

Diesel-Getriebelokomotive 2-E-1 für die Staatsbahnen der U. S. S. R.

Von Professor Dr. Ing. e. h. G. Lomonosoff.

Aus dem Russischen übersetzt von Dr. Ing. E. Mrongovius, Berlin.

Bereits am 30. Januar 1922 beschloß das Verkehrsministerium in Moskau drei Güterzug-Diesellokomotiven im Auslande zu bestellen, die in Kraft und Leistung den E-Dampflokomotiven gleich sind, die seinerzeit in Deutschland für die U. S. S. R. gebaut wurden. Die erste dieser Diesellokomotiven sollte mit elektrischer Übertragung, die zweite mit Zahnradgetriebe und die dritte mit Gasübertragung nach dem System Schelest*) ausgerüstet sein. Die erste Lokomotive, die von der Maschinenfabrik Esslingen erbaut wurde, arbeitet bereits seit mehr als einem Jahre auf den Bahnen der U. S. S. R.; die dritte Lokomotive wird von Armstrong in England gebaut. Die zweite Lokomotive, die in diesem Aufsatz behandelt werden soll, hat eine ziemlich lange Vorgeschichte.

Laut dem ursprünglichen Entwurf (1921) ist das Zahnradgetriebe ähnlich dem Getriebekasten eines Kraftwagens entworfen worden. Damals übernahm aber keine Fabrik die Verantwortung für die Arbeit der Kegelhäuser für eine Leistung von 1200 PS.

die Firma Krupp in Essen sich einverstanden erklärte, den Auftrag auf das Zahnradgetriebe für die erforderliche Leistung zu übernehmen und einen Wirkungsgrad von nicht weniger als 96 % gewährleistete.

So entstand der dritte Entwurf, der jetzt von der Hohenzollern A.-G. für Lokomotivbau in Düsseldorf verwirklicht wurde. Außer dieser Firma und der Firma Krupp nahm an dem Entwurf regen Anteil die Firma Magnetwerk in Eisenach, die die Magnetkupplungen zur stoßfreien Einschaltung der einzelnen Zahnradpaare herstellte.

Die Zusammenstellung dieser Lokomotive zeigt die Abb. 1. Der Dieselmotor ist genau der gleiche wie auf der Diesel-elektrischen Lokomotive. Es ist dies ein 6-Zylinder-Viertakt-Kompressor-Dieselmotor der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg, wie er für Unterseeboote gebaut wurde. Zylinderdurchmesser 450 mm, Kolbenhub 420 mm. Im Unterschiede zu dem Dieselmotor der Diesel-elektrischen Lokomotive ist für die Diesel-Getriebelokomotive der Dieselmotor mit einer Umsteuer-

