

Die Anpassung der Lokomotiven und Tender an Gleisunebenheiten.

Weiterer Beitrag: Der Einfluß der Bauart zweiachsiger Drehgestelle.

Von Reichsbahnoberrat Dr. Ing. H. Uebelacker.

Hierzu Tafel 16.

Die in dieser Zeitschrift, Jahrgang 1926, Seite 497 unter dem gleichen Titel veröffentlichten Untersuchungen hatten den besonderen Zweck, festzustellen, welche Neigung die Achsen einer Lokomotive und eines Tenders gegen den Rahmen auf windschiefen Bahnflächen einnehmen, um hieraus Schlüsse auf die notwendigen Spielräume in den Führungen der Achslagergehäuse zu ziehen. Sie haben Anlaß gegeben, die Frage im Ausschuß der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft für Lokomotiven zu behandeln. — Im folgenden soll untersucht werden, welchen Einfluß die Bauart der zweiachsigen Drehgestelle auf die Anpassung an eine windschiefe Gleislage hat.

aufhängung des Drehgestellrahmens, Querausgleich an der regelmäßig voranlaufenden Achse).

4. Die beiden Achsen haben Querfedern, der Drehgestellrahmen ruht somit auf zwei mittleren Punkten, also auf einer Längsschneide*).

Hinsichtlich der Lastübertragung sind zwei Fälle möglich, je nachdem der Drehgestellrahmen sich um eine Längsachse zum Haupttrahmen neigen kann oder nicht. Ersteres ist der Fall, wenn die Lastübertragung in einem mittleren Kugelstützapfen erfolgt, (Mittelauftragung, Querausgleich durch den Drehgestellrahmen) letzteres, wenn seitliche Auflagerstützen oder eine ebene mittlere Auf-

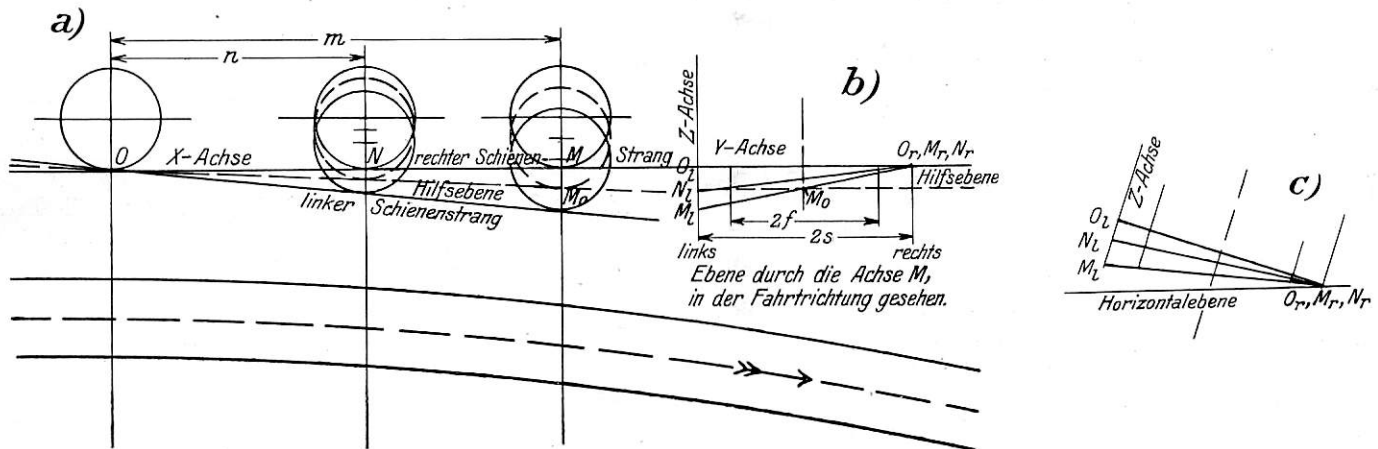


Abb. 1. Stellung eines dreiachsigen Fahrzeugs auf windschiefer Bahnfläche.

Anmerkung: Zum Verständnis der Darstellung sei darauf hingewiesen, daß die durch die Unterstützungspunkte der Hinterachse O gelegte Y-Achse nicht horizontal, sondern nach Maßgabe der an dieser Stelle vorhandenen Überhöhung geneigt ist, wie aus Querschnitt c) ersichtlich. Diese Neigung hat daher auch die durch O und den rechten Schienenstrang gelegte XY-Ebene. Da die Projektion dieses Stranges mit der X-Achse zusammenfällt, verläuft die den linken, überhöhten Schienenstrang darstellende Gerade in der XZ-Ebene (Abb. a) nach abwärts.

Zwei Punkte kommen hier in Betracht: Die Anordnung der Federn des Drehgestells und die Art der Lastübertragung vom Haupttrahmen auf das Drehgestell.

Bezüglich des ersten Punktes sind folgende Fälle möglich:

1. Zwischen den Rädern einer Drehgestellseite ist ein Ausgleich der auftretenden Belastungsverschiedenheiten nicht vorgesehen (Anordnung ohne Längsausgleich, Vierpunktunterstützung).
2. Eine solche Ausgleichmöglichkeit ist vorhanden. Die Belastung ist also (abgesehen von der Reibung in den Ausgleicheinrichtungen) am vorderen und hinteren Rad jeder Drehgestellseite stets gleich (Anordnung mit Längsausgleich, Zweipunktunterstützung auf einer „Querschneide“).
3. Die vordere Achse hat eine Querfeder oder einen Querausgleichshebel, sie kann also ohne Änderung der Belastung ihrer beiden Räder sich neigen (Dreipunkt-

lagerplatte vorhanden sind. (Seitenauftragung), Anordnung ohne Querausgleich durch den Drehgestellrahmen. Je nach der Art der Unterstützung des Drehgestellrahmens und der Lastübertragung vom Haupttrahmen auf das Drehgestell ist der Einfluß einer windschiefen Gleislage auf die Neigung der Achsen zum Drehgestellrahmen wie auf die Änderung der Federbelastungen sehr verschieden.

Windschiefe Lage der beiden Schienenstränge eines Gleises ist, abgesehen von Unregelmäßigkeiten in der Gleislage, beim Ein- und Auslauf von Gleisbögen vorhanden wegen der Überhöhung des äußeren Stranges. Die Verwindung durch die Überhöhungsrampe macht sich um so stärker bemerkbar, auf einen je größeren Teil des Achsstandes der Lokomotive sie sich erstreckt, es soll daher im nachfolgenden

*) Diese Anordnung wurde von v. Helmholtz an einer 2B1 Lok. der ehem. Pfalzbahn ausgeführt, vergl. Organ 1899, Seite 1.

nur der Fall untersucht werden, daß sämtliche Achsen der Lokomotive oder des Tenders auf der windschiefen Fläche stehen. Das Rechnungsverfahren wird dadurch einfacher. Doch begegnet auch die Untersuchung des Falles, daß nur ein Teil der Achsen in dem windschiefen Gleisabschnitt steht, keiner Schwierigkeit.

Das Rechnungsverfahren ist in dem vorausgegangenen Aufsatz entwickelt. Des Zusammenhanges wegen sei es hier für die angenommene Vereinfachung nochmals dargestellt.

A. Rechnungsverfahren.

Vorstehende Textabb. 1 stellt die Lage der beiden Schienenstränge im Auslaufbogen einer in der angenommenen Fahrtrichtung nach rechts abbiegenden Gleiskrümmung dar. Der linke Strang hat gegen den rechten die Neigung i (z. B. 1:400). Die Abbildung a) ist die Projektion auf eine Tafel XZ, die zur Verbindungsgeraden der beiden Schienenstränge bei O, dem Standort der hintersten Achse, senkrecht steht. Die XY-Ebene ist durch diese Verbindungsgerade und den rechten, nicht überhöhten Schienenstrang gelegt. Dieser wird daher durch die X-Achse, der linke (die Überhöhungsrampe) durch eine hiergegen unter i geneigte Gerade dargestellt. Die einzelnen Achsen nehmen dabei gegen die letzte Achse die in der Textabb. 1 b gezeichneten Neigungen ein. Die Neigung der vordersten Achse ist am stärksten, je näher die Achsen der Hinterachse, um so weniger sind sie gegen sie geneigt. Die letzte Achse ist selbstverständlich im allgemeinen nicht horizontal, ihre Neigung zu einer Horizontalebene hängt vielmehr von der an ihrem Standort vorhandenen Überhöhung ab (wie in Textabb. 1 c dargestellt).

Die Aufgabe, die Neigung des Rahmens und die Änderungen der Federbelastungen zu berechnen, kann auf einfache und durchsichtige Weise dadurch gelöst werden, daß man sich das Fahrzeug zunächst auf einer ebenen Fläche aufgestellt denkt, die durch die Y-Achse geht und den Kreuzungswinkel der beiden Gleisstränge halbiert. In der XZ-Tafel ist diese Ebene durch die Gerade OM_0 mit der Neigung $\frac{i}{2}$ dargestellt.

Es ist klar, daß, wenn das Fahrzeug auf dieser ebenen Unterstützungsfläche ruht, keinerlei Änderungen an den Federbelastungen eintreten*). Von dieser Hilfsebene aus können die Achsen nun durch eine reine Drehung und eine Längsachse in die wirkliche Lage auf der windschiefen Fläche übergeführt werden. Durch eine solche Drehung einer Achse wird die Feder des einen Rades (bei den gewählten Annahmen des rechten) um ebensoviel gespannt, wie die des anderen entspannt wird. Die Drehwinkel an den einzelnen Achsen sind natürlich verschieden. Jede Achse überträgt daher ein verschieden großes Drehmoment auf den Rahmen, aber die Momentvektoren haben gleiche Richtung und lassen sich deshalb zu einem Gesamtmoment vereinigen. Unter der

*) Der Zweck der vorliegenden Untersuchungen ist, das Verhalten der verschiedenen Drehgestellbauarten gegenüber Gleisunebenheiten in der Hauptwirkung darzustellen. Von der Berücksichtigung von Nebenumständen, die ihrer Größe nach unbedeutend sind oder beim Vergleich keine Rolle spielen, wird daher abgesehen, so vor allem von der Neigung des Radruckes an den einzelnen schiefstehenden Achsen gegen die Lotrechte. Ebenso hat auch die Mittelkraft aus Lokomotivgewicht und Fliehkraft eine gegen das Lot geneigte Lage, die im großen Ganzen nicht erheblich von der mittleren Neigung der Raddrücke abweicht.

Durch die seitliche Verschiebung eines Drehgestells wird ferner die Lastübertragung nach einer Seite verschoben und eine geringfügige Änderung der Lastverteilung bewirkt.

Bei Anordnung einer Pendelwiege wird bei seitlichem Ausschlag die Belastung der äußeren Drehgestellräder etwas erhöht.

Von größerem Einfluß ist die Belastungsänderung, die dadurch hervorgerufen wird, daß die Übertragung der Führungskraft des Bogenlaufes durch den Rahmen, also in einer gewissen Höhe über ihrer Angriffsebene, erfolgt. Darauf wird später eingegangen.

Wirkung dieser Momentsumme wird sich der Rahmen als Ganzes um seine Längsachse drehen und es wird durch diese nun an sämtlichen Auflagerstellen in gleichem Ausmaß auftretende Hebung bzw. Senkung das Gleichgewicht wieder hergestellt.

In Formeln dargestellt ergibt sich folgender Rechnungsgang: Es sei (Textabb. 2):

$\pm \lambda$ mit dem Index des Ortes die Senkung (+) bzw. Hebung (—) eines Rades von der unter dem Betrag $\frac{i}{2}$ geneigten Hilfsebene zur wirklichen Lage des Gleisstranges.

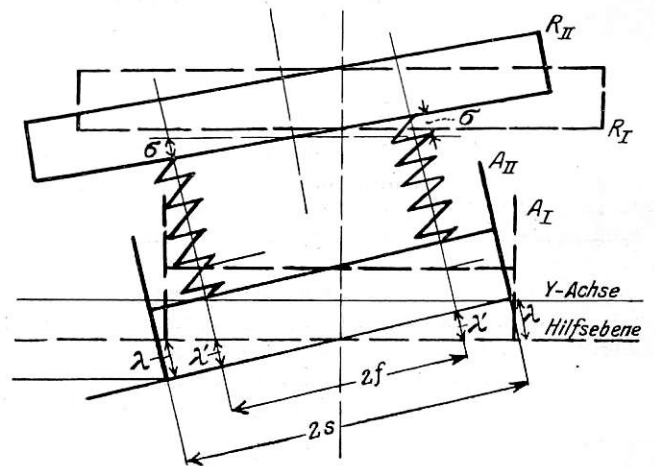


Abb. 2.

$\pm \lambda'$ die gleiche Größe in der Entfernung der Tragfedern; wenn 2s die Entfernung der Unterstützungspunkte der Räder (mit 1500 mm angenommen) und 2f die Entfernung der Federmitel einer Achse bedeutet, ist $\lambda' = \frac{f}{s} \cdot \lambda$. In den folgenden Beispielen ist für die Federn

des Drehgestells und des Hauptrahmens der Lokomotive bei Innenanlage gleichmäßig 1150 mm angenommen*), während bei außenliegenden Federn von Tenderdrehgestellen dieses Maß rund 2000 ist; λ' ergibt sich damit zu 0,77 bzw. 1,33 λ .

$\pm \sigma$ die Senkung des Rahmens am Federort, der wie oben durch Index bezeichnet ist, wobei + eine Senkung gegen die Hilfsebene, — eine Hebung kennzeichnet. Der Ort der einzelnen Achsen ist durch die Buchstaben A, B, C . . . , der Angriffspunkt der gemeinsamen Kraftwirkung bei Ausgleichhebeln durch M, N, O bezeichnet.

δ bezeichnet nach dem Vorgange Denekes**) die Federstärke, d. h. die Kraft in kg, die für eine Durchbiegung von 1 mm notwendig ist (berechnet aus den Abmessungen der Feder zu

$$\delta = \frac{1}{3} \frac{n \cdot b \cdot h^3}{l^3} E$$

Δ' ist der Betrag der Änderung der Federbelastung in kg, + Zunahme, — Abnahme.

Senkt sich die Unterstützung einer Feder um den Betrag + λ' und gleichzeitig der Rahmen um + σ , so ist $\Delta' = (\sigma - \lambda') \delta^{***}$.

*) Bei französischen Lokomotiven kommen Drehgestelle mit Außenlagern bei innen angeordneten Lagern des Hauptrahmens vor.

**) Glasers Ann. 1906. 2. H., S. 141.

*** In dem Aufsatz Jahrgang 1926, S. 497 ist die Rahmensenkung aus der Drehung um die Längsachse mit σ''' bezeichnet, weil hier auch die aus der gleichmäßigen Hebung und Senkung der Räder folgenden Beiträge σ' und σ'' zur Gesamtänderung σ betrachtet wurden. In den gegenwärtigen Untersuchungen ist statt σ''' σ gesetzt; ferner ist λ in dem früheren Aufsatz der Betrag der Hebung eines Rades gegen den anderen Schienenstrang (nicht gegen die Hilfsebene).

Δ ist der entsprechende Betrag der Belastungsänderung an den Radauflagerstellen.

Hat eine Achse vom Ausgangspunkt O die Entfernung m , so ist die bei der Drehung aus der Hilfsebene in die schiefe Lage eintretende Senkung bzw. Hebung:

$$\lambda_M = \pm m \frac{i}{2} \quad \lambda_M' = \pm m \cdot \frac{i}{2} \frac{f}{s} = 0,77 \cdot m \frac{i}{2} \text{ bzw. } 1,33 m \frac{i}{2},$$

das auftretende Moment, also, wenn zunächst von der Änderung der Rahmenlage abgesehen wird:

$$\mathfrak{M}_M = \lambda_M' \cdot \delta_M \cdot 2f = \frac{m i \delta_M f^2}{s},$$

beim Auslauf aus einer Rechtskurve in der Fahrriichtung gesehen entgegen dem Uhrzeigersinn drehend.

Die Summe für zwei Achsen oder Achsgruppen:

$$\mathfrak{M} = (\lambda_M' \cdot \delta_M + \lambda_N' \cdot \delta_N) 2f.$$

Unter der Wirkung dieser Momente dreht sich nun der Rahmen mit dem Lokomotivkörper aus seiner zur Hilfsebene parallelen Lage RI (Textabb. 2) in die Lage R II,

wobei er sich, im Abstand der Federn gemessen, auf der linken Seite um σ senkt, d. h. der Feder folgt, auf der rechten um σ hebt. Die Gesamtänderung der Federbelastung an der Stelle M ist daher nicht durch λ_M sondern durch $\sigma - \lambda_M$ bestimmt, an der zweiten Achse durch $\sigma - \lambda_N$. Nur an der letzten Achse O, deren Lage ja keine Änderung erfahren hat, bringt die Drehung des Rahmens am linken Rade eine Belastung, am rechten eine Entlastung hervor, im Betrag von $\Delta_O = \sigma \delta_O$. Die drei auftretenden Momente müssen im Gleichgewicht sein, es muß also

$$(\lambda_M' - \sigma) \delta_M + (\lambda_N' - \sigma) \delta_N = \sigma \delta_O \text{ sein,}$$

oder

$$\lambda_M' \cdot \delta_M + \lambda_N' \cdot \delta_N = (\delta_M + \delta_N + \delta_O) \sigma,$$

woraus sich unter Einsetzung der Werte für λ' der Ausschlag σ berechnen läßt:

$$\sigma = \frac{m \delta_M + n \delta_N}{\delta_M + \delta_N + \delta_O} \cdot \frac{i}{2} \frac{f}{s} \dots \dots \dots 1)$$

Die wirkliche Änderung der Federbelastung an der Stelle M ist also gegeben durch den Ausdruck

$$\Delta_M' = \pm (\sigma - \lambda_M') \delta_M = \pm \left(\frac{m \delta_M + n \delta_N}{\delta_M + \delta_N + \delta_O} - m \right) \cdot \frac{i}{2} \cdot \frac{f}{s} \delta_M.$$

Wissenswerter als die Änderung der Federbelastung ist die Änderung des Raddruckes. Da der Abstand der Stützpunkte der Räder im Verhältnis $\frac{s}{f}$ größer ist, erzeugt das durch Drehung der Achse hervorgerufene Moment hier eine Belastungsänderung von

$$\begin{aligned} \Delta_M &= \pm \frac{f}{s} (\sigma - \lambda_M') \delta_M \\ &= \pm \left(\frac{m \delta_M + n \delta_N}{\delta_M + \delta_N + \delta_O} - m \right) \frac{i}{2} \cdot \left(\frac{f}{s} \right)^2 \delta_M \dots \dots 2) \end{aligned}$$

Man ersieht hieraus den bedeutenden Einfluß der Federbasis $\left(\frac{f}{s}\right)$. Je größer diese (Außenlager), um so ungünstiger ist die Anpassung der Fahrzeuge an windschiefe Bahnflächen.

