

**Vortrag zur
2. Fachtagung
Stand und Zukunft zeitgemäßer thermischer
Abfallbehandlung
am 19. und 20. März 2009
im Schloss Hohenkammer**

Optimierung von Müllverbrennungsanlagen am Beispiel des Müllheizkraftwerk Kassel

Dipl.-Ing. Norbert Tanner
Dipl.-Ing. Karl-Heinz Schreyer
Prof. Dr.-Ing. Beckmann



Inhaltsverzeichnis

1. Einleitung	4
2. Anlagenkategorien von Müllverbrennungsanlagen	5
3. Aktueller Stand der Abgasreinigungstechnik	6
3.1. Allgemeines.....	6
3.2. Grundlagen der Verfahrensauswahl	7
3.3. Energetische Betrachtungen zu den Rauchgasreinigungsverfahren.....	8
3.3.1. Trockensorption mit SCR-Anlage und Bicar- Dosierung	10
3.3.2. Trockensorption mit SNCR-Anlage und Bicar- Dosierung	12
3.3.3. Konditionierte Trockensorption mit SCR-Anlage und Ca(OH) ₂ - Dosierung	14
3.3.4. Konditionierte Trockensorption mit SNCR-Anlage und Ca(OH) ₂ - Dosierung	16
3.3.5. Nasswäsche mit SCR-Anlage	18
3.3.6. Nasswäsche mit SNCR-Anlage	20
3.4. Zusammenfassung der thermodynamischen Betrachtungen	22
3.5. Zukünftige Anforderungen an die Rauchgasreinigung	23
4. Prozessoptimierung von Müllverbrennungsanlagen	23
4.1. Theoretische Berechnung thermischer Kennzahlen.....	23
4.1.1. Der Dampfkreisprozess	23
4.1.2. Verlust- bzw. Wirkungsgradberechnung	27
4.2. Möglichkeiten zur Prozessoptimierung	33
4.3. Beispiele zur Wirkungsgradsteigerung.....	34
4.3.1. Regenerative Speisewasservorwärmung.....	34
4.3.2. Zwischenüberhitzung.....	36
5. Möglichkeiten der energetischen Optimierung am Beispiel Kassel	38
5.1. Das Wärmeverschiebungssystem	38
5.2. Der elektrische Eigenbedarf [17].....	40
6. Die Bilanzierung von Müllverbrennungsanlagen	42
6.1. Theoretische Grundlagen	42
6.2. Das Bilanzierungsprogramm	49
6.3. Die Bilanzierung des MHKW Kassel.....	51
7. Die Online-Wärmestrommessung.....	53
7.1. Theoretische Grundlagen zur Online-Wärmestrommessung [16].....	53
7.1.1. Schichtenweiser Wandaufbau	54
7.1.2. Ersatzschaltbild	54

7.1.3.	Einfluss der Belege auf die Energieeffizienz von Dampferzeugern	56
7.2.	Installation einer Online-Wärmestrommessung im MHKW Kassel	58
7.2.1.	Zielsetzung	58
7.2.2.	Die Messtechnik	58
7.2.3.	Aufbau der Messstellen	59
7.2.4.	Anordnung der Messstellen	61
7.2.5.	Anordnung der Messpunkte	63
7.2.6.	Auswertung der Messungen	64
8.	Zusammenfassung	65

1. Einleitung

In mehr als 60 Anlagen mit einer Gesamtkapazität von über 16 Mio t/h werden in Deutschland Siedlungsabfälle thermisch behandelt und energetisch sowie stofflich genutzt [1]. Im Vordergrund steht nach den jüngsten europäischen Verordnungen, Richtlinien und Gesetzen die energetische Optimierung der Anlagen. Dabei spielen die Kennzahlen nach BREF/BAT sowie nach EUGH-Urteil C-458/00 eine wesentliche Rolle. Erst mit dem Nachweis bestimmter Kennzahlen (z.B. EU-Hocheffizienzkriterium, R1-Formel, u.s.w.) ist die Einstufung als BAT-Anlage möglich.

Im Mittelpunkt stehen folgende aktuelle Zielstellungen:

- Verringerung der Schadstoffemission
- Erhöhung des Anlagenwirkungsgrades
- Verbesserung der Energienutzung
- Senkung der Betriebskosten
- Erhöhung der Verfügbarkeit

In den meisten Anlagen gibt es noch wesentliche Optimierungspotenziale. Dafür stellt eine wesentliche Grundlage die Bilanzierung von Stoff-, Massen- und Energieströmen in den einzelnen Anlagenteilen dar. So sind in diesem Zusammenhang das thermischen Hauptverfahren, die Abgasreinigung, der Wasser-Dampf-Kreislauf, usw. zu betrachten.

Eine andere Möglichkeit den Anlagennutzungsgrad zu erhöhen ist die Messung der Wärmestromdichte an den Kesselwänden. Die Auswertung der Ergebnisse lässt Rückflüsse auf die Feuerlage, den Rauchgasstrom, der Verschmutzung und der Korrosion zurückführen.

2. Anlagenkategorien von Müllverbrennungsanlagen

In der Kraftwerkstechnik und in Müllverbrennungsanlagen kommen folgende Kesselbauarten zum Einsatz [2]:

Tabelle 1: Kesselbauarten nach dem Wasser-Dampf-Kreislauf

Kesselbauart	Funktionsweise
Naturumlauf	Wasser-Dampf-Kreislauf infolge von Dichteunterschieden
Zwangsumlauf	Umwälzpumpe unterstützt den Naturumlauf
Zwangsdurchlauf	Durchströmung des Kessels in nur einem Durchgang

Ein weiteres Unterscheidungsmerkmal bei den Kesseltypen zeigt folgende Tabelle:

Tabelle 2: Kesselbauarten nach dem Verwendungszweck

Kesselbauart	Dampfparameter	Einsatzzweck
Warmwasserkessel	bis ca. 110°C	Gebäudeheizung
Heißwasserkessel	bis ca. 200°C	Industrieheizung (Fernwärme)
Sattdampfkessel	Überdruck bis Sattdampf-temperatur	Prozessdampf
Heißdampfkessel	überhitzter Dampf	Prozessdampf

Die typischen Dampfparameter einer Müllverbrennungsanlage sind:

Druck : $p = 40 \text{ bar (ü)}$
 Temperatur $t = 400^\circ\text{C}$

Es gibt verschiedene Nutzungskonzepte:

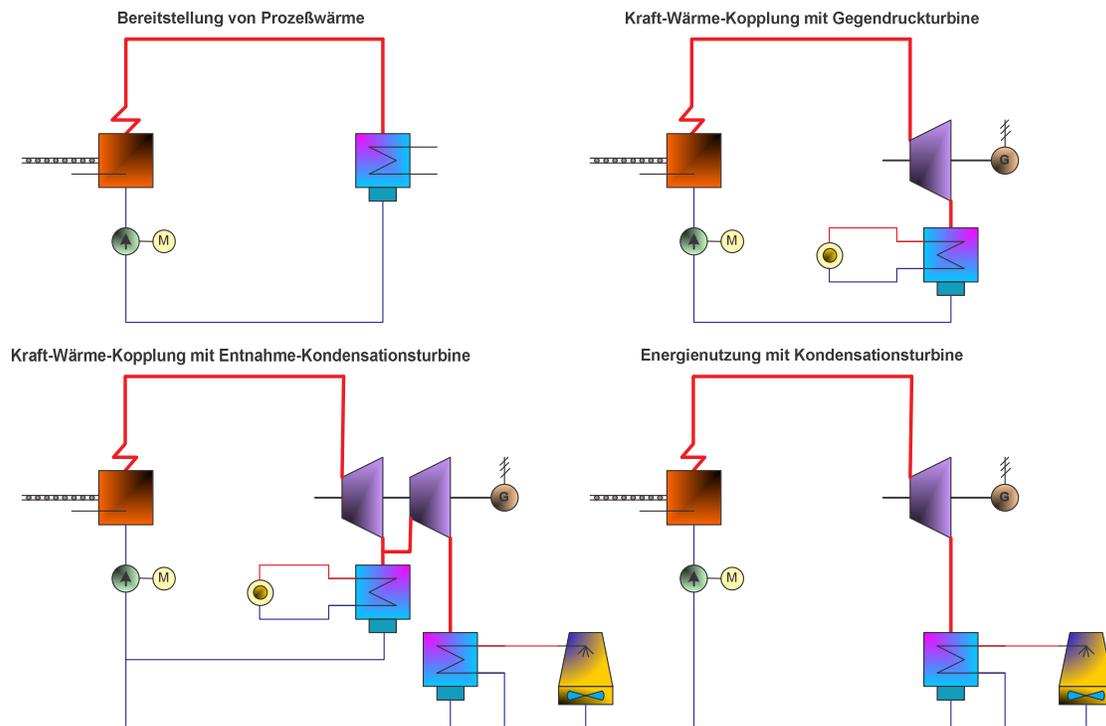


Abbildung 1: Kraftwerkstypen

3. Aktueller Stand der Abgasreinigungstechnik

3.1. Allgemeines

Basis für die Auswahl des Verfahrens ist neben den lokalen Bedingungen die Anwendung der Richtlinie 2000/76/EC sowie die Berücksichtigung der IVU Richtlinie und der daraus resultierenden BAT Vorgaben als einheitlichen Standard für die Abgasreinigung [9]; [3]. Mit theoretischen Untersuchungen zur energetischen Betrachtungen kann man im Vorfeld von Investitionen auch Rauchgasreinigungsanlagen optimieren.

3.2. Grundlagen der Verfahrensauswahl

Neben den gesetzlichen Rahmenbedingungen ist vor allen Dingen die betriebswirtschaftlichen Randbedingungen Basis für die Auswahl des Verfahrens.

Wesentliche Faktoren für die Auswahl des optimalen Rauchgasreinigungsverfahrens sind [7]; [10]:

- Anlagengröße
- Brennstoff
- Heizwert
- Betriebsweise
- Einhaltung der 17. BImSchV / Richtlinie 200/76/EC
- Gutes Regelverhalten auf Schadstoffspitzen
- Niedrige Kosten und Mengen für Betriebsstoffe und Hilfsmittel
- Minimaler elektrischer Eigenbedarf
- Energiekosten bzw. -gutschriften
- Abwasserfreiheit bzw. -kosten
- Geringe Kosten und Mengen für Entsorgungsprodukte
- Niedrige Investitions- und Kapitalkosten
- Minimale Kosten für Wartung, Instandhaltung und Betriebsführung
- Geringe Umschlusszeiten bei Inbetriebnahme
- Hohe Verfügbarkeit der Anlage einschl. Redundanzen
- Niedrige Kosten für Ersatz- und Verschleißteile
- Maximale Gewährleistungszeit von Ausrüstungen und Anlagen
- Versorgungssicherheit der Gesamtanlage
- Lange Lebensdauer der Anlagen
- Niedrige Abgastemperatur
- BAT Kriterien

Diese einzelnen Kriterien sind je Anwendungsfall zu bewerten und für den jeweiligen Standort optimal zum Ansatz zu bringen. Dabei spielen aber auch die Emissionsgrenzwerte entsprechend der Richtlinie 200/76/EC sowie nach dem BImSchV sowie die behördlichen Auflagen eine wesentliche Rolle.

3.3. Energetische Betrachtungen zu den Rauchgasreinigungsverfahren

Die sauren Schadstoffgase HCl, SO₂ und HF werden durch Absorption abgeschieden [11].

Dies geschieht in den meisten Fällen durch Kalkprodukte, wie:

- - CaO
- - Ca(OH)₂

oder natriumbasierte Produkte, wie:

- NaOH
- NaHCO₃

Für die Absorption dieser Schadstoffgase kann man folgende vier Gruppen klassifizieren:

- Trockensorption
- Konditionierte Trockensorption
- Sprühabsorption
- Nasswäsche

Mit diesen Verfahren werden Rauchgasstäube, Additive sowie die Reaktionsprodukte bevorzugt mittels Gewebefilter abgeschieden.

Die Abscheidung der am Kesselende vorliegenden Metalle, besonders Quecksilber, sowie der Dioxine und Furane erfolgt durch Adsorption an Aktivkohlen, Zeolithen, Bentoniten etc.

Prinzipiell sind alle vier Verfahren geeignet bei normalen Schadstoffkonzentrationen (Hausmüll oder hausmüllähnliche Abfälle), die gesetzlichen Emissionsgrenzwerte nach der 17. BimSchV sicher einzuhalten. Bei höheren Anforderungen sind Kombinationen der Verfahren wirtschaftlicher bzw. sogar zwingend erforderlich. Sollten ebenfalls die gesetzlichen Emissionsanforderungen verschärft werden, ergeben zwangsläufig technische Lösungen mit zusätzlichen Prozessstufen.

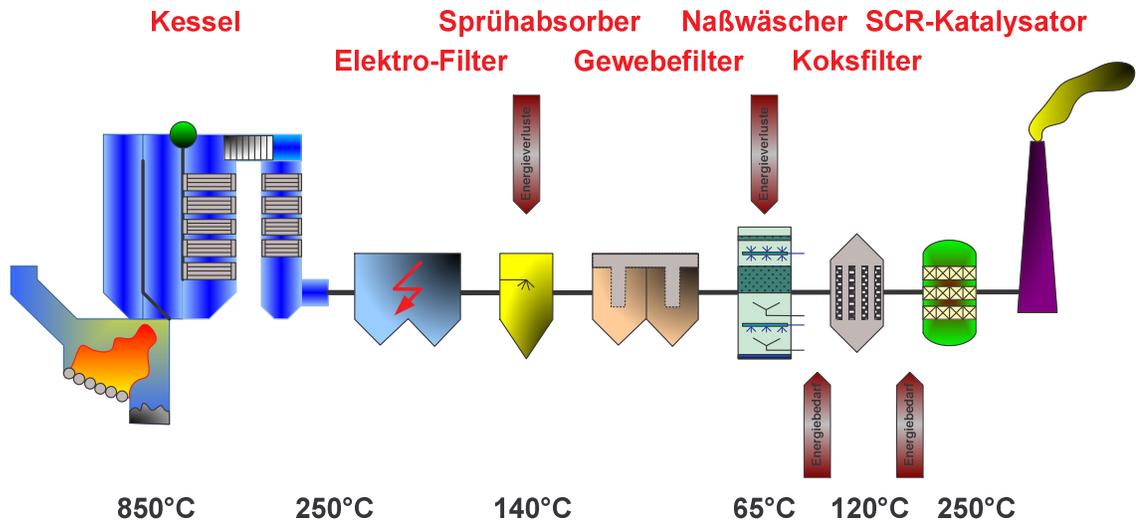


Abbildung 2: Temperaturen in den einzelnen Stufen der Rauchgasreinigung [11]

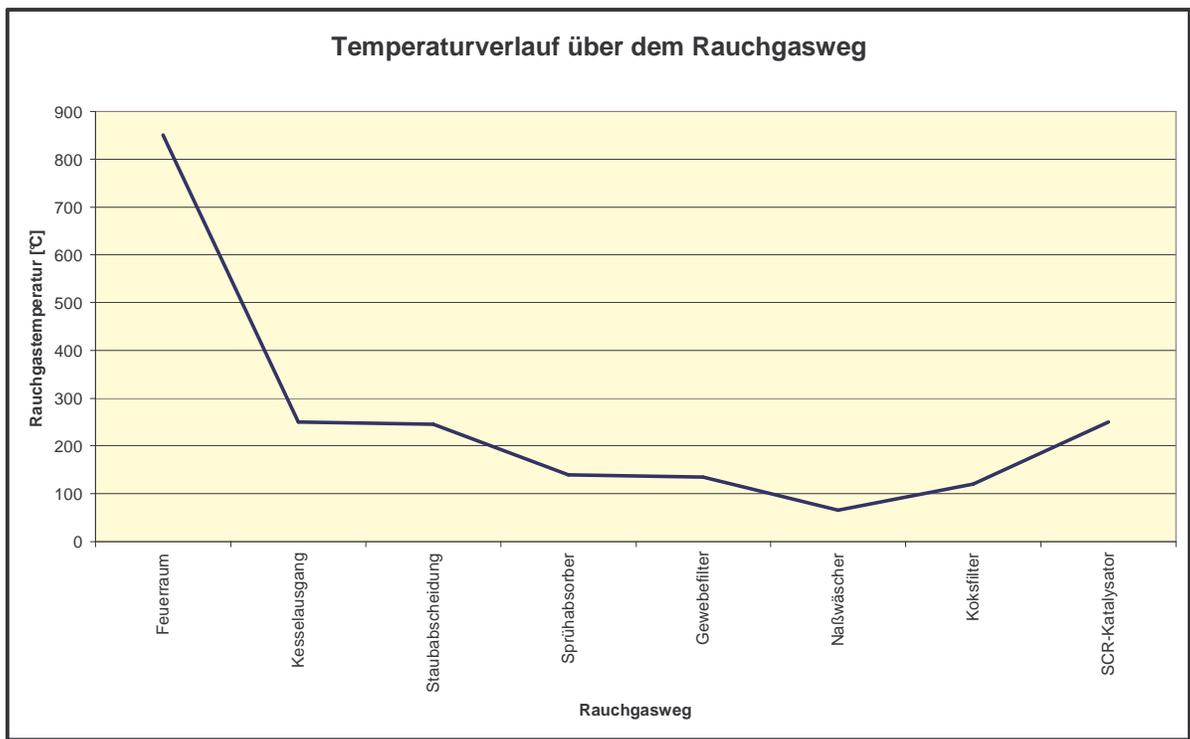


Abbildung 3: Dazugehöriger Temperaturverlauf

In diversen Veröffentlichungen und Betrachtungen zu den Basis-Rauchgasreinigungskonzepten [9]; [11]; [12] wurden verschiedene Anlagentypen aus dem Anlagenbestand der verschiedenen Müllverbrennungsanlagen vorgestellt. Diese sollen in den folgenden Betrachtungen energetisch bewertet werden.

Dipl.-Ing. N. Tanner ; Dipl.-Ing. K.-H. Schreyer ; Prof. Dr.-Ing. Michael Beckmann
 „Optimierung von Müllverbrennungsanlagen am Beispiel des Müllheizkraftwerks Kassel“

Dabei soll auch auf die unterschiedlichen Auswirkungen bei einer SNCR- oder SCR- Anlage für die Entstickung auf die energetischen Konsequenzen eingegangen werden.

Um die folgenden Berechnungen vergleichbar zu halten sind folgende Annahmen für eine Müllverbrennungsanlage/Rauchgasreinigungsanlage getroffen wurden:

Für eine 10 Mg/h Müllnenndurchsatz-Kesselanlage beträgt der Rauchgasvolumenstrom ca. 60.000 Nm³/h, f. Somit werden folgende Berechnungsgrundlagen festgelegt:

Rauchgasvolumenstrom	$\dot{V} = 60.000 \text{ Nm}^3/\text{h}, \text{ f.}$
Abgastemperatur nach Kessel	$t = 250^\circ\text{C}$

3.3.1. Trockensorption mit SCR-Anlage und Bicar- Dosierung

Bei diesem Anlagentyp wird trocken Bicar zur Schadstoffbindung von SO₂ und HCL in den Rauchgasstrom eingeblasen.

Mittels eines Wärmeverschiebungssystems wird die Rauchgastemperatur nach dem Kessel von 250 °C auf 180 °C abgekühlt. Bei ca. 180 °C ist eine optimale Reaktion von Bicar mit den rauchgasseitigen Schadstoffen möglich. Weiterhin kann ohne erhöhtes Glimmbrandrisiko auch Aktivkohle im Flugstromverfahren einedüst werden. Die ausgekoppelte Wärme kann wieder vor dem NO_x-Katalysator (SCR-Anlage) zur Temperaturerhöhung des Rauchgases eingekoppelt werden. Die Rauchgastemperatur vor dem Katalysator sollte nach [11] 240 °C – 270 °C betragen. Nach neusten Erkenntnissen kann die Rauchgastemperatur vor dem Katalysator bei der Bicar-Dosierung 180 °C – 200 °C betragen. Dies liegt daran, das durch die Bicar-Dosierung wenig SO₃ in den Katalysator gelangt und somit eine „Versottung“ des Katalysators kaum statt findet.

In den Rauchgasreinigungsprozess ist noch ein „Polzeifilter“ – ein Aktivkohlefilter - berücksichtigt. Dieser dient um weitere Verbesserung der Schadstoffabscheidung. Vor diesen Kohlefilter muß aus brandschutztechnischen Gründen die Rauchgastemperatur auf 140 °C abgesenkt werden.

Als zusätzliche Option wäre noch nach dem Katalysator die Rauchgasabkühlung auf ca. 160 °C möglich. Diese Variante wird bei diesen Betrachtungen nicht berücksichtigt. Diese stellt aber noch ein erhebliches Energienutzungspotential dar.

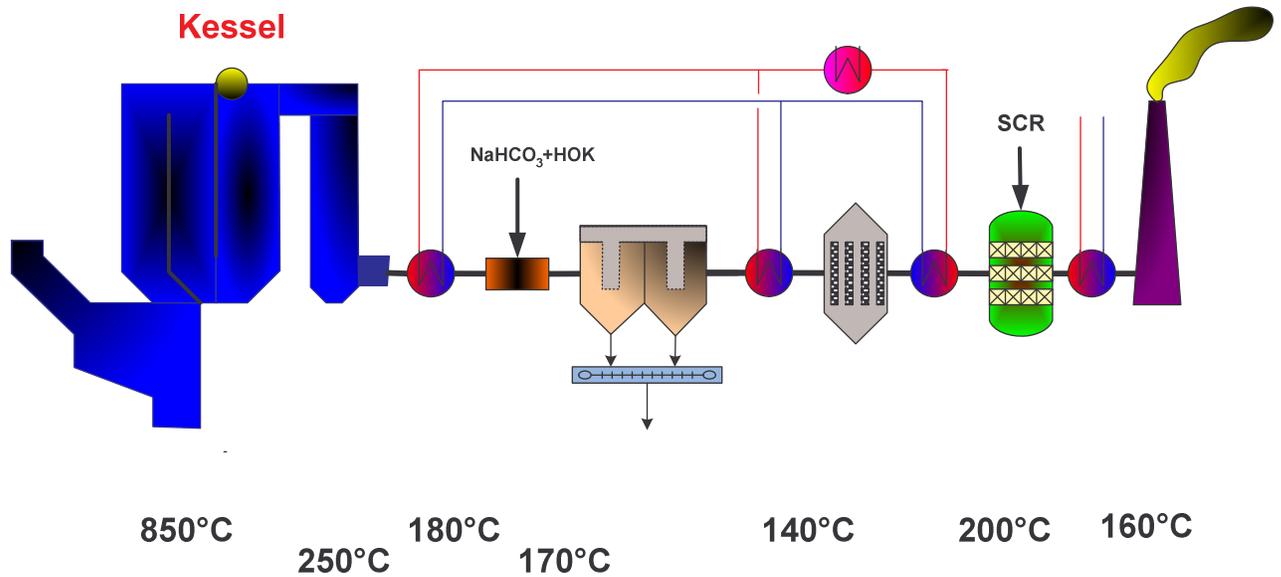


Abbildung 4: Verfahrensfließbild – Trockensorption mit SCR-Anlage und Bicardosierung

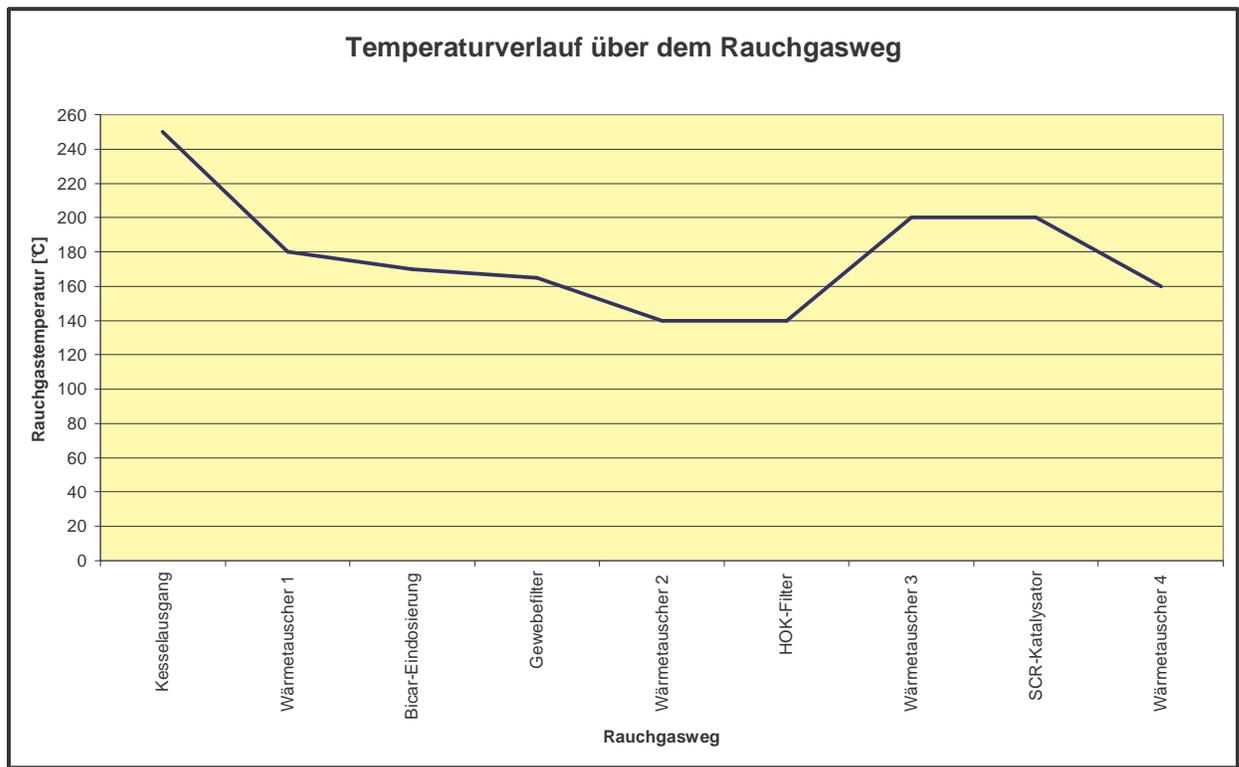


Abbildung 5: Dazugehöriger Temperaturverlauf

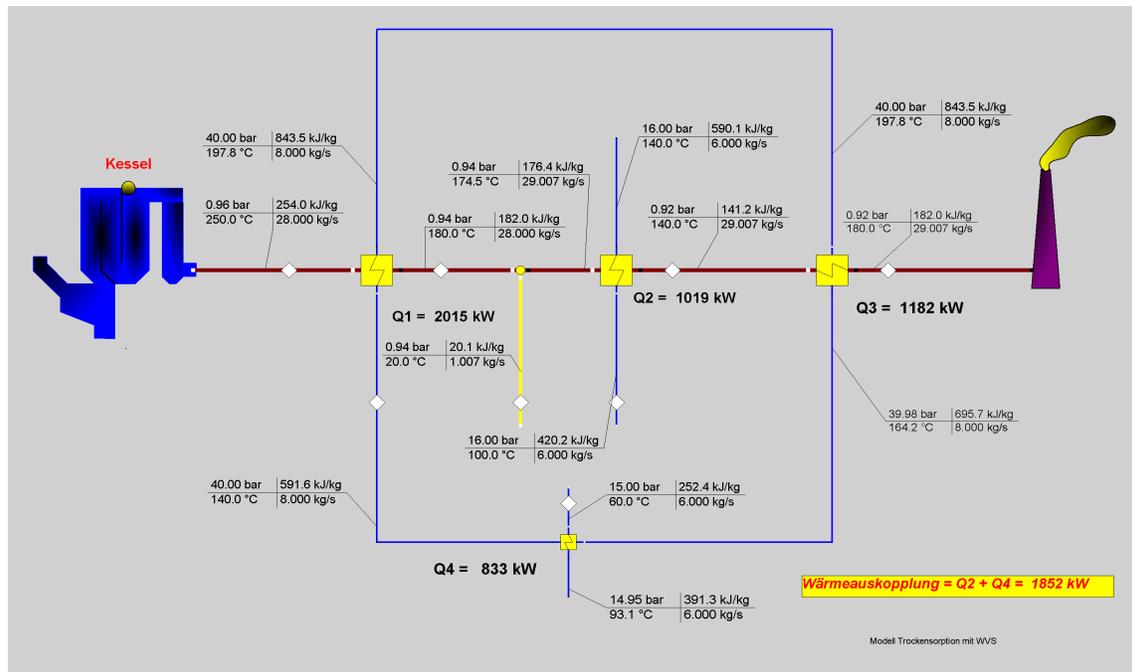


Abbildung 6: Dazugehörige thermodynamische Berechnung

Die thermodynamischen Berechnungen zeigen, dass aufgrund des Anlagenkonzeptes ca. 1.800 kW Wärme aus dem Rauchgasstrom ausgekoppelt werden können. Bei dieser Berechnung ist berücksichtigt, dass aufgrund der Bicar-Eindüsung ca. 3.000 Nm³/h Luft mit Umgebungstemperatur eingedüst wird. Dieser Fakt bzw. technische Notwendigkeit ist eine relative „Energiesenke“.