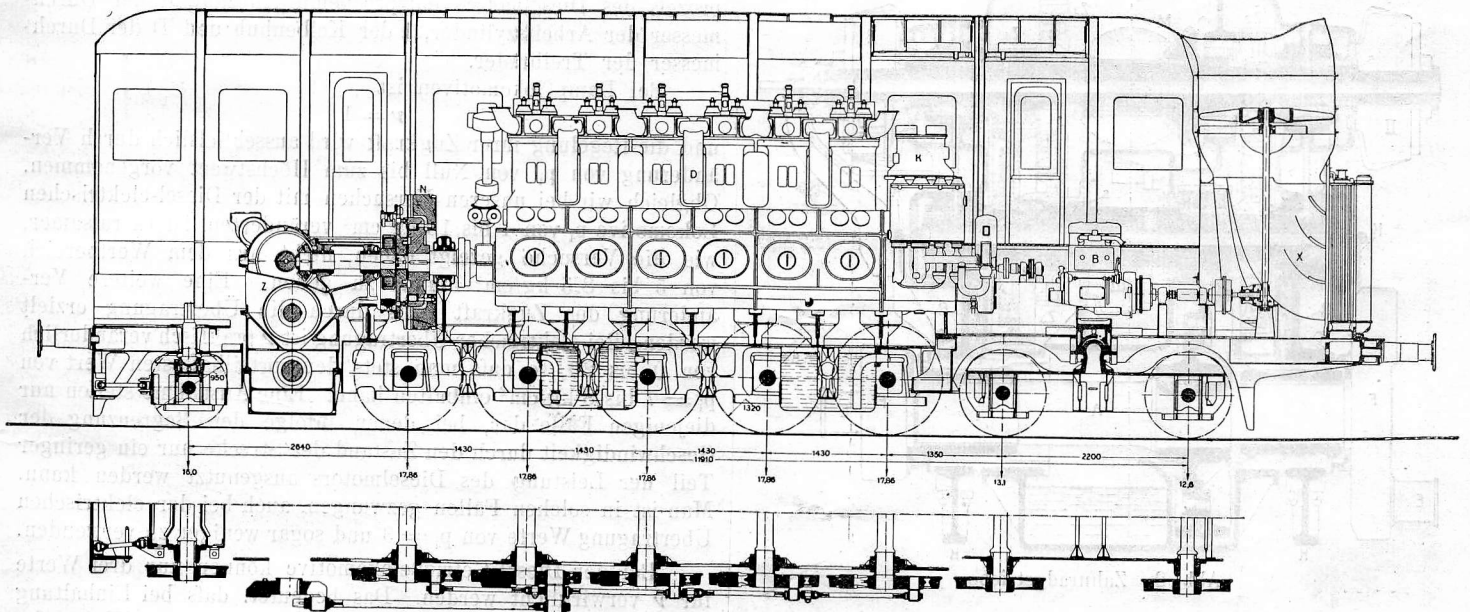


Abb. 1. 2 E 1 Diesel-Getriebelokomotive für die Staatsbahnen der U. S. S. R.

Infolgedessen beschlossen wir ein Flüssigkeitsgetriebe nach Lentz anzuwenden. Nachdem wir aber die Arbeit solcher Flüssigkeitsgetriebe für geringere Leistungen kennen gelernt haben, bezweifelten wir die Möglichkeit der Anwendung eines solchen Getriebes für eine Lokomotive von einer Leistung von 1200 PS. Professor Meineke schlug dann seine sehr geistvolle Kombination des Lentzgetriebes mit dem Jeannygetriebe vor, die auf Seite 27 meines Buches »Die Diesel-elektrische Lokomotive« (1924) beschrieben ist. Die Verwirklichung dieses Getriebes stieß jedoch auf beträchtliche Schwierigkeiten. Infolgedessen verzichteten wir im Jahre 1923 auf die Verwirklichung dieses Entwurfes, um so mehr, als zu dieser Zeit

*) Schelest, Probleme der wirtschaftlichen Lokomotiven, 1923, Leipzig und Wien.

vorrichtung versehen worden. Der Ventilator, der Bremskompressor, die Pumpe für das Schmieröl des Zahnradgetriebes und die übrigen Hilfseinrichtungen werden von einem Hilfs-Dieselmotor der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg angetrieben, wie er von dieser Firma für Kraftwagen verwandt wird. Das ist eine wesentliche Verbesserung der Diesel-lokomotive im Vergleich mit der Diesel-elektrischen Lokomotive. Die einjährige Praxis mit der Diesel-elektrischen Lokomotive hat anschaulich bewiesen, daß die Verbindung des Ventilators mit der Hauptwelle des Dieselmotors ein Hauptmangel ist: im Winter kühlte der Ventilator das Wasser zu stark, während im Sommer die Wasserkühlung erforderte, daß der Dieselmotor auch während des Stillstandes der Lokomotive arbeiten mußte, und zwar während einer Zeit von 20 bis 30 Minuten,

um das Wasser genügend nachzukühlen. Zur Zeit ist auf der Diesel-elektrischen Lokomotive zwischen dem Hauptdieselmotor und dem Ventilator eine Leblanc-Kupplung eingebaut worden. Eine nicht minder wichtige Verbesserung der Diesel-Getriebe-lokomotive gegenüber der Diesel-elektrischen ist die, daß die Druckluft für die Bremsen von einem besonderen Kompressor geliefert wird und nicht von dem Kompressor des Dieselmotors. Bei der letzteren Anordnung, wie sie auf der Diesel-elektrischen Lokomotive vorhanden ist, darf der Dieselmotor in langen Gefällen, wenn der Zug von selbsttätigen Bremsen abgebremst wird, nicht stillgesetzt werden. Es gibt aber im Kaukasus z. B. Gefälle, auf denen ein Güterzug sechs Stunden lang fahren muß. Das bedeutet, daß wegen der Bremsluft der Dieselmotor sechs Stunden lang leer laufen muß, was natürlich außer dem unnützen Brennstoffverbrauch für den Dieselmotor höchst ungünstig ist.