Die Neigung, welche eine Achse im Abstand a gegen die hinterste (als Y-Richtung angenommene) einnimmt, ist gegeben durch

$$\psi_A = \frac{\lambda_A'}{f} = \frac{\lambda_A}{s} \dots \dots \dots 3)$$

die Neigung des Hauptrahmens durch

$$\psi_H = \frac{\sigma}{f},$$

und die Neigung der ersten Achse gegen den Rahmen durch

$$\psi_{AH} = \frac{\sigma - \lambda_A'}{f}.$$

(Wie durch Einsetzen der Werte von λ' und σ ersichtlich, sind die Neigungen unabhängig von der Federentfernung.)

B. Anwendung auf die verschiedenen Bauarten.

Zugrunde gelegt sei zunächst eine 2 C 1 Schnellzuglokomotive mit dem in Abb. 3 dargestellten Achsstand. Die erste und zweite gekuppelte Achse, sowie die dritte gekuppelte Achse und die hintere in Bogenführung verschiebbare Laufachse sind durch Ausgleichhebel verbunden. Die Belastung der Laufachse und ihre Federstärke ist der Einfachheit halber ebenso groß wie die der Kuppelachsen angenommen. Alle

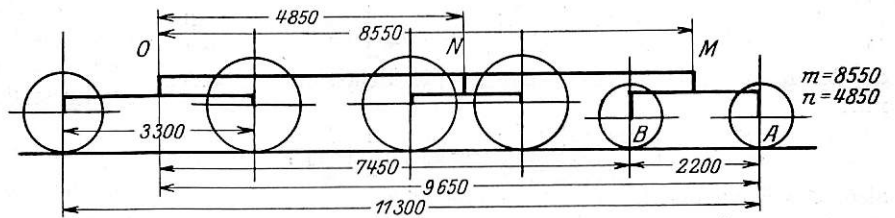


Abb. 3. Achsstand der 2 C 1 Lokomotive. Gesamtgewicht der Lokomotive 90 t; Gesamtbelastung der Drehgestellachsen 23 t.

Wirkungen müssen an den durch Ausgleichhebel verbundenen Federn gleichmäßig auftreten, da von der Reibung der Bolzen in den Ausgleichhebeln abgesehen wird.

Es kann somit jedes Achsenpaar durch eine im Angriffspunkt der resultierenden Achsbelastungen, d. h. hier durch eine in der Mitte zwischen beiden vorhandenen gedachte Einzelachse ersetzt werden (nach Textabb. 1). Ebenso liegen die Auflagerkräfte am Drehgestell in einer Querebene, die durch die Mitte zwischen den beiden Drehgestellachsen geht. Der Haupttrahmen ist also in drei Querebenen, und, je nach der Lastübertragung auf das Drehgestell, in sechs bzw. fünf Punkten unterstützt. Da die Federwirkungen zweier durch Ausgleichhebel verbundenen Federn in einem Punkte zusammengefaßt werden, muß natürlich für δ die Summe der Federstärken in die Formeln eingesetzt werden.

Die verschiedenen möglichen Bauarten von Drehgestellen sind in schematischen Zeichnungen auf Taf. 16 dargestellt.

Fall 1. Drehgestell ohne Längsausgleich, mit Vierpunktunterstützung; Seitenauflagerung des Hauptrahmens (Abb. 1 auf Taf. 16).

In allen Fällen, in denen der Haupttrahmen in zwei seitlichen Punkten, die als verschiebbare Pfannen mit Kugelpapfen oder als ebene Auflager ausgebildet sein können, aufliegt, muß die Querneigung des Drehgestellrahmens dieselbe sein wie die des Hauptrahmens, es würde ja sonst der Haupttrahmen vom Drehgestellrahmen abklappen. Dieses selbstverständlich unbeabsichtigte und unzulässige Abklappen wird nur dann eintreten, wenn infolge ungenügender Spielräume zwischen den Achslagergehäusen und ihren Führungen die Achsen sich nicht in dem erforderlichen Maß neigen können, wie im vorangegangenen Aufsatz näher ausgeführt ist. — Unter ordnungsgemäßen Umständen werden die bei der Verdrehung der Drehgestellachsen auftretenden Momente sich gerade so auf den Haupttrahmen übertragen wie wenn die Achsen unmittelbar im Haupttrahmen gelagert wären. Da nur Verdrehungskräfte in der Querebene auf den Drehgestellrahmen ausgeübt werden, bleibt die Längsachse ungeändert, d. h. sie ist ebenso wie die des Haupt-

rahmens unter $\frac{i}{2}$ zu den Schienensträngen geneigt.

— Statt die Momente an den beiden Achsen des Drehgestells einzeln zu berechnen und zu summieren, kann man auch, ähnlich wie wenn Längsausgleichsmechanismus vorhanden wären, das in der Mittelebene zwischen den Achsen wirksame Moment berechnen.

Es ist nun (s. Textabb. 2)

$$\lambda_M' = \pm m \frac{i}{2} \frac{f}{s}$$

$$\lambda_N' = \pm n \frac{i}{2} \frac{f}{s}$$

$$\sigma = \pm \frac{m \delta_M + n \delta_N}{\delta_M + \delta_N + \delta_O} \cdot \frac{i}{2} \cdot \frac{f}{s};$$

an der vorderen Drehgestellachse ist $\lambda_A' = a \cdot \frac{i}{2} \frac{f}{s}$; somit entsprechend der oben abgeleiteten allgemeinen Formel 1):

$$\Delta_A = \pm \left(\frac{m \delta_M + n \delta_N}{\delta_M + \delta_N + \delta_O} - a \right) \delta_A \frac{i}{2} \left(\frac{f}{s} \right)^2;$$

an der hinteren Drehgestellachse ist die Belastungsänderung nur

$$\Delta_B = \pm \left(\frac{m \delta_M + n \delta_N}{\delta_M + \delta_N + \delta_O} - b \right) \delta_B \frac{i}{2} \left(\frac{f}{s} \right)^2,$$

also $<$ wie an der Vorderachse, da $b < a$.

Für die zugrunde gelegten Abmessungen der 2 C 1 Lok. und eine Rampenneigung $i = 1 : 100$ ergibt sich z. B.

$$\sigma = \pm \frac{8550 \cdot 250 + 4850 \cdot 200}{650} \cdot \frac{0,77}{200} = \pm 18,5 \text{ mm}$$

$$\lambda_A' = \pm 9650 \cdot \frac{0,77}{200} = 37,1 \text{ mm}$$

$$\Delta_A' = \pm (\sigma - \lambda_A) \delta_A = (18,5 - 37,1) \cdot 125 = \pm 2320 \text{ kg}$$

$$\Delta_A = \pm 0,77 \cdot 2320 = \pm 1770 \text{ kg}$$

$$\psi_H = \frac{18,5}{575} = 1 : 31.$$

Fall 2. Längsausgleich (Unterstützung des Drehgestells in zwei seitlichen Punkten), Seitenauflagerung. Es seien also die Federn jeder Seite durch Ausgleichsmechanismus verbunden oder eine gemeinsame Feder für die zwei Räder einer Seite unterstützte den Drehgestellrahmen in der Mitte (Taf. 16, Abb. 2 und 3). Trotz der ungleichen Hebung der Räder einer Seite müssen in diesem Falle die Be- und Entlastungen derselben gleich groß sein. Es ist daher die Entlastung bzw. Belastung für eine in der Drehgestellmitte gedachte Achse mit doppelt starker Feder zu berechnen und der Betrag je zur Hälfte auf die vordere und hintere Achse auszuschlagen; da $\delta_A = \delta_B = \frac{\delta_m}{2}$, ist

$$\Delta_A = \Delta_B = \pm \left(\frac{m \delta_M + n \delta_N}{\delta_M + \delta_N + \delta_O} - m \right) \delta_A \frac{i}{2} \left(\frac{f}{s} \right)^2.$$

Da $m < a$ ist die Belastungsänderung an den vorderen Rädern geringer als im vorigen Fall.

Fall 3. Dreipunktunterstützung des Drehgestells, Seitenauflagerung (Taf. 16, Abb. 4). Die vordere mit Querausgleich versehene Drehgestellachse hat hier keinen Einfluß auf die Neigung des Drehgestell- und des Hauptrahmens, ebenso gibt es keine Rückwirkung auf sie. Belastungsänderungen treten an den Rädern der Vorderachse also nicht auf. Nur die Hinterachse im Drehgestell übt ein Moment aus. Es ist $\Delta_A = 0$

$$\Delta_B = \pm \left(\frac{b \delta_B + n \delta_N}{\delta_B + \delta_N + \delta_O} - b \right) \delta_B \frac{i}{2} \left(\frac{f}{s} \right)^2, \quad (\delta_B = \delta_A).$$

Der Wert der Belastungsänderung an der hinteren Achse ist kleiner wie im Falle 2, weil $b < m$.

Nun werden die Fälle untersucht, bei denen die Last auf das Drehgestell nur in einem Punkte übertragen wird.

Fall 4. Ohne Längsausgleich, Einpunktauflagerung (Taf. 16, Abb. 5). Wenn die Belastung nur in einem Punkte übertragen wird, ist die Ausübung eines Momentes vom Hauptrahmen auf den Drehgestellrahmen unmöglich. Das Drehgestell verhält sich wie ein unabhängiges zweiachsiges Fahrzeug. Steht ein solches auf windschiefer Unterlage, so müssen sich wegen des Gleichgewichtes das Quermoment der vorderen und der hinteren Achse auf den Rahmen aufheben, d. h. die Rahmenquerneigung halbiert den Kreuzungswinkel der beiden Achsen (Abb. 6b), wenn $\delta_A = \delta_B = \delta$ ist. Ein über Eck stehendes Räderpaar zeigt Belastung, das andere Entlastung. In der Abb. 6a ist der O-Punkt in den Auflagerpunkt der hinteren Drehgestellachse gelegt.

Da der Achsstand des Drehgestells $a-b$ ist, ist

$$\lambda_A' = \pm (a-b) \frac{i}{2} \frac{f}{s}.$$

Das von der Vorderachse ausgehende einzige Moment ergibt sich durch Multiplikation mit $\delta \cdot 2f$ und die Höhenlagenänderung des Drehgestellrahmens gegenüber der hinteren Drehgestellachse nach Formel 1) zu

$$\sigma_D = \pm \frac{(a-b)}{2\delta} \cdot \frac{\delta i}{2} \cdot \frac{f}{s} = \pm \frac{1}{2} (a-b) \frac{i}{2} \frac{f}{s}$$

unabhängig von der Federstärke.

Somit

$$\Delta_A = (\sigma_D - \lambda_A') \delta \cdot \frac{f}{s} = \pm \frac{i}{4} (a-b) \left(\frac{f}{s} \right)^2 \delta$$

und

$$\Delta_B = \mp \frac{i}{4} (a-b) \left(\frac{f}{s} \right)^2 \delta.$$

Die Neigung des Hauptrahmens zur Y-Achse wird nur durch die erste und zweite Kuppelachse bestimmt zu

$$\psi_H = \frac{\sigma_H}{f} = \frac{n \cdot \delta_N}{\delta_N + \delta_O} \cdot \frac{i}{2s},$$

während diejenige des Drehgestellrahmens zur Y-Achse, hiervon verschieden $\psi_D = \frac{m i}{2s}$ ist.

Fall 5. Längsausgleich, Mittelauflagerung (Taf. 16, Abb. 6.) Die Belastung verteilt sich vom Mittelzapfen aus gleichmäßig auf die beiden Drehgestellseiten und auf jeder Seite wieder gleichmäßig auf das vordere und hintere Rad. Es tritt also überhaupt keine Änderung der Radbelastungen bei windschiefer Bahnfläche ein. Das gleiche gilt für Dreipunktunterstützung des Drehgestellrahmens und Mittelauflagerung, denn auch drei Punkte können auf jeder windschiefer Fläche gleichmäßig aufruhren, wenn die Ebene der drei Punkte sich die Neigung wählen kann. Es ist $\Delta_A = \Delta_B = 0$. Die Neigung des Drehgestellrahmens entspricht der Neigung der hinteren Drehgestellachse.

Mit der vorstehend behandelten Anordnung der Einpunktauflagerung ist gleichwertig die bereits erwähnte Anordnung von v. Helmholtz bei einer 2 B 1 Lokomotive der vormaligen Pfalzbahn. Bei dieser trägt jede der beiden Drehgestellachsen mittels Querfeder den Drehgestellrahmen in der Mitte (auf einer Längsschneide), so daß (obwohl der Lokomotivkörper in zwei seitlichen Stützzapfen auf dem Drehgestellrahmen aufruhrt), jede Achse für sich beliebige Neigungen annehmen kann.

Sind bei mittlerer Auflagerung an den Seiten Notstützen angebracht, so tritt Beeinflussung der Drehgestellneigung erst dann ein, wenn die Stützen zum Aufsitzen kommen, mit einer dem Winkelspielraum entsprechenden verminderten Wirkung. Auf genügenden Abstand der Notstützen ist daher zu achten.

Die Formeln sind für eine 2 C 1 Lokomotive, allgemein gesagt für ein in drei Querebenen unterstütztes Fahrzeug

aufgestellt. Die Formeln gelten ohne weiteres auch für eine 2 D Lokomotive, da man sich an Stelle der Laufachse eine vierte Kuppelachse denken kann. — Der Fall der Unterstützung in vier Querebenen kommt verhältnismäßig selten vor. Für eine 2 C Lokomotive, bei der die zwei hinteren Kuppelachsen durch Ausgleichhebel verbunden sind, tritt an Stelle des mittleren Achsenpaares eine Einzelachse. Für eine 2 B-Lokomotive oder einen Tender mit zwei hinteren im Tenderahmen gelagerten, durch Ausgleichhebel verbundenen Achsen und vorderem Drehgestell („bayerische Bauart“, erstmals entworfen von J. A. Maffei), fällt in den Formeln das hintere Achsenpaar weg, δ_0 ist = 0 zu setzen.

Im vorausgegangenen wurde Vorwärtsfahrt, mit dem Drehgestell voran, angenommen. Befahren die Fahrzeuge rückwärts die in Abb. 1 dargestellte Gleisanordnung, so werden die Belastungsänderungen an der nun voranlaufenden Achse anders ausfallen, weil die Anordnung zur Mitte nicht symmetrisch ist und die Federstärken nicht gleich sind. Der Gang der Berechnung ist aber natürlich der gleiche. Als Bezugsachse (Y-Achse) ist für die Lokomotive und den Tender nun die Drehgestellmitte zu wählen.

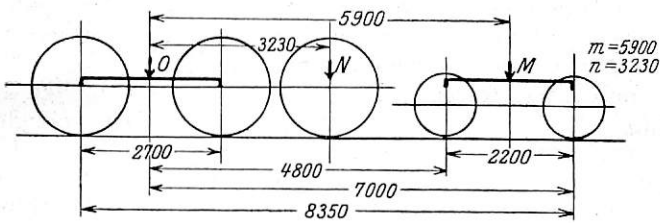


Abb. 4. Achsstand einer 2 C-Lokomotive.
Gesamtgewicht der Lokomotive 70 t.
Gesamtbelastung der Drehgestellachsen 23 t.

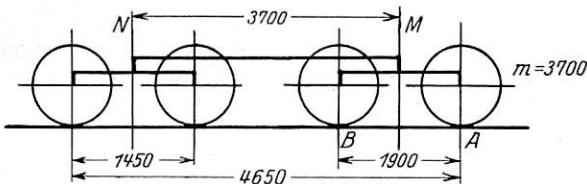


Abb. 5. Achsstand eines Tenders. Gesamtgewicht des Tenders:
bei vollen Behältern 64 t, bei leeren Behältern 30 t.

Von Nebenumständen, soll wie oben bemerkt, im allgemeinen bei den vorwüflichen Untersuchungen abgesehen werden. Ein Punkt verdient jedoch besprochen zu werden, da sich in ihm die verschiedenen Drehgestellbauarten unterscheiden; es ist dies die durch den Führungsdruck im Gleisbogen herbeigeführte Belastungsänderung.

