

### Verein Mitteleuropäischer Eisenbahnverwaltungen.

#### Tagung des Technischen Ausschusses in Interlaken.

Der Technische Ausschuß des Vereins Mitteleuropäischer Eisenbahnverwaltungen hielt seine diesjährige Tagung in Interlaken (Schweiz) am 27./28. Juni ab. Den Vorsitz führte Vizepräsident von Lánér (Direktion der Königl. Ungarischen Staatsbahnen), nachdem der bisherige Vorsitzende, Staatssekretär von Samarjay, in den Ruhestand getreten ist.

Aus der umfangreichen Tagesordnung sei erwähnt, daß als Nachfolger des Herrn von Samarjay in den Vorstandsrat des Deutschen Museums von Meisterwerken der Naturwissenschaft und Technik als Vertreter des Vereins Herr Ministerialrat Vizepräsident von Lánér gewählt wurde.

Die Frage der Abnutzung der Schienen und Radreifen hat der Technische Ausschuß hinsichtlich der Schienen abgeschlossen. Die Ergebnisse der Versuche wurden dahin zusammengefaßt, daß sich sowohl durch Oberflächenhärtung als auch durch Änderung der chemischen Zusammensetzung und Legierung des Schienenstahls, durch Zubereitung des Stahls im Elektroofen sowie durch Verwendung von Verbundstahl die Verschleißfestigkeit der Schienen wesentlich erhöhen läßt. Bei den legierten Stählen und solchen mit geänderter chemischer Zusammensetzung steigerte eine Erhöhung des Gehalts an Kohlenstoff oder Zusatz von Chrom und Vanadium die Verschleißfestigkeit verhältnismäßig mehr als eine Erhöhung des Mangan- oder Siliziumgehalts. Eine erhebliche Steigerung der Härte und der Verschleißfestigkeit wird auch durch eine nachträgliche Behandlung, d. h. durch ein rasches und nachhaltiges Abkühlen der Schienen erreicht. Besonders günstig verhalten sich die Verbundstahlschienen.

Die weitere Behandlung der Frage der Herabminderung der Abnutzung der Radreifen wurde dem Lokomotivbau-Fachausschuß unter Beteiligung des Oberbau- und Bahnbau-Fachausschusses übertragen.

Einen Bericht über die Reibungszahl  $\mu$  der schräg zur Schiene gleitenden Bewegung rollender Räder von Eisenbahnfahrzeugen, in dem erstmals die Reibungszahl  $\mu$  in Abhängigkeit von Schrägungswinkel, Raddruck und Umfangskraft zahlenmäßig dargestellt worden ist, nahm der Ausschuß zur Kenntnis. Die bisherigen Modellversuche werden durch solche an einem dreiachsigen Sonderfahrzeug der Regelspur noch ergänzt werden, so daß abschließend über die Frage erst später berichtet werden wird.

Ebenso sind die Beratungen über die Aufnahme von Bestimmungen in die TV über das Schrumpfmaß der warm aufgezogenen Radreifen noch nicht abgeschlossen. Auf Grund der bisherigen Erkenntnisse könnte in die TV nur aufgenommen werden, daß das anzuwendende Schrumpfsitzübermaß der Radkörperbauform, den Baustoffen, der Radbelastung, sowie der größten und der kleinsten zulässigen Radreifendicke entsprechend gewählt werden muß, um jedoch für das Schrumpfsitzübermaß zahlenmäßige Werte in den TV empfehlen zu können, sind noch weitere Erhebungen für notwendig erachtet worden.

In der Frage der zweckmäßigen Oberbauausbildung in Gleiskrümmungen nahm der Ausschuß hinsichtlich der Spurerweiterung auf Grund eingehender Prüfungen und Versuche den Standpunkt ein, daß das Bestreben dahin gehen muß,

die Spurerweiterung in Krümmungen so klein als möglich zu halten. Den einzelnen Verwaltungen müsse es aber überlassen bleiben, das Maß der Spurerweiterung nach ihren Erfahrungen festzusetzen. Von einer Vereinheitlichung der Spurerweiterung und von einer Festsetzung bestimmter Maße wurde daher abgesehen.

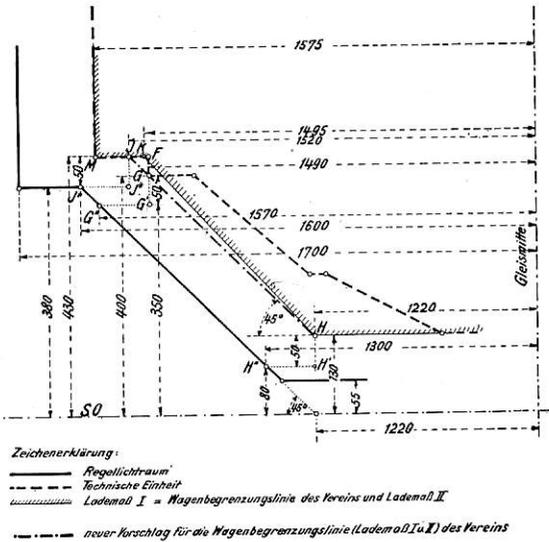
Als Mittel zur Minderung der seitlichen Schienenkopfabnutzung wurden ortsfeste Schmiervorrichtungen und Schmiervorrichtungen an Lokomotiven empfohlen. Auch Schmiervorrichtungen an besonderen kleinen Fahrzeugen können nach Meinung des Ausschusses empfohlen werden, wenn die Rücksicht auf den Betrieb das Einsetzen solcher Fahrzeuge gestattet. Bei allen Schmiervorrichtungen muß selbstverständlich Vorsorge getroffen werden, daß die obere Fahrfläche des Schienenkopfes nicht mitgeschmiert wird.

Ein Antrag auf Umarbeitung der Längenmaße der Schraubenkupplung auf Blatt 19 der TV wurde dahin erledigt, daß das Blatt 18 der TV durch das Maß des Abstandes der Zughakenspitze von der Angriffsfläche von (40) mm und durch das Maß vom Angriffspunkt des Kupplungsbügels bis zur senkrechten Tangente am Zughakenstirnende von (75) mm ergänzt werden soll, daß die auf Blatt 19 der TV angegebenen Längenmaße der Kupplung von 990 und 750 mm wegfallen und hierfür die Buchstaben  $L_a$  und  $L_e$  gesetzt werden sollen mit dem Vermerk auf Blatt 19: „Kleinste Länge  $L_a$  der ganz eingeschraubten Kupplung 950 mm. Größte Länge  $L_e$  der ganz eingeschraubten Kupplung 760 mm.“

Einem Antrage, gegen Überlastung der Fischbeförderungswagen bauliche Einrichtungen an den Wagen vorzusehen, wurde nicht stattgegeben, um die durch den Einbau bedingte erhebliche geldliche Belastung der Fischwageneinsteller in ihrer jetzigen wirtschaftlichen Notlage zu vermeiden. Es wurde beschlossen, daß die Verwaltungen ihre Fischversender nachdrücklich mahnen sollen, beim Versand von Fischen die Behälter nur soweit zu füllen, daß weder der zulässige Achsdruck auf den befahrenen Strecken, noch die Tragfähigkeit der Wagen überschritten wird. Erst wenn die Fischverfrachter dieser Mahnung keine Folge leisten werden, ist auf ihre Kosten der Einbau einer Überlaufeinrichtung zu fordern.

Für die Bestimmung des Regellichtraumes im Höhenbereich unter 430 mm über SO ist der in 400 mm Höhe über SO liegende Eckpunkt G der Wagenbegrenzungslinie der „Technischen Einheit“ (TE) und der in 130 mm Höhe über SO liegende Eckpunkt H der Wagenbegrenzungslinie (= Lade- $\mu$ maß I) des Vereins Mitteleuropäischer Eisenbahnverwaltungen (VMEV) maßgebend (s. Abb.). Von dem Punkte G der Wagenbegrenzungslinie der TE wurde ausgegangen, weil er außerhalb der Wagenbegrenzungslinie des VMEV liegt. Der Abstand des Punktes G von der Gleismitte beträgt 1490 mm, der Abstand des Punktes H 1220 mm, der Abstand der beiden Punkte waagrecht gemessen beträgt demnach 270 mm; der Abstand dieser Punkte senkrecht gemessen beträgt ebenfalls 400—130 = 270 mm. Somit bildet die durch die Punkte G und H gezogene Linie HJ mit der Waagrechten einen Winkel von 45°. Diese Verbindungslinie HJ war also maßgebend für die Ge-

staltung des Regellichtraumes. Diese Linie schneidet den in 430 mm Höhe über SO liegenden Absatz der Wagenbegrenzungslinie der TE und des VMEV im Punkte J. Der Abstand des Punktes J von der Gleismitte beträgt  $1220 + (430 - 130) = 1520$  mm. Würde die Wagenbegrenzungslinie des VMEV nach der Linie HJ verlaufen, so würde dem Mißstand abgeholfen sein, daß bei der Ecke G die Wagenbegrenzungslinie



der TE ungünstiger ist als die des VMEV. Der Technische Ausschuß beschloß daher, die Wagenbegrenzungslinie sowie Lademaß I und II der TV und Grz nach der unter  $45^\circ$  geneigten Linie H—J im Höhenbereich 130 bis 430 über SO zu ändern und dementsprechend in den TV 1930 auf Blatt 6 und 7 Abb. 1, in den Grz 1930 auf Blatt 7 und 8 Abb. 1 sowie im V Achs V das Maß 1495 in Höhe 430 über SO in 1520 abzuändern.

Berichte über das Ergebnis der schriftlichen Abstimmungen früherer Beschlüsse, über die Behandlung von Schwachstromfragen, von Fragen der Rundfunkstörungen durch Bahnanlagen,

über die Prüfung, bis zu welchem Maß die dem Federspiel folgenden Teile eines Fahrzeugs während der Fahrt herabreichen dürfen, über Vereinfachung der Bestimmungen der §§ 5, 6 und 7 der TV und Grz, Umgrenzung des lichten Raumes, Gleisabstände, Merkzeichen, über Änderungen des § 87 der TV-Überhänge der Wagen mit Achsen in gemeinsamem Rahmen wurden vom Technischen Ausschuß zur Kenntnis genommen.

Zur endgültigen Neuaufstellung der technischen Bestimmungen des VWÜ, das zum 1. Januar 1935 neu herausgegeben werden soll, wurde dem Wagenübergangs-Fachausschuß Vollmacht gegeben. Dessen Beschlüsse sind also unmittelbar an den Vereins-Wagenausschuß weiterzuleiten.

Die vom Technischen Ausschuß beabsichtigte Ausgabe eines Kommentars zu den TV und Grz soll in der Weise bearbeitet werden, daß einmal zu allen Abschnitten der TV und Grz kurze Erläuterungen gegeben, andererseits aber in wichtigen Fällen auch die Entstehung und Entwicklung der Bestimmungen geschrieben werden sollen. Die Fachausschüsse sind beauftragt, die Arbeiten alsbald in Angriff zu nehmen.

Schließlich sei noch erwähnt, daß der Vorsitz im Oberbau- und Bahnbau-Fachausschuß auf die Reichsbahn-Zentralämter in Berlin übergegangen ist und daß über Angelegenheiten des Technischen Vereinsorgans ein Jahresbericht erstattet wurde.

Die Schriftleitung des „Organs“, des technischen Fachblattes des Vereins, hatte anlässlich der Tagung ein Fachheft mit Beiträgen führender Eisenbahntechniker der Schweiz herausgegeben, das eine kleine Auslese bemerkenswerter technischer Neuerungen der gastgebenden Verwaltung darbot.

Die Sitzung im Jahre 1935 wird auf die freundliche Einladung der Generaldirektion der Schwedischen Staatseisenbahnen in Stockholm stattfinden.

Mit einem herzlichen Dank an die Generaldirektion der Schweizerischen Bundesbahnen und an ihre Vertreter für die ausgezeichnete und sorgfältige Vorbereitung der diesjährigen Tagung und für die allen Teilnehmern bewiesene Fürsorge beendete der Technische Ausschuß seine Tagung.

## Die Wärmeübertragung im Lokomotivrauchrohr.

### Ein Beitrag zur Theorie des Lokomotivkessels.

Von Dipl.-Ing. C. Th. Müller, Lehrstuhl für Eisenbahnmaschinenbau, Technische Hochschule Aachen.

(Schluß.)

Hierzu Tafel 18 und 19.

### III. Untersuchung der den Wärmeübergang im Rauchrohr bestimmenden Größen\*).

#### a) Der Quotient $\frac{k}{G' \cdot c_g \cdot H}$ .

$\alpha_1$  sei die Wärmeübergangszahl vom Rauchgas an die Wand infolge Leitung und Konvektion in einem glatten Rohr an einer Stelle in genügender Entfernung vom Rohreinlauf, d. h. im hydrodynamisch und thermodynamisch ausgebildeten Gebiet. Dann können wir für den von der Rohrlänge unabhängigen Mittelwert der Wärmedurchgangszahl  $k$ , mit dem in den Ableitungen gerechnet wurde, in einem wellig-rauhen Kesselrohr unter Berücksichtigung der Erhöhung des Wärmeüberganges durch die Rauchgasstrahlung schreiben

$$k = \sigma \cdot \varphi \cdot \varepsilon \cdot \xi \cdot \alpha_1.$$

Hierin ist:

$\sigma$  ein Strahlungsfaktor,

$\varphi =$  dem Verhältnis  $\frac{k}{\alpha_1} = \frac{1}{1 + \alpha_1 \cdot \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}}$  [ $\delta =$  Dicke der

einzelnen Bestandteile der Wand (Ruß, Eisen, Kesselstein),  $\lambda$  deren Wärmeleitvermögen,  $\alpha_2$  die Wärmeübergangszahl von der Wand an das aufnehmende Medium],

$\varepsilon = \frac{\int \alpha_1 \cdot dl}{1} = \frac{\alpha_{\text{mittel}}}{\alpha_1}$ , ein Faktor, der den Einfluß der Ein-

laufstörung auf die Größe des Wärmeüberganges berücksichtigt,

$\xi = \frac{\alpha_{1 \text{ rauh}}}{\alpha_{1 \text{ glatt}}} = \frac{\psi_{\text{rau}}}{\psi_{\text{glatt}}}$  gleich dem Verhältnis der Wärmeüber-

gangszahlen in einem rauhen und in einem glatten Rohr, bzw. wegen der Ähnlichkeit zwischen Wärmeübergang und Strömung dem der entsprechenden Rohrreibungskoeffizienten.

$\varphi$  kann für den Wärmeübergang an den Dampf und an das Wasser gleich angenommen werden (Voraussetzung: Überhitzerrohr metallisch, am Kesselrohr eine Rußschicht von 0,25 mm Dicke und eine Kesselsteinschicht von 0,5 mm Dicke,  $\alpha_2 = 400$  bei Wärmeübergang an den Dampf,  $\alpha_2 = 5000$  bei Wärmeübergang ans Wasser).

$\varepsilon$  soll mangels hinreichender Versuchsunterlagen zu  $\varepsilon = 1,05$  geschätzt werden.

\*) Die Ausführungen unter IIIa bis d sind eine kurze Zusammenfassung der entsprechenden Abschnitte der gleichnamigen Dissertation des Verfassers. Die Abbildungs- und Formelnumerierungen sind beibehalten, es fehlen daher in vorwüflicher Zusammenstellung einige Nummern.

Für  $\xi$  werden in der Literatur\*) Zahlenwerte  $1,2 \div 1,5$  angegeben. Bevor Versuche an Lokomotivrohren im Betriebszustand  $\xi$  eindeutig festlegen, soll es in guter Übereinstimmung mit dem auf S. 109 des Handbuches „Der Chemie-Ingenieur Bd. 1, 1. Teil wiedergegebenen Versuchskurven zu  $\xi = 1,25$  angenommen werden.

Der Strahlungskoeffizient  $\sigma$  wächst mit zunehmender mittlerer Temperatur im Rohr, also wachsender Rostanstrengung der Lokomotive, ist in weiten Rohren größer als in engen; er dürfte auch bei großer Rostanstrengung im Mittel für das ganze Rohr den Wert 1,06 nicht überschreiten.

Zur Berechnung von  $\alpha_1$  benutzen wir eine neue von Nusselt aus der Impulstheorie des Wärmeüberganges abgeleitete Formel\*\*) für große Temperaturunterschiede der Wärme austauschenden Medien, die vor bislang bekannten den Vorzug hat, daß in ihr Wand- und mittlere Flüssigkeitstemperatur getrennt erscheinen. Sie lautet

$$\alpha_1 = 142,4 \cdot c_{gW} \sqrt[4]{\frac{g \cdot \eta_{gW}}{d}} \sqrt[3]{\frac{T_g}{T_W}} (w \cdot \gamma)^{0,75} \dots \text{Gl. 94}$$

Hierin bedeuten:

$T_g$  die mittlere absolute Rauchgastemperatur im Rohrquerschnitt,

$\eta_g$  die dynamische Zähigkeit des Rauchgases in  $\text{kg} \cdot \text{sec} / \text{m}^2$ ,

$c_g$  dessen wahre spezifische Wärme in  $\text{WE} / \text{kg} \cdot ^\circ\text{C}$ ,

$d$  den Rohrdurchmesser in m.

Der Index  $w$  besagt, daß die betreffende physikalische

$$\frac{k}{G' \cdot c_g} dH = 0,942 \sigma \cdot \Delta (\varphi \cdot \varepsilon \cdot \xi) \frac{1 + 0,188 T_W \cdot 10^{-3}}{T_W^{0,163}} \cdot \frac{T_g^{0,333}}{1 + 0,188 T_g \cdot 10^{-3}} \left(\frac{G'}{q_R}\right)^{-0,25} \cdot dl \dots \text{Gl. 100}$$

mit

$$\Delta = n \frac{\left(\frac{d_R}{d_{\bar{u}}} + n'\right)^{0,25}}{\left[\left(\frac{d_R}{d_{\bar{u}}}\right)^2 - n'\right]^{1,25}} d_{\bar{u}}^{-1,25} \dots \text{Gl. 101}$$

Der Zahlenwert der Teilfunktion mit  $T_W$  ist zwischen

200 und  $450^\circ\text{C}$  annähernd konstant = 0,395,  $\alpha_1$  und  $\frac{k}{G' \cdot c_g}$  also im angegebenen Temperaturbereich annähernd unabhängig von der Wandtemperatur.

Der Ausdruck mit  $T_g$  läßt sich mit genügender Genauigkeit durch die Potenzfunktion  $3,69 \cdot t_g^{0,125}$  ersetzen, so daß Gl. 100) in ihrer endgültigen Form lautet:

$$\frac{k}{G' \cdot c_g} dH = 1,62 \sigma \cdot \Delta \left(\frac{G'}{q_R}\right)^{-0,25} \cdot t_g^{0,125} \cdot dl \dots \text{Gl. 100b)}$$

bzw.

$$\frac{k}{G' \cdot c_g} H_s = 1,62 \sigma \cdot \Delta \left(\frac{G'}{q_R}\right)^{-0,25} \cdot t_{gm}^{0,125} \cdot l_s \dots \text{Gl. 100c)}$$

als Mittelwert über die ganze Stranglänge  $l_s$ .

$t_{gm}$  ist die mittlere Temperatur des Rauchgases im Rauchrohr, die wir näherungsweise wie folgt ermitteln:

Wie später gezeigt wird, ändert sich der Mittelwert aus den Temperaturen der einzelnen Stränge des Überhitzers längs des Rauchrohres verhältnismäßig wenig, kann für die Berechnung der mittleren Rauchgastemperatur als konstant angesehen und dem arithmetischen Mittel aus Heißdampf- und Wassertemperatur gleichgesetzt werden. Die mittlere Wandtemperatur im Rauchrohr wird dann

$$t_{wm} = \frac{t_w \cdot d_R + n' \cdot d_{\bar{u}} \frac{t_w + t_{\bar{u}}}{2}}{d_R + n' \cdot d_{\bar{u}}} = \frac{t_w \left(1 + \frac{n'}{2} \cdot \frac{d_{\bar{u}}}{d_R}\right) + \frac{n'}{2} \cdot \frac{d_{\bar{u}}}{d_R} \cdot t_{\bar{u}}}{1 + n' \frac{d_{\bar{u}}}{d_R}} \dots \text{Gl. 103)}$$

Größe auf die Wandtemperatur bezogen ist.  $(w \cdot \gamma) = \frac{G'}{3600 \cdot q_R}$  ( $q_R$  = freier Querschnitt eines Rauchrohres) ist das je Querschnittseinheit strömende Rauchgasgewicht/sec.