Energieauskopplung: ca. 1.800 kW

3.3.2. Trockensorption mit SNCR-Anlage und Bicar- Dosierung

Bei diesem Verfahren erfolgt die Entstickung in Rahmen von Primärmaßnahmen direkt im Kessel. Somit könnte die erste Stufe der Rauchgasabkühlung eine Temperaturabsenkung auf ca. 180 °C, wie bei dem SCR- Verfahren, bedeuten. Bei dieser Temperatur ist das optimale Reaktionsverhalten von Bicar gegeben.

In einer weiteren Stufe nach dem Gewebefilter ist noch eine Wärmeauskopplung auf ein Temperaturniveau von ca. 160 °C gegeben.

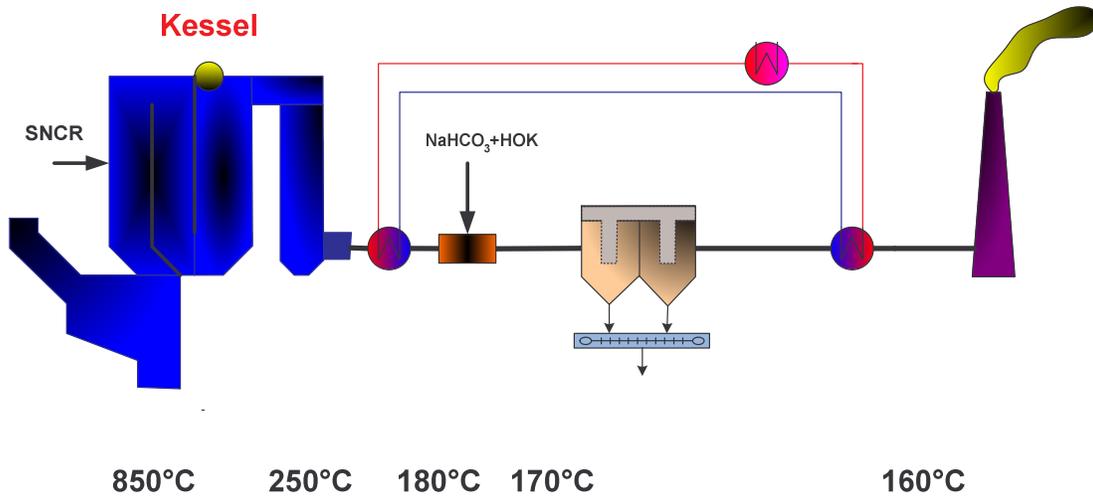


Abbildung 7: Verfahrensfließbild – Trockensorption mit SNCR-Anlage und Bicar-Dosierung

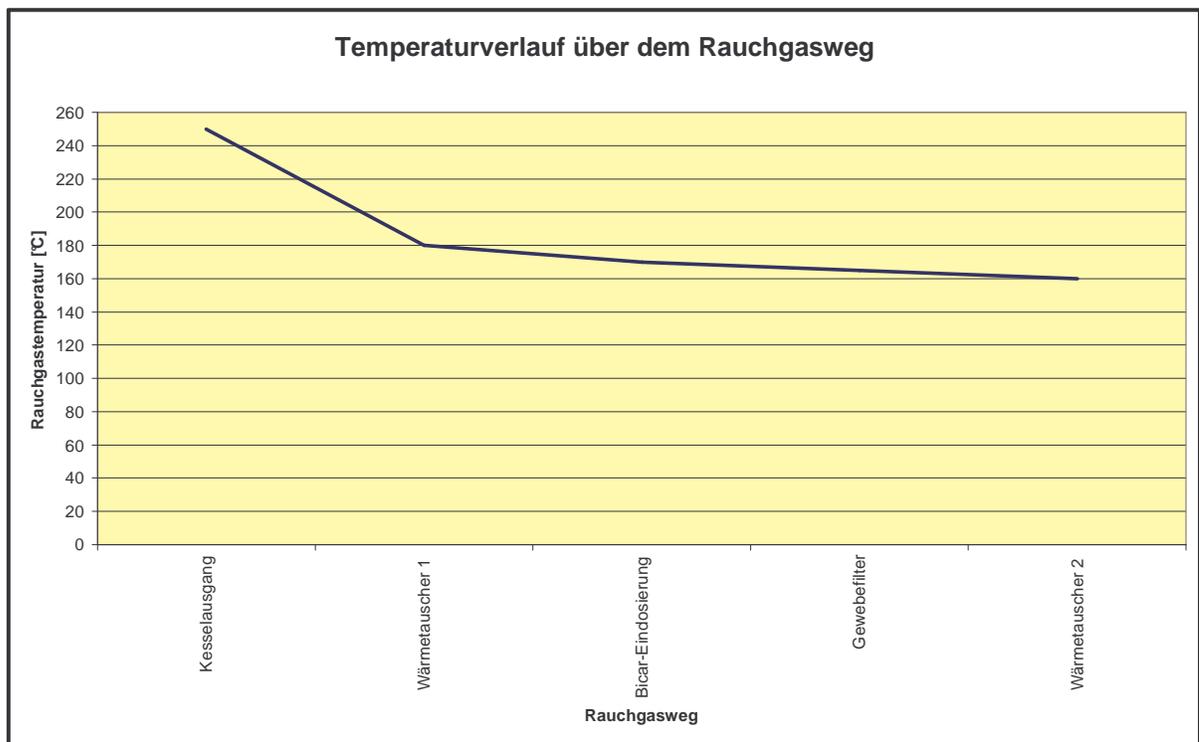


Abbildung 8: Dazugehöriger Temperaturverlauf

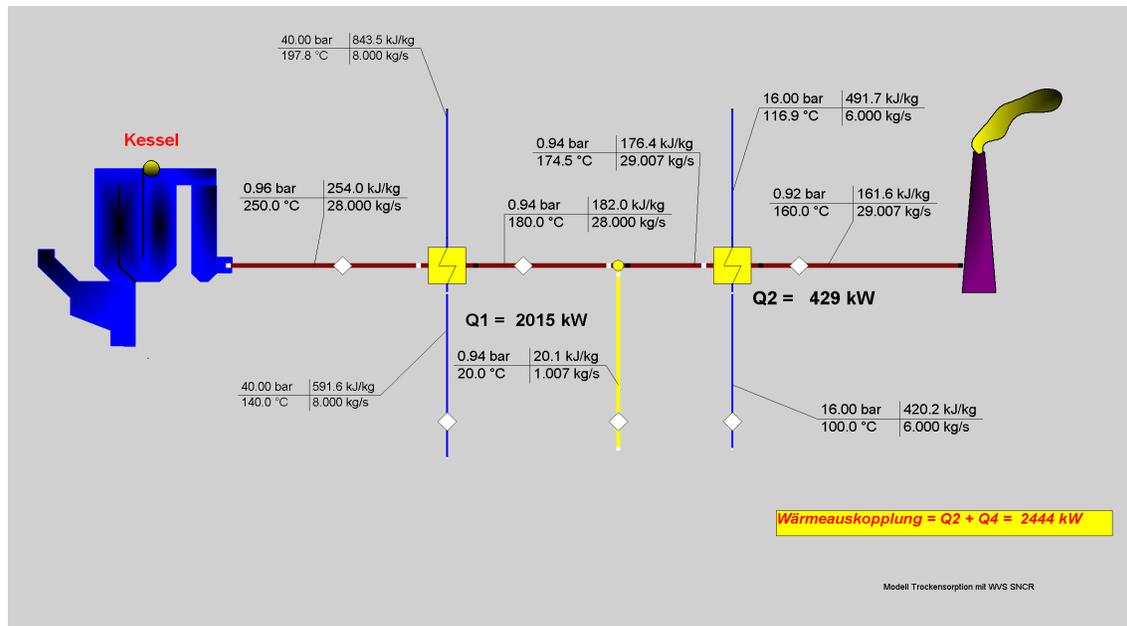


Abbildung 9: Dazugehörige thermodynamische Berechnung

Bei dieser rauchgastechischen Anlagenkonzeption ergeben die thermodynamischen Berechnungen, dass die mögliche Wärmeauskopplung sich sogar erhöht. Grund dafür ist, dass die Wiederaufheizung vor dem Katalysator nicht benötigt wird. Somit ist eine Rauchgastemperatur am Kamin realistisch.

Wenn man beide Stufen der Wärmeauskopplung zusammenfasst d.h., schon in der ersten Stufe die Rauchgase auf 160 °C abkühlt, wird der apparative Aufwand geringer und der energetische Nutzen bleibt.

Energieauskopplung: ca. 2.400 kW

3.3.3. Konditionierte Trockensorption mit SCR-Anlage und $\text{Ca}(\text{OH})_2$ -Dosierung

Bei diesen thermodynamischen Betrachtungen ist die Anwendung einer herkömmlichen Sprühabsorption zur Schadstoffreduzierung im Rauchgas berücksichtigt. Die Rauchgase müssen für eine optimale Reaktion mit Kalkhydrat auf ca. 140 °C runtergekühlt werden. Weiterhin braucht eine optimale Reaktion zur Schadstoffabscheidung einen erhöhten Wassergehalt im Rauchgas.

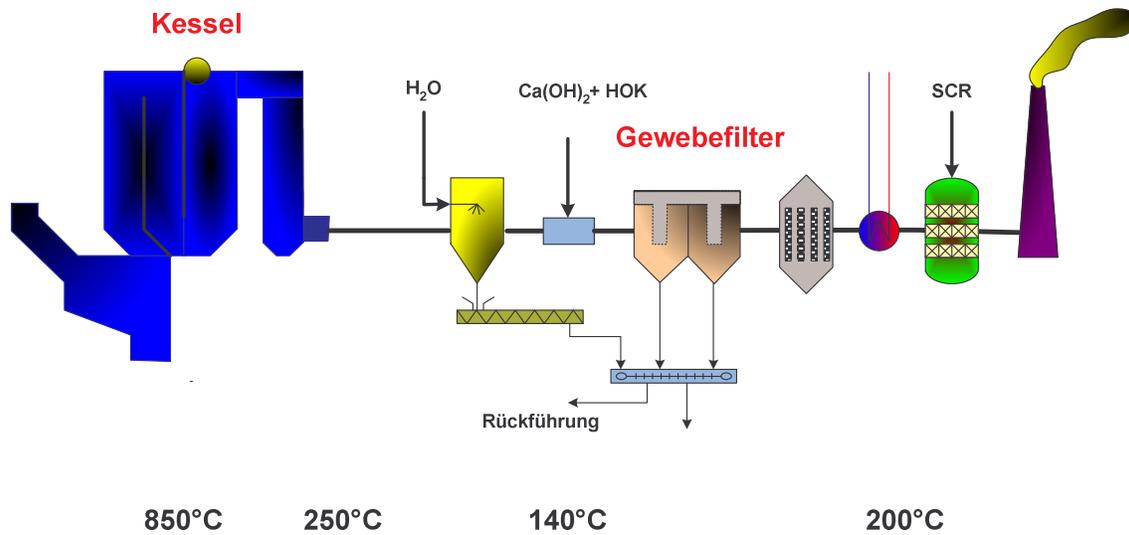


Abbildung 10: Konditionierte Trockensorption mit SCR-Anlage und $Ca(OH)_2$ -Dosierung

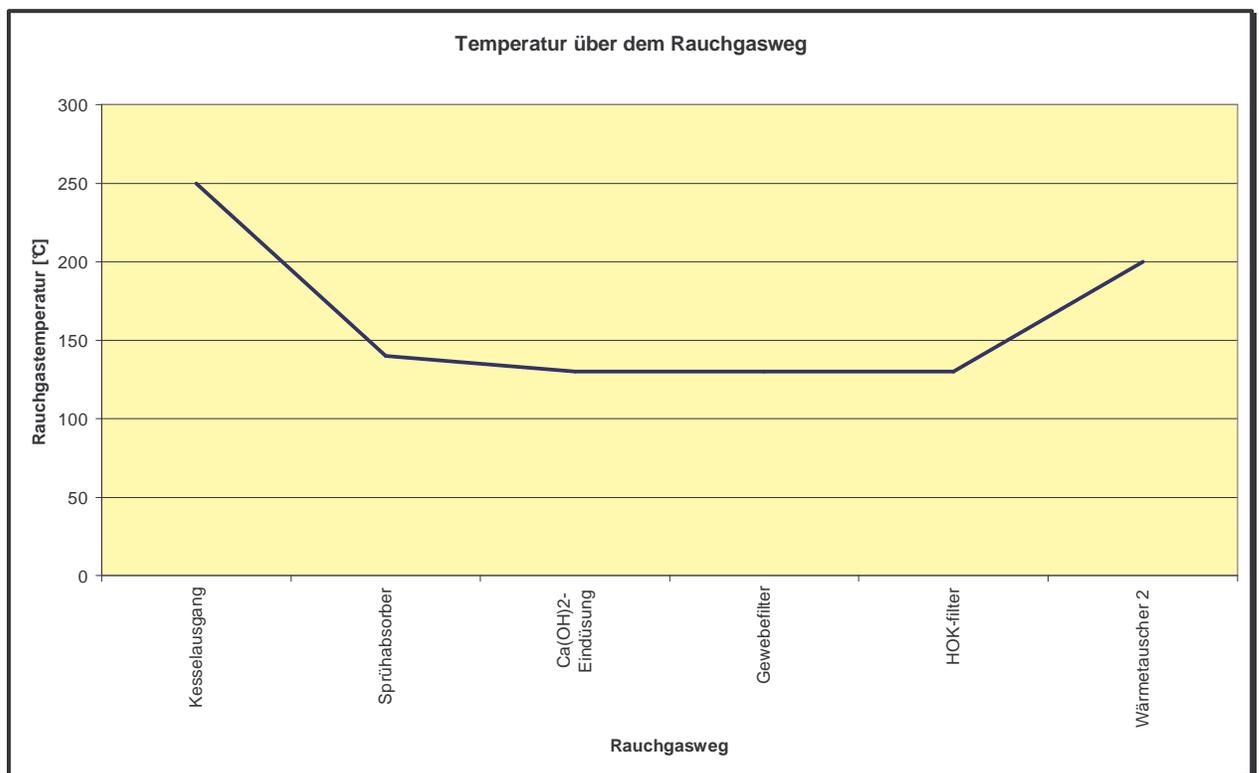


Abbildung 11: Dazugehöriger Temperaturverlauf

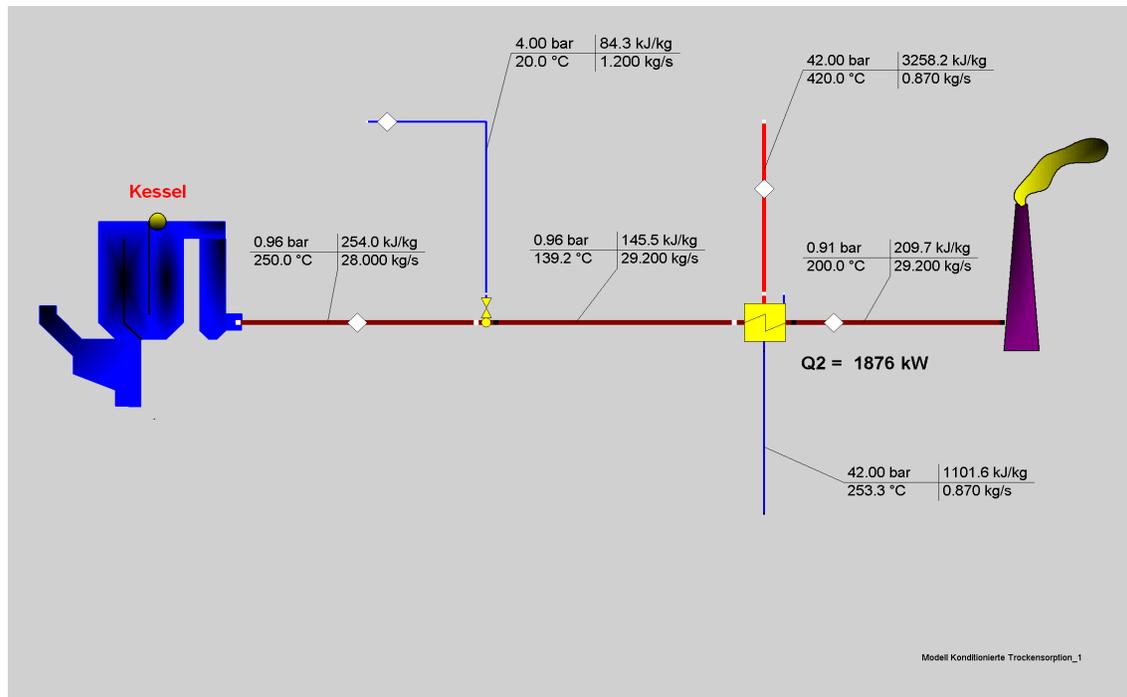


Abbildung 12: Dazugehörige thermodynamische Berechnung

Bei diesem Rauchgasreinigungsprozess wird durch die notwendige Quenche Energie „vernichtet“. Ein weiterer energetischer Nachteil ist, dass vor dem Katalysator die Rauchgastemperatur auf ca. 200 °C wieder angehoben werden muss. Für die Betrachtungen liegt die Rauchgastemperatur immer noch niedriger als bei den geforderten Temperaturen von 240 °C - 270 °C entsprechend [11].

Eine höhere Rauchgastemperatur vor dem Katalysator bei Kalkprodukten gegenüber dem Bicar ist aufgrund der geringeren Abscheidung von SO₃ erforderlich.

Energiezufuhr: ca. 1.800 kW

Da für den Dagavo zur Erhöhung der Rauchgastemperatur Frischdampf eingesetzt wird, fehlt dieser auch für die Elektroenergiegewinnung über der Dampfturbine. Dieser energetische Nachteil ist bei den Betrachtungen nicht berücksichtigt.

3.3.4. Konditionierte Trockensorption mit SNCR-Anlage und Ca(OH)₂-Dosierung

Bei einer Entstickung über einer SNCR – Anlage ist eine „Wiederaufheizung“ vor einen Katalysators nicht notwendig.

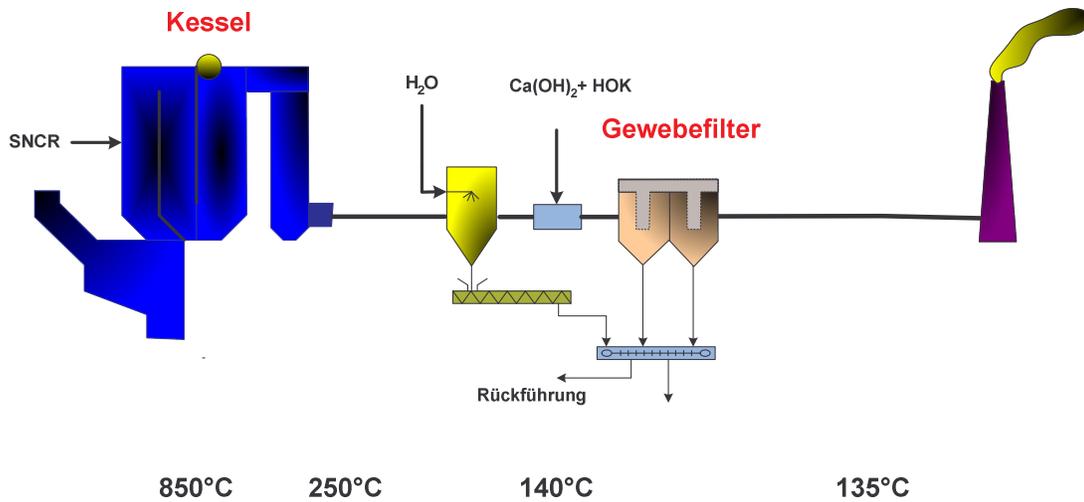


Abbildung 13: Konditionierte Trockensorption mit SNCR-Anlage und Ca(OH)₂-Dosierung

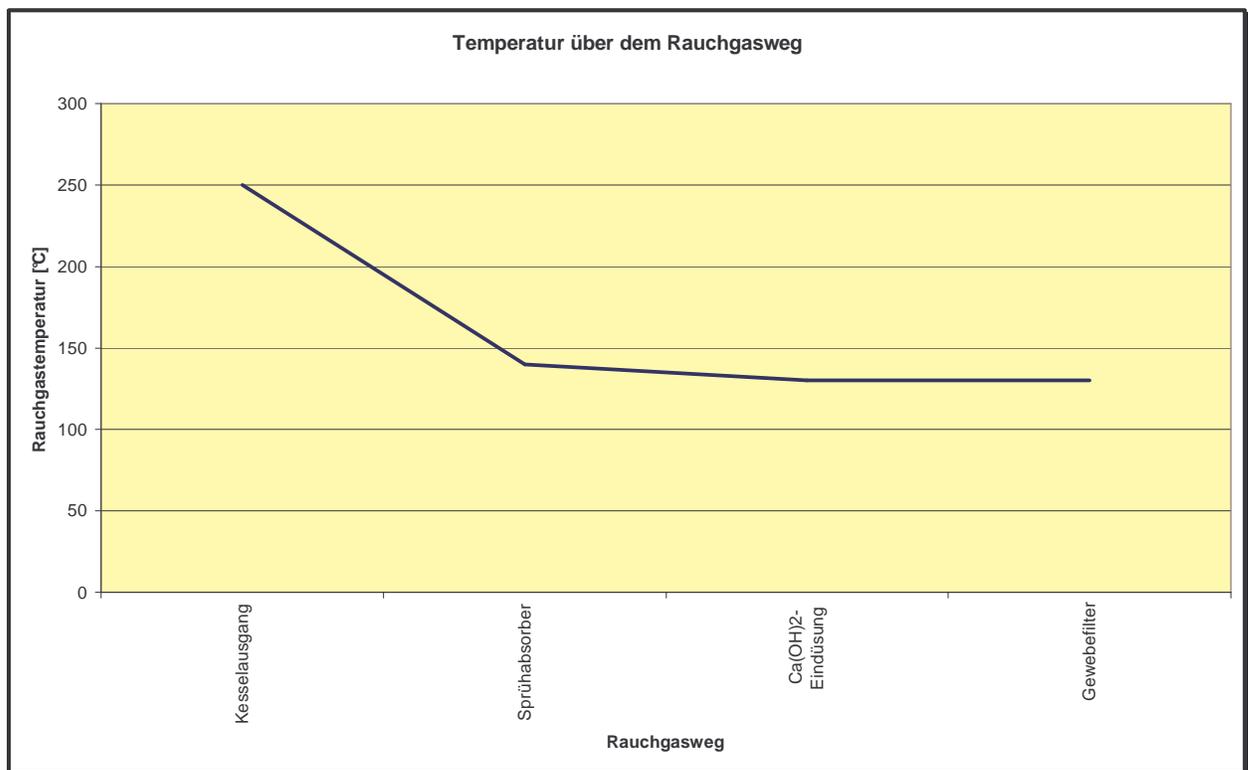


Abbildung 14: Dazugehöriger Temperaturverlauf

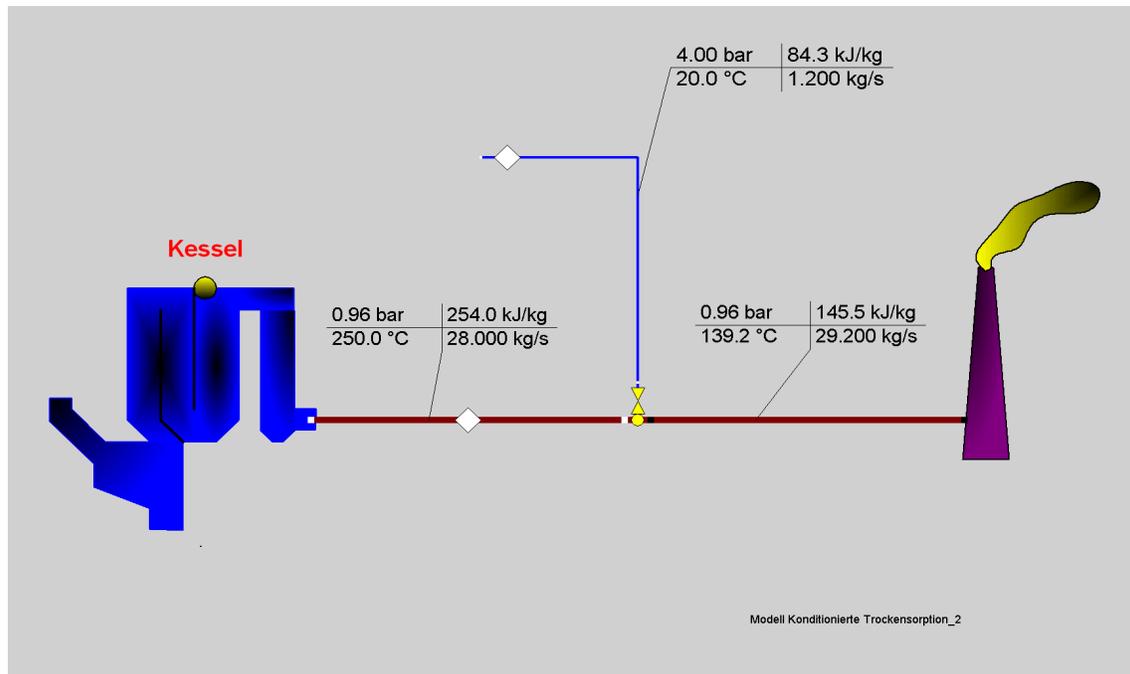


Abbildung 15: Dazugehörige thermodynamische Berechnung

Mit diesem Verfahren kann ebenfalls aus dem Prozess keine Energie gewonnen werden. Gegenüber der konditionierten Trockensorption mit einer SCR-Anlage und kalkbasierenden Adsorptionsmittel ist der Prozess mit einer SNCR-Anlage durch den Wegfall der Wiederaufheizung der Rauchgase vor dem Katalysator energetisch günstiger.

