

Simulationsbasierte Dimensionierung von Regeneratoren für eine volatile Hochtemperatur-Abwärmeverstromung

Wolfgang Schlüter^{1*}, Jack Hanna¹, Konstantin Zacharias¹

¹Hochschule Ansbach, Residenzstraße 8, 91522 Ansbach; *wolfgang.schlueter@hs-ansbach.de

Abstract. In Industrieprozessen, wie dem Schmelzen von Metallen, fällt Abgas mit sehr hoher Temperatur an, das oft nicht energetisch verwertet wird. Eine Möglichkeit, die thermische Energie zu nutzen, ist die Verstromung mittels einer Mikrodampfturbine. Aufgrund der entstehenden fluktuierenden Abwärme bei schwankenden Abgastemperaturen und Massenströmen ist dabei eine Zwischenspeicherung der Energie erforderlich, um eine konstante thermische Leistung am Dampferzeuger bzw. der Dampfturbine zu gewährleisten.

Aus verfahrenstechnischen Gründen bietet sich an, die Abwärme in zwei Regeneratoren zu speichern und zu entladen. Eine erste Dimensionierung kann anhand der verfahrenstechnischen Parameter und der Schwankungsbreite des Abwärmestroms durchgeführt werden. Eine realistische Dimensionierung muss jedoch auch das dynamische Verhalten berücksichtigen. Dazu wird ein thermodynamisches Regeneratormodell entwickelt, welches mit einer auf einem endlichen Automaten basierenden ereignisdiskreten Steuerung die Anlage in einem hybriden Simulationsmodell nachbildet. CFD-Simulationen liefern dabei den für den Wärmeübergang entscheidenden und analytisch schwer zu ermittelnden Wärmeübergangskoeffizienten. Bei der Simulation einer gleichmäßigen Aufladung zeigen thermodynamisches Regeneratormodell, CFD-Simulation und das aus der Literatur bekannte Stufenmodell nur geringe Abweichungen. Mit dem entwickelten hybriden Simulationsmodell kann die analytisch erfolgte Dimensionierung der Regeneratoren überprüft und verbessert werden, indem in einer dynamischen Simulation der Gesamtanlage der volatile Abwärmestrom berücksichtigt wird. Damit steht ein Werkzeug zur Verfügung, mit dem sich die Regeneratoren und die Anlagensteuerung genauer spezifizieren lassen.

1 Einleitung

Energieintensive Industriebranchen, wie Aluminiumgussbetriebe, erzeugen hochenergetisches Abgas, dessen Energie nur teilweise zur Erzeugung der benötigten Prozesswärme verwendet wird. Ein Großteil des Abgases verlässt die Anlage in Form von ungenutzter Abwärme im Rauchgas. Diese Energie im Abgas gilt es energetisch zu nutzen. Die energetische Nutzung von

industrieller Abwärme führt zur Energieeffizienzsteigerung und infolgedessen zu einer Erhöhung des Gesamtnutzungsgrades der zugeführten Energie. Neben der Rückführung der Abwärme in den Prozess (z.B. zur Materialvorwärmung), welche nicht immer problemlos integrierbar ist, oder der betriebsinternen Verwendung (z.B. Gebäudebeheizung) bietet sich vor allem bei einer hohen Abgastemperatur und hoher thermischen Leistung die Umwandlung der ungenutzten Abwärme in elektrische Energie mittels einer Mikrodampfturbine an.

Im Rahmen eines Forschungsprojektes soll eine Anlage zur Hochtemperatur-Abwärmeverstromung für einen Aluminiumgussbetrieb entwickelt und getestet werden. Der Kern der geplanten Anlage zur Abwärmeverstromung besteht aus einer Mikrodampfturbine mit einer thermischen Leistung von 1,2 MW. Für eine lange Lebensdauer der Mikrodampfturbine ist es notwendig, diese unter konstanten Betriebsbedingungen zu betreiben, d.h. eine konstante thermische Leistung am Dampferzeuger bzw. der Dampfturbine zu gewährleisten. Um den zeitlich stark schwankenden Abgasstrom eines Aluminiumschmelzofens zu vergleichmäßigen, eignen sich Regeneratoren für die Zwischenspeicherung der thermischen Energie (Abbildung 1).



Abbildung 1: Regeneratorgeometrie [2]

2 Anlagenbeschreibung

Das hier verfolgte Konzept sieht vor, im Wechselbetrieb zwei Regeneratoren für die Zwischenspeicherung der thermischen Energie zu nutzen (Abbildung 2).

