

1	Brennstoffcharakterisierung	3
1.1	Brennstoffzusammensetzung und Bezugszustände	3
1.2	Heizwert	4
1.2.1	Heizwertberechnung von festen und flüssigen Brennstoffen	4
1.2.2	Heizwertberechnung von Gasgemischen	4
	Aufgabe 1.1 Heizwert von Braunkohle	5
	Aufgabe 1.2 Brennstoffeinsparung durch Mitverbrennung	7
2	Verbrennungsrechnung	8
2.1	Gasförmige Brennstoffe	8
2.2	Feste und flüssige Brennstoffe	9
2.3	Adiabate Verbrennungstemperatur	10
	Aufgabe 2.1 Verbrennung eines Erdgases.....	11
	Aufgabe 2.2 Verbrennung von Braunkohle.....	14
	Aufgabe 2.3 Adiabate Verbrennungstemperatur	16
3	Dampferzeugerbilanzierung und -dimensionierung	18
3.1	Dampferzeugerwirkungsgrad	18
3.2	Verlustarten und deren Bestimmung	18
3.2.1	Rauchgasverlust	18
3.2.2	Verlust durch unverbrannte Brennstoffbestandteile	18
3.2.3	Verlust durch Leitung und Strahlung	19
3.2.4	Verlust durch unverbrannte Gase	19
3.2.5	Verlust durch fühlbare Wärme der Schlacke	19
3.3	Dampferzeugerbilanzierung	20
3.4	Brennkammerberechnung	22
3.4.1	Kenngößen	22
3.4.2	Brennkammeraustrittstemperatur	23
3.5	Naturumlaufsysteme zur Dampferzeugung	24
3.5.1	Druckverlust im Fallrohr	25
3.5.2	Auftriebskomponente	26

3.5.3	Druckverlust im Steigrohr	27
3.5.4	Lösungsverfahren	28
	Aufgabe 3.1 Abnahmemessung an einem Großdampferzeuger	29
	Aufgabe 3.2 Brennkammeraustrittstemperatur eines kohlenstaubgefeuerten Großdampferzeugers	33
	Aufgabe 3.3 Verdampfersystem mit Naturumlauf	36
4	Emissionen	41
4.1	Grenzwerte und Vorschriften	41
4.2	Umrechnung auf Bezugssauerstoffgehalt	41
4.3	Grenzwerte bei Mischfeuerungen, Mehrstofffeuerungen und Mitverbrennung	42
	Aufgabe 4.1 Rauchgasreinigung und Emissionsgrenzwerte	43
	Aufgabe 4.2 Emissionsgrenzwert einer Mischfeuerung	46
5	Literaturverzeichnis	47
6	Konstanten	47
7	Formelzeichen	48
8	Stoffwerte	49
9	Emissionsgrenzwerte	56

1 Brennstoffcharakterisierung

1.1 Brennstoffzusammensetzung und Bezugszustände

Brennstoffe bestehen im wesentlichen aus den brennbaren Elementen Kohlenstoff (C), Wasserstoff (H), Stickstoff (N) und Schwefel (S), d.h. deren Oxidation ist durch exotherme Reaktionen gekennzeichnet. Nicht brennbare Bestandteile werden unter dem Begriff *Asche* zusammengefasst und nehmen nicht an Verbrennungsreaktionen teil. Darüber hinaus enthalten viele Brennstoffe Wasser. Dieses kann chemisch oder hygroskopisch gebunden sein, so dass bereits zur Freisetzung Energie benötigt wird. Zum größten Teil handelt es sich jedoch um freies Wasser, welches bei der Verbrennung verdampft und die effektive Wärmeausbeute verringert.

Für feste Brennstoffe wird häufig eine Elementaranalyse angegeben, welche die Massenanteile auf atomarer Ebene (z.B. C-, H-, N-Atome) wiedergibt. In Abbildung 1 ist exemplarisch die Zusammensetzung von Kohlen als häufigster fester Brennstoff dargestellt.

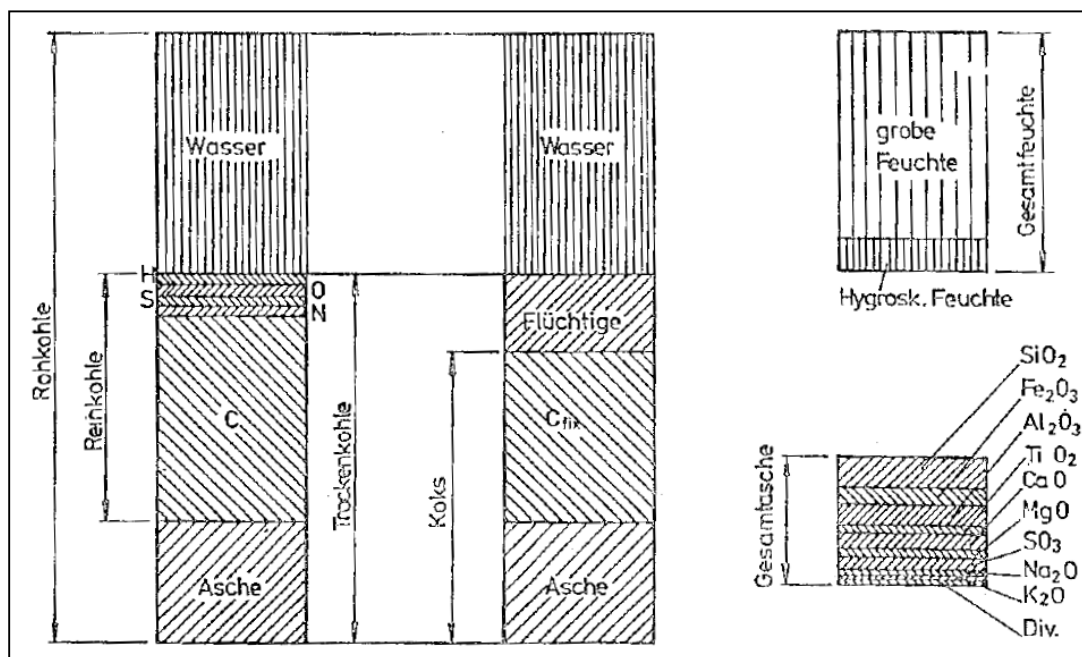


Abbildung 1: Zusammensetzung von Kohlen, brennbare und nicht brennbare Bestandteile

Für feste Brennstoffe mit nicht vernachlässigbarem Asche- und Wassergehalt gibt es außerdem verschiedene Bezugszustände, von denen die gebräuchlichsten in Tabelle 1 aufgelistet sind.

Tabelle 1: Bezugszustände für feste Brennstoffe

(roh)	Brennstoff im Anlieferungszustand
wasserfrei (wf)	$B(wf) = B(roh) - \text{Gesamtwasser}$
wasser- und aschefrei (waf)	$B(waf) = B(roh) - \text{Gesamtwasser} - \text{Asche}$

Bei gasförmigen und oft auch bei flüssigen Brennstoffen ist zur Angabe der Zusammensetzung die Auflistung der organischen Bestandteile möglich. Dies erlaubt unter anderem die Berücksichtigung von deren tatsächlichen Bildungsenthalpien bei der Heizwertberechnung.

1.2 Heizwert

Der *Heizwert* (H_u , auch *unterer Heizwert*) eines Brennstoffs zählt zu den wichtigsten Eigenschaften, welche für die technische Verbrennung von Belang sind. Im Gegensatz zum *Brennwert* (H_o , auch *oberer Heizwert*) wird davon ausgegangen, dass der gesamte bei der Verbrennung entstehende Wasserdampf am Ende der Verbrennung gasförmig vorliegt und nicht wieder kondensiert wird. Die Differenz zwischen Brennwert und (unterem) Heizwert ist die Kondensationswärme des entstehenden Wasserdampfes.

1.2.1 Heizwertberechnung von festen und flüssigen Brennstoffen

Nach *Boie* kann der Heizwert aus einer Elementaranalyse fester Brennstoffe nach folgender Formel mit empirisch ermittelten Koeffizienten bestimmt werden:

$$H_u = (34800 \cdot \xi_C + 93800 \cdot \xi_H + 10460 \cdot \xi_S + 6280 \cdot \xi_N - 10800 \cdot \xi_O - 2450 \cdot \xi_{H_2O}) \frac{kJ}{kg} \quad \text{Gl. (1)}$$

Hierbei sind mit ξ die Massenanteile aus der Elementarzusammensetzung bezeichnet.

Der Brennwert kann näherungsweise durch Weglassen des letzten Produkts errechnet werden:

$$H_o = (34800 \cdot \xi_C + \boxed{115910} \cdot \xi_H + 10460 \cdot \xi_S + 6280 \cdot \xi_N - 10800 \cdot \xi_O) \frac{kJ}{kg} \quad \text{Gl. (2)}$$

1.2.2 Heizwertberechnung von Gasgemischen

Der Heizwert von Gasgemischen kann näherungsweise als gewichtete Summe aus den Heizwerten der einzelnen Komponenten bestimmt werden:

$$H_u = \sum_i x_i H_{u,i} \quad \text{Gl. (3)}$$

Hierin sind mit x_i die Volumenanteile der Einzelkomponenten bezeichnet. Heizwerte häufig vorkommender Gasbestandteile sind in Tabelle 2 aufgeführt.

Tabelle 2: Heizwerte ausgewählter Gasbestandteile (nach ISO 6976)

Name	Chemische Formel	Heizwert MJ/kmol (15°C)
Methan	CH ₄	802,69
Acetylen (Ethin)	C ₂ H ₂	1256,94
Ethylen (Ethen)	C ₂ H ₄	1323,24
Ethan	C ₂ H ₆	1428,84
iso-Butan	C ₄ H ₁₀	2648,42
Wasserstoff	H ₂	241,72
Kohlenmonoxid	CO	282,91

Aufgabe 1.1 Heizwert von Braunkohle

In einem Kraftwerk soll Niederlausitzer Braunkohle als Brennstoff verwendet werden, deren Zusammensetzung in Tabelle 3 angegeben ist.

Tabelle 3: Elementaranalyse der Niederlausitzer Rohbraunkohle

Elementarzusammensetzung	Massenanteile
C	26,0 %
H	2,1 %
O	10,3 %
N	0,3 %
S	0,8 %
Asche	3,5 %
Wasser	57,0 %

Zu berechnen ist der Heizwert im Rohzustand, der Heizwert nach einer Vortrocknung auf 12% Restwassergehalt (Trockenbraunkohle, TBK12) sowie der Energiegehalt im wasser- und aschefreien Zustand.

Lösungsweg:

Mit Gl. (1) und der angegebenen Brennstoffzusammensetzung ergibt sich:

$$H_{u,RBK} = 8611 \text{ kJ/kg}$$

Neue Brennstoffzusammensetzung nach Vortrocknung auf 12% Restwassergehalt:

$$\xi_{i,TBK} = \xi_{i,RBK} \frac{1 - \xi_{H_2O,TBK}}{1 - \xi_{H_2O,RBK}}$$

Daraus ergeben sich die Massenanteile der Trockenbraunkohle gemäß Tabelle 4.

Tabelle 4: Zusammensetzung der Trockenbraunkohle (TBK12)

Elementarzusammensetzung	Massenanteile
C	53,2 %
H	4,3 %
O	21,1 %
N	0,6 %
S	1,6 %
Asche	7,2 %
Wasser	12,0 %

Mit Gl. (1) berechnet sich der Heizwert der Trockenbraunkohle:

$$H_{u,TBK} = 20179 \text{ kJ/kg}$$

Brennstoffzusammensetzung wasser- und aschefrei:

$$\xi_{i,waf} = \frac{\xi_{i,RBK}}{1 - \xi_{H_2O,RBK} - \xi_{A,RBK}}$$

Dies führt zu den in Tabelle 5 aufgelisteten Massenanteilen.

Tabelle 5: Kohlezusammensetzung wasser- und aschefrei

Elementarzusammensetzung	Massenanteile
C	65,8 %
H	5,3 %
O	26,1 %
N	0,8 %
S	2,0 %

Der Energiegehalt im Zustand (waf) beträgt nach Gl. (1):

$$H_{u,waf} = 25310 \text{ kJ/kg}$$

Aufgabe 1.2 Brennstoffeinsparung durch Mitverbrennung

In einem braunkohlebefeuerten Dampferzeuger mit einer Feuerungswärmeleistung von 2040 MW (Niederlausitzer Rohbraunkohle, siehe Aufgabe 1.1) soll durch Zufeuerung von Klärschlamm und eines Schwachgases aus Verarbeitungsprozessen der Brennstoffeinsatz verringert werden.

Mittlerer Heizwert des Klärschlammes: $H_{u,KS} = 1200 \text{ kJ/kg}$

Tabelle 6: Zusammensetzung des Schwachgases

Gasbestandteil	CH ₄	CO	H ₂	N ₂
Stoffmengenanteil	19,1 %	12,8 %	8,4 %	59,7 %

Der Klärschlammeneinsatz ist von der Genehmigungsbehörde auf 8 % des Rohbraunkohlemassestroms begrenzt worden.

Berechnen Sie die Brennstoffeinsparung an Rohbraunkohle bei maximalem Klärschlammeneinsatz, wenn zusätzlich eine Schwachgasmenge von 2750 Nm³/h verfeuert werden kann.

Lösungsweg:

Mit Gl. (3) und den Werten aus Tabelle 2 ergibt sich:

$$H_{u,Gas} = 209,8 \text{ MJ/kmol}$$

Mit einem Normgasvolumen von 22,4 l/mol ergibt sich die Wärmeleistung aus dem Schwachgas zu:

$$\dot{Q}_{Gas} = H_{u,Gas} \cdot \dot{V}_{Gas} = \frac{209,8}{22,4} \cdot \frac{2750}{3600} = 7,15 \text{ MW}$$

Die Brennstoffeinsparung an Rohbraunkohle kann nun wie folgt berechnet werden:

$$\frac{\Delta m_{RBK}}{m_{RBK}} = \frac{\frac{\dot{Q}_{FWL}}{H_{u,RBK}} - \frac{\dot{Q}_{FWL} - \dot{Q}_{Gas}}{H_{u,RBK} + 0,08 \cdot H_{u,KS}}}{\frac{\dot{Q}_{FWL}}{H_{u,RBK}}} = 1 - \frac{2040 - 7,15}{8611 + 0,08 \cdot 1200} = 1,45 \%$$

2 Verbrennungsrechnung

Eine Verbrennungsrechnung besteht aus drei Teilen und dient der Bestimmung

- 1) der benötigten spezifischen Luftmenge,
- 2) der spezifischen Rauchgasmenge,
- 3) der Rauchgaszusammensetzung.

Abhängig von der Brennstoffart wird mit einem volumenbezogenen oder massebezogenen Berechnungsschema gearbeitet.

2.1 Gasförmige Brennstoffe

Minimal benötigte, auf die Brennstoffmenge bezogene Sauerstoffmenge:

$$v_{O_2, \min} = 0.5 \cdot (x_{CO_2, B} + x_{H_2, B}) + \sum (n + \frac{m}{4}) \cdot x_{C_n H_m, B} - x_{O_2, B} \quad \text{Gl. (4)}$$

mit den Brennstoffbestandteilen $x_{i, B}$ als Molanteile.

Die trockene und feuchte, auf die Brennstoffmenge bezogene Luftmenge kann daraus wie folgt berechnet werden:

$$v_{L, tr} = n \cdot \frac{v_{O_2, \min}}{0.21} \quad (n - \text{Luftüberschusszahl}) \quad \text{Gl. (5)}$$

$$v_{L, f} = (1 + w_L) \cdot v_{L, tr} \quad (w_L - \text{Feuchtegehalt der Luft}) \quad \text{Gl. (6)}$$

Die brennstoffbezogenen Mengen der Rauchgasbestandteile betragen:

$$v_{CO_2} = x_{CO_2, B} + x_{CO_2, B} + \sum n \cdot x_{C_n H_m, B} \quad \text{Gl. (7)}$$

$$v_{O_2, RG} = (n - 1) \cdot v_{O_2, \min} \quad \text{Gl. (8)}$$

$$v_{N_2} = x_{N_2, B} + 0.79 \cdot v_{L, tr} \quad \text{Gl. (9)}$$

$$v_{H_2O} = x_{H_2, B} + \sum \frac{m}{2} \cdot x_{C_n H_m, B} + w_G + w_L \cdot v_{L, tr} \quad \text{Gl. (10)}$$

(w_G – Brenngasfeuchtegehalt)

Die gesamte trockene bzw. feuchte, auf die Brennstoffmenge bezogene Rauchgasmenge ist somit:

$$v_{RG, tr} = v_{CO_2} + v_{O_2} + v_{N_2} \quad \text{Gl. (11)}$$

$$v_{RG, f} = \sum v_i \quad \text{Gl. (12)}$$

Die Zusammensetzung des feuchten/trockenen Rauchgases wird wie folgt ermittelt:

$$x_{i,RG,f/tr} = \frac{v_i}{v_{RG,f/tr}} \quad \text{bzw.} \quad \xi_{i,RG,f/tr} = \frac{v_i \cdot M_i}{\sum v_j \cdot M_j} \quad \text{Gl. (13)}$$

In letzterer Formel muss die Summe unter dem Bruchstrich alle Bestandteile des feuchten/trockenen Rauchgases umfassen.

2.2 Feste und flüssige Brennstoffe

Für Brennstoffe, deren massebezogene Elementarzusammensetzung angegeben ist, berechnet sich die benötigte, auf die Brennstoffmasse bezogene Sauerstoffmenge:

$$\mu_{O_2,min} = \frac{M_{O_2}}{M_C} \xi_C + \frac{M_{O_2}}{2 \cdot M_{H_2}} \xi_H + \frac{M_{O_2}}{M_S} \xi_S - \xi_O \quad \text{Gl. (14)}$$

mit den Massenanteilen ξ_i aus der Elementaranalyse und den molaren Massen M_i .