Während bei der Diesel-elektrischen Lokomotive die Zugkraft von Null bis zum Höchstwert stetig veränderlich ist, verändert sich die Zugkraft der Diesel-Getriebe-lokomotive stufenweise. Abb. 2 zeigt die Bauart des Zahnradgetriebes. Die Welle A ist durch die Kurbel F, die Zapfen E und die Kuppelstangen mit den Treibrädern verbunden und hat die gleiche Drehzahl wie die Treibräder. Die Welle B ist mit der Welle A mittels des Zahnradpaares N ebenso starr verbunden. Wenn die Übersetzungszahl dieses Zahnradpaares durch ν_n bezeichnet wird, so ist die Drehzahl der Welle B

$$n_b = \nu_n n.$$

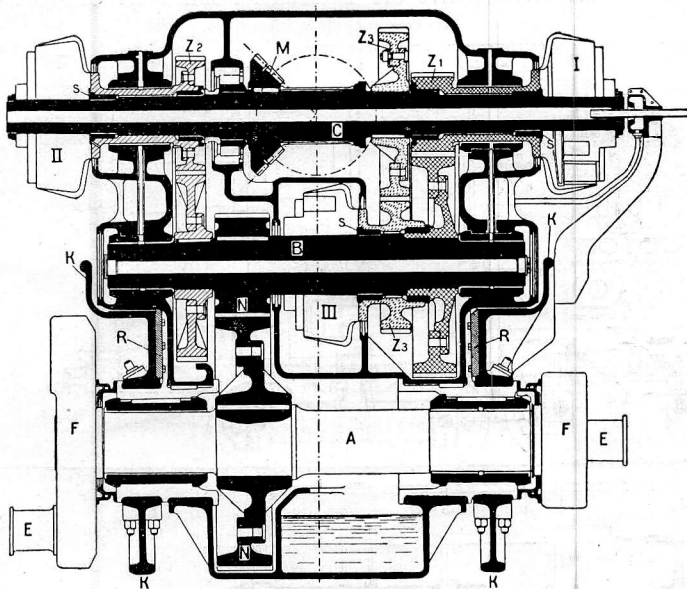


Abb. 2. Zahnradgetriebe.

Ferner ist die Welle C mittels der haupt-elektromagnetischen Kupplung und des Kegelraderpaares M mit einer Übersetzungszahl ν_m starr mit der Hauptwelle des Dieselmotors verbunden. Wenn die Hauptkupplung der Welle C mit der Dieselmotorwelle starr verbindet, so ist bei einer Drehzahl Z der Dieselwelle, die Drehzahl der Welle C

$$n_c = \frac{z}{\nu_m}.$$

Während des Anlassens kann n_c infolge der Nachgiebigkeit der Hauptmagnetkupplung in der Zeit von fünf bis sechs Minuten sanft von Null bis zu der genannten Drehzahl steigen. Die Verbindung der Wellen B und C wird wahlweise mittels eines der Zahnradpaare Z_1 , Z_2 und Z_3 erreicht, von denen jedes mit einer besonderen Magnetkupplung ausgerüstet ist, die in der Abbildung durch eine entsprechende römische Zahl bezeichnet ist. Die Kupplung I und II verbinden die Zahnradpaare Z_1