Für ein Rohr von beliebigem Querschnitt ist  $d$  in Gl. 94) ebenfalls nach Nusselt zu ersetzen durch den „gleichwertigen“ Durchmesser  $d_g = \frac{4q}{u}$  ( $u$  = vom Rauchgas

benetzter Umfang), d. h. für das Rauchrohr durch

$$d_g = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{q_R}{d_R + n' \cdot d_{\bar{u}}} = \frac{d_R^2 - n' \cdot d_{\bar{u}}^2}{d_R + n' \cdot d_{\bar{u}}} \dots \text{Gl. 95)}$$

Aus der Nachrechnung verschieden zusammengesetzter Rauchgase ergab sich für die wahre spezifische Wärme des Rauchgases die in weiten Grenzen ( $t_g = 0 \div 1600^\circ\text{C}$ ,  $1,2 \div 1,6$ facher Luftüberschuß) gültige Beziehung

$$c_g = 0,233 (1 + 0,188 \cdot T_g \cdot 10^{-3}) \dots \text{Gl. 96)}$$

und für dessen dynamische Zähigkeit im in Betracht kommenden Temperaturbereich mit hinreichender Genauigkeit der Ausdruck

$$\eta_g = 3,55 \cdot T_g^{0,68} \cdot 10^{-8} \dots \dots \text{Gl. 99)}$$

Mit  $dH = n \cdot d_{\bar{u}} \cdot \pi \cdot dl$  erhalten wir unter Berücksichtigung vorstehender Ausführungen und der Gl. 94), 95), 96) und 99), wenn  $d_{\bar{u}}$  in cm,  $q_R$  in  $\text{cm}^2$ ,  $l$  in m gerechnet wird für

$$\frac{k}{G' \cdot c_g} dH \text{ die Gleichung}$$

Wir können uns vorstellen, daß sich der Rauchgasstrom im Rauchrohr an einer Wandung mit der gedachten konstanten Wandtemperatur  $t_{wm}$  abkühlt, also näherungsweise mit logarithmischem Temperaturverlauf. Der Temperaturmittelwert zwischen  $t_{g\bar{u}}$  und  $t_{RR}$  ist dann

$$t_{gm} = t_{wm} + \frac{t_{g\bar{u}} - t_{RR}}{\ln \frac{t_{g\bar{u}} - t_{wm}}{t_{RR} - t_{wm}}} \dots \text{Gl. 104)}$$

$$\text{Ist } \frac{G_0}{H_u} = \frac{\text{kg Rauchgas}}{\text{WE Heizwert}}$$

$A \cdot 10^6 =$  „Rostanstrengung“  $\cdot 10^6 =$  Anzahl der je  $\text{m}^2$  Rost stündlich im Brennstoff verfeuerten WE,  $R$  die Rostfläche der Lokomotive in  $\text{m}^2$ ,  $n_R$  die Anzahl der Rauchrohre im Kessel und gibt der „Verteilungsfaktor“  $\Phi$  an, welcher Bruchteil der gesamten Rauchgasmenge  $G$  durch das Rauchrohrbündel strömt, so können wir unter Annahme gleichmäßiger Verteilung der Rauchgase auf die einzelnen Rauchrohre schreiben

$$\frac{G'}{q_R} = \Phi \frac{A \cdot R \cdot 10^6 \frac{G_0}{H_u}}{n_R \cdot q_R} \dots \dots \text{Gl. 105)}$$

Die zur Berechnung des Quotienten  $\frac{k}{G' \cdot c_g} H_s$  erforderlichen Rechnungsgrößen sind aus nachstehender Zahlentafel und Abb. 13 zu entnehmen. Sein Zahlenwert bewegt sich in den Grenzen  $0,35 \div 0,65$ .

Wir wollen den Quotienten  $\frac{G_0}{H_u}$  noch etwas näher betrachten.

Rauchgasgewicht je WE Heizwert.

Der verfeuerte Brennstoff habe je kg einen Kohlenstoffgehalt  $c$ , einen Wasserstoffgehalt  $h$ , einen Sauerstoffgehalt  $o$ , einen Stickstoffgehalt  $n$ , einen Aschegehalt  $a$ , einen Wassergehalt  $w$ , einen Schwefelgehalt  $s$  und demgemäß einen unteren Heizwert  $H_u$ . Infolge des  $c$ -Gehaltes von Asche, Schlacken, Lösche, Funken, Ruß wird von dem Kohlenstoff der Kohle

\*) Handbuch der Experimentalphysik, Bd. 4, 4. Teil, S. 201.

\*\*) Z. f. techn. Thermodynamik u. Mechanik 1930, S. 277.

nur der Betrag  $(c - c') = c_0$  wirklich verbrannt. Der unverbrannt gebliebene Anteil  $c'$  ist

$$c' = c(1 - \eta_f) \frac{H_u}{8100},$$

wenn  $\eta_f$  der „Feuerungswirkungsgrad“ bezogen auf den Heizwert der Kohle ist. Es ist also die je kg verfeuerten Brennstoffs bei  $n$ -fachem Luftüberschuß (bezogen auf den verbrannten — nicht den verfeuerten — Kohlenstoff und Wasserstoff und dessen vollkommene Verbrennung zu  $CO_2$  und  $H_2O$ ) entstehende Rauchgasmenge

$$G_0 = 11,5 n \cdot c \left[ 1 - (1 - \eta_f) \frac{H_u}{8100} + 3 \frac{h - \frac{o}{8}}{c} \right] + (1 - a) - (1 - \eta_f) \frac{H_u}{8100} \dots \text{Gl. 106}$$

Schulte\*) trägt den Quotienten  $\frac{h - \frac{o}{8}}{c}$  über dem Gehalt der Reinkohle an flüchtigen Bestandteilen auf. Für die im Lokomotivbetrieb hauptsächlich verfeuerten Kohlenarten (Fettkohle, Gaskohle) mit  $20 \div 35\%$  flüchtigen Bestandteilen können wir nach Schulte mit hinreichender Genauigkeit setzen  $h - \frac{o}{8} = 0,049 c$ . Wir schreiben somit die sogenannte „Verbandsformel“ zur Berechnung des unteren Heizwertes der Kohle, in der wir näherungsweise 2500 s und 600 w gleichsetzen wollen, in der Form:  $H_u = 8100 c + 29000 \cdot 0,049 c = 9520 c$  und erhalten mit diesen Werten aus Gl. 106) eine Beziehung für die je WE Heizwert auf dem Rost erzeugte Rauchgasmenge

$$\frac{G_0}{H_u} = 1,39 n \left[ 1 - 0,1077 \left( \frac{H_u}{1000} + \frac{0,825}{n} \right) (1 - \eta_f) \right] 10^{-3} + \frac{1 - a}{H_u} \dots \text{Gl. 106a}$$

die für vollständige Verbrennung, also  $\eta_f = 1$ , übergeht in  $\frac{G_0}{H_u} = 1,39 \cdot n \cdot 10^{-3} + \frac{1 - a}{H_u} \dots \text{Gl. 106b}$

Die nach Gl. 106b) bestimmten Rauchgasgewichte je kg Brennstoff stimmen für Gaskohle, Fettkohle, Magerkohle mit den aus der Elementaranalyse berechneten ziemlich genau überein.

Nach russischen Versuchen\*\*) und Versuchsergebnissen der Versuchsabteilung Grunewald der D. R. G. gilt für  $(1 - \eta_f) = f_{(A)}$  näherungsweise die lineare Beziehung

$$(1 - \eta_f) = 0,028 A \dots \text{Gl. 107}$$

Bezüglich der Frage der Abhängigkeit des Luftüberschusses von der Rostanstrengung sei verwiesen auf die Veröffentlichungen von Prof. Nordmann im Org. Fortschr. Eisenbahnwes.

**b) Das Rohrverhältnis r.**

r war definiert als  $r = \frac{k_w \cdot d H_w}{k \cdot d H} = \frac{k_w \cdot d_R}{k \cdot n \cdot d_{\bar{u}}}$ . Wie eben

bei der Untersuchung von  $\frac{k}{G' \cdot c_g} H$  festgestellt wurde, können wir näherungsweise setzen  $k_w \approx k$ . Damit wird

$$r = \frac{d_R}{n \cdot d_{\bar{u}}} \dots \text{Gl. 108}$$

Die Zahlenwerte von r sind für die gebräuchlichen Überhitzeranordnungen in der Zahlentafel 1 zusammengestellt.

\*) Z. VDI 1925, S. 941.

\*\*) Pawlowsky, Kohlenuntersuchungen auf der Nordwestbahn im Jahre 1913. (Berlin 1923, in russischer Sprache.)

Zahlentafel 1.

Rauchrohrtablelle								
Rauchrohrdurchmesser	Überh. Rohrdurchmesser	Anz. Ü-Rohre je Rauchrohr	Anz. Ü-Rohre je Ü-Strang	Freier Rohrquerschnitt	$\left[ \frac{d_R}{d_{\bar{u}}} + n' \right]^{0,25} \cdot \left[ \frac{d_R}{d_{\bar{u}}} - n' \right]^{1,25} \cdot d_{\bar{u}}^{-1,25}$	Gleichwertiger Durchmesser	Rohrverhältnis	Be-merkungen
$d_R$	$d_{\bar{u}}$	$n'$	$n$	$q_R$	$\Delta$	$d_g$	$r$	
cm	cm	—	—	cm <sup>2</sup>	cm <sup>-1,25</sup>	cm	—	
5,5	1,8	2	1	18,67	0,0595	2,62	3,06	Einmalige Umkehr
5,9	2,0	2	1	21,06	0,0580	2,71	2,95	
6,4	2,2	2	1	24,57	0,0538	2,90	2,91	
7,0	2,4	2	1	29,44	0,0479	3,18	2,92	
7,6	2,6	2	1	34,75	0,0433	3,46	2,93	
10,0	2,6	4	2	57,30	0,0461	3,58	1,73	
11,0	2,9	4	2	68,61	0,0472	3,87	1,90	Zweimalige Umkehr
12,5	3,8	4	2	77,36	0,0562	3,56	1,65	
13,5	3,8	4	2	97,78	0,0422	4,54	1,78	
16,3	2,9	6	3	169,04	0,0254	6,39	1,87	
10,0	2,6	4	1	57,30	0,0231	3,58	3,46	
11,0	2,9	4	1	68,61	0,0236	3,87	3,80	
12,5	3,8	4	1	77,36	0,0281	3,56	3,30	
13,5	3,8	4	1	97,78	0,0211	4,54	3,56	

**c) Das Verhältnis  $\frac{G' \cdot c_g}{D' \cdot c_d}$ .**

Nach Gl. 105) ist  $G' = G \frac{\Phi}{n_R}$  und unter Annahme gleichmäßiger Verteilung der Gesamtdampfmenge D auf die einzelnen Überhitzerelemente  $D' = \frac{D}{n_R}$ . Wir können also schreiben:

$$\frac{G' \cdot c_g}{D' \cdot c_d} = \left( \frac{G}{D} \right) \left( \frac{c_g}{c_d} \right) \Phi = \frac{A \cdot R \cdot 10^6}{D} \cdot \frac{G_0}{H_u} \cdot \frac{c_g}{c_d} \Phi \dots \text{Gl. 109}$$

Drücken wir D mit Hilfe der Kesselbilanzgleichung  $A \cdot R \cdot 10^6 \cdot \eta_k = D (i_{\bar{u}} - t_{SP})$  aus ( $i_{\bar{u}}$  = Wärmeinhalt des Heißdampfes,  $t_{SP}$  = Speisewassertemperatur), so wird

$$\frac{G' \cdot c_g}{D' \cdot c_d} = \frac{G_0}{H_u} \cdot \frac{i_{\bar{u}} - t_{SP}}{\eta_k} \cdot \frac{c_g}{c_d} \Phi \dots \text{Gl. 109a}$$

Da sich die Integration der Wärmedurchgangsgleichungen über das ganze Rauchrohr erstreckt, erscheint es angängig, in Gl. 109a) für  $c_g$  die mittlere spezifische Wärme  $c_{gm}$  zwischen  $t_{g\bar{u}}$  und  $t_{RR}$  und für  $c_d$  die mittlere spezifische Wärme  $c_{dm}$  zwischen  $t_w$  und  $t_{\bar{u}}$  in die Rechnung einzusetzen.

Für  $c_{gm}$  können wir aus Gl. 96) den Ausdruck

$$c_{gm} = 0,245 \left( 1 + 0,089 \frac{t_{g\bar{u}} + t_{RR}}{1000} \right) \dots \text{Gl. 110}$$

ableiten.

Ist  $i_s$  der Wärmeinhalt des trocken gesättigten Dampfes bei Kesseldruck, so können wir für  $c_{dm}$  schreiben:

$$c_{dm} = \frac{i_{\bar{u}} - i_s}{t_{\bar{u}} - t_w} \dots \text{Gl. 111}$$

In den Grenzen  $p_K = 13 \div 25$  at absolut kann  $i_s$  nach den Tabellen für Wasserdampf von Knoblauch, Raisch und Hausen mit höchstens 0,2% Fehler konstant  $i_s = 667$  WE/kg gesetzt und für  $i_{\bar{u}}$  im Temperaturbereich  $t_{\bar{u}} = 300 \div 450^\circ C$

näherungsweise die Beziehung  $i_{\ddot{u}} = 567 \left(1 + 0,93 \frac{t_{\ddot{u}}}{1000}\right)$  angesetzt werden (Fehler maximal 0,5%). Gl. 111) lautet jetzt

$$\frac{G' \cdot c_g}{D' \cdot c_d} = 0,245 \Phi \frac{G_0}{H_u} \cdot \frac{1 + \frac{1,9(567 - t_{SP})}{t_{\ddot{u}}}}{1 - \frac{190}{t_{\ddot{u}}}} \cdot \frac{t_{\ddot{u}} - t_w}{\eta_K} \left(1 + 0,089 \frac{t_{g\ddot{u}} + t_{RR}}{1000}\right) \dots \dots \dots \text{Gl. 109b)}$$

Zur Berechnung des Quotienten  $\frac{G' \cdot c_g}{D' \cdot c_d}$  muß also zunächst  $t_{\ddot{u}}$  und  $t_{RR}$  geschätzt werden, ebenso  $\eta_K$ . Wie hoch ist nun die Temperatur des Rauchgases  $t_{g\ddot{u}}$  am Überhitzerknie?

**d) Die Rauchgastemperatur am Überhitzerknie  $t_{g\ddot{u}}$ .  
Wärmeaustausch im Heizrohr.**

$t_{g\ddot{u}}$  wird bestimmt durch die Temperatur des Rauchgases vor der Feuerbuchrohrwand  $t_{RW}$  und die Wärmeabgabe der Rauchgasmenge  $G'$  an das Kesselwasser beim Durchströmen des unbesetzten Rauchrohrendes.  $t_{RW}$  hängt ab von der wirklichen Verbrennungstemperatur über dem Rost  $t_v$  (abhängig von A und dem Luftüberschuß) und der Wärmeabgabe der Rauchgase an die Feuerbuchwand durch Strahlung, Leitung und Konvektion.

Aus Versuchen von Lomonossow leitet Syromjatnikow\*) für  $t_{RW}$  eine empirische Beziehung ab, die etwas umgeformt

$$t_{RW} = 670 \left(10 A \frac{R}{H_b}\right)^{0,3} - 100 \left(A \frac{R}{H_b}\right)^3 \dots \text{Gl. 112)}$$

lautet.  $H_b$  ist hierin die Heizfläche der Feuerbuchse.

Eine Nachrechnung von  $t_{RW}$  mit Hilfe von Gleichungen, durch die der Wärmeaustausch, vor allem der durch Strahlung, genauer erfaßt wird, läßt (Gl. 112) einigermaßen brauchbar erscheinen.

Die Differentialgleichung für die Abkühlung der Rauchgasmenge  $G'$  beim Durchströmen des unbesetzten Rauchrohrendes setzen wir in bekannter Weise an:

$$- G' \cdot c_g \cdot d t_g = k (t_g - t_w) d H'_R \dots \text{Gl. 114a)}$$

mit  $d H'_R$  als Heizflächenelement des verengten Rauchrohres, also  $d H'_R = d' \cdot R \cdot \pi \cdot dl$ , deren Integration unter Annahme von konstantem  $\frac{k}{c_g}$  die bekannte Beziehung

$$-\frac{d \left(\frac{t_g}{t_w}\right)}{\left(\frac{t_g}{t_w}\right)^{0,125} \left(\frac{t_g}{t_w} - 1\right)} = \left[1,62 \cdot d_H^{-1,25} \left(\frac{G''}{q_H}\right)^{-0,25} \cdot t_w^{0,125}\right] dl = K \cdot dl \dots \dots \dots \text{Gl. 118)}$$

Deren allgemeines Integral lautet:

$$2 \operatorname{ar} \operatorname{Cotg} \left(\frac{t_g}{t_w}\right)^{0,125} + 2 \operatorname{arc} \operatorname{ctg} \left(\frac{t_g}{t_w}\right)^{0,125} + \sqrt{2} \operatorname{ar} \operatorname{Zg} \left[\frac{\sqrt{2} \left(\frac{t_g}{t_w}\right)^{0,125}}{\left(\frac{t_g}{t_w}\right)^{0,25} + 1}\right] + \sqrt{2} \operatorname{arc} \operatorname{tg} \left[\frac{\sqrt{2} \left(\frac{t_g}{t_w}\right)^{0,125}}{\left(\frac{t_g}{t_w}\right)^{0,25} - 1}\right] = K \cdot l + C \dots \dots \text{Gl. 119)}$$

und liefert eine Beziehung zwischen der Rohrlänge  $l$  und dem Quotienten  $\frac{t_g}{t_w}$ , die trotz ihrer verwickelten Gestalt graphisch sehr einfach zu handhaben ist. Schreiben wir zur Abkürzung für die linke Seite der Gl. 119)  $f\left(\frac{t_g}{t_w}\right)$  und tragen die für verschiedene  $\frac{t_g}{t_w}$  berechneten Werte der Funktion  $f\left(\frac{t_g}{t_w}\right)$  über  $\frac{t_g}{t_w}$  als Abszisse auf (s. Abb. 15 auf S. 302), so ist, weil für  $l = 0$   $t_g = t_{RW}$  ist, die Integrationskonstante  $C$  zu er-

\*) Syromjatnikow, Untersuchung des Arbeitsprozesses des Lokomotivkessels und des Dampfüberhitzers. (Berlin 1923, in russischer Sprache.)

$$t_{g\ddot{u}} = t_w + (t_{RW} - t_w) e^{-\frac{k}{G' \cdot c_g} H'_R} \dots \text{Gl. 114)}$$

liefert. Die gleiche Entwicklung wie unter IIIa ergibt für  $\frac{k}{G' \cdot c_g} H'_R$  als Mittelwert über  $l_0$ , der Länge des unbesetzten Rauchrohrendes,

$$\frac{k}{G' \cdot c_g} H'_R = 1,54 \sigma \cdot \varepsilon \cdot d'_R{}^{-1,25} \left(\frac{G'}{q_R}\right)^{-0,25} \cdot t_{gm}^{0,125} \cdot l_0 \dots \text{Gl. 115)}$$

mit

$$t_{gm} = t_w + \frac{t_{RW} - t_{g\ddot{u}}}{\ln \frac{t_{RW} - t_w}{t_{g\ddot{u}} - t_w}} \dots \dots \text{Gl. 116)}$$

Weil der unbesetzte Rauchrohrteil ganz in der Anlaufstrecke liegt und wegen des verhältnismäßig großen Durchmessers  $d'_R$  und der hohen Rauchgastemperatur die Strahlung von beträchtlichem Einfluß auf den Wärmeübergang ist, sind hier die Koeffizienten  $\varepsilon$  und  $\sigma$  wesentlich größer als in Gl. 100).

