

Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens

Technisches Fachblatt des Vereins Mitteleuropäischer Eisenbahnverwaltungen

Herausgegeben von Vizepräsident Ernst Harprecht, Berlin, unter Mitwirkung von Dr.-Ing. A. E. Bloss, Dresden

96. Jahrgang

15. November 1941

Heft 22

Die Reibung zwischen Rad und Schiene¹⁾.

Von Dipl.-Ing. Werner Leven, Aachen.

(Schluß.)

7. Die besonderen Verhältnisse bei Rad und Schiene in Bezug auf die Berührung und Kräfteverteilung.

Die bisherigen Untersuchungen befassten sich nur mit dem sogenannten ebenen Problem. Die Berührungsfläche der Rollkörper war in angepreßtem Zustand ein Rechteck. Die Breitenausdehnung der Berührungsfläche spielte bei der Ermittlung der Spannungen und Verzerrungen, abgesehen von den Enden der Breitenausdehnung der Berührungsfläche keine Rolle. Das Problem wurde als das der ebenen Formänderungen behandelt, da zwei Zylinder aufeinander abrollten und Pressungen, Spannungen und Gleitgeschwindigkeiten unabhängig von der Breite sind. Anders ist es beim Abrollen von Rad auf Schiene, bzw. ballig abgedrehtem Rad. Hier ist das Problem nicht mehr eben, sondern räumlich. Die Berührungsfläche ist ein Oval oder ein Kreis, die Spannungen usw. ändern sich mit der

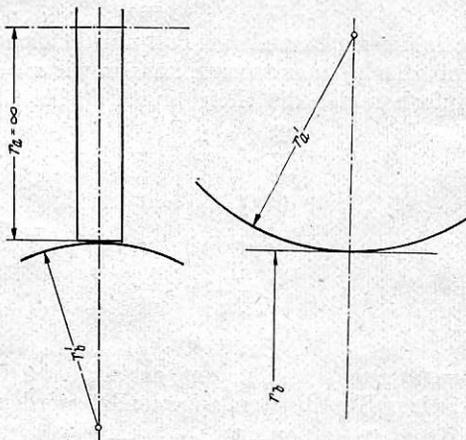


Bild 28. Halbmesser der Wälzkörper.

Breitenkoordinate x. Zuerst mögen den folgenden Untersuchungen normale Schienen mit üblicher Kopfwölbung bzw. Rollkörper mit der Schienenkopfwölbung entsprechender Mantellinie und zylindrische Radreifen zugrunde gelegt werden, entsprechend den Versuchen des VMEV. (In den ersten Versuchen wurden die Schienen ersetzt durch Räder, deren Mantellinie entsprechend der Schienenkopfwölbung mit $r = 200$ bzw. 400 mm abgerundet war.) Mit diesen vereinfachenden Annahmen läßt sich die Form der Berührungsfläche leicht nach Hertz bestimmen. Sie ist eine Ellipse mit dem größeren Halbmesser parallel der Erzeugenden des Zylinders mit dem kleineren Halbmesser und dem kleineren Ellipsenhalbmesser parallel der Erzeugenden des Zylinders mit dem größeren Halbmesser. Die Ellipsenhalbmesser können nun nach Hertz leicht bestimmt werden. Da es hier nicht auf die Kenntnis der einzelnen Spannungsgrößen, hervorgerufen durch die Normalkraft ankommt, sondern auf die Dehnungen infolge der Längs-Umfangs- und Seitenkräfte, können wir die in der Hütte angegebenen

Hertzschen Gleichungen für die Bestimmung der Ellipsenhalbmesser benutzen. Verwendet werden die Gleichungen für zwei beliebig gewölbte Oberflächen. Diese Gleichungen umfassen nicht nur den Fall, daß die beiden Zylinderachsen den Winkel $\varphi = 90^\circ$ miteinander einschließen, sondern gelten allgemein auch für den Fall, daß die beiden Achsen schräg zueinander stehen, was bei Rad und Schiene ja meistens der Fall ist. Hierbei ist φ der Winkel, den die beiden Ebenen, in denen die Hauptkrümmungsradien r_a und r_b liegen, miteinander einschließen. Siehe Bild 28 und 29. In den folgenden Gleichungen bedeutet:

n_{max} = größte Flächenpressung in der Berührungsfläche, a = großer Ellipsenhalbmesser, b = kleiner Ellipsenhalbmesser der Berührungsfläche, N = Normalkraft, $\eta \xi$ = Berichtigungswerte, siehe Hütte I. 26. Aufl. S. 682, m = Poissonsche Konstante, E = Elastizitätsmodul, r_a' = mittlerer Laufkreisradius des Rades, beim zylindrischen Rad $= r$, r_a = zweiter Hauptkrümmungshalbmesser der beliebig gewölbten Oberfläche des Rades, beim zylindrischen Rad $= \infty$, r_b' = Halbmesser der Schienenwölbung, r_b = zweiter Hauptkrümmungshalbmesser der beliebig gewölbten Oberfläche des die Schiene darstellenden Rades, bei Schienen $= \infty$. r_b' und r_b sind abhängig vom Winkel φ und zwar vergrößert sich r_b' mit wachsendem Winkel und verkleinert sich r_b . Die Gleichungen für n_{max} , a und b lauten nach Hütte I:

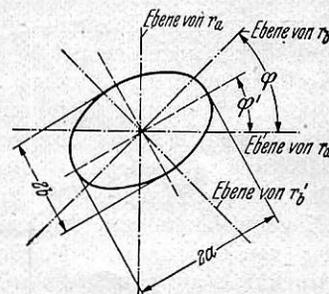


Bild 29. Berührungsfläche.

$$n_{max} = \frac{1,5 N}{\pi a b} \text{ kg/cm}^2 \dots \dots \dots 46)$$

$$a = \sqrt[3]{\xi^3 \cdot 3 \left(1 - \frac{1}{m^2}\right) \cdot \frac{N}{E \cdot \left(\frac{1}{r_a'} + \frac{1}{r}\right)}} \dots \dots \dots 47)$$

$$b = \sqrt[3]{\eta^3 \cdot 3 \left(1 - \frac{1}{m^2}\right) \cdot \frac{N}{E \cdot \left(\frac{1}{r_b'} + \frac{1}{r}\right)}} \dots \dots \dots 48)$$

$$\cos \delta = \frac{1/r' - 1/r}{1/r' + 1/r} \dots \dots \dots 49)$$

Hierin ist δ ein Hilfswinkel, von dessen Größe die Faktoren ξ und η abhängig sind. Aus Gl. 49) kann δ ermittelt werden und hiermit auch die Werte für ξ und η nach Hütte I S. 682. Für zwei beliebig gekrümmte Körper sind an der Stelle von $1/r' \pm 1/r$ folgende Ausdrücke zu setzen, in denen r_a' , r_a , r_b' und r_b die Hauptkrümmungshalbmesser der beiden Körper sind.

$$\frac{1}{r'} + \frac{1}{r} = \frac{1}{r_a'} + \frac{1}{r_a} + \frac{1}{r_b'} + \frac{1}{r_b} \dots \dots \dots 50)$$

$$\frac{1}{r'} - \frac{1}{r} = \sqrt{\left(\frac{1}{r_a'} - \frac{1}{r_a}\right)^2 + \left(\frac{1}{r_b'} - \frac{1}{r_b}\right)^2} + 2 \left(\frac{1}{r_a'} - \frac{1}{r_a}\right) \left(\frac{1}{r_b'} - \frac{1}{r_b}\right) \cdot \cos 2\varphi \dots \dots \dots 51)$$

¹⁾ D 82.

$$\sigma_{y(z=0)} = \frac{a}{2\pi} \left[T_1 \cdot \frac{(4-b) \cos \varphi_1 \cdot \sin^2 \varphi_1}{r_1^2} + T_2 \cdot \frac{(4-b) \cos \varphi_2 \cdot \sin^2 \varphi_2}{r_2^2} + \dots \right] \dots 70a$$

$$\tau_{yx(z=0)} = \frac{a}{2\pi} \left[T_1 \cdot \frac{(3-b) \cos^2 \varphi_1 \cdot \sin \varphi_1 - \sin^3 \varphi_1}{r_1^2} + T_2 \cdot \frac{(3-b) \cos^2 \varphi_2 \cdot \sin \varphi_2 - \sin^3 \varphi_2}{r_2^2} + \dots \right] \dots 71a$$

Für den Fall einer flächenhaften Belastung gehen diese Gleichungen über in die Form: mit $dT = t \cdot dy \cdot dx$

$$\sigma_{x(z=0)} = \frac{a}{2\pi} \int \int t \, dy \, dx \frac{(2-b) \cos^3 \varphi - 2 \cos \varphi \cdot \sin^2 \varphi}{r^2} \dots 69b$$

$$\sigma_{y(z=0)} = \frac{a}{2\pi} \int \int t \, dy \, dx \frac{(4-b) \cdot \sin^2 \varphi \cdot \cos \varphi}{r^2} \dots 70b$$

$$\tau_{yx(z=0)} = \frac{a}{2\pi} \int \int t \, dy \, dx \frac{(3-b) \cos^2 \varphi \cdot \sin \varphi - \sin^3 \varphi}{r^2} \dots 71b$$

Eine Lösung dieser Gleichungen ist sehr umständlich, da abgesehen von den Doppelintegralen auch die Größe t ganz unbekannt ist. Die Längs-Umfangskraft T ist abhängig von der Normalkraft, die zwar an jedem Punkt der Berührungsfläche genau bekannt ist, außerdem aber auch von der Gleitreibungsziffer. Diese ist aber wieder eine Funktion der auftretenden Gleitgeschwindigkeit. Diese setzt sich wieder aus Gleitgeschwindigkeiten zusammen, die teils durch elastische Verformungen entstehen, teils reine Gleitgeschwindigkeiten sind, also in der gleichen Weise, wie schon früher besprochen. Es wäre auch hier wieder eine Längs-Umfangskraft zu schätzen und damit die Beanspruchung zu berechnen, dann die Richtigkeit der Schätzung nachzuprüfen. Dieses Verfahren wäre mit der gleichen Methode wie beim ebenen Verfahren viel umständlicher als dort. Es wird daher ein anderes Näherungsverfahren angewendet, das zwar nicht sehr genau ist, aber doch einen genügenden Überblick über die Größe und Verteilung der Spannungen gibt. Zur Ermittlung der Spannungen wird auf die Gleichungen für die Einzel-

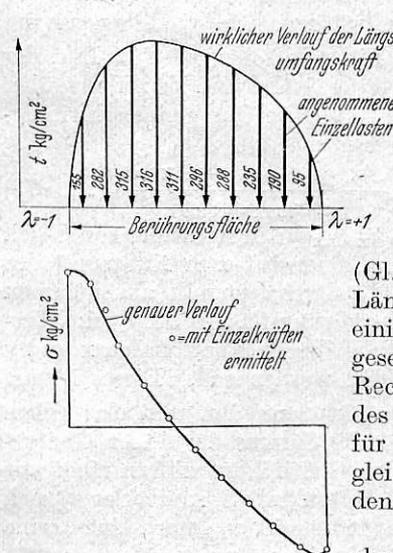


Bild 31. Angenäherte Spannungsermittlung.

Die Kraft T_n in den Gleichungen 69a bis 71a an den einzelnen Punkten der Berührungsfläche ist $T_n = t_n f_n = \mu \cdot n_m f_n$, worin f_n der Anteil der Berührungsfläche ist, für den der mittlere Druck n_m gilt und wobei $\mu = f(v_{gl})$ ist. Damit können die Beanspruchungen in der Berührungsfläche und in ihrer Umgebung bestimmt werden. Voraussetzung ist, daß die Berührungsfläche und ihre nächste Umgebung eben ist. Das trifft für die Berührungsfläche hier ziemlich genau und für die nächste Umgebung angenähert zu.

Für das ebene Problem ist (siehe Bild 31):

$$\sigma_y = \frac{2}{\pi} \cdot \frac{T}{r \cdot s}, \quad T = t \cdot l \cdot s,$$

worin l die Länge der Berührungsfläche und s die Breite ist.

$$\sigma_y = \frac{2}{\pi} \cdot \frac{t \cdot l \cdot s}{s \cdot r} = \frac{2 \cdot t \cdot l}{\pi \cdot r}$$

für $l_0 = 0,0145$ cm (halbe Länge der Berührungsfläche) ist $\lambda = y/l_0$ und $r = \Delta \lambda \cdot l_0$, also

$$\sigma_y = \frac{2 \cdot 2 \cdot 0,00145 \cdot t}{\pi \cdot \Delta \lambda \cdot 0,00145} = \frac{4 \cdot t}{\pi \cdot \Delta \lambda}$$

Soll z. B. für die in Bild 31 angegebene Verteilung der Längs-Umfangskraft über die Berührungsfläche im Punkt $\lambda = +l$ die Spannung berechnet werden, so ist:

$$\sigma_y = -\frac{4}{\pi} \left(\frac{155}{19} + \frac{282}{17} + \frac{315}{15} + \frac{316}{13} + \frac{311}{11} + \frac{296}{9} + \frac{268}{7} + \frac{235}{5} + \frac{190}{3} + \frac{95}{1} \right)$$

$\sigma_y = -480$ kg/cm² (der nach der genaueren Methode berechnete Wert ist -481 kg/cm²).

9. Die Gleitgeschwindigkeiten eines rollenden Rades, das nicht angetrieben werde, beim Wirken einer senkrecht zur Radebene stehenden Seitenkraft S , also bei $T = 0$.

Die Roll- und Umfangsgeschwindigkeit des Rades sei u_a , die infolge der Wirkung der Seitenkraft S auftretende Seitenverschiebegeschwindigkeit v_s . Die letztere setzt sich zusammen aus: 1. der durch die elastischen Verformungen hervorgerufenen Seitenverschiebegeschwindigkeit des ganzen Rades und 2. aus einer „reinen Seitengleitgeschwindigkeit“ $v_{s,gl}$, die dann auftritt, wenn der Widerstand gegen das Verschieben mit der Gleitreibungsziffer, die aus den „elastischen Gleitgeschwindigkeiten“ entstanden ist, noch nicht ausreicht, der von außen angreifenden Seitenkraft S das Gleichgewicht zu halten, wieder unter der Annahme, daß die Reibungsziffer von der Gleitgeschwindigkeit nach Jakob (siehe Bild 10) abhängig ist. Die „reine Gleitgeschwindigkeit“ kann wieder nicht rein rechnerisch ermittelt werden, da sie nicht von den Verformungen der Rollkörper abhängig ist. Für ganz bestimmte Bedingungen kann sie aus dem Versuch ermittelt werden als die Differenz zwischen der Gesamtgleitgeschwindigkeit und der aus den elastischen Verformungen hervorgegangenen und daraus berechenbaren Gleitgeschwindigkeit, in der gleichen Weise wie der Formänderungs- und Gleitschlupf bei Beanspruchung durch Längs-Umfangskräfte.

a) Die aus den elastischen Verformungen hervorgehenden Seitengleitgeschwindigkeiten.

