



## **MONTANUNIVERSITÄT LEOBEN**

**Department Umwelt- und Energieverfahrenstechnik  
Lehrstuhl für Thermoprozesstechnik**

---

# **Wärmetechnische Untersuchungen und Aufzeigen von Energieeinsparpotenzialen an einem Hubbalkenofen der voestalpine Stahl GmbH Linz**

---

### **Masterarbeit**

zur Erlangung des akademischen Grades  
Dipl.-Ing.  
an der Montanuniversität Leoben

vorgelegt von Daniel Zoglauer  
Leoben, April 2014

Betreuer

Dipl.-Ing. Dr. mont. Andreas Hammer

Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Harald Raupenstrauch

### **Eidesstattliche Erklärung**

Hiermit erkläre ich an Eides statt, dass ich diese Arbeit selbständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen und Hilfsmittel nicht benutzt und mich auch sonst keiner unerlaubten Hilfsmittel bedient habe.

### **Affidavit**

I declare in lieu of oath, that I wrote this thesis and performed the associated research myself, using only literature cited in this volume.

Leoben, April 2014

## Danksagung

Diese Masterarbeit bietet mir die Möglichkeit, all denjenigen meinen Dank auszusprechen, die mich während des Verfassens dieser Arbeit und im Besonderen in meiner gesamten Universitätszeit unterstützt haben.

Zu allererst möchte ich mich bei Herrn Dipl.-Ing. Kurt Haider bedanken, der durch sein Angebot das Abfassen dieser wissenschaftlichen Arbeit überhaupt erst ermöglicht hat. Er nahm sich für mich ausnahmslos Zeit und beantwortete geduldigst meine Fragen.

Großer Dank gebührt der universitären Betreuung durch Herrn Dipl.-Ing.Dr.mont. Andreas Hammer, der nahezu immer einen Termin zur Absprache gefunden und vor allem durch seine umgängliche und unterstützende Art das Schreiben erleichtert hat.

Des Weiteren bedanke ich mich bei allen beteiligten Personen der voestalpine Stahl GmbH Linz, welche mit ihrer Bereitschaft und Unterstützung an dieser Arbeit mitgewirkt haben. Im Besonderen der Gruppe Thermoprozesstechnik, die mir das Gefühl gegeben haben, Teil dieser Arbeitsgruppe zu sein.

Zuguterletzt möchte ich auch meine Familie hervorheben. Einen großen Dank spreche ich meinen Eltern, Gertrude und Harald Zoglauer aus, die mich auf meinem gesamten schulischen und universitären Ausbildungsweg nicht nur finanziell, sondern auch moralisch unterstützt haben.

Ein weiteres großes Dankeschön ist an meine Freundin, Ida Mayrhofer, gerichtet, die mich auch von einem Studium in Leoben nicht abgehalten, sondern viel mehr in jeder Lebenslage unterstützt hat und mir vor allem zu jeder Minute ein offenes Ohr schenkte.

## Kurzfassung

Aufgrund der stetig steigenden Anforderungen hinsichtlich Energieeffizienz, Umweltschutz und Ressourcenverbrauch wird in der Industrie seit einigen Jahren vermehrt ein Augenmerk auf eben diese Thematiken gelegt. Diese Arbeit hat das Ziel, einen Hubbalkenofen der voestalpine Stahl GmbH Linz wärmetechnisch zu untersuchen und mögliche Energieeinsparpotenziale aufzuzeigen.

Der erste Abschnitt dieser Arbeit beschreibt die Funktion und den Betrieb eines Hubbalkenofens und gibt des Weiteren einen Überblick an Maßnahmen, um eine energieeffiziente Betriebsweise von Industrieöfen nach dem heutigen Stand der Technik zu ermöglichen.

Als Basis der energetischen Bewertung der Wärmanlage soll eine Energiebilanzierung dienen, welche mit weiteren Berechnungsmethoden ergänzt und verfeinert wird. Grundsätzlich können drei Potenziale zur Steigerung der Energieeffizienz genannt werden, wobei der Fokus dieser Arbeit auf den erhöhten Sauerstoffgehalt im Abgas gelegt wird. Neben den Berechnungen befasst sich der praktische Teil dieser Arbeit mit Versuchen, die zur Ursachenerkundung herangezogen werden.

Durch eine Versuchsreihe, in welcher der Ofendruck in seiner Höhe variiert wurde, konnte ein Falschlufteintritt in den Ofenraum ausgeschlossen werden.

Mit Hilfe eines weiteren Experiments wurde ein Zusammenhang zwischen dem Sauerstoffgehalt und der Größe des Verbrennungsluftdrucks ersichtlich. Aufgrund vorliegender sicherheitstechnischer Grenzwerte ist die Wahl des Luftvordrucks und somit der Betrieb der Wärmanlage nur in einem bestimmten Bereich möglich. Durch eine ideale Anpassung des Ofensystems besteht die Möglichkeit, die Sauerstoffkonzentrationen abzusenken.

Aufgrund einer Berechnung der in den Ofeninnenraum einströmenden Verbrennungsluftmengen kann auf eine Verbrennung mit hohem Luftüberschuss geschlossen werden. Dies führt in weiterer Folge zu erhöhten Sauerstoffkonzentrationen in der Ofenatmosphäre, welche durch eine Optimierung der Brenner reduziert werden können. Aus diesem Grund ist eine Justierung der Feuerungsstellen zu empfehlen, da ein effizienterer Betrieb der Wärmanlage die Folge sein sollte.

Zuguterletzt wird neben einer kurzen wirtschaftlichen Betrachtung die Vorgehensweise eines möglichen zukünftigen Versuchs zur Optimierung der Brenner des Hubbalkenofens gegeben.

## Abstract

Due to increasing requirements of energy efficiency, environmental protection and consumption of resources industries pay more attention to these subjects. The aim of this research is to analyse a walking beam furnace of voestalpine Stahl GmbH Linz particularly with regard to thermotechnical aspects and highlight possible potentials for increasing its energy efficiency.

The first part of this thesis shows the functionality and mode of operation of a walking beam furnace and summarises the measures required to maximise their efficiency.

An energy balance, supplemented with other types of calculation, forms the basis of the energy evaluation of the furnace. Generally there are three ways to increase energy efficiency, oxygen concentration of the exhaust gas being the most important. Beside the calculations there are some experiments in the practical part of this thesis, which are used for finding the reason for the high oxygen concentrations.

Based on experiments an excess of air is implausible. Due to further experiments a relationship between oxygen concentration and the amount of combustion air pressure was detected. The mode of the reheating furnace can only be maintained within a certain scope of air pressure, but with an optimization of the furnace system a reduction of the oxygen concentration is possible.

A calculation of the inflow combustion air quantity led to a hyperstoichiometric combustion being detected, which causes a high oxygen concentration in the furnace. Due to this insight, an optimization of the burners is recommended.

The thesis ends with a short financial view and the procedure of a possible future experiment is given.

# Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Einleitung</b>	<b>1</b>
1.1	Motivation . . . . .	1
1.2	Aufgabenstellung und Zielsetzung . . . . .	1
<b>2</b>	<b>Grundlagen</b>	<b>2</b>
2.1	Anlagen zum Erwärmen von Stahl . . . . .	3
2.2	Hubbalkenofen . . . . .	3
2.2.1	Beheizung- und Betriebsarten . . . . .	4
2.2.1.1	Brenner . . . . .	6
2.2.2	Transportsystem . . . . .	9
2.2.3	Kühlung . . . . .	10
2.2.4	Vor- und Nachteile eines Hubbalkenofens . . . . .	12
<b>3</b>	<b>Energieeffizienz von Industrieöfen</b>	<b>13</b>
3.1	Energiebilanz . . . . .	13
3.1.1	Ermittlung der Energieströme . . . . .	14
3.1.1.1	Zugeführte Energieströme . . . . .	15
3.1.1.2	Abgeführte Energieströme . . . . .	16
3.2	Maßnahmen zur Verbesserung der Energieeffizienz . . . . .	18
3.2.1	Prozessoptimierung . . . . .	18
3.2.1.1	Luftverhältnis . . . . .	18
3.2.1.2	Instandhaltung und Reparatur . . . . .	19
3.2.2	Energierückführung in den Prozess . . . . .	19
3.2.2.1	Wärmerückgewinnung aus dem Wärmgut . . . . .	19
3.2.2.2	Wärmerückgewinnung aus dem Abgas . . . . .	20
3.2.3	Energienutzung im eigenen Werk . . . . .	25
3.2.3.1	Dampfgewinnung . . . . .	26
3.2.3.2	ORC-Prozess . . . . .	28
3.2.3.3	Heizung . . . . .	29
3.2.3.4	Klimatisierung und Kühlung . . . . .	30
3.2.4	Energienutzung extern . . . . .	31
3.2.4.1	Prozessdampf . . . . .	32
3.2.4.2	Fernwärme . . . . .	32
3.2.4.3	Fernkälte . . . . .	33
<b>4</b>	<b>Anlagenaufbau des HBO</b>	<b>34</b>
4.1	Ofenraum . . . . .	34
4.2	Zentralrekuperator und Schutzmechanismen . . . . .	35
4.3	Herddruckklappe und Kaltlufteinblasungssystem . . . . .	37
<b>5</b>	<b>Berechnungen und Untersuchungen</b>	<b>38</b>
5.1	Energiebilanzierung . . . . .	38
5.1.1	Bilanzraum Ofen . . . . .	39
5.1.2	Bilanzraum Dampftrommel . . . . .	39
5.1.3	Bilanzraum Abgaskanal vor Rekuperator . . . . .	40
5.1.4	Bilanzraum Rekuperator . . . . .	41
5.1.5	Bilanzraum Kamin . . . . .	42
5.1.6	Ergebnisse aus der Energiebilanzierung . . . . .	42

---

5.1.6.1	Temperaturen im Abgasweg . . . . .	44
5.1.6.2	Sauerstoffkonzentrationen im Ofenraum . . . . .	45
5.2	Klappen-Durchflussberechnung . . . . .	46
5.3	Ofenwandwärmeverluste . . . . .	47
5.4	Abschätzung des Wärmeübergangskoeffizienten zwischen Ofenraum und Wärmgut	49
5.5	Abschätzung der Wärmeaufnahme durch die Balkenkühlung . . . . .	50
5.6	Abschätzung der Druckverluste im Abgaskanal . . . . .	51
5.7	Erkenntnisse aus den Untersuchungen . . . . .	52
5.7.1	Abgastemperatur im Kamin . . . . .	52
5.7.2	Reduktion des Gichtgaseinsatzes . . . . .	53
5.7.3	Sauerstoffgehalt im Abgas . . . . .	53
5.7.3.1	Falschlufteintrag . . . . .	54
5.7.3.2	Feuerung mit hohen Luftverhältniszahlen (überstöchiometrische Verbrennung) . . . . .	55
<b>6</b>	<b>Versuche</b>	<b>59</b>
6.1	Ofendruck-Variation . . . . .	59
6.2	Verbrennungsluftdruck-Variation . . . . .	61
<b>7</b>	<b>Empfohlene Optimierungen und Versuchsvorgehensweise</b>	<b>66</b>
7.1	Justierung Handeinstellklappen der Brenner . . . . .	66
7.2	Weiterer Verbrennungsluftdruck-Variations-Versuch . . . . .	67
<b>8</b>	<b>Wirtschaftliche Betrachtung</b>	<b>68</b>
<b>9</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>69</b>
	<b>Nomenklatur</b>	<b>71</b>
	<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>76</b>
	<b>Abbildungsverzeichnis</b>	<b>79</b>
	<b>Tabellenverzeichnis</b>	<b>81</b>

# 1 Einleitung

In den letzten Jahrzehnten hat das Thema der Energieeffizienz in nahezu allen Bereichen Einzug gehalten. Aufgrund der stetig steigenden Energiepreise, im Besonderen fossiler Energieträger, und der immer heftigeren Diskussionen hinsichtlich Umweltschutz, Klimaerwärmung und Emissionshandel, legte die Industrie in den letzten Jahren vermehrt ihr Augenmerk auf die Energieeffizienz ihrer Anlagen. Insbesondere die stahlverarbeitenden Unternehmen haben einen sehr hohen Energiebedarf zu decken, weshalb die Anforderungen an einen schonenden Umgang mit Ressourcen und Energieträgern und dem damit verbundenen Umweltschutz immer bedeutender werden.

Um auch zukünftig bei knapper werdenden Ressourcen das hohe Produktions- und Qualitätsniveau halten zu können, besteht ein großer Optimierungsbedarf an den einzelnen Aggregaten.

## 1.1 Motivation

Um aufgrund der oben erwähnten Thematik sachgemäß handeln zu können, sind bei der voestalpine Stahl GmbH Linz ein effizienter Energie- und Ressourceneinsatz, eine Reduktion des Primärenergieverbrauchs und die Rückgewinnung von Abwärmen aus Prozessen seit einigen Jahren wesentlicher Bestandteil der Unternehmenspolitik.

Da im Zuge einer Kapazitätserweiterung der voestalpine Stahl GmbH Linz 2007 ein neue Wärmanlage (Hubbalkenofen) zur Wiedererwärmung der Brammen zwischen Stahlwerk und Warmwalzwerk in Betrieb genommen wurde, soll eine Aussage bezüglich ihrer Energieeffizienz gemacht werden.

## 1.2 Aufgabenstellung und Zielsetzung

Diese Arbeit hat zum Ziel, einen Hubbalkenofen (HBO) der voestalpine Stahl GmbH Linz wärmetechnisch zu untersuchen und mögliche Vorschläge hinsichtlich Energieeinsparpotenzialen aufzuzeigen.<sup>1</sup>

---

<sup>1</sup>Zum Schutz des Unternehmens sollen geheime betriebsinterne Daten in dieser Masterarbeit nicht veröffentlicht werden.

## 2 Grundlagen

Aus technischer als auch wirtschaftlicher Sicht wäre es optimal, die von der Stranggussanlage erzeugten Brammen gleich dem Warmwalzprozess zu unterziehen und somit eine Abkühlung der Halbzeuge zu vermeiden. Da dies am Standort der voestalpine Stahl Linz nicht möglich ist, werden die Brammen vor dem Weiterverarbeiten im Warmwalzwerk mit Hilfe von Wärmeanlagen (Öfen) wieder erwärmt. Dieser Erwärmungsprozess ist mit einem erneuten Energieeinsatz verbunden.

Allerdings bringt diese Gegebenheit auch einen logistischen Vorteil mit sich, da somit zwischen Stahlwerk (Stranggussanlage) und dem Warmwalzwerk in gewisser Weise ein Pufferspeicher entsteht, der Stillstände von Anlagen weiter vorne in der Prozesskette (Kokerei, Sinteranlage, Hochofen usw.) bis zu einem bestimmten Maß kompensieren kann. Oft verbringen die Brammen mehrere Stunden bis Tage in diesem Speicher (Brammenlager), bevor sie dem nächsten Schritt in der Wertschöpfungskette zugeführt werden.

Um nun eine energieeffizientere Aufwärmung ohne Verzicht auf den Pufferspeicher zu ermöglichen, kann im Werk ein Teilstrom der Halbfabrikate über sogenannte Warmhalteboxen geführt werden. Die Brammen werden durch gut isolierte Wände vor einer starken Abkühlung geschützt und danach in einer Wiedererwärmungsanlage auf Walztemperatur erhitzt.

In Abbildung 2.1 sind die einzelnen Prozessschritte eines Hüttenwerks schematisch dargestellt. Der Bereich zwischen dem Stranggießen und Warmwalzwerk zeigt den notwendigen Verfahrensschritt der Wiederaufwärmung der Güter in den Wärmöfen.

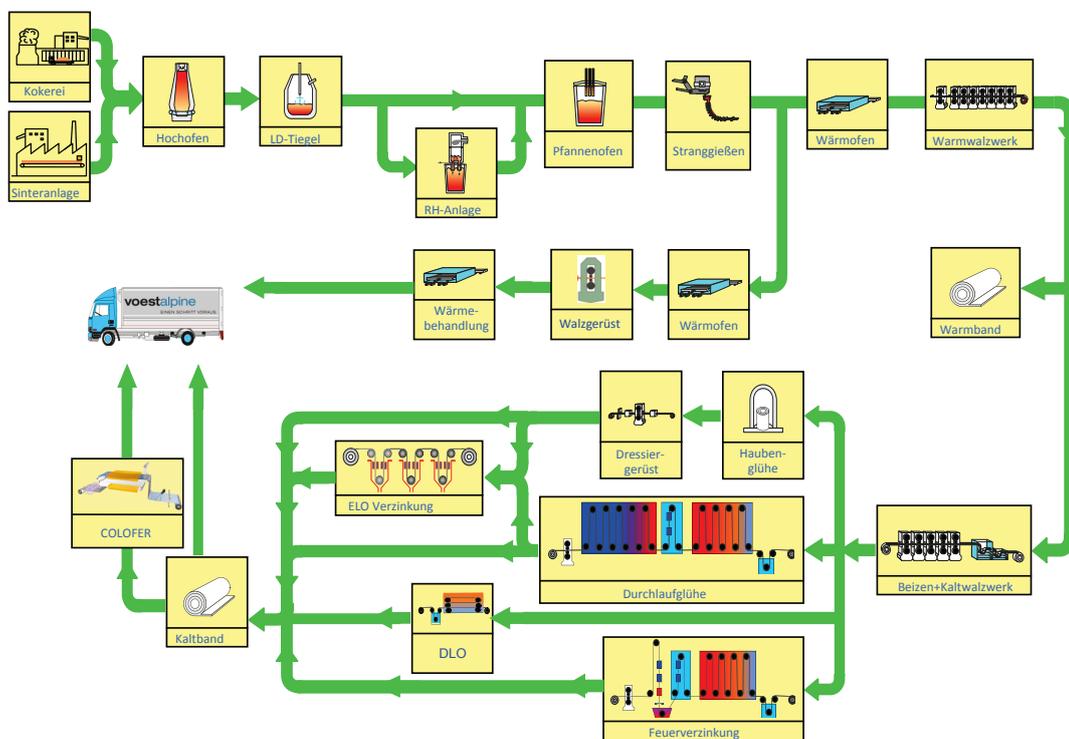


Abbildung 2.1: Schema eines Hüttenwerks [1]

## 2.1 Anlagen zum Erwärmen von Stahl

Industrielle Wärmeanlagen werden in der Stahlindustrie vorzugsweise zum Wärmen und Halten von Halbzeugen auf Verformungstemperatur verwendet. In der Regel arbeiten sie in einem Temperaturbereich oberhalb von 1150° C [2, S. 214].

Grundsätzlich muss zwischen kontinuierlich und diskontinuierlichen arbeitenden Aggregaten unterschieden werden, welche in Abbildung 2.2 dargestellt sind.

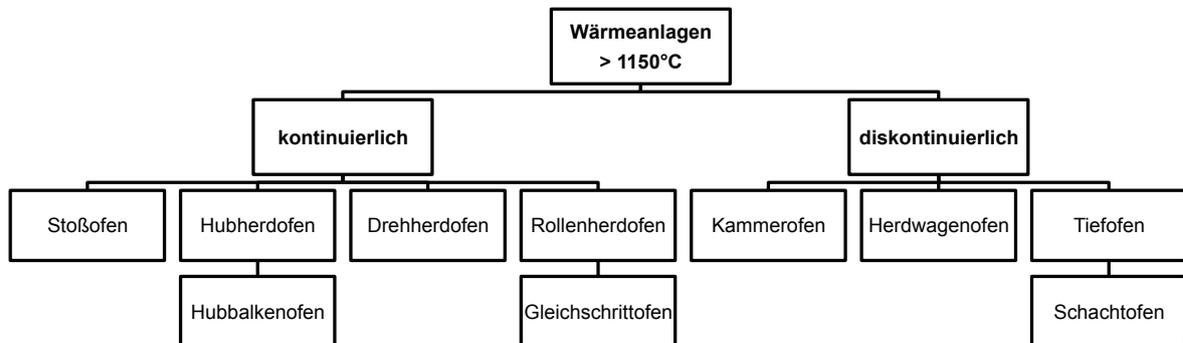


Abbildung 2.2: Unterscheidung Wärmeanlagen nach [2, S. 214]

Bei diskontinuierlichen Anlagen wird das Vormaterial wie Brammen, Knüppel, große Gussblöcke etc. chargenweise geliefert und mit Hilfe geeigneter Chargiermaschinen beladen. Nach der Erwärmung werden diese wieder mit den selben Chargiereinrichtungen entladen und dem nächsten Prozessschritt (Walzstraßen, Pressen usw.) zugeführt [2, S. 214].

Sind hohe Durchsatzleistungen gefordert, wie es etwa in Walzwerken von Hüttenwerken der Fall ist, werden vorzugsweise kontinuierlich arbeitende Öfen verwendet, wo das Halbprodukt stetig der Wärmeanlage zugeführt, erwärmt und schließlich dem Walzprozess unterzogen wird [2, S. 214].

Am Werksgelände der voestalpine Stahl Linz wird, abhängig von einigen Faktoren wie Qualität, Stückzahl, Stillstände etc., die Erwärmung mittels eines Hubbalkenofens (HBO) und zweier baugleicher Stoßöfen (STO6/7) bewerkstelligt.

## 2.2 Hubbalkenofen

Im Allgemeinen finden Hubbalkenöfen ihren Einsatz, wenn hohe Durchsatzleistungen gefordert sind sowie relativ dickes Einsatzmaterial (> 180 x 180 mm) erwärmt werden soll. Der Unterschied zu den anderen Wärmeanlagen liegt im Bereich des Transportsystems. Während bei anderen Öfen die Brammen durch den Ofen gestoßen werden, wird hier der Weitertransport durch ein Schienensystem, welches aus feststehenden und beweglichen Balken besteht, gewährleistet. Aufgrund dieser Gegebenheit ergeben sich einige Vorteile, auf die im Kapitel 2.2.4 näher eingegangen wird [2, S. 221].

In Abbildung 2.3 ist schematisch der Aufbau eines Hubbalkenofens veranschaulicht.

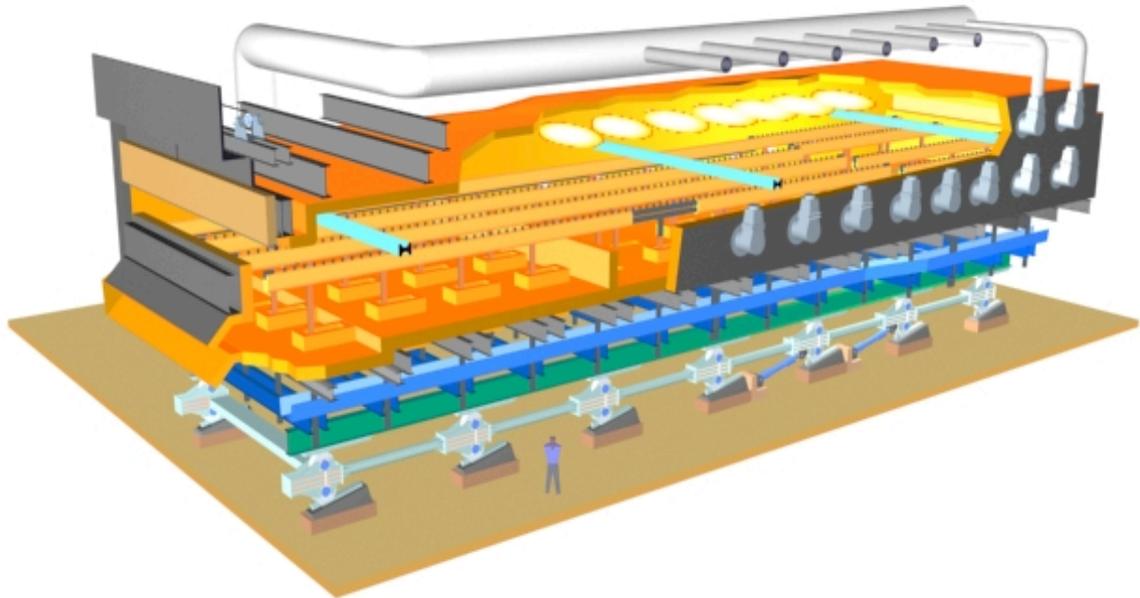


Abbildung 2.3: Schematische Darstellung eines Hubbalkenofens [3, Kapitel 10]

### 2.2.1 Beheizung- und Betriebsarten

Ähnlich wie bei anderen Wärmeanlagen verfügen Hubbalkenöfen häufig über eine zweiseitige Beheizung, nämlich der Ober- und Unterbeheizung. Durch die relativ dichte Aneinanderreihung der Stahlgüter kann ähnlich wie beim Stoßofen von einem Ober- und Unterofen gesprochen werden [2, S. 215].

Des Weiteren ist diese Art von Wärmeanlage charakterisiert durch unterschiedliche Befehungs-zonen und Brenneranordnungen. Sehr häufig verfügen Hubbalkenöfen über verschiedene Zonen, welche es erlauben, unterschiedliche Aufheizcharakteristiken sowie produktions- und energieoptimierte Betriebsweisen in Abhängigkeit der gewünschten Ofenleistung einzustellen. Die Ausführungsformen derartiger Wiedererwärmungsaggregate sind auf viele Einflussfaktoren wie zum Beispiel Temperatur, verwendeter Brennstoff, Abmessungen und Qualität des Gutes zurückzuführen [4, S. 656].

Im konkreten Fall eines Hubbalkenofens wird meist von vier unterschiedlichen Zonen gesprochen [4, S. 656]:

- Konvektivzone (KZ)
- Vorwärmzone (VWZ)
- Heizzone (HZ)
- Ausgleichszone (AGZ)

Um die Genauigkeit von Messungen zu erhöhen, werden die einzelnen Zonen jeweils noch in einen oberen und unteren Bereich unterteilt (z.B.: Konvektivzone oben (KZO)), wonach sich der Ofen in acht Unterteilungen gliedern lässt.

Grundsätzlich kann zwischen zwei Ofen-Modi gewählt werden [3, Kapitel 10]:

- Aufheiz-Modus: dient zum Aufheizen des kalten Ofens
- Produktions-Modus: normaler Ofenbetrieb

Eine Umschaltung zwischen den beiden Fahrweisen ist grundsätzlich jederzeit möglich.

Des Weiteren sei angemerkt, dass es auch einen sogenannten „Warmhaltebetrieb“ gibt, der allerdings keine eigene Betriebsart darstellt. Bei dieser Art von Betrieb werden ähnlich wie

im Produktions-Modus die Zonentemperaturen vorgegeben und durch gezieltes Ein- und Ausschalten der Brenner die Anlage vor einer Abkühlung geschützt. Meist liegt diese Betriebsart bei sehr geringen Durchsatzleistungen oder leerem Ofen vor [3, Kapitel 11].

Die Beheizung wird mittels einer digitalen Befeuerungstechnik mit Impulssteuerung (On/Off-Steuerung) unter Einsatz von Breitflachbrennern mit veränderlicher Flammenlänge bewerkstelligt. Der Wärmebedarf wird durch die Einstelldauer der Brenner (On/Off) erreicht, während die Wärmeverteilung über die Breite des Ofens durch das Einstellen der Flammenlänge verändert werden kann [3, Kapitel 10].

Eine typische Erwärmungsanlage mit einem Nenn-Brammendurchsatz von rund 350 t/h besitzt in etwa 40 Brenner, die den einzelnen Zonen zugeordnet werden können (siehe Abbildung 2.4). Aus Gründen einer homogeneren Wärmeverteilung arbeiten die Brenner im Produktions-Modus immer paarweise. Um ein gleichzeitiges Zünden zweier gegenüberliegender Brenner zu gewährleisten, müssen daher beide immer zündbereit sein. Im Aufheiz-Modus kann jedoch auch immer nur ein Brenner eines Brennerpaares gezündet werden.

Um bessere Kommunikation zu erreichen, erfolgt auch die Benennung der Brenner immer paarweise, also wird grundsätzlich von Brennerpaaren gesprochen, deren Anzahl der Hälfte der Brenneranzahl entspricht. Des Weiteren werden übereinanderliegende Brennerpaare zu einer sogenannten Brennerreihe vereint [3, Kapitel 10].

Mit Ausnahme der Konvektivzone sind alle Zonen des Ofens mit Brennern ausgestattet. Über diese brennerlose Zone wird in Kapitel 3.2.2.2 weiter eingegangen. In der folgenden Abbildung ist der Aufbau eines typischen Hubbalkenofens illustriert.

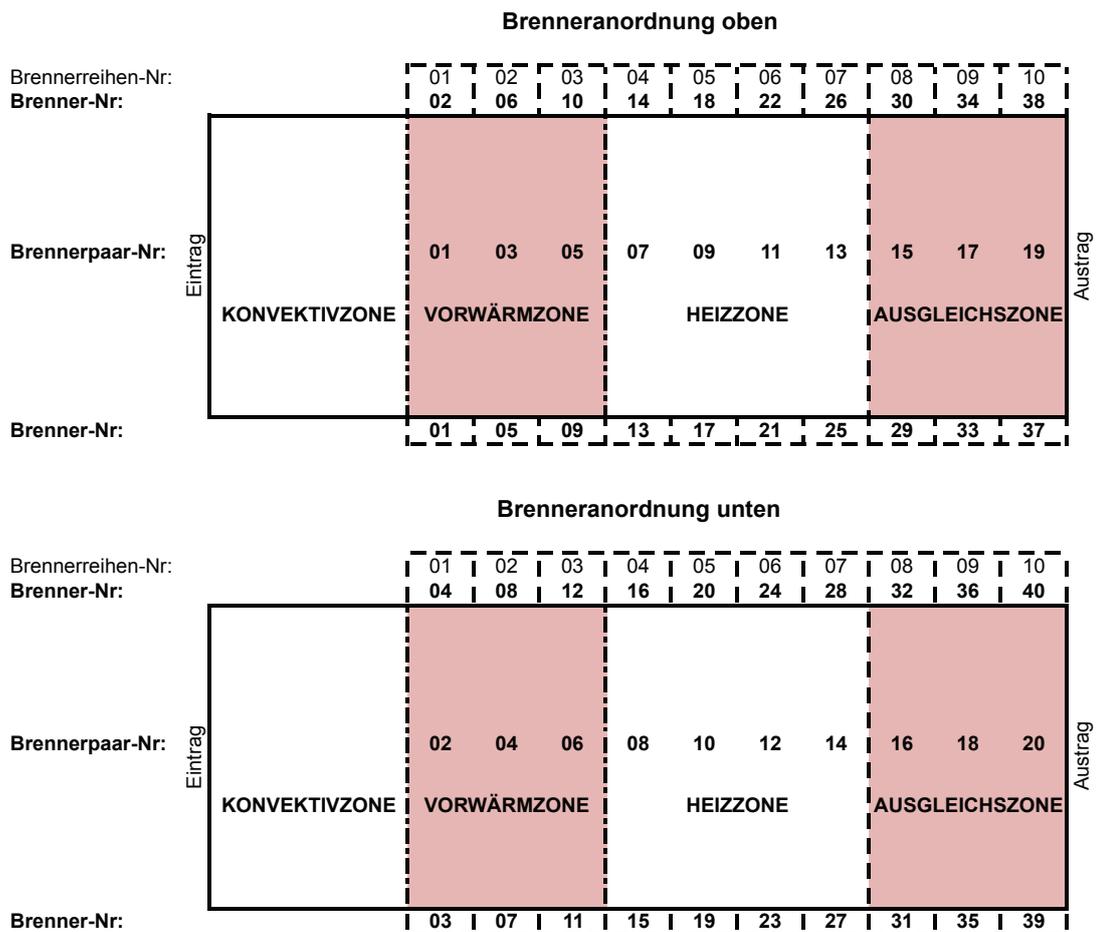


Abbildung 2.4: Übersicht der Ofenzonen [3, Kapitel 10]

Im konkreten Fall des HBO kann die Befeuerung grundsätzlich mit Erdgas/Gichtgas oder nur mit Erdgas erfolgen. In der nachfolgenden Auflistung können die unterschiedlichen Brennerarten entnommen werden [3, Kapitel 10]:

- Typ A: Brenner ohne Flammenlängensteuerung, die im Erdgas/Gichtgas- aber auch im reinen Erdgas-Modus betrieben werden können
- Typ B: Brenner mit Flammenlängensteuerung, die im Erdgas/Gichtgas- aber auch im reinen Erdgas-Modus betrieben werden können
- Typ C: Brenner mit Flammenlängensteuerung, die ausschließlich im Erdgas-Modus betrieben werden können

Um das Aggregat im kalten Zustand zu erwärmen, wie etwa nach einem Anlagenstillstand, sind die unteren Brennerpaare der Ausgleichszone und einige Brennerpaare der Heizzone mit Zündbrennern ausgestattet. Diese können bereits bei einer Ofenraumtemperatur von unter 800°C zünden. Die Ansteuerung der Zündbrenner erfolgt über lokale Zündbrennerboxen und können bei entsprechenden Freigaben nur vor Ort gezündet werden. Somit ist ein Starten vom Steuerstand aus nicht möglich, jedoch wird dieser bei Inbetriebnahme der Zündbrenner mittels einer Anlagensvisualisierung informiert [3, Kapitel 10].

Aufgrund der Funktionalität der unterschiedlichen Brennerarten ergeben sich zwei Brenner-Modi [3, Kapitel 10]:

- Erdgas-Modus:
  - im Aufheiz-Modus (Temperatur < 800°C) oder
  - wenn kein Gichtgas zur Verfügung steht
- Erd/Gichtgas-Modus:
  - nur bei entsprechender Temperaturvorgabe (> 800°C), wenn Gichtgas verfügbar ist und der Ofen sich im Produktions-Modus befindet

Die Nennleistung für einen üblichen Hubbalkenofen ist, bezogen auf den Erdgas-Modus, mit rund 170 MW angeführt. Die einzelnen Zonenleistung können je nach Betriebsart und Anlage variieren und sind in der nachfolgenden Tabelle dargestellt [3, Kapitel 10].

Ofenzone	Leistungsbereich [MW]	[%]
Konvektivzone	0	0
Vorwärmzone	65 - 75	38 - 44
Heizzone	80 - 90	47 - 53
Ausgleichszone	15 - 20	8 - 12

Tabelle 2.1: Zonenleistungen [3, Kapitel 10]

### 2.2.1.1 Brenner

Im Hinblick auf die Brennerwahl in Industrieöfen stehen vor allem zwei wichtige Aspekte gegenüber. Zum einen sollte ein guter Wärmeübergang auf das Produkt sichergestellt werden, um eine möglichst homogene Wärmeverteilung zu erzielen. Bei einer schlechten Durchwärmungsqualität gibt es in der Bramme gut und weniger gut durchwärmte Bereiche, welche sich im darauffolgenden Prozessschritt des Warmwalzens negativ auf die Stahlqualität auswirken können.

Zum anderen sind stets die behördlichen Emissionsgrenzwerte einzuhalten. Beim Einsatz von gasförmigen Brennstoffen, im Besonderen Erdgas, ist ständig auf die Stickstoffoxid-Grenzwerte (kurz  $NO_x$ -Grenzwerte) zu achten [5].

Getrieben von diesen beiden Aspekten entwickelten sich in den letzten Jahrzehnten eine Vielzahl von Brennerbauarten. Der Variantenreichtum von Brennern lässt sich auf folgende Einflussfaktoren beziehungsweise Unterscheidungsmerkmale zurückführen: Art der Luftzufuhr, Brennstofftyp und dessen Aggregatzustand, Stabilisierungsart, Flammenfarbe, Flammenform, Luft- oder Brennstoffstufung, Verbrennungsluftvorwärmung, Strömungsgeschwindigkeit und Art der Beheizung [6, S. 53ff].

Im Weiteren soll hier jedoch nur auf die im HBO verwendeten Brenner näher eingegangen werden, da sich der praktische Teil dieser Arbeit mit dem HBO beschäftigen wird.

Im HBO der voestalpine Stahl Linz werden Breitflammenbrenner zur Beheizung verwendet, welche zum Teil eine Variation der Flammenlänge erlauben. Hierbei wird von Seitenbrennern gesprochen, da die Brenner ausschließlich an den vertikalen Ofenwänden längsseitig angeordnet sind. Auf den Einsatz anderer Brenner, wie Deckenbrenner oder Taschenbrenner, wurde verzichtet.



Abbildung 2.5: Breitflammenbrenner [3]

Das Konzept der Breitflammenbrenner besteht vorwiegend darin, die Flammengestalt zu spreizen und abzuflachen, im Gegensatz zu den konventionellen symmetrischen Flammen. Der wesentliche Vorteil liegt im Bereich der bereits erwähnten verbesserten Temperaturgleichmäßigkeit, die im Weiteren die Durchwärmungsqualität positiv beeinflusst [7].

Mit Hilfe der Möglichkeit, die Flammenlänge zu variieren, kann zusätzlich der Wärmeübergang über die Ofenbreite verändert werden. Somit kann das Temperaturprofil des Wärmeguts auf unterschiedliche Walzwerksanforderungen angepasst werden [5].

Abbildung 2.6 zeigt die abgeflachte Flamme im Lang- und Kurzflammenbetrieb.

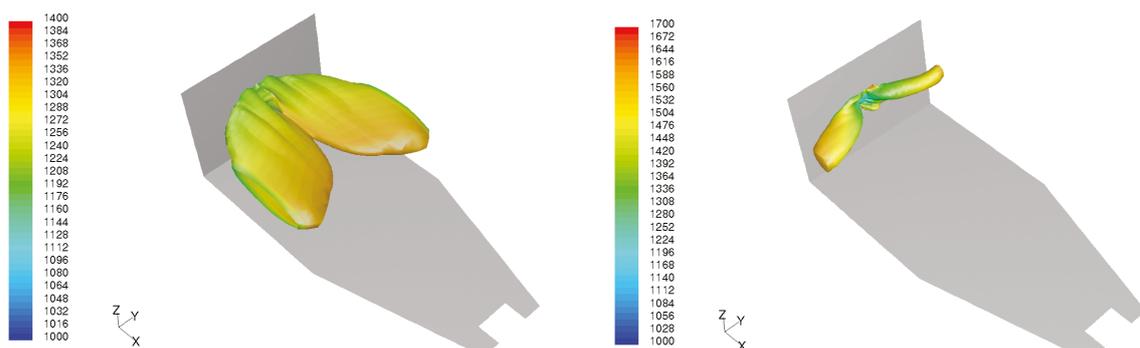


Abbildung 2.6: Flammengestalt im Lang- und Kurzflammenbetrieb [5]

Der gasförmige Brennstoff wird entlang der Brennerachse in den Feuerungsraum eingeführt, während die Verbrennungsluft über eine Reihe von Öffnungen rings um die Brennerachse eingebracht wird. Um nun die Modulation der Flammenlänge zu ermöglichen, sind zwei getrennte Luftleitungen und deren Luftklappen notwendig, welche in Abbildung 2.7 veranschaulicht sind [5].