3.3.5. Nasswäsche mit SCR-Anlage

Bei diesen thermodynamischen Betrachtungen ist berücksichtigt, dass ein Wärmeverschiebungssystem die Rauchgaswärme nach Kessel wieder vor dem Aktivkohlefilter einkoppelt. Für die Aufheizung des Rauchgasstromes vor dem Katalysator ist Frischdampf oder Primärenergie erforderlich.

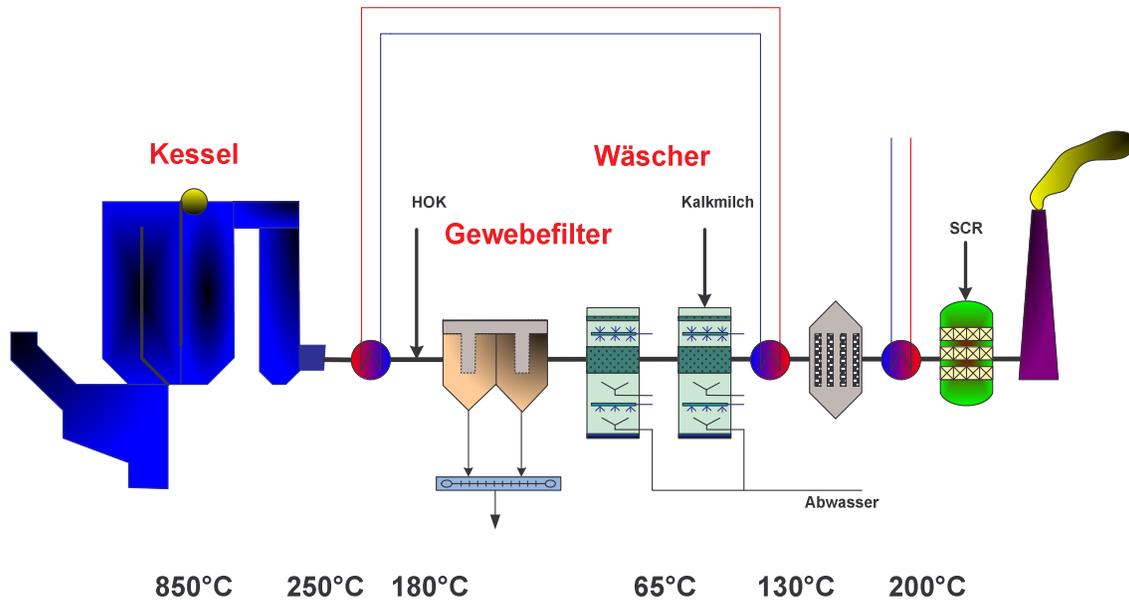


Abbildung 16: Nasswäsche mit SCR-Anlage

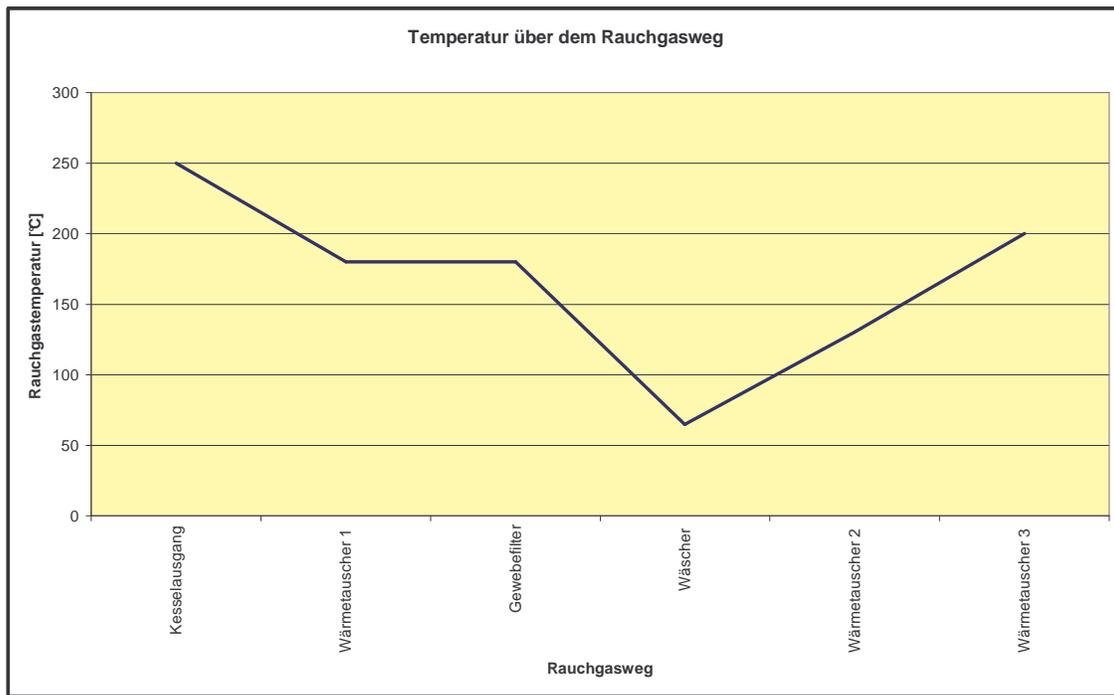


Abbildung 17: Dazugehöriger Temperaturverlauf

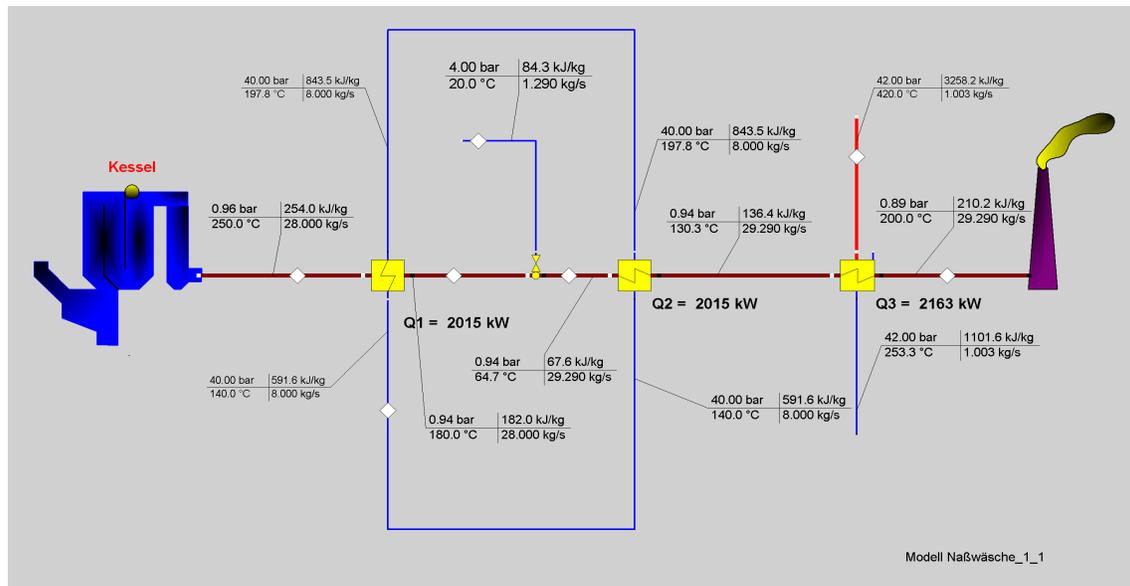


Abbildung 18: Dazugehörige thermodynamische Berechnung

Bei diesen Rauchgasreinigungsverfahren wird ebenfalls zur Wiederaufheizung des Rauchgasstromes Wärmeenergie benötigt.

Energiezufuhr: ca. 2.100 kW

Ach bei diesen Verfahren fehlt der Frischdampf für die Aufheizung der Rauchgase bei der Elektroenergieerzeugung in der Dampfturbine.

3.3.6. Nasswäsche mit SNCR-Anlage

Anlagentechnisch werden bei diesem Rauchgasreinigungsverfahren der Katalysator und der „Polizeifilter“, der Aktivkohlefilter, weggelassen. Die Abgastemperatur im Kamin wird auf das mögliche Temperaturniveau nach dem Wärmeverschiebungssystem festgelegt. Diese beträgt in vorliegenden Fall ca. 130 °C.

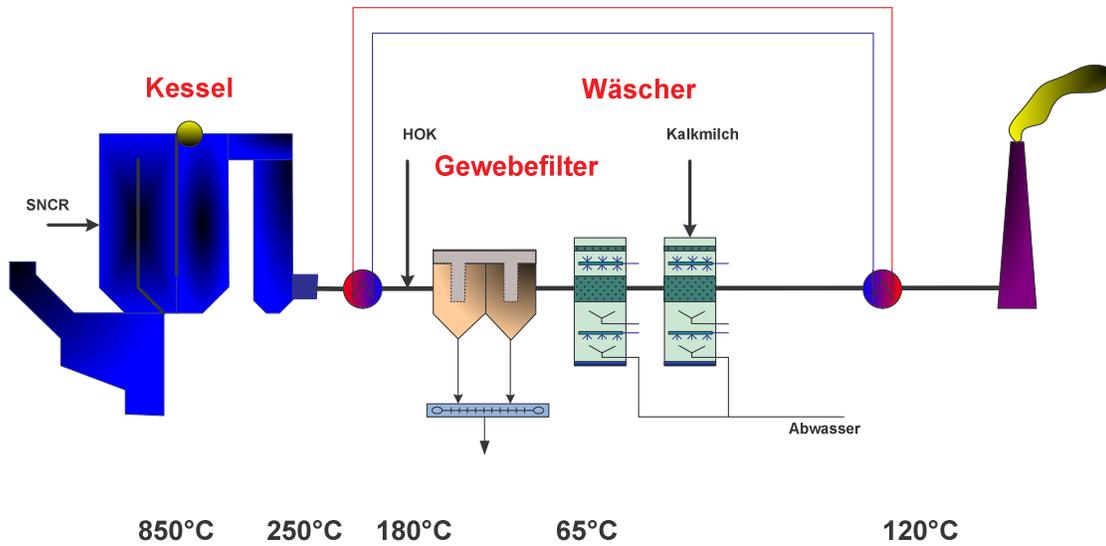


Abbildung 19: Nasswäsche mit SNCR-Anlage

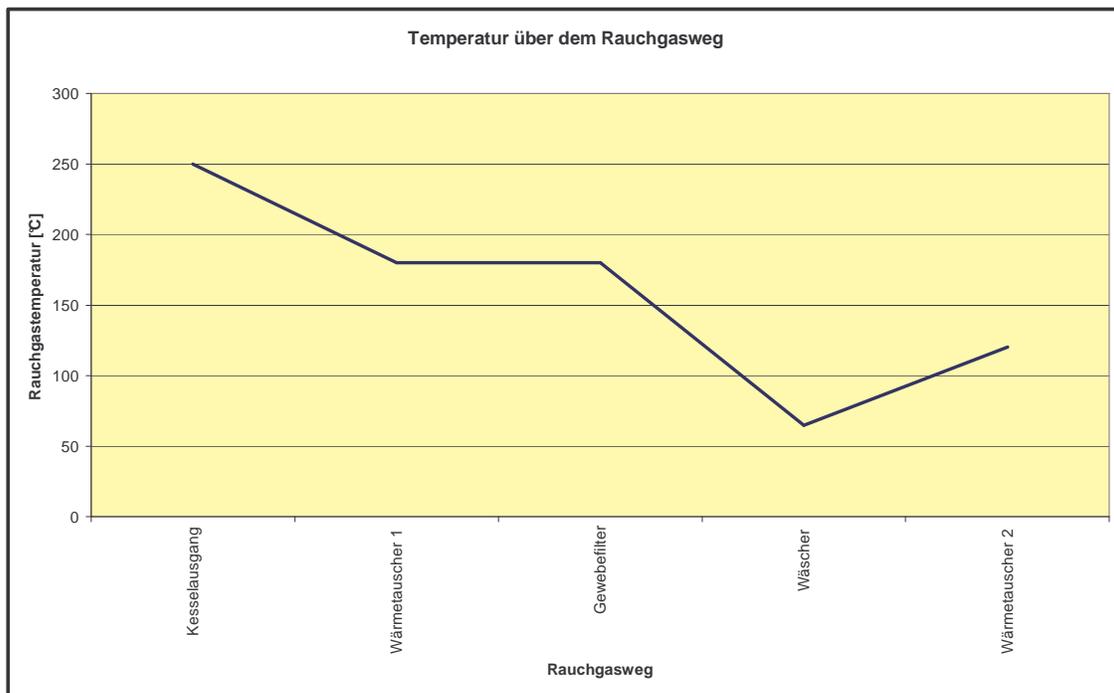


Abbildung 20: Dazugehöriger Temperaturverlauf

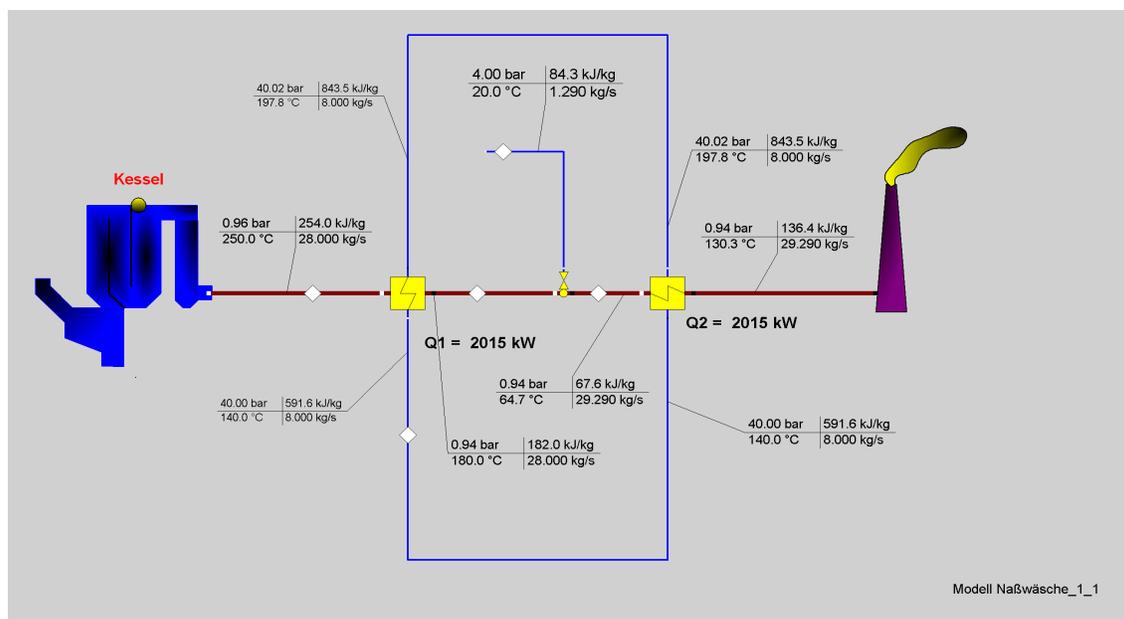


Abbildung 21: Dazugehörige thermodynamische Berechnung

3.4. Zusammenfassung der thermodynamischen Betrachtungen

Mit dem vorgegebenen Beispiel einer Müllverbrennungsanlage werden mit den unterschiedlichen Rauchgasreinigungsverfahren auch verschiedene energetische Ergebnisse erzielt:

Tabelle 3: Mögliche Wärmeenergieauskopplung

Rauchgasreinigungsverfahren	SCR-Anlagen	SNCR-Anlagen
Trockensorption mit Bicardosierung	+ 1.800 kW	+ 2.400 kW
Konditionierte Trockensorption mit Kalkhydrat	- 1.800 kW	0 kW
Nasswäsche	- 2.100 kW	0 kW

Die Ergebnisse zeigen, dass Rauchgasreinigungsverfahren mit Natriumbicarbonat energetisch gesehen einen wesentlichen Vorteil haben. Auch zeigen die Berechnungen, dass SNCR-Anlagen noch mal einen energetischen Vorteil mit sich bringen. Dies ist begründet in dem nicht mehr notwendigen Aufheizen vor dem Katalysator.

Bei diesen Betrachtungen wurde die Gesamtöko Bilanz von Bicar und Kalkhydrat nicht berücksichtigt. Weiterhin ist die erhöhte Elektroenergieerzeugung der Dampfturbine bei Verfahren ohne Dagavo energetisch nicht berücksichtigt worden.

3.5. Zukünftige Anforderungen an die Rauchgasreinigung

Mit anhaltendem Kostendruck bei den Betreibern und demzufolge auch bei den Anlagenbauern wird versucht den apparativen Aufwand bei den Anlagen zu minimieren ohne dabei Abstriche bei den Abscheideleistungen zu erreichen [9].

Dies führt dazu, dass vermehrt quasitrockene oder trockene Absorptionsanlagen unter Einbeziehung spezieller hochreaktiver Absorptionsmittel auf Kalzium- oder Natriumbasis verwendet werden. Unterstützt wird diese Tendenz in Deutschland auch durch die sehr preisgünstige Entsorgungsmöglichkeit unter Tage.

Ein weiterer Trend, der die aktuelle Situation unterstützt, ist die aktuelle europäische Regulierung der Energieeffizienz bei den Müllverbrennungsanlagen. Es wird zunehmend auf höhere Energieausnutzung bei den Abfallverbrennungsanlagen geachtet. Dies äußert sich besonders in den ständig sinkenden rauchgasseitigen Kesselaustrittstemperaturen.

Die niedrigen Kesselaustrittstemperaturen stehen aber dem Einsatz bewährter und robuster Sprühabsorptionsverfahren aufgrund der dann fehlenden Temperaturdifferenz zur Verdampfung des Wassers aus der Kalkmilch entgegen.

4. Prozessoptimierung von Müllverbrennungsanlagen

4.1. Theoretische Berechnung thermischer Kennzahlen

4.1.1. Der Dampfkreisprozess

Wird ein Arbeitsstoff (z. B. Wasserdampf oder Gas) bei einem thermodynamischen Prozess nach dem Durchlaufen verschiedener Zustandsänderungen wieder in den Ausgangszustand zurück gebracht, so spricht man von einem Kreisprozess [5],[6],[7].

Durch die sinnvolle Wahl der aneinander gereihten Zustandsänderungen gelingt es, aus der als Wärme zugeführten Energie mechanische Arbeit zu erzeugen (Wärmekraftmaschine), oder Wärme niedriger Temperatur auf höhere Temperatur anzuheben (Wärmepumpe, Kältemaschine). Die einzelnen Zustandsänderungen können dabei in ein und derselben Maschine ablaufen (Verbrennungsmotor), oder auch auf verschiedene Aggregate verteilt sein (Gasturbinenanlage, Dampf-Kraftanlage, Kältemaschine).

Da der „arbeitende Stoff“ stets in den Ausgangszustand zurückkehrt, kann er immer von neuem, d. h. periodisch, den Prozess wiederholen.

Die von einem rechtsläufigen Kreisprozess insgesamt abgegebene Arbeit ergibt sich aus der Differenz zwischen den als Wärme zu- und abgeführten Energien.

$$\eta_{th} = \frac{\text{energetischer Nutzen}}{\text{energetischer Aufwand}} = \frac{\omega_k}{q_z} = \frac{q_z - |q_A|}{q_z} = 1 - \frac{|q_A|}{q_z} \quad (4.1)$$

η_{th} – thermischer Wirkungsgrad

ω_k – Nutzarbeit des Kreisprozesses

q_z – zugeführte Wärme

q_A – abgeführte Wärme

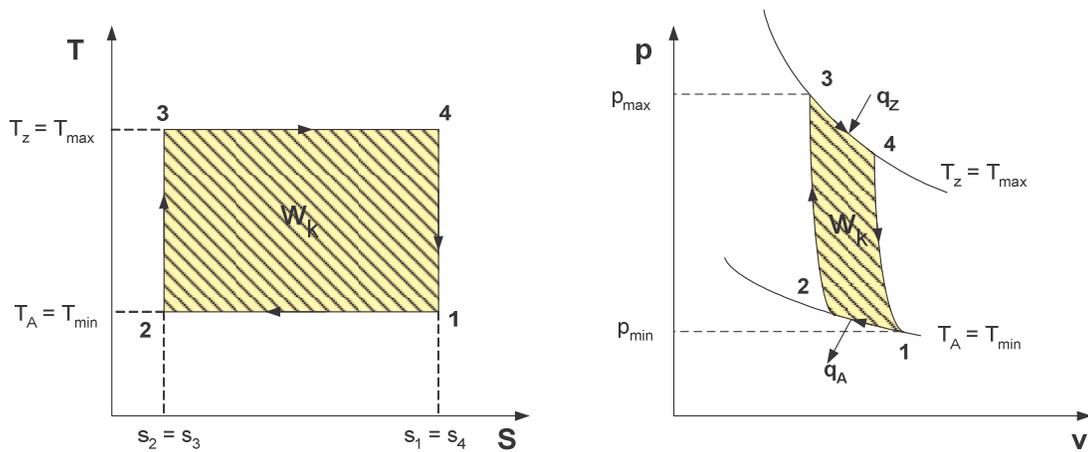


Abbildung 22: Carnot-Prozess im T,s- und p,v-Diagramm [8]

I. und II. Hauptsatz

Mechanische Arbeit kann nur aus der als Wärme zugeführten Energie gewonnen werden, wenn zwei „Energiespeicher“ zur Verfügung stehen, nämlich einer mit hoher Temperatur, der die Wärme q_z liefert, und einer mit niedriger Temperatur, der die Abwärme q_A aufnimmt. Es muss ein Temperaturgefälle vorhanden sein. Die gewinnbare Arbeit und damit der thermische Wirkungsgrad werden umso größer, je größer das Temperaturgefälle ist.

Thermischer Wirkungsgrad des Carnot-Prozesses:

$$\eta_c = \frac{T_z - T_A}{T_z} = 1 - \frac{T_A}{T_z} \quad (4.2)$$

T_A – minimale Temperatur (der Wärmesenke)

T_z – maximale Temperatur (der Wärmequelle)

η_c – Carnot - Wirkungsgrad

Dampfkreisprozesse

Der Prozess nach Clausius-Rankine hat Wasser und Dampf als Arbeitsstoff [3], [6].[8]

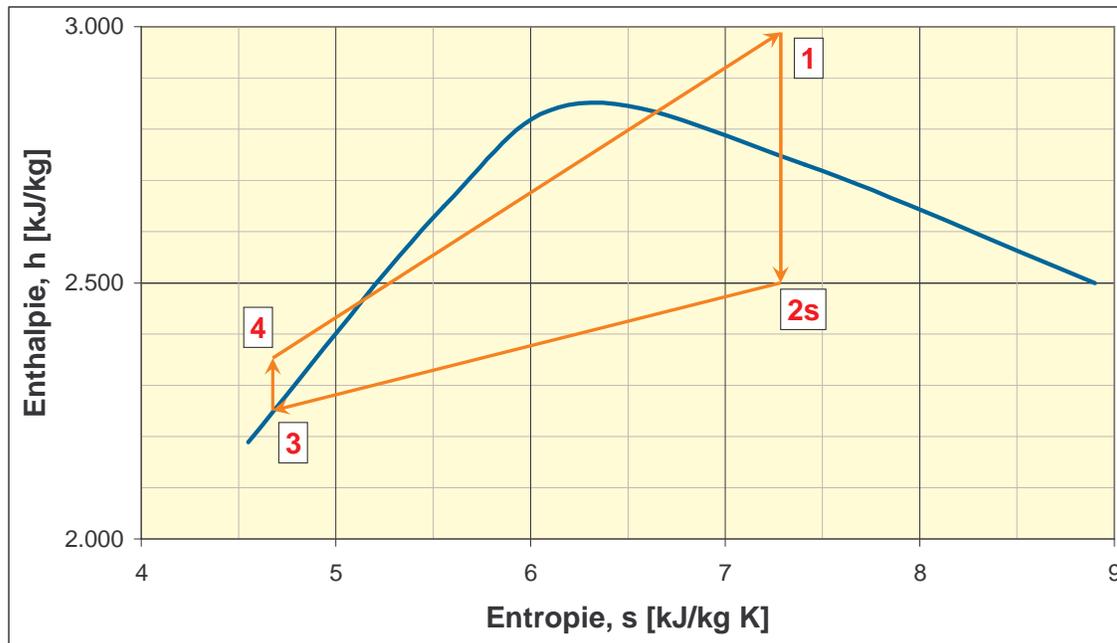


Abbildung 23: Clausius-Rankine-Prozess im h,s-Diagramm (Prinzip)

- 4 → 1 Isobare Wärmezufuhr im Dampferzeuger (Vorwärmung, Verdampfung und Überhitzung)
- 1 → 2_s Isentrope Entspannung in der Turbine
- 2_s → 3 Isobare Wärmeabfuhr im Kondensator
- 3 → 4_s Isentrope Verdichtung in der Speisepumpe

$$\eta_{th} = \frac{(h_1 - h_{2s}) - (h_4 - h_3)}{h_1 - h_4} \quad (4.3)$$

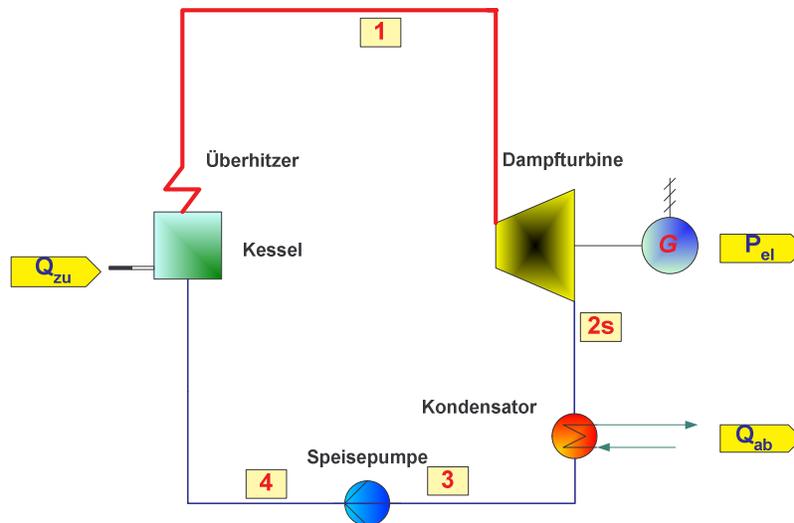


Abbildung 24: Prinzip Dampfkreisprozess

Bei einem rechtsläufigen Kreisprozess wird der thermische Wirkungsgrad umso größer, je größer das Temperaturgefälle zwischen Wärmezufuhr und Wärmeabfuhr ist.