Wenn bei einem steifachsigen Fahrzeug der Halbmesser des führenden Rades kleiner ist als der der übrigen Räder (um den Betrag $r_T - r_L$), so wird bei einem durch den Rahmen hindurch übertragenen Führungsdruck P ein Moment $P(r_T - r_L)$ auftreten, das die Federn sämtlicher äußeren Räder mit $\frac{1}{2f} P(r_T - r_L)$ belastet, die inneren entlastet. An den Auflage-

stellen der Räder ist die Belastungsänderung nur $\frac{f}{s}$ -mal so groß. Bei der Annahme, daß an der Querneigung n Federn beteiligt sind und diese gleiche Stärke haben, würde auf jede Feder und auf jedes Rad $\frac{1}{n}$ des angegebenen Betrages treffen.

Ist bei einer Lokomotive mit Drehgestell durch Anordnung seitlicher Stützen der Drehgestellrahmen an die Querneigung des Hauptrahmens gebunden, so wird die Änderung der Federbelastung an seinen Achsen genau so auftreten, wie wenn die Drehgestellachsen im Hauptrahmen

gelagert wären. Ist aber der Hauptrahmen in einer Mittelpfanne unterstützt und hat der Angriffspunkt der Führungskraft am Drehzapfen die Höhe h über der Schiene, so werden (bei Unterstützung des Drehgestellrahmens in vier Punkten oder in zwei seitlichen Punkten) die Federn des Drehgestellrahmens auf der äußeren Seite mit $\frac{P_d(h - r_L)}{2f}$ stärker be-

lastet. Im allgemeinen ist h nicht viel von r_L verschieden, so daß aus dieser Ursache die Änderung der Federbelastung am Drehgestell nahezu gleich 0 ist. Der Hauptrahmen erfährt jedoch eine Momenteinwirkung $P_d(r_T - h)$, die durch die Belastungsänderung der Federn an den im Hauptrahmen gelagerten Achsen aufgenommen werden muß. (Belastungserhöhung an den äußeren Rädern.)

Außer den vorstehend erörterten, durch die Federn hindurchgehenden Belastungsänderungen erfährt das führende Rad in allen Fällen eine Belastungserhöhung durch das Moment der an seinem Achslager auf den Rahmen übertragene Kraft P_A in der Größe $\frac{1}{2s} \cdot P_{A r_L}$.

Zahlenbeispiel: Es sei $P_A = 1000$ kg; dann ist

$$\frac{P_{A r_L}}{2s} = \frac{1000 \cdot 450}{1500} = 300 \text{ kg}$$

die stets eintretende Belastungserhöhung des führenden Rades. Ferner ist, wenn die am Drehzapfen übertragene Führungskraft P_d mit 3000 kg angenommen wird:

$$\frac{1}{2s} P_d(r_T - r_L) = \frac{3000(950 - 450)}{1500} = 1000 \text{ kg.}$$

Nehmen die beiden Drehgestellräder an der Belastungsänderung teil (wie bei Fall 1) so entfällt bei der 2 C 1 Lokomotive auf jedes Rad der Lokomotive $\frac{1}{6} \cdot 1000$; bei Fall 4 und 5 bleiben die Räder unbeeinflusst und im Falle der Dreipunktunterstützung mit Seitenauflagerung (Fall 3) entfällt auf die Achse ohne den Querausgleich $\pm \frac{1000}{5}$ während die andere unbeeinflusst bleibt.

Von ausschlaggebender Bedeutung ist der vorbesprochene Einfluß also nicht. Bei der Zahlenberechnung der Höchstwerte der Belastungsänderungen (s. u.) blieb er daher außer Acht, um so mehr, als es sich um eine günstige Wirkung handelt.

Zu den auf der Tafel dargestellten Ausführungsformen werden nachfolgend noch einige Bemerkungen gemacht. Ein Längsausgleich ist nur vorhanden, wenn die Federn jeder Seite durch Ausgleichhebel verbunden sind*) oder für die beiden Räder einer Seite eine gemeinsame, mittels gekröpften Längsträgers, sogenannten Schwanenhalsträgers auf den Lagergehäusen aufruhende Feder angeordnet ist (Taf. 16, Abb. 2 u. 6). Dagegen gibt, wenn Einzelfedern angeordnet sind, die seitliche Abstützung in Kugelzapfen keinen Ausgleich zwischen Vorder- und Hinterrad für den vorwüflichen Fall der Verdrehung der Achsen auf windschiefer Unterlage. Denn der Drehgestellrahmen könnte sich ja nur um eine die Kugelstützzapfen verbindende Querachse neigen, während zum Ausgleich der Belastungen bei den oben angenommenen Verhältnissen auf der linken Seite das vordere Ende eines Ausgleichhebels sich zur Belastungserhöhung der vorderen Federn nach abwärts, auf der rechten, wo eine Belastungsminderung erforderlich, nach aufwärts neigen müßte. Ebensonenig geben die Fachwerkdrehgestelle mit Querfedern und Wiege, wie sie bei Tendern vielfach angewendet werden (Taf. 16, Abb. 7), einen Längsausgleich. Hier sind die vier Lagergehäuse mit dem Fachwerkrahmen starr

*) Z. B. bei der 2 B Verb.-Lok. der ehemaligen bayerischen Staatseisenbahnen.

verbunden, so daß theoretisch eine Anpassung an eine windschiefe Unterlage überhaupt nicht möglich ist; nur unter Verwindung des Rahmens kann dies geschehen, die Veränderung der Achsdrücke ist dabei unbestimmbar. Auf einer Überhöhungsrampe 1:100 würde ein solches Fachwerkdrehgestell bei 1700 mm Achsstand, wenn drei Räder aufrufen, am vierten Rad einen Abstand von 17 mm von der Schiene haben, und bei einer Rampe 1:400 immer noch von $4\frac{1}{4}$ mm. In jüngster Zeit erhalten daher solche Fachwerk-Tenderdrehgestelle in richtiger Weise noch Einzelfedern (in Schraubenform) an jedem Rade. — Für den Ausgleich der Belastungen in der Querrichtung hat die Anordnung der Querfedern keine Wirkung. Die Federn der beiden Seiten werden vielmehr, ähnlich wie bei dem Lokomotivdrehgestell mit Schwannenhälsträgern und gemeinsamen Längsfedern für die beiden Räder einer Seite, je nach der Neigung zwischen Tenderrahmen und Drehgestell verschieden stark belastet.

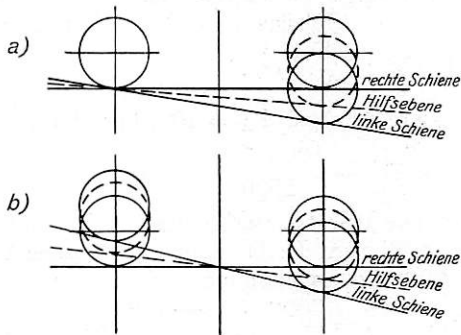
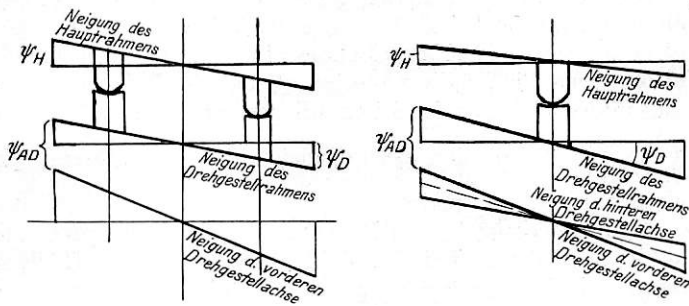


Abb. 6.

Abb. 7.
Winkel ψ_{AD} bei b) kleiner als bei a).

Hinsichtlich der Querneigung ist der Drehgestellrahmen solange durch die Querneigung des Hauptrahmens beeinflusst, als durch die Art der Lastübertragung ein Moment übertragen werden kann. Die Beeinflussung wirkt ungünstig, da, wie oben gezeigt, der unabhängig einstellbare Drehgestellrahmen eine zwischen Vorder- und Hinterachse des Drehgestells liegende Neigung annehmen würde (Textabb. 7 a), während der Hauptrahmen, durch die weiter zurückliegenden Achsen mitbeeinflusst, eine den Drehgestellachsen weniger gut entsprechende Neigung annimmt (s. Textabb. 7 a und b).

Da bei seitlicher Auflagerung Drehgestellrahmen und Hauptrahmen sich hinsichtlich der Querneigung wie ein Ganzes verhalten, so ist für die Einstellung auf windschiefen Bahnflächen zwischen Tendern mit zwei Drehgestellen mit seitlichen Auflagern und dem Tender bayerischer Bauart mit im Tenderrahmen gelagerten hinteren Achsen kein Unterschied.

Unbedingt gezwungen, die Querneigung des Hauptrahmens mitzumachen, ist der Drehgestellrahmen, wenn die Lastübertragung in zwei seitlichen Stützen erfolgt, mögen sie eben oder kugelförmig gestaltet sein. Wenn der Hauptrahmen in der Mitte mittels ebener Flächen aufruft, so ist der Drehgestellrahmen solange in gleicher Ebene wie der Hauptrahmen,

als kein Abklappen eintritt. Ein Abklappen tritt dann ein (vorausgesetzt, daß das Lager des Drehgestellzapfens dies zuläßt), wenn die Krafrichtung aus der Unterstützungsplatte hinausfallen würde. Statt einer in der Mitte angreifenden Kraft und eines Momentes kann die Wirkung zwischen Drehgestell und Hauptrahmen ja durch eine seitlich angreifende Kraft — die Mittelkraft aus den an den vier Rädern auftretenden wirklichen Kräften — dargestellt werden. Ihre äußerste Lage ist an der Kante der Auflagerplatte, der Höchstwert des übertragenen Momentes ist also, wenn G_d der vom Hauptrahmen auf das Drehgestell übertragene Gewichtsanteil und b die halbe Breite der Platte $M_{gr} = G_d \cdot b$. Andererseits wird das von einem Drehgestell nach Bauart 1 auf einer windschiefen Bahnfläche auf den Hauptrahmen übertragene Moment dargestellt durch $M = 2f(\sigma - \lambda_M)\delta_M$. Für eine 2 C 1 Lokomotive der oben angegebenen Abmessungen hat dieser Ausdruck in einem Übergangsbogen mit einer Rampe $i = 1:100$ den Wert 4150 mkg. — Da nun G_d für diese Lokomotive mit rund 20000 kg anzunehmen ist folgt für die halbe Breite der Reibplatte $b = 4150:20000 = 0,208$ m. Die Platte müßte also mindestens 416 mm breit sein, wenn ein Abklappen vermieden werden soll. Selbstverständlich lassen Drehgestelle mit ebenen mittleren Auflagerplatten auch um eine Querachse keine Neigung gegen den Hauptrahmen zu.

Bei den nachfolgenden Berechnungen ist vorausgesetzt, daß die Neigung der Achsen zum Rahmen in keiner Weise behindert ist, die Führungen der Achslagergehäuse sowohl im Drehgestellrahmen wie im Hauptrahmen also den nötigen Spielraum besitzen. Andernfalls tritt aus dieser Ursache ein Abklappen der einen seitlichen Stütze ein, wie dies im vorangegangenen Aufsatz eingehend behandelt worden ist*).

C. Vergleich der verschiedenen Drehgestellbauarten, Zahlenwerte.

Um die zahlenmäßige Wirkung für die verschiedenen Lokomotiven zu vergleichen, wurde für zwei Lokomotiven und einen Tender der in Abb. 3 bis 5 wiedergegebenen Achsstände und für zwei verschiedene Neigungen der Überhöhungsrampe, 1:100 und 1:400 der Betrag der Belastungsänderung sowie die auftretenden Achs- und Rahmenneigungen ausgerechnet und in der nachfolgenden Übersicht 1 zusammengestellt.

Für den Tender mit einem Drehgestell sind dabei hinsichtlich Federanordnung und Auflagerung dieselben Drehgestellbauarten wie für Lokomotiven zugrunde gelegt worden, nur mit dem Unterschied, daß die Federn außerhalb der Räder angenommen wurden, was wesentlich ungünstiger ist. (Ein Tenderdrehgestell mit Einzelfedern und mittlerer Auflagerung ist auf Taf. 16, Abb. 8 dargestellt).

Die Belastungsänderungen sind der Rampenneigung, wie aus den Formeln hervorgeht, proportional. Für die Federstärke wurde bei den Drehgestellfedern $\delta = 125$ kg/mm, bei den Treibrad- und hinteren Lauftradfedern $\delta = 100$ kg/mm und bei den Tenderfedern $\delta = 150$ kg/mm zugrunde gelegt.

Für die Bauart des ersten Falles wurde bei der 2 C 1 Lokomotive auch die Wirkung einer steiferen Drehgestellfeder ($\delta = 140$) untersucht.

In jüngster Zeit wird bei der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft Federstahl von wesentlich größerer Festigkeit als früher — 85 kg/mm² im ungehärteten, 120 kg/mm² und darüber im gehärteten Zustand verwendet. Auf die Federstärke δ und damit auf die Anpassung der Lokomotiven an das Gleis hat

* Bei dieser Gelegenheit sei ein in diesem Aufsatz Jahrgang 1926, Seite 504 r. Spalte vorhandener Fehler berichtigt: Der fehlende Winkelausschlag ist $0,025 - 0,0020 = 0,023$ oder 1:45 bzw. $0,025 - 0,0056 = 0,0194$ oder 1:52. Der Stützpfosten steht auf der einen Seite um $0,023 \times 965$ bzw. $0,019 \times 965$ d. h. 21 bzw. 18 mm von der Stützpfanne ab.

Übersicht 1.
Belastungsänderungen an Drehgestellen auf windschiefen Bahnflächen. Vorwärtsfahrt.

	1	2	3	4	5	6	7	8
	2 C 1 oder 2 D Lokomotive Federstärke am Drehgestell				2 C Lokomotive Federstärke am Drehgestell		Vierachsiger Tender mit einem Drehgestell, Außenrahmen, Federstärke	
	125 kg/mm		140 kg/mm		125 kg/mm		150 kg/mm	
Neigung der Überhöhungsrampe $i =$	1:100	1:400	1:100	1:400	1:100	1:400	1:100	1:400
1. Fall: Drehgestell ohne Längsausgleich, Seitenauflagerung.								
1 Änderung der Radbelastung an der Vorderachse $\pm \Delta_A$ kg	1770	440	1940	485	1390	350	3640	910
2 in % der regelmäßigen Belastung ¹⁾	31	7,6	34	8,5	24	6	97	24
3 Änderung der Radbelastung an der Hinterachse $\pm \Delta_B$ kg	980	245	1040	260	580	145	1330	330
4 in % der regelmäßigen Belastung	15	4	18	4,5	10	2,5	36	9
5 Neigung des Hauptrahmens und Drehgestellrahmens zur hinteren Fahrzeugachse $\psi_H = \psi_D$	1:31	1:124	1:30	1:120	1:46	1:184	1:81	1:324
6 Neigung der vorderen Drehgestellachse zum Drehgestellrahmen ψ_{AD}	1:31	1:124	1:32	1:128	1:40	1:160	1:55	1:220
2. Fall: Drehgestell mit Längsausgleich, Seitenauflagerung.								
7 Änderung der Radbelastung an der Vorder- und Hinterachse $\pm \Delta_A = \mp \Delta_B$ kg	1390	350	—	—	900	225	2590	650
8 in % der regelmäßigen Belastung	24	6	—	—	16	4	69	17
9 $\psi_H \psi_D$ und ψ_{AD}	wie bei Ziffer 5 und 6							
3. Fall: Drehgestell mit Dreipunktaufhängung, Seitenauflagerung.								
10 Änderung der Radbelastung an der Vorderachse $\pm \Delta_A$ kg	0	0	0	0	0	0	0	0
11 Änderung der Radbelastung an der Hinterachse $\pm \Delta_B$ kg	1420	355	—	—	970	240	2410	600
12 in % der regelmäßigen Belastung	25	6	—	—	17	4	54,1	13
13 Neigung des Hauptrahmens und des Drehgestellrahmens zur hinteren Fahrzeugachse $\psi_H = \psi_D$	1:41	1:164	—	—	1:68	1:272	1:164	1:656
14 Neigung der vorderen Achse zum Drehgestellrahmen ψ_{AD}	1:25	1:100	—	—	1:31	1:124	1:41	1:164
4. Fall: Drehgestell ohne Längsausgleich, Auflagerung in mittlerem Kugelzapfen.								
15 Änderung der Radbelastung aus der vorderen und hinteren Drehgestellachse $\pm \Delta_A = \mp \Delta_B$ kg	410	100	—	—	} wie Spalte 2		1280	320
16 in % der regelmäßigen Belastung	7	2	—	—			34	8
17 Neigung des Hauptrahmens zur hinteren Fahrzeugachse ψ_H	1:62	1:248	—	—	1:140	1:560	0	0
18 Neigung des Drehgestellrahmens zur hinteren Fahrzeugachse ψ_D	1:17,5	1:70	—	—	1:25	1:100	1:41	1:164
19 Neigung der vorderen Achse zum Drehgestellrahmen ψ_{AD}	1:135	1:640	—	—	} wie Spalte 2		1:159	1:636
5. Fall: Drehgestell mit Längsausgleich, Auflagerung in mittlerem Kugelzapfen.								
20 Änderung der Radbelastung an der vorderen und hinteren Achse $\Delta_A = \Delta_B$	0	0	0	0	0	0	0	0
21 Neigungen $\psi_H \psi_D \psi_{AD}$	wie bei Fall 4							

¹⁾ Regelmäßige Radbelastung: Bei den Drehgestellen der 2 C 1 und 2 C Lokomotive: 5750 kg; beim Drehgestell des Tenders (bei aufgebrauchten Vorräten): 3750 kg.

Bemerkung: Die Belastungsänderungen und die Neigungen von Rahmen und Achsen ändern sich im selben Verhältnis wie die Rampenneigung.