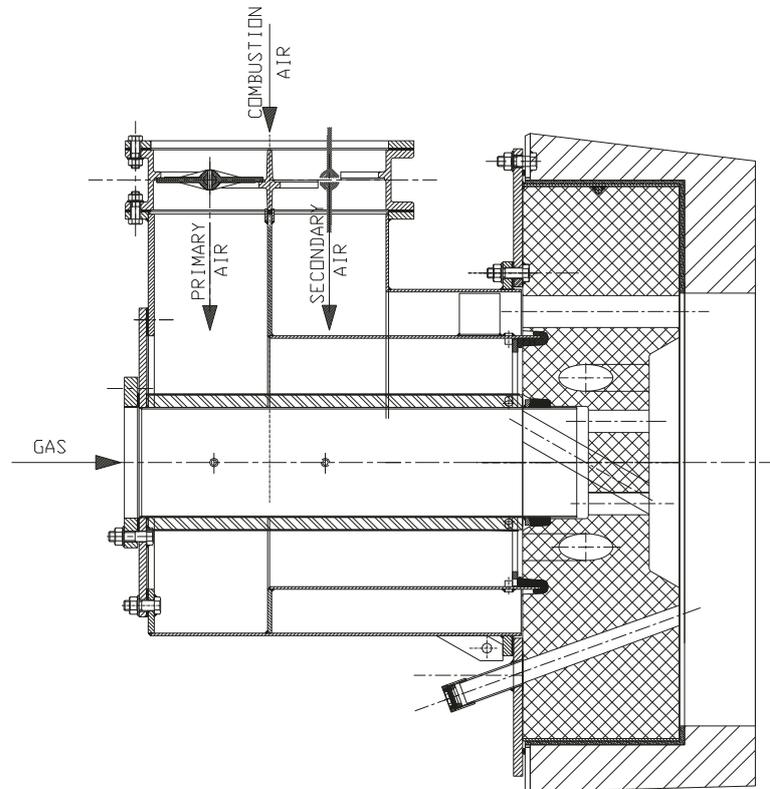


Abbildung 2.7: Brennerkonstruktion [5]

Der Brennstoff wird durch die Hochgeschwindigkeits-Verbrennungsluftstrahlen mitgeführt, was bedeutet, dass die Verbrennung nicht sofort sondern über die gesamte Länge der Luft-Brennstoffstrahlen erfolgt. Des Weiteren werden erhebliche Mengen an Verbrennungsprodukten (Rauchgas-Rückströmung) durch die Strahlen in die Verbrennungszone eingebracht, was in weiterer Folge eine bessere Durchmischung bewirkt. Durch die vergleichmäßigte Verbrennung kann die Flammentemperatur beachtlich gesenkt werden, was sich positiv auf die  $NO_x$ -Emissionen auswirkt. Weiters sinkt auch der Sauerstoffgehalt im Luft-Brennstoff-Gemisch, weshalb die Emissionen eine weitere Reduzierung erfahren [5].

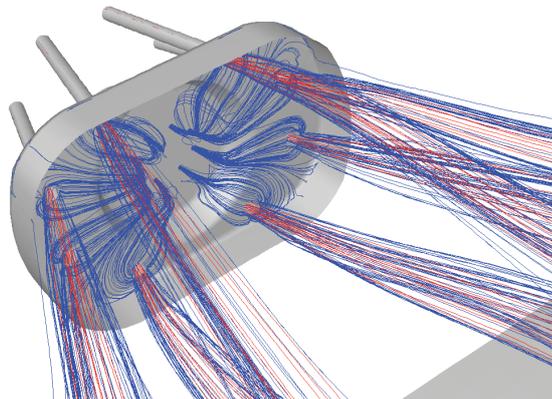


Abbildung 2.8: Brennstoffströmungen (blau) und Luftströmungen (rot) in Brennernähe [5]

## 2.2.2 Transportsystem

Das Wärmgut wird bei der Aufwärtsbewegung durch die beweglichen Balken von den feststehenden Balken abgehoben, in Hochstellung waagrecht ein Stück befördert und wiederum senkrecht auf die feststehenden Balken abgelegt. Somit können die Brammen schrittweise durch den Ofen transportiert werden [8, S. 526].

Der Aufbau dieses Transportsystems kann aus den schematischen Darstellungen (siehe Abbildung 2.9 und 2.10) entnommen werden.

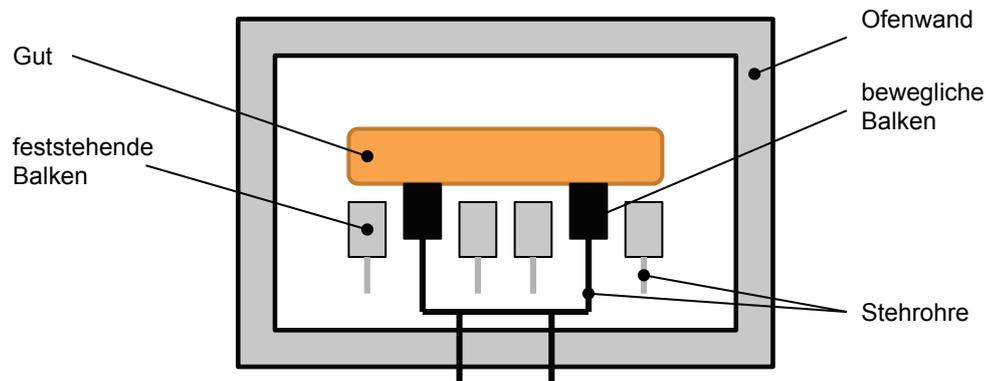


Abbildung 2.9: Querschnitt eines Hubbalkenofens nach [9, S. K22]

Die Bewegung der beweglichen Balken beschreibt entweder ein Rechteck oder eine Kreisbahn. Um den Antrieb der Hubbalken vor der heißen Ofenatmosphäre zu schützen, wird dieser üblicherweise außerhalb des Ofens ausgeführt [9, S. K22].

Im Wesentlichen besteht der Antrieb aus einer Rahmenkonstruktion, die aus einem Hub- und einem Verfahrrahmen aufgebaut ist. Mit Hilfe von Hydraulikzylindern wird der Hubrahmen gehoben und gesenkt und der Verfahrrahmen über einen weiteren Hydraulikzylinder vor und zurück gefahren [2, S. 220].

An dieser Stelle sei angemerkt, dass die Namensgebung des Ofens auf sein Transportsystem zurückzuführen ist.

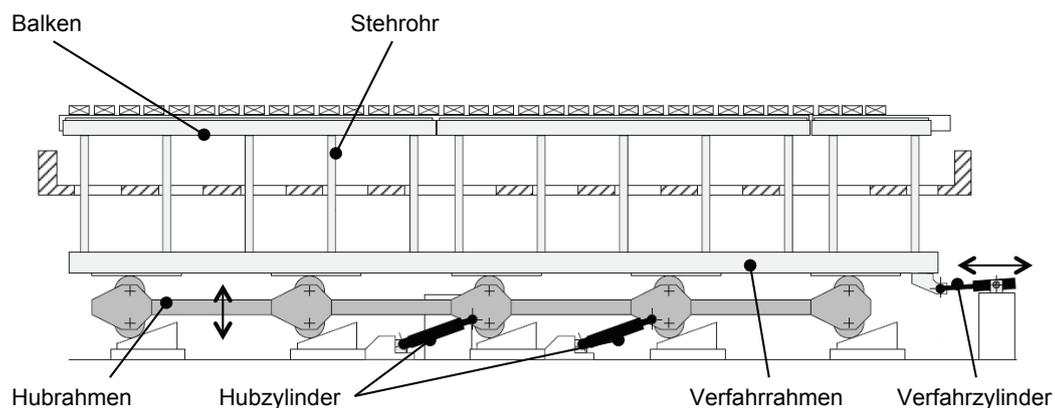


Abbildung 2.10: Längsschnitt eines Hubbalkenofens [3, Kapitel 55]

Da der Antrieb außerhalb des Ofens liegt, müssen die beweglichen Balken dementsprechend gegenüber der Ofenatmosphäre abgedichtet werden. Häufig wird in der Praxis das sogenannte Wassertassensystem eingesetzt. Dabei stehen die Stützrohre (senkrechte Beine der beweglichen Balken) in einem Wasserbad, wodurch ein Falschlufteintrag in den Ofen verhindert werden soll [3, Kapitel 35].

Um nun den Ofen be- und entladen zu können, sind eine Aufgabe- beziehungsweise Entnahmestation jeweils am Anfang und Ende des Hubbalkenofens vorgesehen. Diese haben im Wesentlichen folgende Aufgaben [3, Kapitel 56]:

- Eintragen von Brammen
- Exaktes Positionieren der Güter im Ofen
- Austragen der Brammen
- Ausrichtung von schief am Rollgang liegenden Brammen
- eventueller Güterrücktransport vom Austragerollgang in den Ofen

### 2.2.3 Kühlung

Ein wesentlicher Sicherheitsaspekt von Industrieöfen ist die Aufrechterhaltung der Tragrohrsystem-Kühlung. Im konkreten Fall eines Hubbalkenofens muss die Kühlung der feststehenden als auch der beweglichen Balken mit den jeweils dazugehörigen Stehrohren in jedem Betriebszustand gesichert sein [10, S. 8].

Grundsätzlich kann die Kühlung in folgende Ausführungen unterschieden werden [11] [2, S. 216]:

- Kaltwasserkühlung

Von einer Kaltwasserkühlung wird gesprochen, wenn sich das Kühlmedium (Wasser) innerhalb eines Temperaturbereichs von 0 - 40°C befindet. Ausgeführt wird sie entweder als Durchlaufkühlung oder mittels Rückkühlung in einem offenen Verdunstungskühler (Kühlturm).

- Warmwasserkühlung

Die Temperaturen des Kühlwassers liegen in der Regel zwischen 40 und 100°C.

- Heißwasserkühlung

Ab einer Kühlmedium-Temperatur von über 100°C wird von einer Heißwasserkühlung gesprochen. Die Abführung der Wärme wird meist über einen luftgekühlten Wasserrückkühler bewerkstelligt. Auf eine Dampferzeugung wird bei dieser Art von Kühlung jedoch verzichtet.

- Verdampfungskühlung

Wie der Name bereits verrät, wird bei dieser Kühlung gezielt Sattdampf erzeugt. Temperaturen über 100°C sind die Regel, wobei sich abhängig vom Druck unterschiedliche Temperaturen je Anlage ergeben können.

Im Weiteren soll auf die Verdampfungskühlung näher eingegangen werden, da diese beim HBO der voestalpine Stahl Linz angewendet wird.

Da bei dieser Kühlungsart eine Dampferzeugung einher geht, wird eine Dampftrommel benötigt, die mit einem Überdruck zwischen 10 und 30 bar betrieben wird. Das Wasser wird mit der beim Systemdruck einstellenden Siedetemperatur aus der Dampftrommel den Kühlelementen zugeführt. Durch die dort aufgenommene Wärmeenergie (durch Strahlung, Konvektion und Wärmeleitung) wird bei konstanter Temperatur ein Teil des Wasser in den Balken des Transportsystems verdampft. Im Weiteren erfolgt in der Dampftrommel die Trennung des zurückströmenden Dampf-Wasser-Gemisches in Sattdampf und Wasser. Der Sattdampf wird der Trommel entnommen und steht somit als Energie für verschiedenste Anwendungen zur Verfügung, während das Wasser wieder für die Umwälzung bereit steht [10, S. 3].

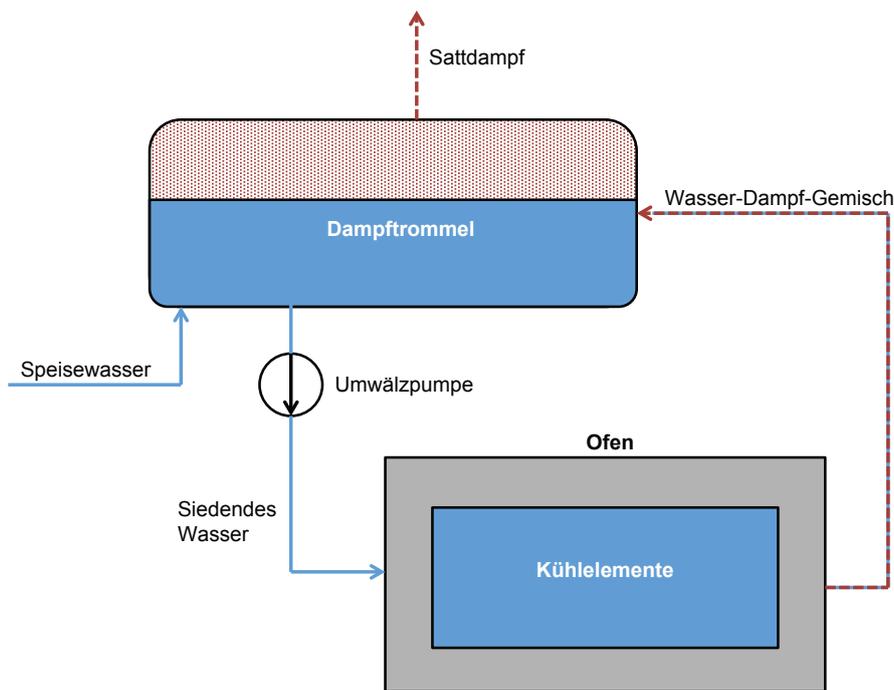


Abbildung 2.11: Grundprinzip einer Verdampfungskühlung nach [11]

Jeder Punkt im Kühlkreislauf hat eine konstante, von der Wärmebelastung unabhängige Temperatur, da während des Verdampfungsvorgangs keine Temperaturänderung geschieht (siehe Abbildung 2.12). Im Gegensatz dazu führt bei einer herkömmlichen Wasserkühlung (Kalt- oder Warmwasserkühlung) der Wärmeeintrag zu einer Temperaturerhöhung des Kühlmediums. Bei diesen Kühlanlagen ist es deshalb wichtig, dass das Wasser an jeder Stelle des Systems eine niedrigere Temperatur hat als die zum jeweiligen Druck gehörende Siedetemperatur. Sollte diese Bedingung verletzt werden, kann es zur Dampfentstehung innerhalb des Systems kommen, was oft zu Schäden führen kann. Dieses mögliche Gefahrenpotenzial entfällt bei einer Verdampfungskühlung, was sich als deutlicher Vorteil herausstellt [11].

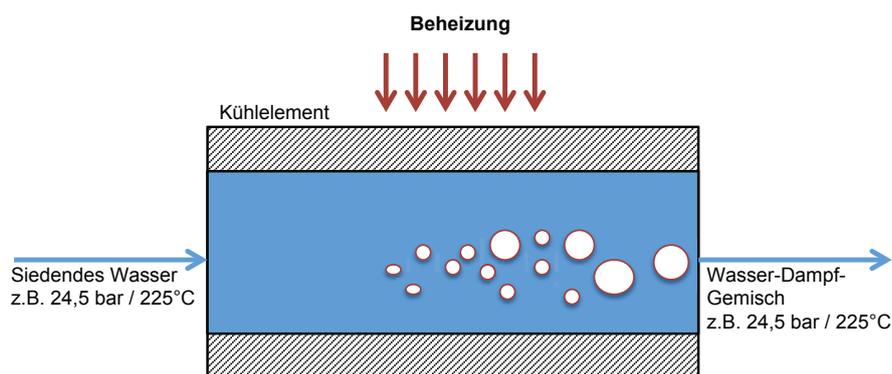


Abbildung 2.12: Verdampfungsvorgang im Kühlsystem nach [11]

Kühlanlagen werden weiters in der Art ihrer Umwälzung unterschieden. Hohen Verbreitungsgrad hat der sogenannte Zwangsumlauf, bei dem durch den Einsatz von Umwälzpumpen die Umwälzung des Kühlmediums aufrecht erhalten wird. Bei Naturumlaufsystemen kann auf den Einsatz von Pumpen verzichtet werden, was eine Einsparung hinsichtlich Energieverbrauch mit sich bringt. Der Naturumlauf wird aufgrund von Dichteunterschieden in den Fall- und Steigleitungen angetrieben. In den Fallrohren zwischen Dampftrommel und den zu kühlenden Elementen befindet sich Wasser mit einer höheren Dichte als die des Wasser-Dampf-Gemisches in den Steigleitungen. Diese resultierende natürliche Antriebskraft reicht für die Aufrechterhal-

tung des erforderlichen Wasserumlaufs. Zusätzlich zu den beiden angeführten Systemen gibt es auch noch eine Kombination aus Zwangs- und Naturumlauf, die mittels einer Dreiwege-Armatur die Umschaltung zwischen den Systemen ermöglicht [10, S. 4].

Insbesondere bei Zwangsumlaufsystemen müssen bei Notfällen Sicherheitsmaßnahmen vorgesehen werden. Als typischer Notfall gilt ein Stromausfall, bei dem die elektrisch angetriebenen Umwälzpumpen in Folge des unterbrochenen elektrischen Kreises ausfallen. Die Umwälzung der Anlage geschieht dann mit einer weiteren Pumpe, welche über einen Dieselantrieb meist automatisch gestartet wird. Somit ist ein sicheres Herunterfahren des Ofens gewährleistet, während in manchen Fällen sogar der Betrieb weitergeführt werden kann, bis die Stromunterbrechung wieder behoben wird [2, S. 218].

Zusätzlich zur Unterscheidung des Umlaufsystems kann noch eine Einteilung hinsichtlich offenen und geschlossenen Varianten von Kühlsystemen erfolgen. Bei offenen Systemen wird der erzeugte Satttdampf der Dampftrommel entnommen und dem hütteneigenen Dampfnetz zugeführt. Dadurch wird dem System ein Teil seiner Umwälzmenge entnommen, was durch entsprechende Nachspeisung an Wasser (Speisewasser) wieder ausgeglichen werden muss. Wenn eine Dampfverwertung nicht oder nur teilweise möglich ist, kann die Kühlanlage noch mit einem Kondensator bestückt sein, um dem Satttdampf gezielt die Wärme zu entziehen und das entstehende Kondensat wieder zurück in die Trommel zu führen. Hierbei wird von einem geschlossenem Kühlsystem gesprochen, wo im Gegensatz zur offenen Variante eine Nachspeisung von Wasser nicht mehr notwendig ist [10, S. 5].

Auf die Vorteile der Verdampfungskühlung hinsichtlich eines energieoptimierten Betriebs von Industrieöfen wird in Kapitel 3.2.3.1 näher eingegangen.

#### **2.2.4 Vor- und Nachteile eines Hubbalkenofens**

Im Folgenden sind die zentralen Vor- und Nachteile eines Hubbalkenofens im Vergleich zu anderen Wärmeanlagen angeführt.

Als zentraler Vorteil kann das Leerfahren bei Betriebsstörungen oder am Schichtende genannt werden, welches sich bei anderen Ofentypen oft als unangenehme und zeitraubende Arbeit herausstellt [9, S. K22].

Des Weiteren können höhere Qualitäten der Güter verzeichnet werden, da die Güter nicht auf den Tragrohren geschoben, sondern gehoben werden. Dadurch entstehen weniger Oberflächenbeschädigungen (Kratzer usw.), welche schließlich beim Kaltwalzen zu Oberflächenfehlern führen können. Da die Auflagefläche der Brammen geringer ist als bei anderen Wärmeanlagen, kann eine homogenere Wärmeverteilung erreicht werden, welche sich wiederum positiv auf die Qualität auswirkt.

Ein weiterer Vorteil kann bei der Baulänge erzielt werden. Im Vergleich zu Stoßöfen, wo eine maximale Stoßlänge nicht überschritten werden sollte, kann der Hubbalkenofen durchaus längere Maße ohne etwaige Nachteile aufweisen [2, S. 219].

Als nachteilig kann die Wartung angesehen werden, die sich im Vergleich zu weniger oder nicht mechanisierten Öfen als wesentlich aufwendiger bezeichnen lässt. Des Weiteren können die Investitionskosten eines Hubbalkenofens oberhalb anderer Wärmeanlagen liegen [9, S. K22].

## 3 Energieeffizienz von Industrieöfen

Aufgrund der im Kapitel 1 genannten Thematik der steigenden Energiepreise und der stetig heftiger werdenden Diskussionen bezüglich Umweltbelastungen, werden Industrieöfen gründlich auf ihren Energieverbrauch und auf jede Art von Verlusten untersucht, um beides so niedrig wie möglich zu halten.

Um nun eine energie- oder verfahrenstechnische Anlage und deren Prozesse bewerten zu können, ist die Erstellung einer Energiebilanz unerlässlich. Sehr oft wird in der Literatur fälschlicherweise von einer „Wärmebilanz“ gesprochen, wobei hier jedoch stets eine Energiebilanz gemeint ist. Diese Bilanz beinhaltet im Wesentlichen den Umsatz thermischer Energie, zum Beispiel der Brennstoffenthalpie in die Nutzenergie des Gutes und die sogenannten Verlustenergien. Je nach Anwendungsfall können auch die Energien für Hydraulikaggregate, Pneumatik und Antriebe nennenswerte Anteile aufweisen, sind für den thermischen Prozess jedoch nicht relevant. Die Antriebsenergien für Verbrennungsluft- und Umwälzventilatoren kommen jedoch überwiegend dem thermischen Prozess zugute und können deshalb der Energiebilanz hinzugefügt werden.

Die energetische Bilanzierung von Anlagen ist aus mehreren Gründen erforderlich [12, S. 332]:

- Abschätzung des erforderlichen Energiebedarfs neu zu errichtender Anlagen
- Basis für den Vergleich verschiedener technischer Prozesse für ähnliche oder gleiche Aufgaben hinsichtlich des Energiebedarfs
- Bestimmung des Einflusses auf den Energieeinsatz von Prozessen bei geänderter Betriebsweise
- Quantifizierung von Energieströmen und Energieverlustströmen mit dem Ziel einer weiteren Nutzung
- Bewertung von Maßnahmen zur rationellen Energieverwendung

### 3.1 Energiebilanz

In diesem Abschnitt sollen die einzelnen Energie- und Energieverlustströme von Industrieöfen, im Besonderen eines Hubbalkenofens, aufgezeigt werden.

Ein Energiestrom ist eine andere Bezeichnung für den gleichbedeutenden physikalischen Begriff der Leistung [6, S. 11].

$$\text{Leistung} = \frac{\text{Energie}}{\text{Zeit}} = \text{Energiestrom}$$

Um diese Ströme erfassen zu können ist es wichtig, eine Datenbasis zu schaffen, die eine Vielzahl von Parameter wie etwa Brennstoffverbrauch pro Stunde, Ofenraumtemperaturen, Abgastemperatur, Brammentemperatur, Sauerstoffgehalt im Ofen, Kühlmitteldurchfluss pro Stunde etc. beinhaltet [13, S. 4].

Nach der Berechnung können unterschiedliche Kennzahlen angefertigt werden, welche einen Vergleich mit anderen Wärmeanlagen zulassen. Hier soll allerdings angemerkt werden, dass Kennzahlen durchaus sinnvoll sind, aber auch stets einer kritischen Betrachtung unterzogen werden müssen, da sie einen begrenzten Beurteilungsgrad besitzen. Eine einzige Kennzahl kann nur schwer eine gesamte Thermoprozessanlage hinreichend gründlich repräsentieren. Einem

selbstständigen Entwurf derartiger Vergleichszahlen ist grundsätzlich nichts entgegen zu setzen, wenngleich sich in der Praxis einige aussagekräftige Beziehungen verbreitet haben. In Tabelle 3.1 sind die gebräuchlichsten Kennzahlen angeführt.

Kennzahl	Bedeutung
$\eta_f$	Feuerungstechnischer Wirkungsgrad
$\eta_o$	Ofentechnischer Wirkungsgrad
$\eta_w$	Wärmetechnischer Wirkungsgrad
$\eta_R$	Rekuperatorwirkungsgrad
$SEC$	spezifischer Energieverbrauch
$E_{ges}$	gesamter Energieverbrauch pro Jahr
$E_{Br}$	gesamter Brennstoffverbrauch pro Jahr
$BG$	Ofenbelegungsgrad
$OB$	Oberflächenbelastung

Tabelle 3.1: Kennzahlen in der Praxis [14, S. 7ff], [15, S. 10]

Neben der Anfertigung von Kennzahlen können die Energieströme auch in einer grafischen Darstellung veranschaulicht werden. Dies kann beispielsweise mit Hilfe eines Energieflussbildes gemacht werden, welches in der Literatur oft unter dem Namen „Sankey-Diagramm“ zu finden ist [16, S. 267].

In der Regel werden die einzelnen Ströme als Pfeile dargestellt, wobei die Breite des Pfeils proportional der Größe des repräsentierten Stromes ist. Die grafische Darstellung hat den Vorteil der raschen Kenntnis über die einzelnen Energieströme, deren Größe und der Vermittlung welche Ströme genutzt und welche ungenutzt an die Umgebung abgegeben werden [13, S. 5].

In der folgenden Abbildung ist ein Sankey-Diagramm eines typischen Hubbalkenofens ohne Abwärmenutzung dargestellt.

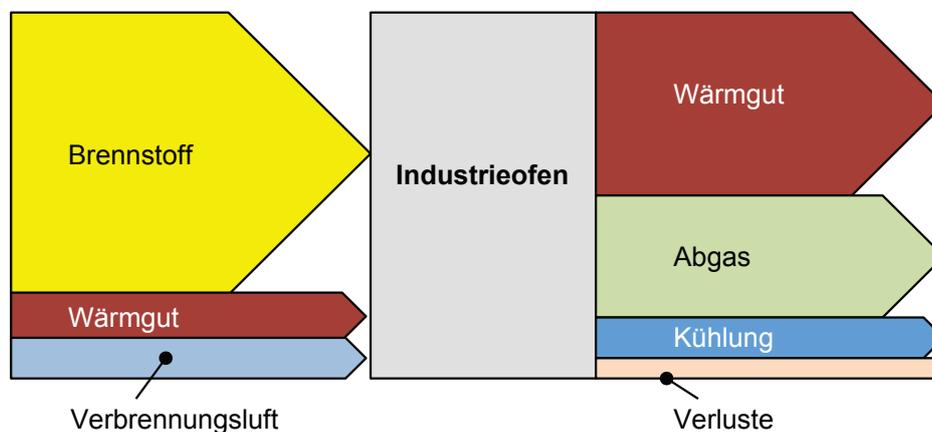


Abbildung 3.1: Sankey-Diagramm eines Hubbalkenofens ohne Wärmerückgewinnung

### 3.1.1 Ermittlung der Energieströme

Im Folgenden werden die für die Ermittlung der einzelnen zu- und abgeführten Energieströme notwendigen Berechnungsformeln für den Bilanzraum eines Ofens beschrieben.

### 3.1.1.1 Zugeführte Energieströme

#### Brennstoffe

Dieser Energiestrom repräsentiert die Energie, die dem Ofen zur Erwärmung des Gutes zugeführt wird. Bei brennstoffbeheizten Anlagen besteht dieser Strom aus der Zufuhr von einem oder mehreren Brennstoffen, bei elektrisch beheizten Öfen aus der Zufuhr von elektrischer Energie [6, S. 11].

Bei brennstoffbeheizten Öfen kann nochmals unterteilt werden in die Feuerung mit gasförmigen, flüssigen und festen Brennstoffen. Je nach Standort, Verfügbarkeit, Brennstoffkosten, Art des Wärmeguts, Qualitätskriterien etc. werden meist gasförmige Stoffe wie Erdgas und Hüttengase oder flüssige Brennstoffe wie etwa Erdöl eingesetzt.

Der Brennstoff-Energiestrom beinhaltet neben der chemisch gebundenen Energie auch die Enthalpie im Brennstoff. Die chemisch gebundene Energie  $\dot{E}_{Br,chem}$  lässt sich aus dem Produkt des Brennstoff-Volumenstroms  $\dot{V}_{Br}$  und dem Heizwert  $H$  berechnen:

$$\dot{E}_{Br,chem} = \dot{V}_{Br} \times H$$

Wenn als Bezugsniveau für die Energiebetrachtung die Temperatur mit 0°C gewählt wird und die Anlieferung des Brennstoffs bei einer anderen Temperatur erfolgt, so gibt es neben dem chemischen Anteil noch einen Enthalpiebeitrag. Dieser beschreibt den Wärmeinhalt des Stoffes und ist jedoch wesentlich kleiner [6, S. 12].

Er ergibt sich aus der Temperatur  $T_{Br}$ , der mittleren spezifischen Wärmekapazität  $c_{pm,Br}$  und wiederum aus dem Volumenstrom des Brennstoffs  $\dot{V}_{Br}$ :

$$\dot{E}_{Br,sens} = \dot{V}_{Br} \times \rho_{N,Br} \times c_{pm,Br} \times T_{Br}$$

#### Verbrennungsluft

Neben der Zufuhr von Brennstoff ist für die Reaktion zusätzlich Luft notwendig, welche als Verbrennungsluft bezeichnet wird. In diesem Strom wird wiederum die Enthalpie berücksichtigt, welche sich wie folgt zusammensetzt:

$$\dot{E}_{VL,sens} = \dot{V}_{VL} \times \rho_{N,L} \times c_{pm,L} \times T_{VL,nR}$$

#### Wärmgut

Zu guter Letzt kann seitens des Energieeintrags in den Ofen der Wärmguteinsatz genannt werden. Der Energiestrom des Wärmeguts  $\dot{E}_{WG,0}$  wird mittels dem Produkt aus Massenstrom  $\dot{m}_{WG}$ , mittlerer spezifischer Wärmekapazität  $c_{m,WG,0}$  und Einsatztemperatur des Gutes  $T_{WG,0}$  erfasst:

$$\dot{E}_{WG,0} = \dot{m}_{WG} \times c_{m,WG,0} \times T_{WG,0}$$

Umso höher die Temperatur des Gutes beim Einbringen in den Ofen ist, je größer ist auch der Energieeintrag. Bei gleicher Gutendtemperatur kann somit Brennstoff eingespart und die Durchlaufzeit reduziert werden. Hier sei vor allem auf die Verwendung der in Kapitel 2 angeführten Warmhalteboxen hingewiesen.

### 3.1.1.2 Abgeführte Energieströme

#### Wärmgut

Durch die Reaktion des Brennstoffs mit der Verbrennungsluft entsteht die für den Aufwärmprozess notwendige Heizleistung, welche sich in zwei Energieströme aufteilt. Entsprechend dem Sinn eines Industrieofens gibt es einen Wärmestrom an das Wärmgut aber auch einen unvermeidlichen Wärmestrom an die Ofenwände, welcher Wandwärmestrom genannt wird. Die Summe beider Wärmeströme wird in der Literatur als Ofenwärmestrom bezeichnet [6, S. 13].

Die Berechnung erfolgt auf gleiche Weise wie beim Einsatz in den Ofen, wobei für die Temperatur die Entnahmetemperatur  $T_{WG,1}$  (auch Ziehtemperatur genannt) herangezogen wird. Mit dieser ändert sich auch die mittlere spezifische Wärmekapazität  $c_{m,WG,1}$ , welche ebenfalls berücksichtigt werden muss:

$$\dot{E}_{WG,1} = \dot{m}_{WG} \times c_{m,WG,1} \times T_{WG,1}$$

Da ein deutlicher Anstieg der Temperatur im Vergleich zum Eintrag verzeichnet wird, ist in weiterer Folge auch der Wärmgut-Energiestrom dementsprechend größer (siehe Abbildung 3.1).

#### Abgas

Bei einem brennstoffbeheizten Industrieofen entsteht zwangsläufig Abgas, das stets abgeführt werden muss. Um eine Wärmeübertragung zwischen Abgas und Wärmgut im Ofen zu ermöglichen, muss die Abgastemperatur höher sein als die niedrigste Guttemperatur. Durch diese, meist hohe, Abgastemperatur wird auch ein erheblicher Enthalpiestrom aus dem Ofen getragen. Da er dem eigentlichen Ofenprozess verloren geht wird oft von einem Abgasverlust gesprochen. Die Abgasmenge kann in der Regel nicht aus der Summe der Brennstoff- und Verbrennungsluftmenge gebildet werden, sondern wird mittels einer Verbrennungsrechnung ermittelt [6, S. 13].

Der Abgas-Energiestrom kann wie folgt berechnet werden:

$$\dot{E}_{AG,nO} = \dot{V}_{AG,nO} \times \rho_{N,AG} \times c_{pm,AG,nO} \times T_{AG,nO}$$

Unter zwei Umständen besteht die Möglichkeit, dass im Abgasstrom noch unverbrannte Brennstoffbestandteile enthalten sind:

- wenn die Verbrennung unter Luftmangel abläuft
- wenn sich der Brennstoff und die Luft nicht ausreichend durchmischt hatten (zu wenig Zeit oder unzureichende räumliche Möglichkeit zur Durchmischung)

Hierbei muss dem Energiestrom des Abgases noch ein Teil chemisch gebundener Energie zugerechnet werden [6, S. 14].

#### Kühlung

Wie bereits in Kapitel 2.2.3 erwähnt, ist die Aufrechterhaltung der Tragrohrsystem-Kühlung in jedem Betriebszustand unbedingt notwendig. Der Energieaustrag kann mittels einer Energiebilanz der Dampftrommel durch die Differenz aus Dampfausbringung  $\dot{E}_D$  und Speisewasserzuführung  $\dot{E}_{SW}$  ermittelt werden:

$$\dot{E}_K = \dot{E}_D - \dot{E}_{SW}$$

Der Energiestrom des Wasserdampfes  $\dot{E}_D$  wird aus dem Produkt der Dampfmenge  $\dot{m}_D$  und der spezifischen Enthalpie des Wasserdampfes  $h_D$  bei den vorherrschenden Bedingungen (Systemdruck und -temperatur) berechnet, während der Energiestrom des zugeführten Speisewassers

$\dot{E}_{SW}$  mit Hilfe von Speisewassermenge  $\dot{V}_{SW}$ , Dichte des Wassers  $\rho_{SW}$  im Betriebszustand und spezifischer Enthalpie des Wassers  $h_{SW}$  ermittelt wird:

$$\dot{E}_D = \dot{m}_D \times h_D$$

$$\dot{E}_{SW} = \dot{V}_{SW} \times \rho_{SW} \times h_{SW}$$

Die drei genannten Anteile Wärmegut, Abgas und Kühlung machen den Großteil der abgeführten Energieströme aus. Neben diesen existieren noch weitere, allerdings kleinere Energieströme.

### Öffnungsverluste

Als Öffnungsverlust werden Strahlungs- und Ausströmverluste in Folge eines Türöffnungsvorgangs beim Be- oder Entladen des Ofens verstanden. Strahlungsverluste können oberhalb einer Temperatur von 540°C und bei ungünstiger Betriebsführung bereits relativ groß werden [17, S. 98].

Neben den Strahlungsverlusten existieren auch Ausströmverluste in Folge Überdruck im Ofenraum. Je nach vorherrschendem Druck können diese Verluste einen nicht unerheblichen Anteil der Öffnungsverluste ausmachen.

Aus diesen Gründen wird stets versucht, die Ladevorgänge so kurz wie möglich zu halten, wenngleich diese Art von Verlust unvermeidlich ist.

### Wandwärmestrom

Wie bereits erwähnt, existiert neben dem Gutwärmestrom auch ein Wandwärmestrom. Die Ofenwände, einschließlich Decke und Boden des Ofens, nehmen während des Betriebs einen Teil der Heizleistung auf und leiten diesen durch die Wand bis an die Oberfläche des Ofens. An der Außenseite wird die Wärme mittels Wärmestrahlung und Konvektion an die Umgebung abgegeben. Für die Kompensation dieses Verlustenergiestroms wird zusätzlicher Brennstoff benötigt [17, S. 97].

Ähnlich wie bei den Öffnungsverlusten ist auch diese Art von Verlust nicht zu vermeiden, lediglich Isolation der Wärmeanlage kann eine Reduzierung bewirken.

### Falschlufteintrag in den Ofen

Durch Öffnungen, Beschädigungen und Undichtheiten des Industrieofens besteht die Möglichkeit, dass bei Unterdruck im Ofen oder beim Vorhandensein von ungünstigen Strömungsverhältnissen kalte Umgebungsluft in den Ofenraum eindringen kann. Diese sogenannte Falschlufteintritt kühlt die Ofenraumatmosfera, wodurch eine zusätzliche Energiezufuhr mittels Brennstoff zum Ausgleich benötigt wird [17, S. 98].

Bei allen Öfen, im Besonderen bei Wärmebehandlungsöfen, ist eine Abdichtung des Ofengefäßes und einschließlich deren Türen gegen die Außenatmosphäre wesentlich. Im Weiteren sollte ein leichter Überdruck im Ofen herrschen, um den Falschlufteintritt durch Undichtheiten zu vermindern beziehungsweise zu vermeiden [14, S. 18].

Um einen möglichen Falschlufteintrag erkennen zu können, erweist es sich als sinnvoll, Sauerstoffmessungen im Ofen und im Abgasweg zu installieren und die gemessenen Werte zu kontrollieren. Des Weiteren ist bei Wartungsintervallen auf mögliche Beschädigungen im Ofenraum und an den Türen der Anlage zu achten.

Ergänzend sei hier noch angemerkt, dass ein Falschlufteintrag eigentlich ein Energiestrom in den Ofen ist. Allerdings handelt es sich für uns um einen Verlust, weil die eingetragene Luft aufgewärmt werden muss und dadurch der Ofenraum eine unerwünschte Abkühlung erfährt. Durch die Reduzierung der Abgastemperatur wird auch die Wärmestrahlung der Abgase an das Wärmegut verringert. Auf dieses Phänomen soll in dieser Arbeit allerdings nicht weiter eingegangen werden.

## 3.2 Maßnahmen zur Verbesserung der Energieeffizienz

Nach der Erstellung einer Energiebilanz und das Verfügen über die Kenntnis hinsichtlich der verschiedenen Verlustarten und deren Höhe kann schließlich zum nächsten Schritt übergegangen werden, dem Entwurf von Maßnahmen zur Energieeinsparung.

