

Zahlentafel Nr. 49.

at		Sattdampf		Gesamte Erzeugungswärme $i_h$ von 1 kg überhitzten Dampfes und einer Heißdampftemperatur von				
abs.	Überdruck	Temperatur °C	Erzeugungswärme WE	200°	250°	300°	350°	400°
8	7	169,5	663,5	680,6	706,3	731	756	781,5
9	8	174,4	664,9	679,7	705,9	730,5	755,6	781,1
10	9	178,9	666,1	678,7	705,3	730,4	755,5	781,1
11	10	183,1	667,1	677,5	704,6	729,8	755,1	780,1
12	11	186,9	668,1	676,4	704,1	729,4	754,5	780,1
13	12	190,6	668,9	675	703,3	728,5	753,9	779,6
14	13	194,0	669,7	673,8	702,7	728	753,3	778,7
15	14	197,2	670,5	672,4	702,1	727,5	753	780,5
16	15	200,3	671,2		699,6	725,5	751,2	776,6

**D. Das Volumen des überhitzten Dampfes.**

Für die Berechnung des spez. Volumens ist die genaueste Gleichung auf Grund von Versuchen von R. Linde und Klebe<sup>1)</sup> von ersterem aufgestellt, wie folgt:

$$v = \frac{47,1 T}{p} - (1 + 0,00002 \cdot p) \left[ 0,031 \left( \frac{373}{T} \right)^3 - 0,0052 \right], \quad (36)$$

worin  $p$  in kg/qm abs. gemessen und

$$T = 273 + t^\circ$$

ist. Auf Grund dieser Gleichung sind die Werte der folgenden Zahlentafel Nr. 50 berechnet worden. Für höhere Temperaturen von etwa 400° C an nähert sich das letzte Glied der Gleichung dem Werte Null, so daß die Gleichung dann die Form der einfachen Zustandsgleichung für permanente Gase

$$v = \frac{47,1 \cdot T}{p} \quad (37)$$

annimmt.

Gleichung (36) und nachstehende Zahlentafel Nr. 50 gelten in der Voraussetzung, daß während der Überhitzung der Druck konstant bleibt, sich also nur die Volumen ändern, was im Kesselbetriebe ja auch stets der Fall ist.

Zahlentafel Nr. 50

über spezifische Volumen cbm/kg.

at		Rauminhalt $v_h$ von 1 kg Dampf in cbm bei einer Heißdampftemperatur von					
abs.	Überdruck	Sattdampf $v_s$ cbm/kg	200°	250°	300°	350°	400°
8	7	0,2458	0,266	0,301	0,333	0,365	0,396
9	8	0,2200	0,235	0,267	0,296	0,324	0,352
10	9	0,1993	0,211	0,239	0,266	0,291	0,316
11	10	0,1822	0,19	0,217	0,241	0,265	0,288
12	11	0,1678	0,174	0,198	0,221	0,242	0,264
13	12	0,1556	0,158	0,182	0,203	0,223	0,244
14	13	0,1451	0,146	0,168	0,189	0,207	0,226
15	14	0,1360	0,136	0,156	0,176	0,194	0,212
16	15	0,1279	—	0,146	0,164	0,181	0,198

**E. Volumengewinn durch die Überhitzung.**

Ist in dem Heißdampfvolumen  $v_h$  die Wärmemenge  $i_h$  enthalten, so entspricht einer WE das Heißdampfvolumen

$\frac{v_h}{i_h}$ , ebenso wie beim gesättigten Dampf eine WE dem Volumen  $\frac{v_s}{i_s}$  gegenübersteht.

<sup>1)</sup> Z. Ver. deutsch. Ing. 1905, S. 1705 u. f.

