

Spurkranz und Schienenkopf.

Von Prof. Dr. Ing. Heumann, Aachen.

Obwohl die Eisenbahn über 100 Jahre alt ist, gibt es m. W. noch keine wissenschaftliche Ableitung der zweckmäßigsten Form von Spurkranz und Schienenkopf. Hier soll der Versuch dazu gemacht werden.

Der „Spurkranz“ soll auch die „Hohlkehle“ umfassen, die ja grundsätzlich die gleiche Bedeutung für die Führung im Bogen hat wie der eigentliche Spurkranz.

I. Geometrie der Berührung von Rad und Schiene im Bogen.

Wie und wo das im Gleisbogen anlaufende Rad und die Schiene einander berühren, hängt geometrisch ab vom Profil des Rades und der Schiene, vom Radhalbmesser r , vom Winkel der Schrägstellung des Rades gegenüber der Schiene, dem sogenannten Anschneid- oder Anlaufwinkel α und von der Höhenlage des Rades zur Schiene. Hier sollen diese geometrischen Gegebenheiten und Beziehungen betrachtet werden, nicht ihre Ursachen. Der Ort der Berührung sei bezogen auf ein rechtwinkliges räumliches Koordinatensystem, dessen Nullpunkt senkrecht an verschiedenen Stellen unter der Radsatzachse, dessen X-Achse in der Schienenlängsrichtung — die Schiene sei an der Berührungsstelle als Gerade angesehen —, dessen Y-Achse waagrecht quer dazu und dessen Z-Achse lotrecht liege. Die Berührung kann in Punkten, Linien oder Flächen geschehen. Leitschienenberührung soll hier nicht betrachtet werden. Vom Rad kommen Reifenlauffläche, Hohlkehle und Spurkranz, von der Schiene obere Kopffläche, innere obere Abrundung und Innenflanke für die Berührung in Frage.

Wir wollen zunächst das Rad betrachten und untersuchen, welche Teile desselben für die Berührung mit der Schiene in Frage kommen. Das sind auf jeden Fall diejenigen, die senkrecht zur Schienenlängsrichtung am weitesten aus dem Achsialschnitt-Profil des um α schräg gestellten Rades nach der Schiene zu heraustreten, oder dies ist, anders ausgedrückt, die Projektion des der Schiene zugekehrten Teils des Umrisses des schräg gestellten Rades auf die Y-Z-Ebene. Diese Projektion wird am besten zeichnerisch ermittelt und zwar bei beliebigem Radprofil sehr einfach nach dem von Jahn*) angegebenen „Umhüllungs“-Verfahren. Hiernach werden durch den Spurkranz einschließlich Hohlkehle des anlaufenden Rades in kleinen Abständen e zueinander parallele, lotrechte und senkrecht zur Radsatzachse stehende Ebenen gelegt, die den Radkörper in lauter konzentrischen, sehr nahe beieinanderliegenden Kreisen schneiden. Diese „Schnittkreise“ erscheinen in Schienenlängsrichtung, also senkrecht zur Y—Z-Ebene, gesehen als ganz schmale, um $e \cdot \cos \alpha = \sim e$ gegeneinander verschobene Ellipsen von etwas verschiedener Größe. Die „Umhüllende“ aller dieser Ellipsen gibt die gesuchte Projektion; sie tritt an die Stelle des Radprofils bei $\alpha = 0$ und sei als „Abbildung“ des Profils bezeichnet.

Nun brauchen wir alle diese verschiedenen Ellipsen nicht wirklich zu zeichnen, sondern können folgende Vereinfachung vornehmen. Die beiden Halbachsen einer Ellipse haben nach Abb. 1 die Größe r'' und $r'' \sin \alpha$, wenn r'' den variablen

Halbmesser des Rades an der Schnittstelle bedeutet; mithin besteht zwischen ihren Ordinaten z' und y' — vom Nullpunkt im Ellipsenscheitel B' gerechnet — die Beziehung:

$$y' = \sin \alpha \sqrt{2 \cdot r'' \cdot z' - z'^2}.$$

Da r'' sehr wenig schwankt zwischen dem mittleren Radreifenlaufkreishalbmesser r und dem Halbmesser $r + a$ des durch den tiefsten noch für die Berührung in Frage kommenden Spurkranzpunkt gelegten Kreises, kann man ein mittleres

konstantes $r_1 = r + \frac{a}{2}$ einsetzen. Da weiter r_1 stets sehr groß gegenüber dem für die Berührung in Frage kommenden z' ist, kann man hinreichend genau schreiben:

$$y' = \sin \alpha \sqrt{2 \cdot r_1 \cdot z'} \quad \dots \dots \dots 1)$$

d. h. die verschiedenen Ellipsenabschnitte bei gegebenem r_1 und α durch einen Parabel-

abschnitt ersetzen, dessen Parameter $2p = 2r_1 \sin^2 \alpha$ ist und der sich sehr leicht ausrechnen und aufzeichnen läßt. Man zeichnet in recht großem Maßstabe, etwa 10:1, das Radreifenprofil und den Parabelabschnitt auf, schneidet diesen in Kartonpapier aus, setzt ihn als die „erzeugende Parabel“ mit senkrechter Achse Punkt für Punkt mit dem Scheitel B' an das zu untersuchende Radprofil, an und erhält auf diese Weise schnell die gesuchte Umhüllende.

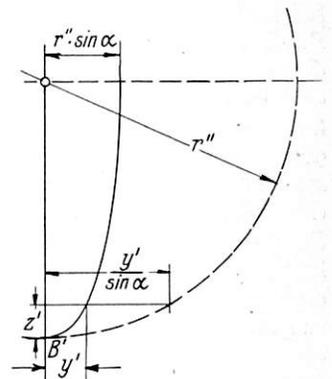


Abb. 1.

In Abb. 2a besteht das Radreifenprofil im Spurkranzteil aus zwei Viertelkreisen vom Halbmesser ρ und ρ_1 und einer lotrechten kurzen Verbindungsgeraden, absichtlich etwas abweichend von der gewöhnlichen Form. Den durch Buchstaben bezeichneten Punkten und Linienelementen des Profils mit dem Index ' gehören die durch gleiche Buchstaben ohne Index bezeichneten der Umhüllenden zu. β' und β bezeichnen die Winkel zwischen Linienelement oder Berührender des Profils und der Umhüllenden mit der Waagerechten. Die Umhüllende oder Projektion der Berührungskurve auf die Y—Z-Ebene zeigt nach Konstruktion und Überlegung folgende Eigenschaften: Sie berührt im Scheitel H des Kreisprofils dieses mit $\beta' = \beta = 0$ und dem gleichen Krümmungshalbmesser ρ . Auf dem Wege von H durch die von der Schiene aus gesehen*) konkave Hohlkehle von konstantem Krümmungshalbmesser ρ hindurch nimmt der Krümmungshalbmesser der Umhüllenden gegenüber ρ zunächst stetig ab; die Abnahme wächst mit β' , α und r_1 . Einem Linienelement a' des Profils gehört mit der oben vorgenommenen Vernachlässigung der Veränderlichkeit von r'' zu ein dazu paralleles a der Umhüllenden, schräg nach rechts oben gegen a' verschoben; die Verschiebung ist im Scheitel H gleich 0 und wächst mit β , α und r_1 sowohl in der Y-, wie in der Z-Richtung;

*) Z. des V. D. E. V. 1927, Heft 16, Jahn: Spurerweiterung oder nicht.

*) Konkav und konvex ist im folgenden immer von der Schiene zum Spurkranz hin gesehen.

— sie würde genau bei $\beta' = \beta = 90^\circ$ in der Y-Richtung = r'' sin α und in der Z-Richtung = r'' sein; ein lotrechtes Profilstück kann daher bei $\alpha > 0$ niemals mit $\beta = 90^\circ$ die Schiene berühren, denn dazu müßte der Schienenberührungspunkt um r'' höher als der Profilpunkt liegen. — Einem Wandern des Profilpunktes B' von H durch die Hohlkehle hindurch entspricht zunächst ein stetiges Wandern von B in gleicher Richtung; je mehr sich aber B' auf dem Kreisbogenprofil von H entfernt, desto langsamer folgt B ihm auf der Umhüllenden. An einer gewissen Stelle C dieser, mit dem Winkel β_C , welcher auf dem Profilkreisbogen die Stelle oder der Punkt C' mit $\beta'_{C'} = \beta_C$ zugehört — als jene „abbildend“ —, bleibt B stehen, in dem Augenblick, wo B' durch C' hindurchgeht.

In diesem Punkte C hört der Ast HC der Umhüllenden auf, hat diese einen Umkehrpunkt. Bei Wandern von B' über C' hinaus auf dem Kreisbogen nach unten, etwa bis D' in Abb. 2a, wandert der zugehörige Punkt B auf einem neuen, hinter dem Ast HC der Umhüllenden liegenden, Ast $C'D''$ — der die erzeugenden Parabeln von innen berührt — zurück nach oben, und zwar so, daß die Projektion des durch D' gelegten Schnittkreises, d. h. die erzeugende Parabel $D'DD''$ der Abb. 2a, über den Punkt C und den neuen Ast CD'' der Umhüllenden nach der Schiene hin austritt und den ersten Ast CH der Umhüllenden um DC „überschneidet“, wenn D der Schnittpunkt der durch D' gelegten erzeugenden Parabel mit dem ersten Ast der Umhüllenden ist. Es besteht mithin jetzt die gesuchte Projektion der Berührungslinie auf die Y—Z-Ebene aus dem um CD gekürzten ersten Ast der Umhüllenden und dem Stück DD' der erzeugenden Parabel, vorausgesetzt, daß das Radprofil nur bis D' hinabreicht. Derin der Umhüllenden „abgebildeten“ Strecke HD gehört auf dem Kreisprofil zu die Strecke HD_1' der Abb. 2a (D_1' ist der Scheitel der die Umhüllende bei D berührenden „erzeugenden“ Parabel) und außerdem der Punkt D' ; die dazwischenliegende Strecke $D_1'D'$ des Profils dagegen kommt für die Berührung gar nicht in Frage.

Dieser zweite Ast der Umhüllenden gelangt bei Übergang des Punktes B' vom Kreisbogen auf die lotrechte Zwischengerade der Abb. 2a, also bei $\beta' = 90^\circ$, ins Unendliche — immer unter der vereinfachenden Annahme, daß die erzeugenden Kurven Parabeln gleichen Parameters sind, was wie gesagt nicht genau zutrifft, weswegen der Verlauf dieses zweiten für die Berührung gar

nicht in Frage kommenden Astes in Wirklichkeit etwas anders ist. — Ist β_{max}' des Profils $< 90^\circ$, so liefert der oberste Profilpunkt dieses Winkels — immer unter den genannten vereinfachenden Annahmen — einen im Endlichen bleibenden oberen Umkehrpunkt O'' des zweiten Astes. Sobald B' auf den unteren Profilkreisbogen übergeht mit abnehmendem β' , erstreckt sich aus dem Unendlichen oder von O'' aus nach unten hin ein dritter Ast $O''FEN$, der dem ersten entspricht, diesen in einem Punkt F schneidet und im Tiefstpunkt N in das Profil tangential einläuft. Er bildet auf seiner für die Berührung allein in Frage kommenden Strecke FN das Profilstück $F'N$ genau so ab, wie die Strecke HF des ersten Astes das Profilstück HF_1' , wenn F_1' der auf dem Profil liegende Scheitel der den ersten Ast der Umhüllenden in F berührenden erzeugenden Parabel ist. Der erste Ast der Umhüllenden wird also

um CF verkürzt, „überschnitten“. Die Lage vom Profilpunkt F' , dem dieser Punkt F der Umhüllenden zugehört, wird unten genau festgelegt.

Wo liegt nun dieser kritische Punkt C' auf dem Kreisprofil? Zunächst sei seine Lage einmal als bekannt angenommen. Wie muß dann eine Profilkurve oberhalb und unterhalb von C' aussehen, welche die Eigentümlichkeit hat, daß bei Bewegung eines Punktes B' auf ihr der zugehörige Punkt B der Umhüllenden in C fest liegen bleibt, sich bei Bewegung von B' aus C' heraus weder auf dem ersten, noch auf dem zweiten Ast der Umhüllenden aus C herausbewegt. Nach den obigen Ausführungen dürfte schon einleuchten, daß ein solches Profil bei Punkt C' zwar den gleichen Winkel $\beta'_{C'}$ wie das vorhandene Kreisprofil, haben, daß es aber nach H hin stärker, nach N hin schwächer gegen die Waagerechte geneigt, also auch gekrümmt, in C' selbst mithin dem Kreisbogen gleich gekrümmt sein muß. Die genaue Form des gesuchten Profils ergibt sich aus folgender Überlegung. Alle Punkte B' desselben müssen mit dem einen unverrückbar festen Punkt C verbunden sein durch die mit lotrechter Achse und Scheitel in B' am Profil verschobene erzeugende Parabel; das gesuchte Profil ist demnach diejenige Kurve, die der wandernde Scheitel dieser so durch C hindurchgeschobenen Parabel beschreibt. Und diese Kurve muß der erzeugenden Parabel kongruent, um 180° in der Bildebene gegen diese gedreht, sein und ihren Scheitel in C haben (s. Abb. 3). Derjenige Punkt dieser umgedrehten, das gesuchte Profil bildenden Parabel, an dem die Parabelberührende mit der Waagerechten den Winkel $\beta'_{C'}$ hat, kann auch aufgefaßt werden als Punkt C' des Kreisprofils, denn ein hier befindlicher Punkt bildet sich ebenfalls in C als Punkt der Umhüllenden ab, weil C an einer

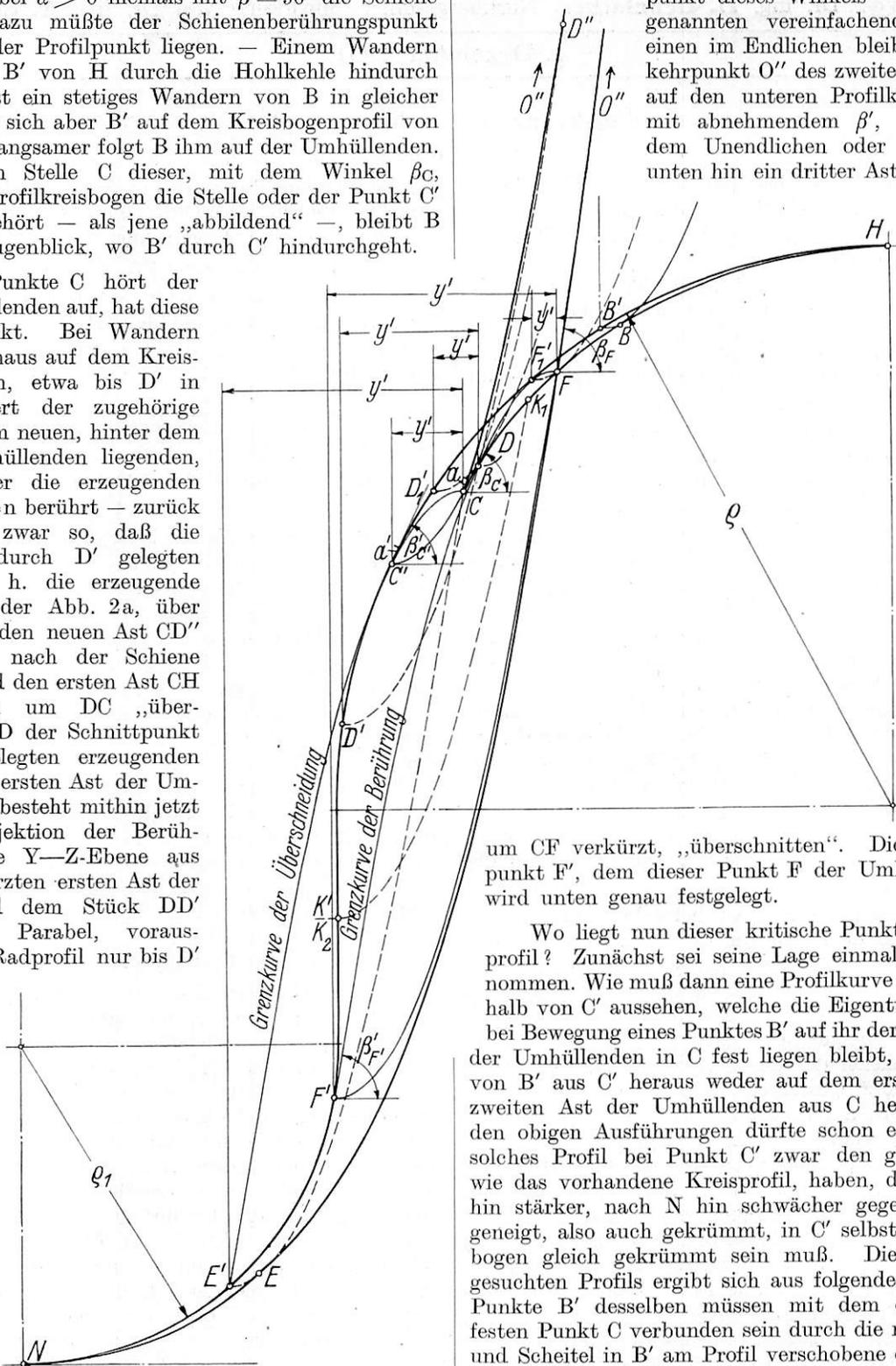


Abb. 2a.

Stelle der in C' ihren Scheitel habenden erzeugenden Parabel liegt, die die Neigung $\beta'_{C'} = \beta'_{C'}$ gegen die Waagerechte hat, dem Kreisprofilstück bei C' parallel ist.

Die Bedingung der Gleichheit der Krümmungshalbmesser ρ vom Kreisprofil und vom soeben bestimmten Parabelprofil im Punkt C' hat den Ausdruck:

$$\rho = \frac{\left[1 + \left(\frac{dz'}{dy'} \right)^2 \right]^{\frac{3}{2}}}{d^2 z' / dy'^2}$$

wenn z' und y' die Ordinaten des Punktes C' der umgedrehten erzeugenden Parabel in bezug auf deren Scheitel C sind, (s. Abb. 3). Nun ist bei der erzeugenden Parabel nach Gl. 1)

$$z' = \frac{y'^2}{2 r_1 \sin^2 \alpha}, \text{ also } \frac{dz'}{dy'} = \frac{y'}{r_1 \cdot \sin^2 \alpha}$$

$$\text{und } \frac{d^2 z'}{dy'^2} = \frac{1}{r_1 \cdot \sin^2 \alpha}, \text{ also}$$

$$\rho = \left(1 + \frac{y'^2}{r_1^2 \sin^2 \alpha} \right)^{\frac{3}{2}} \cdot r_1 \sin^2 \alpha \text{ oder}$$

$$y' = r_1 \cdot \sin^2 \alpha \sqrt{\left(\frac{\rho}{r_1 \sin^2 \alpha} \right)^{\frac{2}{3}} - 1} \dots 2a).$$

Da weiter in C' die um 180° gedrehte erzeugende Parabel den Kreis berührt (s. Abb. 3), so muß an dieser Stelle sein:

$$\text{tg } \beta'_{C'} = \text{tg } \beta_C = \frac{dz'}{dy'} = \frac{y'}{r_1 \cdot \sin^2 \alpha}, \text{ also}$$

nach Gl. 2a):

$$\text{tg } \beta'_{C'} = \text{tg } \beta_C = \sqrt{\left(\frac{\rho}{r_1 \sin^2 \alpha} \right)^{\frac{2}{3}} - 1} \dots 2).$$

Dadurch ist C' festgelegt. Es liegt um so tiefer auf dem Kreisbogen, je größer dessen Halbmesser ρ und je kleiner der Radhalbmesser r und der Anlaufwinkel α sind; ρ und r sind von geringem, α ist von großem Einfluß. Besteht die Radhohlkehle nicht aus einem, sondern aus mehreren Kreisbogen von verschiedenem ρ , so ist für jedes ρ nach Gl. 2) zu untersuchen, ob $\text{tg } \beta'$ den kritischen Wert $\text{tg } \beta_{C'}$ erreicht.