Bislang hat sich in der Praxis folgende Reihenfolge zur Verbesserung der Energieeffizienz von Thermoprozessanlagen etabliert [12, S. 365]:

1. Prozessoptimierung
2. Energierückführung in den Prozess
3. Energienutzung im eigenen Werk
4. Energienutzung extern

### 3.2.1 Prozessoptimierung

Unter dem Begriff Prozessoptimierung wird das optimale Einstellen der Anlage beziehungsweise des Prozesses verstanden. Im Allgemeinen sind diese Maßnahmen mit den geringsten Investitionen verbunden und wirken sich meist unmittelbar auf den spezifischen Energiebedarf aus.

#### 3.2.1.1 Luftverhältnis

Ein wesentlicher Einflussfaktor bei der Prozessoptimierung ist beispielsweise das Luftverhältnis  $\lambda$ , welches sich aus der tatsächlich zugeführten Luftmenge  $I$  zur der theoretisch erforderlichen Mindestluftmenge  $I_{min}$  für die stöchiometrische Verbrennung des Brennstoffs berechnet [12, S. 228]:

$$\lambda = \frac{I}{I_{min}}$$

In der Theorie ist eine Luftverhältniszahl von eins für eine vollständige Verbrennung ausreichend, jedoch muss im praktischen Betrieb die Anlage mit einem gewissen Luftüberschuss betrieben werden um nicht Gefahr zu laufen eine unvollständige Verbrennung zu erzielen [12, S. 365].

Ein zu hohes Luftverhältnis wirkt sich allerdings negativ auf die Energieeffizienz aus, da die Ofenatmosphäre durch die überschüssige Luft in gewissem Maße gekühlt wird und die Abgasmengen steigen. Dieser Prozessparameter ist aufgrund seiner Wichtigkeit regelmäßig zu überprüfen [18, S. 27].

Meist gibt es Möglichkeiten, das Luftverhältnis über den ganzen Ofen und/oder über die einzelnen Zonen einzustellen. Für diesen Zweck werden sogenannte Sauerstoffregelkreise für die Steuerung der Anlage eingeführt, für welche kontinuierliche Sauerstoffkonzentrationsmessungen im Ofenraum notwendig sind [3, Kapitel 28].

Wenn mit variierenden Durchsätzen beziehungsweise Ofenleistungen zu rechnen ist, bietet ein drehzahlvariabler Antrieb der Verbrennungsluftventilatoren eine weitere Möglichkeit, das Luftverhältnis zu beeinflussen. Eine Aussage über das Einsparpotenzial gestaltet sich schwierig, da dieses stark von der Betriebsweise abhängig ist [18, S. 27].

Ist kein drehzahlstellbarer Antrieb der Ventilatoren vorhanden, kann jedoch auch mit sogenannten Drallschaukeln auf ähnliche Weise die Anpassung des Luftbedarfs erfolgen. Hierbei sorgen schnell wirkende elektropneumatische Klappen für die Feindosierung der Verbrennungsluftmenge [3, Kapitel 26].

### 3.2.1.2 Instandhaltung und Reparatur

Einen weiteren Faktor zur Optimierung des Prozesses stellen die Maßnahmen zur Instandhaltung und Reparatur dar. Üblicherweise finden innerhalb eines Jahres ein bis zwei längere geplante Anlagenstillstände statt, um den Industrieofen zu warten und etwaige Reparaturen durchzuführen. Bei kontinuierlich betriebenen Wärmeanlagen wird jedoch immer ein Spannungsfeld zwischen laufender Produktion und zeitgemäßer Reparatur vorliegen [12, S. 365].

Zusätzlich zu den oben erwähnten Maßnahmen können noch weitere zur Optimierung der Anlage durchgeführt werden, welche im Folgenden kurz aufgezählt sind: Optimale Lastverteilung in den Ofenzonen, Optimierung der Wärmeprogramme (Aufheizcharakteristik) und Minimierung/Vermeidung von Störzeiten sowie Teillastbetrieb. Diese Maßnahmen können der folgenden Literatur entnommen werden, da in dieser Arbeit nicht weiter auf diese eingegangen wird [12, S. 366].

### 3.2.2 Energierückführung in den Prozess

Darunter werden Energiesparmaßnahmen verstanden, welche direkt dem Prozess zugute kommen. Im Gegensatz zur Prozessoptimierung, die häufig mit geringen Investitionen durchgeführt werden kann, entstehen bei der Erstbeschaffung des Industrieofens beziehungsweise bei einem späteren Umbau zusätzliche Kosten. Im Folgenden sind die wichtigsten Maßnahmen zur Steigerung der Energieeffizienz aufgelistet [12, S. 365]:

- Wärmerückgewinnung aus dem Wärmegut nach Abschluss des durchzuführenden Wärmeprozesses
- Wärmerückgewinnung aus dem Abgas
- Wärmerückgewinnung aus Kühlmedien
- Reduzierung von Wandwärmeverlusten und Wärmebrücken
- Minimierung der Wärmespeicherung von Transportvorrichtungen (Bänder, Ketten usw.)
- Verringerung der Verluste durch Öffnungen, Türen usw.
- Verbesserung der Wärmeübertragung auf das Wärmegut
- Verwendung von Sauerstoff-Brennstoff-Brenner

Im Weiteren soll auf die wesentlichsten Punkte näher eingegangen werden.

#### 3.2.2.1 Wärmerückgewinnung aus dem Wärmegut

Prinzipiell ist diese Art von Wärmerückgewinnung nur bei ganz bestimmten Prozessen möglich. Als Beispiel können Glühprozesse zur gezielten Veränderung der Werkstoffeigenschaften genannt werden. Diese Wärmebehandlung lässt sich in drei charakteristische Phasen unterteilen:

- Anwärmen
- Halten
- Abkühlen

Vor allem letzterer Schritt ist für eine mögliche Wärmerückgewinnung von Bedeutung, da die Temperatur des Werkstoffs kontrolliert auf Umgebungstemperatur gebracht werden muss. Die Wärme, die während des Abkühlvorgangs frei wird, kann für das Anwärmen des nächsten Wärmeguts wieder verwendet werden. Wenn allerdings das Gut auf eine hohe Temperatur gebracht wird, um anschließend gewalzt oder geschmiedet zu werden, ist dies nicht der Fall [8, S. 266].

Da der HBO der voestalpine Stahl Linz dem Warmwalzwerk vorgeschaltet ist, kann eine Wärmerückgewinnung aus den Brammen nicht durchgeführt werden. Aufgrund dieser Gegebenheit soll nicht weiter auf diese Thematik eingegangen werden.

### 3.2.2.2 Wärmerückgewinnung aus dem Abgas

Dieser Punkt ist eine sehr gängige Maßnahme, um die Energieeffizienz von Thermoprosessanlagen zu steigern. Da das Abgas beim Verlassen eines Industrieofens meist noch eine hohe Temperatur und damit Energieinhalt besitzt, kann aus diesem noch ein beträchtlicher Anteil zurück gewonnen und wieder in den Prozess eingebracht werden.

Als erste Möglichkeit bietet sich die Vorwärmung des Wärmegutes an. Hierbei muss wiederum zwischen dis- und kontinuierlichen Wärmeanlagen unterschieden werden, weil der Aufbau des gesamten Ofens meist ein anderer ist. Bei diskontinuierlichen Prozessen wird eine zweite Ofenkammer vorgesehen, die es ermöglicht, abwechselnd eine Kammer zu beheizen und die Abgase zur Vorwärmung in der anderen Kammer zu nutzen. Dies wird zum Beispiel in der keramischen Industrie verwendet, wo die Ofenräume satzweise be- und entladen werden [8, S. 270].

In kontinuierlich betriebenen Anlagen strömen die Verbrennungsgase gegen die Bewegungsrichtung des Gutes, sodass bereits durch die abziehenden Gase das Wärmgut erwärmt wird. Hierbei muss ein unbeheizter Abschnitt im Ofen, die sogenannte Konvektivzone, vorgesehen werden. Die Namensgebung ist auf die Tatsache zurückzuführen, dass die Wärmeübertragung von Abgas zu Bramme konvektiv geschieht, wenngleich auch ein temperaturabhängiger Wärmestrahlungsanteil existiert. Mit abnehmender Temperatur entlang dieser Zone steigt allerdings der konvektive Anteil an. Bereits bei der Planung eines Industrieofens muss dieser Bereich entsprechend des gewünschten Grades der Vorwärmung länger beziehungsweise kürzer gestaltet werden [8, S. 521].

Meistens wird zusätzlich zur Gutvorwärmung, das heiße Abgas zum Vorwärmen der Verbrennungsluft und eventuell auch des Brennstoffes verwendet [8, S. 270].

Die Vorwärmung der Verbrennungsluft ist ein äußerst gängiges Mittel zur Energieeinsparung und somit zur Steigerung der Energieeffizienz. Sie ist seit einigen Jahren Industriestandard, da ein Brennerbetrieb mit Kaltluft mittlerweile wirtschaftlich nicht mehr vertretbar ist. Eine Brennstoff-Vorwärmung wird hingegen weniger oft installiert und findet ihre Anwendung meist bei niedrigkalorischen Gasen wie etwa Gichtgas.

In der folgenden Aufzählung sind die einzelnen Möglichkeiten für eine Vorwärmung der Verbrennungsluft angeführt [2, S. 250]:

- Zentralrekuperator
- Zentralregenerator
- Rekuperatorbrenner
- Regenrativbrenner

#### Zentralrekuperator

Rekuperatoren werden in der Literatur auch als indirekte Wärmeübertrager bezeichnet, die mit Hilfe einer Wand die beiden wärmeübertragenden Medien voneinander trennt. Hinsichtlich ihrer Strömungsrichtung können Wärmeübertrager in Gleich-, Gegen- und Kreuzströmer gegliedert werden [19, S. 220].

Des Weiteren können Rekuperatoren noch in der Art der Wärmeübertragung unterschieden werden, nämlich in Konvektions- und Strahlungswärmeübertrager. Beim konvektiven Prinzip wird der überwiegende Teil der Abgaswärme durch Konvektion an den Trennwänden übertragen, während bei Strahlungsrekuperatoren die Wärmeübertragung hauptsächlich durch Wärmestrahlung geschieht [8, S. 275].

Als Zentralrekuperatoren werden grundsätzlich jene Wärmeübertrager bezeichnet, welche das gesamte Abgas über einen zentral angeordneten Rekuperator leiten. Ebenso wird die gesamte, für die Verbrennung notwendige, Verbrennungsluft über diesen geführt.

Bei konvektiven Rekuperatoren werden im Abgaskanal Rohrbündel eingebaut, wobei die einzelnen Rohre aus unterschiedlichen Werkstoffen bestehen können. Dies bietet die Möglichkeit,

jedes Rohr auf die zu erwartende maximale Abgastemperatur auszulegen, da mit fortschreitendem Abgasweg die Abgastemperatur sinkt und die Rohre weniger hitzebeständig und somit günstiger ausgeführt werden können. Meist wird die zu erwärmende Luft durch - und das Abgas - um das Rohrbündel geführt, siehe Abbildung 3.2. Die Verbrennungsluft wird mit Hilfe von gut wärmegeprägten Leitungen zu den einzelnen Brennern transportiert.

Die maximal erreichbaren Verbrennungsluft-Temperaturen liegen üblicherweise bei 500 °C. Bei noch höheren Temperaturen steigen die Kosten aufgrund der hitzebeständigen Werkstoffe für Leitungen, Absperrventilen und Regelarmaturen enorm an, was im Weiteren eine höhere wirtschaftliche Amortisationszeit mit sich bringt [2, S. 250].

Hinsichtlich der verwendeten Werkstoffe haben sich in den letzten Jahrzehnten vorwiegend hitzebeständiger Stahl und keramische Werkstoffe durchgesetzt. Stahlrekuperatoren können im Gegensatz zu keramischen Wärmeübertragern bei wesentlich höheren Strömungsgeschwindigkeiten eingesetzt werden und sind resistenter im Hinblick auf Undichtheiten. Vor allem letzter Punkt ist ausschlaggebend für die Wahl des Rekuperators, da Undichtheiten nicht erwünscht sind. Des Weiteren wird bei Wärmeübertragern aus Stahl eine große spezifische Wärmeübertragung erreicht, sie sind verhältnismäßig leichter und besitzen eine niedrige Wärmespeicherung, welche sich positiv im diskontinuierlichen Betrieb auswirkt.

Einige Bauarten von Rekuperatoren aus keramischen Materialien haben sich dennoch bewährt, besonders dann, wenn sich die Strömungsgeschwindigkeiten der beiden Medien nicht zu sehr unterscheiden und das Gewicht und die Baugröße keine überwiegende Rolle spielen. Sie sind vorteilhaft bei hohen Abgas- und Lufttemperaturen und können die Lufttemperatur auf bis zu 200°C unter der Abgastemperatur hochtreiben. Um Undichtheiten vorzubeugen eignet sich eine Abdichtung mittels horizontalen Stoßfugen, welche ausreichend Sicherheit bietet [8, S. 274].

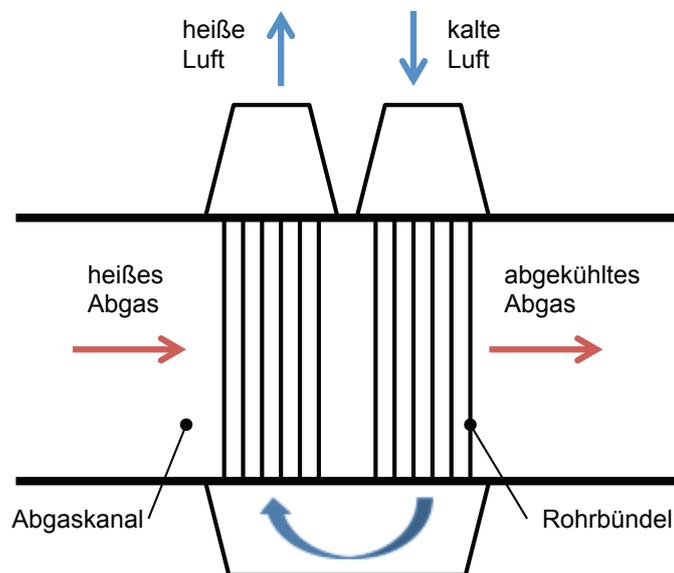


Abbildung 3.2: Rohrbündelrekuperator im Kreuzstromprinzip nach [20]

Bei Rohrbündelrekuperatoren aus Stahl besteht die Gefahr der Hochtemperaturkorrosion an den Rohren, weshalb eine dementsprechende Absicherung gegen Übertemperaturen vorgesehen werden muss. Prinzipiell geschieht dies durch sogenannte Heißluftabbläsung und/oder Kaltlufteinblasung. Durch gezieltes Abblasen von Verbrennungsluft hinter dem Rekuperator wird ein größerer Volumenstrom erwärmt als für die Verbrennung notwendig ist, was eine Absenkung der Rohrtemperaturen des Rekuperators zur Folge hat. Die Kaltlufteinblasung bringt vor dem Wärmeübertrager Umgebungsluft in das Rauchgas ein, so dass die maximal zulässigen Temperaturen nicht überschritten werden. Die beiden angeführten Sicherheitsmaßnahmen gegen Beschädigungen in Folge Überschreitung von maximalen Rohrtemperaturen haben sich in der Praxis etabliert und werden häufig eingesetzt.

Des Weiteren ist bei Röhrenwärmeübertragern eine regelmäßige Wartung und Säuberung notwendig, da, abhängig vom verwendeten Brennstoff, die Rohre unterschiedlich stark verschmutzt sein können und dies eine Verringerung des Strömungsquerschnitts sowie eine Verschlechterung der Wärmeübertragung bedeuten kann [2, S. 251].

Wie bereits erwähnt, finden neben den Konvektionswärmeübertragern auch Strahlungsrekuperatoren ihren Einsatz, wenn auch nur in weitaus kleinerem Ausmaß. Wesentliches Merkmal ist das Doppelmantelrohr, wobei im Innenrohr das Abgas strömt und die Luft zwischen Innen- und Außenrohr geführt wird [8, S. 275].

Die Verbrennungsluft kann entweder im Gleich- oder Gegenstromprinzip erfolgen. Im Gegensatz zu den Konvektionsrekuperatoren ist die Gefahr der Verschmutzung und der Hochtemperaturkorrosion nicht gegeben, weshalb keine besonderen Sicherheitseinrichtungen notwendig sind. Die Investitionskosten liegen allerdings weit über denen der Rohrbündelwärmeübertrager, da ein höherer Bedarf an hitzebeständigen Werkstoffen der Fall ist. Die maximal erreichbaren Verbrennungslufttemperaturen werden vergleichbar zum Röhrenrekuperator jedenfalls eingestellt [2, S. 251].

Die jeweiligen Vorteile von Strahlungs- und Konvektionswärmeübertrager können durch eine geeignete Serienschaltung vereint werden, in der das heiße Abgas zunächst in den Strahlungsrekuperator eintritt und anschließend durch den konvektiven Teil des Aggregats strömt. Somit kann auch mit hoher Rauchgastemperatur gearbeitet und die Verbrennungslufttemperatur gesteigert werden [8, S. 275].

### Zentralregeneratoren

Im Vergleich zu den Rekuperatoren wird bei regenerativen Wärmeübertragern die Wärme mit Hilfe einer Speichermasse zwischengespeichert. Dieser Speicher sollte eine möglichst große Wärmekapazität besitzen, weshalb oft metallische oder keramische Werkstoffe in Frage kommen. Der Wärmetransport geschieht zunächst von einem Medium, meist Abgas, auf die Speichermasse und im Weiteren von der Speichermasse auf ein anderes Medium, wie zum Beispiel die Verbrennungsluft [21, S. 632].

Grundsätzlich kann zwischen diskontinuierlichen und kontinuierlichen Regeneratoren unterschieden werden, die sich bereits im Aufbau voneinander unterscheiden. Diskontinuierliche Wärmeübertrager sind meist paarweise ausgeführt, in denen zeitgleich in einem Regenerator das Abgas durchgeführt wird und ein zweiter die Verbrennungsluft aufwärmt. Nach einer bestimmten Zeit werden die Strömungsrichtungen umgeschaltet und die vom Abgas aufgeheizten Speicherelemente geben nun ihre Wärme an die Verbrennungsluft ab, während die abgekühlte Speichermasse wieder vom Abgas aufgewärmt wird. Der Umschaltzeitpunkt kann unterschiedlich festgelegt werden, indem entweder eine Zeitspanne vorgegeben ist oder eine bestimmte Temperatur erreicht wird.

Werden die Wärmespeichermassen zwischen den beiden Medienströmen bewegt, wird von kontinuierlichen Regeneratoren gesprochen, wobei ein Umschalten der Strömungsrichtungen dann nicht erforderlich ist. Eine bekannte Bauart ist der sogenannte Drehbettregenerator, auch als Ljungström-Regenerator bezeichnet, wo die Speicherelemente in einem zylindrischen Behälter untergebracht sind. Dieses Bett wird so gedreht, dass abwechselnd das Abgas und die Verbrennungsluft den Speicher durchströmen. Um eine dementsprechende Abdichtung der beiden Medien zueinander zu gewährleisten, wird das Drehbett in einzelne Kammern unterteilt. In Abbildung 3.3 ist ein Drehbettregenerator schematisch illustriert [6, S. 93].

Im Bereich der Verfahrenstechnik werden auch Schüttschicht-Regeneratoren verwendet, in denen die Speichermassen durch das Aggregat wandern. Im oberen Teil des Wärmeübertragers werden sie eingesetzt und vom heißen Abgas aufgeheizt, während sie weiter unten schließlich die gespeicherte Wärme wieder an die Verbrennungsluft abgeben. Am unteren Ende des Regenerators geschieht die Entnahme der kalten Speicherelemente und stehen somit dem Prozess wieder zur Verfügung. Falls erforderlich, kann zwischen Entnahme und Aufgabe noch eine Reinigung der Massen zwischengeschaltet werden [6, S. 93].

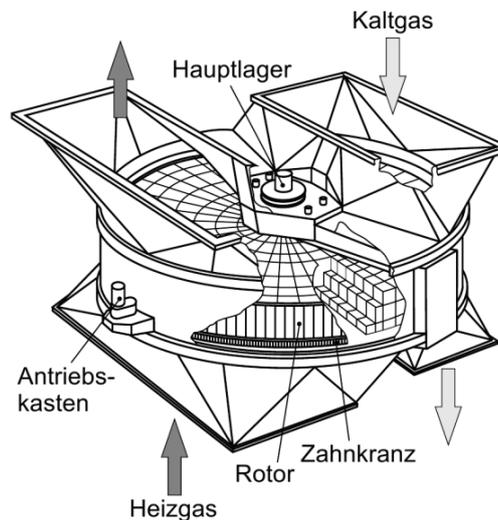


Abbildung 3.3: Schematischer Aufbau eines Drehbettregenerators [22, S. 147]

Zur Abgaswärmerückgewinnung in Industrieöfen findet diese Art von Regenerator allerdings nur sehr selten ihre Anwendung.

### Rekuperatorbrenner

Im Gegensatz zu den beschriebenen Rekuperatoren wird hier von einer dezentralen Wärmerückgewinnung gesprochen. Bei einem Rekuperatorbrenner (kurz Rekubrenner) bilden der Brenner und der Wärmeübertrager eine Einheit. Das Prinzip besteht darin, dass der gerade feuernde Brenner gleichzeitig Abgase einzieht, um die Verbrennungsluft im Gegenstrom vorzuwärmen. Da nun die Wärmerückgewinnung innerhalb des Brenners und somit in der Ofenwand geschieht, entfallen die sonst notwendigen isolierten Kanäle außerhalb des Ofens [6, S. 128].

An der Außenseite sorgt ein sogenanntes Abgasführungsrohr für den Abtransport der Abgase, während sich an der Innenseite das Luftführungsrohr und die zentral angeordnete Brennstofflanze befinden. Wie bei einigen anderen Brennern findet die Verbrennung zum Teil in einer keramischen Brennkammer (Brennerstein) statt und die Flamme tritt mit hoher Geschwindigkeit in den Feuerungsraum ein [2, S. 743].

In Abbildung 3.4 ist schematisch der Aufbau eines Rekubrenners dargestellt.

Der feuerungstechnische Wirkungsgrad hängt im Wesentlichen von der Gestaltung des Wärmeübertragers und zum geringeren Teil von den Betriebsbedingungen ab. Vor allem die Größe der Wärmeübertragungsfläche und im Weiteren deren Struktur beeinflusst die Höhe des Wirkungsgrades enorm. Neben einer glatten Oberfläche finden vorrangig berippte, mit Zacken oder Noppen bestückte Rekuperatoren in der Praxis ihre Anwendung [6, S. 130].

Laut Herstellerangaben können Verbrennungslufttemperaturen bis zu 700°C erreicht werden und eine Brennstoffersparnis, je nach Brennermodell und Betriebsweise, bis zu 30% betragen [24].

Hinsichtlich der Werkstoffe gibt es eine Unterscheidung in keramische und metallische Rekuperatorbrenner. Grundsätzlich finden metallische Rekuperatoren bei Brennerleistungen zwischen 30 - 300 kW ihren Anwendungsbereich. Bei etwas geringeren Leistungen, allerdings bei höheren Abgastemperaturen, kommen auch keramische Brenner zum Einsatz. Höhere Leistungen sind zwar theoretisch machbar, allerdings werden die Rekubrenner zunehmend unhandlicher und in der Herstellung teilweise problematischer [2, S. 744].

Wie bereits erwähnt, entfallen im Gegensatz zu zentralen Rekuperatoren die isolierten Leitungen außerhalb der Ofenanlage. Dies bedeutet geringere Wärmeverluste und auch geringere

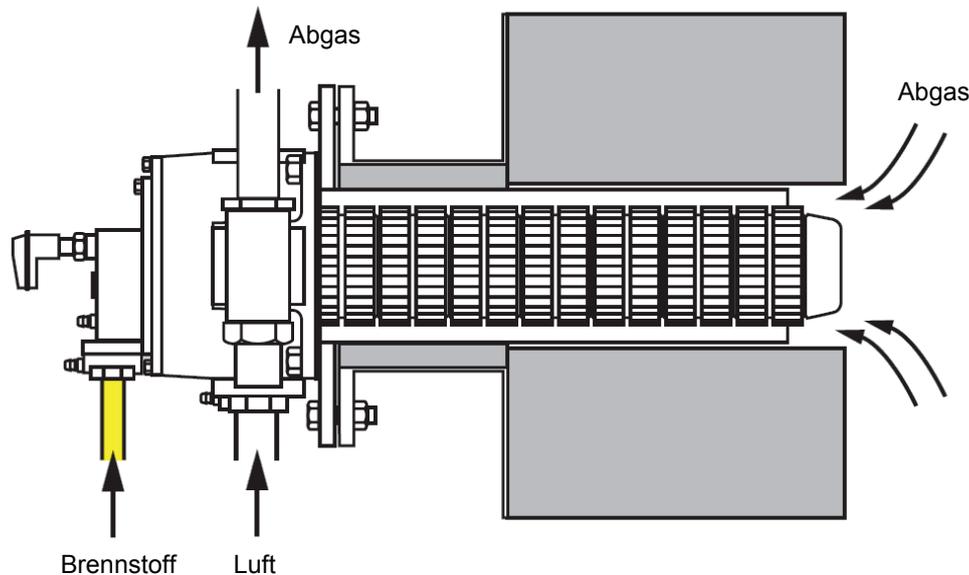


Abbildung 3.4: Rekuperatorbrenner nach [23]

Kosten, die sonst für hitzebeständige Leitungen und Armaturen aufgewendet werden müssen. Dem gegenüber stehen ein höherer Wartungsaufwand, mögliche Probleme bei unsauberer Ofenatmosphäre und höhere Brennerkosten [6, S. 135].

### Regeneratorbrenner

Neben den bisher beschriebenen Arten der Abgaswärmerückgewinnung bietet der Regeneratorbrenner das höchste Potenzial zur Verbrennungsluftvorwärmung. Das eigentliche Ziel der Entwicklung lag ursprünglich nicht in der Energieeinsparung, sondern in der Erreichbarkeit von hohen Prozesstemperaturen mit den vorliegenden Brennstoffen. Im Zuge von Forschungen wurde schnell erkannt, dass mit regenerativen Brennern hohe Energieeinsparungen möglich sind aber gleichzeitig die  $NO_x$ -Emissionen drastisch ansteigen. Durch entsprechende Weiterentwicklungen wie der Stufenverbrennung oder der flammenlosen Verbrennung lässt sich diese Problematik jedoch lösen. In Zukunft könnten Regeneratorbrenner aufgrund ihrer Effizienz weitaus mehr Verbreitung haben als bisher, wenngleich sie, ähnlich wie Rekuperatorbrenner, eher im unteren Leistungsbereich zu finden sind [6, S. 137].

Grundsätzlich gibt es unterschiedliche Regeneratorbrenner-Systeme, wobei meist Regeneratorbrenner-Paare zum Einsatz kommen. Wie der Name bereits verrät werden zwei Regeneratoren verwendet, die abwechselnd mit Verbrennungsluft und Abgas durchströmt werden. Kernkomponente dieses Systems ist ein Mehrwegeventil, welches die Umschaltung zwischen den beiden Regeneratoren ermöglicht. Während sich einer der Brenner im Feuerungsbetrieb befindet, zieht der andere die entstehenden Abgase aus dem Verbrennungsraum ab und erwärmt ein Speichermedium. Nach einer bestimmten Zeitspanne werden die Strömungsrichtungen umgekehrt, wobei das Umschalten von folgenden Faktoren abhängt [2, S. 755]:

- erforderlicher Verbrennungsluftdruck
- Umschaltzeiten
- Regeneratorvolumen beziehungsweise -speicherkapazität
- Brennergröße (installierte Leistung)
- Entfernung des Brennerpaares

Die Funktionsweise eines Regeneratorbrenner-Paares kann aus Abbildung 3.5 entnommen werden.

Bei den Regeneratorbrenner-Paaren kann der Aufbau auf zwei unterschiedliche Arten erfolgen. Zum einen können die Brenner direkt an den Regenerator angeflanscht werden und zum an-

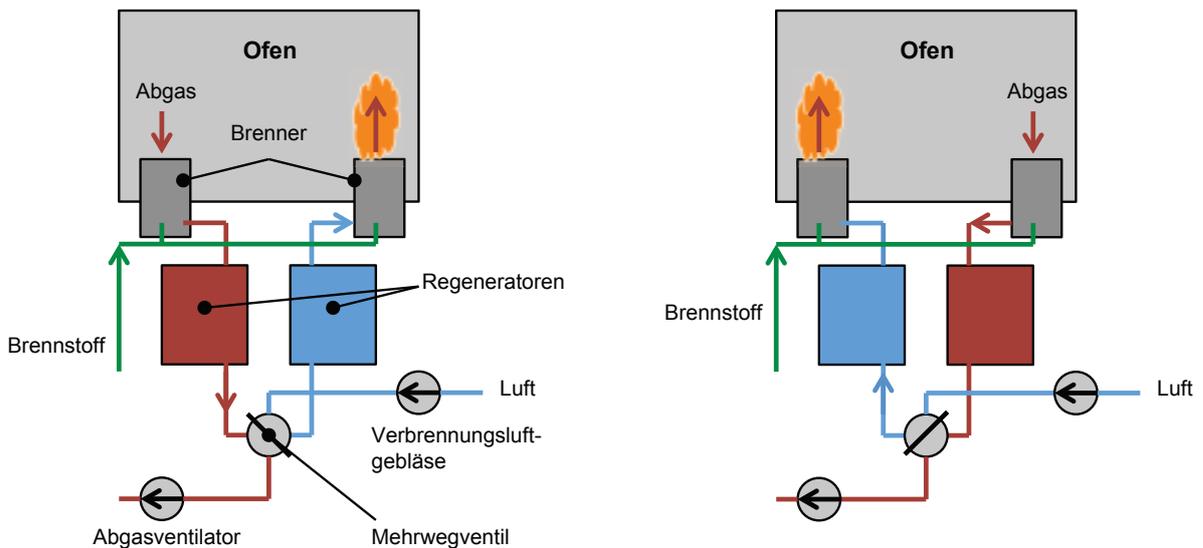


Abbildung 3.5: Funktionsweise eines Regeneratorbrenner-Paares nach [2, S. 754]

deren gibt es die Möglichkeit, den Regenerator durch einen isolierten Kanal mit dem Brenner zu verbinden. Bei dieser Variante sollte der Kanal möglichst kurz gestaltet werden, um die Wärmeverluste klein zu halten. Als Wärmespeichermaterialien kommen, ähnlich wie bei den zentralen Regeneratoren, vorwiegend keramische Werkstoffe in Frage, die häufig in Form von Kugeln oder als Wabenstruktur angeboten werden [6, S. 139].

Da die Zusammensetzung und Reinheit des Rauchgases je nach Brennstoff unterschiedlich ist, sollte stets auf den Zustand der Regeneratoren geachtet werden, um diese nicht zu zerstören. Ist eine regelmäßige Reinigung durchzuführen, sollten die Speichermassen gut zugänglich sein [25, S. 178].

Neben den paarweise arbeitenden Regeneratorbrennern gibt es auch noch jene, die zu einer Baueinheit zusammengefasst sind. Hierbei sind mehrere Regeneratoreinsätze in einem Brennergehäuse integriert, wodurch dieser kontinuierlich betrieben werden kann. Eine Umschaltung des Brennstoffs ist nicht mehr notwendig, nur die Strömungsrichtungen der Verbrennungsluft und des Abgases müssen periodisch in den einzelnen Kanälen umgeschaltet werden. Die Umschaltventile und notwendigen Messblenden liegen bei diesem Typ im Brennergehäuse selbst [2, S. 757].

### 3.2.3 Energienutzung im eigenen Werk

Eine weitere Möglichkeit, die Effizienz einer Thermoprozessanlage zu steigern, ergibt sich durch Maßnahmen, bei denen Energie für den eigenen Betriebsbereich genutzt werden kann. Je nach Industrieofen, Standort und Unterbringungsmöglichkeiten kann dies auf unterschiedliche Art durchgeführt werden. Meist allerdings geschieht die Energierückgewinnung in Form von thermischer Energie wie etwa Dampf oder Heißwasser. Die beiden genannten thermischen Sekundärenergieträger können im Weiteren für die Stromerzeugung, für Heiz- und Kühlzwecke oder in anderen Prozessen verwendet werden. In selteneren Fällen kann auch indirekt über einen weiteren Prozess (siehe ORC-Prozess in Abschnitt 3.2.3.2) mit Hilfe einer Kraft-Wärme-Kopplung elektrische und thermische Energie erzeugt werden [12, S. 365].

Dieser Abschnitt befasst sich mit den wichtigsten Arten der Energienutzung innerhalb eines Betriebs der Eisen- und Stahlerzeugung.

### 3.2.3.1 Dampfgewinnung

In integrierten Hüttenwerken wird üblicherweise Dampf für unterschiedliche Zwecke und Prozesse benötigt. Nach Möglichkeit sollte der Großteil des Dampfbedarfs durch Abwärmenutzung aus diversen Prozessen gedeckt werden können, um so Dampfmenngen aus dem Kesselhaus zu ersetzen und Energie für dessen Erzeugung einzusparen. Die Erzeugung von Dampf sollte bei größtmöglicher Temperatur und Druck geschehen, wobei der Grad der Abwärmenutzung hauptsächlich durch den kontinuierlichen Bedarf an Dampf durch die Verbraucher bestimmt wird. Als Wärmequellen bieten sich in einem Hüttenwerk eine Vielzahl von Anlagen an.

Um vorweg die Wichtigkeit von Dampf als Energieträger in einem Hüttenwerk darzustellen, sind im Folgenden unterschiedliche Einsatzgebiete angeführt [26, S. 22]:

- Stromerzeugung im hütteneigenen Kraftwerk
- Betrieb des Gassaugers in der Kokerei
- Einsatz in der Sinteranlage
- Nutzung am Hochofen
- Schlackenbehandlung
- Vakuumbehandlungsanlage im Stahlwerk
- Prozesswärme für Beizen
- Reinigungsprozesse in Verzinkungs- und Glühanlagen
- Verwendung beim Glavanisieren
- Einsatz bei der organischen Beschichtung
- mögliche Antriebsenergie für Pumpen, Kompressoren etc.
- Warmwassererzeugung für soziale Werksbereiche
- Raumheizung
- Einsatz in Absorptionskälteanlagen für Klimatisierung

Demnach können zahlreiche Erzeuger als auch Verbraucher an das Dampfverbundnetz angeschlossen sein. Je nach Größe des Hüttenwerks kann dieses sehr groß und verzweigt sein. Um bei möglichen Anlagenausfällen oder -wartungen eine kontinuierliche Versorgung sicherzustellen, ist die Notwendigkeit eines Reservesystems unbestritten. In den meisten Betrieben übernimmt diese Funktion das interne Kraftwerk, das zugleich die Druckregelung des Dampfnetzes durchführt [26, S. 23].

Im Weiteren soll ausschließlich auf die Dampferzeugung in Industrieöfen eingegangen werden, welche sich in die Erzeugung durch Kühlsysteme und Abhitzeessel unterteilen lässt.

#### **Dampferzeugung durch ein Verdampfungskühlsystem**

Wie bereits im Kapitel 2.2.3 erwähnt, verfügen Thermoprozessanlagen in den meisten Fällen über Kühlsysteme. Je nach Industrieofen und Art der Kühlung kann dies mit einer Dampferzeugung (siehe Verdampfungskühlung) einhergehen. Beim HBO der voestalpine Stahl wird aus der Kühlung der feststehenden und beweglichen Balken Sattedampf erzeugt, welcher in das hütteneigene Dampfnetz eingespeist wird und für unterschiedliche Zwecke zur Verfügung steht.

Da im Kapitel 2.2.3 bereits ausführlich über die Verdampfungskühlung und deren Funktionsweise eingegangen wurde, werden hier ausschließlich die energieoptimale Betriebsweise und die Vorteile gegenüber anderen Kühlsystemen vorgestellt.

Im Vergleich zu einer Kaltwasserkühlung ist die Temperaturdifferenz zwischen Ofenraum und Kühlmedium stets höher als bei einer Verdampfungskühlung. Eine kleinere Temperaturdifferenz bedeutet, dass weniger Energie durch die Kühlung abgeführt wird und somit weniger

Heizenergie für die gleiche Wärmeaufnahme des Wärmeguts notwendig ist. Laut Herstellerangaben sind Brennstoffeinsparungen von bis zu 15% möglich.

Des Weiteren können mit Hilfe einer Verdampfungskühlung weitaus höhere Wärmemengen aufgenommen werden und ermöglicht dadurch den Betrieb in Hinblick auf Beheizungsspitzen wesentlich flexibler und sicherer. In weiterer Folge führt dies zu kleineren Umwälzmengen mit dazugehörigen niedrigen Pumpenleistungen und kleineren Rohrleitungsquerschnitten.

Ein weiterer Vorteil, der allerdings nicht zwangsläufig zu einer Energieeinsparung führt, aber Ressourcen schont, liegt in der Einsparung des Kühlwassers. Wiederum sei der Vergleich zu einer Kaltwasserkühlung mit Nasskühlturm angeführt. Bei dieser Rückkühlung gehen in etwa 10% der Umlaufmenge in die Atmosphäre verloren, während Verdampfungskühlsysteme lediglich Wasserverluste im Bereich von 0,1% aufweisen [10, S. 7].

### Dampferzeugung mittels Abhitzekessel

Bei Wärmeanlagen kann eine Dampferzeugung aber auch durch einen Abhitzekessel erfolgen, der zusätzlich zu einer Abgaswärmerückgewinnung mittels Rekuperatoren, Regeneratoren etc. eine Möglichkeit bietet, die Abgasverluste zu minimieren.

Grundsätzlich kann ein Abhitzekessel zwischen Ofen und Kamin oder zwischen einem Zentralrekuperator oder -regenerator und dem Schornstein installiert werden. Dieser Kessel nutzt den Wärmeinhalt des Abgases zur Erzeugung von Dampf und kann somit die Abgastemperatur stark reduzieren [27, S. 123].

Eine zu große Abkühlung des Rauchgases ist nicht empfehlenswert, da die Gefahr der Taupunktunterschreitung und somit der Entstehung von korrosiven Medien besteht, welche in weiterer Folge die Wärmeübertragerflächen angreifen können. Je nach Brennstoffzusammensetzung sollte eine minimale Abgastemperatur festgelegt werden, die nicht unterschritten werden sollte.