Bei der Abkühlung der Rauchgasmenge  $G''$  im Heizrohr längs dessen Heizfläche  $H_H = d_H \cdot \pi \cdot l$  kann, weil hier die Rauchgasstrahlung eine untergeordnete Rolle spielt, die Temperaturabhängigkeit von  $k$  und  $c_g$  bei der Integration der Wärmeübergangsgleichung berücksichtigt werden.

Der Quotient  $\frac{k}{G'' \cdot c_g} d H_H$  für das Heizrohr hat den Ausdruck

$$\frac{k}{G'' \cdot c_g} d H_H = 1,62 \sigma \cdot d_H^{-1,25} \left(\frac{G''}{q_H}\right)^{-0,25} \cdot t_g^{0,125} \cdot dl \dots \text{Gl. 117)}$$

Setzen wir Gl. 117) in den Gl. 114a) entsprechenden Wärmeübergangsansatz ein, so ergibt sich nach einigen Umformungen die Differentialgleichung

mitteln als Ordinate der Kurve  $f\left(\frac{t_g}{t_w}\right)$  mit dem Abszissenwert  $\frac{t_{RW}}{t_w}$ .

Soll das Rauchgas im Heizrohr von  $t_{RW}$  auf  $t_{RH}$  am Rohraustritt abgekühlt werden, so ist das dazu erforderliche

$$K = 1,62 \sigma \cdot d_H^{-1,25} \left(\frac{G''}{q_H}\right)^{-0,25} \cdot t_w^{0,125} \cdot l$$

gleich der Differenz der Ordinaten bei  $\frac{t_{RW}}{t_w}$  und  $\frac{t_{RH}}{t_w}$ , woraus

für bekanntes  $d_H$ ,  $t_w$ ,  $\frac{G''}{q_H}$  (der Strahlungszuschlag  $\sigma$  dürfte im allgemeinen zu vernachlässigen sein) mit Hilfe der Kurven der Abb. 13 (S. 302) leicht zu berechnen ist. Entsprechend finden

wir für bekanntes  $K$  das erreichbare  $\frac{t_{RH}}{t_w}$  als Abszisse zur Ordinate  $K + f\left(\frac{t_{RW}}{t_w}\right)$ .

Zu klären bleibt noch die Frage der Aufteilung der Rauchgasmasse  $G$  auf das Rauch- und Heizrohrbündel, also die Größe des Verteilungsfaktors  $\Phi$ .

**Rauchgasströmung durch das Rohrnetz.  
Verteilungsfaktor  $\Phi$ .**

Bei der Behandlung des Problems der Teilung des Rauchgasstromes vor der Feuerbuchrohrwand und des Druckverlustes im Rohrbündel wurde bislang in der einschlägigen Lokomotivbauliteratur die Temperaturänderung des Rauchgases beim Durchströmen der Rauch- und Heizrohre nicht berücksichtigt und nur der Druckabfall durch Rohrreibung

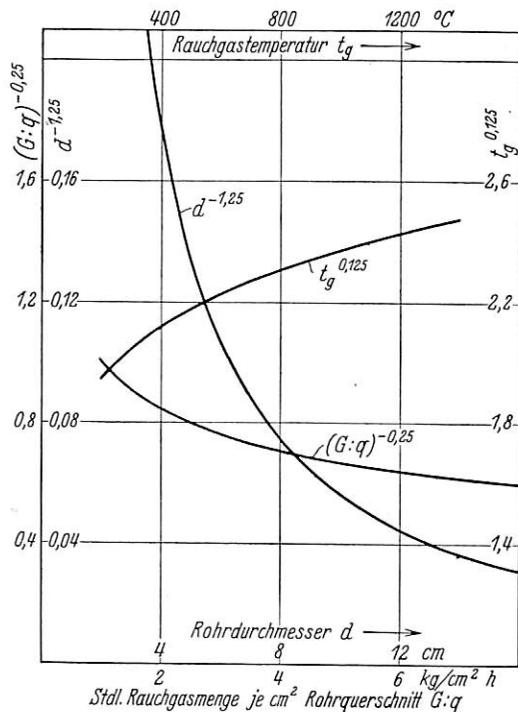


Abb. 13.

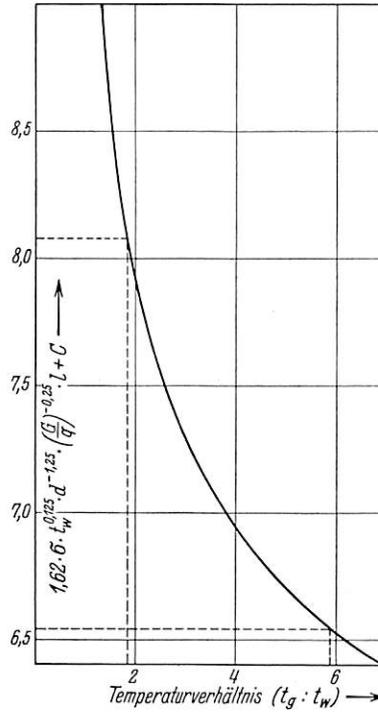


Abb. 15.

in die Rechnung einbezogen. Nehmen wir an, daß vor der Feuerbuch- und Rauchkammerrohrwand ein einigermaßen gleichmäßiger Druck  $p_{RW}$  und  $p_{RK}$  herrscht, so muß sich die Rauchgasmenge  $G$  derart auf die einzelnen Rohre verteilen, daß in jedem der gleiche Druckabfall auftritt. Die Druckänderung in einem Rohr, durch das ein Wärme abgebendes, kompressibles Medium strömt, ist bedingt

1. durch die Temperaturabnahme, die wegen der mit ihr verbundenen Änderung des spezifischen Volumens  $v$  Umsetzung von Geschwindigkeits- in Druckenergie zur Folge hat,
2. durch die Strömungswiderstände.

Bleibt die Temperaturänderung unberücksichtigt, so folgert sich aus dem Ansatz für die Gleichheit der Druckabfälle in den einzelnen Rohren ein von der Rauchgasmenge, also auch der Rostanstrengung unabhängiger Verteilungsfaktor  $\Phi$ . Im folgenden soll ein Ansatz für die Berechnung der Druckänderung im Heiz- und Rauchrohr unter Berücksichtigung der Wärmeabgabe des Rauchgases entwickelt werden. Wir untersuchen zunächst als allgemeinsten Fall die Strömung durch ein Rauchrohr. Das Strömungsbild ist schematisch dargestellt in Abb. 16a.

- Die gesamte Druckänderung  $\Delta p$  setzt sich zusammen:
1. aus dem Druckabfall beim Eintritt in das Rohr,
  2. dem Rohrreibungsdruckverlust auf dem Rohrstück  $l_1$ ,
  3. dem Druckanstieg infolge Querschnittsänderung von  $q'_R$  auf  $q''_R$ ,
  4. dem Rohrreibungsdruckverlust auf dem Rohrstück  $l_2$ ,
  5. der Druckänderung beim Übergang vom unbesetzten zum besetzten Rohrteil,
  6. dem Rohrreibungsdruckverlust auf der Strecke  $l_3$ ,
  7. der Druckänderung beim Austritt aus dem Rohr.

Wir wollen uns in der vorliegenden Arbeit hinsichtlich der Druckänderungen, die durch Querschnittsänderungen bedingt sind, mangels hinreichender Versuchsunterlagen mit einer Näherung begnügen, die sich auf folgenden vereinfachenden Annahmen aufbaut:

1. die Erweiterung des Rauchrohres zwischen  $l_1$  und  $l_2$  schließe sich unmittelbar an die Feuerbuchwand an und das Rauchrohr habe auf der Länge  $l_1 + l_2 = l_0$  den konstanten Querschnitt  $q''_R$ ;

2. das Zuviel an Druckverlust, das durch Annahme 1 bedingt ist, sei dadurch ausgeglichen, daß die Geschwindigkeitssteigerung beim Rohreinlauf und am Überhitzerknie verlustlos erfolgen soll;

3. da die Druckänderung  $\Delta p$  im Rohr höchstens 100 mm Wassersäule beträgt gegenüber dem mittleren Druck von  $\sim 10000$  mm  $H_2O$ , wird der absolute Druck im Rohr als konstant betrachtet und dem arithmetischen Mittel  $p_m = \frac{p_{RW} + p_{RK}}{2}$  aus dem Druck vor der Feuerbuchrohrwand und dem Rauchkammerdruck gleichgesetzt;

4. die Temperatur des Rauchgases während des Einlaufvorganges, der Druckänderung am Überhitzerknie und während des Ausströmvorganges wird als konstant angesehen und den Temperaturen  $t_{RW}$ ,  $t_{gü}$ ,  $t_{RR}$ ,  $t_{RH}$  gleichgesetzt.

Die Rechnungsgrößen der nachstehenden Ableitungen haben, wenn nicht ausdrücklich anders bemerkt, folgende Dimensionen: Alle Durchmesser  $d$  cm, alle Querschnitte  $q$  cm<sup>2</sup>, Rohrlängen  $l$  m, spezifischen

Gewichte  $\gamma$  kg/m<sup>3</sup>, Geschwindigkeiten  $w$  m/sec, Drucke kg/m<sup>2</sup>, oder was zahlenmäßig das gleiche bedeutet, mm W.S.

Unmittelbar vor der Feuerbuchrohrwand hat die Rauchgasmasse die Geschwindigkeit  $w_F$ , den Querschnitt  $q_{R0}$  und  $q''_R$  entsprechen Geschwindigkeiten  $w_0$  bzw.  $w''$  bezogen auf die Temperatur  $t_{RW}$ . Beim Einströmen in das Rohr füllt der Rauchgasstrahl nicht den ganzen Querschnitt  $q_{R0}$  aus, sondern wird auf  $\alpha \cdot q_{R0}$  eingeschnürt. Die Rauchgasmasse  $G'$  muß von  $w_F$  auf  $\frac{w_0}{\alpha}$  beschleunigt werden. Dem entspricht eine Druckänderung (Druckabfall wird positiv, Druckanstieg negativ gerechnet)

$$\Delta p' = \frac{\gamma_F}{2g} \left[ \left( \frac{w_0}{\alpha} \right)^2 - w_F^2 \right]$$

( $\gamma_F$  = spezifisches Gewicht des Rauchgases an der Feuerbuchrohrwand). Wie angenommen, soll sich bereits unmittelbar hinter der Eintrittsverengung das Rohr auf  $q''_R$  erweitern. Die mit dieser plötzlichen Querschnittserweiterung verbundene Druckänderung ist bei Berücksichtigung des Stoßverlustes

$$\frac{\gamma_F}{2g} \left[ \left( \frac{w_0}{\alpha} \right)^2 - w''^2 \right] \quad \Delta p'' = - \frac{\gamma_F}{g} \left[ \frac{w_0}{\alpha} \cdot w'' - w''^2 \right].$$

Wir drücken die Geschwindigkeiten durch die Beziehung  $w = \frac{10}{3,6} \left(\frac{G'}{q}\right) \frac{1}{\gamma_F}$  aus und schreiben weiterhin  $\gamma_F \cong \frac{\gamma_0 \cdot 273 \cdot p_m}{T_{RW} \cdot 10333}$ .

Aus der Nachrechnung vieler Rauchgasanalysen ergab sich

$$\Delta p_{ER} = \Delta p' + \Delta p'' = 11,2 \left(\frac{G'}{q_R}\right)^2 \frac{T_{RW}}{p_m} \left[ \frac{1}{\alpha^2} \left(\frac{q_R}{q_{R0}}\right)^2 - \left(\frac{q_R}{q_{RF}}\right)^2 - 2 \left(\frac{q_R}{q''_R}\right) \left(\frac{1}{\alpha} \cdot \frac{q_R}{q_{R0}} + \frac{q_R}{q''_R}\right) \right] \dots \text{Gl. 120}$$

oder abgekürzt, wenn für den Klammerausdruck  $\beta_{ER}$  gesetzt wird,

$$\Delta p_{ER} = 11,2 \beta_{ER} \left(\frac{G'}{q_R}\right)^2 \frac{T_{RW}}{p_m} \dots \text{Gl. 120a)}$$

Am Überhitzerknie tritt eine weitere Querschnittsänderung im Rauchrohr von  $q''_R$  auf  $q_R$  und damit verbunden ein Druckabfall  $\Delta p_{\ddot{u}}$  infolge Beschleunigung des Rauchgasstromes ein. Der zusätzliche Wirbelverlust wird hier entsprechend den eingangs angestellten Überlegungen vernachlässigt. Es ist

$$\Delta p_{\ddot{u}} = \frac{\gamma_{\ddot{u}}}{2g} (w_{\ddot{u}}^2 - w''_{\ddot{u}}{}^2) = \gamma_{\ddot{u}} \frac{w_{\ddot{u}}^2}{2g} \left[ 1 - \left(\frac{w''_{\ddot{u}}}{w_{\ddot{u}}}\right)^2 \right],$$

wenn  $w''_{\ddot{u}}$  und  $w_{\ddot{u}}$  die den Querschnitten  $q''_R$  bzw.  $q_R$  bei der Temperatur  $t_{g\ddot{u}}$  zugeordneten Geschwindigkeiten und  $\gamma_{\ddot{u}}$  das spezifische Gewicht des Rauchgases bei der gleichen Temperatur ist.

In der gleichen Weise wie oben ergibt sich nach einigen Umformungen

$$\Delta p_{\ddot{u}} = 11,2 \left(\frac{G'}{q_R}\right)^2 \frac{T_{g\ddot{u}}}{p_m} \left[ 1 - \left(\frac{q_R}{q''_R}\right)^2 \right] \dots \text{Gl. 121)}$$

bzw.

$$\Delta p_{\ddot{u}} = 11,2 \beta_{\ddot{u}} \left(\frac{G'}{q_R}\right)^2 \frac{T_{g\ddot{u}}}{p_m} \dots \text{Gl. 121a)}$$

Beim Austritt aus dem Rauchrohr erweitert sich der Querschnitt, wenn man von der Aufweitung des Rohres an der Einwalzstelle absieht, plötzlich von  $q_R$  auf  $q_{RR}$  in der Rauchkammer. Ein Teil der Strömungsenergie wird durch die Austrittswirbelung vernichtet; es tritt daher nur eine Druckerhöhung

$$\Delta p_{AR} = - \frac{\gamma_{RR}}{g} w_{RR} (w_A - w_{RR}) \text{ auf.}$$

Wir formen diesen Ausdruck in bekannter Weise um und erhalten

$$\Delta p_{AR} = - 22,4 \left(\frac{G'}{q_R}\right)^2 \frac{T_{RR}}{p_m} \left[ \frac{q_R}{q_{RR}} \left(1 - \frac{q_R}{q_{RR}}\right) \right] \dots \text{Gl. 122)}$$

bzw.

$$\Delta p_{AR} = - 22,4 \beta_{AR} \left(\frac{G'}{q_R}\right)^2 \frac{T_{RR}}{p_m} \dots \text{Gl. 122a)}$$

Die gesamte Druckänderung im Rauchrohr infolge von Querschnittsänderungen ist demnach

$$\Delta p_{QR} = \Delta p_{ER} + \Delta p_{\ddot{u}} + \Delta p_{AR} = 11,2 \left(\frac{G'}{q_R}\right)^2 \frac{T_{RW}}{p_m} \left[ \beta_{ER} + \frac{T_{g\ddot{u}}}{T_{RW}} \beta_{\ddot{u}} - 2 \frac{T_{RR}}{T_{RW}} \beta_{AR} \right] \dots \text{Gl. 123)}$$

Beim Heizrohr treten Druckänderungen infolge von Querschnittsänderungen nur am Rohrein- und Rohraustritt auf. Da sich bei diesem der Querschnitt hinter der Feuerbuchrohrwand sofort auf den vollen Querschnitt  $q_H$  erweitert, ist

$$\beta_{EH} = \left[ \frac{1}{\alpha^2} \left(\frac{q_H}{q_{H0}}\right)^2 - \left(\frac{q_H}{q_{HF}}\right)^2 - 2 \left(\frac{1}{\alpha} \cdot \frac{q_H}{q_{H0}} + 1\right) \right] \dots \text{Gl. 124a)}$$

und

$$\Delta p_{EH} = 11,2 \left(\frac{G''}{q_H}\right)^2 \frac{T_{RW}}{p_m} \beta_{EH} \dots \text{Gl. 124)}$$

Entsprechend Gl. 122) finden wir

$$\Delta p_{AH} = - 22,4 \left(\frac{G''}{q_H}\right)^2 \frac{T_{RH}}{p_m} \beta_{AH} \dots \text{Gl. 125)}$$

für  $\gamma_0$ , das spezifische Gewicht des Rauchgases bei  $0^\circ \text{C}$  und 760 mm W.S., ein ziemlich unveränderlicher Wert  $\gamma_0 = 1,33$ .

Der Druckabfall am Rauchrohreintritt beträgt somit

$$\beta_{\Delta H} = \left[ \frac{q_H}{q_{HR}} \left(1 - \frac{q_H}{q_{HR}}\right) \right] \dots \text{Gl. 125a)}$$

Der gesamte Druckabfall infolge von Querschnittsänderungen im Heizrohr ist demnach

$$\Delta p_{QH} = \Delta p_{EH} + \Delta p_{AH} = 11,2 \frac{T_{RW}}{p_m} \left(\frac{G''}{q_H}\right)^2 \left[ \beta_{EH} - 2 \frac{T_{RH}}{T_{RW}} \beta_{\Delta H} \right] \dots \text{Gl. 126)}$$

Die Quotienten  $\frac{q_R}{q_{R0}}, \frac{q_R}{q''_R}, \frac{q_H}{q_{H0}}$  ergeben sich aus der kon-

struktiven Gestalt des Rohres, die Quotienten  $\frac{q_R}{q_{RF}}, \frac{q_R}{q_{RR}}, \frac{q_H}{q_{HF}}, \frac{q_H}{q_{HR}}$  aus der Rohrteilung in der Feuerbuch- bzw. Rauchkammerrohrwand.

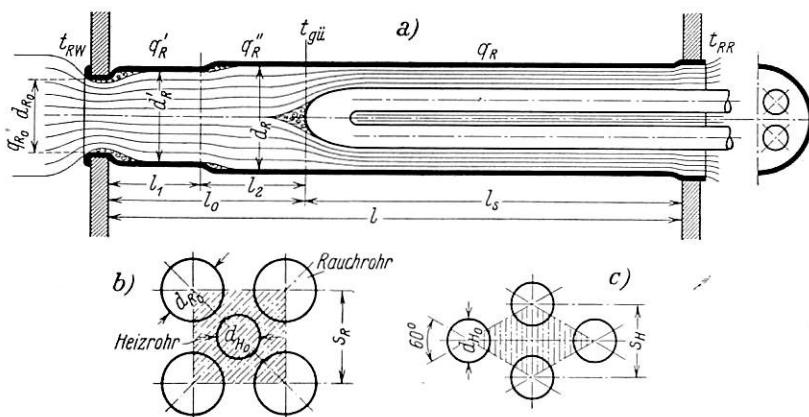


Abb. 16.

