

Grahl, S.; Beckmann, M.: Wärmeübertragung bei hinterlüfteten und hintergossenen Feuerfest-Plattensystemen. In: Thomé-Kozmiensky, K. J.; Beckmann, M. (Hrsg.): Energie aus Abfall - Band 8. Neuruppin: TK Verlag Karl Thomé-Kozmiensky, S. 285-309. ISBN 978-3-935317-60-3

Feuerfestsysteme und Cladding

**Inserat
Schlüssler
Feuerungsbau
GmbH**

Wärmeübertragung bei hinterlüfteten und hintergossenen Feuerfest-Plattensystemen

Sebastian Grahl und Michael Beckmann

1.	Wärmeübertragung im Dampferzeuger vom Abgas zum Arbeitsmedium Wasser	286
1.1.	Wandaufbau als Übertragungsweg – Modellvorstellung	287
1.2.	Widerstandersatzschaltbild	289
2.	Wärmeübertragung im Spalt zwischen Feuerfest-Platte und Rohrwand.....	292
2.1.	Beurteilung nach Wärmeübertragungsmechanismen	292
2.2.	Vereinfachungen im Modell nach bisherigem Erkenntnisstand	294
3.	Vergleich zwischen hinterlüftetem und hintergossenem Feuerfest-Plattensystem.....	298
3.1.	Vergleich unter Quantifizierung von Einzelwiderständen.....	298
3.2.	Auswirkung von Belägen auf das System.....	303
3.3.	Rückwirkungen auf das Bilanzsystem Dampferzeuger	306
4.	Optimierungspotenzial und Ausblick	307
5.	Literaturverzeichnis	308

Keramische Feuerfest-Plattensysteme finden zur Einhaltung von verfahrenstechnischen Prozessanforderungen und als Schutzsystem für Rohrwände weit verbreiteten Einsatz unter stark korrosiven sowie abrasiven Bedingungen, wie sie in Abfall- und Biomasseverbrennungsanlagen in der Regel zu finden sind. Für geringe Wärmedurchgangswiderstände, geringe Verschmutzungsneigung, gutes Online-Reinigungsvermögen, schnelle Montage, planbare Wartungsintervalle und höhere Wirtschaftlichkeit werden seit einigen Jahren bevorzugt Plattensysteme eingesetzt. Nach dem sich daraus ergebenden Wandaufbau des Dampferzeugers kann eine Unterteilung in sogenannte geklebte, hintergossene und hinterlüftete Systeme vorgenommen werden. Im Unterschied zu geklebten und hintergossenen Systemen, bei denen der Spalt zwischen Feuerfest-Platte und Rohrwand mit einem Feuerfest-Beton gefüllt wird, bleibt der Spalt bei hinterlüfteten Systemen frei, sodass sich an dieser Stelle Luft befindet, die gegebenenfalls für die Rohrwand schädliche Gase abführen und sich somit Korrosion an ebendieser sehr stark verringern oder nahezu vollständig vermeiden lässt [1].

Aus dem ungleichen Wandaufbau ergeben sich unterschiedliche Wärmedurchgangswiderstände und damit auch Temperatur- und Wärmestromdichteverläufe in Abgasströmungsrichtung, aber auch vom Abgas zum Siedewasser. Das System Dampferzeuger weicht daraus folgend aus thermodynamischer, aber auch aus strömungstechnischer Sicht, voneinander ab. Wie groß diese Unterschiede für hinterlüftete Plattensysteme sind, lässt sich nicht ohne weiteres vorhersagen, da im Gegensatz zu hintergossenen Plattensystemen nicht ausschließlich die Wärmeleitung berücksichtigt werden muss, sondern zusätzlich auch noch das simultane Auftreten von Konvektion und Strahlung im Spalt. Hinzu kommt, dass mit unterschiedlichen Temperaturniveaus auch unterschiedliche Belagsarten und Belagsstärken ausgebildet werden. Insgesamt ist zu erwarten, dass sich die Temperaturen entlang des Abgasweges und damit Strömungsgeschwindigkeiten, Korrosions- und Abrasionsverhalten, Belagsbildungsprozesse und das Teillastverhalten, aber auch das Wasserumlaufverhalten ändern.

Um dem Planer für den Neubau wie für die Ertüchtigung bestehender Anlagen möglichst einfache, aber hinreichend genaue Auslegungsgrundsätze zur Verfügung zu stellen, ist es notwendig, theoretische und experimentelle Untersuchungen an hinterlüfteten Feuerfest-Plattensystemen durchzuführen.

In dem vorliegenden Beitrag werden zunächst theoretische Überlegungen zu Modellvorstellungen und zugehörige Berechnungsergebnisse vorgestellt. Im Folgenden wird dazu kurz allgemein auf die Wärmeübertragung in Dampferzeugern eingegangen. Danach folgen vertiefende Betrachtungen zur Wärmeübertragung bei hinterlüfteten Plattensystemen und es wird ein Vergleich zwischen hinterlüfteten und hintergossenen Plattensystemen durchgeführt. Abschließend wird für künftige Entwicklungen das Optimierungspotenzial dargestellt.

1. Wärmeübertragung im Dampferzeuger vom Abgas zum Arbeitsmedium Wasser

Durch die Verbrennung von Brennstoffen – hier speziell Biomasse, EBS und Abfall – wird deren chemisch gebundene Energie zu thermischer Energie des Abgases umgesetzt. Aufgabe des Dampferzeugers ist die Wärmeübertragung vom Abgas an das Speisewasser, zunächst zur Generierung von Dampf und in weiteren Schritten zu dessen Überhitzung.

Die in Biomasse und Abfallverbrennungsanlagen vorherrschenden Dampferzeugerkonzepte bestehen in der Regel aus mehrzügigen Strahlungsheizflächen und anschließenden horizontal oder vertikal angeordneten Zügen mit Konvektionsheizflächen. Detailliertere Darstellungen dazu sind in [2] zu finden.

In dem hier gesteckten Rahmen sei kurz auf die Wärmeübertragung in den sogenannten Strahlungsheizflächen eingegangen: Im ersten Zug eines Dampferzeugers treten die größten Temperaturgradienten zwischen Abgas und Arbeitsmedium auf. Das sich daraus ergebende große Wärmeübertragungsvermögen der Gas- und Partikelstrahlung zwischen den sehr unterschiedlichen Temperaturniveaus von Wärmeträger und Arbeitsmedium wird in diesem Teil des Dampferzeugers dazu genutzt, um den im Vergleich zur Überhitzung erheblich größeren Energiebedarf zur Verdampfung des Wassers bereitzustellen.

Durch die stark korrosiven und abrasiven Eigenschaften der eingangs erwähnten Brennstoffe und den daraus resultierenden großen Wartungs- und Instandhaltungskosten ergab sich in der Vergangenheit die Notwendigkeit Schutzsysteme für Membranwände zu entwickeln. Diese dienen dem Zweck, schädliche Gase, Salzschmelzen und Partikel von den Siederohren fern zu halten. Dabei stellen sie für die Wärmeübertragung vom Abgas zum Siedewasser einen Widerstand dar, was demgemäß große Aufstellflächen und -räume sowie entsprechende Baukosten zur Folge hat. Die Entwicklung ging von einfachen Ausmauerungen und Stampfmasse über zu keramischen Feuerfestsystemen [3], die einen höheren Wärmedurchgang bei längeren Standzeiten und verringertem Installationsaufwand ermöglichten. So sind derzeit im Bereich der keramischen Schutzschichten geklebte, hintergossene sowie hinterlüftete Plattensysteme im Einsatz. Die hinterlüfteten Feuerfest-Plattensysteme wurden dabei zur deutlichen Erhöhung der Standzeiten, durch ihr Vermögen thermische Spannungen, die aus unterschiedlicher Wärmedehnung zwischen Rohrwand und Feuerfestauskleidung herrühren, besser aufzunehmen, eingeführt.

Zum besseren Verständnis der Wärmeübertragungsmechanismen als Voraussetzung für die Optimierung solcher Systeme sind grundlegende theoretische und experimentelle Untersuchungen erforderlich. Im Folgenden wird zunächst mithilfe von Modellvorstellungen ein direkter Vergleich des hinterlüfteten Systems mit dem hintergossenen System, bei sonst gleicher Geometrie und gleichen Randbedingungen, vorgenommen.

1.1. Wandaufbau als Übertragungsweg – Modellvorstellung

In Bild 1 ist der Wandaufbau des hier betrachteten hintergossenen Feuerfest-Plattensystems schematisch dargestellt. Im oberen Teil des Bildes ist der Wandaufbau mit Belagschicht B , Feuerfest-Platte P , Hintergussmasse HGM , Rohrwand R und Isolierung I im Querschnitt sowie im unteren Teil entlang der Schnittlinie $HG-HG$ im Längsschnitt, mit den für die Modellvorstellungen erforderlichen Bezeichnungen, zu sehen.

Bild 2 zeigt analog zu Bild 1 den Wandaufbau mit hinterlüftetem Feuerfest-Plattensystem. An Stelle der Hintergussmasse HGM befindet sich nun ein Luftspalt Sp .

Der im jeweils unteren Teil (Längsschnitt) von Bild 1 und Bild 2 umschlossene Bilanzraum – im Folgenden als Segment bezeichnet – ist, je nach erforderlicher örtlicher Auflösung, in seiner Höhe variabel. Eintretend in das Segment (von unten) ist der Enthalpiestrom des Abgases (Eintrittszustand 1, \dot{H}_1). Abhängig vom übertragenen Wärmestrom \dot{Q} verlässt der Enthalpiestrom (Austrittszustand 2, \dot{H}_2) dieses Segment auf entsprechend niedrigerem Temperaturniveau im Vergleich zum Eintritt. Wird die Höhe des Wandsegments hinreichend klein gewählt, kann mit guter Genauigkeit ein arithmetischer Mittelwert für die Temperatur T_{RGm} zwischen Eintritt (T_{RG1}) und Austritt (T_{RG2}) mit der aus der Abgaszusammensetzung (φ_{RGi}) zu ermittelnden, temperaturabhängigen, spezifischen Wärmekapazität für die weiteren Betrachtungen angesetzt werden. Der vom Abgas übertragene Wärmestrom teilt sich auf in den an das Siedewasser übertragenen Wärmestrom \dot{Q}_{sw} und den Verlustwärmestrom an die Umgebung \dot{Q}_v .