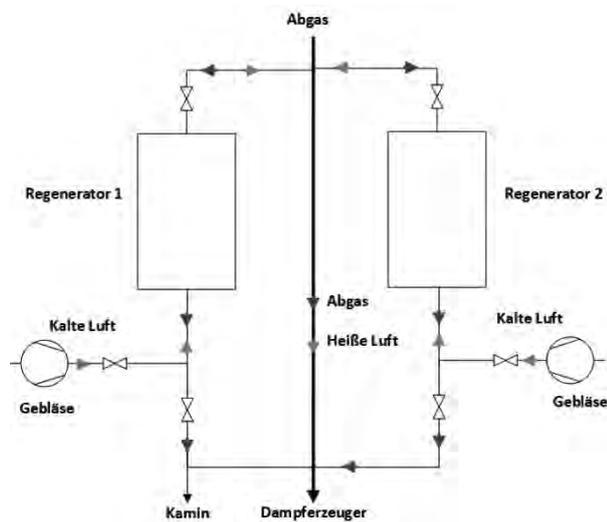


Abbildung 2: Verfahrensfließschema der Anlage

Dabei soll bei einer thermischen Leistung des Abgases über der benötigten Leistung für die Dampfturbine (Sollleistung) die zusätzliche Energie in einem der beiden Regeneratoren eingespeist werden. Sinkt die thermische Leistung des Abgases unter die Sollleistung, so wird die zusätzlich benötigte Energie aus einem geladenen Regenerator entnommen. Die Regeneratoren arbeiten im Wechselbetrieb, d.h. ein Regenerator dient zum Speichern von überschüssiger Energie, der andere zur Versorgung der Dampfturbine bei einem Mangel an thermischer Energie. In Abbildung 3 ist der gemessene Zeitverlauf für die stark fluktuierende thermische Leistung eines Aluminiumschmelzofens in 24 Stunden dargestellt.

Die Mikrodampfturbine benötigt eine konstante Wärmeleistung von 1,2 MW. Während der jeweils 6 1/2 Stunden dauernden normalen Betriebszeit des Schmelzofens fällt mehr Wärme an, als zum Betrieb der Dampfturbine notwendig ist. Problematisch sind die alle 8 Stunden auftretenden Freischmelz- und Reinigungszeiten, in denen die Brenner heruntergefahren bzw. ausgeschaltet werden. Diese Zeiten müssen für den Betrieb der Dampfturbine von den Regeneratoren überbrückt werden.

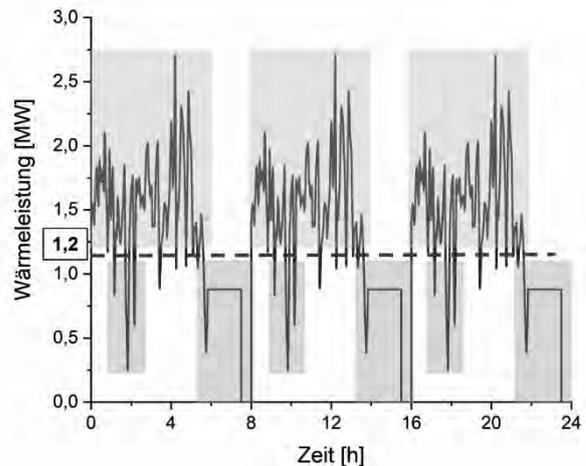


Abbildung 3: Typischer Leistungsverlauf des Abgases aus einem Aluminiumschmelzofen

Die Regeneratoren laden sich in der normalen Betriebszeit beide auf, um dann in der Freischmelz- und Reinigungsphase fast ihre komplette gespeicherte Energie wieder abzugeben. Dieser Vorgang wiederholt sich in jeder der 3 acht Stunden dauernden Arbeitsschichten.

Es stellt sich nun die Frage, wie die beiden Regeneratoren abhängig von Speichermaterial und Geometrie dimensioniert werden müssen, um den Betrieb der Dampfturbine über den kompletten Zeitverlauf sicherzustellen. Dabei gilt es aus Kosten- und Effizienzgründen eine Überdimensionierung zu vermeiden. Im Folgenden wird dafür ein simulativer Ansatz gewählt, der die dynamischen Schwankungen in der thermischen Leistung berücksichtigt.

3 Simulationsmodell

Das Simulationsmodell der in Abbildung 2 dargestellten Anlage besteht aus einem dynamischen Modell für die beiden Regeneratoren und der Steuerung der Anlage. Dabei erhält die Steuerung als Eingangsparameter die Sensordaten, die den aktuellen Regeneratorzustand beschreiben und liefert unter Berücksichtigung des Steuerungsalgorithmuses die Aktordaten, die die Abgasströme zu den beiden Regeneratoren steuern. Der Steuerkreis, der während der Simulation im Abstand von einer Sekunde durchlaufen wird, ist in Abbildung 4 dargestellt.