Bei der üblichen Rohranordnung nach Abb. 16b füllt der in ein Heizrohr und ein Rauchrohr zusammen einmündende Rauchgasstrom vor der Feuerbuchrohrwand den Querschnitt  $s_{RF}^2$  aus. Nehmen wir an, daß sich das Rauchgas entsprechend den freien Eintrittsquerschnitten  $q_{R0}$  und  $q_{H0}$  auf das Rauch- und das Heizrohr verteilt, so ist der von dem Gesamtquerschnitt  $s_{RF}^2$  auf ein Rauchrohr entfallende Querschnitt

$$q_{RF} = \frac{s_{RF}^2}{1 + \frac{q_{H0}}{q_{R0}}} = \frac{s_{RF}^2}{1 + \left(\frac{d_{H0}}{d_{R0}}\right)^2},$$

mithin

$$\frac{q_R}{q_{RF}} = \frac{q_R}{s_{RF}^2} \left[ 1 + \left(\frac{d_{H0}}{d_{R0}}\right)^2 \right] \dots \text{Gl. 127)}$$

und entsprechend an der Rauchkammerrohrwand

$$\frac{q_R}{q_{RR}} = \frac{q_R}{s_{RR}^2} \left[ 1 + \left(\frac{d_{H0}}{d_{R0}}\right)^2 \right] \dots \text{Gl. 128)}$$

Für das Heizrohr kann man aus Abb. 16c mit  $q_{HF} = s_{HF}^2 \frac{\sqrt{3}}{2}$  ableiten

$$\frac{q_H}{q_{HF}} = \frac{q_H}{s_{HF}^2} \cdot \frac{2}{\sqrt{3}} = \left(\frac{d_H}{s_{HF}}\right)^2 \frac{\pi}{2\sqrt{3}} \dots \text{Gl. 129)}$$

bzw.

$$\frac{q_H}{q_{HR}} = \frac{q_H}{s_{HR}^2} \cdot \frac{2}{\sqrt{3}} = \left(\frac{d_H}{s_{HR}}\right)^2 \frac{\pi}{2\sqrt{3}} \dots \text{Gl. 130)}$$

Die Einschnürungszahl  $\alpha$  beim Eintritt in die Rohre ist abhängig von dem Querschnittsverhältnis  $\left(\frac{q_0}{q_F}\right)$  und der Abrundung der Einlaufkanten des eingewalzten Rohres. Die Energieumsetzung an der Feuerbuchrohrwand gleicht sehr stark derjenigen in einem plötzlich verengten Kreisrohr (siehe Hütte, 25. Aufl., S. 358, Abb. 31). Da bislang keine den vorliegenden Verhältnissen genau angepaßten Versuche über  $\alpha$  vorliegen, sollen vorläufig die bei Versuchen von Weisbach mit Kreisrohren und scharfer Einlaufkante ermittelten  $\alpha$ -Werte in unsere Rechnung eingesetzt werden. Die Weisbachschen Versuche sind durchgeführt mit Wasser, einem inkompressiblen Medium. Bei den verhältnismäßig geringen Druckänderungen am Rohreinlauf von maximal 50 mm W.S., also  $\sim 0,5\%$  des absoluten am Rohreintritt herrschenden Druckes, kann das Rauchgas hier an der Eintrittsstelle als inkompressibel betrachtet und die mit Wasser gewonnenen Versuchsergebnisse auch auf die Rauchgasströmung am Rohreinlauf angewandt werden. Für die Weisbachschen Kontraktionszahlen gibt Prandtl\*) die Beziehung an

$$\alpha = 0,63 + 0,37 \left(\frac{q_0}{q_F}\right)^3 \dots \dots \dots \text{Gl. 131}$$

Da es bei unserer Rechnung nicht so sehr auf den genaueren Absolutwert des Druckabfalles ankommt, als auf das Verhältnis der Druckänderungen bei Eintritt des Rauchgases in die Rauch- bzw. Heizrohre, und wir in beiden Fällen die gleichen Ungenauigkeiten begehen, können die gemachten Annahmen als zulässig erachtet werden.

Bei der Berechnung des Druckabfalles  $\Delta p_1$  infolge von Rohrreibung sollen zunächst die Verhältnisse im Heizrohr untersucht werden.

Die folgende Ableitung gilt streng nur für das Strömungsgebiet nach einer gewissen Anlaufstrecke.

Bei der Berechnung von  $\Delta p_1$  gehen wir aus von der Energiegleichung eines strömenden kompressiblen Mediums und schreiben für ein Rohrlängenelement  $dl$

$$\frac{w \cdot d w}{g} + v \cdot d p + d h_v = 0 \dots \dots \text{Gl. 132}$$

Für den Druckhöhenverlust  $d h_v$  können wir ansetzen

$$d h_v = \frac{\psi \cdot w^2}{d \cdot 2 g} dl \quad (d \text{ in m!}) \dots \text{Gl. 133}$$

Drücken wir die Geschwindigkeit  $w$  durch das spezifische Volumen  $v$  und den Quotienten  $\left(\frac{G}{q}\right)$  aus nach der Beziehung

$$w = \frac{10}{3,6} \left(\frac{G}{q}\right) \cdot v, \quad v \text{ seinerseits nach der Zustandsgleichung}$$

$p v = R T_g$  durch Druck und Temperatur, so erhalten wir aus Gl. 132), wenn für die Gaskonstante  $R$  der Zahlenwert

$$R = \frac{848}{m} = \frac{848}{22,4 \cdot \gamma_0} = \frac{848}{22,4 \cdot 1,33} = 28,5$$

eingesetzt und  $d$  in cm gerechnet wird,

$$\frac{d T_g}{T_g} + \frac{\psi}{2 d_H} 10^2 \cdot dl = \frac{d p}{T_g} \left[ 1 - \frac{p^2}{22,4} \cdot \frac{1}{\left(\frac{G''}{q_H}\right)^2} \right], \dots \text{Gl. 134)}$$

$$-\int_{T_{g_0}}^{T_g} \frac{T_g^{1,333}}{T_g - T_w} d T_g = + T_w^{1,333} \left\{ 0,75 \left(\frac{T_g}{T_w}\right)^{1,333} + \sqrt{3} \cdot \text{arc tg} \left[ \frac{2 \left(\frac{T_g}{T_w}\right)^{0,333} + 1}{\sqrt{3}} \right] - \ln \frac{\sqrt{\left(\frac{T_g}{T_w}\right)^{0,333} \left[ \left(\frac{T_g}{T_w}\right)^{0,333} + 1 \right] + 1}}{\left(\frac{T_g}{T_w}\right)^{0,333} - 1} \right\} \frac{T_{g_0}}{T_g}$$

oder, wenn für den Ausdruck in der geschweiften Klammer  $f\left(\frac{T_g}{T_w}\right)$  geschrieben wird, abgekürzt

$$= T_w^{1,333} \left[ f\left(\frac{T_{g_0}}{T_w}\right) - f\left(\frac{T_g}{T_w}\right) \right].$$

\*) Prandtl, Abriß der Strömungslehre. Braunschweig 1931.

eine Beziehung zwischen Druck, Rohrlänge und Rauchgas-temperatur. Das erste Glied der eckigen Klammer in Gl. 134) beträgt höchstens  $0,8\%$  des zweiten, kann also gegenüber diesem vernachlässigt werden. Gl. 134) kann also in Integralform geschrieben werden (Integrationsgrenzen:  $p = p_0$  und  $p$  bzw.  $T_{g_0}$  und  $T_g$ )

$$-\int_{p_0}^p p \cdot d p = \frac{p_0^2 - p^2}{2} = (p_0 - p) \frac{p_0 + p}{2} = 22,4 \left(\frac{G''}{q_H}\right)^2 \left[ -(T_{g_0} - T_g) + \int_{T_{g_0}}^{T_g} \frac{\psi}{2 d_H} 10^2 \cdot T_g \cdot d l \right] \dots \text{Gl. 134a)}$$

$d l$  läßt sich aus dem Wärmeübergangsansatz

$$-G'' \cdot c_g \cdot d T_g = k (T_g - T_w) d H_H$$

mit  $d H_H = \frac{\pi d_H}{10^2} d l = \frac{4}{10^2} \cdot \frac{q_H}{d_H} d l$  durch die Temperatur ausdrücken. Es ist

$$d l = - \frac{G'' \cdot c_g}{k} \cdot \frac{d T_g}{T_g - T_w} \cdot \frac{10^2}{4 q_H} d_H \dots \text{Gl. 135)}$$

In der gleichen Weise wie unter IIIa läßt sich für den Quotienten

$$\frac{k}{G'' \cdot c_g} \text{ die Beziehung ableiten}$$

$$\frac{k}{G'' \cdot c_g} = 34,35 \cdot \sigma(\varphi \cdot \varepsilon \cdot \xi) \frac{d_H^{-0,25}}{q_H} \left(\frac{G''}{q_H}\right)^{-0,25} \cdot t_g^{0,125} \dots \text{Gl. 136)}$$

Der Rohrreibungskoeffizient  $\psi$  ist eine Temperaturfunktion, für die Nusselt\*) bei glatten Rohren und großen Temperaturunterschieden zwischen Gas und Wandung die Beziehung angibt

$$\psi_{glatt} = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{d \cdot w \cdot \gamma_w}} \left(\frac{T_g}{T_w}\right)^{0,583} \quad (d \text{ in m!}) \dots \text{Gl. 137)}$$

(Bedeutung der Rechnungsgrößen s. S. 299). Setzen wir wiederum  $\psi_{rauh} = \xi \cdot \psi_{glatt}$  und formen Gl. 139) mit Hilfe der Beziehungen

$$\gamma_w = \gamma \frac{T_g}{T_w}, \quad w \cdot \gamma = \frac{10}{3,6} \left(\frac{G}{q}\right),$$

$$\eta_{gW} = 3,55 \cdot T_w^{0,68} \cdot 10^{-8} \text{ [s. Gl. 99)]}$$

um und rechnen mit  $d$  in cm, so wird

$$\psi = \xi \frac{1,883 \cdot 10^{-2}}{d_H^{0,25}} \cdot \frac{T_g^{0,333}}{\left(\frac{G''}{q_H}\right)^{0,25} \cdot T_w^{0,163}} \dots \text{Gl. 138)}$$

Mit Hilfe der Gl. 135), 136) (in der wir mit einem über die ganze Rohrlänge gültigen Mittelwert von  $\frac{k}{c_g}$  rechnen, d. h.

für  $t_g$  den logarithmischen Mittelwert  $t_{gm}$  entsprechend Gl. 116) einsetzen und für die Koeffizienten  $\varphi$  und  $\varepsilon$  nach Abschnitt IIIa die Zahlenwerte  $0,9$  bzw.  $1,05$  einführen) und 138 kann das

Integral  $\int \frac{\psi}{2 d_H} 10^2 \cdot T_g \cdot d l$  umgeformt werden in

$$\int \frac{\psi}{2 d_H} 10^2 \cdot T_g \cdot d l = - \frac{0,725}{\sigma \cdot t_{gm}^{0,125} \cdot T_w^{0,163}} \int \frac{T_g^{1,333}}{T_g - T_w} d T_g \dots \text{Gl. 138a)}$$

Die durchgeführte Integration ergibt für  $\int \frac{T_g^{1,333}}{T_g - T_w} d T_g$

$$\left\{ \frac{2 \left(\frac{T_g}{T_w}\right)^{0,333} + 1}{\sqrt{3}} \right\} - \ln \frac{\sqrt{\left(\frac{T_g}{T_w}\right)^{0,333} \left[ \left(\frac{T_g}{T_w}\right)^{0,333} + 1 \right] + 1}}{\left(\frac{T_g}{T_w}\right)^{0,333} - 1} \right\} \frac{T_{g_0}}{T_g}$$

Setzen wir  $\frac{p_0 + p}{2}$  in Gl. 134a) gleich dem mittlern Druck  $p_m$

im Rohr, so lautet die Gleichung für die Druckänderung infolge Temperaturabnahme und Rohrreibung im Heizrohr in ihrer endgültigen Form

\*) Z. Techn. Thermodyn. u. Mech. 1930, S. 290.

$$\Delta p_{RH} = \frac{22,4}{p_m} \left( \frac{G''}{Q_H} \right)^2 \left\{ - (T_{g0} - T_g) + \frac{0,725}{\sigma} \cdot \frac{T_W^{1,17}}{t_{gm}^{0,125}} \left[ f \left( \frac{T_{g0}}{T_W} \right) - f \left( \frac{T_g}{T_W} \right) \right] \right\} \dots \dots \dots \text{Gl. 139)}$$

Um langwieriges Rechnen zu sparen, ist in Abb. 17 die Funktion  $f \left( \frac{T_g}{T_W} \right)$  über  $\frac{T_g}{T_W}$  als Abszisse aufgetragen, so daß man für gegebenes  $\frac{T_{g0}}{T_W}$  und  $\frac{T_g}{T_W}$  die zugehörigen Funktionswerte aus der Kurve ablesen kann.

Für den vom Überhitzer besetzten Teil des Rauchrohres ist die Ableitung der Druckabfallgleichung bis Gl. 134a) dieselbe, wenn  $d_H$  durch den gleichwertigen Durchmesser  $d_g$  nach Gl. 95) und  $\frac{G''}{Q_H}$  durch  $\frac{G'}{Q_R}$  ersetzt wird. Unter den gleichen Voraussetzungen gilt auch Gl. 138) für  $\psi$ ; nur muß in dieser die Wandtemperatur  $T_W$  durch  $T_{Wm}$  nach Gl. 103) ersetzt werden.

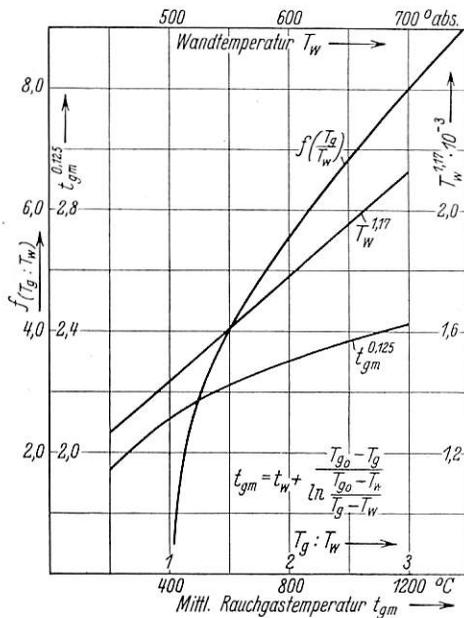


Abb. 17.

$d_l$  ist zu berechnen aus dem Wärmeübergangsansatz nach Gl. 52). Die weitere Lösung der Druckabfallgleichung ist nur auf graphischem Wege möglich mit Hilfe der unter II abgeleiteten Beziehungen, was aber im Rahmen der vorliegenden Arbeit zu weit führen würde. Wir wollen uns daher beim Rauchrohr mit einer Näherung begnügen.

Nach den auf S. 301 angestellten Überlegungen läßt sich die Grundgleichung des Wärmeüberganges im besetzten Teil des Rauchrohres näherungsweise in der Form

$$- G' \cdot c_g \cdot d T_g = k (T_g - T_{Wm}) d H$$

ansetzen mit

$$d H = \frac{\pi \cdot d_R}{100} \left( 1 + n' \frac{d_u}{d_R} \right) d l$$

oder mit Hilfe von Gl. 95)

$$d H = \frac{4}{100} \cdot \frac{Q_R}{d_g} d l.$$

Der Quotient  $\frac{k}{G' \cdot c_g}$  hat nach Gl. 136) den Ausdruck

$$\frac{k}{G' \cdot c_g} = 34,35 \cdot \sigma (\varphi \cdot \varepsilon \cdot \xi) \frac{d_g^{-0,25}}{Q_R} \left( \frac{G''}{Q_R} \right)^{-0,25} \cdot t_{gm}^{0,125}.$$

Somit wird

$$\int \frac{\psi}{2 d_g} \cdot 10^2 \cdot T_g \cdot d l = - \frac{0,725}{\sigma \cdot t_{gm}^{0,125} \cdot T_{Wm}^{0,163}} \cdot \int \frac{T_g^{1,333}}{T_g - T_{Wm}} \cdot d T_g.$$

also genau der gleiche Ausdruck wie in Gl. 138a); an Stelle des konstanten  $T_W$  ist nur das von der Überhitzungstemperatur, also auch der Anstrengung des Kessels, abhängige  $T_{Wm}$  getreten. Wir können daher näherungsweise Gl. 139) auch für die Berechnung des Druckabfalls im besetzten Rauchrohrteil benutzen, wenn in ihr  $\left( \frac{G''}{Q_H} \right)$  durch  $\left( \frac{G'}{Q_R} \right)$ ,  $T_W$  durch  $T_{Wm}$  nach Gl. 103) und  $t_{gm}$  durch  $t_{gm}$  nach Gl. 104) ersetzt werden.

Wie die Zahlenrechnung zeigt, kann der Druckabfall infolge Rohrreibung und Temperaturänderung im unbesetzten Rauchrohrteil  $l_0$  vernachlässigt werden.

Der Verteilungsfaktor  $\Phi$  war nach Gl. 105) definiert als

$$\Phi = \frac{G' \cdot n_R}{G} = \frac{G' \cdot n_R}{G' \cdot n_R + G'' \cdot n_H} = \frac{1}{1 + \left( \frac{G''}{Q_H} \right) \left( \frac{Q_R}{G'} \right) \frac{n_H \cdot Q_H}{n_R \cdot Q_R}}$$

Schreiben wir für den gesamten Druckabfall im Rauchrohr

$$\Delta p_R = \Delta p_{QR} + \Delta p_{RH} = \beta_R \cdot \left( \frac{G'}{Q_R} \right)^2$$

und entsprechend im Heizrohr

$$\Delta p_H = \Delta p_{QH} + \Delta p_{RH} = \beta_H \cdot \left( \frac{G''}{Q_H} \right)^2,$$

so folgert sich aus der Bedingung der Gleichheit der Druckänderung in Rauch- und Heizrohren

$$\frac{G''}{Q_H} \cdot \frac{Q_R}{G'} = \sqrt{\frac{\beta_R}{\beta_H}},$$

und die Gleichung für den Verteilungsfaktor lautet endgültig

$$\Phi = \frac{1}{1 + \sqrt{\frac{\beta_R}{\beta_H}} \frac{n_H \cdot Q_H}{n_R \cdot Q_R}} \dots \dots \text{Gl. 105a)}.$$

Mit einem an Hand eines zunächst geschätzten Verhältnisses der Widerstandskoeffizienten  $\beta_R$  und  $\beta_H$  berechneten  $\Phi$  ist zunächst der Temperaturverlauf in Rauch- und Heizrohren festzulegen und dann gegebenenfalls entsprechend den Ergebnissen der Druckabfallrechnung  $\Phi$  zu berichtigen.

#### IV. Auswertung der theoretischen Untersuchung des Wärmeüberganges im Rauchrohr.

Im vorstehenden ist die Frage nach dem Werte der den Wärmeübergang im Rauchrohr bestimmenden Faktoren und deren Abhängigkeit von der Rostanstrengung  $A$  geklärt. Wir wenden uns jetzt der zahlenmäßigen Auswertung der mathematischen Untersuchung zu.

Abb. 18 zeigt den Temperaturverlauf von Dampf und Rauchgas für ein- und zweimaliges Eintauchen des Überhitzerelementes bei gleicher Heizfläche  $H'_u$  des Elementes, gleichem  $\frac{G' \cdot c_g}{D' \cdot c_d}$ , gleichen Eintrittstemperaturen des Rauchgases  $t_{gü}$  und des Dampfes  $t_w$  und entsprechendem Rohrverhältnis  $r$ .

$\frac{k}{G' \cdot c_g} H_s$  (bezogen auf einmaliges Eintauchen) ist absichtlich hoch  $\sim 0,64$  angenommen worden, um die Verhältnisse recht deutlich zu veranschaulichen.

Abb. 18 bestätigt die Ergebnisse der Untersuchung des isolierten Rauchrohres: Die Austrittstemperaturen des Rauchgases bzw. Dampfes unterscheiden sich praktisch bei ein- und zweimaligem Eintauchen des Elementes in das gleiche Rauchrohr nicht voneinander.