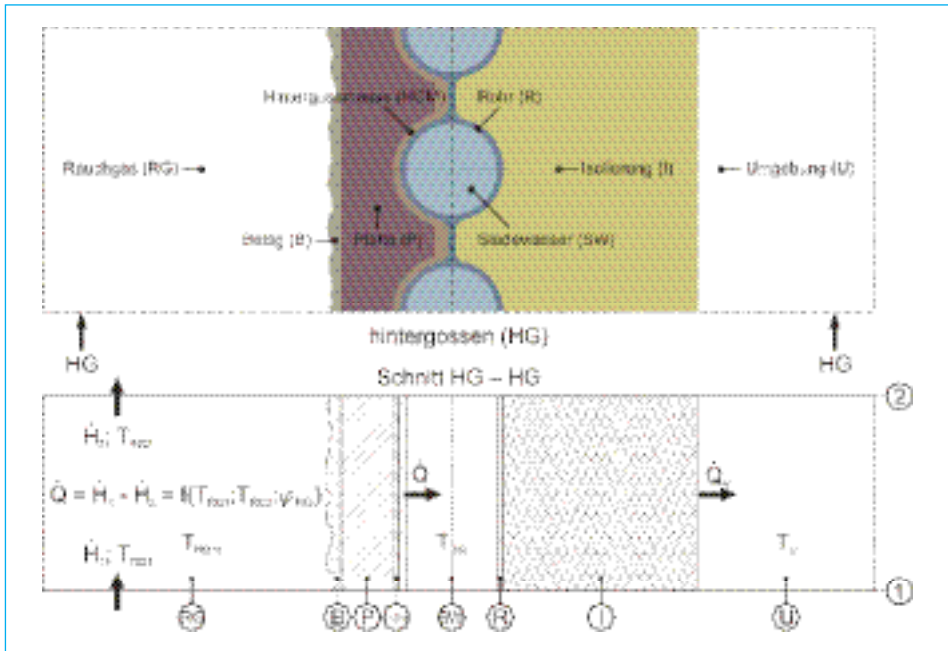


Bild 1: Membranwandaufbau mit hintergossenem Feuerfest-Plattensystem im Quer- und Längsschnitt

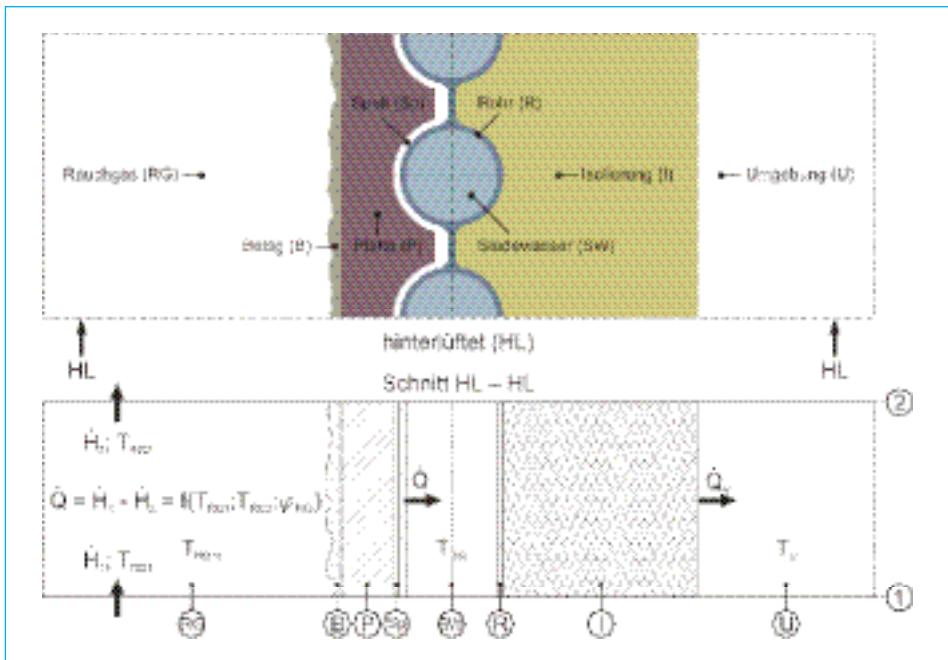


Bild 2: Membranwandaufbau mit hinterlüftetem Feuerfest-Plattensystem im Quer- und Längsschnitt

Damit ergibt sich für den Wärmestrom über den Energieerhaltungssatz

$$\dot{Q} = \dot{H}_1 - \dot{H}_2 = f(T_{RG1}, T_{RG2}, \Psi_{RG}) = \dot{Q}_{SW} + \dot{Q}_v \quad (1)$$

Für die Beschreibung des Wärmestroms müssen nun die Wärmetransportansätze (Wärmeübertragungsmechanismen) einbezogen werden. Hierzu wird im Folgenden ein Widerstandsersatzschaltbild zugrunde gelegt.

1.2. Widerstandsersatzschaltbild

In der Analogie zur elektrischen Leitung, bei der die Kirchhoffschen Gesetze zur Verschaltung von Ohmschen Widerständen in Gleichstromkreisen gelten, wird zur schematisierten Anschauung der Wärmeleitung mit den auftretenden Wärmedurchgangswiderständen ein Widerstandsersatzschaltbild eingeführt.

Darin wird der Einfachheit halber zunächst erst einmal nur der Wärmetransport vom Abgas zum Siedewasser, entlang der jeweiligen Pfade der Schnittlinien des hintergossenen Feuerfest-Plattensystems aus Bild 1 und des hinterlüfteten Feuerfest-Plattensystems aus Bild 2, betrachtet. Der Wärmetransportvorgang reduziert sich somit auf die eindimensionale Gleichung für den resultierenden Wärmestrom über die Wand:

$$\dot{Q} = \frac{T_{RGm} - T_{SW}}{R_k} = k_p \cdot A_p \cdot (T_{RGm} - T_{SW}) \quad (2)$$

mit der mittleren Abgastemperatur T_{RGm} , der Temperatur des Siedewassers T_{SW} , dem Wärmedurchgangswiderstand durch alle Schichten R_k , beziehungsweise mit dem Wärmedurchgangskoeffizienten k_p , der auf die projizierte Fläche – die mit der Plattenoberfläche A_p identisch ist – bezogen ist. An dieser Stelle sei darauf hingewiesen, dass mit dieser Gleichung der gesamte Wandaufbau als eine Aneinanderreihung ebener Platten betrachtet wird, was den realen Sachverhalt nicht exakt widerspiegelt. Um die einzelnen Wärmedurchgangswiderstände entlang der angegebenen Pfade zunächst erst einmal zu spezifizieren, soll diese Vorgehensweise für eine anschaulichere Betrachtung jedoch erlaubt sein. Streng genommen gilt Gleichung (2) deshalb nur über der Höhe des Segments an der jeweiligen Schnittebene des hintergossenen oder hinterlüfteten Feuerfest-Plattensystems.

Bild 3 zeigt die Widerstandsersatzschaltbilder für den Wandaufbau mit Hintergussmasse und Luftspalt unter den genannten Randbedingungen und getroffenen Annahmen. Es wird unterschieden zwischen Wärmeübergang – Index α , Wärmeleitung – Index λ sowie Wärmestrahlung – Index ε . Der Index $RG-B$ weist darauf hin, dass Wärme von einem Medium auf ein anderes übergeht; in diesem Fall vom Abgas (RG) auf den Belag (B). Da die einzelnen Wärmeübertragungsvorgänge immer simultan auftreten, kann für die Widerstände in Parallelschaltung auch ein Ersatzwiderstand angegeben werden. Dieser trägt den Index eff , da er den effektiven Widerstand aus Sicht der Reihenschaltung darstellt.

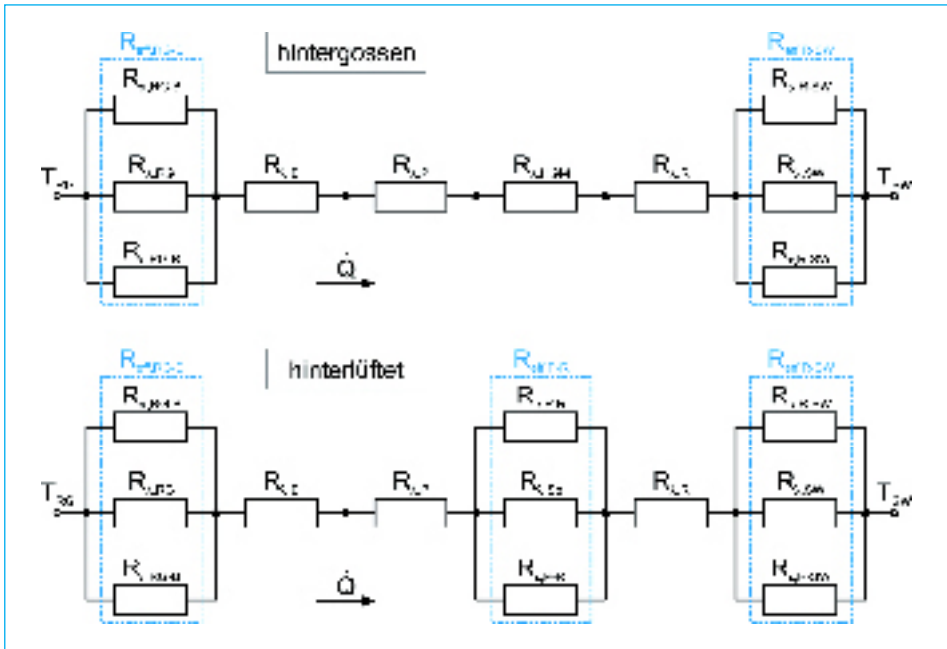


Bild 3: Ersatzschaltbild für die Wärmetransportwiderstände bei hintergossenen und hinterlüfteten Feuerfest-Plattensystemen