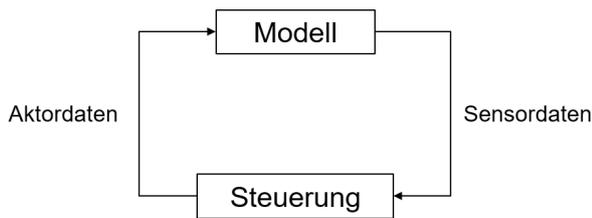


Abbildung 4: Steuerkreis der Anlage

3.1 Thermodynamisches Regeneratormodell

Um das thermodynamische Verhalten der Regeneratoren simulativ abzubilden wird ein thermodynamisches Modell (TDM) entwickelt, das durch eine örtliche Diskretisierung der Speichermasse und des Volumens im Strömungskanal die Leistungsbilanzen berücksichtigt. Durch die gleichmäßige Geometrie genügt es, den Wärmeübergang für ein einzelnes Rohr mit umgebender Speichermasse zu modellieren (Abbildung 5).

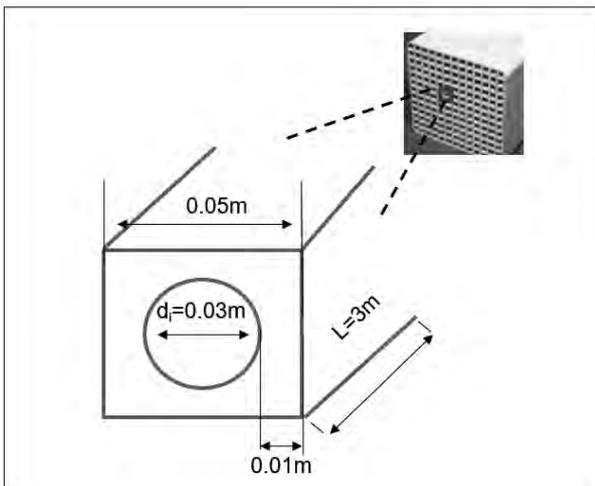


Abbildung 5: Rohr mit umgebender Speichermasse

Das mathematische Modell wird anhand einer Diskretisierung in Längsrichtung in 5 Segmente sowohl des Rohres (Gasseite) als auch der Speichermasse (Solidseite) erläutert (Abbildung 6).

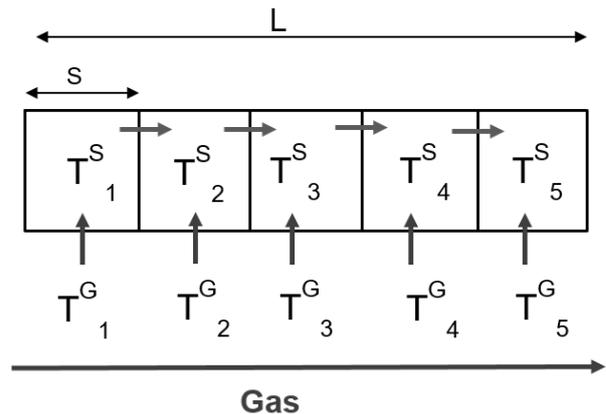


Abbildung 6: Räumliche Diskretisierung

Die Änderung der inneren Energie in den einzelnen Segmenten des Regenerators auf der Solidseite resultiert aus der Differenz zwischen zu- und abgeführter Wärmeleistung.

$$\frac{dE}{dt} = P_{zu} - P_{ab} \quad (1)$$

Die zugeführte Leistung eines Segmentes berechnet sich aus der abgeführten Leistung des vorhergehenden Segmentes und der durch Konvektion abgeführten Leistung P_{konv} des Abgases. Die abgeführte Leistung der einzelnen Segmente berechnet sich aus der Wärmeleitung P_{kond} in das folgende Segment. Wärmeverluste über die Regeneratorwand sowie die radiale Wärmeleitung im Segment werden nicht berücksichtigt. Letztere trägt durch die dünne axiale Segmentdicke und der geringen Wärmeleitfähigkeit des Regeneratormaterials weniger als 5% zum Wärmetransport bei. Die Regeneratorgeometrie geht bei der Bestimmung der konvektiven Wärmeleistung P_{konv} neben dem Wärmeübergangskoeffizienten k durch die wärmetauschende Fläche A und in die Bestimmung der konduktiven Wärmeleistung P_{kond} mit der Segmentstirnfläche F ein.

$$P_{kond} = \frac{\lambda}{S} \cdot F \cdot (T_s^{aus} - T_s^{ein}) \quad (2)$$

$$P_{konv} = k \cdot A \cdot (T_G - T_S) \quad (3)$$

Die Energieerhaltung (Gleichung (1)) ist auch die Basis für die Modellierung auf der Gasseite. Die zugeführte Leistung besteht hier aus der einströmenden Wärme des

Abgases P_{ein} , die abgeführte Leistung bestimmt sich aus der ausströmenden Wärme des Abgases P_{aus} und der durch Konvektion an die Solidseite übertragene Wärme P_{konv} .

$$P_{\text{ein/aus}} = c \cdot \dot{m} \cdot T_G^{\text{ein/aus}} \quad (4)$$

Im Fall von 5 Segmenten müssen 10 Differentialgleichungen gekoppelt gelöst werden. Die Simulation eines Speichervorganges mit Matlab/Simulink zeigt die Aufwärmung des Regenerators bei heißem Abgas von 500°C innerhalb von einer Stunde (Abbildung 7).

