

Verfahrenstechnische Kenndaten für die Auslegung von neuen und Nach- berechnung von bestehenden MVA - Feuerung und Kessel -

von

Hermann Nordsieck, BlfA GmbH, Augsburg

Dr.-Ing. Ragnar Warnecke, Gemeinschaftskraftwerk
Schweinfurt GmbH, Schweinfurt

Prof. Dr. Ralf Zimmermann, BlfA GmbH, Augsburg

im

Seminar des VDI-Wissensforum

„Beläge und Korrosion, Verfahrenstechnik und
Konstruktion in Großfeuerungsanlagen“

25.-26. April 2006

in Würzburg



Inhalt

1	Fragestellung.....	3
2	Datenbasis.....	3
3	Bandbreite realisierter Anlagen.....	3
4	Kennzahlen.....	6
4.1	Rost.....	6
4.2	Feuerraum und erster Zug.....	8
4.3	Kessel.....	11
5	Zusammenhang mit Korrosionsraten?	12
6	Zusammenfassung	14
7	Literatur.....	15



1 Fragestellung

An vielen Abfallverwertungsanlagen verursacht Kesselkorrosion einen hohen Anteil der Instandhaltungskosten. Die Korrosionsraten sind teilweise so hoch, dass die Standzeit der am stärksten betroffenen Überhitzerteile weniger als ein Jahr beträgt, daneben gibt es aber auch Anlagen, in denen Standzeiten der Überhitzer von mehr als zehn Jahren erreicht werden.

Im Allgemeinen gelten hohe Korrosionsraten als verknüpft mit hohen Frischdampftemperaturen und –drücken, wobei letztere über die Verdampfungstemperatur hauptsächlich die Korrosion der Membranwände beeinflussen dürften.

Anhand von wärmetechnischen Nachberechnungen einer Vielzahl bestehender Kessel sollen Zusammenhänge zwischen der Bauweise von Feuerung und Kessel und den im Betrieb ermittelten Korrosionsraten ermittelt werden. In der vorliegenden Arbeit werden die Datengrundlage und erste Ergebnisse dargestellt.

Ziel ist es einerseits Anhaltswerte für die Einordnung von Anlagen zu erhalten und andererseits eine Datenbasis zu liefern für die Korrelation verfahrenstechnischer und konstruktiver Daten mit Korrosionsdaten.

2 Datenbasis

Ingesamt lagen Informationen zu Korrosionsraten und wärmetechnische Berechnungen von 51 Ofenlinien vor. Dadurch, dass viele Anlagen über mehrere und vielfach baugleiche Ofenlinien verfügen, ist die Zahl der Anlagen geringer, sie beträgt 32.

Die Standorte sind überwiegend in Deutschland, einige der Anlagen stehen in der Schweiz und in den Niederlanden.

3 Bandbreite realisierter Anlagen

Bezogen auf den Abfalldurchsatz ist die Größe der untersuchten Anlagen sehr unterschiedlich (vgl. **Tabelle 1**). Die Brennstoffmassendurchsätze (bei Nennlast und Auslegungsheizwert) variieren zwischen 4,5 und 29,4 t/h. Die Auslegungsheizwerte liegen zwischen 8.000 und 12.500 kJ/kg.



Die Brennstoffwärmeleistung der einzelnen Ofenlinien variiert zwischen 13,8 und 85,7 MW.

Auch wenn es wegen der Nicht-Normalverteilung der Daten statistisch nicht korrekt ist, wird in den folgenden Tabellen in der Regel als Mittelwert das arithmetische Mittel neben Minimal- (min) und Maximalwert (max) und der einfachen Standardabweichung (Stabw) aufgeführt.

Tabelle 1: Bandbreite der Auslegungsleistungen

	Brennstoff- wärme- leistung [MW]	Brennstoff- massen- durchsatz [t/h]	Auslegungs- heizwert [kJ/kg]
min	13,8	4,5	8000
max	85,6	29,4	12500
Mittelwert	41,7	14,2	10238
Stabw	19,8	6,1	1035

In dem Datensatz sind Anlagen mit Walzenrost, mit Vor- und Rückschubrost enthalten (s. **Tabelle 2**). Entsprechend ihrer weiten Verbreitung sind Vorschubroste in höherer Anzahl als Walzen- und Rückschubroste vertreten. Aus der allgemeinen Gruppe der Vorschubroste wurden die Gegenlauf-Überschubroste herausgelöst, weil diese eine andere Schürbewegung ausführen und in der Regel eine geringere Rostneigung aufweisen.

Die Feuerräume sind überwiegend als Mittelstromfeuerung ausgeführt. Gegenstromfeuerungen finden sich sowohl an Vorschub- als auch an Rückschub- und Walzenrosten. Alle untersuchten Gleichstromfeuerungen sind mit einem Walzenrost gekoppelt.