Hinzuweisen ist auf den Unterschied zwischen den beiden Systemen für den Wärmedurchgang zwischen Platte und Rohrwand. Im Falle des hintergossenen Feuerfest-Plattensystems tritt lediglich ein Widerstand für die Wärmeleitung $R_{\lambda,HGM}$ (abhängig von Wärmeleitfähigkeit und Dicke der Hintergussmasse) auf. Bei dem hinterlüfteten Feuerfest-Plattensystem müssen zunächst alle drei Wärmeübertragungsmechanismen berücksichtigt werden. D. h. in das Widerstandsersatzschaltbild sind parallel geschaltete Widerstände für die konvektive Wärmeübertragung, die Wärmeleitung und die Wärmestrahlung aufzunehmen, die den effektiven Widerstand des Luftspalts $R_{eff,PR}$ ergeben. Für den Wandaufbau vor und hinter dem hintergossenen und hinterlüfteten Spalt treten die gleichen Einzelwiderstände für den Wärmedurchgang in beiden Systemen auf. Dennoch ist es nicht ausreichend ausschließlich den Einzelwiderstand für die Hintergussmasse $R_{\lambda,HGM}$ und den effektiven Widerstand des Luftspalts $R_{eff,PR}$ zu vergleichen, da für eine Reihenschaltung der Widerstände das Verhältnis zum Gesamtwiderstand maßgebend ist.

Der gesamte Wärmedurchgangswiderstand ergibt sich für die Reihenschaltung allgemein aus

$$R_k = \sum_i R_i \quad (3)$$

und für die Parallelschaltung aus

$$\frac{1}{R_k} = \sum_i \frac{1}{R_i} \quad (4)$$

woraus für den Wandaufbau mit hintergossenem Plattensystem

$$R_{k,HG} = \frac{1}{\frac{1}{R_{\alpha,HG-B}} + \frac{1}{R_{\lambda,RG}} + \frac{1}{R_{\delta,RG-B}}} + R_{\nu,B} + R_{\nu,P} + R_{\lambda,HGM} + R_{\lambda,R} + \frac{1}{\frac{1}{R_{\alpha,B-SW}} + \frac{1}{R_{\nu,SW}} + \frac{1}{R_{\delta,B-SW}}} \quad (5)$$

und für den Wandaufbau mit hinterlüftetem Plattensystem

$$R_{k,HL} = \frac{1}{\frac{1}{R_{\alpha,HG-B}} + \frac{1}{R_{\lambda,RG}} + \frac{1}{R_{\delta,RG-B}}} + R_{\nu,B} + R_{\nu,P} + \frac{1}{\frac{1}{R_{\alpha,P-R}} + \frac{1}{R_{\nu,SP}} + \frac{1}{R_{\delta,P-R}}} + R_{\nu,R} + \frac{1}{\frac{1}{R_{\alpha,R-SW}} + \frac{1}{R_{\nu,SW}} + \frac{1}{R_{\delta,R-SW}}} \quad (6)$$

folgen.

Für die weiteren Betrachtungen werden für die einzelnen Stoffe in den für sie geltenden Temperaturbereichen mittlere Wärmeleitfähigkeiten angenommen. Der sich daraus ergebende Fehler in der Berechnung ist jedoch verhältnismäßig klein und führt deshalb nicht zu prinzipiell falschen Ergebnissen. Da für die Wärmestrahlung und die Konvektion nicht, wie bereits weiter oben erwähnt, näherungsweise von einer linearen Abhängigkeit zwischen Temperaturgradient und Wärmestrom ausgegangen werden kann, müssen diese Wärmeübertragungsvorgänge genauer untersucht werden. Für den effektiven Widerstand vom Abgas auf den Belag ($R_{eff, RG-B}$) kommt der Wärmeleitung kaum Bedeutung zu und kann damit vernachlässigt werden. Berechnungsgleichungen für Strahlung und Konvektion sind in der Literatur verfügbar [4]. Durch die ebene Oberfläche des Feuerfest-Plattensystems sind sie dabei recht einfacher Form. Bei der Wärmeübertragung von der Rohrrinnenwand auf das Siedewasser dominiert die Konvektion. Wärmeleitung und Wärmestrahlung spielen dort kaum eine Rolle, sodass mit den verfügbaren empirischen Gleichungen für den Wärmeübergang in Abhängigkeit von der Siedetemperatur oder des Siededrucks und dem auftretenden Wärmestrom die Wärmeübertragung ausreichend beschrieben werden kann.

Weitaus schwieriger ist die Betrachtung des Spalts, weil aufgrund komplexer Zusammenhänge nicht von der idealisierten, ebenen Geometrie, sondern von der realen Spaltform ausgegangen werden muss. Die Plattenkontur ist nicht vollständig geometrisch ähnlich zur Rohr-Steg-Rohr-Kontur, wodurch die Spaltbreite variiert und sich komplizierte Ausdrücke für die Einstrahlzahlen zur Berechnung des Strahlungsaustauschs zwischen Feuerfest-Platte und Rohrwand ergeben.

Eine praxistaugliche Berechnungsmethode für die hinterlüfteten Feuerfest-Plattensysteme existiert nach heutigem Erkenntnisstand noch nicht. Daraus ergibt sich die Notwendigkeit die Wärmeübertragung im Spalt von hinterlüfteten Feuerfest-Plattensystemen näher zu untersuchen, worauf im Folgenden zunächst mithilfe einer Modellvorstellung eingegangen wird.

2. Wärmeübertragung im Spalt zwischen Feuerfest-Platte und Rohrwand

Für die Durchführung einer Sensitivitätsstudie zu den die Wärmeübertragung beeinflussenden Parametern war es das Ziel ein einfaches mathematisches Berechnungsmodell zu erstellen, von dem ausgehend Fehlerabschätzungen unter Verwendung numerischer Simulationen durchgeführt wurden. Einen Überblick zu den Anforderungen an den Umfang dieses Modells und dessen daraus folgende Entwicklung sollen die kommenden Abschnitte geben.

2.1. Beurteilung nach Wärmeübertragungsmechanismen

Für eine Beurteilung der Größenordnungen, in denen die jeweiligen Wärmetransportmechanismen auftreten, wurde an einem ebenen Spalt eine überschlägige Berechnung durchgeführt, mit der Annahme, dass die Oberflächentemperatur der Rohrwand¹ unabhängig vom auftretenden Wärmestrom auf Siedewassertemperatur liegt. Diese Annahme ist zulässig, da der Wärmeleitwiderstand der Rohrwand vergleichsweise niedrig ist und ein sehr guter innerer Wärmeübergang im Siederohr für Blasensieden vorliegt. Für die in Dampferzeugern vorliegenden Verhältnisse, beträgt der Fehler einer solchen Vereinfachung im Vergleich zum insgesamt übertragenen Wärmestrom relativ geringe Werte im Bereich von wenigen 100 W/m².

Die Temperatur der zur Rohrwand zeigenden Plattenoberfläche wurde ausgehend von der Siedewassertemperatur von 250,4 °C schrittweise bis auf 800 °C angehoben und die sich somit ergebenden Wärmeströme nach Transportmechanismus berechnet. Das Ergebnis ist in Bild 4 dargestellt. Die Abszisse gibt die Oberflächentemperatur der zur Rohrwand zeigenden Plattenseite an. Die linke Ordinate zeigt dazu die auftretenden Wärmestromdichten und die rechte Ordinate deren Anteil an der Gesamtwärmestromdichte.

Es ist hier zu beachten, dass bei der Ermittlung des Wärmeübergangskoeffizienten bei freier Konvektion im Spalt, der dazu verwendete empirischen Berechnungsansatz der Nußelt-Zahl bereits die Wärmeleitung durch die Fluidschicht mit berücksichtigt. Daraus ergibt sich, dass faktisch kaum Konvektion auftritt und Wärme fast ausschließlich durch Leitung und Strahlung übertragen wird. Eine gewisse Unsicherheit bleibt jedoch, da das Verhältnis von Spalthöhe zu Spaltbreite den im VDI-Wärmeatlas [4] angegebenen Gültigkeitsbereich der verwendeten Gleichungen weit überschreitet. Eine Verdreifachung der Spaltbreite

¹ Es sei an dieser Stelle daran erinnert, dass die Rohrwand als ebene Platte angesehen wird.

zur Betrachtung der Vorgänge im Bereich des Steges zeigte, dass auch dadurch die Konvektion für die Wärmeübertragung kaum an Bedeutung gewinnt und der Wärmeleitwiderstand der Luft durch ihre größere Schichtdicke weiter ansteigt, wodurch die Wärmestrahlung über dem Steg letztendlich einen noch größeren Einfluss besitzt.