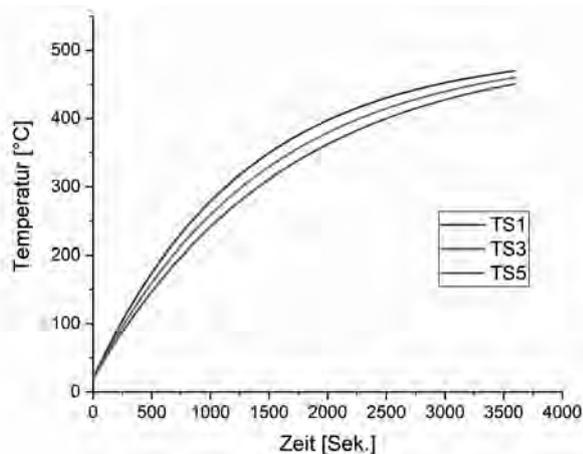


Abbildung 7: Aufheizvorgang

Die Ausspeicherung von Energie erfolgt durch das Zuführen von Luft auf der Abgasauslassseite. Für die Simulation der Ausspeicherung bedeutet dies, dass bei gleicher mathematischer Modellierung lediglich die Strömungsrichtung und die Gaseingangstemperatur geändert werden müssen.

Für einen einfachen Auf- bzw. Abkühlungsvorgang, wie er in Abbildung 7 gezeigt ist, eignet sich das Stufenverfahren (SV), mit dem sich der zeitliche Temperaturverlauf in Längsrichtung von Regeneratoren bestimmen lässt. Bei dem von Hausen [1] entwickelten Stufenverfahren 2 wird zunächst stufenweise die querschnittsgemittelte Temperatur der Speichermasse berechnet und daraus dann die Gastemperatur der jeweiligen Stufe. Mit diesem Verfahren, das auf der Diskretisierung der Fourierschen Wärmeleitungsgleichung beruht, kann man Regeneratoren verhältnismäßig einfach und hinreichend genau berechnen, sofern diese gleichmäßig über einen längeren Zeitraum auf- oder entladen

werden.

Das Stufenverfahren eignet sich gut zur schnellen Implementierung bei konstanten oder auch gering variierenden Gaseintrittstemperaturen und zeigt dabei eine große Genauigkeit. Für stark volatile Gaseintrittstemperaturen, wie im hier untersuchten Fall, ist das gewählte Differenzenverfahren zu ungenau. Weiterhin erweist sich die Implementierung in ein übergeordnetes Modell, das die komplette Anlage (Abbildung 2) unter den Betriebsbedingungen (Abbildung 3) abbildet, als sehr schwierig. Sowohl das Stufenverfahren wie auch das hier entwickelte thermodynamische Prozessmodell benötigen zur Simulation den Wärmeübergangskoeffizienten k . Zu dessen Bestimmung werden numerische Strömungssimulationen durchgeführt.

3.2 Numerische Strömungssimulation

In der numerischen Strömungssimulation (CFD) werden die Gaskanäle in ihrer exakten geometrischen Form modelliert. Da es sich um einen instationären Wärmetransportvorgang handelt, wird neben den Navier-Stokes-Gleichungen auch die Energiegleichung gelöst. Somit wird in jedem Zeitschritt das Temperaturfeld für die Speichermasse und das Heißgas berechnet. Im Vergleich zum Stufenverfahren und dem dynamischen Modell wird der Wärmeübergangskoeffizient zeitlich und örtlich für die reale Strömungsgeometrie bestimmt und somit kann das Ergebnis aus der CFD-Simulation als Referenz für das thermodynamische Modell dienen. Der entscheidende Nachteil der Strömungssimulation sind die langen Rechenzeiten, die die Simulation eines Regenerators für 24 Stunden aktuell unmöglich machen. In Abbildung 8 werden die drei Möglichkeiten, den Aufwärmvorgang in einem Regenerator mit der Länge 0.5 m zu simulieren, miteinander verglichen.