Die durch C als Scheitel hindurchgelegte und durch C' gehende umgedrehte erzeugende Parabel bildet also unterhalb C' die „Grenzkurve der Überschneidung“ bei festliegendem α und r_1 . Alle Punkte des angenommenen Radprofils, die zwischen den Schnittpunkten dieser Parabel mit ihm, in Abb. 2a zwischen C' und E' liegen, liefern eine Überschneidung der Umhüllenden. Die größte Überschneidung ist, wie oben ausgeführt, gegeben durch den Schnittpunkt des dritten Astes der Umhüllenden $O'N$ mit dem ersten Ast derselben in F . Diesen Ast konstruiert man von N aus rückwärts, genau wie den ersten von H aus vorwärts. Praktische Bedeutung hat nur seine Strecke NF . Den dem Schnittpunkt F zugehörigen Punkt F' des Radprofils findet man, indem man die umgedrehte erzeugende Parabel mit dem Scheitel auf dem ersten Ast der Umhüllenden so lange verschiebt, bis sie das Radprofil berührt. Das geschieht außer im Punkt F'_1 oben im Punkt F' unten. F' ist dann derjenige Punkt des Profils, der die stärkste Überschneidung FC liefert. Der Krümmungshalbmesser des

dritten Astes der Umhüllenden nimmt allmählich bis auf den des Profils an dessen tiefstem Punkt N , in Abb. 2a auf ρ_1 , ab. Das β des dritten Astes der Umhüllenden am Knickpunkt F ist gleich dem β' des Profils am unteren Berührungspunkt F' . Dem Knickpunkt F der Umhüllenden gehören also zwei Punkte des Profils zu, außer dem unteren F' der obere F'_1 ;

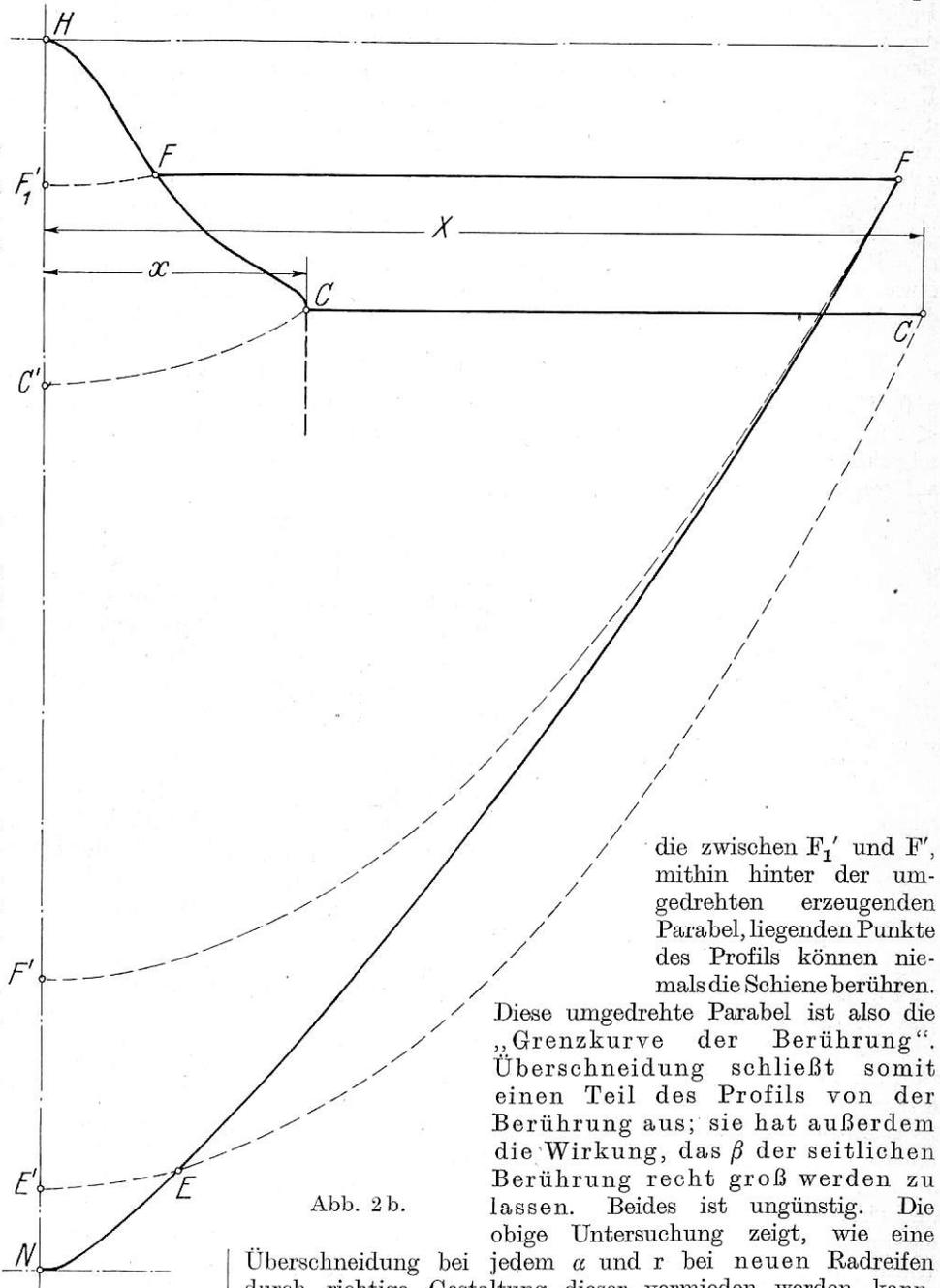


Abb. 2b.

die zwischen F'_1 und F' , mithin hinter der umgedrehten erzeugenden Parabel, liegenden Punkte des Profils können niemals die Schiene berühren.

Diese umgedrehte Parabel ist also die „Grenzkurve der Berührung“. Überschneidung schließt somit einen Teil des Profils von der Berührung aus; sie hat außerdem die Wirkung, das β der seitlichen Berührung recht groß werden zu lassen. Beides ist ungünstig. Die obige Untersuchung zeigt, wie eine

Überschneidung bei jedem α und r bei neuen Radreifen durch richtige Gestaltung dieser vermieden werden kann. Bei Berührung ohne Überschneidung fällt der zweite Ast der Umhüllenden fort und setzt sich der dritte ohne oder mit Knick an den ersten an.

Hat das Radprofil eine der Schiene zugekehrte (von der Schiene aus gesehen konvexe) Ecke, wie in Abb. 2a (gestrichelt) und 2c bei K' , so ergibt diese auf der Umhüllenden nicht einen Punkt, sondern eine Strecke $K_1 K_2$ der erzeugenden Parabel, deren Endpunkte K_1 und K_2 dadurch bestimmt sind, daß bei ihnen die Parabel Winkel β_1 und β_2 hat, die gleich den Eckwinkeln β'_1 und β'_2 des Profils bei K' sind.

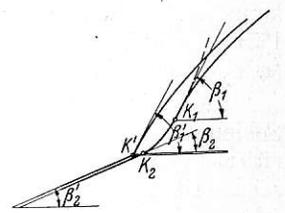


Abb. 2c.

Der aufgedeckte Einfluß von r und α erklärt z. T. die guten Führungseigenschaften kleiner Raddurchmesser und die schlechten großer Anlaufwinkel. An einigen Zahlenbeispielen möge der Zahlenwert von $\beta_{C'} = \beta_C$ gezeigt werden.

1. Hauptbahn: Mittelwerte im schärfsten Bogen von 180 m Halbmesser: $\sin \alpha = 0,018$, $r_1 = 510$ mm, $\rho = 15$ mm. Dafür ergibt Gl. 2) $\beta_{C'} = 77^\circ$, also ziemlich viel größer als 60° , der Höchstwert von β' bei neuen Rädern des V.D.E.V.; der Beginn C' der Überschneidung liegt hier noch ziemlich fern. Englische Lokomotivreifen erreichen mit $\beta_{\max}' = 77^\circ$ gerade den kritischen Punkt, und zwar schon mit mittlerem α und r ! Amerikanische Radreifen mit $\rho = 10$ mm und $\beta_{\max}' = 90^\circ$ geben also schon bei mittlerem r und α sehr starke Überschneidung, sehr ungünstige Berührungsverhältnisse.

2. Hauptbahn: Höchstwerte von α und r : $\sin \alpha = 0,03$, $r_1 = 1010$ mm; dafür ergibt Gl. 2) $\beta_{C'} = 66^\circ$, also immer noch etwas größer als das β_{\max}' von 60° bei Reifen des V.D.E.V., das danach mit $\rho = 15$ mm recht günstig gewählt erscheint.

3. Kleinbahn: $\rho = 7$ mm, $R_{\min} = 20$ m, $\sin \alpha_{\max} = \frac{1,5}{20} = 0,075$, $r_1 = 350$ mm. Dafür ergibt Gl. 2) $\beta_{C'} = 49^\circ$, also $< 60^\circ$!, so daß Reifen mit $\beta_{\max}' = 60^\circ$ hier schon Überschneidung liefern!, erst recht solche mit $\beta_{\max}' = 75^\circ$, wie sie auf solchen Bahnen häufig vorkommen.

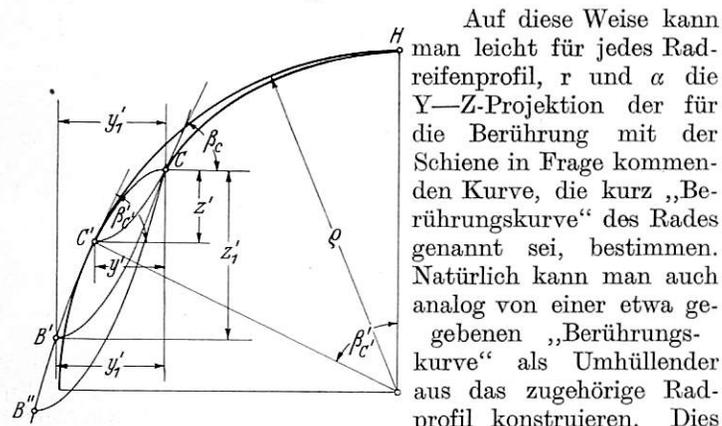


Abb. 3.

Auf diese Weise kann man leicht für jedes Radreifenprofil, r und α die Y-Z-Projektion der für die Berührung mit der Schiene in Frage kommenden Kurve, die kurz „Berührungskurve“ des Rades genannt sei, bestimmen. Natürlich kann man auch analog von einer etwa gegebenen „Berührungskurve“ als Umhüllender aus das zugehörige Radprofil konstruieren. Dies ist jedoch vollkommen nur möglich, soweit die Berührungskurve keine konkave Ecke, d. h. keinen Knick, hat. Hat sie diesen, etwa in F, Abb. 2a, so kann man nur die zugehörige, bereits oben eingeführte „Grenzcurve der Berührung“ des Profils $F_1' F'$, gegeben durch die umgedrehte erzeugende Parabel mit F als Scheitel, angeben, d. h. diejenige Kurve, über welche das Radprofil zur Schiene hin nicht hinausragen kann. Ist das Radprofil durch Abschleifen von der Berührungskurve her erzeugt, so stellt diese Grenzcurve die wirkliche Profilcurve dar. Die Punkte F_1' und F' sowie die unterhalb F' liegenden Profilmomente sind in gewöhnlicher Weise von der Umhüllenden aus zu konstruieren. Eine konvexe Ecke kann die Berührungskurve nicht haben; sie kann nach dieser Seite höchstens so stark wie die erzeugende Parabel gekrümmt sein, entsprechend einer Ecke im Radprofil (s. oben und Abb. 2a, 2c).

Auch die X-Z-Projektion der für die Berührung mit der Schiene in Frage kommenden Kurve, kurz „Längsberührungskurve“ genannt, läßt sich ohne weiteres rein zeichnerisch ermitteln; das ist aber unbequem, weil man mit sehr großen Schnittkreishalbmessern arbeiten muß. Hier ist eine Hilfsrechnung am Platze. Die X-Ordinaten der X-Z-Projektion der verschiedenen Schnittkreise haben den Ausdruck:

$$x' = \frac{y'}{\operatorname{tg} \alpha} \dots \dots \dots 3a)$$

— x' natürlich auf den gleichen Nullpunkt bezogen, wie y' ,

nämlich den Tiefpunkt jedes Schnittkreises (s. Abb. 1) —. Die x' sind also den y' proportional. Da nun die Tiefpunkte der einzelnen Schnittkreise in der X-Z-Projektion oder Schienenlängsrichtung fast genau senkrecht untereinander liegen, nur um die äußerst kleinen Längen $e \cdot \sin \alpha$ gegeneinander verschoben sind, ergeben die x' der X-Z-Projektion der verschiedenen Schnittkreise mit großer Annäherung an die Wirklichkeit auch die X-Ordinaten der gesuchten „Längsberührungskurve“, bezogen etwa auf eine Lotrechte durch den Profilscheitel H. Danach kann man diese Kurve aus der Radprofilkurve und deren Umhüllenden leicht konstruieren; zu Profil und Umhüllender der Abb. 2a gehört ihr Bild der Abb. 2b, nur sind hier aus Raumgründen die $x' \approx x$ in $\frac{1}{10}$ des Maßstabes der y' aufgetragen; in Wirklichkeit gehört also der Umhüllenden der Abb. 2a eine zehnmal breitere Längsberührungskurve zu, als Abb. 2b zeigt. Man kann aber auch unabhängig von den y' allein aus der Form der Umhüllenden die Längsberührungskurve ermitteln in folgender Weise. Bedeutet wie oben r'' den Halbmesser des durch B' gehenden Schnittkreises, so ist nach Gl. 1) und Abb. 4, die die Projektion dieses Kreises auf die Y-Z-Ebene, also die bekannte Näherungsparabel, darstellt:

$$y' = \sin \alpha \sqrt{2 r'' z'}, \text{ oder mit } z' = \frac{y'}{2} \operatorname{tg} \beta$$

$$y' = r'' \cdot \sin^2 \alpha \cdot \operatorname{tg} \beta \text{ und}$$

$$x' \sim x = r'' \sin \alpha \cdot \operatorname{tg} \beta \cdot \cos \alpha \sim r'' \sin \alpha \cdot \operatorname{tg} \beta; \dots 3)$$

auch hier kann man natürlich das variabler“ durch den konstanten Mittelwert r_1 ersetzen. Danach sind die X-Ordinaten der Längsberührungskurve proportional dem $\operatorname{tg} \beta$ der Umhüllenden in gleicher Höhenlage und ist die Längsberührungskurve leicht zu konstruieren.

Diese zeigt (s. Abb. 2 b), folgende Eigentümlichkeiten: Stetigem Verlauf der Umhüllenden entspricht stetiger der Längsberührungskurve. Dem ersten Ast der Umhüllenden entspricht der Ast HC der Längsberührungskurve, dem dritten jener der Ast FN dieser; der Ast HC läuft in C lotrecht aus. Eine an den Radprofilkreis zwischen H und C' etwa tangential angesetzte Profilstrecke ergibt in der Längsberührungskurve eine lotrechte Gerade. Einer erzeugenden Parabel der Umhüllenden entspricht sehr nahezu ein Kreisbogen in der Längsberührungskurve. Hat die Umhüllende eine Überschneidung, etwa in F, so wird die Längsberührungskurve um die Länge FF' unstetig. Ist das Profil zwischen F_1' und F' nach der „Grenzcurve der Berührung“ gestaltet, so hat die Längsberührungskurve zwischen den beiden Punkten F einen waagerechten geraden Verbindungsast FF'. Das Entsprechende gilt für CC' bei Gestaltung des Profils zwischen C' und E' nach der „Grenzcurve der Überschneidung“; in diesem Falle hat die Längsberührungskurve den Verlauf HCCEN, also in E einen Knick; wäre das Spurkranzprofil bei E' waagrecht abgeschnitten, würde die Längsberührungskurve bei E ohne Knick nach dem Kreisbogen CEE' weiter verlaufen. Die Kreisbögen FF', CC' würden sich ergeben bei waagrechtem Abschneiden des Spurkranzes bei F' bzw. C' . Dies alles folgt einfach daraus, daß x proportional β bzw. y' ist.

An der Schiene fällt deren Profil mit der für die Berührung in Frage kommenden Kurve zusammen.

Damit sind die geometrischen Möglichkeiten der Berührung von Rad und Schiene gegeben. Es gibt im allgemeinen mehrere solche Möglichkeiten. Welche von ihnen Wirklichkeit wird, hängt davon ab, bei welcher von ihnen

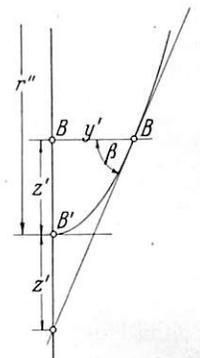


Abb. 4.

das β an der einen oder die β an den verschiedenen Berührungstellen so groß sind, wie es die an diesen Stellen von der Schiene auf das Rad zur Überwindung des Bogenwiderstandes ausübenden Richtkräfte P bei bestimmten senkrechten Belastungen Q dieser Stellen erfordern. Man stellt die verschiedenen geometrischen Möglichkeiten der Berührung bei beliebigen Profilen sehr einfach fest, indem man das Schienenprofil in gegebener Neigung gegenüber dem Rade vom Radreifen her in die „Berührungskurve“ oder „Umhüllende“ des Rades hineinschiebt und zwar so, daß es diese immer von unten berührt, etwa in einem Punkte A . Zunächst berührt die Schiene mit ihrer Kopffläche die Umhüllende der Radreifenlauffläche, die wegen ihres sehr kleinen β ganz oder nahezu mit deren Achsialschnitt zusammenfällt, rechts von H , dies stets unter so kleinem β , daß im Bogen dabei kein Gleichgewicht möglich ist. Bei weiterem Verschieben wandert A auf die Hohlkehle der Umhüllenden zu, entweder in diese hinein und durch sie hindurch unter stark steigendem β , ohne daß das Schienenprofil an einem weiteren Punkt in Berührung mit der Radberührungskurve kommt, oder es kommt hierbei das Schienenprofil noch mit einem weiteren Punkt \mathcal{A} unter großem β zur Anlage an die Hohlkehle oder den eigentlichen Spurkranz; dabei liegt meistens A noch in der Radreifenlauffläche, es kann aber auch schon über H hinaus in die Hohlkehle hinein gewandert sein und merkliches β haben. In diesen beiden bzw. drei Fällen ist Gleichgewicht im Bogen möglich. Wir haben im ersten Einpunkt-, im zweiten und dritten Zweipunktberührung. Bei noch weiterer Parallelverschiebung des Schienenprofils auf den eigentlichen Spurkranz zu hebt sich bei bisheriger Zweipunktberührung Punkt A ab und es stellt sich auch hier Einpunktberührung bei \mathcal{A} mit sehr großem β ein; praktische Bedeutung hat aber dieser Fall kaum, außer bei Entgleisungen.

Während also bei Einpunktberührung β sich in weiten Grenzen bewegen kann und auch tatsächlich bewegt, gemäß der Veränderlichkeit der Richtkraft und des Raddruckes, ist die Zweipunktberührung an zwei ganz bestimmte geometrisch festgelegte Werte von β gebunden, von denen der A zugehörige meist ungefähr 0 ist; der verschiedenen erforderlichen Richtkraft wird hier durch entsprechend verschiedene Verteilung des Gesamtraddruckes auf die beiden Anlaufstellen A und \mathcal{A} Rechnung getragen*). Die Höhenlage des Rades zur Schiene ist also bei Zweipunktberührung rein geometrisch, bei der Einpunktberührung dagegen auch statisch bestimmt.

Ist der für die Berührung in Frage kommende Teil des Schienenprofils ein Kreisbogen vom Halbmesser ρ_s , wie meistens bei neuen Schienen, so kann man ohne dies Hineinschieben leicht die Berührungsmöglichkeiten feststellen, indem man nach Abb. 5 an die Radberührungskurve von innen im Abstand ρ_s eine Äquidistante legt — etwa als Umhüllende konstruiert —. Überschneidet diese sich nicht, so ist durchweg Einpunktberührung vorhanden; überschneidet sie sich, so gibt der Punkt stärkster Überschneidung (C_1 in Abb. 5) die Lage des Mittelpunktes des Schienenkopfkreisbogens bei Zweipunktberührung an, von dem aus dann leicht die Lage von A und \mathcal{A} zu bestimmen ist.

Ist die Radhohlkehle schärfer als die obere Schienenkopfeckabrundung gekrümmt, so ist überhaupt keine Einpunktberührung — genau genommen vor der Zweipunktberührung — möglich; das gilt auch für das Zusammenarbeiten eines neuen Rades mit einer Schiene, deren Kopfecke zwar stärker gerundet ist als die Radhohlkehle, deren obere Kopffläche aber nicht flach wie die Radlauffläche, sondern gewölbt ist, ein Fall, der in der Literatur über Zweipunktberührung meistens zur Grundlage gelegt wird, aber praktisch kaum Bedeutung haben

dürfte, weil die Abnutzung im Betriebe Schienenkopf und Radlauffläche sehr schnell einander angleicht und damit zunächst bei nicht zu großem α zu Einpunktberührung führt. Die Wirkung der Abnutzung im Betriebe wird unten im Abschnitt III genauer untersucht. Je steiler der Spurkranz, desto geringer ist im allgemeinen wegen der Neigung zur Überschneidung die Möglichkeit der Einpunktberührung. Bei Überschneidung der Radberührungskurve ist Einpunktberührung so gut wie ausgeschlossen.

Bei den Schienen- und Radprofilen des V. D. E. V. mit 15 mm Hohlkehlen-, 14 mm Schienenkopfabrundungshalbmesser und β' des Spurkranzkegels von 60° wird mit dem größten vorkommenden Radhalbmesser von ~ 1000 mm die Grenze der Einpunktberührung gerade eben erreicht bei $\sin \alpha = 0,02$, wie die angegebene Äquidistantenkonstruktion der Abb. 5 zeigt. Hier gehört die ausgezogene Umhüllende U und Äquidistante Ae zu $r_1 = 1000$ mm und $\sin \alpha = 0,02$; sie überschneidet sich noch nicht, hat aber schon einen Knick in C , dem Mittelpunkt des Schienenkopfeckabrundungskreisbogens an der Grenze der Einpunktberührung. Die gestrichelten U_1 und Ae_1 beziehen sich auf $r_1 = 1000$ mm und $\sin \alpha = 0,03$; die

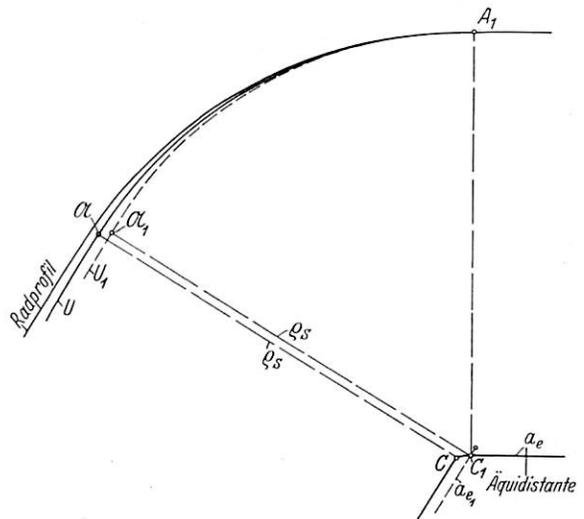


Abb. 5.

dabei auftretende größte Überschneidung von Ae liegt in C_1 , dem Schienenkreisbogenmittelpunkt bei Zweipunktberührung, der die beiden Berührungspunkte A_1 und \mathcal{A}_1 festlegt. Da meistens $r_1 < 1000$ mm und $\alpha < 0,02$ ist, dürfte bei neuen Reifen und Schienen des angegebenen Profils Einpunktberührung die Regel sein, immer vorausgesetzt, daß der Schienenkopf der Radlauffläche angeglichen ist, was praktisch fast immer zutreffen dürfte.