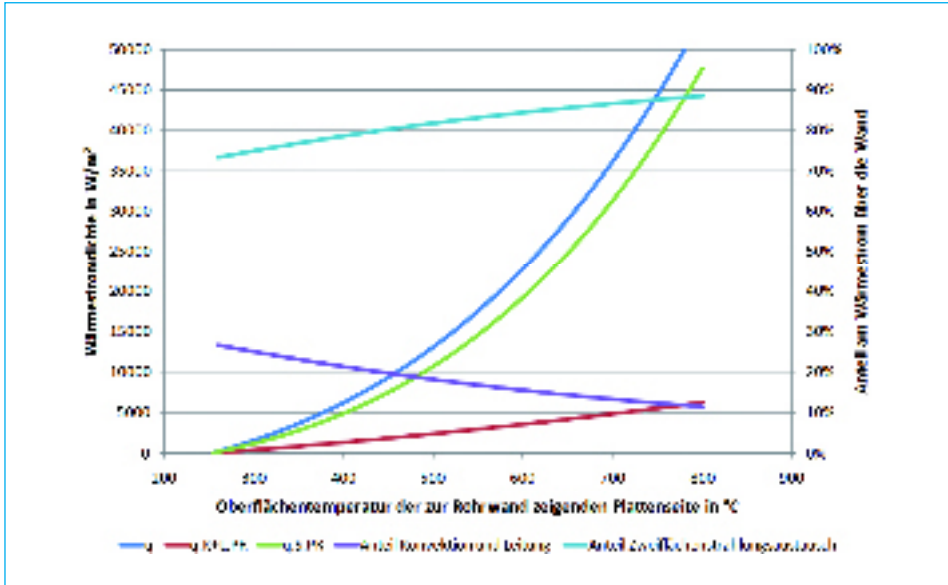


Bild 4: Wärmestromdichten nach Wärmetransportmechanismus und deren Anteile an der Gesamtwärmestromdichte aufgetragen über der Oberflächentemperatur der zur Rohrwand zeigenden Plattenseite

Wärmeleitung und Konvektion

Die Wärmeübertragung durch Konvektion, aber vor allem durch Wärmeleitung steigt über dem untersuchten Bereich der Temperaturdifferenz zwischen Feuerfest-Platte und Rohr nahezu linear an. Der Anteil an Wärme, der durch diese beiden Transportmechanismen übertragen werden kann, liegt bei kleinen Temperaturdifferenzen zwischen Platte und Rohr und damit sehr geringen Wärmeströmen bei etwa 27 % und reduziert sich bis zu einer Plattentemperatur von 800 °C auf etwa 12 %, was einer Wärmestromdichte von 6 kW/m² entspricht.

Wärmestrahlung

Der Wärmestrahlung kommt entsprechend ein Anteil von bis zu 88 % an der Wärmeübertragung zu, was flächenbezogen im betrachteten Bereich einem Wert von bis zu 48 kW/m², bei einer Gesamtwärmestromdichte von 54 kW/m², entspricht. Die Abhängigkeit höherer Ordnung von der Temperatur führt vor allem bei sehr hohen Plattentemperaturen zu großen Wärmestromdichten. Tendenziell sollten hinterlüftete Feuerfest-Plattensysteme im Sinne einer guten Wärmeübertragung deshalb nur in Bereichen hoher Abgastemperaturen eingesetzt werden.

Fazit

Treten an den Begrenzungsflächen des Spalts nur geringe Temperaturdifferenzen auf, wirkt der Luftspalt sehr stark isolierend. Das kann daraus geschlussfolgert werden, dass der Wärmeleitwiderstand der Luft groß und der auftretende Temperaturgradient klein ist sowie der Wärmetransport infolge von Strahlung für die geringe Temperaturdifferenz lediglich das Dreifache des ohnehin geringen Wertes für die Wärmeleitung beträgt.

Die in der Regel größere Spaltbreite, die bei hinterlüfteten Feuerfest-Plattensystemen im Bereich der Stege auftritt, wurde ebenfalls modelliert. Da der Steg als eine Rippe auf dem Siederohr mit entsprechender Übertemperatur anzusehen ist und die treibende Temperaturdifferenz tatsächlich geringer ausfällt [5], sind mit der Annahme, dass die Stegtemperatur durch eine gute Wärmeableitung des Kesselstahls zum Siedewasser hin auch dort gleich der Siedewassertemperatur ist, tendenziell zu große Werte für die resultierenden Wärmeströme zu erwarten.

Wie bereits angedeutet, ist im Resultat die Spaltbreite dennoch zu gering, um Wärmeübertragung durch freie Konvektion an dieser Stelle praktisch nutzen zu können. Dafür müsste der Spalt entscheidend verbreitert werden. Ob dieses Vorgehen zielführend ist, muss aufgrund des hohen Installationsaufwands, einer komplizierten Abdichtung zum Abgas hin sowie dem großen Luft- und Raumbedarf bezweifelt werden. Die größere Schichtdicke der Luft bewirkt somit nur ein weiteres Ansteigen des Wärmeleitwiderstands und demnach eine Verringerung der Übertragungsleistung durch Wärmeleitung und Konvektion. Die durch Strahlung übertragene Wärmemenge wird für den Spalt hinsichtlich des in der Berechnung angesetzten Zweiflächenstrahlungsaustauschs nicht beeinflusst. Da sowohl die Schichtdicke der Luft als auch der Partialdruck der in dieser enthaltenen strahlungsaktiven Gaskomponenten klein sind, bleibt auch die Gasstrahlung ohne einen praktisch relevanten Einfluss.

Zusammengefasst gilt für die Wärmeübertragung im Spalt, dass der Konvektion bei hinterlüfteten Feuerfest-Plattensystemen kaum eine praktische Bedeutung für die Wärmeübertragung zugemessen werden kann. Es überwiegt eindeutig der Wärmetransport durch Zweiflächenstrahlungsaustausch zwischen Platte und Rohr. Die Wärmeleitung durch die Luftschicht besitzt einen nicht vernachlässigbaren Anteil an der Wärmeübertragung. Dieser kann für geringe Spaltbreiten und kleine Wärmeströme – infolge von sowohl niedriger Abgastemperatur als auch großer Belagsstärke – auf bis zu 27 % des insgesamt übertragenen Wärmestroms anwachsen.

2.2. Vereinfachungen im Modell nach bisherigem Erkenntnisstand

Mit dem Modell sollen zunächst die Haupteinflussgrößen auf den Wärmetransportvorgang an der Membranwand mit hinterlüftetem Feuerfest-Plattensystem identifiziert werden. Dazu wurde ein vereinfachtes aber für die Praxis tragfähiges Modell entwickelt, das bekannte empirische Gleichungen zur Berechnung der

**Inserat
Jünger + Gräter
GmbH**

Inserat Mokesa AG

Wärmeübertragung nutzt. Es handelt sich um ein sogenanntes Maximum-Gradienten-Modell. Das heißt, es wird die Enthalpieabnahme vom Abgas – durch Wärmeabgabe an die Membranwand – entlang der Gasströmungsrichtung betrachtet. Der wie in Gleichung (1) beschriebene, vom Gas übertragene Wärmestrom \dot{Q} setzt sich ausgehend von den verwendeten Gleichungen [4] aus einem kombinierten Anteil an Wärmeleitung und Konvektion sowie einem Strahlungsanteil zusammen.

Die Berechnung erfolgt abschnittsweise durch Zerlegung des Dampferzeugers in sogenannte Segmente über der Höhe (entlang des Strömungsweges des Gases), siehe Bild 2, wobei die Austrittszustände eines jeden Segments die Eintrittsbedingungen des nachfolgenden Segments bilden. Damit entstehen identische Bilanzräume mit unterschiedlichen Randbedingungen. Diese lassen sich dann mit iterativen Verfahren Schritt für Schritt berechnen. Die so ermittelten Temperaturverläufe, Wärmestromdichten und Wärmeübergangskoeffizienten wurden mit Erfahrungswerten aus der Praxis auf ihre Plausibilität geprüft. Für die Berechnungen wurden typische geometrische und betriebliche Randbedingungen zugrunde gelegt.

Um die getroffenen Vereinfachungen in der Simulation zu überprüfen, wurden separate CFD- und FEM-Modellierungen durchgeführt. Der zweidimensionale Wärmetransport in Umgebung der Siederohre stellt dabei eine große Unsicherheit dar, da, wie bereits erwähnt, keine gesicherten Kenntnisse über die Strömungsbedingungen im Spalt zwischen Membranwand und hinterlüftetem Feuerfest-Plattensystem vorliegen, die Wärmeübertragungsvorgänge in diesem Spalt in Abhängigkeit der Geometrien noch nicht nachgewiesen wurden und eine exakte Nachbildung der natürlichen Gegebenheiten nicht über der gesamten Membranwandhöhe ohne Weiteres möglich ist (unterschiedliche Abstände Platte – Wand, Leckagespalte, Plattenhalterungen u.ä.). Ziel war es, über ein möglichst einfaches Bilanzsystem die gewonnenen Messergebnisse aus der Praxis, siehe [6], nachbilden zu können. Deshalb wurde als Ansatz gewählt, in einem ersten Schritt die hinterlüftete Feuerfest-Platte, die Membranwand sowie den Spalt zwischen diesen beiden als eben und damit eindimensional zu betrachten. Die Siederohre wachsen dabei wie in Bild 5 dargestellt zu einem Rechteckkanal zusammen. Der Unterschied bei der Wärmeübertragung zwischen der größeren Wärmeübertragungsfläche des Rohr-Steg-Rohr-Systems gegenüber dem ebenen Kanal wurde dann in einem zweiten Schritt mittels einer FEM-Modellierung untersucht und die konvektive Wärmeübertragung, speziell im Bereich der Stege, durch eine CFD-Modellierung überprüft.

Die Ergebnisse bestätigen prinzipiell die theoretischen Betrachtungen der vorangegangenen Abschnitte und deuten darauf hin, dass sich die zweidimensionale Rohr-Steg-Rohr-Geometrie in einen ebenen Kanal überführen lässt, mit dem über einen weiten Wertebereich eine gute Annäherung erreicht wird. Voraussetzung dafür ist eine Anpassung der Feuerfest-Plattendicke des eindimensionalen Modells, über die sich dann effektiv der gleiche Wärmedurchgangswiderstand für den Wandaufbau einstellt wie für den mittleren Wärmedurchgangswiderstand der Rohrwand mit Feuerfest-Plattensystem. Es sei jedoch noch einmal explizit darauf hingewiesen, dass dieses Modell noch nicht vollständig mit Messergebnissen validiert wurde und aus diesem Grund keine Allgemeingültigkeit besitzt, sondern

an dieser Stelle lediglich als Basis für die weiteren Betrachtungen dienen soll. Im Übrigen erscheint diese Vereinfachung durchaus plausibel, wenn man davon ausgeht, dass die Strahlung die Wärmeübertragung dominiert, wobei Rohr und Steg auf annähernd gleichem Temperaturniveau liegen und die der Rohrwand zugewandte Oberflächentemperatur der Feuerfest-Platte auch näherungsweise einheitlich ist. Letzteres ist der guten Wärmeleitfähigkeit der Feuerfest-Platte aus Siliziumkarbid geschuldet und zeigt sich auch in FEM-Simulationen zum Wandaufbau.