Außer der Normalkraft N wirke als äußere Kraft nur noch eine Seitenkraft S auf das Getriebe. Diese Seitenkraft wirke parallel der Radachse und greife im Radmittelpunkt an. Eine Längs-Umfangskraft sei vorerst noch nicht vorhanden. In der Berührungsfläche werden bei Wirken von S die ohne dieses Vorhandensein der Seitenkraft zur Radachse senkrecht stehenden und geraden Fasern elastisch in Krafrichtung ausgebogen (siehe Bild 33 und 32), so daß sie nicht mehr gerade sind. Die Ausbiegung der Fasern ist im Schwerpunkt des Kraftangriffs am größten. Diese größte elastische Ausbiegung der Fasern sei mit ξ bezeichnet. Für die beiden sich berührenden Rollkörper ist die Ausbiegung bei gleichen Abmessungen und gleichen Werkstoffkonstanten gleich. Der Einfluß der Form, d. h. der mehr oder weniger scharfen Krümmung der Oberfläche der Räder ist gering und kommt auch in den hier angewendeten elastischen Gleichungen nicht zum Ausdruck. Unter der Wirkung der Seitenkraft verschieben sich die beiden Mittellinien der aufeinander abrollenden Räder um 2ξ gegeneinander. Die seitliche Verschiebung der Fasern, d. h. die Größe von ξ nimmt ab vom Schwerpunkt des Kraftangriffs zum Einlauf in und zum Auslauf aus der Berührungsfläche. In einer gewissen Entfernung y_0 vom Kraftschwerpunkt außerhalb der Berührungsfläche wird

diese seitliche Ausbiegung gleich Null. Die Ausbiegung je einer Faser von Rad und Schiene ist in Bild 33 im Grundriß schematisch angedeutet. Rollt nun das Rad auf der Schiene ab und bewegt sich dabei vorwärts, so daß der Schwerpunkt des Kraftangriffs M'_1 in der Rollrichtung wandert, so kommen

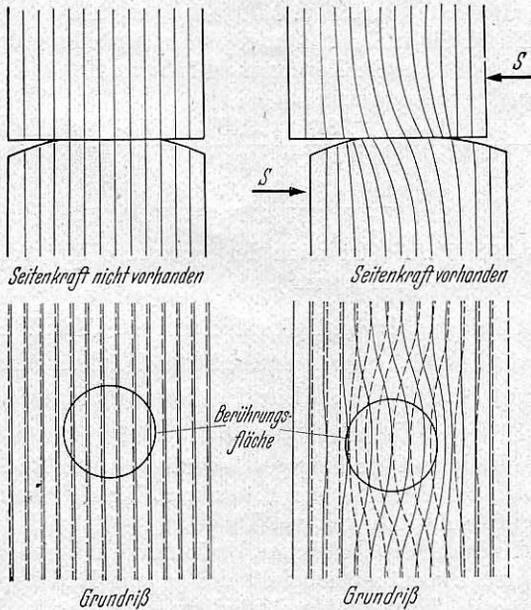


Bild 32. Schematische Darstellung der elastischen Verzerrung der Radfasern unter der Wirkung einer Seitenkraft.

immer neue, bisher unverzerrte Fasern von Rad und Schiene unter den Einfluß der Seitenkraftwirkung und werden ausgebogen. Der Punkt M'_1 wandert schräg nach M'_2 . Ist das ganze Rad um das Maß y_0 längs nach rechts gerollt, so ist der Punkt M'_2 um das Maß 2ξ in Richtung der Kraft S quer gewandert. Wird nun diese Längsstrecke y_0 in der Zeit t , also mit der Geschwindigkeit $u = y_0/t$ durchweilt, so ist in der gleichen Zeit der Querweg 2ξ zurückzulegen. Die sich aus den rein elastischen Verformungen ergebende Seitenverschiebebeschwindigkeit des ganzen Rades a in Richtung von S ist:

$$v_{sel} = \frac{u_a \cdot 2 \cdot \xi}{y_0} = 2 \operatorname{tg} \beta \cdot u_a \dots 72)$$

wenn $\operatorname{tg} \beta = \xi/y_0$ ist. Bei $\alpha = 0$ würde das Rad a unter der Wirkung der Seitenkraft S von der Schiene ablaufen und zwar mit der Seitengeschwindigkeit v_{sel} . Steht aber die Radebene nicht in Schienenrichtung, bildet sie vielmehr mit ihr den

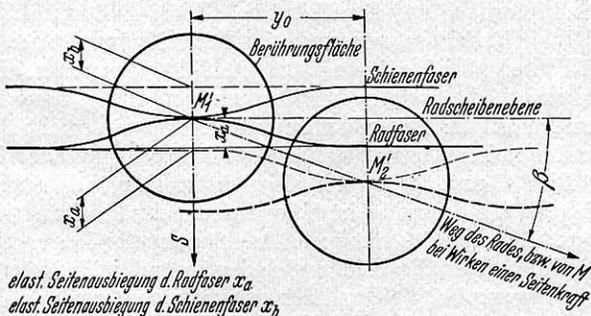


Bild 33. Elastische Ausbiegung der Radfasern.

Winkel α , so muß das Rad ohne Wirken der Seitenkraft S ebenfalls, aber in entgegengesetzter Richtung von der Schiene ablaufen. Die Seitenkraft wirkt der Schrägstellung, also dem Ablaufen von der Schiene in der einen Richtung durch das aus den elastischen Verformungen hervorgegangene Schrägläufen in der anderen Richtung, entgegen und hebt es gerade auf, wenn die Seitenkraft so groß ist, daß $\alpha = 2\beta$ ist. Dies ist ein Beharrungszustand und entspricht den Bedingungen, wie sie bei

den Versuchen des VMEV vorlagen. Die Seitenkraft S war so groß, daß die Achse sich bei der vorhandenen Schrägstellung α genau in Schienenrichtung fortbewegte. Die Geschwindigkeit u_a in der Gleichung 72) ist nun nicht genau gleich der Rollgeschwindigkeit u_R sondern etwas geringer, da 1. die Geschwindigkeit an und in der Berührungsfläche infolge der Zusammendrückung der Fasern durch die Normalkraft sinkt und sich 2. noch ändert durch die Verformung ϵ_y , hervorgerufen durch die Seitenkraft S . Diese Veränderung ist aber, zumal bei höheren Rollgeschwindigkeiten, zu vernachlässigen. Wir schreiben also für die aus den elastischen Verformungen hervorgehende Seitenverschiebebeschwindigkeit des ganzen Rades näherungsweise:

$$v_{sel} \cong 2 \cdot u_R \cdot \operatorname{tg} \beta \dots 72a)$$

wenn v_{sel} die elastische Gleit-Geschwindigkeit auf beiden Seiten des Kraftschwerpunktes ist. Um das von Rad a auf das Rad b übertragene S/N ermitteln zu können, benötigen wir die absoluten Quergleitgeschwindigkeiten zwischen den Faserelementen von Rad und Schiene in der Berührungsfläche. Wir haben vorhin angenommen, daß die Fasern im Kraftschwerpunkt rein elastisch ausgebogen werden, solange bis die elastischen Kräfte dem hier angreifenden Teil von S das Gleichgewicht halten. Dabei haben wir uns die Mittellinie des verschiebbaren Rades a um 2ξ gegen die Mittellinie des ruhenden Rades b oder der Schiene verschoben gedacht. In Bild 33 sind demgemäß die Längsfasern von Rad und Schiene im Kraftschwerpunkt nicht gegeneinander seitlich verschoben, während die unverzerrten Fasern außerhalb der Berührungsfläche, die um mehr als y_0 vom Kraftschwerpunkt entfernt sind, um 2ξ gegeneinander seitlich verschoben sind. Die Geschwindigkeit ist verhältnismäßig den Wegen, die absolute Quergleitgeschwindigkeit der Fasern wäre also bei diesen unverzerrten Fasern, wenn sie aufeinander gleiten würden $v_g = v_{sel}$, dagegen im Kraftschwerpunkt $v_g = 0$. Ein rein schematisches Bild der Quergleitgeschwindigkeit in ihrer Größe und Verteilung über die Berührungsfläche gibt Bild 1b. Die Quergleitgeschwindigkeit der Fasern gegeneinander ist:

$$v_{sel} \cong 2 \cdot u_a \cdot \operatorname{tg} \beta \cdot \frac{\Delta x_{\max} \cdot \epsilon_{x \max} - \Delta x \cdot \epsilon_x}{\Delta x_{\max} \cdot \epsilon_{x \max}} \dots 73)$$

In dieser Gleichung ist $\Delta x_{\max} \cdot \epsilon_{x \max}$ die in Richtung von S sich ergebende Gesamtverschiebung eines auf dem Nullpunkt des Koordinatensystems (der im Kraftschwerpunkt angenommen sei) liegenden Punktes der Berührungsfläche, $\Delta x \cdot \epsilon_x$ die Verschiebung eines anderen Punktes, dessen Koordinaten x und y sind und für den v_{sel} berechnet werden soll. Dieses ist die Quergleitgeschwindigkeit, die sich aus den rein elastischen Verformungen ergibt. Reicht die Summe der dieser Gleitgeschwindigkeiten entsprechenden Gleitreibungsziffern nicht aus zur Überwindung der äußeren Seitenkraft S , so überlagert sich dieser „elastischen Gleitgeschwindigkeit“ v_{sel} noch eine „reine Gleitgeschwindigkeit“ v_{egl} in der Größe, bis der notwendige Gesamtwiderstand erreicht ist. Der Vorgang ist also der gleiche wie beim Wirken einer Längs-Umfangskraft. D. h. es muß bei Versuchen dieser Art die im Prinzip gleiche Kennlinie für die Abhängigkeit der in Achsrichtung übertragbaren Kraft von der Gleitgeschwindigkeit herauskommen, wie bei den Versuchen von Sachs usw. Dies ist auch in der Tat der Fall bei den Versuchen des VMEV (hier sind nur die Schrägläufwinkel α statt der Gleitgeschwindigkeiten aufgetragen). Auch hier hat nach einer gewissen Grenze eine Steigerung der Gleitgeschwindigkeit keinen Einfluß mehr auf die übertragbare Kraft, d. h. auch eine noch so große Schrägstellung bzw. Quergleitgeschwindigkeit ergibt keine Zunahme der übertragbaren Seitenkraft.

Für die Versuche des VMEV am ortsfesten Prüfstand und am Versuchswagen kann man die größtmögliche elastische

Ausbiegung der Fasern verhältnismäßig einfach berechnen. Man kann wohl mit genügender Genauigkeit annehmen, daß bei konstantem Normaldruck und konstanter Rollgeschwindigkeit die elastische Seitenausbiegung der Fasern proportional der Seitenkraft steigt (Voraussetzung ist natürlich, daß sich dieser Vorgang innerhalb der Elastizitätsgrenze abspielt). Es genügt dann, einmal für eine Seitenkraft die elastische Ausbiegung zu berechnen. Man berechnet nun zweckmäßig die größte Ausbiegung bei so großem „reinen Gleiten“, daß auch die kleinste an der Stelle des Kraftschwerpunktes auftretende Quergleitgeschwindigkeit so groß ist, daß das zugehörige μ schon auf dem waagerechten Ast der μ/v -Kurve liegt, d. h. konstant ist. Dadurch, daß μ konstant ist, wird die Rechnung zwar nicht vereinfacht, aber eine Schätzung von μ unnötig.

Zur Berechnung der Spannungen und Verformungen werden die Gleichungen verwendet, die vorher entwickelt worden sind. Als Beispiel werden die Ergebnisse der Rechnungen hier angeführt, die angestellt worden sind für eine bestimmte Reihe der Versuche des VMEV am ortsfesten Prüfstand. Der Rad-durchmesser der beiden aufeinander abrollenden Radpaare a und b ist in der Quelle nicht angegeben, er wird nach den Bildern für beide geschätzt auf 100 cm. Die Räder der einen, die Laufachse darstellenden Achse a sind zylindrisch; die Räder der anderen Achse b, die die Schiene darstellt, sind in ihrer Mantellinie mit einer Rundung von $r = 200$ mm versehen. Der Normaldruck auf ein Rad beträgt $N = 1000$ kg.

Berechnung der Abmessungen der Druckellipse. Entsprechend den Bezeichnungen, die früher angeführt worden sind, ist:

$r'_a = 50$ cm; $r_a = \infty$; $r'_b = 20$ cm; $r_b = \infty$,
dann folgt nach Gl. 50)

$$1/r' + 1/r = \frac{1}{50} + \frac{1}{20} = 0,07 \text{ cm}^{-1}$$

und nach Gl. 51)

$$\frac{1}{r'} - \frac{1}{r} = \sqrt{\frac{1}{50^2} + \frac{1}{20^2} - \frac{2}{50 \cdot 20}} = 0,03 \text{ cm}^{-1}$$

da für $\alpha = 0$: $\varphi = 90^\circ$ ist und damit $\cos 2\varphi = -1$; nach Gl. 52) ist:

$$\sin 2\varphi' = 0, \quad \varphi' = 0$$

und nach Gl. 49)

$$\cos \delta = \frac{0,03}{0,07} = 0,428, \quad \delta = 64^\circ 40'$$

Mit Hilfe dieser Größen werden die Werte für ξ und η nach Hütte I S. 682 ermittelt zu: $\xi = 1,393$ und $\eta = 0,757$. Nach Gl. 47) wird der größere Ellipsenhalmmesser a berechnet zu 0,366 cm und nach Gl. 48) der kleinere Ellipsenhalmmesser b = 0,199 cm, schließlich nach Gl. 46) die größte Flächenpressung n_{\max} :

$$n_{\max} = \frac{1,5 \cdot 1000 \text{ P}}{\pi \cdot 0,366 \cdot 0,199} = 6550 \text{ kg/cm}^2.$$

Für eine Vierteilellipse gibt die Tafel II die Größe der in den einzelnen Punkten der Vierteilellipse konzentriert gedachten Kräfte, entsprechend Bild 34. Wie schon gesagt, werde die Gleitgeschwindigkeit so hoch angenommen, daß die Gleitreibungsziffer über den ganzen Bereich der Berührungsfläche zwischen Rad und Schiene nach dem durch Bild 10a dargestellten Gesetz von $\mu = f(v)$ konstant ist und den bei diesen Oberflächenverhältnissen auftretenden Höchstwert μ_{\max} hat, als μ_{\max} wird der bei diesen Versuchen des VMEV gefundene oberste Wert $\mu = 0,429$ angenommen. Die zwischen Rad und Schiene auftretende Seitenkraft S ist dann $S = N \cdot \mu_{\max} = 1000 \cdot 0,429 = 429$ kg. Diese Seitenkraft verteilt sich auf die Punkte A bis G wie in der Tafel II angegeben.

Mit diesen einzelnen Kräften können die Spannungen und Verformungen nach Gl. 69a) usw. für die einzelnen Punkte in und in der Nähe der Berührungsfläche ermittelt werden. Die

Tafel II.

Gedachte Kraft	Fläche	Mittl. Press.	Normalkraft	Max. Seitenkraft
	cm ²	km/cm ²	kg	kg
A	0,005	2000	10,0	4,29
B	0,0047	2400	11,3	4,85
C	0,01	4450	44,5	19,1
D	0,008	3400	27,2	11,68
E	0,01	5700	57,0	24,43
F	0,0095	4000	38,0	16,3
G	0,01	6200	62,0	26,6
Σ	0,0572		250,0	107,25
4. Σ	0,229		1000	429,0

folgenden Tafeln geben im Auszug für die einzelnen Punkte der Berührungsfläche die Hauptspannungen und die Dehnungen an. Letztere werden berechnet nach Gl. 36). In Bild 35 sind die Dehnungen für $y = 0$ aufgetragen. Hieraus ergibt sich ein

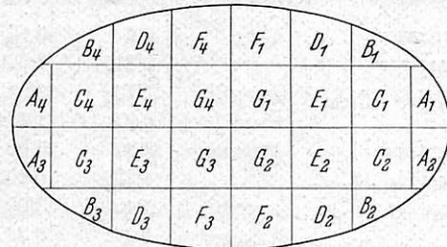


Bild 34. Grundriß der Berührungsfläche.