Beim Befahren der Weichen-Zungenspitze der auf deutschen Bahnen üblichen Bauart ist nur Zweipunktberührung möglich, weil die Zungenspitze in dem Punkt, wo sie das anlaufende Rad abzulenken beginnt, mit ihrer Oberkante 11 bis 15 mm unter S. O. liegt und erst, nachdem sie etwa 30 mm stark geworden ist, die Höhe von S. O. erreicht, das Rad nicht nur ablenkt, sondern auch trägt.

II. Ein- und Zweipunktberührung*).

Sobald das anlaufende Rad im Bogen den Beharrungszustand erreicht hat, bewegt es sich unter konstantem Winkel α und in konstanter Höhenlage seines Schwerpunktes gegenüber der Schiene durch den Bogen hindurch, rollend und gleitend, ganz gleich, wie es diese berührt, ob in Ein- oder Zweipunktberührung. Diese Radbewegung in ihrer

*) Sehr eilige Leser können diesen Abschnitt II überschlagen, da er zum Verständnis der folgenden nicht unbedingt erforderlich ist.

*) Genaueres darüber in Abschnitt II.

Zusammensetzung aus Rollen und Gleiten wurde bisher bei diesen beiden Berührungsarten ganz verschieden vorgestellt und beschrieben.

Bei Einpunktberührung stellte man sich vor, daß während der unendlich kleinen Zeit dt das anlaufende Rad in seiner Rollrichtung um seinen ein wenig vor dem Radmittel liegenden Schienenberührungspunkt \mathcal{U} schräg auf die Schiene zu emporrolle, also unter Hebung seines Schwerpunktes, und daß es dann als Ganzes so viel von der Schiene schräg abgleite, daß als geometrische Summe dieser beiden Bewegungen die tatsächliche herauskommt. Denjenigen wichtigen Punkt, um den die waagerechte Projektion dieser schrägen Gleitbewegung vor sich geht, hat Uebelacker in seiner grundlegenden Arbeit*) als „Reibungsmittelpunkt“ in die Betrachtung eingeführt

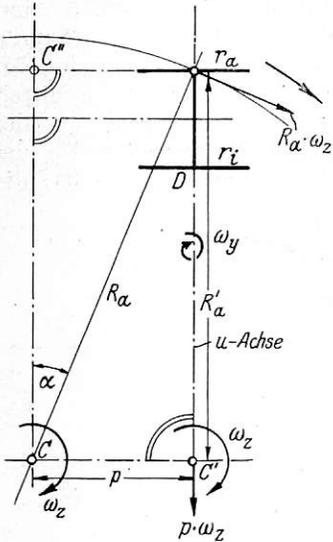


Abb. 6.

und, wie unten angegeben, festgelegt. Genau genommen handelt es sich nicht um einen Punkt, sondern um die durch den sogenannten Reibungsmittelpunkt gehende lotrechte „Reibungsmittelpunktachse“. Diese Zerlegung in Rollen und Gleiten ist nur eine Hilfsvorstellung zur Herauslösung des Gleitens, aber nicht physikalisch gegeben; denn das Rad hebt tatsächlich im Beharrungszustand seinen Schwerpunkt nicht und rutscht nicht als Ganzes von der Schiene ab, sondern so, daß dabei sein Schwerpunkt seine Höhenlage beibehält, und daß es nur mit seinem Punkt \mathcal{U} gegenüber der Schiene abrutscht. Es kann also niemals

der stets vor dem Radmittel liegende Punkt \mathcal{U} Momentanzentrum der wirklichen Bewegung des Rades in seiner Ebene sein, sondern es muß dies ein Punkt sein, der senkrecht unter dem Radmittel liegt. Wir wollen ihn mit D bezeichnen.

richtig zeigende Vorstellung entwickelt. In Anlehnung hieran gehen wir folgendermaßen vor. — Wir drehen dabei die $X-Z$ -Ebene unseres Koordinatensystems in die Radebene hinein, also um den kleinen Winkel α . — Zunächst zerlegen wir die wirkliche Gesamtbewegung des Rades ohne Rücksicht auf ihre Zusammensetzung aus Rollen und Gleiten in die Drehung des Rades als Ganzen um eine lotrechte Achse durch den Krümmungsmittelpunkt C mit der Winkelgeschwindigkeit ω_z und in die außerdem noch vorhandene Drehung y des Rades oder Radsatzes um seine waagerechte Radsatzachse mit der Winkelgeschwindigkeit ω_y , und zerlegen weiter jene erste Drehung in eine solche z mit der Winkelgeschwindigkeit ω_z um eine lotrechte Achse C' , die im Abstand $R_a' = \sqrt{R_a^2 - p^2}$ (s. Abb. 6), vom Rade nach innen in der Radsatzmeridianebene liegt, und in eine Drehung x mit ω_z um eine lotrechte Achse C'' , deren Lage aus Abb. 6 hervorgeht; — diese ist eine reine Gleitbewegung. — R_a' weicht praktisch nur sehr wenig von R_a ab; beide sind bis zu dem betrachteten Rad, das auch das Innenrad sein kann, gemessen. Die Drehungen z und y mit den Winkelgeschwindigkeiten ω_z und ω_y vereinigen wir schließlich zu einer resultierenden Drehbewegung um die Drehachse u , deren Lage durch den Schnittpunkt und die Lage der Achsen von z und y und deren Richtung durch $\text{tg } \psi = \frac{\omega_z}{\omega_y}$ festgelegt ist; sie liegt danach in der $Y-Z$ -Ebene des Rades, d. h. der lotrechten Meridianebene des Radsatzes, unter $\text{tg } \psi = \frac{\omega_z}{\omega_y}$ gegen

die Waagerechte geneigt, und geht durch den Schnittpunkt der Radsatzachse mit einer Lotrechten durch C' . Nur falls die Berührungspunkte des Rades oder Radsatzes mit der Schiene auf dieser u -Achse liegen, gleiten sie nicht — in der auf u senkrechten Ebene —, sonst gleiten sie um u (s. Abb. 6a). So ist die ganze Rad- oder Radsatzbewegung zerlegt in eine reine Quergleitdrehung um C'' und eine Drehung um u . Im Punkt D durchstoße die u -Achse die „Radscheibe“ d. h. den auf die Dicke 0 zusammengeschrumpft gedachten Radkörper. Da nun wegen der Kleinheit von ω_z gegenüber ω_y die u -Achse beide Radscheiben fast senkrecht durchdringt, ist der Abstand der Radberührungspunkte \mathcal{U} , A_a von D_a und A_i von D_i

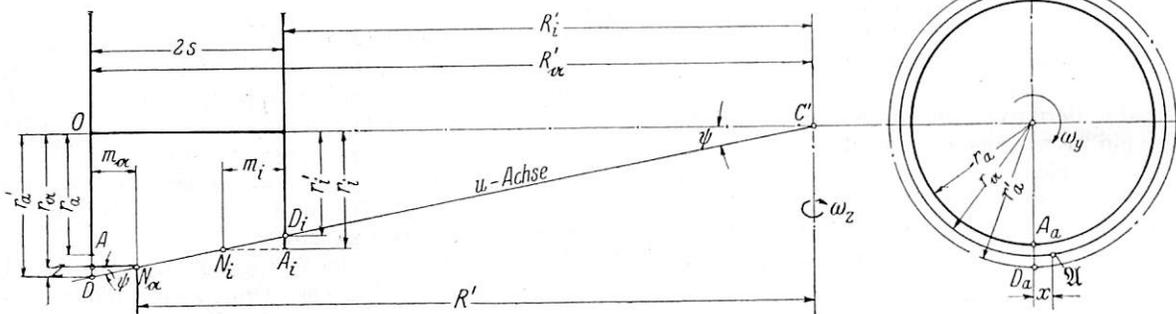


Abb. 6a.

Diese bisherige Betrachtungsweise befriedigt daher nicht ganz und kann für Zweipunktberührung gar nicht vollzogen werden, ist aber recht anschaulich; wie genau sie ist, wird unten untersucht.

Für die Zweipunktberührung hat Bäseler**) eine vollbefriedigende, die Zusammenhänge klar und physikalisch

*) Untersuchungen über die Bewegung von Lokomotiven mit Drehgestellen in Bahnkrümmungen. Org. f. d. Fortsch. d. E. Ws. 1903, Beilage.

**) Spurkranzreibung, Org. f. d. Fortsch. d. E. Ws. 1927, Heft 18, und: Geheimnis der freien Lenkachsen, Z. d. V. d. E. V. 1929, Heft 14.

(s. Abb. 6a) angenähert ein Maß für Art, Größe und Richtung der Gleitbewegung dieser Punkte in der $X-Z$ -Ebene jedes der beiden Räder. Liegt z. B. Punkt A_a in u , so rollt das Außenrad in seiner $X-Z$ -Ebene auf der Schiene, sonst gleitet es in ihr mit einer Geschwindigkeit $\approx \overline{A_a D_a} \cdot \omega_y$ senkrecht zu $\overline{A_a D_a}$ und um D_a . Dieser Durchstoßpunkt D_a entspricht dem oben eingeführten Momentanzentrum der Raddrehbewegung.

Zwischen ω_z und ω_y besteht demnach die Beziehung: $\omega_z = \omega_y \frac{r_a'}{R_a'} = \omega_y \frac{r_i'}{R_i'}$, wenn r_a' bzw. r_i' die „ideellen Rollhalbmesser“ der Räder, d. h. die Abstände der Radsatzachse

von D_a bzw. D_i in der Außen- bzw. Innenradscheibe beim Abstand R_a' bzw. R_i' von C' bedeuten.

Natürlich muß sich diese Betrachtungsweise auch auf die Einpunktberührung anwenden lassen. Abb. 6a gilt dann auch für diese; es fällt lediglich Punkt A_a weg. Wir wollen sehen, ob die bisherige Betrachtungsweise der Einpunktberührung zum gleichen Ergebnis führt. Nach dieser stellte man sich (s. Abb. 7a und 7b) vor, daß das anlaufende äußere Rad auf der unter β gegen die Waagerechte geneigten Schienenebene unter dem kleinen, durch β und a festgelegten Winkel α_1 gegen die Wagerechte mit dem Halbmesser $r_{\mathcal{A}} =$ dem Abstände $\overline{O\mathcal{A}}$ hinauf rolle, und zwar in der unendlich kleinen Zeit dt etwa mit seinem Schwerpunkt O um eine durch \mathcal{A} gehende senkrecht zur Radscheibe stehende Momentandrehachse um das Stück $a = Oc = \mathcal{A}b$ und dann als Ganzes schräg abwärts gleite, um das Stück $\mathcal{A}e = bg$, dessen Endpunkt g im Beharrungszustande ebenso hoch wie \mathcal{A} liegen muß. Danach wird das Rad zunächst gehoben um $a \cdot \sin \alpha_1 = db$ und senkt sich dann in lotrechter Richtung ebensoviel, d. h. um $\mathcal{A}h = bd$. Da nun nach Abb. 7a $\sin \alpha_1 = \frac{x}{r_{\mathcal{A}}}$ ist, wenn x den Abstand des Punktes \mathcal{A} von der Meridianebene des Radsatzes oder seine sog. „Vorverlagerung“ bedeutet und da weiter, unter Gleichsetzung der stets sehr wenig voneinander abweichenden $r_{\mathcal{A}}$ und $r_{\mathcal{A}}' = \frac{a}{\omega_y \cdot dt}$ ist, so läßt sich der Senkgleitweg von \mathcal{A} oder die Z-Komponente seiner Gleitbewegung in der Zeit dt auch schreiben $= a \cdot \frac{x}{r_{\mathcal{A}}}$ oder $x \cdot \omega_y \cdot dt$, das ist der gleiche Ausdruck, zu dem auch die Bäselerse Betrachtungsart nach Abb. 6a führt. Die bisherige Betrachtung gibt also den richtigen Wert $x \cdot \omega_y \cdot dt$ multipliziert mit $\frac{r_a'}{r_{\mathcal{A}}}$, der nur sehr wenig von 1 abweicht.

Wie ist es nun mit der Gleitbewegung des Rades in der Waagerechten, die sich zusammensetzt aus einer X-Komponente, dem „Längs“gleiten, und einer Y-Komponente, dem „Quer“gleiten. Nach der bisherigen Vorstellung gleitet, wie Abb. 7a und 7b zeigen, das ganze Rad in Punkt \mathcal{A} in der Zeit dt einen Weg $\mathcal{A}e$ schräg abwärts, dessen waagerechte Projektion $\mathcal{A}i$, die X-Komponente $\mathcal{A}f$ und die Y-Komponente $\mathcal{A}k$ hat. Das Rad gleitet also in der Waagerechten den unendlich kleinen Weg $\mathcal{A}i$, und zwar um seine „Reibungsmittelpunktsachse“ durch $M_{\mathcal{A}}$ nach deren oben gegebener Definition. Mithin muß der in der Waagerechten liegende Strahl $\mathcal{A}M_{\mathcal{A}}$ senkrecht zu $\mathcal{A}i$ stehen und so lang sein, daß $\mathcal{A}i = \mathcal{A}M_{\mathcal{A}} \cdot \omega_z \cdot dt$ ist. Sind p und $m_{\mathcal{A}}$ die X- und Y-Projektionen des Strahles $\mathcal{A}M_{\mathcal{A}}$, so muß sein: Der Quergleitweg $\mathcal{A}k = p \cdot \omega_z \cdot dt$ und $\mathcal{A}f$, der Längsgleitweg, $= m_{\mathcal{A}} \cdot \omega_z \cdot dt$. Da nun die bisherige Betrachtungsart den Punkt $M_{\mathcal{A}}$ oder genauer die durch $M_{\mathcal{A}}$ gehende lotrechte Achse als Schnittlinie einer lotrechten, durch den Krümmungsmittelpunkt gehenden Quer-Ebene mit einer auf ihr senkrecht stehenden, zur Radscheibe parallelen Längs-Ebene bestimmt, stimmt ihr p der Abb. 7b mit dem Bäselerse der Abb. 6 genau überein und gibt die bisherige Betrachtungsart genau den gleichen Ausdruck für das Quergleiten wie die Bäselerse.

Wie ist es nun mit dem Längsgleitweg $\mathcal{A}f = m_{\mathcal{A}} \cdot \omega_z \cdot dt$? Würde man das anlaufende äußere Rad mit unveränderlichem Halbmesser $r_{\mathcal{A}}$ um $m_{\mathcal{A}}$ nach innen verschieben bei unveränderter Lage von $M_{\mathcal{A}}$, so würde das Längsgleiten des Rades durch o werden, das Rad würde mit Punkt \mathcal{A} in dieser Stellung

nur noch senkrecht abwärts und quer gleiten. Nach der Bäselerse Betrachtungsart muß zur Erzielung der gleichen Wirkung nach Abb. 6a das Außenrad vom gleichen Halbmesser $r_{\mathcal{A}}$ so weit nach innen verschoben werden, bis es an die schräge u-Achse anstößt; das geschieht in Abb. 6a in Punkt $N_{\mathcal{A}}$ bei Verschiebung des Rades um $m_{\mathcal{A}}$. Bei Festlegung des $m_{\mathcal{A}}$ der bisherigen Betrachtungsweise nach der oben gegebenen Definition des Reibungsmittelpunktes stimmen mithin die beiden $m_{\mathcal{A}}$ der Abb. 7b und 6a überein, liegt $M_{\mathcal{A}}$ in Höhe von $N_{\mathcal{A}}$. Da nun nach Abb. 6a $m_{\mathcal{A}} = z \cdot \cotg \psi = z \cdot \frac{\omega_y}{\omega_z}$ ist und beide $m_{\mathcal{A}}$ identisch sind, kann man den Längsgleitweg auch schreiben: $\overline{\mathcal{A}f} = z \cdot \frac{\omega_y}{\omega_z} \cdot \omega_z \cdot dt = z \cdot \omega_y \cdot dt$, genau übereinstimmend mit dem Bäselerse Ausdruck. Legt man also die Ordinate $m_{\mathcal{A}}$ des Reibungsmittelpunktes $M_{\mathcal{A}}$ und ebenso für das innere Rad m_i von M_i genau nach der Definition

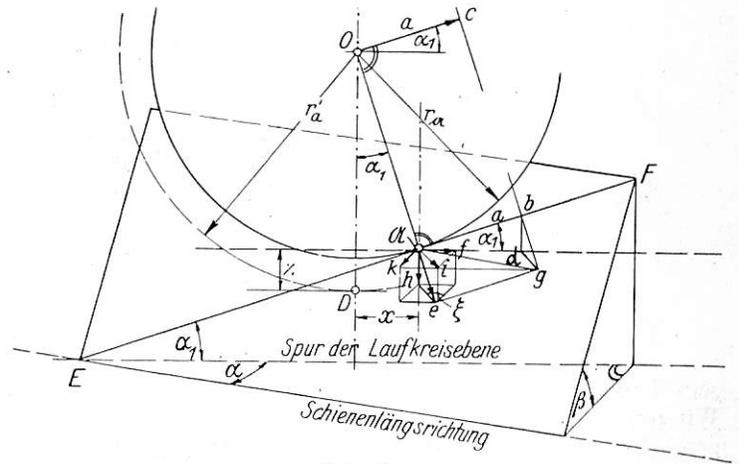


Abb. 7a.

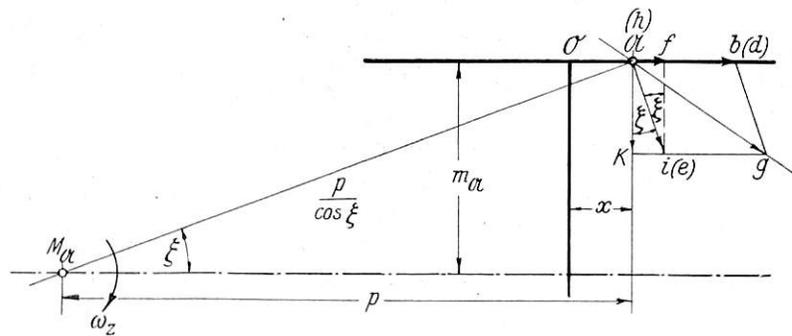


Abb. 7b.

des Reibungsmittelpunktes fest, so gibt die bisherige Betrachtungsart fast genau die gleichen Ergebnisse wie die Bäselerse, für Zweipunktberührung entwickelte. Das Gesamtlängsgleiten des ganzen Radsatzes ist demnach $= (m_{\mathcal{A}} + m_i) \cdot \omega_z$.

Nun ist es aber bei der bisherigen Betrachtungsweise üblich, in bewußter Vereinfachung $m_{\mathcal{A}}$ und m_i nicht genau nach der Definition von M festzulegen, sondern — bei Zugkraft $\pm Z = 0$ — den Reibungsmittelpunkt stets mitten zwischen die beiden Radscheiben des Radsatzes im Abstand $2s$, also $m = s$ zu setzen und so das M beider Räder ohne Rücksicht auf deren etwa verschiedenes r zusammenfallen zu lassen, also das Längsgleiten des ganzen Radsatzes $= 2s \cdot \omega_z$ zu setzen. Wir wollen die Zulässigkeit dieser Vereinfachung, d. h. Ersatz des variablen $(m_{\mathcal{A}} + m_i)$ durch das konstante $2s$, nachprüfen. Bei Einpunktberührung ist der Halbmesser $r_{\mathcal{A}}$ des äußeren, in der Hohlkehle anlaufenden und die Schiene berührenden Rades bei den Vollbahnrädern des V. D. E. V.

stets um 2 bis 5 mm größer als der Halbmesser r_i des inneren, die Schiene auf dem Radreifenkegel berührenden Rades; bei $r_i = 0,5$ m ist also der Unterschied $\Delta r = r_{\text{gl}} - r_i = 0,4$ bis

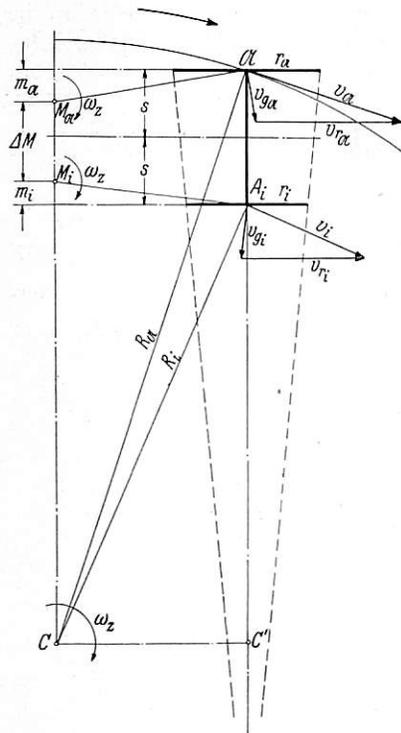


Abb. 8.