Wenn die Lokomotive oder der Tender mit dem Drehgestell voran aus einer Gleiskrümmung ausläuft, wird das führende Rad auf der Überhöhungsrampe um die angegebenen Beträge entlastet.

dies keinen Einfluß, denn, wie aus der Formel für δ (Seite 428) hervorgeht, ist dieses nur vom Elastizitätsmodul E abhängig. Der Elastizitätsmodul ist aber für alle Stahlsorten nahezu unveränderlich und beträgt auch für den neuen Stahl nach vom RZA. vorgenommenen Versuchen 2200000. Die Verwendung von Stahl höherer Festigkeit hat also nur die Wirkung

einer größeren Bruchsicherheit bei gleicher Belastung, oder einer höheren Beanspruchung der Feder bei unverändertem Sicherheitsgrad (die Durchbiegung wird natürlich entsprechend der Beanspruchung größer)*).

Die Änderung der Rahmenlage σ wird durch eine Änderung von δ nicht merklich beeinflusst, infolgedessen ist die Be-

*) Allerdings werden bei Federn aus diesem Stahl unter Vergrößerung der Federblattabmessungen auch größere Federstärken, von $\delta = 200$ kg/mm bei Laufrad-, $\delta = 150$ kg/mm bei Treibradfedern verwendet. Dieser Umstand erhöht natürlich den Betrag der Belastungsänderungen.

lastungsänderung Δ_M oder Δ_A angenähert mit δ_A bzw. δ_M proportional. —

Wenn man nun die einzelnen Drehgestellbauarten an Hand der vorstehenden Ausführungen, insbesondere der in der Übersicht gegebenen Zahlen für die Belastungsänderungen, hinsichtlich ihrer Anpassungsfähigkeit an windschiefe Fahrbahnflächen, d. h. hinsichtlich des Grades der Abminderung der Belastung am führenden Rade prüft, so ergibt sich, daß an erster Stelle die Bauart mit kugelförmigem Mittelstützzapfen steht, wie sie besonders bei der von Amerika her eingeführten Auflagerung in einer Wiege vorliegt (Fall 4 und 5 der Übersicht). Hier kann sich das Drehgestell vollständig unabhängig vom Hauptrahmen einstellen. Der Betrag der Belastungsänderung, wenn dabei Einzelfedern angeordnet sind (Fall 4 der Übersicht), ist dabei wegen des kurzen Achsstandes so unbedeutend, daß sie keine Rolle spielt. Durch Längsausgleich kann erreicht werden, daß die Verschiedenheit der Belastung vollständig verschwindet und die Belastung der vier Räder unverändert bleibt, welche Unebenheiten auch in der Bahn vorhanden sind (Fall 5 der Übersicht).

Seitenauflagerung oder Auflagerung des Hauptrahmens in einer ebenen mittleren Gleitfläche, letzteres hauptsächlich bei englischen Lokomotiven üblich, sind erheblich ungünstiger, (Fall 1 und 2). — Ob die seitliche Auflagerung in Kugelflächen oder in ebenen Gleitflächen stattfindet, ist dabei für die windschiefe Einstellung belanglos. Ausgleichfedern auf jeder Seite (Fall 2), wie ursprünglich in Amerika, seit von Borries auch bei ehemals preußischen Lokomotiven und neuerdings bei Einheitslokomotiven der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft (Hannoversche Bauart) sichern bei Seitenauflagerung wenigstens, daß die Belastungsänderungen an den Rädern einer Seite gleich, und damit an den Rädern der Vorderachse etwas geringer werden.

Die Anordnung einer Querfeder über der Vorderachse (Dreipunktaufhängung des Drehgestelles, Fall 3) hat ebenfalls eine völlige Unempfindlichkeit der führenden Drehgestellachse, also bei Lokomotiven der wichtigsten Achse des ganzen Zuges, gegen Gleisverwindungen zur Folge, unabhängig davon, ob die Lastauflagerung mit mittlerem Kugelzapfen oder seitlich erfolgt. Dies hat nur Einfluß auf die Belastungsänderungen an der hinteren Drehgestellachse, auf die es jedoch weniger ankommt*).

Die ungünstigste Bauart ist jedenfalls die, bei der neben Seitenauflagerung Einzelfedern angeordnet sind (Fall 1 der Übersicht). Hier kann im Auslaufbogen eines Gleisbogens bei einer (regelmäßig allerdings nicht vorkommenden) Rampenneigung 1:100 die Entlastung des führenden Rades auf 1770 kg = 31% der regelmäßigen Belastung ansteigen, während sie bei 1:400 Rampenneigung allerdings nur den vierten Teil ausmacht.

Besonders ungünstig verhält sich der vierachsige Tender mit vorderem Drehgestell bei Seitenauflagerung. Hier wirkt vor allem der Außenrahmen ungünstig, der die windschiefe Lage der Gleisstränge an den Federn im Verhältnis 2000:1500 vergrößert (gegenüber einer Verkleinerung bei innenliegenden Federn). Dazu kommt die Wirkung der steiferen Federn ($\delta=150$ statt 125 oder 100). Endlich der Umstand, daß die Belastung bei aufgebrauchten Vorräten nur etwa die Hälfte beträgt wie bei vollen Behältern. (Allerdings ist im ersteren Fall auch der Führungsdruck am Vorderrad geringer.) Das führt dazu, daß bei 1:400 geneigter Rampe die Belastung auf 76% sinkt, während bei 1:100 geneigter Rampe das

*) Drehgestelle mit Dreipunktunterstützung sind an den Lokomotiven der vorm. bayer. Staatseisenbahnen der Gattung DXII und Pt 3/6 nach v. Helmholtz'schem Entwurf ausgeführt, ferner an mehreren Gattungen elektrischer Lokomotiven auf den bayerischen Linien (nach dem Entwurf von Lotter) und auf den preußischen Linien der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft.

führende Rad seine Belastung völlig verlieren, also entgleisen müßte. Kann sich die Laständerung auf die Vorder- und Hinterachse gleichmäßig verteilen (Fall 2 der Übersicht), so ergibt sich eine erhebliche Besserung; sie beträgt dann nur noch $\sim 2/3$. Die Belastung in einer mittleren Kugelfläche, wobei also das Drehgestell vom Hauptrahmen nicht beeinflusst wird, liefert beim Tender mit Vierpunktunterstützung eine Belastungsänderung von 1280 bzw. 320 kg (34 bzw. 8%, Fall 4). (Abb. 8 auf Taf. 16.) Das ist erheblich mehr als beim Lokomotivgestell, wegen der außenliegenden und steiferen Federn. Es ist bemerkenswert, daß auch in diesem verhältnismäßig günstigen Fall bei fehlerhaften Rampen von 1:100 noch Entlastungen von 34% vorkommen. Vollständig beseitigt ist die betriebsgefährliche Entlastung im Falle 5, d. h. bei seitlichem Federausgleich, und (an der Vorderachse), im Falle 3, d. h. bei Dreipunktunterstützung.

Fachwerkdrehgestelle ohne Einzelfederung können sich nur unter Verwindung windschiefer Flächen anpassen und sind nur bei sehr kurzen Achsständen erträglich, an führender Stelle bei Lokomotiven wären sie jedenfalls gänzlich unzulässig, sie werden auch nur bei Tendern und Wagen angewendet.

Die Zahlen der Übersicht beziehen sich auf Tender mit Drehgestellen der gleichen Bauart wie bei Lokomotiven. Bei Tendern mit Fachwerk-Drehgestellen fällt die Federebene im allgemeinen mit der Laufkreisebene der Räder ($2f=2s=1500$ mm) zusammen. Die Belastungsänderungen werden dadurch geringer als bei außerhalb der Räder liegenden Federn. Es ist für einen solchen Tender (seitliche Auflagerung an beiden Drehgestellen) die Änderung der Belastungen in der Drehgestellmitte: $\pm \Delta_M = \mp \Delta_N = 2775$ kg, so daß die geänderten Belastungen an den Querfedern bei leeren Behältern betragen: l. v. und r. h. 975 kg, r. v. und l. h. 6325 kg. Wie schon oben bemerkt, ist die Verteilung auf die beiden Räder einer Drehgestellseite statisch unbestimmt.

Die Bedeutung der vorstehenden Zahlen erkennt man, wenn man den Grenzbetrag des Führungsdruckes ermittelt, der dem nach der Entlastung noch verbleibenden Raddruck entspricht. Wie in meinen früheren Untersuchungen*) über den Bogenlauf gezeigt, kann dieser kritische Wert Y_k mit $5,7 \mu Q$ angesetzt werden, wenn Q den Raddruck μ die Reibungsziffer bezeichnet. Den in der Übersicht bei Fall 1 für die Lokomotivdrehgestelle angeführten Entlastungen von 1770, 1940 und 1390 kg entspricht bei einer Normalbelastung von 5750 kg und einer Reibungsziffer von $1/4$:

$$Y_k = 5600 \text{ kg, } 5400 \text{ kg und } 6200 \text{ kg**).$$

Nimmt man den größten bei einer 2 C 1 auftretenden Führungsdruck Y mit etwa 2000 kg am führenden Drehgestellrad an und bezeichnet man das Verhältnis $Y_k:Y$ als Entgleisungssicherheit, so ist diese bei der Drehgestellbauart nach Fall 1 bei der 2 C 1 und 2 C Lokomotive und bei den angenommenen ungünstigen Gleisverhältnissen den obigen Entlastungsziffern entsprechend: 2,8, 2,7 und 3,1, bei der Bauart nach Fall 2) 3,1, —, 3,4, während bei unveränderter Belastung die Ziffer 4,1 beträgt.

Auch für Rückwärtsfahrt der Fahrzeuge wurden einige Hauptwerte berechnet, sie sind in der Zusammenstellung 2 angegeben. Es zeigt sich, daß bei einer Lokomotive mit einem in zwei seitlichen Punkten den Hauptrahmen tragenden Drehgestell die Belastungsänderung der Schleppachse bei Rückwärtsfahrt mit 1850 kg noch etwas ungünstiger ist als die der vorderen Drehgestellachse bei Vorwärtsfahrt, allerdings nicht im Verhältnis zum regelmäßigen Raddruck, der ja an der Schleppachse höher ist. Quer-

*) Organ 1903, Beilage.

**) Bei 31, 34 und 24% Entlastung ist der noch verbleibende Raddruck 69, 66 und 76% von 5750 kg; diese Werte mit $\frac{1}{4} \cdot 5,7$ multipliziert, geben den jeweiligen Grenz-Führungsdruck.

Übersicht 2.

Änderungen der Radbelastungen in kg an der führenden Achse bei Rückwärtsfahrt.

	Rampen- neigung	
	1:100	1:400
2 C 1 oder 2 D Lokomotive.		
Fall 1 und 2. Lokomotive besitzt ein Drehgestell mit Seitenauflagerung (Längsausgleich kann vorhanden sein oder fehlen)	1850	460
Fall 3. Lokomotive besitzt ein Drehgestell mit Seitenauflagerung, an der vorderen Achse ist Querausgleich vorhanden	1070	280
Fall 4 und 5. Die Lokomotive ruht in einem mittleren Auflager auf dem Drehgestell . . .	720	180
Vierachsiger Tender.		
Fall 1 und 2. Tender bayerischer Bauart mit einem Drehgestell, bei dem der Tender auf dem Drehgestell in zwei seitlichen Punkten aufruhrt, oder Tender mit zwei Drehgestellen, bei dem diese Unterstützungsweise an beiden Drehgestellen vorhanden	2460	620
Fall 4 und 5. Tender mit einem Drehgestell mit mittlerem Auflager, die im Rahmen festgelagerten Achsen sind durch Längsausgleichhebel verbunden	0	0
Dgl., wenn solche Ausgleichhebel nicht angebracht wären	1260	320

ausgleich an einer Drehgestellachse vermindert diese Belastungsänderung erheblich, noch mehr ist dies der Fall, wenn infolge mittlerer Auflagerung des Hauptrahmens von den Drehgestellfedern ein Moment auf den Hauptrahmen überhaupt nicht übertragen werden könnte. Ähnlich ist dies beim Tender. Wenn der Tenderrahmen auf dem Drehgestell nur in der Mitte aufruhrt, stellen sich die im Tenderrahmen festgelagerten Achsen unbeeinflusst von den vorderen ein. Die Belastungsänderungen würden, wenn keine Längsausgleichhebel vorhanden wären, über Eck gleich sein, da solche aber in allgemeinen angeordnet sind, findet ein Ausgleich statt, und es tritt in diesem Falle bei Rückwärtsfahrt keine Belastungsänderung ein. Liegt aber der Tender in zwei seitlichen Punkten auf dem Drehgestell auf, so treten erhebliche Belastungsänderungen auf; die Größe wie bei Vorwärtsfahrt erreichen sie (wegen der Längsausgleichhebel) aber nicht. Tender mit zwei Drehgestellen und seitlicher Auflagerung an beiden verhalten sich bei Vorwärts- und Rückwärtsfahrt gleich ungünstig.

Wie auf Grund der vorstehenden Ausführungen zusammenfassend nochmals gesagt sein soll, gibt eine Querfeder an der vorderen Achse oder ein gleichwertiger Ausgleichhebel zwischen den seitlichen Tragfedern der beiden Vorderräder vollen Be-

lastungsausgleich an dieser Achse. Querausgleich der Belastungen beider Drehgestellseiten durch mittleres Auflager vermindert auch bei unabhängiger Abfederung jedes Rades die Belastungsänderung auf ein geringes Maß. Werden gleichzeitig seitliche Längsausgleichhebel angeordnet, so tritt an allen vier Rädern keinerlei Belastungsänderung ein. Seitliche Längsausgleichhebel ohne gleichzeitigen Querausgleich durch mittlere Auflagerung haben nur eine geringe Verbesserung zur Folge.

Schließlich sei noch kurz auf die bei der Anlage der Bahn und bei der Unterhaltung tatsächlich vorkommenden Gleisverwindungen eingegangen. Nach den gesetzlichen Bestimmungen muß eine Überhöhung beim Bogen-Ein- und Auslauf mindestens auf das 300fache ihres Betrages auslaufen. Die neuen Oberbauvorschriften machen das Neigungsverhältnis von der Geschwindigkeit abhängig und schreiben für Gleise, die mit Fahrgeschwindigkeiten von 80 km/h und mehr befahren werden, mindestens das 1000fache, für Fahrgeschwindigkeiten unter 80 km bis herab zu 50 km/h mindestens das 600fache, und für geringere Geschwindigkeit mindestens das 400fache des Überhöhungsbetrages als Rampenlänge vor. Ein Zusammenhang zwischen der statischen Einstellung und der Geschwindigkeit besteht eigentlich nicht. Die höhere Geschwindigkeit wirkt, wenn man die durch die Bogenbewegung hervorgerufene Fliehkraft in Betracht zieht, günstig, da sie die führenden Außenräder stärker belastet (beim Einlauf in den Bogen allerdings unter weiterer Vermehrung der schon durch die windschiefe Stellung hervorgerufenen Belastungserhöhung, beim Auslauf hingegen mit ausgleichender Wirkung). Die verschiedene Bemessung hat also nur den Sinn einer größeren Sicherheit bei höheren Geschwindigkeiten, wo der Übergang von einer Gleichgewichtslage des Lokomotivkörpers in eine andere unter Schwingungen vor sich geht und die Möglichkeit stärkerer Belastungsänderungen gegeben ist. Nach der statischen Einstellung könnte, wenn Gewähr besteht, daß keine stärkeren Rampen als 1:400 in der Bahn vorkommen, jede der angeführten Drehgestellbauarten angewendet werden. Es scheint jedoch, daß durch einseitige Senkungen in geraden Strecken und in Gleisbögen, ferner als Übergangszustand bei Unterhaltungsarbeiten, auch weit stärker geneigte Rampen auftreten, z. B. wenn ein in der Höhenlage ausgerichtetes Gleis an eine noch nicht in die Arbeit einbezogene Strecke angeschlossen wird. Da es sich hier nicht um den Einlauf- oder Auslaufbogen handelt, so ist wohl manchenorts die Auffassung vertreten, als seien die Vorschriften über den Verlauf der Rampen für solche Fälle nicht einschlägig. Um Zweifel nach dieser Richtung auszuschließen, dürfte eine klare Vorschrift hierüber empfehlenswert sein. Im übrigen erscheint es aber wohl auch für den Lokomotivbau angezeigt, bei einem Fahrzeugteil, von dem die Sicherheit gegen Entgleisung in so hohem Maße abhängt, diejenige Ausführungsform zu wählen, durch die auch bei fehlerhafter Gleislage noch die größtmögliche Sicherheit gegeben ist.

Maschinelles Gleisumbau nach dem Verfahren Neddermeyer.

Von Reichsbahnoberrat Stübel, Kassel.

Hierzu Tafel 17.

Die Bestrebungen, die Wirtschaftlichkeit auf allen Arbeitsgebieten zu fördern, haben im Oberbauwesen dazu geführt, die Handarbeit einzuschränken und teilweise durch Maschinenarbeit zu ersetzen. Man sucht damit bei den steigenden Löhnen an Arbeitskräften zu sparen und bei der fortschreitenden Zunahme der Gewichte der Oberbauteile die Arbeitskräfte zu entlasten, um sie weniger ermüdet bei den nur von Hand ausführbaren Arbeiten einzusetzen.

Dadurch lassen sich größere Tagesleistungen erzielen,

was dem Betriebe in sehr erwünschter Weise zu statten kommt.

Beim Gleisumbau, bei dem in ganz besonderem Maße schwere Lasten zu bewegen sind, haben hauptsächlich für das Aufnehmen und Verlegen ganzer Gleisjoche maschinelle Vorrichtungen verschiedener Systeme Eingang gefunden; sie sind in der Fachliteratur bereits in technischer und wirtschaftlicher Hinsicht besprochen worden.