Mittelwert für die Dehnung. Dieser ist im Bereich Δx_{0-1} , d. h. für $x = 0$ bis 1 cm: $\epsilon_{x\max} = 0,485 \cdot 10^{-3}$, im Bereich Δx_{1-2} , $x = 1$ bis 2 cm: $\epsilon_{x\max} = 0,0519 \cdot 10^{-3}$. Nach Schätzung ist bei $y = 0,6$ cm die Dehnung ϵ_x praktisch = 0, natürlich nur für diesen Belastungsfall. Mit diesen Angaben kann die größte

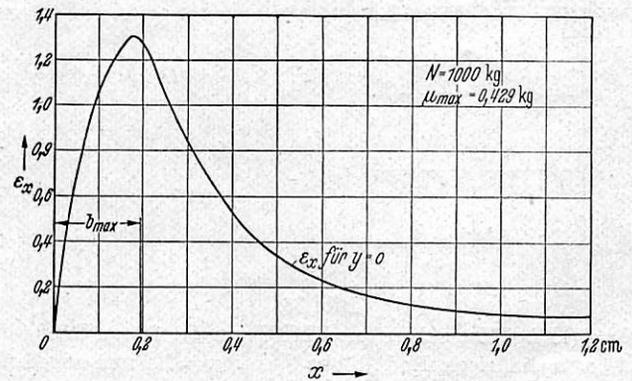


Bild 35. Dehnung ϵ_x infolge Wirkung einer Steifenkraft S (errechnet für Versuche des VMEV am ortsfesten Prüfstand).

Ausbiegung der Fasern ermittelt werden und damit auch der Wert $\text{tg } \beta = \xi/y_0$, nach Voraussetzung Gl. 72) ist:

$$\text{tg } \beta = \frac{\Delta x \cdot \epsilon_{x\max}}{y_0} = \frac{0,485 \cdot 10^{-3} + 0,0516 \cdot 10^{-3}}{0,6} = 0,000894,$$

also $\text{tg } \beta = 3' 5''$. D. h. bei einer Normalkraft von $N = 1000$ kg pro Rad und einer Gleitreibungsziffer von $\mu_{\max} = 0,429$ beträgt der größte Winkel desjenigen Schräglaufens, das nur aus den elastischen Verformungen entstanden ist, etwa $2 \cdot 3' 5'' = 6' 10''$. In Bild 36 ist dieser Wert durch einen Kreis gekennzeichnet. Die Größe des aus den elastischen Verformungen hervorgegangenen Schräglaufwinkels wächst wieder proportional dem Wert S/N und ist durch die Gerade b dargestellt. Wie man aus Bild 36 sieht, verhält sich der Schräglaufwinkel zum Verhältnis

bleibt. Bei verschiedenen großen Rollgeschwindigkeiten, aber gleicher Seitenkraft ist diese also bei der höheren Rollgeschwindigkeit mehr in den Ein- und Auslaufstellen konzentriert. Die Folge ist, daß die elastischen Seitenausbiegungen des ganzen Rades, die bestimmt werden durch die Ausbiegung der Mitte der Berührungsfläche, bei konstanter Kraft und höherer Rollgeschwindigkeit abnehmen. Umgekehrt muß also für gleich großes „elastisches“ Schrägläufen bei höherer Rollgeschwindigkeit eine größere Seitenkraft aufgewendet werden, immer die Gültigkeit des Jakobschen Gesetzes für μ vorausgesetzt. Die Versuche am ortsfesten Prüfstand des VMEV mit verschiedenen Rollgeschwindigkeiten zeigen auch deutlich ein geringes Ansteigen der Seitenkraft S , die notwendig ist, um bei höherer Rollgeschwindigkeit den gleichen Schrägläufwinkel α zu erzielen, siehe Bild 38.

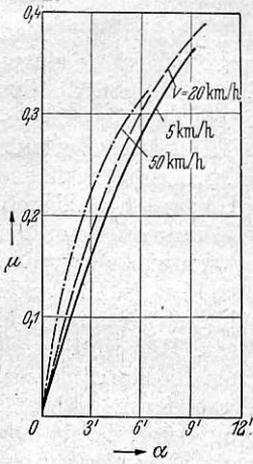


Bild 38.
 $\mu = f(\alpha)$ für verschiedene Geschwindigkeiten.

Die Unterschiede verschwinden um so mehr, je höher die „reine“ Gleitgeschwindigkeit ist, die sich der „elastischen“ Gleitgeschwindigkeit als konstanter Wert überlagert. Im ganzen ist aber der Einfluß der Veränderung der Rollgeschwindigkeit sehr gering, und kann wohl in erster Näherung vernachlässigt werden.

11. Die Wirkung veränderten Anpreßdruckes.

Wird unter sonst gleichen Umständen der Anpreßdruck N vergrößert, so vergrößert sich auch die Größe der Berührungsfläche. In welchem Maß, hängt von der ursprünglichen Form der sich berührenden Körperoberflächen ab. Z. B. bei zwei Kugeln wird die Berührungsfläche mit steigendem Anpreßdruck N weniger stark vergrößert als bei Berührung von Ebene und Kugel, bzw. Zylinder. Das ist auch ohne weiteres aus den Gleichungen für die Abmessungen der Berührungsflächen zu entnehmen, da in ihnen die Hauptkrümmungshalbmesser der sich berührenden Körper enthalten sind. Es werde angenommen, daß, wenigstens bei mit Wälzen verbundenem Gleiten (Rollbewegung), die Gleitreibungsziffer μ mit steigender Flächenpressung abnimmt, eine Annahme, die durch viele Versuche bestätigt worden ist.

Wird nun bei stark gekrümmten Körpern, etwa zwei Rädern, der Anpreßdruck N erhöht, so wird die Berührungsfläche verhältnismäßig weniger vergrößert, die spezielle Flächenpressung dagegen verhältnismäßig mehr erhöht, als bei zwei weniger stark gekrümmten Körpern. Damit wirkt auch die Belastung N , auch die Seitenkraft S , sozusagen konzentrierter. Die Folge ist wieder, daß die elastische Ausbiegung der Fasern bei dieser „konzentrierteren“ Belastung größer wird. Oder, anders gesagt, bei vergrößertem Anpreßdruck benötigt man eine Seitenkraft, die nicht im gleichen Maß wie der Anpreßdruck vergrößert wird, um die gleiche seitliche Ausbiegung der Fasern zu erreichen.

Bei schwächer gegeneinander gekrümmten Körpern, z. B. Schiene und Rad (gegenüber Rad und Rad), wird die Berührungsfläche bei Vergrößerung des Normaldruckes mehr vergrößert als die Flächenpressung, die Seitenkraft S wird also in diesem Fall weniger stark konzentriert sein. Die Folge ist, daß die Fasern weniger stark seitlich ausgebogen sind. Es ist also der Fall möglich, daß bei gleicher Seitenkraft und vergrößerter Anpreßkraft die elastische Ausbiegung bei größerem Normaldruck geringer ist als bei kleinerem. Eine Bestätigung dieser Auffassung kann man in den Versuchsergebnissen des VMEV erblicken. Bei den Versuchen am ortsfesten Prüfstand laufen

zwei Radpaare aufeinander ab, bei den Versuchen mit dem Wagen in natürlicher Größe laufen Räder auf Schienen. Bei der ersten Versuchsanordnung laufen stärker gegeneinander gekrümmte Körper aufeinander ab, als bei den Versuchen mit dem Wagen. Dementsprechend zeigen die Versuchsergebnisse mit der ersten Anordnung eine Abnahme des Verhältnisses S/N mit steigendem Normaldruck, während die zweite Anordnung eine Zunahme ergibt. Beides gilt für das Gebiet der noch vorwiegend elastischen Seitenverschiebung. Bei größeren Schrägläufwinkeln α zeigen beide Versuchsreihen die erwartete Abnahme des Verhältnisses S/N mit zunehmendem Normaldruck.

12. Die Wirkung zweier aufeinander senkrecht stehenden Gleitungen.

Die Versuchsreihe des VMEV mit dem Meßwagen auf der geraden Strecke sind auch ausgedehnt worden auf Achsen mit ungleichen Raddurchmessern. Bei diesen Versuchen tritt ausser dem Quergleiten, hervorgerufen durch die Schräglstellung α der Achse zum Gleis, noch ein Längsgleiten auf, hervorgerufen durch die Unterschiede in den Raddurchmessern. Eine Längsumfangskraft wird dabei aber auf den Radsatz nicht ausgeübt. In diesem Fall ist für die Richtung des Gleitreibungswiderstandes maßgebend die in der Berührungsfläche wirklich auftretende Gleitgeschwindigkeit. Es sei hier angenommen, daß die Gleitreibungsziffer im ganzen vorkommenden Bereich der Gleitgeschwindigkeiten in jeder Gleitrichtung die gleiche Größe habe. Zur Kennzeichnung dieser Größe der Gleitreibungsziffer in einem Punkt der Berührungsfläche kann dann ein Kreis dienen, dessen Halbmesser der Größe der Gleitreibungsziffer entspricht. Wird aber angenommen, daß die einer bestimmten Gleitgeschwindigkeit zugehörige Gleitreibungsziffer in zwei aufeinander senkrechten Richtungen verschieden groß ist, kann man die Größe der Gleitreibungsziffer in einer beliebigen Richtung durch ein Oval darstellen, dessen Hauptachsen den Größen der beiden Größtwerte entspricht. Es ist anzunehmen, daß diese Höchstwerte bei den gleichen Gleitgeschwindigkeiten liegen. Beide Halbmesser des Ovals ändern ihre Größe entsprechend der Abhängigkeit der Gleitreibungsziffer von der Gleitgeschwindigkeit. Der Reibungswiderstand ist entgegengesetzt gerichtet der Gleitgeschwindigkeit. Die Richtung dieser Gleitgeschwindigkeit ist im folgenden festzustellen. Es seien zuerst die „Roll“- und „Verschiebe“-Geschwindigkeiten festgestellt, die die Räder einer Achse haben müssen, um einen Geradeauslauf der Räder einer Achse in der Geraden, bei Schräglstellung der Achse im Gleis und bei ungleichen Radhalbmessern zu erzielen. Unter Rollgeschwindigkeit sei die Umfangsgeschwindigkeit u der unverzerrten Umfangsteile eines Rades verstanden. Unter Komponente der Verschiebebeschwindigkeit (\dot{v}) sei verstanden: 1. die Geschwindigkeit des Rades senkrecht zur Radlafebene $V \cdot \sin \alpha$, die das Rad als Ganzes gegenüber der Schiene hat, also die absolute Geschwindigkeit des Rades senkrecht zur Radebene, nicht die in der Berührungsfläche auftretende Seiten-Gleitgeschwindigkeit zwischen Rad und Schiene, 2. die Gleitgeschwindigkeit in der Berührungsfläche in Längs-Umfangsrichtung, die sich der „Roll“-Geschwindigkeit in der einen oder anderen Vorwärts- oder Rückwärtsrichtung überlagert und die entsteht infolge der ungleichen Raddurchmesser der Räder einer Achse. Die absolute Umfangsgeschwindigkeit eines Rades bzw. der Achse setzt sich zusammen aus den beiden aufeinander senkrecht stehenden Komponenten der Verschiebebeschwindigkeiten und der Rollgeschwindigkeit. Die Rollgeschwindigkeit hat als solche kein Interesse, wohl aber die beiden Verschiebebeschwindigkeiten. Es ist zu untersuchen, ob die Verschiebebeschwindigkeiten in der Berührungsfläche, in der gleichen Richtung und Größe, als Gleitgeschwindigkeiten auftreten, oder ob die elastischen Verformungen hierin eine Änderung

hervorrufen. Das letztere tritt tatsächlich ein, wie es zu erwarten war und wie im folgenden gezeigt werden wird. Daher ist schon hier zwischen „Verschiebe“- und „Gleit“-Geschwindigkeit unterschieden, da für die Bestimmung der Gleitreibungsziffer und des Gleitreibungswiderstandes nur die Gleitgeschwindigkeiten in der Berührungsfläche von Interesse sind.

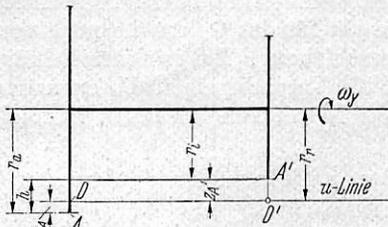


Bild 39. Abmessungen am Radsatz.

zylindrisch abgedrehte Räder ohne Spurkränze mit ungleichen Raddurchmessern, $2r_a$ und $2r_b$. Die Schienen seien normaler Form, siehe Bild 39.

Die Fahrgeschwindigkeit, also die absolute Fortbewegungsgeschwindigkeit des ganzen um α gegen das gerade Gleis schräggestellten Radsatzes, ist V , ihre Komponente in Richtung der Radebene hat den Ausdruck:

$$u = V \cdot \cos \alpha \dots \dots \dots 74a)$$

die wir die Rollgeschwindigkeit des Radsatzes (im Gegensatz zur Rollgeschwindigkeit eines Rades) bezeichnen können. Dann können wir

$$\omega_y = V \cdot \cos \alpha \cdot \frac{1}{r_r} \dots \dots \dots 74b)$$

als Roll-Winkelgeschwindigkeit des Radsatzes bezeichnen. Hierbei ist r_r der Halbmesser des gedachten Rades, das nur reines Rollen ohne Umfangsgleiten ausführt. Die Komponente der Verschiebe-Geschwindigkeit des einzelnen Rades im Aufstandspunkt A ist in Richtung der Radlafebene:

$$(v_y) = \omega_y \cdot z_A = V \cdot \cos \alpha \cdot \frac{z_A}{r_r} \dots \dots \dots 75a)$$

Senkrecht zur Radebene

$$(v_x) = \omega_y \cdot r_r \cdot \operatorname{tg} \alpha = V \cdot \sin \alpha \dots \dots \dots 75b)$$

In diesen Gleichungen ist z_A der Abstand des Durchstoßpunktes der nach Bäseler sogenannten u-Achse durch die Radscheibe vom Radaufstandspunkt A. In der gleichen Weise gilt für den Aufstandspunkt A' des anderen Rades in Richtung der Radebene:

$$(v_y)' = \omega_y \cdot z_{A'} = V \cdot \cos \alpha \cdot \frac{z_{A'}}{r_r} \dots \dots \dots 76a)$$

senkrecht zur Radebene:

$$(v_x)' = V \cdot \sin \alpha = \omega_y \cdot r_r \cdot \operatorname{tg} \alpha \dots \dots \dots 76b)$$

Damit wird die resultierende Verschiebe-Geschwindigkeit im Aufstandspunkt A

$$(v) = \sqrt{(v_y)^2 + (v_x)^2} = \omega_y \sqrt{z_A^2 + (r_r \cdot \operatorname{tg} \alpha)^2} \dots \dots \dots 77a)$$

im Aufstandspunkt A':

$$(v)' = \sqrt{(v_y)'^2 + (v_x)'^2} = \omega_y \sqrt{z_{A'}^2 + (r_r \cdot \operatorname{tg} \alpha)^2} \dots \dots \dots 77b)$$

Es ist jetzt zu untersuchen, ob diese Verschiebe-Geschwindigkeiten der Räder in Bezug auf die Schienen in der Berührungsfläche reine Gleitgeschwindigkeiten der aufeinander gleitenden Flächen sind, oder ob die elastische Verformung eine Änderung hervorruft.