1 % des Radhalbmessers an sich gering, aber von großem Einfluß auf das Längsgleiten, wie schon ein Blick auf Abb. 6a zeigt; denn bei kleinem Δr treten hier N_{gl} und N_i wegen der sehr schwachen Neigung der u-Achse gegen die Radsatzachse schon stark auseinander — N_i erhält man hier ebenso durch Verschiebung des Innenrades nach außen wie N_{gl} durch Verschiebung des Außenrades nach innen —

Es ergibt sich das Gleiche auch rein aus der alten Betrachtungsweise. In Abb. 8 ist ein anlaufender Radsatz schematisch im Grundriß dargestellt, dessen r_{gl} und r_i verschieden groß sind. Der Reibungsmittelpunkt eines der beiden Räder, etwa des Außenrades, liege bei M_{gl} — wobei $m_{\text{gl}} = s$

sein kann oder auch, wie meistens, davon verschieden —. Wir zerlegen mit Hilfe von M_{gl} die gegebene wirkliche Bahngeschwindigkeit des Außenrades als Ganzes $v_{\text{gl}} = R_a \cdot \omega_z$ in dessen waagerechte reine Gleitgeschwindigkeit $v_{g_{\text{gl}}} = M_{\text{gl}} \cdot \omega_z$ und in die restliche Geschwindigkeit $v_{r_{\text{gl}}} = M_{\text{gl}}' \cdot \omega_z$; diese ist weiter nichts wie die reine Rollgeschwindigkeit des Rades, d. h. diejenige, mit der das Rad mit seinem Halbmesser r_{gl} auf der Schiene abrollen müßte, um mit der reinen Gleitgeschwindigkeit $v_{g_{\text{gl}}}$ zusammen die wirkliche Bahngeschwindigkeit v_{gl} zu ergeben. Die reine Rollgeschwindigkeit des Innenrades hat ebenso den Ausdruck $v_{r_i} = M_i \cdot \omega_z$. Da nun weiter v_{r_i} sich zu $v_{r_{\text{gl}}}$ verhalten muß, wie r_i zu r_{gl} , weil sich beide Räder mit gleicher Winkelgeschwindigkeit um ihre gemeinsame Achse drehen müssen, so muß auch $M_i \cdot C$ zu $M_{\text{gl}} \cdot C$ sich verhalten wie r_i zu r_{gl} . — M_i fällt also nur dann mit M_{gl} zusammen, wenn $r_i = r_{\text{gl}}$ ist. — Diese Beziehungen stimmen genau mit den aus Abb. 6a abgelesenen überein. Das Verhältnis $\frac{M_{\text{gl}} \cdot C}{M_i \cdot C} = \frac{r_{\text{gl}}}{r_i}$ können wir erweitern zu

$$\frac{M_{\text{gl}} \cdot C - M_i \cdot C}{M_i \cdot C} = \frac{r_{\text{gl}} - r_i}{r_i}, \quad \frac{\Delta M}{M_i \cdot C} = \frac{\Delta r}{r_i}, \quad \Delta M \sim R \cdot \frac{\Delta r}{r_i} \dots 4).$$

ΔM wächst also proportional R und Δr , wird bei den angegebenen üblichen Maßen von Δr und r_i schon bei kleinen Bogenhalbmessern gleich $2s$ und bei größeren weit größer. Mit ΔM aber wächst die Ungenauigkeit der vereinfachten Bestimmung des Längsgleitens des Radsatzes, die $(m_{\text{gl}} + m_i)$ durch $2s$ ersetzt, denn es ist $\Delta M = 2s - (m_{\text{gl}} + m_i)$; — m_{gl} und m_i negativ gerechnet bei Lage von M_{gl} und M_i außerhalb der Radscheiben —.

Wie bewegen sich nun M_{gl} und M_i bei wachsendem R ? Bei nicht radial stehendem, weder ziehendem noch gebremstem Radsatz erfordert bei der vorliegenden Einpunktberührung dessen Gleichgewicht, daß der Längsgleitwiderstand, also auch

das Längsgleiten, an seinen beiden Schienenberührungspunkten \mathcal{A} und A_i stets entgegengesetzt gerichtet ist, d. h. sobald $\Delta M > 2s$ ist, muß M_{gl} außerhalb des Außenrades, M_i innerhalb des Innenrades liegen und müssen die beiden Längsgleitungen ihrer normalen Richtung entgegengesetzt, „negativ“ sein; bei $\Delta M = 2s$ müssen M_{gl} und M_i genau in ihren Radscheibenebenen liegen und ist das Längsgleiten beider Räder = 0; erst bei noch kleinerem ΔM liegen beide Reibungsmittelpunkte innerhalb der Radscheiben bei normaler, „positiver“ Richtung des Längsgleitens, um bei $\Delta r = 0$ oder $R = 0$ zusammenzufallen.

Dem $\Delta M = 2s$ gehört nach Gl. 4) zu der „ideale“ Krümmungshalbmesser $R'' \sim \frac{2s \cdot r_i}{\Delta r}$, also z. B. bei dem oft vorkommenden $\Delta r = 0,003$ m, $r_i = 0,5$ m ein $R'' \sim 250$ m! Bei diesem häufig vorkommenden R ist also in Wirklichkeit das Längsgleiten des ganzen Radsatzes = 0, während die vereinfachte Betrachtung es bei jedem R zu $+2s \cdot \omega_z$ angibt. Bei $R > R''$, also $\Delta M > 2s$, kehrt das Längsgleiten seine Richtung um, ist bei $R \sim 2R'' = -2s \cdot \omega_z$; der Fehler wächst ungefähr proportional R , wird also bei großem R sehr groß.

Welchen Anteil hat nun das Längsgleiten am Gesamtgleiten? Am Außenrad hat die Gesamtgleitgeschwindigkeit den allgemeinen Ausdruck: $v_{g_{\text{gl}}} = \sqrt{v_{g_x}^2 + v_{g_y}^2 + v_{g_z}^2}$. Nach den obigen Ausführungen ist die Längsgleitgeschwindigkeit $v_{g_x} = m_{\text{gl}} \cdot \omega_z$, die Quergleitgeschwindigkeit $v_{g_y} = p \cdot \omega_z$ und die Senkgleitgeschwindigkeit $v_{g_z} = x \cdot \omega_y$ oder, mit $x = r_{\text{gl}} \sin \alpha \cdot \text{tg } \beta$ (nach Gl. 3) unter Berücksichtigung der kleinen Verdrehung des Koordinatenkreuzes um α) und $\omega_y = \omega_z \cdot \frac{R'}{r_{\text{gl}}}$ (s. Abb. 6a), $v_{g_z} = R' \sin \alpha \cdot \text{tg } \beta \cdot \omega_z$, oder, mit $R' \cdot \sin \alpha \sim p$: $v_{g_z} \sim p \cdot \text{tg } \beta \cdot \omega_z$; somit erhalten wir

$$v_{g_{\text{gl}}} = \omega_z \sqrt{m_{\text{gl}}^2 + p^2 + p^2 \text{tg}^2 \beta} = \omega_z \sqrt{m_{\text{gl}}^2 + \frac{p^2}{\cos^2 \beta}} \dots 5)$$

Ebenso erhält man für das Innenrad

$$v_{g_i} = \omega_z \sqrt{m_i^2 + p^2} \dots 5a)$$

Der Anteil des Längsgleitens am Gesamtgleiten ist also um so größer, die Ermittlung des Gesamtgleitens mit der beim alten Verfahren üblichen Vereinfachung um so ungenauer, je kleiner p und β sind. Für $R = R''$, $p = 2,5$ m, $\beta = 30^\circ$, $\cos \beta = 0,866$, $r_i = 0,5$ m, mithin $\Delta r \sim 0,0025$ m, $R'' \sim 300$ m wird genau $m_{\text{gl}} = 0$ und

$$v_{g_{\text{gl}}} = \frac{p \cdot \omega_z}{\cos \beta} = \frac{2,5 \cdot \omega_z}{0,866} = 2,89 \cdot \omega_z; \quad m_i = 0 \text{ und}$$

$v_{g_i} = p \cdot \omega_z = 2,50 \cdot \omega_z$, während die Vereinfachung ergibt:

$$v_{g_{\text{gl}}} = \omega_z \sqrt{s^2 + \frac{p^2}{\cos^2 \beta}} = 2,99 \cdot \omega_z,$$

$$v_{g_i} = \omega_z \sqrt{s^2 + p^2} = 2,61 \cdot \omega_z,$$

also 3,5, bzw. 4,2 % zu groß. Diese Fehler dürften noch zulässig sein. Bei $p \geq 2,5$ m und gleichzeitig $\beta \geq 30^\circ$ dürfte daher bei $R \leq R''$ das vereinfachte Verfahren genau genug sein; dabei ist zu beachten, daß R'' mit steigendem β abnimmt. Diese Einschränkung muß bei der alten vereinfachten Betrachtungsweise gemacht werden. Der gegen sie erhobene Einwand, sie arbeite „ohne Spurkranz“ stimmt nicht! Sie führt zu erheblich einfacherer Kräfteermittlung, als die genauere Bäselersehe Betrachtungsart. Wenn man zur Vereinfachung nicht $m_{\text{gl}} + m_i = 2s$, sondern $m_{\text{gl}} = m_i = 0$ setzt, so ist der Fehler in der Bestimmung des Längsgleitens bei $R = R'' = 0$ und nimmt von da mit wachsendem und abnehmendem R linear mit diesem zu, ist erst bei $R = 2R''$ so groß wie bei

jener üblichen Vereinfachung bei $R = R''$ und bei jedem $R > R''$ um $2s \cdot \omega_z$ geringer als bei jener.

Tatsächlich besteht kein innerer Grund, die beiden Berührungsarten wie bisher in verschiedener Weise zu betrachten, wenn es auch historisch durchaus erklärlich ist, daß es bisher geschah. Sie sind ja grundsätzlich nicht verschieden, die eine ist nur ein Grenzfall der anderen. Praktisch sind folgende Unterschiede von Bedeutung. Bei Einpunktberührung steigt das anlaufende an seinem Druckpunkt \mathfrak{A} die ganze Radlast Q tragenden Rad so weit auf die Schiene auf, vergrößert also den Winkel β so weit, bis die waagerechte Komponente seines Normaldruckes \mathfrak{N} , nämlich $\mathfrak{N} \sin \beta$, eine Richtkraft P liefert, die alle waagrecht gerichteten am Rad angreifenden Bewegungswiderstände überwindet. Bei Zweipunktberührung kann das Rad nicht aufsteigen, damit das geforderte P erreicht wird, denn hier ist β geometrisch auf einen bestimmten Wert festgelegt. Hier wird das geforderte P dadurch erzielt, daß von der Gesamtraddlast Q so viel auf den Druckpunkt \mathfrak{A} übergeht, unter entsprechender Entlastung von A , daß die waagerechte Komponente $\mathfrak{N} \sin \beta$ des dem $Q_{\mathfrak{A}}$ zugehörigen Normaldruckes die geforderte Richtkraft P liefert.

Das bisher nur auf die Einpunktberührung angewandte Diagramm, Abb. 9, der Kräfte in der Z-Y-Ebene im Druckpunkt \mathfrak{A} gilt natürlich für beide Berührungsarten; es haben nur bei der einen Berührungsart P , Y und ξ ein wenig, β und $Q_{\mathfrak{A}}$ erheblich von denen der anderen verschiedene Werte. Bei Einpunktberührung ist $Q_{\mathfrak{A}}$ gleich dem wenig veränderlichen Gesamtraddruck, β stark veränderlich und $\cos \xi \sim 1$ entsprechend $m_a \sim 0$; bei Zweipunktberührung dagegen ist $Q_{\mathfrak{A}}$ stark, β gar nicht veränderlich und $\cos \xi$ etwas kleiner als 1, bei außerhalb der Radscheibe liegendem $M_{\mathfrak{A}}$. Man liest aus Abb. 9 ab:

$$Q_{\mathfrak{A}} = P(\operatorname{ctg} \beta + f \cdot \cos \xi) \quad \dots \dots \dots 6);$$

bei Zweipunktberührung ist also:

$$Q_{\mathfrak{A}} = Q - Q_{\mathfrak{A}'} = Q - P(\operatorname{ctg} \beta + f \cdot \cos \xi) \quad \dots \dots \dots 6a);$$

man sieht daraus, daß $Q_{\mathfrak{A}}$ proportional P zunimmt. Mit den bei Zweipunktberührung oft vorkommenden Werten $\beta = 60^\circ$, $f = 0,2$, bei mehrachsigen Gestellen $\cos \xi = 0,9$, erhält man $Q_{\mathfrak{A}} \sim 0,76 P$.

Bei Einpunktberührung entgleist das Rad, sobald das größte geometrisch verfügbare β nicht mehr ausreicht, mit dem vollen Raddruck Q in $\mathfrak{N} \cdot \sin \beta$ das eine gewisse zeitlang*) erforderliche P zu liefern. Bei Zweipunktberührung entgleist es im allgemeinen, sobald bei Abwanderung der ganzen Radlast auf \mathfrak{A} auch $Q_{\mathfrak{A}} = Q$ nicht mehr ausreicht, das eine gewisse zeitlang*) geforderte P bei dem konstanten β zu liefern, sobald mithin das Rad sich wegen $Q_{\mathfrak{A}} = 0$ bei A abhebt, Einpunktberührung auftritt, β sich aber nicht mehr vergrößern kann. — Hat, was praktisch kaum vorkommt, β noch nicht seinen möglichen Höchstwert, so ist bei dieser nachfolgenden Einpunktberührung noch Gleichgewicht möglich. — An der Entgleisungsgrenze haben bei beiden Berührungsarten P , $Q_{\mathfrak{A}}$, \mathfrak{N} und β die gleichen Werte.

Bei Einpunktberührung fehlt der Druckpunkt A_a ; die Zweipunktberührung kann man auffassen als Einpunktberührung eines mit $Q_{\mathfrak{A}}$ statt mit Q belasteten Rades, unmittelbar neben dem noch ein weiteres gedacht wird, das mit Q_A belastet ist und nicht anläuft.

Sehr wichtig ist der Unterschied des Krümmungswiderstandes des anlaufenden Rades und der Abnutzung von anlaufendem Rad und Schiene. Beide hängen ab von der Reibungsleistung $L_{\mathfrak{A}}$ des anlaufenden Rades. Nach den

*) Wie groß diese Zeit sein muß, wird in Abschnitt IV gezeigt.

obigen Darlegungen, Gl. 5), und Abb. 7 und 9 ist für den Spurkranz- bzw. Hohlkehlendruckpunkt \mathfrak{A} mit dem Halbmesser $r_{\mathfrak{A}}$

$$L_{\mathfrak{A}} = \mathfrak{N} \cdot f \cdot v_{\mathfrak{A}} = \frac{P}{\sin \beta} \cdot f \cdot \omega_z \sqrt{m_{\mathfrak{A}}^2 + \frac{p^2}{\cos^2 \beta}}, \text{ also bei } m_{\mathfrak{A}} = 0$$

$$L_{\mathfrak{A}} = \frac{2 f \cdot P}{\sin 2 \beta} p \cdot \omega_z \quad \dots \dots \dots 7);$$

näherungsweise gilt dieser Ausdruck für beide Berührungsarten; in Wirklichkeit ist, wie gesagt, bei Zweipunktberührung $m_{\mathfrak{A}}$ meist negativ. Dies $L_{\mathfrak{A}}$ hat seinen Mindestwert mit $\sin 2 \beta = 1$ bei $\beta = 45^\circ$ und wird um so größer, je weiter sich β von 45° entfernt.

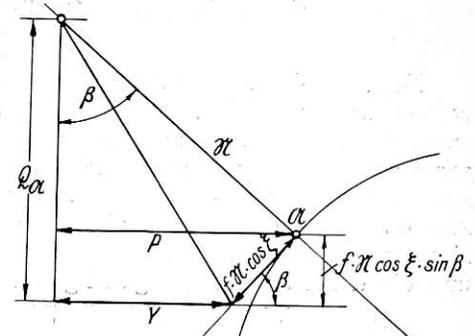


Abb. 9.

Die Reibungsleistung des Aufstandspunktes A_a bei Zweipunktberührung mit dem Halbmesser r_a und mit $\beta = 0$, also $x = 0$, $N = Q_A$ ist:

$$L_A = f \cdot Q_A \cdot \omega_z \sqrt{p^2 + m_A^2} \quad \dots \dots \dots 7a),$$

worin das nicht mit $m_{\mathfrak{A}}$ zu verwechselnde m_A näherungsweise gleich $2s$ gesetzt werden kann. Q_A nimmt nach Gl. 6a) linear mit steigendem P ab. Das anlaufende Rad hat mithin die Reibungsleistung L

1. bei Zweipunktberührung

$$L_2 = L_{\mathfrak{A}2} + L_{A2} \sim f p \omega_z \left(\frac{2 P}{\sin 2 \beta_2} + Q_A \sqrt{\frac{p^2 + 4 s^2}{p^2}} \right) \quad \dots \dots \dots 7b),$$

2. bei Einpunktberührung

$$L_1 = L_{\mathfrak{A}1} \text{ der Gl. 7) mit } \beta = \beta_1. \text{ Mit den oft vorkommenden}$$

Werten $\beta_2 = \text{oder} > 60^\circ$, $30^\circ < \beta_1 < 60^\circ$ ist $\frac{1}{\sin 2 \beta_2}$ stets

etwas größer als $\frac{1}{\sin 2 \beta_1}$, bei $\beta_1 = 45^\circ$ und $\beta_2 = 60^\circ$ um 15%

größer als dieses. Für das gleiche Fahrzeug sind P und p bei beiden Berührungsarten nicht sehr verschieden, ist mithin L_2 stets erheblich größer als L_1 . Der zweite Summand von L_2

in der Klammer, nämlich $Q_A \sqrt{\frac{p^2 + 4 s^2}{p^2}}$ nimmt nach Gl. 6a)

linear zu mit abnehmendem P , ist bei kleinem P größer als der erste Summand $\frac{2 P}{\sin 2 \beta}$ und erst beim Entgleisungs- $P = 0$,

fällt auf jeden Fall stark ins Gewicht. Der Krümmungswiderstand des anlaufenden Rades ist L proportional; mit Rücksicht auf ihn ist also Einpunktberührung erheblich günstiger als Zweipunktberührung, besonders als Zweipunktberührung mit Überschneidung, da diese besonders großes β_2 hat.

Die Gesamtabnutzung einer Schiene des Gleises ist, — soweit sie durch Schliff verursacht wird —, proportional der Summe der Reibungsleistungen aller Räder des Fahrzeugs auf dieser Seite, der anlaufenden und der nicht anlaufenden. Die Schienenkopffläche wird bei Einpunktberührung nur durch die nicht anlaufenden Räder mit je $L_n = f \cdot Q_n \cdot \omega_z \cdot \sqrt{p_n^2 + s^2}$ abgeschliffen, bei Zweipunktberührung außerdem noch durch das L_A jedes anlaufenden Rades, also hier stärker als bei Einpunktberührung. Wichtiger und schädlicher ist die

Flankenabnutzung der Schiene durch die anlaufenden Räder, schon weil sie die Schiene stärker und ungünstiger deformiert als die Kopfflächenabnutzung*). Sie wird bei beiden Berührungsarten erzeugt durch L_{gr} , ist also bei Einpunktberührung kleiner als bei Zweipunktberührung und steigt mit wachsendem β nach Gl. 7), sobald β größer als 45° ist. Sie ist außerdem bei jener günstiger als bei dieser, weil β_1

*) Genauerer hierüber im Abschnitt III.

mit P veränderlich, β_2 aber konstant ist, bei Einpunktberührung mithin bei jeder Änderung von P auch andere Stellen der Schiene abgeschliffen werden, bei Zweipunktberührung aber immer die gleichen.

Der aus Gl. 7) ebenfalls deutlich hervorgehende Einfluß von P , r , p oder α , d. h. der Bauart des Fahrzeugs, auf Krümmungswiderstand und Abnutzung soll hier nicht weiter verfolgt werden. (Schluß folgt.)

Der Dampfverbrauch von Lokomotiven bei der günstigsten Geschwindigkeit.

Von Theodor Achterberg.

Der Dampfverbrauch der Lokomotiven ist eine Funktion verschiedenster Größen. Außer den selbstverständlich auftretenden Faktoren, die auch bei ortsfesten Maschinen maßgebend sind, erhalten hier die Bauart der Zylinder und — wegen starker Schwankung — die Drehzahl besondere Bedeutung. Aus diesen Gründen ist es einleuchtend, daß der für den Entwurf bestimmende kleinste Wert dieses Dampfverbrauchs und die dabei auftretende günstigste Drehzahl, d. h. Fahr-

unverändert lassen, d. h. z. B. bei verschiedenem Zylinderdurchmesser die gleiche günstige Bauform des Zylinders aufweisen, eine hierfür gültige vereinfachte Formel zu suchen, die schnelles Rechnen gestattet. Einer Anregung

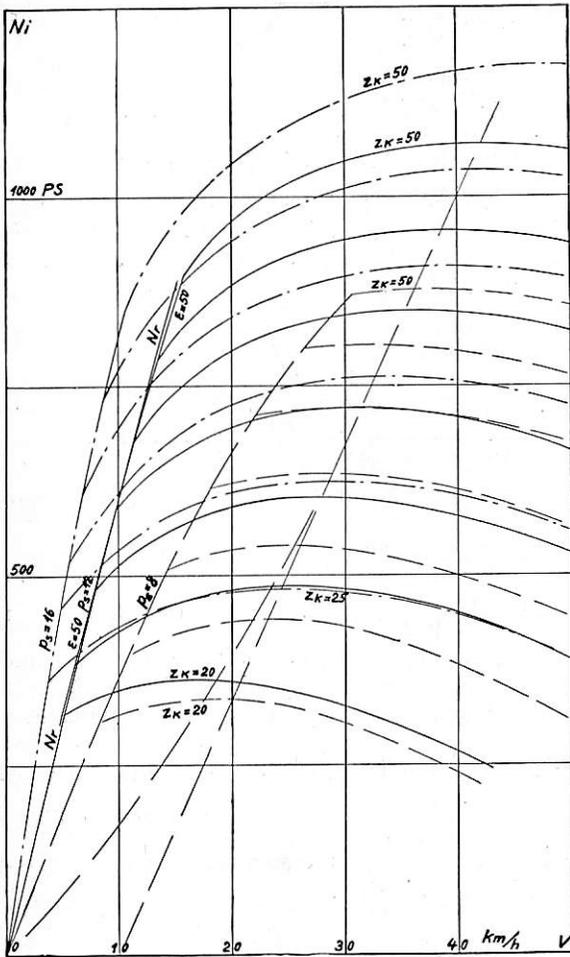


Abb. 1.

geschwindigkeit der Lokomotive bei den einzelnen Bauarten stark verschieden sind, worauf Nordmann zuerst hingewiesen hat. An anderer Stelle*) habe ich ein Verfahren entwickelt, das im voraus den Dampfverbrauch und die günstigste Fahr- geschwindigkeit einer bestimmten im Entwurf vorliegenden Bauart zu ermitteln gestattet. Dieses Verfahren muß naturgemäß umständlich sein, und es liegt nahe, für Verhältnisse, die weniger schwankend sind, also das Wesentliche der Bauart

*) Th. Achterberg, Über die rechnerische Vorausbestimmung der günstigsten Fahrgeschwindigkeit von Kolbenheißdampf- lokomotiven einstufiger Dampfdehnung. Glasers Annalen 170 (1930), S. 109.