Tabelle 2: Rostkonstruktion und Gestaltung des Feuerraums (jeweils Anzahl)

Rost	Walze	Vorschub	Gegenlauf- Überschub	Rückschub
	9	25	7	10
Feuerung	Gegenstrom	Mittelstrom	Gleichstrom	
	9	36	6	

An den untersuchten Anlagen sind Vertikal- und Horizontalkessel („Tail-end“) etwa gleich stark vertreten (vgl. **Tabelle 3**). Diese sind weit überwiegend als 4-Zug-Kessel ausgeführt. Insbesondere bei Vertikalkesseln sind im 2. Zug häufig Verdampfer- und/oder Überhitzerschotte eingezogen, so dass Kessel mit einem Leerzug und solche mit 3 Leerzügen ähnlich oft vertreten sind. An einer Ofenlinie sind bereits am Ende des ersten Zugs Schotte eingebaut, so dass dieser Kessel keinen vollständig leeren Zug hat.



Der Frischdampfdruck der Kessel variiert zwischen 19 und 100 bar, die Frischdampf-temperatur zwischen 280 und 505°C. Die meisten Kessel sind für Frischdampf-temperaturen von 400°C ausgelegt, höhere Temperaturen sind aber häufig. Ähnlich ist die Situation beim Frischdampfdruck, bei dem der Wert von 40 bar dominiert. Die Kombination 40 bar / 400°C ist bei der Hälfte der Kessel realisiert.

Tabelle 3: Kesselaufbau

Kesselbauart	horizontal		vertikal
	n	24	27
Züge	4	3	2
n	41	5	5
Leerzüge	3	2	(0-) 1
n	17	11	23

Dampf- parameter	Druck [bar]		Temperatur [°C]	
	min	19	min	280
max	100	max	505	
Mittelwert	47	Mittelwert	407	
Stabw	17,8	Stabw	40,9	

< 400 °C	5	< 40 bar	7
400 °C	28	40 bar	29
>400 °C	18	>40 bar	15
Anzahl der Kessel mit 40 bar / 400°C:			25

Wie **Abbildung 1** zeigt, besteht kein Zusammenhang zwischen der Nennleistung der Anlagen und den gewählten Dampfparametern

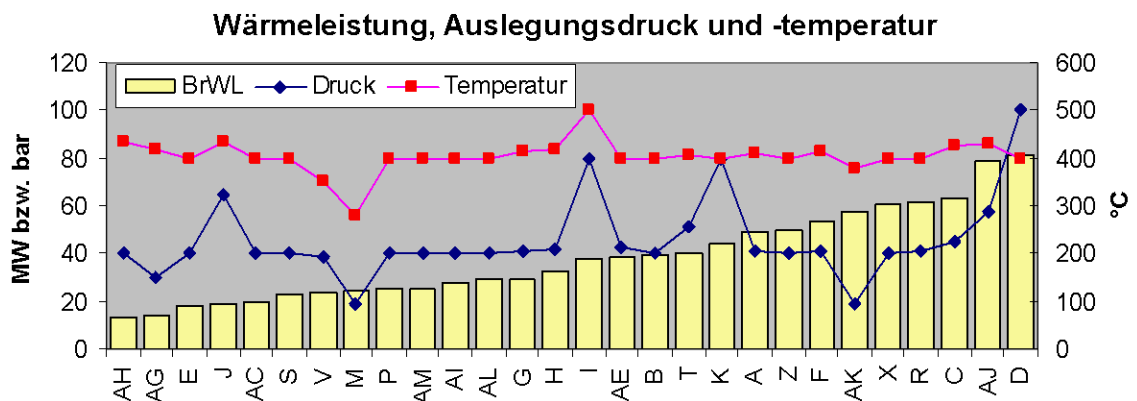


Abbildung 1: Zusammenhang zwischen Anlagenleistung und Frischdampfparametern (Auslegung). BrWL: Brennstoffwärmeleistung, Rubrikenbeschriftung: Codes der einzelnen Anlagen



4 Kennzahlen

4.1 Rost

Nach Festlegung des Rostsystems, welches in der Regel auch den Neigungswinkel des Rostes definiert, wird die Rostgröße bestimmt durch den geforderten Brennstoffmassendurchsatz und Eigenschaften des Brennstoffs wie Heizwertbereich und Abbrandverhalten. Die Rostlänge bestimmt in Verbindung mit der Vorschubbewegung (Geschwindigkeit, Hublänge, Haltezeiten etc.) die Aufenthaltszeit auf dem Rost und hat damit Einfluss auf den Ausbrand der Schlacke. Abhängig von der für die gewünschte Feuerlage erforderlichen Vorschubbewegung ist bei gegebener Rostlänge die Rostbreite eine Funktion des gewünschten Brennstoffmassendurchsatzes. Die Rostbreite bestimmt wiederum in der Regel die Breite des vertikal gebauten 1. Kesselzuges. Erst der bei Horizontalkesseln an den vertikal gebauten Teil des Kessels anschließende Horizontalzug ist vielfach schmaler ausgeführt.

In Abhängigkeit des Heizwerts, des Aschegehaltes und der Tiefe des Brennbetts hat die Rost-Flächenbelastung Einfluss auf die Rost-Temperatur bzw. auf die erforderliche Rost-Kühlleistung und damit indirekt auf den Verschleiß der Roststäbe.

Weitere Parameter sind die Breitenbelastung (masse- oder energiebezogen) und die von der Rostgröße und der Geometrie des Feuerraumes mitbestimmte Feuerraumbelastung. Nicht zuletzt hat die Strömungsgeschwindigkeit der Primärluft durch das Brennbett Einfluss auf den Staubaustrag und damit auf Verschmutzungen im Kessel.