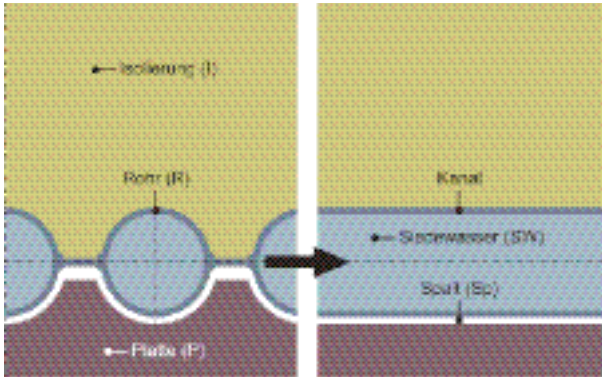


Bild 5:

Vereinfachung der zweidimensionalen Rohr-Steg-Rohr-Geometrie zu einem ebenen, eindimensionalen Kanal

3. Vergleich zwischen hinterlüftetem und hintergossenem Feuerfest-Plattensystem

Nachdem die Grundlagen, auf denen das mathematische Modell aufbaut, erläutert wurden, sollen nun Ergebnisse aus der Nutzung dieses Modells folgen. Zur Veranschaulichung werden die Temperaturverläufe für hintergossene und hinterlüftete Feuerfest-Plattensysteme herangezogen sowie die Größenordnungen der Einzelwiderstände und ihr Einfluss auf den Gesamtwiderstand gezeigt. Da für einen wirtschaftlichen Betrieb eines Dampferzeugers die zunehmende Verschmutzung der Wärmeübertragungsflächen von besonderer Bedeutung ist, wird dies in einem eigenen Abschnitt behandelt. Des Weiteren dient das Modell im letzten Abschnitt dazu, die Unterschiede der beiden Feuerfest-Plattensysteme auf den Temperaturverlauf im Strahlungsteil eines Dampferzeugers zu verdeutlichen.

3.1. Vergleich unter Quantifizierung von Einzelwiderständen

Der Wärmedurchgangswiderstand ergibt sich für das eindimensionale ebene Schichtmodell analog zu den Berechnungen in Abschnitt 1.2 nach Gleichung (5) für das hintergossene und nach Gleichung (6) für das hinterlüftete Feuerfest-Plattensystem. Die Einzelwiderstände können in Wärmeübergangs- und Wärmeleitwiderstände unterteilt werden. Es ist weiterhin sinnvoll, die auftretenden Parallelschaltungen von Widerständen – wie in Bild 3 dargestellt – durch Effektivwiderstände zu ersetzen, da sie stets simultan auftreten und nicht als Einzelwiderstände wahrgenommen werden.

Ausgehend von den Eintrittstemperaturen von 600 °C, 900 °C und 1.200 °C des Abgases in das Berechnungssegment, ergeben sich bezogen auf eine Einheitsfläche von 1 m² mit den eingesetzten Stoffwerten aus Tabelle 1 die in Tabelle 2 angegebenen Werte für die Einzelwiderstände des hintergossenen sowie des hinterlüfteten Feuerfest-Plattensystems. Der Siededruck wurde mit 40 bar angenommen, woraus sich eine Siedetemperatur von etwa 250,4 °C ergibt.

Tabelle 1: Randbedingungen und Stoffeigenschaften zur Berechnung der Einzelwiderstände des Wärmedurchgangs

Stoff	Schichtdicke δ	Wärmeleitfähigkeit λ	Emissionsgrad ε
Abgas	2.915 mm	berechnet nach VDI-Gesellschaft Energie und Umwelt [1]	berechnet nach VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen [2]
Belag	siehe 3.2.	siehe 3.2.	siehe 3.2.
Feuerfest-Platte aus nitridgebundenem Siliziumkarbid (SiC)	30 mm	200 °C : 25 W/mK 600 °C : 21 W/mK 1.000 °C : 17,5 W/mK 1.200 °C : 16,5 W/mK	0,8
Hintergussmasse	Spalt: 5 mm Steg: 15 mm	400 °C : 9,5 W/mK	–
Luft	5 mm	berechnet nach VDI-Gesellschaft Energie und Umwelt [1]	berechnet nach VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen [2]
(Rohr-) Kanalwand	5 mm	46 W/mK	0,8
Siedewasser	nicht berücksichtigt	berechnet nach The International Association for the Properties of Water and Steam [3]	nicht berücksichtigt
Isolierung	300 mm	0,04 W/mK	nicht berücksichtigt

Quellen:

- [1] VDI-Gesellschaft Energie und Umwelt, VDI 4670 (Hrsg.): Verein Deutscher Ingenieure. Thermodynamische Stoffwerte von feuchter Luft und Verbrennungsgasen. s.l. Beuth Verlag GmbH, 2003, 2003-02-00
- [2] VDI-Gesellschaft, Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen (Hrsg.): VDI Wärmeatlas. 8. Auflage. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 1997
- [3] The International Association for the Properties of Water and Steam. IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam. Luzern: International Association for the Properties of Water and Steam, 1997, URL: <http://www.iapws.org>.

Die Spalte mit dem Grad der Unsicherheit der jeweiligen Berechnung drückt die Größenordnung der Abweichung von den hier aufgeführten Werten aus. Kleine Unsicherheiten bedeuten, dass Datensätze vergleichsweise gut verfügbar sind und deshalb nicht mit größeren Abweichungen zu rechnen ist. Dementgegen bei mittleren bis großen Unsicherheiten die Ergebnisse stark von den angenommenen Randbedingungen oder Angaben für die Stoffwerte abhängen. Größere Unsicherheiten können beispielsweise für den effektiven Wärmeübergangswiderstand

vom Abgas auf die Membranwand durch eine erheblich abweichende Abgaszusammensetzung, andere Strömungsbedingungen für das Abgas, ungleichmäßige Temperaturverteilungen innerhalb eines Segments, große Partikelstrahlung sowie eine deutliche Abweichung vom angenommenen Emissionsgrad des Belags auftreten.

Da das Reziproke der Summe der Einzelwiderstände den Wärmedurchgang durch die Membranwand bestimmt, ist der größte auftretende Einzelwiderstand, bzw. bei mehreren annähernd gleich großen Einzelwiderständen das Vielfache der Anzahl dieser gleichartigen Widerstände, maßgebend. Aus Tabelle 2 ergibt sich für die Membranwand mit hintergossenem Feuerfest-Plattensystem der weitaus größte Widerstand für den Wärmeübergang vom Abgas auf die umschließenden Wände. Der Wärmedurchgangswiderstand der Feuerfestplatte beträgt trotz ihrer im Gegensatz zur Hintergussmasse großen Schichtdicke, lediglich den dreifachen Wert, da sie stattdessen eine höhere Wärmeleitfähigkeit besitzt. Der Wärmeübergangswiderstand vom Rohr bzw. – für die hier berechneten Werte – des Kanals auf das Siedewasser sowie der Wärmedurchgangswiderstand von Rohr bzw. Kanal selbst sind in Hinblick auf die anderen Widerstände vernachlässigbar klein.

Bei dem hinterlüfteten Feuerfest-Plattensystem ist nicht nur der äußere Wärmeübergangswiderstand, sondern auch der effektive Wärmedurchgangswiderstand des Spalts entscheidend für die Größe des Wärmestroms über die Membranwand. Beide Widerstände haben dabei annähernd den gleichen Wert und führen in Summe dazu, dass alle anderen Widerstände in diesem System in der Praxis unbedeutend sind.

Mit steigender Abgastemperatur überwiegt der Widerstand des Spalts zunehmend, da in diesem der Wärmeübergang durch Strahlung dominiert und sich dementsprechend der notwendige Temperaturunterschied zwischen Plattenoberfläche und Rohrwand für die Wärmeübertragung vergrößern muss, was zur Folge hat, dass der Wärmedurchgangswiderstand des Spalts ansteigt.

Für eine bildlichere Darstellung der Berechnungsergebnisse ist der Temperaturverlauf für das hintergossene Feuerfest-Plattensystem in Bild 6 und für das hinterlüftete Feuerfest-Plattensystem in Bild 7 eingezeichnet. Das Temperaturprofil ist für die Wärmeübergänge vom Abgas zur Platte sowie von der Platte zur Rohrwand nicht dargestellt, da eine exakte Abbildung die genaue Kenntnis des Strömungsprofils und der Gaseigenschaften in der Nähe der an das jeweilige Gas angrenzenden Wand voraussetzen würde.

Da für jedes Segment zur Berechnung eine mittlere Abgastemperatur zwischen Ein- und Austritt gebildet wird, ist zu beachten, dass die Temperaturkurven nicht genau bei 1.200 °C, 900 °C und 600 °C beginnen, sondern in Abhängigkeit der übertragenen Wärmemenge bei der jeweils niedriger liegenden mittleren Abgastemperatur.

