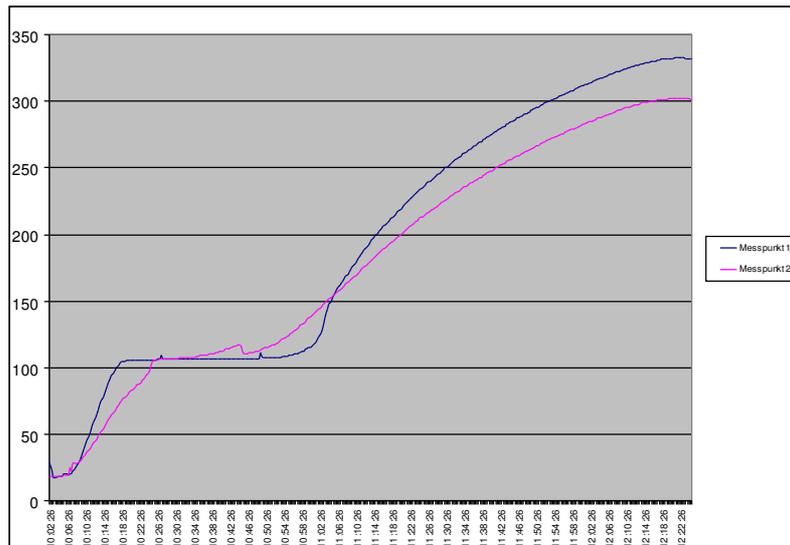


Bild 15 Temperaturverlauf des statischen Aufwärmversuches

Die Temperatur stieg zunächst, wie erwartet, relativ steil an und überschritt auch die 100 °C - Marke ohne erkennbare Verzögerungen. Beim Erreichen einer Temperatur von ca. 107 °C jedoch verharrte die Temperatur trotz weithin kontinuierlichem Energiezuflusses für einen Zeitraum von **ca. 22 min**, ehe sie weiter stieg, um am Ende dann deutlich über 300 °C zu liegen. Erwartungsgemäß lag dann die Temperatur im Messpunkt 1 höher als im Messpunkt 2.

Überraschend ist, dass die freie Feuchtigkeit im Gemenge, die zwar mit gemessenen 1,5 % relativ gering, dennoch aber vorhanden ist, kaum eine Rolle spielt. Erst bei ca. 107 °C, also genau an dem Punkt, an dem die Phasenumwandlung von Soda-Monohydrat in trockene Soda stattfindet, wird durch das Verdampfen des frei werdenden Wassers soviel Energie verbraucht, dass die Temperatur über einen verhältnismäßig langen Zeitraum konstant bleibt.

Nach Beendigung des Versuches wurde nach mehrstündiger Abkühlzeit das mit Gemenge gefüllte Rechteckrohr unten geöffnet, um es zu entleeren. Erwartungsgemäß war das Material derart stark verbacken, dass eine Entleerung nur mit einigen Hammerschlägen möglich war. Selbst dann blieben aber noch Rückstände im Rohr zurück, die nur mit verstärktem mechanischem Einsatz zu entfernen waren (Bild 16).

Fazit dieses Versuches war die eigentlich schon vorher bekannte Tatsache, dass eine Vorwärmung von selbst relativ trockenem Gemenge ohne eine Absaugung des durch das freiwerdende Wasser entstehenden Dampfes nicht möglich ist. Überraschend war dabei jedoch, wie stark sich dieser Effekt beim Aufheizen tatsächlich auswirkt.

In einem **zweiten Schritt** wurde der obige Versuch, mit dem Unterschied, dass das Material jetzt im Fluss gehalten wurde, wiederholt. Dazu wurde, um einen gewissen Materialvorrat zu haben, das Gemengerohr einfach über den Wärmetauscher hinaus nach oben hin verlängert. Unterhalb des Wärmetauschers wurde eine kleine Vibrationsförderrinne installiert. Die Abzugsmenge wurde auf einen Wert von 170 gr/min eingeregelt, was einer Materialgeschwindigkeit im Rohr von etwa 0,9 m/h entspricht. Ein Wert, der analog zu der Geschwindigkeit gewählt wurde, wie sie bei der ersten Generation der ZIPPE – Wärmetauscher realisiert wurde. Als Gemenge wurde das gleiche Material mit der gleichen

Feuchte wie im ersten Versuch verwendet. Wie nicht anders zu erwarten, kam es nach einiger Zeit innerhalb des Tauschers zu Anbackungen, die schließlich zum Stillstand des Materialflusses geführt haben (Bild 17).



Bild 16 Anbackungen im Versuchstauscher 1



Bild 17 Materialabzug Versuchstauscher 1

In einem **dritten Schritt** wurde zunächst das vorhandene Gemenge vorgetrocknet und mit einer gemessenen Feuchtigkeit von 0,5% und einer Temperatur von ca. 120 °C (um in jedem Falle über der Temperatur von 107 °C zu bleiben) durch den Wärmetauscher geführt. Durchflussmenge wiederum 170 gr/min. Dieser Versuch lief störungsfrei. Das Material auf der Austragsrinne war leicht klumpig (Bild 18), es kam jedoch zu keinerlei Materialstockungen.



Bild 18 Materialabzug Versuchstauscher 1 (Material vorgetrocknet)

Noch während dieser Versuch lief, wurde nach einer Stunde das abgezogene Material im Vorratsrohr oberhalb des Tauschers nach und nach mit „normalem Gemenge“, also nicht vorgetrocknetem Gemenge, mit einer feuchte von 1,5 % ersetzt. Sowie dieses Gemenge den Tauscher erreicht hatte, kam es, wie im Bild 19 ersichtlich, sofort zu erheblichen Temperaturschwankungen an den beiden Messstellen 1 und 2 was eindeutig auf diskontinuierlichen Durchfluss durch Anbackungen oder Verklumpungen hindeutet. Der Versuch wurde daraufhin abgebrochen.

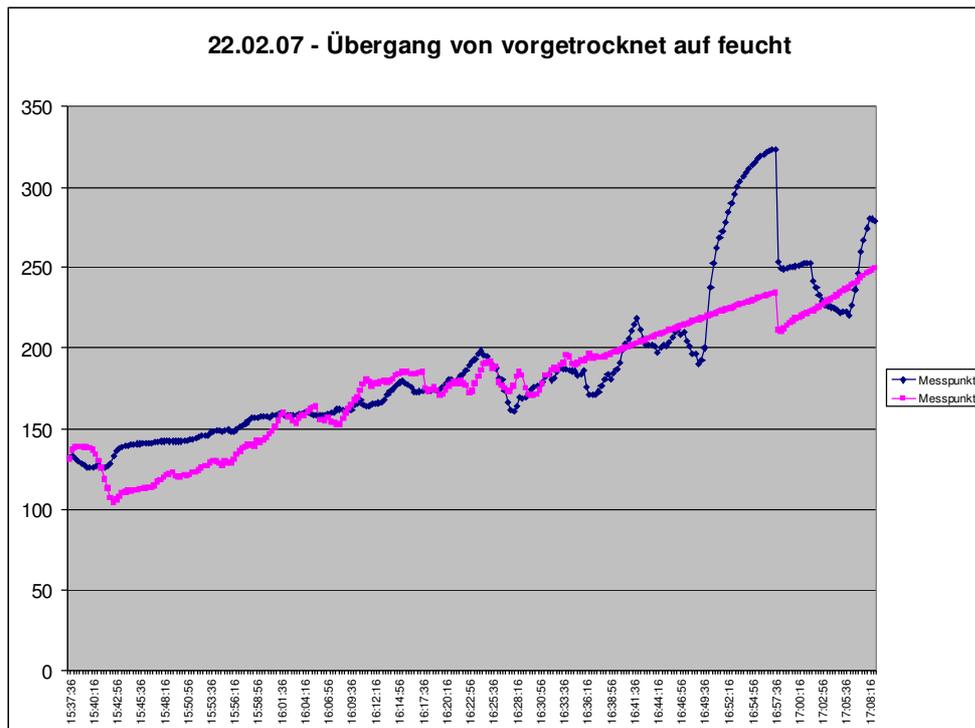


Bild 19 Gemeinemetemperaturen an den Messpunkten 1 und 2

Als **Zwischenergebnis** ließ sich damit feststellen, dass ein störungsfreier Betrieb ohne Entdampfungsmaßnahmen nur mit vorgetrocknetem bzw. vorerhitztem Gemenge möglich ist.

3.2 Konstruktion und Optimierung einer Entdampfungszone um eine sichere Abführung des entstehenden Wasserdampfes zu gewährleisten.

Selbstverständlich ist auch in der ersten Wärmetauschergeneration versucht worden, durch geeignete Mittel eine Entdampfungsöglichkeit zu schaffen. In Bild 20 ist der grundsätzliche Aufbau und das indirekte Verfahren dieser ersten Wärmetauschergeneration ersichtlich. Hierzu wurden im oberen Teil des Wärmetauschers im Bereich der vermuteten Dampfentstehung so genannte Entdampfungsmodule, als Zwischenstücke zwischen den eigentlichen Wärmetauschermusername, eingeführt. Diese Zwischenstücke waren nichts anderes als definierte Hohlräume, in denen sich der entstehende Dampf sammeln und nach außen hin abgezogen werden konnte. Der Dampf wurde dann mittels eines Rohrleitungssystems in die Hauptrauchgasleitung vor dem Abgasfilter zurückgeführt.

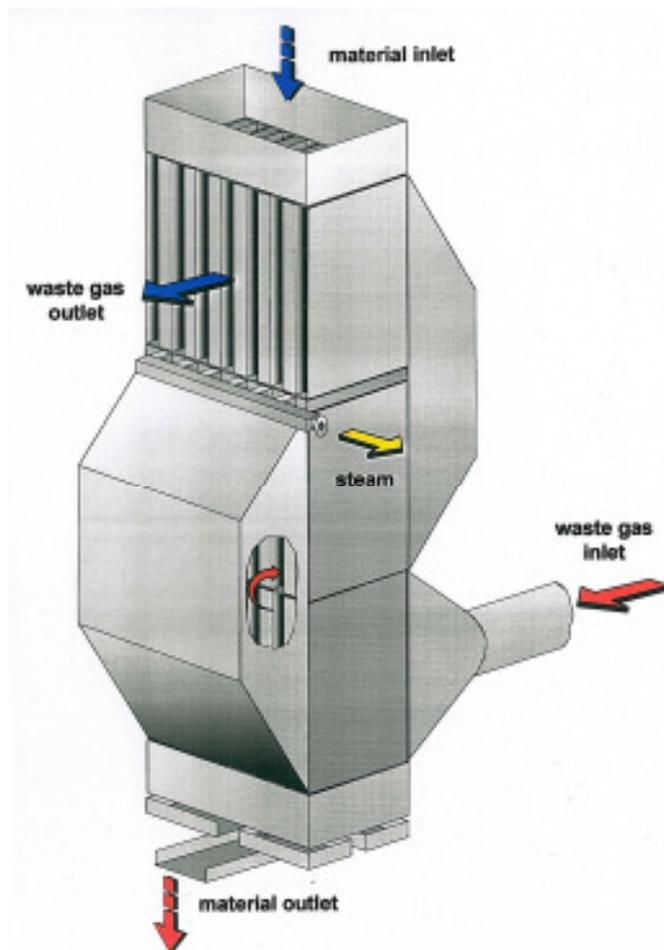


Bild 20 Zippe Wärmetauscher der ersten Generation

Diese Lösung hat zwei damals noch nicht erkannte Nachteile. Erstens findet eine Entdampfung nur etwa alle 1000 mm, am Ende eines Modules, statt. Bei einer mittleren Fließgeschwindigkeit des Gemenges in den jeweiligen Materialschichten von nur etwa 1-2 m/h heißt das, dass das Material unter Umständen bis zu einer Stunde durch einen Materialschacht läuft, um von einer Entdampfungszone zu nächsten zu kommen. Dazwischen kann der Dampf praktisch nur durch die Schüttung selbst nach oben entweichen. Von einer kontinuierlichen Entdampfung kann in diesem Falle also nicht gesprochen werden. Ein zweiter Nachteil ist das Herausziehen des Dampfes aus dem Wärmetauscher. Trotz sorgfältiger Isolierung dieser Entdampfungsleitungen, die teilweise sogar mit elektrischen Heizbändern auf Temperatur gehalten wurden, kam es Stellenweise zu einer verstärkten Abkühlung der Rauchgase und damit verbunden zu einer Taupunktunterschreitung. Die Folge war eine Versottung die, wenn nicht regelmäßig gereinigt wurde, zu einem kompletten Zusetzen der Leitung geführt hat. Das wiederum, da jetzt auch die

Dampfabsaugung beeinträchtigt bzw. nicht mehr gegeben war, konnte zu Verstopfungen in den Materialschichten führen und damit schlimmstenfalls zum Anlagenstillstand.