Mit anderen Werten  $\frac{G' \cdot c_g}{D' \cdot c_d}$  und  $r$  durchgeführte Rechnungen führen zu demselben Ergebnis. Eine zweimalige Umkehr

der Strömungsrichtung des Dampfes bringt also hinsichtlich der Überhitzung keinen Vorteil, erhöht nur wegen des doppelten Weges des Dampfes im Überhitzer und der vergrößerten Strömungsgeschwindigkeit den Spannungsabfall zwischen Überhitzersammelkasten und Zylinder und muß daher als unzweckmäßig angesprochen werden. Das gleiche gilt in verstärktem Maße für dreimaliges Eintauchen des Überhitzerelementes. Durch die gesteigerte Strömungsgeschwindigkeit des Dampfes wird zwar die Wärmeübergangszahl  $\alpha_2$  von innerer Überhitzerrohrwand an den Dampf, also der Faktor  $\varphi$  nach Gl. 102) und dadurch der Quotient  $\frac{k}{G' \cdot c_g} H_s$  ebenfalls größer; dieser Einfluß ist aber auf die Überhitzung außerordentlich gering. In Abb. 18 sind weiterhin die Mittel-

genommenen Wärmemenge eine etwas zu günstige Annahme.

Berechnet man die Rauchgasabkühlungskurve als logarithmische Linie über der mittleren Wandtemperatur  $t_{wm}$  nach Gl. 103) zwischen den bekannten Temperaturen  $t_{gü}$  und  $t_{RR}$ , so erhält man für  $t_g$  die in Abb. 18 eingetragenen Punkte, die sich sehr gut dem genau bestimmten Verlauf der  $t_g$ -Kurven anpassen, womit die Zulässigkeit der Annahme von  $t_{gm}$  und  $t_{wm}$  nach Gl. 103) und 104) für die Berechnung des Druckabfalls im Rauchrohr bewiesen sein dürfte.

Im einzelnen interessiert den praktischen Lokomotivkonstrukteur nicht der Verlauf der Abkühlungs- und Erwärmungskurven im Rauchrohr als solcher, sondern nur die erreichbaren Überhitzungstemperaturen (Wirtschaftlichkeit der Dampfausnutzung) und Rauchgasaustrittstemperaturen (Wirtschaftlichkeit des Kesselbetriebes). Wir können uns daher, unter Berücksichtigung des oben gesagten, auf die Diskussion der Temperaturen  $t_{ü}$  und  $t_{RR}$  bei einmaligem Eintauchen des Überhitzerelementes beschränken. Betrachten wir außerdem nur die Übertemperaturen  $\vartheta_{ü} = t_{ü} - t_w$  und  $\vartheta_{RR} = t_{RR} - t_w$ , über Siedetemperatur, so sind diese abhängig

1. von der Anfangsübertemperatur des Rauchgases  $\vartheta_{gü}$ ,
2. dem Quotienten  $\frac{G' \cdot c_g}{D' \cdot c_d}$ ,
3. dem Rohrverhältnis  $r$  als Parametern und
4. dem Quotienten  $\frac{k}{G' \cdot c_g} \cdot H_s$  als unabhängiger Variabler.

In Abb. 19 ist der Verlauf der bei  $\vartheta_{gü} = 1000^\circ \text{C}$  erreichbaren  $\vartheta_{ü}$  und  $\vartheta_{RR}$  als Funktion von  $\frac{k}{G' \cdot c_g} H_s$  für verschiedene  $r$  und  $\frac{G' \cdot c_g}{D' \cdot c_d}$  aufgetragen.

Mit wachsendem  $\frac{k}{G' \cdot c_g} H_s$  nimmt  $\vartheta_{RR}$  wie zu erwarten ab und  $\vartheta_{ü}$  zunächst stark, bei größerem  $\frac{k}{G' \cdot c_g} H_s$  nur wenig zu, wobei die Kurve  $\vartheta_{ü}$  für kleinstes  $\frac{G' \cdot c_g}{D' \cdot c_d}$  und größtes  $r$  am niedrigsten, die für das größte  $\frac{G' \cdot c_g}{D' \cdot c_d}$  und kleinstes  $r$  am höchsten liegt. Bei den  $\vartheta_{RR}$ -Kurven sind die Verhältnisse umgekehrt. Bei einem bestimmten  $\frac{k}{G' \cdot c_g} H_s$  schneiden sich die einander zugeordneten Linien  $\vartheta_{ü}$  und  $\vartheta_{RR}$ . Wächst  $\frac{k}{G' \cdot c_g} H_s$  über diesen Wert, so liegt die Dampfaustritts- über der Rauchgasaustrittstemperatur, es erfolgt im letzten Teil des rückläufigen Überhitzerstranges eine Rückkühlung des überhitzten Dampfes. Trotzdem steigt  $\vartheta_{ü}$  mit wachsendem  $\frac{k}{G' \cdot c_g} H_s$  weiter und erreicht seinen Höchstwert erst viel später. Verbindet man die Punkte  $\vartheta_{ü} = \vartheta_{RR}$  für gleiches  $r$  und verschiedenes  $\frac{G' \cdot c_g}{D' \cdot c_d}$  miteinander durch die in Abb. 19 dick ausgezogenen Linien, so stellen diese die „Grenze der Rückkühlung für konstantes  $r$ “ dar. Zieht man durch die Punkte  $\vartheta_{ü} = \vartheta_{RR}$  mit gleichem  $\frac{G' \cdot c_g}{D' \cdot c_d}$  die dünn ausgezogenen strichpunktiierten Kurven, so sind diese die „Grenzen der Rückkühlung für konstantes  $\frac{G' \cdot c_g}{D' \cdot c_d}$ “. Rückkühlung tritt desto eher ein, je größer  $r$  und  $\frac{G' \cdot c_g}{D' \cdot c_d}$ . Praktische Bedeutung kommt dem Punkt des Beginns der Rückkühlung entgegen

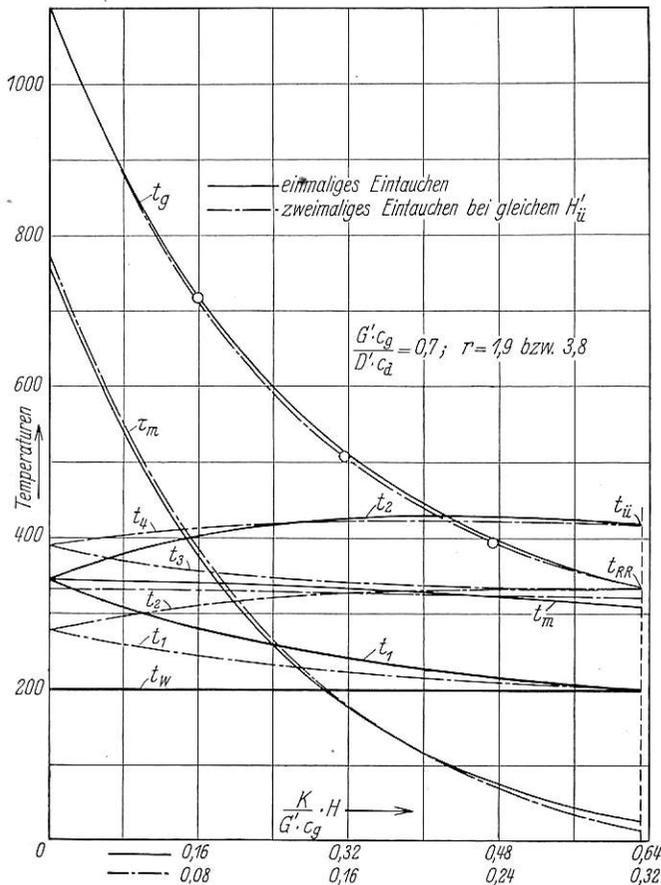


Abb. 18.

werte der Temperaturen der einzelnen Dampfstränge  $t_m$  und die mittleren Übertemperaturen  $\tau_m$  des Rauchgases gegenüber dem Dampf eingetragen. Betrachten wir zum Vergleich die der Abb. 18 entsprechende Abb. 9 für das nach außen isolierte Rauchrohr, so fällt sofort die grundsätzliche Übereinstimmung der  $t_g$ -,  $t_m$ - und  $\tau_m$ -Kurven der beiden Abbildungen auf. Die auf S. 286 angestellten Überlegungen gelten auch für das vom Kesselwasser umspülte Rauchrohr. Die Rauchgasabkühlungskurven für die beiden Überhitzerbauarten fallen praktisch zusammen. Die mittlere Dampftemperatur  $t_m$  ändert sich im vorliegenden Fall zwischen Rohreintritt und Rohraustritt bei einmaligem Eintauchen um annähernd  $35^\circ \text{C}$ , bei zweimaligem um nur  $\sim 11^\circ$ , bei kleinerem  $\frac{k}{G' \cdot c_g} H_s$  noch weniger. Die Annahme eines konstanten  $t_m$  für die Berechnung des Wärmeüberganges an den Überhitzer ist also bei zweimaligem Eintauchen eine recht gute Näherung.  $\frac{t_{ü} + t_w}{2} = t_m$  bedeutet hinsichtlich der vom Überhitzer auf-

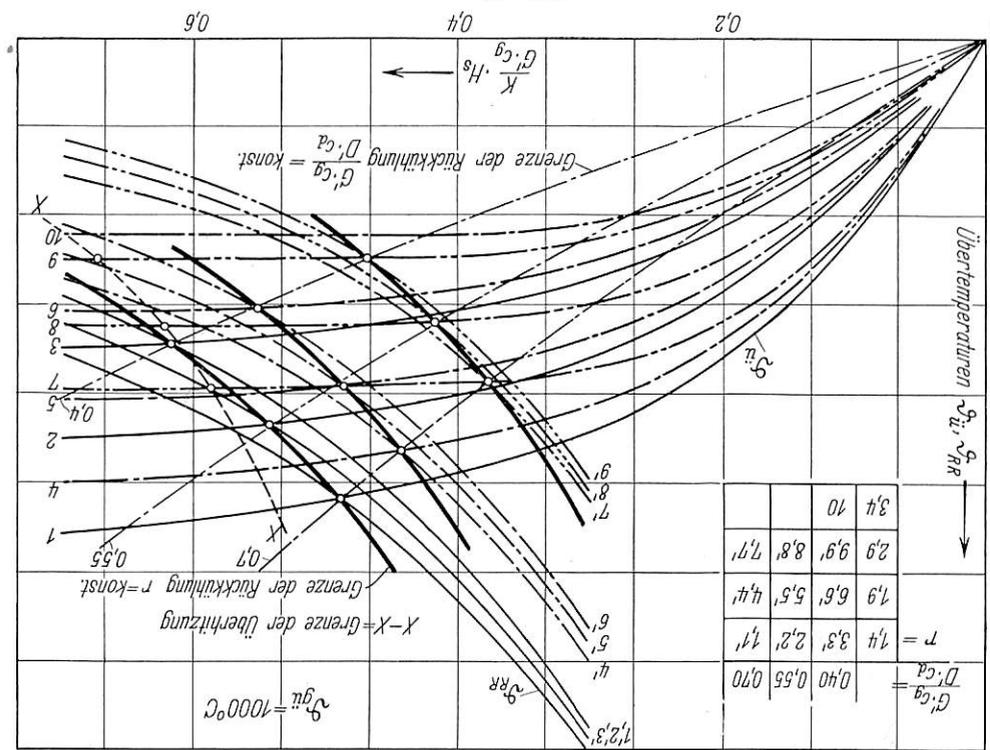
Aus Taf. 18 und 19 kann durch Interpolation für beliebige Kombinationen der Veränderlichen  $\frac{G' \cdot c_g}{k} H_s$ ,  $\frac{D' \cdot c_d}{r}$  und  $\theta_{RR}$  und  $\theta_{gu} = 1000^\circ C$  und müssen daher noch, wie oben erwähnt, mit  $\frac{1000}{\theta_{gu}}$  multipliziert werden.

Der Gang der Rechnung soll zunächst kurz an einem Zahlenbeispiel erläutert werden.

**Zahlenbeispiel.**

Aufgabe: Für die Einheitslokomotive der Reihe 01 der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft sind die Überhitzungs-temperatur und die Rauchgasstrahltemperatur bei einer Rostanstrengung  $\Delta = 3,5$  zu ermitteln.

Gegeben: Rostfläche  $R = 4,5 m^2$   
Kesseldruck  $p_k = 16 \text{ atü}$



- Rauchrohre:**  
Anzahl  $n_R = 24$   
Durchmesser des eingezogenen Teils an der Feuerbüchse  $d_{R0} = 13,5 \text{ cm}$   
Länge der unbesetzten Enden  $l_0 = 0,4 \text{ m}$   
Länge des besetzten Teils  $l_s = 6,4 \text{ m}$   
Anzahl der Überhitzerrohre je RR  $n = 6$   
Anzahl der Überhitzerrohre je Strang  $n' = 3$   
Durchmesser der Überhitzerrohre  $d_u = 2,9 \text{ cm}$   
Freier Querschnitt des besetzten Teils  $q_R = 169 \text{ cm}^2$   
Freier Querschnitt am Eintritt  $q_{R0} = 143 \text{ cm}^2$   
Freier Querschnitt des unbesetzten Teils  $q'_{RR} = 208,7 \text{ cm}^2$   
Teilung in der Feuerbüchsenwand  $s_{RF} = 19 \text{ cm}$   
Teilung in der Rauchkammerwand  $s_{RR} = 20,3 \text{ cm}$
- Heizrohre:**  
Anzahl  $n_H = 106$   
Durchmesser  $d_H = 6,5 \text{ cm}$   
Durchmesser in der Feuerbüchsenwand  $d_{H0} = 5,0 \text{ cm}$   
Länge  $l = 6,8 \text{ m}$   
Freier Querschnitt an der Feuerbüchsenwand  $q_H = 33,2 \text{ cm}^2$   
Freier Querschnitt  $q_{H0} = 19,6 \text{ cm}^2$

Abb. 19.

46\*

Man war bisweilen gleich  $\theta_{th_{max}}$  sei und jede Ver-  
es Ausdruckes  $\frac{G' \cdot c_g}{k} H_s$  über  
rt eine niedrige Überhitzungs-  
so schädlich sei. An Hand  
festgestellt werden, daß  
on  $\frac{G' \cdot c_g}{k} H_s$  hinsichtlich  
lich, mit Rücksicht auf  
tur der Rauchgase, also  
grad sogar erwünscht ist.  
ihren Höchstwert erst, wenn  
atur  $t_m$  gleich der Rauchgas-  
ematisch ausgedrückt, wenn die  
richt. Die Punkte  $\theta_{th_{max}}$  sind auf  
durch Kreise markiert und durch  
urve der Überhitzung'  $X - X$  ver-  
verhältnisse  
em Bintauchen  
s außerhalb des  
Werten  $\frac{G' \cdot c_g}{k} H_s$   
den Lokomotivbetrieb  
men.  $\theta_{th_{max}}$  wird desto  
 $\frac{G' \cdot c_g}{k} H_s$ , je größer  $r$  und  $\frac{D' \cdot c_d}{r}$   
ang bereits bei  $\frac{G' \cdot c_g}{k} H_s \approx 0,433$ ,  
während  $\theta_{th_{max}}$  erst bei  $\frac{G' \cdot c_g}{k} H_s \approx 0,633$   
liegt. Bei zweimaligem Bintauchen wird  
 $\theta_{th_{max}}$  etwas eher erreicht, wie man  
schon aus dem Verlauf der  $t_m$ -Kurven  
der Abb. 18 ersehen kann. Wächst  
 $\frac{G' \cdot c_g}{k} H_s$  über den  $\theta_{th_{max}}$  zugeordneten  
Wert hinaus, so fällt  $\theta_{th}$  wieder und  
geht für  $\frac{G' \cdot c_g}{k} H_s \rightarrow \infty$  gegen 0,  
also  $t_u$  gegen  $t_w$ , und zwar für alle  $r$   
und  $\frac{D' \cdot c_d}{r}$ .

Da  $\theta_{gu}$  in die Gl. (58), (84) und (85) für  $\theta_{RR}$  bzw.  $\theta_{gu}$  multipliziert eingetragt, genügt es,  $\theta_{RR}$  und  $\theta_{gu}$  für  $\theta_{gu} = 1000^\circ C$  und der Überhitzungstemperatur für andere  $\theta_{gu}$  ergeben sich dann einfach durch Multiplikation der für  $1000^\circ C$  gültigen Zahlen mit  $\frac{1000}{\theta_{gu}}$ . Betrachten wir also  $\theta_{gu}$  und  $\theta_{RR}$  für  $\theta_{gu} = 1000^\circ C$ , so sind diese bereits bestimmt durch die drei Veränderlichen  $\frac{D' \cdot c_d}{r}$ ,  $r$  und  $\frac{G' \cdot c_g}{k} H_s$ . Um den Einfluß der einzelnen bestimmenden Größen auf  $\theta_{RR}$  und  $\theta_{gu}$  näher verfolgen zu können, setzen wir je zwei der Variablen konstant und zeichnen die in den einzelnen Quadranten der Taf. 18 und 19 dargestellten Kurven

$\theta_{RR}$  bzw.  $\theta_{gu} = f\left(\frac{G' \cdot c_g}{k} H_s\right)$ , für  $r$  und  $\frac{D' \cdot c_d}{r} = \text{konst.}$   
 $\theta_{RR}$  bzw.  $\theta_{gu} = f(r)$ , für  $\frac{G' \cdot c_g}{k} H_s$  und  $\frac{D' \cdot c_d}{r} = \text{konst.}$   
 $\theta_{RR}$  bzw.  $\theta_{gu} = f\left(\frac{D' \cdot c_d}{r}\right)$ , für  $r$  und  $\frac{G' \cdot c_g}{k} H_s = \text{konst.}$

Teilung in der Feuerbuchrohrwand . . . SHF = 9,0 cm  
 Teilung in der Rauchkammerrohrwand . . . SHR = 9,0 cm  
 Verteuert wird Kohle mit einem unteren Heizwert  $H_u = 7200 \text{ WE/kg}$  und einem Aschegehalt  $a = 0,05$ . Das Speisewasser soll dem Kessel mit  $t_{sp} = 90^\circ\text{C}$  zugeführt werden.

Mit  $(1 - \eta) = 0,028$ ,  $3,5 = 0,098$  nach Gl. (107) und einer Luftüberschusszahl  $n \sim 1,3$  ist nach Gl. (106a)

$$\frac{G_0}{H_n} = 1,39 \cdot 1,3 \left[ 1 - 0,1077 \left( \frac{7200}{1000} + 1,3 \right) 0,098 \right] 10^{-3} + \frac{H_n}{1 - 0,05}$$

Wir schätzen den Verteilungsfaktor  $\phi$  zu 0,6. Dann wird nach Gl. (105)

$$\frac{G'}{G} = 0,6 \frac{3,5 \cdot 4,5 \cdot 10^6}{1} \cdot \frac{552}{552} = 4,21 \text{ kg/cm}^2 \text{ h}$$

$$\frac{G''}{G} = 0,4 \frac{3,5 \cdot 4,5 \cdot 10^6}{1} \cdot \frac{552}{106 \cdot 33,2} = 3,24 \text{ kg/cm}^2 \text{ h}$$

Die Temperatur des Rauchgases vor der Feuerbuchrohrwand errechnet sich nach Gl. (112) mit  $\frac{H_b}{R} \approx 4$  zu

$$t_{RW} = 1200^\circ\text{C}; \quad T_{RW} = 1473^\circ \text{ absolut.}$$

Wir berechnen zunächst die Temperaturänderung im Heizrohr. Bei einem Kesseldruck von  $p_K = 17$  at absolut beträgt die Siedetemperatur  $t_{W, die}$  der Wandtemperatur  $t_{W, gleich}$  gesetzt wird.