Der schematische Aufbau eines Abhitzekessels im Abgasweg eines Industrieofens ist in Abbildung 3.6 dargestellt. Das Wasser durchströmt im Gegenstrom die Abgase und wird in einem ersten Schritt aufgewärmt. Dies geschieht im sogenannten Economiser. Darauf folgt in einem weiteren Wärmeübertrager der eigentliche Verdampfungsprozess. Der entstehende Sattdampf kann in ein Dampfnetz eingespeist werden und steht somit für andere Zwecke zur Verfügung. Des Weiteren sei auf die Option eines Überhitzers hingewiesen, der den bereits erzeugten Dampf weiter erhitzt und den Wärmeinhalt des Dampfes erhöht.

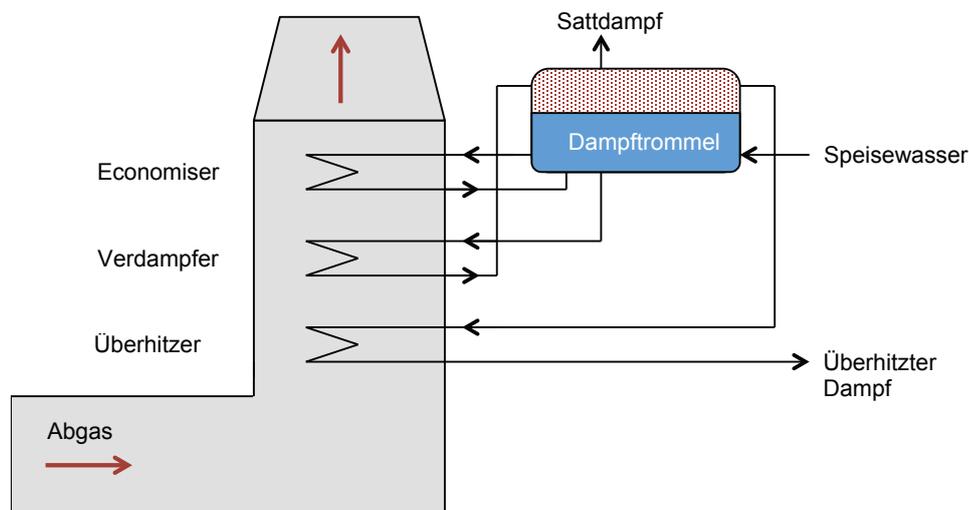


Abbildung 3.6: Aufbau eines Abhitzekessels nach [28, S. 9]

Der so erzeugte Dampf kann wiederum Dampfmenge aus dem Kesselhaus ersetzen und bewirkt in weiterer Folge eine Energieeinsparung. Demnach werden auch Schadstoffe ( $NO_x$ ,  $SO_2$ ,

$CO$  und  $CO_2$ ) um den Faktor der Energieeinsparung verringert. Der Einsatz eines Abhitzekeessels ist allerdings nur sinnvoll, wenn eine dementsprechende Abnahme von Dampfverbrauchern vorliegt. Bei Kombination mit anderen Arten der Abgaswärmerückgewinnung, wie Rekuperatoren oder Regeneratoren, kann die Dampferzeugung deutlich verringert werden, was bei der Planung eines Kessels berücksichtigt werden sollte.

Prinzipiell kann die Errichtung eines Kessels im Zuge des Baus einer neuen Wärmanlage erfolgen, ist aber auch für bestehende Industrieöfen mit ausreichend Platz im Abgasweg möglich. Die Investitionskosten beziffern sich, je nach Größe, in etwa auf vier Millionen Euro [27, S. 125].

Zusammen mit einer Dampferzeugung aus dem Kühlsystem kann somit die Energieausbeute der gesamten Ofenanlage optimiert werden. Zudem können gegebenenfalls mehrere Ofenanlagen zu einem Gesamtenergie-Rückgewinnungskonzept miteinander verbunden werden. Dies verringert Investitionskosten und bietet die Möglichkeit eines flexiblen Betriebs [10, S. 9].

### 3.2.3.2 ORC-Prozess

Alternativ zur Wärmerückgewinnung mittels eines Abhitzekeessels kann der sogenannte ORC-Prozess (Organic Rankine Cycle) genannt werden. Diese Technologie stammt ursprünglich aus einer langjährigen Entwicklung im Sektor der erneuerbaren Energien. Der Prozess ermöglicht Solarenergie, geothermische Energie und Energie aus Biomasse dezentral und sinnvoll zu nutzen [29].

Der wesentliche Unterschied zum herkömmlichen Wasser-Dampf-Prozess liegt beim Arbeitsmedium. Wie bereits der Namen andeutet, wird beim ORC-Prozess ein organisches Arbeitsmedium verwendet, welches bei niedrigeren Temperaturen und Drücken günstigere Verdampfungseigenschaften besitzt. Die Wahl des Mediums hängt vom Anlagentyp und dessen Betriebsweise ab, wenngleich meist Kohlenwasserstoffe wie Iso-Oktan, Toluol oder Silikonöl verwendet werden [30, S. 40].

Anhand des in Abbildung 3.7 dargestellten Schemas soll im Folgenden der ORC-Prozess erläutert werden.

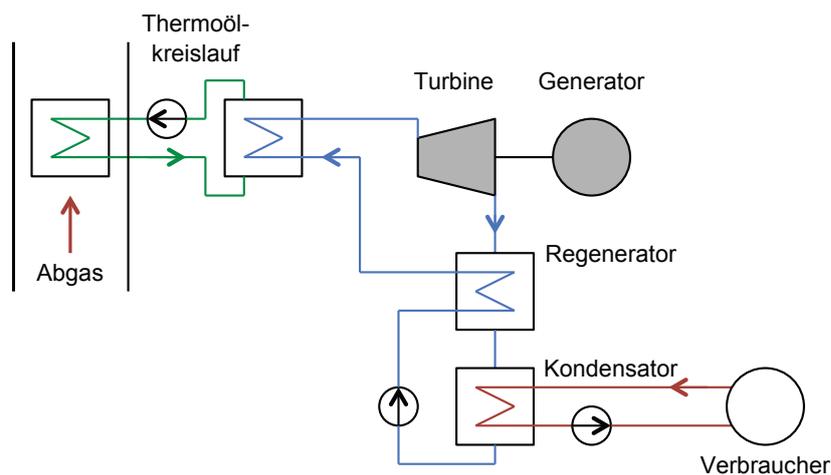


Abbildung 3.7: Schema eines ORC-Prozesses nach [31]

Die im Abgas enthaltene Wärme wird mittels eines geeigneten Thermoöls an den eigentlichen ORC-Prozess übertragen. Somit verdampft das organische Arbeitsmedium und strömt in eine Axialturbine, in der sich der Dampf bis ins Vakuum entspannt und mechanische Arbeit verrichtet. Mit Hilfe eines Generators wird die mechanische in elektrische Energie umgewandelt. Um den elektrischen Wirkungsgrad zu steigern, wird der entspannte Dampf zur internen Wärmerückgewinnung einem Regenerator zugeführt. Direkt nach dem Regenerator befindet

sich ein Kondensator, in dem der Arbeitsmitteldampf wieder verflüssigt wird. Die dabei abzuführende Wärme kann als Fern- oder Prozesswärme weiter genutzt werden und liegt in Form von Heißwasser bei etwa 80 bis 120°C vor. Ähnlich wie beim Wasser-Dampf-Prozess muss das Arbeitsmittel mit einer Pumpe wieder auf Betriebsdruck gebracht werden, um es nach Durchströmung des Regenerators wieder dem Verdampfer zuführen zu können [32, S. 47].

Nachdem das Abgas der Thermoprozessanlage durch den ORC-Prozess (weiter) abgekühlt wurde, kann es schließlich durch den Kamin in die Umgebung abgegeben werden.

Als bemerkenswerter Vorteil kann im Vergleich zu Dampfturbinen oder -motoren die hervorragende Teillast- und Lastwechselfähigkeit genannt werden. Laut Betriebserfahrungen ist ein automatisierter Anlagenbetrieb zwischen 10 und 100% der Nennleistung problemlos möglich. Durch die wesentlich geringere mechanische Beanspruchung der Axialturbine wird auch eine einfachere Turbinenkonstruktion möglich, was sich in weiterer Folge positiv auf die Anlagenverfügbarkeit und deren Lebensdauer auswirkt.

Weiters lässt sich der vollautomatische und somit praktisch unbemannte Betrieb des Prozesses als vorteilhaft bezeichnen. Ein Dampfkesselwärter, wie er bei einem herkömmlichen Wasser-Dampf-Kreisläufen notwendig ist, entfällt beim ORC-Prozess, da durch den Einsatz von Thermoöl ein druckloser Betrieb bei gleichzeitig hohen Betriebstemperaturen ermöglicht wird [30, S. 43].

#### 3.2.3.3 Heizung

Die durch die Gewinnung von Dampf oder Heißwasser rückgewonnene Energie kann, wie bereits erwähnt, für die Heizung von Büroräumen, zur Warmwasseraufbereitung für soziale Werksbereiche wie zum Beispiel für Duschen, zur Hallen- und Parkplatzbeheizung usw. eingesetzt werden. Der folgende Abschnitt befasst sich mit Beispielen zur Wärmenutzung in der Praxis.

#### Beheizung von Gebäuden und Warmwassererzeugung

Abhängig von der Art der Werkshalle, wie zum Beispiel Produktions- oder Lagerhallen, können unterschiedliche Heizsysteme verwendet werden. Bei großen Hallen mit Raumbeheizung müssen verhältnismäßig große Luftmengen bewegt werden, die wiederum die Bereitstellung von Förderenergie erforderlich macht. Deshalb finden beim Neubau von Werkshallen vermehrt Fußbodenheizungen ihren Einsatz.

Auch die Beheizung von Büroräumen bietet ein großes Potenzial zur Effizienzsteigerung. Ähnlich wie bei einer Anwendung in Hallen kann die Abwärme von Thermoprozessanlagen in Form von Heißwasser oder Dampf mittels geeigneten Wärmeübertragern für die Beheizung verwendet werden, wodurch andere Energieträger und im Weiteren Energiekosten eingespart werden können. Dies bietet die Möglichkeit einer effizienten, ökonomischen und auch ökologischen Betriebsweise in einer ganzheitlichen Betrachtung.

Eine weitere betriebswirtschaftlich interessante Variante zur Wärmerückgewinnung stellt die Nutzung im Sanitärbereich dar. Wiederum kann durch den Einsatz eines geeigneten Wärmeübertragers Duschwasser erwärmt werden [33, S. 43].

Bei größeren Betrieben mit einer hohen Anzahl an Wärmeerzeugern und -abnehmern übernimmt die Bereitstellung und Verteilung von Dampf, Warm-, Dusch- und Heizwasser meist eine Zentrale. Durch den zusätzlichen Einsatz von Pufferspeichern können die Verbräuche und Erzeugung optimal aufeinander abgestimmt werden.

#### Verwendung im Außenbereich

Zudem können auch im Außenbereich Wärmemengen zur Beheizung von Parkplätzen und Zufahrten eingesetzt werden, um die Flächen im Winter eis- und schneefrei zu halten und somit auf einen Räumdienst verzichten zu können [33, S. 44].

### 3.2.3.4 Klimatisierung und Kühlung

Gerade in den Sommermonaten werden oft für die Klimatisierung von Gebäuden Klimaanlage (Kompressionskältemaschinen) eingesetzt, welche einen durchaus nennenswerten elektrischen Energiebedarf zu decken haben. Beim Einsatz einer Absorptionskälteanlage kann der elektrische Energiebedarf durch die Nutzung von Abwärmen aus Prozessen ersetzt werden. Die somit erzeugte Kälte wird zur Klimatisierung von Gebäuden und Hallen herangezogen [32, S. 25].

In der Regel steht die Abwärme von Thermoprozessanlagen das ganze Jahr konstant zur Verfügung und findet außerhalb der Heizperiode oft keine Verwendung. Um eine ganzjährig effiziente Nutzung zu gewährleisten, ist deshalb die Erzeugung von Kälte äußerst interessant [34, S. 24].

Eine Absorptionskälteanlage besteht im Wesentlichen aus einem Verdampfer, Kondensator, Entspannungsventilen, einer Lösungspumpe, Absorber und Austreiber. Die beiden letzt genannten Bauteile übernehmen den eigentlichen Verdichtungsprozess, welcher im Gegensatz zu Kompressionskälteanlagen nicht mechanisch, sondern thermisch bewerkstelligt wird. In der Anlage zirkuliert ein Zweistoffgemisch, bestehend aus einem Arbeits- und Lösungsmittel. Je nach Temperaturniveau kommen in der Klimatechnik hauptsächlich Wasser ( $H_2O$ ) als Arbeitsmittel und Lithiumbromid ( $LiBr$ ) als Lösungsmittel zum Einsatz [30, S. 101].

Anhand des in Abbildung 3.8 dargestellten Schemas soll die Funktionsweise einer Absorptionskältemaschine erklärt werden.

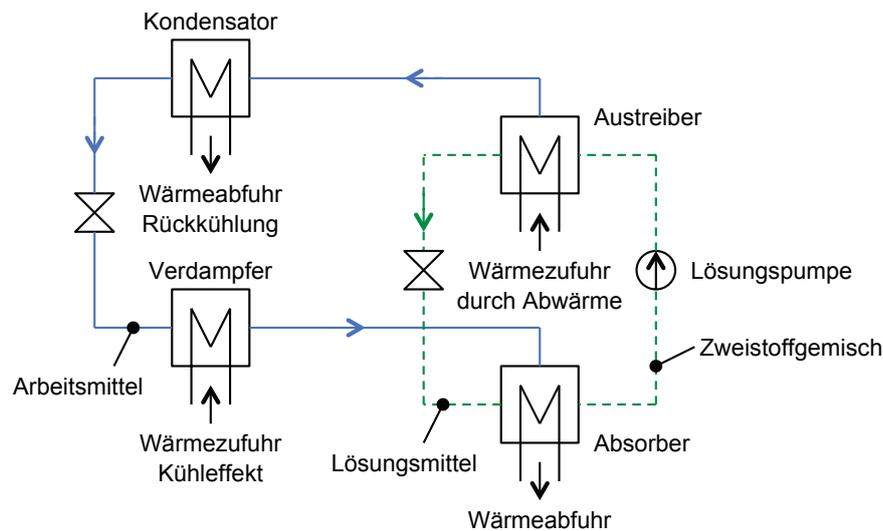


Abbildung 3.8: Schema einer Absorptionskälteanlage nach [30, S. 102]

Der gewünschte Effekt der Kälteerzeugung wird im Verdampfer erzielt, da der zu kühlenden Räumlichkeit aufgrund der Verdampfung des Kältemittels (= Arbeitsmittel) Wärme entzogen wird [34, S. 25].

Das dampfförmig vorliegende Kältemittel tritt in den Absorber ein, wo es in einem Lösungsmittel absorbiert wird. Bei diesem Vorgang werden Wärmemengen frei, die im Vergleich zu den restlichen Wärmemengen im Prozess relativ klein sind.

Danach wird das Zweistoffgemisch mit Hilfe einer Lösungspumpe auf ein höheres Druckniveau gebracht und gelangt in den sogenannten Austreiber.

Im Austreiber trennt sich das Lösungsmittel unter Zufuhr von Wärme wieder vom Kältemittel. Die von außen aufzuwendende Wärme kann grundsätzlich durch unterschiedliche Wärmequellen wie fossile Brennstoffe, Solarenergie oder eben durch die Abwärme von Industrieöfen erfolgen. Das Lösungsmittel wird über ein Expansionsventil wieder auf das niedrigere Druckniveau gebracht und steht im Absorber erneut zur Aufnahme von Kältemittel bereit [30, S. 102].

Das Arbeitsmittel gelangt unter hohem Druck und Temperatur in den Kondensator, wo es

sich unter Abgabe von Wärme wieder verflüssigt. Diese freiwerdende Energie wird über eine Rückkühlanlage abgeführt [34, S. 25].

Durch den Einsatz eines weiteren Expansionsventils kann auch das Kältemittel wieder dem Verdampfer zugeführt werden und der Kreislauf kann von vorne beginnen [30, S. 102].

Neben der Klimakälteerzeugung können Absorptionskälteanlagen auch zur Bereitstellung von Prozesskälte verwendet werden. Sind die geforderten Temperaturen allerdings unter dem Gefrierpunkt, wird in der Regel ein anderes Zweistoffgemisch, in den meisten Fällen Ammoniak ( $NH_3$ ) und Wasser, gewählt.

Wie bereits erwähnt benötigt die Absorptionskältemaschine im Vergleich zur Kompressionskältemaschinen fast keine elektrische Energie und enthält keine klimaschädigenden Kältemittel. Sie ist im Allgemeinen nahezu wartungsfrei und besitzt eine längere Lebensdauer, die laut Angaben etwa 20 Jahre beträgt.

Wesentlicher Nachteil ist der weitaus größere Platzbedarf, der vergleichsweise große Räumlichkeiten in Anspruch nimmt und bei der Ersetzung von bestehenden Kompressionskälteanlagen zu Schwierigkeiten führen kann [35].

Abbildung 3.9 zeigt eine Absorptionskälteanlage der Technischen Universität Dresden für Leistungen im dreistelligen Kilowatt-Bereich.



Abbildung 3.9: Absorptionskälteanlage für den kleineren Leistungsbereich [36]

### 3.2.4 Energienutzung extern

Für die Energienutzung außerhalb des Werksbereichs sind vor allem die Auskopplung von Dampf und Heißwasser zu nennen. Grundsätzlich müssen zwei wichtige Faktoren vor einer Energiebereitstellung an die Verbraucher geprüft werden. Zum einen die Gleichmäßigkeit von Angebot und Nachfrage und zum anderen die Sicherstellung der Versorgung. Letzterer Punkt führt meist zu zusätzlichen Investitionen, welche die Energieauskopplung unattraktiv machen können [12, S. 366].

### 3.2.4.1 Prozessdampf

Als Prozessdampf wird grundsätzlich Hochtemperaturwärme in Form von Wasserdampf verstanden, welcher für unterschiedliche industrielle Prozesse verwendet wird [37]:

- Nahrungsmittelindustrie
- Papier- und Zellstoffherstellung
- landwirtschaftliche Nutzung
- Textilverarbeitende Industrie
- chemische Industrie
- Kunststoffindustrie
- Druckereien
- Wäschereien

Der Transport von Dampf wird mit Hilfe eines wärmeisolierten Rohrsystems ermöglicht, welches die Wärmeverluste gering halten soll. Generell sollten bei der Übertragung von thermischer Energie die Distanzen zwischen Erzeuger und Verbraucher möglichst kurz gehalten werden. Der Dampf kann entweder Wärme über einen Wärmeübertrager an ein zweites Medium übergeben oder direkt für den jeweiligen Prozess eingesetzt werden. Im ersten Fall entsteht bei einer Verflüssigung des Dampfes zwangsläufig ein Kondensat, welches in der Regel wieder dem Erzeuger zugeführt wird, um den Kreislauf zu schließen. Dies ist leicht zu erkennen, da zwei unterschiedlich große Rohrdurchmesser von Vorlauf (Wasserdampf) und Rücklauf (Kondensat) vorliegen.

Der Dampfpreis kann sich je nach Zustand, vorwiegend abhängig von Druck und Temperatur, unterschiedlich gestalten, wobei der Ertrag aus einem Dampfverkauf stets höher sein sollte als der Erlös der gleichen Menge Dampf durch die Stromerzeugung im hütteneigenen Kraftwerk.

### 3.2.4.2 Fernwärme

Wie bereits unter Abschnitt 3.2.3.3 erwähnt kann thermische Energie in Form von Heißwasser für Heizzwecke und Warmwassererzeugung verwendet werden. Dies ist nicht nur auf den Werksbereich beschränkt, sondern auch für eine kommunale Nutzung grundsätzlich möglich. In der Literatur ist dies unter dem Namen Fernwärme bekannt.

Mit einem wärmeisolierten Rohrleitungssystem wird Wärme zwischen dem Erzeuger und den Verbrauchern transportiert und mit sogenannten Übergabestationen den einzelnen Kunden bereitgestellt. Das abgekühlte Wasser wird wieder in das System zurückgegeben und gelangt erneut zum Erzeuger, womit der Kreislauf geschlossen ist [38].

In der Regel liegen die Vorlauftemperaturen des aufbereiteten Wassers zwischen 80 und 130°C und der Betriebsdruck bei etwa 16 bis 25bar. Die Verrohrung ist meist unterirdisch geführt, wobei in selteneren Fällen auch Freileitungen zum Einsatz kommen [32, S. 22].

Als Übergabestation werden im technischen Sinn indirekte Wärmeübertrager in Platten- oder Rohrbündelbauart verstanden. Diese übertragen die Wärme des primärseitigen Heizmediums (meist Heißwasser) auf das sekundärseitige Heizmedium (in der Regel Trinkwasser) der kundeneigenen Heizungsanlage. Die Größe des Wärmeübertragers muss auf die Höhe des Verbrauchs ausgelegt werden. Demnach haben Großkunden wie Schulen, Spitäler usw. größere Übergabestationen und somit einen größeren Platzbedarf als kleine Wohnsiedlungen oder kleinere Einzelkunden. Die Messung des Wärmeverbrauchs erfolgt mittels eines Wärmezählers, welcher meist für die Abrechnung herangezogen wird [39].

### 3.2.4.3 Fernkälte

Die Kälteerzeugung mit dem gezielten Einsatz zur Klimatisierung von Gebäuden oder Prozessen, kann ebenso wie die Fernwärme, auch für Verbraucher außerhalb des Betriebs bereitgestellt werden. Wie bei der Fernwärmeauskopplung müssen auch hier ein Rohrleitungssystem und geeignete Umformstationen errichtet werden, die in diesem Fall die „Kälte“ an den Kunden übergeben.

Als Medium wird wiederum aufbereitetes Wasser eingesetzt, welches mit einer Vorlauftemperatur von etwa 6°C zum Kunden gelangt und mit rund 16°C wieder ins Fernkältenetz zurückgegeben wird [40].

Bis dato gibt es noch wenige Fernkältenetze, welche meist von Energieversorgungsunternehmen (EVU) betrieben werden, wie dies zum Beispiel in Wien der Fall ist.

## 4 Anlagenaufbau des HBO

Nachdem im Kapitel 3 bereits die Möglichkeiten einer energieeffizienten Betriebsweise von Wärmanlagen angeführt wurden, soll im Anschluss näher auf die Konstruktion des HBO eingegangen werden. Abbildung 4.1 zeigt den schematischen Aufbau des Ofens und seinen Komponenten.

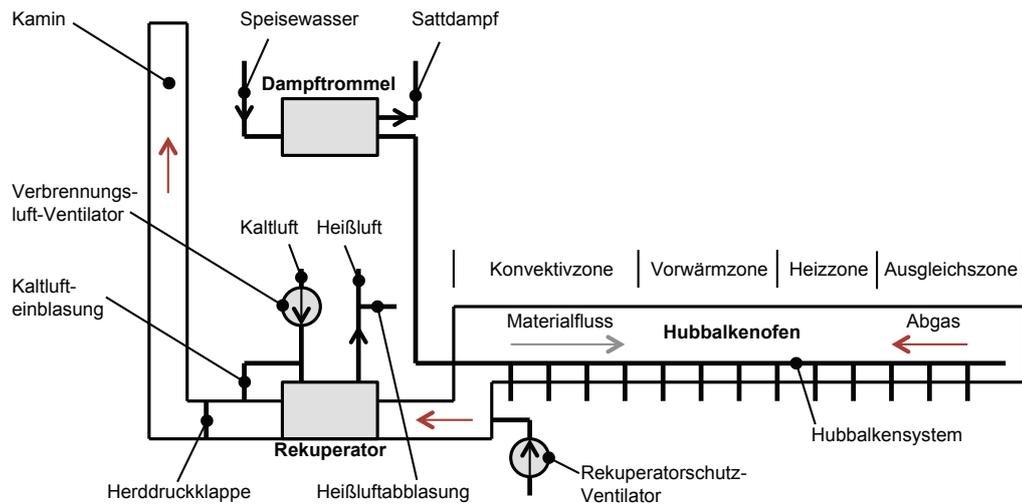


Abbildung 4.1: HBO - Anlagenschema nach [3]

### 4.1 Ofenraum

Im Ofenraum kann die Einteilung der einzelnen Zonen lediglich durch eine Betrachtung der Brennergröße erfolgen, da die Abmessungen eines Brenners von dessen installierter Feuerungsleistung abhängig sind. Wie bereits in Kapitel 2.2.1 erläutert, verfügt jeder Ofenbereich über eine unterschiedliche Leistung, um gewünschte Aufheizkurven des Walzgutes (Brammen) zu ermöglichen. Die Konvektivzone unterscheidet sich klar zu allen anderen Ofenzonen, zumal sie keine Brenner besitzt. Durch ihre relativ lange konstruktive Gestaltung bietet dieser Abschnitt den Vorteil, das Wärmegut durch die im Gegenstrom abziehenden Rauchgase vorwärmen zu können und somit die Abgasverluste zu senken. Die Länge entspricht in etwa einem Drittel des gesamten Ofenraums.

Die feststehenden und beweglichen Balken sind entlang der Materialflussrichtung regelmäßig angeordnet, um eine optimale Gewichtsverteilung des Walzgutes auf den Trägern zu erreichen. Eine geringere mechanische Beanspruchung des Transportsystems durch eine höhere Anzahl an Balken und Stehrohren ist grundsätzlich erwünscht, jedoch sollte die Auflagefläche der Brammen möglichst klein gehalten werden. Grund dafür ist die Tatsache, dass die Berührungsstellen Wärmebrücken darstellen und somit die Gewährleistung einer homogenen Wärmeverteilung in den Walzgütern erschweren.

Auch der Aufbau und die Wandstärke der mit Feuerfestmaterial ummantelten Balken spielt eine wesentliche Rolle bei der Auslegung der Trägereinheiten. Die Wärmeabfuhr durch die Verdampfungskühlung sollte so gering wie möglich sein, wodurch eine Verbesserung hinsichtlich der Wärmeübertragung auf die Brammen bewerkstelligt wird. Zur Aufrechterhaltung der Kühlung werden die Balken und Stehrohre mit Speisewasser versorgt (siehe Abschnitt 2.2.3).

Die Zulieferung von Speisewasser und die Abnahme des erzeugten Sattdampfs übernimmt eine Zentrale, welche die Verteilfunktion der Medien im Hüttenwerksnetz übernimmt.

Aus Abbildung 4.2 können die mit feuerfesten Werkstoffen verkleideten Balken des HBO entnommen werden.



Abbildung 4.2: Balken des HBO mit Feuerfestmaterial-Ummantelung [3]

## 4.2 Zentralrekuperator und Schutzmechanismen

Nach dem Ofenraum gelangt das Rauchgas durch den Abgaskanal zu einem Zentralrekuperator, der die Verbrennungsluft im Kreuz-Gegenstrom-Prinzip aufheizt und somit dem Abgas weiter Wärme entzieht. Dieser Wärmeübertrager besteht aus fünf Rohrbündelpaketen, welche auch als Register bezeichnet werden. Aufgrund dieser modularen Bauweise ist die Möglichkeit gegeben, beschädigte Segmente des Rekuperators zu ersetzen, um nicht den gesamten Wärmeübertrager austauschen zu müssen. Je nach Firmenpolitik, im Besonderen dessen Risikomanagement, werden einzelne Rohrbündelmodule gelagert, um schadhafte durch neue ersetzen zu können, ohne auf lange Lieferzeiten der Hersteller angewiesen zu sein.

Anmerkung: Bei etwaigen Ablagerungen an den Rohrbündeln sind entsprechende Reinigungsmaßnahmen mit Hilfe von Dampf, Pressluft oder mechanisch durch Bürsten, durchzuführen. Die Entfernung mittels chemischen oder groben mechanischen Verfahren (wie zum Beispiel Sandstrahlen) ist nicht zulässig, da eine Beschädigung der Rohrwerkstoffe die Folge sein kann.

Durch die heißen Abgase des Ofens unterliegen die ersten Rohrreihen zum Teil starken thermischen Ausdehnungen, die der Rekuperator kompensieren muss. Ein Schaden infolge eines Einknickens von Rohren soll mit Hilfe einer entsprechenden lyraförmigen Biegung verhindert werden. Die weiteren Reihen sind je nach erwartender Rauchgastemperatur meist geradlinig ausgeführt. Dies soll die folgende Abbildung 4.3 verdeutlichen.

Die Abdichtung des Rauchgaskanals zur Umgebung im Bereich des Zentralrekuperators wird mit Hilfe einer geeigneten Isolierwolle, eines Dichtungsbandes und keramischen Fasermatten bewerkstelligt. Dadurch kann ein unerwünschtes Ausströmen von Abgasen und der damit verbundene Wärmeverlust vermieden werden.

Nachdem die Verbrennungsluft den Wärmeübertrager durchströmt hat und diese aufgewärmt wurde, gelangt sie in eine Hauptleitung, welche auch als Kollektorleitung bezeichnet wird. Ausgehend von dieser zentral gelegenen Rohrleitung werden die Brenner mit vorgewärmter

Luft versorgt. Um die Wärmeverluste auf ein Minimum zu reduzieren, ist eine Isolierung aller Rohre vorgesehen.



Abbildung 4.3: Register eines Rekuperators mit lyraförmig gebogenen Rohren an der Abgas-eintrittsseite [20]

Nachfolgende Darstellung 4.4 zeigt den HBO während der Bauphase und im Besonderen die Verbrennungsluft-Kollektorleitung mit den Stichleitungen zu den Feuerungsstellen.

Um Beschädigungen durch thermische Beanspruchung am Wärmeübertrager zu vermeiden, verfügt die Anlage über zwei voneinander unabhängige Systeme:

- Einblasen von Umgebungsluft zwischen Ofen und Rekuperator mit Hilfe eines Rekuperatorschutz-Ventilators
- Heißluftabbläsung nach dem Rekuperator

Wie bereits in Abschnitt 3.2.2.2 erläutert, haben sich die beiden oben aufgezählten Sicherheitsrichtungen für Zentralrekuperatoren in der Praxis etabliert.

Ergänzend sei an dieser Stelle angeführt, dass die eingebrachte Umgebungsluftmenge des Rekuperatorschutz-Ventilators abhängig von der vorherrschenden Temperatur im Abgaskanal (einige Meter vor dem Wärmeübertrager) ist. Die maximale Durchflussrate beläuft sich auf  $35000 \text{ m}^3/\text{h}$  (i.N.), welche allerdings in den seltensten Fällen benötigt wird, da bereits bei einer geringen Überschreitung der zulässigen Höchsttemperatur der Ventilator mit Hilfe eines elektrischen Antriebs in Betrieb genommen wird. Zur Regulierung der in den Abgaskanal eingebrachten Luftmengen findet eine Drosselklappe ihre Verwendung, welche in Abhängigkeit zu ihrem Öffnungswinkel einen gewissen Durchfluss ermöglicht.



Abbildung 4.4: HBO-Verbrennungsluftleitungen während der Bauphase [41]

### 4.3 Herddruckklappe und Kaltlufteinblasungssystem

Zur Regelung des Ofendrucks ist zwischen dem Rekuperator und dem Kamin eine mit schnellarbeitenden elektropneumatischen Aktuatoren ausgerüstete Herddruckklappe installiert. Diese Klappe ist mit einem Kaltlufteinblasungssystem verbunden, welches sich direkt vor der Armatur befindet und eine zusätzliche Möglichkeit zur Regelung des Ofendrucks im Kleinlastbereich bietet. Die Einbringung von Luft wird durch den Verbrennungsluftventilator und einer geeigneten Verzweigung in der Verbrennungsluftleitung bewerkstelligt.

Nachdem das Rauchgas die Herddruckklappe passiert hat, zieht es über den Kamin ab und gelangt in die Umgebung. Aufgrund einer Schornsteinhöhe von etwa 100 m kann auf ein Treibluftgebläse verzichtet werden, da eine genügend große Druckdifferenz (natürlicher Kaminzug) entsteht, um das Abgas abzutransportieren.

Anmerkung: Im Kamin befindet sich zudem die behördlich vorgeschriebene Emissionsmessung, welche die Stickstoffoxide ( $NO_x$ ) aufzeichnet und in einer Datenbank ablegt.

# 5 Berechnungen und Untersuchungen

Um das Aufzeigen von etwaigen Energieeinsparpotenzialen zu ermöglichen, muss in einem ersten Schritt die Anlage hinsichtlich ihres Energieverbrauchs und -umsatzes untersucht werden. Wie in Abschnitt 3.1 vorgestellt, bietet sich die Durchführung einer Energiebilanz an. Eine Bilanz kann grundsätzlich nur über einen klar festgelegten Bilanzraum aufgestellt werden, wodurch die Berechnung nicht nur auf Gesamtanlagen beschränkt ist, sondern auch über einzelne Komponenten wie Ofenraum, Dampftrommel, Rekuperator und Teilabschnitten von Abgaskanälen erfolgen kann.

Nach der Erstellung von Energiebilanzen können noch weitere Berechnungen erfolgen, welche eine Überprüfung der Ergebnisse erlauben und neue Erkenntnisse erbringen können.

## 5.1 Energiebilanzierung

Zuallererst müssen zahlreiche Parameter, die für die Berechnung benötigt werden, aus Messungen, Datenblättern und Literatur beschaffen werden. Ein Großteil dieser Größen können mittels geeigneten Messungen bestimmt werden, worunter etwa Brennstoffmengen, Abgastemperaturen, Sauerstoffkonzentrationen im Abgas, Kühlmedienmengen und einige mehr fallen. Um die stetige Überwachung des HBO zu ermöglichen, sind einige Messungen seit der Inbetriebnahme installiert. Die Messwerte werden kontinuierlich aufgezeichnet und in einer Datenbank abgelegt, in der sie über einen Zeitraum von zwei Jahren zur Verfügung stehen.

Die wichtigsten Messpunkte, welche für die Bestimmung einzelner Energieströme notwendig sind, können aus Abbildung 5.1 entnommen werden.

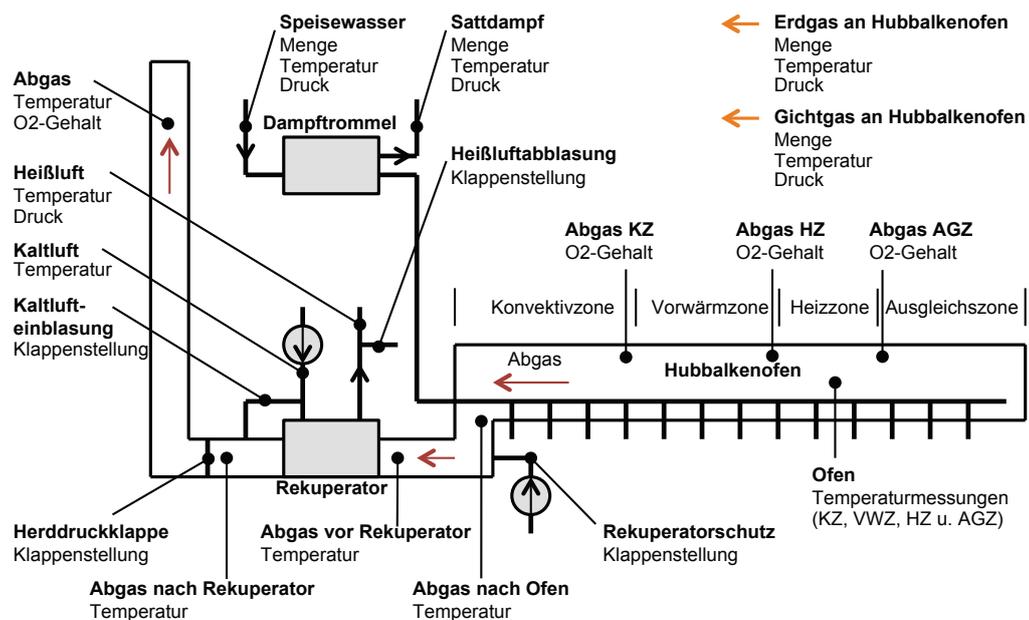


Abbildung 5.1: HBO - Messpunkte nach [3]

### 5.1.1 Bilanzraum Ofen

Als erster Bilanzraum wird der Ofenraum an sich gewählt, da dieser die Kernkomponente der Gesamtanlage darstellt und den eigentlichen Zweck der Gutaufwärmung erfüllt. Die einzelnen Energieströme werden mit Hilfe der in Abschnitt 3.1.1 angeführten Berechnungsformeln ermittelt.

Die zufließenden Ströme werden der Reihe nach berechnet, wobei sich im konkreten Fall des HBO der Brennstoff-Strom in zwei Teile unterteilt, da dieser mit Erd- und gegebenenfalls auch Gichtgas betrieben wird. Demnach müssen auch zwei Enthalpiebeiträge für die brennbaren Gase vorgesehen werden.

Bei der zugeführten Verbrennungsluft muss auf die Vorwärmung mittels des Rekuperators geachtet werden, wodurch sich die Anlieferungs- dann von der Umgebungstemperatur unterscheidet. Dies bewirkt, dass der Energiestrom deutlich größer wird im Vergleich zur Befeuerung mit Kaltluft, was sich bezüglich der Energieeffizienz positiv auswirkt.

Hinsichtlich des Wärmeguts muss ebenfalls die Temperatur beim Einsatz in den Ofen berücksichtigt werden. Einige Brammen werden aus Warmhalteboxen dem Prozess zugeführt und besitzen eine höhere Temperatur und in weiterer Folge auch einen höheren Energieinhalt als Güter mit niedrigerer Einsatztemperatur.

Die abführenden Energieströme werden in diesem Bilanzraum durch das Wärmgut, Kühlsystem und Abgas berücksichtigt. Die Abgaszusammensetzung und somit auch die -mengen sind je nach Erd-/Gichtgas-Verhältnis unterschiedlich. Diesem muss im Abgas-Energiestrom unbedingt Beachtung geschenkt werden, um hinreichend genaue Ergebnisse aus der Bilanz erzielen zu können.

Aus gegebenen Messbedingungen kann der abgeführte Energiestrom durch die Kühlung der Balken nicht direkt ermittelt werden, wonach ein weiterer Bilanzraum (siehe 5.1.2) geschaffen werden muss.

In Abbildung 5.2 sind die einzelnen Ströme des Bilanzraumes dargestellt.



Abbildung 5.2: Bilanzraum Ofen

Da für die unterschiedlichen Verluste vorerst keine eigenen Energieströme im Bilanzraum definiert werden, ergibt sich zwangsläufig eine Differenz zwischen der Summe der zugeführten und abgeführten Ströme. Die einzelnen Verlustarten können mit Hilfe anderer Berechnungsmethoden nach der Erstellung der Energiebilanz genauer abgeschätzt und somit die Berechnungsdifferenz überprüft werden.