Zielsetzung bei der neu zu entwickelnden Entdampfungszone musste, basierend auf den gewonnenen Erfahrungen, demnach eine wirklich kontinuierlich arbeitende Entdampfung sein, bei der nach Möglichkeit auch eine Unterschreitung des Taupunktes im Abgas vermieden wird. Zusätzlich muss in Betracht gezogen werden, dass der Prozess der Soda-Phasenumwandlung, wie die Aufwärmversuche gezeigt haben, offensichtlich wesentlich mehr Wasser frei setzt, als bislang vermutet. Gleichzeitig sollte der neue Tauscher kompakter und weniger aufwendig zu fertigen sein als die bislang gebauten Aggregate.

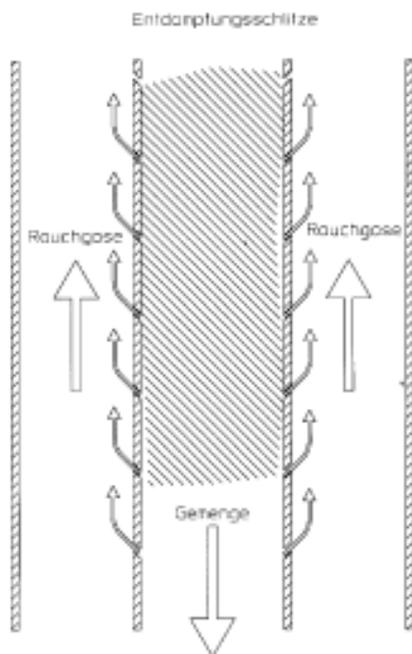
3.2.1 Versuchstauscher 1

Zur Lösung des Problems war, wie auch im Antrag für dieses DBU-geförderte Vorhaben formuliert, der Einbau einer so genannten Vorwärmerschnecke geplant. Dabei sollte ein Teil des durch den Wärmetauscher geführten Gemenges im Kreislauf geführt werden, um das kalte, dem Wärmetauscher neu zugeführte Material in einer Mischschnecke auf mindestens 110°C zu erwärmen. Abgesehen davon, dass die Lösung bei näherer technischer Betrachtung sehr kompliziert und aufwändig ist, würden hier beim Abziehen des Dampfes

aus der Mischschnecke vermutlich die gleichen Probleme auftreten, wie oben beschrieben. Dieser Lösungsansatz wurde daraufhin verworfen.

Um die Hauptpunkte der oben genannten Zielsetzung zu erreichen, muss also in jedem Falle vermieden werden, den abgezogenen Dampf aus dem Wärmetauscher heraus zu führen. Um dies zu realisieren, gibt es nur die Möglichkeit den entstehenden Dampf direkt von den Materialschächten in die Rauchgasschächte zu überführen. Da in den Rauchgasschächten, bedingt durch den Kaminzug bzw. durch den davor geschalteten Abzugsventilator, ohnehin gegenüber der Materialseite immer ein leichter Unterdruck herrscht, lag die Idee nahe, die Materialschächte in dem für die Entdampfung relevanten Bereich einfach mit Öffnungen in der Trennwand Materialseite - Rauchgasseite zu versehen.

Der vorhandene Versuchstauscher wurde daraufhin zu beiden Rauchgaskanälen hin mit jeweils 6 Schlitzen versehen. Die Schlitze sind ca. 5 mm stark und in einem Abstand von jeweils 50 mm angebracht. Die Schlitze selbst sind, um ein Ausfließen des Materials zu verhindern, vom Materialschacht aus gesehen mit einer ausreichenden Steigung in Richtung Rauchgasschacht ausgeführt (Bild 21). Gleichzeitig wurde die Materialbeschickung insoweit geändert, dass nun zwischen dem Vorratsrohr und dem Tauscher eine kleine Vibrationsförderrinne installiert wurde, um auch den Bereich der Materialaufgabe besser einsehbar zu gestalten.



Die Versuche wurden in der gleichen Weise wie oben bereits beschrieben durchgeführt. Das heißt, angefahren wurde der Versuchstauscher mit vorgetrocknetem Gemenge, dann wurde während des Betriebes auf feuchtes Gemenge (Philips Gemenge, 50 % Scherben, Feuchte 1,5%) gewechselt. Dieser Wechselvorgang und der damit verbundene Einfluss auf die Temperaturen an den Messstellen 1 und 2 ist in Bild 22 dargestellt.

Bild 21 Prinzip der Entdampfungsschlitz

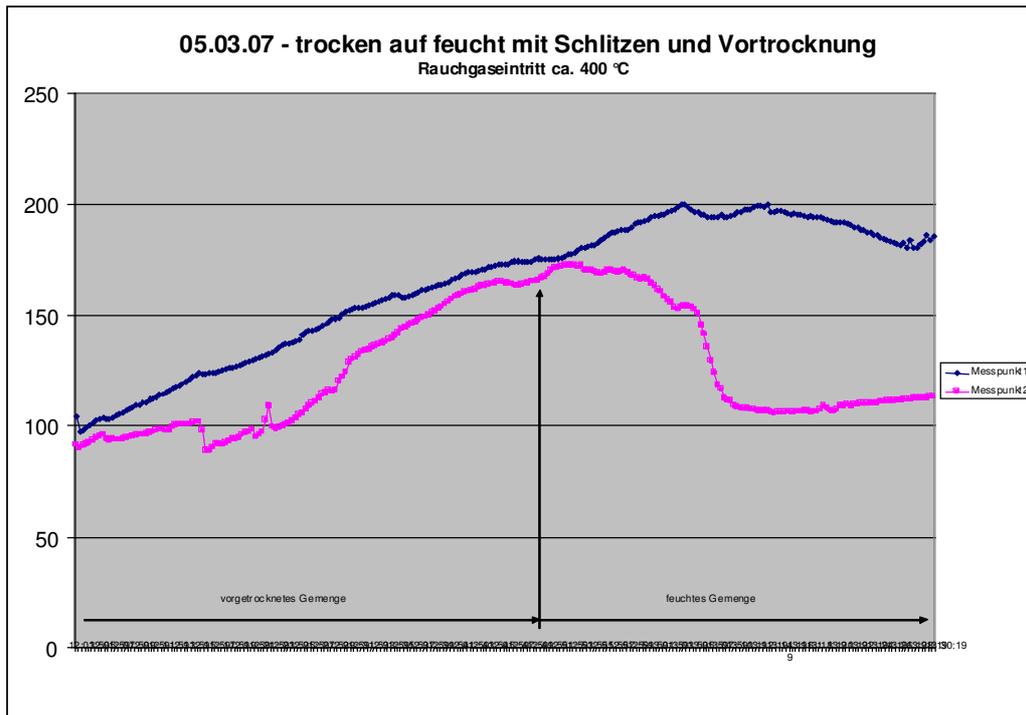


Bild 22 Temperaturverlauf an den Messpunkten 1 und 2

Ergebnis der Versuche war ein nun störungsfreier Betrieb über mehrere Stunden, auch mit nun feuchtem Gemenge. Es waren allerdings vereinzelt noch immer leichte Verklumpungen vorhanden (Bild 23), die jedoch bei leichter Berührung sofort zerfielen. Interessant in diesem Zusammenhang war, dass diese Verklumpungen zum größten Teil aus mittels feiner Gemengeanteile verbackenen Scherben bestanden.



Bild 23 Materialabzug nach Einbau der Entdampfungsschlitzte

Um sich einen Eindruck über den Feuchtegehalt im Gemenge vor und nach der Vorwärmung zu verschaffen, wurde die Feuchte im Eintritts- und im Austrittsbereich des Tauschers bestimmt. Das Grundgemenge im Vorratsrohr hatte, wie bereits oben erwähnt, eine über 3 Messungen gemittelte Feuchte von 1,5 %. Nach dem Passieren des Tauschers lag die gemessene Feuchte mit kleiner 0,5 % in einem Bereich, der mit den vorhandenen Mitteln nicht mehr zuverlässig zu ermitteln war. In jedem Falle lag hier, was auch nicht anders zu erwarten war, nahezu trockenes Gemenge vor. Die Messungen im dem nun, durch das Zwischenschalten der Vibrorinne, sichtbaren Aufgabebereich in den Versuchstauscher ergaben nie wirklich stabile Werte. Die Messungen schwankten in einem Bereich von ca. 1,4 % bis 1,9%, waren tendenziell aber höher als im Vorratsbehälter selbst. Als Ursache hierfür wurden zwei Gründe in Betracht gezogen. Erstens könnte es sein, dass trotz der Entdampfungsschlitzte ein Teil des entstehenden Wasserdampfes durch die Materialschüttung nach oben steigt und zu einer verstärkten Feuchtigkeit im Gemenge führt,

zweitens könnte es möglich sein, dass die Soda nicht ausschließlich als Kalzinierte Soda oder als Sodamonohydrat vorliegt, sondern das Teile bereits die Heptahydrat – Phase erreicht haben. Da auch im Aufgabebereich des Wärmetauschers die Temperaturen deutlich höher als die zur Phasenumwandlung von Heptahydrat zur Monohydrat Soda notwendigen 35 °C liegen, wird hier demnach schon ein gewisser Wasseranteil frei gesetzt.

Die vermutete erste Ursache lässt sich nur durch eine konstruktiv verbesserte Ausführung der Entdampfungsschlitze verhindern oder zumindest reduzieren. Ein Schritt, der beim Bau des zweiten Versuchstauschers berücksichtigt wurde. Um der zweiten Ursache entgegen zu wirken, sollte das Gemenge nach Möglichkeit schon vorgewärmt, mit einer Temperatur, die in jedem Falle über 35 °C liegt, in den Wärmetauscher eingebracht werden. Zudem sollte gewährleistet sein, dass der Einlaufbereich mit vorgewärmter trockener Luft gut durchlüftet wird, um das in diesem Bereich frei werdende und verdunstende Wasser aufzunehmen.

Zur Realisierung dieser Anforderung wurde die Förderrinne zu Beschickung mit einem entsprechenden Blech abgedeckt und insgesamt mit einer Glaswollematte isoliert. Zum Einbringen der notwendigen Wärmeenergie wurde am Auslauf der Rinne ein elektrisches Heißluftgebläse installiert, um einen warmen Luftstrom oberhalb des geförderten Materials zu erzeugen. Die Temperatur der Heißluft wurde im Betrieb mit ca. 110 °C so eingeregelt, dass das Gemenge nach Verlassen der Förderrinne eine Temperatur von ca. 40 °C hatte (Bilder 24/25/26).



Bild 24 Versuchsanordnung des ersten Versuchstauschers



Bild 25 Heißluftvorwärmung im Aufgabebereich des Tauschers



Bild 26 Aufgabebereich der Beschickungsrinne

Bei den erneut aufgenommenen Versuchen zeigte sich sofort eine Verbesserung. Die vereinzelt nach Verlassen des Wärmetauschers aufgetretenen Verklumpungen waren nun erstens wesentlich seltener und kleiner, und zweitens waren sie nicht mehr wie bisher überwiegend aus Scherben gebildet, sondern waren jetzt ein Gemisch aus Scherben und Gemenge. Die Konsistenz war ähnlich unkritisch, wie in den Versuchen zuvor, das heißt, sie

ließen sich problemlos manuell zerdrücken bzw. zerfielen zum Teil, durch den Vibrationseffekt auf der Vibrorinne, von selbst.

Auf der Basis der bis zu diesem Zeitpunkt gesammelten Versuchsergebnisse konnte jetzt daran gegangen werden, einen zweiten, größeren Versuchstauscher zu bauen, dessen Auslegung mehr an die für den Echtbetrieb angedachten Konstruktionsdetails angepasst wurde.

3.2.2 Versuchstauscher 2

Beim Bau des zweiten Versuchstauschers wurden zunächst einmal alle gemachten Erfahrungen bei den Versuchen mit dem ersten Versuchswärmetauscher berücksichtigt. Darüber hinaus, um der Zielsetzung des kompakteren, einfacheren Aufbaus nachzukommen, wurden gegenüber der ersten Wärmetauschergeneration vor allem im Bereich der Rauchgasführung einige konstruktive Änderungen durchgeführt.