Aus Abb. 13 lesen wir ab:

$$t_{W, 0,125} = 204,0125 = 1,94,$$

$$d_{H-1,25} = 6,5 - 1,25 = 0,0965,$$

$$\left( \frac{q_H}{G'} \right)_{-0,25} = 3,24 - 0,25 = 0,745$$

Die mittlere Wandtemperatur im Rauchrohr ist nach Gl. (103)

$$t_{Wm} = \frac{204 \left( 1 + \frac{2}{6} \cdot \frac{16,3}{2,9} \right) + 0,385 \frac{2}{6} \cdot \frac{16,3}{2,9}}{1 + \frac{6}{2,9} \frac{16,3}{2,9}} = 250^\circ\text{C}$$

und mit diesem Wert die mittlere Rauchgastemperatur nach Gl. (104)

$$t_{Rm} = 250 + \frac{\ln \frac{410 - 250}{1140 - 250}}{1140 - 410} = 675^\circ\text{C}$$

Aus Zahlentafel 1 entnehmen wir für  $\Delta$  den Zahlenwert 0,0254 und erhalten dann nach Gl. (100c) mit den Werten

$$\left( \frac{q_H}{G'} \right)_{-0,25} = 4,21 - 0,25 = 0,700 \text{ und } t_{Rm, 0,125} = 675,0125 = 2,26$$

aus den Kurven der Abb. 13

$$\frac{G'}{k} H_s = 1,62 \cdot 1,06 \cdot 0,0254 \cdot 0,700 \cdot 2,26 \cdot 6,4 = 0,442.$$

Zu  $d_R = 16,3$ ,  $n = 3$ ,  $d_H = 2,9$  gehört nach Zahlentafel 1 ein Rohrverhältnis  $r = 1,88$ . Für  $\frac{D'}{G' \cdot c_g} = 0,554$ ,  $r \sim 1,9$ ,  $\frac{G'}{k} H_s = 0,442$  ermittelt wir aus Schaubild Taf. 18

$$\frac{G'}{c_g} H_s = 0,442 \text{ und aus Schaubild Taf. 19 } \frac{D'}{G' \cdot c_g} = 0,554$$

und aus Schaubild Taf. 19

$$\frac{D'}{G' \cdot c_g} = 0,554 \text{ und } \frac{D'}{G' \cdot c_g} = 0,554$$

Wir erhalten jetzt für die Widerstandskoeffizienten  $\beta$  in den Gl. (120a), (121a), (122a), (124) und (125) die Zahlenwerte

$$\alpha_H = 0,63 + 0,37 \left( \frac{33,2}{19,6} 0,473 \right)^3 = 0,638,$$

$$\alpha_R = 0,63 + 0,37 \left( \frac{143}{169} 0,533 \right)^3 = 0,664,$$

für das Heizrohr

und erhalten mit  $\sigma = 1$ , Rauchgasstrahlung, für  $K$

$$K = 1,62 \cdot 0,0965 \cdot ($$

Als Ordinate zu dem Abszissen nehmen wir aus der Kurve

$$K + G = 1,53$$

und somit

Als Abszisse zu diesem Wert lesen wir aus dem Diagramm die Austrittstemperatur der  $t_{RH} = 1,84 \cdot 204 = 376^\circ\text{C}$  ist demnach

Für die Berechnung des  $W$ rohr müssen zunächst einige A

Infolge des großen Strahlungseinflusses sind die Rohrverbindungen für den Wärmeaustausch keine zuverlässigen We

annehmen, was einem  $\sigma \cdot \epsilon \approx 1,6$  in Gl. (100c) entspricht. Die Schichtdicke der Rauchgase infolge des Strahlungseinflusses ist die Strahlung auch noch dort von Einfluß sein. I

koefizient  $\sigma$  in Gl. (100c) wird mangels genauere geschätzt bei  $\Delta = 3,5$  zu 1,06, bei  $\Delta = 2,5$  zu 1,035, zu 1,01.

Für die weitere Rechnung muß zunächst  $t_H$ ,  $t_{RH}$  genommen werden. Es sei

$$t_H = 385^\circ\text{C}; \quad t_{RH} = 410^\circ\text{C}; \quad \eta_R = 0,66.$$

Damit wird nach Gl. (109b)

$$t_R = 204 + 220 \frac{1140 - 204}{1140 - 204 + 193} = 385^\circ\text{C}$$

Demnach ist

$$t_{Rm} = 204 + 220 \frac{1140 - 204}{1140 - 204 + 193} = 385^\circ\text{C}; \quad T_{RR} = 683^\circ \text{ absolut}$$

Jetzt muß die Richtigkeit des angenommenen  $\phi$  an Hand des Druckabfalls in Rauch- und Heizrohren nachgeprüft werden. Nach Gl. (127) bzw. (128) ist

$$\frac{q_H}{q_R} = \frac{169}{192} \left[ 1 + \left( \frac{13,5}{5,0} \right)^2 \right] = 0,533$$

$$\frac{q_H}{q_R} = \frac{169}{20,32} \left[ 1 + \left( \frac{13,5}{5,0} \right)^2 \right] = 0,467$$

und entsprechend nach Gl. (129) und (130)

$$\frac{q_H}{q_{HR}} = \frac{q_H}{q_H} = \frac{9}{27 \cdot 3} \left( \frac{9}{6,5} \right)^2 = 0,473.$$

Mit diesen Werten errechnet sich die Einschnürungszahl  $\alpha$  am Rohreintritt nach Gl. (131) für das Rauchrohr

$$\alpha_R = 0,63 + 0,37 \left( \frac{143}{169} 0,533 \right)^3 = 0,664,$$

für das Heizrohr

$$\alpha_H = 0,63 + 0,37 \left( \frac{33,2}{19,6} 0,473 \right)^3 = 0,638.$$

Wir erhalten jetzt für die Widerstandskoeffizienten  $\beta$  in den Gl. (120a), (121a), (122a), (124) und (125) die Zahlenwerte

$$\beta_{ER} = \frac{1}{0,664^2} \left( \frac{169}{143} \right)^2 - 0,533^2 - \frac{2 \cdot 169}{208,7} \left( \frac{1}{0,664} \cdot \frac{169}{143} - \frac{169}{208,7} \right) = 1,31$$

$$\beta_{ü} = 1 - \left( \frac{169}{208,7} \right)^2 = 0,344$$

$$\beta_{AR} = 0,467 (1 - 0,467) = 0,249$$

$$\beta_{EH} = \frac{1}{0,638^2} \left( \frac{33,2}{19,6} \right)^2 - 0,473^2 - 2 \left( \frac{1}{0,638} \cdot \frac{33,2}{19,6} - 1 \right) = 3,52$$

$$\beta_{AH} = 0,473 (1 - 0,473) = 0,249.$$

Der durch Querschnittsänderungen hervorgerufene Druckabfall beträgt nach Gl. 123) im Rauchrohr

$$\Delta p_{QR} = 11,2 \cdot 4,21^2 \frac{1473}{10200} \left[ 1,31 + \frac{1413}{1473} 0,344 - 2 \frac{683}{1473} 0,249 \right]$$

$$\Delta p_{QR} = 2,28 \left( \frac{G'}{Q_R} \right)^2 = 40,4 \text{ mm W.S.,}$$

wenn der mittlere Druck im Rauchrohr zu 1,02 at absolut oder 750 mm Q.S. angenommen wird, und in den Heizrohren

$$\Delta p_{QH} = 11,2 \cdot 3,24^2 \frac{1473}{10200} \left[ 3,52 - 2 \frac{649}{1473} 0,249 \right]$$

$$\Delta p_{QH} = 5,33 \left( \frac{G''}{Q_H} \right)^2 = 56,0 \text{ mm W.S.}$$

Die Druckänderung infolge Temperaturabnahme der Rauchgase und Rohrreibung errechnet sich aus Gl. 139).

Es ist für das Heizrohr nach Gl. 116)

$$t_{gm} = 204 + \frac{1200 - 376}{\ln \frac{1200 - 204}{376 - 204}} = 673^\circ \text{ C}$$

$$\frac{T_{RW}}{T_W} = \frac{1473}{477} = 3,090; \quad \frac{T_{RR}}{T_W} = \frac{649}{477} = 1,361.$$

Aus Abb. 17 lesen wir ab

$$T_{Wm}^{1,17} = 1360; \quad t_{gm}^{0,125} = 2,26$$

$$f \left( \frac{T_{RW}}{T_W} \right) = 8,20; \quad f \left( \frac{T_{RH}}{T_W} \right) = 3,50$$

und erhalten mit diesen Zahlenwerten nach Gl. 139) mit  $\sigma = 1$

$$\Delta p_{IH} = \frac{22,4}{10200} 3,24^2 \left[ -(1200 - 376) + 0,725 \frac{1360}{2,26} (8,20 - 3,50) \right]$$

$$\Delta p_{IH} = 2,70 \left( \frac{G''}{Q_H} \right)^2 = 28,3 \text{ mm W.S.}$$

Für den besetzten Teil des Rauchrohres ist

$$T_{Wm} = 523^\circ \text{ abs}; \quad \frac{T_{gü}}{T_{Wm}} = 2,702; \quad \frac{T_{RR}}{T_{Wm}} = 1,307;$$

$$t_{gm} = 675^\circ \text{ C}$$

und nach den Kurven der Abb. 17

$$T_{Wm}^{1,17} = 1523; \quad t_{gm}^{0,125} = 2,26;$$

$$f \left( \frac{T_{gü}}{T_{Wm}} \right) = 7,32; \quad f \left( \frac{T_{RR}}{T_{Wm}} \right) = 3,26.$$

Aus Gl. 139) ergibt sich jetzt der Druckabfall im besetzten Rauchrohrteil zu

$$\Delta p_{IR} = \frac{22,4}{10200} 4,21^2 \left[ -(1140 - 410) + \frac{0,725}{1,06} \frac{1523}{2,26} (7,32 - 3,26) \right]$$

$$\Delta p_{IR} = 2,51 \left( \frac{G'}{Q_R} \right)^2 = 44,5 \text{ mm W.S.}$$

Der Rohrreibungsdruckverlust in den unbesetzten Rauchrohren beträgt nur  $\sim 0,5\%$  der gesamten Druckänderung und kann deshalb vernachlässigt werden.

Der gesamte Druckverlust der Rauchgase beim Durchströmen der Rauchrohre ist

$$\Delta p_R \cong 40,4 + 44,5 = 84,9 \text{ mm W.S.} = 4,80 \left( \frac{G'}{Q_R} \right)^2$$

und beim Durchströmen der Heizrohre

$$\Delta p_H = 56,0 + 28,3 = 84,3 \text{ mm W.S.} = 8,03 \left( \frac{G''}{Q_H} \right)^2.$$

Dieses Ergebnis bestätigt die Richtigkeit der Annahme von  $\Phi$ . Bezieht man nur die Rohrreibungswiderstände in die Rechnung ein, so ergibt sich ein wesentlich kleineres  $\Phi = 0,54$ . Die Druckänderung infolge Querschnittsänderungen beträgt im Heizrohr  $\sim 67\%$  des gesamten Druckabfalles, beim Rauchrohr  $\sim 48\%$ . Die Gleichheit der hydraulischen Radien der Heiz- und Rauchrohre bzw. der sogenannten „Wandreibungszahlen“ =  $\frac{\text{Benetzte Oberfläche}}{\text{Mittlerer freier Rohrquerschnitt}}$  besagt für die

Verteilung der Rauchgase auf das Rauch- und Heizrohrbündel allein noch gar nichts. Ebenso ist die absolute Größe der Wandreibungszahlen kein Maß für den Rohrwiderstand, da unter Umständen der Rohrreibungsdruckverlust nur einen geringen Bruchteil des gesamten Druckverlustes im Rohr ausmacht. Von sehr großem Einfluß auf den Druckverlust und die Rauchgasverteilung ist die Einschnürung des Rohres in der Feuerbuchrohrwand. Eine Verengung um nur einen Millimeter bedeutet bei einem Rohrdurchmesser von 65 mm eine Steigerung der Widerstandszahl um  $\sim 10\%$ . Klarheit über die Strömungsverhältnisse am Rohreinlauf in der Feuerbüchse können nur planmäßige Versuche schaffen.

In nachstehender Zahlentafel 2 sind die Ergebnisse der Zahlenrechnung für  $A = 3,5$ ,  $A = 2,5$ ,  $A = 1,5$  zusammengestellt.

Die Widerstandskoeffizienten  $\beta_R$  und  $\beta_H$  nehmen mit abnehmender Kesselanstrengung ab und zwar  $\beta_H$  stärker als  $\beta_R$ . Infolgedessen sinkt nach Gl. 105a) der Anteil  $\Phi$  der durch das Rauchrohrbündel strömenden Rauchgasmenge an der gesamten Rauchgasmasse mit abnehmender Rostanstrengung A. Die Änderung von  $\Phi$  ist aber, wie Zahlentafel 2 zeigt, nur sehr gering.

Zahlentafel 2.

Rostanstrengung	A	1,5	2,5	3,5
Kesselwirkungsgrad . . . . .	$\eta_k$	0,76	0,73	0,66
Luftüberschußzahl . . . . .	n	$\sim 1,6$	$\sim 1,4$	$\sim 1,3$
Gesamte stdl. Rauchgasmenge . . . .	G	15650	22600	28500
Verteilungsfaktor . . . . .	$\Phi$	0,595	0,599	0,600
Stdl. Rauchgasmenge je Rauchrohr .	G'	388,0	556,0	712,0
„ „ „ Heizrohr . . . . .	G''	59,9	85,4	107,5
Rauchgastemperatur vor der Feuerbuchrohrwand . . . . .	t <sub>RW</sub>	990	1130	1200
Rauchgastemperatur a. Überhitzerknie	t <sub>gü</sub>	950	1080	1140
Rauchrohraustrittstemperatur . . . .	t <sub>RR</sub>	352	392	410
Heizrohraustrittstemperatur . . . . .	t <sub>RH</sub>	310	351	377
Überhitzungstemperatur . . . . .	t <sub>ü</sub>	355	374	385
Druckabfall inf. Querschn.-Änd. RR .	$\Delta p_{QR}$	10,1	24,5	40,4
„ inf. Querschn.-Änd. HR .	$\Delta p_{QH}$	15,0	33,9	56,0
„ inf. Rohrreibung und Temperaturänderung RR	$\Delta p_{IR}$	14,0	28,3	44,5
„ inf. Rohrreibung und Temperaturänderung HR	$\Delta p_{IH}$	9,2	18,9	28,3
Gesamtdruckabfall in den RR . . . .	$\Delta p_R$	24,1	52,8	84,9
„ in den HR . . . . .	$\Delta p_H$	24,2	52,8	84,3
Widerstandskoeffizient bezogen auf $\left( \frac{G}{Q} \right)^2$				
Rauchrohre . . . . .	$\beta_R$	4,61	4,76	4,80
Heizrohre . . . . .	$\beta_H$	7,41	7,92	8,03

V. Schlußfolgerungen.

Die Forderung, die an einen Überhitzer zu stellen ist, lautet: Hohe Überhitzung bei niedriger Rauchgasaustritts-

temperatur. Wie sie zu erfüllen ist, darüber geben uns Taf. 18 und 19 Aufschluß. Die Austrittstemperatur des Rauchgases, also  $\vartheta_{RR}$ , ist sehr stark abhängig von  $\frac{k}{G' \cdot c_g} H_s$  und  $r$ , wird dagegen durch den Quotienten  $\frac{G' \cdot c_g}{D' \cdot c_d}$  nur in sehr geringem Maße beeinflusst. Für  $\vartheta_{\bar{u}}$  hingegen sind  $\frac{G' \cdot c_g}{D' \cdot c_d}$  und  $r$ , wie aus Taf. 19 ersichtlich, maßgebend, während der Einfluß von  $\frac{k}{G' \cdot c_g} H_s$ , wenn dieses einen gewissen Wert erreicht hat, zurücktritt und zwar desto eher, je kleiner  $\frac{G' \cdot c_g}{D' \cdot c_d}$ .

$\vartheta_{RR}$  und  $\vartheta_{\bar{u}}$  wachsen beide außerdem proportional der Rauchgasübertemperatur am Überhitzerknie  $\vartheta_{g\bar{u}}$ . Mit Rücksicht auf hohe Überhitzung müssen wir fordern:

1. großes  $\vartheta_{g\bar{u}}$ , 2. großes  $\frac{G' \cdot c_g}{D' \cdot c_d}$ , 3. kleines  $r$ , 4. großes

$$\frac{k}{G' \cdot c_g} H_s,$$

mit Rücksicht auf geringe Rauchgasaustrittstemperaturen:

1. kleines  $\vartheta_{g\bar{u}}$ , 2. kleines  $\frac{G' \cdot c_g}{D' \cdot c_d}$ , 3. großes  $r$ , 4. großes

$$\frac{k}{G' \cdot c_g} H_s.$$

Wie sind nun diese einander für Rauchgas und Dampf zum Teil widersprechenden Forderungen zu befriedigen und miteinander in Einklang zu bringen?

Da die Forderung nach hoher Überhitzung den Vorrang hat, müssen nach Möglichkeit sämtliche dazu erforderlichen Voraussetzungen erfüllt sein und gegebenenfalls deren ungünstige Auswirkungen hinsichtlich der Rauchgasaustrittstemperatur unschädlich gemacht werden.

1. Hohes  $t_{g\bar{u}}$  wird erreicht durch geringen Abstand des Überhitzerknies von der Feuerbuchrohrwand. Verschmoren der Umkehrenden ist nicht zu befürchten, wenn der Regler in den Heißdampfteil gelegt wird, so daß der im Überhitzer befindliche Dampf in dauernder Verbindung mit dem Kessel-dampfraum steht.

2. Über die Möglichkeiten zur Erhöhung von  $\frac{G' \cdot c_g}{D' \cdot c_d}$

gibt Gl. 109b) Aufschluß. Danach wächst  $\frac{G' \cdot c_g}{D' \cdot c_d}$  abgesehen von den Temperaturen  $t_{\bar{u}}$ ,  $t_{g\bar{u}}$  und  $t_{RR}$ , deren Einfluß aber unwesentlich ist, mit  $\Phi$ ,  $\frac{G_0}{H_u}$ , und nimmt mit  $\eta_K$  ab.  $\frac{G_0}{H_u}$  wächst mit der Luftüberschubzahl  $n$ ; da aber dann zugleich der Abgasverlust zu- und infolgedessen  $\eta_K$  abnimmt, ist diese Möglichkeit der Beeinflussung von  $\frac{G' \cdot c_g}{D' \cdot c_d}$  unerwünscht, und,

da  $n$  bei Kohlenfeuerung von vielen Zufälligkeiten abhängt, auch nicht in die Hand des Konstrukteurs gegeben. Es bleibt also die Erhöhung von  $\Phi$ . Um das zu erreichen, muß nach Gl. 105a) das Verhältnis  $\frac{n_H \cdot q_H}{n_R \cdot q_R} = \frac{\text{ges. freier Heizrohrquerschnitt}}{\text{ges. freier Rauchrohrquerschnitt}}$  und der Quotient  $\frac{\beta_R}{\beta_H}$  der Widerstandszahl in Rauch- und Heizrohren möglichst klein sein. Da  $\frac{\beta_R}{\beta_H}$  in Gl. 105a) unter

der Wurzel steht, wird diese Art der Beeinflussung von  $\Phi$  wenig wirksam, zumal mit Rücksicht auf geringe Blasrohrleistung möglichst geringe Absolutwerte der Widerstandskoeffizienten anzustreben sind. Großes  $\Phi$  und  $\frac{G' \cdot c_g}{D' \cdot c_d}$  wird also wirtschaftlich erzielt durch einen großen Anteil des freien Rauchrohrquerschnittes an dem gesamten freien Rohrquerschnitt des Kessels.

3. Kleines Rohrverhältnis  $r$  hat nach Gl. 108) zur Voraussetzung, daß das Verhältnis  $\frac{\text{Umfang Rauchrohr}}{\text{Umfang Überhitzerstrang}}$  klein ist. Also möglichst große Überhitzerheizfläche im Rauchrohr bei konstanter Verdampfungsheizfläche!