Zuerst sei näher untersucht das in der Berührungsfläche auftretende Längsgleiten und die Verteilung der Längsgleitgeschwindigkeit über die Berührungsfläche. Der durch das Längsgleiten wachgerufene Reibungswiderstand ist bei dem kleineren Rad nach rückwärts gerichtet, da bei T des Radsatzes gleich Null in seinem Aufstandspunkt A' dieses nach vorwärts gleitet. Dieser Reibungswiderstand bringt wieder Verformungen mit sich. Diese Verformungen aber ergeben, wie schon früher

gezeigt, auch eine Veränderung der Größe der Gleitgeschwindigkeit in der Berührungsfläche und in ihrer Nähe, siehe Bild 1a. Im Einlauf in der Berührungsfläche werden die Fasern des kleineren, nach vorwärts gleitenden Rades gedehnt, die der Schiene gestaucht. Die Folge ist, daß hier die Fasern der Schiene in Gleitrichtung vorgeschoben werden, die des Rades aber im Verhältnis zur Schiene zurückbleiben. Beides bewirkt eine Verringerung der Relativ-Geschwindigkeit zwischen Rad und Schiene. Im Auslauf der Berührungsfläche ist es genau umgekehrt. Die Fasern des Rades werden gestaucht, die der Schiene gedehnt, d. h. sie vergrößern noch die Relativ-Geschwindigkeit zwischen Rad und Schiene. Die Art des Verlaufs der Längsgleitgeschwindigkeit im Bereich der Berührungsfläche zeigt Bild 1a. Der genauere Verlauf der Gleitgeschwindigkeit in Umfangsrichtung in der Berührungsfläche kann auch mit den Gleichungen, die im ersten Teil dieser Arbeit entwickelt worden sind, rechnerisch verfolgt werden, denn der hier stattfindende Vorgang ist nur eine Umkehrung des früheren Vorgangs, wie er bei den Versuchen von Sachs usw. auftrat. Hier wird durch das Gleiten, erzwungen durch die ungleichen Raddurchmesser, eine Reibungskraft T erzeugt, die die Räder verformt, während früher eine Kraft T die Verformung erzeugte und damit eine Gleitung in der Berührungsfläche hervorruft. Der Verlauf der Seitengleitgeschwindigkeit ist in Bild 1b skizziert.

Um die Richtung der Reibungskraft in der Berührungsfläche zu finden, sind Längsgleiten und Quergleiten in jedem einzelnen Punkt der Berührungsfläche geometrisch zu addieren. Die resultierenden Gleitgeschwindigkeiten an den verschiedenen Stellen der Berührungsfläche sind nicht gleichgerichtet. Ginge man genau vor, so müßte an jeder einzelnen Stelle der Berührungsfläche diese Addition der Geschwindigkeitskomponenten vorgenommen werden und die zugehörige Gleitreibungskraft $\mu \cdot dN$ in dieser Wirkungslinie, entgegengesetzt gerichtet der Gleitgeschwindigkeit, eingetragen werden. Man hätte also eine ganze Schar verschieden gerichteter Gleitgeschwindigkeiten, zu denen eine Schar entgegengesetzt gerichteter Gleitreibungskräfte $\mu \cdot dN$ gehörte. Dann könnte aus Größe und Richtung der Einzel-Reibungskräfte die Resultierende nach Größe und Richtung gefunden werden. Ein solches Verfahren ist sehr zeitraubend und auch nur näherungsweise möglich. Im folgenden soll nun versucht werden, eine einfache Näherung zu entwickeln, die wenigstens eine Übersicht über die Verhältnisse gibt.

Wie in Bild 1a schematisch angedeutet, schwankt die Längsgleitgeschwindigkeit um ihren Mittelwert $V \cdot \cos \alpha \cdot z_A / r_r$, der in Bild 1a als Δu eingetragen ist, in gleichem Maß nach oben und unten. Die Bestimmung dieses Mittelwertes aus dem Schlupf ist relativ leicht. In erster Annäherung kann man also annehmen, daß $V \cdot \cos \alpha \cdot z_A / r_r$ die mittlere Geschwindigkeit über der ganzen Berührungsfläche ist. Hierbei wird wohl vernachlässigt, daß, gerade bei den geringen Gleitgeschwindigkeiten, sich der Unterschied in den Längsgleitgeschwindigkeiten dahin auswirkt, daß im Ablaufteil der Berührungsfläche bei der höheren Gleitgeschwindigkeit eine höhere Gleitreibungskraft, entsprechend dem höheren Gleitreibungswert, gegenüber dem Einlaufteil auftritt. Der Einfluß des Ablaufteils ist also etwas größer, die mittlere Gleitgeschwindigkeit müßte also eher etwas höher als $V \cdot \cos \alpha \cdot z_A / r_r$ angenommen werden. Die Quergleitgeschwindigkeit ist schwieriger zu schätzen, besonders bei den in diesem Fall besonders interessierenden geringen Anlaufwinkeln. Entsprechende Näherungswerte können nur aus den entsprechenden Versuchen genügend genau ermittelt werden. Leider ist bei den Versuchen des VMEV nicht angegeben, bei welcher Fahrgeschwindigkeit die Versuche ausgeführt worden sind. Ferner sind die Längskräfte nicht gemessen worden. Auch hier ist nicht ohne weiteres vorauszusagen, welchen Einfluß die Größe der Fahrgeschwindigkeit auf die Steigerung

des Verhältnisses S/N bei konstantem Schräglaufwinkel hat. Bestimmt ist die Quergleitgeschwindigkeit als Mittelwert nicht in ihrer vollen Größe einzusetzen, also nicht $V \cdot \sin \alpha$, sondern nur ein Bruchteil davon, etwa $\psi \cdot V \cdot \sin \alpha$. Hierbei ist ψ ein Berichtigungskfaktor, dessen Abhängigkeit von der Rollgeschwindigkeit und vom Schräglaufwinkel α noch näher zu untersuchen ist.

$$\psi = \frac{v_{sm}}{V \cdot \sin \alpha}$$

Der Wert ψ gibt also das Verhältnis der „gedachten mittleren Seitengleitgeschwindigkeit“ v_{sm} zur „Quer-Verschiebe- geschwindigkeit“ $V \cdot \sin \alpha$ an. Es wird also so gerechnet, als ob in der ganzen Berührungsfläche eine konstante mittlere Seitengleitgeschwindigkeit herrsche, eben die „gedachte mittlere Seitengleitgeschwindigkeit“, die so groß ist, daß der Reibungs- widerstand zur Überwindung der Seitenkraft S ausreicht. Der Wert hat keinerlei physikalische Bedeutung, er ist ledig- lich ein Rechnungswert.

Damit werden in erster Näherung die für die Richtung der Reibungskraft maßgebenden Komponenten der „mittleren Seiten-Gleitgeschwindigkeit“ v_{sm} in der Berührungsfläche für den Aufstandspunkt A:

$$v_x = \frac{z_A}{r_r} \cdot \cos \alpha \cdot V = \omega_y \cdot z_A \quad \dots \quad 78a)$$

$$v_{sm} = v_y = V \cdot \sin \alpha \cdot \psi = \omega_y \cdot r_r \cdot \text{tg } \alpha \cdot \psi \quad \dots \quad 78b)$$

Für den Aufstandspunkt A'

$$v'_x = \frac{z_{A'}}{r_r} \cdot \cos \alpha \cdot V = \omega_y \cdot z_{A'} \quad \dots \quad 79a)$$

$$v'_{sm} = v'_y = \omega_y \cdot r_r \cdot \text{tg } \alpha \cdot \psi = V \cdot \sin \alpha \cdot \psi \quad \dots \quad 79b)$$

Die gedachte mittlere Geschwindigkeit in der Berührungs- fläche ist:

$$v_m = \sqrt{v_x^2 + v_y^2} = \omega_y \cdot \sqrt{z_A^2 + (\psi \cdot \text{tg } \alpha \cdot r_r)^2} \quad \dots \quad 80a)$$

$$v'_m = \sqrt{v'^2_x + v'^2_y} = \omega_y \cdot \sqrt{z_{A'}^2 + (\psi \cdot \text{tg } \alpha \cdot r_r)^2} \quad \dots \quad 80b)$$

Der in der Berührungsfläche auftretende Gleitreibungs- widerstand ist $\mu \cdot dN$ bzw. $\mu \cdot dN'$, wobei μ eine Funktion der „mittleren“ Gleitgeschwindigkeit v bzw. v' ist. Dieser Gleit- reibungswiderstand wird wie die mittlere Gleitgeschwindigkeit in zwei Komponenten zerlegt. Die Kraftkomponenten in Rad-Umfangsrichtung werden mit K bzw. K' , die senkrecht zur Radebene stehenden werden mit G bzw. G' bezeichnet. Es gilt:

$$K = \mu \cdot N \cdot \frac{v_x}{v_m} \quad \dots \quad 81a), \quad K' = \mu \cdot N' \cdot \frac{v'_x}{v'_m} \quad \dots \quad 81b)$$

$$G = \mu \cdot N \cdot \frac{v_y}{v_m} \quad \dots \quad 82a), \quad G' = \mu \cdot N' \cdot \frac{v'_y}{v'_m} \quad \dots \quad 82b)$$

oder, nach Einsetzen der entsprechenden Werte von $v_x, v'_x, v_y, v'_y, v_m$ und v'_m :

$$K = \mu \cdot N \cdot \frac{z_A}{\sqrt{z_A^2 + (\psi \cdot \text{tg } \alpha \cdot r_r)^2}} \quad \dots \quad 81c),$$

$$K' = \mu \cdot N' \cdot \frac{z_{A'}}{\sqrt{z_{A'}^2 + (\psi \cdot \text{tg } \alpha \cdot r_r)^2}} \quad \dots \quad 81d),$$

$$G = \mu \cdot N \cdot \frac{r_r \cdot \psi \cdot \text{tg } \alpha}{\sqrt{z_A^2 + (\psi \cdot \text{tg } \alpha \cdot r_r)^2}} \quad \dots \quad 82c),$$

$$G' = \mu \cdot N' \cdot \frac{r_r \cdot \psi \cdot \text{tg } \alpha}{\sqrt{z_{A'}^2 + (\psi \cdot \text{tg } \alpha \cdot r_r)^2}} \quad \dots \quad 82d).$$

Aus Bild 39 ist die geometrische Beziehung abzulesen:

$$h = z_A + z_{A'} = \Delta r + \Delta r' \quad \dots \quad 83).$$

Unter der Annahme, daß das Gleichgewicht eines Rad- satzes für sich bestimmt werden kann, bestehen für dieses Gleichgewicht folgende Gleichgewichtsbedingungen (siehe Bild 40).

Gleichung der Längskräfte (x-Richtung)

$$T - T' + K' - K = 0 \quad \dots \quad 84).$$

Gleichung der Querkräfte (y-Richtung)

$$H - G - G' = 0 \quad \dots \quad 85),$$

Gleichung der lotrechten Kräfte (z-Richtung)

$$N + N' - 2Q = 0 \quad \dots \quad 86),$$

Momente um eine in x-Richtung durch A gehende Achse

$$N' \cdot s - Q \cdot s \mp H(r + \Delta r) \pm G' \cdot 2 \Delta r = 0 \quad \dots \quad 87),$$

Momente um eine in y-Richtung durch A gehende Achse

$$T(r + \Delta r) - T'(r + \Delta r') + K' \cdot 2 \cdot \Delta r = 0 \quad \dots \quad 88),$$

Momente um eine in z-Richtung durch A gehende Achse

$$T \cdot t + T'(t + s) - K' \cdot s = 0 \quad \dots \quad 89).$$

Die unteren Vor- zeichen gelten, wenn die Seitenkraft H auf der anderen Seite der Achse, wie in Bild 40 gezeigt, angreift. Bekannt sind in diesen Gleichungen die Größen α, r_r, h, s, t und Q , unbekannt sind die Kräfte $N, N', T, T', K, K', G, G', H$ und der Wert ψ , ferner die Maße z_A und $z_{A'}$. Das sind zwölf Unbekannte, zu deren Lösung zwölf Gleichungen zur Verfügung stehen. Bei der Durchrechnung der entsprechenden Ver- suche des VMEV ist auch die Größe H gegeben als Funktion des Schrägstellwinkels α . Die Richtung der resul- tierenden Reibungskraft $\mu \cdot N$ bzw. $\mu \cdot N'$ schließt mit der Achsparallelen den Winkel ξ bzw. ξ' ein.

Bei der Durchrechnung der entsprechenden Ver- suche des VMEV ist auch die Größe H gegeben als Funktion des Schrägstellwinkels α . Die Richtung der resul- tierenden Reibungskraft $\mu \cdot N$ bzw. $\mu \cdot N'$ schließt mit der Achsparallelen den Winkel ξ bzw. ξ' ein.

Die Richtung der resul- tierenden Reibungskraft $\mu \cdot N$ bzw. $\mu \cdot N'$ schließt mit der Achsparallelen den Winkel ξ bzw. ξ' ein.

$$\text{tg } \xi = \frac{z_A}{r_r} \cdot \frac{1}{\text{tg } \alpha \cdot \psi} \quad \dots \quad 90a) \quad \text{tg } \xi' = \frac{z_{A'}}{r_r} \cdot \frac{1}{\text{tg } \alpha \cdot \psi} \quad \dots \quad 90b)$$

In diesen Gleichungen sind die Größen $r_r, z_A, z_{A'}, \alpha$ gegeben bzw. aus der Lehre vom Fahrzeuglauf als berechenbar anzu- sehen. Lediglich der Wert ψ ist noch näher zu bestimmen. Der Wert ψ ist, nach den Versuchen des VMEV, abhängig von der Fahrgeschwindigkeit. Einen Anhalt für die Größe des Wertes gibt Bild 41. Diese Kurve ist aus den Versuchen des VMEV mit dem Modellwagen errechnet, siehe Tafel V. Da die Fahrgeschwindigkeit dieser Versuche unbekannt ist, erhebt diese Kurve, Bild 41, keinen Anspruch auf Vollständigkeit. Aus Tafel V ist noch zu ersehen, daß ψ abhängig von α ist, weiter ist zu bemerken, daß z_A und $z_{A'}$ abhängig sind von Δr und α .

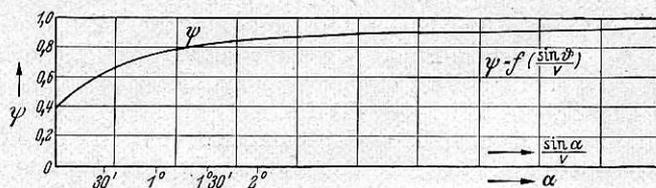


Bild 41. Faktor ψ , ermittelt für die Versuche des VMEV mit dem Modellwagen.

Aus der gegebenen Gleitgeschwindigkeit kann jetzt die Reibungskraft berechnet werden. Unter Annahme der Ab- hängigkeit der Gleitreibungsziffer von der Gleitgeschwindigkeit nach Bild 10a und unter Berücksichtigung der elastischen Ver- formungen der Berührungsfläche von Rad und Schiene und ihrer Einwirkung auf die Gleitgeschwindigkeit können alle Versuchsergebnisse von Sachs, Jahn, Davies und des VMEV wohl hinreichend genau qualitativ erklärt werden.

Tafel V.