In **Tabelle 4** sind Kenndaten der Rostkonstruktionen der vorliegenden Datenbasis aufgeführt. Bei den überwiegend durch die Unterschiede in der Anlagengröße bedingten Variationen in der Größe der Rostfläche zeichnen sich auch deutliche Unterschiede im Verhältnis von Rostlänge zur Breite ab und damit in den auf die Rostbreite bezogenen Kennzahlen Breitenmassendurchsatz und Breitenwärmeleistung (Wärmeleistung/Rostbreite) ab. Die auf die Brennstoffwärmeleistung bezogene Flächenbelastung liegt bei den meisten Anlagen zwischen $0,7 \text{ MW/m}^2$ und $1,1 \text{ MW/m}^2$. Zwei kleine Anlagen (5 t/h) haben deutlich geringere Rostflächenbelastungen bis herunter zu $0,5 \text{ MW/m}^2$.



Tabelle 4: Kenndaten Rost

	Länge	Länge/ Breite	Breiten- massen- durchsatz (bei 10 MJ/kg)	Breiten- wärme- leistung	Flächen- belastung
	[m]	--	[t/(h*m)]	[MW/m]	[MW/m ²]
Min.	6,8	1,2	1,6	4,5	0,5
Max.	13,2	3,2	4,0	11,1	1,1
Mittelwert	9,7	2,1	2,8	7,9	0,8
Stabw	1,4	0,7	0,7	1,9	0,2

Mittelwerte	Mittlere Länge	Länge/ Breite	Breiten- massen- durchsatz (bei 10 MJ/kg)	Breiten- wärme- leistung	Flächen- belastung
	[m]	--	[t/(h*m)]	[MW/m]	[MW/m ²]
Walzenrost	10,7	2,2	3,6	10,1	0,9
Vorschub	9,8	2,3	2,7	7,7	0,8
Gegenl.-Übersch.	9,5	2,1	2,5	6,9	0,7
Rückschub	8,3	1,8	2,4	6,6	0,8

Bei den untersuchten Anlagen mit Walzenrosten erscheinen im Mittel die Rostlängen größer als bei den Anlagen mit anderen Rostsystemen. Wie **Abbildung 2 a)** zeigt, besteht ein positiver Trend zwischen Rostlänge und der Anlagengröße. Da die mit Walzenrosten ausgestatteten Anlagen mit einer mittleren Brennstoffwärmeleistung von 50,8 MW größer sind als der Mittelwert aller Anlagen (41,7 MW, vgl. **Tabelle 1**), ist der Unterschied der Rostlänge von Walzenrosten zu anderen Rostsystemen nicht wirklich signifikant.

Signifikant kürzer als die übrigen Rostkonstruktionen sind dagegen die Rückschubroste: im Mittel beträgt der Unterschied rund 1 m Rostlänge, entsprechend etwa 10 %. Dabei ist im Mittel die Brennstoffwärmeleistung der Anlagen mit Rückschubrost in etwa gleich wie die Leistung der Anlagen mit Vorschubrosten. Die kürzere Bauweise drückt sich auch aus im kleineren Verhältnis von Rostlänge zur Breite.

Während die Rostlänge nur schwach mit der Anlagengröße korreliert ist, zeigt sich eine klar positive Korrelation zwischen der Rostbreite und der Anlagengröße (**Abbildung 2 b)**). Zur Vergrößerung der Rostfläche wird bevorzugt die Breite vergrößert, weil es dadurch möglich ist, die Tiefe des Feuerraums zu begrenzen.

Tendenziell sind bei großen Anlagen die Breitenwärmeleistung (BrWL/Breite) und die Rostflächenbelastungen (BrWL/Fläche) größer als bei kleinen Anlagen. Wie **Abbildung 2 c)** zeigt, liegen die Breitenwärmeleistungen der Anlagen mit Walzenrost etwas höher als die der anderen Anlagen ähnlicher Leistung mit anderen Rostsystemen. **Abbildung 2 d)** zeigt die Walzenroste zwar am oberen Rand des Streubereichs der Rostflächenleis-

tungen, sie heben sich aber nicht deutlich ab. Damit ist der in **Tabelle 4** aufgezeigte Unterschied in der Breitenwärmeleistung als signifikant anzusehen, während die Rostlänge diesen Unterschied kompensiert und damit nur zu einem nicht signifikanten Unterschied in der Rostflächenbelastung führt.

Einige wenige Anlagen haben Rostflächenbelastungen oberhalb des in Thomé-Kozmiensky (1994) als günstig angegebenen Bereich von bis zu 3 GJ/(m²*h) (0,8 MW/m²).