Die in Tabelle 2 ebenfalls angegebenen Werte für die erreichbaren Wärmestromdichten des hintergossenen und des hinterlüfteten Feuerfest-Plattensystems zeigen zum einen für beide Fälle eine deutliche Zunahme der Wärmestromdichte für höhere Temperaturdifferenzen zwischen Abgas und Siedewasser und zum

Tabelle 2: Einzelwiderstände der Wandschichten mit hintergossenen und hinterlüfteten Feuerfest-Plattensystemen bezogen auf eine Einheitsfläche von 1 m²

Widerstandsbezeichnung	Berechnungsgleichung	mittlere Abgas-temperatur °C	Widerstand hintergossen K/kW	Widerstand hinterlüftet K/kW	Unsicherheit in der Berechnung
R _{eff,RG-B}	$\frac{1}{\alpha_{\text{eff,RG-B}} \cdot A}$	600	24,878	19,606	groß
		900	14,596	9,884	
		1.200	9,153	5,644	
R _{λ,B}	$\frac{\delta_B}{\lambda_B \cdot A}$	600			mittel
		900			
		1.200			
R _{λ,P}	$\frac{\delta_P}{\lambda_P \cdot A}$	600	1,217	1,293	klein
		900	1,230	1,389	
		1.200	1,252	1,486	
R _{λ,HGM}	$\frac{\delta_{\text{HGM}}}{\lambda_{\text{HGM}} \cdot A}$	600	0,418		klein
		900	0,418		
		1.200	0,418		
R _{eff,P-R}	$\frac{\delta_{\text{eff,P-R}}}{\lambda_{\text{eff,P-R}} \cdot A}$	600		22,197	mittel bis groß
		900		14,865	
		1.200		10,328	
R _{λ,R}	$\frac{\delta_R}{\lambda_R \cdot A}$	600	0,109	0,109	klein
		900	0,109	0,109	
		1.200	0,109	0,109	
R _{eff,R-SW}	$\frac{1}{\alpha_{\text{eff,R-SW}} \cdot A}$	600	0,195	0,267	klein
		900	0,094	0,127	
		1.200	0,057	0,076	
R _k	$\sum_l R_l$	600	26,817	43,472	
		900	16,446	26,374	
		1.200	10,988	17,643	
Wärmestromdichte über der Wand			hintergossen kW/m ²	hinterlüftet kW/m ²	
q̇	$\frac{T_{\text{RG}} - T_{\text{SW}}}{R_K \cdot A}$	600	12,5	7,8	
		900	36,9	23,6	
		1.200	78,5	50,7	

anderen für das hintergossene Feuerfest-Plattensystem im Vergleich einen in etwa 1,5- bis 1,6-fachen Wert der Wärmestromdichte. Mit anderen Worten: um mit dem hinterlüfteten Feuerfest-Plattensystem die gleiche Wärmeübertragungsleistung wie mit dem hintergossenen Feuerfest-Plattensystem zu erreichen, ist unter den hier angegebenen Randbedingungen eine anderthalbfache Wärmeübertragungsfläche notwendig.

Für das hinterlüftete Feuerfest-Plattensystem wurde der Wärmedurchgangswiderstand des Spalts als Effektivwiderstand, der sich aus Wärmeleitung, Konvektion und Wärmestrahlung ergibt, dargestellt. Im mathematischen Modell, was den berechneten Werten aus Tabelle 2 zugrunde liegt, wurden die einzelnen

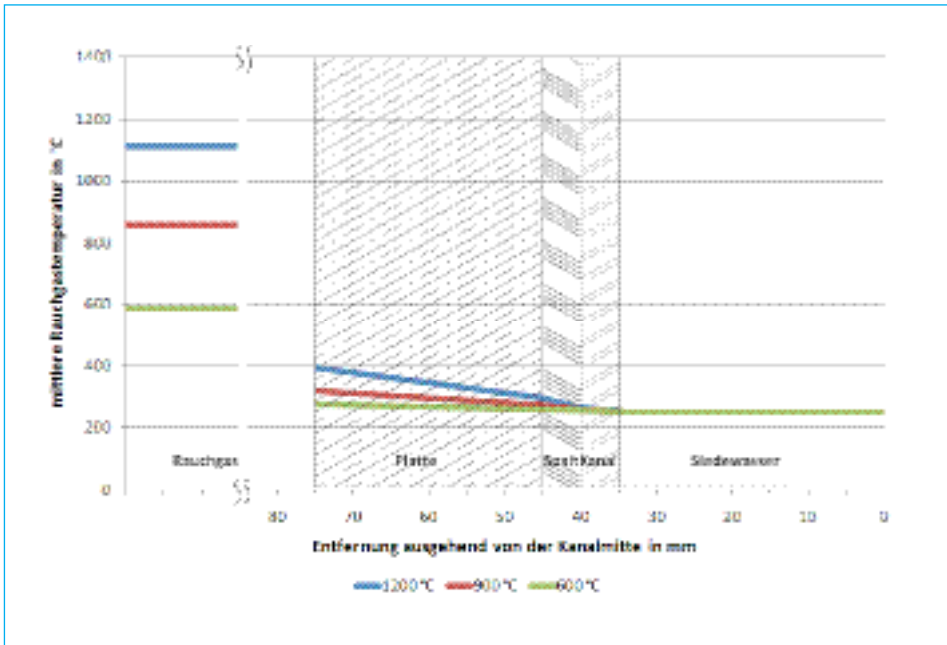


Bild 6: Temperaturverläufe über der Membranwand für das hintergossene Feuerfest-Plattensystem in Abhängigkeit der Abgastemperatur des berechneten Segments

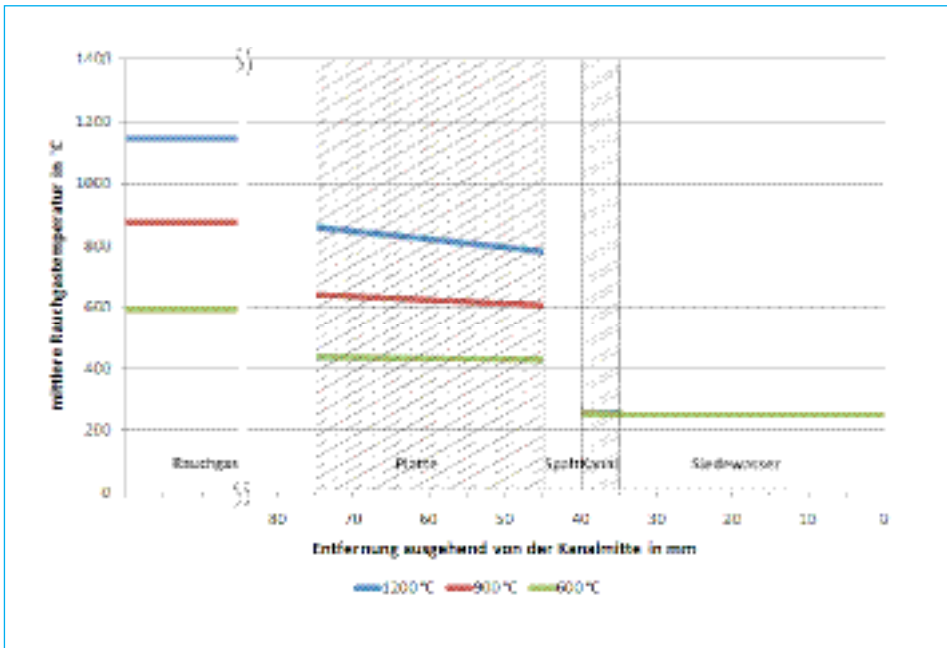


Bild 7: Temperaturverläufe über der Membranwand für das hinterlüftete Feuerfest-Plattensystem in Abhängigkeit der Abgastemperatur des berechneten Segments

Wärmeübertragungsvorgänge getrennt voneinander betrachtet, aber müssen dabei die Oberflächenbedingung mit gleicher Ausgangstemperatur für jeden Wärmetransportmechanismus sowie die Energiebilanz um die Spaltflächen erfüllen.

Um nun den Anteil der einzelnen Wärmeübertragungsvorgänge am Gesamtwärmetransport genauer zu beleuchten, sind diese in Bild 8 eingezeichnet. Wie bereits in Bild 4 überschlägig ermittelt, überwiegt die Wärmeübertragung durch Strahlung mit Anteilen an der insgesamt auftretenden Wärmestromdichte \dot{q} zwischen 78 % bei niedrigerer und 85 % bei höherer Feuerfest-Plattentemperatur. Die Wärmestrahlung kann weiterhin in zwei Transportmechanismen unterteilt werden. Zum einen existiert ein Zweiflächen-Strahlungsaustausch zwischen Platten- und Rohrwandoberfläche $q.S.PR$ und zum anderen Wärmeübertragung durch Gasstrahlung $q.S.PGR$ von der Platte auf den Gaskörper und von diesem wiederum auf die Rohrwand. Die Gasstrahlung bleibt hierbei durch die geringe Schichtdicke des Gaskörpers und den kleinen Partialdrücken der strahlungsaktiven Gaskomponenten unbedeutend für die Wärmeübertragung. Den verbleibenden Anteil übernehmen Konvektion und Wärmeleitung $q.K+L.PR$, wobei auch hier nach den verwendeten Berechnungsgleichungen die ermittelte Wärmestromdichte fast ausschließlich auf die Wärmeleitung entfällt.

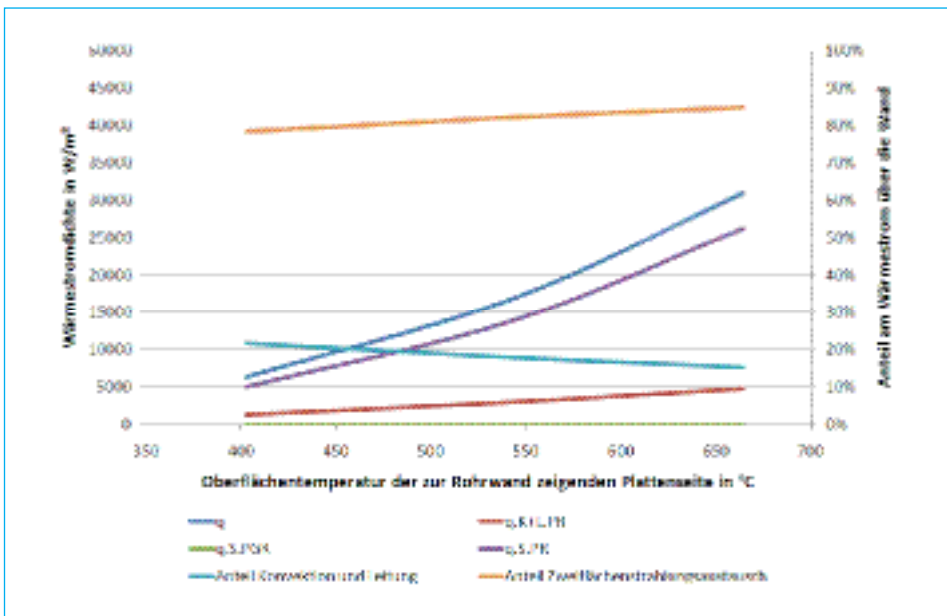


Bild 8: Wärmestromdichten nach Wärmetransportvorgang und deren Anteile über der auf die Siedewassertemperatur bezogene Temperaturdifferenz im Spalt

3.2. Auswirkung von Belägen auf das System

Da sich in einem Dampferzeuger mit Beginn der Verbrennung von aschehaltigem Brennstoff Beläge an den Wärmeübertragungsflächen bilden, sind diese von

besonderem Interesse in Hinblick auf den Vergleich zwischen hintergossenen und hinterlüfteten Feuerfest-Plattensystemen, da durch diese ein mitunter recht großer Wärmedurchgangswiderstand zusätzlich auftritt. Auf die ungleichen Temperaturprofile der Wand mit hintergossenem und hinterlüftetem Feuerfest-Plattensystem kann dies unterschiedlich große Auswirkungen haben, was im Folgenden mit einer Sensitivitätsstudie untersucht wird.