Δ r	mm	0,5				0,25				0,5				0,25			
		174,11				174,11				148,7				148,7			
Q nach Vers. Ber.	kg	2°	1°30'	1°	0°30'	2°	1°30'	1°	0°30'	2°	1°30'	1°	0°30'	2°	1°30'	1°	0°30'
α	°																
μ' nach Vers. Ber.		0,154	0,137	0,115	0,073	0,1575	0,141	0,123	0,095	0,141	0,129	0,109	0,696	0,145	0,134	0,115	0,086
μ		0,1575	0,144	0,127	0,11	0,1575	0,143	0,127	0,11	0,146	0,135	0,12	0,105	0,146	0,135	0,12	0,105
N (berechnet)	kg	160,41	161,8	163,9	167,4	160,0	161,0	163,8	167,4	137,6	138,9	140,2	143,3	137,4	138,3	139,7	142,5
N'	kg	187,8	186,4	184,3	180,9	188,3	187,0	184,3	180,8	159,8	158,5	157,1	154,1	160,0	159,1	157,6	154,8
G	kg	24,8	23,3	20,8	11,9	25,6	22,8	20,15	15,8	19,35	17,8	15,2	19,7	20,0	18,45	16,2	12,6
G'	kg	28,8	26,5	23,6	13,45	29,5	26,3	22,8	17,5	22,7	20,6	17,2	10,97	23,3	21,25	18,4	12,9
K	kg	4,99	7,12	9,42	14,0	3,03	3,67	5,12	9,36	4,57	5,75	7,75	11,5	2,36	2,97	4,33	7,6
K'	kg	6,8	7,17	9,8	14,7	3,26	3,71	5,22	9,52	4,58	5,77	7,85	11,95	2,34	2,99	4,21	7,74
ξ	°	13° 17'	17° 52'	26° 57'	49° 45'	6° 44'	9° 8'	14° 15'	30° 33'	13° 17'	17° 52'	26° 57'	49° 45'	6° 44'	9° 8'	14° 15'	30° 33'
ξ'	°	11° 22'	15° 43'	24° 32'	47° 28'	5° 40'	8° 1'	12° 52'	28° 36'	11° 22'	15° 43'	24° 32'	47° 28'	5° 40'	8° 1'	12° 52'	28° 36'
zA	mm	0,54	0,534	0,527	0,52	0,27	0,267	0,263	0,26	0,54	0,543	0,527	0,52	0,27	0,267	0,263	0,26
zA'	mm	0,46	0,466	0,473	0,48	0,23	0,233	0,237	0,24	0,46	0,466	0,473	0,48	0,23	0,233	0,237	0,24
ψ		0,82	0,79	0,74	0,63	0,82	0,79	0,74	0,63	0,82	0,79	0,74	0,63	0,82	0,79	0,74	0,63

Zusammenfassung.

Zusammengefaßt kann gesagt werden, daß die Gleitreibungsziffer abhängig ist: 1. von der Oberflächenbeschaffenheit der aufeinander gleitenden Flächen, 2. von der Gleitgeschwindigkeit und 3. von der Flächenpressung.

Zu 1. ist zu sagen: Eine eindeutige und leicht wiederherstellbare Charakterisierung der sich berührenden Oberflächen gibt es bis heute nicht. Eine Abhängigkeit der Gleitreibungsziffer von der Oberflächenbeschaffenheit kann nur sehr schwer gegeben werden. Für die später angegebenen Grenzwerte für die Gleitreibungsziffer wird ein „normaler“ Betriebszustand

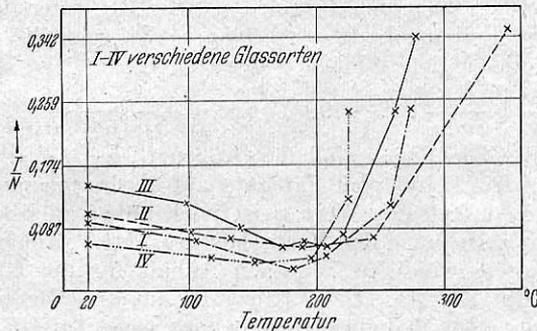
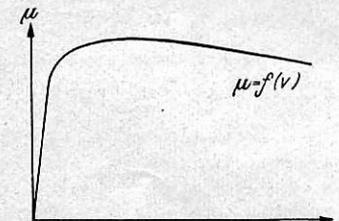


Bild 42. Gleitreibungswert in Abhängigkeit von der Temperatur. Versuche von Jakob.

der Oberflächen von Rad und Schiene vorausgesetzt, ohne eine genauere Beschreibung als folgende: Die Oberflächenbeschaffenheit wird als glatt, trocken und vollkommen rostfrei, wie sie sich in längerem Betrieb einstellt, angenommen. Ein weiterer Einfluß, der auch zu Punkt 1. gezählt werden kann, ist die Art und das Verhalten des Zwischenmediums. Es ist bekannt, daß die Gleitreibungsziffer verschieden ist, wenn das Getriebe in Luft oder in einem anderen Gas läuft, oder wenn eine Schmierflüssigkeit vorhanden ist. Auch dieser Einfluß kann wegen Mangel an Unterlagen nicht, wenigstens nicht für Rad und Schiene, gegeben werden. Auch bei den Versuchen des VMEV ist nichts über die Luftfeuchtigkeit usw. ausgesagt.

Schließlich besteht noch eine Abhängigkeit der Gleitreibungsziffer von der Temperatur in der Berührungsfläche. Messungen hat auch darüber Jakob angestellt. Nach diesen Versuchen scheint die Gleitreibungsziffer mit zunehmender Temperatur zuerst bis etwa 150 bis 200°C abzunehmen und dann wieder anzusteigen. Für Stahl auf Stahl können mangels Unterlagen keine Werte angegeben werden, doch ist wohl ein Sinken der Gleitreibungsziffer mit wachsender Temperatur zu erwarten.

Zu Punkt 2. Die Annahme der Abhängigkeit der Gleitreibungsziffer von der Gleitgeschwindigkeit nach den Versuchen von Jakob u. a. dürfte wohl durch die vorhergegangene Rechnung des Versuches von Sachs und des VMEV, deren Ergebnis in allen Punkten mit dem der Rechnung übereinstimmt, als gerechtfertigt gelten. Der grundsätzliche Verlauf der Abhängigkeit der Gleitreibungsziffer von der Gleitgeschwindigkeit bis zu hohen Werten dieser ist wohl



der in Bild 43 gegebene. Der Höchstwert der Gleitreibungsziffer wird schon bei ganz geringen Gleitgeschwindigkeiten von einigen mm/s erreicht. Die Tafel VI gibt nach den herangezogenen Versuchen die Grenzen für diesen Höchstwert.

Tafel VI.

Versuch von	Werkstoffe	μ _{max}	Gleitgeschw. bei	Flächenpress.
			μ _{max}	
			cm/s	kg/cm ²
Coulomb	Eisen auf Eiche . .	?	26	?
	Kupfer auf Eiche . .	?	50	?
Jakob	Mess. auf Mess. . . .	0,1025	0,3	60
	Mess. auf Mess. . . .	0,1085	0,2	0,0035
	Stahl auf Mess. . . .	0,115	0,5	60
	Glas auf Glas	?	0,2	?
Skutsch.	Leder auf Stahl . .	0,84	107	0,285
Sachs	Leder auf Stahl . .	0,28	800	?
	Stahl auf Stahl . .	0,41	0,2	
Davies	Stahl auf Stahl . .	0,1	0,12	

Geht die Gleitgeschwindigkeit über den Wert von einigen m/s hinaus, so beginnt die Gleitreibungsziffer wieder abzunehmen. Die entsprechenden Versuche sind, wie schon erwähnt, von Metzko w mit Gußeisen und Holz auf Stahl unternommen

worden. Ob der Größtwert der Gleitreibungsziffer auch abhängig ist von der Fahrgeschwindigkeit, ist noch fraglich. Die Versuche des VMEV zeigen für die Fahrgeschwindigkeiten 5, 20 und 50 km/h den gleichen oberen Wert für das Verhältnis S/N und damit indirekt auch für die Gleitreibungsziffer. In der Literatur sind aber Angaben zu finden, nach denen der Größtwert der Gleitreibungsziffer mit steigender Fahrgeschwindigkeit abnimmt. Diese Versuche sind aber alle mit elektrischen oder Dampflokomotiven angestellt worden und zwar auf der freien Strecke. Bei diesen Versuchen sind die Gründe für die Abnahme von T/N im folgenden zu suchen: 1. mit der steigenden Fahrgeschwindigkeit wächst die Laufruhe und die Erschütterung, dadurch werden mehr oder weniger große Belastungsänderungen hervorgerufen, die ein Schleudern begünstigen; 2. mit steigender Fahrgeschwindigkeit wächst auch die Ungleichmäßigkeit der übertragenen Umfangskraft. Dies letztere tritt bei Dampflokomotiven in weit stärkerem Maße hervor, als bei elektrischen Lokomotiven. Darum sinkt auch mit steigender Fahrgeschwindigkeit der Wert T/N scheinbar bei den Dampflokomotiven schneller als bei den elektrischen. Die bei diesen Versuchen

ermittelten T/N-Werte sind also solche, bei denen noch eine einigermaßen sichere Übertragung der Umfangskraft möglich ist, sie sind also die „nutzbaren“, nicht die wirklichen Werte. Die obere Grenze ist dabei abhängig von der Laufruhe und der Gleichmäßigkeit der Umfangskraft am Triebhabe. Die Gleitgeschwindigkeit liegt auch bei den höchsten Fahrgeschwindigkeiten, bei schleudernfreiem Fahren, im Bereich von einigen cm/s. Die Neigung zum Schleudern ist aber abhängig von der höchsten auftretenden Umfangskraft. Tritt erst einmal Schleudern ein, so steigt die Gleitgeschwindigkeit von einigen cm/s auf mehrere m/s, dann aber ist der T/N-Wert entsprechend den Versuchen von Metzko geringer. Außerdem dürfte auch die beim Schleudern in der Berührungsfläche auftretende höhere Temperatur ein weiteres Sinken der Gleitreibungsziffer herbeiführen.

Zu Punkt 3. Bekannt ist, daß die Gleitreibungsziffer mit steigender Flächenpressung sinkt. Die Versuche des VMEV bestätigen die Versuche von Kimball, nach denen der Höchstwert der Gleitreibungsziffer bei um so geringerer Gleitgeschwindigkeit liegt, je höher die Flächenpressung ist.

Rundschau.

1'D 2' - Vierzylinderverbund - Gebirgs - Schnellzuglokomotive der Norwegischen Staatsbahnen.

Die Norwegischen Staatsbahnen stellten im Jahre 1936 drei Stück einer 1'D 2' -Vierzylinderverbund-Lokomotive versuchsweise in Dienst, die jetzt nach einigen Verbesserungen der Bauart ihre vorläufig endgültige Gestalt, Bild 1, erhalten hat. Von der neuen Reihe, die aus der Lokomotivfabrik der Fried. Krupp A. G., Essen, hervorgegangen ist, sind neun Stück dieser deutschen und sechs Stück der Erbauerin der ersten Versuchslokomotiven, der norwegischen Firma Thunes mek. Vaerksted, Oslo, in Auftrag gegeben bzw. bereits geliefert.

Die Lokomotiven müssen auf der Steigung 1:55 Züge von 300 t mit einer Geschwindigkeit von 60 km/h befördern und dabei ihre größte Leistung abgeben sowie den günstigsten Dampfverbrauch erreichen. Die größten Steigungen betragen 1:40. Da die Höchstgeschwindigkeit wegen der kleinen Gleisbogenhalbmesser auf etwa 90 km/h beschränkt bleibt, war ein Treibraddurchmesser von 1530 mm ausreichend. Der Achsdruck ist wegen des leichten Oberbaues auf 15,5 t begrenzt. Schon beim ersten Entwurf wurde auf Gewichtsparsnis großer Wert gelegt. Auch sonst weisen die Lokomotiven bemerkenswerte Einzelheiten auf.

Doppelte Dampfdehnung ist gewählt, um an Kohle, die nach Norwegen eingeführt werden muß, zu sparen und um bei den hohen Umdrehungszahlen der gekuppelten Räder einen möglichst ruhigen Lauf zu erzielen. Die Wasserersparnis ist bei den starken Steigungen aus Gewichtsgründen erwünscht. Die Lokomotive muß Gleisbogen von 120 m Halbmesser langsam durchfahren können. Die Steigungen sind bogenreich mit Halbmessern bis zu 250 m. Vorauslaufend ist ein gewöhnliches Krauss-Helmholtz-Deichselgestell verwendet, während hinten ein zweiachsiges Bisselgestell angeordnet ist, dessen Drehpunkt rund 800 mm vor der vorderen Laufgestellachse liegt. Diese Bauart ergab schon bei der ersten Ausführung, wie Maschinendirektor Olaf Storsand berichtet, eine starke Verminderung des Verschleißes der Spurräder der hinteren Kuppelräder. Bei Rückwärtsfahrt ist die Geschwindigkeit auf 45 km/h beschränkt. Das Helmholtz- wie das Bisselgestell weisen die üblichen Rückstellfedern und regelbare hydraulische Dämpfungsvorrichtungen auf, deren Arbeitsflüssigkeit eine Mischung von 60 Teilen Glycerin, 38 Teilen Wasser, 1,9 Teilen Chromkali und 0,1 Teilen Ätznatron ist, die bis -20°C frostbeständig bleibt. Beide Drehgestelle sind ganz geschweißt. Die Achsen des Bisselgestells sind in das Federsystem der Kuppelachsen einbezogen. Der vordere Lauftradsatz ist als Leichttradsatz, Bauart Krupp, ausgeführt, der gegenüber dem normalen Speichen-

radsatz eine Gewichtsparsnis von 300 kg bringt. Angetrieben wird die dritte gekuppelte Achse. Die inneren Kurbelarme sind mit Frémont-Ausschnitt samt Schrumpfband versehen. Die zweite Kuppelachse ist um 75 mm gekröpft, damit sie den inneren Treibstangen ausweichen kann. Treib- und Kuppelachslager weisen an Stelle der Rotgußlagerschalen einen Weißmetallausguß auf, der in die Stahlguß-Achsbüchse eingegossen ist, eine Leichtbauweise, die in Norwegen seit 1927 mit gutem Erfolg ausgeführt wird. Für den Notlauf sind zwei Rotgußleisten in der Lagerlängsrichtung eingesetzt. Die äußeren Treibstangen und die Kuppelstangen besitzen geschlossene Lager ohne Nachstellung, die

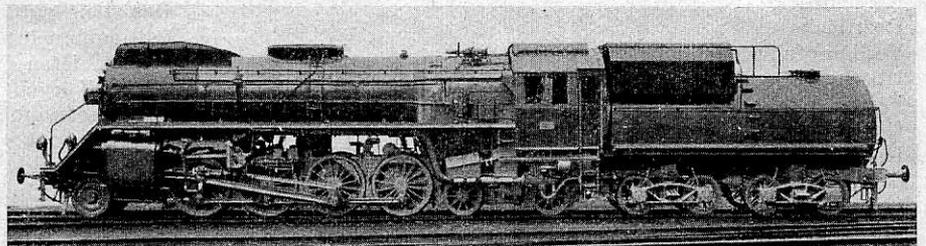


Bild 1.

1'D 2' -Heißdampf-Vierzylinder-S.-Lokomotive der Kgl. Norwegischen Staatsbahnen.

inneren Treibstangen Marineköpfe. Die Hochdrucktreibstangen sind kurz, die Hochdruckkolbenstangen sehr lang mit beweglicher Führung. Bei Zweiachsenantrieb wären die Gegengewichte insgesamt um rund 450 kg schwerer geworden. Die Kolben sind dünnwandige Kastenkolben. Die Durchmesser aller vier Kolbenschieber betragen 300 mm; die Niederdruckschieber haben doppelte Ein- und Ausströmung. Als Anfahrventil wurde die bewährte Bauart Thunes verwendet, welche beim Anfahren einen Verbindendruck von 6 atü herstellt, so daß alle vier Zylinder sofort beaufschlagt sind. Nach etwa einer Radumdrehung schaltet das Ventil selbsttätig auf Verbundwirkung um. Die Umsteuerung kann mittels Schraube und Handrad erfolgen, wird aber gewöhnlich durch einen einfachen Preßluftmotor bedient. Der Antrieb der Innenschieber wird von der Heusinger-Außensteuerung mittels Übertragungswelle abgeleitet.

Der Kessel besteht zwecks Einhaltung der Gewichtsgrenzen aus Chrom-Molybdänstahl von 47 bis 56 kg/mm² Festigkeit, die ganz geschweißte Feuerbüchse aus Kruppschem Izett-Stahl II. Bewegliche Stehbolzen wurden in den gefährdeten Zonen reichlich verwendet. In die Feuerbüchse sind zwei Wasserkammern eingebaut mit der schon bewährten Stumpfschweißung am Übergang vom Hals zur Rohrwand. Der Überhitzer, Bauart W. Schmidt, ist für 400° C Dampf Temperatur bemessen. Die Überhitzerkasten

sind getrennt; auf dem Heißdampfteil ist ein Heißdampfregler, Bauart Wagner, angeordnet. Der Rost ist ein gewöhnlicher Planrost mit Kipprost.