Für die trockene bzw. feuchte, auf die Brennstoffmasse bezogene Luftmasse folgt:

$$\mu_{L,tr} = n \cdot \frac{\mu_{O_2,min} \cdot M_{L,tr}}{M_{O_2} \cdot 0.21} \quad (n - \text{Luftzahl}) \quad \text{Gl. (15)}$$

$$\mu_{L,f} = (1 + x_L) \cdot \mu_{L,tr} \quad (x_L - \text{Luftfeuchtegehalt}) \quad \text{Gl. (16)}$$

Die brennstoffbezogenen Mengen der Rauchgasbestandteile errechnen sich wie folgt:

$$\mu_{CO_2} = \frac{M_{CO_2}}{M_C} \xi_C \quad \text{Gl. (17)}$$

$$\mu_{SO_2} = \frac{M_{SO_2}}{M_S} \xi_S \quad \text{Gl. (18)}$$

$$\mu_{O_2} = (n - 1) \cdot \mu_{O_2,min} \quad \text{Gl. (19)}$$

$$\mu_{N_2} = \xi_N + 0.79 \cdot \mu_{L,tr} \quad \text{Gl. (20)}$$

$$\mu_{H_2O} = \frac{M_{H_2O}}{M_{H_2}} \xi_H + \xi_{H_2O} + x_L \cdot \mu_{L,tr} \quad \text{Gl. (21)}$$

Die trockene bzw. feuchte, auf die Brennstoffmasse bezogene Rauchgasmasse ist:

$$\mu_{RG,tr} = \mu_{CO_2} + \mu_{SO_2} + \mu_{O_2} + \mu_{N_2} \quad \text{Gl. (22)}$$

$$\mu_{RG,f} = \mu_{RG,tr} + \mu_{H_2O} \quad \text{Gl. (23)}$$

Daraus kann die Zusammensetzung des Rauchgases ermittelt werden:

$$\xi_{i, RG, f/tr} = \frac{\mu_i}{\mu_{RG, f/tr}} \quad \text{bzw.} \quad x_{i, RG, f/tr} = \frac{\xi_i}{M_i \cdot \sum \frac{\xi_j}{M_j}} \quad \text{Gl. (24)}$$

wobei in letzterer Formel die Summe unter dem Bruchstrich alle Bestandteile des feuchten bzw. trockenen Rauchgases umfasst.

2.3 Adiabate Verbrennungstemperatur

Die Bestimmung der adiabaten Verbrennungstemperatur erfolgt aus der Energiebilanz der Verbrennung unter Nutzung integraler Wärmekapazitäten, welche zwischen der Bezugstemperatur t_0 und der Medientemperatur gebildet wurden.

Beispiel fester Brennstoff:

$$\begin{aligned} & \mu_{RG, f} \cdot c_{p, RG} \Big|_{t_0}^{t_{ad}} \cdot (t_{ad} - t_0) \\ &= \mu_{L, tr} \cdot \left(c_{p, L, tr} \Big|_{t_0}^{t_L} + x \cdot c_{p, H_2O} \Big|_{t_0}^{t_L} \right) \cdot (t_L - t_0) + c_{p, B} \Big|_{t_0}^{t_B} \cdot (t_B - t_0) + H_u \end{aligned} \quad \text{Gl. (25)}$$

Die Bezugstemperatur des unteren Heizwerts ist $t_0 = 25 \text{ °C}$, während die integralen Wärmekapazitäten der Stoffe meist für die Bezugstemperatur $t_0 = 0 \text{ °C}$ angegeben sind. Folgende Umrechnung ist möglich:

$$c_p \Big|_{25}^t = \frac{(t - 0 \text{ °C}) \cdot c_p \Big|_0^t - (25 \text{ °C} - 0 \text{ °C}) \cdot c_p \Big|_0^{25}}{t - 25 \text{ °C}} \quad \text{Gl. (26)}$$

Durch Auflösen von Gl. (25) nach t_{ad} ergibt sich folgende Berechnungsvorschrift, wenn die Bezugstemperatur $t_0 = 25 \text{ °C}$ gesetzt wird:

$$t_{ad} = 25 + \frac{\mu_{L, tr} \cdot \left(c_{p, L, tr} \Big|_{25}^{t_L} + x \cdot c_{p, H_2O} \Big|_{25}^{t_L} \right) \cdot (t_L - 25) + c_{p, B} \Big|_{25}^{t_B} \cdot (t_B - 25) + H_u}{\mu_{RG, f} \cdot c_{p, RG} \Big|_{25}^{t_{ad}}} \quad \text{Gl. (27)}$$

Für Verbrennungstemperaturen über 1500 °C treten Dissoziationseffekte auf, die durch eine Korrekturfunktion für $c_{p, RG}$ berücksichtigt werden sollten [3]:

$$c_{p, RG}^* = c_{p, RG} \left[1 + \frac{0.15}{2200^2 - 1500^2} (t^2 - 1500^2) \right] \quad \text{Gl. (28)}$$

Aufgabe 2.1 Verbrennung eines Erdgases

Ein Erdgas mit der Temperatur 12 °C hat eine Zusammensetzung nach Tabelle 7 und eine relative Feuchte von $\varphi_G=20\%$. Es wird bei $p_{ges}=1,0$ bar mit einer Luftüberschusszahl von $n=1,15$ verbrannt, die relative Luftfeuchte beträgt 60% bei einer Lufttemperatur von 20 °C.

Tabelle 7: Brenngaszusammensetzung

Gasbestandteil	CO ₂	N ₂	CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀
Konzentration (vol.)	1,00 %	1,10 %	93,00 %	3,00 %	1,30 %	0,60 %

Berechnen Sie die auf die Brennstoffmenge bezogene Luftmenge und die Rauchgasmengen (feucht/trocken) sowie jeweils die zugehörige Rauchgaszusammensetzung.

Lösungsweg:

Zunächst ist die minimale Sauerstoffmenge nach Gl. (4) und daraus die trockene Luftmenge nach Gl. (5) zu bestimmen:

$$v_{O_2, \min} = \left(1 + \frac{4}{4}\right) \cdot 0,93 + \left(2 + \frac{6}{4}\right) \cdot 0,03 + \left(3 + \frac{8}{4}\right) \cdot 0,013 + \left(4 + \frac{10}{4}\right) \cdot 0,006 = 2,069 \frac{\text{kmol}}{\text{kmol}_B}$$

$$v_{L, tr} = 1,15 \cdot \frac{2,069}{0,21} = 11,33 \frac{\text{kmol}}{\text{kmol}_B}$$

Nun ist der Luftfeuchtegehalt zu bestimmen. Aus dem Mollier h-x-Diagramm (S. 53) kann zunächst ablesen werden:

$$x = 8,8 \frac{\text{g}_{H_2O}}{\text{kg}_{L, tr}}$$

Durch Umrechnung mit den molaren Massen von trockener Luft und Wasserdampf ergibt sich der Feuchtegehalt:

$$w_L = x \frac{M_{L, tr}}{M_{H_2O}} = 0,0088 \frac{18,015}{28,96} = 0,0141 \frac{\text{kmol}_{H_2O}}{\text{kmol}_{L, tr}}$$

Damit kann die feuchte Luftmenge nach Gl. (6) berechnet werden:

$$v_{L,f} = v_{L,f} \cdot (1 + w_L) = 11,49 \frac{\text{kmol}}{\text{kmol}_B}$$

Nun sind die Stoffmengen im Rauchgas entsprechend Gl. (7) bis Gl. (10) zu ermitteln. Für das hier gezeigte Beispiel des Wasserdampfanteils wird noch der Feuchtegehalt des Brenngases w_G benötigt. Dieser kann auf zwei Arten ermittelt werden:

(a) $w_G = \varphi_G \cdot w_{G,s}$ mit $w_{G,s}$ aus Diagramm in Abbildung 10 (S. 52)
(weniger genau und nur für $p_{ges}=1,013 \text{ bar}$)

(b) $w_G = \frac{P_{H_2O}}{P_{ges} - P_{H_2O}}$ mit $P_{H_2O} = \varphi_G \cdot P_{H_2O,s}$
und $p_{H_2O,s}$ aus Tabelle 24 (S. 51) für beliebige Drücke

Für Variante (b) Interpolation des Sättigungspartialdrucks bei 12 °C:

$$P_{H_2O,s} = 0,01228 + \frac{2}{5}(0,01706 - 0,01228) = 0,01419 \text{ bar}$$

Mit $\varphi_G=0,2$ berechnet sich der Brenngasfeuchtegehalt:

$$w_G = \frac{0,2 \cdot 0,01419}{1 - 0,2 \cdot 0,01419} = 0,0028 \frac{\text{kmol}_{H_2O}}{\text{kmol}_{B,tr}}$$

Nach Gl. (10) ergibt sich die bezogene Stoffmenge von H₂O im Rauchgas zu:

$$v_{H_2O} = 2 \cdot x_{CH_4} + 3 \cdot x_{C_2H_6} + 4 \cdot x_{C_3H_8} + 5 \cdot x_{C_4H_{10}} + w_G + w_L \cdot v_{L,tr}$$

$$v_{H_2O} = 2 \cdot 0,93 + 3 \cdot 0,03 + 4 \cdot 0,013 + 5 \cdot 0,006 + 0,0028 + 0,0141 \cdot 11,33 = 2,195 \frac{\text{kmol}_{H_2O,RG}}{\text{kmol}_{B,tr}}$$

Die Stoffmengen der übrigen Rauchgasbestandteile und die resultierenden Rauchgaskonzentrationen können dem Schema in Abbildung 2 entnommen werden. Dieses ist in Anlehnung an Cerbe [2] gestaltet und vereinfacht die Verbrennungsrechnung für Gasmischungen.

Luftzahl $n = 1,15$		Luftfeuchte $w_L = 0,0141 \text{ m}^3/\text{m}^3_{tr}$		Gasfeuchte $w_G = 0,0028 \text{ m}^3/\text{m}^3_{tr}$							
Brennstoff		Sauerstoffbedarf		Rauchgas							
Bestandteil	Raumanteil	f_{O_2}	$O_{2,min}$	f_{CO_2}	f_{N_2}	f_{O_2}	f_{H_2O}	CO_2	N_2	O_2	H_2O
H ₂		0,5					1,0				
CO		0,5		1,0							
CO ₂	1,00%			1,0				0,010			
O ₂		-1,0									
N ₂	1,10%				1,0				0,011		
CH ₄	93,00%	2,0	1,86	1,0			2,0	0,930			1,860
C ₂ H ₆	3,00%	3,5	0,105	2,0			3,0	0,060			0,090
C ₃ H ₈	1,30%	5,0	0,065	3,0			4,0	0,039			0,052
C ₄ H ₁₀	0,60%	6,5	0,039	4,0			5,0	0,024			0,030
C _x H _y O _z N _v		$2x + 0,5(y-z)$		x	$0,5v$		$0,5y$				
...	
Gasfeuchte	(1)						w_G				0,003
O ₂ / Luft kmol/kmol _B	O _{2,min}	Σ	2,069			$(n-1)$				0,310	
	L _{tr}	$n \cdot \frac{O_{2,min}}{0,21}$	11,33		0,79		w_L		8,951		0,160
	L _f	$(1+w_L) \cdot L_{tr}$	11,49								
Rauchgasbestandteile								1,063	8,962	0,310	2,195
Rauchgas feucht								12,53 kmol/kmol_B			
% vol. feucht								8,5%	71,5%	2,5%	17,5%
Rauchgas trocken								10,34 kmol/kmol_B			
% vol. trocken								10,3%	86,7%	3,0%	

Abbildung 2: Berechnungsschema für die Verbrennung von Gasgemischen in Anlehnung an Cerbe

Aufgabe 2.2 Verbrennung von Braunkohle

Die Rohbraunkohle aus Aufgabe 1.1 wird mit einer Luftüberschusszahl von $n=1,15$ verbrannt. Die relative Feuchtigkeit der Verbrennungsluft beträgt 60% bei einer Ansaugtemperatur von 10°C .

Berechnen Sie die benötigte spezifische Luftmenge (feucht/trocken), die spezifische Rauchgasmenge sowie die Rauchgaszusammensetzung in Volumenanteilen.

Lösungsweg:

Berechnung der minimal benötigten Sauerstoffmenge nach Gl. (14):

$$\mu_{O_2,\min} = \frac{31,999}{12,011} \xi_C + \frac{31,999}{2 \cdot 2,016} \xi_H + \frac{31,999}{32,065} \xi_S - \xi_O$$

$$\mu_{O_2,\min} = 2,6641 \cdot 0,26 + 7,9363 \cdot 0,021 + 0,9979 \cdot 0,008 - 0,103 = 0,765 \frac{\text{kg}}{\text{kg}_B}$$

(Einzelterme zwischengerundet)

Berechnung der trockenen Luftmenge inklusive Luftüberschuss nach Gl. (15):

$$\mu_{L,tr} = \frac{1,15 \cdot 0,765}{0,232} = 3,792 \frac{\text{kg}}{\text{kg}_B} \quad (\text{mit } \xi_{O_2,L} \cong 0,232)$$

Zur Bestimmung der feuchten Luftmenge wird zunächst der Luftfeuchtegehalt aus dem Mollier h-x-Diagramm in Abbildung 11 (S. 53) abgelesen:

$$x = 4,7 \text{ g/kg}_{L,tr}$$

Nach Gl. (16) ergibt sich die feuchte, auf den Brennstoff bezogene Luftmenge:

$$\mu_{L,f} = (1 + 0,0047) \cdot 3,792 = 3,810 \frac{\text{kg}}{\text{kg}_B}$$

Exemplarisch für alle übrigen Rauchgasbestandteile soll nun nach Gl. (21) die bezogene Wasserdampfmasse im Rauchgas berechnet werden:

$$\mu_{H_2O} = \frac{M_{H_2O}}{M_{H_2}} \xi_H + \xi_{H_2O} + x_L \cdot \mu_{L,tr}$$

$$\mu_{H_2O} = \frac{18,015}{2,016} 0,021 + 0,57 + 0,0047 \cdot 3,792 = 0,776 \frac{\text{kg}}{\text{kg}_B}$$

(Einzelterme zwischengerundet)

Die Mengen aller Rauchgasbestandteile und die entsprechenden Massenanteile im Rauchgas gehen aus Abbildung 3 hervor (Schema in Anlehnung an *Boie u. Altmann*). Die Berechnung der Gaszusammensetzung in Volumenanteilen soll am Beispiel des Stickstoffgehalts im trockenen Rauchgas gezeigt werden:

$$x_{N_2, RG, tr} = \frac{\xi_{N_2, RG}}{M_{N_2} \cdot \left(\frac{\xi_{CO_2, RG}}{M_{CO_2}} + \frac{\xi_{N_2, RG}}{M_{N_2}} + \frac{\xi_{O_2, RG}}{M_{O_2}} + \frac{\xi_{SO_2, RG}}{M_{SO_2}} \right)}$$

$$x_{N_2, RG, tr} = \frac{0,729}{28,013 \cdot \left(\frac{0,238}{44,01} + \frac{0,729}{28,013} + \frac{0,029}{31,999} + \frac{0,004}{64,065} \right)} = 80,3 \%$$

Luftzahl n = 1,15		Luftfeuchte x = 0,0047 kg/kg _{tr}											
Brennstoff		Sauerstoffbedarf		Rauchgas									
Elementaranalyse		f _{O₂}	O _{2,min}	f _{CO₂}	f _{N₂}	f _{O₂}	f _{SO₂}	f _{H₂O}	CO ₂	N ₂	O ₂	SO ₂	H ₂ O
C	26,00%	2,6641	0,693	3,6641					0,953				
H	2,10%	7,9363	0,167					8,9360					0,188
O	10,30%	-1,0000	-0,103										
N	0,30%				1,0000					0,003			
S	0,80%	0,9979	0,008				1,9980					0,016	
A	3,50%												
W	57,00%							1,0000					0,570
O ₂ / Luft kg/kg _B	O _{2,min}	Σ	0,765			(n-1)					0,115		
	L _{tr}	n · $\frac{O_{2,min}}{0,232}$	3,792		0,7680			x		2,912			0,018
	L _f	(1+x) · L _{tr}	3,810										
				Rauchgasbestandteile [kg/kg _B]					0,953	2,915	0,115	0,016	0,776
				M [kg/kmol]					44,010	28,013	31,999	64,065	18,015
				Rauchgas feucht					4,775 kg/kg _B				
				% ma. feucht					20,0%	61,0%	2,4%	0,3%	16,3%
				% vol. feucht					12,6%	60,2%	2,1%	0,1%	25,0%
				Rauchgas trocken					3,999 kg/kg _B				
				% ma. trocken					23,8%	72,9%	2,9%	0,4%	
				% vol. trocken					16,7%	80,3%	2,8%	0,2%	

Abbildung 3: Berechnungsschema für die Verbrennung fester Brennstoffe in Anlehnung an *Boie und Altmann*

Aufgabe 2.3 Adiabate Verbrennungstemperatur

Bei der Verbrennung von Rohbraunkohle mit hohen Wassergehalten sind die Verbrennungstemperaturen niedriger als z.B. bei Steinkohlen.

Berechnen Sie die adiabate Verbrennungstemperatur für den Verbrennungsvorgang aus Aufgabe 2.2. Die Rohbraunkohle (Heizwert siehe Aufgabe 1.1) wird mit 25 °C eingetragen (Bezugszustand). Die Verbrennungsluft hat eine Temperatur von 280 °C.