In Tabelle 3 sind die Parameter für die durchgeführte Variantenrechnung bei einer Eintrittstemperatur des Abgases in das berechnete Segment von 900 °C angegeben. Im Referenzzustand beträgt dabei die Schichtdicke des Belags 10 mm, mit einer Wärmeleitfähigkeit des Belagsmaterials von 1,0 W/mK und einem Emissionsgrad für dessen Oberfläche von 0,8. Ausgehend von diesen Werten wurde in Variante A der Einfluss der Schichtdicke, in Variante B der Wärmeleitfähigkeit und in Variante C des Emissionsgrads untersucht. Die ermittelten Ergebnisse sind in Tabelle 4 eingetragen.

Tabelle 3: Belagsparameter für eine Sensitivitätsstudie hinsichtlich des Wärmetransports durch die Membranwand

Bezeichnung	Schichtdicke δ mm	Wärmeleitfähigkeit λ W/mK	Emissionsgrad ϵ
Referenzzustand Ref	10	1,0	0,8
Variante A1 – kleinere Belagsstärke	1		
Variante A2 – größere Belagsstärke	30		
Variante B1 – kleinere Wärmeleitfähigkeit		0,5	
Variante B2 – größere Wärmeleitfähigkeit		2,0	
Variante C1 – kleinerer Emissionsgrad			0,6
Variante C2 – größerer Emissionsgrad			0,9

Tabelle 4: Ergebnisse der Sensitivitätsstudie zu den Belagsparametern hinsichtlich des Wärmetransports durch die Membranwand anhand des Wärmedurchgangswiderstands und der Wärmestromdichte für eine Rauchgaseintrittstemperatur von 900 °C

Bezeichnung	Gesamtwiderstand hintergossen K/kW	Gesamtwiderstand hinterlüftet K/kW	Wärmestromdichte hintergossen kW/m ²	Wärmestromdichte hinterlüftet kW/m ²
Referenzzustand Ref	22,580	37,512	27,4	16,8
Variante A1 – kleinere Belagsstärke	16,875	27,454	36,0	22,7
Variante A2 – größere Belagsstärke	40,534	59,861	15,6	10,6
Variante B1 – kleinere Wärmeleitfähigkeit	31,158	48,766	20,1	13,0
Variante B2 – größere Wärmeleitfähigkeit	19,038	31,880	32,2	19,7
Variante C1 – kleinerer Emissionsgrad	24,602	41,990	25,2	15,1
Variante C2 – größerer Emissionsgrad	21,864	35,905	28,2	17,5

Im Referenzzustand ergeben sich im Vergleich zu den bei 900 °C Eintrittstemperatur ohne Belag berechneten Werten aus Tabelle 2 für das hintergossene Feuerfest-Plattensystem etwa 26 % und für das hinterlüftete Feuerfest-Plattensystem etwa 29 % geringere Wärmestromdichten.

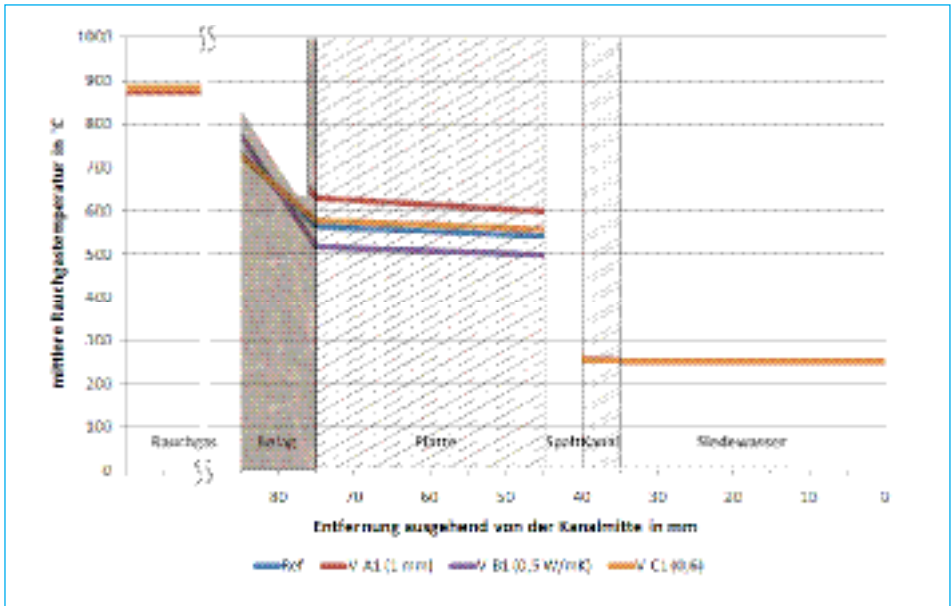


Bild 9: Temperaturverläufe über der Membranwand für das hinterlüftete Feuerfest-Plattensystem in Abhängigkeit verschiedener Einflussparameter bei einer Abgas-Eintrittstemperatur in das berechnete Segment von 900 °C

Um die Auswirkungen der Parametervariation etwas bildhafter darzustellen, sind in Bild 9 die Varianten, *A1*, *B1* und *C1* im Vergleich zum Referenzzustand *Ref* eingezeichnet. Die nicht gezeigten Varianten *A2*, *B2* und *C2* wirken sich im Vergleich zu den abgebildeten Varianten – vom Referenzzustand ausgehend – gegensätzlich aus, weshalb auf ihre Darstellung verzichtet wurde. Es ist zu beachten, dass Variante *A1* eine verringerte Belagsstärke besitzt, was durch den keilförmig ausgebrochenen Teil des Belags im oberen Drittel von Bild 9 verdeutlicht werden soll. Wie für Bild 7 sind aus den benannten Gründen die Temperaturprofile für den Wärmeübergang vom Abgas zur Platte und von der Platte zur Rohrwand nicht eingezeichnet.

Prinzipiell haben eine kleinere Wärmeleitfähigkeit, eine größere Belagsstärke und ein kleinerer Emissionsgrad des Belags die gleiche Tendenz. Im Rahmen der üblicherweise – in den hier besprochenen Dampferzeugern – auftretenden Werte der untersuchten Parameter, hat der Emissionsgrad des Belags einen vergleichsweise geringen Einfluss auf die Wärmeübertragung, während die Wärmeleitfähigkeit des Belagsmaterials eine größere Rolle spielt. Aufgrund der teilweise recht großen Belagsstärken in Bereichen, die nicht oder schlecht gereinigt werden, liegt der wesentliche Einfluss auf die Wärmeübertragung bei der

Schichtdicke des Belags. Gleichzeitig ist dies auch der einzige der untersuchten Parameter, der aktiv durch Reinigungseinrichtungen im Dampferzeuger beeinflusst werden kann.

3.3. Rückwirkungen auf das Bilanzsystem Dampferzeuger

Beim Vergleich der Feuerfest-Plattensysteme hinsichtlich ihrer Auswirkungen auf die Wärmeübertragung im Dampferzeuger sind nicht die Wärmeübertragungseigenschaften des jeweiligen Plattensystems allein ausschlaggebend, sondern es muss das gesamte Bilanzsystem Dampferzeuger betrachtet werden. Unterschiedliche Wärmedurchgänge führen zu unterschiedlicher Beheizung der Siederohre und damit im Verdampferteil zu anderen Strömungsverhältnissen.

Während in einem großzügig ausgelegten Dampferzeuger der Einbau hinterlüfteter Plattensysteme in den meisten Fällen unkritisch ist, kann es in anderen Fällen zu diversen Schwierigkeiten kommen. Ist der untere Bereich eines Dampferzeugers mit dem hinterlüfteten Feuerfest-Plattensystem ausgerüstet, wirkt dieses im Vergleich zum hintergossenen System isolierend. Aufgrund unterschiedlicher Plattentemperaturen der betrachteten Systeme ergeben sich zudem voneinander verschiedene Belagssituationen. Durch die isolierende Wirkung des hinterlüfteten Feuerfest-Plattensystems vergrößert sich für den nachfolgenden Bereich – beispielsweise aus schwarzem Rohr oder Rohr mit Schweißplattierung – der Temperaturgradient zwischen Abgas und Rohrwand. Dies kann zum einen die bis zu diesem Punkt geringfügigere Wärmeauskopplung etwas kompensieren, aber führt möglicherweise auch zu stärkeren Korrosionen durch eine Verschiebung der Temperaturisothermen – und damit kondensierbaren korrosionsfördernden Stoffen – zum Siederohr hin. Detailliertere Ausführungen zu diesem Thema sind [9] zu entnehmen. Des Weiteren verschiebt sich das Verhältnis zwischen den im Verdampfer und im Überhitzer zugeführten Wärmeströmen, was beim Wasserrumlauf zu beachten ist.

Im hypothetischen Fall zweier identischer und großzügig ausgelegter Dampferzeuger, die sich nur durch den jeweiligen Einsatz eines hintergossenen und eines hinterlüfteten Feuerfest-Plattensystems unterscheiden, ist es jedoch durch die resultierenden Verschmutzungs- und Temperaturprofile über der Höhe des Dampferzeugers auch möglich, dass sich an der Kesseldecke des ersten Zugs nahezu gleiche Temperaturen einstellen.