Im Bezirk der Reichsbahndirektion Kassel sind in den

letzten Jahren eingehende Versuche mit einem neueren, dem Regierungsbaumeister a. D. Neddermeyer in Wabern (Bez. Kassel) patentierten*) Gleisumbauverfahren ausgeführt worden. Dieses Verfahren verdient seiner Einfachheit und Anpassungsfähigkeit halber und wegen der geringen Kosten für die Beschaffung der Geräte im Vergleich mit den bisher bekannten maschinellen Gleisumbauverfahren ganz besondere Beachtung.

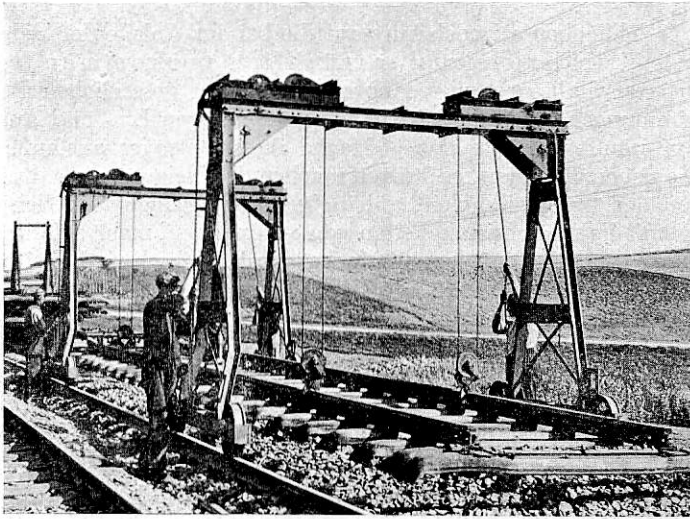


Abb. 1. Portalkran.

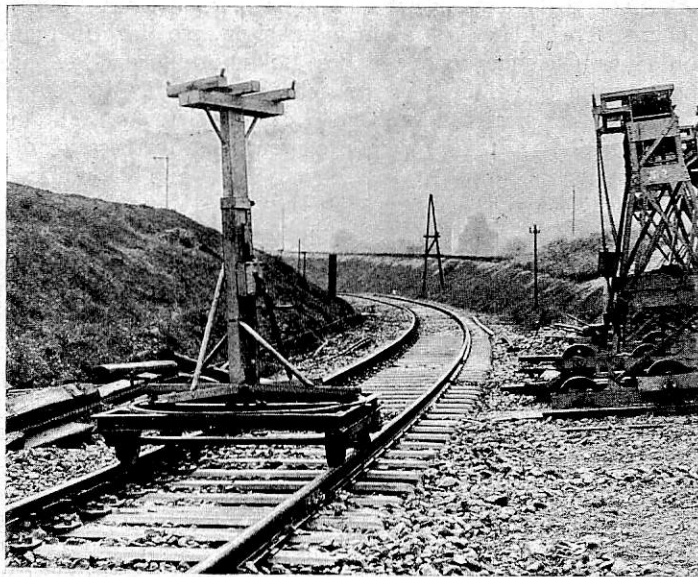


Abb. 2. Aussetzvorrichtung.

Das Verfahren Neddermeyer beruht darauf, daß Gleisjoche mit Hilfe zweier leichtbeweglicher Portalkräne, die auf seitlich ausgelegten Kranschiene laufen, aufgenommen und verlegt werden. Auch der Zusammenbau der neuen Gleisjoche auf dem Lagerplatz wird mit solchen Portalkränen ausgeführt.

Geräte.

Jeder Portalkran ist für eine Tragfähigkeit von 2,5 t gebaut und besitzt zwei von einander unabhängige Hubwerke, die mittels Haspelketten von Hand bedient werden. Die Kräne sind als steife Rahmen ausgebildet, die Last wird senkrecht auf die Fahrschiene übertragen, ein Abgleiten der Räder von den Kranschiene wird durch deren Doppelflansch verhindert. Die Portalkräne sind im Lichten 2,80 m hoch und haben eine lichte Weite von 3,10 m (Textabb. 1).

*) D. R. P. und Auslandspatente.

Diese große Lichtweite ermöglicht es, im Gegensatz zu anderen Gleisverlegemaschinen, die nur Lichtweiten bis höchstens 2,87 m aufweisen, auch Gleisjoche mit unregelmäßig langen Holzschwellen ohne weiteres aufzunehmen oder zu verlegen. Von den beiden Kranstützen ist die dem Nachbargleis zugekehrte in ihrem unteren Teil gekröpft, so daß der bei zweigleisigen Strecken erforderliche Mindestabstand (2 m) von der Mitte des Nachbargleises bestimmt gewahrt bleibt. Jedes Hubwerk kann infolge der günstig gewählten Übersetzungs-

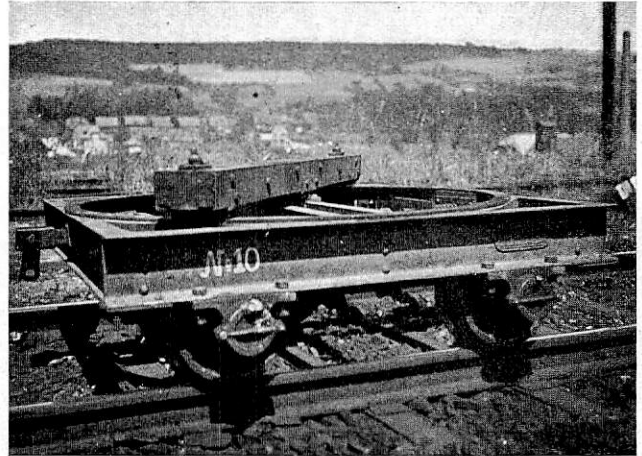


Abb. 3. Spezialkleinwagen.

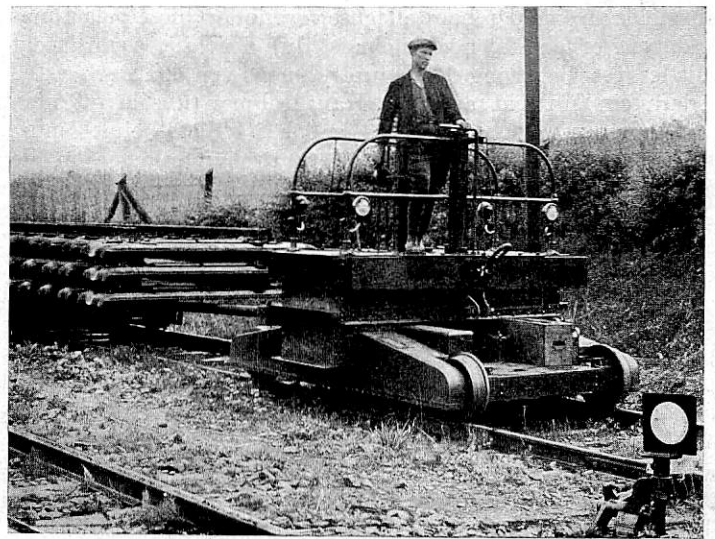


Abb. 4. Lokomotor.

verhältnisse durch einen Mann mit Leichtigkeit bedient werden. Das Ablassen der Gleisjoche wird durch eine besondere Senkvorrichtung am Hubwerk beschleunigt. Durch die Einzelbedienung der Hubwerke wird erreicht, daß die Gleisjoche in jeder Höhenlage beliebig geneigt festgehalten werden können. Das erweist sich hauptsächlich bei der Gleisverlegung in Krümmungen als ein wesentlicher Vorteil insofern, als beim Vorschieben des Joches zum Anlaschen eine Beschädigung der entsprechend der Überhöhung geneigten Steinschlagrippen der Eisenschwellen vermieden wird. An Zeit werden trotz der Handbedienung für das Aufnehmen und Verladen oder für Abladen und Verlegen eines Gleisjoches nur 3 bis 5 Minuten benötigt.

Das Aussetzen der etwa 1 t schweren Portalkräne erfolgt mittels eines einfachen Windwerkes, das auf der drehbaren

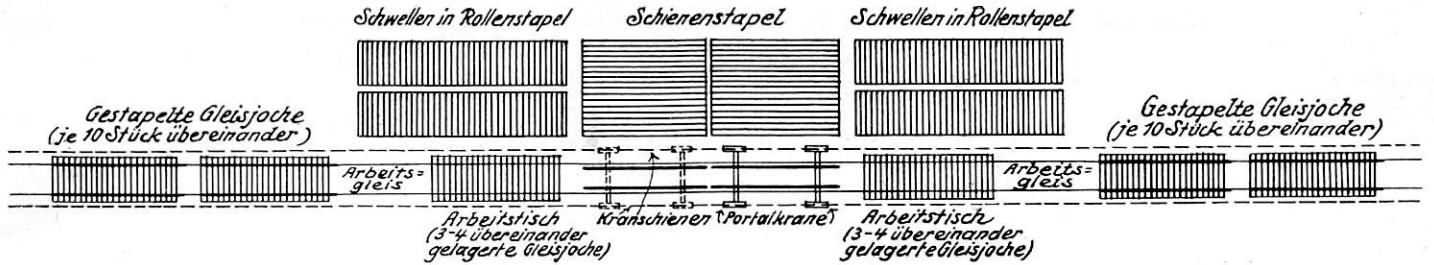


Abb. 5. Zweckmäßige Lagerung der Oberbaustoffe auf dem Arbeitsplatz.

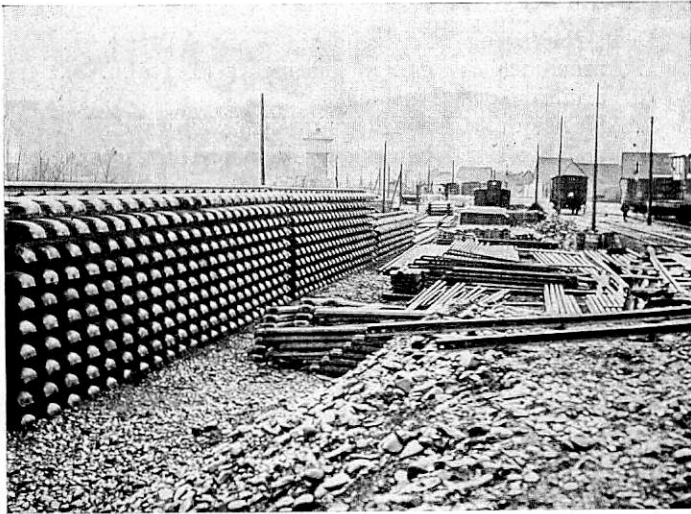


Abb. 6. Arbeitsplatz.

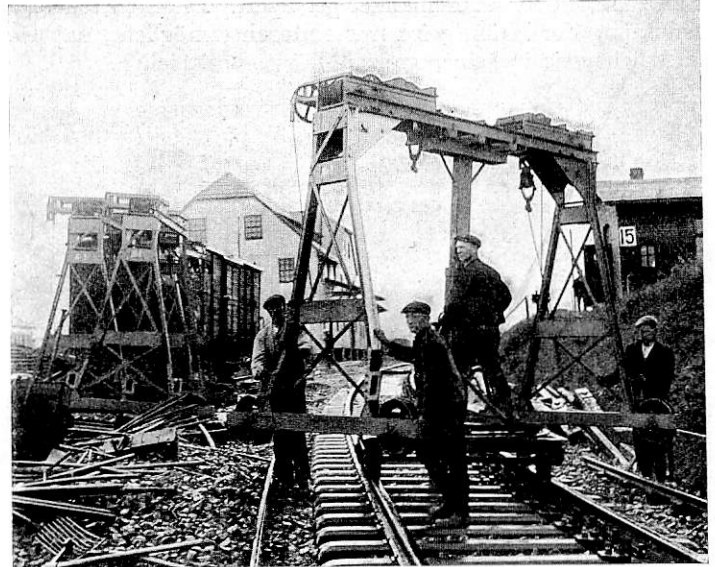


Abb. 8. Einsetzen eines Portalcranes.

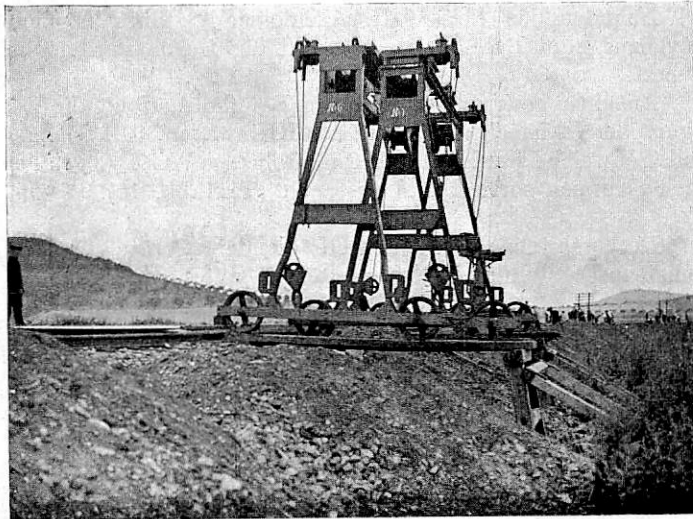


Abb. 7. Abgestellte Portalcräne.

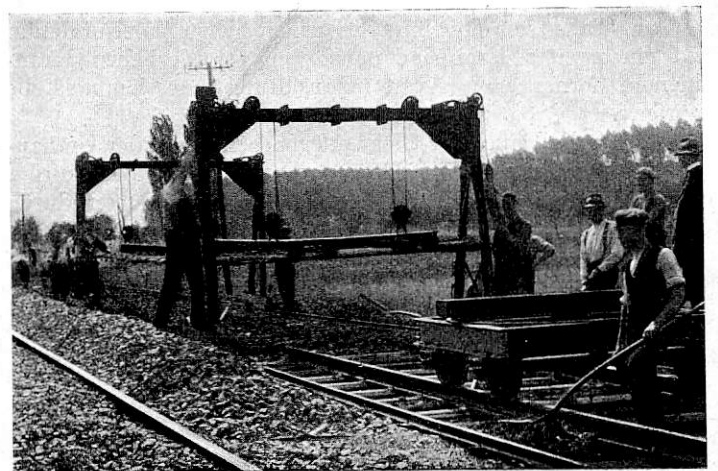


Abb. 9. Aufnehmen der alten Gleisjoche.

Plattform eines leichtgebauten Kleinwagens befestigt ist (Textabb. 2).

Zur Beförderung der Gleisjoche dienen besonders stark gebaute, mit Drehschemel versehene Kleinwagen von 10 t Tragfähigkeit, einer Bauhöhe von 0,65 m und einer Baulänge von 1,80 m (Textabb. 3).

Als Zugkraft bei der Beförderung der Gleisjoche zur Umbaustelle dient ein Lokomotor mit einer Leistung von 45 PS; er hat drei Übersetzungen mit Vor- und Rückwärtsgang und entwickelt eine Geschwindigkeit von 12 bis 15 km in der Stunde (Textabb. 4).

Arbeitsweise.

Die angelieferten neuen Oberbaustoffe werden auf einem der Umbaustrecke benachbarten Bahnhofe neben einem Gleise, das während der Umbauzeit außer Betrieb gesetzt

werden kann (im folgenden „Arbeitsgleis“ genannt), zweckmäßig nach obenstehender Handzeichnung gelagert (Textabb. 5). Falls auf solchen Bahnhofen ein für den Zusammenbau der Joche erforderliches Gleisstück von 120 bis 150 m Länge aus betrieblichen Gründen nicht frei gemacht werden kann, werden die Neustoffe auf einem Bahnhofe mit günstigeren Platzverhältnissen oder in einem Oberbaustofflager gestapelt. In diesem Falle müssen die fertigen neuen Gleisjoche auf Eisenbahnwagen zu dem der Umbaustrecke nächstgelegenen Bahnhof befördert und auf die Kleinwagen umgeladen werden.

Der Zusammenbau der Gleisjoche erfolgt unter Verwendung zweier Portalcräne durch einen sechs Mann starken Arbeitstrupp, der in neunstündiger Arbeitsschicht 150 bis 180 m Gleis fertigstellt und stapelt (Textabb. 6). Die Arbeits-

leistung läßt sich durch Einsetzen weiterer Arbeitstrupps ohne Vermehrung der Portalkräne entsprechend vervielfachen. Bei dem Zusammenbau der Gleisjoche gekanteten Schienen und das Absetzen derselben auf die ausgelegten Schwellen mit Hilfe der Portalkräne. Die ersten drei bis vier Joche bleiben übereinander gestapelt liegen und bilden den Arbeitstisch, auf dem die Arbeiter in bequemer Stellung die weiteren Gleisjoche zusammenbauen. Diese werden mittelst der Portalkräne einzeln abgehoben, entweder sofort auf Kleinwagen verladen oder, soweit die Lagerplatzverhältnisse es gestatten, bis zu zehn Stößen übereinander gestapelt. Diese vorteilhafte Ausnutzung der Kräne wird nur dadurch ermöglicht, daß sie das Arbeitsgleis in seiner ganzen Länge bestreichen.