Der Volumengewinn durch die Überhitzung ist demnach  $\frac{v_h}{i_h} - \frac{v_s}{i_s}$  oder in v. H. des Naßdampfvolumens ausgedrückt:

$$g = \frac{\left( \frac{v_h}{i_h} - \frac{v_s}{i_s} \right)}{\frac{v_s}{i_s}} \cdot 100 = \frac{v_h \cdot i_s - v_s \cdot i_h}{v_s \cdot i_h} \cdot 100 \quad (38)$$

Ist somit auch nachgewiesen, daß mit derselben Anzahl von Wärmeeinheiten ein größeres Volumen Heißdampf als Sattdampf erzeugt werden kann, so folgt daraus noch nicht ohne weiteres, daß als Folge dieser Volumenvergrößerung auch eine entsprechende Wärmeersparnis auf die mit dem erhitzten Dampf ausgeübte Kraftleistung erzielt werden muß. Diese Wärmeersparnis ist vielmehr bei Dampfkraftanlagen noch von dem Verlauf der Expansionskurve abhängig, woraus sich ergibt, daß z. B. bei der Einzylinderauspuflmaschine die Wärmeersparnis am größten ist, während sie bei Verbundmaschinen geringer und schließlich für 3fach-Expansionsmaschinen am niedrigsten ist. Jedenfalls hat durch Versuche noch nicht bestätigt werden können, daß ein bestimmtes Verhältnis zwischen Volumengewinn und Wärmeersparnis besteht<sup>1)</sup>. Die tatsächlich vorhandene bessere Wärmeausnutzung des überhitzten Dampfes in Dampfkraftmaschinen ist hauptsächlich auf Vermeidung der Kondensationsverluste des Dampfes während der ersten Expansionsstufe zurückzuführen, während andererseits — wenigstens bei Kesselzugüberhitzern — auch die bessere Ausnutzung des Brennstoffes in der Kesselanlage durch Angliederung der wärmeaufnehmenden Überhitzerheizfläche an die wasserbespülte Kesselheizfläche eine nicht zu unterschätzende Rolle spielt.

Beispiel 15. Im Verfolg des Beispiels auf S. 162 beträgt nach Gl. (35) die Gesamtwärme des auf 350° C überhitzten Dampfes von 12 at Überdruck

$$i_h = i_s + c_p(t_h - t_s) = 668,9 + 0,533(350 - 190,6) = 753,9 \text{ WE}$$

und das Volumen dieses überhitzten Dampfes nach Zahlentafel Nr. 50

$$v_h = 0,223$$

Der Volumengewinn ist daher laut Gl. (38):

$$g = \frac{v_h \cdot i_s - v_s \cdot i_h}{v_s \cdot i_h} \cdot 100 = \frac{0,223 \cdot 668,9 - 0,1556 \cdot 753,9}{0,1556 \cdot 753,9} \cdot 100 = 29,6 \text{ v. H. des Naßdampfvolumens.}$$

Die Fortleitung des überhitzten Dampfes gestattet gegenüber Sattdampf Rohre von geringerem Durchmesser und infolgedessen geringeren Abkühlungsflächen, da überhitzter Dampf vermöge seines geringeren Gewichtes mit größerer Geschwindigkeit durch die Leitung geführt werden kann, als Sattdampf.

**14. Berechnung der Überhitzerheizfläche.**

**A. Die Temperatur der Heizgase vor dem Überhitzer**

schwankt je nach

Art und Menge des verfeuerten Brennstoffes, der Güte der Verbrennung, d. h. der in Frage kommenden Temperatur und Menge der Heizgase und bei Kesselzugüberhitzern entsprechend dem Verhältnis der Rostfläche zur Vorheizfläche, d. h. derjenigen Heizfläche, welche die Gase bestreichen müssen, bevor sie die Überhitzerwandungen berühren.

<sup>1)</sup> Berner, Z. Ver. deutsch. Ing. 1905, S. 1117.