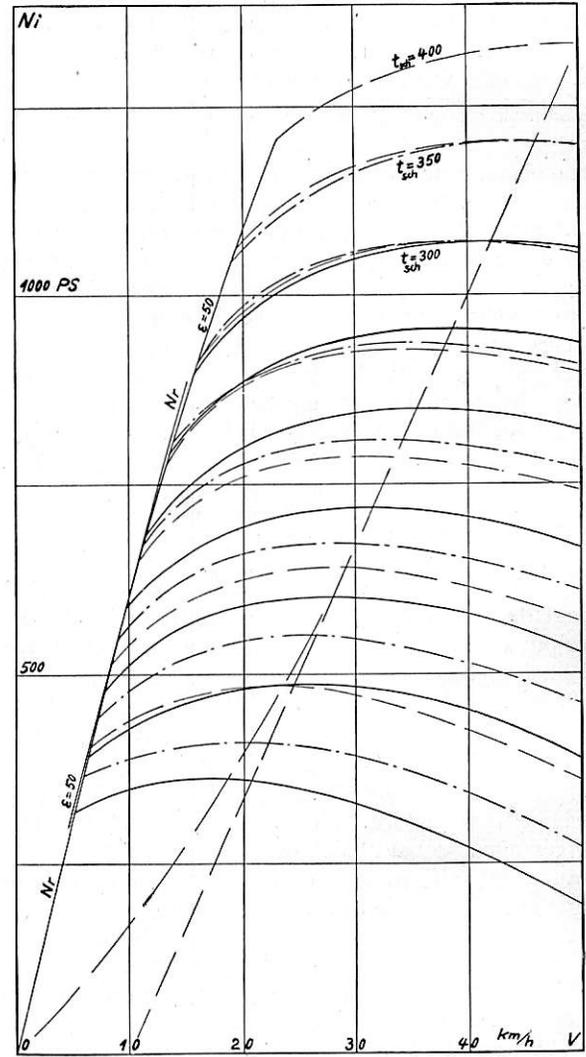


Abb. 2.

von Herrn Professor Dr.-Ing. Meineke folgend, habe ich die Ergebnisse der oben angeführten Arbeit fortgeführt und eine Formel für den Dampfverbrauch bei der günstigsten Geschwindigkeit aufgestellt, die in dem eben gekennzeichneten Rahmen Gültigkeit besitzt und den neueren Versuchsergebnissen der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft*) angepaßt ist.

*) Für die Erlaubnis zur Einsichtnahme in die Versuchsergebnisse bin ich Herrn Reichsbahnoberrat Prof. Dr.-Ing. e. h. Nordmann und dem Leiter des Versuchsamtes Grunewald Herrn Reichsbahnoberrat K. Günther zu Dank verpflichtet.

Um Wiederholungen zu vermeiden, verweise ich im folgenden auf die Veröffentlichung in Glasers Annalen, an die hier angeknüpft wird. Insbesondere sind es die Abb. 20 und 21, die hier als Abb. 1 und 2 wiedergegeben sind und in denen errechnete Leistungskurven über der Fahrgeschwindigkeit V mit der Kesselanstrengung einerseits und dem Dampfdruck p und der Dampftemperatur t andererseits als Parametern gegeben sind. Wir benutzen diese Ergebnisse, um die Kesselanstrengung in $\text{kg/m}^2 \text{h}$ zur Leistung in Beziehung zu setzen. Dabei erhalten wir den Dampfverbrauch in kg/PSih in der Form

$$c = f_1(t, p, V, z_k) \dots \dots \dots 1)$$

Die Kesselanstrengung z_k kg/m^2 interessiert nicht in allen Werten, sondern entweder nur die Betriebsgrenze, für die von der Reichsbahn der Wert $57 \text{ kg/m}^2 \text{h}$ allgemein gewählt wird, oder ein mittlerer Wert, der etwa der Strahlschen Bezeichnung $A=3$ entspricht. Dabei ist nach Strahl bekanntlich

$$A_1 = \frac{Bh}{R \cdot 10^6}$$

wo B kg Kohle je Stunde, h der untere Heizwert des Brennstoffs, R die Rostfläche in m^2 . In dieser Form wird aber keine Unterscheidung zwischen Kesseln verschiedener Bauart getroffen, so daß bei einer Bezugnahme der Dampfleistung auf die Heizfläche H zwar der Heizfläche, bei Beziehung der Dampfleistung des Kessels auf A_1 aber ebenso der Rostfläche eine übertriebene Bedeutung zugesagt würde. Diesem Mangel hat Meineke*) dadurch abgeholfen, daß er die „Rechnungsrostfläche“ \mathfrak{R} einführt, also schrieb

$$A = \frac{Bh}{\mathfrak{R} \cdot 10^6}$$

Die „Rechnungsrostfläche“ \mathfrak{R} ist ein mit der wirklichen Rostfläche R vergleichener Zahlenwert, der die Leistungsfähigkeit des Kessels bestimmt. Da die Leistung des Kessels wesentlich durch die vier Faktoren Rechnungsheizfläche \mathfrak{S} (nach Strahl), wahre Feuerbüchsheizfläche H_d , Feuerbüchsinhalt J und wirkliche Rostfläche und Kohlensorte bedingt ist, so ist die Bezugsgröße \mathfrak{R} durch diese Konstruktionsmaße, d. h. durch die Verhältnisse $\mathfrak{S}/\mathfrak{R}$, H_d/\mathfrak{R} , J/\mathfrak{R} und $R/\mathfrak{R} = \rho$ gegeben.

Das Verhältnis $\mathfrak{S}/\mathfrak{R}$ trägt der Ausnutzung der Heizgaswärme Rechnung, H_d/\mathfrak{R} der Rohrwandtemperatur, J/\mathfrak{R} der Heizraumbelastung und R/\mathfrak{R} der Kohlensorte. Die Rechnungsrostfläche kann dann als einzige Charakteristik des Kessels betrachtet werden, wenn der Wert \mathfrak{R} so ermittelt wird, daß die aufgeführten Verhältnisse durchschnittlichen Erfahrungswerten entsprechen.

Die der Kesselanstrengung $A=3$ entsprechende Dampferzeugung ergibt sich aus der Bilanzgleichung

$$C(i - q) = \mathfrak{R} A 10^6 \eta_k \dots \dots \dots 2),$$

hierin ist C die Dampferzeugung in kg/h , i der Wärmeinhalt des erzeugten Heißdampfes in WE/kg , q derjenige des Speisewassers. Der Kesselwirkungsgrad ist von Meineke nach russischen Versuchen zu

$$\eta_k = 0,83 - 0,06 A,$$

bei $A=3$ also zu $\eta_k = 0,65$ ermittelt worden. Aus Gl. 2) läßt sich also für ein bestimmtes \mathfrak{R} und mit bestimmten übrigen Werten die Dampfleistung C bestimmen. Wird diese durch die verdampfende Heizfläche H_v geteilt, so ist z_k für $A=3$ und die übrigen gewählten Verhältnisse gefunden.

Für die Maschine des Beispiels der oben erwähnten Arbeit ist ermittelt $\mathfrak{R} = 3,0 \text{ m}^2$, bei $A=3$ wird also

$$z_k = \frac{C}{H_v} = \frac{\mathfrak{R} A 10^6 \eta_k}{H_v (i - q)} = \frac{3 \cdot 3 \cdot 10^6 \cdot 0,65}{194,4 (i - q)} \dots \dots \dots 3)$$

Darin ist i der Wärmeinhalt beim Kesseldruck p und der Kesseltemperatur t ; der Wärmeinhalt q des Speisewassers

kann zu 100 angenommen werden. Für gegebenes p und t_{sch} , die Dampftemperatur im Schieberkasten, ist t annähernd bestimmt und damit nach Gl. 3) das z_k , mit dem man in die Abb. 1 und 2 zu gehen hat. Von dieser z_k ($A=3$)-Kurve interessiert uns nur der auf der Scheitelgraden liegende Punkt, da wir c' , den Verbrauch bei der günstigsten Geschwindigkeit V' , bestimmen wollen. In diesem Punkt können wir nun V' und die Leistung N' ablesen, haben damit $c' = \frac{z_k}{N'} \cdot H_v$ für $A=3$ und einen bestimmten Wert von p und t gefunden.

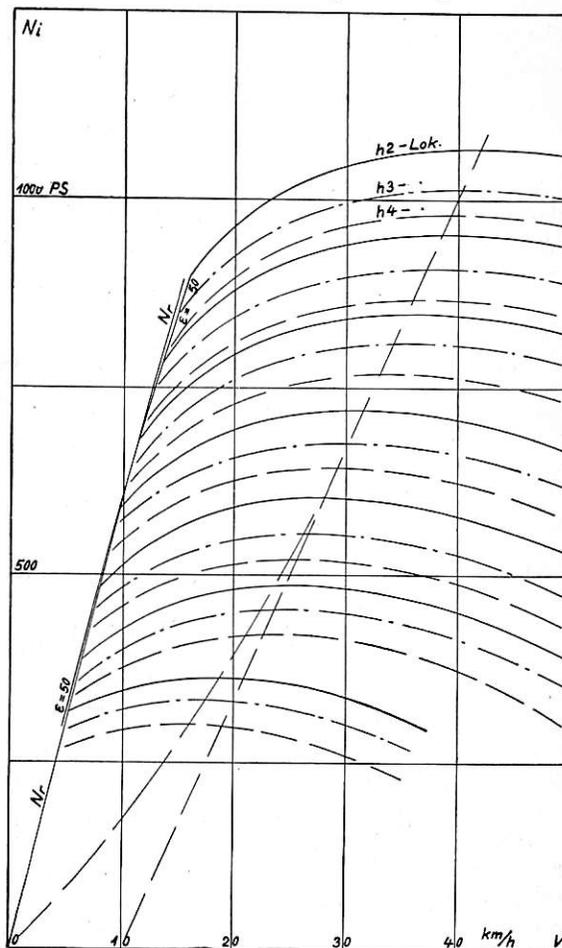


Abb. 3.

Unsere Aufgabe ist damit von der Form $c' = f_2(t, p, V', A=3)$ auf $c' = f_3(t, p)$ zurückgeführt. V' ist in den Abb. 1 und 2 schon von z_k bzw. A abhängig gegeben, es bleiben uns als unabhängige Variablen noch t und p übrig. Die Temperatur t haben wir in angemessener Höhe über t_{sch} anzunehmen, wovon wiederum die drei Werte $300, 350$ und 400°C behandelt sind. Der Kesseldruck p ist durch die in den Ausgangskurven behandelten Werte 12 und 16 ata des Schieberkastendruckes p_s gegeben.

In der gezeigten Weise waren nun die Dampfverbrauchszahlen bestimmt worden, dabei zeigte sich, daß sie um durchschnittlich 10% zu hoch gegenüber den letztthin bekannt gewordenen Versuchswerten lagen. Der Ursache wurde nachgegangen und die Fehlerquellen da gefunden, wo sie schon im Schlußabsatz der ersten Arbeit vermutet wurden:

1. Der Wert M der Graßmannschen Verlustformel, der nach einem älteren Versuch an der T 16 zu 1900 ermittelt worden war (Graßmann gibt für ortsfeste Maschinen 1200 bis 1600 an), erhielt nach Versuchsfahrten mit der anerkannt guten Bauart Reihe 64 nur den Wert 1800 .

2. Die Eintrittsdrosselung hat sich Strahls Formel entsprechend ergeben, dagegen ergibt die Strahlsche Formel

*) F. Meineke, Über die Dampferzeugung im Lokomotivkessel. Z. V. D. I. 63 (1919), S. 1169. — Siehe auch S. 29 in Meineke, Kurzes Lehrbuch des Dampflokotivbaues, Berlin: Julius Springer 1931, wo auch auf S. 72 das Ergebnis der vorliegenden Arbeit schon veröffentlicht ist.

für den Gegendruck Werte, die mindestens um seinen konstanten Zuschlag von 0,2 at vermindert werden müssen.

3. Für die Differenz $t - t_{sch}$ waren 10^0 angegeben worden*). Nach den neueren Versuchen beträgt dieser Verlust vom Überhitzersammelkasten bis zum Schieberkasten nur etwa $2^0 C$, t kann also etwa gleich t_{sch} gesetzt werden. Die Differenz $p - p_s$ dagegen hat die früher**) angegebene Höhe.

4. Der Verlust C_h der Hilfsmaschinen beträgt nur etwa 2% statt der angegebenen 3% des Gesamtverbrauchs.

5. Die Lokomotive des Beispiels hat eingezogene s-förmige Schieberkanäle. Durch gerade Kanäle vermindert sich die schädliche Fläche um annähernd 20%, ebenso der Dampfverlust durch den Flächenschaden. Auf den Gesamtverbrauch bezogen sind das immerhin noch etwa 4%.

Wie oben gezeigt worden war, ergab jeder Wert t (also etwa gleich t_{sch}) und jeder Wert p je ein c' für $A = 3$. Werden diese Werte c' über t bzw. über p aufgetragen, so zeigt sich, daß c' der Temperatur t etwa linear proportional ist, während der Verlauf der Abhängigkeit vom Druck etwa einer Form $c' \cdot p^x = const$ entspricht, und zwar liegt der Verbrauch bei 14 atü im Vergleich zu 12 atü etwa um ein Drittel über dem bei 16 atü.

In Abb. 3 ist der Einfluß von Zwilling-, Drilling- und Vierlingbauart behandelt. Die ihnen bei konstantem Zugkraftmodul (d. i. die Zugkraft bei vollem Kesseldruck an Stelle des mittleren indizierten) zugehörigen Zylinderdurchmesser und eine weitere Durchrechnung ließen ebenfalls eine lineare Abhängigkeit des c' vom Zylinderdurchmesser d erkennen.

*) Glasers Annalen 108 (1931), S. 146.

**) Glasers Annalen 107 (1930), S. 111.

Diese Ermittlungen lassen sich nun zu einer Formel zusammenfassen von der Form

$$c' = \left(a - \frac{t}{b}\right) \left(e - \frac{d}{f}\right),$$

darin sind a und b vom Kesseldruck abhängig und e und f bei gleicher günstiger Zylinderbauart als Konstante ermittelt. Unter dieser Voraussetzung kann die Endformel als Handhabe für schnelle Übersichtsrechnung dienen. Statt der eingehenden Berücksichtigung des Flächenschadens ist in ihr wenigstens der Zylinderdurchmesser enthalten. Die Werte a , b , e und f können aus nachstehender Tabelle entnommen werden, wobei die oben unter 1 bis 5 angegebenen den Verbrauch vermindern Einflüsse schon berücksichtigt sind.

p	a	b	e	f
12	14,25	55,0	} 1,22	215
14	13,65	58,3		
16	13,3	60		

Gültig für $A = 3$.

War am Schluß der Abhandlung über die günstigste Geschwindigkeit der Lokomotive auf die zunächst schwachen Füße hingewiesen worden, auf denen das Gebäude stand, so gilt das gleiche hier. Das Verlangen nach einer wenn auch noch so rohen Formel war aber doch bestimmend, auf dem Vorhandenen aufzubauen und wenigstens einen Weg zu zeigen, auf dem verbessernd weitergeschritten werden kann. Immerhin hat sich auch gezeigt, daß die Grundlage brauchbar ist und nach den ersten vier der oben angegebenen Punkte schon eine Verbesserung hat erfahren können.

Elektrische Lokalbahn Feldbach—Bad Gleichenberg.

Von Oberbaurat Ing. Wilhelm Fritsch, Graz.

Der Bau der Bahn Feldbach—Bad Gleichenberg wurde vom Lande Steiermark im Landtag im Februar 1926 beschlossen. Sowohl zur Erschließung des südöstlichen Teiles der Oststeiermark, der arm an Eisenbahnen ist, und auch für den Kurort Bad Gleichenberg war der Bau dieser Bahn von besonderer Bedeutung, da man bis jetzt gezwungen war, diesen Kurort von der Bahnstation Feldbach auf einer 15 km langen Straße mittelst Auto zu erreichen.

Die Eröffnung der Bahn erfolgte am 14. Juni dieses Jahres. Die lange Bauzeit war durch die schwierigen Geländeverhältnisse bedingt.

Die Bahn zweigt im Bahnhof Feldbach der Österreichischen Bundesbahnen (Seehöhe 282 m) ab, verläuft in südöstlicher Richtung und hat bis zum Endpunkt der Bahn in Bad Gleichenberg 21,1 km Länge mit stark wechselnden Neigungs- und Richtungsverhältnissen. Da die Linie Steigungen über 41‰ aufweist, erschien das Befahren der 21,1 km langen Linie mit Dampflokomotiven unwirtschaftlich, man nahm daher die elektrische Zugförderung in Aussicht. Gleichzeitig war durch die Bahn ein Absatzgebiet für die Verwertung der steirischen Wasserkräfte für die südliche Oststeiermark geschaffen, da man für die Bahnlinie die Steweag-Fernleitung, die nur bis Gleisdorf reichte, über Feldbach hinaus bis nach Gnas verlängern mußte.

Die Bahn ist als vollspurige Nebenbahn für elektrischen Betrieb mit 1500 Volt Gleichstrom gebaut. Dieser wird im Umformerwerk der Zwischenstation Gnas mittelst Transformator und Glasgleichrichter aus Drehstrom von 20000 Volt und 50 Hertz erzeugt.

Das Stationsgebäude in Gnas, in km 12,3 liegend, birgt in einem Anbau den Gleichrichterraum, während die Drehstromseite vollkommen abgetrennt als Freiluftstation ausgeführt ist (s. Abb. 1). Die ganze Eisengerüstkonstruktion der

Freiluftanlage, in welcher die beiden Haupt- und Nebentransformatoren, die beiden Ölschalter und der Bendmann-Überspannungsschutz, sowie die ganze Schalteinrichtung untergebracht sind, ist in allen Verbindungsstellen elektrisch geschweißt.

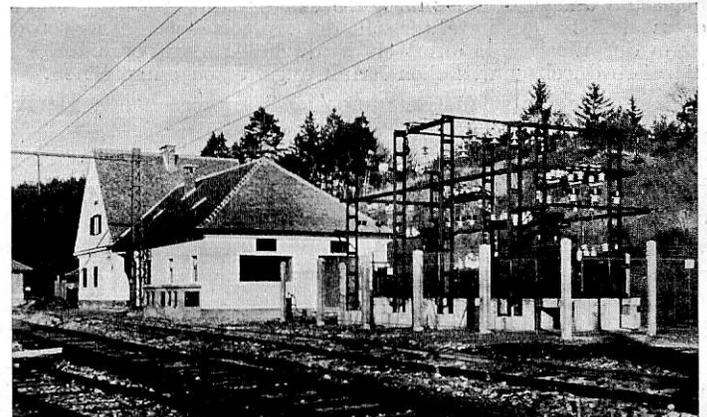


Abb. 1. Umformerstation Gnas mit der Freiluftanlage.

Die Anlage ist für eine Dauerleistung von 860 kW bei 1650 Volt Gleichstromspannung ausgeführt. Diese Leistung wird in zwei Dreiphasen-Gleichrichter-Aggregaten (s. Abb. 2) von je 430 kW umgeformt. Jedes Aggregat besteht aus drei Glaskolben samt zugehöriger Apparatur. Da auf der hoch gelegenen Umformerstation Gnas das nötige Kühlwasser fehlte, wurden trotz der hohen Spannung, statt Eisengleichrichtern Glasgleichrichter gewählt.

Bestimmend hierfür war der Umstand, auch einen Nichtfachmann z. B. den Stationsbeamten vermittelt der

selbsttätigen Schaltungen die Bedienung der Anlage zu ermöglichen.

Zur Ausführung gelangte ein neues, der österreichischen Firma „Elin“ patentiertes Schaltungssystem, in dem jede Phase des Drehstroms zu einem eigenen zweianodigen Glaskolben geführt wird. Eine zweiseitenkelige Anodendrossel bewirkt eine gleichmäßige Verteilung des Stromes auf beide Anoden. Diese Ausführung hat den Vorteil der erhöhten Rückzündsicherheit und einer längeren Lebensdauer der Glaskolben trotz der hohen Spannung von 1500 Volt.

Die Glaskolben bestehen aus widerstandsfähigem Quarzglas aus der österreichischen Glasfabrik Inzersdorf. Die Kathoden der drei Gleichrichtergefäße sind parallel geschaltet und als positiver Pol im Gegensatz zu den Normalausführungen bei anderen Bahnen, mit der Fahrachse verbunden. Diese Erdung des positiven Pols bildet den Vorteil daß die gesamte Hilfsausrüstung, die zum größten Teil unmittelbar an die Kathoden angeschlossen ist, keine Potentialdifferenz gegenüber der Erde annehmen kann, was für die Bedienung und Kontrolle der Automatik der Gleichrichter sehr vorteilhaft ist.