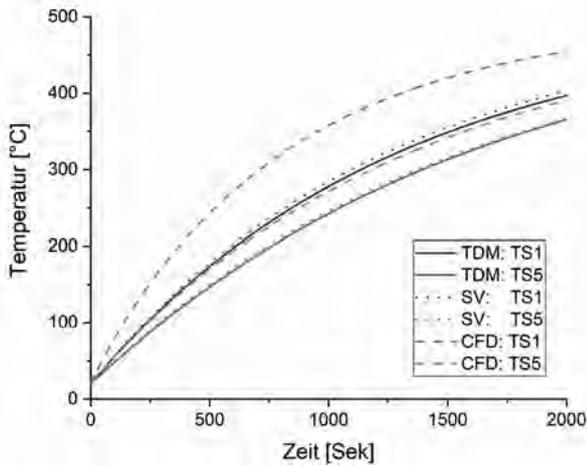


Abbildung 8: Simulierter Aufheizvorgang des Regenerators

Es zeigt sich, dass durch die Berücksichtigung der realen Strömungsverhältnisse in der CFD-Simulation der Wärmeübergang höher als im thermodynamischen Modell ist. Tabelle 1 zeigt für die drei Verfahren die Aufheizdauer bis zu einer Zieltemperatur von 300°C.

Segment	DM	SV	CFD	Einheit
TS1	1138	1103	705	Sekunden
TS5	1402	1376	1187	Sekunden

Tabelle 1: Aufheizdauer für Zieltemperatur 300°C

Über eine Kopplung aus CFD-Simulation und dynamischen Modell kann man sich die Vorteile des jeweiligen Verfahrens zu Nutze machen. Aus der CFD-Simulation können die Wärmeübertragungskoeffizienten für die einzelnen Segmente berechnet werden. Dadurch kann eine höhere Genauigkeit im dynamischen Modell erzielt werden.

Das dynamische Modell berücksichtigt nur die wärmeübertragende Fläche und das Speichervolumen. Dadurch sind die Simulationsergebnisse des thermodynamischen Modells für die drei in Abbildung 9 im Querschnitt gezeigten Kanalgeometrien identisch.

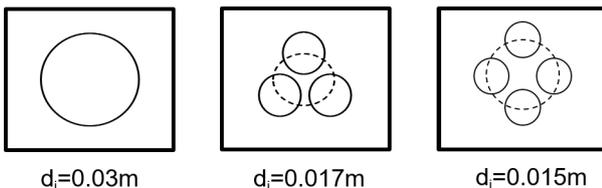


Abbildung 9: Mögliche Regeneratorgeometrien

Die CFD-Simulation kann hier die Unterschiede aufzeigen und die Geometrie mit dem besten Wärmeübergang identifizieren, wobei dabei auch die Durchlässigkeit der Kanäle und der Druckverlust zu berücksichtigen sind (Abbildung 10).

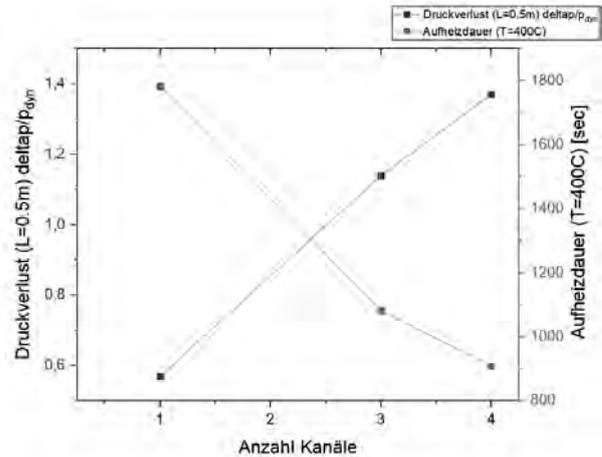


Abbildung 10: Aufheizdauer und Druckverlust bei steigender Anzahl an Strömungskanälen

3.3 Steuerung

Während es sich bei dem Modell für die beiden Regeneratoren um ein dynamisches Prozessmodell handelt, liegt bei der Steuerung ein ereignisgesteuertes diskretes System vor. Für die mathematische Modellierung der Steuerung wird ein Standardautomat [3] bestimmt. Tabelle 2 zeigt die Zustände des Standardautomaten, die insbesondere den Betriebszustand der beiden Regeneratoren beinhalten. Im Zustand 1 und Zustand 6 werden die Regeneratoren nicht betrieben, der Abgasstrom wird komplett vorbeigeleitet.

Nummer	Zustand
1	Aus (Leer)
2	Aufladen Regenerator 1
3	Aufladen Regenerator 2
4	Entladen Regenerator 1
5	Entladen Regenerator 2
6	Aus (Voll)

Tabelle 2: Zustände der Regeneratoren

Der Automat reagiert auf bestimmte Ereignisse, die aus Temperatur- und Volumenstromsensoren ermittelt werden können. Betrachtet werden der Wechsel von einem Defizit an thermischer Leistung zu einem Überschuss,

der umgekehrte Fall, sowie das Erreichen einer minimalen oder maximalen Temperaturgrenze in einem Regenerator (Tabelle 3).