### 5.1.2 Bilanzraum Dampftrommel

Wie bereits im Abschnitt 5.1.1 erläutert, kann der mit dem Kühlsystem abgeführte Energiestrom über die Einführung eines weiteren Bilanzraumes berechnet werden. Hierzu sind wiederum Parameter wie Temperaturen, Drücke und Durchflüsse von Speisewasser und Wasserdampf notwendig, die aufgrund von dauerhaft installierten Messungen vorhanden sind.



Abbildung 5.3: Bilanzraum Dampftrommel

Des Weiteren sei an dieser Stelle angemerkt, dass bei Kenntnis des Massenverhältnisses von Speisewasser  $m'$  und Wasserdampf  $m''$  auch direkt eine Aussage über den Dampfgehalt  $x$  getroffen werden kann [42, S. 70]:

$$x = \frac{m''}{m' + m''}$$

### 5.1.3 Bilanzraum Abgaskanal vor Rekuperator

Die Erstellung einer Bilanz im Abschnitt des Abgaskanals zwischen HBO und Rekuperator ist für die Ermittlung der eingebrachten Luftmengen des Rekuperatorschutz-Ventilators zweckmäßig. Durch diese Einrichtung wird, wie zuvor erläutert, der Rekuperator durch Einbringen von Umgebungsluft vor einer Überhitzung geschützt, da die heißen Rauchgase auf diese Weise verdünnt und somit abgekühlt werden. In Abbildung 5.4 sind die relevanten Energieströme dargestellt.



Abbildung 5.4: Bilanzraum Abgaskanal vor Rekuperator

Zur Berechnung der eingeblasenen Luftmengen sind zwei Temperaturmesspunkte an verschiedenen Stellen im Abgaskanal notwendig. Die erste Messstelle befindet sich direkt nach dem Ofenraum in einem der fünf Abgasabzugskanäle des Ofens, welche das Abgas in fünf Teilströme aufteilen. An dieser Stelle sei angemerkt, dass zwei Teilströme vom Oberofen abgezogen werden und die restlichen drei den Abtransport des Rauchgases aus dem Unterofen ermöglichen. Durch die unterschiedlichen Geometrien dieser Abzugskanäle kann angenommen werden, dass sich die Abgasmengen ebenfalls unterscheiden. Die Abgastemperatur wird mit Hilfe eines Thermoelements im mittleren Kanal gemessen, welche wiederum von der anderer Teilströme abweichen kann. Weitere Temperaturmessungen in den anderen Abzugskanälen wurde bis dato nicht durchgeführt.

Das Konzept der Kaltlufteinbringung sieht vor, dass die Umgebungsluft in jedem Kanal gleichzeitig eingebracht wird, wodurch es nicht möglich ist, die fünf Abgasteilströme separat voneinander zu verdünnen. Nach dieser Möglichkeit der Lufteinbringung vereinen sich die Abzugskanäle zu einem einzigen Kanal bis zum Rekuperator. Direkt vor dem Wärmeübertrager befindet sich der zweite benötigte Temperaturmesspunkt, der in der Mitte des Abgaskanals angebracht ist. Diese Messung, welche wiederum durch ein Thermoelement ermöglicht wird,

ist für den Betrieb des HBO ausschlaggebend, da sie für die Funktion des Rekuperatorschutz-Ventilators und für die Regelung der dazugehörigen Rekuperatorschutz-Klappe (Regelung des Klappenöffnungswinkels) in der Leitung herangezogen wird. Da diese Temperaturmessstelle für den Betrieb und für die Sicherheit des Ofens von großer Bedeutung ist, wird die Messung redundant durchgeführt. Weiters sei hier angemerkt, dass sich die fünf Teilströme aufgrund der Strömungsgeschwindigkeiten und der Konstruktion des Abgaskanals bis zu diesem Messpunkt vermutlich nur wenig vermischen, weshalb die Abgastemperatur über die Breite des Rauchgaskanals nicht einheitlich ist.

Die Tatsache, dass die Temperatur vor dem Wärmeübertrager niedriger sein kann als direkt nach dem Ofenraum, obwohl der Rekuperatorschutz-Ventilator nicht in Betrieb ist, rührt aus der Abkühlung der Rauchgase über den langen Weg im Abgaskanal durch die umgebenden Wände. Da die Wandwärmeverluste des Kanals in diesem Bilanzraum nicht berücksichtigt werden, führt die Temperaturdifferenz in der Energiebilanz allerdings zu einem kleinen Anteil an eingebrachter Umgebungsluft, was im Weiteren einen Betrieb des Rekuperatorschutz-Ventilators bedeuten würde. Diese Gegebenheit muss stets beachtet werden und verlangt eine andere Berechnungsmethode zur Bestimmung der eingeblasenen Luftfrachten (siehe Abschnitt 5.2).

Trotzdem ist für eine energetische Betrachtung und für ein besseres Verstehen der Vorgänge des Industrieofens die Erstellung dieses Bilanzraumes durchaus sinnvoll.

#### 5.1.4 Bilanzraum Rekuperator

Um den Grad der Verbrennungsluftvorwärmung durch den Rekuperator und die Heißluftabblasungsverluste abschätzen zu können, wird der Rekuperator zur Bilanzierung herangezogen. Wiederum sind Temperaturmessungen im Abgaskanal und in den Verbrennungsluftleitungen notwendig. Der Wärmeentzug aus dem Abgas lässt sich mit Hilfe der Rauchgastemperaturmessung vor dem Rekuperator und einem weiteren Messpunkt auf der abgewandten Seite des Wärmeübertragers ermitteln. Ebenso werden die Temperaturen der Verbrennungsluft in der Zu- und Ableitung des Zentralrekuperators aufgezeichnet.

Ist die Heißluftabblasung in Betrieb, so wird eine, zum Öffnungswinkel der Heißluftabblasungsklappe abhängige, Menge an aufgewärmter Luft durch eine separate Leitung über das Dach an die Umgebung abgegeben. Die Temperatur dieser Heißluft entspricht der Verbrennungslufttemperatur nach dem Rekuperator, weshalb sich mittels der Berechnungsdifferenz aus der Summe der zu- und abgeführten Energieströme die Abblasemenge berechnen lässt. Diese Differenz beinhaltet auch die Verluste des Wärmeübertragers, weshalb eine hinreichend genaue Aussage über die Menge der abgeblasenen Heißluft nicht gemacht werden kann. Wie bei der Lufteinbringung des Rekuperatorschutz-Ventilators muss auch hier eine andere Berechnungsmethode gewählt werden (siehe dazu wiederum Abschnitt 5.2).

Aus Abbildung 5.5 können die einzelnen, für den Bilanzraum relevanten, Energieströme entnommen werden.



Abbildung 5.5: Bilanzraum Rekuperator

Des Weiteren sei hier angeführt, dass die Heißluftabblasung lediglich bei einer Überschreitung der zulässigen Verbrennungslufttemperaturen nach dem Rekuperator in Betrieb genommen

wird. Neben einer weiteren Temperaturmessung in der Verbrennungsluft-Hauptleitung werden auch die Rohrtemperaturen des Wärmeübertragers aufgezeichnet, um bei Messungenauigkeiten oder einem Ausfall der Verbrennungslufttemperaturmessung diese zur Überwachung und zum Schutz des Rekuperators heranziehen zu können.

### 5.1.5 Bilanzraum Kamin

In einem letzten Bilanzraum soll die durch das Kaltlufteinblasungssystem (siehe Abbildung 4.1) eingebrachte Luftmenge, welche zur Ofendruckregelung im Kleinlastbereich benötigt wird, zwischen Rekuperator und Kamin ermittelt werden.

Abbildung 5.6 veranschaulicht die zu berücksichtigenden Energieströme für den Bilanzraum Kamin.



Abbildung 5.6: Bilanzraum Kamin

Wiederum sind Temperaturmessungen im Abgaskanal nach dem Rekuperator, Kamin und in der Leitung der Kaltlufteinblasung notwendig. Die bereits erwähnte „Problematik“ der Energiebilanz (das Entstehen einer Temperaturdifferenz zweier Messpunkte im Abgaskanal aufgrund des Wärmeaustausches mit den umgebenden Wänden) führt in gewissem Maße auch in diesem Bilanzraum zu einer Verfälschung der ermittelten Kaltluftmenge, was stets zu berücksichtigen ist. Für eine exaktere Ermittlung wird wiederum auf die Berechnungsmethode aus Abschnitt 5.2 verwiesen.

Für die eingebrachte Kaltluft liegt keine eigene Temperaturmessung in der Zuleitung vor, jedoch kann für die Berechnung die gleiche Temperatur wie die der Verbrennungsluft vor der Aufwärmung durch den Zentralrekuperator herangezogen werden.

### 5.1.6 Ergebnisse aus der Energiebilanzierung

Die oben erwähnten Bilanzräume können mit Hilfe der in den Datenbanken minutenweise hinterlegten Messdaten ausgewertet werden, wodurch jeder gewünschte Zeitraum berechnet werden kann. In einem ersten Schritt können die einzelnen Energieströme in einem Energieflussbild veranschaulicht werden, welches in Abbildung 5.7 dargestellt ist. Unter Rücksichtnahme von unternehmensinternen Daten sind alle Werte in Prozent angegeben und gelten für eine ausgewählte Zeitspanne.

Wie bereits in Kapitel 3.1 angeführt, ist die Erstellung von Kennzahlen für den Vergleich mit anderen Wärmeanlagen durchaus sinnvoll. Einige Vergleichskenngrößen können mit jeder Art von Wärmeanlage verglichen werden, andere eignen sich oft nur für einen Vergleich von gleichartigen Thermoprozessanlagen. Dies sollte bei einer Betrachtung mittels Kennzahlen stets beachtet werden. In der folgenden Tabelle 5.1 sind einige Kennzahlen für einen bestimmten Zeitraum und Produkttyp angeführt.

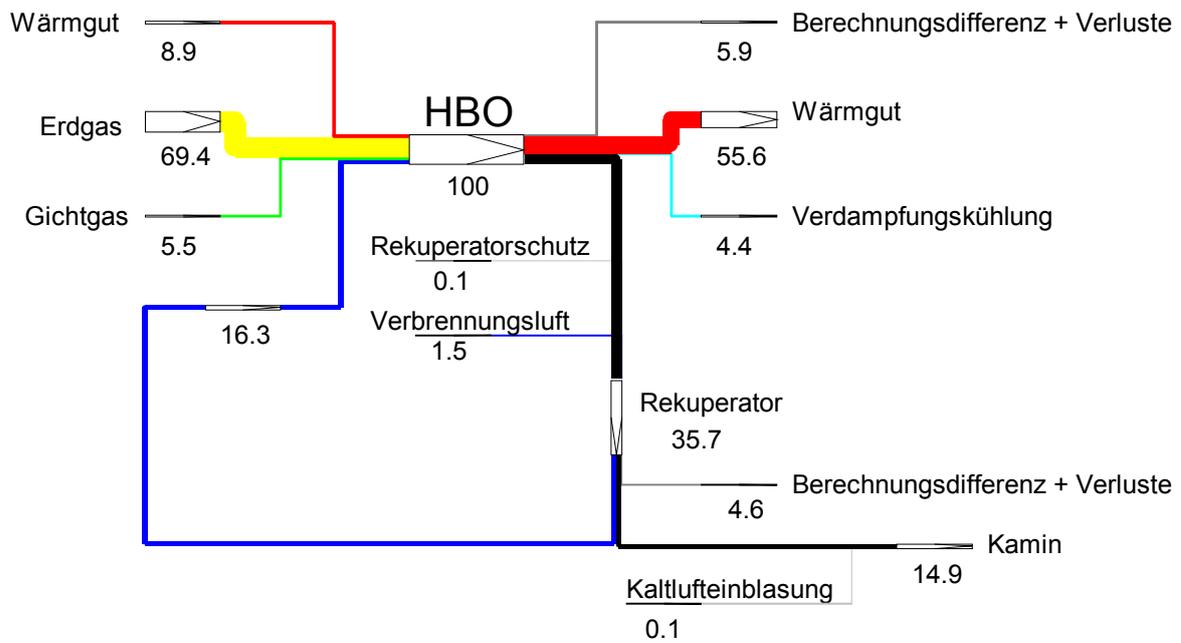


Abbildung 5.7: Energieflussbild des HBO (alle Werte in Prozent angegeben)

Kennzahl	Wert	Einheit
$\eta_f$	0,83	-
$\eta_o$	0,77	-
$\eta_R$	0,65	-
SEC	309,6	kWh/t
BG	79,3	%

Tabelle 5.1: Kennzahlen aus der Energiebilanz

Mit Hilfe des gezeigten Energieflussbildes und den angeführten Kennzahlen, die mittels den Ergebnissen aus der Energiebilanzierung erstellt werden können, kann somit relativ schnell ein Überblick über die dem Ofen zugeführten Energien und deren Umsatz geschaffen werden. Wie bereits erwähnt können durch die hinterlegten Messdaten verschiedene Zeiträume und somit auch unterschiedliche Produkte minutenweise ausgewertet werden.

Die Durchführung einer tagweisen Auswertung, die im Weiteren mit dem Namen Serienauswertung bezeichnet wird, bietet sich vor allem an, um Messungen, Bilanzergebnisse und Kennzahlen mit Hilfe von Diagrammen über einen längeren Zeitraum zu veranschaulichen. Da am HBO zweimal jährlich ein geplanter mehrtägiger Anlagenstillstand zur Wartung und Reparatur durchgeführt wird, die Wärmegutdurchsätze beziehungsweise Ofenleistung teilweise stark variieren und Betriebszeiten im „Warmhaltebetrieb“ vorliegen, müssen bei der Erstellung einer Serienauswertung Kriterien festgelegt werden, um besondere Betriebszustände nicht in die Auswertung miteinzubeziehen und somit eine Verfälschung der Ergebnisse zu vermeiden. Dies wird mit Hilfe zweier Kriterien bewerkstelligt:

- wenn die Ofenleistung für einen bestimmten Zeitraum unter 20 MW vorliegt
- wenn die Dampfauskopplung für einen bestimmten Zeitraum unterbrochen ist

Zusammengefasst bedeutet dies, dass beim Zutreffen eines dieser beiden angeführten Kriterien der betrachtete Tag nicht in die Serienauswertung miteinbezogen wird, um die Mittelwertbildung diverser Prozessgrößen nicht zu verfälschen.

Im Folgenden sind einige Diagramme unterschiedlicher Messdaten und Ergebnisse aus der Energiebilanzierung dargestellt.

### 5.1.6.1 Temperaturen im Abgasweg

Eine sehr repräsentative Darstellung bietet die zeitliche Aufzeichnung der Abgastemperaturen an unterschiedlichen Stellen in der Anlage. Abbildung 5.8 soll charakteristische Temperaturverläufe des Abgases an den jeweiligen Messstellen zeigen.

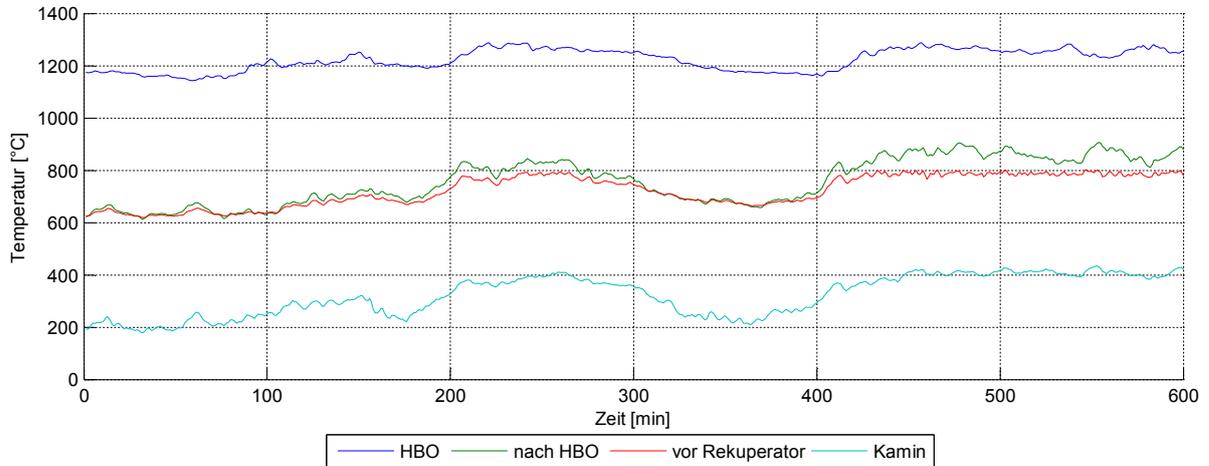


Abbildung 5.8: Temperaturen im Abgasweg

Um das Diagramm näher zu erklären, wird im Weiteren kurz auf die einzelnen dargestellten Temperaturkurven eingegangen.

Die Ofenraumtemperatur (blaue Kurve) richtet sich primär nach der gewünschten Guttemperatur, welche auch als Ziehtemperatur bezeichnet wird. Grundsätzlich wirkt sich eine Änderung des Brennstoff-Verbrennungsluft-Verhältnisses und der Verbrennungslufttemperatur auf die Ofenraumtemperatur aus. Zudem kann die Abgastemperatur je nach Position im Ofenraum aufgrund von einigen Einflussfaktoren stark variieren, welche im Folgenden angeführt sind:

- produktspezifische Aufheizcharakteristik
- Flammenlängenvariation aufgrund Wärmegutposition
- bei Warmeinsatz der Brammen aus den Warmhalteboxen
- Öffnen der Ein- beziehungsweise Austragetür

Ganz allgemein kann die Aussage getroffen werden, dass das Abgas mit fortschreitendem Abgasweg bis zum Ende der Konvektivzone abkühlt und dann den Ofenraum verlässt. In Abbildung 5.8 kann aus Gründen der Übersichtlichkeit nur ein Mittelwert aus einigen ausgewählten Temperaturmessstellen im Ofenraum dargestellt werden.

Eine weitere Kurve (grün) illustriert die Abgastemperatur direkt nach dem Ofenraum in dem zuvor erwähnten mittleren Abgasabzugskanal des Industrieofens.

Bis zur Verbrennungsluftvorwärmung durch den Zentralrekuperator erfährt das Abgas eine weitere Abkühlung aufgrund des Wärmeaustausches mit den Feuerfestmaterialien des Rauchgaskanals und durch den möglichen Betrieb des Rekuperatorschutz-Ventilators. Im Diagramm ist diese Temperatur durch einen roten Graph gekennzeichnet.

Durch die Verringerung des Abgaswärmeinhalts durch den Wärmeübertrager und der zuvor angesprochenen Kaltluftereinblasung zur Ofendruckregelung im Kleinlastbereich wird die Abgastemperatur weiter reduziert, bevor sie im Kamin wieder gemessen wird (türkise Kurve). Die Kamintemperatur eignet sich somit gut für eine Beurteilung der Abgaswärmerückgewinnung, da bei einer niedrigen Temperatur viel Wärme aus dem Abgas zurückgewonnen wird und bei einem hohen Wert der Grad der Wärmerückgewinnung niedriger ist. Hierbei sind allerdings die durch die Kaltluftereinblasung eingebrachten Luftmengen stets zu berücksichtigen, welche die Abgastemperatur zum Teil deutlich abzusenken vermögen.

Die Kamintemperatur sollte grundsätzlich so niedrig wie möglich sein, da aus der Verbrennung noch eine bestimmte Wärmemenge im Abgas enthalten ist, welche bis zu einem gewissen Grad zurückgewonnen werden kann. Allerdings muss berücksichtigt werden, dass der im Abgas gebundene dampfförmige Wasseranteil nicht an den Wänden des Schornsteins kondensiert. Dies könnte beim gleichzeitigen Vorhandensein von Schwefel zur Bildung von Schwefelsäure führen, welche metallische Einbauten korrosiv beschädigen kann [43, S. 16].

An und für sich existieren in den Brennstoffen Erd- und Gichtgas, mit welchen der HBO betrieben wird, keine nennenswerten Anteile an Schwefel(-wasserstoff), allerdings kann es durch Mischstationen im Unternehmen zu einer sogenannten Auffettung des Gichtgases mittels Kokereigas kommen. Dies hat vorwiegend den Zweck, den Heizwert des Gichtgases zu erhöhen. Da im Kokereigas durchaus Schwefel(-wasserstoff) vorhanden sein kann, ist auch im entstandenen Mischgas je nach Mischverhältnis ein gewisser Anteil an Schwefel enthalten, weshalb es die oben erwähnte „Problematik“ zu berücksichtigen gilt.

Anmerkung: Die Schornsteintemperatur kann zugleich auch eine mögliche Verunreinigung der Wärmeübertragerflächen aufzeigen. Hierzu ist ein Vergleich der aktuellen Abgastemperatur mit der Temperatur bei Inbetriebnahme der Wärmeanlage oder seit der letzten Reinigung beziehungsweise Erneuerung des Wärmeübertragers notwendig. Sollte die Kamintemperatur gestiegen sein, könnte dies ein Indikator für mögliche Ablagerungen an den Wärmeübertragerflächen darstellen, da der Wärmeübergang zwischen Abgas und Rekuperatorrohre bei zunehmendem Grad der Verunreinigung schlechter wird [43, S. 16].

### 5.1.6.2 Sauerstoffkonzentrationen im Ofenraum

Zur Überwachung des Betriebs sind im Ofenraum mehrere Sauerstoffkonzentrationsmessungen installiert. Grundsätzlich können durch die Kenntnis des Sauerstoffgehalts im Abgas Schlüsse auf die Verbrennung gezogen werden. Da eine unterstöchiometrische Verbrennung aus umwelttechnischen und wirtschaftlichen Gründen nicht erwünscht ist, sollte stets ein Sauerstoffgehalt oberhalb von null Prozent vorherrschen. Auch bei geringfügig höheren Konzentrationen von rund einem Prozent kann eine unvollständige Verbrennung vorliegen. Gründe dafür könnte ein nicht auszuschließender Falschluftertrag, die zonenspezifische Feuerung der einzelnen Brenner und das Vorliegen ungünstiger Strömungsverhältnisse sein, welche eine Detektion einer unterstöchiometrischen Verbrennung erschweren. Ein zu hoher Sauerstoffgehalt bedeutet allerdings, dass die Ofenatmosphäre durch überschüssige Luft zunehmend abgekühlt wird und dies wiederum einen höheren Brennstoffverbrauch mit sich bringt, um die notwendigen Prozesstemperaturen aufrecht zu erhalten.

Aus Abbildung 5.9 können zonenweise die Sauerstoffkonzentrationen über einen bestimmten Zeitraum entnommen werden.

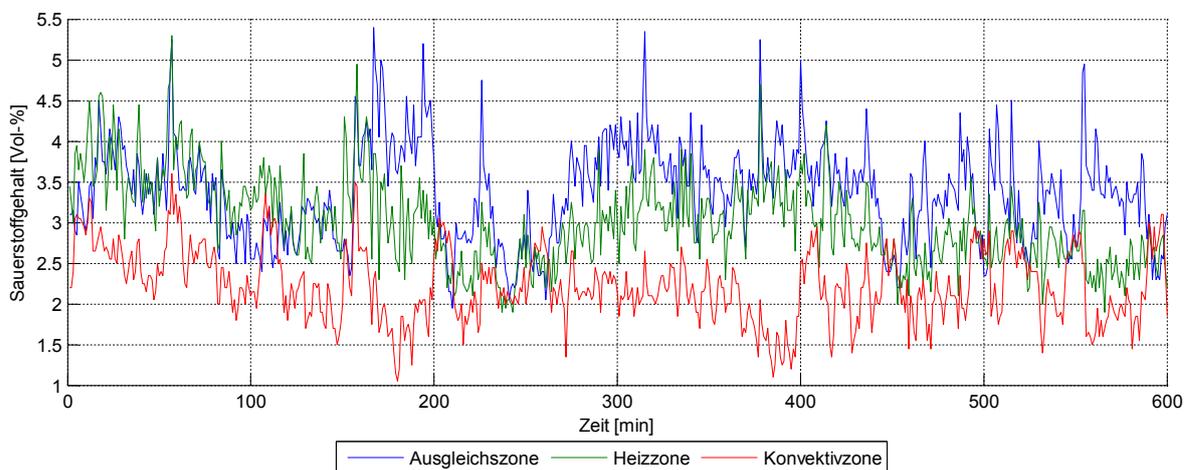


Abbildung 5.9: Sauerstoffgehalt im Ofenraum

Die Kurven zeigen mitunter Spitzen bis über fünf Vol-% Sauerstoffanteil im Abgas und liegen abhängig von der jeweiligen Zone im Durchschnitt zwischen 2,3 - 3,3 Vol-%.

## 5.2 Klappen-Durchflussberechnung

Wie bereits im Abschnitt 5.1.3 erläutert, ist eine Berechnung der in den Bilanzraum eingebrachten, als auch abgeführten Luftmengen mit Hilfe einer Energiebilanzierung mit Ungenauigkeiten behaftet. Vorwiegend bezieht sich diese Thematik auf die dem Abgaskanal zugeführten Luftmengen durch den Rekuperatorschutz und dem Kaltluftenblasungssystem und auf die abgeführten Luftmengen durch die Heißluftabbläsung. Um diese Abweichungen zu vermindern, sind im Folgenden grundsätzlich drei mögliche Berechnungsmethoden angeführt.

Zum einen ist die Durchführung einer Sauerstoffbilanzierung zu nennen, welche allerdings nach mehreren Sauerstoffkonzentrationsmessungen im Ofen und im Abgaskanal verlangt. Da beim HBO lediglich im Ofenraum und Kamin Sauerstoffmessungen installiert sind, kann diese Methode nicht verwendet werden, ohne weitere Investitionen zu tätigen.

Eine zweite Möglichkeit ist die Ermittlung der Wandwärmeverluste für die einzelnen betrachteten Bilanzräume, welche dann in den Energiebilanzen berücksichtigt werden können. Dies bringt allerdings einen großen Aufwand mit sich, da für die einzelnen, betrachteten Teilstücke des Abgaskanals jeweils der Wandaufbau, die Temperaturen und Strömungsgeschwindigkeiten des Abgases bekannt sein müssen, um die Wärmetransportvorgänge abschätzen zu können.

Zuguterletzt bieten sich Durchflussberechnungen für die einzelnen Klappen an, die in den Zu- und Ableitungen von Rekuperatorschutz, dem Kaltluftenblasungssystem und der Heißluftabbläsung angebracht sind. Diese „Klappenauslegung“ ermittelt einen vom Klappenöffnungswinkel abhängigen Volumenstrom, welcher durch die Regelarmatur strömt. Als Grundlage muss dazu eine Messblende in der Leitung vor der Klappe installiert werden. Durch Verändern des Öffnungswinkels stellt sich jeweils ein charakteristischer Volumenstrom ein, der mit Hilfe der Messblende ermittelt werden kann. Als letzter Schritt wird eine mathematische Funktion gebildet, welche den Volumenstrom durch Eingabe eines Klappenwinkels ausgibt. Im Zuge der Betriebsüberwachung des HBO werden auch die Klappenstellungen des Rekuperatorschutzes, der Heißluftabbläsung und der Kaltluftenblasung aufgezeichnet. Somit können diese Messdaten für die Berechnung der Luftmengen verwendet und mit den Ergebnissen aus den Energiebilanzen verglichen werden. An dieser Stelle sei angemerkt, dass die Messblende in der Rohrleitung nur während des Versuchs zur Ermittlung der Funktion benötigt wird, weshalb nach der Versuchsdurchführung diese wieder entfernt werden kann.

Da bereits vor Verfassen dieser Arbeit derartige Versuche durchgeführt worden sind, kann auf diese Ergebnisse (Polynomfunktionen) zurückgegriffen werden. Diese Funktionen werden in die Energiebilanzierung eingefügt, wodurch eine genauere Berechnung ermöglicht wird.

In Abbildung 5.10 sind die aus den Klappenstellungen ermittelten Massenströme dargestellt. Aus dieser kann auch auf die Betriebsreihenfolge der Überhitzungsschutz-Einrichtungen des Rekuperators geschlossen werden, welche von den zuständigen Betriebsingenieuren bestätigt wurde:

1. Betätigung des Rekuperatorschutz-Ventilators bei einer Abgastemperatur von etwa 790°C vor dem Rekuperator
2. Betrieb der Heißluftabbläsung bei Überschreitung der Verbrennungslufttemperatur von 580°C

Während der Betrieb des Rekuperatorschutz-Ventilators keine Seltenheit ist, wird die Heißluftabbläsung kaum aktiv. Dies kann auch aus Abbildung 5.10 entnommen werden, in der ein charakteristischer Zeitraum dargestellt ist. Der Massenstrom an abgeführter Heißluft ist konstant auf null, wengleich die durch den Rekuperatorschutz-Ventilator eingebrachten Luftmengen stets an die jeweilige Abgastemperatur angepasst werden.

Des Weiteren ist ein oftmaliger Einsatz des Kaltlufteinblasungssystems ersichtlich, das neben den Herddruckklappen zur Aufrechterhaltung des Ofendrucks dient.

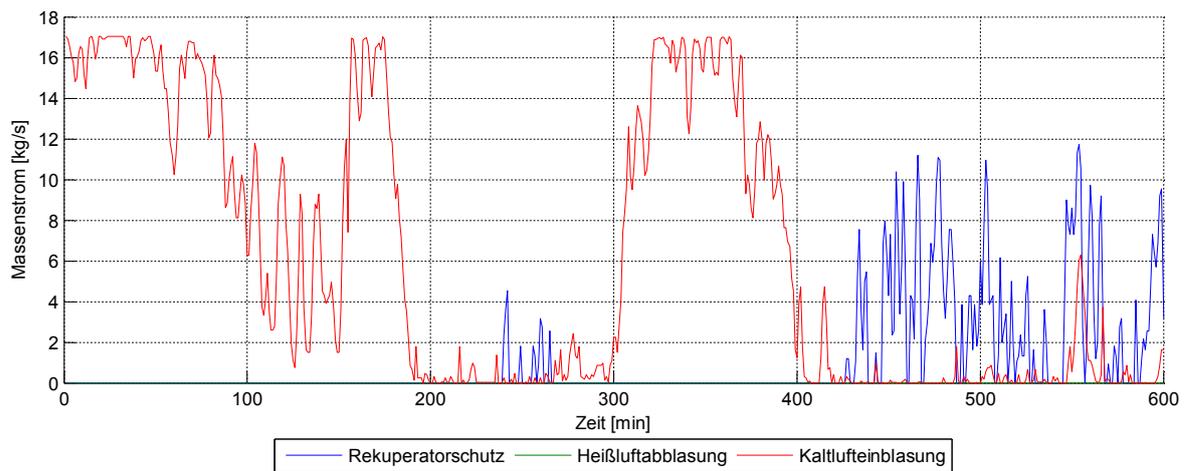


Abbildung 5.10: Zu- und abgeführte Massenströme durch Rekuperatorschutz, Heißluftabblasing und Kaltluft einblasing

### 5.3 Ofenwandwärmeverluste

Wie bereits in Abschnitt 5.1.1 erläutert, ergibt sich aus der Energiebilanz des Ofenraums zwangsläufig eine Differenz aus der Summe der zu- und abgeführten Energieströme. Diese Berechnungsdifferenz beinhaltet unterschiedliche Verlustenergieströme, wobei der Wandwärmestrom einen bedeutenden Anteil darstellt. Bei Kenntnis der Wandverluste können diese von der Berechnungsdifferenz abgezogen werden. Der Rest beinhaltet dann die Summe aus anderen (kleineren) Verlustenergieströmen sowie Ungenauigkeiten aus der Berechnung in Folge der Trägheit des thermischen Systems und Messungenauigkeiten.

Aus diesem Grund werden in einem weiteren Schritt die Wandwärmeverluste infolge des Wärmetransports durch Wärmeleitung und Konvektion abgeschätzt.

Vorweg sei angemerkt, dass einige Parameter zu Berechnung benötigt werden, welche im Folgenden angeführt sind:

- Ofenabmessungen
- Aufbau und Stoffparameter des Feuerfestmaterials für Decke, Boden und Seitenwände des HBO
- Ofenraumtemperaturen
- HBO-Oberflächentemperaturen oder Umgebungstemperatur (Hallentemperatur)

Da der Aufbau und die verwendeten Werkstoffe der feuerfesten Decke, Boden und Seitenwände unterschiedlich sind, wird auch die Berechnung der Wärmeströme jeweils separat durchgeführt und diese in einem letzten Schritt zu einem Gesamtwärmestrom aufsummiert, welcher die Ofenwandwärmeverluste repräsentiert.

Die Stoffparameter, im Besonderen die Wärmeleitfähigkeitskoeffizienten  $\lambda_j$ , und die geometrischen Abmessungen der feuerfesten Materialien können aus zahlreichen Datenblättern sowie Konstruktionszeichnungen entnommen werden, welche durch die zuständige Abteilung des Unternehmens bereitgestellt werden konnten. Eine Abschätzung des Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha$  im Inneren des Ofens zwischen Abgas und Ofenwand und zwischen äußerer Ofenwand und Umgebungsluft gestaltet sich als schwierig, weshalb auf Erfahrungswerte von betrieblichen Wärmanlagen zurückgegriffen werden kann. Aus den Stoffparametern ist somit die Bildung

des Wärmedurchgangskoeffizienten  $k$  möglich, der neben der betrachteten wärmeübertragenden Fläche  $A$  und der Temperaturdifferenz ( $T_{HBO} - T_U$ ) zwischen Abgas im Innenraum des Ofens und Umgebungsluft für die Berechnung des Wärmestroms  $\dot{Q}$  notwendig ist (nach [19, S. 46]):

$$\dot{Q} = A \times k \times (T_{HBO} - T_U)$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \sum_j \frac{s_j}{\lambda_j} + \frac{1}{\alpha_a}}$$

Bei Wänden, welche aus mehreren Lagen aufgebaut sind, muss dementsprechend die Dicke und der dazugehörige Wärmeleitfähigkeitskoeffizient für jede Lage berücksichtigt werden. Somit wird der Nenner pro Schicht um jeweils einen Term der Form  $\frac{s}{\lambda}$  erweitert. Dadurch ändert sich auch der Wärmedurchgangskoeffizient in seiner Größe. Unter Rücksichtnahme von unternehmensinternen Daten werden in der folgenden Tabelle 5.2 nur ausgewählte Wärmeleitfähigkeitskoeffizienten dargestellt.

Werkstoff	Wärmeleitfähigkeitskoeffizient [W/(mK)]
Feuerfest-Spritzmasse	0,60
Feuerfest-Ziegel	0,85
Feuerfest-Beton	0,30
Stahlmantel	48,0

Tabelle 5.2: Wärmeleitfähigkeitskoeffizienten [3]

Um den Wandaufbau des HBO näher zu erläutern, ist in der folgenden Abbildung 5.11 eine Seitenwand schematisch dargestellt.

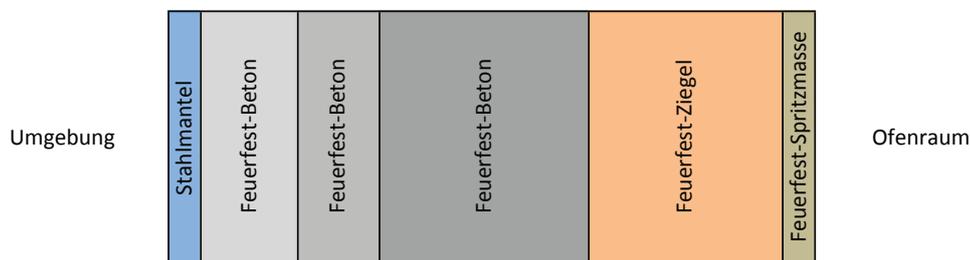


Abbildung 5.11: Schematischer Wandaufbau des HBO nach [3]

Mit Hilfe der oben beschriebenen Berechnungsformeln kann somit eine (stationäre) Abschätzung der Wandwärmeverluste des HBO durchgeführt werden. Diese beziehen sich im Durchschnitt auf etwa 2,5% der Brennstoffwärmeleistung in Abhängigkeit des Wärmegutdurchsatzes. Hierbei sei allerdings angemerkt, dass es sich um eine Abschätzung der Verluste handelt und dynamische Vorgänge nicht berücksichtigt werden. Die Berechnung basiert teilweise auf Annahmen, denn besonders die Wahl der Wärmeübergangskoeffizienten sowie die örtlich stark schwankenden Oberflächentemperaturen des HBO erschweren eine genauere Ermittlung. Letzter Punkt wird bestätigt durch unterschiedliche Messungen und Aufzeichnungen einer Wärmebildkamera, welche vor Großreparaturen für relevante beziehungsweise beschädigungsanfällige Bereiche des Industrieofens regelmäßig durchgeführt werden. Diese variierenden Oberflächentemperaturen resultieren aus verschiedenen Anbauten, wie zum Beispiel den Brennern und anderen „Wärmebrücken“ die durch verschiedene Messeinbauten und so weiter hervorgerufen werden.

Vor einigen Jahren wurde bereits der Ofenboden um eine zusätzliche Isolierung ergänzt, da zum Teil hohe Umgebungslufttemperaturen unter dem Ofen gemessen wurden. Durch diese Investition konnten die Wandwärmeverluste des Bodens reduziert und ein wirtschaftlicherer Betrieb der Wärmeanlage ermöglicht werden.

## 5.4 Abschätzung des Wärmeübergangskoeffizienten zwischen Ofenraum und Wärmgut

Um die Wärmeaufnahme des Walzgutes exakter quantifizieren zu können, ist es von Interesse, eine Abschätzung des Wärmeübergangskoeffizienten zwischen Ofenraum und Wärmgut durchzuführen. Um den Rechenaufwand zu reduzieren, soll hierbei lediglich die Wärmeübertragung mittels Konvektion berücksichtigt und bewusst auf eine separate Modellierung des Strahlungsanteils verzichtet werden, wobei dieser bei hohen Ofentemperaturen einen großen Anteil darstellt. Als Basis dient hierzu ein vom Unternehmen getätigter Brammen-Durchwärmversuch, aus dem mehrere Temperaturkurven ermittelt wurden.