Würde bei direkt gefeuerten Überhitzern der Rost ähnlich wie bei den Kesseln unmittelbar an die Überhitzerheizfläche gelegt, so würde die Temperatur  $t_g$  der Gase ungefähr gleich der Verbrennungstemperatur über dem Roste sein. Da diese Temperatur aber für die nur durch Dampf gekühlten Überhitzerrohre zu hoch ist, arbeitet man mit größerem Luftüberschuß, um die Verbrennungstemperatur niedriger zu halten und wählt außerdem sogenannte Vorkammern, welche die Gase durchziehen müssen, bevor sie an die Überhitzerheizfläche gelangen. Nimmt man die Verbrennungstemperatur zu etwa  $1500^\circ\text{C}$  an, so daß die Gase, nachdem sie die Vorkammer passiert haben, noch mit  $\sim 1050 \div 950^\circ\text{C}$  an den Überhitzer gelangen, so kann damit bei einem bestimmten Brennstoff nach Gl. (19)  $G_v$  und der  $\text{CO}_2$ -Gehalt der Heizgase bzw. nach Gl. (18) (Zahlentafel Nr. 4) auch der Luftüberschuß, mit dem die Feuerung arbeiten soll, berechnet werden.

## B. Die Temperatur der Heizgase hinter dem Überhitzer

ist abhängig von

der Höhe der Überhitzung und dem Wassergehalt des Dampfes, d. h. von der, von den Gasen an die Überhitzerheizfläche abzugebenden Wärmemenge und

der Größe der für die Überhitzereinmauerung in Betracht kommenden Mauerwerks- bzw. Ausstrahlungsoberfläche.

Die zur Erzielung der Überhitzungstemperatur aufzuwendende Wärmemenge, die also den Heizgasen bei ihrer Berührung mit der Überhitzerheizfläche entzogen werden muß, beträgt nach Gl. (31)  $i' = c_p(t_h - t_s)$ . Aus 1 kg Brennstoff werden nach Gl. (19)  $G_v$  cbm Heizgas von  $0^\circ$  entwickelt, so daß bei einer  $x$  fachen Verdampfung auf 1 kg überhitzten Wasserdampfes  $\frac{G_v}{x}$  cbm Rauchgas entfallen. ( $G_v$  kann auch zweckmäßig aus dem Diagramm Fig. 7 abgemessen werden.)

Bei einer spez. Wärme von 0,32 bezogen auf 1 cbm des Heizgases können demnach der auf 1 kg Wasserdampf entfallenden Rauchgasmenge annähernd  $\frac{G_v \cdot 0,32}{x}$  WE für je  $1^\circ$  Temperaturverlust entzogen werden, so daß der Temperaturverlust der Gase zur Erzielung der Überhitzungswärme aus gesättigtem Wasserdampf

$$t g_2 - t g_3 = \frac{i'}{G_v \cdot 0,32} = \frac{x \cdot c_p(t_h - t_s)}{0,32 \cdot G_v}$$

beträgt. Enthält aber der gesättigte Wasserdampf  $w$  v. H. Wasser, so ist die vom Überhitzer aufzunehmende Wärmemenge für 1 kg Wasserdampf bzw. der Temperaturverlust der Heizgase an der Überhitzerheizfläche unter Berücksichtigung von Gl. (33)

$$t g_2 - t g_3 = \frac{x[5w + c_p(t_h - t_s)]}{0,32 \cdot G_v}$$

Einschließlich 10 v. H. Wärmeverluste durch Leitung und Strahlung der für die Ummantelung des Überhitzers erforderlichen Mauerwerksflächen und für die Abkühlung durch Einsaugen von kalter Außenluft wird dann der gesamte Temperaturverlust der Gase im Überhitzer

$$t g_2 - t g_3 = \frac{x[5w + c_p(t_h - t_s)]}{0,90 \cdot 0,32 \cdot G_v} \quad (39)$$

Hiernach kann die Temperatur der Heizgase hinter dem Überhitzer ohne weiteres bestimmt werden, wenn diejenige am Ende der Vorheizfläche, d. h. vor dem Überhitzer, bekannt ist.