σ	Ereignis
1	Leistungsdefizit => Leistungsüberschuss
2	Leistungsüberschuss => Leistungsdefizit
3	Temperatur im Regenerator 1 erreicht Maximalwert
4	Temperatur im Regenerator 2 erreicht Maximalwert
5	Temperatur im Regenerator 1 sinkt auf Minimalwert
6	Temperatur im Regenerator 2 sinkt auf Minimalwert

Tabelle 3: Sensorbasierte Ereignisse

Der Standardautomat, der die Steuerung beschreibt, bestimmt abhängig vom aktuellen Zustand der Steuerung und dem neuen Zustand den Folgezustand. Die Funktionsweise der Steuerung ist in Abbildung 11 als Automatengraph dargestellt.

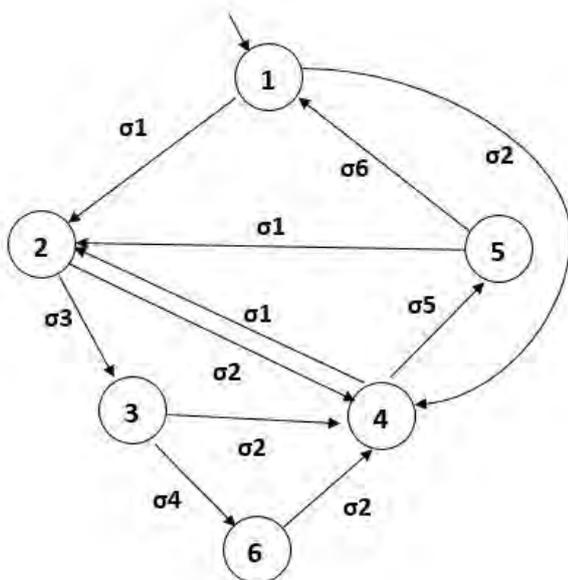


Abbildung 11: Funktionsweise der Steuerung

Die Steuerung ist so aufgebaut, dass der erste Regenerator bevorzugt aufgeladen wird. Sind beide Regeneratoren aufgeladen, was durch das jeweilige Erreichen der Maximaltemperatur detektiert wird, wird der Zustand 6 (Aus, voll) erreicht. Bei einem Leistungsdefizit wird dann der Zustand 4 angenommen, d.h. der erste Regenerator wird bevorzugt entladen.

Nach der simulationstechnischen Realisierung des hybriden Gesamtmodells, bestehend aus der diskreten

Steuerung und dem kontinuierlichen thermodynamischen Modell der beiden Regeneratoren, kann bei gegebener Abgastemperatur und Abgasmassenstrom der Zeitverlauf der eingespeicherten Energiemengen bestimmt werden.

4 Dimensionierung

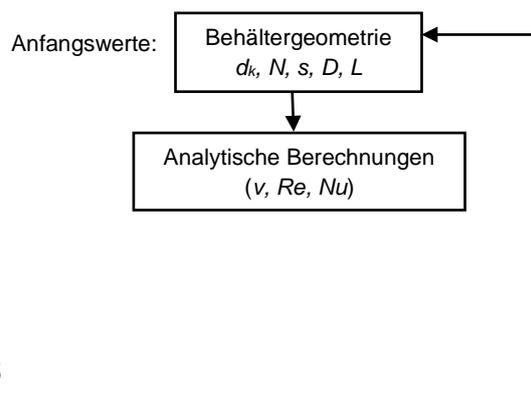
Eine erste Dimensionierung kann anhand der verfahrenstechnischen Parameter und der Schwankungsbreite des Abwärmestroms durchgeführt werden. Der Vergleich mit dem entwickelten komplexen thermodynamischen Modell zeigt jedoch, dass dabei das dynamische Verhalten des Abwärmestroms nur unzureichend berücksichtigt wird. Auch ein stark vereinfachtes Modell, welches die Regeneratoren als Speicher für die überschüssige thermische Energie betrachtet, ohne die thermodynamischen Gegebenheiten abzubilden, führt nicht zu den Ergebnissen der komplexen Simulation.

4.1 Analytische Dimensionierung

Die Geometrie des Regenerators kann durch eine analytische Dimensionierung berechnet, bewertet und entsprechend ausgewählt. Ausgehend von einem angenommenen Behältervolumen wird die Speichermasse berechnet. Aus der Masse m , der spezifischen Wärmekapazität und der Temperaturänderung im Festkörper kann mit

$$Q = m \cdot c \cdot \Delta T \quad (5)$$

die maximal im Regenerator speicherbare Energie Q bestimmt werden. Mittels bekannter Korrelationen wird über physikalische Kennzahlen wie Reynolds- und Prandlzahl der Wärmeübergang und der Druckverlust berechnet. In einem rekursiven Verfahren lassen sich damit die geometrischen Abmessungen des Regenerators mit dem mittleren Wärmeübergang und dem Druckverlust über das Regeneratorrohr bestimmen (Abbildung 12). Ziel des heuristischen Optimierungsverfahrens ist dabei eine Regeneratorgeometrie mit möglichst hohem mittlerer Wärmeübergang bei gleichzeitig möglichst niedrigem Druckverlust.