und Z_2 mit der Welle C, während die Kupplung III das Zahnradpaar Z_3 mit der Welle B verbindet. Die Zahnradpaare Z_1 und Z_2 sind auf der Welle B fest aufgesetzt, ebenso das Zahnradpaar Z_3 auf der Welle C. Auf diese Weise sind sämtliche Zahnradpaare stets im Eingriff; die Einschaltung eines jeden Zahnradpaares wird durch Festhalten mittels der elektromagnetischen Kupplungen derjenigen Zahnradpaare erzielt, die auf den Wellen B und C lose sitzen. Die Übersetzungszahlen der Zahnradpaare Z_1 , Z_2 und Z_3 sind verschieden, wir wollen sie mit ν' bezeichnen. Dann ist bei der Einschaltung eines dieser Zahnradpaare

$$\frac{n_c}{n_b} = \nu' = \frac{z}{\nu_m \nu_n n},$$

woraus

$$\nu = \frac{z}{n} = \nu_m \nu_n \nu'.$$

Bei unserem Entwurf kann für die drei Zahnradpaare ν' , also auch ν drei Werte haben und zwar sind sie bei unserem Entwurf

$$6,6 - 4 - 2.$$

Wie bekannt, ist die Zugkraft am Umfange der Treibräder für jede Lokomotive folgende

$$F_k = \nu A \eta p_i^*),$$

worin p_i der mittlere indizierte Druck, η der Wirkungsgrad von den Zylindern bis zum Umfange der Treibräder, und

$$A = \frac{m d^2 l}{c 2D}$$

eine konstante Größe für die gegebene Lokomotive ist. In dieser Gleichung ist m die Zylinderzahl, c die dem Arbeitsprozess des Dieselmotors entsprechende Hubzahl, d der Durchmesser der Arbeitszylinder, l der Kolbenhub und D der Durchmesser der Treibräder.

Bei Dampflokomotiven ist

$$\nu = 1$$

und die Regelung ihrer Zugkraft wird ausschließlich durch Veränderung von p_i von Null bis zum Höchstwert vorgenommen. Obgleich wir bei unseren Versuchen mit der Diesel-elektrischen Lokomotive p_i von 4 bis 10 kg/cm² veränderten, ist es ratsamer, wie die Versuche gezeigt haben, nicht aus dem Wertbereich von 5 bis 8,5 kg/cm² hinaus zu gehen. Eine weitere Veränderung der Zugkraft muß durch die Übertragung erzielt werden. Bei elektrischer Übertragung ist ν praktisch veränderlich von 0 bis 20, so daß man stets den vorteilhaftesten Wert von $p_i = 7$ bis 8 kg/cm² einhalten kann. Eine Ausnahme stellen nur diejenigen Fälle dar, bei denen infolge der Begrenzung der Geschwindigkeit durch den Zustand der Strecke nur ein geringer Teil der Leistung des Dieselmotors ausgenutzt werden kann. Man ist in solchen Fällen gezwungen, auch bei der elektrischen Übertragung Werte von $p_i = 3$ und sogar weniger zu verwenden.

Bei der Diesel-Getriebe-lokomotive können nur drei Werte für ν verwirklicht werden. Das bedeutet, daß bei Einhaltung eines vorteilhaftesten Wertes von p_i wir nur drei Werte für die Zugkraft verwirklichen könnten, was natürlich für den Eisenbahndienst unzulässig wäre. Tatsächlich können wir natürlich für jeden Wert von ν den Wert von p_i verändern und dadurch eine Reihe von Mittelwerten der Zugkräfte erzielen. Eine Veränderung von p_i wird auf unseren Diesellokomotiven durch Veränderung des Kolbenhubes der Brennstoffpumpe erzielt, und zwar mittels eines ziemlich verwickelten Gestänges, das mittels eines besonderen Handrades von Hand eingestellt werden kann. Das Handrad ist mit einem Zeiger und einem Sektor, auf dem die einzelnen Stellungen aufgetragen sind, ausgerüstet. Der Abstand des Zeigers von der Nullstellung in cm wurde als Maß des Füllungsgrades angenommen; wir werden diesen Wert mit dem Buchstaben ε bezeichnen. Im Gegensatz zu der Diesel-elektrischen Lokomotive, bei der das Handrad für

*) Zeitschrift des V. D. I. 1924, Seite 200.

die Veränderung von ϵ vom Dieselmotoren bedient wird, wird es auf der Diesel-Getriebelokomotive von dem Lokomotivführer bedient.