Wie schon im Bild 24 ersichtlich, werden die Rauchgase im unteren Teil des Wärmetauschers eingeleitet. Sie durchströmen den Tauscher dann mäanderförmig, um ihn im oberen Teil wieder zu verlassen. Nachteil, sowohl in fertigungstechnischer wie auch in wärmetechnischer Hinsicht, sind die bislang verwendeten Umlenkkanäle, die außerhalb des eigentlichen Wärmetauschers liegen. Für die neue Generation des Wärmetauschers sollte in jedem Falle versucht werden, ohne diese Umlenkschächte auszukommen.

Die Summe dieser Überlegungen hat dann letztendlich zu dem in Bild 27 dargestellten Konstruktionsprinzip geführt.

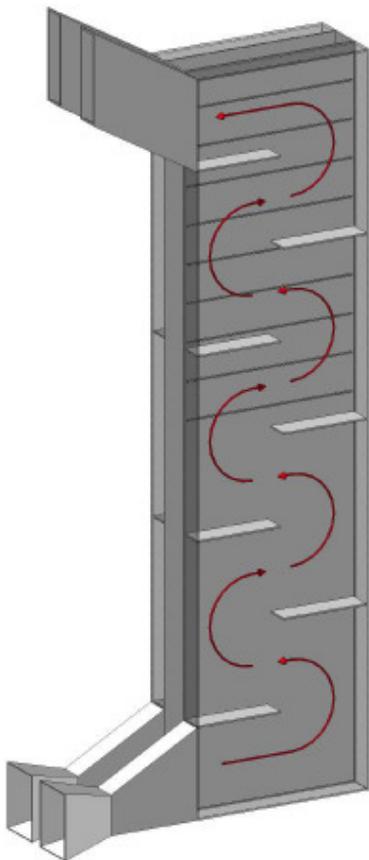


Bild 27 Prinzip Versuchstauscher 2

Grundsätzlich ist die Funktionsweise identisch mit der ersten ZIPPE – Wärmetauschergeneration. Es handelt sich um einen Plattenwärmetauscher, der im Kreuz-Gegenstrom-Verfahren arbeitet. Er besteht weiterhin aus horizontal verlaufenden Rauchgasschächten und vertikal verlaufenden Materialschächten, arbeitet demnach im indirekten Verfahren. Im Gegensatz zu den bisher gebauten Typen ist die Umlenkung der Rauchgase jetzt so geändert worden, dass diese komplett innerhalb des Wärmetauschers statt findet. Fertigungstechnisch ist das einfacher, da die sonst zusätzlich benötigten Umlenkkanäle entfallen und wärmetechnisch dürfte diese konstruktive Änderung auch von Vorteil sein, da die Rauchgase nicht mehr aus dem Tauscher herausgeführt werden müssen. In wie weit dieser erwartete wärmetechnische Vorteil sich auswirkt, kann jedoch erst sicher bestimmt werden, wenn die erste Testanlage an einer Glasschmelzwanne in Betrieb genommen worden ist.

Im Focus der nachfolgenden Versuche lag die Optimierung der Entdampfungsschlitze. Weiterhin sollte festgestellt werden, in wie weit eventuell notwendige Leit- oder Führungsbleche im Auslaufbereich, die beim Echttauscher vermutlich zur Erzielung eines, über die Gesamtfläche des Wärmetauschers gesehen gleichmäßigen Abzuges notwendig sind, die Funktion beeinflussen. Da der Wärmetauscher keine spezielle

Konstruktion für die Firma Philips und das dort verwendete relativ trockene und leicht zu handhabende Gemenge sein sollte, wurden in einer weiteren Teststufe die Versuche auch auf Flaschenglasgemenge ausgedehnt.

Der Versuchsaufbau (Bild 28) ist ähnlich wie bei den vorherigen Versuchen. Die Gemengebeschickung erfolgte aus einem Vorratsbehälter mittels einer Vibrationsförderrinne. Das Gemenge wurde auf dieser Dosierstrecke mittels eines Heißluftgerätes vorgetrocknet und auf eine Temperatur $> 35\text{ °C}$ vorgewärmt. Der Gemengeabzug erfolgte mit einer über die ganze Breite des Tauschers reichenden Vibratorrinne. Die Rauchgase wurden mit einem Doppel-Propangasbrenner erzeugt. Die Größe des Materialschachtes sowie die Durchflussmenge (800 gr/min) des Gemenge/Scherbengemisches wurden so gewählt, dass sie skaliert auf die Größe des Versuchstauschers etwa den bei Philips zu erwartenden Werten entsprechen. Auch die Rauchgasführung wurde entsprechend dieser Vorgaben gestaltet.

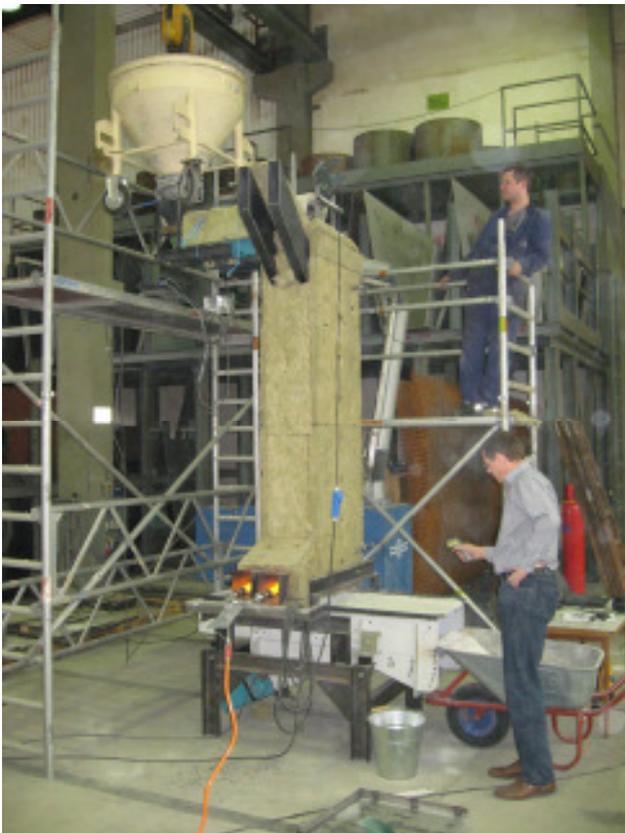


Bild 28 Versuchsaufbau des zweiten Testtauschers

Da das Hauptaugenmerk dieser Versuche auf der Optimierung der Entdampfungszone und damit verbunden auf dem störungsfreien Betrieb des Wärmetauschers lag, waren die mit dieser Versuchsanordnung erzielbaren Vorwärmtemperaturen von nur sekundärem Interesse und wurden nur sporadisch mit einem Lasertemperaturmessgerät gemessen. Ebenso wurden für alle Versuche die Propangasbrenner so eingeregelt, dass die Rauchgaseinlasstemperatur bei ca. 600 °C und die Auslasstemperatur bei ca. 200 °C lagen. Diese Temperaturen wurden gewählt, weil sie den realen Temperaturen bei der bei Philips zu bauenden Versuchsanlage in etwa entsprechen. Kontinuierlich gemessen wurden die Gemengetemperaturen im Bereich der Entdampfungszone, das heißt, es waren 3 Temperaturfühler in einem Abstand von 300, 500 und 700 mm, von der Oberkante des Wärmetauschers aus gemessen, fest installiert.

In der ersten Ausführung (Bild 29) waren im oberen Bereich die Entdampfungsschlitze mittels Hochdruck-Wasserstrahl, in entsprechendem Winkel ausgeschnittenen und jeweils als 100 mm lange, horizontal versetzte Schlitze ausgeführt. Aus der Überlegung heraus, dass eventuell eine Verbesserung des Ausdampfprozesses erreicht werden könnte, wenn quer durch die immerhin 100 mm breite Schüttung ein zusätzlicher Hohlraum, in dem sich der Dampf sammeln und in Richtung Rauchgaskanal abgesaugt werden könnte, eingebracht wird, wurden in das Modul Winkelbleche installiert.

Der erste Versuch wurde dann mit Philips-Gemenge (1,5 % feucht, 50 % Scherbenanteil) durchgeführt.

Die Rauchgaseintrittstemperatur lag bei 600 °C, die Rauchgasaustrittstemperatur bei ca. 200 °C. Der Materialdurchsatz wurde auf 800 gr/min eingeregelt. Die per Laser gemessene Gemenge-austrittstemperatur am Auslauf des Wärmetauschers lag gemittelt über diesen Zeitraum bei 310 °C.

Die gemessenen Temperaturen Temp30, Temp50 und Temp70 über einen Zeitraum von 4,5 Std sind in Bild 31 aufgezeigt

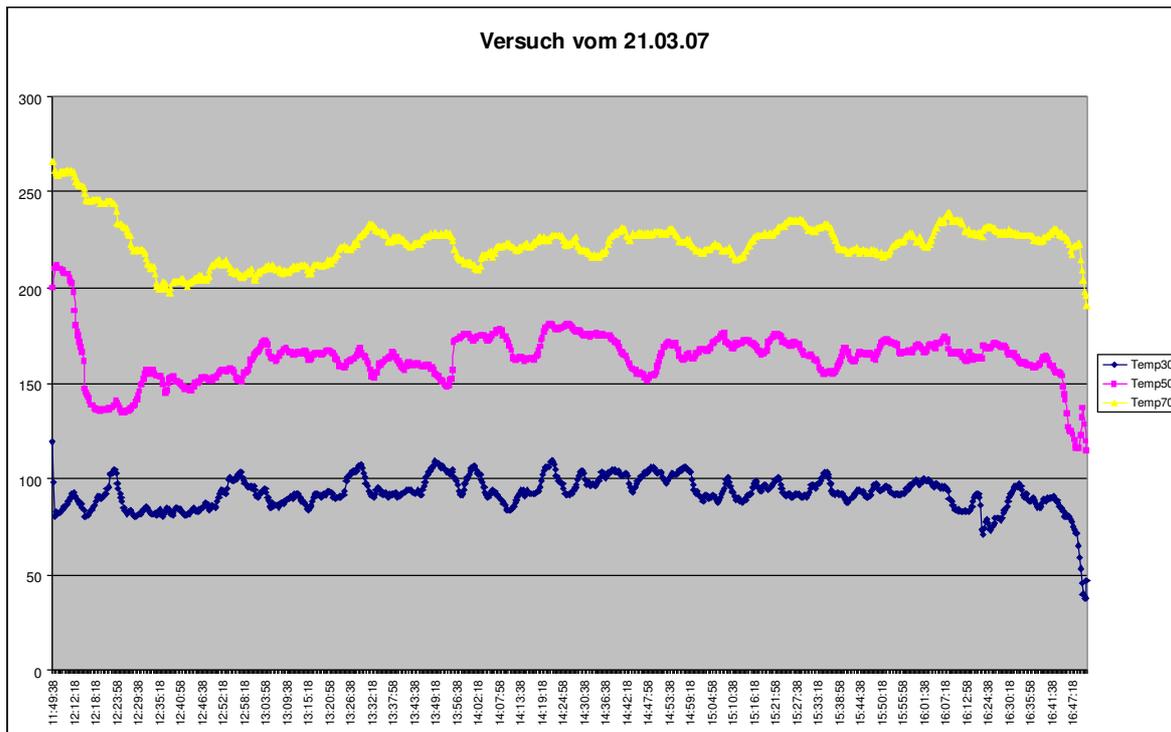


Bild 29 Temperaturverläufe vom Versuch am 21.03.07

Die Temperaturverläufe im Diagramm zeigten erstens, dass bei den eingestellten Rauchgastemperaturen die Ausdampfung offensichtlich im Bereich von 300 bis 500 mm Tiefe statt findet, und zweitens dass die Schwankungsbreiten der gemessenen Temperaturen mit bis zu +/- 20 K noch relativ hoch waren. Das deutete darauf hin, dass der Materialfluss und die Temperatureaufnahme im Bereich der Entdampfung noch nicht optimal waren. Ansonsten lief der Versuch störungsfrei und die Klumpenbildung auf der Austragsrinne war sehr gering, in jedem Falle geringer als bei den Versuchen mit dem ersten Testtauscher (Bild 32)



Bild 30 Materialabzug Philips-Gemenge (Feuchte 1,5%)