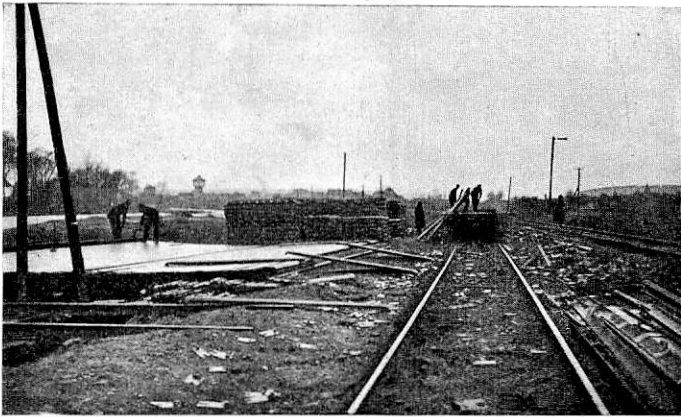


Abb. 10. Arbeitsplatz für die Zerlegung der alten Gleisjoche.

Der Arbeitsvorgang auf der Gleisumbaustelle ist auf Tafel 17 dargestellt.

Am Tage vor Beginn des eigentlichen Gleisumbaus wird ein zweites Kranpaar nebst den erforderlichen Kranschienen, ferner eine Aussetzvorrichtung zur Umbaustelle befördert.

Die für die Dauer der Gleisverlegearbeiten auf der Umbaustelle verbleibenden Portalkräne werden am Bahnkörper seitlich abgesetzt und gegen unbefugtes Verschieben durch Kettenverschluß gesichert (Textabb. 7). Die Kranschienen werden mit einer Spurweite von 3,30 m verlegt, sie müssen über die tägliche Umbaulänge beiderseits um mindestens 30 m

hinausreichen, damit die während des Umbaus an den Enden der Umbaustrecke stehenden Kleinwagen durch die Portalkräne be- und entladen werden können.

An dem Umbautage bringt der Lokomotor die leeren und die mit neuen Gleisjochen beladenen Kleinwagen in dem gesperrten Gleis zur Umbaustelle. Inzwischen werden mit Hilfe der Aussetzvorrichtung die Portalkräne in das Krangleis eingesetzt (Textabb. 8). Diese Arbeit wird durch vier Mann in 1 bis 2 Minuten ausgeführt. Sobald die Leerwagen über die erste aufzunehmende Gleislänge hinausgefahren sind, wird mit dem Aufnehmen der alten Gleisjoche begonnen. (vgl. Skizze auf Taf. 17).

Der Arbeitsgang ist folgender:

1. Aufnehmen des ersten Gleisjoches (Textabb. 9).
2. Vorfahren des Gleisjoches,
3. Ablegen des Gleisjoches auf die Kleinwagen,
4. Vorziehen der Kleinwagen um eine Gleislänge (Kräne bleiben stehen),
5. Senken und Einhaken der Klauen in das zweite aufzunehmende Joch.

Nachdem sämtliche Gleisjoche aufgenommen sind, fahren die Portalkräne zurück und beginnen mit dem Verlegen der neuen Gleisjoche auf der inzwischen hergerichteten Bettung in folgender Weise:

1. Das Kranpaar hebt das erste neue Joch vom Anfuhrzuge um einige Zentimeter an und fährt um eine Gleislänge vor,
2. Das Gleisjoch wird gesenkt und angelascht,
3. Die Klauen werden hochgezogen,
4. Der Anfuhrzug wird um eine Gleislänge vorgerückt (Kräne bleiben stehen),
5. Die Klauen fassen das nächste Gleisjoch.

Nachdem das Gleis wieder geschlossen ist, fährt der Kleinwagenzug zum Bahnhof zurück und die Kräne werden ausgesetzt.

An einer geeigneten Stelle des Bahnhofs erfolgt die Zerlegung der Gleisjoche gleich auf den Kleinwagen. Die Schienen und Schwellen werden hierbei in üblicher Weise abgeladen, nach Gruppen sortiert und gestapelt (Textabb. 10).

Der vorstehenden Beschreibung der Geräte und allgemeinen Darstellung der Arbeitsweise des Verfahrens Neddermeyer soll demnächst ein weiterer Aufsatz über Anwendung und Bewährung des Verfahrens folgen.

Einfluß der Beschaffenheit des Gleises auf die Abnutzung der Schienen.

Von Oberingenieur L. Lubimoff, Moskau.

Eine der wichtigsten Fragen der Gleistechnik ist unbestritten die Ermittlung der Wirkung derjenigen Teile eines Gleises, die den größten Einfluß auf die Abnutzung der Schienen haben. Um diese Aufgabe erschöpfend zu lösen, wurde im vergangenen Jahre auf einer Reihe von Kilometern (im ganzen auf 40 km) von drei Hauptlinien des russischen Bahnnetzes eine Reihe von Untersuchungen vorgenommen in der Weise, daß aus dem Gleis eine verhältnismäßig große Zahl von Schienen verschiedener russischer und auch ausländischer Walzwerke ausgebaut wurde unter genauer Prüfung der Ausbaustelle, der Beschaffenheit des Profils und des Planums der Bahn, des Zustandes des Bahnkörpers, der Bettung, der Schwellen, der Befestigungsmittel, der Güte des Stopfens der Schwellen, vor allem der Stoßschwellen, dann der Höhenlage der Schienen, der Spurweite, der Richtung des Gleises usw.

Mit der Bearbeitung und Zusammenstellung der vorerwähnten Untersuchungen in bezug auf die Wechselwirkung zwischen der Beschaffenheit des Bahnkörpers und des Gleis-

oberbaues einerseits und der Schienenabnutzung andererseits wurde der Verfasser dieser Zeilen betraut.

Einige der dabei ermittelten Ergebnisse dürften auch für die Leser des „Organs“ nicht ohne Interesse sein.

1. Die Beurteilung der Beschaffenheit und des Zustandes des Gleises aus dem die betreffende Schiene entnommen wurde, konnte objektiv nur erfolgen:

- a) auf Grund der Besichtigung an Ort und Stelle,
- b) auf Grund der im Laboratorium ermittelten Beschaffenheit der Bettung in bezug auf Größe der Kieskörner, auf mineralogischen Zustand, auf Widerstandsfähigkeit gegen Druck und auf Wasserdurchlässigkeit,
- c) auf Grund mechanischer Prüfung des Gleises durch selbsttätige Gleisprüfmaschinen in bezug auf Höhenlage der Schienen, auf Spurweite, Richtung und Zahl der Vertikal- und Horizontalstöße.

Die Beurteilung eines Gleiszustandes kann nach zwei Gesichtspunkten erfolgen:

1. nach der Bahnunterhaltung im ganzen unter Berücksichtigung der Verkehrssicherheit und der Ruhe des Fahrens oder
2. nur in bezug auf seine Wirkung auf die Abnutzung der Schienen.

Wenn wir nur letzteren ins Auge fassen, so ist es ohne weiteres klar, daß der Einfluß der oben erwähnten Faktoren a, b, c, durchaus nicht der gleiche ist.

Die Beschaffenheit des Bahnkörpers, der Bettung, ihrer Höhe unter der Schwellensole, der Zustand der Schwellen, die Art der Befestigungsmittel im Verhältnis zu dem Schienengewicht und Schienenprofil, ihre volle Zahl überhaupt und besonders in den Stößen, die Stopfung der Schwellen, die größeren Abweichungen in der regelmäßigen Lage beider Schienenenden und die unregelmäßige Neigung der Schienen wirken in hohem Maße auf die Schienenabnutzung ein, während die Abweichungen in der Höhenlage beider Schienen, und in der Spurerweiterung (ausnehmlich sehr großer Abweichung) sowie ungenügende Befestigung der Bolzen und Nägel viel geringeren Einfluß auf die Abnutzung der Schienen ausüben.

Fehler in der Neigung der Schienen erzeugen nur dann große Wirkung, wenn auf einer und derselben Schienenlänge ein zu großer Unterschied der Neigung auf sämtlichen Schwellen vorhanden ist.

2. Die Bauart der Lokomotiven (Achsdricke) und ihre Geschwindigkeit und ihr richtiges Verhältnis zum Gleis ist von wesentlicher Bedeutung. Bei der Untersuchung des Einflusses des Gleiszustandes auf die Abnutzung der Schienen kann nur die Einwirkung auf die regelmäßige Abnutzung der Schienen in Betracht kommen, keineswegs die unregelmäßige Verdrückung der Schienenköpfe. In geraden Strecken kommen die Radflanschen mit den Schienenköpfen nur wenig in Berührung und es findet daher die regelmäßige Abnutzung fast ausschließlich in der oberen Lauffläche statt, wobei beide Schienenstränge gleich abgenutzt werden. Bei Kurven zeigt sich die aus dem Kurvenwiderstand herrührende Abnutzung hauptsächlich an der inneren Kopfseite des äußeren Schienenstranges, die Abnutzung der oberen Kopffläche sowohl beim inneren als auch beim äußeren Strange tritt hiergegen weit zurück.

3. Die Größe des Verkehrs wird in der Hauptsache die regelmäßige Abnutzung der Schienen beeinflussen.

Auf Grund der vorstehenden Erwägungen ist ein Versuch der Schätzung des Einflusses des Zustandes des Gleises auf die Abnutzung der aus dem Gleise entnommenen Schienen gemacht worden, wobei fünf Gütegrade angewendet wurden mit den Noten 5=sehr gut; 4=gut; 3=genügend; 2=ungenügend; 1=ganz ungenügend nachfolgende Grundlagen:

- a) Bettung: Als Mindesthöhe der Bettung ist einerseits angenommen worden, daß nach Schubert die Bettungshöhe unter der Sole der Schwellen nicht kleiner als die Entfernung zwischen den Innenkanten der benachbarten Schwellen sein soll, andererseits durch den Ausschluß der XIV. Konferenz der russischen Wegebauingenieure diese auf mindestens 43 cm unter der Schwellensole bemessen worden ist.

Die Güte der Bettung wird nach der Größe der Kieskörner und dem Prozentsatz des Gehaltes an Lehm beurteilt.

- b) Der Zustand der Schwellen nach dem Prozentsatz der untauglichen.
 c) Der Zustand der Befestigungsmittel nach ihrer Beschaffenheit, der Zahl der schwach angezogenen Bolzen und der ungenügend haftenden Nägel usw.

- d) Die Richtung, die Spurweite, der Höhenunterschied zwischen beiden Schienen nach dem Diagrammstreifen des mechanischen Gleisprüfers von Ingenieur Dolgoff. Als Längenanteil an der Länge des Kilometers, worin sich die einen oder anderen Unregelmäßigkeiten vorgefunden haben, wie zum Beispiel: Spurerweiterungen von 8 mm und darüber, Spurvermindernungen von 4 mm und darüber, Höhenunterschiede — größere als 15 mm.

- e) Der Zustand der Stopfung.

- f) Die Neigung der Schienen bzw. des Schienenpaares auf seine Länge.

Die Zuteilung zu den Güteklassen war folgende:

- a) Bettung:

A. Höhe unter Schwellenunterkante:

43 cm Note 5; 33 cm Note 4; 23 cm Note 3;
13 cm Note 2; < 13 cm Note 1.

B. Bettungsstoff: Kieskörner größer als 0,25 mm:
80% Note 5; 60% Note 4; 40% Note 3; 20% Note 2; < 20% Note 1.

C. Gehalt an Lehm:

0% Note 5; 5% Note 4; 10% Note 3; 15% Note 2;
< 20% Note 1.

- b) Schwellen: Prozentsatz der untauglichen:

0% Note 5; 5% bis 10% Note 4; 10% bis 20% Note 3; 30% Note 2; < 30% Note 1.

- c) Befestigungsmittel:

Volle Zahl, Bolzen angeschraubt Note 5.

„ „ „ 1 schwach angeschraubter Bolzen Note 4.

„ „ „ 2 „ „ „ 2.

- d) Neigung der Schienen auf „ je eine Schienenlänge:

A. Auf geraden Strecken:

1/20 bis 1/30 Note 5; 1/12 bis 1/15 Note 3;
< 1/12 Note 2.

B. In Krümmungen:

1/10 bis 1/20 Note 5; 1/9 bis 1/10 Note 3; < 1/9 Note 2.

- e) Höhenunterschied der beiden Schienen auf % der Kilometerlänge:

Kein Unterschied bei 100% der Länge Note 5;
bei 80% Note 4; bei 60% Note 3; bei 40% Note 2;
bei < 40% Note 1.

- f) Spurweite — die gleichen Bedingungen wie für e.

- g) Richtung — die gleichen Bedingungen wie für e.

- h) Stopfung — Alle Schwellen fest gestopft Note 5;

Stoßwellen ungenügend gestopft Note 2.

- i) Als normale Schienenabnutzung wird die Abnutzung in der Kopfhöhe durch eine Bruttoverkehrslast von 1 Million t von 0,05 mm bis 1 mm angesehen — je nachdem die Bahnstrecken sich in flachem Lande mit schwachen Steigungen und großen Krümmungshalbmessern, in denen nicht gebremst wird, — oder auf Gebirgsstrecken mit Gefällen von 10 bis 20‰ und mit Krümmungen von 200 m Halbmesser befinden.

Da es nicht möglich ist, in dem vorliegenden Aufsatz alle einzelnen Umstände, die bei der Arbeit berücksichtigt wurden, zu beschreiben, so müssen wir uns darauf beschränken zu erwähnen, daß im ganzen 40 km Gleis in den verschiedensten örtlichen und klimatischen Verhältnissen Schritt für Schritt untersucht worden sind. Hierbei wurden 110 Schienen dem Gleis entnommen und an ihnen die Abnutzung genau gemessen; ferner wurden die mechanischen Eigenschaften (Zugfestigkeit, Härte [Brinell] usw.), der chemische Zustand und das Gefüge genau geprüft.

Das Längenverhältnis solcher normal abgenützter Schienen in einer beobachteten Strecke zur Gesamtlänge

Zusammenstellung 1.

Kilometer	Profil und Planum	Bahnkörper	Bettung	Schwellen	Befestigungsmittel	Neigung der Schienen	Stopfung der Stoßschwellen	Höhenlage beider Schienenreihen	Spurweite	Richtung	% der abgenützten Schienen
236	Neigung $i = 8\text{‰}$, Kurve 600 m	5	4	4	5	2	5	5	3	4	31,5
503	Steigung $i = 4\text{‰}$, Gerade	5	3	5	4	3	2	4	5	4	100
507	Neigung $i = 2\text{‰}$, Kurve 800 m	5	4	4	5	5	5	3	5	5	62
14	Horizontale Strecke, Gerade..	5	4	5	4	2	5	5	4	4	95
205	Neigung $i = 8\text{‰}$, Gerade	1	2	3	2	3	2	4	4	4	95
276	Neigung $i = 8\text{‰}$, Gerade	5	4	4	2	3	5	5	4	5	88
86	Neigung $i = 10\text{‰}$, Kurve 600 m	1	3	4	2	3	5	5	4	5	90

diente zur Beurteilung der Abnutzungsverhältnisse. Die Reststrecke war also stärker als normal abgenutzt.

Vorstehende Zusammenstellung 1 gibt ein Beispiel für die Auswertung der Aufnahmen.

Aus den Untersuchungen sind die nachfolgenden Schlüsse gezogen worden:

1. Trotz verhältnismäßig sehr ungünstiger Verhältnisse des Gleises (schlechte Stopfung, anormale, verschiedenartige und zuweilen mangelhafte Befestigungsmittel, keine oder ungenügende Zahl von Unterlagplatten, schwach angeschraubte Bolzen, ungenügende Zahl der Nägel usw.) sind zuweilen sehr gute Resultate des Schienenzustandes festgestellt worden (91% bis 100% ganz normal abgenützte Schienenenden bei gleichmäßiger Abnutzung der ganzen Schiene).

2. Bei einem im Vergleich sehr günstigen Zustande des Gleisoberbaues und der Bettung sind andererseits sehr weitgehende Schienenabnutzungen festgestellt worden.

3. Die Beschaffenheit der Bettung hat keinen genau feststellbaren Einfluß auf die übermäßige Abnutzung der Schienen ausgeübt.

4. Der Zustand der Stopfung der Schwellen hat ebenfalls keinen merklichen Einfluß auf die übermäßige Abnutzung der Schienen hervorgerufen.

5. Wenn in einzelnen Fällen die nicht ganz regelmäßige Schienenneigung eine nicht unmerkliche Wirkung auf die Schienenabnutzung aufweist, so kann man das doch nicht als allgemeine Regel betrachten, da die Untersuchung ganz deutlich ergeben hat, daß auch bei fehlerhafter Neigung zuweilen geringe Abnutzung eintrat.

6. Im allgemeinen ist einwandfrei festgestellt worden, daß die übermäßige Schienenabnutzung größtenteils auf fehlerhaftes Verfahren beim Schienenwalzen zurückzuführen ist, da, wenn das Stahlgußmaterial von guter Beschaffenheit und die Schienen ordnungsmäßig gewalzt worden sind, sie während längster Liegedauer gar keine ungewöhnliche Abnutzung zeigen.

7. Nach der chemischen Beschaffenheit haben sich (wie aus der nachstehenden Zusammenstellung 2 zu ersehen ist) diejenigen Schienen am besten bewährt, die einen verhältnismäßig hohen Prozentsatz an C und vor allem einen großen Prozentsatz an Mn besitzen.

Zusammenstellung 2.

% der normal abgenützten Schienenenden	Gehalt an				
	C	P	S	Mn	Si
31,5	0,39	0,056	0,019	0,53	0,06
100	0,44	0,074	0,101	1,01	0,12
62	0,33	0,056	0,028	0,48	0,06
95	0,35	0,048	0,021	0,56	0,09
95	0,56	0,027	0,052	1,03	0,10
88	0,43	0,044	0,02	0,56	0,12
90	0,45	0,076	0,029	1,20	0,34
47	0,30	0,023	0,025	0,44	0,20

Ladestation für Sammlerbatterien der elektrischen Zugbeleuchtung.

Von Reichsbahnamtman **Theodor Vaillant**, Dresden.