Lösungsweg:

In der Berechnungsgleichung für t_{ad} (Gl. (27)) entfällt der Brennstoffterm durch $t_B=t_0=25$ °C, somit werden nur noch die integralen Wärmekapazitäten der Luft und des Rauchgases benötigt:

$$t_{ad} = 25 + \frac{\mu_{L,tr} \cdot \left(c_{p,L,tr} \Big|_{25}^{t_L} + x \cdot c_{p,H_2O} \Big|_{25}^{t_L} \right) \cdot (t_L - 25) + H_u}{\mu_{RG,f} \cdot c_{p,RG} \Big|_{25}^{t_{ad}}}$$

Aus Tabelle 25 kann $c_{p,L,tr}$ interpoliert werden zu:

$$c_{p,L} \Big|_{25}^{280} = 1,0127 + (1,0206 - 1,0127) \cdot \frac{80}{100} = 1,019 \frac{kJ}{kg K}$$

Analoge Vorgehensweise für den Wasserdampfanteil in der Verbrennungsluft:

$$c_{p,H_2O} \Big|_{25}^{280} = 1,8976 + (1,9236 - 1,8976) \cdot \frac{80}{100} = 1,9184 \frac{kJ}{kg K}$$

Damit ergibt sich die gesamte mit der Verbrennungsluft eingetragene Wärme zu:

$$Q_L = 3,800 \frac{kg_L}{kg_B} \cdot \left(1,019 \frac{kJ}{kgK} + 0,0047 \frac{kg_{H_2O}}{kg_L} \cdot 1,9184 \frac{kJ}{kgK} \right) \cdot (280 - 25) K = 994,0 \frac{kJ}{kg}$$

Trotz Gl. (27) muss die adiabate Feuerraumtemperatur iterativ bestimmt werden, da die integrale Wärmekapazität des Rauchgases von ihr abhängig ist. Die Werte sollen wegen der Genauigkeit in jedem Durchgang mit folgender Gleichung bestimmt werden (vgl. Abbildung 12, S. 54):

$$c_{p,RG} \Big|_0^t = 0,9647 + 0,7674 \cdot \xi_{H_2O} + 0,0248 \cdot \xi_{CO_2} + \left(9,3346 \cdot 10^{-5} + 1,7462 \cdot 10^{-4} \cdot \xi_{H_2O}^{0,8706} \right) \cdot T^{1,0189}$$

(ξ – Massenanteile im Rauchgas, T – Rauchgastemperatur in K)

In jedem Berechnungsdurchgang ist außerdem eine Umrechnung der spezifischen Wärmekapazität auf die Bezugstemperatur 25 °C notwendig.

Der Iterationsfortschritt mit einem Startwert von $t_{ad}=1600$ °C ist in Tabelle 8 dargestellt.

Tabelle 8: Iterative Ermittlung der adiabaten Verbrennungstemperatur

t_{ad} °C	$c_{p,RG}(0..t_{ad})$ kJ/kgK	$c_{p,RG}(0-25)$ kJ/kgK	$c_{p,RG}(25-t_{ad})$ kJ/kgK	t_{ad}^* °C
1600,0	1,37410	1,13769	1,37785	1484,9
1484,9	1,35662	1,13769	1,36037	1503,7
1503,7	1,35947	1,13769	1,36322	1500,6
1500,6	1,35900	1,13769	1,36275	1501,1
1501,1	1,35908	1,13769	1,36283	1501,0

Eine weitere Korrektur von $c_{p,RG}$ entsprechend Gl. (28) ist nicht notwendig, da die Grenze von 1500 °C nur knapp überschritten wird.

3 Dampferzeugerbilanzierung und -dimensionierung

3.1 Dampferzeugerwirkungsgrad

Der Dampferzeugerwirkungsgrad ist definiert als das Verhältnis von Nutzwärme zu eingebrachter Wärme:

$$\eta_{DE} = \frac{\dot{Q}_N}{\dot{Q}_Z} = 1 - \frac{\sum \dot{Q}_V}{\dot{Q}_Z} = 1 - \sum \xi_V \quad \text{Gl. (29)}$$

Bei der direkten Wirkungsgradberechnung wird dieser über die Messung oder Berechnung der Nutzwärme und der zugeführten Wärme unmittelbar bestimmt. Wird er dagegen aus der Summe der Einzelverluste rückgerechnet, spricht man von der indirekten Methode.

3.2 Verlustarten und deren Bestimmung

3.2.1 Rauchgasverlust

Hat den größten Anteil an den Gesamtverlusten. Die Berechnungsgleichung lautet:

$$\xi_{RG} = \frac{\mu_{RG,f} \cdot c_{p,RG} \Big|_{25}^{t_{RG}} (t_{RG} - t_0)}{q_Z} \quad \text{Gl. (30)}$$

$$\text{mit } q_Z = H_u + \mu_{L,tr} (c_{p,L,tr} + x \cdot c_{p,H_2O}) \Big|_{25}^{t_L} (t_L - t_0)$$

Die Bezugstemperatur t_0 beträgt aufgrund der Heizwertdefinition 25°C.

3.2.2 Verlust durch unverbrannte Brennstoffbestandteile

Tabelle 9 enthält Anhaltswerte für den Verlust durch unverbrannte Brennstoffbestandteile ξ_u .

Tabelle 9 - Verlustbeiwerte ξ_u durch unverbrannte Brennstoffbestandteile nach [3]

Feuerungsart	Verlustanteil durch unverbrannte Bestandteile
Flüssige Brennstoffe	0,007
Feste Brennstoffe	0,01 – 0,05
Feste Brennstoffe (Staubfeuerung mit Ausbrandrost)	0,003 – 0,006

3.2.3 Verlust durch Leitung und Strahlung

Diese sinken üblicherweise mit steigender Baugröße durch ein geringeres Oberfläche-Volumen-Verhältnis. Abbildung 4 stellt die Höhe von ξ_{LST} in Abhängigkeit vom Brennstoff und der Nutzwärmeleistung des Dampferzeugers dar.

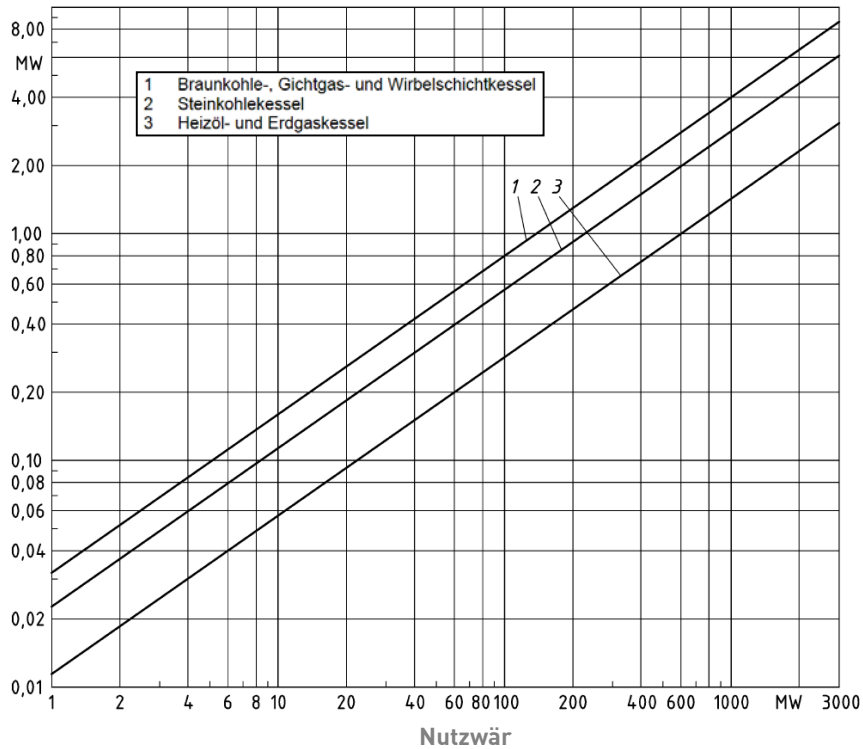


Abbildung 4: Verluste durch Leitung und Strahlung nach EN 12952-15

3.2.4 Verlust durch unverbrannte Gase

Der Verlust durch unverbrannte Rauchgasbestandteile (im wesentlichen CO) kann wie folgt bestimmt werden:

$$\xi_{CO} = \frac{\dot{V}_{RG,tr}}{\dot{m}_B} \cdot \frac{x_{CO,RG,tr} \cdot H_{u,CO}}{q_Z} \quad \text{mit } H_{u,CO} \text{ aus Tabelle 2} \quad \text{Gl. (31)}$$

3.2.5 Verlust durch fühlbare Wärme der Schlacke

Der Verlustbeiwert für heißen Schlackeabzug berechnet sich wie folgt:

$$\xi_{SL} = \xi_{A,B} \cdot f_{SL,A} \cdot c_{p,SL} \cdot (t_{SL} - t_0) / q_Z \quad \text{mit } c_{p,SL} = 1 \text{ kJ/kgK, } \xi_{A,B} \text{ als Aschegehalt} \\ \text{des Brennstoffs und } f_{SL,A} \text{ als dem Schlackeanteil an der Gesamtasche} \quad \text{Gl. (32)}$$

3.3 Dampferzeugerbilanzierung

Die für eine Dampferzeugerbilanzierung wichtigen Wärmeströme zeigt Abbildung 5.

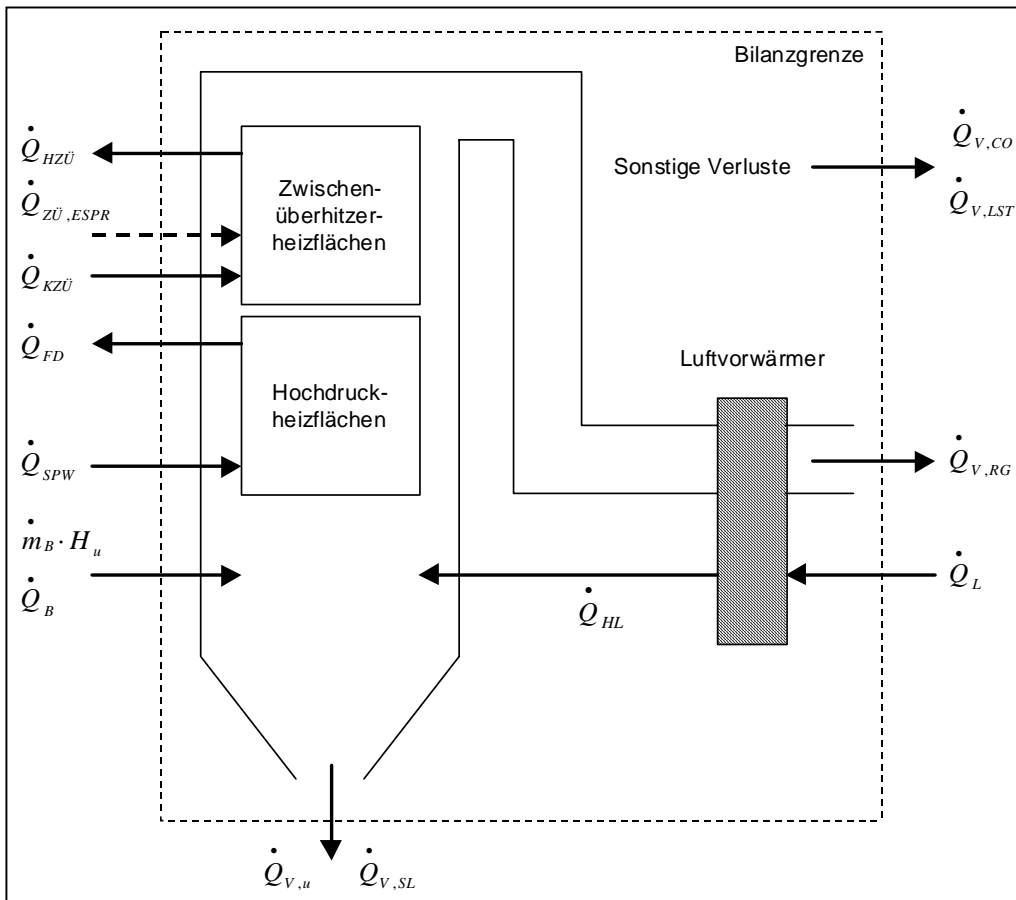


Abbildung 5: Bilanzgrenze und Wärmeströme am Dampferzeuger mit Zwischenüberhitzung

Die Energiebilanz des Dampferzeugers lautet:

$$\dot{Q}_Z = \dot{Q}_N + \dot{Q}_V \quad \text{Gl. (33)}$$

$$\dot{Q}_Z = \dot{m}_B \cdot H_u + \dot{Q}_B + \dot{Q}_L \quad \text{Gl. (34)}$$

$$\dot{Q}_N = \dot{Q}_{FD} - \dot{Q}_{SPW} + \dot{Q}_{HZÜ} - \dot{Q}_{KZÜ} - \dot{Q}_{ZÜ,ESPR} \quad \text{Gl. (35)}$$

$$\dot{Q}_V = \dot{Q}_{V,RG} + \dot{Q}_{V,SL} + \dot{Q}_{V,u} + \dot{Q}_{V,CO} + \dot{Q}_{V,LST} = \dot{Q}_Z (\xi_{RG} + \xi_{SL} + \xi_u + \xi_{CO} + \xi_{LST}) \quad \text{Gl. (36)}$$

Tabelle 10: Indizes bei der Dampferzeugerbilanzierung

B	Brennstoff
L	Luft
FD	Frischdampf
SPW	Speisewasser
HZÜ	Austritt Zwischenüberhitzer („Heiße Zwischenüberhitzung“)
KZÜ	Eintritt Zwischenüberhitzer („Kalte Zwischenüberhitzung“)
ZÜ,ESPR	Einspritzwasser für Zwischenüberhitzerstrang
V,RG	Rauchgasverluste
V,SL	Schlackeverluste
V,u	Verlust durch Unverbranntes
V,CO	Verlust durch unverbrannte Gase
V,LST	Verlust durch Leitung und Strahlung
Z	Summe zugeführte Wärme
N	Summe Nutzwärme
V	Summe Verluste

Bei der Ermittlung der Nutzwärme ist die Herkunft des Einspritzwassers zur Dampftemperaturregelung im Zwischenüberhitzerstrang zu beachten: Es wird nicht -wie beim Hochdruckstrang üblich- von innerhalb der Bilanzgrenzen entnommen, d.h. vor oder hinter dem Speisewasservorwärmer, sondern stammt meist aus einer Anzapfung der Kesselspeisepumpe und hat somit eine geringere Enthalpie als das Speisewasser. Entsprechend Gl. (35) geht es mit in die Bilanz ein.

3.4 Brennkammerberechnung

Die Auslegung der Brennkammer beeinflusst eine Vielzahl von abhängigen Betriebskenngrößen, darunter die Verdampfung, die Brennkammeraustrittstemperatur, die Verschlackungsneigung und die Belastung der Heizflächen [3]. Aufgrund der hohen aufzunehmenden Wärmemenge von 30-50% der freigesetzten Wärme haben Ungenauigkeiten bei der Auslegung einen großen Einfluss auf das spätere Betriebsverhalten und die Effizienz des Dampferzeugers. Der Wärmeübergang in der Brennkammer erfolgt durch Strahlung von Rußpartikeln und ausbrennenden Ascheteilchen sowie den dreiatomigen Rauchgaskomponenten (vor allem CO₂, H₂O) an die gekühlten Brennkammerwände. Die Form und Leuchtkraft des Flammenkörpers spielen ebenfalls eine Rolle.

3.4.1 Kenngrößen

Als ersten Ansatz zur Dimensionierung von Brennkammern nutzt man die folgenden Kenngrößen, welche auf Erfahrungswerten beruhen:

Brennkammervolumenbelastung $q_V = \frac{\dot{Q}_Z}{V_{BK}}$ Gl. (37)

Brennkammerquerschnittsbelastung $q_A = \frac{\dot{Q}_Z}{A_{q,BK}}$ Gl. (38)

Brennergürtelbelastung $q_G = \frac{\dot{Q}_Z}{2 \cdot (a + b) \cdot H_{Br}}$ Gl. (39)

\dot{Q}_Z : zugeführte Wärmemenge	a, b: Seitenlängen der Brennkammer
V_{BK} : Brennkammervolumen	H_{Br} : Höhe des Brennergürtels
$A_{q,BK}$: Brennkammerquerschnitt	

Die wesentlichen Einflüsse können laut [3] wie folgt zusammengefasst werden:

- 1) Die Volumenbelastung der Brennkammer ist ein Kriterium für den Ausbrand und die Neigung der Brennkammer zur Verschlackung.
- 2) Die Querschnittsbelastung beeinflusst die Zündstabilität und über die Flammenlänge ebenso die Verschlackungsneigung sowie die rauchgasseitige Korrosionsneigung.
- 3) Die Brennergürtelbelastung bestimmt die thermische Belastung der Wände im Brennerbereich, wo die höchsten Temperaturen auftreten.

Brennkammern für größere Leistungen haben geringere Volumenbelastungen, während der Brennkammerquerschnitt nicht in gleichem Maße zunimmt wie die Höhe und die Querschnittsbelastung daher steigt. Anhaltswerte in Abhängigkeit vom Brennstoff und der Dampfleistung zeigt Abbildung 6.

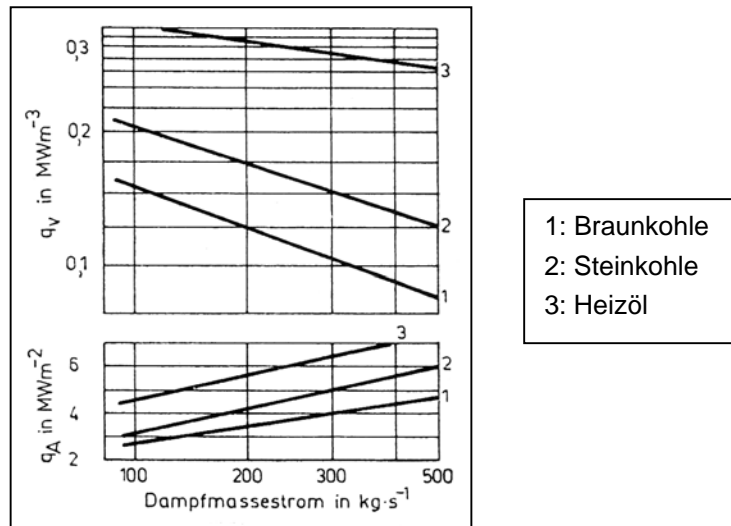


Abbildung 6: Übliche Querschnitts- und Volumenbelastungen der Brennkammer

3.4.2 Brennkammeraustrittstemperatur

Bei kohlebefeuerten Dampferzeugern muss sichergestellt sein, dass die Rauchgastemperatur am Brennkammerende unterhalb der Ascheerweichungstemperatur liegt, um Verschlackungen in den nachfolgenden Konvektivheizflächen zu vermeiden. Die Brennkammeraustrittstemperatur kann aus der Bilanz zwischen abgegebener Rauchgaswärme und übertragener Strahlungswärme bestimmt werden:

$$\dot{Q}_{RG,BK} = \dot{m}_{RG} (h_{ad} - h_{BKE}) = \dot{m}_B \cdot \mu_{RG,f} \cdot c_p \Big|_{t_{BKE}}^{t_{ad}} (t_{ad} - t_{BKE}) \quad \text{Gl. (40)}$$

$$\dot{Q}_{St} = \sigma \cdot \varepsilon_{BK} \cdot A_{St} \cdot (T_F^4 - T_W^4) \quad \text{Gl. (41)}$$

In Gl. (41) ist $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$ die Strahlungskonstante des schwarzen Körpers, ε_{BK} der Emissionskoeffizient der Brennkammer, A_{St} die strahlungswirksame Wandfläche der Brennkammer sowie T_F und T_W die mittlere Flammentemperatur und die Wandtemperatur.