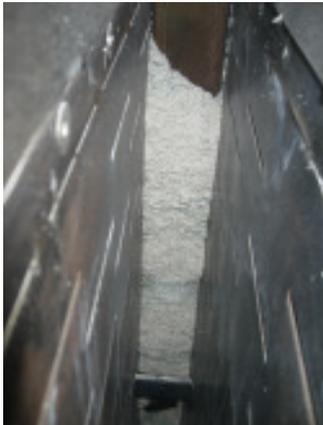


Bild 31 Seitliche Anbackungen

Nach Entleeren des Wärmetauschers konnten im Bereich der zusätzlich eingebauten Winkelbleche für die Entdampfung keinerlei Verbackungen festgestellt werden (Bild 33). Allerdings fanden sich stärkere Materialanlagerungen an einer der beiden Außenseiten des Materialschachtes. Ein Phänomen, das bislang nie aufgetreten war. Wie sich auch durch spätere Versuche herausgestellt hat, war diese Anbackung schlichtweg auf folgende Ursache zurückzuführen:

Der Wärmetauscher wurde am Vorabend dieses Versuches im heißen Zustand mit Gemenge gefüllt. Danach wurde die Beheizung ausgeschaltet und der Tauscher über Nacht stehen gelassen. Am nächsten Tag wurde dann wieder hochgeheizt und erst beim Erreichen einer Rauchgasauslasstemperatur von 200 °C wurde damit begonnen, das Material unten abzuziehen. Ganz offensichtlich, das haben alle späteren Versuche gezeigt,

hat das "Stehen und Abkühlen lassen" und damit das Hochheizen des Tauschers im gefüllten Zustand zu diesen Verbackungen geführt. **Ein wichtiger Aspekt** auch für den Echtzeitbetrieb. Gerade das Anfahren des Tauschers ist ein sehr kritischer Punkt. Als optimale Lösung hat sich nach einigen daraufhin gemachten Versuchen erwiesen, dass für das Anfahren des Tauschers am besten nur Scherben oder zumindest ein Gemenge mit einem Scherbenanteil von > 80% verwendet werden sollte. Erst nachdem sicher gestellt ist, dass im Bereich der Ausdampfung die Temperatur einen Wert von mindestens 120 °C erreicht hat, sollte der Materialfluss gestartet und auf das normale Scherben-Gemengegemisch umgeschaltet werden.

Der zuletzt beschriebene Versuch wurde unter gleichen Rahmenbedingungen nochmals mit Flaschenglasgemenge (Braunglas, mit einem Scherbenanteil von 60% und einer Feuchte von 3,7%) durchgeführt. Auch dieser Versuch lief über mehr als 4 Std störungsfrei, ebenfalls

mit nur ganz geringer Klumpenbildung auf der Austragsrinne. Nach dem Entleeren (das Anfahren wurde diesmal korrekt, mit Scherben durchgeführt) zeigte sich, dass sich oberhalb der eingeschweißten Winkelbleche eine Materialsäule gebildet hatte. Um einen Zufall auszuschließen wurde der Versuch sowohl mit 1,5 % feuchtem Philipsgemenge als auch mit 3,7 % feuchtem Flaschenglasgemenge nochmals wiederholt. Ergebnis war beim Flaschenglasgemenge wiederum eine Materialsäule oberhalb der Winkelbleche. Offensichtlich hat die erhöhte Feuchtigkeit und eventuell auch die andere Zusammensetzung des Gemenges zusammen mit den Winkelblechen zu diesen Materialanbackungen geführt. **Fazit dieser Versuchsreihe** ist demnach, dass um den Tauscher unabhängig vom verwendeten Gemenge zu machen, jegliche Einbauten im Bereich der Entdampfungszone vermieden werden müssen.

Für die **nächste und letzte Versuchsreihe** wurden 2 Veränderungen vorgenommen. Die erste Änderung betrifft die Entdampfungs-schlitzte, die völlig neu konstruiert wurden. Anstelle der einzelnen versetzten Schlitzte wurden jetzt durchgehende Schlitzte verwendet, deren Öffnungen auch geringfügig größer waren als die bislang verwendete Öffnung mit 5 mm. Die offene Gesamtfläche wurde damit erheblich vergrößert. Als zweiter Schritt wurden im Auslaufbereich des Tauschers Leitbleche eingeschweißte, deren Größe und Form bei den verschiedenen Versuchen immer variiert wurde. Der Grund für diese Tests war darin zu suchen, dass festgestellt werden sollte, wie sich Einbauten in diesem Bereich des Materialschachtes auf den Materialfluss auswirken und ob es hier noch zu Anbackungen kommt.

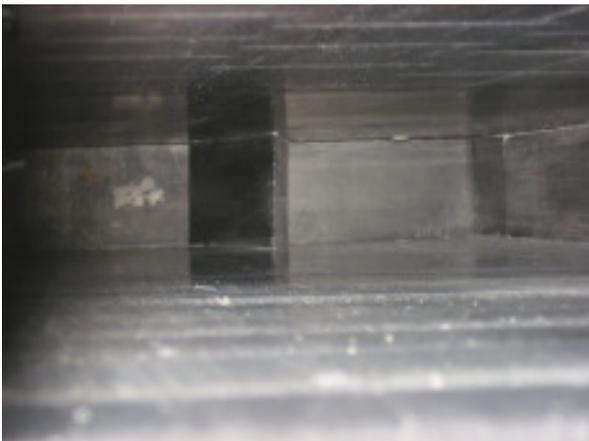


Bild 32 Leitblech im Auslaufbereich

Mit dem Versuchstauscher in dieser Ausführung wurden die verschiedensten Versuche sowohl mit Philips-Gemenge als auch mit Flaschenglas-Gemenge durchgeführt. Dabei wurden sowohl die Feuchtigkeitsgehalte durch Nachbefeuchtung des Gemenges als auch die Scherbenanteile durch Heraussieben eines Teiles der Scherben gefahren. Auch Abgasseitig wurde mit verschiedenen Temperaturen gefahren um festzustellen, ob es zum Beispiel bei niedrigeren Rauchgaseintrittstemperaturen (400 °C) zu Problemen im Bereich der Ausdampfung kommt. In keinem der Versuche kam es zu irgendwelchen Schwierigkeiten oder Materialanbackungen.

Auszugsweise sollen hierzu nur die Versuchsergebnisse vom 03.04.07 dargestellt werden. Die Ausgangsparameter hier waren:

- Flaschenglasgemenge, das durch Nachbefeuchtung auf eine Gemengefeuchte von 5,5 % gebracht wurde.
- Durchflussmenge: 800 gr/min
- Rauchgaseintrittstemperatur: 600 °C
- Rauchgasaustrittstemperatur: 220 °C
- Materialaustrittstemperatur: 320 – 330 °C

Wie im Bild 36 ersichtlich, lief der Versuch über ca. 4 Std störungsfrei mit sehr guten thermischen Ergebnissen. Auch die Temperaturschwankungen an den Messstellen Temp30, Temp50 und Temp70 zeigen, in Anbetracht der sehr hohen Gemengefeuchte, sehr geringe Schwankungen, was auf eine gute Funktion der Entdampfungsschlitzte hinweist.

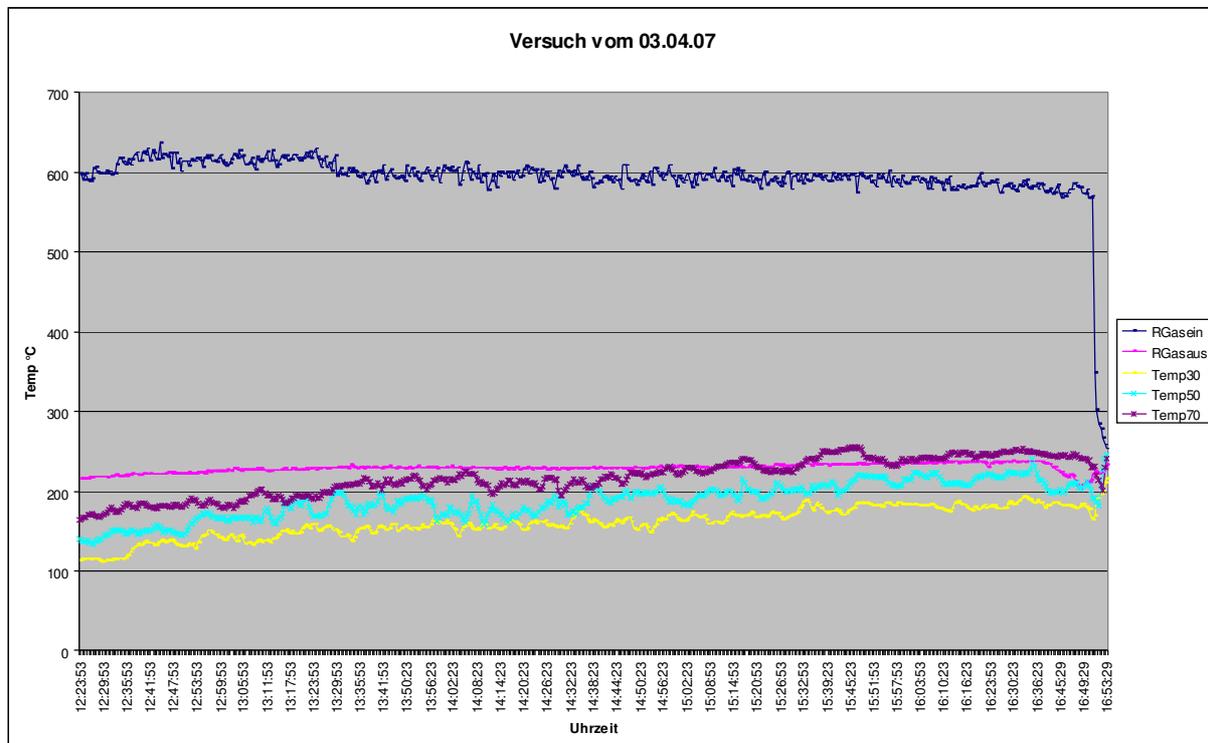


Bild 33 Temperaturverläufe Versuchstauscher 2 (Flaschenglasgemenge, Feuchte 5,5%)

Das ausgetragene, vorgewärmte Material zeigte, die hohe Gemengeeingangfeuchte in Betracht ziehend, sehr wenige Verklumpungen, deren Konsistenz im Übrigen völlig unkritisch war (Bild 37).



Bild 34 Materialabzug Versuchstauscher 2 (Flaschenglasgemenge)

Zusammenfassend lässt sich feststellen, dass es mit dem von Versuchsreihe zu Versuchsreihe kontinuierlich weiter entwickeltem Testaggregat möglich war, nahezu jede Art von Gemenge problemlos aufzuheizen. Die bislang ermittelten Maximalwerte bei Flaschenglasgemenge und Lampenglasgemenge liegen bei einer Gemengefeuchte von 5,5% (mit 60 % Scherbenanteil) sowie einem minimalen Scherbenanteil von ca. 20 % bei einer Gemengefeuchte von 1,5%. Werte, die bei der ersten Wärmetauschergeneration unweigerlich zu Anbackungen bis hin zum Anlagenstillstand geführt hätten. Natürlich müssen diese Werte durch eine reale Installation an einer Glasschmelzwanne noch erhärtet werden. Es besteht jedoch aller Grund zu der Vermutung, dass der Tauscher mit reduzierten Gemengefeuchten und ausreichenden Scherbenanteilen problemlos funktionieren wird.

3.3 Durchströmversuche zur Optimierung der Rauchgaskanäle

Die Rauchgasführung des Wärmetauschers wurde, wie bereits oben erwähnt, völlig neu gestaltet. Um sich einen Eindruck zu verschaffen, ob sich durch diese Umkonstruktion strömungstechnisch Probleme ergeben könnten, bzw. um überhaupt zu sehen, wie der Strömungsverlauf sich darstellt, wurde ein entsprechendes Modell eines Rauchgasschachtes gebaut. Um zumindest geometrisch den realen Maßen nahe zu kommen, wurde das Modell entsprechend der Vorabschätzungen für den bei Philips zu installierenden Wärmetauscher im Maßstab von etwa 1:5 ausgelegt. Nicht berücksichtigt wurden die sich entsprechend der Größe natürlich auch ändernden *Re*-Zahlen.



Bild 35 Modell eines Rauchgasschachtes für Strömungsversuche

Zur Sichtbarmachung des Strömungsversuches wurde zunächst Trockeneis verwendet, das mit einem Sauggebläses durch das Modell gezogen wurde, wobei die Geschwindigkeit ebenfalls entsprechend der Auslegungsdaten für den Philipstauscher der Modellgröße um den Faktor 5 reduziert waren. Da der Verlauf zunächst nicht optimal war, wurden diverse Leitbleche installiert. Fotografisch waren diese Versuche nicht zu dokumentieren, da der Kontrast Trockeneis-grauer Hintergrund selbst mit bloßem Auge nur schwer erkennbar war. Auch der Versuch, mittels Thermographie die Versuche zu dokumentieren, waren nicht sehr erfolgreich. Hierzu wurde auf ca. 55 °C vorgewärmte Luft durch das Modell gesaugt. Die Wärmeverluste durch die dünne, frontseitig angebrachte Plexiglasscheibe waren jedoch derart hoch, sodass ein wirklich aussagekräftiges Foto nicht erstellt werden konnte.

