

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°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 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° 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° 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°C Speisewassertemperatur und Heißdampf von 12 at und 350°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. CO_2 -Gehalt der Rauchgase, entsprechend einem 1,61 fachen Luftüberschuß, entstehen 12,13 cbm Heizgase bezogen auf 0°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°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,

hohe Rauchgastemperaturen, d. h. Erhöhung des mittleren Temperaturgefälles, reine Heizflächen und innige Berührung der Gase mit der Überhitzerwandung.

Um letzteres zu ermöglichen, werden die Überhitzerrohre gegeneinander versetzt angeordnet. Ferner muß die Rauchgasführung so gewählt werden, daß die ganze Heizfläche gleichmäßig von den Gasen bespült wird, daß also keine sogenannten toten Winkel entstehen, weil sonst der Wärmedurchgang an den einzelnen Stellen des Überhitzers verschieden ist und infolgedessen, auf die Gesamtheizfläche berechnet, ungünstig erscheinen würde.

Die Größe des Wärmedurchganges wird durch die

Wärmedurchgangszahl k

zum Ausdruck gebracht, die anzeigt, wieviel WE in 1 Std. durch 1 qm Heizfläche und für 1° mittleres Temperaturgefälle an die zu überhitzende Dampfmenge übertragen wird.

Die Wärmedurchgangszahl steigt mit zunehmender Kesselbeanspruchung. Auch Berner fand bei seinen Versuchen, daß von allen, den Wärmedurchgang beeinflussenden Umständen die Kesselbeanspruchung den größten Einfluß ausübt, und daß bei Kesseln, die mit natürlichem Schornsteinzuge arbeiten, eine annähernde Proportionalität zwischen Kesselbeanspruchung und Wärmedurchgangszahl besteht und die Dampfgeschwindigkeit im Überhitzer, im Gegensatz zu deren mehr oder weniger häufigem Richtungswechsel, nur eine untergeordnete Rolle spielt.

Hirn und Schmidt fanden bei zahlreichen von ihnen angestellten Versuchen für k die Werte 10 bis 15.

Als mittlere Werte für k können bei gemischter Strömungsrichtung ähnlich Fig. 161 bis 165 wohl gelten

Kesselbeanspruchung auf 1 qm Heizfl. in 1 Std. kg	Wärmedurchgangszahl k
12—15	10—12
15—18	12—13
18—20	13—15
20—25	15—18
25—30	18—20
Direkt gefeuerter Überhitzer	20—25

Bei reinen Heizflächen und fortwährendem Richtungswechsel des Dampfstromes werden unter Umständen bedeutend höhere Werte für k erzielt. So wurde bei dem Zentrifugalüberhitzer (Fig. 173) bei einer Kesselbeanspruchung von etwa 20 kg pro qm Heizfläche und Stunde die Wärmedurchgangszahl k mit $\sim 40^1$, bezogen auf $c_p = 0,54$, ermittelt. Andererseits fand Berner²⁾ bei dem Schlangenrohrüberhitzer (Fig. 175) k gleich 21,0 bei ~ 20 kg Kesselbeanspruchung und $k = 28,7$ bei 28,0 kg Dampferzeugung pro qm Heizfläche und Stunde.

Es soll aber bei der Beschaffung eines Überhitzers nie mit den Höchstwerten gerechnet werden, da im Betriebe wohl eine Regelung der Überhitzungstemperatur nach unten, aber niemals nach oben hin möglich ist.

Die Dampfgeschwindigkeit beim Eintritt in den Überhitzer wird zweckmäßig mit 10 bis 12 m, am Austritt mit 18 bis 20 m in 1 Sek. angenommen, wobei der Spannungsabfall je nach der Anzahl der Rohrbiegungen etwa $\frac{1}{4}$ at betragen wird.

¹⁾ Versuch von Prof. Gutermuth in der Kesselanlage der Technischen Hochschule Darmstadt.

²⁾ Mitteilung über Forschungsarbeiten Heft 14 bis 16.