Für die mittlere Flammentemperatur kann angesetzt werden:

$$T_F = \sqrt{T_{ad} \cdot T_{BKE}} \quad \text{Gl. (42)}$$

Es sind t_{ad}/T_{ad} und t_{BKE}/T_{BKE} die adiabate Verbrennungstemperatur sowie die Brennkammerendtemperatur in °C bzw. Kelvin.

Die Temperatur am Brennkammerende kann nur iterativ bestimmt werden, da die Flammentemperatur und die spezifische Wärmekapazität des Rauchgasstroms von ihr abhängige Größen sind.

3.5 Naturumlaufsysteme zur Dampferzeugung

Die treibende Kraft für die Durchströmung des Verdampfers bei einem Naturumlaufsystem ist nicht die Speise- oder eine Umwälzpumpe, sondern allein der Dichteunterschied zwischen dem Medium in den unbeheizten Fallrohren sowie den beheizten Fallrohren. Die Umlaufgeschwindigkeit stellt sich dann in Abhängigkeit der auftretenden Strömungsverluste in den Fall- und Steigrohren ein. Es kann also geschrieben werden:

$$\Delta p_{Aufir} = \Delta p_{FR} + \Delta p_{SR} \quad \text{Gl. (43)}$$

Je nach Beheizungszustand der Steigrohre stellt sich an deren Austritt der Dampfgehalt x_A ein. Hieraus wird die Umlaufzahl U des Systems abgeleitet, welche das Verhältnis von umgewälzter Wassermenge zu produzierter Dampfmenge beschreibt.

$$U = \frac{1}{x_A} \quad \text{Gl. (44)}$$

Übliche Umlaufzahlen in Abhängigkeit vom Systemdruck enthält Tabelle 11.

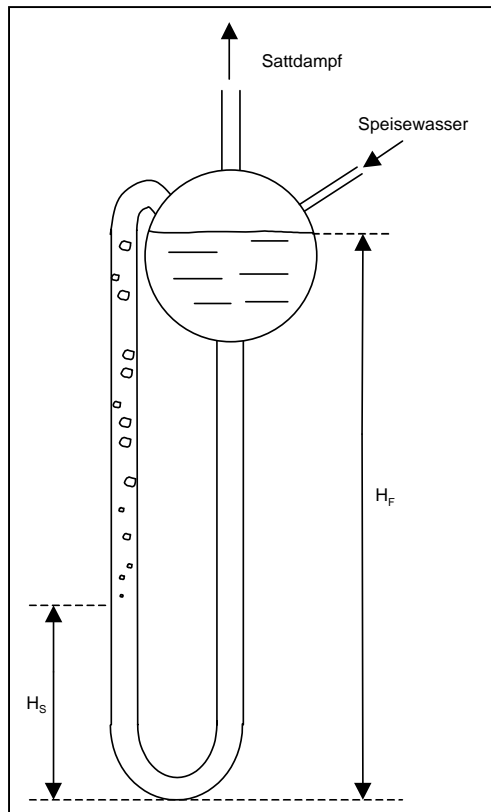
Tabelle 11: Umlaufzahl bei Naturlauf-Dampferzeugern (nach [3])

Dampfdruck	Umlaufzahl
140 – 200 bar	8 – 5,7
80 – 120 bar	11 – 9
30 – 60 bar	30 – 20
15 – 40 bar	60 – 40

Entsprechend der Umlaufzahl und der Anzahl der parallelen Rohre stellt sich eine Strömungsgeschwindigkeit w_0 des Wassers in den Fallrohren ein. Sie sollte nach [3] bei Verdampfersystemen wie in Abbildung 7 zwischen

$$w_0 = 0,5 \dots 1,5 \text{ m/s}$$

liegen.



Der Umlaufmassenstrom pro Rohr (\dot{m}_0) ergibt sich aus dem Innendurchmesser der Rohre d_i , der Umlaufgeschwindigkeit w_0 und der Dichte ρ' des siedenden Wassers.

Im folgenden werden alle Stoffwerte bei Siedezustand jeweils mit ' oder '' für den Siedewasserzustand bzw. Sattdampfzustand markiert.

Abbildung 7: Naturumlaufsystem

3.5.1 Druckverlust im Fallrohr

Der Druckverlust im Fallrohr kann folgendermaßen berechnet werden:

$$\Delta p_{FR} = \zeta_{FR} \frac{\rho' \cdot w_0^2}{2} \quad \text{mit} \quad \zeta_{FR} = \lambda_{FR} \frac{H_F}{d_{i,FR}} + \sum \zeta_i \quad \text{Gl. (45)}$$

$$\text{und} \quad \lambda_{FR} = \left(1,14 + 2 \cdot \log \frac{d_{i,FR}}{k} \right)^{-2} \quad \text{Gl. (46)}$$

Darin ist $d_{i,FR}$ der Rohrrinnendurchmesser und k die Rauigkeit der Oberfläche, die Verlustbeiwerte ζ_i erfassen Krümmer und sonstige Einbauten.

3.5.2 Auftriebskomponente

Die treibende Druckdifferenz Δp_{Auftr} für den Naturumlauf berechnet sich aus dem Dichteunterschied zwischen dem Wasser-Dampf-Gemisch in beheizten Steigrohr (ρ_{Gm}) und dem Wasser im unbeheizten Fallrohr ($\approx \rho'$).

$$\Delta p_{Auftr} = (\rho' - \rho_{Gm}) \cdot g \cdot (H_F - H_S) \quad \text{Gl. (47)}$$

Darin ist H_F die geodätische Höhe des Trommelwasserstandes (entspricht der beheizten Länge des Steigrohrs unter Festlegung der Höhenkoordinate 0 am Steigrohreintritt, vgl. Abbildung 7) sowie H_S diejenige Höhenkoordinate, an der das Sieden im Steigrohr beginnt.

Die Höhe H_S lässt sich wie folgt berechnen:

$$H_S = \frac{(h' - h_{SPW}) \cdot x_A + (\rho' \cdot g \cdot H_F - \Delta p_{FR}) \left(\frac{dh'}{dp} \right)_{Tr}}{\frac{q}{\dot{m}_0} + \rho' \cdot g \cdot \left(\frac{dh'}{dp} \right)_{Tr}} \quad \text{Gl. (48)}$$

Darin ist q die Beheizungsstärke der Steigrohre in kW/m, h_{SPW} die Enthalpie des Speisewassers vor der Trommel und $\left(\frac{dh'}{dp} \right)_{Tr}$ der Enthalpiegradient an der Trommel.

Die mittlere Gemischdichte des Wasser/Dampfgemischs im Steigrohr berechnet sich nach folgender Formel:

$$\rho_{Gm} = \rho' \left\{ 1 - C \left[1 - \frac{U}{\frac{\rho'}{\rho''} - 1} \cdot \ln \left(1 + \frac{1}{U} \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) \right) \right] \right\} \quad \text{Gl. (49)}$$

Die Konstante C kann in Abhängigkeit der Gemischgeschwindigkeit im Steigrohr mittels des Diagramms in Abbildung 8 bestimmt werden.

Hinweis: Bei niedrigen Systemdrücken und hohen Gemischgeschwindigkeiten wird zur Bestimmung der Konstante C der Volumendampfgehalt $\beta = V_D / V_{Gm}$ benötigt.

Die Gemischgeschwindigkeit berechnet sich wie folgt:

$$w_{Gm} = w_0 \left[1 + x \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) \right] \quad \text{Gl. (50)}$$

Zweckmäßigerweise wird darin ein mittlerer Dampfgehalt $x_m \approx 0,5 \cdot x_A$ eingesetzt.

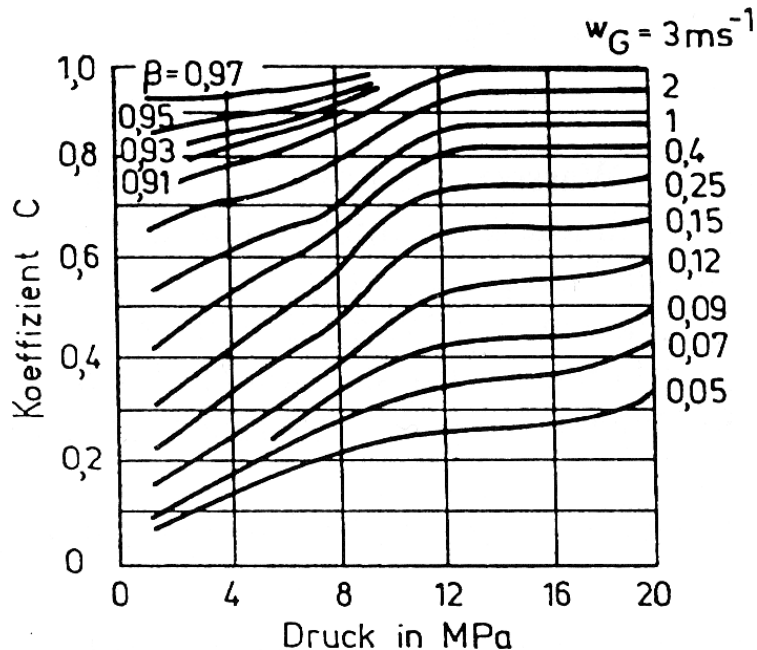


Abbildung 8: Bestimmung der Konstante C zur Berechnung der Gemischdichte [3]

3.5.3 Druckverlust im Steigrohr

Der Druckverlust im Steigrohr wird wie folgt ermittelt:

$$\Delta p_{SR} = \left(\lambda_{SR} \frac{H_S}{d_{i,SR}} + \sum \zeta_{i,SR} \right) \cdot \frac{\rho' \cdot w_0^2}{2} + \int_{H_S}^{H_F} \left(\frac{dp}{dl} \right) \cdot dH \quad \text{Gl. (51)}$$

Für den häufigsten und hier beschriebenen Fall eines relativ geringen Dampfgehalts in der Steigrohrströmung sind folgende Bedingungen zu prüfen:

$$1) \quad \frac{1}{b} = \frac{x_A \cdot \rho'}{(1-x_A) \cdot \rho''} \leq \frac{12\sqrt{Fr}}{1 + \sqrt{Fr}/7} \quad \text{Gl. (52)}$$

$$\text{mit } Fr = (w_0 \cdot x_A)^2 \frac{\rho'}{\rho'' \cdot g \cdot d_{i,SR}} \quad (d_{i,SR}: \text{Steigrohrinnendurchmesser}) \quad \text{Gl. (53)}$$

$$2) \quad Re_{2Ph} > 2300 \quad \text{mit} \quad Re_{2Ph} = \frac{w_0 \cdot \rho' \cdot d_{i,SR}}{\eta' (1 - x \cdot (1 - \eta'' / \eta'))} \quad \text{Gl. (54)}$$

Dann gilt für den örtlichen Reibungsdruckverlust im Steigrohr:

$$\left(\frac{dp}{dl}\right) = \frac{\lambda_{SR,2Ph} w_0^2 \cdot \rho'}{d_{i,SR} \cdot 2} \left[1 + x \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) \right] \cdot \left[1 - x \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) \cdot (K - 1) \right] \quad \text{Gl. (55)}$$

Nach entsprechenden Ersetzungen lautet die Lösung des Integrals aus Gl. (51):

$$\int_{H_S}^{H_F} \left(\frac{dp}{dl}\right) \cdot dH = \frac{\lambda_{SR,2Ph} w_0^2 \cdot \rho'}{d_{i,SR} \cdot 2} (H_F - H_S) \left[1 + \left(1 - \frac{K}{2} \right) \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) \cdot x_A - \left(\frac{K-1}{3} \right) \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right)^2 x_A^2 \right] \quad \text{Gl. (56)}$$

Für die Konstante K in Gl. (55) sind zwei Fälle zu unterscheiden:

$$K = 1 + 0,09 \cdot b \quad \text{für } b \leq 0,4 \quad (\text{vgl. Gl. (52)}) \quad \text{Gl. (57)}$$

$$\frac{1}{K} = 1 - \frac{2,97 / b^{2/3} + 1}{6 \cdot \left(\frac{1,83}{b^{2/3}} + 1 \right) \cdot \left(\frac{3,43}{b^{2/3}} + 1 \right)} \quad \text{für } b > 0,4 \quad \text{Gl. (58)}$$

Der Verlustbeiwert $\lambda_{SR,2Ph}$ in der Zweiphasenströmung muss iterativ ermittelt werden:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_{SR,2Ph}}} = -2 \cdot \log \left(\frac{k / d_{i,SR}}{3,7} + \frac{2,51}{\text{Re}_{2Ph} \sqrt{\lambda_{SR,2Ph}}} \right) \quad \text{Gl. (59)}$$

3.5.4 Lösungsverfahren

Die empfohlene, allgemeine Vorgehensweise zur Bestimmung der Umlaufverhältnisse lautet wie folgt:

- 1) Berechnung von Δp_{Auftr} sowie von $\Delta p_{FR} + \Delta p_{SR}$ für verschiedene Umlaufzahlen
- 2) Grafische Ermittlung der Umlaufzahl aus dem Schnittpunkt der Kurven

Aufgabe 3.1 Abnahmemessung an einem Großdampferzeuger

Bei der Abnahmemessung eines Großdampferzeugers soll festgestellt werden, inwieweit der zugesagte Dampferzeugerwirkungsgrad von 89 % eingehalten wird. Der verwendete Brennstoff ist Niederlausitzer Rohbraunkohle und es können die in Aufgabe 2.2 berechneten Luft- und Rauchgasmengen verwendet werden. Folgende weitere Daten liegen vor:

Tabelle 12: Mess- und Vorgabewerte für die Dampferzeugerbilanzierung

Frischdampfmenge	2431,0 t/h
Speisewasserparameter	275 °C / 293 bar
Frischdampfparameter	545 °C / 259 bar
Dampfmenge Zwischenüberhitzung (Austritt)	2116,0 t/h
Zwischendampf Eintrittsparameter	321 °C / 61 bar
Zwischendampf Austrittsparameter	581 °C / 58 bar
Einspritzmenge Zwischenüberhitzerstrang	25,0 t/h
Parameter Einspritzwasser Zwischenüberhitzung	180 °C / 70 bar
Rauchgastemperatur nach Luftvorwärmer	175 °C
CO-Gehalt im Rauchgas	150 mg/m ³
Lufttemperatur vor Luftvorwärmer	50 °C
Flugascheanteil an Gesamtasche	90 %
Mittlere Schlacketemperatur	550 °C

Berechnen Sie zunächst die Nutzwärme des Dampferzeugers, dann den Dampferzeugerwirkungsgrad mit der indirekten Berechnungsmethode sowie daraus die zugeführte Brennstoffmenge.