Da beide Lokomotiven mit den gleichen Dieselmotoren ausgerüstet sind, so konnten wir die Versuchsergebnisse der Diesel-elektrischen Lokomotive für die Aufzeichnung der vorläufigen Kurven der Zugkraft und des Wirkungsgrades für die Diesel-Getriebelokomotive verwenden. Wie bereits erwähnt, gewährleistete die Firma Krupp, daß der Wirkungsgrad des Zahnradgetriebes

$$\eta \geq 0,96$$

betragen wird. Vorsichtshalber wollen wir annehmen, daß die Leistung am Umfange der Treibräder

$$N_k = 0,95 N_d \dots \dots \dots (1)$$

betragen wird, worin N_d die Leistung an der Dieselmotorwelle gemessen ist. Für diese Leistung haben wir auf Grund der Versuche mit den beiden Dieselmotoren auf dem Prüfstande der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg Kurven aufgezeichnet, die in Abb. 3 ersichtlich sind. Die eingetragenen Zahlen zeigen, zu welcher sekundlichen Drehzahl z des Dieselmotors jede Kurve gehört.

Unter Verwendung dieser Kurven und der Gleichung (1) können wir auch die Kurven

$$N_k = F(z, \epsilon)$$

leicht aufzeichnen. Um von diesen Kurven zu den Kurven

$$N_k = f(V, \epsilon)$$

überzugehen, worin

$$V = \nu \frac{3,6}{\pi D} z \dots \dots \dots (2)$$

die Zuggeschwindigkeit in km/h ist, muß berücksichtigt werden, daß bei einem gegebenen Wert von ν die Werte für z und V zwangsweise abhängig sind. Mit anderen Worten, während wir für

$$N_k = F(z, \epsilon)$$

eine Kurvenschar haben, die für alle Werte von ν richtig ist, haben wir für

$$N_k = f(V, \epsilon)$$

drei Kurvenscharen und zwar je eine für jeden Wert von ν . Bei der Aufzeichnung solcher Kurven muß auch noch beachtet werden, daß unsere Dieselmotoren nur in bestimmten Grenzen von z arbeiten können und zwar

$$z = 2 \text{ bis } 7\frac{1}{2}$$

Wir haben daher für jeden Wert von ν

$$V_{\min} = \frac{3,6 \pi D}{\nu} 2$$

und

$$V_{\max} = \frac{3,6 \pi D}{\nu} 7\frac{1}{2}$$

Diese Gleichungen ergeben für $D = 1,22 \text{ m}$ Werte von V_{\min} und V_{\max} , die in der nachstehenden Übersicht eingetragen sind.

Die Übersetzungszahl ν	6,6	4	2
$V_{\max} (z = 7\frac{1}{2})$	15,7	25,9	51,8
$V_{\min} (z = 2)$	4,2	6,9	13,8

Nur innerhalb dieser Grenzen können die Kurven der Zugkraft am Treibradumfang F_k und des gesamten Wirkungsgrades Y aufgezeichnet werden. Wir kommen nun zur Aufzeichnung dieser Kurven.

Wie bekannt, ist

$$N_k = \frac{F_k V}{270} \dots \dots \dots (3)$$

$$Y = \frac{632 N_k}{K C} \dots \dots \dots (4)$$

worin K der Wärmeinhalt des Brennstoffes ist, der für Naphta zu 10 000 cal/kg angenommen werden kann, und C der stündliche Brennstoffverbrauch unserer Dieselmotoren, der auf Grund unserer Versuche in Esslingen und der Versuche auf den Bahnen der U.S.S.R. festgestellt und durch die Kurven der Abb. 4 dargestellt ist.

Mittels der Gleichungen 1) bis 4) und der Kurven der Abb. 3 und 4 bietet das Aufzeichnen der Kurven

$$F_k = \varphi(\epsilon, V)$$

und

$$Y = \psi(\epsilon, V)$$

keine Schwierigkeiten mehr.

(Pferdestärken.)