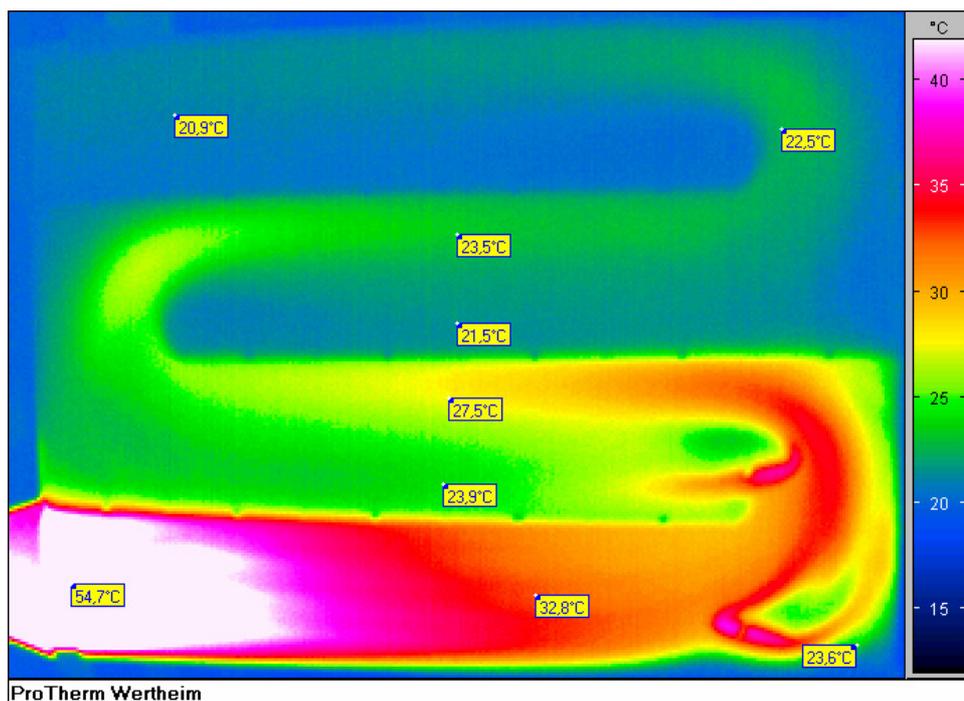


Bild 36 Temperaturverlauf im Rauchgasschacht nach 5 min

Gut sichtbar ist jedoch der mäanderförmige Strömungsverlauf innerhalb des Rauchgasschachtes.

Die Versuche werden in jedem Falle weiter geführt und die erzielten Ergebnisse entsprechend bei den Konstruktionsarbeiten für den Echttauscher ihre Berücksichtigung finden.

3.4 Bestimmung der Wärmetauscherfläche für den bei der Firma Philips zu installierenden Wärmetauscher

Um einen Eindruck über den benötigten Platzbedarfs des für die Firma Philips zu fertigenden Wärmetauschers zu erhalten, wird nachfolgend eine überschlägige Rechnung durchgeführt. Die Berechnungen basieren auf den Erfahrungen der bereits von der Firma Zippe realisierten Wärmetauschern sowie auf den folgenden, von der Firma Philips zur Verfügung gestellten Daten:

$$Q_{\text{Abgas}} = 7500 \frac{\text{Nm}^3}{\text{h}}$$

$$c_{p \text{ Abgas}} = 1,186 \frac{\text{KJ}}{\text{KgK}}$$

$$\rho_{\text{Abgas}} = 1,27 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\Delta T = (600-250) = 350 \text{ K}$$

$$Q_{\text{Gemenge}} = 8900 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

$$c_{p \text{ Gemenge}} = 1,1 \frac{\text{KJ}}{\text{KgK}}$$

$$\rho_{\text{Gemenge}} = 1,4 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$Q_{\text{water}} = 100 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

$$\Delta T = (300-25) = 275 \text{ K}$$

Vorhandene Energie:

$$Q_{\text{Abgas}} = m * c_{p \text{ Abgas}} * \Delta T$$

$$Q_{\text{Abgas}} = 1,27 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 2,08 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} * 1,186 \frac{\text{KJ}}{\text{KgK}} * 350 \text{ K}$$

$$Q_{\text{Abgas}} = 1097 \frac{\text{KJ}}{\text{s}} = \mathbf{3,95 \text{ GJ}}$$

Benötigte Energie:

A. Gemenge/Scherben

$$Q_{\text{Gemenge}} = m * c_{p \text{ Gemenge}} * \Delta T$$

$$Q_{\text{Gemenge}} = 2,47 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * 1,1 \frac{\text{KJ}}{\text{KgK}} * 275 \text{ K (angenommene Endtemperatur 300 °C)}$$

$$Q_{\text{Abgas}} = 747 \frac{\text{KJ}}{\text{s}} = \mathbf{2,69 \text{ GJ}}$$

B. Wasser

$$Q_{\text{water}} = m * (c_{p, \text{water}} * \Delta T + r)$$

$$Q_{\text{water}} = 0,0277 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * (4,186 \frac{\text{KJ}}{\text{KgK}} * 75 + 2257 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}})$$

$$Q_{\text{water}} = 71,4 \frac{\text{KJ}}{\text{s}} = \mathbf{0,26 \text{ GJ}}$$

Ergebnisse (ohne/mit Verlusten, angenommener Wirkungsgrad $\eta = 0,65$):

A. Gemengeaustrittstemperatur:

$$3,95 \text{ GJ} = 8900 \text{ kg} * 1,1 \frac{\text{KJ}}{\text{KgK}} * \Delta T$$

$$\Delta T = \frac{3.950.000 \text{ KJkgK}}{8900 \text{ kg} * 1,1 \text{ KJ}}$$

$$\Delta T = 403 \text{ K}$$

$$T = 403 + 25 = \mathbf{428 \text{ }^\circ\text{C}} \Rightarrow \text{gerechnet mit } \eta = 0,65 \Rightarrow \mathbf{280 \text{ }^\circ\text{C}}$$

B1. Abgasaustrittstemperatur (ohne Wasser)

$$2,69 \text{ GJ} = 9300 \text{ kg} * 1,22 \frac{\text{KJ}}{\text{KgK}} * \Delta T$$

$$\Delta T = \frac{2.690.000 \text{ KJkgK}}{9525 \text{ kg} * 1,186 \text{ KJ}}$$

$$\Delta T = 238 \text{ K}$$

$$T = 600 - 238 = \mathbf{362 \text{ }^\circ\text{C}} \Rightarrow \text{gerechnet mit } \eta = 0,65 \Rightarrow \mathbf{235 \text{ }^\circ\text{C}}$$

B2. Abgasaustrittstemperatur (inklusive Wasser)

$$2,69 \text{ GJ} + 0,26 \text{ GJ} = 9300 \text{ kg} * 1,22 \frac{\text{KJ}}{\text{KgK}} * \Delta T$$

$$\Delta T = \frac{2.690.000 + 260.000 \text{ KJkgK}}{9525 \text{ kg} * 1,186 \text{ KJ}}$$

$$\Delta T = 261 \text{ K}$$

$$T = 600 - 261 = \mathbf{339 \text{ }^\circ\text{C}} \Rightarrow \text{mit } \eta = 0,65 \Rightarrow \mathbf{221 \text{ }^\circ\text{C}}$$

Ermittlung der mittleren Temperaturdifferenz:

Kreuz-Gegenstrom

Angenommene Temperaturen:

Abgas_{ein}: 600 °C

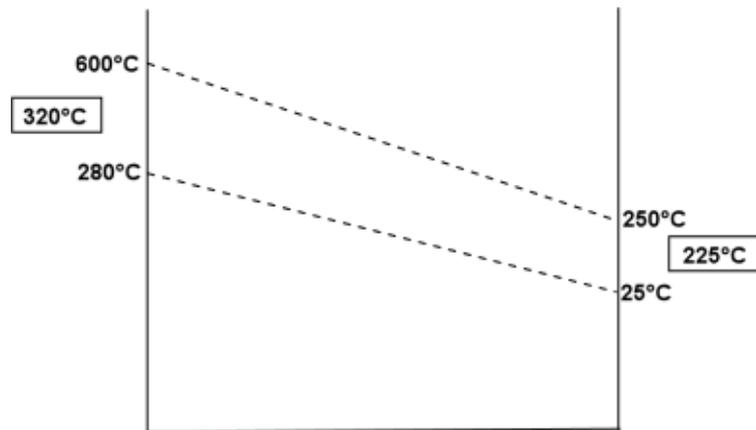
Abgas_{aus}: 250 °C

Gemenge/Scherben_{ein}: 25 °C

Gemenge/Scherben_{aus}: 280 °C

Mittlere Temperaturdifferenz Δt_m :

$$\Delta t_m = \frac{320 - 225}{\ln \frac{320}{225}} = 270 \text{ °C}$$



Es sind zu Beginn der Entwicklung der ersten Wärmetauschergeneration einige Anstrengungen unternommen worden, die tatsächlichen α -Werte zu ermitteln. Letztendlich ist jedoch darauf verzichtet worden und der komplette Wärmeübergang ist in vereinfachter Form mittels der Wärmeübergangszahl K in die Berechnung eingeflossen. Damit ist eine ausreichende Genauigkeit gegeben, und die Berechnungen lagen, wie die 4 bislang gebauten Anlagen gezeigt haben, recht nahe an den tatsächlich erreichten Werten.

Auch der Wirkungsgrad mit ca. 65% basiert auf den mit den Wärmetauschern der ersten Generation gemachten Erfahrungen.

$$Q = 2,69 \text{ GJ} + 0,26 \text{ GJ}$$

$$Q = 2,95 \text{ GJ} \text{ with } \eta = 0,65 \Rightarrow 1,91 \text{ GJ}$$

$$Q = K * A * \Delta t_m$$

$$A = \frac{Q}{K * \Delta t_m} \text{ (gerechnet mit } K = 12 \frac{W}{m^2 K} \text{)}$$

Benötigte Wärmetauscherfläche ca.: $A = 590 \text{ m}^2$

Diese überschlägig berechnete Fläche ist im Vergleich zu der Fläche, die in dem von der RWTH erstellen Diagramm (Bild 8) ermittelt werden kann, wesentlich größer. Dort kann mit den entsprechenden Eingangsdaten nur eine Fläche zwischen 200 und 300 m^2 abgelesen werden. Dazu ist zu bemerken, dass diese Tabelle den idealen Zustand voraussetzt. Das heißt, optimaler Wärmeübergang, ohne jegliche Verluste. Auf der anderen Seite kann mit einiger Sicherheit davon ausgegangen werden, dass der Wirkungsgrad, vor allen auch bedingt durch die neu gestaltete innere Rauchgasführung, dieser neuen Wärmetauschergeneration besser ist als oben gerechnet, sodass die benötigte Wärmetauscherfläche gegenüber der Rechnung verkleinert werden kann. Allerdings wird diese Verkleinerung auch ganz sicher nicht die theoretisch aus Bild 7 ermittelte Fläche erreichen. Genauen Aufschluss darüber können allerdings nur weitere Tests und vor allem eine Echt-Installation liefern.

Wie sich im weiteren Projektverlauf herausstellte, konnte eine Testanlage bei Philips nicht realisiert werden, da die Firma zwischenzeitlich die Produktion eingestellt hat.

Es tat sich durch die Firma Vetropack jedoch ein Möglichkeit auf, eine Testanlage im größeren Maßstab (40 Tonnen/Tag) an einer Hohlglaswanne zu installieren und zu testen, die ebenfalls eine größere Breitenwirkung der Ergebnisse versprach.

3.5 Bestimmung der Wärmetauscherfläche für den bei der Firma Vetropack zu installierenden Wärmetauscher

Durch die Fa. Vetropack wurde es ermöglicht, einen Wärmetauscher in aussagekräftigen Maßstab zu testen. Die Anlage wurde für 1/8 der Gesamtwannenleistung ausgelegt.

Bei einer Wannenkapazität von 320 Tonnen/Tag, ergab sich eine Leistung von 40 Tonnen/Tag für den Wärmetauscher.