Die 25 mm starken Rahmenbleche bestehen aus Stahl von 44 bis 53 kg/mm² Festigkeit und 20% Dehnung. Die Achslagerführungen sind von einer in Norwegen bereits bewährten Bauart, nämlich aus hochwertigem Stahlguß und in die Rahmenbleche eingeschweißt. Der Rahmen ist als Ganzes sehr kräftig gehalten, so daß er dem Frostauftrieb des Gleises und den hohen Beanspruchungen bei Schneepflugarbeiten völlig gewachsen erscheint. Die Federn einer Lokomotivseite sind in zwei Gruppen durch Längsausgleichhebel miteinander verbunden. Zwischen den vorderen Laufachsfedern ist noch ein Querausgleich eingebaut. Der Bremsklotzdruck beträgt an den einseitig gebremsten Kuppel- und hinteren Drehgestellrädern 60% des Achsdruckes. Das Führerhaus ist vollständig geschlossen, gegen den Tender zu durch einen Balg aus Segeltuch, und innen mit Holz bekleidet. Das Laufblech besteht aus Aluminium. Kessel und Zylinder sind mit Glasgespinnmatten isoliert und mit Glanzblech bekleidet.

Der Tender ist ebenfalls in Leichtbauweise in ganz geschweißter Vanderbilt-Bauart ausgeführt. Die stärke Kupplung zwischen Lokomotive und Tender hat an beiden Enden der Kupplungsstangen Kugelhälften, die eine völlig freie Einstellung des Tenders zur Lokomotive ermöglicht. Die Bleche des Wasserbehälters sind 5 mm, der Boden, durch den die Zug- und Stoßkräfte hindurchgehen, ist 10 mm stark. Unter einem Umlaufsteg befinden sich Kleider- und Werkzeugkasten. Das Ganze ruht auf zwei gewöhnlichen Fachwerk-Drehgestellen.

Die Hauptabmessungen von Lokomotive und Tender sind:

Lokomotive	
Spurweite	1435 mm
Durchmesser der HD-Zylinder	440 "
" " ND-Zylinder	650 "
Kolbenhub HD	650 "
" ND	700 "
Treibraddurchmesser	1530 "
Laufmaddurchmesser	988 "
Kesseldruck	17 kg/cm ²
Rostfläche	5 qm
Verdampfungsheizfläche	257 "
Überhitzerfläche	102 "
Fester Achsstand	3360 mm
Gesamtachsstand	11560 "
Kesselmitte über SOK	3000 "
Größte Höhe	4300 "
Leergewicht	88,6 t
Reibungsgewicht	62,0 "
Dienstgewicht	99,1 "
Tender	
Raddurchmesser	1000 mm
Wasservorrat	27,7 cbm
Kohlenvorrat	8,4 t
Leergewicht	18,4 "
Dienstgewicht	54,5 "
Achsstand, Lokomotive und Tender	18625 mm
Gesamtlänge, Lokomotive und Tender	22200 "

1'D2'h4v-Lokomotive der Norwegischen St. B. Von Olaf Storsand. Die Lokomotive, September 1941.

Schneider (München).

Die Geschwindigkeiten talwärts fahrender Eisenbahnzüge beim Versagen der Bremsen.

(Von Dipl.-Ing. A. Degen, Basel.)

Die Schweizer Bundesbahnen sind in den letzten zwei Jahren zweimal von Unfällen durch Versagen der Bremsen talwärts fahrender Eisenbahnzüge betroffen worden, am 11. August 1939 bei Domodossola und am 29. Juli 1941 bei Giornico. Der Verfasser berechnet die Geschwindigkeit eines Zuges bestimmter Zusammensetzung unter Annahme eines mittleren Gefälles zwischen zwei Durchgangspunkten und einer konstanten Gleisbogenkrümmung. Daran knüpft die Schriftleitung der Zeitschrift einige Bemerkungen über die Entgleisung am Piano Tondo-Tunnel bei Giornico. Es handelte sich dabei um einen leichteren Güterzug von rund

300 t mit einer elektrischen 1C+01-Lokomotive von 131 t Gewicht. Die Wagen hatten durchgehende Druckluftbremse und zudem waren am Schluß des Zuges zwei handgebremste Wagen; die Lokomotive hatte Westinghouse- und Handbremse, dazu elektrische Rekuperationsbremse. Bis 12 km nach Airolo konnte die Geschwindigkeit noch beherrscht werden. Alsdann trat die verhängnisvolle Beschleunigung ein, die nach weiteren 17 km zur Entgleisung führte. Dabei staute sich eine Anzahl Wagen vor der Tunnelmündung, während die Lokomotive sich abriß und laut unversehrtem Registrierstreifen des Geschwindigkeitsmessers auf der 25 vT. Rampe mit bis zu 120 km/h Geschwindigkeit noch 4 km weiterraste und in Giornico auf einen Güterzug prallte, dessen hinterste neun Wagen zusammenstauete um dann am Fuße des Bahndammes liegen zu bleiben. Der Lokomotivführer wurde wie durch ein Wunder nur leicht verletzt, zwei Bremser und fünf Soldaten der Bahnbewachung aber getötet. Die schweizerischen Wagen (außer einigen italienischen und tschechischen) waren mit der automatischen Drolshammer-Güterzugbremse ausgerüstet; ihre Bremsklötze waren fast durchgeschliffen, hatten also gewirkt. Die Ursache des Durchbrechens des Zuges ist noch nicht restlos geklärt. Die für 65 km/h Höchstgeschwindigkeit gebaute Lokomotive mit 1350 mm Treibraddurchmesser hat sich gut gehalten und ihre Rahmen sind durch die Formänderungsarbeit von 6,6 tkm nur verhältnismäßig wenig verbogen worden.

Schneider (München).

Schweiz. Bauztg. Bd. 118, Nr. 19, S. 217 (1941).

Gleisbogenberichtigung für den Schnellverkehr.

Um den Verkehr ihrer Stromlinienzüge zwischen Chicago und Los Angeles beschleunigen zu können, hat die Atchison, Topeka & Santa Fé-Bahn zunächst im Abschnitt östlich Kansas City, in den Staaten Illinois und Missouri eine Anzahl Gleisbogen verflacht und teilweise ganz beseitigt. Diese Maßnahme ist dem gesamten Personenverkehr wie auch dem Eilgüterverkehr zugute gekommen. Im ganzen wurden von 363 Gleisbogen 71 Bogen berichtigt, davon 11 beseitigt. Hierzu war eine Erd- und Felsbewegung von 1,7 Millionen Kubikmeter und eine Versetzung von 62 km Gleis nötig. Das Gleis wurde teils auf dem verbreiterten Unterbau verschoben, teils ganz neu verlegt. Nicht berichtigt wurden eine Anzahl Gleisbogen, deren Halbmesser eine gewisse Größe überschreitet und solche Kurven, in welchen noch andere Bedingungen die größte Fahrgeschwindigkeit begrenzen. Wo es aber wirtschaftlich gerechtfertigt werden konnte, wurden auch sehr flache Kurven noch gestreckt. Die Bahnlinie war vor 60 Jahren angelegt worden, und obwohl in ihr Gerade bis zu 32 km Länge vorkommen, sind scharfe Gleisbogen häufig, da zu jener Zeit weder deren Zahl noch Krümmung dem Verkehr irgendwie hinderlich waren. Besonders zwischen Ft. Madison (Jowa) und Bucklin (Mo.) besteht die über 160 km lange Strecke fast aus einer ununterbrochenen Aufeinanderfolge von Gleisbogen von R = 2750 m bis R = 460 m Halbmesser. Als Regel wurde bei der Berichtigung eine schärfste Kurve von R = 1250 m zugelassen, was aber nicht hinderte, daß man, wo es sich leicht ermöglichen ließ, Kurven bis zu einem Halbmesser von 1750 m, ja bis zu 2750 m verflachte. In mehreren Fällen konnten drei und vier aufeinanderfolgende Bogen durch einen oder zwei ersetzt werden. Nach amerikanischer Praxis werden nicht der Halbmesser und die Länge der Gleisbogen angegeben, sondern die „curvature“ in Graden und Minuten und der Winkel, den die äußersten Radien einschließen, der Zentriwinkel, ebenfalls in Graden und Minuten. Von einer Summe der Zentriwinkel aller berichtigten Gleisbogen von 2478° 34' konnten 365° 12' beseitigt werden. Auch dies ist ein Erfolg, der durch Verringerung der Anzahl der Kurven erreicht wurde, wenn auch die Verflachung der Kurven in erster Linie den Fortschritt gegenüber dem alten Zustand darstellt. Im folgenden seien zwei Beispiele für das Vorgehen bei der Gleisbogenberichtigung angegeben. Die Kurve Nr. 103 hatte ursprünglich einen Halbmesser von R = 460 m und einen Zentriwinkel von 42° 2', somit eine Länge von 336 m. Sie wurde verflacht auf R = 1250 m bei gleichem Zentriwinkel, also mit einer Länge von 915 m. Dazu mußten 1040 m Gleis verlegt und 86600 m³ Erde und Fels bewegt werden. An einer anderen Stelle konnte die Aufeinanderfolge einer 460 m Linkskurve von 130 m Länge, einer 460 m Rechtskurve von 413 m Länge, einer 525 m Rechtskurve von 178 m Länge und einer 920 m Linkskurve von 465 m Länge

durch einen einzigen, 790 m langen Gleisbogen von 1750 m Halbmesser und daran anschließende Gerade ersetzt werden, wobei 1390 m Gleis neu verlegt, 427 m verschoben und 218 000 m³ Erdreich bewegt werden mußten. Die vier alten Bogen hatten zu-

sammen eine Länge von 1186 m. Die Teilstrecke wurde also um fast 400 m Gleisbogen kürzer. Schneider (München).

Curve Reduction Speeds Streamliners on the Santa Fé. Rly Age Philadelphia, Bd. 111 (1941), Nr. 10, S. 369.

Bücherschau.

20000 Schriftquellen zur Eisenbahnkunde. 1941. Herausgegeben von Henschel & Sohn, GmbH., Kassel. Zusammengestellt und bearbeitet von Dr. Ing. Kurt Ewald, Oberingenieur, Kassel. Im Buchhandel durch Springer-Verlag, Berlin W 9. Preis geb. 9,50 *R.M.*

Der Lokomotivbau, der Lokomotivbetrieb und seine Grenzgebiete weisen eine Fülle von Teilproblemen auf, die meist schon über eine lange Entwicklung verfügen. Beim Wiederaufgreifen solcher Probleme wird es meistens interessant, ja öfters notwendig sein, auf diese Vorgänge zurückzugreifen. Auch wer über beträchtliche Literaturkenntnisse verfügt, weil er ein längeres Stück Entwicklung selber miterlebt hat, wird sich zwar der wichtigeren zurückliegenden Abhandlungen des betreffenden Teilgebietes erinnern, aber eine gewisse Sucharbeit doch aufwenden müssen, wenn seine Erinnerung an die Erscheinungs-Zeitschrift oder die Jahrgänge nicht ganz sicher ist. Der Jüngere, dem nicht jene älteren Aufsätze schon einmal durch die Hand gegangen sind, ist ohne Hilfe einer außerordentlichen Sucharbeit überantwortet, wenn er einen vollständigen Überblick über solche Probleme gewinnen will.

Ein vorzügliches Hilfsmittel ungewöhnlichen Umfangs stellen nun für beide die 20000 Schriftquellen dar, die Dr. Ewald mit anerkennenswertem, ja erstaunlichem Fleiß gesammelt und denen seine Firma, unsere größte Lokomotivbauanstalt Henschel, zum Erscheinen verholfen hat. Ich glaube, mich selbst zu jener ersten Kategorie rechnen zu dürfen, und habe zahlreiche mir in Erinnerung befindliche Aufsätze in dem Buch kontrollierend gesucht, und sie mit ganz wenigen Ausnahmen (z. B. eine Abhandlung aus der Anfangszeit der Verbundlokomotive) alle gefunden. Seltene Ausnahmen wollen aber bei der Fülle des Stoffes wenig bedeuten, ebenso, wenn man gelegentlich einmal die Einordnung an sich zitierter Aufsätze unter einem anderen Kapitel empfehlen würde. Insgesamt ist jedenfalls die Fülle und Vielseitigkeit außerordentlich, wobei auch die französische, englische und amerikanische Literatur herangezogen, und der Begriff der Grenzgebiete, wie Triebwagen, Wagenbau, Oberbau und allgemeine Gesichtspunkte sehr weiterherz gefaßt ist. Ein Buch, das ehrlichste Empfehlung und nach angemessener Zeit eine Neuauflage mit der weiterhin erschienenen Literatur verdient und das in der Bücherei keines wissenschaftlich arbeitenden Eisenbahn-, namentlich Lokomotivgenieurs fehlen dürfte.

Nordmann (Berlin).

Gestaltung und Wirtschaftlichkeit der Land-, Wasser- und Luftfahrzeuge. Von Prof. Dr.-Ing. F. Neesen, T. H. Danzig. (Erstes Buch: Der Einfluß der Geschwindigkeit auf die Gestaltung und Wirtschaftlichkeit der Land-, Wasser- und Luftfahrzeuge.) Mit 180 Abbildungen und 26 Tabellen im Text. Verlag von Gustav Fischer in Jena, 1940. Preis geb. 9,— *R.M.*

Das als Heft 10 der Schriftenreihe des Verkehrswissenschaftlichen Forschungsrats beim Reichsverkehrsministerium erschienene Buch stellt sich die sehr begrüßenswerte Aufgabe, durch Schaffung systematischer, nicht gefühlsmäßig bedingter Grundlagen, den Weg für eine wirklich zutreffende Beurteilung der einzelnen Verkehrsarten zu weisen. Für alle Verkehrsmittel, Personen- und Güterzüge der Eisenbahnen, Personenkraftwagen, Autobusse und Lastkraftwagen auf der Straße, Fahrgast- und Frachtschiffe auf See oder auf Flüssen, Flugzeuge und Luftschiffe, werden dazu Fahrwiderstände, Energieaufwand und Raumbedarf, aber auch die Beschaffungs- und Unterhaltungskosten, die Personalausgaben und der Einfluß auf die Gestaltungskosten der Fahrbahn, wie des Gleises, der Bahnhöfe und Hafenanlagen untersucht. Das geschieht in allen Fällen in gleicher, scharfsinniger Systematik und mit dem Versuch, gut begründete Zahlenunterlagen in die Rechnung einzuführen. Dabei warnt der Verfasser selbst im Vorwort davor, Einzelergebnisse aus dem Zusammenhang herauszureißen und als allgemeingültig zu betrachten; es bedürfe einer eingehenden Einarbeitung, bevor eine sinngemäße Übertragung auf praktisch

vorliegende Verkehrsfälle erfolgen könne. Kein Wunder, wenn bei solchem Aufbau der Arbeit und solcher Grundgesinnung das Buch schon eine Reihe warmer Besprechungen erfahren hat.