E. Größe der Überhitzerheizfläche.

Bei der Berechnung der Heizfläche wird, wie bei Kesseln, die von den Heizgasen bespülte Wandung zugrunde gelegt.

a) Bei indirekt beheizten (Kesselzug-) Überhitzern.

Es ist, wie vorher schon gesagt, stets besser, die Überhitzerheizfläche eher zu groß als zu klein zu wählen, da durch Regelvorrichtungen die Überhitzungstemperatur herabgemindert werden kann; man wird deshalb auch die Heizfläche stets für die niedrigste Kesselbeanspruchung und nicht für die Höchstleistung festlegen.

Es ist

$$H_h = \frac{D[5w + c_p(t_h - t_s)]}{k \cdot \Delta t} \quad (41)$$

Beispiel 17. Es soll die Größe der Überhitzerheizfläche zur Überhitzung von 1000 kg Satttdampf von 12 at Überdruck auf 350° C ermittelt werden. Angenommen seien die Wärmedurchgangszahl $k = 13$ und $t_{g_2} = 600^\circ$, dann ist bei Wasserdampf mit 2 v. H. Wassergehalt nach Beispiel 16 der mittlere Temperaturunterschied

$$\Delta t = \frac{600 + (600 - 218)}{2} - \frac{350 + 190,6}{2} = 221^\circ$$

und die Heizfläche a) bei 2 v. H. Wassergehalt

$$H_h = \frac{1000[5 \cdot 2 + 0,533(350 - 190,6)]}{13 \cdot 221} = 33 \text{ qm.}$$

b) Bei trockenem Satttdampf ist nach Beispiel 16 der Temperaturverlust der Gase an der Überhitzerheizfläche = 194° C, somit

$$\Delta t = \frac{600 + (600 - 194)}{2} - \frac{350 - 190,6}{2} = 233^\circ \text{ C}$$

und die Heizfläche

$$H_h = \frac{1000 \cdot 0,533 \cdot (350 - 190,6)}{13 \cdot 233} = 28 \text{ qm.}$$

In Fig. 184 sind nun die für je 1000 kg Dampf berechneten Überhitzerheizflächen aufgetragen, und zwar für Dampfdrücke von 8, 10, 12 und 14 at Überdruck, für 0 und 2 v. H. Wassergehalt des Satttdampfes und für Rauchgastemperaturen am Anfang der Überhitzerheizfläche von 400 bis 900° C.

Die Temperaturen der Rauchgase am Ende der Überhitzerheizfläche sind nach Gl. (39) berechnet, während zur Bestimmung der Überhitzungswärme $i_h - i_s$ Zahlentafel Nr. 49 benutzt wurde.

Da ferner mit einer 8fachen Verdampfung und $k' = 13$ v. H. CO₂, also mit kleinen Gasmengen gerechnet wurde, mögen die berechneten Heizflächen in Fig. 184 für manche Verhältnisse etwas hoch erscheinen, besonders, da ohne Rücksicht auf die jeweilige Kesselbeanspruchung k gleichbleibend mit 13 gewählt ist. Vorstehende Fig. 184 kann daher nur einen ungefähren Anhalt über die jeweils erforderliche Heizfläche geben, während die genaue Größe eines Überhitzers je nach den vorliegenden Verhältnissen von Fall zu Fall zu berechnen ist.

b) Bei direkt geheizten (Zentral-) Überhitzern

wird die Heizfläche H_h ebenfalls aus Gl. (41) bestimmt, wobei für die Ermittlung von Δt die Temperatur der Gase vor der Überhitzerheizfläche $t_{g_2} = \sim 950 - 1050^\circ \text{ C}$ und als Endtemperatur $t_{g_3} = \sim 300^\circ \text{ C}$ eingesetzt werden kann. Durch Annahme dieser beiden Temperaturen ist nun gleichzeitig diejenige Wärmemenge festgelegt, welche die Gase bei einem Temperaturgefälle von 950 bzw. 1050° auf 300° C und bekanntem CO₂-Gehalt abzugeben vermögen.