Die Berechnung der Tauscherfläche wurde also folgendermaßen durchgeführt:

Q Abgas	2200	Nm ³ /h
cp Abgas	1,186	KJ/KgK
p Abgas	1,27	kg/m ³
Delta T	179	K
Rauchgaseintritt	380	°C
Rauchgasaustritt min	201	°C
Schmelzleistung	30	t/d
Q Gemenge	1250	kg/h
Eintrittstemp. Gemenge	20	°C
Austrittstemp. Gemenge (angenommen)	220	°C
cp Gemenge	1,1	KJ/KgK
p Gemenge	1,4	kg/m ³
Delta T	200	K
Gemengefeuchte	2	%
Q Wasser	25	kg/h
cp Wasser	4,186	KJ/kgK
Delta T Wasser	80	K
r	2257	KJ/kgK
Wirkungsgrad eta	0,79	
K Wert	10	W/m ² K
Vorhandene Energie		
Q Abgas		
m x cpAbgas x deltaT	165	KJ/s
	593149	KJ/h
Benötigte Energie		
Gemenge + Scherben		
m x cp x Delta T	76	KJ/s
	275000	KJ/h

Wasser		
$m \times (c_p \times \Delta T + r)$	18	KJ/s
	64797	KJ/h

Q ges (Abgas + Wasser)	94	KJ/s
mit Wirkungsgrad	119	KJ/s

erforderliche Tauscherfläche

$$Q = K \cdot A \cdot dT_m$$

$$A = Q / K \cdot dT_m \quad \mathbf{66 \quad m^2}$$

Der Wärmetauscher für die Pilotanlage wurde also anhand der gegebenen Rahmendaten mit einer Tauscherfläche von 66m² ausgelegt. Die Rauchgaseintrittstemperatur wurde hier bereits mit den neuen Temperaturen angepasst. Ursprünglich wurde das Aggregat auf 450 °C Eingangstemperatur ausgelegt.

3.6 Konstruktion, Fertigung und Installation des bei der Firma Vetropack zu installierenden Wärmetauscher

Zippe war bei dem Projekt hier für die gesamte Konstruktion, Fertigung, Installationsüberwachung und Begleitung verantwortlich. Maschinenbauliche Bestandteile des Tests waren neben dem Vorheizgeräts an sich, die Transportschnecke, das Gurtbecherwerk, ein geeignetes Zuführorgan oberhalb des Vorheizers, ein Vibrationsrohr zum Beschicken des Gurtbecherwerks und die gesamte Steuerung, incl. eines Steuer-Panels.

Im Rahmen dieses Vorhabens stellte die Firma in einem ihrer Werke eine Schmelzwanne für die Versuche zur Verfügung. Bei der vorgesehenen „Wanne 63“ handelt es sich um eine Erdgas befeuerte 320 Tonnen/Tag U-Flammenwanne zur Herstellung von Behälterglas. Die Wannenabgase (ca. 17.000 Nm³/h, 1350 °C) werden mittels Regeneratoren auf eine Temperatur von ca. 450 °C abgekühlt⁸. Die installierte Versuchsanlage wurde, bedingt durch die vorhandenen Platzverhältnisse, so ausgelegt, dass sie in etwa für 1/8 der Wannenleistung dimensioniert ist. Der Rauchgasdurchfluss lag demnach bei ca. 2.100 Nm³/h, der Materialdurchfluss bei etwa 1,7 to/h. Auf Grund der, durch die Wannenkonstruktion bedingt, relativ niedrigen Abgastemperatur von etwa 450 °C, waren keine besonders hohen Gemengevorheiztemperaturen zu erwarten (~200°C). Im Vordergrund dieser Versuche stand jedoch die Betriebssicherheit bei einem sehr geringen Scherbengehalt (<20%). Bislang war es in der Glasindustrie nicht möglich, Gemenge in dieser Zusammensetzung vorzuheizen. Immer mehr Glasfabriken haben jedoch Engpässe bei der Versorgung mit Altglas, so dass oftmals geringe Scherbenanteile ausreichen müssen. Bei Erfolg dieser Installation konnte also von einer größeren Breitenwirkung ausgegangen werden.

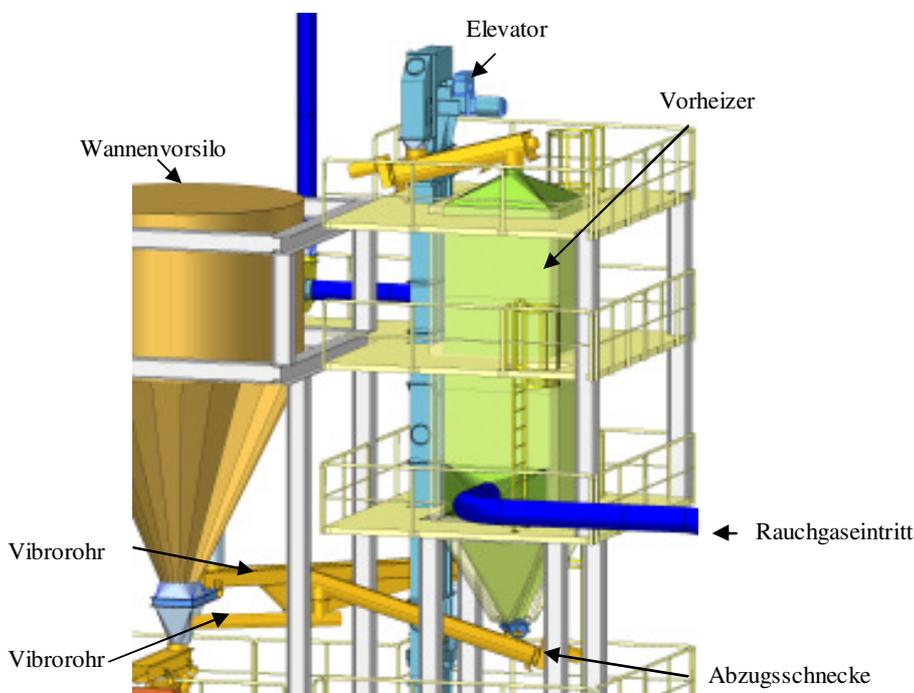


Bild 37 Layout der Installation an der Wanne 63

⁸ Anmerkung: Später stellten sich deutlich niedrigere Abgastemperaturen heraus



Bild 38 Fertigung Module Anfang September 2009



Bild 39 Aufbau Oktober/November 2009



Bild 40 Installation Pilotanlage

Bild 41 Steuer-Panel Wärmetauscher

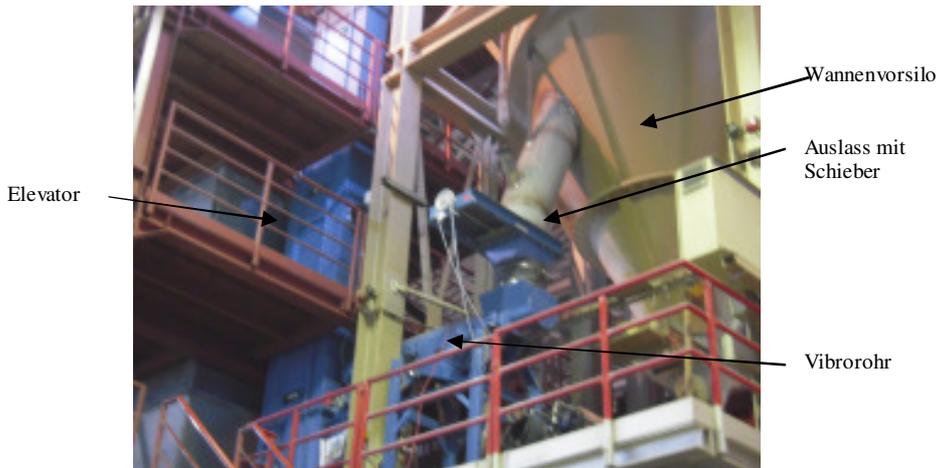


Bild 42 Situation Wannenvorsilo

Zu Beginn wurde am existierenden Wannenvorsilo ein zusätzlicher Auslass angebracht, der mit einem Schieber versehen war. Danach war ein Vibrationsrohr installiert, das das Gemenge zum Gurtbecherwerk förderte. Oben wurden der Vorheizer mittels einer Vibrationsrinne befüllt. Am Fuße des Vorheizers wurde das heiße Schmelzgut schließlich mit einer Förderschnecke zum Einleger transportiert.

Nachdem die Installation der Testanlage fertiggestellt war, wurde zu Beginn 2010 die Anlage in Betrieb genommen und mit den Tests begonnen.

3.7 Kontrolle und Begleitung des Testbetriebes

Die erste Inbetriebnahme mit anschließenden Testläufen hat Mitte März 2010 stattgefunden. Die Darstellung sämtlicher Testläufe würde den Umfang dieses Berichts übersteigen.

Beispielhaft sei dieser Testlauf angeführt.

Tag 1/2 (15.03.2010):

Versuchsmaterial: Gemenge mit **70%** Scherben, 3,2% Gesamtfeuchte
Beginn ca. 10:00

Anlagendaten:

Wannenleistung:	ca. 305 to/d
Rauchgaseintrittstemp:	ca. 362 °C (gemittelt über ca. 12 Std)
Rauchgasmenge:	ca. 5.200 Bm ³ /h
Materialdurchsatz WT:	ca. 36 to/d (gemittelt über ca. 12 Std)
Gemengeaustrittstemp:	ca. 160 °C

Einstellung Abzugsschnecke: 80%
Einstellung Rauchgasventilator: 73%

Der Test lief bis zum darauf folgenden Morgen, ohne sichtbare Probleme, mit stabilen Werten. Die Gemengeaustrittstemperatur war mit ca. 150 °C berechnet worden und lag mit 160 °C somit etwas höher als erwartet.

Tag 2/3 (16.03.2010):

Versuchsmaterial: Gemenge mit **50%** Scherben, 3,2% Gesamtfeuchte
Beginn ca. 9:00

Anlagendaten:

Wannenleistung: ca. 305 to/d
Rauchgaseintrittstemp: ca. 365 °C (gemittelt über ca. 12 Std)
Rauchgasmenge: ca. 5.300 Bm³/h
Materialdurchsatz WT: ca. 50 to/d (gemittelt über ca. 12 Std)
Gemengeaustrittstemp: ca. 105 °C

Einstellung Abzugsschnecke: 80%
Einstellung Rauchgasventilator: 74%

Probleme sind schon kurze Zeit nach der Umschaltung von 70% auf 50% Scherben aufgetreten, weil kein Material aus dem Wannenvorsilo mehr nachgeflossen ist. Dort hatte sich eine Materialsäule gebildet die ohne mechanische Einwirkung von außen nicht in sich zusammen fiel. Als das Material wieder nach floss, zeigte es sehr schlechte Fließigenschaften und eine hohe Anbackneigung.

Obwohl der Materialfluss, wie oben beschrieben, nicht optimal war, wurde die Anlage ohne Störung über Nacht durchgefahren. Dabei waren die morgens abgelesenen Werte praktisch identisch mit den Werten am Vortag.

Tag 3/4 (17.03.2010):

Versuchsmaterial: Gemenge mit **40%** Scherben, 3,2% Gesamtfeuchte
Beginn ca. 9:00

Anlagendaten:

Wannenleistung: ca. 310 to/d
Rauchgaseintrittstemp: ca. 365 °C (gemittelt über ca. 12 Std)
Rauchgasmenge: ca. 5.300 Bm³/h
Materialdurchsatz WT: ca. 40 to/d (gemittelt über ca. 12 Std)
Gemengeaustrittstemp: ca. 95 °C

Einstellung Abzugsschnecke: 80%
Einstellung Rauchgasventilator: 74%

Obwohl klar zu erkennen war, dass der Materialfluss praktisch nur noch in den äußeren Schächten (dort allerdings einwandfrei) funktionierte, wurde auf 40% Scherben umgestellt. Die Gemengeaustrittstemperatur hat sich dann nach einigen Stunden bei im Mittel 95 °C eingependelt, und das, wie die gemittelte Materialmenge am nächsten Morgen gezeigt hat,

bei einem Durchfluss von nur 40 to/d. Die Durchsatzleistung an Gemenge war jetzt geringer als bei 50 % Scherben, gleichzeitig war aber auch die Gemengeaustrittstemperatur um 10 K auf etwa 95 °C gefallen. Dies war zunächst etwas unerklärlich. Mit diesen Daten lief die Anlage jedoch störungsfrei die Nacht durch und zeigte auch am nächsten Morgen die gleichen Werte.