Bei diesem Durchwärmversuch wurde eine Bramme eines bestimmten Produkttyps bei Normalbetrieb des HBO durch den Ofenraum befördert, mit dem Ziel, Temperaturkurven aufzuzeichnen. Dieses speziell für das Experiment vorbereitete Gut besitzt mehrere Temperaturmessstellen. Einige dieser Messpunkte sitzen an beziehungsweise knapp unter der Oberfläche, andere befinden sich weiter im Inneren der Bramme. Aus diesen Messstellen werden rund ein Dutzend Kurven generiert, welche in Abbildung 5.12 dargestellt sind.

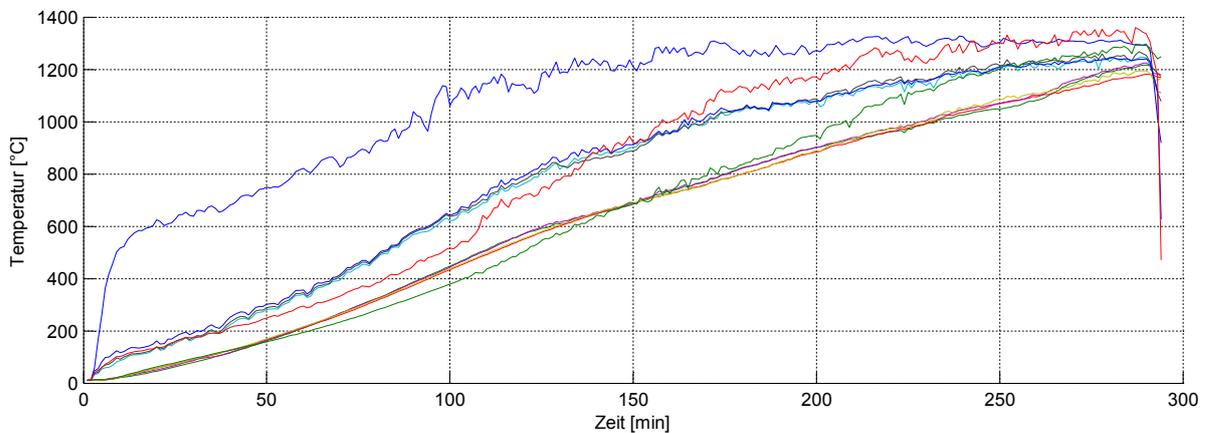


Abbildung 5.12: Temperaturkurven aus dem Durchwärmversuch

Die verschiedenartigen Kurvenverläufe resultieren aus den Positionen der jeweiligen Messpunkte. Jene Temperaturmessstellen, welche sich an der Oberfläche befinden, zeigen eine zeitlich gesehen frühere Temperaturänderung als diejenigen, die im Inneren der Bramme angeordnet sind. Dies ist durch die Tatsache zu begründen, dass die durch Wärmeleitung vom Gut aufgenommene Wärmemenge zeitlich versetzt zur Messstelle im Werkstoffkern gelangt.

Der aufgenommene Wärmestrom  $\dot{Q}_{WG,Z}$  ist mit Hilfe einiger Parameter wie den Abmessungen, der Dichte, der spezifischen Wärmekapazität  $c_{m,WG,Z}$  und der Temperaturdifferenz  $\Delta T_{WG,Z}$  der Versuchsbramme ermittelbar. Folgende Berechnungsformel soll dies zeigen:

$$\dot{Q}_{WG,Z} = \dot{m}_{WG} \times c_{m,WG,Z} \times \Delta T_{WG,Z}$$

Während eine Veränderung des Volumens und der Masse infolge der Wärmeaufnahme vernachlässigt wird, ist die Temperaturabhängigkeit der spezifischen Wärmekapazität stets zu beachten. Für eine genauere Ermittlung empfiehlt es sich, jeweils die absorbierte Wärmemenge zonenweise zu berechnen, weshalb auch die Temperaturdifferenz und die spezifische Wärmekapazität für jede Zone ermittelt werden. Um die Temperaturdifferenz für jeden Ofenbereich aus den Erwärm-Kurven abschätzen zu können, ist es notwendig, die Verweilzeit der Bramme zonenweise mit Hilfe der Zonenlängen zu bestimmen.

Nach der Berechnung der Wärmemenge ist es möglich, den Wärmedurchgangskoeffizienten  $k_Z$  und im Weiteren aus diesem die Wärmeübergangsziffer  $\alpha_Z$  zu ermitteln:

$$k_Z = \frac{\dot{Q}_{WG,Z}}{A_{WG} \times \Delta T_{HBO,Z-WG,Z}}$$

$$\alpha_Z = \frac{k_Z}{1 - \frac{k_Z \times l}{\lambda_Z}}$$

Hinsichtlich der Ermittlung des Wärmeübergangskoeffizienten je Zone gilt es noch zu beachten, dass die Wärmeleitfähigkeit wiederum einer Temperaturabhängigkeit unterliegt. Die Temperaturdifferenz  $\Delta T_{HBO,Z-WG,Z}$  ermittelt sich aus den jeweiligen zonenspezifisch gemittelten Ofenraum- und Wärmeguttemperaturen.

Mit dieser Berechnungsmethode konnte eine für den gesamten Ofenraum gemittelte Wärmeübergangszahl von etwa 40 W/(m<sup>2</sup>K) abgeschätzt werden. Diese Kenngröße ist für einen bestimmten Produkttyp und bei den für den betrachteten Zeitraum vorliegenden Prozessbedingungen ermittelt worden. Unter Absprache mit den zuständigen Prozessingenieuren kann dieser Wert unter Berücksichtigung der getroffenen Annahmen durchaus als plausibel angesehen werden.

## 5.5 Abschätzung der Wärmeaufnahme durch die Balkenkühlung

Im Weiteren soll die Wärmeabfuhr aus dem Ofenraum durch die Verdampfungskühlung abgeschätzt werden, um die Ergebnisse aus der Energiebilanzierung zu überprüfen. Dazu ist es notwendig, eine ähnliche Vorgehensweise wie unter Kapitel 5.4 zu wählen.

Neben der Wärmeübertragung durch Konvektion wird auch die Wärmeleitung infolge des unmittelbaren Kontakts der Brammen mit den Balken berücksichtigt. In einem ersten Schritt ist die Ermittlung der Balken- und Stehrohrgeometrien, der Aufbau der verwendeten feuerfesten Ummantelung sowie die Anzahl an Balken und Stehrohren unumgänglich. Da der Ofenraum aufgrund der relativ großen Länge nicht mit durchgängigen Trägern versehen ist, muss die Teilung der Balken beachtet werden. Ebenso wie bei der Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten in Kapitel 5.4 wird eine zonenweise Berechnung der absorbierten Wärmemengen empfohlen, da genauere Ergebnisse dadurch erwartet werden können.

Im Zuge der Ermittlung der Abmessungen der Trägereinheiten beziehungsweise Stehrohre und im Besonderen deren Aufbau müssen einige vereinfachende Annahmen getroffen werden, die aufgrund folgender Gegebenheiten resultieren:

- keine einheitliche Feuerfestverkleidung der Balken und Stehrohre
- Anordnung der Noppen an den Oberflächen der Balken zur Minimierung der Kontaktfläche mit den Brammen
- verschiedenartige Verrohrung des Kühlsystems im Inneren der Träger und Standbeine

Neben diesen genannten Unterscheidungen hinsichtlich der konstruktiven Gestaltung der Verdampfungskühlung sind weitere Vereinfachungen zu treffen, welche aus Gründen der schwankenden Prozessbedingungen begründet werden:

- Ofenbelegungsgrad
- Vernachlässigung der Hubbewegung der beweglichen Balken
- vorherrschende Ofenleistung
- Annahme von Wärmeübergangskoeffizienten

Um die Berechnung zonenweise durchführen zu können, werden die Ofenraum- und Brammentemperaturen für jeden Ofenbereich gemittelt. Für die Temperaturen des Wärmeguts werden die Messdaten aus dem bereits angeführten Durchwärmversuch herangezogen.

Als Berechnungsgrundlage dienen die unter Kapitel 5.3 angeführten Berechnungsformeln. Die Stoffparameter sowie die Konstruktion sind dementsprechend zu berücksichtigen.

Der ermittelte Wärmestrom aus dieser Berechnungsmethode beziffert sich auf etwa 3,1% der Brennstoffwärmeleistung und weicht in Abhängigkeit von den vorliegenden Prozessbedingungen mitunter von jenem aus der Energiebilanzierung (rund 4,4%) ab, was im Wesentlichen

durch die Vielzahl an getroffenen Vereinfachungen argumentiert werden kann. Grundsätzlich wird den Daten aus der Energiebilanz vertraut, da diese von den installierten Verrechnungsmessungen von Speisewasser und Dampfauskopplung stammen und kontinuierlich überwacht beziehungsweise regelmäßig überprüft werden.

Die erzielten Resultate aus dieser Abschätzung stehen dem Unternehmen dennoch zur Verfügung und können mit Hilfe einer weiteren Bearbeitung verfeinert werden.

## 5.6 Abschätzung der Druckverluste im Abgaskanal

Des Weiteren ist eine Untersuchung der vorherrschenden Druckverhältnisse und -verluste im Abgaskanal und den eingebauten Komponenten, wie zum Beispiel dem Zentralrekuperator, von Interesse. Der Weg, welchen das Abgas vom Austritt des Ofenraums bis zum oberen Ende des Schornsteins zurücklegt, ist relativ lang und beinhaltet einige Richtungsänderungen, Erweiterungen sowie Verjüngungen und Einbauten. Da es sich hierbei um eine Abschätzung handelt, ist das Treffen vereinfachender Maßnahmen zur Berechnung der Druckverluste zulässig.

Der gesamte Rauchgasweg wird in einzelne Teilabschnitte gegliedert, um separat die Berechnung durchführen zu können. Im Folgenden sind die jeweiligen Bereiche in Abgasrichtung aufgelistet:

- Abgaskanal zwischen Ofenraum und Zentralrekuperator
- Zentralrekuperator
- Abgaskanal nach Zentralrekuperator
- Rohrleitung und -krümmer
- Herddruckklappe
- Segmentkrümmer
- Kamin

Die Ermittlung der Verluste wird demnach für jede Sektion unterschiedlich getätigt.

### Rohrreibungsverluste

Im Folgenden ist die Berechnungsformel für die Abschätzung des Druckverlustes  $\Delta p_{vi}$  angeführt, welche als Grundlage für Rohrleitungen, Krümmer und Teilabschnitten im Rauchgaskanal dient [44, S. B48ff]:

$$\Delta p_{vi} = \lambda_i \times l_i \times \rho_{B,AG} \times \frac{w_i^2}{2 \times d_i}$$

Wiederum sei hier angemerkt, dass einige Stoffdaten angenommen werden müssen, da über die Oberflächenbeschaffenheit der Komponenten aufgrund der ausnahmslosen Zugänglichkeit während der Anlagenstillstände wenig bekannt ist. Im Weiteren wird eine Abkühlung des Rauchgases und die daraus hervorgerufene Dichteänderung des Abgases während dem Strömen im Kanal vernachlässigt und die Dichte  $\rho_{B,AG}$  als konstant angesehen. Neben der Kenntnis über die Abmessungen ( $l_i$ ,  $d_i$ ) der Komponenten, des Volumenstroms der Verbrennungsprodukte und deren Zusammensetzung wird die Berechnungsformel mit der Rohrreibungszahl  $\lambda$  ergänzt. Für die Ermittlung dieser wird auf die oben angegebene Quelle verwiesen.

### Kaminzug

Zur Ermittlung des durch den Schornstein erzeugten natürlichen Zuges  $\Delta p_{eff}$  wird folgende Berechnungsmethode gewählt [44, S. L46]:

$$\Delta p_{eff} = \Delta p_{st} - \Delta p_r - \Delta p_a$$

Der effektive Zug setzt sich aus drei Einflussgrößen zusammen, welche als statische Druckdifferenz  $\Delta p_{st}$ , Reibungs-  $\Delta p_r$  und Austrittsdruckverlust  $\Delta p_a$  bezeichnet werden:

$$\Delta p_{st} = H \times g \times T_N \times \left( \frac{\rho_{N,L}}{T_L} - \frac{\rho_{N,AG}}{T_{B,AG}} \right)$$

$$\Delta p_r = \lambda_K \times H \times \rho_{N,AG} \times \frac{w_K^2}{2 \times D_K}$$

$$\Delta p_a = \rho_{N,AG} \times T_N \times \frac{w_K^2}{2 \times T_{B,AG}}$$

### Zentralrekuperator

Gegenüber den Berechnungsweisen für die oben genannten Bereiche unterliegt der Wärmeübertrager kaum vereinfachenden Annahmen. Der Druckverlust beim Durchströmen des Rekuperators kann mit Hilfe dem Entwurf einer mathematischen Funktion abgeschätzt werden, da im Datenblatt für unterschiedliche Betriebsfälle die jeweiligen Druckabfälle angegeben sind. So wird für einen entsprechenden Abgasvolumenstrom eine Druckdifferenz approximiert.

### Herddruckklappe

Eine Aussage über die Druckverhältnisse der Herddruckklappe erweist sich jedenfalls als schwierig, zumal der Verlust über diese vom Öffnungswinkel der Regelarmatur abhängt. Hinzu kommt die Tatsache, dass ein sich ständig ändernder Winkel eine stationäre Betrachtung erschwert. Das Unternehmen sammelte aufgrund anderer Thermoprozessanlagen am Werksgelände über Jahre hinweg Erfahrungswerte, welche für diese Ermittlung verwendet werden.

## 5.7 Erkenntnisse aus den Untersuchungen

Zusammenfassend können aus den durchgeführten Berechnungen und Untersuchungen im Wesentlichen drei Potenziale zur Steigerung der Energieeffizienz des HBO genannt werden:

- Senkung der Abgastemperatur im Kamin
- Reduktion des Gichtgaseinsatzes
- Senkung des Sauerstoffgehalts im Ofenraum

Im weiteren Verlauf dieser Arbeit werden diese drei angeführten Potenziale näher erläutert.

### 5.7.1 Abgastemperatur im Kamin

Durch eine hohe Kamintemperatur geht ein beachtlicher Anteil des Wärmeinhalts des Abgases an die Umgebung verloren. Um diese ungenutzten Wärmemengen gering zu halten, ist je nach Art der Wärmeanlage und des verwendeten Brennstoffs diese möglichst so zu betreiben, dass eine Kamintemperatur von etwa 200°C eingehalten werden kann. Oberhalb dieser Temperaturschwelle wird grundsätzlich von einem Potenzial für eine (weitere) Abgaswärmerückgewinnung gesprochen [43, S. 16].

Für den in Abbildung 5.8 dargestellten Zeitbereich liegt die Abgastemperatur im Kamin durchschnittlich bei etwa 330°C, was einen vergleichsweise hohen Wert bedeutet. Bei anderen Wärmeanlagen am Werksgelände liegen wesentlich niedrigere Abgastemperaturen vor, was grundsätzlich der Betriebsphilosophie entspricht. Bei der Planung und Auslegung des HBO wurde dem Unternehmen eine niedrigere Kamintemperatur berechnet, weshalb weitere Wärmerückgewinnungseinrichtungen nicht vorgesehen wurden.

Um diese an die Umgebung abgebenden Wärmemengen nutzbar machen zu können, müssten Maßnahmen für eine effizientere Wärmerückgewinnung getroffen werden. Grundsätzlich sind hier drei Varianten für eine Senkung der Kamintemperatur zu nennen:

- größere Wärmeübertragerflächen des Zentralrekuperators
- Errichtung eines Abhitzeessels zur Dampferzeugung
- ORC-Prozess als Kraft-Wärme-Kopplung

Alle drei Punkte bedingen Investitionen, wenngleich die beiden letzt genannten sehr kostenintensive Möglichkeiten für eine verbesserte Wärmerückgewinnung aus dem Abgas darstellen. Auch die Vergrößerung des Zentralrekuperators ist mit Kosten verbunden, wobei hier zusätzlich die baulichen Gegebenheiten eine mögliche Erweiterung des Wärmeübertragers einschränken.

### 5.7.2 Reduktion des Gichtgaseinsatzes

Da, wie bereits erwähnt, neben Erdgas auch Gichtgas zur Beheizung des HBO verwendet werden kann, ist besonders die Betrachtung der Abgasverluste von Interesse. Hier ist festzustellen, dass bei steigendem Gichtgasanteil die Verluste zunehmen. Dies kann durch die größeren Abgasvolumenströme und die geänderte Abgaszusammensetzung begründet werden, weswegen grundsätzlich die Aussage getroffen werden kann, dass bei einem Wunsch nach möglichst kleinen Kaminverlusten von einem Gichtgaseinsatz abzuraten ist. Die Möglichkeit, den Industrieofen mit Gichtgas zu betreiben, rührt allerdings aus der Tatsache, bei einem möglichen Stillstand des internen Kraftwerks das von den Hochöfen erzeugte Gichtgas verwerten zu können, um dieses nicht mittels Fackeln verfeuern zu müssen. Somit kann der HBO eine gewisse Menge Gichtgas einer energetischen Nutzung unterziehen, was aus Gesamtsicht des Hüttenwerks als sinnvoll zu bezeichnen ist. Aus diesem Grund kann zwar von einem Potenzial der Einzelanlage gesprochen werden, nicht aber für das gesamte Hüttenwerk.

Abbildung 5.13 soll die steigenden Abgasverluste (Kaminverluste) bei Erhöhung des Gichtgaseinsatzes im HBO verdeutlichen. Die dargestellten Werte beziehen sich jeweils auf die gesamte Brennstoffwärmeleistung aus Erd- und Gichtgas und einem bestimmten Zeitraum und Produkttyp.

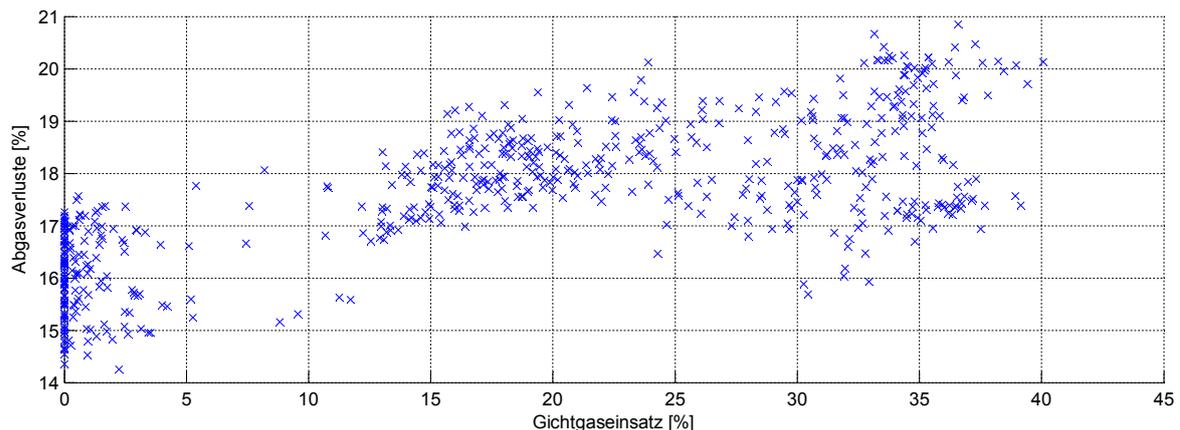


Abbildung 5.13: steigende Abgasverluste bei höherem spezifischen Gichtgaseinsatz

### 5.7.3 Sauerstoffgehalt im Abgas

Als weiteres Potenzial zur Effizienzsteigerung kann die Reduktion des erhöhten Sauerstoffgehalts in der Ofenraumatmosphäre angeführt werden. Dieser ist wahrscheinlich auf einen Falschlufteintritt oder auf eine Feuerung mit hohem Luftüberschuss zurückzuführen, weshalb vergleichsweise kleine oder kaum Investitionen bei Reduzierung der Sauerstoffkonzentration anfallen würden. Auf Wunsch des Unternehmens soll an einer Senkung des Sauerstoffgehalts

im Abgas des HBO gearbeitet werden, wodurch sich der nachfolgende Teil dieser Arbeit auf die genannte Thematik bezieht.

### 5.7.3.1 Falschlufteintrag

Zum einen kann ein möglicher Falschlufteintrag zu den erhöhten Sauerstoffkonzentrationen im Ofen führen. Wie bereits im Abschnitt 3.1.1.2 erläutert, sollte ein leichter Überdruck im Ofenraum herrschen, um bei möglichen Undichtheiten oder während den Öffnungsphasen der Ofentüren ein Einströmen an Umgebungsluft zu vermindern beziehungsweise zu vermeiden. Der HBO verfügt deshalb über eine kontinuierliche Überwachung des Ofendruckes, welcher auch als Herddruck bezeichnet wird. Insgesamt sind drei voneinander unabhängige Druckmessungen installiert, wobei lediglich eine zur Ofendruckregelung herangezogen werden kann.

Aus Abbildung 5.14 kann für einen bestimmten Zeitraum und Produkttyp der zugehörige Ofendruckverlauf zweier Messpunkte entnommen werden. Beide Messstellen befinden sich aus Sicht des Materialflusses am Ende des Ofens in der Ausgleichszone.

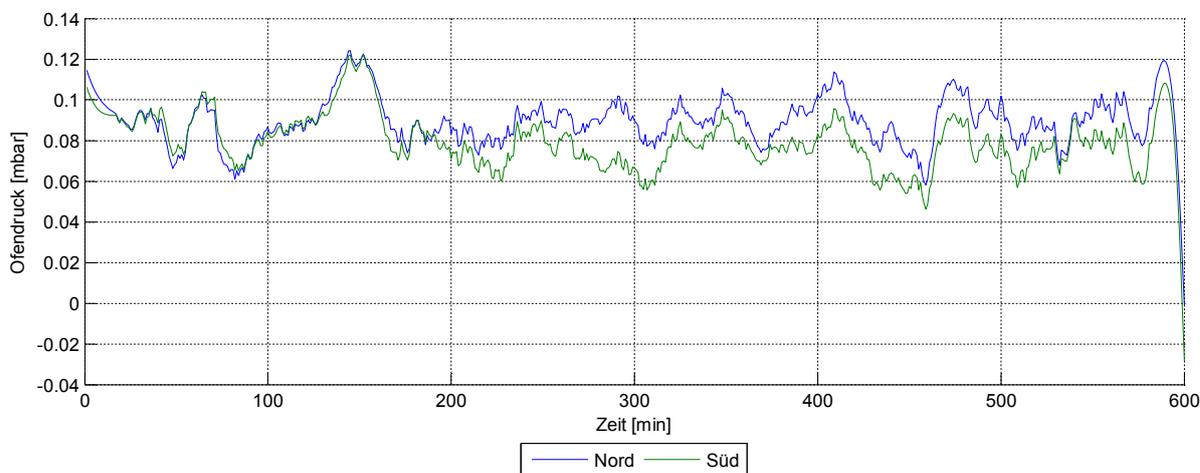


Abbildung 5.14: Ofendruckverlauf

Die Differenz der beiden Kurven könnte mehrere Gründe haben, wobei unterschiedliche örtliche Strömungsverhältnisse oder Messungenauigkeiten als Ursachen genannt werden können. Im Durchschnitt beziffern sich die Drücke auf etwa 0,09 und 0,08 mbar für die Messungen Nord und Süd. Laut den Messungen liegt zum jeweiligen Zeitraum kein Unterdruck im Ofenraum vor, wenn auch nur ein kleiner Überdruck vorherrscht.

Während den Öffnungszeiten der Ein- und Austragetüren, das heißt, wenn die jeweiligen Endlagenschalter für den geschlossenen Zustand nicht betätigt werden, friert der Ofendruckregler seinen Ausgang ein. Während dieses Zeitraums kann der Reglerausgang durch einen gewünschten Wert korrigiert werden. Erst wenn die Ofentüren für mindestens fünf Sekunden wieder verschlossen sind, wird die Regelung wieder aktiv.

Die Öffnungszeiten der Ofentüren sind abhängig von der Dauer des jeweiligen Chargiervorganges. Kommt es beim Be- oder Entladen zu Komplikationen, wie etwa einem schrägen Einlegen einer Bramme auf die Balken, dauert der Chargiervorgang dementsprechend länger, weshalb auch die Falschlufthemengen infolge eines Unterdrucks im Ofen größer werden können. Im Durchschnitt liegen die Öffnungszeiten unter einer Minute, was auf einen durchaus optimierten Chargiervorgang schließen lässt. Die Öffnungshäufigkeit steht in direktem Zusammenhang mit dem jeweiligen Wärmegutdurchsatz.

Ein Zusammenhang zwischen den Sauerstoffkonzentrationen im Abgas und den Öffnungsvorgängen der Türen konnte nicht gefunden werden, weshalb auf diese Thematik nicht weiter eingegangen werden soll.

### 5.7.3.2 Feuerung mit hohen Luftverhältniszahlen (überstöchiometrische Verbrennung)

Neben einem möglichen Falschlufteintrag kann auch eine Feuerung mit hohen Luftverhältniszahlen mitunter ein Grund für die Bildung der erhöhten Sauerstoffkonzentrationen im Abgas sein.

#### Abschätzung der Luftverhältniszahlen mittels Sauerstoffkonzentrationsmessungen im Ofenraum

Um eine Aussage über das Luftverhältnis machen zu können, müssen die gesamten Verbrennungsluft- und Brennstoffmengen für den Betrieb der Wärmeanlage bekannt sein. Die Brennstoffverbräuche werden mittels einer Verrechnungsmessung ermittelt, während die für die Verbrennung notwendigen Luftmengen nicht gemessen werden. Aufgrund dieser Gegebenheit ist die Ermittlung der Luftverhältniszahl  $\lambda$  auch über die Sauerstoffkonzentrationen  $K_{O_2}$  im Abgas möglich, welche mit den folgenden Berechnungsformeln (näherungsweise) durchgeführt werden kann [45, S. 356]:

$$\lambda = 1 + \frac{\dot{V}_{AG,min,tr}}{\dot{V}_{VL,min,tr}} \times \frac{K_{O_2}}{21 - K_{O_2}}$$

oder

$$\lambda = \frac{21}{21 - K_{O_2}}$$

In Kombination mit den vorhandenen Sauerstoffmesspunkten im Ofenraum lassen sich zonenweise die Luftverhältniszahlen abschätzen. Je nach betrachtetem Zeitraum, Ofenzone, Produkt, Durchsatz und Brennstoffart variieren die Verhältnisse im Bereich von 1,06 bis 1,40 (siehe Abbildung 5.15). Dies würde bedeuten, dass die Brenner unter Berücksichtigung der Vermeidung einer unvollständigen Verbrennung teilweise mit wesentlich mehr Verbrennungsluft feuern als praktisch notwendig wäre. Aufgrund dieser Tatsache sollen im Folgenden nähere Untersuchungen durchgeführt werden.

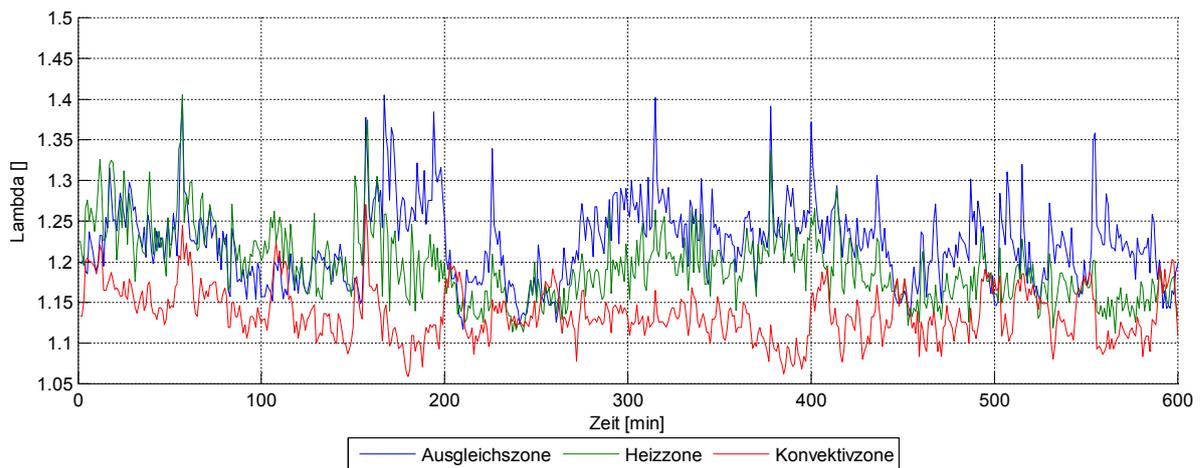


Abbildung 5.15: Luftverhältniszahlen im Ofenraum

#### Abschätzung der Luftverhältniszahlen durch Berechnung der Verbrennungsluft- und Brennstoffmengen mit Hilfe von Messblenden

Um die durch die Brenner eingebrachten Luftmengen exakter quantifizieren zu können, kann neben der oben angeführten Ermittlung aus dem Sauerstoffgehalt des Abgases auch eine Berechnungsmethode mit Hilfe von Messblenden herangezogen werden. Dazu ist es notwendig,

den Aufbau des Rohrleitungssystems und im Besonderen der Leitungen zu den einzelnen Brennern näher zu erklären.

Jeder Brenner verfügt, wie bereits beschrieben, über einen Brennstoff- und Verbrennungsluftanschluss, der von den Hauptleitungen (Kollektorleitungen) mit dem jeweiligen Medium versorgt wird. Aufgrund des langen Rohrleitungssystems kann es zu unterschiedlichen Vordrücken der einzelnen Feuerungsstellen in Abhängigkeit von deren Lage kommen. Um einen optimalen Betrieb der Wärmeanlage zu bewerkstelligen, sollten die Vordrücke an die jeweilige Ofenzone, insbesondere an die einzelnen Brenner, angepasst werden. Deshalb gibt es die Möglichkeit, mittels Messblenden und Handeinstellklappen, welche in den einzelnen Zuleitungen direkt vor den Brennern angeordnet sind, den Vordruck manuell zu messen und einzustellen. Aus den Abbildungen 5.16 und 5.17 kann der geschilderte Aufbau und eine Handeinstellklappe einer Verbrennungsluftleitung eines Brenners entnommen werden.

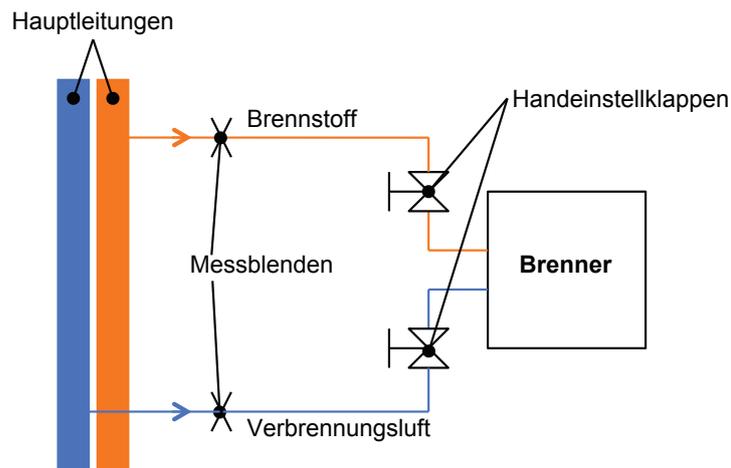


Abbildung 5.16: Rohrleitungsaufbau eines Brenners

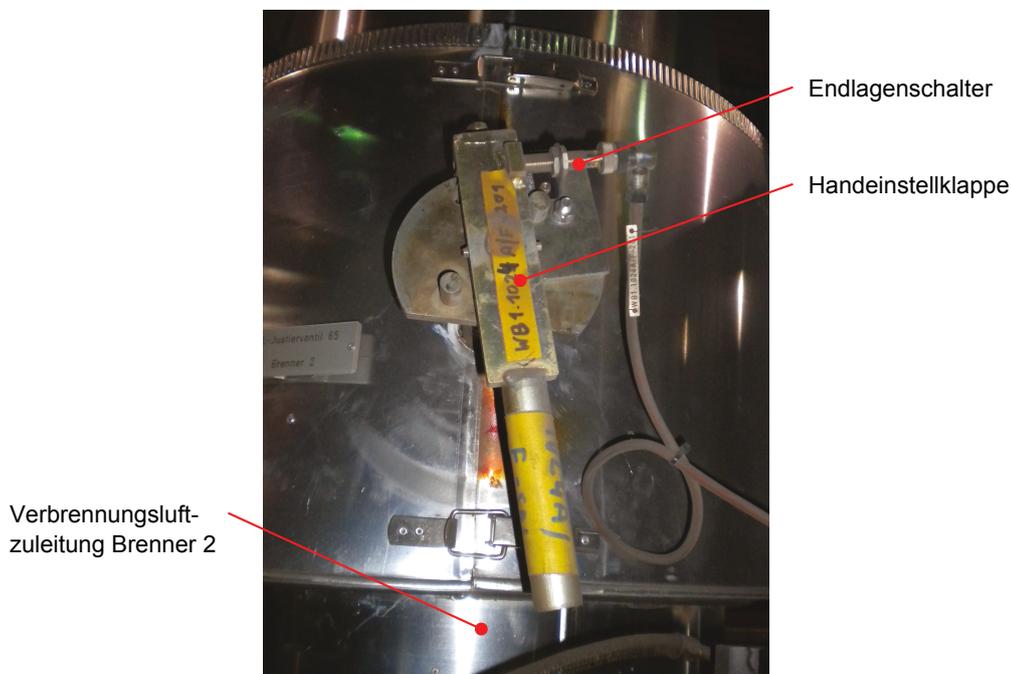


Abbildung 5.17: Handeinstellklappe einer Verbrennungsluftleitung eines Brenners nach [3]

Damit ein Brenner justiert werden kann, muss er in den „Wartungs-Modus“ geschaltet werden, wobei sich jeweils nur einer in diesem Betriebszustand befinden darf. Für jede Feuerungsstelle sind mindestens zwei Messblenden und Handeinstellklappen vorgesehen, um das Justieren des Vordrucks für Brennstoff(e) und Verbrennungsluft separat zu ermöglichen. Zunächst wird der

Wirkdruck für ein Medium an der Messblende ermittelt und der Wert in einem handgeführten Protokoll hinterlegt. Das Ofensystem gibt schließlich einen Wirkdruck-Sollwert vor, welcher für einen optimalen Betrieb des Aggregates eingestellt werden sollte. Dieser Einstellvorgang kann mit Hilfe der Handeinstellklappe durchgeführt werden, welche aus sicherheitstechnischen Gründen mit einem Endlagenschalter ausgerüstet ist, um bei einer vollständig geschlossenen Klappe eine Warnung zu generieren. Dieser Ablauf wird für jede Zuleitung durchgeführt und danach der Brenner wieder in den Betriebs-Modus geschaltet.

Da der HBO erst seit wenigen Jahren in Betrieb ist, wurden bis dato lediglich Messungen der Wirkdrücke vorgenommen und diese mit den Sollwerten verglichen. Eine regelmäßige Untersuchung der Vordrücke dient einem sicheren Betrieb der Thermoprozessanlage.

Die gemessenen Wirkdrücke an den Messblenden und die Sollwerte können mit Hilfe einer geeigneten Berechnungsmethode nach DIN EN ISO 5167-2:2003 in Volumenströme umgerechnet werden (nach [46]):

$$\dot{V}_{med} = \frac{C}{\sqrt{1-\beta^4}} \times \frac{\varepsilon}{\rho_{N,med}} \times \frac{\pi}{4} \times d^2 \times \sqrt{2 \times \Delta p_w \times \rho_{B,med}}$$

Zur Ermittlung des Durchflusses  $\dot{V}_{med}$  müssen einige Parameter wie unter anderem Rohrlungs- und Blendendurchmesser  $d$ , Wirkdruck  $\Delta p_w$  an der Messblende, Stoffdaten bei Betriebsbedingungen ( $\rho_{B,med}$ ,  $C$ ,  $\beta$  und  $\varepsilon$ ) bekannt sein, welche aus betriebsinternen Datenblättern und aus dem HBO-Messsystem entnommen werden können. Hierbei sei angemerkt, dass eine Vielzahl an verschiedenartigen Messblenden aufgrund der unterschiedlichen Leitungsquerschnitte und Medien im Rohrleitungssystem installiert sind.

Nachfolgende Tabelle 5.3 zeigt die Soll- und gemessenen Wirkdrücke ausgewählter Blenden und die daraus resultierenden Abweichungen bezüglich des Verbrennungsluft-Durchflusses im Langflammenbetrieb. Die Werte stammen aus älteren Aufzeichnungen, weshalb sie sich von den derzeitigen unterscheiden können.

Brenner □	Soll-Wirkdruck [mbar]	gem. Wirkdruck [mbar]	Durchfluss-Abweichung [%]
1	12,1	13,0	3,5
2	11,4	11,0	-1,8
3	12,1	12,0	-0,4
4	11,4	10,0	-6,7
15	13,0	11,0	-8,7
16	12,9	24,0	26,7
17	12,9	20,0	19,7
18	12,9	25,0	28,2
25	13,0	9,0	-20,2
26	13,2	23,0	24,2
27	13,1	14,0	3,3
28	13,3	17,0	11,6
29	13,1	15,0	6,6
30	13,3	16,0	8,8

Tabelle 5.3: Berechnete Volumenstrom-Abweichungen für die Verbrennungsluft im Langflammenbetrieb

Grundsätzlich sind bei Betrachtung der Verbrennungsluft-Durchflüsse in allen Brennern kleine als auch große Abweichungen ersichtlich, wenngleich Differenzen von über 15% meist im positiven Bereich liegen. Dies bedeutet im Wesentlichen ein Betreiben einzelner Feuerungsstellen mit hohem Luftüberschuss, was eine überstöchiometrische Verbrennung mit sich bringt.

Auf Basis der abgeschätzten einströmenden Verbrennungsluft- und Brennstoffmengen kann eine Berechnung der Luftverhältniszahlen für jeden einzelnen Brenner durchgeführt werden, um eine Beurteilung der Feuerung durchführen zu können. Durch die gemessenen Wirkdrücke und

die vom Ofensystem ausgegebenen Sollwerte ist ein Soll-Ist-Vergleich hinsichtlich der Luftverhältniszahlen möglich. In Tabelle 5.4 sind ausgewählte ermittelte Luftverhältniszahlen dargestellt.