Die Deutsche Reichsbahn-Gesellschaft rüstet nach und nach die Personenzugwagen mit elektrischer Zugbeleuchtung aus. Jeder Wagen erhält dann eine besondere Gleichstrommaschine in Verbindung mit einer Sammlerbatterie. Durch Schäden an diesen Maschinen, oder an den Riemenübertragungen, oder auch durch längeres Brennen der Lampen bei Stillstand der Wagen können diese Sammlerbatterien sehr weit entladen werden. Es ist deshalb erforderlich, die Batterien auf den Abstellbahnhöfen gründlich durchzusehen und die entladenen Batterien möglichst bald an diesen Orten nachzuladen.

Da zur Zeit sowohl die einzelnen Zellen als auch die Zahl der zu einer Batterie verbundenen noch verschieden sind, ist die Wahl der Schaltung mehrerer solcher Batterien während der Ladung mit gewissen Schwierigkeiten verknüpft. Es gibt Wagen mit Batterien, die 12, 16, 2×12 oder 2×16 Zellen

haben und die mit 40 oder 60 Ampere im Höchsfalle geladen werden können.

Will man die Batterien in Parallelschaltung laden, so muß eine Höchstspannung von $16 \times 2,75 = 44$ Volt zur Verfügung stehen, die auf $12 \times 1,75 = 21$ Volt herunter regulierbar sein müßte. In jeder Zuleitung zu einer Steckdose oder Batterie müßte dann ein Regulierwiderstand eingebaut werden, um die richtige Stromstärke einstellen zu können. Dies wäre unwirtschaftlich, da hierbei ein Teil des Gleichstroms in den Widerständen verloren ginge.

Um diese Verluste zu vermeiden, wurde bei Herstellung einer Ladestation in dem Bahnbetriebs-Wagenwerk Dresden 1 die Hintereinanderschaltung der Batterien gewählt. Es wurde hier gefordert, daß sowohl nur eine Batterie als auch bis zu sechs Batterien, die in den Wagen verbleiben sollten, zu gleicher Zeit geladen werden könnten.

Sämtliche hintereinander geschaltete Batterien oder Zellen werden hierbei mit der gleichen Stromstärke — meist mit etwa 30 Ampere — geladen. In der Regel sind die Ladezustände der einzelnen Batterien nicht allzu sehr voneinander verschieden, so daß die Batterien nach einer bestimmten Zeit

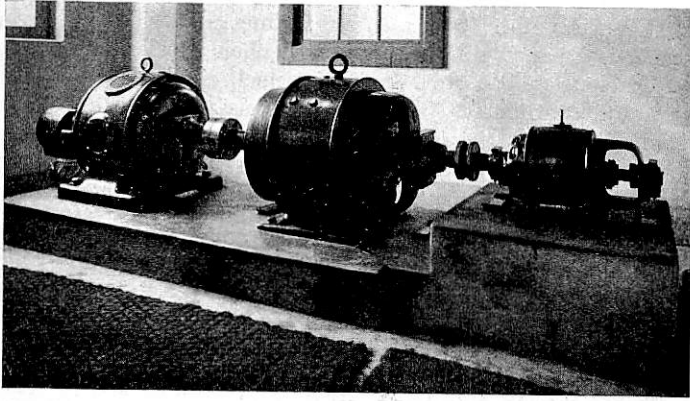


Abb. 1. Maschinensatz der Ladeanlage.

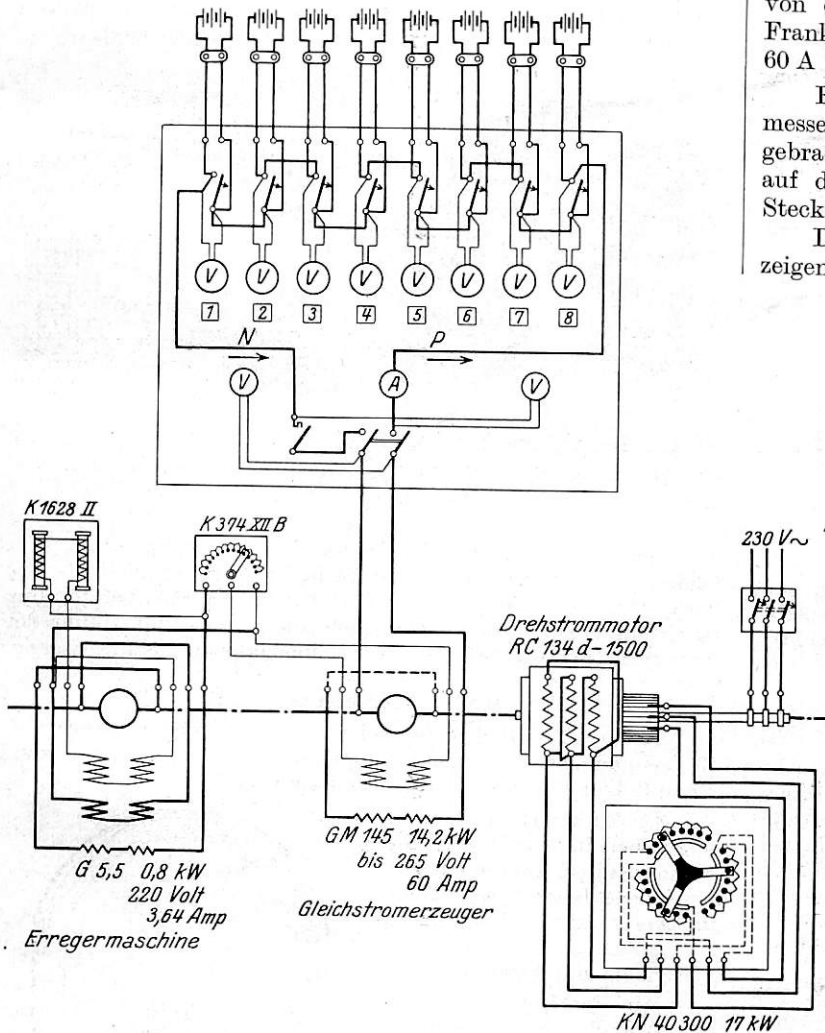


Abb. 2. Schaltbild für die Ladeanlage.

batterie besonders regulieren zu können. Dann muß auch jeder Stromkreis einen besonderen Strommesser erhalten.

Zum Antrieb steht Drehstrom von 230 Volt zur Verfügung, womit ein kompensierter Drehstrommotor gespeist wird. Mit diesem Motor soll gleichzeitig, besonders bei geringer Belastung, wenn z. B. nur eine Batterie geladen werden muß, der $\cos \varphi$ des bahneigenen Netzes verbessert werden, der hier wegen der vielen vorhandenen kleineren Motoren nicht besonders günstig ist.

Die höchste Gleichstromspannung mußte $6 \times 16 \times 2,75 = 265$ Volt sein, die geringste $12 \times 1,75 = 21$ Volt, die dazwischen liegenden Spannungen mußten sich einwandfrei einregulieren lassen. Diese Veränderlichkeit der Spannung wird durch Regeln des Nebenschlußstromes bei der Gleichstromerzeugermaschine erreicht. Die höchste Stromstärke durfte 60 Ampere sein.

Der Maschinensatz (Abb. 1) wurde von den Siemens-Schuckert-Werken geliefert. Aus der Schaltskizze (Abb. 2) sind die gelieferten Typen zu ersehen.

Da wenig Raum für die Anlage zur Verfügung stand und damit auch die Schalttafel nicht zu breit wurde, wurden besonders kleine Spannungsmesser, die bis 60 Volt anzeigen, von der Firma Schoeller & Co., Elektrotechnische Fabrik, Frankfurt a. M. und schmale Überstromschalter für höchstens 60 A von der Firma Otto Saalbach, Leipzig, gewählt.

Es wurden acht Stromkreise mit je einem Spannungsmesser, einem Überstromschalter und je einer Steckdose angebracht (siehe Abb. 3). Jeder Stromkreis erhielt eine Nummer auf der Schalttafel, die gleiche Nummer erhielt auch die Steckdose.

Die kleinen Spannungsmesser sollen hauptsächlich anzeigen, ob eine Batterie angeschlossen ist oder nicht. Es

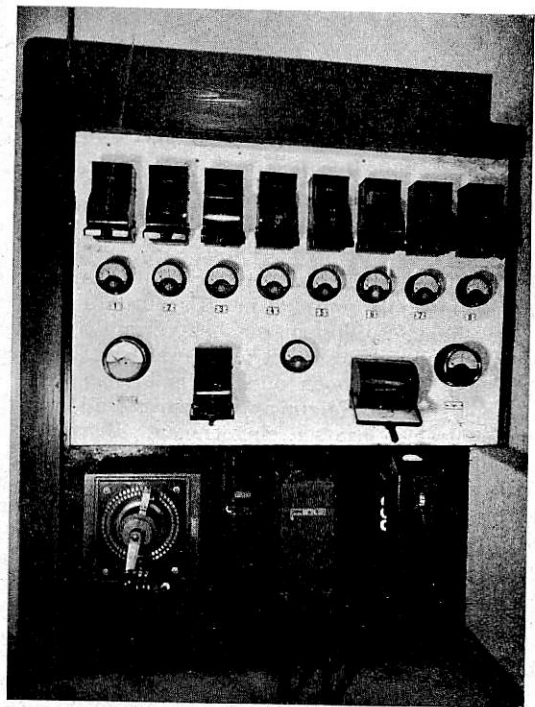


Abb. 3. Schalttafel zur Ladeanlage.

fast gleichzeitig Gas entwickeln. Sollte einmal eine Batterie schneller zum Gasen kommen, dann ist, bei der geringen Ausdehnung der Anlage, diese Batterie in kürzester Zeit leicht auszuschalten. Bei größeren Anlagen könnte noch ein regulierbarer Widerstand parallel zu den einzelnen Stromkreisen geschaltet werden, um die Ladestromstärke für jede Sammler-

kann aber auch der Ladezustand der zu ladenden Batterie damit beobachtet werden.

Einpolige Überstromschalter wurden an Stelle gewöhnlicher Schalter eingebaut, um zu verhüten, daß eine Batterie kurz geschlossen wird, wenn der Wärter trotz der angebrachten Nummer und Ausschlagens des Spannungszeigers den darüber

befindlichen Überstromschalter schließt. Dieser wird sofort wieder herausfallen, wenn eine Batterie angeschlossen worden ist.

Zu beachten ist, daß die beiden großen Spannungsmesser für die Maschine und für das Netz eine gleichmäßige Teilung erhalten, damit auch bei geringer Spannung, wenn nur eine oder zwei Batterien geladen werden sollen, diese genau genug abgelesen werden kann. Der große Netzspannungsmesser zeigt keine oder nicht die Summe sämtlicher Spannungen der kleinen Spannungsmesser an, wenn beim Anschluß von Batterien ein Vertauschen zwischen + und - stattgefunden haben sollte.

Ein auf der Schalttafel angebrachter Minimalausschalter soll verhüten, daß Strom aus den zu ladenden Batterien in die Lademaschine fließt, wenn die Gleichstrom-Maschinenspannung unter die Batteriespannung sinken sollte, was

besonders bei Störungen im Drehstromnetz leicht eintreten kann.

Zum Schutze des kompensierten Motors wurde ein Sbk-schalter der Firma Schiele & Bruchsaler, Industriewerke, Baden-Baden, vorgeschaltet, der bei Ausbleiben der Spannung oder bei zu hoher Stromstärke den Motor selbsttätig abschaltet.

Die Schalttafel wurde so angeordnet, daß sie sowohl von vorne als auch von hinten gut übersehen werden kann.

Neben dem Maschinenraum ist noch ein Aufbewahrungsraum für destilliertes Wasser, Schwefelsäure usw. angebaut, in dem auch Batterien gereinigt und gewaschen werden können. Um von hier aus den Maschinenraum und die Schalttafel übersehen zu können, ist die Zwischenwand mit einem festen Fenster versehen.

Die Anlage ist seit Oktober 1927 in Betrieb und hat zu Beanstandungen noch keinen Anlaß gegeben.

Berichte.

Bahnunterbau, Brücken und Tunnel; Bahnoberbau.

Ältere und neuzeitliche Arbeitsweisen beim Tunnelbau.

Zwischen den vor einem halben Jahrhundert und heute angewandten Arbeitsweisen und maschinellen Einrichtungen beim Tunnelbau lassen sich sehr große Unterschiede feststellen. Durch Vergleich der beiden Tunnelbauten durch den Mount Musconetcong im Staate New-Jersey sollen diese anschaulich erläutert werden.

Der erste Tunnel durch den Mount Musconetcong wurde in den Jahren 1872/75, der letzte 1926/28 erbaut. Beide haben einen Abstand von rund 10 m voneinander. Ihre Länge ist annähernd dieselbe und sie führen durch die gleichen geologischen Formationen.

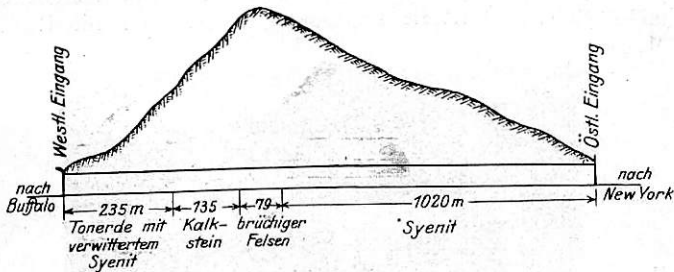


Abb. 1.

Der alte Tunnel hat eine Länge von 1472 m, eine Höhe von 6,40 m und eine Breite von 7,92 m. Er wurde als doppelgleisiger Tunnel ausgebaut, mußte später bei Vergrößerung der lichten Raummaße jedoch eingleisig betrieben werden. Der neue Tunnel ist 1475 m lang, 7,62 m hoch und 9,14 m breit.

In Abb. 1 sind die Neigungsverhältnisse und in großen Zügen die geförderten Gesteinsarten eingetragen. Beim Bau des alten Tunnels wurden viele unterirdische Wasserläufe mit beträchtlichem Wasserandrang angeschnitten, beim neuen nur ein einziger mit einer Wasserführung von 1130 l/Min. Auf der Westseite des Tunnels wurde sehr brüchiges, unter starkem Druck stehendes Gebirge angetroffen, das den Arbeitsfortschritt verzögerte. Es mußten auf der ganzen Länge schwere Ausbolzungen vorgenommen werden. Auf der Ostseite bestand das Gebirge aus Syenit. In diesem Tunnelteil waren nur dort Aussteifungen notwendig, wo das Gebirge sehr brüchig war.

Beim Bau des alten Tunnels traten im westlichen Teil mehrere schwere Unfälle ein, die fast ausschließlich auf plötzlichen Wassereindrang zurückzuführen waren. Beim Bau des neuen Tunnels war das Gebirge in der näheren Umgebung ziemlich entwässert, so daß Unfälle infolge von Wasserausbrüchen nicht vorkamen.

Die Hauptunterschiede zwischen den früheren und heutigen Arbeitsweisen sind folgende:

Beförderungsmittel:

Alter Tunnel. Der gesamte Bedarf an maschinellen Einrichtungen, Baustoffen und Sprengmitteln wurde mittels

Pferdefuhrwerk herbeigeschafft. Die Wegstrecke bis zur nächsten Eisenbahnlinie betrug fast 8 km. Es waren dauernd 24 Pferdefuhrwerke mit je zwei Gespannen in Verwendung. Die Arbeitsschichten wurden mit dem gleichen Fuhrwerk befördert.

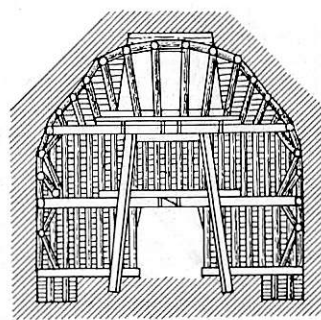


Abb. 2. Bergmännischer Ausbau des Tunnelquerschnittes nach dem englischen Muster.

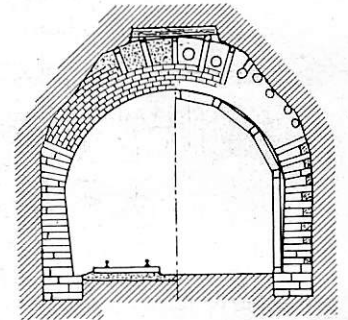


Abb. 3. Ausmauerung des alten Tunnelquerschnittes.

Neuer Tunnel. Zu jedem Tunnelmund führten vier Gleise. Die gesamten Baustelleneinrichtungen und Baustoffe wurden mit der Eisenbahn befördert. Die Straßenbeförderung beschränkte sich fast ausschließlich auf die An- und Abfuhr der Arbeiter. Hierzu verwendete man schnelllaufende Lastkraftwagen.

Maschineneinheiten:

Alter Tunnel. 26 Bohrmaschinen System Ingersoll, 13 Lokomobilen zur Dampferzeugung, zwei Dampfbagger, zwei Dampflokomobilen zu Beförderungszwecken.

Neuer Tunnel. 30 Bohrmaschinen Ingersoll Rand, vier Kompressoren, zwei mit Dampf betriebene Bagger, acht Lokomotiven, zwei Betonmischmaschinen, zwei Betonstampfmaschinen mit Förderbändern.

Aus den Einschnitten vor den Mundlöchern waren bei beiden Tunnels etwa 283 000 m³ Aushubmaterial mittels Dampfbagger zu fördern. Die Arbeitsweisen haben sich hier innerhalb eines halben Jahrhunderts kaum geändert. Dagegen verbesserte sich der Arbeitsfortschritt beim Baggerbetrieb erheblich. Beim alten Tunnel benötigte man zur Herstellung der Einschnitte 19 Monate, beim neuen dagegen nur fünf Monate.