Um die prinzipiellen Unterschiede im Temperaturverlauf über der Dampferzeugerhöhe hervorzuheben ist in Bild 10 ein Vergleich eines ersten Zugs eines fiktiven Dampferzeugers, der über der Höhe in drei Zonen unterteilt wurde, dargestellt.

Die Variante mit der Bezeichnung *HG-HG-SP* ist in Zone 1 und Zone 2 des Dampferzeugers mit einem hintergossenen Feuerfest-Plattensystem *HG* abgekleidet, während Zone 3 mit schwarzem Rohr St 37.8 III sowie einer Schweißplattierung aus Alloy 625 *SP* ausgerüstet ist. Im Vergleich dazu besitzt Variante *HL-HL-SP* in Zone 1 und Zone 2 ein hinterlüftetes Feuerfest-Plattensystem *HL*. Variante *HG-HL-SP* besteht aus hintergossenem Feuerfest-Plattensystem in Zone 1, hinterlüftetem in Zone 2 und Rohren mit Schweißplattierung in Zone 3. In der vierten Variante *HL-HG-SP* sind im Vergleich zur vorhergehenden Variante lediglich Zone 1 und Zone 2 vertauscht.

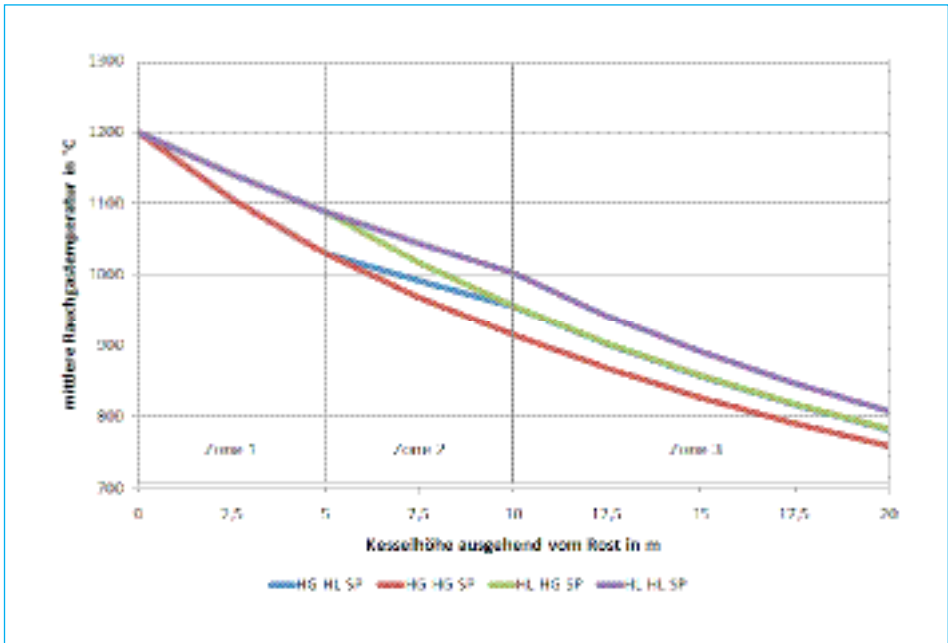


Bild 10: Vergleich von Temperaturverläufen über der Höhe des ersten Dampferzeugerzugs in Abhängigkeit des Wandaufbaus

Variante *HL-HL-SP* verläuft in den ersten beiden Zonen durch das hinterlüftete Feuerfest-Plattensystem vergleichsweise flach, besitzt aber in Zone 3 durch das höhere Temperaturniveau des Abgases den größten Gradienten aller Varianten. Genau entgegengesetzt verhält sich Variante *HG-HG-SP*, gibt aber insgesamt mehr Wärme an die Rohrwand ab. Variante *HG-HL-SP* und Variante *HL-HG-SP* laufen am Ende von Zone 2 zusammen und überdecken sich fast vollständig. Für die gewählten Geometrien wären diese beiden Varianten nahezu gleichwertig. Allerdings ist gerade deshalb die Verschmutzungsneigung der beiden Plattensysteme bei der Auslegung zu beachten.

4. Optimierungspotenzial und Ausblick

Hinterlüftete Feuerfest-Plattensysteme stellen nach dem derzeitigen Erkenntnisstand wirksame Schutzsysteme zur Vermeidung von Korrosionen an Rohrwänden von Dampferzeugern dar. Gleichzeitig erhöht sich dabei im Vergleich zu hintergossenen Feuerfest-Plattensystemen der Wärmedurchgangswiderstand durch die Wand und die übertragene Wärmemenge verringert sich. Dies kann bei Nichtbeachtung gewisser Auslegungsgrundsätze zu Problemen im Betrieb, aber auch zu stärkeren Korrosionserscheinungen in den nach dem hinterlüfteten Feuerfest-Plattensystem gelegenen Bereichen führen. Um dies zu vermeiden sind genauere Kenntnisse zu den Wärmeübertragungsmechanismen bei der hinterlüfteten Platte Voraussetzung.

Anhand von Untersuchungen mit einem eigens erstellten mathematischen Modell, das die zweidimensionale Rohrwandgeometrie auf eine ebene, eindimensionale Kanalgeometrie vereinfacht, sind Parameterstudien durchgeführt worden, mit denen die Haupteinflussgrößen auf die Wärmeübertragung analysiert werden können.

Demnach zeigte sich, dass die Wärmeübertragung im Spalt zum größten Teil durch Zweiflächenstrahlungsaustausch zwischen Feuerfest-Platte und Rohrwand und zu einem wesentlich geringeren Anteil über Wärmeleitung erfolgt. Konvektion und Wärmeübertragung durch Gasstrahlung im Spalt sind dabei vernachlässigbar klein.

Der Einfluss von Belägen auf die Wärmeübertragung bei hinterlüfteten Feuerfest-Plattensystemen ist durch den ohnehin hohen Wärmedurchgangswiderstand geringer als bei hintergossenen Feuerfest-Plattensystemen. Zudem ist die Verschmutzungsneigung der Platten, aufgrund des wesentlich höheren Temperaturniveaus auf dem sie sich befinden, eine andere.

Bei großzügig dimensionierten Dampferzeugern ist der Einsatz von hinterlüfteten Platten in der Regel ohne Weiteres möglich. In allen anderen Fällen ist eine genaue Prüfung notwendig, da sich die Wärmeübertragungsleistung stark verringert und zusätzlich Korrosion in nachgelagerten Bereichen durch ungünstige Temperaturfenster auftreten kann.

Eine Optimierung von hinterlüfteten Plattensystemen hinsichtlich der Wärmeübertragung ist durch Verringerung der Spaltbreite, dünnere Platten, höhere Wärmeleitfähigkeit der Platten und hohe Emissionsgrade von Platte und Rohrwand möglich.

Derzeit erfolgen projektbegleitende Messungen an der KVA Oftringen in der Schweiz, mit denen die hier vorgestellten Berechnungen validiert werden. Im Anschluss daran sind Versuche zu Optimierungsstrategien geplant.

5. Literaturverzeichnis

- [1] Imle, Johannes. Hinterlüftetes keramisches Rohrwandschutzsystem - Problemlöser für kritische Bereiche von Abfallverbrennungsanlagen -. [Hrsg.] Karl J. Thomé-Kozmiensky und Michael Beckmann. Optimierung der Abfallverbrennung 3. Neuruppin : TK Verlag Karl Thomé-Kozmiensky, 2006, Bd. 3, S. 681-697.
- [2] Dräger, Ralf, et al. Energieeffizienz und Kesselkonzepte. [Hrsg.] Karl J. Thomé-Kozmiensky und Michael Beckmann. Energie aus Abfall. Neuruppin : TK Verlag Karl Thomé-Kozmiensky, 2010, Bd. 7, S. 235-255.
- [3] Martin, Karl-Ulrich und Albert, Franz W. Korrosionsschutz von Kesselrohrwänden - Keramische Feuerfestsysteme und metallische Beschichtungssysteme -. [Hrsg.] Karl J. Thomé-Kozmiensky und Michael Beckmann. Energie aus Abfall. Neuruppin : TK Verlag Karl Thomé-Kozmiensky, 2009, Bd. 6, S. 547-563.
- [4] VDI-Gesellschaft, Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen, [Hrsg.]. VDI WärmAtlas. 8. Auflage. Berlin, Heidelberg : Springer-Verlag, 1997. 3-540-62900-9.
- [5] Krüger, Sascha. Wärmestromdichtemessung an Membranwänden von Dampferzeugern. Neuruppin : TK Verlag Karl Thomé-Kozmiensky, 2009. Dissertation an der Technischen Universität Dresden, Fakultät Maschinenwesen. 978-3-935317-41-2.

- [6] Martin, Karl-Ulrich. Temperatur- und Wärmestrommessung bei hinterlüfteten und hintergossenen Feuerfest-Plattensystemen - Versuchsprogramm und erste Erkenntnisse -. [Hrsg.] Karl J. Thomé-Kozmiensky und Michael Beckmann. Energie aus Abfall. Neuruppin : TK Verlag Karl Thomé-Kozmiensky, 2011, Bd. 8.
- [7] VDI-Gesellschaft Energie und Umwelt. VDI 4670. [Hrsg.] Verein Deutscher Ingenieure. Thermodynamische Stoffwerte von feuchter Luft und Verbrennungsgasen. s.l. : Beuth Verlag GmbH, 2003. 2003-02-00.
- [8] The International Association for the Properties of Water and Steam. IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam. Luzern : International Association for the Properties of Water and Steam, 1997. URL: <http://www.iapws.org>.
- [9] Spiegel, Wolfgang, et al. Empirische Befunde am Kessel - Wärmestromdichte korreliert mit Korrosionsdynamik -. [Hrsg.] Karl J. Thomé-Kozmiensky und Michael Beckmann. Energie aus Abfall. Neuruppin : TK Verlag Karl Thomé-Kozmiensky, 2010, Bd. 7, S. 271-286

Inserat Mokesa AG