T,s - Diagramm

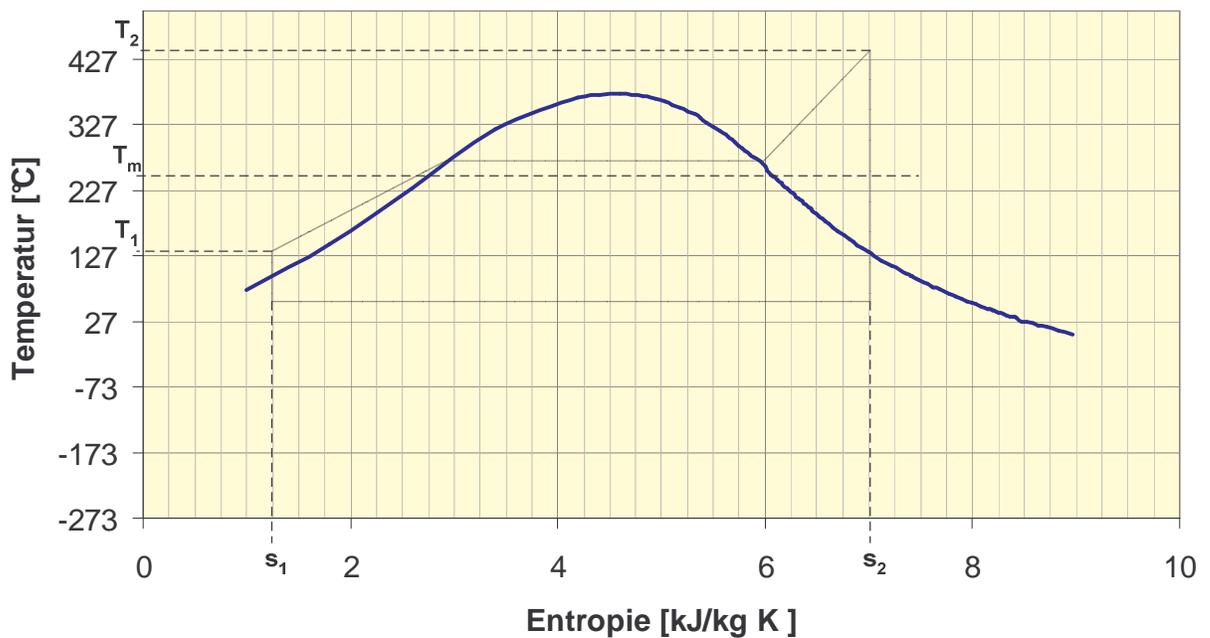


Abbildung 25: Prinzipdarstellung im T,s - Diagramm

Berechnung der thermodynamischen Mitteltemperatur:

$$T_m = \frac{q_{1,2}}{s_2 - s_1} = \frac{h_2 - h_1}{s_2 - s_1} \quad (4.4)$$

Somit ergibt sich.

$$\eta_C = 1 - \frac{T_U}{T_m} \quad (4.5)$$

$$\eta_{th} = \eta_C \cdot \frac{T_U}{T_m} \quad (4.6)$$

Mit der Zunahme der Temperatur im Dampferzeuger steigen auch die thermodynamische Mitteltemperatur und damit auch der Carnotfaktor (Verhältnis von Exergie zur Gesamtenergie) sowie der thermische Wirkungsgrad.

4.1.2. Verlust- bzw. Wirkungsgradberechnung

Der Wirkungsgrad wird aus dem Verhältnis zwischen abgeführter Leistung P_{ab} zur zugeführten Leistung P_{zu} gebildet.

$$\eta = \frac{P_{ab}}{P_{zu}} \quad (4.7)$$

Weiterhin können Wirkungsgrade über das Verhältnis zwischen abgeführter Wärme Q_{ab} und zugeführter Wärme Q_{zu} berechnet werden.

$$\eta = \frac{Q_{ab}}{Q_{zu}} \quad (4.8)$$

Da die Nutzenergie immer kleiner als die zugeführte Energie ist, liegt der Wirkungsgrad zwischen 0% und kleiner 100%.

Die Berechnung des Kessel- bzw. Dampferzeugerwirkungsgrades ergibt sich aus:

$$\eta_K = \frac{\dot{Q}_N}{\dot{m}_B \cdot H_u} = \frac{\dot{m}_D \cdot (h_{D,A} - h_{SpW})}{\dot{m}_B \cdot H_u} \quad (4.9)$$

\dot{Q}_N = nutzbare Wärme (Dampf)

\dot{m}_B = Massenstrom Brennstoff

H_u = Brennstoffheizwert

\dot{m}_D = Massenstrom Dampf

$h_{D,A}$ = Enthalpie Dampferzeugeraustritt

h_{SpW} = Enthalpie Speisewasser

$$\eta_K = 1 - \sum \text{Verluste} = 1 - (\zeta_{A,th} + \zeta_{A,ch} + \zeta_{RG,th} + \zeta_{RG,ch} + \zeta_{Str}) \quad (4.10)$$

$\zeta_{A,th}$ – thermische Ascheverluste

$\zeta_{A,ch}$ – chemische Ascheverluste

$\zeta_{RG,th}$ – thermische Rauchgasverluste

$\zeta_{RG,ch}$ – chemische Rauchgasverluste

ζ_{Str} – Strahlungsverluste

Die einzelnen Dampferzeugerverluste werden wie folgend berechnet:

1. Thermische Ascheverluste

$$\zeta_{A,th} = \alpha_{Asche} \cdot c_{p,Asche} \cdot (T_{Asche} - T_U) \quad (4.11)$$

α_{Asche} – Anteil Asche im Brennstoff [-]

$c_{p,Asche}$ – spez. Wärmekapazität der Asche [kJ/(kg * K)]

T_{Asche} – Temperatur der Asche bei Kesselaustritt [°C]

T_U – Umgebungstemperatur [°C]

2. Chemische Ascheverluste

$$\zeta_{A,ch} = \alpha_{Asche} \cdot c_{p,Asche} \cdot GV \cdot H_{U,C} \quad (4.12)$$

α_{Asche} – Anteil Asche im Brennstoff [-]

$c_{p,Asche}$ – spez. Wärmekapazität der Asche [kJ/(kg * K)]

GV – Glühverlust [-]

$H_{U,C}$ – Heizwert von Kohlenstoff [kJ/kg]

3. Thermische Rauchgasverluste

$$\zeta_{RG,th} = \dot{m}_{RG} \cdot c_{p,RG} \cdot (T_{RG} - T_U) + Q_W \quad (4.13)$$

\dot{m}_{RG} – Massenstrom trockenes Rauchgas [kg_{RG}/kg_{BS}]

$c_{p,RG}$ – spez. Wärmekapazität des Rauchgases [kJ/(kg * K)]

T_{RG} – Rauchgastemperatur am Dampferzeugeraustritt [°C]

T_U – Umgebungstemperatur [°C]

Q_W – spez. Wärme von Wasser [kJ/kg]

$$Q_W = \dot{m}_W \cdot c_{p,W} \cdot (T_{RG} - 100^\circ\text{C}) \quad (4.14)$$

\dot{m}_W – Anteil Wasser im Brennstoff [kg_w/kg_{BS}]

$c_{p,W}$ – spez. Wärmekapazität von Wasser [kJ/(kg * K)]

T_{RG} – Rauchgastemperatur am Dampferzeugeraustritt [°C]

4. Chemische Rauchgasverluste

$$\zeta_{RG,ch} = \dot{m}_{RG} \cdot (C_C \cdot H_{u,C} + C_{CO} \cdot H_{u,CO}) \quad (4.15)$$

\dot{m}_{RG} – Massenstrom trockenes Rauchgas [kg_{RG}/kg_{BS}]

C_C – Kohlenstoff - Konzentration im Abgas [kg_c/kg_{BS}]

$H_{u,C}$ – Heizwert von Kohlenstoff [kJ/kg]

C_{CO} – CO - Konzentration im Rauchgas [kg_{co}/kg_{BS}]

$H_{u,CO}$ – Heizwert von Kohlenmonoxid [kJ/kg]

5. Strahlungsverluste

Die Strahlungsverluste lassen sich nur über das Verhältnis von Brennstoffenergie und Dampfergie berechnen. Dabei stellt die Differenz vom Kesselwirkungsgrad zu den berechneten Dampferzeugerverlusten die Strahlungsverluste dar.

Bei älteren Kesseltypen betragen die Strahlungsverluste ca. 5 %. [4] [5]

Bei modernen Dampferzeugern betragen die Strahlungsverluste 2-3 %.

6. Absalzung

Ein weiterer Verlust ist der kontinuierliche bzw. diskontinuierliche Absalzstrom aus dem Kessel. Der Absalzstrom trägt das mit dem Speisewasser in den Kessel zugeführte Salz wieder hinaus. Hierfür lautet die „Salzbilanz“: [4]

$$\dot{m}_{Absalz} \cdot S_K = \dot{m}_{SpW} \cdot S_{SpW} \quad (4.16)$$

Dabei ergibt sich:

$$\dot{m}_{SpW} = \dot{m}_{Absalz} + \dot{m}_D \quad (4.17)$$

Die erforderliche Absalzmenge wird wie folgend berechnet:

$$\frac{\dot{m}_{Absalz}}{\dot{m}_D} = \frac{S_{SpW}}{S_K - S_{SpW}} \quad (4.18)$$

\dot{m}_{Absalz} – Absalzstrom [kg/h]

\dot{m}_D – Dampferzeugerleistung [kg/h]

\dot{m}_{SpW} – Speisewasserstrom [kg/h]

S_{SpW} – Salzgehalt des Speisewassers [mg/l]

S_K – Salzgehalt des Kesselinhaltswassers [mg/l]

Die Absalzung bringt Wärme- und Wasserverluste für die Kesselanlage mit sich. Ein Teil der Verluste kann über Laugenentspanner und -kühler wieder zurückgewonnen werden.

Je nach Wasserqualität beträgt die Absalzmenge 1 bis 5 %.

7. Rohrleitungswirkungsgrad

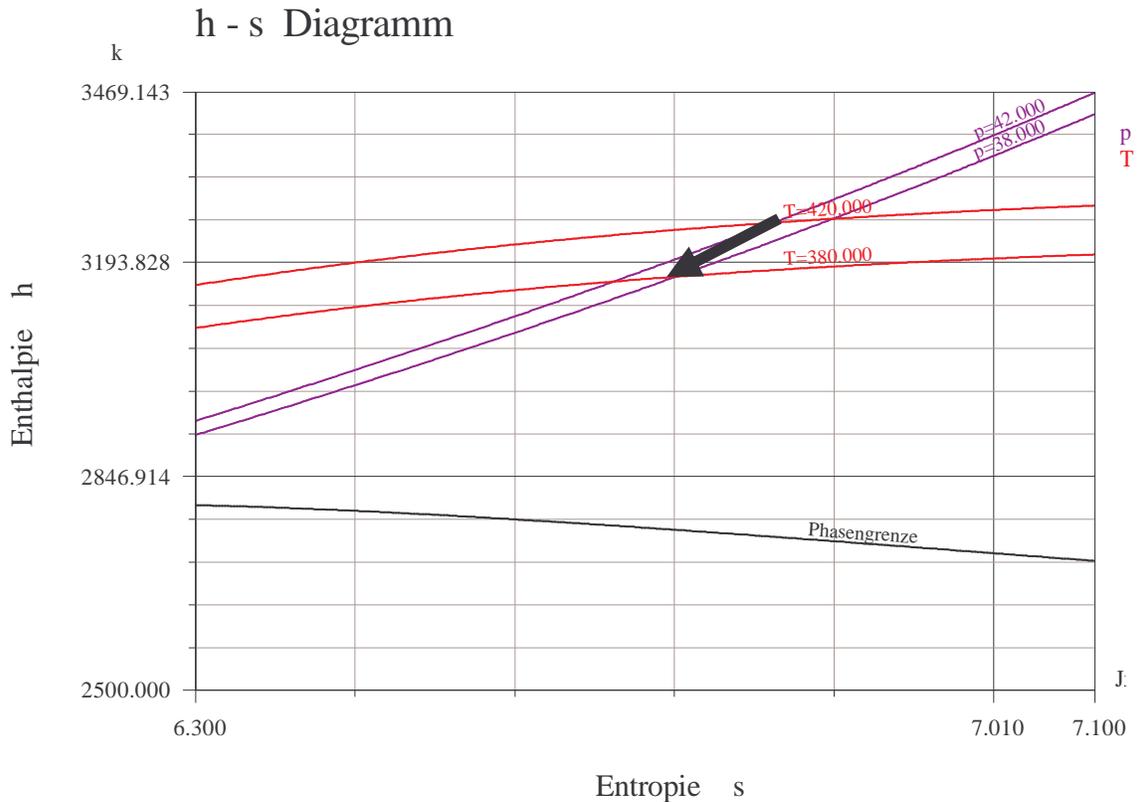


Abbildung 26. h-s Diagramm

Der Rohrleitungswirkungsgrad bzw. die Rohrleitungsverluste erfassen die Wärme- und Druckverluste über der Frischdampfleitung zwischen Dampferzeugeraustritt und Dampfturbineintritt.

$$\eta_R = \frac{(h_{DT,E} - h_{SpW})}{(h_{DE,A} - h_{SpW})} \quad (4.19)$$

$h_{DT,E}$ – Enthalpie am Dampfturbineneintritt [kJ/(kg * K)]

h_{SpW} – Enthalpie des Speisewassers [kJ/(kg * K)]

$h_{DE,A}$ – Enthalpie am Dampferzeugeraustritt [kJ/(kg * K)]

8. Wirkungsgrade über der Dampfturbine

Innere Turbinenwirkungsgrad

Der innere Wirkungsgrad bzw. isentroper Wirkungsgrad einer Dampfturbine wird hauptsächlich durch Dampfmengen, die nicht vollständig entspannt werden können, bestimmt. So müssen zur Abdichtung (Spaltverluste) und auch zum Druckausgleich zwischen Niederdruckteil und Hochdruckteil gewisse Teildampfmengen verwendet werden. Dies führt zu Wirkungsgradeinbußen.

Laut Herstellerangaben liegt der innere Wirkungsgrad einer Industriedampfturbine bei:

$$\eta_i = 0,80 \% - 0,85 \%$$

Der innere Wirkungsgrad wird berechnet nach folgender Gleichung:

$$\eta_i = \frac{h_{DT,E} - h_{real}}{h_{DT,E} - h_{isentrop}} \quad (4.20)$$

$h_{DT,E}$ – Enthalpie am Eintritt der Dampfturbine [kJ/(kg * K)]

h_{real} – reale Enthalpie [kJ/(kg * K)]

$h_{isentrop}$ – isentrope Enthalpie [kJ/(kg * K)]

Mechanischer Turbinenwirkungsgrad

Der mechanische Wirkungsgrad einer Dampfturbinenanlage (Dampfturbine einschl. Generator) liegt bei 1-2 %.

Elektrischer Wirkungsgrad

Der elektrische Wirkungsgrad der Generatoren liegt zwischen 1-1,5 %.

4.2. Möglichkeiten zur Prozessoptimierung

Möglichkeiten zur Energieeffizienzsteigerung bei Müllverbrennungsanlagen sind folgende Maßnahmen [2]; [3]:

- Verringerung des Luftüberschusses
- Kühlung von Verbrennungsrosten
- Sauerstoffanreicherung der Verbrennungsluft
- Minderung der Abgastemperatur nach dem Kessel
- Erhöhung der Dampftemperatur
- Verringerung des Kondensatordruckes
- Kondensat- und Speisewasservorwärmung
- Luftvorwärmung
- Zwischenüberhitzung
- Minimierung des elektrischen Eigenbedarfs
- Minderung der Energieverluste durch Quenchen
- Erhöhung des Turbinenwirkungsgrades
- Erhöhung der Wärmenutzung durch die Anbindung an ein Fernwärmenetzes
- Prozessdampflieferung
- Kälteerzeugung aus Abwärme
- Absenkung der Katalysatortemperatur zur Abgaswiederaufbereitung

Der Kesselwirkungsgrad kann wie folgend verbessert werden.

- Verringerung des Luftüberschusses
- Kühlung von Verbrennungsrosten
- Sauerstoffanreicherung der Verbrennungsluft
- Minderung der Abgastemperatur nach dem Kessel
- Besserer Ausbrand von unverbrannten Feststoffen und CO

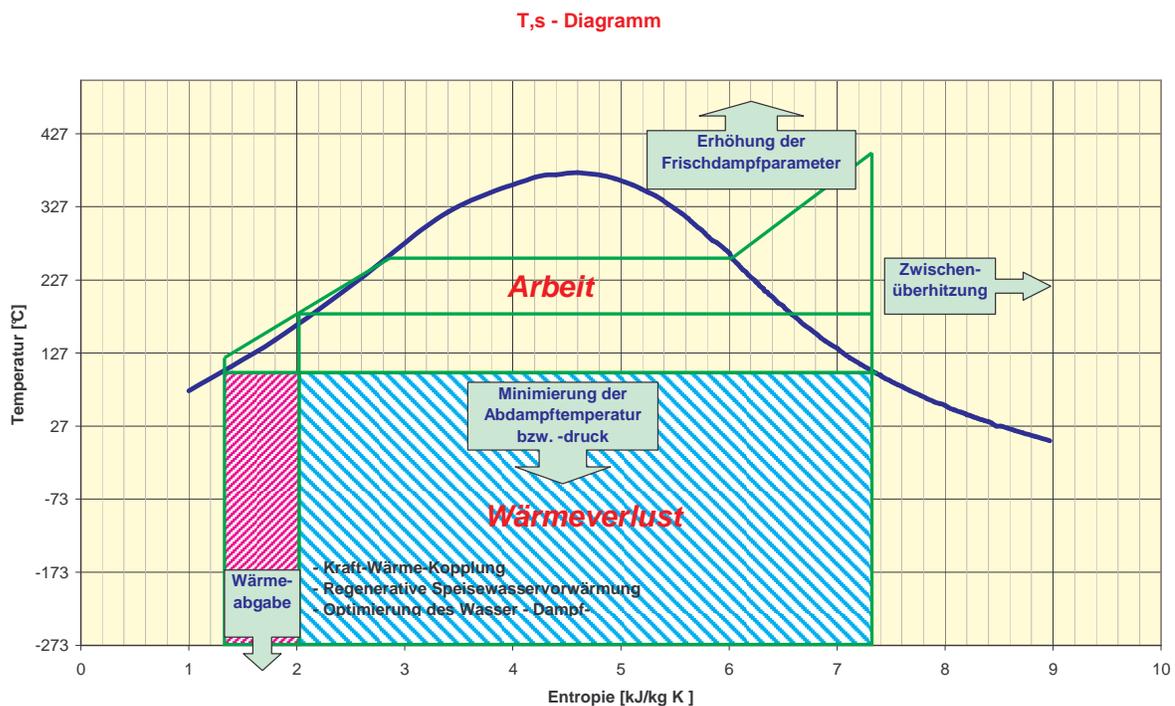


Abbildung 27: Prinzipdarstellung T,s – Diagramm mit Optimierungsmöglichkeiten [3]

Beispielhaft für die Möglichkeiten der Wirkungsgradverbesserung sind nachfolgend die regenerative Speisewasservorwärmung und die Zwischenüberhitzung des Frischdampfes angeführt.

4.3. Beispiele zur Wirkungsgradsteigerung

4.3.1. Regenerative Speisewasservorwärmung

Eine Möglichkeit der Anhebung der thermodynamischen Mitteltemperatur T_m ist durch die Anhebung der Speisewassertemperatur möglich. Die Vorwärmung des Speisewassers ist durch Entnahme- bzw. Anzapfdampf aus der Dampfturbine möglich. Durch die Speisewasservorwärmung erhöht sich das Temperaturniveau des Dampfes im Dampferzeuger.

Der Exergieverlust bei der Wärmeübertragung wird kleiner.

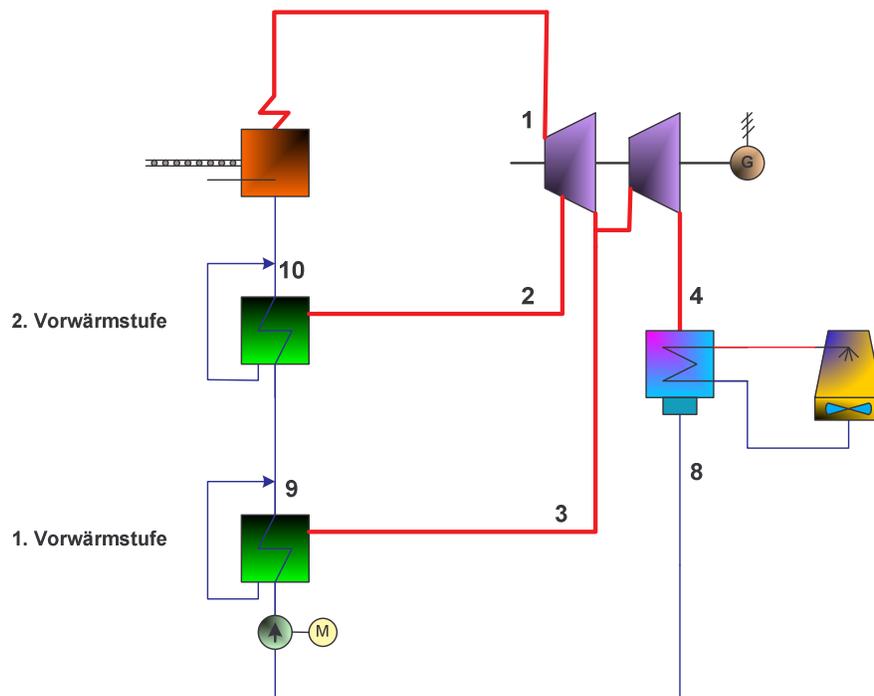


Abbildung 28: Prinzipschaltbild regenerativer Speisewasservorwärmung

T,s - Diagramm

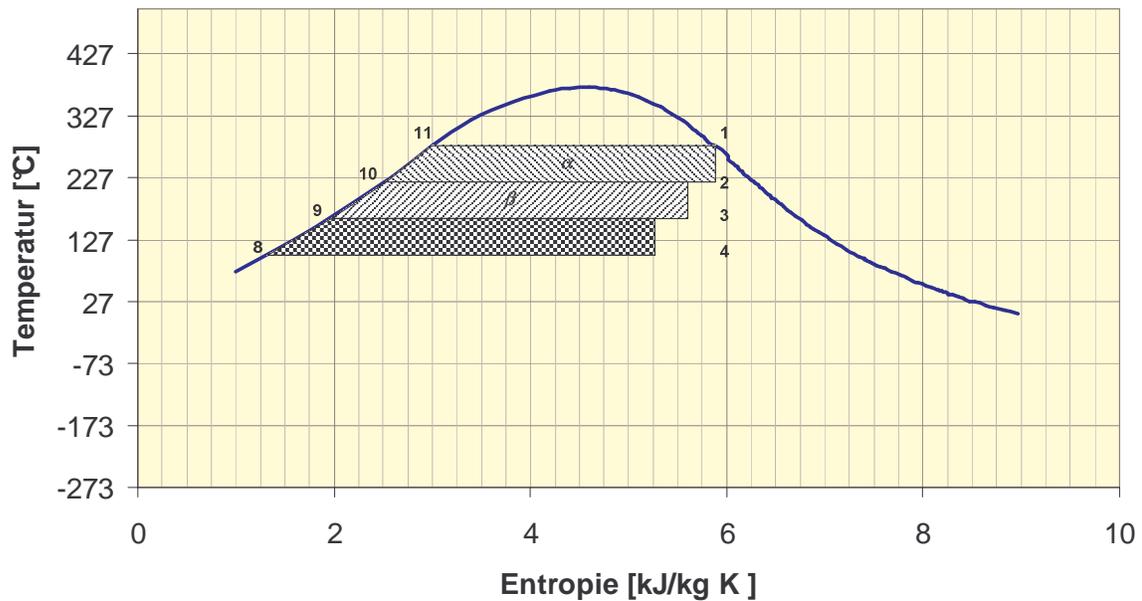


Abbildung 29: Regenerative Speiswasservorwärmung im T,s – Diagramm

Die Berechnung des thermischen Wirkungsgrades mit einer zweistufigen Speiswasservorwärmung erfolgt in folgenden Schritten:

2. Vorwärmstufe

$$\alpha \cdot h_2 + (1 - \alpha) \cdot h_9 = h_{10} \quad (4.21)$$

$$\alpha = \frac{h_{10} - h_9}{h_2 - h_9} \quad (4.22)$$

1. Vorwärmstufe

$$\beta \cdot h_3 + (1 - \alpha - \beta) \cdot h_8 = (1 - \alpha) \cdot h_9 \quad (4.23)$$

$$\beta = \frac{(1 - \alpha) \cdot (h_9 - h_8)}{h_3 - h_8} \quad (4.24)$$

Thermischer Wirkungsgrad mit zweistufiger Anzapf-Vorwärmung wird wie folgt berechnet:

$$\eta_{th} = \frac{h_1 - h_2 + (1 - \alpha) \cdot (h_2 - h_3) + (1 - \alpha - \beta) \cdot (h_3 - h_4)}{h_1 - h_{10}} \quad (4.25)$$