Lösungsweg:

Für die Berechnung der Nutzwärme werden die Enthalpien der Wasser-/Dampfseitigen Ein- und Austrittszustände benötigt. Diese können aus Diagrammen abgelesen (weniger genau) oder aus Tabelle 22 (S. 50) interpoliert werden. Beispiel Frischdampf:

Interpolation für den Druck:

$$h_{540/259} = \frac{19\text{bar}}{20\text{bar}}(h_{540/260} - h_{540/240}) + h_{540/240} = \frac{19\text{bar}}{20\text{bar}}(3294.2 - 3318.8) + 3318.8 = 3295.43 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{550/259} = \frac{19\text{bar}}{20\text{bar}}(h_{550/260} - h_{550/240}) + h_{550/240} = \frac{19\text{bar}}{20\text{bar}}(3327.6 - 3350.9) + 3350.9 = 3328.765 \text{ kJ/kg}$$

Mit diesen Zwischenwerten erfolgt die Interpolation für die Dampftemperatur:

$$h_{545/259} = \frac{5K}{10K} (h_{550/259} - h_{540/259}) + h_{540/259} = \frac{5K}{10K} (3328.765 - 3295.43) + 3295.43 = 3312.1 \text{ kJ/kg}$$

Alle übrigen Enthalpien werden in gleicher Weise bestimmt. Die Ergebnisse sind in Tabelle 13 aufgeführt:

Tabelle 13: Interpolierte Enthalpien

Zustand	Parameter	Enthalpie
Speisewasser	275 °C / 293 bar	1205.6 kJ/kg
Frischdampf	545 °C / 259 bar	3312.1 kJ/kg
Zwischendampf Eintritt	321 °C / 61 bar	2951.3 kJ/kg
Zwischendampf Austritt	581 °C / 58 bar	3615.9 kJ/kg
Einspritzwasser Zwischenüberhitzung	180 °C / 70 bar	766.3 kJ/kg

Mit diesen Werten, den Massenströmen aus Tabelle 12 sowie Gl. (35) lässt sich die Nutzwärme des Dampferzeugers berechnen:

$$\dot{Q}_N = \dot{m}_{FD} (h_{FD} - h_{SPW}) + \dot{m}_{HZÜ} (h_{HZÜ} - h_{KZÜ}) + \dot{m}_{ZÜ,ESPR} (h_{KZÜ} - h_{ZÜ,ESPR}) = 1828,3 \text{ MW}$$

Die Bestimmung des Dampferzeugerwirkungsgrades erfolgt indirekt über:

$$\eta_{DE} = 1 - \sum \xi_{SV}$$

Der Verlustbeiwert für den Rauchgasverlust wird mit Gl. (30) berechnet:

$$\xi_{RG} = \frac{\mu_{RG,f} \cdot c_{p,RG} \Big|_{25}^{175} (175^\circ\text{C} - 25^\circ\text{C})}{q_Z}$$

Eine integrale spezifische Wärmekapazität des Rauchgases kann aus dem Diagramm in Abbildung 12 abgelesen werden (ungenauer) oder mit der zugehörigen Gleichung berechnet werden (S. 54). Es ergibt sich zunächst:

$$c_{p,RG} \Big|_0^{175} = 1,1598 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$$

Unter Hinzuziehung von

$$c_{p,RG}|_0^{25} = 1,1377 \frac{kJ}{kgK}$$

kann die integrale Wärmekapazität zwischen $t_0=25^\circ\text{C}$ und $t_{RG}=175^\circ\text{C}$ nach Gl. (26) berechnet werden:

$$c_{p,RG}|_{25}^{175} = \frac{175 \cdot c_{p,RG}|_0^{175} - 25 \cdot c_{p,RG}|_0^{25}}{175 - 25} = 1,1635 \frac{kJ}{kgK}$$

Die spezifische, dem Dampferzeuger zugeführte Wärmemenge beträgt nach Gl. (30):

$$q_Z = H_u + \mu_{L,tr} (c_{p,L,tr} + x \cdot c_{p,H_2O}) \Big|_{25}^{50} (50^\circ\text{C} - 25^\circ\text{C})$$

Zur Berechnung werden die spezifischen Wärmekapazitäten für trockene Luft und den darin enthaltenen Wasserdampf aus Tabelle 25 (S. 55) interpoliert (Vorgehensweise in Aufgabe 2.3). Die Ergebnisse lauten:

$$c_{p,L,tr}|_{25}^{50} = 1,006 \frac{kJ}{kgK} \quad \text{und} \quad c_{p,H_2O}|_{25}^{50} = 1,868 \frac{kJ}{kgK}$$

Damit wird

$$q_Z = 8611 + 3,792 \cdot (1,006 + 0,0047 \cdot 1,868) \cdot (50 - 25) = 8707,2 \frac{kJ}{kg_B}$$

und der Rauchgasverlustbeiwert berechnet sich zu:

$$\xi_{RG} = \frac{4,775 \cdot 1,1635 \cdot (175 - 25)}{8707,2} = 9,57\%$$

Der Verlustbeiwert durch unverbrannte Brennstoffbestandteile wird nach den Anhaltswerten in Tabelle 9 (S. 18) angesetzt mit:

$$\xi_u = 0,4\%$$

Als Verlust durch Leitung und Strahlung wird bei der errechneten Nutzwärmeleistung aus dem Diagramm in Abbildung 4 (S. 19) als absoluter Wert abgelesen:

$$\dot{Q}_{LST} = 6 \text{ MW}$$

Zunächst unter Annahme des vom Hersteller zugesicherten Dampferzeugerwirkungsgrades von 89% kann berechnet werden:

$$\xi_{LST} = \eta_{DE} \frac{\dot{Q}_{LST}}{\dot{Q}_N} = 0,89 \frac{6}{1828,3} = 0,29\%$$

Der Verlust durch unverbrannte Gase (CO-Verlust) berechnet sich nach Gl. (31):

$$\xi_{CO} = \frac{\dot{V}_{RG,tr}}{\dot{m}_B} \cdot \frac{x_{CO,RG,tr} \cdot H_{u,CO}}{q_Z}$$

$$\frac{\dot{V}_{RG,tr}}{\dot{m}_B} = \sum_{tr} \frac{\mu_{i,RG}}{M_i} = \frac{0,953}{44,01} + \frac{2,915}{28,013} + \frac{0,115}{31,999} + \frac{0,016}{64,065} = 0,1296 \frac{kmol_{RG,tr}}{kg_B}$$

$$x_{CO,RG,tr} = \frac{150 \text{ mg} / \text{m}^3}{\rho_{CO}} = \frac{0,00015 \text{ kg} / \text{m}^3}{1,2494 \text{ kg} / \text{m}^3} = 0,00012$$

$$\xi_{CO} = 0,1296 \frac{kmol}{kg} \cdot \frac{0,00012 \cdot 282,91 \text{ MJ} / kmol}{8707,2 \text{ kJ} / kg} = 0,05 \%$$

Der Verlust durch fühlbare Wärme der abgezogenen Brennkammerasche und –schlacke beträgt nach Gl. (32):

$$\xi_{SL} = w_{A,B} \cdot w_{SL,A} \cdot c_{p,SL} \cdot (t_{SL} - t_0) / q_Z$$

$$\xi_{SL} = \frac{0,035 \cdot (1 - 0,9) \cdot 1,0 \text{ kJ} / (\text{kgK}) \cdot (500 - 25) \text{ K}}{8707,2 \text{ kJ} / \text{kg}} = 0,02 \%$$

Damit beträgt der Dampferzeugerwirkungsgrad nach Gl. (29):

$$\eta_{DE} = 1 - \sum \xi_V = 100\% - 9,57\% - 0,4\% - 0,29\% - 0,05\% - 0,02\% = 89,67 \%$$

Dieses Ergebnis liegt über dem Garantiewert des Herstellers und der Abnahmeversuch kann somit als ein Erfolg gewertet werden.

Die dem Dampferzeuger zugeführte Brennstoffmenge lässt sich nun berechnen:

$$\dot{m}_B = \frac{\dot{Q}_N}{\eta_{DE} \cdot q_Z} = \frac{1828,3 \text{ MW}}{0,8967 \cdot 8707,2 \text{ kJ} / \text{kg}} = 843 \text{ t} / \text{h} = 234,2 \text{ kg} / \text{s}$$

Aufgabe 3.2 Brennkammeraustrittstemperatur eines kohlenstaubgefeuerten Großdampferzeugers

Die Brennkammeraustrittstemperatur von kohlestaubgefeuerten Dampferzeugern soll nicht oberhalb der Ascheerweichungstemperatur liegen, um schlackeartige Verschmutzungen in den Konvektivheizflächen zu vermeiden. Für den bereits aus Aufgabe 3.1 bekannten Dampferzeuger mit Brennstoff Niederlausitzer Braunkohle werden Brennkammeraustrittstemperaturen unterhalb 1000 °C angestrebt.

- 1) Berechnen Sie den Emissionskoeffizienten der Brennkammer unter Zugrundelegung eines Verschmutzungsfaktors von $f_v=0,85$ für eine mittlere Brennkammerendtemperatur von 980 °C, welche messtechnisch durch Schallpyrometrie ermittelt wurde. Der Querschnitt des Dampferzeugers beträgt 24,6 x 24,6 m, die Brennkammerhöhe 90 m (Quaderhöhe). Es darf angenommen werden, dass Abzugsflächen für Brenner und Rauchgasrücksaugeöffnungen durch die Oberfläche des Brennkammertrichters ausgeglichen werden. Die Brennkammerwände haben eine Oberflächentemperatur von 350 °C.
- 2) Anschließend soll angenommen werden, dass durch eine starke Verschmutzung der Brennkammer deren anzusetzender Verschmutzungsfaktor auf einen Wert von $f_v=0,65$ sinkt. Welche Auswirkungen hat dies auf die Wärmeaufnahme der Brennkammer und die Brennkammeraustrittstemperatur?

Lösungsweg:

Der Emissionskoeffizient soll aus Gl. (41) berechnet werden. Dabei mindert der Verschmutzungsfaktor f_v die übertragene Wärmemenge ab:

$$\dot{Q}_{St} = f_v \cdot \sigma \cdot \varepsilon_{BK} \cdot A_{St} \cdot (T_F^4 - T_W^4)$$

Die durch Strahlung übertragene Wärmemenge muss gleich der rauchgasseitigen Wärmeabgabe entsprechend der Energiebilanz sein (vgl. Gl. (40)):

$$\dot{Q}_{RG,BK} = \dot{m}_B \cdot \mu_{RG,f} \cdot \left(t_{ad} \cdot c_p \Big|_0^{t_{ad}} - t_{BKE} \cdot c_p \Big|_0^{t_{BKE}} \right)$$

Gleichsetzen und Umstellen nach ε_{BK} mit Ersetzung von T_F gemäß Gl. (42) führt zu:

$$\varepsilon_{BK} = \frac{\dot{m}_B \cdot \mu_{RG,f} \cdot \left(t_{ad} \cdot c_p \Big|_0^{t_{ad}} - t_{BKE} \cdot c_p \Big|_0^{t_{BKE}} \right)}{f_v \cdot \sigma \cdot \varepsilon_{BK} \cdot A_{St} \cdot (T_{ad}^2 T_{BKE}^2 - T_W^4)}$$

Die adiabate Verbrennungstemperatur (aus Aufgabe 2.3) beträgt

$$t_{ad}=1501 \text{ °C}$$

Anhand der Rauchgaszusammensetzung

$$\xi_{H_2O, RG, f} = 0,163 \quad \text{und} \quad \xi_{CO_2, RG, f} = 0,2 \quad (\text{aus Aufgabe 2.2})$$

müssen nun die beiden integralen Wärmekapazitäten nach der Gleichung auf Seite 54 bestimmt werden. Es ergeben sich:

$$c_p \Big|_0^{1501} = 1,3591 \frac{kJ}{kgK} \quad \text{und} \quad c_p \Big|_0^{980} = 1,2802 \frac{kJ}{kgK}$$

Nach Einsetzen der weiteren, in Aufgabe 3.1 und Aufgabe 2.2 berechneten Werte

$$\dot{m}_B = 234,2 \text{ kg/s} \quad \text{und} \quad \mu_{RG, f} = 4,775 \frac{kg}{kg_B}$$

sowie von

$$T_F = \sqrt{(1501 + 273,15) \cdot (980 + 273,15)} = 1491 \text{ K} \quad \text{gemäß Gl. (42)}$$

ergibt sich:

$$\varepsilon_{BK} = \frac{234,2 \cdot 4,775 \cdot (1501 \cdot 1,3591 - 980 \cdot 1,2802)}{0,85 \cdot 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot (4 \cdot 24,6 \cdot 90) \cdot (1491^4 - (350 + 273,15)^4)} \cdot \frac{1000 \text{ W}}{kW} = 0,4295$$

Wenn der Verschmutzungsfaktor der Brennkammer auf den Wert $f_v=0,65$ sinken sollte, wird die Brennkammertemperatur steigen, weil weniger Wärme aufgenommen werden kann. Mit dem nun bekannten Emissionskoeffizienten der Brennkammer kann diese Temperatur iterativ bestimmt werden.

Als Beispiel soll der erste Iterationsschritt mit einer angenommenen Austrittstemperatur von 1000 °C dienen:

Mit einer mittleren Flammentemperatur von

$$T_F = \sqrt{(1501 + 273,15) \cdot (1000 + 273,15)} = 1503 \text{ K}$$

berechnet sich die in diesem Fall übertragene Strahlungswärme:

$$\dot{Q}_{St} = 0,65 \cdot 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot 0,4295 \cdot (4 \cdot 24,6 \cdot 90) \cdot (1503^4 - (350 + 273,15)^4) = 694235,8 \text{ kW}$$

Mittels Umstellung von Gl. (40) wird die angenommene Temperatur für $\dot{Q}_{RG,BK} = \dot{Q}_{St}$ überprüft:

$$t'_{BKE} = \frac{t_{ad} \cdot c_p \Big|_0^{t_{ad}} - \frac{\dot{Q}_{St}}{m_B \cdot \mu_{RG,f}}}{c_p \Big|_0^{t'_{BKE}}}$$

$$c_p \Big|_0^{1000} = 1,2832 \frac{kJ}{kgK}$$

$$t'_{BKE} = \left(1501 \cdot 1,3591 - \frac{694235,8}{234,2 \cdot 4,775} \right) / 1,2832 = 1106 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Dieses Ergebnis weicht noch beträchtlich vom angenommenen Wert ab. Für eine schnelle Konvergenz während weiterer Berechnungsdurchgänge empfiehlt es sich, den Mittelwert zwischen Annahme und Ergebnis als neuen Startwert zu verwenden. Die gesamte Iteration mit Zwischenergebnissen ist in Tabelle 14 zusammengefasst.

Tabelle 14: Iterative Bestimmung der Brennkammeraustrittstemperatur

t_{BKE}	T_F	\dot{Q}_{St}	$c_p \Big _0^t$	t'_{BKE}
$^\circ\text{C}$	K	kW	kJ/(kgK)	$^\circ\text{C}$
1000	1503	694235,8	1,2832	1106
1053	1534	755106,5	1,2912	1057
1055	1535	757132,6	1,2915	1055

Wenn man die Berechnung der Brennkammeraustrittstemperatur für verschiedene andere Verschmutzungsfaktoren durchführt (Tabelle 15), zeigen die übertragene Strahlungswärme und die Brennkammeraustrittstemperatur einen fast linearen Verlauf in Abhängigkeit von der Verschmutzung.

Tabelle 15: Einfluss des Verschmutzungsfaktors auf die Brennkammeraustrittstemperatur

f_v	-	0,65	0,7	0,75	0,8	0,85
\dot{Q}_{St}	MW	757,1	789,5	821,0	849,8	878,3
t_{BKE}	$^\circ\text{C}$	1055	1035	1016	997	980

Aufgabe 3.3 Verdampfersystem mit Naturumlauf

In einen Dampferzeuger mit Naturumlauf stellt sich die Strömungsgeschwindigkeit in den Steig- und Fallrohren in Abhängigkeit von den auftretenden Druckverlusten sowie dem Dichteunterschied zwischen Steig- und Fallrohrinhalt ein.

Berechnen Sie die sich ergebende Umlaufzahl für ein Verdampfersystem mit den folgenden Daten:

Tabelle 16: Daten des Dampferzeugers mit Naturumlauf

Frischdampfmenge	$\dot{m}_{FD} = 500 \text{ t/h}$
Trommeldruck	$p_{TR} = 180 \text{ bar}$
Speisewassertemperatur vor Trommel	$t_{SPW} = 337,0 \text{ °C}$
Anzahl der Steigrohre / Fallrohre	$n_R = 910$
Höhe der Verdampferwand	30 m
Rohrinnendurchmesser (Steig- und Fallrohre)	$d_i = 44 \text{ mm}$
Rohrrauigkeit	$k = 0,1 \text{ mm}$
Druckverlustbeiwert für zusätzliche Krümmen in den Fallrohren	$\xi_{FR,Kr} = 0,1$
Beheizungsstärke der Steigrohre	$q = 10 \text{ kW/m}$

Lösungsweg:

Die Aufgabe soll, wie am Ende von Abschnitt 3.5 vorgeschlagen, auf grafischem Wege gelöst werden. Die erwartete Umlaufzahl liegt nach Tabelle 11 etwa im Bereich von $U = 6 \dots 8$. Es soll für eine Reihe von Umlaufzahlen ($U = 5, 7, 9, 11$) jeweils die Berechnung der Auftriebskraft sowie der Summe aller Druckverluste durchgeführt werden. Exemplarisch wird der Rechengang für $U = 7$ dargestellt:

Zunächst soll der Druckverlust in einem Fallrohr berechnet werden. Dazu wird mit Gl. (46) bestimmt:

$$\lambda_{FR} = \left(1,14 + 2 \cdot \log \frac{44}{0,1} \right)^{-2} = 0,024$$

Mit

$$\rho' = 543,6 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad (\text{aus Tabelle 23, S. 51})$$

und

$$w_0 = \frac{U \cdot \dot{m}_D}{\rho' \cdot n_R \cdot \frac{\pi}{4} d_{i,FR}^2} = \frac{7}{543,6 \cdot 910 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0,044^2} \cdot \frac{500}{3,6} = 1,29 \frac{m}{s}$$

ergibt sich für den Druckverlust im Fallrohr nach Gl. (45):

$$\Delta p_{FR} = \left(0,024 \cdot \frac{30}{0,044} + 0,1 \right) \cdot \frac{543,6 \cdot 1,29^2}{2} = 7447 \text{ Pa}$$

Nun soll der Auftrieb als treibende Kraft des Naturumlaufs bestimmt werden.
Zunächst aber werden folgende Werte benötigt:

$$h' = 1732,0 \frac{kJ}{kgK} \quad (\text{aus Tabelle 23, S. 51})$$

$$h_{SPW} = 1510,4 + \frac{7}{10} (1578,7 - 1510,4) = 1558,2 \frac{kJ}{kgK}$$

(interpoliert aus Tabelle 22, S. 50)

$$x_A = \frac{1}{U} = \frac{1}{7} = 0,143$$

$$\dot{m}_0 = \rho' \cdot w_0 \cdot \frac{\pi}{4} d_{i,FR}^2 = 543,6 \cdot 1,29 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0,044^2 = 1,07 \frac{kg}{s}$$

$$\left(\frac{dh'}{dp} \right)_{Tr} \approx \frac{h'(190 \text{ bar}) - h'(170 \text{ bar})}{20 \text{ bar}} = \frac{1776,9 - 1690,0}{20} \cdot \frac{1 \text{ Pa}}{10^5 \text{ bar}} = 4,3 \cdot 10^{-5} \frac{kJ}{kg \cdot K \cdot Pa}$$

(interpoliert aus Tabelle 23, S. 51)

Damit wird nach Gl. (48) die Höhe des Siedebeginns im Steigrohr berechnet:

$$H_S = \frac{(1732,0 - 1558,2) \cdot 0,143 + (543,6 \cdot 9,81 \cdot 30 - 7447) \cdot 4,3 \cdot 10^{-5}}{\frac{10}{1,07} + 543,6 \cdot 9,81 \cdot 4,3 \cdot 10^{-5}} = 3,28 \text{ m}$$