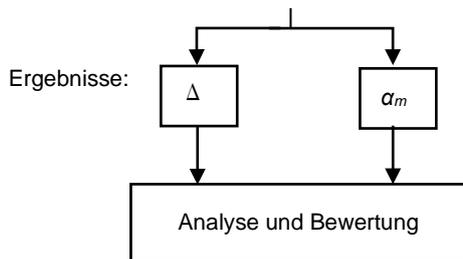


Abbildung 12: Analytische Regenerator-Auslegung

Nach erfolgter analytischer Auslegung liegen die folgenden Auslegungsparameter des Regenerators vor:

- Speichermassenvolumen V_s
- Durchmesser der Strömungskanäle d_k
- Anzahl der Kanäle N
- Wanddicke zwischen den Kanälen s
- Druckverlust über das Regeneratorrohr ΔP
- Mittlerer Wärmeübergang im Regenerator α_m

Bei dem geschilderten Verfahren geht die Volatilität der anliegenden thermischen Leistung des Abgases (siehe Abbildung 3) jedoch nur durch einige wenige Kenngrößen ein. So wird als Regeneratortemperatur der Mittelwert der Abgastemperaturen und als Massenstrom der maximale Abgasmassenstrom, der in den Regenerator strömen kann, angenommen. Die analytische Auslegung des Regenerators liefert mit den getroffenen Annahmen und dem gemessenen Leistungsverlauf des Abgases folgende Ergebnisse (Tabelle 4).

	Wert	Einheit
Breite	0,5	m
Länge	8	m
Kanaldurchmesser	0,03	m
Wanddicke	0,018	m
Mittlerer Wärmeübergang	39,19	W/m ² k
Druckverlust	7,9	mbar

Tabelle 4: Ergebnis der analytischen Regenerator - Auslegung

Es stellt sich die Frage, ob die analytische Auslegung die volatilen Abgasströme in ausreichendem Maße berücksichtigt, so dass die Anlage die notwendige thermische Leistung für die Mikrodampfturbine zur Verfügung

stellen kann, ohne dass die Regeneratoren überdimensioniert sind.

4.2 Simulationsbasierte Dimensionierung

Grundlage der simulationsbasierten Dimensionierung sind die gemessenen Temperaturen und Massenströme während einer 8-Stunden-Schicht. Die Zeitverläufe in Abbildung 13 zeigen, dass das einstündige Freischmelzintervall und das halbstündige Reinigungsintervall am Ende einer Schicht die Herausforderung für den Regeneratorbetrieb darstellen. In den vorhergehenden 6½ Stunden muss genügend Energie in den Regeneratoren gespeichert werden, so dass diese die 1½ Stunden überbrücken und den Betrieb der Mikrodampfturbine sicherstellen können.

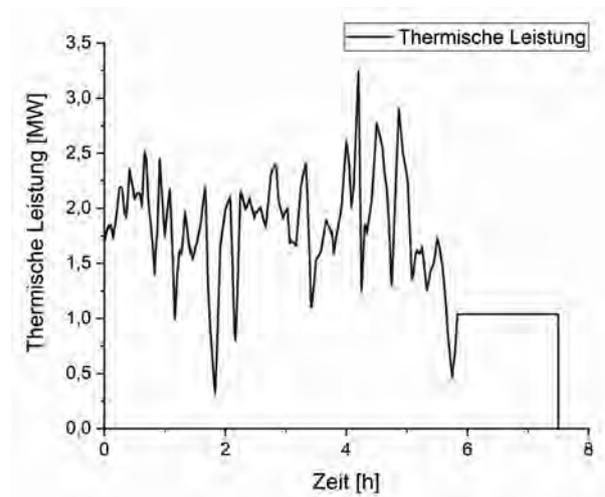


Abbildung 13: Thermische Leistung des Abgases

Die Simulation liefert zu den eingelesenen Abgaswerten die Energieinhalte der Regeneratoren, die sich bei der beschriebenen Steuerung einstellen. Bei einer Länge von 3 m zeigt Abbildung 14, dass am Ende einer Schicht lediglich der erste Regenerator komplett entladen ist. Damit kann auch mit deutlich verkürzten Regeneratoren der Betrieb der Mikrogasturbine sichergestellt werden.