Naturgemäß kann sich eine derartige Abhandlung nicht auf bloße abstrakte Rezepte beschränken, sondern muß eine Anzahl charakteristischer Fälle wirklich zahlenmäßig durchrechnen. Und hier liegt nun doch die Möglichkeit vor, daß man als für den einzelnen Verkehrsfall sachkundiger Leser dem Zahlenmaterial in erheblichem Grade nicht beizupflichten vermag; jedenfalls ist der Unterzeichnete als näherer Sachkenner der Dampflokomotive in dieser Lage. Verhältnismäßig unerheblich dabei ist die Auflösung des Gesamtwirkungsgrades in sehr viele Teilwirkungsgrade, die meist gar nicht einzeln meßbar sind, freilich des unbedingt gleichmäßigen, logisch korrekten Vergleichs wegen herausgearbeitet wurden. Unzweckmäßig erscheint es, wenn als Ausgangspunkt der Typenbildung die 05-Lokomotive gewählt wird. Schwerwiegender ist es aber, daß der Dampfverbrauch für die Arbeitseinheit (PSih) rund 10% zu groß, die für die Ausbesserungskosten je Kilometer maßgebende Laufzeit zwischen zwei Hauptausbesserungen zu klein unterstellt ist. Und die geradezu monströsen Tender für die großen Geschwindigkeiten — sie entspringen der willkürlichen, aber starr, übrigens auch für das Seeschiff durchgehaltenen Forderung einer Reichweite von 500 km — wirken sich mit ihren enormen Gewichten nicht nur auf die notwendigen Leistungen, sondern auch auf Kapitaldienst, Ausbesserungskosten und Oberbaupflege weiter aus. Ob man sehr schnelle D-Züge 15 Wagen stark fahren wird, erscheint zweifelhaft, und sicher wird man gemischte Güterzüge nicht mit 100, Großraumgüterwagen nicht mit 150 km/h befördern, indem man riesige Lokomotivleistungen für den Luftwiderstand der nun einmal nicht windschnittigen Güterwagen aufwendet. Auf jeden Fall ist aber der Dampftrieb durch die genannten Umstände zu teuer dargestellt, und da ja der nicht besonders sachkundige Leser sich trotz des Vorbehalts des Verfassers zunächst an die Zahlen des Buches halten wird — sie können übrigens sogar tendenziös verwertet werden — so bekommt er in diesem Fall ein schiefes Bild.

Nur mit dieser Einschränkung verdient das Buch sein Lob, mit dem Wunsch, in einer zweiten Auflage auch ein verbessertes und betriebsfremde Fälle weglassendes Zahlenmaterial vorzufinden. Der streng logische Aufbau mit der Berücksichtigung aller Positionen wird aber dadurch nicht berührt, und als Methodik ist es, auch als erstmalige systematische Zusammenstellung dieses Fragenkomplexes im Schrifttum, zweifellos sehr zu begrüßen. Alle Stellen, die derartige Probleme zu durchdenken haben, werden es daher zweckmäßig in ihre Bücherei einstellen.

Nordmann (Berlin).

Hafenanlagen für Stückgutumschlag. Von Dr.-Ing. Arved Bolle, Hamburg. Springer-Verlag, Berlin 1941. Gr. 8°, 90 Seiten mit 88 Textabbildungen. Preis geb. 13,50 *R.M.*

Der Hauptteil des Buches behandelt in fünf Abschnitten die Einordnung des Stückgutumschlages in den Gesamthafen, die Wasser- und Landflächen, die Schuppen und Speicher, die Gleis-ausrüstung und die Kaistraßen. Kurze Begriffsbestimmungen leiten das Buch ein, in einigen Betrachtungen wirtschaftlich-technischer Art klingt es aus. Die Darstellung der Hafenanlagen stützt sich im wesentlichen auf Cauer. Nach dem Untertitel will das Buch ausgewählte Kapitel aus dem Seehafenbau bringen, doch ist die Binnenschiffahrt und ihr Umschlagbetrieb vielfach mitgestreift. Jedem Leser, der an der Hand des Buches Einführung und Überblick sucht, wird Genuß und Gewinn beschieden sein, denn der Verfasser schöpft aus dem Born reicher Erfahrungen: auch aus dem Ausland ist manches Beispiel herangezogen. Die Ausstattung des Buches ist gediegen und des bekannten Weltverlages würdig. Das Buch ist für Lehre und Anwendung gleichermaßen lobenswert. Ja, es sei gleich auf eine nah verwandte Schrift empfehlend mit hingewiesen: Wundram,

Mechanische Hafenausrüstungen. Springer-Verlag, Berlin 1939. Beide Bücher ergänzen sich ausgezeichnet und runden das Bild. Dr. Bloss.

Abstecken und Vermarken von Bogen nach dem Winkelbildverfahren. Zweite erweiterte Auflage. Leipzig 1941. Verlag Verkehrswissenschaftliche Lehrmittelgesellschaft. 209 Seiten mit zahlreichen Textabbildungen, 12 Seiten Zahlentafeln und 5 Bildtafeln. Reichbahn-Vorzugspreis 2,— *R.M.*, Ladenpreis 2,20 *R.M.*

Habent sua fata libelli. Das Absteckverfahren, das in dem vorliegenden Buche nach Nalenz, Höfer, Schramm benannt ist, wurde seinerzeit von Nalenz als Bogenberichtigungsverfahren angebahnt. Höfer hat diesem eine erweiterte Fassung gegeben. Unter seiner Hand wurde die Bogenberichtigung zu einem Absteckverfahren von einem als Standlinie gegebenen Gleisbogen aus. Für die mathematische Begründung ging Höfer von der Kreisevolvente aus. Dr.-Ing. habil. Schramm hat dem Verfahren mit dem Winkelbilde eine andere mathematische Einkleidung gegeben und u. a. den Übergangsbogen mit geschwungener Überhöhungsrampe hinzugetan. Nun galt es, das Verfahren den Fachgelehrten nahe zu bringen. Höfer hat dazu eine umfangreiche Lehr- und Vortragstätigkeit entfaltet, Schramm hat das Verfahren unermüdlich in Fachzeitschriften dargestellt. Schließlich hat sich Schramm der Mühe unterzogen, das Verfahren für den Lehrgebrauch bei der Deutschen Reichsbahn in allgemein faßlicher Form darzustellen. Das Ergebnis ist das nunmehr in 2. Auflage vorliegende Buch. Damit war dem nützlichen, ja unentbehrlichen Verfahren das allgemeine Verständnis, die breiteste Anwendung gesichert.

Die zweite Auflage konnte im wesentlichen den Aufbau der ersten beibehalten. Mit Recht sind einführend die oberbautechnischen Grundlagen klar herausgestellt, namentlich die zulässige Höchstgeschwindigkeit und die erforderlichen Längen der Übergangsbogen. Das Haupt- und Kernstück bildet dann wieder das Winkelbildverfahren, von Höfer früher Evolventenverfahren genannt. Anschließend sind zahlreiche Sonderaufgaben behandelt, wie die Gegenbogen ohne Zwischengerade und die Gleisverziehnungen. Neu ist in der 2. Auflage der Schlußabschnitt: Abstecken neuer Linien, Bogengeometrie. Er beschreibt gewisse vermessungstechnische Grundlagen, ferner verschiedene Parabelformen als Übergangsbogen, endlich kreisförmige Vorbogen doppelten Halbmessers als Ersatz für Übergangsbogen.

Es ist kaum mehr nötig, das Buch weiter zu empfehlen. Es hat seinen Weg zu den Fachleuten des Oberbaus und des Vermessungswesens gefunden, es gehört zu ihrem unentbehrlichen Rüstzeug. Und ebenso unentbehrlich ist es für die Heranbildung des Nachwuchses an technischen Mittel- und Hochschulen. Dr. Bloss.

Dr. Th. Krebs, Oberregierungsrat. Verkehrsprobleme des neuen Ostens, gesehen vom Standpunkt des Verkehrsdezernats und des Bevollmächtigten für den Nahverkehr beim Reichsstatthalter im Gau Wartheland. Schriften des Seminars für Verkehrswesen an der Martin-Luther-Universität Halle-Wittenberg. Heft 21. Halle (Saale) 1940. Akademischer Verlag Halle. 28 Seiten.

Die Schrift, der ein Vortrag des Verfassers vor dem Seminar für Verkehrswesen an der Martin-Luther-Universität Halle-Wittenberg zugrunde liegt, berichtet über einen Teil der umfangreichen Aufgaben, die die deutsche Verwaltung in den neuen Ostgebieten zu erfüllen hat. Die Verkehrsplanung im Reichsgau Wartheland, in dem der Verfasser als Verkehrsdezernat und Bevollmächtigter für den Nahverkehr beim Reichsstatthalter tätig ist, stellt hier besonders schwierige Probleme. Das planende und ordnende Eingreifen der staatlichen Verkehrspolitik findet naturgemäß in einem vom Kriege heimgesuchten und in 20 Jahren fremder Verwaltung vernachlässigten Gebiet ein viel weiteres Betätigungsfeld als anderwärts. Im Vordergrund stehen hierbei die Aufgaben der Einfügung der neuen Gebiete in das Großdeutsche Reich, die Festigung des deutschen Volkstums und die Kräftigung des örtlichen Wirtschaftslebens. Wie dies Programm seinen Niederschlag in zahlreichen verkehrspolitischen Einzelmaßnahmen findet, wird vom Verfasser auf Grund praktischer Erfahrungen in lebendiger Darstellung geschildert. Aus dem besonderen Aufgabenkreise des Verfassers heraus — zugleich aber

auch mit verursacht durch die besonders im ehemals russischen Teil des Warthelands bestehende Vernachlässigung der Schienenwege — steht bei dieser Darstellung der Straßenverkehr im Vordergrund. Eine enge Verbindung der neuen östlichen Gebietsteile mit dem Altreich und ihre wirtschaftliche Erschließung erfordert aber vor allem einen umfangreichen Ausbau des Schienennetzes. Im Gau Wartheland liegt hierfür angesichts der bestehenden Schienenarmut und der Falschorientierung des Netzes — vor allem im östlichen Teil — ein besonders dringendes Bedürfnis vor. Eine der Schrift beigegebene Karte zeigt die geplanten und bestehenden Hauptverkehrswege des Warthelands, unter denen sich auch eine Anzahl für später vorgesehener Eisenbahnstrecken befindet. Bis zu deren Ausbau muß aber, wie der Verfasser im einzelnen darlegt, der Straßenverkehr viele der jetzt besonders dringenden Aufgaben übernehmen. Die Schrift gibt im ganzen ein Bild aus der vielseitigen Kleinarbeit, die heute in den Ostgebieten geleistet werden muß. Ihr Wert liegt mehr in ihrer Eigenschaft als Tatsachenbericht aus dem heutigen Zeitgeschehen als auf wissenschaftlichem Gebiet. Dr. von Gersdorff (Berlin).

Leitfaden für den Dampflokomotivdienst von Leopold Niederstrasser, Oberreichsbahnrat. XXVIII, 532 Seiten. 343 teils mehrteilige Abbildungen, 5 Einlagen mit bemusterten Zeichnungen von 22 Einheitslokomotiven, 5 Tafeln, 3 mehrfarbige Schaltbilder der Hildebrand-Knorr-Bremse für Güterzüge, abwaschbares Kunstleder gebunden, Ladenpreis 8,50 *R.M.*, für deutsche Eisenbahner 7,— *R.M.* Verkehrswissenschaftliche Lehrmittelgesellschaft, Leipzig 1941.

Der „Niederstrasser“ ist wieder einmal da, diesmal schon in der 6. Auflage! In der kurzen Zeit von 6 Jahren ist er zu einem Begriff für jeden Eisenbahner geworden und hat die natürliche Erbschaft aller früheren Fachlehrbücher des Lokomotivdienstes angetreten, die meist Bauarten und Abbildungen von ehrwürdigem Alter brachten und hochbetagte Prüfer voraussetzten. Dieses Buch wird dauernd auf der Höhe der Entwicklung gehalten. Darum erübrigt sich eine allgemeine Würdigung; es genügt, auf die Änderungsmerkmale gegenüber der letzten Auflage hinzuweisen.

In erster Linie ist hier die neu systematisierte und vertiefte Behandlung der Druckluftbremse beachtlich; sie wird dem sehr weitgehenden Systemwechsel gerecht, den die Reichsbahn, unbemerkt selbst von der technischen Öffentlichkeit, in den letzten Jahren vorgenommen hat.

Weiterhin fällt das weitreichende Eingehen auf die baulichen Eigentümlichkeiten der Länderlokomotiven dadurch besonders auf, daß z. B. durch Einfügung von ostmärkischen Bauartmerkmalen wie Dabeg-Speiseverfahren, Ventilsteuerung u. a. m. der Umfang des Buches erheblich angeschwollen ist. Es wäre zu erwägen, ob es nicht ratsamer ist, einerseits einen Hauptband zu schaffen, der den allgemein gültigen Lehrstoff der Reichsbahn, d. h. ihre gültigen Bauarten, und vielleicht noch daneben wegen ihrer großen Verbreitung die ehemals preußischen Lokomotiven enthält, andererseits einige Ergänzungshefte mit den Eigentümlichkeiten der anderen Länder. Es wäre ein Weg, den Lernstoff auf das unbedingt Gebrauchte zu beschränken, denn auch der Prüfer wird im allgemeinen nur auf Bauarten eingehen, die dem Prüfling in seiner Heimat begegnen.

Aber das soll nur eine Anregung sein.

Auch der Verlag hat wiederum sein Bestes getan, das Buch ansehnlich und haltbar zu machen. R. P. Wagner (Berlin).

Ingenieure. Betrachtungen über Bedeutung, Beruf und Stellung von Ingenieuren. Von Friedrich Münzinger. 136 Seiten, 44 Abbildungen. Springer-Verlag, Berlin 1941. Preis Leinwand geb. 6,90 *R.M.*

Mit der vorliegenden Arbeit erfüllt der Verfasser einen schon lange vorhandenen Wunsch nach einem Buch über das Wesen der Ingenieurarbeit und die damit zusammenhängenden Fragen. Das Buch schildert am Entstehen und an den Folgen großer Erfindungen sowie am Leben berühmter Ingenieure, wie unerlässlich neben Wissen, Können und Fleiß, Charakter und Persönlichkeit für technisches Schaffen sind. In der Vergangenheit ist der Ingenieur durch einseitige Beschäftigung nur zu oft ein Sonderling geworden, was in der Öffentlichkeit nicht nur seinem Ansehen, sondern auch seiner Stellung zum Nachteil war. Die Aufgabe

der Ingenieure ist wissenschaftlich, politisch und kulturell. Der Ingenieur ist heute nicht mehr Einzelwerkzeug, sondern Glied einer großen Gemeinschaft zur Lösung gewaltiger, politisch bedingter Aufgaben des Staates.

Die Behandlung des vielseitigen Themas ist dem Verfasser gut gelungen. Das Buch ist aus der praktischen Erfahrung des Verfassers heraus geschrieben und zeichnet sich durch einen erstaunlich reichhaltigen Inhalt aus. Die Buchausstattung ist vorzüglich. Schüler, die vor der Berufswahl stehen, angehende und in der Praxis stehende Ingenieure werden das reizvolle Buch mit großem Genuß lesen. Es ist für die Werbung technischen Nachwuchses ganz besonders gut geeignet. Kreidler (Berlin).

Wärmetechnische Berechnung der Feuerungs- und Dampfkesselanlagen. Von F. Nuber. 9. Auflage. Verlag R. Oldenbourg, München 1941. 248 Seiten mit 40 Abb. Preis br. 3,80 R.M.

Welcher Beliebtheit sich das Taschenbuch erfreut, zeigt die rasche Aufeinanderfolge der Auflagen, von denen die nunmehr vorliegende neunte weitere Verbesserungen und Ergänzungen enthält. Das durch die übersichtliche Darstellung des behandelten Stoffes und durch sein handliches Format ausgezeichnete Büchlein ist sowohl für den Konstrukteur wie für den Betriebsleiter und Wärmeingenieur ein sehr brauchbares und Zeit sparendes Hilfsmittel bei der Lösung aller auf dem Gebiet der Wärmetechnik in den Feuerungs- und Dampfkesselanlagen sich ergebenden Aufgaben.