4. Wie  $\frac{k}{G' \cdot c_g} H_s$  gesteigert werden kann, ist aus Gl. 100c) zu ersehen. Lassen wir den Einfluß der mittleren Rauchgas-temperatur außer Acht, so wächst  $\frac{k}{G' \cdot c_g} H_s$  proportional  $l_s$ ,

$\left(\frac{G'}{q_R}\right)^{-0,25}$  und  $\Delta$ . Die Stranglänge  $l_s$  soll möglichst groß sein ebenso  $\Delta$ , während die Rauchgasmenge je Querschnittseinheit klein gehalten werden muß. Es ist also mit Rücksicht auf die Wärmewirtschaft des Kessels ein möglichst großer freier Gesamtquerschnitt der Rohre anzustreben.

Den Faktor  $\Delta$  können wir mit Hilfe der Beziehung  $r = \frac{d_R}{n \cdot d_{\bar{u}}}$  umformen und schreiben für einmaliges Eintauchen ( $n' = 2n$ )

$$\Delta = \frac{(r+2)^{0,25}}{\left(r - \frac{2}{n \cdot r}\right)^{1,25}} d_R^{-1,25} = f_{(r)} \cdot d_R^{-1,25}.$$

$\Delta$  und  $\frac{k}{G' \cdot c_g} H_s$  sind also eine Funktion des Rohrverhältnisses, wachsen mit abnehmendem  $r$ ,  $d_R$  und abnehmender Rohrzahl  $n$  je Überhitzerstrang. Hinsichtlich  $r$  decken sich also Forderung 3 und 4; Bedingung 3 enthält für Dampf und Rauchgas nur einen scheinbaren Widerspruch.  $\frac{k}{G' \cdot c_g} H_s$

wird bei gleichem  $r$  und  $d_R$  desto größer, je kleiner die Anzahl der Überhitzerrohre je Strang. Mit Rücksicht auf die Erhaltung eines gewissen freien Durchgangsquerschnittes  $q_R$  für die Rauchgase, der Gewähr gegen Verstopfen der Rohre durch Lösche bietet, kann  $r$  und  $n$  nur auf Kosten einer Vergrößerung von  $d_R$  verkleinert werden. Hier ist man gezwungen, ein Kompromiß zu schließen. Die Länge der Rohre ist in jedem Fall so groß als möglich zu wählen.

Zum Schluß soll noch kurz auf den sogenannten „Kleinrohrüberhitzer“, also die Bauart mit zweimaligem Eintauchen in verschiedene Rauchrohre, eingegangen werden. Der Name sagt bereits, daß es sich dabei um Rauchrohre geringen Durchmessers handelt. Wie eben ausgeführt und wie Zahlentafel 1 bestätigt, ist man mit Rücksicht auf  $q_R$  gezwungen große Rohrverhältnisse  $r \sim 3$  auszuführen. Infolgedessen geht ein zu großer Teil der vom Rauchgas abgegebenen Wärmemenge an das Kesselwasser über und somit für die Überhitzung verloren. Heißdampftemperaturen über  $\sim 400^\circ \text{C}$  sind mit dem Kleinrohrüberhitzer nicht zu erzielen und auch diese nur unter günstigsten Voraussetzungen; aussichtsreicher wird diese Bauart erst bei kleinerem  $r$ .

# Rundschau.

## Allgemeines.

### 36. Mitgliederversammlung des Verbandes Deutscher Elektrotechniker (30. Juni bis 2. Juli 1934).

Die Tagung wurde beherrscht von den großen Aufgaben der Zukunft: Arbeitsbeschaffung, Exportbelegung, Rohstoffbedarfsdeckung, in deren Durchführung dem Techniker von der Reichsregierung eine Mitwirkung an führender Stelle zugewiesen ist. Der Techniker wird, wie Min.-Rat, Dipl.-Ing. Nagel, Berlin, in seiner Rede auf der Geschäftssitzung am 1. Juli betonte, bei jeder technischen Maßnahme prüfen müssen, wie sie sich gemäß nationalsozialistischer Weltanschauung in das gesamte wirtschaftliche Leben des Volkes eingliedert. Denn nur dann wird der Einsatz der Technik der Volksgesamtheit eine glückliche Zukunft bescheren. Den Einsatz bester technischer und wissenschaftlicher Arbeit im gigantischen Aufbauwerk des Führers, bei welchem dem deutschen Elektrotechniker wichtige Aufgaben gestellt sind und weiter zufallen werden, unterstrich auch der Führer des VDE Staatssekretär Dr. Ing. E. h. Ohnesorge in seiner Ansprache zur Eröffnung der elektrotechnischen Ausstellung, die im Landesgewerbemuseum bis zum 23. Juli veranstaltet war. Diese zeigte „Entwicklung und heutigen Stand der Elektrotechnik in Württemberg“. Große Tafeln mit statistischen Darstellungen gaben einen Überblick zur Elektrowirtschaft in Württemberg, die trotz besonders gelagerter Stromerzeugung und -verteilung für den Kleinabnehmer mit den billigsten Strompreisen von ganz Deutschland (bis etwa 7 Pfg./kWh bei niedrigen Grundgebühren) arbeitet. Der Anteil der Reichsbahn an Württembergs elektrifiziertem Verkehr wurde durch einen Triebatz der 1 C<sub>0</sub> 1-Lokomotive, eine Schützensteuerung einer Lokomotive, ein Stück der Einheitsfahrleitung und viele Abbildungen dargestellt. Eine „Qualitätschau“ gestattet einen Einblick in Württembergs elektrische Erzeugnisse, wobei erfreulicherweise die Betätigung einer großen Zahl von Mittelbetrieben festzustellen ist, die besonders Spezialerzeugnisse darbieten. Anzuführen ist hier die Firma Himmel, Tübingen, mit ihren schnelllaufenden Doppelankermotoren, die Firma Bauknecht mit stufenlos regelbaren Kurzschlußläufermotoren bis zu 60 000 Umdr./Min. und Frequenzumformern mit der Wahl zwölf verschiedener Frequenzen. Selbsttätige Spannungsregler für Freiluftnetze, polumschaltbare Drehstrommotoren, Einphasenrepulsionsmotoren mit hohem Anzugmoment waren bei der Firma „Apparat GmbH“ zu sehen. Hochwertige Elektrowerkzeuge lagen aus bei Robert Bosch, C. und E. Fein, Schmid, U. Wezel, Ackermann und Schmitt usw. Hierzu kam die reichhaltige Industrie der Elektrowärme- und Beleuchtungsgeräte.

Fachsitzen erstreckten sich über zwölf verschiedene Gruppen. Die Vorträge in der Gruppe „Bau und Betrieb von Kraftwerken“ waren besonders auf die brennende Frage der Arbeitsbeschaffung abgestellt. Ein Bedarf an neuen großen Werken liegt auf absehbarer Zeit nicht vor. Doch bietet die Umstellung veralteter und unwirtschaftlich arbeitender Anlagen nach neuzeitlichen Gesichtspunkten ein reiches Arbeitsfeld. Hiermit kann die Frage der Überschußstromlieferung industrieller Werke an die öffentlichen Werke verbunden sein, die Gleichmann, Berlin, in seinem Vortrag „Industrielle Heizkraftanlagen und öffentliche Stromversorgung“ erörterte. Bei Ausnutzung der Abfallwärme zur Energieerzeugung in reinen Gegendruckturbinen ergibt sich ein Strompreis, der in vielen Fällen bei beiderseitigem gutem Willen und richtiger Abwägung der beiderseitigen Vorteile wohl eine Übernahme der Reststromlieferung durch die öffentlichen E. W. ermöglichen sollte. Hierdurch wird auch die heute wiederangestrebte Dezentralisation der Energieerzeugung unterstützt. In dieser spielt auch die „Automatisierung“ eine wichtige Rolle, die, wie Meiners, Berlin darlegte, ermöglicht, kleinere Anlagen wie kleine Wasserkraftwerke in das Landesnetz einzuschalten und auch entlegene Gebiete zu erschließen, und, an Stelle von Erweiterungen großer Transformatoren- und Umformungsanlagen, viele kleine im ganzen Netz verteilte Anlagen zu bauen. Vorteile sind: Kleinere Kupferquerschnitte, größere Betriebssicherheit, bessere Spannungshaltung, kleinere Störungsgebiete. Von großer Bedeutung ist auch die Automatik zur technischen Verbesserung der Betriebsvorgänge und Betriebs-

anlagen, die einen sehr schnellen Einsatz im Bedarfsfall erfordern. Hierher gehört der Schnell-Anlauf von Bereitschaftsreserve- maschinen, selbsttätige Inbetriebsetzung von Notturbinen — die 560 kW-Notturbine im Kraftwerk der Miramag kann in 18 Sek. betriebsfertig sein —, Fern-Inbetriebnahme von Maschinen, Phasenschiebern usw. von einer Lastverteilerstelle aus. Leider steht jede Einrichtung zur Selbstwirkung im Verdacht, die Arbeitslosigkeit zu verschlimmern. Dies ist jedoch, wie Dr. Ing. Rehmer in der Aussprache ausführte, durchaus nicht der Fall, da die notwendige sorgfältige Wartung der feinmechanischen Einrichtungen den Einsatz von Personal erfordert, so daß nur eine Verschiebung im Personal eintritt. Andererseits vermehrt die Ergänzung betriebswichtiger Anlagen durch Einbau selbsttätiger Regulier-, Schalt- und Fernüberwachungseinrichtungen die Arbeit in der Fabrikationsindustrie. Dazu kommt, daß die Einrichtungen sehr schnellen Ersatz infolge hoher Abschreibung und Veralten erfordern. Das durch die Selbsteinschaltung erhöhte schnelle Anfahren von Turbosätzen erörterte Kurth, Berlin. Dieser zeigte auch die Voll-Selbsttätigkeit des Anlaufvorganges und der Betriebsführung eines Hochgeschwindigkeitskessels nach dem Lamont-System.

Die Vorgänge in der Gruppe „Elektrische Bahnen“, die Direktor Dr. Ing. Wechmann, Berlin leitete, betrafen die Anpassung der Fahrzeuge und Fahrdradleitung an die Anforderungen beschleunigten und aufgelockerten Verkehrs des DRG.

Prof. Dr. Ing. Müller, Berlin sprach zur Frage des schnelleren Anfahrens bei Fahrzeugen mit eigener Kraftquelle, die wie z. B. der Dieseltriebwagen eine begrenzte Leistung haben und sich damit vornehmlich von den elektrischen Fahrzeugen, die den Strom dem Fahrdradt in beliebiger Menge entnehmen können, unterscheiden. Bei den ersteren sind Speicherbatterien und Schwunghmassen vorzusehen, die die beim Bremsen freiwerdende lebendige Kraft und sonstige Überschußleistung aufnehmen und während der Anfahrt an die Fahrmotoren zurückliefern. Verschiedene Batterie- und Dieselgenerator-Schaltungen wurden besprochen. Als günstig erweist sich eine Hintereinanderschaltung von Generator und Batterie, zu der noch eine Hilfsmaschine parallel liegt. Diese ergibt ein günstiges Verhältnis von Anfahr- und Ladezeit und gestattet, bei 5 km Stationsentfernung eine Höchstgeschwindigkeit von 110 km/h voll auszunutzen. Noch etwas günstiger liegen die Verhältnisse bei Hinzunahme eines Schwungrads mit Antrieb durch Elektromotor, der abwechselnd als Motor oder Generator arbeitet und zum Dieselgenerator und den Anfahrmotoren parallel liegt. Bei beiden Ausrüstungen mit Batterie wie Schwungrad sind die Gewichte annähernd gleich. Zum Betrieb mit elektrischem Doppeltriebwagen mit acht Achsen und Einzelmotorantrieb für Fahrleitungsbetrieb schlug Oberbaurat Schlemmer, Mannheim den „Höchstbeschleunigungswagen“ an Stelle des Höchstgeschwindigkeitswagens, wie er im „Fliegenden Hamburger“ besteht, vor. Der Vorschlag beruht auf dem Gedanken, die kurzzeitige Überlastbarkeit der Fahrmotoren für die Anfahrbeschleunigung wie Bremsverzögerung voll auszunutzen. Die neuzeitlichen Motoren lassen es zu, daß die Anfahrbeschleunigung mit 0,8 m/sec<sup>2</sup> einsetzt und bis zu 2,2 m/sec<sup>2</sup> ansteigt, so daß sich eine mittlere Beschleunigung von 1,5 m/sec<sup>2</sup> ergibt. Bei der Bremsverzögerung unter Benutzung einer elektrischen Widerstandsbremse in Verbindung mit Druckluftbremse wird auf 2 m/sec<sup>2</sup> gegangen. Anfahren und Bremsen erfolgt selbsttätig durch Steuerscheibe. Dadurch ist es möglich, mit nur 130 km/h Höchstgeschwindigkeit zu fahren und gleichwohl die gleiche Reisegeschwindigkeit wie bei einer Höchstgeschwindigkeit von 160 km/h beim Höchstgeschwindigkeitswagen zu erreichen. Mit der geringeren Höchstfahrgeschwindigkeit wird aber der Betrieb erheblich sicherer und billiger, der Bremsweg nur ein Bruchteil des beim „Fliegenden Hamburgers“, so daß nur ganz geringe bauliche Veränderungen an der Strecke erforderlich sind. Ein derartiger Wagen läßt sich auch auf Personenzugstrecken mit üblicher Stationsentfernung von etwa 5 km einsetzen, so daß auf diesen die Reisegeschwindigkeit verdoppelt werden kann. Mit einem Dieseltriebwagen ist dies nicht zu erreichen. — Koeppen, Berlin behandelte in seinem Vortrag die „Kraftübertragung bei Trieb-

wagen mit Verbrennungsmotoren“, in dem besonders auf den Zusammenhang zwischen dem im Nennleistungsbereich der Verbrennungskraftmaschine vorhandenen Leistungsabfall bei Drehzahländerung und der daraus sich ergebenden „Drückung“ eingegangen wurde. — Reichsbahnoberrat Dr. Ing. Usbeck, Breslau, sprach zu „Neuerungen im elektrischen Zugbetrieb“, die der Einfluß der höheren Fahrgeschwindigkeit auf die Bauform der Fahrzeuge und Fahrleitung erforderlich gemacht hat. Die im Bau befindliche elektrische Stromlinienlokomotive E 18 mit vier Achsen und 3700 kW Motoren-Stundenleistung zum Ziehen von 450 t-Zügen mit 150 km/h Fahrgeschwindigkeit auf ebener Strecke, der 900 kW-Wechselstromtriebwagen für 120 bzw. 160 km/h Fahrgeschwindigkeit als zukünftiger Normaltriebwagen, wie verschiedene im Versuch befindliche Änderungen an der Einheitsfahrleitung wurden erörtert. Zu letzteren gehört die zusätzliche Nachspannung des Trageisels zur Beseitigung der Durchhangsänderungen und Gewinnung einer stets ebenen Fahrdrachtlage, die Anwendung der Y-Aufhängung für horizontale Fahrdrachtlage, die Verwendung einer windschiefen Aufhängung des Fahrdrachts ohne Verwendung von Seitenhaltern, der Einbau von Trageiseln aus Wo-Ni-Stahl, der sich durch niedrigen Wärmeausdehnungskoeffizienten auszeichnet.

Aus der Gruppe „Stromrichter“ sei noch der Vortrag von Direktor Dr. Ing. Meyer-Delius, Mannheim, erwähnt, „Ein elastischer Umrichter ohne Verzerrung der primären Netzströme“, der Drehstrom von 50 Hz aus den Landkraftwerken in Einphasenstrom von  $16\frac{2}{3}$  Hz für Bahnwerke umwandelt. Durch Anwendung von Drosseln und Kondensatoren werden starke Stromverzerrungen durch Oberwellen auf der Drehstromseite vermieden. Der dadurch erhöhte Anschaffungspreis des Umrichters wird zum Teil durch Verkleinerung des drehstromseitigen Transformators und des Stromrichters eingespart. Przygode, VDI.

### Die neue „Direttissima“ Florenz—Bologna.

Trotzdem die ersten Entwürfe für eine direkte Linie Florenz—Bologna schon im Jahre 1902 aufgestellt wurden, als die bestehende eingleisige Strecke über Pracchia den Verkehrsanforderungen nicht mehr gewachsen war, wurde erst im Jahre 1913 mit den Arbeiten begonnen. Durch Krieg und Nachkriegswirren unterbrochen wurden die Arbeiten erst in vollem Umfange wieder aufgenommen, als Mussolini sich für die rasche Fertigstellung des Entwurfes einsetzte.

Da die neue Linie nur Höchststeigungen bis zu 1,2% und kleinste Krümmungshalbmesser von 600 m haben sollte, mußten eine Menge Brücken und Tunnels angelegt werden. Der bedeutendste Tunnel ist der Apennintunnel mit einer Länge von 18510 m, über den in dieser Zeitschrift schon berichtet wurde. Andere wichtige Tunnels sind der Monte Adone-Tunnel (7135 m) und der Pian di Setta-Tunnel (3046 m).

Von den 80 km zwischen Bologna und Prato, wo die neue Linie in die bestehende alte Linie einmündet, liegen 58 km in der Geraden. Auf der ganzen Linie sind 30 Tunnels mit einer Gesamtlänge von 36829 m vorhanden, sowie 41 Brücken und Talübergänge, alle aus Mauerwerk; schienengleiche Wegübergänge gibt es auf der neuen Linie nicht.

In Prato wurde nahe bei dem alten Bahnhof, der geschlossen wurde, ein neuer Bahnhof errichtet.

Die Strecke ist doppelgleisig, mit selbsttätigem Block ausgerüstet und wird mit Gleichstrom von 3000 Volt Spannung betrieben. Zwischen Florenz und Prato wurde ebenfalls diese Stromart eingeführt anstatt der bisherigen Versorgung mit Dreiphasenstrom von 3700 Volt Spannung.

Die Höchstgeschwindigkeit auf der Strecke ist 120 km/h, die Reisezeit für durchgehende Schnellzüge beträgt auf der 97,4 km langen Strecke Florenz—Bologna jetzt 66 Minuten, sie soll später auf 59 Minuten herabgesetzt werden. Im Gegensatz hierzu betrug die Reisezeit auf der alten Linie (131,8 km) 146 Minuten.

Die Baukosten betragen 240 Mio *R.M.* Da die Linie wegen ihres viel günstigeren Höhenplanes viel leistungsfähiger ist, als die alte Linie — die Belastung konnte von 480 t auf 1000 t/Zug gesteigert werden —, werden an Betriebskosten künftig 50% gespart werden.

Im Zusammenhang mit dem Bau der neuen Linie wird auch der Hauptbahnhof Florenz erneuert. Da das Empfangsgebäude

an der gleichen Stelle wie das alte errichtet werden soll, mußten umfangreiche Behelfsbauten hergestellt werden. Für das Empfangsgebäude hatte die Verwaltung der Italienischen Staatsbahnen einen Entwurf ausgearbeitet, der mit Rücksicht auf das Stadtbild im Renaissancestil ausgeführt werden sollte. Da sich hierauf aber ein Sturm der Entrüstung in der Öffentlichkeit erhob, zog sie diesen Entwurf zurück und schrieb einen Wettbewerb unter den freien Architekten aus, worauf alle Entwürfe im Stile der „neuen Sachlichkeit“ entstanden. Ein solcher Entwurf von einer Gruppe sechs Toscanischer Architekten hat dann auch den ersten Preis davongetragen.

Die „Direttissima“ ist die zweite große Bahnlinie, die im neuen Italien entstanden ist, schon die Linie Rom—Neapel, die mit 210 km Länge und einer Fahrzeiterparnis von 105 Min., an Umfang größer war als die neue Linie Florenz—Bologna war eine Großtat des Ingenieurbauwesens. Doch waren bei der Direttissima Florenz—Bologna die technischen Schwierigkeiten, die überwunden werden mußten, weitaus größer, so daß die italienischen Ingenieure hier ein Meisterstück geliefert haben, das sie in der technischen Welt für lange Zeit an die erste Stelle setzen wird. Mf.