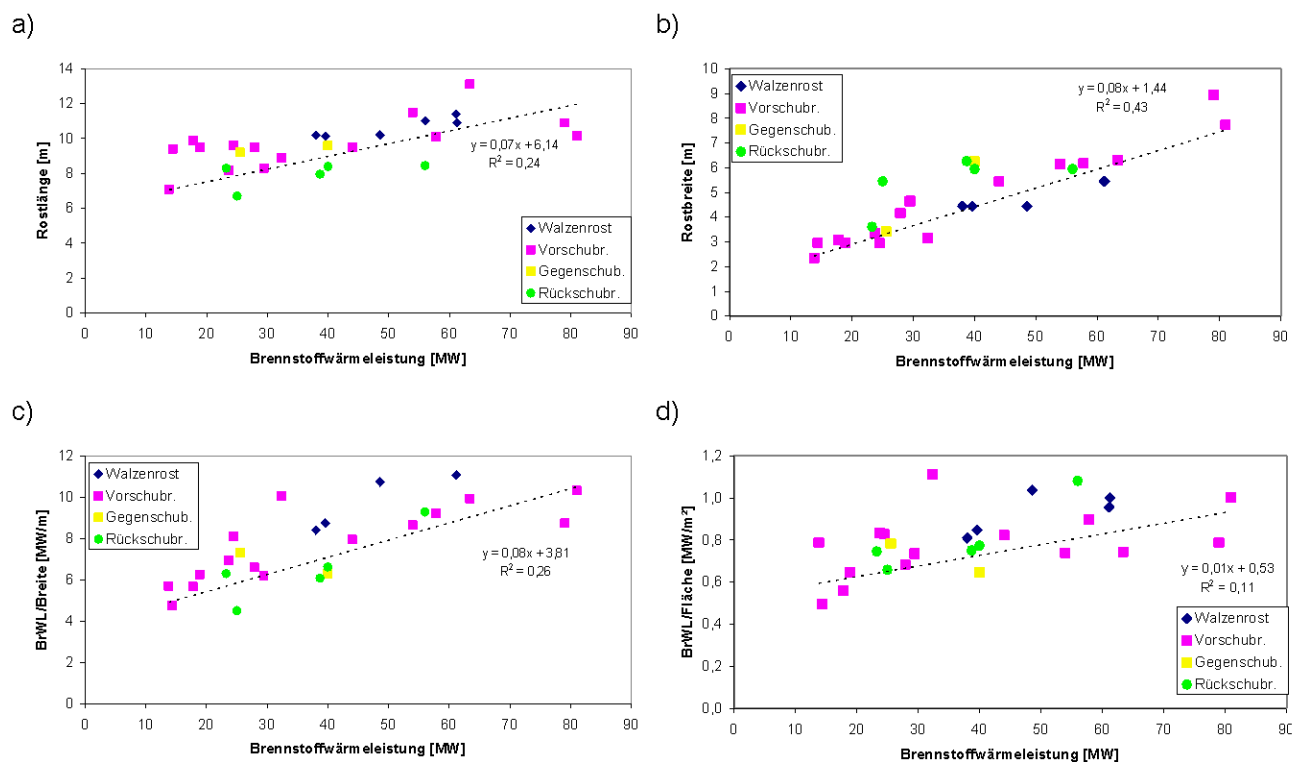


Abbildung 2: Abhängigkeit von Rostlänge, Rostbreite, Breitenwärmeleistung (c) und Rostflächenbelastung (d) von der Anlagengröße bei verschiedenen Rostsystemen

4.2 Feuerraum und erster Zug

Um einen guten Ausbrand von Gas- und Partikelphase des Rauchgases zu erzielen, ist eine ausreichende Aufenthaltszeit bei hinreichend hohen Temperaturen erforderlich. Gleichzeitig muss durch Turbulenz das Gas gemischt werden, um kalte oder sauerstoffarme Strähnen, in denen der Ausbrand gehindert ist, zu vermeiden. („t t t – Ansatz“: time, temperature, turbulence).

Die Optimierung ist nicht einfach, weil sich (bei gegebener Geometrie) insbesondere Aufenthaltszeit und durch Strömungsgeschwindigkeit induzierte Turbulenz diametral entgegenstehen. Maßnahmen zur Erhöhung der Turbulenz mit geringem Einfluss auf die

Aufenthaltszeit sind das dynamische Mischen durch geeignete Sekundärluft- und Rezirkulationsluftführung sowie das statische Mischen z.B. durch eine Einschnürung im ersten Zug. Die Aufenthaltszeit bei hohen Temperaturen kann bei nur geringem Einfluss auf die Strömungsgeschwindigkeit durch Beschränkung der Wärmeabfuhr vergrößert werden. Die Umsetzung der genannten Maßnahmen gilt seit langem als Standard.