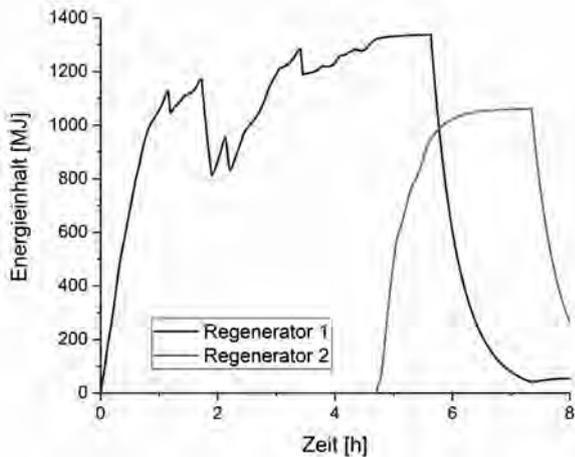


Abbildung 14: Energieinhalt der Regeneratoren

Betrachtet man lediglich die ein- bzw. ausgespeicherte Leistung in den Regeneratoren ohne die detaillierte Simulation des Wärmeübergangs, so reduziert sich das Modell für die Regeneratoren auf Gleichung (1). Der Vergleich mit dem thermodynamischen Modell in Abbildung 15 zeigt jedoch, dass die Modellierung des Wärmeübergangs eine entscheidende Rolle spielt: Im Unterschied zum thermodynamischen Modell werden bei dem einfachen Modell noch vor dem Ende der betrachteten Schicht beide Regeneratoren entladen. Folgt man dem Ergebnis der Simulation mit dem einfachen Speichermodell, so reicht die Länge von 3 m für den Betrieb der Mikrodampfturbine nicht aus. Da die thermische Trägheit des Systems nicht berücksichtigt wird, kommt es zu einer zu schnellen Lade- und Entladezeit für die Regeneratoren, woraus die Abweichung zum komplexen thermodynamischen Modell resultiert.

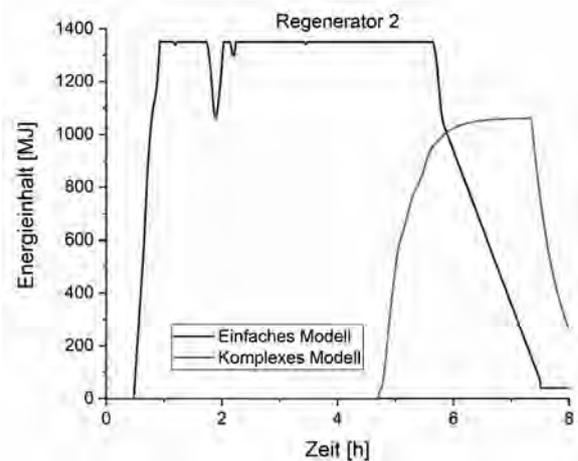
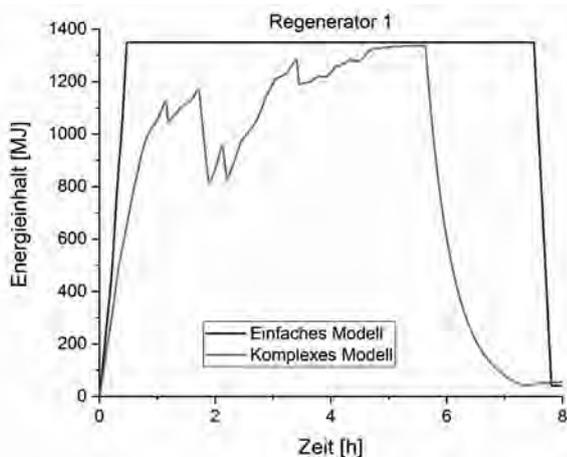


Abbildung 15: Vergleich des einfachen Speichermodells mit dem thermodynamischen Modell

5 Ausblick

Das thermodynamische Modell des Regenerators berücksichtigt zwar die Wärmetransportmechanismen Konvektion und Leitung, nicht aber die Wärmeübertragung durch Strahlung. Da das Abgas Temperaturen von 900°C aufweist, beträgt der Strahlungsanteil bei der übertragenen Wärme etwa 35% und sollte für eine genaue Modellierung nicht vernachlässigt werden. Daher wird in einem nächsten Schritt der Einfluss der Strahlung mitberücksichtigt.

Aktuell ist der Aufbau einer Laboranlage auf dem Energiecampus Nürnberg geplant, in der das Auf- und Entladerverhalten eines Modellregenerators getestet werden kann. Damit kann die Simulation mit Messdaten validiert werden. Mit dem validierten Simulationsmodell der Anlage lassen sich dann verschiedene Materialien und Regeneratorgeometrien im Hinblick auf ihre Eignung für den Betrieb sowohl der Labor- als auch der Pilotanlage untersuchen. Das Simulationsmodell gestattet durch seinen modularen Aufbau den einfachen Test von verschiedenen Steuerungsstrategien, so dass auch dieses Optimierungspotential für die geplante Anlage genutzt werden kann.

Literatur

- [1] Hausen, H. *Wärmeübertragung im Gegenstrom, Gleichstrom und Kreuzstrom*. Zweite Auflage. Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York; 1976
- [2] VDI-Gesellschaft. *VDI-Wärmeatlas*. 11. Auflage. Springer-Verlag Berlin Heidelberg; 2013
- [3] J. Lunze, *Ereignisdiskrete Systeme*, De Gruyter 2012