Nachdem der Tauscher entleert war, zeigte sich, dass die beiden äußeren Schächte absolut sauber und frei von jeglichen Anbackungen waren, die mittleren Schächte jedoch durchgehend voll Material standen. Die Anlage ist demnach nur noch über die 2 äußeren Schächte gelaufen, hat aber dennoch eine Temperaturerhöhung des Gemenges auf ca. 95 °C erreicht, obwohl als Tauscherfläche nur $\frac{1}{4}$ der tatsächlichen Fläche zur Verfügung stand. Theoretisch hätte die Temperatur viel tiefer liegen müssen.

Die verstopften Schächte zeigten am Einlauf und am unteren Ende Verbackungen. Dazwischen war das Material absolut trocken und rieselfähig. Das heißt, nachdem mit einer Stange die untere Verbackung durchstoßen wurde, lief der Schacht mehr oder weniger von allein leer, was zumindest zeigt, dass die Entdampfung in diesem Bereich funktioniert haben muss.

Ebenfalls zeigte sich im Verlaufe der Tests, dass durch die Schlitze des Wärmetauschers Feinanteil aus dem Gemenge mitgerissen wird, der sich teils in den Rauchgasschächten ablagert und zum größeren Teil mit dem Rauchgas aus dem Vorheizer getragen wird und sich somit in der Filteranlage ansammelt und zu Problemen führen kann.

Ein anderes Problem stellte die Einlegesituation dar. Bedingt durch das nun absolut trockene Gemenge tritt dort jetzt eine erhebliche Staubentwicklung auf. Es wurde zwar versucht den Einleger mit 'Bordmitteln' so gut es geht abzudichten, doch wird dieses Problem vermutlich nur mit einer zusätzlichen Absaugung zu beseitigen sein.

Nach diesem ersten Testlauf wurden noch zahlreiche weitere Testläufe durchgeführt, die schließlich zu den Verbesserungsmaßnahmen führten. Nachdem diese durchgeführt wurden, lief der Wärmetauscher über einen Zeitraum von etwa 4 Monaten, ohne Probleme und ohne jegliche Wartungsarbeiten, sodass nach diesem Zeitraum der Testbetrieb erfolgreich beendet wurde. In der Dauerphase lief der Vorheizer mit lediglich 14% Scherbenanteil am Gemenge. Verbackungen stellten sich zu keinem Zeitpunkt mehr ein, das Schmelzgut wurde zuverlässig auf etwa 180 °C- bedingt durch die niedrigen Rauchgaseingangstemperaturen von nur etwa 360 °C- vorgeheizt.

3.8 Durchführung von Verbesserungsmaßnahmen

Aufgrund der gemachten Erfahrungen wurde beschlossen, das Aggregat zu modifizieren und Verbesserungsmaßnahmen durchzuführen:

1. Anpassen der Durchsatzleistung an tatsächlich vorh. Rauchgastemperatur
2. Verkleinerung der Taucherfläche (Verschließen von zwei Materialschächten)

3. Umstellung auf kontinuierliche Befüllung (Rinne vor Elevator mit Frequenzregelung)
4. Verbesserung des Entdampfungsmoduls (Minimierung Staubanreicherung)
5. Neukonstruktion Transportschnecke
6. Installation Staubsammeltopf nach Wärmetauscher

Bei der ursprünglichen Auslegung des Test-Vorheizers ist man von deutlich höheren Rauchgastemperaturen ausgegangen (450°C), sodass die Tauscherfläche sich als etwas zu groß herausgestellt hat. Um dennoch eine ordnungsgemäße Funktion sicherzustellen, mussten zwei Materialschächte geschlossen werden. Hierdurch hat sich auch die Durchsatzleistung etwas reduziert.

Auch hat sich gezeigt, dass eine diskontinuierliche Befüllung des Wärmetauschers, bei der ein Schüttkegel im oberen Bereich entsteht, nicht förderlich ist, da hierdurch die Anbackneigung erhöht ist. Vorteilhaft sind eine kontinuierliche Beschickung und eine gleichmäßige Füllhöhe im oberen Bereich. Hierdurch wird ein Schüttkegel verhindert und die Anbackneigung reduziert. Eine speziell, neu installierte Verteilvorrichtung gewährleistet eine gleichmäßige Beschickung.

Ferner hat sich gezeigt, dass, bedingt durch eine recht hohe Fördersteigung, die Transportschnecke zu klein ausgelegt war. Im unteren Teil der Schnecke sammelte sich das Fördergut an und führte zu Blockagen, die die Abdeckung der Schnecke nach oben drückte. Diese wurde im Laufe der Verbesserungsmaßnahmen komplett neu ausgelegt, gefertigt und installiert. Diese Maßnahme führte zu einer zuverlässigen Funktion der Schnecke.



Bild 43 Überfüllung alter Transportschnecke

Ein wesentlicher Verbesserungspunkt war die komplette Neukonstruktion des Entdampfungsmoduls. Dies betrifft den oberen Teil des Wärmetauschers, in dem die Migration des Wassers auftritt und somit das Verklumpungsrisiko besteht. Da sich zeigte, dass durch die Schlitze recht viel Feinanteil mitgerissen wird, wurden diese derart modifiziert, dass der Widerstand deutlich erhöht wurde und somit weniger Feinanteil austreten kann. Diese Modifikation hat dazu geführt, dass die Staubbelastung um 60% reduziert werden konnte (vgl. Kap.3.9).

Ferner wurde ein Staubsammeltopf (ähnlich eines Zyklons) dem Wärmetauscher nachgeschaltet. Diese Installation konnte den verbleibenden Feinanteil im Rauchgas um weitere 82% senken, sodass schließlich ein akzeptables Maß an Staubanreicherung vorlag.

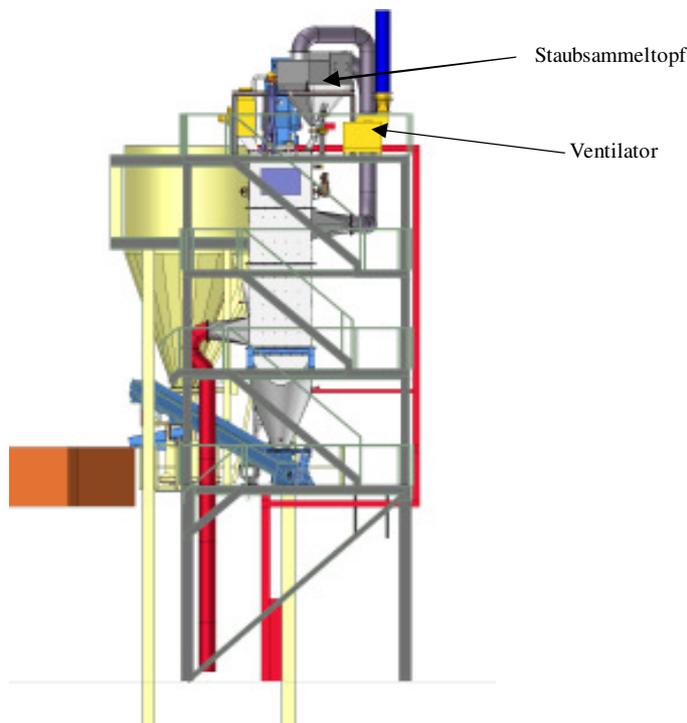


Bild 44 modifizierter Testtauscher

Dieser verbesserte Testtauscher ermöglichte nun einen Dauerbetrieb, der erst nach über drei Monaten eingestellt wurde.

3.9 Messtechnische Begleitung durch die TNO

Die Tests wurden durch das renommierte niederländische Institut TNO mit Messungen begleitet. Die Tests sollten folgende Punkte untersuchen:⁹

- Erzielbare Energieeinsparungen
- Mögliche Entmischungen/Glasqualität
- Dioxinentstehung
- Staubanreicherung

Die Tests wurden nach folgendem Schema durchgeführt:

⁹ Folgende Ausführungen beziehen sich auf den Abschlussbericht der TNO (Februar 2011) mit Ergänzungen vom Mai 2011 (Dioxinmessungen); „Zippe Batch Preheater Test W 63“. Dr. Hans van Limpt, M. van Kersbergen.

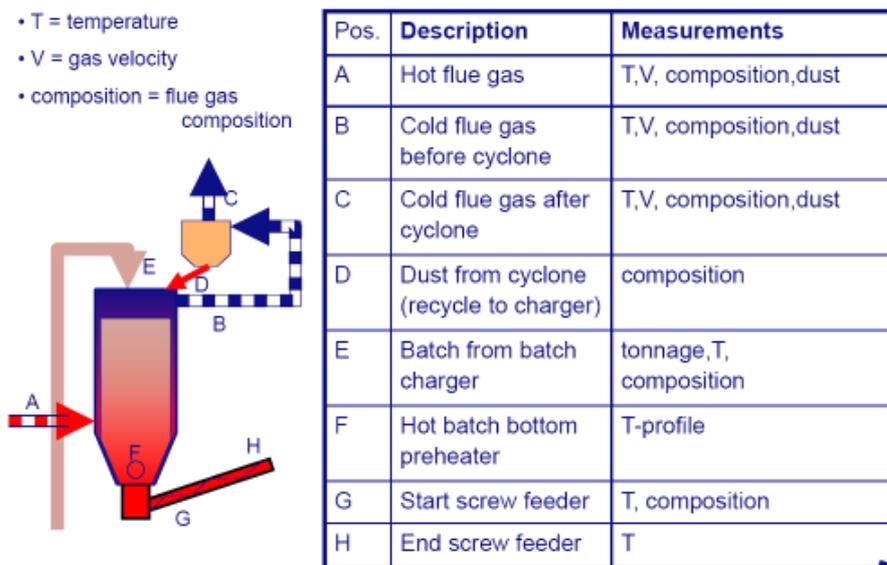


Bild 45 Testschema TNO

Folgende Temperaturen ergaben sich aus Messungen:

Pos.	Description	Temperature [°C]	
		Left firing	Right firing
A	Hot flue gas	347	354
B	Cold flue gas before cyclone	248	247
C	Cold flue gas after cyclone	207	202
E	Batch from batch charger	47	47
F	Hot batch bottom preheater (see next slide)	66 – 319 Average 193	66 – 319 Average 193
H	End screw feeder	150 - 160	150 - 160

Tabelle 8 Temperaturmessungen TNO

Die mittlere *Gemengeaustrittstemperatur* lag also bei 193°C. Bedingt durch die geringe Rauchgaseingangstemperatur (~350°C), stellt dies einen sehr guten Wert dar. Bei höheren Eingangstemperaturen hätte man ebenfalls deutlich höhere Vorheiztemperaturen erreichen können. Üblicherweise liegen die Abgastemperaturen regenerativer Schmelzwannen bei etwa 450°C, sodass hier Potential für deutlich höhere Vorheiztemperaturen besteht.

Die daraus resultierenden *Energieeinsparungen* wurden von TNO für mehrere Szenarien berechnet. Zum einen für einen Zustand unter den jetzigen Bedingungen (Rauchgastemperatur <350°C) mit konstanter Produktionskapazität, als auch für eine durch die Vorheizung mögliche Erhöhung der Produktionskapazität, als auch für den Fall, dass- wie in der Glasindustrie üblich- höherer Abgastemperaturen (~400°C) zur Verfügung stehen.

Folgende Einsparpotentiale ergaben sich:¹⁰

- Konstante Produktion¹¹, niedrige Rauchgastemperatur: -9.7%
- Erhöhte Produktion¹², niedrige Rauchgastemperatur: - 17%
- Erhöhte Produktion¹³, höhere Rauchgastemperatur: -22.4%

Wie sich also zeigt, ist es aus energetischer Sicht vorteilhaft, bei Betrieb eines Gemengevorheizers, ebenfalls die Kapazität zu erhöhen, um einen minimalen spezifischen Energieverbrauch zu erzielen. Auch die zur Verfügung stehende Rauchgastemperatur geht als entscheidende, positive, Variable in die Berechnung der Einsparpotentiale mit ein.

Die *Staubmessungen* in der Wanne zeigten, dass sowohl im Falle mit Vorheizung, als auch ohne Vorheizung, eine nahezu identische Staubbelastung vorliegt. Gemessen wurde oberhalb der Regeneratoren, in der Wanne. Auf einer Seite der Wanne wurde normales, auf der anderen Seite vorgeheiztes Gemenge eingelegt. In beiden Fällen zeigte sich eine Staubkonzentration von 178 mg/m³ (+- 5mg). Somit hat sich die Befürchtung, dass der Vorheizer, bedingt durch das trockene Gemenge, die Staubbelastung deutlich erhöhen würde, in diesem Fall nicht bestätigt. Zu untersuchen bliebe der Fall, dass die gesamte Wannenkapazität vorgeheizt wird.