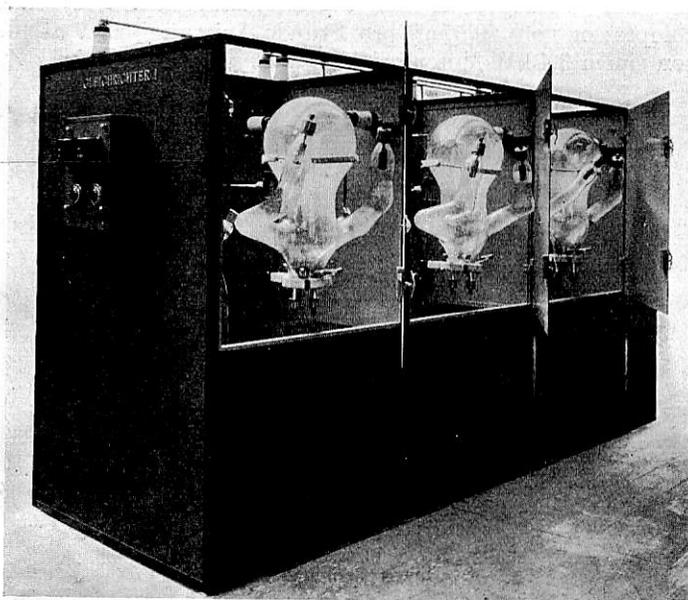


Abb. 2. Gleichrichtergruppe mit drei zweiarmigen Glaskolben.

Die Sternpunkte der Sekundärwicklung der Haupttransformatoren bilden gleichzeitig den Minuspol der Gleichrichter und sind über Schnellschalter an eine gemeinsame Gleichstromsammelschiene angeschlossen, von welcher ein Kabel zur Fahrdrathleitung führt.

Die Fahrleitung besteht aus einem Kupferprofildraht von 100 mm^2 Querschnitt und einem Trageisil aus Kupfer von 70 mm^2 Querschnitt, welche durch Bronzehängeseile mit 10 mm^2 Querschnitt im Abstände bis zu 12 m miteinander verbunden sind. Außerdem reicht eine Verstärkungsleitung mit 70 mm^2 Kupferseilquerschnitt von Gnas bis Feldbach, die auf Stützisolatoren an den Mastspitzen gelegt ist. Um mit möglichst wenig Isolatortypen auszukommen, wurden für die Fahrleitung einheitliche Stabisolatoren mit zwei Rillen verwendet. Diese haben eine Bruchlast von 4500 kg, die Überschlagnspannung beträgt 48000 Volt im Trockenem und 27000 Volt unter Regen von 3 mm pro Minute und $100 \mu\text{S}$ Leitfähigkeit. Das gesamte Isolatorenmaterial stammt aus der steirischen Porzellanfabrik Frauenthal bei Deutsch-Landsberg.

Abweichend von der Einheitsfahrleitung der österreichischen Bundesbahnen wurde die windschiefe Aufhängung gewählt, die sich besser an die zahlreichen Windungen der Bahn anschmiegt. Die normale Fahrdrathhöhe beträgt

5,5 m über Schienenoberkante. Sie wird in Bahnhöfen und bei Straßenkreuzungen auf 6 m erhöht. Die Nachspannung der Streckenfahrleitung erfolgt in Abständen von 1,2 km durch Betongewichte.

Um eine gleichmäßige Abnutzung der Schleifstücke und gute Stromabnahme zu erzielen, ist die Leitung in der Geraden in Zickzack + 45 cm verlegt. Zum Schutze gegen Überspannungen sind Hörnerfunkenableiter vorgesehen. Die Rückleitung erfolgt durch die Schienen, die mit 70 mm^2 Querschnitt Kupferschienenverbinder überbrückt sind und alle 250 m Querverbinder vom gleichen Querschnitt besitzen. Die Bahnhöfe haben eiserne Querjoche über zwei bzw. drei Geleise. Jeder Eisenmast ist durch eine Verbindung mit der Schiene geerdet.

Die Stationsfahrleitungen sind von denen der freien Strecke durch eine Streckentrennung (s. Abb. 3) elektrisch getrennt, die durch ein Aneinander-Vorbeiführen der Leitungen erhalten wird. In den Lade- und Remisengleisen sind eigene Streckentrenner eingebaut.

Die Gittermaste, die die Leitungen zu tragen haben, besitzen drehbare Schrägausleger und sind in der Geraden bis zu 60 m voneinander entfernt. In den Kurven sind Auszugsmaste vorgesehen.

Zur Abschaltung der einzelnen Streckenabschnitte der Bahnhöfe, der Verstärkungsleitung, der Ladegleise und der

Lokomotivschuppen sind eigene Abschnittsleitungs-, Bahnhof-, Verstärkungsleitungs-, Ladegleis- und Schuppenschalter vorgesehen worden. In der Station Gnas können außerdem zwei Hauptschalter die Streckenteile Gnas—Feldbach und Gnas—Bad Gleichenberg ein- und ausschalten.

Die beschafften Fahrzeuge bestehen aus: 2 elektrischen Triebwagen, 1 elektrischen Lokomotive, 2 Anhängewagen (2. und 3. Klasse), 2 Gepäckwagen, 35 Güterwagen. Für Bahnzwecke ist 1 Turmwagen und 1 Motor-draisine beschafft worden.

Die vierachsigen Triebwagen (Abb. 4) besitzen eine Leistung von 400 PS und sind sehr geräumig, so daß 60 Sitzplätze in der 2. und 3. Klasse zusammen untergebracht werden konnten.

Die Abmessungen sind folgende: Leergewicht 36,3 t, Gesamtgewicht 38 t, Gesamtlänge 16,24 m, Drehzapfenentfernung 9,5 m, Raddurchmesser 1 m, Höchstgeschwindigkeit 50 km/Std. Jede Achse ist durch einen Motor angetrieben. Das Übersetzungsverhältnis der Zahnräder beträgt 1:5,18. Den mechanischen Teil des Wagens lieferte die Grazer Waggonfabrik vorm. Joh. Weitzer, der elektrische Teil ist von der österreichischen Firma „Elin“ hergestellt. Die Steuerung geschieht durch ein erprobtes Schaltsystem mittelst elektro-pneumatischer Hüpfen. Es sind neun Fahrstellungen und sechs Bremsstellungen der elektrischen Widerstandsbremse vorgesehen. Als Hauptschalter ist ein elektro-pneumatischer Doppellinienschütz in Verwendung.

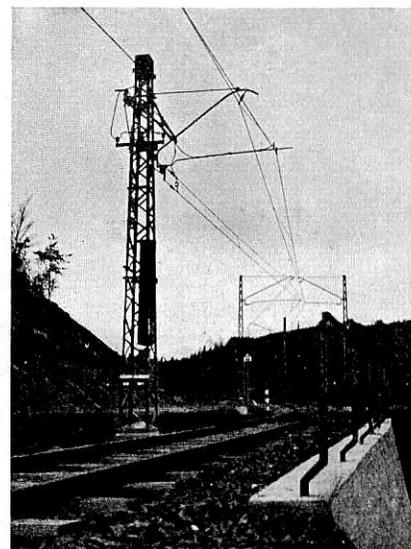


Abb. 3. Streckentrennung vor Stationen.

Jeder Triebwagen erhielt zwei Scherenstromabnehmer mit Druckluftbetätigung und Schleifstücken nach Patent Fischer. Die Hauptstromleitung geht vom Dachtrennschalter durch das Wageninnere zu den Schützen des Hüpfkastens, welcher am Untergestell angebracht ist, sodann zu den Motoren bzw. zu den Wendeschaltern.

Die Motoren sind ständig in Gruppen paarweise hintereinander geschaltet. Im Stromkreise der beiden Motorgruppen befinden sich je ein Maximalrelais, welches bei Überlastung die Linienschützen der betreffenden Motorgruppe abschaltet, was im Führerstand durch Herabfallen einer Fallklappe angezeigt wird.

Beleuchtung, Beheizung, Sandstreuvorrichtung, Signalgebung mittels Tyfon Bauart Krupp, Luftsaugebremse, Doppellinienschütz, Schützenkasten, Fahrtwender, Maximalrelais, Bügelventil werden durch einen besonderen Hilfsstromkreis mittelst Motorgenerators angetrieben.

Stahlakkumulatoren (Nife Batterie) bilden eine Reserve bei Stromunterbrechung.

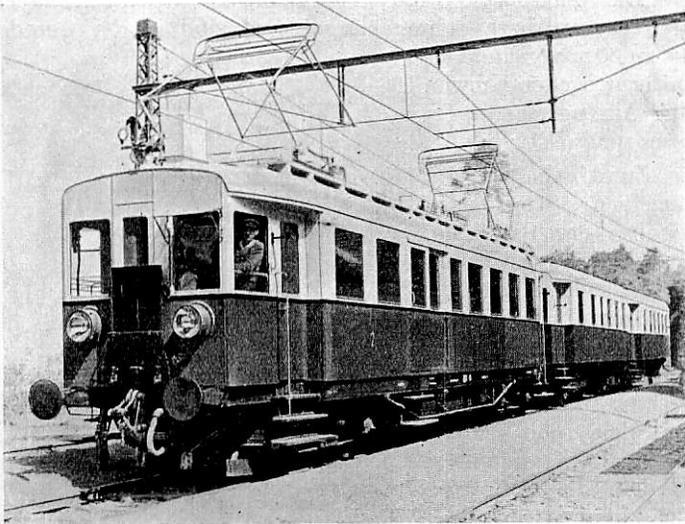


Abb. 4. Triebwagenzug.

Die Lokomotive (Abb. 5) im Gewichte von 38 Tonnen hat 544 PS Leistung. Vier Tatzenlagermotore treiben die vier Achsen an. Zwei elektrische Motoren sind wie beim Triebwagen ständig in Serie geschaltet. Als Stromabnehmer dient ein Parallelogramm mit zwei Schleifstücken. Das Heben und Senken erfolgt durch Druckluft mittelst eines Bügelventils. Vom Stromabnehmer gelangt der Strom über ein Überlastrelais und Überstromschutz durch zwei am Dache angeordnete Sicherungen mit Blitzschutz zu den Schützen. Als Steuerung ist eine elektromagnetische Schützensteuerung in Verwendung. Der Fahrshalter hat elf Fahrstellungen und neun Bremsstellungen. In den ersten sieben Stufen sind die Motoren in Reihe geschaltet, in den letzten vier Stufen sind je zwei Motoren in Reihe parallel geschaltet. Der Übergang geschieht in der Brückenschaltung ohne Unterbrechung der Zugkraft.

Bei der elektrischen Kurzschlußbremse arbeiten die Motoren als Generatoren auf die Widerstände. Die Regelung der elektrischen Bremse erfolgt durch stufenweises Abschalten von Widerständen. Die elektrische Bremse wird nur in Gefahr-

fällen betätigt, im Betrieb wird regelmäßig mit der selbsttätigen Luftsaugebremse gebremst.

Die Umschaltung des Stromes für Vorwärts- bzw. Rückwärtsfahrt wird durch einen elektrisch betätigten Fahrtwender besorgt. Der für den Steuer- und Sicherheitsstromkreis erforderliche Strom wird einem Spannungsteiler der in einem Vorbau untergebracht ist, entnommen. Dasselbst sind auch die Steuerstromwiderstände, die nach der Zahl der eingeschalteten Schützen zur Erhaltung eines konstanten Steuerstromes durch Hilfskontakte an die Schützen geschaltet werden, eingebaut. Eine Nullspannungsverriegelung bewirkt, bei Stromloswerden der Fahrleitung, daß die Schützen wieder von der Nullstellung stufenweise eingeschaltet werden.

Die Beleuchtung erfolgt durch die Normalausführung nach System Dyck, wie es bei den Österreichischen Bundesbahnen gebräuchlich ist. Für die Beheizung des Führerstandes sind zwei in Reihe geschaltete Heizkörper von je 1 kW vorgesehen. Zur Signalgebung dienen Druckluftpfeifen. Sie werden durch Druckknöpfe betätigt.

Die Druckluft zur Bügelbetätigung, für die Sandstreuung und zur Signalgebung liefert ein einstufiger Zweizylinderkompressor von 19,5 m³ pro Stunde Leistung bis 7 at, der von einem 3,4 kW-Motor bei 1500 Volt angetrieben wird. Zur

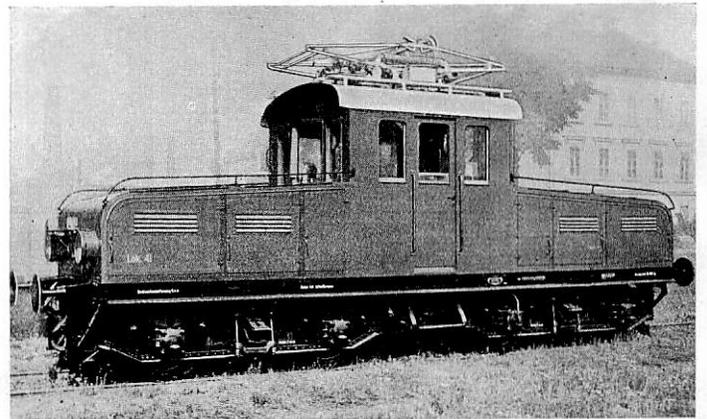


Abb. 5. Lokomotive Bo + Bo.

Druckluftaufspeicherung dienen zwei Luftbehälter mit 200 bzw. 100 Liter Inhalt.

Die Lokomotive wurde im mechanischen Teile von der Grazer Waggonfabrik vorm. J. Weitzer, im elektrischen Teil von der österreichischen Firma A. E. G., Union Wien hergestellt.

Die Kontroller sind mit der Totmannsteuerung ausgerüstet.

Für die Ausbesserung der Fahrzeuge ist in Feldbach eine reichlich ausgestattete Werkstätte geschaffen, so daß mit den daselbst aufgestellten Arbeitsmaschinen, Hebezeugen, fahrbaren Kranen und Versenkvorrichtungen sämtliche Ausbesserungen besorgt werden können. Für den elektrischen Antrieb der Arbeitsmaschinen, sowie für die Beleuchtung der Werkstätte ist eine besondere Stromzuleitung von einem Transformatorhäuschen vorgesehen.

Die Strecke ist mit einer neuzeitlichen Fernsprechanlage mit Sprechstellen nach System der Reichsbahn type ausgerüstet worden.

Personenwagen-Reinigungs- und Lackpflegeanlage.

Bauart: Lautenschläger-Gensch.

Von H. Lautenschläger, Reichbahnausbesserungswerk Potsdam.

Inhalt: Entwicklung der Reinigungs- und Lackpflegeanlage für Personen-, Post- und Gepäckwagen für Fließbetrieb bei 40 Minuten Arbeitstakt. Verbessertes Reinigungsmittel gegenüber den ersten Versuchen mit Putzöl. Betriebspflege.

Das erfolglose Beginnen, mit Wasser die Schmutzschichten der Fahrzeuge zu reinigen, erfordert die Anwendung von Schmutzlösungsmitteln, die je nach ihrer Art und Menge mehr

oder weniger wirksam sind. Die wirksamsten Schmutzlösungsmittel sind die größten Feinde des Lackfilms, besonders dann, wenn die Reinigung im Akkord geschieht. Die Lösungsmittel in „arbeitssparender“ Form werden von den Arbeitern, trotz

Erhaltung des Fahrzeugs erfordert eine vorzeitige Erneuerung der Lackierung.

Trotz diesen allgemein bekannten Tatsachen wird aber noch heute überall mit Wasser gereinigt so gut oder schlecht es eben geht. Bei der Reinigung der stark verschmutzten Post- und Gepäckwagen hat das R. A. W. Potsdam schon vor Jahren mit Putzöl die besten Erfolge gehabt. Leider liess sich die Putzöl-Handreinigung nicht in das Fließverfahren eingliedern weil die notwendige Anzahl von Arbeitskräften hierzu nicht vorhanden war. Nach zahlreichen Versuchen mit Reinigungsgeräten aller Art konnte ein Verfahren ausgearbeitet werden, mit dem es möglich wurde die Handreinigung durch Maschinenreinigung zu ersetzen. Der Entwicklung der Reinigungsmaschine lag der Gedanke zugrunde, das gut reinigende Putzöl während des Arbeitsvorganges aufzubringen und gleichzeitig den gelösten Schmutz wegzuspülen. Die Maschine mußte leicht handlich für den Arbeiter sein und sparsam im Verbrauch von Kraft und Putzöl. Die Maschine Abb. 1 von der Preßluftwerkzeug- und Maschinenbau A.-G. Berlin Oberschöneweide und ihre Wirkungsweise ist in Heft 20 der Verkehrstechnik vom 15. Mai 1931 eingehend beschrieben, auch die Eingliederung in den Fließbetrieb. Als Reinigungsmittel ist an Stelle des Putzöls ein von der Lackfabrik Warnecke & Böhm, Berlin-Weißensee herausgebrachtes flüssiges Reinigungs- und Lackpflegemittel verwendet worden.

Bei der Verwendung von Putzöl traten viele Störungen zu Tage, die Ölzuführungsschläuche wurden undicht, der Geruch von Putzöl ist unangenehm und setzt sich in Wäsche und Kleider der Arbeiter fest. Durch das neue Reinigungsmittel werden gegenüber dem Putzöl zwei Arbeitsgänge erspart und zwar das Aufbringen des Putzöls zum Erweichen der Schmutzschicht und die Nachbehandlung mit einem Lackpflegemittel.

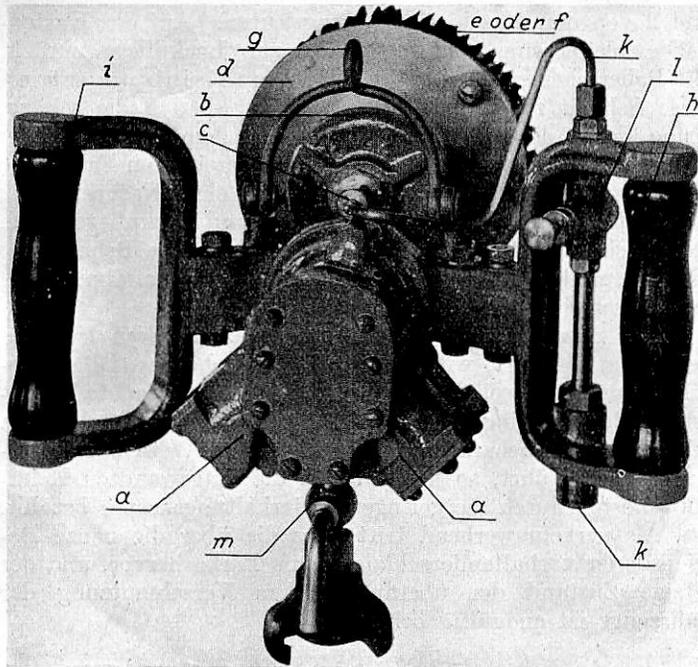


Abb. 1. Reinigungsmaschine. a) Preßluftmaschine, b) Räderuntersetzung, c) durchbohrte Welle, d) Scheibe für e) und f), e) Scheibenbürste, auswechselbar, f) Polierscheibe, auswechselbar, g) Aufhängebügel, h) Handgriffe mit Hahn, i) Handgriffe ohne Hahn, k) Zufuhrleitung für Reinigungsmittel, l) Reglerhahn für Reinigungsmittel, m) Preßluft-hahn für Antrieb.

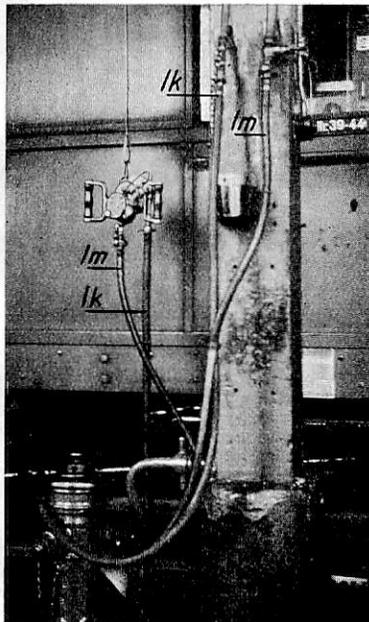


Abb. 2. Reinigungsmaschine mit Schlauchanschlüssen.
lk Schlauch für Reinigungsmittel.
lm Schlauch für Preßluft.

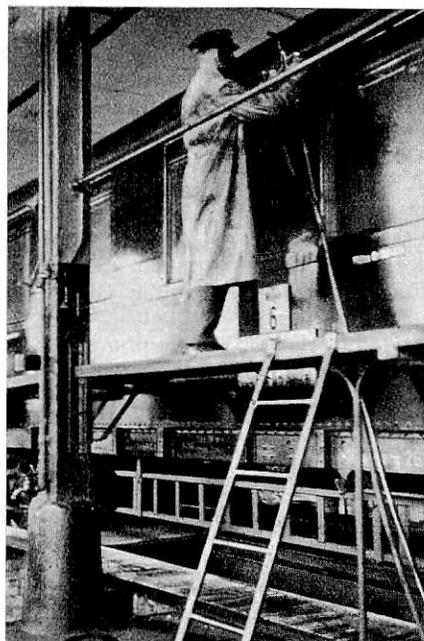


Abb. 3. 1. Reinigungsstand. Laufgerüst mit Schutzstange.