4.3.2. Zwischenüberhitzung

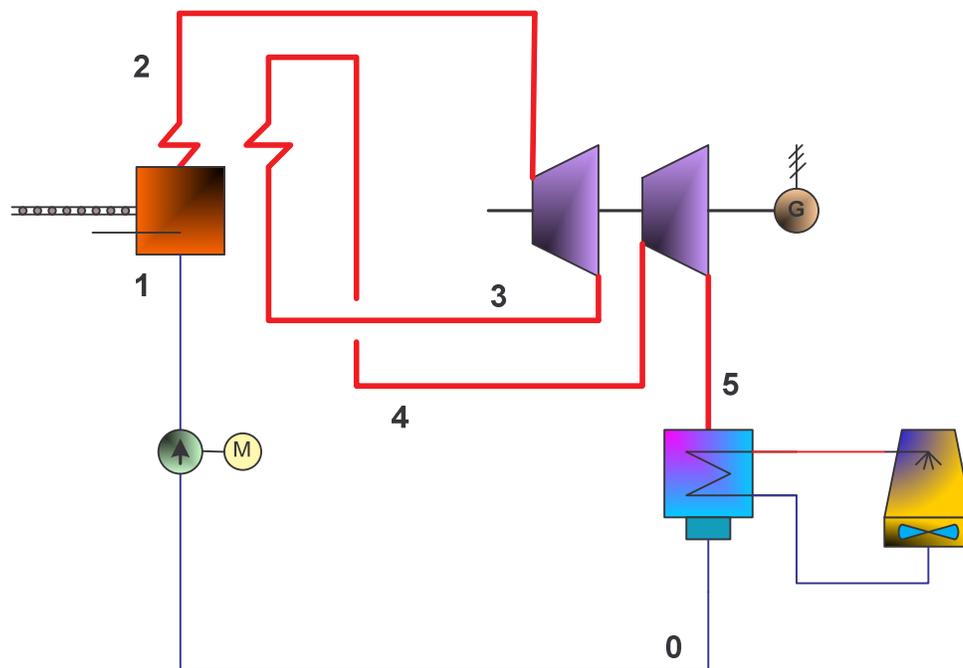


Abbildung 30: Prinzipschaltbild der Zwischenüberhitzung

T,s - Diagramm

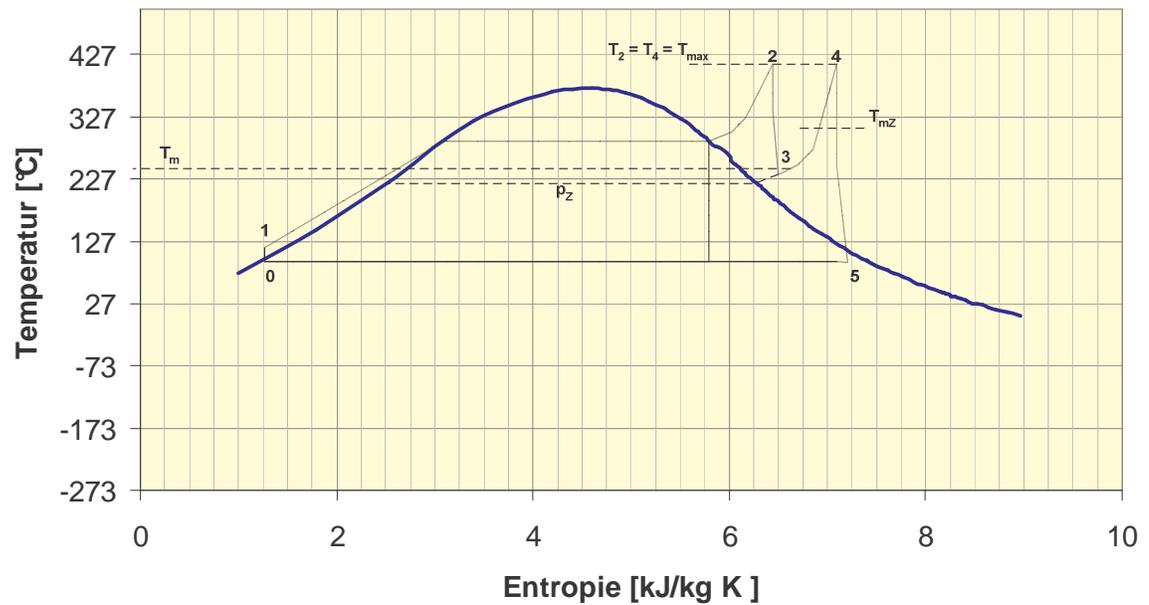


Abbildung 31: Zwischenüberhitzung im T,s – Diagramm

Der thermische Wirkungsgrad wird mit einer Zwischenüberhitzung wie folgend berechnet:

$$T_{m,Z} = \frac{h_4 - h_3}{s_4 - s_3} \quad (4.26)$$

$$T_m = \frac{h_2 - h_1 + h_4 - h_3}{s_2 - s_1 + s_4 - s_3} \quad (4.27)$$

$T_m = \max.$ wenn p_z so, dass $T_m = T_3$

$$\eta_{th} = \frac{h_2 - h_3 + h_4 - h_5}{h_2 - h_1 + h_4 - h_3} \quad (4.28)$$

5. Möglichkeiten der energetischen Optimierung am Beispiel Kassel

5.1. Das Wärmeverschiebungssystem

Die Rauchgasreinigungsanlagen im MHKW Kassel waren quasitrockene Anlagen, bei denen zur Abscheidung der Schadstoffe Kalkmilch in den Sprühabsorber eingedüst wurde. Dabei wurde durch die Quenche dem Rauchgas viel Energie entzogen, wodurch es sich stark abkühlte. Dies wiederum machte es erforderlich, dass vor dem rauchgasseitigen Eintritt in den Katalysator eine Aufheizung mittels Dampf erfolgen musste.

In den Betrachtungen zum Neubau der Rauchgasreinigungsanlagen fanden die energetischen Untersuchungen zur Optimierung des Prozesses eine maßgebliche Berücksichtigung.

Ziel war es, die Wärme im Sprühabsorber nicht zu vernichten sowie das Aufheizen im DaGaVo zu vermeiden.

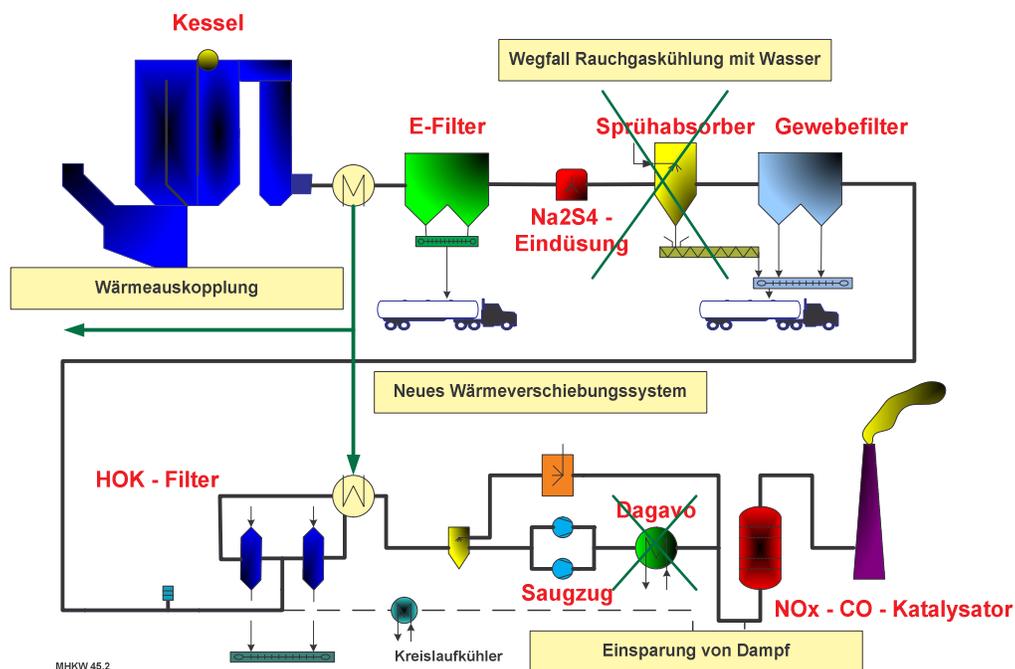


Abbildung 32: Optimierungsmaßnahmen [17]

Durch den Aufbau eines Wärmeverschiebungssystems konnte neben der Einsparung an Frischdampf zur Aufheizung des Rauchgasstromes vor dem Katalysator auch noch eine wesentliche Wärmemenge ausgekoppelt werden.

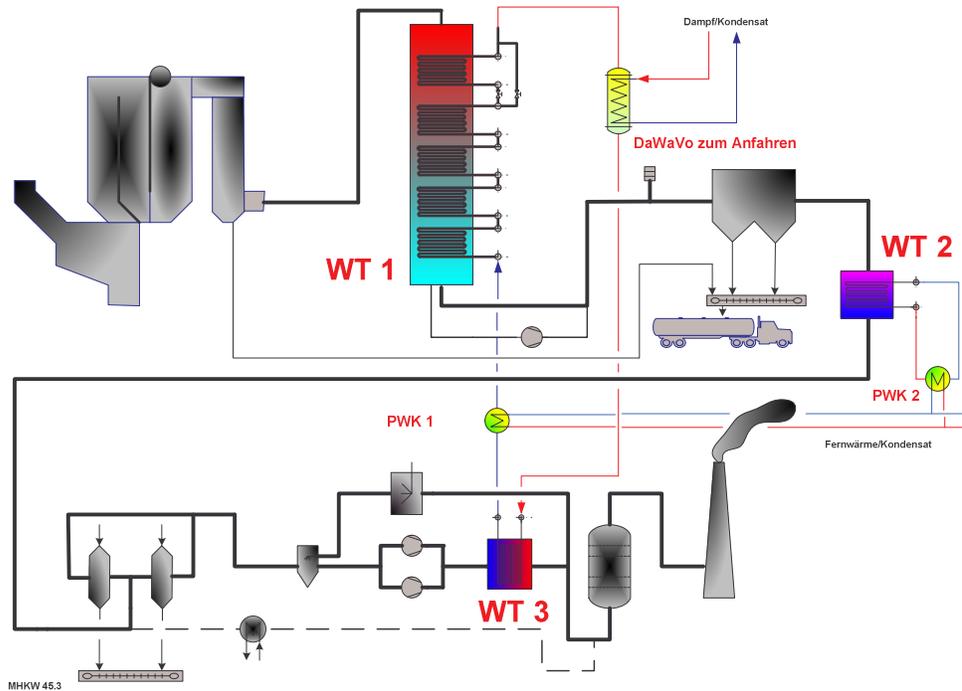


Abbildung 33: Das Wärmeverschiebungssystem [18]

Diese ausgekoppelte Wärmemenge kann sowohl in das Fernwärmenetz als auch in den Wasser-Dampf-Kreislauf des MHKW abgegeben werden.

So wird in den Sommermonaten das Turbinenkondensat aufgeheizt. Die Vorteile sind, dass keine erhöhte Fernwärmeauskopplung stattfindet und somit die anderen Kraftwerke weniger eingeschränkt werden. Außerdem wird Frischdampf für die Aufheizung des Rauchgasstromes vor Katalysator eingespart, die Frischdampfmenge für den Entgaser wesentlich minimiert und somit die eingesparten Dampfmengen für eine erhöhte Stromproduktion nutzbar.

In den Wintermonaten dagegen wird die Wärmeauskopplung auf Fernwärme umgestellt. Dies wiederum bewirkt einen höheren Beitrag des MHKW an der Bedarfsdeckung im Fernwärmenetz.

Das Wärmeverschiebungssystem ist in zwei Kreise (WVS 1 und WVS 2) aufgeteilt.

Die Rauchgaswärme nach Kessel wird über das Wärmeverschiebungssystem 1 (WVS 1) vom Wärmetauscher 1 (WT 1) zum WT 3 teilweise zugeführt. Die überschüssige Wärme sowie die Wärme aus dem WVS 2 werden in das Fernwärmenetz oder in den Wasser-Dampf-Kreislauf eingekoppelt.

Zurzeit wird durch das Wärmeverschiebungssystem stündlich eine Wärmemenge von:

ca. 850 kW

in die Fernwärme eingekoppelt. Durch weitere Optimierungen soll eine Erhöhung der ausgekoppelten Wärmemenge zu Gunsten der Fernwärme erreicht werden.

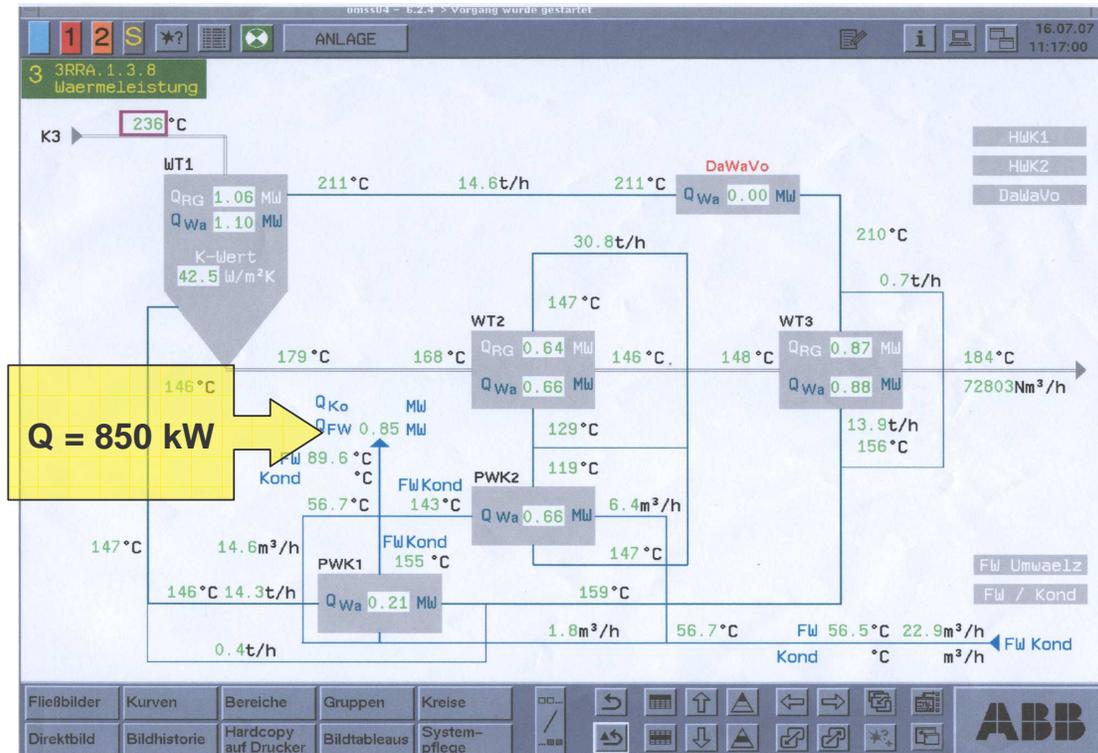


Abbildung 34: Systemschaltbild des WVS

5.2. Der elektrische Eigenbedarf [17]

Das MHKW hat in Eigenregie den vorhandenen HOK-Festbettfilter saniert und in diesem Zusammenhang die vorhandene Kohle durch ein grobkörnigeres Produkt der Fa. CSC ersetzt. Dadurch wurde der Druckverlust über den HOK-Filter von ca. 16 mbar auf ca. 2 mbar minimiert.

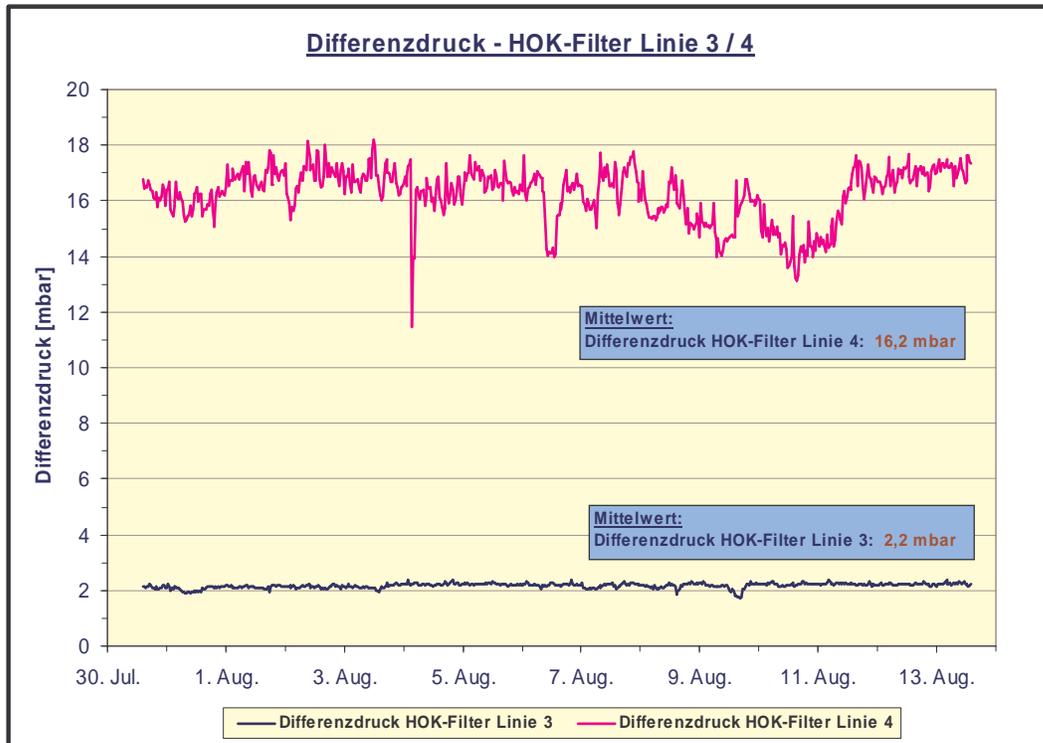


Abbildung 35: Druckverlust über HOK-Filter

Der gesamte Druckverlust über die Rauchgasreinigungsanlage wurde um ca. 35 mbar reduziert.

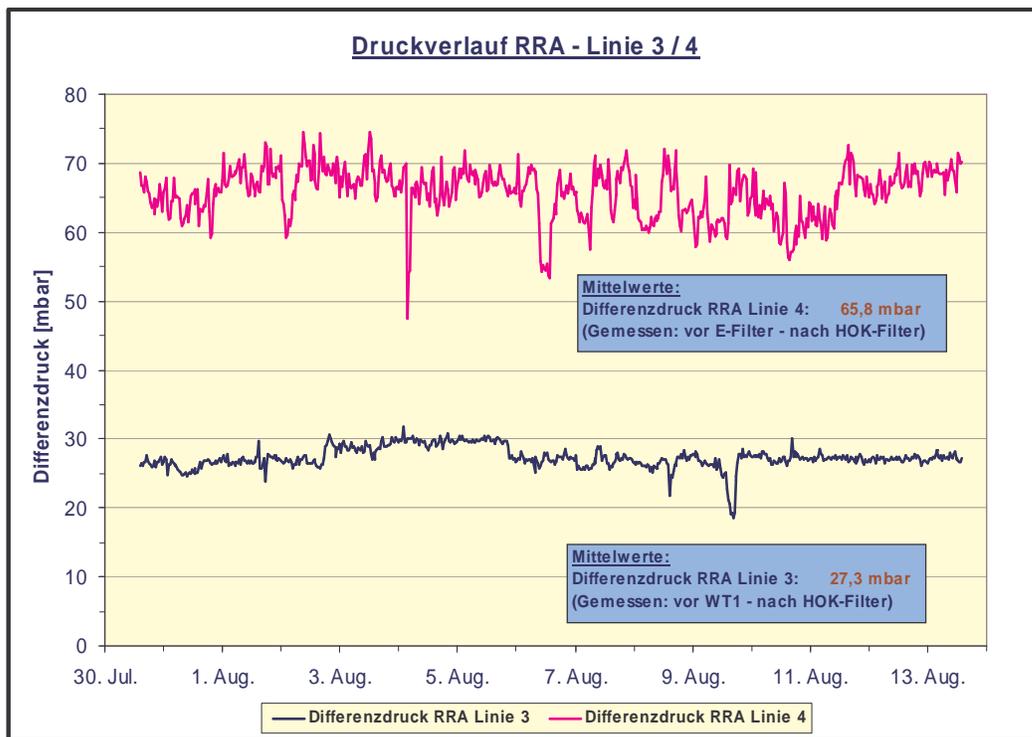


Abbildung 36: Druckverlust über Rauchgasreinigungsanlage

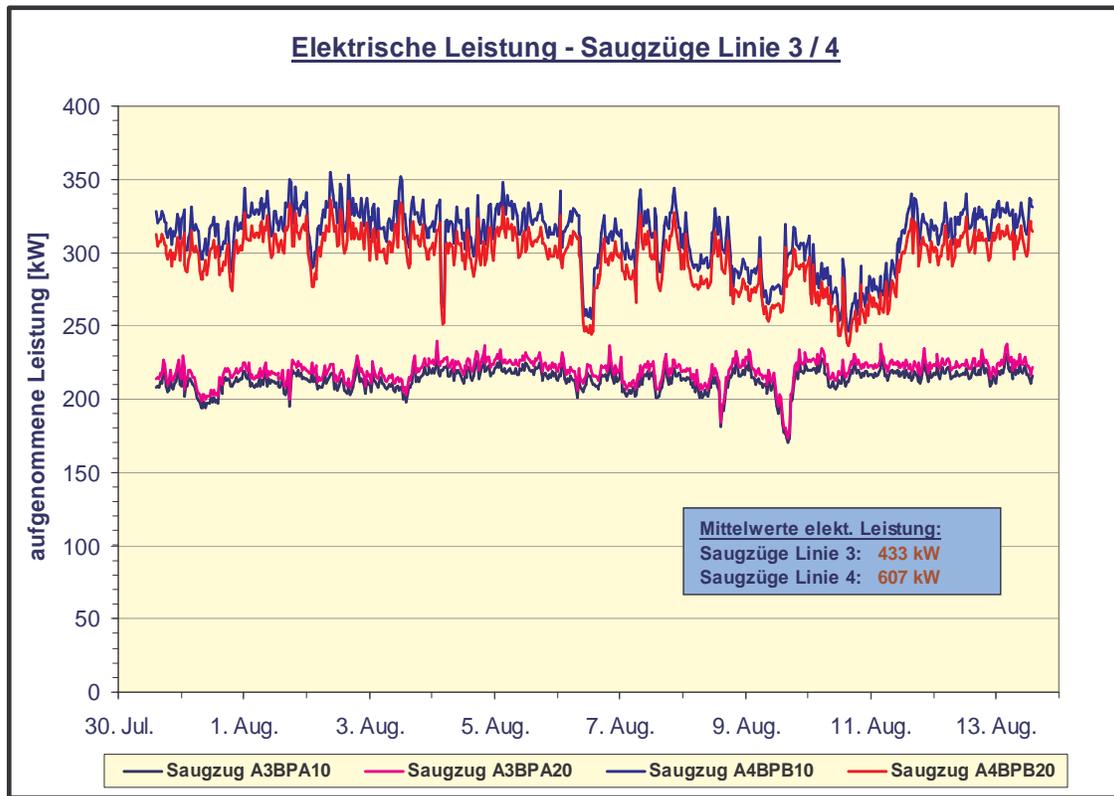


Abbildung 37: Elektrische Leistung der Saugzüge

Somit ergibt dies eine Einsparung an elektrischer Energie von fast 300 kW.

6. Die Bilanzierung von Müllverbrennungsanlagen

6.1. Theoretische Grundlagen

Basis der Bilanzierung ist die VDI Richtlinie 3460 Blatt 2. Diese VDI Richtlinie schreibt die Methoden der Bilanzierung fest. Der Inhalt der Richtlinie beschreibt unterschiedliche Prozesse der thermischen Abfallbehandlung und zur Abfallmitverbrennung in industriellen Prozessen.

Die energiebezogene Bewertung der Emissionen bei den thermischen Abfallbehandlungsanlagen ist eine Bilanzierungsmethode mit definierten Bilanzräumen erforderlich. Dabei sind die zu- und abgeführten Stoff und Energieströme zu betrachten [13],[14].