Der VGB unterscheidet im Merkblatt H215 [VGB 1999], zwischen der Feuerung (Feuerraum) als dem Raum vor der letzten Sekundärluftzufuhr und einem Nachbrennraum, dessen Größe abhängig vom Betriebszustand ist. Im Sinn einer Arbeitsdefinition wird im Folgenden als „erweiterter Feuerraum“ der Teil von Feuerung und erstem Kesselzug angesehen, der aktiv an der Energiefreisetzung aus dem Brennstoff beteiligt ist. Das Ende des erweiterten Feuerraums im ersten Kesselzug wird nicht durch konstruktive Merkmale wie z.B. das Ende der Auskleidung festgelegt. Daher wird als Länge des erweiterten Feuerraums ab der letzten Sekundärluftdüsenreihe der Betrag der Tiefe des ersten Zuges angesetzt. Dies entspricht in der Regel der Zone, innerhalb derer die Umsetzung der Flüchtigen abgeschlossen ist. Nicht aktive Räume („Toträume“) vor der Sekundärluftzufuhr wie z.B. der Raum zwischen der Ausbrandzone des Rosts und der Hängedecke wurden nicht zum Feuerraum gezählt. **Abbildung 3** zeigt beispielhaft die Festlegung des erweiterten Feuerraums eines der Restabfallöfen des Gemeinschaftskraftwerks Schweinfurt in einer Darstellung der mit Hilfe von ChemApp modellierten Konzentration der OH-Radikale als Verbrennungszwischenprodukt. Am Ende des Feuerraums ist mit weitgehend abgeschlossener Verbrennung die berechnete OH-Radikalkonzentration wieder nahezu Null.

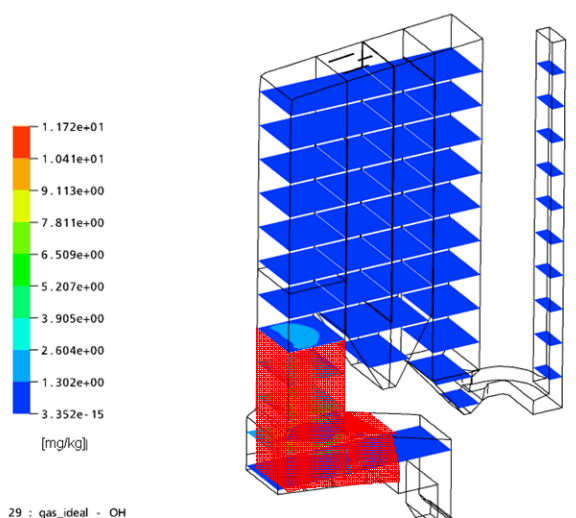


Abbildung 3: Lage und Größe des erweiterten Feuerraums am Beispiel des GKS Schweinfurt. (Zugrunde liegendes Bild aus [Weghaus et al., 2006])

Tabelle 5: Spezifische Leistung der erweiterten Feuerräume der untersuchten Anlagen

a) Übersicht	spezif. Leistung FR MW / m ³	b) bauartbezogen	spezif. Leistung FR MW / m ³
Min.	0,10	Gegenstrom	0,19
Max.	0,56	Mittelstrom	0,21
Mittelwert	0,20	Gleichstrom	0,16
Stabw	0,09		

Bei den meisten erweiterten Feuerräumen (s. **Tabelle 5**) liegt die spezifische Leistung zwischen 0,1 und 0,33 MW/m³, nur ein Einzelwert liegt höher. Die Feuerraumleistung der als Gleichstromfeuerung gebauten Anlagen ist etwas geringer als die der Mittel- bzw. Gegenstromfeuerungen. Hier kommt vermutlich zum Tragen, dass bei den Gleichstromfeuerungen keine Toträume angesetzt werden müssen. Zwischen Gegen- und Mittelstromfeuerungen ist kein signifikanter Unterschied auszumachen.

Um ein vorgegebenes Volumen des ersten Kesselzuges zu realisieren, ist es möglich, sowohl den Querschnitt als auch die Länge zu verändern. Damit ergeben sich Unterschiede im Schlankheitsgrad und der Strömungsgeschwindigkeit. In **Tabelle 6** sind die Wertebereiche des Verhältnisses des Quadrats der Länge zum Querschnitt (Schlankheitsgrad), das Ausmaß der Einschnürung, der (rechnerischen) Strömungsgeschwindigkeit und der Aufenthaltszeit im ersten Kesselzug der untersuchten Anlagen aufgeführt.

Tabelle 6: Kennzahlen zum 1. Zug der untersuchten Anlagen

	Länge ² / Querschnitt	Ein- schnürung	Strömungs- geschwindigkeit	Aufenthalts- zeit Zug 1
	--	%	m/s	s
Min.	4	0%	3,1	2,2
Max.	43	44%	8,5	8,0
Mittelwert	19	14%	5,4	5,2
Stabw	11	14%	1,5	1,5

Auffällig ist, dass der Schlankheitsgrad in weit höherem Maß variiert als die Strömungsgeschwindigkeit. Aus **Abbildung 4** ist zu erkennen, dass der Schlankheitsgrad des ersten Zugs bei Vertikalkesseln mit Gleichstromfeuerung am höchsten ist, während die geringsten Schlankheitsgrade des ersten Zugs bei Horizontalkesseln auftreten. Im Bereich von Schlankheitsgraden zwischen 10 und 27 sind sowohl Vertikal- als auch Horizontalkessel vertreten.