Weiter ergibt sich mit

$$\rho'' = 133,4 \frac{kg}{m^3} \quad (\text{aus Tabelle 23, S. 51})$$

und

$$x_m \approx \frac{x_A}{2}$$

die mittlere Gemischgeschwindigkeit im Steigrohr nach Gl. (50):

$$w_{Gm} = 1,29 \cdot \left[1 + \frac{0,143}{2} \cdot \left(\frac{543,6}{133,4} - 1 \right) \right] = 1,57 \frac{m}{s}$$

Damit kann aus dem Diagramm in Abbildung 8 (S. 27) abgelesen werden:

$$C \approx 0,92$$

Nun ist die Gemischdichte im Steigrohr nach Gl. (49) zu berechnen:

$$\rho_{Gm} = 543,6 \cdot \left\{ 1 - 0,92 \cdot \left[1 - \frac{7}{\left(\frac{543,6}{133,4} - 1 \right)} \cdot \ln \left(1 + \frac{1}{7} \left(\frac{543,6}{133,4} - 1 \right) \right) \right] \right\} = 458,1 \frac{kg}{m^3}$$

Somit ergibt sich der gesuchte Auftrieb nach Gl. (47):

$$\Delta p_{Auftr} = (543,6 - 458,1) \cdot 9,81 \cdot (30 - 3,28) = 22412 \text{ Pa}$$

Als letzter Schritt ist der Druckverlust im beheizten Steigrohr zu bestimmen. Hierzu müssen zunächst die Bedingungen nach Gl. (52) und Gl. (54) geprüft werden:

$$Fr = (1,29 \cdot 0,143)^2 \frac{543,6}{133,4 \cdot 9,81 \cdot 0,044} = 0,321$$

$$\frac{1}{b} = \frac{0,143 \cdot 543,6}{(1 - 0,143) \cdot 133,4} = 0,68 < \frac{12 \sqrt{0,321}}{1 + \sqrt{0,321}/7} = 6,29 \quad \text{o.k.}$$

Mit

$$\eta' = 6,22 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s} \quad \text{und} \quad \eta'' = 2,5 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s} \quad (\text{aus Tabelle 23, S. 51})$$

ergibt sich weiterhin

$$Re_{2Ph} = \frac{1,29 \cdot 543,6 \cdot 0,044}{6,22 \cdot 10^{-5} (1 - 0,143 \cdot (1 - 2,5/6,22))} = 542449 > 2300 \quad \text{o.k.}$$

Wegen

$$b = \frac{1}{0,68} = 1,471 > 0,4 \quad (\text{siehe oben})$$

ist nun die Konstante K in Gl. (55) gemäß Gl. (58) zu ermitteln:

$$\frac{1}{K} = 1 - \frac{2,97 / 1,471^{2/3} + 1}{6 \cdot \left(\frac{1,83}{1,471^{2/3} + 1} \right) \cdot \left(\frac{3,43}{1,471^{2/3} + 1} \right)} \quad \rightarrow \quad K = 1,066$$

Der Verlustbeiwert bei Zweiphasenströmung $\lambda_{SR,2Ph}$ wird aus Gleichung Gl. (59) iterativ nach dem Newton-Verfahren berechnet:

$$\lambda_{SR,2Ph}^* = \lambda_{SR,2Ph} - \frac{F}{F'}$$

Mit

$$F = (\lambda_{SR,2Ph})^{-\frac{1}{2}} + \frac{2}{\ln 10} \ln \left(K_1 + K_2 \cdot (\lambda_{SR,2Ph})^{-\frac{1}{2}} \right)$$

$$F' = -\frac{1}{2} (\lambda_{SR,2Ph})^{-\frac{3}{2}} \left(1 + \frac{2 \cdot K_2}{\ln 10} \left(\frac{1}{K_1 + K_2 \cdot (\lambda_{SR,2Ph})^{-\frac{1}{2}}} \right) \right)$$

und

$$K_1 = \frac{k / d_{i,SR}}{3,7} \quad \text{sowie} \quad K_2 = \frac{2,51}{\text{Re}_{2Ph}}$$

Die Iteration konvergiert schnell, in Tabelle 17 ist der Verlauf bei Wahl eines Startwerts von $\lambda_{SR,2Ph} = 0,02$ dargestellt.

Tabelle 17: Iterationsfolge nach dem Newton-Verfahren zur Bestimmung des Verlustbeiwertes bei Zweiphasenströmung im beheizten Steigrohr

$\lambda_{SR,2Ph}$	F	F'	$\lambda_{SR,2Ph}^*$
0,020	0,6928	-177,8749	0,024
0,024	0,0729	-135,3177	0,025
0,025	-0,0583	-127,2811	0,025

Mit den berechneten Werten und der in Gl. (56) angegebenen Lösung des Integrals kann nun der Druckverlust im Steigrohr nach Gl. (51) bestimmt werden:

$$\Delta p_{SR} = \frac{543,6 \cdot 1,29^2}{2} \left(0,024 \cdot \frac{3,28}{0,044} + \frac{0,025}{0,044} (30 - 3,28) \cdot \left[1 + \left(1 - \frac{1,066}{2} \right) \left(\frac{543,6}{133,4} - 1 \right) \cdot 0,143 - \left(\frac{1,066 - 1}{3} \right) \left(\frac{543,6}{133,4} - 1 \right)^2 \cdot 0,143^2 \right] \right)$$

$$\Delta p_{SR} = 9057 \text{ Pa}$$

Das System ist mit der angenommenen Umlaufzahl nicht im Gleichgewicht, da die berechneten Ergebnisse die Gl. (43) noch nicht erfüllen:

$$22412 \neq 7447 + 9057 = 16504$$

Die Berechnung müsste nun mit höheren Umlaufzahlen wiederholt werden, weil hierdurch der Dampfgehalt im Steigrohr und die Auftriebskraft sinken, während die Druckverluste infolge der höheren Strömungsgeschwindigkeit steigen.

Die Ergebnisse für weitere Umlaufzahlen sind in Tabelle 18 zusammengefasst. Ihre grafische Darstellung (Abbildung 9) zeigt, dass sich bei $U \approx 7,9$ ein Gleichgewichtszustand einstellt.

Tabelle 18: Berechnungsergebnisse bei Annahme verschiedener Umlaufzahlen

U	Δp_{Auftr}	Δp_{FR}	Δp_{SR}
5	28474	3787	4902
7	22412	7447	9057
9	18833	12331	13939
11	16171	18440	20370

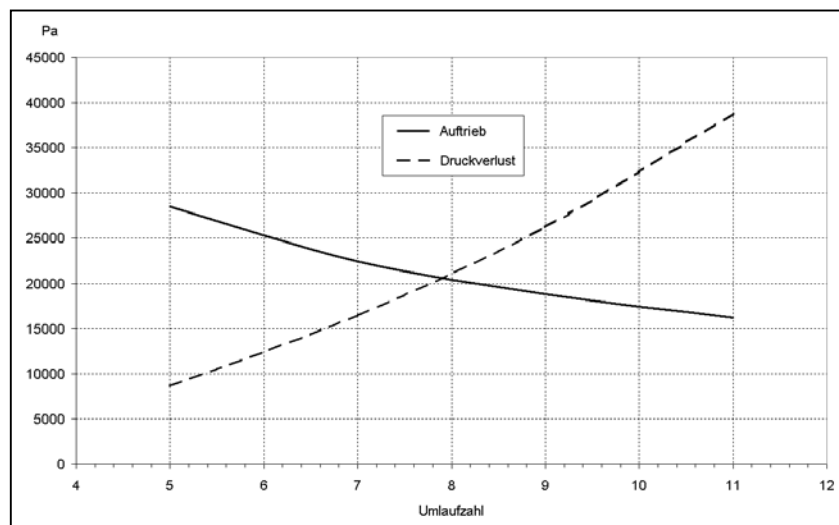


Abbildung 9: Grafische Auswertung der Umlaufverhältnisse

4 Emissionen



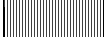

4.1 Grenzwerte und Vorschriften

Die wichtigsten in Deutschland reglementierten Emissionen von Großfeuerungsanlagen sind Staub, SO₂, NO_x, CO; ferner Dioxine/Furane, Verbindungen mit Cl und F sowie besondere anorganische Stoffe, darunter auch Schwermetalle.

Für die einzelnen Arten von Emittenten und abhängig von der Feuerungswärmeleistung kommen verschiedene Vorschriften zur Anwendung, die in Tabelle 19 zusammengefasst sind.

Tabelle 19: Geltungsbereich der Gesetze und Verordnungen

	Feuerungswärmeleistung [MW]				
	< 1	1 ... 10	10 ... 50	50 ... 100	> 100
Fester Brennstoff		TA Luft	TA Luft	13. BImSchV	13. BImSchV
Flüssiger Brennstoff		TA Luft	TA Luft	13. BImSchV	13. BImSchV
Gasförmiger Brennstoff		1. BImSchV	TA Luft	13. BImSchV	13. BImSchV
Industrielle Prozesse	TA Luft	TA Luft	TA Luft	TA Luft	TA Luft
Gasturbinenanlagen	TA Luft	TA Luft	TA Luft	TA Luft	TA Luft
Verbrennungsmotoren	TA Luft	TA Luft	TA Luft	TA Luft	TA Luft
Abfall- und Mitverbrennung	17. BImSchV	17. BImSchV	17. BImSchV	17. BImSchV	17. BImSchV

 1. BImSchV	 13. BImSchV
 TA Luft	 17. BImSchV

Emissionsgrenzwerte werden angegeben in g/m³ oder mg/m³, wobei sich das zugrunde gelegte Abgasvolumen auf den Normzustand (Temperatur 273,15 K, Druck 101,3 kPa) nach Abzug des Wasserdampfanteils bezieht. Die angegebenen Emissionsgrenzwerte beziehen sich weiterhin auf ein Abgasvolumen mit einem festgelegten Bezugssauerstoffgehalt.

Ausgewählte Emissionsgrenzwerte sind in Abschnitt 9 zusammengestellt.

4.2 Umrechnung auf Bezugssauerstoffgehalt

Bei der Messung von Emissionen liegen je nach Anlage und Betriebszustand unterschiedliche Sauerstoffgehalte am Messpunkt vor, die meist nicht mit dem Bezugssauerstoffgehalt der Emissionsgrenzwerte übereinstimmen.

Sofern keine Rauchgasreinigungseinrichtungen für die jeweilige Schadstoffkomponente betrieben werden oder wenn der Sauerstoffgehalt im Rauchgas über dem Bezugssauerstoffgehalt liegt, ist folgende Umrechnung vorzunehmen:

$$C_B = \frac{21 - O_B}{21 - O_M} C_M \quad \text{Gl. (60)}$$

Hierin sind O_B und O_M der Bezugssauerstoffgehalt und der Sauerstoffgehalt während der Messung (in Prozent). C_B und C_M sind der Emissionswert im Bezugszustand bzw. wie gemessenen.

4.3 Grenzwerte bei Mischfeuerungen, Mehrstofffeuerungen und Mitverbrennung

Die Emissionsgrenzwerte und Bezugssauerstoffgehalte für *Mischfeuerungen* (d.h. mehrere Regelbrennstoffe gleichzeitig) sind entsprechend den Anteilen der Brennstoffe an der Feuerungswärmeleistung zu bilden (13. BImSchV, TA Luft):

$$G_M = \frac{\sum FWL_i \cdot G_i}{\sum FWL_i} \quad \text{Gl. (61)}$$

Hierin sind G_M der Emissionsgrenzwert für die Mischfeuerung und G_i die Emissionsgrenzwerte für Einzelbrennstoffe, welche jeweils eine Feuerungswärmeleistung FWL_i beisteuern.

Dies gilt, sofern nicht der Brennstoff mit dem höchsten Grenzwert zu mehr als 70% zur Feuerungswärmeleistung beiträgt (TA Luft). In diesen Fällen ist der höhere Grenzwert maßgebend.

Bei *Mehrstofffeuerungen* (d.h. Einsatz immer nur eines von mehreren möglichen Regelbrennstoffen) gilt der Grenzwert und Bezugssauerstoffgehalt des jeweils gerade eingesetzten Brennstoffs (13. BImSchV).

Für die *Mitverbrennung* (d.h. von Abfällen und anderen Stoffen mit einem Anteil von weniger als 25% an der Feuerungswärmeleistung) sind die Emissionsgrenzwerte und Bezugssauerstoffgehalte nach den Anteilen der Brennstoffe am Abgasvolumenstrom zu bilden (17. BImSchV). Als Abgasmenge des mitverbrannten Stoffes ist diejenige Abgasmenge anzusetzen, welche bei der Verbrennung dieses Stoffes einschließlich des für seine Verbrennung zusätzlich benötigten Brennstoffs entsteht.

$$G_M = \frac{\sum V_{RG,i} \cdot G_i}{\sum V_{RG,i}} \quad \text{mit } \frac{V_{RG,i}}{\sum V_{RG,i}} : \text{Anteil am Abgasstrom} \quad \text{Gl. (62)}$$

Hinweis: Beträgt der Anteil des mitverbrannten Stoffes an der Feuerungswärmeleistung weniger als 10%, so wird für seinen Anteil am Abgasstrom ein Wert von 10% angenommen (17. BImSchV).

Aufgabe 4.1 Rauchgasreinigung und Emissionsgrenzwerte

Zur Minderung der Schadstoffemissionen ist in einem steinkohlebefeueten Kraftwerk (Feuerungswärmeleistung 1350 MW) eine SCR-Anlage mit Ammoniak als Reduktionsmittel und eine Rauchgasentschwefelungsanlage installiert.

Die Importsteinkohle besitzt einen Heizwert von 27,5 MJ/kg, ihre Zusammensetzung ist in Tabelle 20 angegeben.

Die spezifische Rauchgasmenge unter den vorliegenden Betriebsbedingungen beträgt 7,966 m³/kg_B (trocken, i.N.).

Der gemessene Sauerstoffgehalt im Rauchgas beträgt 2,8% (trocken).

Tabelle 20: Elementaranalyse der Importsteinkohle

Elementarzusammensetzung	Massenanteile
C	69,0 %
H	5,2 %
O	14,5 %
N	1,6 %
S	0,9 %
Asche	7,7 %
Wasser	1,1 %

- 1) Berechnen Sie die minimale, stündlich benötigte Menge Ammoniak (molare Masse $M_{NH_3}=17 \text{ kg/kmol}$) zur Einhaltung des gesetzlichen NO_x-Emissionsgrenzwertes. Die Konversionsrate von Brennstoffstickstoff zu NO_x wurde zuvor mit 20 % bestimmt und es wurde ebenfalls ermittelt, dass Brennstoff-NO_x einen Anteil von 65 % am erzeugten Gesamt-NO_x hat.

Vereinfachend darf NO_x in seiner Gesamtheit als NO₂ mit einer molaren Masse von $M_{NO_2}=46 \text{ kg/kmol}$ behandelt werden.

- 2) Berechnen Sie die entstehende Menge Gips (molare Masse $M_{CaSO_4}=136 \text{ kg/kmol}$), wenn in der Nasswäscher-REA mit Kalksteinsuspension als Absorbtionsmittel ein Entschwefelungsgrad von 96% erzielt wird. Die Schwefeleinbindung in die Asche beträgt 5%.

Wird mit der REA der gesetzliche Grenzwert für SO_x-Emissionen eingehalten?

Lösungsweg:

Zunächst ist der erwartete NO_x -Emissionswert ohne Rauchgasreinigung zu bestimmen:

$$\mu_{\text{NO}_2} = \frac{f_{N(B) \rightarrow \text{NO}_2}}{f_{\text{NO}_2(B)}} \xi_{N,B} \frac{M_{\text{NO}_2}}{M_N} = \frac{0,2}{0,65} \cdot 0,016 \cdot \frac{46}{14,007} \cdot \frac{10^6 \text{ mg}}{\text{kg}} = 16168 \frac{\text{mg}}{\text{kg}_B}$$

$$C_{\text{NO}_2} = \frac{\mu_{\text{NO}_2}}{\mu_{\text{RG},tr}} = \frac{16168}{7,966} = 2030 \frac{\text{mg}}{\text{m}^3}$$

Für eine Anlage nach der 13. BImSchV (vgl. Tabelle 19) sind laut Tabelle 27 $200 \text{ mg/m}^3 \text{ NO}_x$ bei einem Bezugssauerstoffgehalt von 6% erlaubt.