Unter Umständen kann der Wärmeverlust durch Leitung und Strahlung aber erheblich niedriger ausfallen, als oben angenommen, wenn z. B. bei Flammrohrkesseln der Einbau unmittelbar hinter den Flammrohren ähnlich Fig. 169 oder bei Wasserrohrkesseln zwischen Oberkessel und Röhrenbündel erfolgt, wobei nur eine geringe Ausstrahlungsfläche des Mauerwerkes auf den Überhitzer entfällt.

Beispiel 16. Die Verdampfungsziffer  $x = \frac{D}{B}$  wird auch als das Verhältnis  $\frac{\text{Heizwert} \times \text{Wirkungsgrad des Kessels}}{\text{Erzeugungswärme des Dampfes}}$  berechnet; demnach ergibt 1 kg N-Kohle von 7300 WE bei 90 bis  $100^\circ\text{C}$  Speisewassertemperatur und Heißdampf von 12 at und  $350^\circ\text{C}$  bei  $\eta = 72$  v. H. Kesselwirkungsgrad eine Verdampfungsziffer

$$x = \frac{\eta \cdot h}{i_h - t w_2} = \frac{7300 \cdot 0,72}{754 - 100} = \sim 8.$$

Bei 13 v. H.  $\text{CO}_2$ -Gehalt der Rauchgase, entsprechend einem 1,61 fachen Luftüberschuß, entstehen 12,13 cbm Heizgase bezogen auf  $0^\circ\text{C}$ .

Der Temperaturverlust der Gase im Überhitzer wird demnach

a) bei 2 v. H. Wassergehalt des Dampfes

$$t g_2 - t g_3 = \frac{x[5w + c_p(t_h - t_s)]}{0,90 \cdot 0,32 \cdot G_v} = \frac{8[5 \cdot 2 + 0,533(350 - 190,6)]}{0,90 \cdot 0,32 \cdot 12,13} = 218^\circ\text{C}.$$

b) Kommt trockener, gesättigter Wasserdampf ohne meßbaren Gehalt an Wasser in Frage, so wird unter den oben angenommenen Verhältnissen

$$t g_2 - t g_3 = \frac{x[c_p(t_h - t_s)]}{0,90 \cdot 0,32 \cdot G_v} = \frac{8 \cdot 0,533(350 - 190,6)}{0,90 \cdot 0,32 \cdot 12,13} = \sim 194^\circ\text{C}.$$

Es hat dieses natürlich zur Voraussetzung, daß alle Gase die Überhitzerwandungen berühren und nicht teilweise durch vorhandene Regelvorrichtungen direkt an der Kesselheizfläche entlang geleitet werden.

Bei Berechnung der Heizfläche von direkt gefeuerten Überhitzern wird  $t g_3$  nicht geringer als  $300^\circ\text{C}$  angenommen, da andernfalls die Heizfläche zu groß und ein reines Gegenstromprinzip gewählt werden müßte, um eine größere Abkühlung der Gase zu erzielen.

## C. Der mittlere Temperaturunterschied

zwischen Heizgasen und Dampf im Überhitzer wird nur mit einer für praktische Zwecke ausreichenden Genauigkeit als der Unterschied zwischen den mittleren Temperaturen der Rauchgase und des Dampfes berechnet aus

$$\Delta t = \frac{t g_2 + t g_3}{2} - \frac{t_h + t_s}{2} \quad (40)$$

Die genauere Gleichung ist im Forschungsheft Nr. 14 bis 16 von Berner angegeben, und es ist dort auch nachgewiesen (S. 117 und 118), daß der Unterschied zwischen den Ergebnissen derselben und der angenäherten Gleichung für die in Frage kommenden Verhältnisse nicht sehr erheblich ist.

## D. Wärmedurchgang durch die Überhitzerheizfläche.

Derselbe wird günstig beeinflusst durch zweckentsprechende Formen der Überhitzerrohre, häufige Richtungsänderung der durchströmenden Dampfmenge,