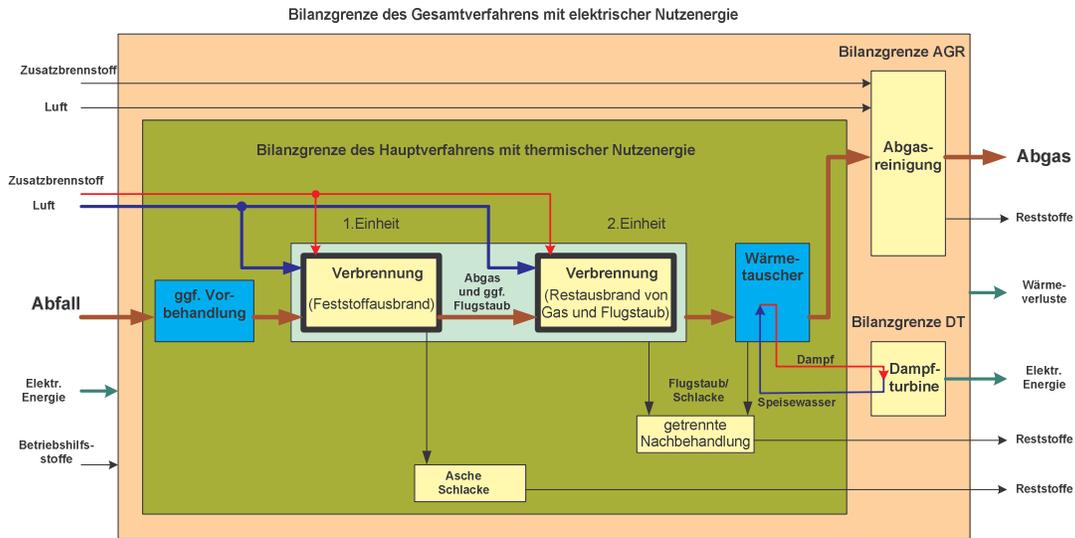


Abbildung 38: Blockfließbild einer Hausmüllverbrennung

Die Grundbausteine für die Bewertung von Verfahren und Verfahrensketten stellt sich wie folgend dar:

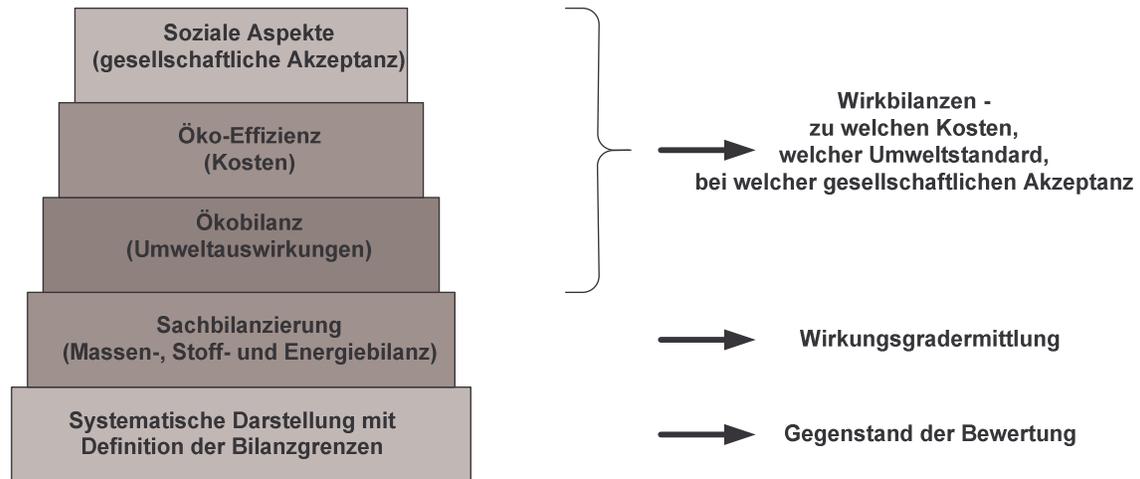


Abbildung 39: Grundbausteine für eine Bewertung

Die Grundlage für die Sachbilanzierung ist der *Energieerhaltungssatz* (1. Hauptsatz der Thermodynamik) und der *Satz von der Erhaltung der Masse*.

Die VDI 3460 basiert auf den vorgenannten Gesetzmäßigkeiten. Dabei sind folgende Grundlagen festgelegt wurden:

- Ströme: zeitbezogene Größen z.B. \dot{E} (Energie- und Massenströme)
- Feuerungswärmeleistung: Energiestrom, der der Feuerung mit den Brennstoffströmen zugeführt wird
(Feuerungswärmeleistung = Abfallmassenstrom x Heizwert)
- Einsatzenergie: in den Bilanzkreis eintretende zu bilanzierende Energie (z.B. Energie im Abfall, Zusatzbrennstoff, thermische Energie, elektrische Energie)

Zusatzenergie:	zusätzlich zum Hauptstrom (Brennstoff) in den Bilanzkreis eingetragen (Einsatzenergien sind Fremd- und Eigenenergien)
Fremdenergie:	Zusatzenergie von außerhalb des Bilanzkreises zugeführter Energie
Eigenenergie:	Zusatzenergie aus Rückführung
Zielenergie:	nach außen abgegebene nutzbare Energie
Netto-Zielenergie:	Zielenergie minus Zusatzenergie von extern
Primär-Zielenergie:	für die Bildung des Primärwirkungsgrades wichtig (Primär-Zielenergie stimmt mit der Netto-Zielenergie überein)
Verlust:	alle abgegebenen nicht genutzten Energieströme

Die Grundlage für die Bilanzgrenzen und Stoffströme ist ein Bilanzschema in der Anlehnung an das vorhandene Fließbild mit den wesentlichen Stoff- und Energieströmen. Das Bilanzschema enthält Bilanzgrenzen, die je nach Erfordernis Bilanzkreise (A,B, ...) bilden. Die einzelnen Ströme sind ganz formal bei Überschreiten der Bilanzgrenze zu nummerieren und entsprechend dem zugehörigen Bilanzkreis zu bezeichnen (z.B. Q5-Zusatzenergie bzw. elektrisch: $E_{Q,5}$). An jeden Strom werden Massenstrom, Energiestrom und auch benötigte spezifische Stoffströme bilanziert.

Grundsätzlich ist für die Bilanzierung ein einheitlicher Bezugszustand (Normzustand) festzulegen:

Normtemperatur:	$T = 273,15 \text{ K}$
Normdruck:	$p = 101325 \text{ Pa}$

Dieser Bezugszustand ist bei allen ein- und austretenden Strömen zu berücksichtigen. Eine Darstellung der Massen-, Stoff- und Energieströme für eine bestimmte Bilanzgrenze kann in einem Sankey-Diagramm dargestellt werden.

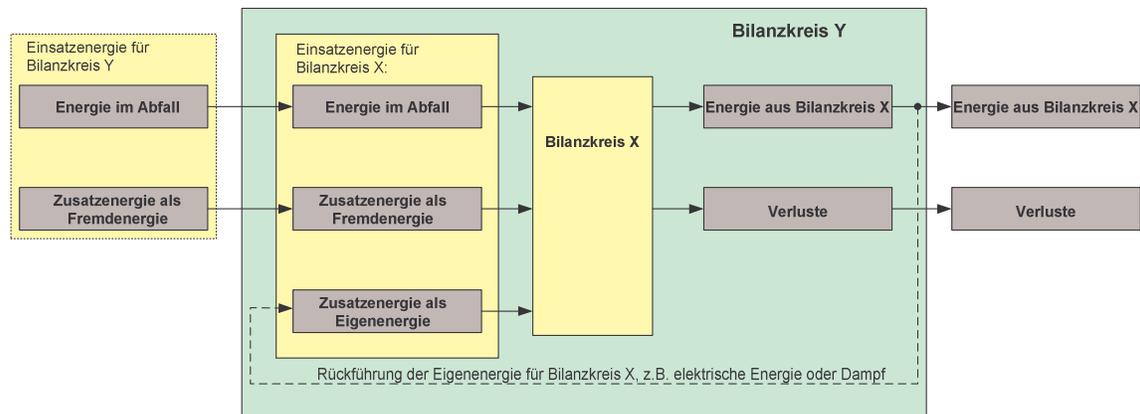


Abbildung 40: Beispiel für Bilanzkreis Y

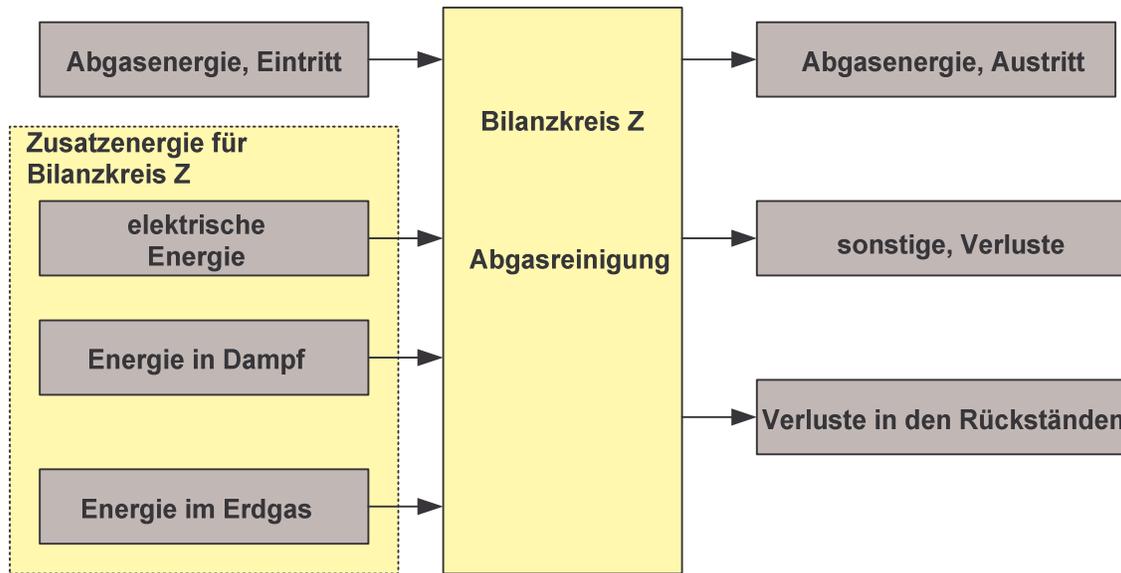


Abbildung 41: Beispiel für Bilanzkreis Z

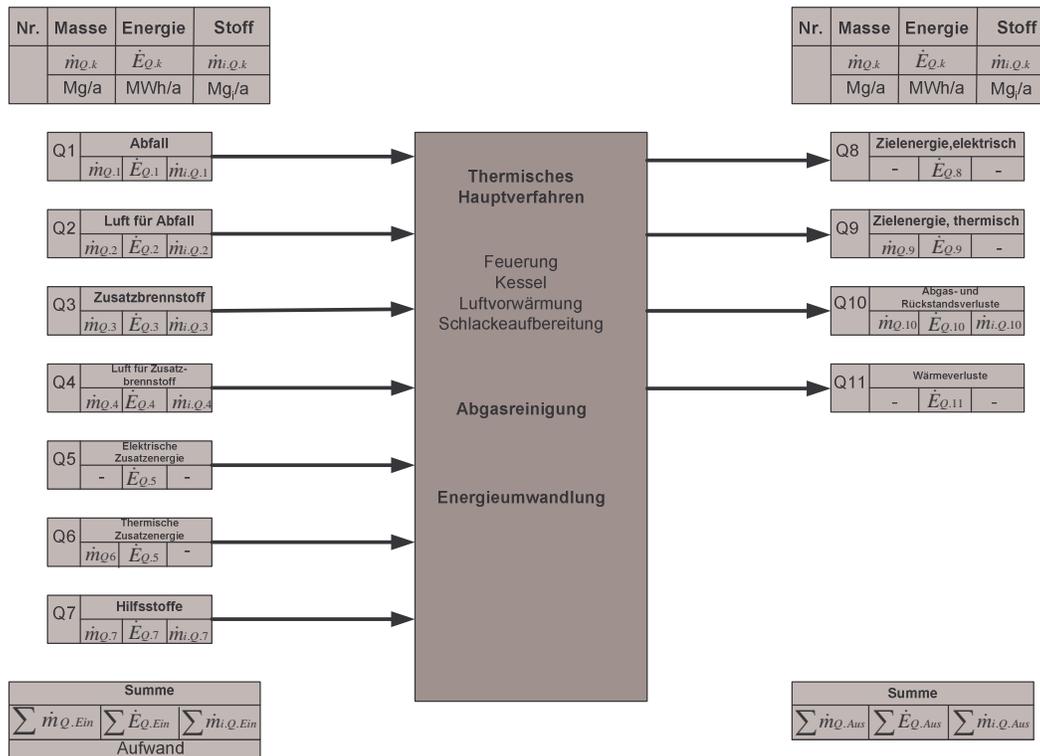


Abbildung 42: Prinzipielle Darstellung eines Bilanzschemas

Berechnung des Wirkungsgrads:

$$\eta = \frac{\text{Nutzen}}{\text{Aufwand}} \quad (6.1)$$

oder

$$\eta = 1 - \frac{\text{Verlust}}{\text{Aufwand}} \quad (6.2)$$

Anlagenwirkungsgrad

Elektrische Anlagenwirkungsgrad

$$\eta_{A,Q,el} = \frac{\dot{E}_{Q,8}}{\sum \dot{E}_{Q,Ein}} \quad (6.3)$$

Thermische Anlagenwirkungsgrad

$$\eta_{A,Q,th} = \frac{\dot{E}_{Q,9}}{\sum \dot{E}_{Q,Ein}} \quad (6.4)$$

Gesamtanlagenwirkungsgrad

$$\eta_{A,Q,gesamt} = \frac{\dot{E}_{Q,8} + \dot{E}_{Q,9}}{\sum \dot{E}_{Q,Ein}} \quad (6.5)$$

Beispiel zum elektrischen Anlagenwirkungsgrad:

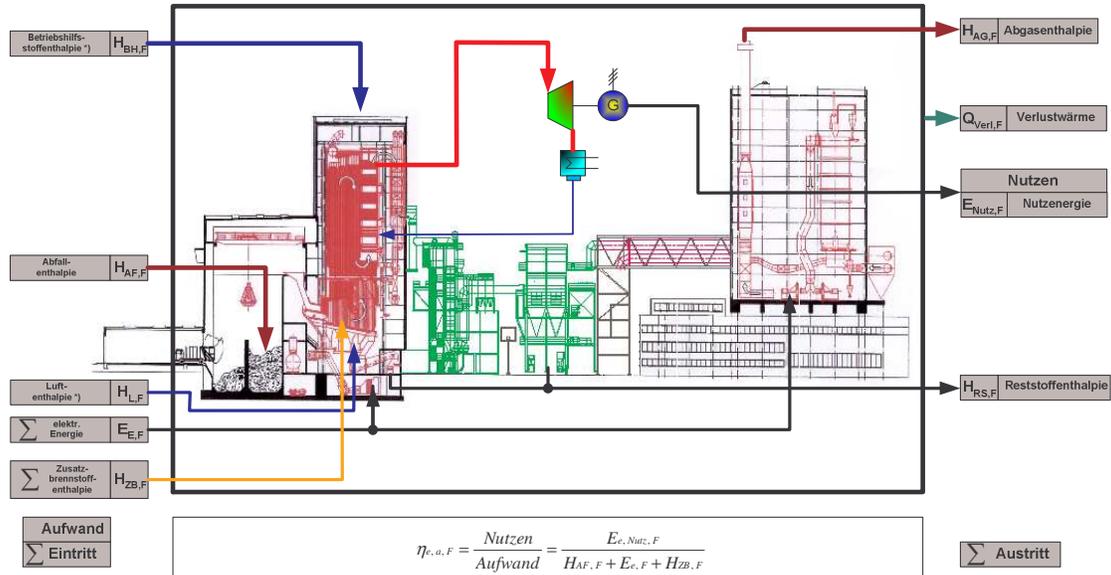


Abbildung 43: Elektrische Anlagenwirkungsgrad

Man kann Wirkungsgrade für die verschiedensten Bilanzkreise definieren. Wichtig sind auch Wirkungsgrade für Teilprozesse, z.B:

- Kesselwirkungsgrad
- Wirkungsgrad des thermodynamischen Kreisprozesses
- Turbinenwirkungsgrad
- Generatorwirkungsgrad
- Rohrleitungswirkungsgrad

Gütegrad

Der Gütegrad gibt an, wie weit ein Prozess an den theoretischen (idealen, reversiblen) Vergleichsprozess (z.B. Carnot-Prozess, isentroper Entspannung in der Turbine) angenähert ist.

$$\eta_{is} = \frac{P_{real}}{P_{theor.}} = \frac{\eta_{real}}{\eta_{Vergleich}} \quad (6.6)$$

Für die Umwandlung von Wärme in Arbeit wird das theoretisch erreichbare Maximum durch den Carnot-Wirkungsgrad angegeben. (2.Hauptsatz)

$$\eta_{\text{Carnot}} = 1 - \frac{T_2}{T_1} \quad (6.7)$$

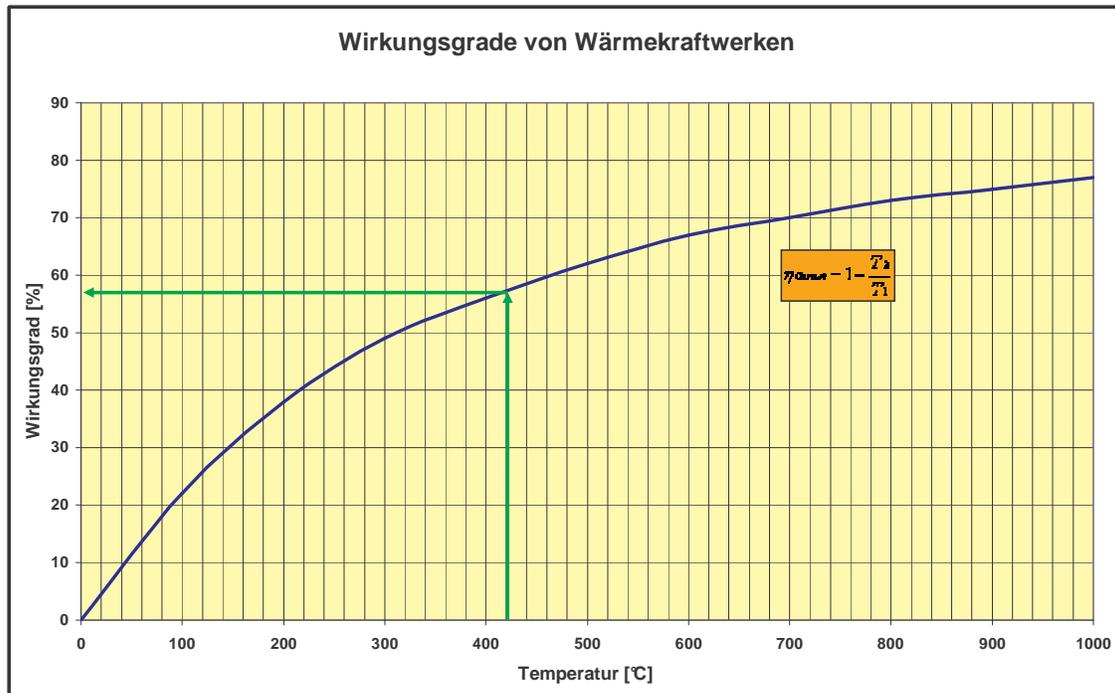


Abbildung 44: Mögliche Wirkungsgradsteigerung durch Temperaturerhöhung [13]

Durch energetische Optimierungsmaßnahmen können folgende Wirkungsgradsteigerungen erreicht werden [13]:

- Erhöhung des Turbinenwirkungsgrad 2%
- Senkung des Kondensatordruckes 1,5%
- Prozessoptimierung 0,4%
- Erhöhung der Dampfparameter 2%
- Regenerative Speisewasservorwärmung 0,7%
- Maßnahmen am Dampferzeuger 0,6%
- Rauchgaswärmenutzung 1,3%
- Verringerung des elektrischen Eigenbedarfs 1,6%

6.2. Das Bilanzierungsprogramm

Eine wichtige Voraussetzung für die Anwendung des Online-Bilanzierungsprogramms ist die systematische Beschreibung der zu bilanzierenden Anlagen. Wie in der Verfahrenstechnik üblich werden hierfür zunächst Bilanzgrenzen für die einzelnen Verfahrensbausteine festgelegt (Bilanzkreise).

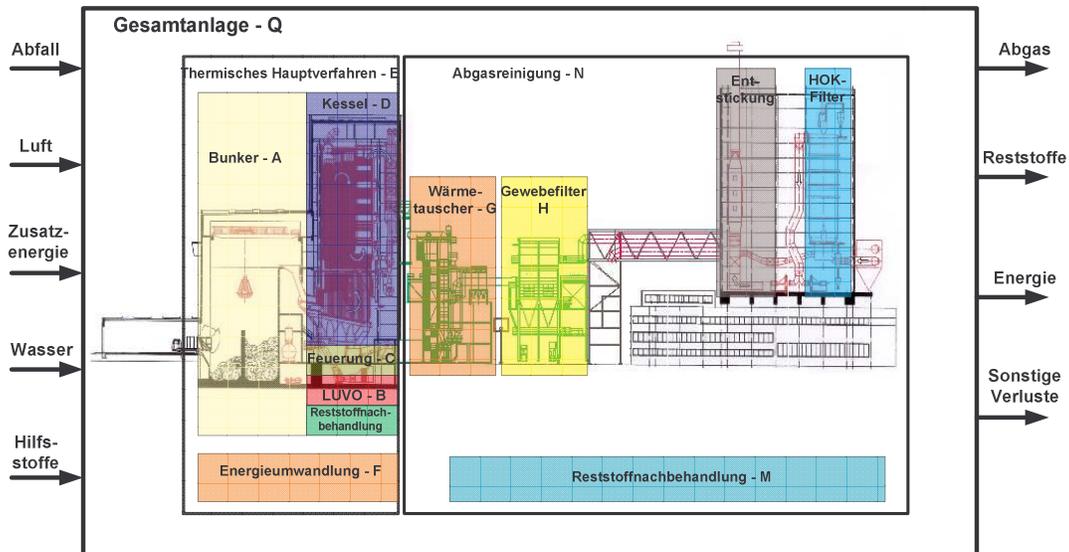


Abbildung 45: Das MHW Kassel aufgeteilt in Bilanzhüllen

Die Bilanzgrenzen sind entsprechend dem MHW Kassel angepasst. Die Gesamtanlage kann nun in die übergeordneten Verfahrensabschnitte „Thermisches Hauptverfahren“, „Abgasreinigung“ und „Energieumwandlung“ unterteilt werden (sinnvoll aus verfahrenstechnischer Sicht). Die einzelnen Apparate, Bauteile usw. der Anlage (z.B. Pumpen, Vorwärmer, Mischer) lassen sich dann diesen Verfahrensabschnitten zuordnen. Die bilanzierten Grundeinheiten wie Feuerung, Kessel, Abgasreinigung usw. stellen i. d. R. Apparate- bzw. Bauteilgruppen dar und werden im Folgenden als Module bzw. Berechnungsmodule bezeichnet. Module können wiederum, wenn dies für die Berechnung erforderlich ist, zu Verfahrensbausteinen zusammengefasst werden.

Für die einzelnen Bilanzkreise werden in einem nächsten Schritt Massen-, Stoff- und Energiebilanzen erstellt, unter Berücksichtigung aller wesentlichen, an den jeweiligen Bilanzgrenzen ein- und austretenden Massen-, Stoff- und Energieströme.

Mit den oben definierten Bilanzkreisen ist für die Bewertung festgelegt, was Gegenstand der Betrachtung darstellt. Werden Wirkungsgrade gebildet, so sind diese als Verhältnis von Nutzen zu Aufwand mit den an einem bestimmten Bilanzkreis ein- und austretenden Energieströmen zu bilden. In gleicher Weise hat dies bei der Bildung von spezifischen Stoffverbräuchen usw. zu erfolgen.

Das Online-Bilanzierungsprogramm [15] wurde modular gestaltet, wodurch eine einfache Übertragung auf weitere Abfallverbrennungsanlagen sowie auf sonstige Anlagen der Energieumwandlung und Stoffbehandlung möglich ist. Grundlage dafür sind vordefinierte Berechnungsmodule, z.B. für Feuerung, Luftvorwärmung, Gebläse,. Die Module sind in einer zugehörigen Bibliothek zusammengefasst.

Durch die Umsetzung des Online-Bilanzierungsprogramms mit einer Benutzeroberfläche auf Basis von Microsoft Excel ist für den Betreiber eine einfache Bedienung und Transparenz des Programms gegeben.

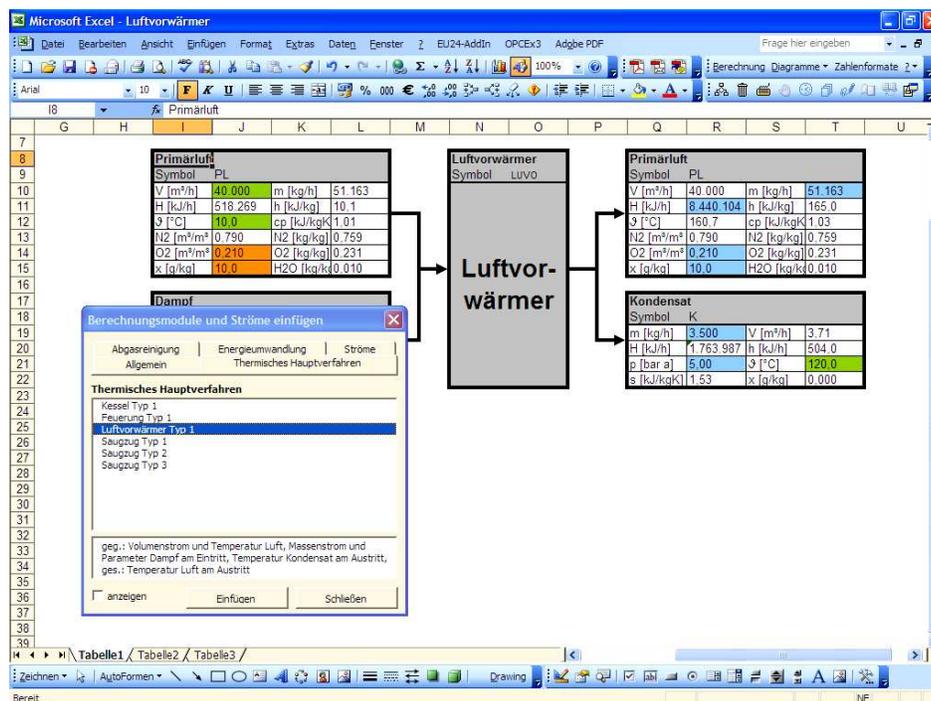


Abbildung 46: Berechnungsmodell Luftvorwärmer

Die Anbindung des Programms unmittelbar an die Leittechnik einer Anlage ist z.B. mittels eines OPC-Servers möglich. Mit diesem können die aktuell in der Anlage vorliegenden Messwerte ohne Umwege über eine Datenbank für die Bilanzierung verfügbar gemacht werden.

Für die Bilanzierung ist zu berücksichtigen, dass nur entsprechend validierte Messwerte in die Berechnung einfließen dürfen. Mit dem Online-Bilanzierungsprogramm wird in diesem Zusammenhang geprüft, ob sich die Anlage zu dem betrachteten Zeitpunkt in einem stationären Zustand bzw. einem „Beharrungszustand“ befindet. Dies betrifft insbesondere diejenigen Messgrößen, die repräsentativ für das dynamische Anlagenverhalten sind und relevanten Einfluss auf die Berechnungsergebnisse haben. In dem Online-Bilanzierungsprogramm kann für die Probe auf Einhaltung eines stationären Zustandes eine Berechnung nach der Richtlinie VDI 3986 „Ermittlung des Wirkungsgrades von konventionellen Kraftwerken“ durchgeführt werden. Da der hier beschriebene Anlagenbetrieb ständigen Schwankungen unter-

worfen ist, muss für die einzuhaltende Toleranz im Vergleich z.B. zu Abnahmeversuchen ein entsprechend höherer Wert gewählt werden. Insgesamt kann aber davon ausgegangen werden, dass auch bei Vernachlässigung der Probe auf den Beharrungszustand ausreichend genaue Ergebnisse erzielt werden

Ziel der Online-Bilanzierung ist:

- Berechnung des Abfallmassenstromes
- Berechnung des Heizwertes
- Auswertung von aktuellen Kennziffern

6.3. Die Bilanzierung des MHKW Kassel

Das MHKW wurde in die Bilanzkreise Thermisches Hauptverfahren, Abgasreinigung und Energieumwandlung eingeteilt.