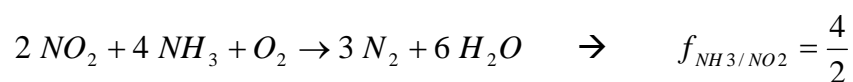
Dieser Grenzwert soll durch Umstellung von Gl. (60) zunächst auf einen maximal zulässigen Messwert umgerechnet werden:

$$G_{\text{NO}_2,M} = \frac{21 - 2,8}{21 - 6} 200 \approx 240 \frac{\text{mg}}{\text{m}^3}$$

Damit ergibt sich eine notwendige NO_x -Minderung von:

$$f_{\text{NO}_2, \text{Mind.}} = \frac{2030 - 240}{2030} = 88,2 \%$$

Unter Zugrundelegung der Reaktionsgleichung



ergibt sich die spezifische, minimal benötigte Menge Ammoniak:

$$\mu_{\text{NH}_3} = f_{\text{NO}_2, \text{Mind.}} \cdot \mu_{\text{NO}_2} \cdot f_{\text{NH}_3/\text{NO}_2} \cdot \frac{M_{\text{NH}_3}}{M_{\text{NO}_2}} = 0,882 \cdot 16168 \cdot \frac{4}{2} \cdot \frac{17}{46} \cdot \frac{1 \text{ g}}{1000 \text{ mg}} = 10,55 \frac{\text{g}}{\text{kg}_B}$$

Mit der Brennstoffmenge

$$\dot{m}_B = \frac{1350}{27,5} \cdot \frac{3,6 \text{ t/h}}{1 \text{ kg/s}} = 176,7 \text{ t/h}$$

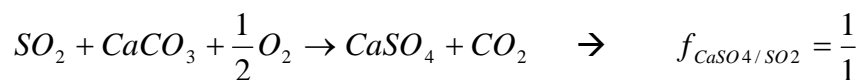
ergibt sich der Massenstrom des Zusatzstoffs Ammoniak:

$$\dot{m}_{NH_3} = 176,7 \cdot 10,55 \cdot \frac{1 t}{1000 kg} \approx 1,865 t/h$$

Die spezifische SO₂-Menge aus der Verbrennung berechnet sich nach Gl. (18):

$$\mu_{SO_2} = \frac{M_{SO_2}}{M_S} \xi_S \cdot (1 - f_{S(B) \rightarrow Asche}) = \frac{64,065}{32,065} \cdot 0,009 \cdot (1 - 0,05) \cdot \frac{10^6 mg}{kg} = 17083 \frac{mg}{kg_B}$$

Mit der Reaktionsgleichung für die Entschwefelung



kann die entstehende Menge Gips berechnet werden:

$$\dot{m}_{CaSO_4} = \eta_{REA} \cdot \dot{m}_B \cdot \mu_{SO_2} \cdot f_{CaSO_4/SO_2} \cdot \frac{M_{CaSO_4}}{M_{SO_2}} = 0,96 \cdot 176,7 \cdot 17083 \cdot \frac{1}{1} \cdot \frac{136}{64,065} \cdot \frac{kg}{10^6 mg} = 6,15 t/h$$

Die nach der REA noch vorhandene SO₂-Konzentration berechnet sich wie folgt:

$$\mu_{SO_2,emit.} = \frac{\mu_{SO_2} \cdot (1 - \eta_{REA})}{\mu_{RG,tr}} = \frac{17083 \cdot (1 - 0,96)}{7,966} = 86 \frac{mg}{m^3}$$

Dieser Wert liegt weit unter dem gesetzlichen Grenzwert von 200 mg/m³ (vgl. Tabelle 27), obwohl die Sauerstoffkonzentration im Rauchgas geringer ist als der Bezugssauerstoffgehalt.

Eine weitere Umrechnung zur Überprüfung ist daher nicht erforderlich.

Aufgabe 4.2 Emissionsgrenzwert einer Mischfeuerung

Eine Kesselanlage mit Kohlenstaubfeuerung hat eine Feuerungswärmeleistung von 4 MW. Mit zusätzlichen Ölbrennern wird die Feuerungswärmeleistung auf 6,5 MW erhöht.

Ermitteln Sie den einzuhaltenden Emissionsgrenzwert für NO_x und den Bezugssauerstoffgehalt für diese Mischfeuerung.

Lösungsweg:

Die Anlage ist aufgrund ihrer Feuerungswärmeleistung nach TA Luft zu bewerten. Aus Tabelle 26 können für die Gesamtfeuerungswärmeleistung von 6,5 MW folgende Grenzwerte und Bezugssauerstoffgehalte entnommen werden:

Kohle:	500 mg/m ³ NO _x	bei	7% O ₂
Heizöl:	20 mg/m ³ NO _x	bei	3% O ₂

Da keiner der Brennstoffe mehr als 70% zur Feuerungswärmeleistung beiträgt, ist ein Mischgrenzwert und ein neuer Bezugssauerstoffgehalt nach Gl. (61) zu bilden:

$$G_{\text{NO}_x} = \frac{4 \cdot 500 + 2,5 \cdot 20}{6,5} = 315 \frac{\text{mg}}{\text{m}^3}$$

$$O_{2,\text{Bezug}} = \frac{4 \cdot 7 + 2,5 \cdot 3}{6,5} = 5,5 \%$$

5 Literaturverzeichnis

- [1] Warnatz, J.; Mass U.: Technische Verbrennung. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 1993. ISBN 3-540-56183-8
- [2] Cerbe, G.: Grundlagen der Gastechnik. Carl-Hanser-Verlag München Wien, 3. Auflage, 1988. ISBN 3-446-15068-4
- [3] Effenberger, H.: Dampferzeugung. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2000. ISBN 3-540-64175-0
- [4] VDI-Richtlinie 4670: Thermodynamische Stoffwerte von feuchter Luft und Verbrennungsgasen. Verein Deutscher Ingenieure, Düsseldorf, 2003

6 Konstanten

Formelzeichen	Bezeichnung	Wert
σ	Stefan-Boltzmann-Konstante	$5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W / m}^2 \text{ K}^4$
g	Fallbeschleunigung	$9,81 \text{ m / s}^2$

7 Formelzeichen

Formelzeichen	Bezeichnung	Einheit
ξ_i	Massenanteil	kg / kg
x_i	Stoffmengenanteil	kmol <i>i</i> / kmol
μ_i	Massenverhältnis	kg <i>i</i> / kg <i>Brennstoff</i>
ν_i	Stoffmengenverhältnis	kmol / kmol <i>Brennstoff</i>
M	Molare Masse	kg / kmol
c_p ($c_p \Big _{t_0}^t$)	Spezifische Wärmekapazität (Integraler Wert zwischen t_0 und t)	kJ / (kg K)
w_L x_L	Luftfeuchtegehalt	m ³ Wasser / m ³ <i>trockene Luft</i> kg Wasser / kg <i>trockene Luft</i>
w_G	Gasfeuchtegehalt	m ³ Wasser / m ³ <i>trockenes Gas</i>
φ	Relative Feuchte	-
n	Luftüberschusszahl	-
p_s	Sättigungspartialdruck von Wasserdampf	bar
H_u, H_o	Unterer / oberer Heizwert	kJ / kg
T, t	Temperatur	K, °C
\dot{Q}	Wärmestrom	kW
$q_{V/A/G}$	Belastungskennwerte bei Brennkammern (Volumen-/Oberflächen-/Gürtelbelastung)	MW/m ³ , MW/m ²
q_z	Spez. zugeführte Wärme	kJ / kg
q	Beheizungsstärke pro Länge	kW / m
ζ	Verlustbeiwert	-
\dot{m}	Massenstrom	kg / s
h	Spez. Enthalpie	kJ / kg
ε	Emissionskoeffizient	-
A	Fläche	m ²
V	Volumen	m ³
H	Höhe, Länge	m
w	Strömungsgeschwindigkeit	m / s
ρ	Dichte	kg / m ³
p	Druck	bar
d	Durchmesser	m
C, K, k, f	Konstanten, Faktoren	-
η	Wirkungsgrad Dynamische Zähigkeit	- <i>Pa · s</i>

8 Stoffwerte

Tabelle 21: Konstante Stoffwerte

	Molare Masse [kg/kmol]	Normdichte [kg/m³_n]	Gaskonstante [kJ/kgK]
C	12,011	2267	-
S	32,065	1960	-
Luft (trocken)	28,960	1,2918	0,2871
Luftstickstoff (N₂+Ar+CO₂+Ne)	28,161	1,2561	0,2952
N₂	28,013	1,2495	0,2968
O₂	31,999	1,4273	0,2598
Ar	39,984	1,7834	0,2079
Ne	20,180	0,9001	0,4120
CO	28,010	1,2494	0,2968
CO₂	44,010	1,9630	0,1889
Wasserdampf	18,015	0,8036	0,4615
SO₂	64,065	2,8575	0,1298
NO	30,010	1,3402	0,2771
H₂	2,016	0,0899	4,1272

Tabelle 22: Auszug aus der Wasser-/Dampf tabel

		Druck in bar														
		20	40	60	80	100	120	140	160	180	200	220	240	260	280	300
Temperatur in °C	200	852,6	853,4	854,2	855,1	855,9	856,8	857,7	858,6	859,5	860,4	861,3	862,3	863,2	864,2	865,1
	210	897,8	898,5	899,2	899,9	900,6	901,4	902,2	903,0	903,8	904,6	905,4	906,3	907,1	908,0	908,9
	220	2821,7	944,1	944,7	945,3	945,9	946,5	947,2	947,8	948,5	949,2	949,9	950,7	951,4	952,2	953,0
	230	2850,2	990,4	990,8	991,3	991,7	992,2	992,7	993,3	993,8	994,4	995,0	995,6	996,2	996,9	997,5
	240	2877,2	1037,6	1037,8	1038,0	1038,3	1038,6	1039,0	1039,3	1039,7	1040,1	1040,6	1041,1	1041,6	1042,1	1042,6
	250	2903,2	1085,7	1085,7	1085,7	1085,7	1085,8	1086,0	1086,1	1086,3	1086,6	1086,9	1087,2	1087,5	1087,9	1088,3
	260	2928,5	2837,2	1134,6	1134,3	1134,1	1134,0	1133,9	1133,8	1133,8	1133,8	1133,9	1134,0	1134,2	1134,3	1134,6
	270	2953,1	2871,2	1184,9	1184,3	1183,7	1183,3	1182,9	1182,5	1182,2	1182,0	1181,8	1181,7	1181,6	1181,6	1181,6
	280	2977,2	2902,9	2805,2	1235,8	1234,8	1233,9	1233,1	1232,5	1231,8	1231,3	1230,8	1230,4	1230,1	1229,8	1229,6
	290	3000,9	2932,9	2847,5	1289,3	1287,7	1286,3	1285,0	1283,9	1282,8	1281,9	1281,1	1280,3	1279,6	1279,0	1278,5
	300	3024,3	2961,7	2885,5	2786,4	1343,1	1340,9	1339,0	1337,2	1335,6	1334,1	1332,8	1331,6	1330,5	1329,5	1328,7
	310	3047,3	2989,4	2920,6	2835,3	1401,8	1398,5	1395,6	1392,9	1390,6	1388,4	1386,4	1384,7	1383,1	1381,6	1380,2
	320	3070,2	3016,3	2953,5	2878,4	2782,7	1460,3	1455,9	1451,9	1448,4	1445,3	1442,5	1439,9	1437,6	1435,5	1433,5
	330	3092,8	3042,5	2984,9	2917,5	2835,7	2728,1	1521,8	1515,7	1510,4	1505,8	1501,7	1498,0	1494,7	1491,7	1488,9
	340	3115,3	3068,1	3014,9	2953,9	2882,1	2793,5	2672,4	1587,3	1578,7	1571,5	1565,3	1559,9	1555,2	1550,9	1547,1
	350	3137,6	3093,3	3043,9	2988,1	2924,0	2848,0	2752,9	2617,0	1658,7	1646,0	1635,9	1627,6	1620,4	1614,3	1608,8
	360	3159,9	3118,1	3072,0	3020,6	2962,6	2895,9	2816,4	2715,6	2666,0	1740,1	1719,5	1704,7	1693,2	1683,6	1675,6
	370	3182,1	3142,5	3099,3	3051,7	2998,8	2939,1	2870,4	2788,3	2683,7	2526,5	1842,6	1802,5	1779,6	1763,1	1750,2
	380	3204,2	3166,7	3126,1	3081,8	3033,1	2979,1	2918,3	2848,3	2764,9	2659,2	2504,6	2025,2	1901,1	1862,4	1838,3
	390	3226,2	3190,6	3152,4	3110,9	3065,9	3016,5	2961,8	2900,5	2830,2	2747,2	2643,7	2500,8	2242,7	2022,3	1955,2
	400	3248,2	3214,4	3178,2	3139,3	3097,4	3051,9	3002,2	2947,5	2886,3	2816,8	2735,8	2637,4	2510,6	2334,4	2152,4
	410	3270,2	3237,9	3203,6	3167,0	3127,8	3085,7	3040,2	2990,6	2936,3	2876,1	2808,4	2730,8	2639,5	2529,1	2395,8
	420	3292,2	3261,4	3228,8	3194,2	3157,5	3118,2	3076,1	3030,9	2981,9	2928,5	2869,9	2804,9	2731,8	2648,5	2552,9
	430	3314,1	3284,7	3253,7	3220,9	3186,3	3149,6	3110,5	3068,9	3024,2	2976,2	2924,3	2867,8	2806,1	2738,1	2662,8
	440	3336,1	3307,9	3278,3	3247,3	3214,6	3180,1	3143,6	3105,0	3064,0	3020,3	2973,6	2923,5	2869,7	2811,6	2748,9
	450	3358,1	3331,0	3302,8	3273,2	3242,3	3209,8	3175,6	3139,6	3101,7	3061,5	3019,0	2974,0	2926,1	2875,1	2820,9
	460	3380,0	3354,0	3327,0	3298,9	3269,5	3238,8	3206,7	3173,0	3137,7	3100,6	3061,6	3020,5	2977,3	2931,8	2883,8
	470	3402,0	3377,1	3351,2	3324,3	3296,4	3267,3	3236,9	3205,3	3172,3	3137,8	3101,7	3064,0	3024,6	2983,4	2940,3
	480	3424,0	3400,0	3375,2	3349,5	3322,9	3295,2	3266,5	3236,7	3205,7	3173,4	3139,9	3105,1	3068,8	3031,1	2992,0
	490	3446,0	3422,9	3399,1	3374,5	3349,1	3322,8	3295,6	3267,3	3238,1	3207,9	3176,5	3144,1	3110,5	3075,8	3039,9
500	3468,1	3445,8	3422,9	3399,4	3375,1	3350,0	3324,1	3297,3	3269,7	3241,2	3211,8	3181,4	3150,2	3117,9	3084,8	
510	3490,2	3468,7	3446,7	3424,1	3400,8	3376,8	3352,1	3326,7	3300,5	3273,6	3245,9	3217,4	3188,1	3158,1	3127,2	
520	3512,3	3491,6	3470,4	3448,6	3426,3	3403,4	3379,8	3355,6	3330,7	3305,2	3279,0	3252,2	3224,6	3196,5	3167,7	
530	3534,5	3514,5	3494,0	3473,1	3451,7	3429,7	3407,2	3384,1	3360,4	3336,1	3311,3	3285,9	3259,9	3233,4	3206,4	
540	3556,6	3537,3	3517,6	3497,5	3476,9	3455,8	3434,2	3412,1	3389,5	3366,4	3342,9	3318,8	3294,2	3269,2	3243,7	
550	3578,9	3560,2	3541,2	3521,8	3501,9	3481,7	3461,0	3439,8	3418,3	3396,2	3373,8	3350,9	3327,6	3303,9	3279,8	
560	3601,2	3583,1	3564,7	3546,0	3526,9	3507,4	3487,5	3467,3	3446,6	3425,6	3404,1	3382,3	3360,2	3337,7	3314,8	
570	3623,5	3606,0	3588,2	3570,2	3551,8	3533,0	3513,9	3494,4	3474,6	3454,5	3434,0	3413,2	3392,1	3370,6	3348,9	
580	3645,8	3628,9	3611,8	3594,3	3576,5	3558,4	3540,1	3521,4	3502,4	3483,0	3463,4	3443,5	3423,4	3402,9	3382,3	
590	3668,2	3651,9	3635,3	3618,4	3601,2	3583,8	3566,1	3548,1	3529,8	3511,3	3492,5	3473,4	3454,1	3434,6	3414,9	
600	3690,7	3674,8	3658,8	3642,4	3625,8	3609,0	3591,9	3574,6	3557,0	3539,2	3521,2	3502,9	3484,4	3465,7	3446,9	

Legende:
Dampf
überkritisch

Tabelle 23: Wasser-/Dampf-Kennwerte im Siedezustand

	t_s	h'	h''	ρ'	ρ''	η'	η''	
	°C	kJ/kgK		kg/m ³		Pa · s		
Druck in bar	20	212,4	908,6	2798,4	849,8	10,0	1,26E-04	1,61E-05
	40	250,4	1087,4	2800,9	798,4	20,1	1,06E-04	1,75E-05
	50	263,9	1154,5	2794,2	777,4	25,4	1,00E-04	1,80E-05
	60	275,6	1213,7	2784,6	758,0	30,8	9,52E-05	1,85E-05
	70	285,8	1267,4	2772,6	739,7	36,5	9,12E-05	1,90E-05
	80	295,0	1317,1	2758,6	722,2	42,5	8,78E-05	1,94E-05
	90	303,3	1363,7	2742,9	705,2	48,8	8,46E-05	1,98E-05
	100	311,0	1407,9	2725,5	688,4	55,5	8,18E-05	2,03E-05
	110	318,1	1450,3	2706,4	671,8	62,5	7,91E-05	2,07E-05
	120	324,7	1491,3	2685,6	655,2	70,1	7,66E-05	2,12E-05
	130	330,9	1531,4	2662,9	638,4	78,2	7,42E-05	2,17E-05
	140	336,7	1570,9	2638,1	621,2	87,0	7,18E-05	2,22E-05
	150	342,2	1610,2	2610,9	603,5	96,7	6,95E-05	2,28E-05
	160	347,4	1649,7	2580,8	585,0	107,4	6,71E-05	2,34E-05
	170	352,3	1690,0	2547,4	565,2	119,5	6,47E-05	2,42E-05
	180	357,0	1732,0	2509,5	543,6	133,4	6,22E-05	2,50E-05
	190	361,5	1776,9	2465,4	519,4	149,9	5,94E-05	2,61E-05
	200	365,7	1827,1	2411,4	490,5	170,7	5,62E-05	2,75E-05
210	369,8	1889,4	2337,5	452,1	200,5	5,21E-05	2,96E-05	
220	373,7	2021,9	2164,2	363,6	279,6	4,33E-05	3,57E-05	

Tabelle 24: Sättigungspartialdruck von Wasserdampf

t in °C	p _s in bar
0	0,00611
5	0,00873
10	0,01228
15	0,01706
20	0,02339
25	0,03170
30	0,04247
35	0,05629
40	0,07384
45	0,09594
50	0,12351
55	0,15761
60	0,19946
65	0,25041
70	0,31201
75	0,38595
80	0,47415
85	0,57867
90	0,70182
95	0,84609
100	1,01418