### Einklappbarer Bahnsteig.

Auf dem Bahnhof Stolpmünde im Reichsbahndirektionsbezirk Stettin bereiteten die baulichen Einrichtungen für das Ein- und Aussteigen der Fahrgäste große Schwierigkeiten. Feste Bahnsteige

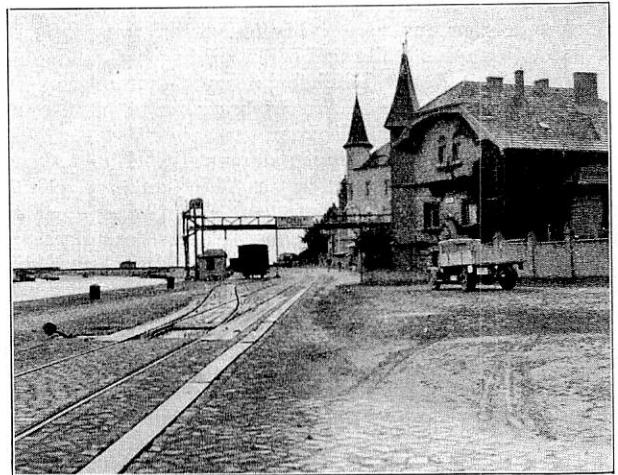


Abb. 1. Bahnsteigtritt eingeklappt.



Abb. 2. Bahnsteigtritt beim Aufrichten.

konnten nicht hergerichtet werden, weil die Hafenverwaltung als Besitzerin des Geländes verlangte, daß der Hafenverkehr in keiner Weise gestört werde. Die Lösung wurde vom techn. Eisenbahninspektor Schwarz und Reichsbahnoberrat Geittner in einem versenkbaren Bahnsteigtritt gefunden. Seine Bauweise mußte derart sein, daß der Tritt mit einfachem Handgriff in kürzester Zeit sich aufrichten und versenken ließ. Dies führte zu der Wahl

eines in der Längsrichtung einklappbaren Trittes (vergl. hierzu Abb. 1 und 2). Der in der Längsrichtung einklappbare Bahnsteigtritt ist 250 m lang und besteht aus 43 Einzelbänken. Jede Einzelbank von 5,81 m Länge hat zwei in Gelenken geführte Endstützen und in der Mitte eine Pendelstütze, die je in einem hölzernen Kasten untergebracht sind. Die Bänke lassen sich nur in einer Längsrichtung einklappen. Das Aufrichten geschieht von Hand durch Haken, die in einen Schlitz in der Bankbohle eingreifen (Abb. 2). Das Aufrichten kann mit Leichtigkeit, durch einen Mann geschehen, falls keine größere Zahl zur Verfügung steht. In aufgerichtetem Zustande wird die Bank durch die Ansätze an den Kästen und durch die Stirnfläche der Stützen gegen Umkippen in der einen Längsrichtung gesichert, während zum Festhalten in der Einklapprichtung auf die Länge von 250 m sieben mit Vorhängeschlossern versehene eiserne Stützen seitlich angebracht sind. Die Bohle der Bänke liegt in eingeklapptem Zustande auf einer durchlässigen, festgestampften Bettung aus Siebkies. Die Kästen, die gleichfalls in Siebkies eingebettet sind, haben zum Abführen von Regenwasser, Löcher im Kastenboden.

Aus „Die Reichsbahn“.

### Rostversuch an Eisendraht.

Die schwedische Versuchsanstalt veröffentlichte einen Bericht (Mitt. 58. Greger und Virgin) über Versuche auf Rostbeständigkeit u. a. an verschiedenen Arten von Eisendraht. Die Versuche dauerten seit 1927 und hatten das Ziel, die Verwendbarkeit verschiedener Eisensorten für Telegraphendraht zu ermitteln. Die Versuche wurden an 3 mm-Drähten ausgeführt, die durch Kochen in 5% Sodalösung während 15 Minuten einer künstlichen Alterung unterworfen waren. Die verwendeten Eisensorten waren folgende:

Zeichen	Sorte	C %	Mn %	Si %	P %	S %	Cu %
A	Martinstahl, basisch . . . .	0,08	0,36	—	0,009	0,022	—
B	„ sauer . . . . .	0,12	0,18	0,006	0,030	0,018	—
C	„ mit Cu (bas.) . . . . .	0,07	0,39	0,06	0,010	0,018	0,30
D	Elektrostahl . . . . .	0,03	0,10	Spur	0,020	0,015	—
E	„ Armco ähnlich . . . . .	0,03	0,04	„	0,008	0,008	—
F	„ mit Cu . . . . .	0,04	0,12	„	0,016	0,018	0,15
G	Martinstahl, basisch . . . . .	0,04	0,05	—	0,005	0,035	—
H	Lancashirestahl . . . . .	0,06	0,01	0,04	0,069	0,007	—
I	„ . . . . .	0,035	Spur	0,01	0,050	0,004	—
K	„ . . . . .	0,035	„	0,01	0,024	0,004	—
L	„ . . . . .	0,03	0,06	0,08	0,019	0,007	—
M	Martinstahl (bas.) Armco . . . . .	0,03	0,03	0,003	0,003	0,012	0,047

Die Drähte wurden teils in der Versuchsanstalt, teils in Lokomotivschuppen, teils an der schwedischen Westküste, wo sie salzgesättigtem Wind ausgesetzt waren, aufgehängt. Das Rosten wurde nach 9, 12, 24 und 48 Monaten bestimmt durch Messung des elektrischen Widerstandes, ein Verfahren, das sich als genügend genau erwies. Die durchschnittliche jährliche Widerstandsmehrung sowie der spezifische Leistungswiderstand der verschiedenen Eisensorten geht aus folgender Zusammenstellung hervor.

Die kupferhaltigen Stähle zeigen also geringste Verrostung. Von den übrigen Drähten zeigt Martinstahl gewöhnlicher Be-

Zeichen	Sorte	Widerstands- zunahme %	Spezifischer Leitungs- widerstand Ohm × mm <sup>2</sup>
C	Martinstahl mit Cu . . . . .	5,5	0,1440
F	Elektrostahl mit Cu . . . . .	6,0	0,1144
A	Martinstahl, basisch . . . . .	6,5	0,1223
B	„ sauer . . . . .	7,2	0,1180
L	Lancashirestahl . . . . .	7,6	0,1079
I	„ . . . . .	7,8	0,1094
K	„ . . . . .	7,9	0,1053
M	Martinstahl-Armco . . . . .	8,0	0,1043
D	Elektrostahl . . . . .	9,3	0,1043
H	Lancashirestahl . . . . .	9,5	0,1103
G	Martinstahl, basisch . . . . .	10,3	0,1038
E	Elektrostahl Armco ähnlich	12,2	0,1049

schaffenheit mit den üblichen Mengen Kohlenstoff usw. die geringste Verrostung. Martin- und Elektrostahl mit niedrigem Gehalt an Kohlenstoff usw. hat die stärkste Verrostung gezeigt; der Armco ähnliche Elektrostahl mehr noch als die anderen. Lancashire und Armco nehmen eine Zwischenstellung ein.

In bezug auf den spezifischen elektrischen Leistungswiderstand ist die Reihenfolge: Gruppe 1. Martin- und Elektrostahl ohne Kupfer und mit geringem Gehalt an Kohlenstoff usw. sowie Armco. Gruppe 2. Lancashire mit geringem Phosphorgehalt. Gruppe 3. Lancashire mit verhältnismäßig hohem Phosphorgehalt. Gruppe 4. Elektrostahl mit Kupfer und mit niedrigem Gehalt an Kohlenstoff usw. Gruppe 5. Martinstahl gewöhnlicher Beschaffenheit ohne Kupfer. Gruppe 6. Martinstahl gewöhnlicher Beschaffenheit mit Kupfer (höchster Widerstand). Nur die zwei ersten Gruppen genügen den Anforderungen des Telegraphenwesens auf spezifischen Leistungswiderstand. An Zugfestigkeit genügen alle, an Verdrehungsfestigkeit alle außer Lancashire.

Dr. Saller.

### Diesel-elektrisches Fährschiff der Italienischen Staatsbahnen.

Für die Fährverbindung zwischen dem Festland und Sizilien haben die Italienischen Staatsbahnen ein neues diesel-elektrisches Fährschiff „Scilla“ in Dienst gestellt. Das Schiff ist bei einer Höchstleistung von 5000 PS 110 m lang und 17,7 m breit und hat in beladenem Zustand eine Wasserverdrängung von 4034 t. Seine verfügbare Gleislänge von 268 m reicht zur Aufnahme von 28 Güterwagen aus. Je nach der Jahreszeit macht das Schiff täglich sieben bis zwölf Hin- und Rückfahrten über die 8 km lange Meerenge zwischen Messina und Villa San Giovanni und ersetzt damit zwei bisher eingesetzte, kleinere Schiffe.

Der diesel-elektrische Antrieb mit Ward-Leonard-Schaltung soll die Manövrierfähigkeit des Schiffes verbessern und seine Anpassung an die verschiedenen Geschwindigkeiten erleichtern. Die Krafterzeugungsanlage besteht aus drei Maschinensätzen von je 1200 kW Leistung auf 6 Stunden. Zum Antrieb dienen zwei Elektromotoren, von denen jeder eine Schraube antreibt.

Das Schiff ist gebaut von der Cantiere Federale di Pietra Ligure, die Dieselmotoren stammen aus den Fiat-Werken.

(Engineering 1934, Nr. 3554.)

R. D.

## Elektrische Bahnen.

### Fortschritte der Eisenbahnelektrisierung in der UdSSR.

Mit der Elektrisierung der Eisenbahnen in Rußland wurde verhältnismäßig spät angefangen. Die erste 8 km lange Strecke Baku—Sabuntschi im Kaukasus wurde erst im Jahre 1926 dem Betrieb übergeben. Hier verkehren Triebwagenzüge, die mit Gleichstrom 1200 V betrieben werden. Die beiden Unterwerke wurden damals mit Motorgeneratoren von je 300 kW Leistung ausgerüstet, da der Bau von Gleichrichtern in Rußland zu der Zeit noch völlig unbekannt war. 1929 wurde die Strecke Moskau—Mytischtschi der Nordeisenbahnen mit einer Länge von 18 km

in Betrieb genommen. Diese Strecke ist in den folgenden 4 Jahren auf 89 km erweitert worden und zwar von Moskau bis Sagorsk mit einer Abzweigung Mytischtschi-Sehtscholkowo. Mit der Energie (Gleichstrom 1500 V) werden diese Strecken von sechs Unterwerken versorgt, die alle mit Gleichrichtern ausgerüstet sind.

Für drei Kraftwerke sind die Gleichrichter aus dem Auslande bezogen; für die übrigen sind sie in dem Leningrader Werk „Elektrosila“ hergestellt worden. Alle diese elektrisch betriebenen Anlagen haben ausgesprochenen Vorortverkehrscharakter. Erst im

Jahre 1932 wurde die erste Fernverkehrsstrecke Chaschuri—Sestafoni der Transkaukasischen Eisenbahn auf elektrischen Betrieb umgebaut. Für die 63 km lange Strecke mit einer Steigung von  $29\frac{0}{100}$  wurden 15 Lokomotiven für Gleichstrom 3000 V aus Amerika und Italien bezogen. Weitere Lokomotiven stellte das Moskauer Werk „Dynamo“ her.

Im Jahre 1933 wurden folgende Strecken auf elektrischen Betrieb umgestellt:

1. Vorortstrecke Leningrad—Petershof, 33 km lang. Die vier Kraftwerke dieser Strecke sind mit Gleichrichtern der russischen Elektroindustrie ausgerüstet.

2. Vorortstrecke Moskau—Obiralowka, 24 km lang.

3. Fernverkehrsstrecke Kisel—Tschusowskaja der Permer Eisenbahn, 112 km lang. Die Strecke ist eingleisig und besitzt zahlreiche Steigungen von 15 bis  $18\frac{0}{100}$ , die etwa 33% der Strecke in der Fahrtrichtung der beladenen und 38% der Strecke in der Fahrtrichtung der Leerzüge ausmachen. Nur 6% der Strecke sind vollständig eben. Die für die Strecke vorgesehenen fünf Unterwerke sind mit Motorgeneratoren ausgerüstet, da die Lokomotiven mit Rückgewinnungsbremse versehen sind.

4. Vorortstrecke Moskau—Ljüberzy, 21 km lang. Diese Strecke wurde ausschließlich mit Erzeugnissen der russischen Industrie ausgerüstet. Zur Zeit werden Elektrisierungsarbeiten auf folgenden Strecken ausgeführt:

Ekateriner Bahn: Alexandrowsk—Nikopol—	100 km
Dolginzewo . . . . .	80 „
Süd-Bahnen: Debalzewo—Swerewo . . . . .	154 „
Transkaukasische Bahn Chaschuri—Tiflis . . . . .	120 „
Permer Bahn: Swerdlowsk—Goroblagodatskaja . . . . .	185 „
Murmansk Bahn: Kandalakscha—Apitity—	
Chibinogorsk . . . . .	120 „
Apitity—Murmansk . . . . .	180 „

Alle diese Strecken sollen im Laufe der Jahre 1934 bis 1935 auf elektrischen Betrieb umgestellt werden. Br.

Elektrifikazia shelesnodoroschnogo Transporta 1933.

### B-B Dieselelektrische Lokomotive der Northampton and Bath Bahn.

Die Northampton and Bath Railway hat in jüngster Zeit eine dieselelektrische Lokomotive, Bauart Westinghouse, von 800 PS-Leistung beschafft, die sich von den vielen ähnlichen Lokomotiven, die z. Z. in den Vereinigten Staaten laufen, dadurch unterscheidet, daß sie nur einen einzigen Führerstand besitzt, der in der Mitte der Lokomotive angeordnet ist und für Vor- und Rückwärtsfahrt in gleicher Weise benutzt werden kann. Diese Anordnung ist vor allem auch deshalb gewählt worden, um die Lokomotive mit nur einem Mann besetzen zu können.

Die Lokomotive läuft auf zwei der in Amerika üblichen Schwanenhalsdrehgestelle mit Außenrahmen. Über jedem Drehgestell sitzt eine kompressorlose Sechszylinder-Viertakt-Dieselmotorleistung von 400 PS Leistung, die mit 900 Umdr./Min. läuft und mit einem Gleichstromerzeuger gekuppelt ist. Diese Unterteilung der Maschinenanlage in zwei leichtere Hälften hat man gewählt, um die Behandlung in der Werkstätte zu erleichtern. Jeder Maschinensatz liefert im Regelbetrieb den Strom für die beiden Tatzlagermotoren des entsprechenden Drehgestells; nur bei leichten Verschiebebewegungen werden sämtliche Motoren der Lokomotive von einem Maschinensatz allein gespeist.

Die Maschinenanlagen sind in einem beiderseits an den Führerstand anschließenden Schutzhaus in Längsrichtung so untergebracht, daß rings herum zur Bedienung und Untersuchung aller Teile genügend Platz vorhanden ist. Der obere Teil dieses Schutzhauses ist seitlich eingezogen und der Fußboden des da-

zwischenliegenden Führerstandes etwas erhöht. Auf diese Weise hat der Führer einen guten Ausblick nach beiden Fahrtrichtungen ohne verschiedene Führerstände benutzen zu müssen. Außerdem ist auch die Schaltung wegen der Einmannbedienung so einfach wie möglich durchgebildet.

Jeder Maschinensatz hat seinen besonderen Kühlwasserrückkühler, der an der entsprechenden Stirnseite der Lokomotive sitzt. Für den Fall, daß die Lokomotive bei Frostwetter längere Zeit stehen soll, ist noch eine Heizanlage vorgesehen, die den Fußboden von Führer- und Schutzhaus beheizt und das Einfrieren verhindert.

Die Lokomotive soll auf der Bahn den Dienst sämtlicher vorhandener Dampflokomotiven versehen können. R. D.

(Rly. Age 1933.)

### Dieselelektrische 1 C<sub>0</sub> 1-Lokomotiven in Dänemark.

Verschiedene regelspurige dänische Privatbahnen haben in den letzten Jahren, um dem Kraftwagenwettbewerb besser begegnen zu können, leichte Diesel-Lokomotiven beschafft. Es handelt sich durchweg um fast gleichartige dieselelektrische 1 C<sub>0</sub> 1-Lokomotiven leichtester Bauart mit einem größten Achsdruck von nur etwa 11 t und einer Leistung von rund 400 PS, die also etwa der Leistung eines kräftigeren Hauptbahn-Triebwagens entspricht. Die Lokomotiven sind von der Firma Frichs in Aarhus in Dänemark selbst gebaut worden.

Die Lokomotiven besitzen Außenrahmen. Die beiden Laufachsen sind in Krümmungen einstellbar; der kleinste noch befahrbare Krümmungshalbmesser beträgt 90 m. Der einfachwirkende Viertakt-Dieselmotor, Bauart Erichs, besitzt sechs hintereinander stehende Zylinder und arbeitet kompressorlos. Er macht bei seiner Höchstleistung von 415 PS und bei der Regelleistung von 375 PS 600 Uml./min; bei den kleineren Leistungen von 310 und 115 PS wird seine Umlaufzahl auf 500 und 360 herabgesetzt. Der Motor sitzt in Längsrichtung in der Mitte der Lokomotive über den Treibachsen und ist unmittelbar mit dem Gleichstromerzeuger gekuppelt. Jede Treibachse wird über ein Vorgelege von einem 150 PS Tatzlagermotor mit einer großen Drehzahl von 1050 Uml./min angetrieben. Die Tatzlagermotoren sind vollständig gekapselt und können in Reihe oder parallel geschaltet werden.

Das Kühlwasser des Dieselmotors wird durch eine Pumpe mit elektrischem Antrieb umgewälzt und in einem Röhrenkühler rückgekühlt, der auf dem Dach der Lokomotive untergebracht ist. Den Strom für diese Pumpe sowie für die Beleuchtung liefert eine Sammlerbatterie, die von der Maschine selbst aufgeladen wird.

Im Kastenaufbau der Lokomotive befindet sich vorn und hinten je ein Führerstand mit Totmanneinrichtung. Der eine dieser Führerstände ist als Gepäckabteil besonders geräumig ausgebildet und besitzt hierfür doppelte Flügeltüren.

Die Lokomotiven werden auf Strecken verwendet, wo wenig Güterverkehr, dagegen ein dichter Personenverkehr zu bewältigen ist, und sollen vermöge ihrer einmännigen Besetzung sehr wirtschaftlich arbeiten. Ihre Hauptabmessungen sind nachstehend angegeben.

Dienstgewicht . . . . .	48,8 t
Reibungsgewicht . . . . .	32,4 „
Größte Zugkraft . . . . .	8100 kg
Größte Geschwindigkeit . . . . .	70 km/h
Ganze Länge über Puffer . . . . .	8,0 m
Durchmesser der Treibräder . . . . .	1250 mm
„ „ Laufräder . . . . .	920 „

(The Rly. Engr.)

R. D.

## Bücherschau.

### Prof. Dr. A. Guttman, Die Verwendung der Hochofenschlacke.

Herausgegeben im Auftrage des Vereins deutscher Eisenhüttenleute. Zweite, neu bearbeitete Auflage. Düsseldorf, Verlag Stahleisen m. b. H., 1934.

Das 462 Seiten starke Werk stellt unter Zuhilfenahme einer größeren Zahl von Abbildungen die Gewinnung und die Eigenschaften der aus Hochofenschlacke hergestellten Erzeugnisse

— Zement, Sand, Mauer- und Pflastersteine, Düngemittel usw. — im Zusammenhang dar. Der Verfasser geht dabei im einzelnen auf die verschiedenen Verwendungsgebiete dieser Stoffe ein.

Besonders bemerkenswert für den Eisenbahnfachmann ist ein Abschnitt über die Verwendung von Schlackenerzeugnissen als Gleisbettungsstoff, der einen guten Überblick über die diesbezüglichen Versuche gibt. R. D.