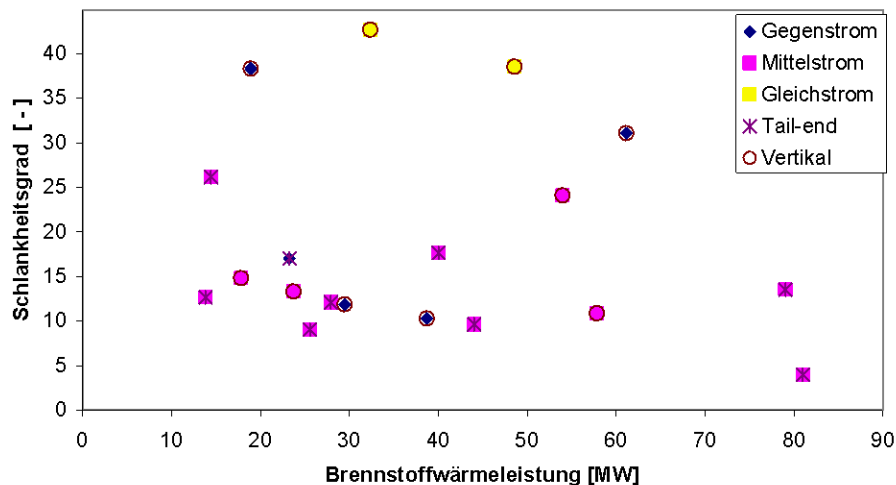


Abbildung 4: Verhältnis des Schlankheitsgrads (Quadrat der Länge zum Querschnitt) des ersten Kesselzugs in Abhängigkeit von der Anlagengröße

Auf die Auslegung der Primärluft, der Sekundärluft und den Einsatz von Rezirkulationsluft wird im Rahmen dieser Arbeit noch nicht eingegangen.

4.3 Kessel

Im Kesselverlauf kühlen die Rauchgase durch Wärmestrahlung und durch Konvektion ab. Ein Ziel der Kesselauslegung ist es, bei wirtschaftlicher Größe des Kessels die Rauchgase vor Erreichen der Überhitzer-Rohrbündel so weit abzukühlen, dass im Endüberhitzer zwar die geforderte Frischdampf Temperatur noch zuverlässig erreicht wird, Rauchgas- und Rohrwandtemperatur aber nicht unnötig hoch sind. Hierzu ist es bei der Auslegung des Kessels möglich, die Schaltungsart der Überhitzer-Rohrbündel zu optimieren oder beispielsweise die Strahlungsheizflächen durch Verdampfer- oder Überhitzerschotte zu vergrößern oder Verdampfer-Rohrbündeln vor die Überhitzer als sogenannte Schutzverdampfer („Wärmefalle“) zu schalten.

Zur Charakterisierung der Kessel wurden die Parameter herangezogen, die einen Einfluss auf die Rauchgaseigenschaften an der Oberfläche der Endüberhitzer haben können, wie zum Beispiel die Anteile der Strahlungsheizflächen, die Größe eventuell vorhandener Wärmefallen und die rechnerische Aufenthaltszeit der Rauchgase bis zu den Überhitzern. Daneben wurden die Rohrwandtemperaturen und die Strömungsgeschwindigkeit im Rohrbündel erfasst. Nicht direkt aus Kesselschnitten oder Betriebsdaten zu entnehmende Parameter wurden aus wärmetechnische Berechnungen, die mit dem Programm „Boiler Designer“ von KED erstellt worden waren, entnommen. Bei den wärmetechnischen Berechnungen wurde von einem einheitlichen Verschmutzungsgrad ausgegangen. **Tabelle 7** gibt einen Überblick über die Wertebereiche eines Teils der ausgewählten Parameter. Mit „Endüberhitzer“ ist im Folgenden durchgehend das Überhitzer-

Rohrbündel gemeint, in dem die höchste Frischdampftemperatur erreicht wird. Das gilt auch dann, wenn der eigentliche Endüberhitzer als Schottenüberhitzer ausgeführt ist.

Tabelle 7: Bereiche beispielhaft ausgewählter Kennzahlen der Kessel

	Heizflächen- belastung kW/m ²	Anteil Strahlungs- heizflächen %	Größe der Wärmefalle Anteil Leistung %	Temp. vor End- überhitzer °C	Verweilzeit bis End- Überhitzer s	Gasge- schwindigkeit im Überhitzer m/s
Min.	4,91	8%	0%	442	3,4	2,5
Max.	12,36	53%	10%	717	14,6	7,2
Mittelwert	7,53	23%	3%	596	9,6	4,3
Stabw	2,02	10%	3%	76	2,6	1,2

Entsprechend der Unterschiede in der Anzahl der Züge und der Größe von Schottenheizflächen ist der Anteil von Strahlungsheizflächen an der gesamten Heizfläche sehr unterschiedlich. Ebenso stark unterschiedlich ist die Größe der Wärmefalle.

Interessanterweise ist die Rauchgastemperatur vor Überhitzer nicht signifikant abhängig von der Frischdampftemperatur: bei geschickter Schaltung der Rohrbündel und geeigneter Auswahl der Größe von Strahlungsheizflächen lassen sich Frischdampftemperaturen über 400°C auch bei mäßiger Rauchgastemperatur erreichen (vgl. **Abbildung 5**)