Die tabellarisch zusammengefassten Werte der Luftverhältniszahlen zeigen zunächst drei wesentliche Thematiken, welche im Folgenden näher erläutert werden:

- Zum einen können teilweise deutliche Abweichungen der Soll- und Ist-Luftverhältnisse der gesamten Wärmanlage wahrgenommen werden. Die Herkunft dieser Deviationen kann vorerst nicht erfasst werden, wobei sie vermutlich aus der dynamischen Betriebsweise des HBO resultieren und zudem noch kein Entgegenwirken durch Einstellarbeiten an den Klappen stattgefunden hat. Die hohen Luftverhältniszahlen zeigen einen teils stark überstöchiometrischen Betrieb einzelner Feuerungsstellen.
- Das Vorliegen einer unterstöchiometrischen Verbrennung bei einigen Brennern ist ebenfalls festzustellen. Diese mit zu wenig Luft versorgte Verbrennung ist unerwünscht, jedoch besteht kein sofortiger Handlungsbedarf, da sie lediglich bei wenigen Feuerungsstellen vorliegt und die Sauerstoffkonzentrationsmessungen im Ofenraum noch Werte erfassen, welche die Bildung von Kohlenstoffmonoxid ausschließt.
- Als dritter Diskussionspunkt können die vom Ofensystem ausgegebenen Soll-Wirkdrücke für Brennstoff und Verbrennungsluft an den Messblenden genannt werden, da diese zu Luftverhältniszahlen führen, die partiell vom gewünschten Wert von 1,05 abweichen. Vor allem die Tatsache, dass in manchen Feuerungsstellen durch das System eine unterstöchiometrische Verbrennung vorgegeben wird, bedingt zukünftig einer näheren Betrachtung.

Mit Hilfe eines Versuchs (siehe 7.1) können die Handeinstellklappen für Verbrennungsluft und Erdgas nachjustiert und mögliche Auswirkungen betrachtet werden, um die beiden erst genannten Aspekte näher zu untersuchen.

Brenner []	Soll-Luftverhältniszahl []	Ist-Luftverhältniszahl []
19	1,03	1,02
20	0,96	1,25
21	0,98	1,08
22	1,01	1,39
23	1,02	1,04
24	0,97	1,31
29	1,03	1,13
30	1,04	1,06
31	1,06	1,02
32	1,02	1,32
33	1,06	0,83
34	1,09	1,16
35	1,38	1,06
36	0,99	1,17

Tabelle 5.4: Soll-Ist-Vergleich der Luftverhältniszahlen im Langflammenbetrieb

# 6 Versuche

Das folgende Kapitel befasst sich im Besonderen mit Versuchen, die während des bestimmungsgemäßen Betriebs des HBO durchgeführt wurden. Diese Experimente haben das Ziel, Einflussfaktoren auf den Sauerstoffgehalt im Ofenraum zu finden und, wenn möglich, Maßnahmen für eine Reduzierung der Konzentration nennen zu können.

## 6.1 Ofendruck-Variation

Wie bereits im Abschnitt 5.7.3.1 erläutert, könnten in den Ofen einströmende Falschlufmengen zu den erhöhten Sauerstoffkonzentrationen im Abgas führen. Bei Normalbetrieb liegen kaum Zeitbereiche vor, in denen ein Unterdruck im Ofenraum vorherrscht, weshalb ein Lufteintrag theoretisch nicht möglich ist. Da es durch Gegebenheiten wie etwa Fehlmessungen, Ungenauigkeiten und dem Vorliegen von ungünstigen Strömungsverhältnissen dennoch zu einem Eintritt von Umgebungsluft kommen kann, soll mit Hilfe eines Versuchs der Ofendruck variiert werden. Mit steigendem Überdruck im Ofenraum, beginnend bei Umgebungsdruck, sollte der Sauerstoffgehalt im Abgas kleiner werden, falls ein Falschlufteintrag gegeben ist.

Nach Absprache mit den zuständigen Betriebsingenieuren des Warmwalzwerks soll der Ofendruck auf unterschiedlichen Niveaus jeweils für einen bestimmten Zeitraum konstant gehalten werden. Durch das Regelsystem des Ofens ist ein gleichbleibender Herddruck allerdings schwer realisierbar, was es bei der Auswertung der Daten stets zu berücksichtigen gilt. Um eine Referenz zu schaffen werden auch Zeiträume in die Auswertung miteinbezogen, die den Normalbetrieb des HBO (etwa 0,09 mbar) berücksichtigen.

Ofendruck [mbar]	gemittelte Sauerstoffkonzentration im Abgas [Vol-%]
0,072	2,70
0,078	2,96
0,084	3,00
0,098	2,59
0,114	2,87

Tabelle 6.1: Messdaten aus dem Ofendruck-Variations-Versuch

Aus den in der Tabelle 6.1 angeführten Ofendrücken und Sauerstoffkonzentrationen im Abgas wird ersichtlich, dass kein Zusammenhang zu erkennen ist. Bei Erhöhung des Herddrucks steigt der Sauerstoffgehalt zunächst, wobei durch einen Falschlufteintritt der gegenteilige Effekt eintreten müsste. Ab einem Druck von etwa 0,098 mbar scheint die Sauerstoffkonzentration zu sinken, während sie bei weiterer Steigerung des Ofendrucks wieder zunimmt.

Zusätzlich kann durch eine grafische Auswertung (siehe Abbildung 6.1) der Sauerstoffgehalt über den Herddruck dargestellt werden, dies bietet eine weitere Möglichkeit zur Auffindung eines Zusammenhangs. Auch diese Darstellung bestätigt die Annahme, dass keine Beziehung der beiden Größen gegeben ist.

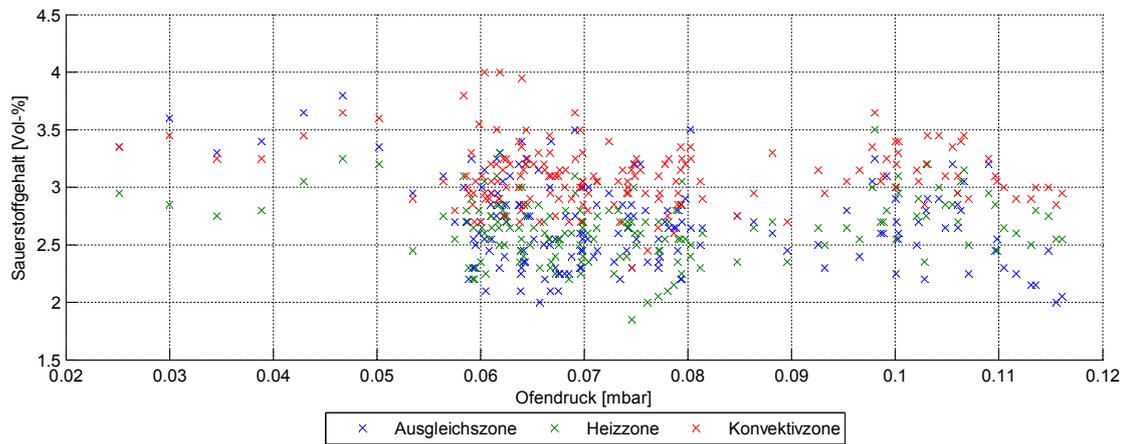


Abbildung 6.1: Darstellung Sauerstoffkonzentration über Ofendruck

Der schwankende Sauerstoffgehalt im Abgas ist eher auf die dynamische Betriebsweise des HBO zurückzuführen. Die Konzentrationsspitzen liegen in Bereichen vor, in denen der HBO innerhalb einer kurzen Zeitspanne eine starke Leistungsreduzierung erfährt. Umgekehrt werden niedrige Konzentrationen bei hoher Feuerungsleistung erzielt. Grund dafür könnte die Betriebsweise der Brenner bei niedrigen Ofenleistungen sein, da während der Zykluszeit der Gasfluss kurzzeitig unterbrochen wird, während weiterhin Verbrennungsluft in den Ofenraum strömt. Diese Betriebsart der Feuerungsstellen wird als Puls-Betrieb bezeichnet und dient zur Verringerung der Feuerungsleistung bei gleichbleibender Zykluszeit.

Aus Abbildung 6.2 können die während dem Versuchszeitraum vorliegende Feuerungsleistung und die dazugehörigen Sauerstoffkonzentrationen der einzelnen Ofenzonen entnommen werden.

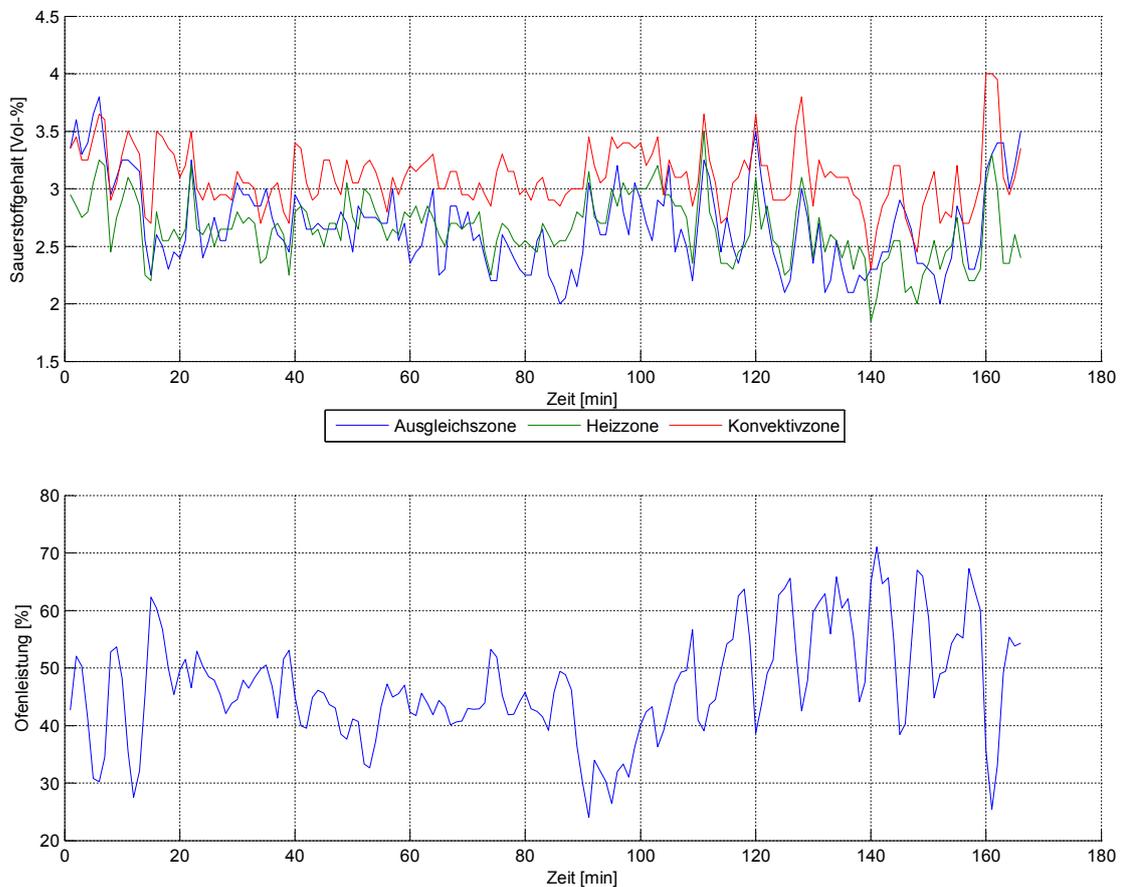


Abbildung 6.2: Sauerstoffgehalt und Ofenleistung während des Versuchszeitraums

Zusammenfassend kann somit die Aussage getroffen werden, dass keine Beziehung zwischen Herddruck und Sauerstoffgehalt im Abgas zu erkennen ist und deswegen vorerst ein Falschlufteintritt in den Ofenraum ausgeschlossen werden kann. Dieser Versuch bestätigte im Weiteren die von den Betriebsingenieuren angestellte Vermutung, dass der HBO wenig bis kaum Falschlufteinträge zu verzeichnen hat.

## 6.2 Verbrennungsluftdruck-Variation

Da aus dem getätigten Versuch der Ofendruck-Variation ein Falschlufteintrag zunächst ausgeschlossen wird und durch die bisherigen Untersuchungen die Vermutung besteht, dass die erhöhten Sauerstoffkonzentrationen aus einer überstöchiometrischen Feuerung (Feuerung mit hohem Luftüberschuss) resultieren könnten. In einem weiteren Versuch soll analysiert werden, ob zwischen dem Sauerstoffgehalt im Abgas und der Höhe des Verbrennungsluftdrucks ein Zusammenhang besteht.

Der Verbrennungsluftdruck bewegt sich im Normalbetrieb um etwa 80 mbar. Aus Abbildung 6.3 kann der Verlauf des Verbrennungsluftdrucks über einen Zeitraum von zehn Stunden während des bestimmungsgemäßen Betriebs des HBO für einen bestimmten Produkttyp entnommen werden.

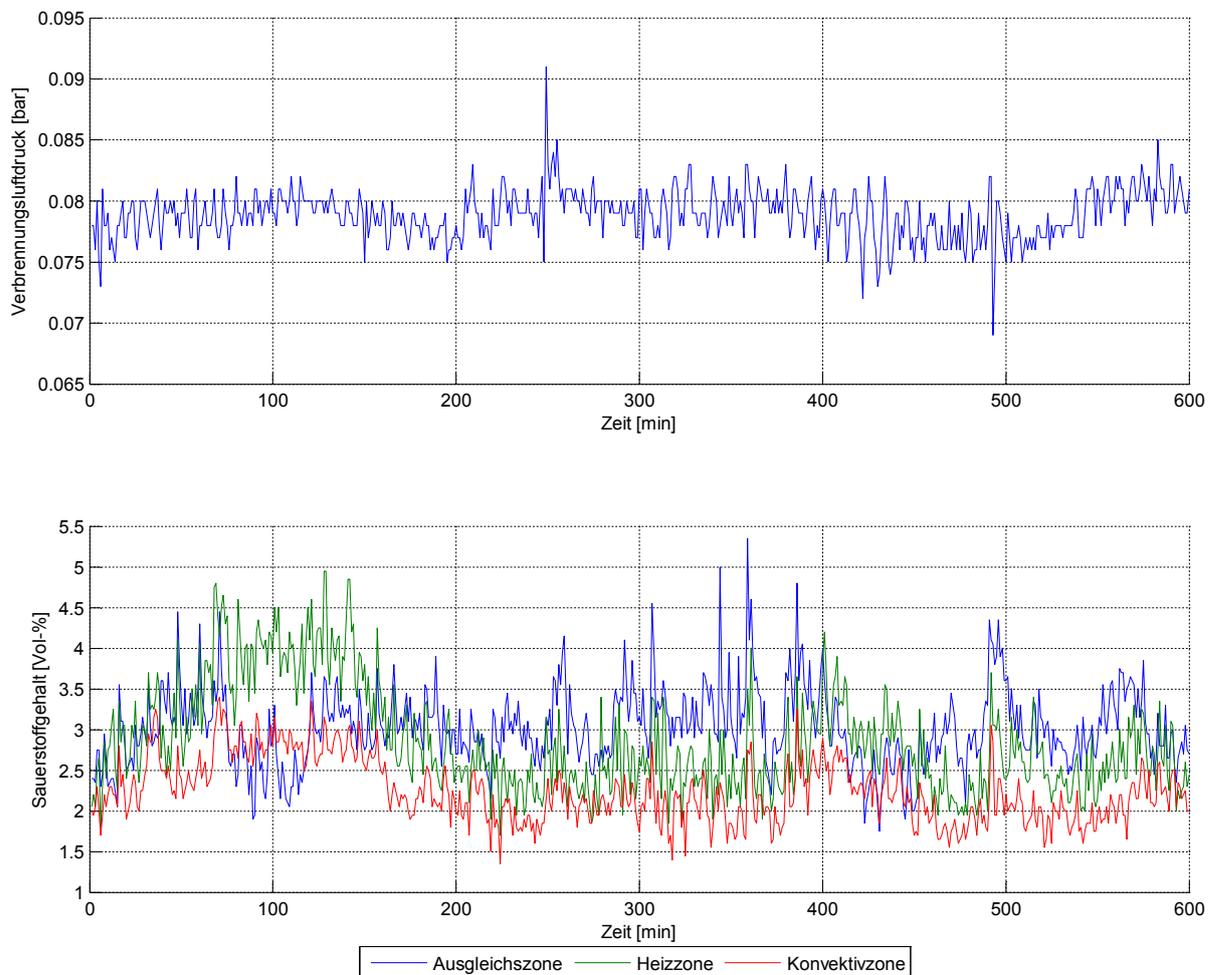


Abbildung 6.3: Zeitlicher Verlauf des Verbrennungsluftdrucks und der Sauerstoffkonzentrationen im Normalbetrieb

In der nachfolgenden Tabelle 6.2 sind im Weiteren die Durchschnittswerte der Sauerstoffkonzentrationen für diesen Zeitraum angeführt.

Ofenzone	Sauerstoffkonzentration [Vol-%]
Konvektivzone	2,20
Heizzone	2,79
Ausgleichszone	3,02

Tabelle 6.2: Mittlere Sauerstoffkonzentrationen bei Normalbetrieb

Die berechneten Ergebnisse aus Abschnitt 5.7.3.2 für die in den Ofen einströmenden Medien zeigen, dass durch Abweichungen des Soll-Wirkdruckes an den Messblenden beachtliche Deviationen der jeweiligen Durchflüsse entstehen können. Bei konkreter Betrachtung der Verbrennungsluft ist durch eine Änderung des Luftvordrucks  $p_{x1}$  auch ein geänderter Durchfluss  $\dot{V}_{med}$  und somit eine veränderte eingebrachte Menge an Luft zu erwarten. Dies kann unter Zuhilfenahme der Energieerhaltung (Satz von Bernoulli) und der Kontinuitätsgleichung für reibungsfreie, inkompressible Gase gezeigt werden [47, S. 82]:

$$p + \rho_{B,med} \times \frac{w_{med}^2}{2} + \rho_{B,med} \times g \times z = \textit{konstant}$$

$$\dot{V}_{med} = A \times w_{med} = \textit{konstant}$$

$$\dot{V}_{med} = \sqrt{\frac{p_{x1} - p_{x2}}{\frac{\rho_{B,med}}{2} \times \left( \frac{1}{A_{x2}^2} - \frac{1}{A_{x1}^2} \right)}}$$

Aus dem hergeleiteten Zusammenhang ist ersichtlich, dass beispielsweise bei einer Erhöhung des Verbrennungsluftdruckes  $p_{x1}$  und ansonsten gleichbleibenden Bedingungen (zum Beispiel Ofendruck) der Volumenstrom  $\dot{V}_{med}$  ansteigt.

Anmerkung: Die dargestellte Beziehung ist lediglich für inkompressible Medien geeignet. Bei steigender Strömungsgeschwindigkeit  $w_{med}$  in den Rohrleitungen nimmt auch die Größe des Berechnungsfehlers zu, weshalb für die Erzielung hinreichend genauer Ergebnisse, das Verhältnis<sup>1</sup> der Strömungsgeschwindigkeit des Gases zur Schallgeschwindigkeit unter dem Wert 0,8 liegen sollte. Oberhalb dieses Schwellwertes sind Berechnungsmethoden für reale Gase zu empfehlen [48, S. 133].

Unter Abstimmung mit den zuständigen Betriebsingenieuren soll in einem ersten Versuch ein gegenüber dem Normalbetrieb erhöhter Verbrennungsluftdruck vorliegen, um Auswirkungen auf den Sauerstoffgehalt detektieren zu können. Durch den oben gezeigten Zusammenhang von Volumenstrom und Druck ist mit höheren Sauerstoffkonzentrationen im Ofenraum zu rechnen.

Um die Durchführung des Experiments zu ermöglichen ist es notwendig, sicherheitstechnische Grenzwerte des Verbrennungsluftdrucks zu kennen. Bei einer Über- oder Unterschreitung der im Ofensystem festgelegten maximalen beziehungsweise minimalen Schwellwerte führt dies zur Unterbrechung der Feuerung und im Weiteren zu einer Abschaltung der gesamten Wärmeanlage. Diese unzulässigen Betriebszustände gilt es zu vermeiden, weshalb während des gesamten Versuchs stets auf die Höhe des Verbrennungsluftdrucks zu achten ist, um vorzeitig eine Überbeziehungsweise Unterschreitung der Grenzwerte erkennen und dementsprechend Gegenmaßnahmen setzen zu können.

Im ersten Versuch, der sich über einen Zeitraum von mehr als zwölf Stunden erstreckt, liegt der Verbrennungsluftdruck durchschnittlich bei 110 mbar und somit deutlich über dem Druck-Niveau bei Normalbetrieb des HBO. Dies führt in allen Ofenzonen zu deutlich höheren Sauerstoffkonzentrationen im Abgas, welche in Tabelle 6.3 angeführt sind.

<sup>1</sup>Verhältnis ist auch unter dem Namen Machzahl bekannt.

Ofenzone	Sauerstoffkonzentration [Vol-%]
Konvektivzone	5,00
Heizzone	5,63
Ausgleichszone	5,24

Tabelle 6.3: Mittlere Sauerstoffkonzentrationen für 110 mbar Verbrennungsluftdruck

Aus der folgenden Abbildung 6.4 kann wiederum der Verlauf des Verbrennungsluftdrucks und dem Sauerstoffgehalt während des Versuchszeitraums entnommen werden.

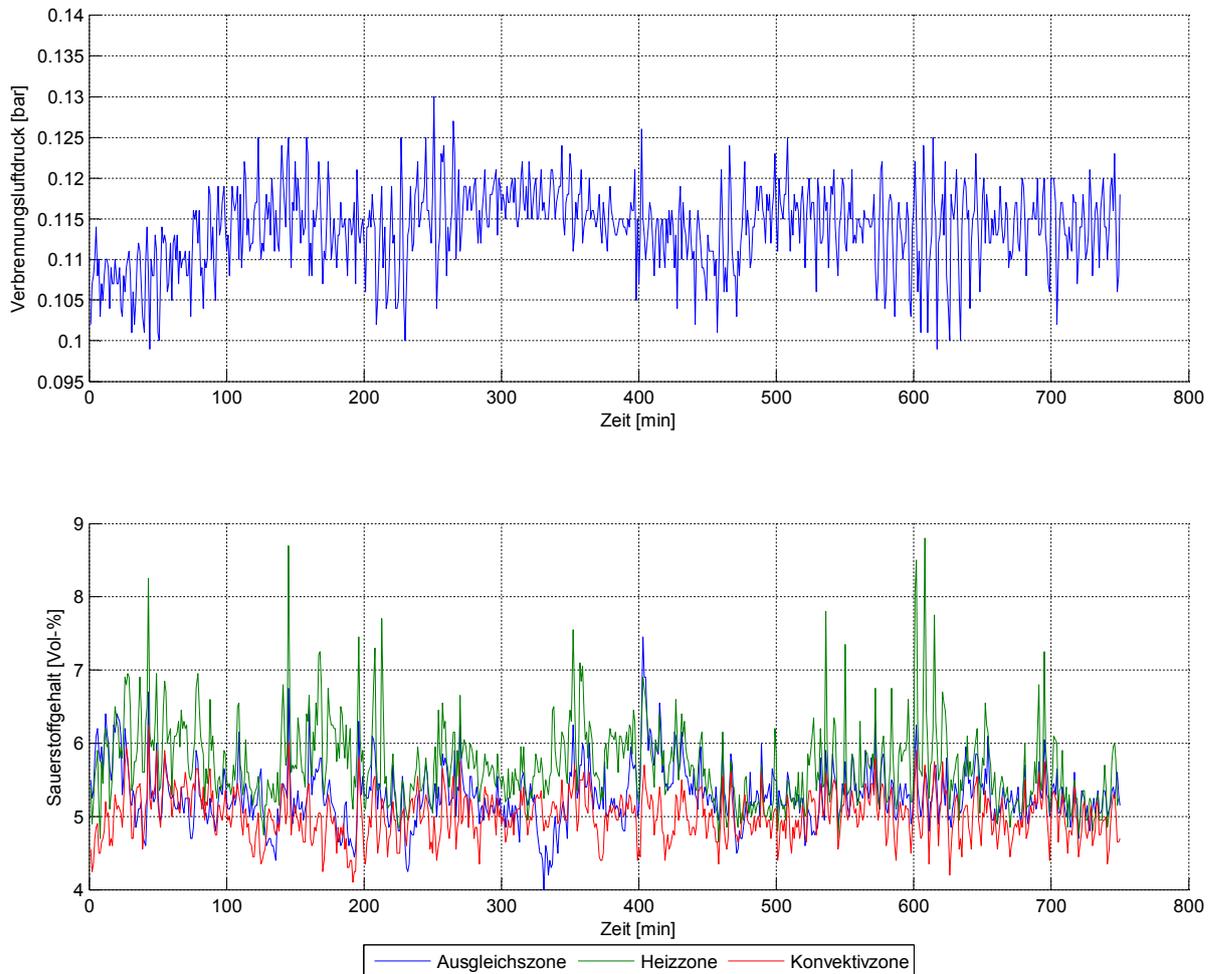


Abbildung 6.4: Zeitlicher Verlauf des Verbrennungsluftdrucks und der Sauerstoffkonzentrationen während des Versuchs

Aus diesem Ergebnis kann nun festgestellt werden, dass durch die größeren Mengen an einströmender Verbrennungsluft die Ofenatmosphäre eine unerwünschte „Abkühlung“ erfährt. Um die Prozesstemperaturen dennoch aufrecht halten zu können, sind eine längere Feuerung (Betriebszeit) jedes einzelnen Brenners und im Weiteren ein Brennstoff-Mehrverbrauch zu erwarten.

Um diese Vermutung zu bestätigen, müssen Vergleichszeiträume gefunden werden, in denen ähnliche Ofenleistungen und Brammendurchsätze, aber bestimmungsgemäße Verbrennungsluftdrücke vorliegen. Nach der Bildung dieser Referenz ist ein Brennstoff-Mehrverbrauch auf Basis von Erdgas um 16% gegenüber der herkömmlichen Betriebsweise zu verzeichnen.

Daraus kann weiter abgeleitet werden, dass ein Betrieb mit niedrigerem Verbrennungsluftdruck eine Reduzierung des Brennstoffverbrauchs bei gleichbleibenden Bedingungen, wie Brammendurchsatz, Ziehtemperatur und so weiter, zur Folge hat. Der Druck kann allerdings, wie bereits oben erwähnt, nicht beliebig weit abgesenkt werden, da bei einer Unterschreitung des minimalen Schwellwerts die gesamte Wärmanlage automatisch außer Betrieb genommen wird und

keinesfalls eine unvollständige Verbrennung die Folge sein sollte.

Um die Konzentrationen bei niedrigerem Luftvordruck zu bestimmen, können mit Hilfe einer weiteren Versuchsreihe zwei weitere Druckniveaus betrachtet werden. Über Zeitspannen von jeweils 30 Minuten liegt der Verbrennungsluftdruck bei 70 und 95 mbar, weshalb Betriebspunkte vorhanden sind, die vom Normalbetrieb (80 mbar) abweichen. Aus Abbildung 6.5 können die Verläufe des Verbrennungsluftdrucks und der Sauerstoffkonzentrationen in den jeweiligen Ofenzonen über den Zeitraum der zweiten Versuchsreihe entnommen werden.

In den nachstehenden Tabellen 6.4 und 6.5 sind zudem die für die Druckpegel vorliegenden Sauerstoffkonzentrationen angeführt.

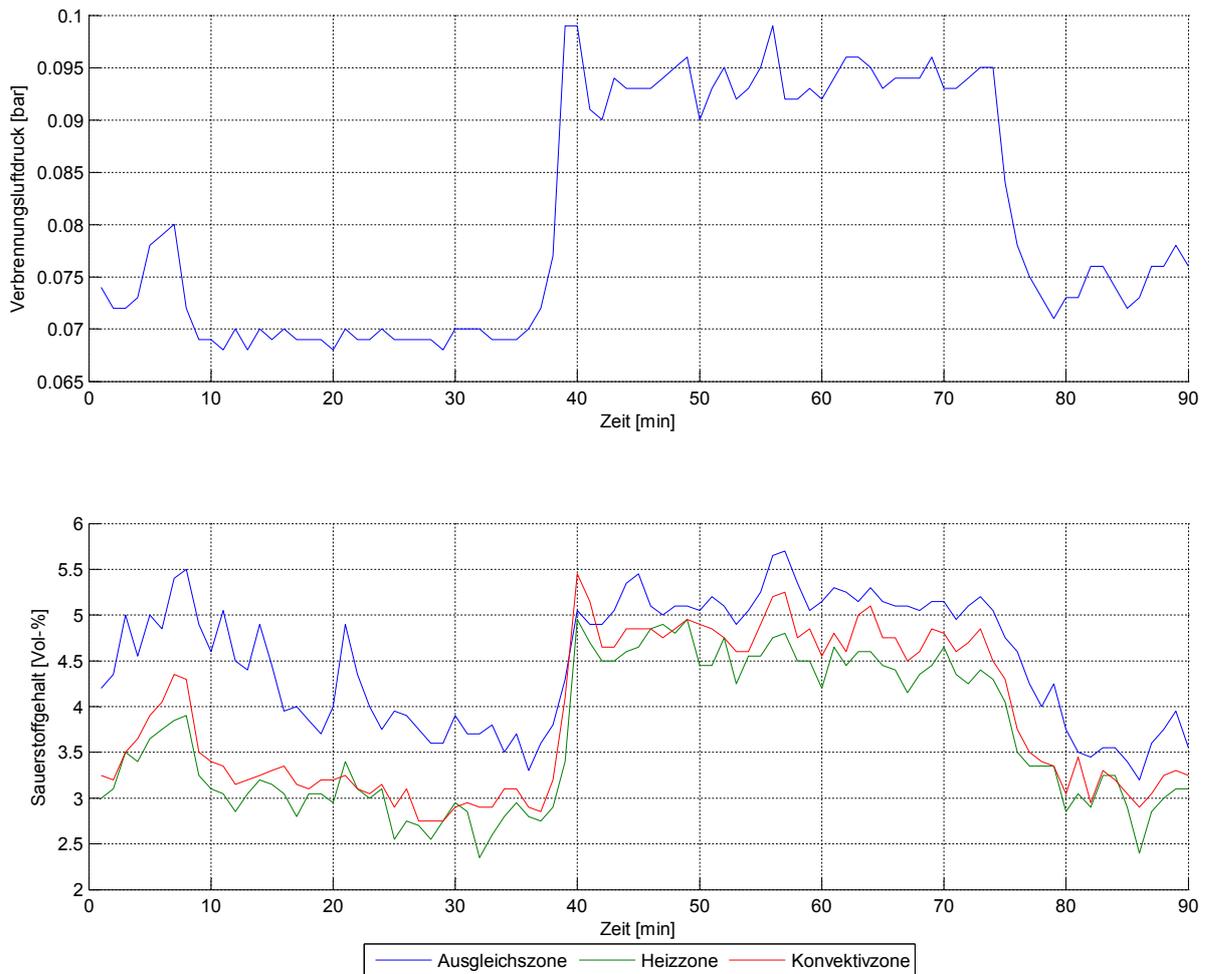


Abbildung 6.5: Zeitlicher Verlauf des Verbrennungsluftdrucks und der Sauerstoffkonzentrationen während der zweiten Versuchsreihe

Die Ergebnisse sind allerdings nur bedingt brauchbar, da beim kleineren Druckniveau (70 mbar) ein höherer Gehalt des Sauerstoffs vorliegt als im Normalbetrieb. Dies kann vermutlich durch die Tatsache begründet werden, dass zwischen der ersten und zweiten Versuchsreihe ein geplanter Anlagenstillstand stattgefunden hat, weshalb unterschiedliche Betriebsbedingungen vorliegen könnten.

Ofenzone	Sauerstoffkonzentration [Vol-%]
Konvektivzone	3,08
Heizzone	2,91
Ausgleichszone	4,03

Tabelle 6.4: Mittlere Sauerstoffkonzentrationen für 70 mbar Verbrennungsluftdruck

Die Konzentrationen beim Druckpegel von 95 mbar liegen hingegen, wie erwartet, zwischen denjenigen des Normalbetriebs und Versuchs mit einem Luftvordruck von 110 mbar.

Ofenzone	Sauerstoffkonzentration [Vol-%]
Konvektivzone	4,80
Heizzone	4,54
Ausgleichszone	5,16

Tabelle 6.5: Mittlere Sauerstoffkonzentrationen für 95 mbar Verbrennungsluftdruck

Zusammenfassend können aus Abbildung 6.6 die gemessenen Sauerstoffkonzentrationen zu den jeweiligen Druckniveaus aus den Versuchen und im Normalbetrieb entnommen werden. Eine Aussage über den Sauerstoffgehalt unterhalb von 70 mbar und oberhalb von 125 mbar ist aufgrund fehlender Datenpunkte allerdings nur schwer bis kaum möglich. Um eine mit großen Fehlern behaftete Prognose zu vermeiden, wird hier bewusst auf eine Regression verzichtet.

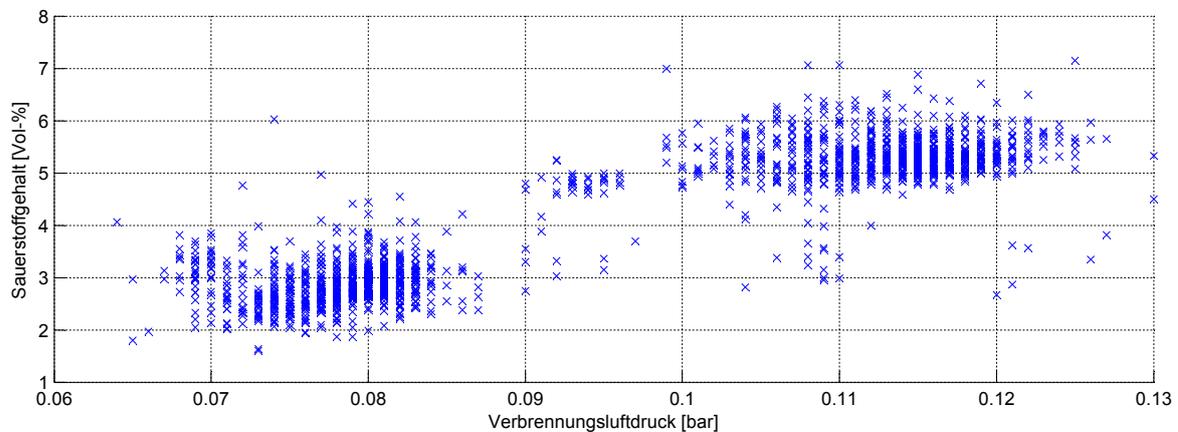


Abbildung 6.6: Darstellung Sauerstoffkonzentration über Verbrennungsluftdruck

Grundsätzlich kann aus dem Verbrennungsluftdruck-Variations-Versuch festgestellt werden, dass eine Beziehung zwischen Verbrennungsluftdruck und Sauerstoffkonzentration im Abgas ersichtlich ist. Bei Wunsch nach kleinerem Sauerstoffanteil im Rauchgas kann der Luftvordruck gesenkt werden, wobei stets die oben erwähnten Schwellwerte für maximalen und minimalen Druck eingehalten werden müssen. Dazu ist eine ideale Anpassung des Ofensystems erforderlich.

# 7 Empfohlene Optimierungen und Versuchsvorgehensweise

Aufgrund der zeitlichen Umstände ist es im Zuge dieser Masterarbeit nicht möglich, weitere Versuche an der Wärmeanlage durchzuführen. Das befristete Arbeitsverhältnis und vor allem die Tatsache, dass für einen weiteren Versuch ein Anlagenstillstand wünschenswert aber derzeit nicht vorgesehen ist, lässt lediglich eine Empfehlung beziehungsweise einen Ausblick über die weitere Versuchs-Vorgehensweise zu.

## 7.1 Justierung Handeinstellklappen der Brenner

Um die in Abschnitt 5.7.3.2 ermittelten überschüssig einströmenden Luftmengen in den Ofenraum mit einem Versuch zu belegen, sollen unter Abstimmung mit den zuständigen Betriebsingenieuren die Handeinstellklappen der Brenner, insbesondere der Verbrennungsluftzuleitungen, einer Justierung unterzogen werden.

Die Vorgehensweise ist grundsätzlich den halbjährlich durchgeführten Messblenden-Wirkdruck-Messungen ähnlich. Der einzige wesentliche Unterschied liegt allerdings in der Einstellung der Handeinstellklappen. Folgender Ablauf ist zu empfehlen:

1. Ermittlung des an der Messblende vorherrschenden Wirkdruckes mit Hilfe eines Druckmessgerätes
2. Eintragung des aktuellen Wirkdruckes in ein Versuchsprotokoll
3. Ausgabe eines Wirkdruck-Sollwertes vom Ofensystem
4. Aufnahme des Wirkdruck-Sollwertes in das Protokoll
5. Anpassung des Wirkdruckes mit möglichst geringer Abweichung zum Sollwert durch Justierung der Handeinstellklappe
6. Eintragung des neu eingestellten Wirkdruckes an der Messblende in das Versuchsprotokoll

Damit das Risiko eines instabilen beziehungsweise unerwünschten Betriebs reduziert werden kann, besteht die Möglichkeit, die Brenner zunächst in einer Ofenzone zu justieren, um so möglichen unerwünschten Änderungen des Verbrennungsprozesses rasch entgegenwirken zu können. Bei Gegebenheit können dann die Handeinstellklappen weiterer Feuerungsstellen in anderen Zonen oder auch des gesamten Ofens eingestellt werden. Grundsätzlich sollten die Einstellarbeiten in der Ausgleichszone begonnen werden, da diese einen geringeren Aufwand und ein großes Potenzial zur Reduktion der Sauerstoffkonzentrationen im Ofenraum mit sich bringen. Im Gegensatz zu der getakteten On/Off-Betriebsweise der Brenner im Normalbetrieb können während eines Anlagenstillstandes alle Feuerungsstellen gleichzeitig mit Verbrennungsluft versorgt werden, was Druckschwankungen in der Haupt- und den Zuleitungen verringert. Somit werden die Justierarbeiten und das Ablesen der vorliegenden Wirkdrücke an den Messblenden wesentlich erleichtert.

Ein geänderter Sauerstoffgehalt im Abgas innerhalb des Ofenraums sollte die Folge sein. Je nach Brenner und Ofenbereich kann dies zu einer Erhöhung oder Reduzierung der Konzentration führen. Bei einer möglichst genauen Anpassung der Handeinstellklappen aller Feuerungsstellen ist generell mit einer Senkung der Sauerstoffkonzentration zu rechnen, welche sich

bereits während des Versuchs durch die Sauerstoffmesspunkte im Ofenraum zeigen dürfte. An dieser Stelle kann somit entschieden werden, ob weitere Justierarbeiten durchgeführt werden oder durch die Erzielung eines möglichen unerwünschten Betriebspunktes der Anlage ein Zurücksetzen auf die vor dem Versuch vorliegenden Wirkdrücke zweckmäßig ist.