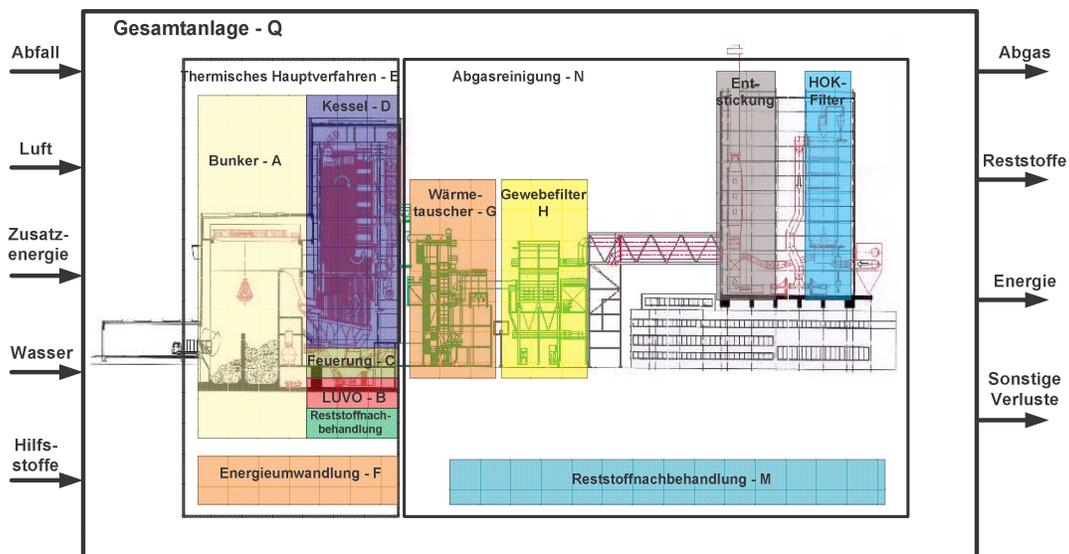


Abbildung 47: Bilanzkreise für das MHKW Kassel

So wurden zum Beispiel die Rauchgasreinigungsanlagen in mehrere „Unterbilanzen“ aufgeteilt.

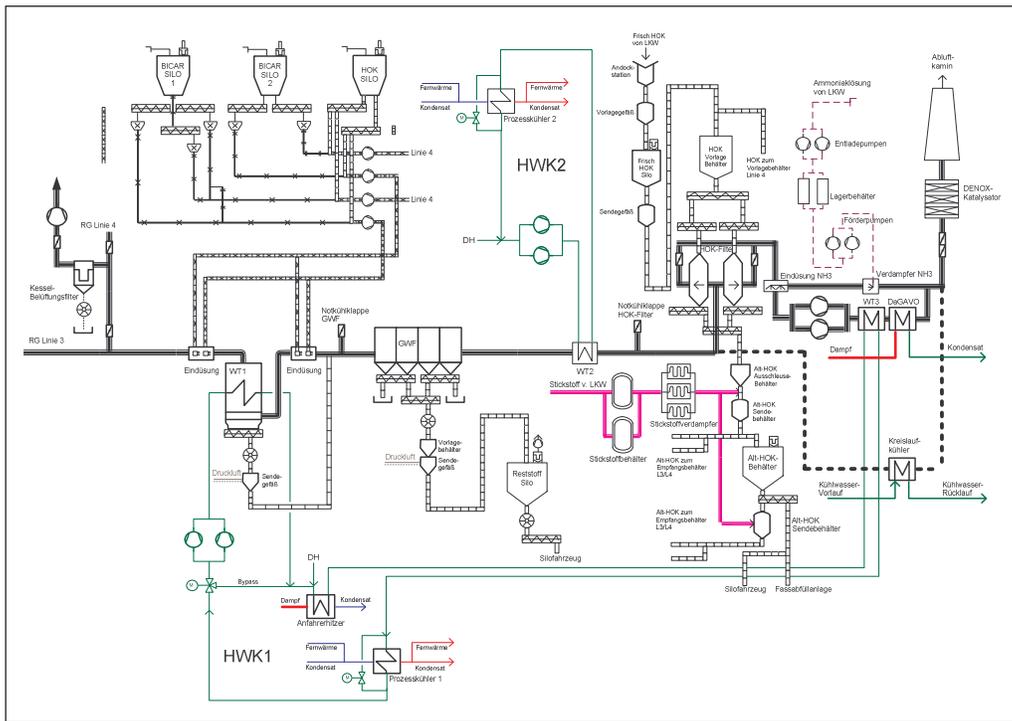


Abbildung 48: Bilanzkreis Abgasreinigung

In die Online- Bilanzierung des MHWK wurden 104 Messwerte aus dem Prozess integriert.

- 28 Messwerte
- 45 Messwerte
- 31 Messwerte

Thermisches Hauptverfahren
 Abgasreinigung
 Energieumwandlung

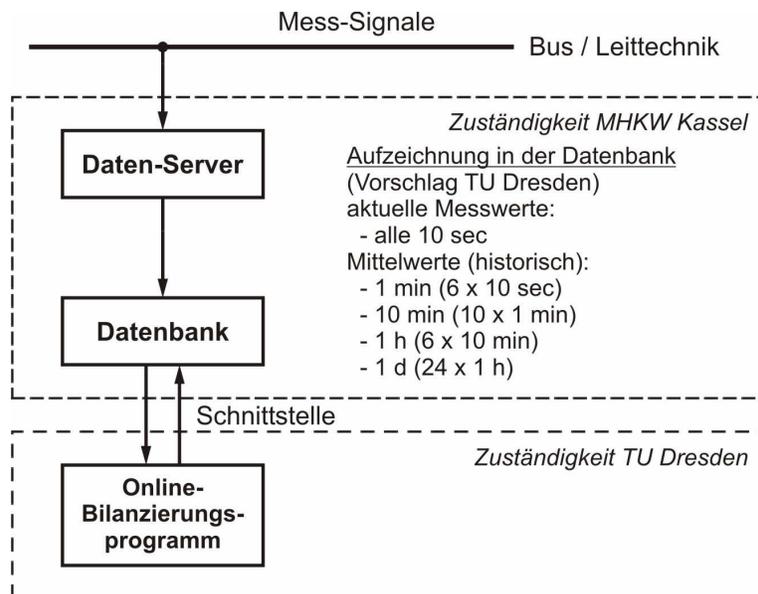


Abbildung 49: Schema Datenanbindung

7. Die Online-Wärmestrommessung

7.1. Theoretische Grundlagen zur Online-Wärmestrommessung [16]

Im Folgenden soll das Funktionsprinzip der Online-Wärmestrommessung vorgestellt werden. Grundlage hierfür ist zunächst ein theoretisches Modell zur Beschreibung der stationären Wärmeleitung, das sich selbstverständlich auf instationäre Vorgänge erweitern lässt.

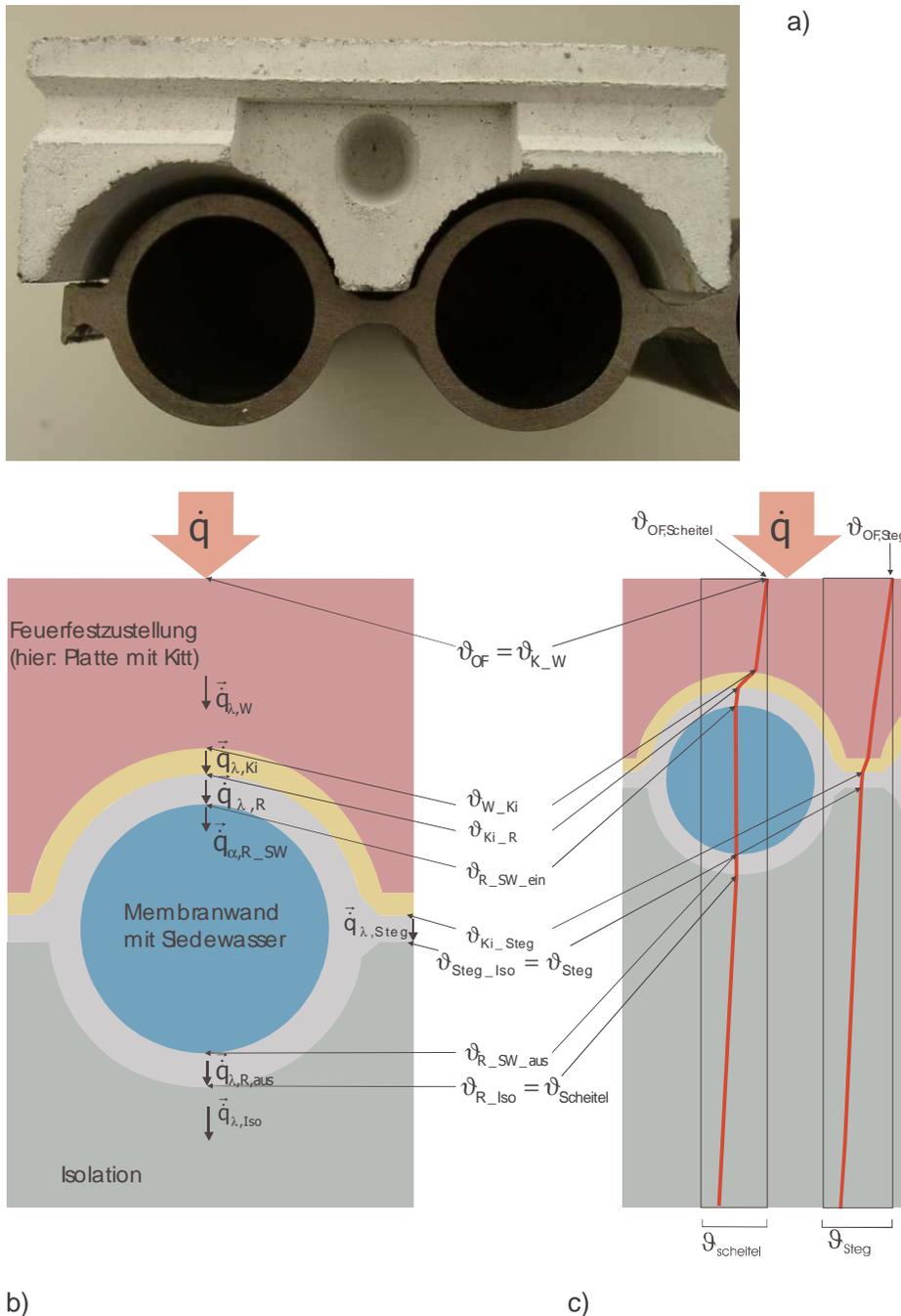


Abbildung 50: Wandaufbau

7.1.1. Schichtenweiser Wandaufbau

Der Wandaufbau einer Membranverdampferwand kann, wie Abbildung 50: Wandaufbau zeigt, aus mehreren Schichten (z.B. Feuerfestplatte, Kitt und Stahl) bestehen.

Der Wärmestrom gelangt durch die einzelnen Schichten bis zur inneren Oberfläche des Siedewasserrohres. Dort erfolgt der Wärmeübergang konvektiv von der Rohrinnefläche an die siedende Flüssigkeit. Je nach Siededruck stellt sich eine konstante Siedetemperatur ein. Aufgrund der Turbulenz im Siederohr kann angenommen werden, dass die Siedewassertemperatur über den Querschnitt konstant ist.

Je nach Leitfähigkeit der Schicht und der Geometrie (Platte, Kitt oder Stahl) stellen sich im System unterschiedliche Temperaturgradienten ein. Der Temperaturgradient ist umso steiler, je schlechter die Leitfähigkeit der entsprechenden Schicht ist. Dieser Zusammenhang wird in Abbildung 50c durch die rot eingezeichneten Temperaturprofile verdeutlicht. Im Bereich des Kitts (Schicht mit schlechter Leitfähigkeit $\lambda_{\text{Kitt}} \approx 1,5$ bis 5 W/mK) ist der Temperaturgradient steiler als im Bereich der Stahlwand (Schicht mit guter Leitfähigkeit $\lambda_{\text{Stahl}} \approx 50$ W/mK).

Durch die Isolation tritt ein vergleichsweise kleiner Wärmestrom an die Umgebung aus, die treibende Temperaturdifferenz hierfür wird durch die Temperaturen ϑ_{R_Iso} bzw. ϑ_{Steg_Iso} und die Oberflächentemperatur der Außenwand $\vartheta_{Iso_Umg.}$ gebildet.

Bei einer genaueren Betrachtung der Temperaturprofile durch den Steg der Membranwand bzw. den Rohrscheitel aus Abbildung 50b und c ergibt sich eine – vom spezifischen Wärmestrom abhängige und von außen gut messbare – Temperaturdifferenz, die im Folgenden als $\Delta\vartheta_{\text{Steg-Scheitel}}$ bezeichnet wird.

Aus dieser messbaren Temperaturdifferenz kann dann in einer „Rückwärtsrechnung“ (numerische Simulation) die spezifische Wärmestromdichte bestimmt werden. Auf diese Weise können Systemkenngeraden für verschiedene Wandaufbauten mittels der numerischen Simulation erstellt werden. Das Funktionsprinzip dieser Messmethode ist auf alle Arten von Membranwandaufbauten anwendbar, da die Randbedingungen - für das System der stationären Wärmeleitung - identisch sind.

7.1.2. Ersatzschaltbild

Mit Hilfe eines sog. Ersatzschaltbilds, welches die Wärmeleitungswiderstände aus den einzelnen Schichten wiedergibt (Abbildung 51 a und b), lässt sich zunächst anhand eines vereinfachten Modells darstellen, dass die Stegtemperatur eine Funktion der spezifischen Widerstände ist.

Für den Wärmefluss durch eine Schicht gilt allgemein:

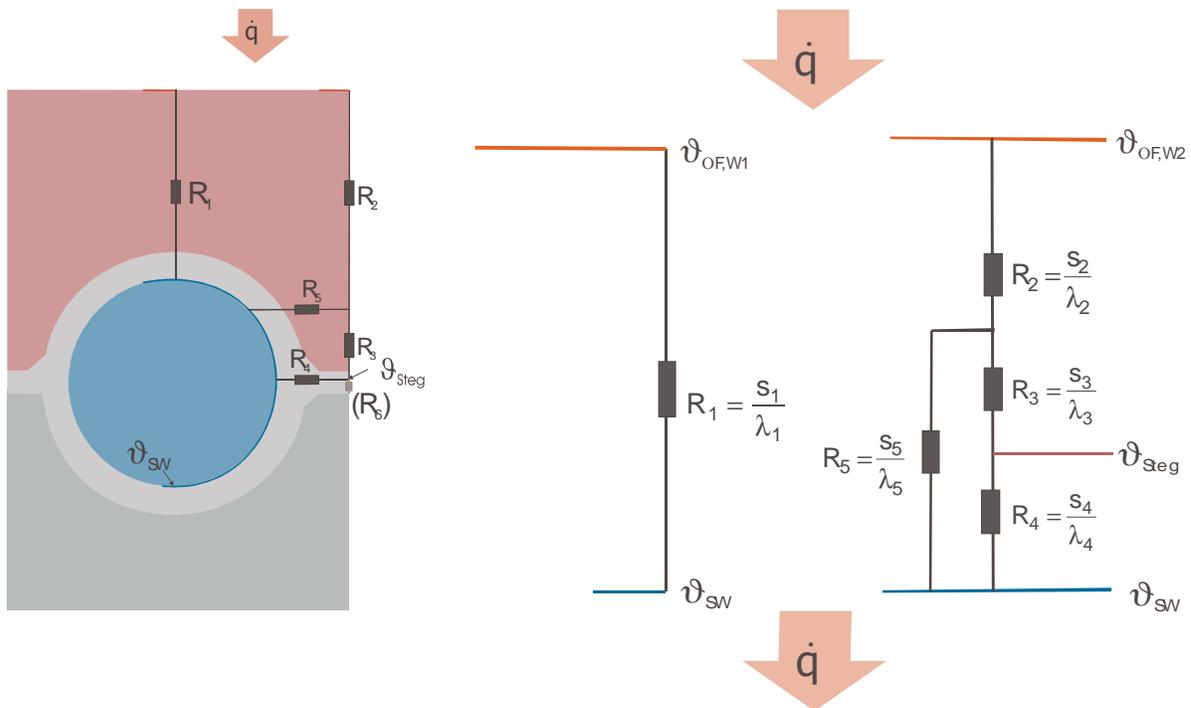
$$\dot{q} = \frac{\lambda}{s} \cdot \Delta\vartheta \text{ bzw. } \Delta\vartheta = \dot{q} \cdot \frac{s}{\lambda} \quad (7.1)$$

wobei $\Delta\vartheta$ die Temperaturdifferenz – treibende Kraft für den Wärmestrom –, λ die Wärmeleitfähigkeit, s die Schichtdicke des Materials und \dot{q} den Wärmefluss darstellen.

Für den Wärmestrom im Ersatzschaltbild (Abbildung 51a und b) gilt:

- über die gesamte Fläche wird ein konstanter Wärmestrom aufgeprägt,
- die Temperatur des Siedewassers im Verdampfer ist abhängig vom Verdampferdruck konstant,
- die Siedewassertemperatur ist aufgrund der hohen Turbulenz im Rohr über dem Querschnitt konstant,
- die Temperatur des Scheitels $\vartheta_{\text{Scheitel}}$ entspricht der Temperatur des Siedewassers ϑ_{SW} (Hier zunächst vereinfachte Annahme $\alpha_{\text{Innen}} \rightarrow \infty$, in der detaillierten Modellierung wird ein endlicher Wärmeübergang zwischen der Rohrinnenfläche und dem Siedewasser angenommen.),
- der Wärmeleitwiderstand R_6 ist aufgrund hoher Materialeitfähigkeit und geringer Schichtdicke sehr klein und kann für das vereinfachte Modell vernachlässigt werden, somit ist die Temperatur ϑ_{Steg} aus Abbildung 51a gleichzusetzen mit der Temperatur $\vartheta_{\text{Steg, Iso}}$ aus Abbildung 51a bzw. b.

Mit Hilfe des Ersatzschaltbildes in Abbildung 51a und b wird deutlich, dass die Temperatur ϑ_{Steg} höher sein muss als die Temperatur ϑ_{SW} .



a) Realschaltbild

b) Ersatzschaltbild

Abbildung 51: Wandaufbau – Ersatzschaltbilder

Der analytische Zusammenhang für das Ersatzschaltbild wird durch die Gleichung (7.2) wiedergegeben.

$$\vartheta_{\text{Steg}} = \left(\frac{s}{\lambda}\right)_4 \cdot \dot{q} \cdot \frac{\left(\frac{s}{\lambda}\right)_5}{\left(\frac{s}{\lambda}\right)_3 + \left(\frac{s}{\lambda}\right)_4 + \left(\frac{s}{\lambda}\right)_5} + \vartheta_{\text{SW}} \quad \text{bzw.} \quad \vartheta_{\text{Steg}} = \dot{q} \cdot \left(\frac{s}{\lambda}\right)_{\text{eff}} + \vartheta_{\text{SW}} \quad (7.2)$$

Gleichung (7.2) zeigt, dass sich die Stegtemperatur bei bekanntem Wandaufbau (λ_{eff}) und gegebener Siedewassertemperatur ϑ_{SW} nur als eine Funktion des aufgeprägten Wärmestroms darstellen lässt.

7.1.3. Einfluss der Belege auf die Energieeffizienz von Dampferzeugern

Beläge auf Wärmeübertragerflächen in Strahlungsteil wirken sich negativ auf den Wärmedurchgang vom Abgas an das Siedewasser aus, da der Belag eine isolierende Wirkung hat. Charakteristisch für den Wärmedurchgang ist die Wärmestromdichte auf die Membranwand. Die maximale Wärmestromdichte wird für einen Wandaufbau sowie feuerungs- und dampferzeugerseitige Bedingungen bei einer sauberen Membranwand, d.h. ohne Verschmutzung erreicht.

$$\dot{q}_{\text{max}} = k_{\text{eff}} \cdot (\vartheta_{\text{AG}} - \vartheta_{\text{SW}}) \quad (7.3)$$

$$\dot{q}_{\text{max}} = \frac{(\vartheta_{\text{AG}} - \vartheta_{\text{SW}})}{\sum_{\text{Wand}} \left(\frac{\lambda}{s}\right)^{-1} + \sum \alpha^{-1}} = \frac{(\vartheta_{\text{AG}} - \vartheta_{\text{SW}})}{R_{\text{sauber}}} \quad (7.4)$$

Tritt nun ein Belag auf der Wand $\left(\sum_{\text{Belag}} \frac{\lambda}{s} = \frac{1}{R_{\text{belegt}}}\right)$ ein, so ergibt sich eine entsprechend

niedrigere Wärmestromdichte.

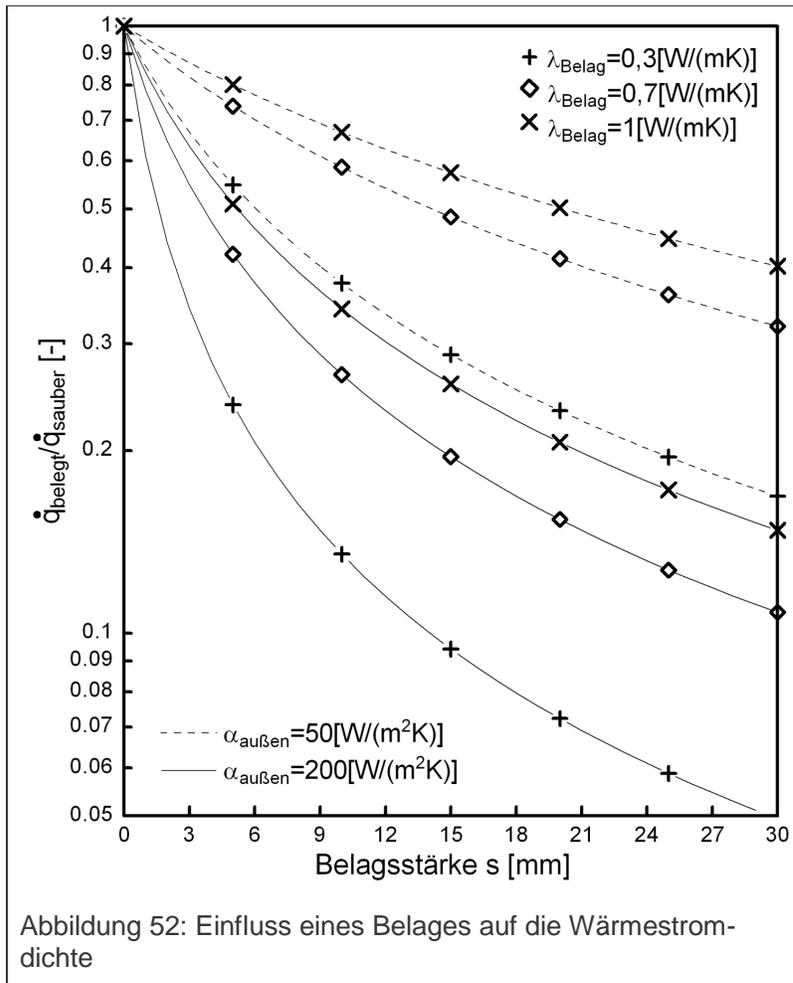
Zur Darstellung des Einflusses des Belages auf die Wärmestromdichte wird das Verhältnis

der Wärmestromdichten $\left(\frac{\dot{q}_{\text{belegt}}}{\dot{q}_{\text{sauber}}}\right)$ angegeben.

$$\frac{\dot{q}_{\text{belegt}}}{\dot{q}_{\text{sauber}}} = \frac{R_{\text{sauber}}}{R_{\text{sauber}} + R_{\text{belegt}}} \quad (7.5)$$

Zur Verdeutlichung dieses Sachverhaltes zeigt Abbildung 52 beispielhaft die Auswirkung eines Belages an einer Rohrwand auf die Wärmestromdichte als Funktion der Belagsstärke für

verschiedene Wärmeleitfähigkeiten des Belages und effektive Wärmeübergangskoeffizienten. Die Kurven in Bild 1 zeigen erwartungsgemäß, dass bei hohen abgasseitigen Wärmeübergangskoeffizienten ($\alpha_{\text{außen}} = 200 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$) die Wärmestromdichte bei anwachsendem Belag stärker abgeschwächt wird, als bei niedrigeren abgasseitigen Wärmeübergangskoeffizienten ($\alpha_{\text{außen}} = 50 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$).



Durch den starken Einfluss eines Belages auf die Wärmestromdichte in Kesselbereichen mit hohen abgasseitigen Wärmeübergangskoeffizienten ist es somit nicht ohne weiteres möglich, die Wärmestromdichte des sauberen Anfahrzustands der Anlage durch Online-Reinigung annähernd (d.h. > 90 %) beizubehalten. Eine dünne Belagsschicht senkt schon nach sehr kurzer Betriebszeit die Wärmestromdichte sehr stark.

Aus den Kurven in Abbildung 52 ist zu sehen, dass im weiteren Verlauf die Änderungen der Wärmestromdichte - bezogen auf den Ausgangszustand - geringer werden.

Hinsichtlich der Online-

Reinigung von Membranverdampferwänden in den Strahlungszügen kann daher zusammengefasst werden, dass

- eine Reinigung in Kesselbereichen hoher Wärmeübergangskoeffizienten (z.B. 1. Strahlungszug) effektiver auf die Abgaskühlung in den Strahlungszügen wirkt, als das Entfernen der Beläge in Kesselbereichen mit niedrigeren Wärmeübergangskoeffizienten,
- eine Reinigung nicht bzw. nur für kurze Zeit den Betriebszustand des sauberen Kessels (Zustand nach Reinigung im Stillstand) wieder herstellt.

7.2. Installation einer Online-Wärmestrommessung im MHKW Kassel

7.2.1. Zielsetzung

Trotz guter Betriebsergebnisse des MHKW Kassel und umfangreicher Erneuerungen in der Rauchgasreinigung ist das Potential für Weiterentwicklungen noch nicht ausgeschöpft. Die wesentlichen Zielsetzungen dabei sind:

- Erhöhung des Wirkungsgrades
- Verminderung von Korrosion
- Verlängerung der Reisezeit
- Verbesserung der Wirtschaftlichkeit

Zur Vermeidung von Korrosion stellen Informationen zur Belagbildung eine wichtige Grundlage da, da diese die Wärmeabfuhr im Verdampferbereich behindert und es durch einen kurzfristigen Temperaturanstieg zur Verschleppung von Alkali-Schwermetall-Salzverbindungen in den konvektiven Bereich kommen kann.