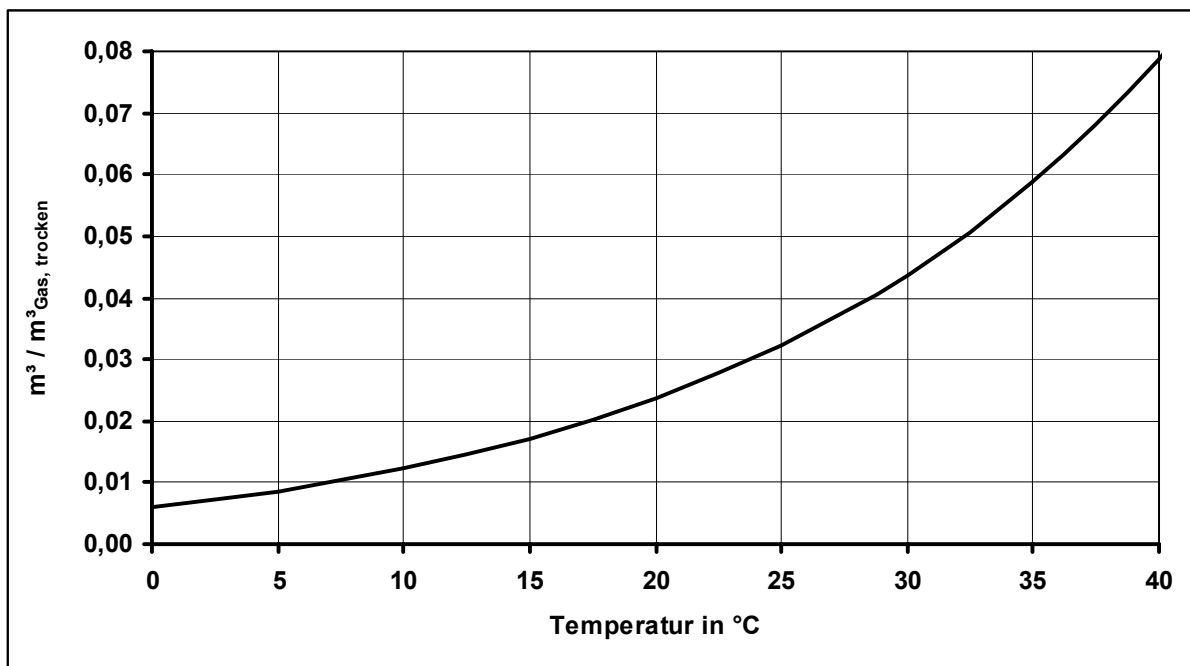


Abbildung 10: Feuchtegehalt gesättigter Gase bei p_{ges}=1,013 bar

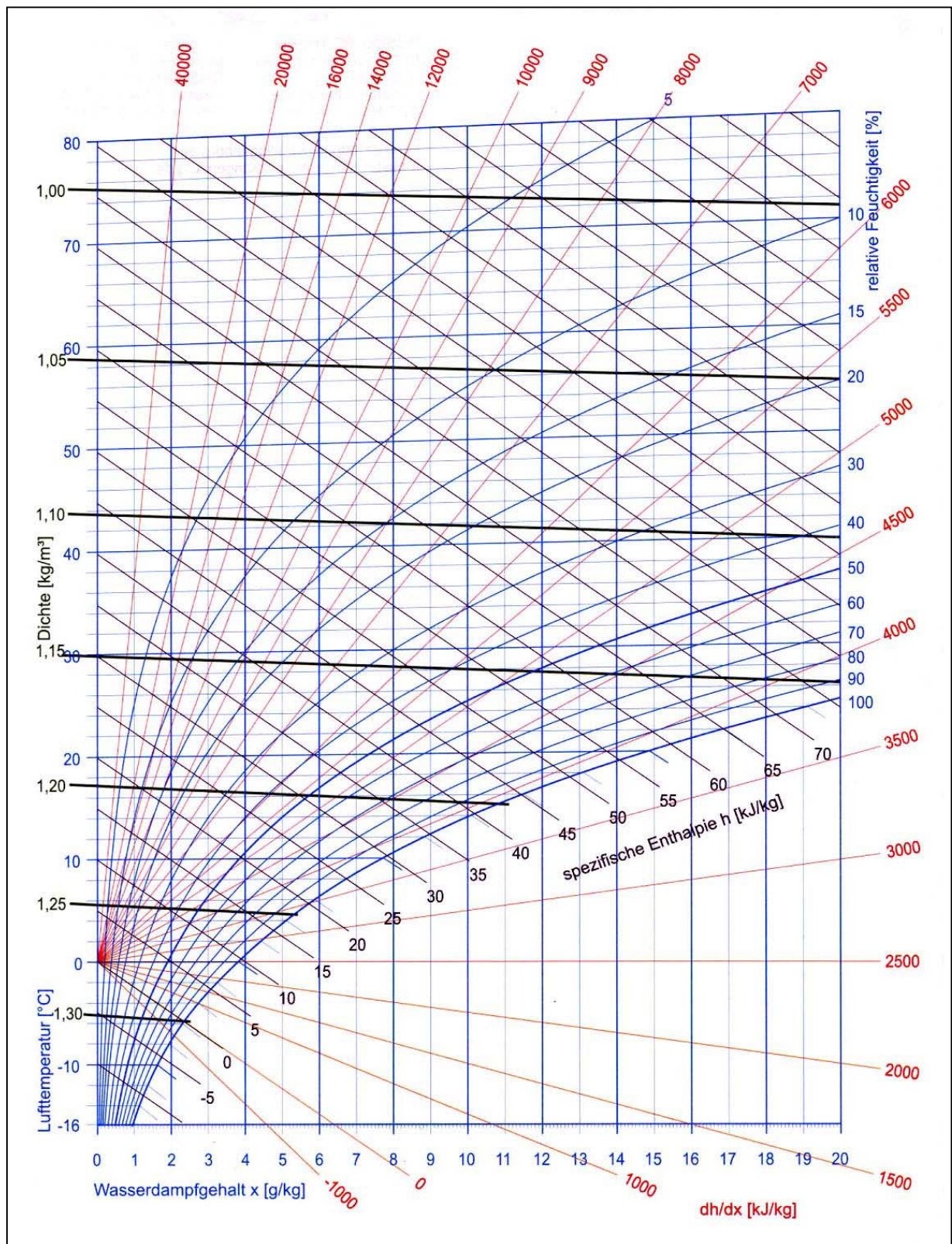


Abbildung 11: Mollier h-x-Diagramm für feuchte Luft

Bezugstemperatur $t_0 = 0^\circ\text{C}$; $p = 1.013 \text{ bar}$

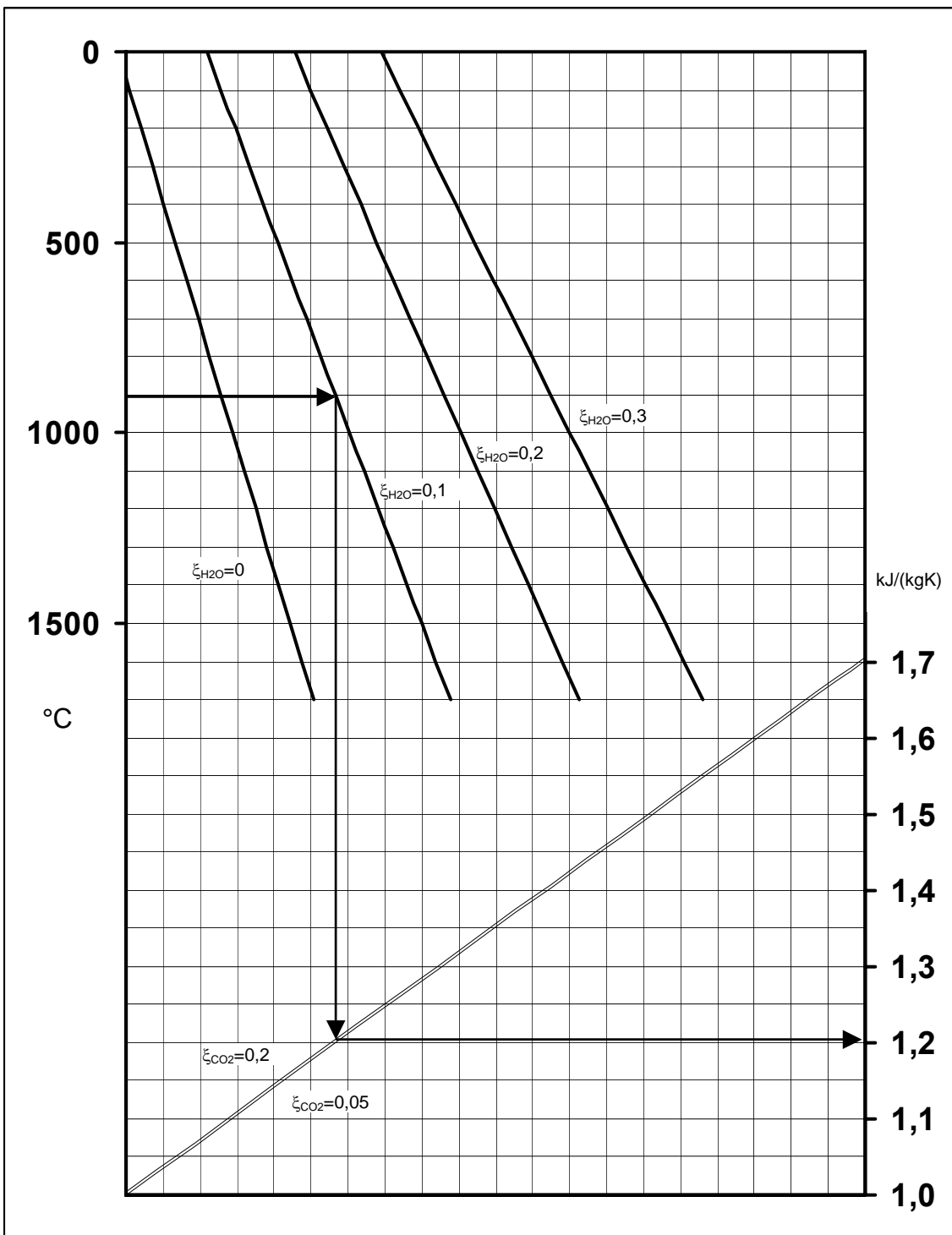


Abbildung 12: Integrale spezifische Wärmekapazität von Rauchgas

Näherungsweise Berechnung:

$$c_{p, RG} \Big|_0^t = 0.9647 + 0.7674 \cdot \xi_{\text{H}_2\text{O}} + 0.0248 \cdot \xi_{\text{CO}_2} + \left(9.3346 \cdot 10^{-5} + 1.7462 \cdot 10^{-4} \cdot \xi_{\text{H}_2\text{O}}^{0.8706} \right) \cdot T^{1.0189}$$

(ξ_i - Massenanteile im Rauchgas; T in K)

Tabelle 25: Integrale spezifische Wärmekapazität c_p ausgewählter Gase in kJ/(kgK)

$p = 1,013 \text{ bar}$

t_0	0 °C	25 °C	0 °C	25 °C	0 °C	25 °C	0 °C	25 °C	0 °C	25 °C	0 °C	25 °C
t	Luft		O ₂		N ₂		CO ₂		SO ₂		H ₂ O	
0 °C	1,0038	1,0043	0,9148	0,9164	1,0393	1,0395	0,8173	0,8307	0,6079	0,6149	1,8589	1,8614
25 °C	1,0043	1,0048	0,9164	0,9181	1,0395	1,0397	0,8307	0,8439	0,6149	0,6219	1,8614	1,8641
100 °C	1,0065	1,0073	0,9230	0,9252	1,0405	1,0408	0,8684	0,8810	0,6359	0,6428	1,8722	1,8758
200 °C	1,0117	1,0127	0,9354	0,9382	1,0434	1,0440	0,9129	0,9246	0,6626	0,6694	1,8931	1,8976
300 °C	1,0192	1,0206	0,9500	0,9530	1,0490	1,0498	0,9515	0,9625	0,6867	0,6933	1,9185	1,9236
400 °C	1,0285	1,0302	0,9649	0,9681	1,0567	1,0579	0,9856	0,9959	0,7078	0,7140	1,9466	1,9523
500 °C	1,0389	1,0408	0,9792	0,9825	1,0661	1,0675	1,0158	1,0255	0,7261	0,7319	1,9766	1,9827
600 °C	1,0498	1,0518	0,9925	0,9958	1,0763	1,0779	1,0427	1,0519	0,7418	0,7473	2,0082	2,0146
700 °C	1,0607	1,0628	1,0047	1,0080	1,0870	1,0887	1,0668	1,0756	0,7554	0,7606	2,0409	2,0476
800 °C	1,0714	1,0736	1,0158	1,0190	1,0976	1,0994	1,0885	1,0968	0,7672	0,7721	2,0744	2,0813
900 °C	1,0819	1,0841	1,0258	1,0290	1,1079	1,1099	1,1080	1,1160	0,7776	0,7822	2,1083	2,1154
1000 °C	1,0920	1,0943	1,0350	1,0380	1,1179	1,1199	1,1257	1,1333	0,7867	0,7911	2,1424	2,1496
1100 °C	1,1019	1,1042	1,0434	1,0463	1,1274	1,1294	1,1418	1,1490	0,7948	0,7990	2,1764	2,1837
1200 °C	1,1115	1,1138	1,0511	1,0540	1,1364	1,1384	1,1564	1,1633	0,8021	0,8061	2,2100	2,2174
1300 °C	1,1209	1,1232	1,0584	1,0612	1,1448	1,1469	1,1697	1,1764	0,8086	0,8124	2,2430	2,2505
1400 °C	1,1303	1,1326	1,0652	1,0679	1,1528	1,1548	1,1819	1,1883	0,8146	0,8182	2,2753	2,2829
1500 °C	1,1396	1,1419	1,0719	1,0745	1,1602	1,1623	1,1932	1,1993	0,8199	0,8234	2,3068	2,3144
1600 °C	1,1490	1,1513	1,0786	1,0811	1,1673	1,1693	1,2035	1,2094	0,8249	0,8282	2,3374	2,3450
1700 °C	1,1587	1,1610	1,0857	1,0882	1,1738	1,1758	1,2131	1,2188	0,8294	0,8326	2,3670	2,3746

Umrechnung auf andere Bezugstemperaturen:

$$c_p \Big|_{t_1}^t = \frac{(t - t_0) \cdot c_p \Big|_{t_0}^t - (t_1 - t_0) \cdot c_p \Big|_{t_0}^{t_1}}{t - t_1}$$

9 Emissionsgrenzwerte

Tabelle 26: Ausgewählte Grenzwerte für typische Anwendungsfälle der TA Luft

	Kohle	Heizöl	Gase - aus öffentlicher Versorgung - Flüssiggas - Biogas/Klärgas
Staub	< 2,5 MW: 100 mg/m ³ < 5 MW: 50 mg/m ³ ≥ 5 MW: 20 mg/m ³	Rußzahl < 1 und keine sichtbaren Spuren von Ölderivaten auf Filtereinsätzen	5 mg/m ³
NO_x (als NO ₂)	Wirbelschicht: 0,3 g/m ³ < 10 MW: 0,5 g/m ³ ≥ 10 MW: 0,4 g/m ³	0,020 g/m ³	0,1 ... 0,2 g/m ³
SO_x (als SO ₂)	Wirbelschicht: 0,35 g/m ³ (o. <25% Schwefelemissionsgrad) Steinkohle: 1,3 g/m ³ Sonst. Kohle: 1,0 g/m ³	0,85 g/m ³	0,005 ... 0,01 g/m ³ (Biogas/Klärgas: 0,35 g/m ³)
CO	0,15 g/m ³	0,08 g/m ³	0,05 ... 0,08 g/m ³
O_{2,Bezug}	7 %	3 %	3 %

Erste Allgemeine Verwaltungsvorschrift zum Bundes-Immissionsschutzgesetz
(Technische Anleitung zur Reinhaltung der Luft) vom 24. Juli 2002, in Kraft seit 1. Oktober 2003

Tabelle 27: Ausgewählte Grenzwerte für typische Anwendungsfälle der 13. BImSchV

	Kohle > 100 MW	Heizöl	Gase	Gasturbinen Brennstoff Erdgas
Staub	20 mg/m ³	20 mg/m ³	5 ... 10 mg/m ³	-
NO_x (als NO ₂)	200 mg/m ³	150 ... 250 mg/m ³	100 ... 200 mg/m ³	50 ... 75 mg/m ³
SO_x (als SO ₂)	200 mg/m ³	200 ... 850 mg/m ³ (bei >100 MW Schwefelabscheidegrad >85% erforderlich)	5 ... 35 mg/m ³ (bis 350 mg/m ³ bei Hochofen- oder Koksgas)	12 mg/m ³
CO	200 g/m ³	80 mg/m ³	50 ... 100 mg/m ³	100 mg/m ³
O_{2,Bezug}	6 %	3 %	3 %	15 %

Dreizehnte Verordnung zur Durchführung des Bundes-Immissionsschutzgesetzes
(Verordnung über Großfeuerungs- und Gasturbinenanlagen - 13. BImSchV)
vom 6. Juni 2007, in Kraft seit 13. Juni 2007

Tabelle 28: Die wichtigsten Grenzwerte der 17. BImSchV

	Tagesmittelwerte	Halbstundenmittelwerte
Staub	10 mg/m ³	30 mg/m ³
NO_x (als NO ₂)	200 mg/m ³	400 mg/m ³
SO_x (als SO ₂)	50 mg/m ³	200 mg/m ³
CO	50 g/m ³	100 g/m ³
Hg	0,03 mg/m ³	0,05 mg/m ³
Organische Stoffe	10 mg/m ³	20 mg/m ³
Chlorverbindungen	10 mg/m ³	60 mg/m ³
Flourverbindungen	1 mg/m ³	4 mg/m ³
Dioxine / Furane	0,1 ng/m ³	
Schwer- und Halbmetalle, Körper- und Umweltgifte	Verschiedene Summengrenzwerte (0,05 ... 0,5 mg/m ³)	
O_{2,Bezug}	11 % (3 % bei Verbrennung von Altölen oder gasförmigen Stoffen aus der Abfallpyrolyse bzw -vergasung)	

Siebzehnte Verordnung zur Durchführung des Bundes-Immissionsschutzgesetzes
(Verordnung über die Verbrennung und die Mitverbrennung von Abfällen)
vom 14. August 2003, in Kraft seit 20. August 2003