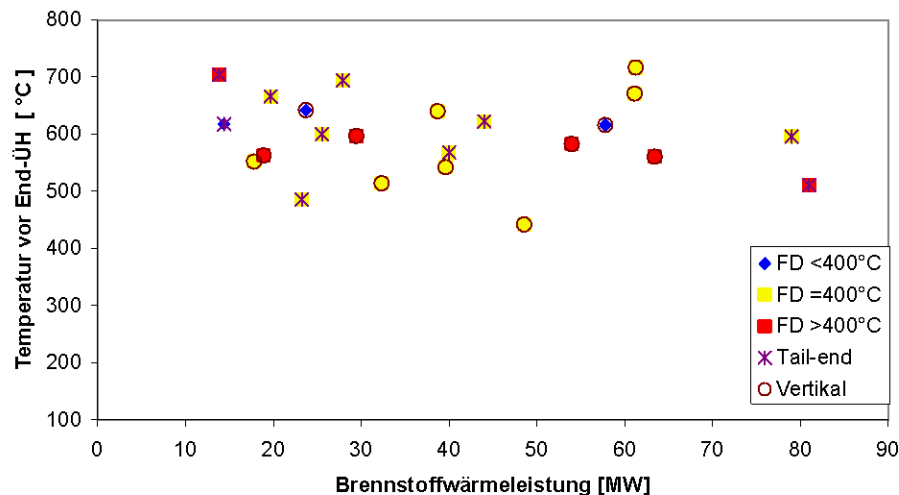


Abbildung 5: Rauchgastemperatur vor Endüberhitzer in Abhängigkeit von der Anlagengröße, aufgeschlüsselt nach Bereichen der Frischdampftemperatur

5 Zusammenhang mit Korrosionsraten?

Zur Ermittlung der Korrosionsraten wurden Wanddickenmessungen ausgewertet, soweit Daten verfügbar waren. Ansonsten wurde angenommen, dass die Überhitzer ausgetauscht werden, wenn (flächig) die Wandstärke bis auf die Minimalwandstärke abgezehrt ist und die Tauschintervalle der Überhitzer zur Abschätzung der Korrosionsraten herangezogen.



Die Untersuchung der Zusammenhänge zwischen den ermittelten Anlagendaten und beobachteten Korrosionsraten ist noch nicht abgeschlossen. Als erstem Ansatz wurden univariate Korrelationsrechnungen durchgeführt, von denen einige vorgestellt werden.

Der Anteil an Strahlungsheizflächen an der Gesamtheizfläche ergibt einen schwachen negativen Trend zu den Korrosionsraten, ebenso wie die Größe der Wärmefalle (vgl.

Abbildung 6)

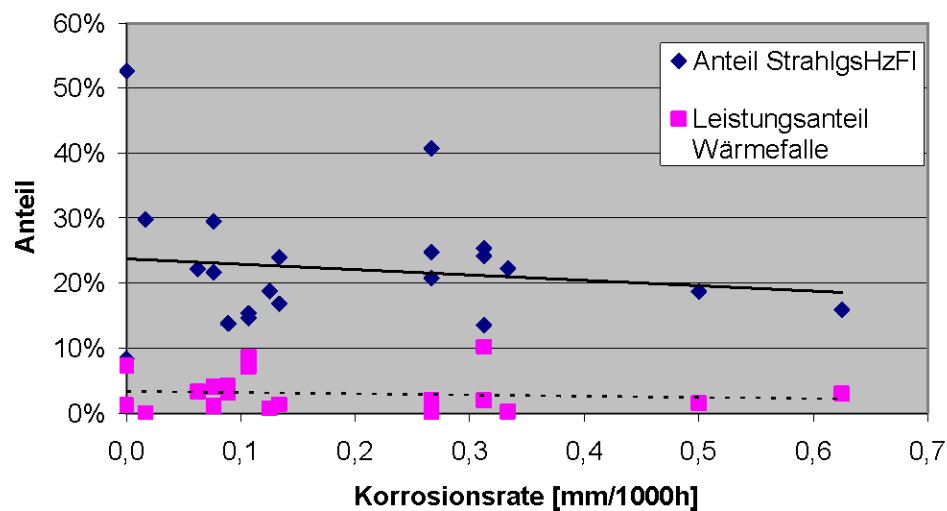


Abbildung 6: Korrelation zwischen der Korrosionsrate und dem Anteil an Strahlungsheizfläche bzw. der Größe der Wärmefalle (als Anteil an der Kesselleistung)

Entgegen den Erwartungen ergab sich ebenfalls ein negativer Trend zwischen der Rauchgastemperatur vor Endüberhitzer und der Überhitzerkorrosionsrate (vgl. **Abbildung 7**). Es ist anzunehmen, dass der beispielsweise im Korrosionsdiagramm („Flingern-Diagramm“) wiedergegebene positive Zusammenhang von anderen Effekten überdeckt wird, die herausgearbeitet werden müssen.

Im Gegensatz dazu zeigen sich die Trends zwischen Korrosionsrate und Rohrwandtemperatur bzw. Frischdampf Temperatur schwach positiv. Auch hier wäre ein deutlicherer Zusammenhang zu erwarten gewesen, so dass durch multivariate Analyse mehr Klarheit erhofft wird.