Abb. 4. 2. Reinigungsstand mit niederem Gerüstbock.

scharfer Aufsicht, immer gern angewendet; aber der angerichtete Schaden zeigt sich erst nach Wochen. Der Lackfilm wird durch diese scharfen Mittel zerstört, das Anrosten begünstigt und die

Der Arbeitsvorgang und die Einrichtungen zur Reinigung der äußeren Kastenflächen der Fahrzeuge ist im Ausbesserungswerk Potsdam folgendermaßen aufgebaut:

Auf einem langgestreckten Fließgleis liegen die Arbeitsstände für die Kastenreinigung hintereinander. Die Reinigungsmaschinen hängen mit Gewichtsausgleichrollen an Laufschienen, die über die drei Reinigungsstände hinwegreichen, parallel zu den Wagenkastenflächen. Das Reinigungs- und Lackpflegemittel wird von einem Behälter durch Rohrleitungen mit Schlauchanschlußstücken unter $\frac{1}{2}$ at Druck zugeführt. Die Preßluft zum Antrieb der Reinigungsmaschinen wird mit Schläuchen und Anschlußstücken dem Werkpreßluftnetz entnommen.

Der erste Reinigungsstand ist mit einem Laufgerüst (Abb. 3) versehen. Die Reinigungsarbeiter können von diesem Standort die obere Kastenhälfte von der Fensterbrüstungsleiste bis zum Dach mit den Reinigungsmaschinen gut bearbeiten. Auf diesem Stande arbeiten vier Leute mit je einer Maschine. Der Arbeitsvorgang ist einfach und geht ohne Kraftanstrengung vor sich. Der Preßluftahn der Maschine wird geöffnet und die Bürste der Maschine in Gang gesetzt. Mit den beiden Handgriffen wird die Maschine leicht gegen die Kastenfläche angedrückt unter gleichzeitiger Zugabe von Reinigungsmittel, das bei Niederdrücken des Druckknopfhahns axial durch die Bürste aufgespritzt wird. Der Arbeiter führt die Maschine über die Kastenfläche, Nietköpfe, Leisten usw. auf- ab- und seitwärts, gibt je nach der Stärke der Schmutzschicht, Reinigungsmittel zu. Auf dem zweiten Reinigungsstand (Abb. 4) mit einem niederen Gerüstbock wird die untere Kastenhälfte von der Fensterbrüstungsleiste bis zum Lang-

träger auf die gleiche Weise wie die obere Hälfte auf dem ersten Stand gereinigt.

Der schmutzige Rückstand wird mit handlichen Gummischabern abgezogen. Das Abziehen geschieht unmittelbar nach dem Reinigen der Kastenflächen auf den Arbeitsständen 1 und 2 von den Maschinenreinigungsleuten. Auf der Kastenfläche bleibt eine leichte Schicht zur Lackpflege zurück. Mit Polierscheiben wird auf dem dritten Reinigungsstand diese Schicht zur Lackpflege auspoliert, so daß die schöne, grüne Farbe des gereinigten Fahrzeugs, dem neu lackierten fast gleichwertig hervorkommt. Die so gereinigten Fahrzeuge bedürfen im Betrieb nach 4 bis 6 Wochen einer Nachreinigung oder Betriebspflege mit dem Reinigungs- und Lackpflegemittel. Der Lackfilm der Fahrzeuge wird durch solche Behandlung gepflegt, und nicht wie es durch die Wasserbehandlung noch jetzt geschieht planmäßig zerstört.

Die Staubschicht, die nach jedem Zugumlauf sich auf dem Film ablagert, wird in der Zeit zwischen zwei Betriebspflegen mit Putzwolle abgewischt, da die aufgebrachte Pflegeschicht das Eindringen der schädlichen Staubatome verhindert. Werden die so behandelten Fahrzeuge dem Werk zur Untersuchung zugeführt, so machen sich die aufgewandten Reinigungskosten durch die geringen Unterhaltungskosten bezahlt.

Als verkehrswerbend tritt aber die über die ganze Betriebsdauer vorhaltende schöne, grüne Farbe hervor, und der jetzige Zustand der überaus starken Verschmutzung der Fahrzeuge ist endgültig behoben.

Berichte.

Lokomotiven und Wagen.

Amerikanische Versuchsfahrten mit einer 1 E 2 Lokomotive.

Die Chesapeake and Ohio Railroad hat für die Beförderung 10000 t schwerer Güterzüge über eine 380 km lange Strecke mit $\frac{20}{100}$ Steigung 40 Stück 1 E 2-h 2 Lokomotiven beschafft. Bisher wurde dieser Dienst von 1 D + D 1 Lokomotiven versehen, wobei jedoch ein einmaliger Lokomotivwechsel erforderlich war, der bei Verwendung der 1 E 2 Lokomotiven wegfällt.

Die Überlegenheit der 1 E 2 Lokomotive geht aus Versuchsfahrten hervor, die die Bahn auf der genannten 380 km langen Strecke mit dieser Lokomotive und mit der bisher verwendeten 1 D + D 1 Lokomotive sowie außerdem auch noch mit einer zum Vergleich herangezogenen 1 D 2 Lokomotive unternommen hat. Die Hauptabmessungen der drei Lokomotiven und das Ergebnis der Fahrten sind aus den Zusammenstellungen 1 und 2 ersichtlich.

Bei allen Versuchsfahrten wurde mit voll geöffnetem Regler und möglichst gleichbleibendem Gegendruck gefahren. Der Kohlen- und Wasserverbrauch der 1 E 2 Lokomotive war durchschnittlich um 10 bis 14 % geringer als bei der Gelenklokomotive; ihr gesamt Wirkungsgrad um 11 % höher. Diese Überlegenheit der neuen Lokomotive dürfte allerdings in der Hauptsache auf den bei ihr verwendeten höheren Kesseldruck und auf die viel reichlicher bemessene Überhitzerheizfläche zurückzuführen sein. Andererseits

Zusammenstellung 1.

Lokomotivbauart	1 D + D 1-h 4	1 D 2-h 2	1 E 2-h 2	
Dienstgewicht der Lokomotive	258	209	256	t
Reibungsgewicht	224	134	170	„
Durchmesser der Treibräder	1448	1778	1753	mm
Zylinderdurchmesser	4 × 584	2 × 724	2 × 737	„
Kolbenhub	813	813	864	„
Kesselüberdruck	14,4	16,8	18,3	at
Verdampfungsheizfläche	601	527	610	m ²
Heizfläche d. Überhitzers	175	231	281	„
Rostfläche	10,5	9,3	11,3	„

Zusammenstellung 2.

Lokomotive	1 D + D 1	1 D 2	1 E 2	
Anzahl der Versuchsfahrten	4	4	4	
Zahl der angehängten Wagen	144	144	141	
Schlepplast	9750	9850	9900	t
Gesamtfahrzeit	13 h 59 min	13 h 9 min	13 h 17 min	
Reine Fahrzeit	11 h 19 min	11 h 13 min	10 h 42 min	
Durchschnittliche Geschwindigkeit	33,0	33,1	34,8	km/h
Gesamter Kohlenverbrauch	39,7	37,2	34,3	t
Gesamter Wasserverbrauch	263	243	236	m ³
Verdampfungsanzahl	6,64	6,54	6,76	
Mittlere Leistung	2632	2531	2625	PS
Mittlere Zugkraft	21200	20600	19800	kg
Größte Zugkraft beim Anfahren	47600	38600	48000	„
	ohne Hilfsmaschine	mit Hilfsmaschine		
Größte Zugkraft bei V = 48 km/h	24000	20400	25800	„
	ohne Hilfsmaschine			
Größte indizierte Leistung bei V = 48 km/h	—	—	4775	PS _i
Mittlerer Kesseldruck	14,3	16,8	18,2	at
„ Schieberkastendruck	12,2	15,6	17,1	„
Mittlerer Gegendruck	0,58	0,72	0,80	„
Mittlere Füllung	42,7	55,4	52,6	%
Größte Dampfwärme	—	—	410	°C
Heizwert der verfeuerten Kohle	3500	3400	3300	W.E.
Gesamter Wirkungsgrad	5,22	5,63	5,80	%

haben aber auch gerade diese beiden Maßnahmen im Verein mit der Anwendung einer Hilfsantriebsmaschine es möglich gemacht, daß eine Lokomotive mit einfachem Rahmen gebaut werden konnte, die der viel verwickelteren Mallet-Gelenklokomotive an Zugkraft und Leistung gleichkommt und dabei wesentlich bessere Laufeigenschaften aufweist als diese.

R. D.

(Railw. Age 1931, 1. Halbj., Nr. 3.)

2 C 1 - h 2 Einheits-Schnellzuglokomotive der Indischen Staatsbahnen.

Neben der vor einigen Jahren beschafften 2 C 1-h 2 Einheitslokomotive mit 17 t Achsdruck*) haben die Indischen Staatsbahnen jetzt noch eine schwerere Lokomotive derselben Bauart, jedoch mit 20 t Achsdruck in Dienst gestellt. 26 Stück derartige Lokomotiven sind von Beardmore u. Co. in Dalmauir für die North Western Railway und sechs weitere für die East Indian Railway geliefert worden. Die Hauptabmessungen sind mit denen der früheren Lokomotive und einer noch älteren 2 C 1-Lokomotive der Bombay, Baroda and Central India Railway, die ebenfalls beinahe 20 t Achsdruck aufweist**), unten zusammengestellt. Eine in vier Stück gebaute Abart der neuen Einheitslokomotive hat Ventilsteuerung erhalten***). Bemerkenswert ist, daß auch die Bengal Nagpur Railway neuerdings eine schwere 2 C 1-Lokomotive beschafft hat, die jedoch im Gegensatz zu den drei in der Zusammenstellung aufgeführten Lokomotiven Vierzylinder-Verbundtriebwerk in de Glehn'scher Anordnung besitzt.

	Bombay, Baroda and Central India R.	Leichte Einheits-Schnellzuglokomotive	Schwere Einheits-Schnellzuglokomotive	
Eigentumsbahn				
Baufirma	Kitson und Co., Leeds	Vulcan Foundry Newton-le-Willows	Beardmore und Co., Dalmauir	
Besprochen in	Organ 1925, S. 14	Organ 1928, S. 296	—	
Spurweite	1676	1676	1676	mm
Kesselüberdruck p	11,2	12,7	12,7	at
Zylinderdurchmesser, Hochdruck d	2×584	2×537	2×584	mm
Kolbenhub h	711	711	711	„
Kesseldurchmesser, außen größter	1905	1676	1905	„
Kesselmitte über Schienenoberkante	2896	2896	2972	„
Heizfläche des Überhitzers	51,0	43,0	59,0	m ²
Heizfläche — im ganzen — H	270,2	213,7	284,5	„
Rostfläche R	4,45	4,17	4,73	„
Durchmesser der Treibräder D	1880	1880	1880	mm
Fester Achsstand (Achsstand der Kuppelachsen)	3886	4014	4014	„
Ganzer Achsstand der Lokomotive einschl. Tender	20206	20307	20371	„
Reibungsgewicht G _i	59,25	51,69	60,1	t
Dienstgewicht der Lokomotive G	94,2	91,5	99,6	„
Leergewicht	—	—	88,3	„
Dienstgewicht des Tenders	73,55	65,7	79,1	„
Vorrat an Wasser	28,3	20,5	27,2	m ³
Vorrat an Brennstoff	14,0	10,15	14,2	t
H: R	60,8	51,1	60	„
Metergewicht	7,2	6,8	7,7	t/m

R. D.

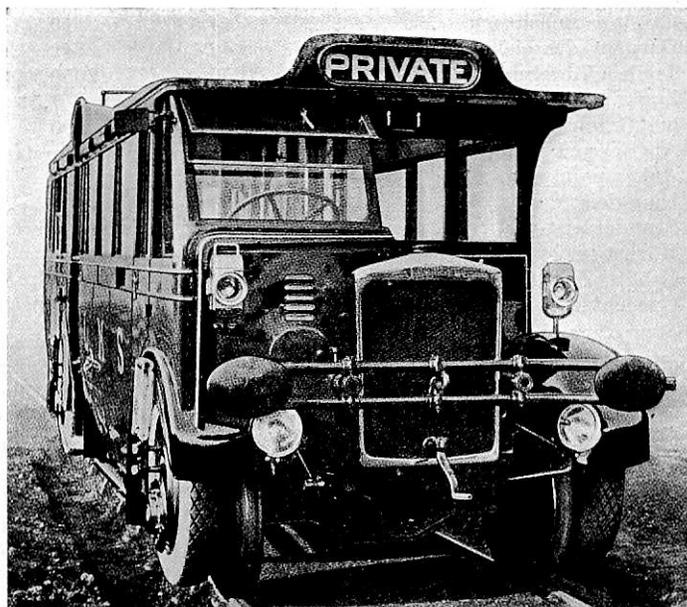
*) Organ 1928, S. 296.

**) Organ 1925, S. 14.

***) Organ 1931, S. 145.

Der Straßen-Schienenwagen.

Viele Versuche, ein für Straße und Schiene gleich brauchbares Fahrzeug zu schaffen, scheiterten an der Schwierigkeit des Radwechsels. Die London, Midland and Scottish Eisenbahngesellschaft hat von Karrier ein Fahrzeug bauen lassen, bei dem diese Schwierigkeit gelöst worden ist. Der Radwechsel beim Übergang von den Schienen auf die Straße und umgekehrt dauert nur zwei bis drei Minuten. Der Wagen ist zwar als Kraftwagen gebaut, aber die Art des Radwechsels kann auch für andere nicht kraftbetriebene Fahrzeuge, z. B. Anhänger, Beiwagen oder gewöhnliche Eisenbahngüterwagen, beibehalten werden. Der Wagen ist grundsätzlich als Straßenkraftwagen gebaut unter Beachtung der für Eisenbahnfahrzeuge geltenden technischen Vorschriften, wie Fahrzeugumgrenzung, Spurweite, Kurvenläufigkeit. Wenn er auf der Straße fährt, sind Straßenrad und Eisenbahnrad gleichmässig, der Wagen läuft auf dem größeren Pneumatikrad. Wenn er auf den Schienen laufen soll, wird das Straßenrad angehoben mittels zweier aneinander angelenkter Hubscheiben, die zwischen Radnabe und Radkranz eingebaut sind. Es werden zwei Bolzen entfernt, das Rad wird mit einem Hebel gedreht, bis die eine Hubscheibe in ihrer oberen Lage ist; zum Festhalten der Hubscheibe wird der eine Bolzen wieder eingesteckt. Sodann wird der



Vorgang wiederholt für die andere Hubscheibe. In dieser Stellung wird es durch ein Gleitstück, durch das die beiden Bolzen gehen, festgehalten. Bei Straßenfahrt geht der Antrieb unmittelbar auf die Naben der hinteren Pneumatikräder in der üblichen Art. Die erwähnten Einsteckbolzen dienen gleichzeitig zur Verkopplung mit dem Antrieb.

Um den Radwechsel vornehmen zu können, muss beiderseits des Gleises eine Rampe vorhanden sein, die von der Straßenoberkante auf die Schienenoberkante sich hebt. Wenn das Fahrzeug die Schienen verlassen soll, werden die Straßenräder herabgelassen, kurz bevor der Wagen die Rampe erreicht, dann wird auf die Rampe gefahren, wobei der Wagen sich von den Schienen abhebt und frei beweglich wird. Soll er auf die Schienen zurückgebracht werden, so fährt er die Rampe herab und setzt sich dabei mit seinen Eisenbahnrädern auf die Schienen. Die Straßenräder werden dann angehoben.

Wegen der Vorderradsteuerung brauchen für die Fahrt auf den Schienen keine Vorkehrungen getroffen zu werden. Sie bleibt einfach frei. Der Wagen hat vorne und hinten eine Zugvorrichtung und ebenso Puffer. Die hinteren Puffer sind fest, die vorderen sind abnehmbar.

Der Wagen ist für 26 Reisende gebaut. Der Radstand beträgt 5,2 m, die Länge über alles 7,92 m, das Gewicht in unbeladenem Zustand etwa 7 t.

Die Versuchsfahrten und die Vorführungen in Redbourn im Januar 1931 verliefen nach der Quelle befriedigend. Eb.

(The Railway Engineer, März 1931.)

Elektrische Bahnen.

Die neuen Gleichstromlokomotiven der Italienischen Staatsbahnen.

Auf den Italienischen Staatsbahnen ist bekanntlich vorwiegend Drehstrom von 16 Hertz zur Zugförderung eingeführt und zwar in Piemont und Ligurien und den angrenzenden Landesteilen. Der Wunsch, den Industriestrom auch im Bahnbetrieb zu verwenden, führte dazu, daß für die Strecken Rom—Sulmona in Mittelitalien Drehstrom mit 45 Hertz und Foggia—Benevent (—Neapel) in Unteritalien Gleichstrom von 3000 V Fahrdrachtspannung gewählt wurde. Von den 1607 km Länge der elektrischen Bahnen entfallen bisher 172 km auf Drehstrom mit 45 Hertz und 101 km auf Gleichstrom mit 3000 V, außerdem 73 km auf eine bereits i. J. 1901 elektrisierte Strecke mit Gleichstrom von 650 V.

Auf der 3000 V-Gleichstromstrecke stehen zwei Lokomotivtypen in Dienst, die folgende Hauptmerkmale aufweisen:

Bauart	$B_0 + B_0 + B_0$	$2 C_0 2$
Länge über Puffer m	14,95	16,3
Gesamtachsstand „	11,55	13,2
Dienstgewicht t	86	108
Größter Achsdruck „	14,5	19
Gewicht des elektr. Teils „	42	42
Treibraddurchmesser mm	1250	2050
Zugkraft t	12	7,5
bei Geschwindigkeit km/h	45	90
Antriebsart	Tatzlagermotor	Federstern
Ankerspannung V	90	90
Dauerleistung kW	1800	1800
Stundenleistung „	2100	2100
Höchstgeschwindigkeit km/h	60	120
Größte Zugkraft t	17,2	12
Gewicht a. d. lfd. m t/m	5,7	6,6

Die Motoranker und die gesamten elektrischen Apparate sind bei beiden Typen dieselben. Die drei Hauptfahr Geschwindigkeiten werden durch Reihenschaltung von sechs Motoren, Parallelschaltung in zwei Gruppen zu je drei Motoren oder in drei Gruppen zu je zwei Motoren erzielt. Die Schaltung geschieht durch eine Hubwelle mit Hilfluftsteuerung. Zwischenwerte sind möglich durch Feldschwächung mittels parallel zum Erregerstromkreis geschalteter Widerstände. Die Motordrehzahl ist 600—780 in der Minute. Für die Stromrückgewinnung wurde ein neues System, italienisches Patent vom 27. März 1928, gewählt. Von besonderen Baumerkmalen ist zu erwähnen:

Lokomotiven $B_0 + B_0 + B_0$ (Reihe E 625). Die Längsträger des mittleren Gestelles reichen über die beiden Endgestelle hinweg und stützen sich auf diese mittels eines Systems von Längswiegen. Jede Wiege ruht auf dem Querträger des Lenkrahmens mittels eines Zapfens, der eine Rolle trägt, die auf den am Querträger angeordneten schiefen Ebenen läuft, welche die Rückstellung der äußeren Gestelle in die Mittellage besorgen. Diesem Zweck dient ferner eine Doppelfeder mit Vorspannung und 700 kg Federkraft bei 100 mm Ausschlag. Die Neigung der erwähnten schiefen Ebenen ist so gewählt, daß bei größter Ausweichung jedes Rad der Endgestelle auf die äußere Schiene einen Druck von 1500 kg ausübt.

Lokomotiven $2 C_0 2$ (Reihe E 326). Die Zwillingmotoren übertragen die Leistung auf die Räder mittels hohler Welle. Statt der üblichen Wickelfedern des Federsternantriebes sind zwischen großem Zahnrad bzw. Hohlwelle und Radstern Blattfedern angeordnet. Diese Maßnahme schaltet die Verbiegung der Federn durch die Fliehkraft aus, verringert infolge der inneren Reibung die senkrechten Bewegungen zwischen Hohlwelle und Triebachse und gewährt überdies größere Sicherheit gegen Federbruch gegenüber den Wickelfedern. Die gelenkig ausgebildeten Federbünde gestatten eine Neigung der Hohlwelle zur Triebachse. Über einen gewissen Biegungsgrad hinaus werden die Federblätter abgestützt. Die Laufgestelle von je 2,2 m Achsstand besitzen eine Rückstellvorrichtung, gebildet durch zwei Rollen, die auf schiefen Ebenen laufen. Der Rahmen ist so

kräftig gehalten, daß er das Anheben der ganzen Lokomotive an den äußeren Enden ermöglicht. Schn.

Zeitschr. Internat. Eisenbahnverb.

Die Quecksilbergleichrichteranlagen der New South Wales-Eisenbahnen.

Nachdem die Ausrüstung der Gordon-Unterstation mit Quecksilbergleichrichtern (zwei vollautomatische BBC-Sätze zu je 1500 kW bei 1500 V) durchaus zufriedenstellende Ergebnisse gezeitigt hatte, entschloss sich die N.S.W.-Eisenbahnverwaltung, weitere Unterstationen mit Quecksilbergleichrichtern auszurüsten, und zwar: Je drei Sätze in der Gordon- und Epping-Station, je zwei Sätze in der Granville-, Cabramatta-, Sefton- und Kingsgrove-Station.

Mit Ausnahme der Kingsgrove-Station arbeiten alle Unterstationen im Dauerbetrieb und liefern Gleichstrom von 1500 V an die verschiedenen Untergrundbahnstrecken von Sidney. Umformer, Hilfsumformer und Hochspannungsschaltanlage sind als Freiluftapparate gebaut. Jeder der 1500 kW-Sätze ist mit einem dreipoligen Freiluftölschalter unmittelbar an das Drehstromnetz von 33000 V angeschlossen, das von den White Bay- und Ultimo-Dampfkraftwerken gespeist wird.