Im ersten Teil geht der Verfasser einleitend auf die allgemeinen wärmetechnischen Grundlagen ein. Nach einer kurzen ausreichenden Darstellung der wichtigsten Werte und Zusammenhänge im Bereich des Wasserdampfes und der Heizmittel werden alle wesentlichen Vorgänge bei der Verbrennung durch Zahlenbeispiele erläutert. Es folgt dann eine wiederum durch Beispiele lebendig gestaltete Abhandlung über die Rauchgase sowie die Verbrennungs- und Feuerraumtemperaturen. Weiter werden im ersten Teil, der vor allem für den Betrieb der Dampfkesselanlagen von Nutzen sein wird, eingehende Betrachtungen über Wärmeverluste und Wirkungsgrad, Brennstoffverbrauch und Verdampfungsziffer angestellt, entsprechende Beispiele durchgerechnet, und zum Schluß wird ein Verdampfungsversuch zahlenmäßig ausgewertet.

Der zweite Teil ist besonders für den Konstrukteur von Bedeutung, der hier in gedrängter, übersichtlicher Form die wichtigsten Unterlagen und Zahlenwerte für die Wärmeübertragung und die Bemessung der einzelnen Teile einer Dampfkessel-

anlage wie die Kesselheiz-, die Überhitzer- und die Nachschaltheizfläche (Speisewasservorwärmer, Lufterhitzer) findet. Mit Hilfe eines Zahlenbeispiels wird die Verteilung der Heizfläche auf Kessel, Überhitzer, Vorwärmer und Lufterhitzer näher erläutert. Durch die neu eingefügten Kapitel über Wärmeaustauscher und Wärmemischung hat das Taschenbuch eine weitere Vervollkommnung erfahren. Die Abhandlungen über Wärmespeicher, Rostfläche und Feuerraumgröße, Feuerzüge, Schornstein, Ventilatorzug, Untervindgebläse und Rohrleitungen bilden den Schluß des mit zahlreichen, das Verständnis erleichternden Beispielen versehenen zweiten Teiles.

In dem dritten Teil der Neuauflage ist ein besonderes Kapitel über Dampfkraftzeugung eingefügt, das mit seinen Rechnungsbeispielen eine wesentliche Erweiterung und Verbesserung bedeutet. Bei der Projektbearbeitung sind diese Darstellungen eine ausgezeichnete Hilfe für die Entscheidung über Kondensations- und Auspuffbetrieb, Dampfdruck und Dampftemperatur sowie Anzapf- und Gegendruckbetrieb. Die Ausführungen über die wärmetechnische Betriebsüberwachung und Dampfkostenermittlung geben dem Wärmeingenieur ausreichende Unterlagen für die Führung eines billigen und einwandfreien Betriebes. In der Abhandlung über die neuere Entwicklung der Dampfkesselanlage wird ein Überblick über das gesamte Gebiet mit Hinweisen auf die besondere Eignung und die Vor- und Nachteile der einzelnen Bauarten gegeben. Die Beispiele für die Berechnung von Kesselanlagen am Schluß des dritten Teiles sind durch eine thermodynamische Berechnung eines Zechenkraftwerkes für verschiedene Anfangsdampfzustände mit einer abschließenden Wirtschaftlichkeitsberechnung erweitert worden, so daß ein umfangreiches Zahlenmaterial in Vergleichsrechnungen zur Verfügung steht.

Der vierte Teil enthält Werte und bildliche Darstellungen für die wärmetechnischen Berechnungen. Ein Verzeichnis der Abbildungen und ein Sachverzeichnis sind zur Erleichterung der Verwendung hinzugekommen.

Das handliche und übersichtliche Taschenbuch hat mit seiner neunten Auflage durch die allgemeine Überarbeitung des gesamten Stoffes, die Umarbeitung und Neuaufnahme wichtiger Kapitel und die Angleichung der Tabellen an den augenblicklichen Stand der Technik an Wert gewonnen und dürfte dem wärmetechnischen Fachmann ein sehr willkommenes Hilfsmittel sein.

Müller (Berlin).

Persönliches.

Generaldirektor Dr.-Ing. e. h. Carl Köttgen 70 Jahre.

Dr.-Ing. e. h. Carl Köttgen, Generaldirektor i. R. der Siemens-Schuckert-Werke beging am 29. August d. J. seinen 70. Geburtstag. In Barmen geboren, besuchte er das dortige Realgymnasium und studierte dann als Schüler Slabys an der Techn. Hochschule Berlin-Charlottenburg. 1894 trat er bei S. & H. ein, wurde bald Leiter des Kraftübertragungsbüros, Prokurist und stellv. Direktor von S. & H. Seit 1908 war er Vorstandsmitglied der SSW., übernahm 1919 nach Rückkehr aus englischer Internierung die Leitung der Zentral-Werksverwaltung und 1921 den Vorsitz im Vorstand der SSW. bis er am 31. Januar 1939 in den Ruhestand trat. Er förderte vor allem den elektrischen Antrieb auf allen Anwendungsgebieten, bei den Schachtfördermaschinen, der Schiffstreibelei, den Walzwerken, den



Schiffsantrieben usw. Zahlreiche Veröffentlichungen, namentlich auf wirtschaftlichem Gebiet, in denen er seine reichen Erfahrungen im In- und Ausland niederlegte, haben Dr. Köttgen zum anerkannten Wirtschaftsführer gemacht. Demzufolge wurden ihm viele Ehrungen zuteil, er war Vorsitzender des Elektrotechnischen Vereins, des VDI., des Reichskuratoriums für Wirtschaftlichkeit, des Deutschen Nationalen Komitees der Weltkraftkonferenz, des Verwaltungsrates des deutschen Museums und vieler anderer Verbände, Ausschüsse usw. Dieses an Arbeit überreiche Leben führte aber auch zu großen Erfolgen, auf die der Jubilar heute mit Stolz zurückblicken kann. Mit aufrichtigen Wünschen für einen weiteren glücklichen Lebensabend gedenken wir dieses hochverdienten Mannes und Ingenieurs.

Patentanmeldungen.

Bekanntgemachte Anmeldungen.

Bekanntgemacht im Patentblatt Nr. 41 vom 9. Oktober 1941; von diesem Tag an auf drei Monate im Reichspatentamt ausgelegt.

- Kl. 19d, Gr. 3/01. K 151371. Erfinder: Dipl.-Ing. Wilhelm Tischer, Berlin-Adlershof, u. Willy Hassenbach, Rheinhäuser. Anmelder: Fried. Krupp A.-G., Essen. *Verfahren zum Aufstellen großer geschweißter Brücken.* 23. VII. 38.
- Kl. 20e, Gr. 25. M 133810. Jean Mercier, Paris; Vertr.: Pat.-Anwälte Dr. G. Lotterhos, Frankfurt a. M., u. Dr. M. Eule, Berlin SW 68. *Seitenpuffer mit Stoßfedern.* 5. III. 36. Frankreich 12. III. 35.
- Kl. 20l, Gr. 2. A 90605. Erfinder: Robert Keller, Ennetbaden, Schweiz; Anmelder: Aktiengesellschaft Brown, Boveri & Cie., Baden, Schweiz; Vertr.: Dr. H. Wirth, Rechtsanwalt, Berlin W 50. *Nutzbremsschaltung für mit Kollektormotoren betriebene Bahnfahrzeuge.* 11. XII. 39. Protektorat Böhmen und Mähren.
- Kl. 20l, Gr. 2. B 187828. Erfinder: Dr. Theodor Buchhold, Darmstadt. Anmelder: Brown, Boveri & Cie., A.-G., Mannheim-Käfertal. *Anordnung zur Nutzbremmung von Wechselstromfahrzeugen.* 27. VI. 39.
- Kl. 21h, Gr. 30/10. R 105644. Erfinder: Karl Riebau, Bad Godesberg. Anmelder: Ringsdorf-Werke K.-G., Mehlem a. Rh. *Schutzblock zum Abdecken einer Schweißstelle für Schweißung mit liegenden Elektroden.* 13. VII. 39. Protektorat Böhmen und Mähren.
- Kl. 31c, Gr. 25/04. R 106731. Erfinder: Dr.-Ing. Josef Ruhrmann, Vaihingen, Fildern, u. Peter Krahn, Laucherthal. Anmelder: Dr.-Ing. Josef Ruhrmann, Vaihingen, u. Fürstl. Hohenzollernsche Hüttenverwaltung, Laucherthal. *Verfahren zur Erzeugung von Lagerschalen aus Stahlblech mit Bleibronze.* 11. I. 40. Protektorat Böhmen und Mähren.
- Kl. 47a, Gr. 1. D 83361. Erfinder: Walter Schulz, Berlin-Steglitz. Anmelder: Deutsche Benzinuhren G.m.b.H., Berlin. *Befestigung von Maschinenelementen in Bohrungen von Maschinenteilen.* 19. IX. 40.
- Kl. 49a, Gr. 20. H 149384. Carl Hasse & Wrede G.m.b.H., Berlin. *Spindellagerung für Vorrichtungen zum Abdrehen und Gewindefräsen oder Gewindestrehlen in einer Aufspannung des Werkstücks.* 31. X. 36.
- Kl. 49a, Gr. 28. B 188182. Erfinder: Wilhelm Zimmermann, Düsseldorf, u. Ernst Büche, Radolfzell a. B. Anmelder: Ernst Büche, Radolfzell a. B. *Spanndorn.* 29. VII. 39.
- Kl. 75c, Gr. 5/02. I 63921. Erfinder: Dr. Friedrich Schamberger, Ludwigshafen a. Rh. Anmelder: I.G. Farbenindustrie A.-G., Frankfurt a. M. *Behandlung von Holzoberflächen als Grundlage für Anstriche.* 23. II. 39. Protektorat Böhmen und Mähren.

Bekanntgemacht im Patentblatt Nr. 42 vom 16. Oktober 1941; von diesem Tage an auf drei Monate im Reichspatentamt ausgelegt.

- Kl. 14f, Gr. 7/05. L 100088. Erfinder, zugleich Anmelder: Dr.-Ing. e. h. Hugo Lentz, Berlin-Wilmersdorf. *Steuerungsanordnung für Drillings-Lokomotivdampfmaschinen.* 8. II. 40.
- Kl. 19c, Gr. 6/50. G 95922. Erfinder: Hans Bonaudo, Oberhausen, Rhld. Anmelder: Gute Hoffnungshütte Oberhausen A.-G., Oberhausen, Rhld. *Brückenrampe.* 27. VII. 37. Österreich.
- Kl. 20i, Gr. 2/01. A 84004. Erfinder: Henry Albaret, Saint-Denis, Seine, Frankreich. Anmelder: Ateliers de Constructions Mécaniques l'Aster, Paris; Vertr.: Pat.-Anwälte Dr. M. Eule, Berlin SW 68, Dr. G. Lotterhos u.

Dr.-Ing. A. v. Kreisler, Frankfurt a. M. *Stellhebel für Fahrstraßenstellwerke.* 23. VIII. 37. Frankreich 16. XI. 36 u. 26. VII. 37. Österreich.

- Kl. 20i, Gr. 3. S 132093. Erfinder: Dr. phil. Georg Jaeckel, Berlin-Lichterfelde. Anmelder: Sendlinger Optische Glaswerke G.m.b.H., Berlin-Zehlendorf. *Lichtsignal.* 13. V. 38. Österreich.
- Kl. 20i, Gr. 30/10. V 35565. Erfinder: Dr.-Ing. Adelchi Bocci, Florenz, Italien. Anmelder: Vereinigte Eisenbahn-Signalwerke G.m.b.H., Berlin-Siemensstadt. *Eisenbahnsignalvorrichtung.* 13. I. 39. Italien 18. I. 38.
- Kl. 20i, Gr. 35/10. S 141894. Société Auxiliaire-d'Etudes Electrotechniques, Paris; Vertr.: Dipl.-Ing. E. Prinz, Pat.-Anwalt, Berlin-Charlottenburg. *Signaleinrichtung für Eisenbahnen;* Zus. z. Pat. 708266. 4. XI. 36.
- Kl. 20i, Gr. 35/20. L 103156. Erfinder: Dipl.-Ing. Karl Schmer, Berlin/Mariendorf, u. Dipl.-Ing. Raoul Baranowsky, Berlin-Treptow. Anmelder: Allgemeine Elektrizitäts-Gesellschaft, Berlin. *Anordnung zur Nachrichtenübermittlung und Steuerung von Fahrzeugen mittels Hochfrequenz.* 12. III. 40.
- Kl. 20i, Gr. 35/20. L 103157. Erfinder: Dipl.-Ing. Karl Schmer, Berlin-Mariendorf, u. Dipl.-Ing. Raoul Baranowsky, Berlin-Treptow. Anmelder: Allgemeine Elektrizitäts-Gesellschaft Berlin. *Anordnung zur Nachrichtenübermittlung und Steuerung von Fahrzeugen mittels Hochfrequenz.* 12. III. 40.
- Kl. 20k, Gr. 9/01. A 82440. Erfinder: Max Süberkrüb, Berlin-Karlshorst. Anmelder: Allgemeine Elektrizitäts-Gesellschaft, Berlin. *Fahrdrahthalter.* 24. III. 37. Österreich.
- Kl. 20k, Gr. 9/01. L 99962. Erfinder: Richard Schulze, Berlin-Mariendorf. Anmelder: Allgemeine Elektrizitäts-Gesellschaft, Berlin. *Zweimetallseil, insbesondere für den Fahrleitungsbau.* 22. I. 40. Protektorat Böhmen und Mähren.
- Kl. 20k, Gr. 9/01. S 140279. Erfinder: Franz Halama, Berlin-Siemensstadt. Anmelder: Siemens-Schuckertwerke A.-G., Berlin-Siemensstadt. *Einteilige Speiseklemme, insbesondere für die Oberleitung elektrischer Bahnen.* 27. II. 40. Protektorat Böhmen und Mähren.
- Kl. 20k, Gr. 9/02. L 98368. Erfinder: Max Süberkrüb u. Kurt Rybicki, Potsdam-Babelsberg. Anmelder: Allgemeine Elektrizitäts-Gesellschaft, Berlin. *Kettenfahrleitung.* 29. VI. 39. Protektorat Böhmen und Mähren.
- Kl. 20k, Gr. 10. A 85236. Allgemeine Elektrizitäts-Gesellschaft, Berlin. *Elektromagnetische Fahrdrahtweichenstellvorrichtung.* 18. XII. 37. Österreich.
- Kl. 42k, Gr. 21/03. L 95786. Erfinder: Wolfgang Schmid, Berlin. Anmelder: Allgemeine Elektrizitäts-Gesellschaft, Berlin. *Registrierender, nach dem Induktionsprinzip arbeitender elektromagnetischer Dehnungs- oder Spannungsmesser für Zerreißmaschinen.* 5. X. 38. Protektorat Böhmen und Mähren.
- Kl. 67a, Gr. 10. H 154632. Erfinder: Dipl.-Ing. Theodor Dombrowski, u. Hans Sperber, Ratibor. Anmelder: Wilhelm Hegenscheidt Komm.-Ges., Ratibor. *Schleifscheibenkreuzschlitten zum Schleifen der vollständigen Profile, insbesondere der Spurkränze von Eisenbahnradreifen.* 4. II. 38.
- Kl. 87a, Gr. 4. G 100008. Groß & Froelich, Stuttgart. *Schraubzwinge.* 5. V. 39. Protektorat Böhmen und Mähren.
- Kl. 87b, Gr. 3/02. M 142043. Erfinder: Dipl.-Ing. Hubert Grobe, Wuppertal-Barmen, u. Otto Meyer, Wuppertal-Elberfeld. Anmelder: Paul Pleiger, Maschinenfabrik u. Metallgießerei, Hammertal-Nord ü. Hattingen, Ruhr. *Schlagkolbenwerkzeug.* 23. VI. 38.