Mittels der Online-Wärmestrommessung an den Verdampferwänden lassen sich der Belag-aufbau über die Reisezeit, sowie der Zustand der Feuerfestzustellung im laufenden Betrieb bewerten.

Gemessen wird an der Verdampfermembranwand die Temperaturdifferenz zwischen Steg und Rohrscheitel, da diese bei bekanntem Wandaufbau und gegebener Siedetemperatur ein Maß für die spezifische Wärmestromdichte ist, welche durch numerische Simulation daraus bestimmt werden kann.

7.2.2. Die Messtechnik

Zur Ermittlung der Temperaturdifferenzen zwischen Rohrstege und -Scheitel auf der Rückseite der Membranverdampferwand wird der Seebeck-Effekt durch Anbringen von Thermodrähten genutzt. Anders als bei einem herkömmlichen Thermoelement wird die Thermospannung zwischen dem Grundmaterial (Membranwand) und einem Konstantandraht (CuNi) erzeugt. Dafür wird je ein Draht auf dem Steg und einer auf dem Scheitel der Verdampferwand angebracht. So können Thermospannungsdifferenzen entsprechend der unterschiedlichen Temperaturen der Kontaktpunkte gemessen werden.

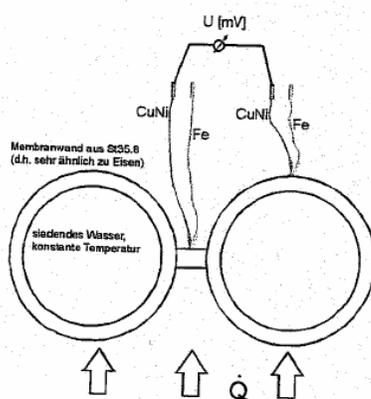


Abbildung 53: Prinzip der Wärmestromdichtemessung

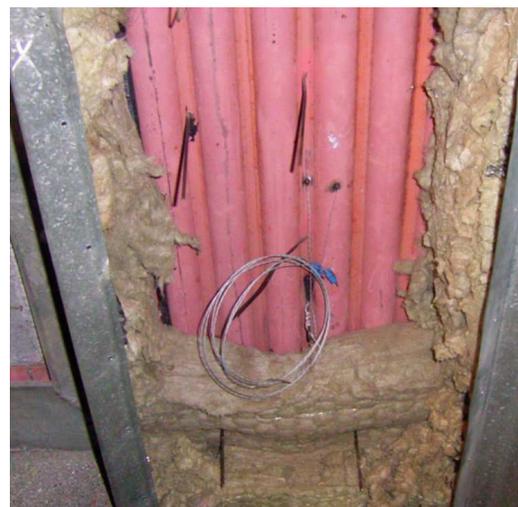


Abbildung 54: Meßstelle

Die auf den Membranwänden aufgeschweißten und aus der Kesselisolation herausgeführten Konstantandrähte werden mit einem Doppelstecker versehen und von da aus entlang von leittechnischen Kabeln zu zwei Datenloggern geführt. Da am Ort der einzelnen Messungen keine Temperaturvergleichsstelle existiert, müssen für die Verkabelung zu den Auswertegeräten ebenfalls Konstantandrähte verwendet werden um die Messung nicht zu verfälschen. Die Datenlogger werden über Netzwerkleitung mit einem PC auf der Warte verbunden auf welchem eine Auswertesoftware installiert ist.

7.2.3. Aufbau der Messstellen

Der Kessel gliedert sich seitens der Beschaffenheit der Kesselseitenwände in verschiedene Zonen auf. Verschiedene Isolationsarten und innere Auskleidungen der Kesselmembranwand (Verdampfer) müssen bei der softwaretechnischen Modellierung berücksichtigt werden.

Zone 1: Feuerraum, Auskleidung mit feuerfestem Zement und Tailensteinen (9m - 13,5m)

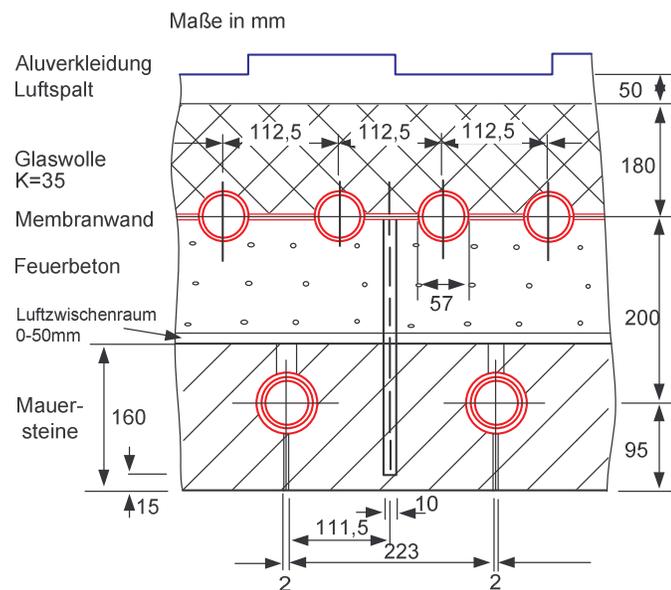


Abbildung 55: Kesselwandaufbau Zone 1

Feuerbeton: Flucon 160k70/75
Wärmeleitfähigkeit bei
100°C = 8,0 W/mk
600°C = 6,5 W/mk
815°C = 5,7 W/mk
1000°C = 5,3 W/mk

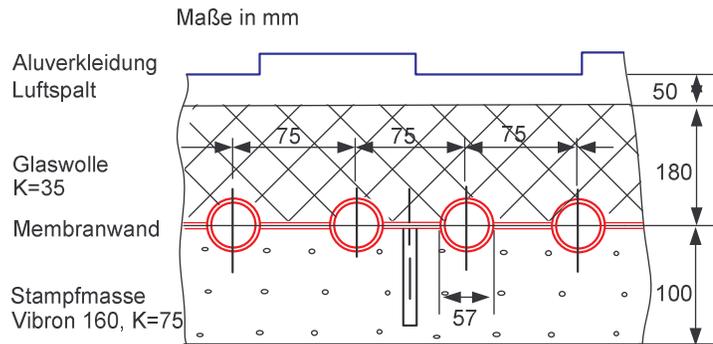
Zone 2: 1. Zug, Bestampfungsbereich (13,5m - 26,2m)


Abbildung 56: Kesselwandaufbau Zone 2

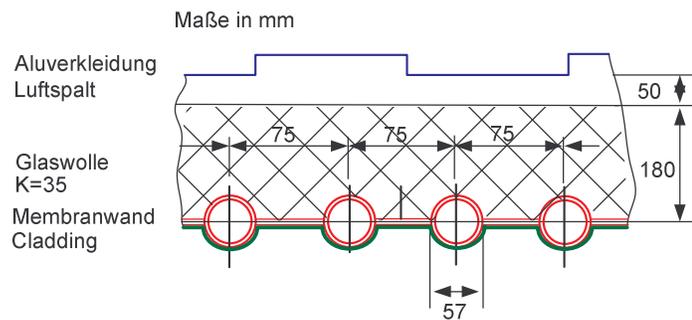
Zone 3: 1. Zug, Cladding-Bereich (26,2m - 30,7m)


Abbildung 57: Kesselwandaufbau Zone 3

Claddingmaterial: Inconel 625 (ca. 1,5mm-2,0mm Schichtdicke)

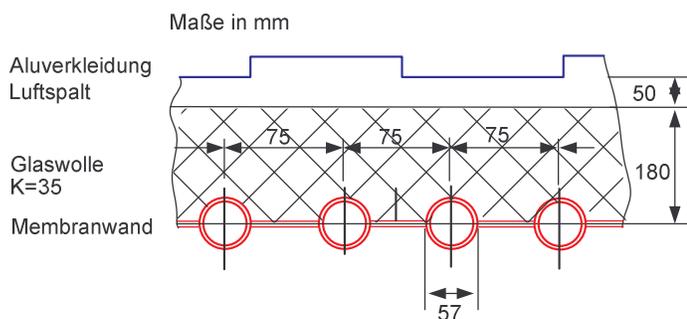
Zone 4: 1. Zug, Unbehandelter Bereich der Membranwand (ab 30,7m)


Abbildung 58: Kesselwandaufbau Zone 4

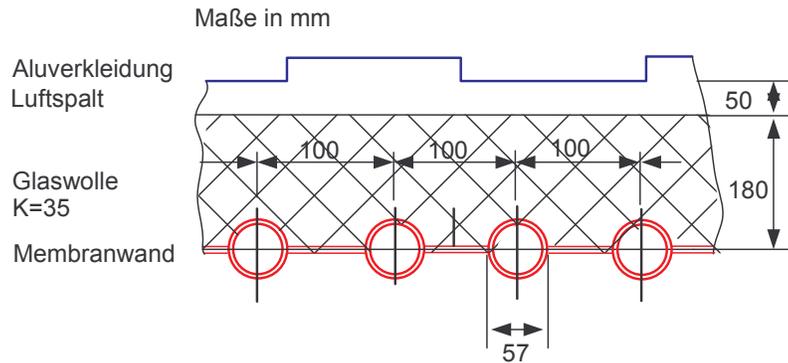
Zone 5: 3. Zug


Abbildung 59: Kesselwandaufbau Zone 5

7.2.4. Anordnung der Messstellen

Um eine möglichst vollständige Erfassung der Wärmestromverteilung zu gewährleisten, werden die Messpunkte im ersten und dritten Zug über die Geometrie des Kessels gleichmäßig verteilt. In einer ersten Aufbaustufe wird der Kessel im Bereich der Feuerung, sowie auf vier Ebenen im ersten Zug instrumentiert. Dabei werden auf jeder zugänglichen Kesselseite jeweils drei Messpunkte angebracht. Im dritten Zug sind jeweils zwei gegenüberliegende Messpunkte zwischen den Überhitzerpaketen installiert. In Abb.1 sind die Messpunkte dargestellt. Dabei stellt ein blauer Punkt drei Messpunkte auf drei Seiten des Zuges dar. Ein roter Punkt bedeutet eine aus zwei Messpunkten gegenüberliegende Instrumentierung.

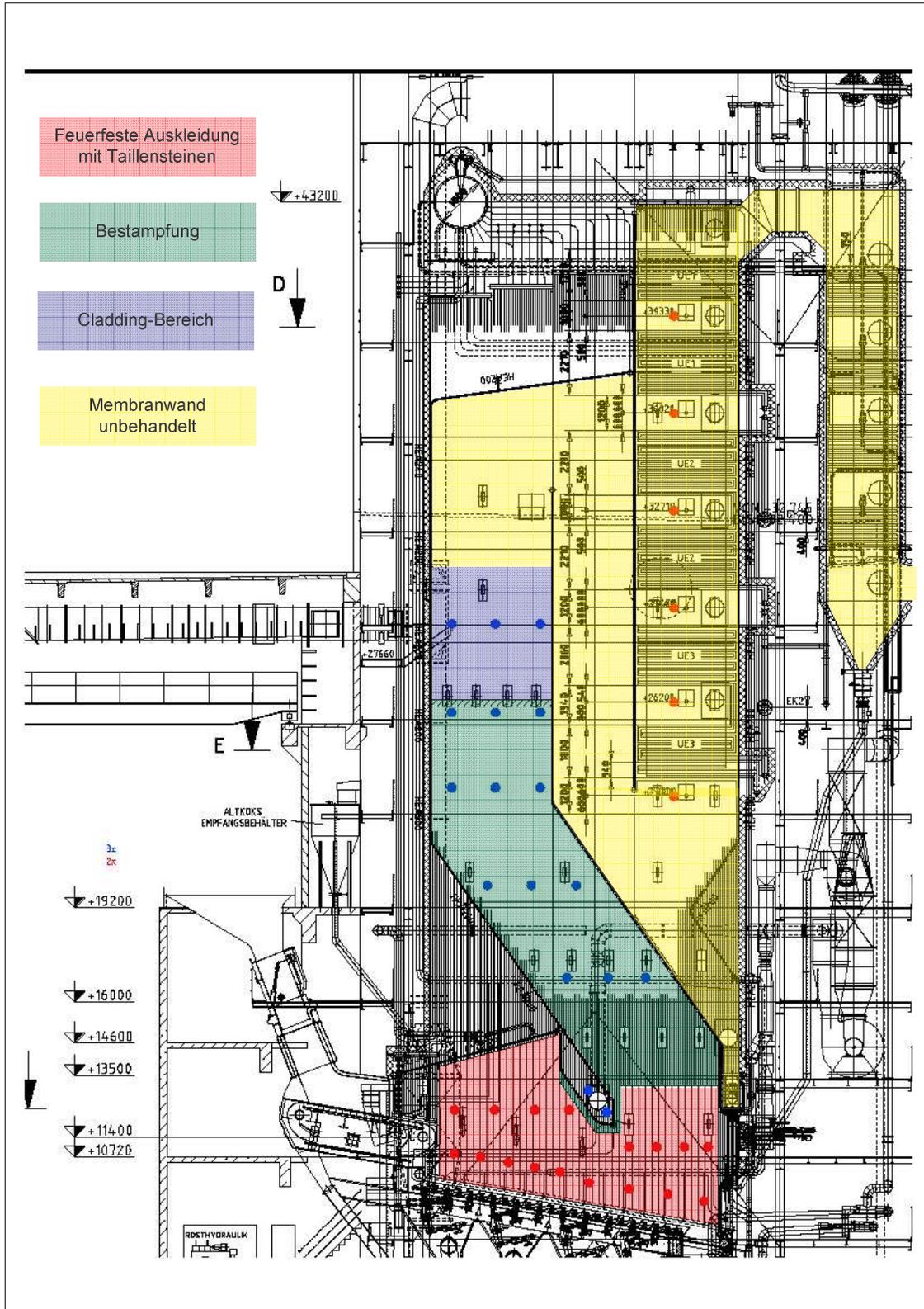


Abbildung 60: Übersicht über den Kesselwandaufbau

7.2.5. Anordnung der Messpunkte

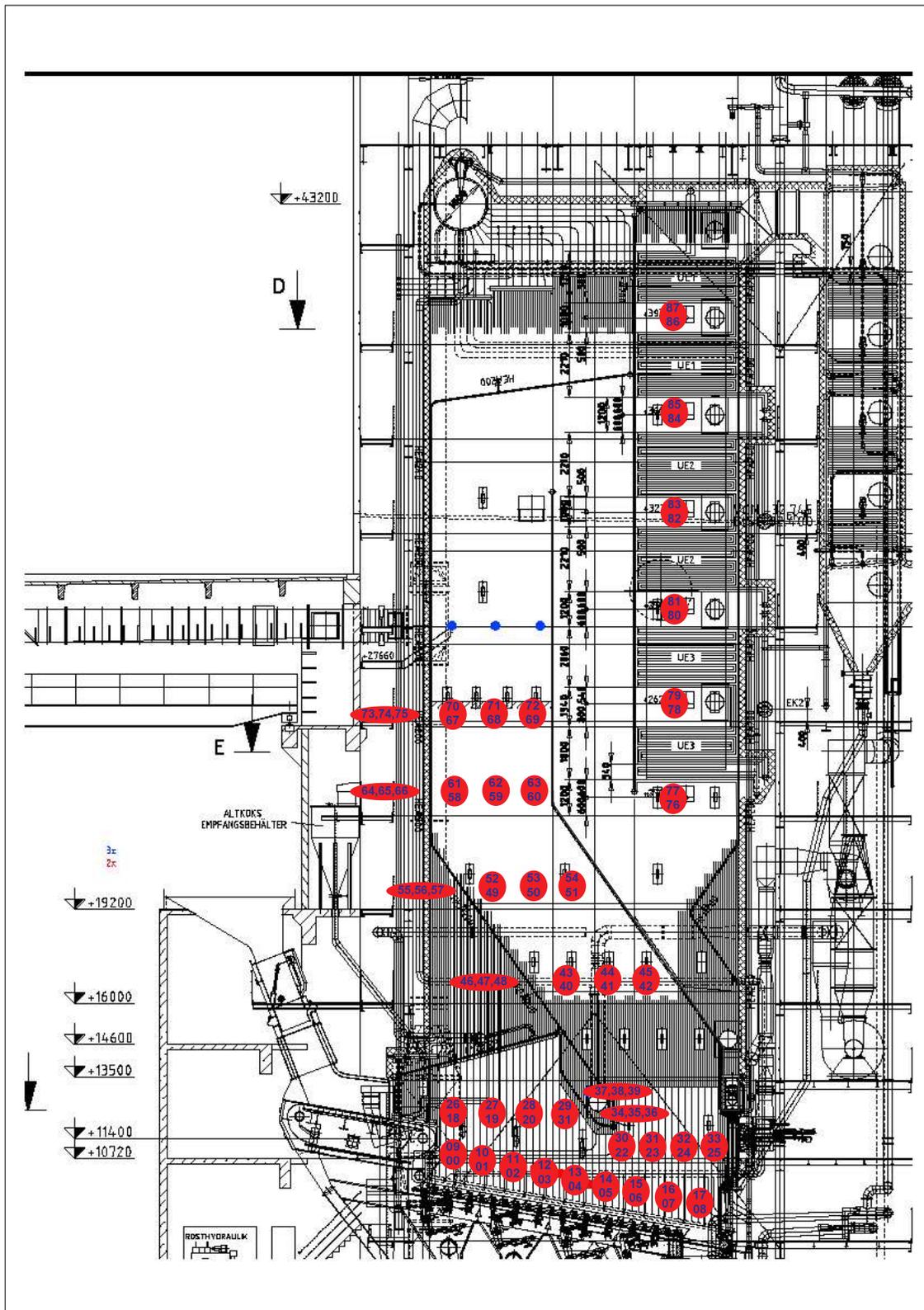


Abbildung 61: Übersicht der Messpunkte

Dipl.-Ing. N. Tanner ; Dipl.-Ing. K.-H. Schreyer ; Prof. Dr.-Ing. Michael Beckmann
„Optimierung von Müllverbrennungsanlagen am Beispiel des Müllheizkraftwerks Kassel“

7.2.6. Auswertung der Messungen

Die 87 Messstellen sind auf zwei Auswertegeräte verteilt und über spezielle Messleitungen mit ihnen verbunden. Als Erfassungsgeräte werden Datenlogger der Fa. Ahlborn vom Typ ALMEMO 5690-2 verwendet. Die Datenlogger werden in Schaltkästen montiert und peripher vorverdrahtet. Als Einbauort für die beiden Erfassungs-Schränke ist die Kabelführung der Messleitungen entscheidend. Ausgewählt werden zwei Ebenen im Kesselhaus auf 13 m und 26,4m.

Die Erfassungsschränke sind über Ethernetkabel mit einem PC verbunden, welcher im MSR-Raum unter der Schaltwarte aufgestellt wurde. Auf diesem Rechner ist eine Software installiert, die alle Messwerte von den Datenloggern übernimmt und abspeichert. Dabei wird für jeden Messtag eine Datei erzeugt. Diese Dateien werden später für die Auswertung und die Modellierung des Kessels herangezogen.

Folgende Grafik stellt das Netzwerkdiagramm dar:

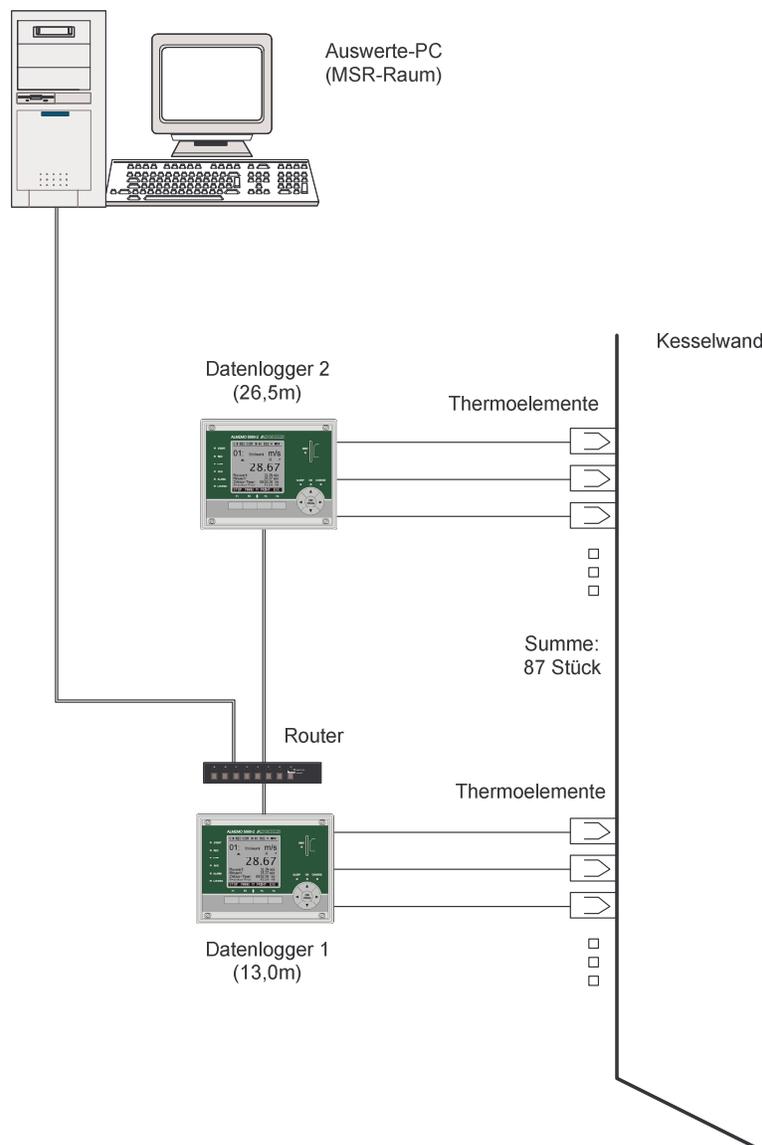


Abbildung 62: Netzwerkdiagramm

8. Zusammenfassung

Das MHKW Kassel versucht mittels Anwendung des Online-Bilanzierungsprogramms und durch die Installation der Wärmestromdichtemessung die Betriebsstunden der Kesselanlagen zu erhöhen und den Verschleiß an den Rohrwänden zu minimieren.

Weiterhin soll durch energetische Optimierungen die Wirtschaftlichkeit der Gesamtanlage erhöht werden.

Dabei spielen:

- **Theorie** - Betrachtungen zu Wirkungsgraderhöhung von Kessel und Rauchgasreinigung
- **Praxis /Betrieb** - Aufnahme von Messwerten
- **Ergebnisse** - Auswerten von Messergebnissen und ziehen von Schlussfolgerungen für dem Betrieb

eine prozessübergreifende Möglichkeit die Wirtschaftlichkeit der Müllverbrennungsanlage zu erhöhen.

Literaturverzeichnis

- [1] Prof.Dr.-Ing. Beckmann, M.; Horeni, M.;
Möglichkeiten zur Optimierung von Müllverbrennungsanlagen durch Einsatz eines Online-Bilanzierungsprogramms
- [2] Prof.Dr.-Ing.habil.Dr.h.c.Bilitewski, B.; Dipl.-Ing. Wunsch, Ch.;
Vorlesungsunterlagen der TU Dresden;
Seminar „Thermische Abfallbehandlung – Maßnahmen zur Energieeffizienzsteigerung“;
- [3] Tanner,N.;
Energetische Optimierung der Abgasbehandlung im Müllheizkraftwerk Kassel
Energie aus Abfall Band 4
TK Verlag Karl Thome-Kozmiensky, 2008, S. 225-272
- [4] Lehrbriefe - Dampferzeugertechnik
Fachschulstudium – Institut für Fachschulwesen der DDR
1967 Karl-Marx-Stadt
- [5] Lehrbriefe - Kraftwerke
Hochschulfernstudium – Technische Universität Dresden
Dresden
- [6] Grundlagen der Technischen Thermodynamik
AKADEMIE-Verlag Berlin 1985
Prof. Dr.-Ing. Norbert Elsner
- [7] Schreyer, K-H.; Tanner, N.;
Anlagentechnische und energetische Optimierung der Rauchgasreinigungsanlagen im MHKW Kassel
Energieeffizienz und Kostenminimierung mit BAT-konformer Rauchgasreinigung bei der thermischen Behandlung von Ersatzbrennstoffen, Biomasse und Abfall
2007; Fürstfeldbruck
- [8] Technische Thermodynamik
VEB Fachbuchverlag Leipzig
Meyer, Schiffner
- [9] Holste, R.;
Aktueller Stand der Abgasreinigungstechnik
VDI-Wissensforum „ Thermische Abfallbehandlung 2008“
09. und 10.10.2008 München
- [10] Seiler, U.;
Energetische Optimierungspotential bei Abfallverbrennungsanlagen;
Optimierung der Abfallverbrennung Band 2
TK Verlag Karl Thome-Kozmiensky, 2005, S. 242-254

- [11] Nethe, Lutz-Peter;
Kalkhydrat vs. Natriumbicarbonat;
Vortrag auf der 4.Tagung „Trockene Abgasreinigung“
Haus der Technik; Essen; 2008
- [12] Karpf, R.;
Welches Rauchgasreinigungsverfahren ist das Richtige?;
Vortrag auf der 4.Tagung „Trockene Abgasreinigung“
Haus der Technik; Essen; 2008
- [13] Klemm, M.;
Vorlesungsunterlagen der TU Dresden;
Seminar „Kraftwerkstechnik“;
- [14] VDI 3460 Energieumwandlung bei der thermischen Abfallbehandlung
- [15] Beckmann, M.; Horeni, M.;
Möglichkeiten zur Optimierung von Müllverbrennungsanlagen durch Einsatz eines
Online-Bilanzierungsprogramms
- [16] Beckmann, M.; Krüger, S.; Spiegel, W.;
Charakterisierung und messtechnische Erfassung von betriebsspezifischen Wärme-
widerständen an Membranverdampferwänden in Abfall- und Biomasseverbrennungs-
anlagen
- [17] Dipl.-Ing. Tanner;
Energetische Optimierung der Abgasbehandlung im MHKW Kassel;
Vortrag zur Berliner Abfallwirtschafts- und Energiekonferenz; 2008
- [18] Dipl.-Ing. Schreyer, Dipl.-Ing. Tanner;
Anlagentechnische und energetische Optimierung der Rauchgasreinigungsanlagen
im MHKW Kassel;
Vortrag zur Fachtagung in Fürstfeldbruck 2007