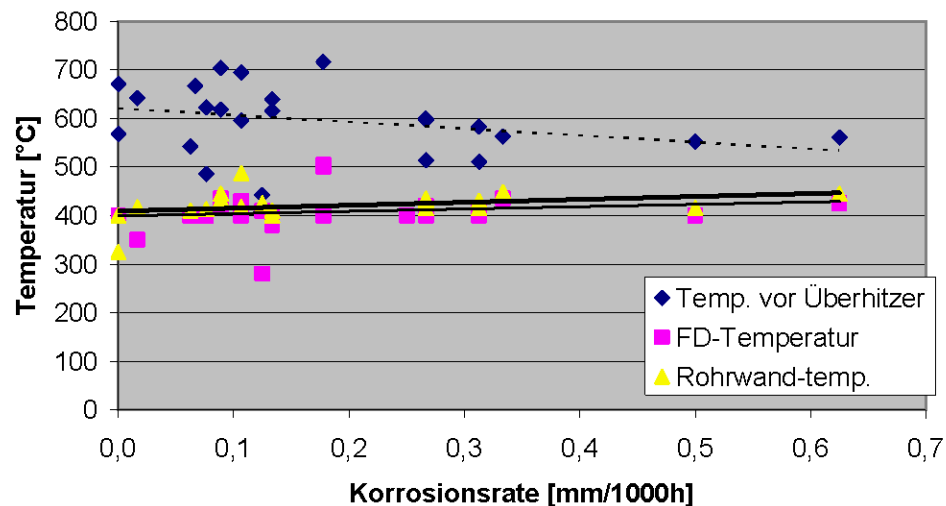


Abbildung 7: Korrelation der Korrosionsraten zu Rauchgas-, Rohrwand- und Frischdampftemperaturen

6 Zusammenfassung

Daten einer großen Zahl von Abfallverbrennungsanlagen wurden hinsichtlich der Konstruktions- und Verfahrensmerkmale ausgewertet. Dabei ergaben sich große Bandbreiten hinsichtlich Leistung, Auslegungsheizwert und Dampfparametern. Bei den Rostsystemen überwiegen Vorschubroste (3/5 der Anlagen). Die meisten Feuerungen sind als Mittelstromfeuerung ausgelegt (ca. 70%). Horizontal- und Vertikalkessel sind in etwa in gleicher Zahl vertreten, beide meist als 4-Zug-Kessel. Dabei sind im 2. Zug der Vertikalkessel häufig Schotten eingebaut, so dass diese häufig über nur einen Leerzug verfügen. Im Gegensatz dazu haben die meisten der 4-Zug-Horizontalkessel 3 Leerzüge. Die Dampfparameter liegen meist im Bereich von 40 bar / 400 °C, genau diese Kombination sind bei der Hälfte der untersuchten Kessel anzutreffen. Die niedrigste Kombination von Frischdampfdruck und -temperatur liegt bei 18 bar / 280°C, die höchsten bei 100 bar / 405°C bzw. 70 bar / 505°C.

Der erste Zug der Kessel ist sehr unterschiedlich im Verhältnis von Länge zu Querschnitt. Der Schlankheitsgrad (l^2/A) variiert zwischen 4 und 43; die Aufenthaltszeiten im Zug 1 sind weit weniger unterschiedlich.

Die Rauchgastemperatur vor dem Konvektions(end-)überhitzer liegt teilweise über 650°C, auch bei hoher Frischdampftemperatur könnten geringere Werte realisiert werden. Beim Vergleich dieser Rechenwerte mit an den Anlagen gemessenen Temperaturen ist zu berücksichtigen, dass einfache Temperaturmessungen insbesondere bei Temperaturen oberhalb von 600°C zu niedrige Ergebnisse liefern, weil Strahlungsverluste am Temperaturfühler auftreten. Solche Messfehler sind für den normalen Anlagenbe-

trieb nicht relevant, sie lassen sich z.B. durch den Einsatz von Absaugpyrometern vermeiden.

Univariate Ansätze zur Korrelation von Konstruktionsmerkmalen mit den Korrosionsraten an den Überhitzern ergaben nur unzureichende Ergebnisse, weisen aber darauf hin, dass Ansätze, in denen mehrere Parameter gleichzeitig korreliert werden, erfolgreicher sein können. Solche multifaktoriellen Korrelationsanalysen sind in Arbeit.

Als Ergebnis wird erwartet, Hinweise zur Anwendbarkeit der aktuellen Vorstellungen zur Hochtemperaturkorrosion an Überhitzern von Abfall- und Biomasseverbrennungsanlagen zu erhalten.

7 Literatur

Weghaus, M., Nordsieck, H. und R. Warnecke (2006): Vergleich von thermodynamischen Berechnungen und Praxis-Messungen von Chlorid-Flugstäuben in den Kesselzügen – Ist die Thermodynamik praxisrelevant? VDI Wissensforum 25.-26.04.2006, Würzburg.

Thomé-Kozmiensky (Hrsg.) (1994): Thermische Abfallbehandlung. 2. Aufl. EF – Verlag für Energie- und Umwelttechnik, Berlin.

VGB (1999): Technische Vereinigung der Großkraftwerksbetreiber e.V., Merkblatt H215. VGB-Kraftwerkstechnik GmbH – Verlag technisch-wissenschaftlicher Schriften - , Essen

Danksagung

Teile der vorgestellten Arbeiten wurden gefördert durch die Europäische Union und durch den Freistaat Bayern im Rahmen des Projekte „EFRE-Korr“.