Die Staubanreicherung im Rauchgas nach dem Vorheizer war jedoch deutlich erhöht (Messungen Dezember 2010). Hier zeigte sich eine Erhöhung um den Faktor 47 (von 209 mg/m³ auf 9829 mg/m³). Es zeigte sich, dass insbesondere der Feinanteil des Gemenges durch die Schlitzöffnungen mitgerissen wird. Auch legte dies die Vermutung nahe, dass bei der Fertigung der Rauchgas-/Materialschächte gewisse Undichtigkeiten entstanden sind, durch die Feinanteil austreten kann. Auch spätere Untersuchungen bestärkten diesen Verdacht. Letztlich wird dies jedoch erst beim finalen Abbau des Systems zu klären sein. Um diese Staubproblematik zu minimieren, wurde das Entdampfungsmodul komplett neu entworfen, konstruiert, gefertigt und installiert (s. Kapitel 3.8). Durch dieses neue Modul konnte die Staubanreicherung um etwa 60% reduziert werden (Messungen Mai 2011). Der Staubanteil im Rauchgas nach dem Vorheizer belief sich nun noch auf 4117 mg/m³. Durch den im Rahmen der Verbesserungen installierten Staubsammeltopf nach dem Vorheizer konnte dieser Anteil um weitere 82% reduziert werden, sodass die Staubkonzentration bei ca. 741 mg/m³ lag. Die entspricht einer Erhöhung in etwa um den Faktor 3.5, was sicherlich ein Niveau ist, mit dem moderne Filteranlagen fertig werden. Diese verfügen üblicherweise über eine automatische Rückführung des Feinanteils in die Schmelzwanne- da dies aus prozesstechnischer Sicht jedoch nicht unbedingt von Vorteil ist, können zukünftige Verbesserungsmaßnahmen darauf zielen, den Staubanteil noch weiter zu verringern.

Es sei in diesem Zusammenhang darauf hingewiesen, dass bestehende, „direkte“ Vorheizsysteme (also mit direktem Kontakt zwischen Rauchgas und Schmelzmaterial) Staubkonzentrationen in Höhe von 1675 mg/m³ verursachen, die von nachgeschalteten Filtersystemen aufgefangen werden müssen.¹⁴

Eventuelle *Gemengeentmischungen* durch die Vorheizung wurden mit Hilfe LIBS (Laser Induced Breakdown Spectroscopy) untersucht. An drei Stellen wurden etwa 400-500 Gramm- Proben (5 Proben jeweils) entnommen. Diese Stellen waren am Doghouse (reguläres, kaltes Gemenge), am Einlass des Wärmetauschers und am Ausgang des

¹⁰ Berechnet für 17% Scherbengehalt

¹¹ 324 Tonnen/Tag

¹² 390 Tonnen/Tag

¹³ 417 Tonnen/Tag

¹⁴ Barklage-Hilgefort, Hansjuergen, Veröffentlichung zur 69. Glass Problems Conference 2008, „Batch Preheating on Container Glass Furnaces“.

Wärmetauschers. Diese Proben wurden im Labor auf für eine Stunde auf 1450 °C erhitzt und danach abgekühlt und analysiert.

Relative ABSOLUTE concentrations.

	doghouse	Top preheater	Bottom preheater
	Cold batch		Hot batch
Si	1.00	0.99	1.02
Na	1.00	1.00	0.94
Ca	1.00	1.00	0.96
Mg	1.00	1.04	0.97
Al	1.00	0.96	1.11
K	1.00	1.02	1.02
Fe	1.00	0.93	1.25

Tabelle 9 Homogenitätsmessungen TNO

Die Analyse zeigt, dass nach dem Vorheizler leicht niedrigere Werte für Magnesium, Calcium und Natrium vorliegen. Höhere Konzentrationen an Aluminium und Eisen werden ebenfalls festgestellt. Die TNO schlussfolgert, dass die Standardabweichung der Glasproben für die Hauptglasbestandteile (SiO₂, Na₂O CaO und MgO) sowohl mit, als auch ohne Vorheizung die gleichen sind: 5-7%. Nach dem Vorheizler ist die Standardabweichung in etwa 1-2% höher. Die Werte liegen im Bereich des Erwarteten und lassen auf keine negativen Auswirkungen auf die Glasqualität schließen.

Eventuelle Entstehungen von *Dioxinen* wurden ebenfalls direkt nach dem Vorheizler gemessen. Eine Entstehung von Dioxinen kann bei Temperaturen von 200-450 °C, also im Niedertemperaturbereich, bei Vorhandensein von HCL, eines Katalysators, Sauerstoffüberschusses und eines organischen Kohlenstoffs, stattfinden. In der Schmelzwanne an sich sind die Temperaturen hierfür also zu hoch.

Hierzu lagen bereit Erfahrungswerte aus älteren Messungen vor:

Anl.-Nr.:	Anlagenart	Glasart	mit / ohne Scharben-vorwärmung	direkte / indirekte Wärmeübertrag. im Vorwärmer	Rohgas / Reingas	mit / ohne Zumisch. der TC 100-Abluft	TE-Wert (NATO / CCMS) excl. NWG, normiert auf 8% O ₂ [ng/m ³]
1	3 Regener-wannen	Behälterglas	ohne	-	Reingas	ohne	0,3; 0,01; 0,01
2	2 Regener-wannen	Behälterglas	ohne	-	Reingas	ohne	0,0080; 0,0050; 0,0045
3	1 Regener.+ 1 Rek.-Wann.	Spezialglas	ohne	-	Rohgas Reingas	ohne ohne	0,0056; 0,0016
4	1 Rek.-Wann.	Behälterglas	mit	direkt	Rohgas	mit	0,65; 1,0
5	1 Regen. U-FL.	Behälterglas	ohne	-	Rohgas	mit	0,15
6	1 Rek.-Wann. + 1 U-Wanne	Behälterglas	mit/ohne	direkt /	Reingas	mit	0,25
7	4 Regener-wannen	Behälterglas	mit (eine v. vier)	indirekt	Reingas	ohne	0,0324; 0,0228; 0,0128
7	4 Regener-wannen	Behälterglas	mit (eine v. vier)	indirekt	Reingas	ohne	0,010; 0,050; 0,010

Tabelle 10 Gegenüberstellung Dioxinentstehung direkte/indirekte Vorheizung

Wie man aus dem Vergleich entnehmen kann, liegen die Werte einer direkten Vorheizung deutlich über jenen der indirekten, was als ein nicht zu unterschätzender Faktor für die indirekte Vorheizung spricht und somit die gewählte Methode untermauert.

Folgende Ergebnisse zeigten die Messungen der Pilotanlage:

Dioxin measurements

(Performed by Pro-Monitoring)

Source	Flue gases behind preheater				Method: NEN-EN-1948 Dutch emission limit for Dioxin (NeR): - 0.1 ng/mn3 - 20 mg/year
Date	12-May-11				
dioxines/furanes					
start measurement	12:44	14:30	16:22		
stop measurement	14:14	16:00	17:52		
	concentration in ngm ⁻³			Average	
I-TEG (TE altar NATOCCMS)	0,0038	0,0057	0,0078	0,0058	

Source		Flue gases behind preheater			
Date		12-May-11			
Fys. Flue gasparameters	Unit				Average
temperature flue gas	[°C]	220,0	217,0	212,0	216,3
Water content	[g/m ³]	0,147	0,147	0,147	0,147
	[%]	15,5	15,5	15,5	15,5
Average flue gas velocity	[m/s]	5,4	8,6	8,6	8,5
under/overpressure	[Pa]	-280	-280	-280	-280
volume					
- actual	[m ³ /h]	3800	3800	3800	3807
- stand. cond. wet	[m ³ /h-wet]	2100	2100	2100	2100
- stand. cond. dry	[m ³ /h-dry]	1800	1800	1800	1800
diameter	[m]	0,4	0,4	0,4	0,4
Atmospheric pressure	[hPa]	1000	1000	1000	1000

Thus, the dioxin concentrations are about 17 times lower than the Dutch emission limit.

Tab. 11: Messergebnisse Dioxinentstehung

Wie die Analyse zeigt, liegt man hier mit einem Mittelwert von 0.0058 ng/mn³ in keinem kritischen Bereich und deutlich unter den existierenden gesetzlichen Vorgaben.

Fazit

Als Ergebnis des Forschungsvorhabens liegt jetzt ein Wärmetauscher vor, mit dem es möglich ist, sowohl feuchtes Gemenge als auch Gemenge mit relativ kleinen Scherbenanteilen kontinuierlich und störungsfrei aufzuheizen. Die labortechnischen und halbindustriellen Versuche wurden schließlich in einem größeren Maßstab im Rahmen einer 40 Tonnen/Tag Testanlage unter realen Bedingungen umgesetzt. Als Ergebnis lässt sich festhalten, dass auch unter realen Bedingungen, mit Scherbengehalten von nur 14%, ein störungsfreier Betrieb möglich war. Ferner liegt mit vorliegendem Wärmetauscher ein wärmetechnisch sehr effizientes Aggregat vor- die Messungen zeigten beachtliche Energieeinsparpotentiale. Der nun entwickelte Wärmetauscher ist ein sehr fortschrittliches Aggregat und markiert den Stand der Technik auf diesem Gebiet. In der Glasindustrie ist

kein Vorheizer bekannt, der mit solch geringen Scherbenanteilen über einen längeren Zeitraum an einer operierenden Glasschmelzwanne betrieben wurde.

Weiterer Forschungsbedarf besteht dahingehend, die Anreicherung mit Feinanteil des Rauchgases nach dem Vorwärmer weiter zu minimieren, um nachgeschaltete Filtersysteme zu entlasten und die möglichen Auswirkungen der Vorwärmung auf die Schmelzwanne weitergehend zu untersuchen. Auch wäre es denkbar, das Erhitzungsverhalten unterschiedlicher Gemengezusammensetzungen im Vorfeld, bspw. mit Hilfe von Schnelltests zu überprüfen. Auch die ursprünglich geplante Kombination mit sauerstoffbeheizten Wannen könnte in einem separaten Projekt langfristig untersucht werden.

Prinzipiell lässt sich ein Wärmtauscher an jeder Wanne betreiben, auch Nachrüstungen an vorhandenen Wannen sind möglich. Gemengevorwärmung ist ein Aspekt, mit dem sich beträchtlich Energie einsparen lässt- andere Potentiale in der Glasindustrie sind weitgehend ausgeschöpft. Das Potential für diese Technologie ist beträchtlich, wenn man bedenkt, dass die Gemengevorheizung bislang kaum eingesetzt wird und weiterhin etwa 30% der Gesamtenergie der Glasschmelze in Form von Wärmeverlusten durch Abgase in die Atmosphäre ungenutzt entweichen. In Zukunft scheint es realistisch, Gemengevorheizer als einen integralen Bestandteil bei der Glasherstellung zu betrachten. Um dies letztlich zu erreichen, werden noch weitere Entwicklungen und Verbesserungen, bspw. im Hinblick auf den Umgang mit dem durch die Vorheizung sehr trockenen Gemenges, folgen.

Literaturverzeichnis

- [1] Report from the commission to the council and the European Parliament on implementation of the Directive 96/61/EC concerning integrated pollution and prevention and control, COM (2005) 540 final and EIPPCB, Reference document on best available techniques in the glass manufacturing industry, 07/2000, 12/2001
- [2] On the road to sustainable production, Progress in implementing Council Directive 96/61/EC concerning integrated pollution prevention and control, COM (2003) 354 final
- [3] Beerkens, R., Van Limpt, H. Energy Efficiency Benchmarking of Glass furnaces. 62nd Conference on Glass Problems, Illinois, 2001
- [4] Zippe, Pabst, Rothenmüller, Wiesbaden, 1992
- [5] VDI Wärmeatlas, 8. Auflage, Springer Verlag, Berlin 1997
Zehner; E. U. Schlünder. Chem.-Ing. Tech. 42 (1970), 933-941.
- [7] Barklage-Hilgefort, Hansjuergen, Veröffentlichung zur 69. Glass Problems Conference 2008, „Batch Preheating on Container Glass Furnaces“.
- [8] TNO Abschlussbericht (Februar 2011) mit Ergänzungen vom Mai 2011 (Dioxinmessungen); „Zippe Batch Preheater Test W 63“. Dr. Hans van Limpt, M. van Kersbergen.