Nach Justierung der Klappen und dem Protokollieren der Soll- und vorliegenden Wirkdrücke an den einzelnen Messblenden kann wiederum eine Berechnung, wie in 5.7.3.2 nach DIN EN ISO 5167-2:2003, der eingebrachten Volumenströme von Verbrennungsluft und Erdgas durchgeführt werden. Auf Basis der einströmenden Mengen ist es ebenso sinnvoll, die vorherrschenden Luftverhältniszahlen der Feuerungsstellen zu berechnen, um sie in weitere Folge mit den ermittelten der Sauerstoffgehalts-Messungen zu vergleichen.

Unter Berücksichtigung von etwaigen Ungenauigkeiten der Wirkdruck-Messungen an den Messblenden in den Zuleitungen der Brenner und den Sauerstoffkonzentrations-Messungen im Ofenraum kann so eine fundiertere Aussage über die Feuerung der Thermoprozessanlage abgegeben werden.

## 7.2 Weiterer Verbrennungsluftdruck-Variations-Versuch

Wie bereits in Kapitel 6.2 erläutert, ist ein Zusammenhang zwischen Verbrennungsluftdruck und der Sauerstoffkonzentration im Abgas zu erkennen. Durch einen weiteren Versuch kann möglicherweise eine fundiertere Aussage über den Sauerstoffgehalt bei verringertem Luftvordruck getroffen werden, weshalb an dieser Stelle ein weiteres Experiment empfohlen wird.

Sollte dadurch eine Reduzierung der Sauerstoffkonzentrationen unter Berücksichtigung des minimalen Luftdruck-Schwellwertes möglich sein, kann unter Abstimmung mit den zuständigen Betriebsingenieuren und Regelungstechniker an einer dauerhaften Senkung des Verbrennungsluftdrucks im Normalbetrieb gearbeitet werden.

## 8 Wirtschaftliche Betrachtung

Um eine konstruktive Aussage über die Wirtschaftlichkeit des HBO, insbesondere bei einer überstöchiometrischen Feuerung, machen zu können, sei im Folgenden eine kurze monetäre Betrachtung in Anlehnung an die getätigten Untersuchungen angeführt.

Da, wie bereits erwähnt, bei einer überstöchiometrischen Verbrennung die Ofenatmosphäre durch den Luftüberschuss in einem gewissen Maß abgekühlt wird, ist zur Aufrechterhaltung der Ofenraumtemperatur ein erhöhter Brennstoffverbrauch die Folge. Grundsätzlich nimmt die Brennstoffmenge mit steigender Überschussluft zu. Um diesen Mehrverbrauch in Geldeinheiten bewerten zu können, werden Betriebsfälle (siehe Tabelle 8.1) mit unterschiedlichen Sauerstoffkonzentrationen betrachtet.

Der erste Betriebsfall dient als Basis zur Beurteilung einer überstöchiometrischen Verbrennung mit einer mittleren Sauerstoffkonzentration von über 2,5 Vol-%, welcher als durchschnittlicher Wert zu bezeichnen ist. Als zweite Betriebsweise wird von einer Optimierung ausgegangen, die einen Sauerstoffgehalt von etwa zwei Vol-% im Ofenraum bewirkt. Zuguterletzt soll ein dritter Fall eingeführt werden, um eine Verbrennung mit einer Luftverhältniszahl von 1,05 zu bewerten. Dieser Wert gilt im Ofensystem als Referenzzustand für eine Vielzahl an Sollwertbildungen für die Regelung von Ofen-, Verbrennungsluft-, Erdgasdruck et cetera.

An dieser Stelle sei noch angemerkt, dass die einzelnen Betriebsfälle jeweils den selben Prozessbedingungen hinsichtlich Durchsatz, Brammeneintritts- sowie Austrittstemperatur unterliegen, um eine Verfälschung der Ergebnisse zu vermeiden. Des Weiteren soll diese Berechnung als Abschätzung des Erdgas-Mehrverbrauchs angesehen werden, weshalb die Ergebnisse erst durch eine Änderung der Betriebsweise des HBO überprüft werden können.

	Einheit	Fall 1	Fall 2	Fall 3
mittlere Sauerstoffkonzentration	[Vol-%]	2,77	2,05	0,91
mittlere Luftverhältniszahl	[]	1,17	1,12	1,05
Verbrennungsluftbedarf	[%]	100	95,56	89,56
Erdgasverbrauch	[%]	100	98,56	96,68
Betriebsstunden	[h/Jahr]	7.500	7.500	7.500
jährliche Energieeinsparung	[MWh/Jahr]	-	8.147	19.102
Erdgaspreis (nach [49])	[€/MWh]	34,27	34,27	34,27
jährliche Einsparung	[€]	-	279.200	654.600

Tabelle 8.1: Wirtschaftlichkeitsanalyse

Aus der tabellarischen Darstellung ist zu erkennen, dass bereits durch eine Reduzierung des Sauerstoffgehalts auf etwa zwei Vol-% der Verbrennungsluftbedarf um 4,44 % gesenkt werden kann. In weiterer Folge würde dies bei 7.500 Betriebsstunden im Jahr eine Erdgaseinsparung von über 8.000 MWh bewirken, was, ergänzt mit dem derzeitigen Industrie-Erdgaspreis, eine Jahreseinsparung von knapp 280.000 € bedeutet.

Unter Betrachtung der ermittelten Ergebnisse der eingebrachten Mengen an Verbrennungsluft und Brennstoff, im Besonderen Erdgas, ist ein Sauerstoffgehalt, wie im Betriebsfall zwei dargestellt, durch Optimierung der Handeinstellklappen als realistisch zu bezeichnen.

Bei Betrachtung des Referenzzustandes (Fall drei) mit 0,9 Vol-% Sauerstoff im Abgas belaufen sich die Einsparungen noch in weit größeren Bereichen, wobei eine derartig große Reduktion des Sauerstoffgehalts alleinig durch die Justierarbeiten an den Handeinstellklappen schwer bis kaum möglich sein wird.

## 9 Zusammenfassung und Ausblick

In den ersten zwei Kapiteln dieser Arbeit werden vor allem Anlagen zum Erwärmen von Stahl vorgestellt und im Besonderen der Aufbau und Betrieb eines Hubbalkenofens näher erläutert. Im Weiteren wird zur Bewertung der Energieeffizienz eine Anleitung zur Erstellung einer Energiebilanz angeführt, die speziell den Ofenraum als Kernkomponente der Wärmanlage betrachtet. Neben dieser Energiebilanzierung ist ein Überblick der zum heutigen Stand der Technik möglichen Maßnahmen zur Steigerung der Energieeffizienz gegeben. Diese Methoden können allgemein für Industrieöfen angewendet werden und beziehen sich somit nicht nur auf Wärmanlagen vom Typ eines Hubbalkenofens.

Anschließend wird ein Hubbalkenofen der voestalpine Stahl GmbH Linz hinsichtlich seines Aufbaus und seiner Funktionsweise vorgestellt, auf welchen sich die getätigten Berechnungen und Untersuchungen beziehen.

Der praktische Teil dieser Masterarbeit beginnt mit einer Energiebilanzierung für die einzelnen, für den Betrieb des HBO relevanten Komponenten und soll als Grundlage zur Beurteilung der Effizienz dienen.

Um die Ergebnisse aus der Bilanzierung zu überprüfen beziehungsweise diese zu verfeinern, wurden noch weitere Berechnungen getätigt, welche überblicksweise für eine einfache Wiederaufnahme der Untersuchungen im Folgenden aufgelistet sind:

- Durchflussberechnung der Klappen für Rekuperatorschutz-, Heißluftabblasungs- und Kaltlufteinblasungssystem
- Abschätzung der Ofenwandwärmeverluste für den stationären Betrieb des HBO
- Ermittlung des Wärmeübergangskoeffizienten zwischen Ofenraum und Wärmgut auf Basis eines Brammen-Durchwärmversuchs
- Abschätzung der Wärmeaufnahme durch die Balkenkühlung
- Untersuchung der Druckverluste im Abgaskanal
- Betrachtung des Ofenregelungssystems
- Berechnung der in den Ofen einströmenden Mengen an Verbrennungsluft und Brennstoffen mit Hilfe von Messblenden in den Zuleitungen der Brenner

Mit Hilfe der durchgeführten Berechnungen können somit drei wesentliche Potenziale zur Verbesserung der Energieeffizienz genannt werden:

- Senkung der Abgastemperatur im Kamin
- Reduktion des Gichtgaseinsatzes<sup>1</sup>
- Senkung des Sauerstoffgehalts im Ofenraum

Auf Wunsch des Unternehmens wurde der Fokus dieser Arbeit auf die erhöhten Sauerstoffkonzentrationen im Abgas gelegt. Die Herkunft dieses erhöhten Sauerstoffgehalts im Ofenraum kann vorerst zwei Gründe haben. Zum einen kann ein Falschlufteintritt in den Ofen für den erhöhten Sauerstoffanteil verantwortlich sein, zum anderen eine Verbrennung mit Luftüberschuss.

---

<sup>1</sup>Hierbei kann von einem Optimierungspotenzial der Einzelanlage gesprochen werden, nicht aber für das gesamte Hüttenwerk.

Mit Hilfe eines Versuchs konnte ein Falschlufteintrag vorerst ausgeschlossen werden, da bei Variation des Ofendruckes kein Zusammenhang mit der Sauerstoffkonzentration im Abgas ersichtlich geworden ist.

Des Weiteren wurde ein Experiment durchgeführt, indem der HBO mit einem vom Normalbetrieb abweichenden Verbrennungsluftdruck betrieben wurde, um eine Beziehung zwischen Luftvordruck und Sauerstoffgehalt im Ofenraum zu finden. Bei unterschiedlichen Verbrennungsluftdruck-Niveaus ist ein Zusammenhang zu erkennen, wobei darauf hingewiesen wird, dass eine Senkung der Konzentration durch die Reduktion des Vordrucks aus sicherheits- und produktionstechnischen Gründen nicht beliebig weit möglich und eine dementsprechende Anpassung des Ofensystems erforderlich ist.

Durch die getätigten Berechnungen der eintretenden Mengen an Erdgas und Verbrennungsluft in den Ofenraum kann auf eine Verbrennung mit hohem Luftüberschuss geschlossen werden, welche im Weiteren zu erhöhten Sauerstoffkonzentrationen im Abgas führt. Um dies näher zu untersuchen, sollte ein Versuch getätigt werden, in dem die einzelnen Brenner justiert und somit optimiert werden. Aus zeitlichen Gründen konnte im Zuge dieser Masterarbeit dieses Vorhaben nicht verwirklicht werden, weshalb an dieser Stelle die Durchführung in naher Zukunft empfohlen wird, da eine Verbesserung hinsichtlich der Sauerstoffkonzentrationen zu erwarten ist.

Um eine überstöchiometrische Verbrennung und den damit verbundenen Brennstoff-Mehrverbrauch monetär abschätzen zu können, wurde im Kapitel acht eine kurze wirtschaftliche Betrachtung durchgeführt. Aus dieser geht hervor, dass bei einer optimierten Betriebsweise des HBO bezüglich der überstöchiometrischen Verbrennung neben einer Verbesserung der Energieeffizienz auch von einem Einsparpotenzial gesprochen werden kann. Je nach Feuerung mit unterschiedlichen Luftverhältniszahlen würde dies eine unterschiedlich große Einsparung an Brennstoffen bewirken. Dem jährlichen Einsparpotenzial stehen im Wesentlichen keine Investitionen hinsichtlich der Wärmanlage gegenüber. Da ohnehin eine halbjährliche Überprüfung der Handeinstellklappen durchgeführt wird und die kontinuierliche Überwachung des Sauerstoffgehalts gegeben ist, beschränkt sich der zusätzliche zeitliche Aufwand lediglich auf die Justierung der Klappen.

Wie weitere Untersuchungen, Versuche und vor allem der Betrieb des HBO zukünftig durchgeführt werden, liegt in den Händen des Unternehmens. Im Weiteren wird sich zeigen wie sich (mögliche) geänderte Betriebszustände auswirken werden.

# Nomenklatur

## Chemische Formelzeichen

$CO$	Kohlenstoffmonoxid
$CO_2$	Kohlenstoffdioxid
$H_2O$	Wasser
$H_2S$	Schwefelwasserstoff
$H_2SO_4$	Schwefelsäure
$LiBr$	Lithiumbromid
$NH_3$	Ammoniak
$NO_x$	Stickstoffoxide
$O_2$	molekularer Sauerstoff
$SO_2$	Schwefeldioxid

## Symbole

$A$	Fläche	$m^2$
$A$	Strömungsquerschnitt	$m^2$
$A_{WG}$	Oberfläche des Wärmeguts	$m^2$
$A_{x1}$	Strömungsquerschnitt an der Stelle $x1$	$m^2$
$A_{x2}$	Strömungsquerschnitt an der Stelle $x2$	$m^2$
$BG$	Ofenbelegungsgrad	%
$C$	Durchflusskoeffizient	-
$c_{pm,AG,nO}$	mittlere spezifische Wärmekapazität der Abgase nach dem Ofen bei konstantem Druck	$J/(kgK)$
$c_{pm,Br}$	mittlere spezifische Wärmekapazität des Brennstoffs bei konstantem Druck	$J/(kgK)$
$c_{pm,L}$	mittlere spezifische Wärmekapazität der Verbrennungsluft bei konstantem Druck	$J/(kgK)$
$c_{m,WG,0}$	mittlere spezifische Wärmekapazität des Wärmeguts beim Einsatz	$J/(kgK)$
$c_{m,WG,1}$	mittlere spezifische Wärmekapazität des Wärmeguts beim Austrag	$J/(kgK)$
$c_{m,WG,Z}$	mittlere spezifische Wärmekapazität des Wärmeguts in einer Ofenzone	$J/(kgK)$
$D_K$	Kamindurchmesser	$m$
$d$	Messblendendurchmesser	$m$
$d_i$	Durchmesser des betrachteten Abschnitts im Abgaskanal	$m$
$\dot{E}_{AG,nO}$	Energiestrom der Abgase nach dem Ofen	$W$
$E_{Br}$	gesamter Brennstoffverbrauch pro Jahr	$J$
$\dot{E}_{Br,chem}$	chemisch gebundener Energiestrom des Brennstoffs	$W$
$\dot{E}_{Br,sens}$	Enthalpiestrom des Brennstoffs	$W$
$\dot{E}_D$	Energiestrom des Wasserdampfes	$W$

$E_{ges}$	gesamter Energieverbrauch pro Jahr	J
$\dot{E}_K$	Energiestrom der Kühlung	W
$\dot{E}_{SW}$	Energiestrom des Speisewassers	W
$\dot{E}_{VL,sens}$	Enthalpiestrom der Verbrennungsluft	W
$\dot{E}_{WG,0}$	Energiestrom Wärmgut-Einsatz	W
$\dot{E}_{WG,1}$	Energiestrom Wärmgut-Austrag	W
$g$	Erdbeschleunigung	m/s <sup>2</sup>
$H$	Heizwert des Brennstoffs	Wh/m <sup>3</sup> (i.N.)
$H$	Kaminhöhe	m
$h_D$	spezifische Enthalpie des Wasserdampfes	J/kg
$h_{SW}$	spezifische Enthalpie des Speisewassers	J/kg
$K_{O_2}$	Sauerstoffkonzentration	Vol-%
$k$	Wärmedurchgangskoeffizient einer ebenen Wand	W/(m <sup>2</sup> K)
$k_Z$	Wärmedurchgangskoeffizient des Wärmguts in der betrachteten Ofenzone	W/(m <sup>2</sup> K)
$l$	tatsächlich zugeführte Luftmenge	kg/s
$l$	Tiefe des betrachteten Temperaturmesspunktes in der Versuchs-Bramme	m
$l_i$	durchströmte Länge des betrachteten Abschnitts im Abgaskanal	m
$l_{min}$	theoretisch erforderliche Mindestluftmenge	kg/s
$m'$	Masse der flüssigen Phase des Flüssigkeits-Dampf-Gemisches	kg
$m''$	Masse der gasförmigen Phase des Flüssigkeits-Dampf-Gemisches	kg
$\dot{m}_D$	Wasserdampf-Massenstrom	t/h
$\dot{m}_{WG}$	Wärmgut-Massenstrom	t/h
$OB$	Oberflächenbelastung	kg/m <sup>2</sup>
$p$	statischer Druck	Pa
$\Delta p_a$	Austrittsdruckverlust	Pa
$\Delta p_{eff}$	effektiver Kaminzug	Pa
$\Delta p_r$	Reibungsdruckverlust	Pa
$\Delta p_{st}$	statische Druckdifferenz	Pa
$\Delta p_{vi}$	Rohrreibungsverlust des betrachteten Abschnitts im Abgaskanal	Pa
$\Delta p_w$	Wirkdruck	Pa
$p_{x1}$	Druck an der Stelle $x_1$	Pa
$p_{x2}$	Druck an der Stelle $x_2$	Pa
$\dot{Q}$	Wärmestrom durch eine ebene Wand	W
$\dot{Q}_{WG,Z}$	aufgenommener Wärmestrom des Wärmguts in der betrachteten Ofenzone	W
$SEC$	Specific Energy Consumption (spezifischer Energieverbrauch)	Wh/t
$s_j$	Dicke einer Wandschicht	m
$T_{B,AG}$	Abgastemperatur im Betriebszustand	°C
$T_{AG,nO}$	Abgastemperatur nach dem Ofen	°C
$T_{Br}$	Anlieferungstemperatur des Brennstoffs	°C
$T_{HBO}$	Abgastemperatur im Ofenraum	°C
$T_L$	Lufttemperatur	°C
$T_N$	Normtemperatur	°C
$T_U$	Umgebungstemperatur	°C
$T_{VL,nR}$	Anlieferungstemperatur der Verbrennungsluft	°C
$T_{WG,0}$	Einsatztemperatur des Wärmguts	°C
$T_{WG,1}$	Austragtemperatur des Wärmguts	°C

$\Delta T_{HBO,Z-WG,Z}$	Temperaturdifferenz zwischen Abgas im Ofenraum und Wärmgut in der betrachteten Ofenzone	°C
$\Delta T_{WG,Z}$	Temperaturdifferenz des Wärmguts zwischen Ein- und Austritt in der betrachteten Ofenzone	°C
$\dot{V}_{AG,min,tr}$	minimaler Abgas-Volumenstrom trocken	m <sup>3</sup> /h (i.N.)
$\dot{V}_{AG,nO}$	Abgas-Volumenstrom nach dem Ofen	m <sup>3</sup> /h (i.N.)
$\dot{V}_{Br}$	Brennstoff-Volumenstrom	m <sup>3</sup> /h (i.N.)
$\dot{V}_{med}$	Volumenstrom des betrachteten Mediums	m <sup>3</sup> /h (i.N.)
$\dot{V}_{SW}$	Speisewasser-Volumenstrom	m <sup>3</sup> /h
$\dot{V}_{VL}$	Verbrennungsluft-Volumenstrom	m <sup>3</sup> /h (i.N.)
$\dot{V}_{VL,min,tr}$	minimaler Verbrennungsluft-Volumenstrom trocken	m <sup>3</sup> /h (i.N.)
$w_K$	Strömungsgeschwindigkeit des Abgases im Kamin	m/s
$w_i$	Strömungsgeschwindigkeit des Abgases im betrachteten Abschnitt des Abgaskanals	m/s
$w_{med}$	Strömungsgeschwindigkeit des betrachteten Mediums	m/s
$x$	Dampfgehalt	-
$z$	Höhenlage über dem Bezugsniveau	m

### Griechische Symbole

$\alpha_a$	Wärmeübergangskoeffizient an der Ofenaußenoberfläche	W/(m <sup>2</sup> K)
$\alpha_i$	Wärmeübergangskoeffizient im Ofeninnenraum	W/(m <sup>2</sup> K)
$\alpha_Z$	Wärmeübergangskoeffizient von Ofenraum zu Wärmgut in der betrachteten Ofenzone	W/(m <sup>2</sup> K)
$\beta$	Durchmesser-Verhältnis	-
$\varepsilon$	Expansionszahl	-
$\eta_f$	Feuerungstechnischer Wirkungsgrad	-
$\eta_o$	Ofentechnischer Wirkungsgrad	-
$\eta_R$	Rekuperatorwirkungsgrad	-
$\eta_w$	Wärmetechnischer Wirkungsgrad	-
$\lambda$	Luftverhältniszahl	-
$\lambda_i$	Rohrreibungszahl des betrachteten Abschnitts im Abgaskanal	-
$\lambda_j$	Wärmeleitfähigkeitskoeffizient einer Wandschicht	W/(mK)
$\lambda_K$	Rohrreibungszahl des Kamins	-
$\lambda_Z$	Wärmeleitfähigkeitskoeffizient der Bramme in der betrachteten Ofenzone	W/(mK)
$\rho_{B,AG}$	Dichte des Abgases im Betriebszustand	kg/m <sup>3</sup>
$\rho_{B,med}$	Dichte des betrachteten Mediums im Betriebszustand	kg/m <sup>3</sup>
$\rho_{N,AG}$	Normdichte des Abgases	kg/m <sup>3</sup> (i.N.)
$\rho_{N,med}$	Normdichte des betrachteten Mediums	kg/m <sup>3</sup> (i.N.)
$\rho_{N,Br}$	Normdichte des Brennstoffs	kg/m <sup>3</sup> (i.N.)
$\rho_{N,L}$	Normdichte der Luft	kg/m <sup>3</sup> (i.N.)
$\rho_{SW}$	Dichte des Speisewassers	kg/m <sup>3</sup>

---

## Indizes

0	Ausgangsbedingungen
1	Endbedingungen
<i>AG</i>	Abgas
<i>a</i>	außen (Ofenaußenoberfläche)
<i>a</i>	Austritt
<i>B</i>	Betriebsbedingungen
<i>Br</i>	Brennstoff
<i>chem</i>	chemisch
<i>D</i>	Wasserdampf
<i>eff</i>	effektiv
<i>f</i>	feuerungstechnisch
<i>ges</i>	Gesamt
<i>HBO</i>	im Ofen
<i>i</i>	innen (Ofeninnenraum)
<i>i</i>	betrachteter Abschnitt im Abgaskanal
<i>j</i>	Wandschicht (Lage)
<i>K</i>	Balkenkühlung
<i>K</i>	Kamin
<i>L</i>	Luft
<i>m</i>	mittel
<i>med</i>	Medium
<i>min</i>	minimal
<i>N</i>	Normbedingungen
<i>nO</i>	nach Ofen
<i>nR</i>	nach Rekuperator
<i>O<sub>2</sub></i>	Sauerstoff
<i>o</i>	ofentechnisch
<i>p</i>	bei konstantem Druck
<i>R</i>	Rekuperator
<i>r</i>	Reibung
<i>SW</i>	Speisewasser
<i>sens</i>	sensibel (fühlbar)
<i>st</i>	statisch
<i>tr</i>	trocken
<i>U</i>	Umgebung
<i>VL</i>	Verbrennungsluft
<i>WG</i>	Wärmgut
<i>w</i>	wärmetechnisch
<i>w</i>	wirkend
<i>x1</i>	an der Stelle 1
<i>x2</i>	an der Stelle 2
<i>Z</i>	betrachtete Ofenzone

---

## Abkürzungen

AGZ	Ausgleichszone
HBO	Hubbalkenofen voestalpine Stahl GmbH
HZ	Heizzone
EVU	Energieversorgungsunternehmen
KZ	Konvektivzone
KZO	Konvektivzone oben
ORC	Organic Rankine Cycle
STO6	Stoßofen 6 voestalpine Stahl GmbH
STO7	Stoßofen 7 voestalpine Stahl GmbH
VWZ	Vorwärmzone

# Literaturverzeichnis

- [1] voestalpine Stahl GmbH
- [2] Pfeifer, H.; Nacke, B.; Beneke, F. (Hrsg): Praxishandbuch Thermoprozesstechnik, Band 2, Vulkan-Verlag, 2. Auflage, Essen 2011
- [3] voestalpine Stahl GmbH, HBO Anlagendokumentation
- [4] Spur, G.; Stöferle, T.: Handbuch der Fertigungstechnik, Band 4/2 Wärmebehandeln, Carl Hanser Verlag, München Wien 1987
- [5] Stein Heurtey, Brennerbeschreibung (Anlagendokumentation)
- [6] Wüning, J. G.; Milani, A. (Hrsg): Handbuch der Brennertechnik für Industrieöfen, Vulkan-Verlag, Essen 2007
- [7] Fives Stein: Reheat Furnaces, Online, <http://www.fivesgroup.com> - letzter Zugriff 24.11.2013
- [8] Brunklaus, J. H.; Stepanek, F. J.: Industrieöfen Bau und Betrieb, Vulkan-Verlag, 6. Auflage, Essen 1994
- [9] Grote, K. H.; Feldhusen, J.: Dubbel Taschenbuch für den Maschinenbau, Springer-Verlag, 23. Auflage, Berlin Heidelberg 2011
- [10] Reining Heisskühlung GmbH & Co. KG: Kühlsysteme für Industrieöfen, Online, Broschüre, <http://reining.commedia.de> - letzter Zugriff 24.11.2013
- [11] Reining Heisskühlung GmbH & Co. KG: Verdampfungskühlung, Online, <http://reining.commedia.de> - letzter Zugriff 25.11.2013
- [12] Pfeifer, H.; Nacke, B.; Beneke, F. (Hrsg): Praxishandbuch Thermoprozesstechnik, Band 1, Vulkan-Verlag, 2. Auflage, Essen 2011
- [13] Krenn, C., Fresner, J., Meixner, E.: Energieeffizienzsteigerung in Unternehmen der stahlverarbeitenden Industrie durch Abwärmenutzung im Niedertemperaturbereich, 10. Symposium Energieinnovation, 13. - 15.2.2008, Technische Universität Graz
- [14] Verband Deutscher Maschinen- und Anlagenbau e.V.: Abnahme und Bestellung von Thermoprozessanlagen für die Stahl-, Eisen- und NE-Metallindustrie, Merkblatt VDMA 24206, Beuth Verlag GmbH, Berlin 2002
- [15] Forschungsstelle für Energiewirtschaft: Ermittlung von Energiekennzahlen für Anlagen, Herstellungsverfahren und Erzeugnisse, Online, <http://www.ffe.de> - letzter Zugriff 29.11.2013
- [16] Müller, E.; Engelmann, J.; Löffler, T.; Strauch, J.: Energieeffiziente Fabriken planen und betreiben, Springer-Verlag, 1. Auflage, Dordrecht Heidelberg London New York 2009
- [17] Bureau Of Energy Efficiency India: Furnaces, Online, <http://www.beeindia.in> - letzter Zugriff 15.11.2013
- [18] United States Environmental Protection Agency: Available and Emerging Technologies for Reducing Greenhouse Gas Emissions from the Iron and Steel Industry, Online, <http://www.epa.gov> - letzter Zugriff 30.10.2013
- [19] Raupenstrauch, H.; Werner, A.: Skriptum zur Vorlesung Einführung in die Wärmetechnik und thermische Prozesstechnik, Eigenverlag, Lehrstuhl für Thermoprozesstechnik, Montanuniversität Leoben, 2. Auflage, 2009

- [20] Peiler Montanwärme GmbH: Konvektionsrekuperator, Online, <http://www.peiler-montanwaerme.de> - letzter Zugriff 13.2.2014
- [21] Cengel, Y. A.; Ghajar, A. J.: Heat and Mass Transfer Fundamentals & Applications, McGraw-Hill, 4 Edition, New York 2011
- [22] Epple, B.; Leithner, R.; Linzer, W.; Walter, H. (Hrsg.): Simulation von Kraftwerken und wärmetechnischen Anlagen, Springer-Verlag, 1. Auflage, Wien New York 2009
- [23] Elster LBE: Rekuperatorbrenner ECOMAX, Online, <http://www.lbe-online.de> - letzter Zugriff 8.11.2013
- [24] Elster Kromschröder: Rekuperatorbrenner ECOMAX, Online, <http://www.kromschroeder.de> - letzter Zugriff 28.10.2013
- [25] Rinnhofer, H.: Energieeffizienz von Thermoprozessanlagen, Berg- und Hüttenmännische Monatshefte, Springer-Verlag, Heft 5, 2011
- [26] Umweltbundesamt Deutschland: Merkblatt über die Besten Verfügbare Techniken in der Eisen- und Stahlerzeugung, März 2012, Online, <http://www.umweltbundesamt.de> - letzter Zugriff 27.9.2013
- [27] European Commission: Reference Document on Best Available Techniques in the Ferrous Metals Processing Industry, Dezember 2001, Online, <http://eippeb.jrc.ec.europa.eu> - letzter Zugriff 27.9.2013
- [28] Werner, A.: Skriptum Potentiale und Maßnahmen zur Steigerung der Energieeffizienz in einem integrierten Hüttenwerk, Eigenverlag, Institut für Thermodynamik und Energie wandlung, Technische Universität Wien, 2009
- [29] Bios Bioenergiesysteme GmbH: Biomasse-Kraft-Wärme-Kopplung auf Basis des ORC-Prozesses - Stand der Technik und Möglichkeiten der Prozessoptimierung, Online, <http://www.bios-bioenergy.at> - letzter Zugriff 24.11.2013
- [30] Doletschek, M.; Hammer, A.: Skriptum zur Vorlesung Thermische Energietechnik, Eigenverlag, Lehrstuhl für Thermoprozesstechnik, Montanuniversität Leoben, 2011
- [31] Novergy: Renewable Energy Solutions, Online, <http://www.novergy.com.ph> - letzter Zugriff 26.11.2013
- [32] Kepplinger, W. L.: Skriptum zur Vorlesung Prozessorientierte Energieverbunde, Eigenverlag, Institut für Verfahrenstechnik des industriellen Umweltschutzes, Montanuniversität Leoben, 2011
- [33] Irretier, O.: Energieeffizienz in Industrieofenbau und Wärmebehandlung - Maßnahmen und Potentiale, Elektrowärme International, Vulkan-Verlag, Heft 1, 2010
- [34] Oberösterreichischer Energiesparverband: Industrielle Abwärmenutzung - Beispiele und Technologien, Online, <http://www.esv.or.at> - letzter Zugriff 27.11.2013
- [35] Blockheizkraftwerk-Infozentrum: Absorptionskältemaschine, Online, <http://www.bhkw-infozentrum.de> - letzter Zugriff 27.11.2013
- [36] TAB - Das Fachmedium der TGA-Branche: Kraft-Wärme-Kälte-Kopplung, Online, <http://www.tab.de> - letzter Zugriff 12.2.2014
- [37] Babcock Borsig Steinmüller GmbH: Prozessdampf, Online, <http://www.bbs.bilfinger.com> - letzter Zugriff am 29.11.2013
- [38] AGFW - Der Energieeffizienzverband für Wärme, Kälte und KWK e. V.: Fernwärme, Online, <http://www.fernwaerme-info.com> - letzter Zugriff 29.11.2013
- [39] Stadtwerke Kapfenberg: Fernwärme, Online, <http://www.stadtwerke-kapfenberg.at> - letzter Zugriff 29.11.2013
- [40] Fachverband Gas Wärme: Fernkälte, Online, <http://www.fernwaerme.at> - letzter Zugriff 29.11.2013

- [41] Schatz GmbH Ingenieurbüro für Industrieanlagen: Hubbalkenofen, Online, <http://www.tbschatz.at> - letzter Zugriff 6.2.2014
- [42] Geller, W.: Thermodynamik für Maschinenbauer, Springer-Verlag, 3. Auflage, Berlin Heidelberg New York 2005
- [43] Asian Productivity Organization: Training Manual on Energy Efficiency for Small and Medium Enterprises, Online, <http://www.apo-tokyo.org> - letzter Zugriff 9.1.2014
- [44] Grote, K. H.; Feldhusen, J.: Dubbel Taschenbuch für den Maschinenbau, Springer-Verlag, 22. Auflage, Berlin Heidelberg 2007
- [45] Cerbe, G.; Hoffmann, H. J.: Einführung in die Wärmelehre, Carl Hanser Verlag, 9. Auflage, München Wien 1990
- [46] Deutsches Institut für Normung e.V.: Durchflussmessung von Fluiden mit Drosselgeräten in voll durchströmten Leitungen mit Kreisquerschnitt - Teil 2: Blenden (ISO 5167-2:2003)
- [47] Bohl, W.: Technische Strömungslehre, Vogel Buchverlag, 9. Auflage, Würzburg 1991
- [48] Rist, D.: Dynamik realer Gase, Springer-Verlag, 1. Auflage, Berlin Heidelberg 1996
- [49] Energie-Control Austria: Ergebnisse Industriegaspreise, Online, <http://www.e-control.at> - letzter Zugriff 21.1.2014

# Abbildungsverzeichnis

2.1	Schema eines Hüttenwerks [1] . . . . .	2
2.2	Unterscheidung Wärmeanlagen nach [2, S. 214] . . . . .	3
2.3	Schematische Darstellung eines Hubbalkenofens [3, Kapitel 10] . . . . .	4
2.4	Übersicht der Ofenzonen [3, Kapitel 10] . . . . .	5
2.5	Breitflammenbrenner [3] . . . . .	7
2.6	Flammgestalt im Lang- und Kurzflammenbetrieb [5] . . . . .	7
2.7	Brennerkonstruktion [5] . . . . .	8
2.8	Brennstoffströmungen (blau) und Luftströmungen (rot) in Brennernähe [5] . . . . .	8
2.9	Querschnitt eines Hubbalkenofens nach [9, S. K22] . . . . .	9
2.10	Längsschnitt eines Hubbalkenofens [3, Kapitel 55] . . . . .	9
2.11	Grundprinzip einer Verdampfungskühlung nach [11] . . . . .	11
2.12	Verdampfungsvorgang im Kühlsystem nach [11] . . . . .	11
3.1	Sankey-Diagramm eines Hubbalkenofens ohne Wärmerückgewinnung . . . . .	14
3.2	Rohrbündelrekuperator im Kreuzstromprinzip nach [20] . . . . .	21
3.3	Schematischer Aufbau eines Drehbettregenerators [22, S. 147] . . . . .	23
3.4	Rekuperatorbrenner nach [23] . . . . .	24
3.5	Funktionsweise eines Regeneratorbrenner-Paares nach [2, S. 754] . . . . .	25
3.6	Aufbau eines Abhitzekessels nach [28, S. 9] . . . . .	27
3.7	Schema eines ORC-Prozesses nach [31] . . . . .	28
3.8	Schema einer Absorptionskälteanlage nach [30, S. 102] . . . . .	30
3.9	Absorptionskälteanlage für den kleineren Leistungsbereich [36] . . . . .	31
4.1	HBO - Anlagenschema nach [3] . . . . .	34
4.2	Balken des HBO mit Feuerfestmaterial-Ummantelung [3] . . . . .	35
4.3	Register eines Rekuperators mit lyraförmig gebogenen Rohren an der Abgas-eintrittsseite [20] . . . . .	36
4.4	HBO-Verbrennungsluftleitungen während der Bauphase [41] . . . . .	37
5.1	HBO - Messpunkte nach [3] . . . . .	38
5.2	Bilanzraum Ofen . . . . .	39
5.3	Bilanzraum Dampftrommel . . . . .	40
5.4	Bilanzraum Abgaskanal vor Rekuperator . . . . .	40
5.5	Bilanzraum Rekuperator . . . . .	41
5.6	Bilanzraum Kamin . . . . .	42
5.7	Energieflussbild des HBO (alle Werte in Prozent angegeben) . . . . .	43
5.8	Temperaturen im Abgasweg . . . . .	44
5.9	Sauerstoffgehalt im Ofenraum . . . . .	45
5.10	Zu- und abgeführte Massenströme durch Rekuperatorschutz, Heißluftabbläsung und Kaltlufteinblasung . . . . .	47
5.11	Schematischer Wandaufbau des HBO nach [3] . . . . .	48
5.12	Temperaturkurven aus dem Durchwärmversuch . . . . .	49
5.13	steigende Abgasverluste bei höherem spezifischen Gichtgaseinsatz . . . . .	53
5.14	Ofendruckverlauf . . . . .	54
5.15	Luftverhältniszahlen im Ofenraum . . . . .	55
5.16	Rohrleitungsaufbau eines Brenners . . . . .	56
5.17	Handeinstellklappe einer Verbrennungsluftleitung eines Brenners nach [3] . . . . .	56

---

6.1	Darstellung Sauerstoffkonzentration über Ofendruck . . . . .	60
6.2	Sauerstoffgehalt und Ofenleistung während des Versuchszeitraums . . . . .	60
6.3	Zeitlicher Verlauf des Verbrennungsluftdrucks und der Sauerstoffkonzentrationen im Normalbetrieb . . . . .	61
6.4	Zeitlicher Verlauf des Verbrennungsluftdrucks und der Sauerstoffkonzentrationen während des Versuchs . . . . .	63
6.5	Zeitlicher Verlauf des Verbrennungsluftdrucks und der Sauerstoffkonzentrationen während der zweiten Versuchsreihe . . . . .	64
6.6	Darstellung Sauerstoffkonzentration über Verbrennungsluftdruck . . . . .	65

# Tabellenverzeichnis

2.1	Zonenleistungen [3, Kapitel 10] . . . . .	6
3.1	Kennzahlen in der Praxis [14, S. 7ff], [15, S. 10] . . . . .	14
5.1	Kennzahlen aus der Energiebilanz . . . . .	43
5.2	Wärmeleitfähigkeitskoeffizienten [3] . . . . .	48
5.3	Berechnete Volumenstrom-Abweichungen für die Verbrennungsluft im Langflammenbetrieb . . . . .	57
5.4	Soll-Ist-Vergleich der Luftverhältniszahlen im Langflammenbetrieb . . . . .	58
6.1	Messdaten aus dem Ofendruck-Variations-Versuch . . . . .	59
6.2	Mittlere Sauerstoffkonzentrationen bei Normalbetrieb . . . . .	62
6.3	Mittlere Sauerstoffkonzentrationen für 110 mbar Verbrennungsluftdruck . . . . .	63
6.4	Mittlere Sauerstoffkonzentrationen für 70 mbar Verbrennungsluftdruck . . . . .	64
6.5	Mittlere Sauerstoffkonzentrationen für 95 mbar Verbrennungsluftdruck . . . . .	65
8.1	Wirtschaftlichkeitsanalyse . . . . .	68