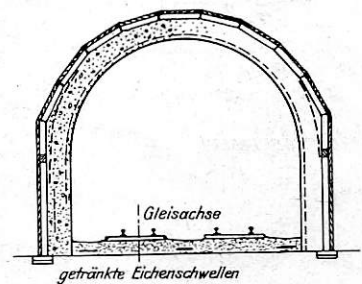


Abb. 4. Tunnelquerschnitt bei starkem Druck des Gebirges.

Kraftquelle zum Antrieb der Maschinen:

Alter Tunnel. Zum Antrieb aller Maschinen bediente man sich der Dampfkraft. Zur Erzeugung von Dampf und für Schmiedefeuerungen wurden 900 t leichte und 24000 t schwere Öle verbrannt.

Neuer Tunnel. Zwei Bagger außerhalb der Tunnel-eingänge wurden mit Dampf betrieben, alle übrigen Maschinen mittels elektrischer Kraft. Die Stromzufuhr erfolgte durch Freileitungen von 11,3 km Länge und 33000 Volt Spannung. Diese wurden vor den Tunnelleingängen auf 2300, 220 bzw.

des Querschnitts wurde bei beiden Tunnelbauten nach dem englischen Muster durchgeführt (siehe Abb. 2). Der einzige bedeutende Unterschied bestand darin, daß beim alten alle Ausbrüche von Hand ausgeführt wurden, während beim neuen ein Bagger den Ausbruch des Kernes beseitigte.

Ausmauerung der Tunnelquerschnitte:

Alter Tunnel. Eine Ausmauerung war nur im westlichen Teil des alten Tunnels notwendig (auf die Länge der 235 m Lehm Boden und der 80 m im zerklüfteten Felsen). Die Ausmauerung wurde bis zur Kämpferfuge aus bearbeiteten Stein-

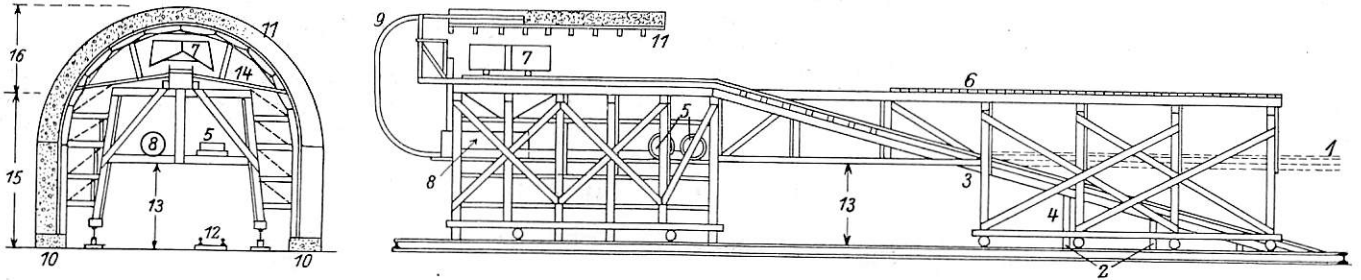


Abb. 5. Vorrichtung zum Ausbetonieren der Tunnelwände.

- 1 Lage der Auffahrtsrampe für die Betonwagen beim Verkehren der Abraumzüge
- 2 Wegnehmbare Stützen
- 3 Drehlager der Auffahrtsrampe
- 4 Zangen
- 5 Windkessel
- 6 Gerüst zum Ausführen von Arbeiten am Gewölbemaerwerk
- 7 Betonbeförderungsanlagen
- 8 Windkessel
- 9 Sechszölliges Rohr zum Einspritzen des Betons
- 10 Fundament des Mauerwerks aus Beton
- 11 Schalung für das Tunnelmaerwerk
- 12 Fördergleis für Aushubmassen
- 13 Lichter Raumquerschnitt, der für die Transportzüge benötigt ist
- 14 Schüttgerüst zum Einbringen des Betons
- 15 Höhe, bis zu welcher der Beton über das Schüttgerüst eingebracht und gestampft wird
- 16 Höhe, innerhalb welcher der Beton eingespritzt wird.

140 Volt umgeformt. Die beiden Bagger im Tunnel wurden mit Druckluft betrieben. Die Luftzuführung vor Ort geschah durch Rohrleitungen mit 46 cm Durchmesser.

Bei beiden Tunneln wurden die Felsprengungen mit Dynamit durchgeführt, der mittels elektrischen Stroms zur Entzündung gebracht wurde. Ein bemerkenswerter Unterschied ist in der Anordnung der Bohrlöcher festzustellen. Zum Lösen von 1 m³ Felsmassen war durchschnittlich 1 kg Dynamit benötigt.

quadern und oberhalb derselben aus Backsteinen hergestellt (siehe Abb. 3). Als Mörtel wurde Zement von Rosendale im Mischungsverhältnis 1:1 verwendet. Außer dem gebräuchlichen Handwerkszeug, das bei Maurerarbeiten verwendet wird, wurde nur ein einfacher Kran zum Heben der Steinquadern benutzt.

Neuer Tunnel. Die Wände des neuen Tunnels wurden in Eisenbeton, bzw. Betoneisen hergestellt. An den Stellen, an welchen das Gebirge unter großem Druck steht, wurden Rahmen aus Stahl eingebaut, die mit Beton umhüllt wurden (siehe Abb. 4). Der Beton wurde durch Mischmaschinen außerhalb der beiden Mundlöcher hergestellt und durch Züge vor Ort gebracht. Das Mischungsverhältnis des verwendeten Betons betrug 1:2:4. Die Schalung der Tunnelwand und des Hilfsgerüsts zum Verbringen des Betons an seine Verwendungsstelle bestand aus einem zusammengezimmerten Holzgerüst, das mit Rollen auf Schienen fortbewegt wurde (siehe Abb. 5).

Scherer.
(Bull. chem. de fer. Mai 1928.)

Bergmännischer Ausbau und Ausmauerung des Tunnelquerschnitts.

Beim Bau beider Tunnels spielte der bergmännische Ausbau im Lehm Boden und im zerklüfteten Felsen eine wichtige Rolle. Beim neuen Tunnel waren im festen Gestein nur schwache Ausbolzungen im Scheitel gegen einbrechendes Gebirge nötig, während beim alten eine dauernde Sicherung gegen Wassereintrich notwendig war. Der Stollenbau und der darauffolgende Ausbruch

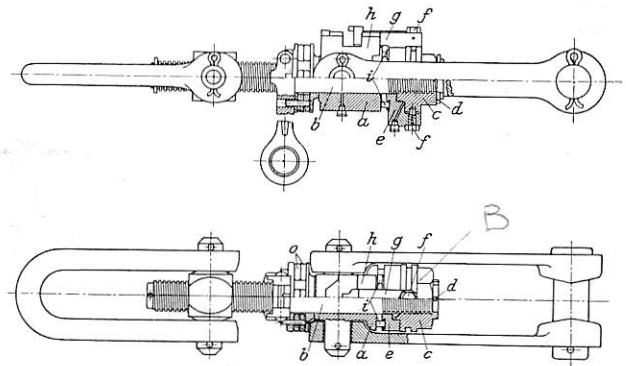
Lokomotiven und Wagen.

Dynamometerkupplung der französischen Bahnen.

Um die größten in den Zugvorrichtungen der Fahrzeuge auftretenden Kräfte überwachen und nachprüfen zu können, wird auf französischen Bahnen eine Dynamometerkupplung verwendet. Sie besteht aus einer Schraubenkupplung mit folgenden in der Textabbildung dargestellten Besonderheiten.

Endmutter B auf dem Zwischenstück, weshalb eine Schmierung der Berührungsflächen vorgesehen ist. Um ein Herausfallen der Kupferzylinder zu verhindern, sind zwischen Spindelbund und

Die Mutter zwischen den Kupplungslaschen ist durch ein Querstück mit zylindrischer Bohrung ersetzt, durch die das glatte Schaftende der Kupplungsspindel hindurchgeht. Erst am Ende trägt die Spindel wieder Gewinde, auf das die Mutter B aufgeschraubt ist. Zwischen dieser Mutter und dem Querstück sind im Kreise Druckstücke aus Kupfer angebracht, die einen Durchmesser von 8 mm und eine Höhe von 13 mm haben und deren Zahl je nach der Größe des zu messenden Druckes zwischen 2 und 17 schwankt. Sie stützen sich auf der einen Seite auf das Querstück, auf der anderen vermittelt eines mit rillenförmigen Aussparung versehenen Zwischenstückes gegen die Endmutter. Ein Kautschukring hält sie in gleichen Entfernungen voneinander. Das Zwischenstück ist durch einen Riegel, der in eine Gabel am Querstück eingreift, gegen Vordrehung gesichert. Wenn die Spindel in der Bügelmutter verschraubt wird, dreht sich also die



Dynamometerkupplung.

- a Querhaupt
- b Schraubenbolzen
- c Halter
- d Splint
- e Halter
- f Schrauben
- g Lasche
- h Bügel
- o Kautschukring.

Laschenende Kautschukringe o zwischen Metallseilen eingelegt, die die Endmutter leicht gegen das Querstück andrücken.

Eine Millimeterteilung auf dem Riegel und ein Merkstrich auf der Oberfläche des Querhauptes a gestattet mit hinreichender Genauigkeit die Höhe der Druckstücke und damit die Größe der jeweils ausgeübten Zugkräfte festzustellen. Die Gesamtkraft errechnet sich aus der Summe aller Einzelbelastungen der verschiedenen Druckstücke.

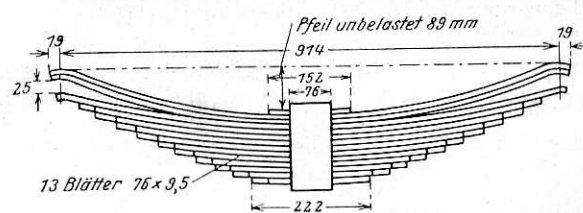
Die Dynamometerkupplung wird bei Versuchen mit durchgehenden Bremsen, bei Vergleichen zwischen Zug- und Stoßapparaten und deren Federn, ferner zum Messen der Zugkraft der Lokomotiven beim Anfahren, bei Versuchen mit selbsttätigen Kupplungen, zur Prüfung der Angaben des Zugkraftmessers im Dynamometerwagen, zur Bestimmung des Gewichtes von Lasten an Hebezeugen und zur Feststellung der Bruchbelastung von Ketten und Seilen benutzt.

(Rev. gen. d. Ch. d. f. 1. H. 1928, Nr. 3.) Bttgr.

Doppelblattfedern für Eisenbahnwagen.

Die Jodhpur-Eisenbahn in Indien hat nach dreijährigen Versuchen für ihren Wagenpark eine neue Federbauart, eine Doppelblattfeder, eingeführt. Diese Doppelblattfeder soll den Lauf der zweiachsigen Fahrzeuge bedeutend verbessern. Eine fast gleiche Bauart ist auch in Queensland für die zweiachsigen Kohlenrichterwagen eingeführt worden. Diese Wagen neigten wegen ihrer steifen gasgeschweißten Fahrgestelle bei schnellem Lauf oder auf unregelmäßig liegenden Gleisen sehr zum Entgleisen. Seit Einführung der neuen Feder sind die Entgleisungen selten geworden. Die Doppelblattfeder enthält in einem Federbund 13 Federblätter. Die zwei oberen Federblätter sind etwas stärker

gesprengt als die elf unteren. Im unbelasteten Zustand ist der Biegeppfeil der zwei oberen Federblätter um 25 mm größer als der der unteren Blätter und erst bei einer Belastung von 600 kg



Doppelblattfeder für Eisenbahnwagen.

berühren sich die Blattenden des zweiten und dritten Federblattes. Bei einer Belastung von 2800 kg beträgt der Biegeppfeil der Doppelfeder noch 35 mm gegenüber 89 mm im unbelasteten Zustand. Eb.

(Rev. gén. Ch. d. f. Juni 1928.)

Speisewasser-Vorwärmung auf nordamerikanischen Lokomotiven.

Nach „The Engineer“ vom 24. August 1928 sind in Nordamerika 5437 Lokomotiven mit Speisewasser-Vorwärmung ausgerüstet, davon 4918, also über 90%, mit Pumpenspeisung und 519 mit Injektorspeisung. Neben den Kolbenpumpen findet in jüngster Zeit auch die Turbospeisepumpe Anwendung. Dabei wird eine zweistufige Zentrifugalpumpe von einer vertikalen Dampfturbine mit zweistufigem Geschwindigkeitsrad angetrieben. Der Abdampf der Turbine strömt in den Vorwärmer. Über den Dampfverbrauch der Turbine wird nichts gesagt. Schn.

Elektrische Bahnen; besondere Eisenbahnarten.

Umgestaltung der elektrischen Anlagen der Valtelinabahn.

Bekanntlich wurde bereits im Jahre 1902 auf der 105 km langen Valtelinabahn zum ersten Male die elektrische Zugförderung mit Drehstrom 3000 Volt 15 Per. eingeführt, die dann maßgebend für die weitere Elektrisierung in Italien werden sollte. Für die Lieferung der erforderlichen elektrischen Energie wurde in Morbegno an der Adda eine eigene Wasserraffanlage errichtet. Der hier erzeugte Drehstrom von 20000 Volt wurde mit Hilfe einer auf Holzmasten montierten Übertragungsleitung den einzelnen längs der Strecke verteilten Unterwerken zugeführt. Es waren ursprünglich neun solche vorhanden; in jedem war ein Transformator für 300 k. V. A. untergebracht bis auf Abbadia, wo mit Rücksicht auf den größeren Energiebedarf des Bahnhofs Lecco zwei Transformatoren derselben Leistung aufgestellt wurden. In den Jahren 1905 bis 1906 wurden zur besseren Stromverteilung drei weitere Unterwerke gebaut, von den vorhandenen eines aufgelassen. In einigen wurden später Transformatoren größerer Leistung aufgestellt.

1908 bis 1914 wurde zur Verringerung der Erhaltungskosten das hölzerne Fahr- und Übertragungsleitungsgestänge durch eiserne Rohrmasse ersetzt. Ferner wurde zur Herabdrückung des Spannungsabfalles die 20000 Volt Übertragungsleitung durch streckenweise Parallelführung eines zweiten Leitungsstranges

und durch Vergrößerung ihres Leitungsquerschnittes von 7 mm auf 8 mm Durchmesser, zwischen Zentrale und Unterwerk in Morbegno sogar auf 11,3 mm Durchmesser verstärkt und der Querschnitt der Fahrleitung in jeder Phase durch Hinzufügung eines zweiten Fahrdrabtes von 8 mm Durchmesser verdoppelt. Diese Maßnahmen genügten jedoch nicht, um dem rasch ansteigenden Verkehr gerecht zu werden. Die geringe Leistungsfähigkeit der Unterwerke setzte der Zugbelastung und der Verkehrsdichte enge Grenzen. Zudem beanspruchten die vielen in einer mittleren Entfernung von 10 km liegenden Unterwerke angesichts der nach dem Kriege erfolgten Verminderung der Arbeitszeit hohe Personalkosten. Die Bahnverwaltung entschloß sich daher, die Zahl der Unterwerke herabzusetzen und dafür deren Leistungsfähigkeit entsprechend zu erhöhen. Die jetzt in Betrieb stehenden Unterwerke befinden sich in einer in Bezug auf den Spannungsabfall noch zulässigen Entfernung von 15 bis 20 km. In sämtlichen neuen Unterwerken wurde das rückgewonnene alte Material tunlichst wieder verwendet. Vollständig neu sind die Linienschalter, die entsprechend der größeren Leistungsfähigkeit der Unterwerke kräftiger gewählt werden mußten, und der Überspannungsschutz. Auch die Anordnung der verschiedenen Einrichtungen erfolgt nach neuzeitlichen Gesichtspunkten. F. A.

(Riv. tecn. delle ferr. ital. vom Nov. 1927.)

Buchbesprechungen.

Eisen im Hochbau, ein Taschenbuch über die Verwendung von Eisen im Hochbau, herausgegeben vom Verein Deutscher Eisenhüttenleute. 1928. Verlag Stahleisen, Düsseldorf und Julius Springer, Berlin. Preis geb. 12 RM.

Das Buch, ein umfängliches Tabellenwerk, enthält in zwölf Abschnitten auf 760 Seiten schlechthin alles, was zur statischen Berechnung einzelner Bauglieder und ganzer Bauteile im Eisenhochbau nötig ist, vom Träger auf zwei Stützen angefangen bis zum Rahmenfachwerk hinauf. Das Buch umfaßt den Wohnhausbau ebenso wie den Industriebau, ist also für den Architekten wie für den Bauingenieur gleich wichtig; selbst der Maschineningenieur wird oft aus dem Buche Nutzen ziehen können. Die

einfachen Belastungsfälle sind in den weitesten Anwendungsgrenzen gleich fertig ausgerechnet, für verwickeltere Fälle, die sich nicht wo typisieren lassen, werden gebrauchsfertige Formeln dargeboten. Auswahl des Stoffes, Übersichtlichkeit der Gliederung, Druck und Ausstattung sind mustergültig. Ein kleiner Wunsch könnte höchstens dahin gehen, die „Ergänzungen und Berichtigungen nach Drucklegung“ an eine auffälligere Stelle zu bringen.

Der Zweck des Buches läuft auf die Rationalisierung der Entwurfsarbeit hinaus. Von allen Handbüchern, die das gleiche Ziel erstreben, ist das vorliegende eines der bestgelungenen. Es verdient daher weiteste Verbreitung. Dr. Bl.