Die Hauptumspanner haben in Stern geschaltete Hochspannungswicklung und sechsphasig gegabelte Niederspannungsseite. Dadurch können die verschiedenen neuen Unterstationen parallel mit den bereits vorhandenen Umformern arbeiten, wie z. B. in der Sefton-Station, wo zwei Gleichrichtersätze mit zwei umgebauten Umformern zusammenarbeiten. Die Hilfsumspanner speisen u. a. je ein Wärmerelay je Gleichrichtersatz als Überstromschutz. Alle Gleichrichter besitzen getrennte Umlaufkühlungen in BBC-Bauart mit Kühlwasserrückkühlung durch Anblasen mit Luft. Jeder Kühltisch steht in Verbindung mit dem Gleichrichter auf Isolatoren, was Korrosionen vollkommen verhindert, der Kraftbedarf ist sehr gering. Alle Gleichrichter-Kathodenschalter und die Unterbrecher an den abgehenden Speiselinien sind Schnellschlußschalter, mit Rückstromschutz an der Kathode und Hochspannungsschutz in den Außenleitern. Meistens sind alle drei Bedienungsmöglichkeiten vorgesehen: Handschaltung, Fernschaltung und Vollautomatik. Bei Handschaltung brauchen nur der Hochspannungsschalter und der Kathodenschalter von Hand betätigt werden, die Hilfskreise springen wie üblich automatisch an. Die Kabel für die Fernsteuerleitungen enthalten zugleich die Adern für die Merk- und Prüflampen; diese sind u. a. auch hinter dem Zifferblatt der Bahnhofsuhr angebracht, was dauernde Beobachtung durch die Bediensteten gewährleisten dürfte. Bei Selbststeuerung können im Überlastungsfall ein oder mehrere Sätze in beliebig wählbarer Gruppenfolge zugeschaltet werden. Bei jedem Satz werden vollkommen selbsttätig Öltemperatur des Hauptumspanners, Anodenplattentemperatur, Kühlwasserumlauf, Vakuum und Belastung überwacht. Beim Ausbleiben des frischen Kühlwassers für die Vakuumpumpe wird diese ausgeschaltet, damit das Quecksilber nicht in die Vorvakuumpumpe zurückverdampft. Ein Vakuumzeiger steuert die Vorvakuumpumpe, bzw. schaltet bei zu kleiner Luftleere den gefährdeten Gleichrichter ab und die Reserve ein. Jeder Satz ist mit Wiedereinschaltvorrichtung an den Unterbrechern versehen, die nach drei erfolglosen Wiedereinschaltversuchen den Satz verriegelt und die Reserve einlegt. Bei vollkommener Entlastung des Netzes werden teils ganze Stationen geschlossen abgeschaltet, teils nur einzelne Sätze.

Die Gesamtgleichrichteranlage, die dem Betrieb von Hauptlinien dient, umfaßt 22500 kW. Erwähnt seien noch andere Verwaltungen, die ihre Hauptstrecken mit ähnlichen Anlagen ausgerüstet haben oder noch ausrüsten wollen, z. B. die Chemin de Fer du Midi, die Holländ. Staatsbahnen, die Paris-Orleans-Bahn, die Ital. Staatsbahn, der kürzlich zwei transportable Gleichrichteranlagen von 2000 kW/3000 V geliefert wurden, die Nord-Mailänder Bahn, die tschechoslowakischen Bahnen, die Südindien-Bahn, die Holländ.-ostindische Staatsbahn usw.

Müller; Schöffel.

Buchbesprechung.

Meineke, F., Dr. Ing., ord. Professor an der Technischen Hochschule Berlin, Kurzes Lehrbuch des Dampflokomotivbaues. Mit 183 Textabbildungen und 3 Tafeln. VI, 222 Seiten Gr.-8°. Verlag Julius Springer, Berlin. 16.50 *R.M.*; gebunden 18.— *R.M.*

Seit das Theoretische Lehrbuch des Lokomotivbaues von v. Borries und Leitzmann vergriffen ist, klaffte eine Lücke im Schrifttum über das Eisenbahnmaschinenwesen, besonders da auch die Eisenbahntechnik der Gegenwart 1. Band 1. Hälfte bereits aus dem Jahre 1912 stammt und in vieler Beziehung überholt ist. Diese Lücke haben Professor Dr. Meineke und der Springersche Verlag nun in sehr glücklicher Weise ausgefüllt. Meineke bezeichnet zwar sein Werk nicht als theoretisches Lehrbuch, aber es enthält nichts über Konstruktion, sondern setzt sie als bekannt voraus. So muß man es doch als Zusammenfassung der wissenschaftlichen Grundsätze des Lokomotivbaues ansprechen.

Die Gliederung des Buches ist die natürliche und übliche. Zahlreich sind die an die theoretischen Erörterungen geknüpften praktischen Hinweise, welche im Verfasser den erfahrenen Konstrukteur erkennen lassen. Selbst die nötigsten Festigkeitsberechnungen — solche elementarer Natur natürlich ausgenommen — werden gegeben und Rechnungsbeispiele sind an geeigneten Stellen eingefügt. Der Gebrauch des Buches für Unterricht und Büro wird sehr erleichtert durch die den einzelnen Abschnitten angefügten Zusammenstellungen der Formelzeichen und der nummerierten Formeln. Richtlinie für den Verfasser war, das umfangreiche Gebiet leicht verständlich und in knapper Form darzustellen. Reiche Hinweise auf die deutsche Fachliteratur ermöglichen noch weiteres Eindringen in den Stoff. Wieweit man der Kürze zuliebe mit der Begrenzung des Stoffes geht, ist natürlich ein Problem, das jeder Verfasser anders lösen würde; es darf aber vorweg bemerkt werden, daß der Leser kaum irgendwo eine Lücke empfindet und manche Gebiete sind mit einer Gründlichkeit bearbeitet, wie sie bisher in keinem ähnlichen Lehrbuch zu finden ist. Wenn ich einige kleine Wünsche äußere, so ist es, um sie für die nächste Auflage der Berücksichtigung anheimzustellen.

In der Einleitung werden die Fahrwiderstände erläutert und die brauchbarsten Formeln dafür angegeben. Der erste Hauptabschnitt „Dampfkessel“ befaßt sich in klarer Weise mit den schwierig zu überblickenden Verhältnissen der Verbrennung und Wärmeübertragung im Heizrohrkessel. Besonders ausführlich werden die Staubkohlenfeuerung und die Zugerzeugung behandelt. Die wertvollen, meist von Nordmann veröffentlichten Versuche des Reichsbahnzentralamtes und die Lokomotivversuche in Rußland werden ausgiebig verwertet. Erwünscht scheint mir eine eingehendere Erläuterung einiger Diagramme, z. B. der Abb. 4 aus Lomonossows Versuchen (wie auch jenes der Abb. 37 im nächsten Abschnitt). Daß die Kesselspeisung und die Speisewasservorwärmung nicht behandelt werden, ist wohl auf den vorwiegend theoretischen Charakter des Buches zurückzuführen.

Der zweite Hauptabschnitt „Triebwerk“ ist knapp gehalten, was man dankbar empfindet, da vieles, was hier gesagt werden könnte, in allgemeine Disziplinen des Maschinenbaues gehört. Der angehende oder schon erfahrene Fachmann wird nirgends durch Gemeinplätze aufgehalten. Die Tabelle $Z_{i \max} : Z_{i \text{ Mittel}}$, S. 60, für große Füllungen und kleine Geschwindigkeiten dürfte auf die gebräuchlichsten Füllungen und mittlere Geschwindigkeiten, bei welchen oft noch nahe der Reibungsgrenze gefahren wird, ausgedehnt werden. Dabei ergeben sich Werte, die das Verhältnis der Lokomotivbauarten je nach Zylinderzahl etwas verschieben, weil die Massendrücke des Gestänges und der größere Füllungsgrad der Verbundmaschinen erst recht zur Geltung kommen. Damit sei gleichzeitig richtiggestellt (S. 74 unten), daß der Vierling das Reibungsgewicht doch besser ausnützt als der Zwilling, weil jeweils eine Kurbel- und eine Deckelseite zusammenarbeiten, wodurch der Einfluß der Treibstangenlänge gleichmäßiger in allen Phasen wird. Ob der angegebene Mehrdampfverbrauch von Drilling und Vierling und der etwas mäßige Minderverbrauch der Vierzylinder-Verbundmaschine gegen-

über dem Zwilling (S. 71 und 79) für die indizierte Leistung gelten, ist nicht genau ersichtlich. Trifft es zu, so können noch interessante Verschiebungen eintreten, wenn man den Dampfverbrauch auf die Nutzleistung bezieht. Meineke setzt sich für die einfache Zwillingslokomotive ein, allerdings mit dem Vorbehalt, „soweit nicht die Rücksicht auf die Massenwirkungen des Triebwerks (wozu noch die Kolbendrücke kommen, der Berichterstatter) andere Bauarten als geeigneter erscheinen läßt“. Man kann also auch hier dem Verfasser zustimmen. Die Vorteile der mehrzylinderigen Bauarten hinsichtlich Massenausgleich, Zapfen-, Achs- und Lagerbeanspruchung werden angegeben. Was die Wärmewirtschaft betrifft, so gehen die Angaben und Ansichten immer noch etwas auseinander, wobei zu berücksichtigen ist, daß manche in der Literatur zum Vergleich herangezogene Vierzylinder-Verbundlokomotive in ihrer Konstruktion nicht als voll gelungen bezeichnet werden kann. Meineke weist verschiedentlich auf den schwierigeren Entwurf der Verbundmaschine hin. Die Schädlichkeit der Ausströmdrosslung wird betont; aber bei ausreichender Bemessung der Dampfwege ist es nicht möglich, die in Tafel I angegebenen 10 v. H. schäd. Raum im Hochdruckzylinder einzuhalten, sondern man kommt auf 16 bis 20 v. H.

Von den äußeren Steuerungen werden jene von Stephenson, Gooch, Allan, Marshall, Joy und besonders ausführlich jene von Heusinger besprochen. Die Ventilsteuerungen kommen nur kurz zu Wort, was neben der grundsätzlichen Einstellung des Verfassers ebenfalls wohl dem Charakter des Buches zuzuschreiben ist. Der Massenausgleich ist als Sonderaufgabe des Lokomotivbaues gründlich und übersichtlich behandelt.

Den größten Raum nimmt der Abschnitt III „Rahmen“ ein. Das Kräftespiel zwischen Zylindern und Räder wird an Hand zahlreicher Diagramme geklärt und ganz besonders den Spurkranzkräften, der Lastverteilung, den Federkräften und dem Lauf der Lokomotive in der Geraden und in Gleisbogen unter Verwertung der grundlegenden Arbeiten Uebelackers, Heumanns und anderer eingehende Ausführungen gewidmet. Auf das noch der näheren Klärung harrende Drehen der Lokomotive wird in anregender Weise hingewiesen. Diese schwierigen Darlegungen bilden entschieden den Glanzpunkt im Buche Meinekes und zeigen des Verfassers großes Geschick in der Meisterung auch eines schwer übersichtlichen Stoffes.

Der kurze letzte Abschnitt „Entwurf der Lokomotive“ faßt die Folgerungen aus dem Vorhergehenden knapp zusammen.

Meinekes Lehrbuch des Lokomotivbaues liest sich nirgends als trockene Wissenschaft. Des öfteren finden sich Bemerkungen allgemeiner und besonderer Art eingestreut, die zum Beifall nötigen oder zum Nachdenken anregen, so wenn er z. B. S. 2 sagt: „Übrigens entstehen die meisten Lokomotiven nicht aus der Verwirklichung eines angenommenen Leistungsprogramms“, sondern sie würden so entworfen, daß bei gegebener Achsanordnung und gegebenem Dienst- und Reibungsgewicht ein Höchstmaß von Leistung und Wirtschaftlichkeit erreicht werde. Die oft sehr verwickelten Betriebsbedingungen scheinen ein solches Vorgehen allerdings zu rechtfertigen; auch die besonderen Aufgaben der Typisierung, die Meineke eine interessante Kunst nennt, können dazu führen. Trotzdem ist zur Erzielung des best abgestimmten Entwurfes die Berechnung und der Bau einer Lokomotive nach angegebenem Leistungsprogramm, das übrigens gar nicht zu einseitig aufgestellt zu sein braucht, wie es sonst im Maschinenbau selbstverständlich ist, anzustreben. Eine eingehende Nachprüfung des Erreichten durch Versuchsfahrten wird deshalb erst recht nötig. Kann sich der Konstrukteur das Leistungsprogramm selbst aufstellen, so ist er eines erheblichen Teiles seiner Verantwortung enthoben, was der Güte des Erzeugnisses leicht zum Nachteil werden kann. Das ganze Buch Meinekes ist der Berechnung gewidmet und dadurch beweist der Verfasser schon, welchen Wert er der Rechnung beimißt, die letzten Endes immer von einem Leistungsprogramm ausgehen sollte. Meineke vertritt, gestützt auf lange Konstrukteur- und Forschertätigkeit, die Ansicht, daß auch im Lokomotivbau „die Vollendung zu den höchsten Stufen der Vollkommenheit ohne breite wissenschaftliche Erkenntnis nicht möglich“ ist. Ich habe früher bei Gelegenheit der Besprechung eines anderen

Lehrbuches des Lokomotivbaues*) darauf hinweisen müssen, wie schädlich dem Ruf eines hochentwickelten Zweiges der Technik die Behauptung ist, daß in ihm „die Konstruktion und Ausführung nach bewährten Mustern, ohne Rücksicht auf die Anforderungen, die an die zu bauende Maschine gestellt werden, in Anwendung“ sei. Zu seinem Nachteil wird der Lokomotivbau von Fernerstehenden nur zu häufig als Handwerk, bestenfalls als Routine oder Kunst, selten aber als Wissenschaft gewertet. Und doch ist er Wissenschaft, Kunst und Handwerk zugleich. Selbst an den technischen Hochschulen steht der Lokomotivbau nicht immer in dem Ansehen, das ihm seinem reichen Inhalt und seinem allgemein lehrhaften Wert nach zukommt. Gerade ein Werk wie das vorliegende zeigt, welch große und vielseitige Aufgaben der Lokomotivbauer zu bewältigen hat und welche erzieherische Bedeutung dem Lokomotivbau für die Heranbildung der Ingenieure eigen ist, da er eine Fülle mechanischer und wärmetechnischer Probleme in sich birgt. Daß der Dampflokomotivbau Stephensonscher Art eine Angelegenheit von

*) Organ 1924, S. 45.

gestern ist, braucht an dieser Stelle nicht widerlegt zu werden. Unter dem Eindruck des öffentlichen Interesses für Versuchsbauarten von Turbinen-, Hochdruck- und Diesellokomotiven und für die Elektrisierung entsteht aber nicht selten bei Fernerstehenden eine solche Ansicht. Mit Recht hat Meineke die Versuchsbauarten anderer Dampflokomotiven als der Stephensonschen unerörtert gelassen. Vieles aus dem reichen Inhalt seines Werkes ist auf die übrigen Wärmekraftlokomotiven zu übertragen und gilt ebenso für die Elektromotive.

Meinekes Arbeit ist der beste Führer für die wissenschaftliche Erfassung der Aufgaben des Lokomotivbaues, dem Konstrukteur ebenso unentbehrlich wie dem Eisenbahnbetriebsmann. Die dankbare Anerkennung aller Fachkreise wird ihr nicht versagt bleiben. Das Künstlerische im Lokomotivbau läßt sich nicht lehren, höchstens an Hand vorhandener Ausführungen analytisch beweisen. Möchten die mehr handwerklichen und praktischen Fragen des Lokomotivbaues bald eine ebenso wohlgelungene Bearbeitung finden!

Dr.-Ing. L. Schneider, München.

Verschiedenes.

Erste deutsche Korrosions-Tagung.

Am 20. Oktober wurde in Berlin im Rahmen der vom Verein Deutscher Ingenieure, Verein Deutscher Eisenhüttenleute, von der Deutschen Gesellschaft für Metallkunde und dem Verein Deutscher Chemiker durchgeführten Gemeinschaftsarbeit unter Beteiligung namhafter Fachleute die erste Korrosionstagung veranstaltet. Die Tagung sollte der Näherführung aller derjenigen zahlreichen Kreise dienen, die am Korrosionsproblem Interesse haben, bisher aber noch wenig Berührung miteinander hatten. In Zukunft sollen alle Industriezweige, bei denen die Erscheinungsformen der Korrosion ähnlich gelagert sind, Arbeitszentren bilden, welche die gesammelten Erfahrungen auf ihre Zuverlässigkeit und Richtigkeit prüfen. Die Korrosionstagungen, die künftig in gewissen Abständen stattfinden werden, haben den Zweck, die Verbindung zwischen den Arbeitsausschüssen zu schaffen und so durch Vermittlung der auf den Nachbargebieten gewonnenen Erfahrungen die Weiterarbeit zu fördern.

Die auf der ersten Tagung abgehaltenen zwölf Fachvorträge über das Korrosionsproblem in Theorie und in praktischen Einzelfällen, ferner über Korrosionsprüfung, -forschung und -schutz zeitigten zahlreiche zusammenfassende und vielfach neue Erkenntnisse, die auch für den Eisenbahnfachmann von besonderem Interesse sind; muß doch allein die Deutsche Reichsbahn jährlich etwa 6 1/2 Millionen Mark zur Bekämpfung der Korrosion und zur Erneuerung der zerstörten Teile ausgeben. Als physikalisch-chemisches Problem aufgefaßt, steht die Korrosion der Katalyse nahe. In beiden Fällen handelt es sich um Oberflächenerscheinungen. Die derzeitige Korrosionslehre wird auf elektrochemischer Grundlage aufgebaut, und zwar einerseits ausgehend von der Stellung des Metalls in der elektrochemischen Spannungsreihe und andererseits fußend auf dem Verhalten der bei der Korrosion sich bildenden Oxydniederschläge. Das Kupfer z. B. zeichnet sich durch ein ziemlich edles Potential aus und vermag deshalb aus den Säuren Wasserstoff nicht zu entwickeln. Sein Oxyd hat aber eine verhältnismäßig geringe Deckfähigkeit. Demnach ergibt sich eine ausgesprochene Empfindlichkeit des Kupfers gegen Oxydation und eine Unempfindlichkeit gegen Säuren. Der für das gewöhnliche Eisen typische Vorgang der Korrosion, das Rosten, ist in seiner Eigenart darauf zurückzuführen, daß das zuerst gebildete Hydroxydul verhältnismäßig leicht löslich ist und vor allen Dingen darauf, daß die weitere Oxydation zum dreiwertigen Eisen-Ion erst bei einem viel edleren Potential stattfindet. Hieraus läßt sich berechnen, daß diese Oxydation erst in einem Abstand von etwa 0,001 bis 0,01 mm von der Metalloberfläche stattfindet. Damit ergibt sich die geringe Deckfähigkeit des Rostes und seine schlechte Haftfähigkeit auf Eisen. Andererseits leiten sich aus dieser Be-

trachtung auch die verschiedenen Möglichkeiten ab, die Korrosionsbeständigkeit des Eisens zu heben. Man erniedrigt z. B. die Löslichkeit des Eisenoxyduls, etwa in alkalischen Lösungen, oder man legiert dem Eisen Metalle zu, die unlösliche Oxyde bilden, z. B. Chrom. Dann bildet sich an der Metalloberfläche neben Eisenoxydul unlösliches Chromoxyd, das eine schützende Haut bildet.

Ebenso wichtig wie das Studium der physikalisch-chemischen Vorgänge ist die Betrachtung der technologischen Zusammenhänge bei der Korrosion. Die technologisch für die Korrosion bedeutsamen Faktoren sind: Der Stoff, also Metall oder Legierung, bestimmt durch Zusammensetzung, Verarbeitung usw.; der Bau oder die Gestaltung, wobei besonders die Frage der für den Zusammenbau verwendeten Mittel (z. B. Nieten, Schweißen) wichtig ist; die einwirkenden korrodierenden Mittel; letztlich die zusätzlichen Beanspruchungen, z. B. Schwingungsbeanspruchung, vagabundierende Ströme. Vor allem ist bemerkenswert, daß vielfach geringe Unterschiede in der Natur des korrodierenden Mittels von weit größerem Einfluß auf die Korrosion sind als Unterschiede in der Art des korrodierten Werkstoffs. Es ist also falsch, von korrosionsfesten Legierungen schlechthin zu sprechen, es gibt nur metallische Stoffe, die gegen ein oder mehrere, nicht aber gegen alle angreifenden Mittel beständig sind.

Drei Arten des speziellen Korrosionsschutzes, nämlich Erhöhung des Korrosionswiderstandes durch Legieren, metallische und nichtmetallische Überzüge, wurden in besonderen Vorträgen behandelt. Der Korrosionswiderstand reiner Metalle wird durch Legierungszusätze zunächst verschlechtert. Erst unter besonderen Bedingungen gelingt es, durch Legierungszusätze eine Erhöhung des Korrosionswiderstandes zu erzielen. Solche Bedingungen sind: Erhöhung der chemischen Stabilität durch Legierung, oder Erzielung selektiver Korrosion, oder Schaffung solcher Legierungen, die die Fähigkeit besitzen, sich unter der Wirkung des korrodierenden Angriffs mit schützenden Deckschichten zu überziehen. Als Material für metallische Überzüge kommen vor allem in Frage: Zink, Zinn, Blei, Aluminium, Kupfer, Bronze und Messing, Nickel und Chrom. Die Metallüberzüge können erzeugt werden durch Aufwalzen, bzw. Aufschweißen, durch Diffusion bei hohen Temperaturen, durch Eintauchen in die flüssigen Überzugsmetalle, durch Aufspritzen des verflüssigten Metalls, durch elektrisches Niederschlagen der Überzugsmetalle auf das Grundmetall. Die Wirkung des Schutzes durch nichtmetallische Überzüge, also durch Anstrich mit Farben oder Lacken u. a. m., beruht zunächst auf Bindemittel und Pigment der Anstrichfarbe und auf den Reaktionen zwischen beiden. Die Schutzwirkung ist ferner bedingt durch die Art des Untergrundes, die Art und Weise des Auftragens der verschiedenen Schichten und den Grad der äußeren Beanspruchung.

Dr. Friedrich.