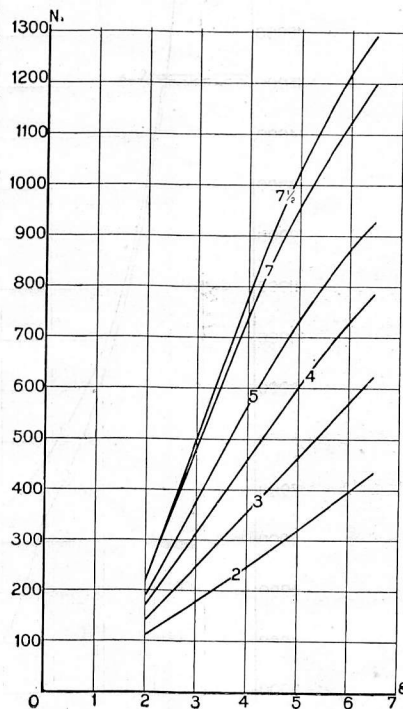


Abb. 3. Leistung des Dieselmotors für die Diesel-elektrische und Diesel-Getriebelokomotive bei verschiedener Brennstoffzuführung ϵ und verschiedener Drehzahlen (i. d. Sek.)

(Brennstoffverbrauch kg/Std.)

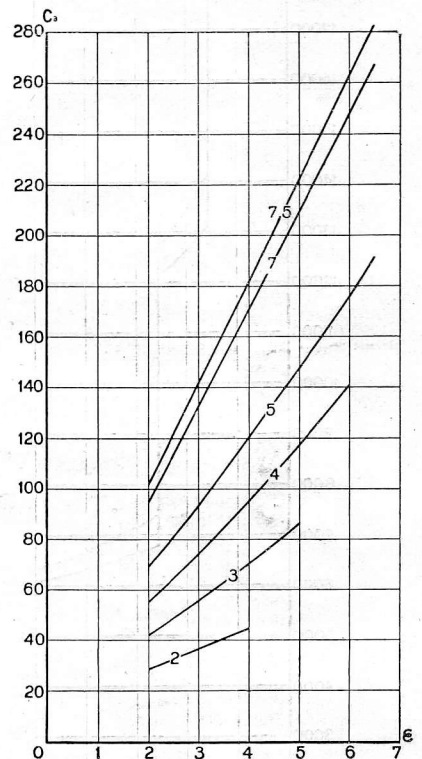


Abb. 4. Stündlicher Brennstoffverbrauch des Dieselmotors bei verschiedener Drehzahlen (i. d. Sek.) und verschiedener Brennstoffzuführung ϵ .

Für unsere beiden Diesellokomotiven, die mit gleichen Dieselmotoren ausgerüstet sind, können bis zu einem gewissen Grade bei gleichen Werten von ϵ diese Kurven verglichen werden. Kurven jedoch, die auf Grund von Versuchen mit anderen Diesellokomotiven, oder sogar mit Dampflokotiven erzielt worden sind, können natürlich nicht verglichen werden. Man kann nur solche Kurven vergleichen, die unter gleichen Bedingungen erzielt sind. Solche Bedingungen sind erstens die Bedingung, daß

$$F_k = \max \dots \dots \dots (5)$$

oder

$$p_i = \max,$$

d. h. die Bedingung der völligen Ausnutzung der Leistung der Lokomotive; zweitens die Bedingung

$$Y = \max \dots \dots \dots (6)$$

d. h. die Bedingung der vorteilhaftesten Ausnutzung der ge-

gegebenen Lokomotive. Schliesslich für Lokomotiven gleicher Leistung die Bedingung

$$N_k = \text{Const.},$$

d. h. die Bedingung der gleichen Arbeitsintensität.

In Abb. 5 sind Zugkraftkurven für unsere Diesellokomotive aufgezeichnet, die der Bedingung 5 (punktirte Kurven) und der Bedingung 6 (ausgezogene Kurven) entsprechen. In Abb. 6 und 7 sind für den Vergleich ähnliche Kurven für die Dampflokomotive E und die Diesel-elektrische Lokomotive dargestellt, wobei die Geraden c auf allen diesen Abbildungen die Beschränkung durch die Reibungsgrenze und die Gerade a durch die Erwärmung der Elektromotoren bedeuten. Entsprechende Werte Y sind in den Abb. 8 und 9 eingetragen.

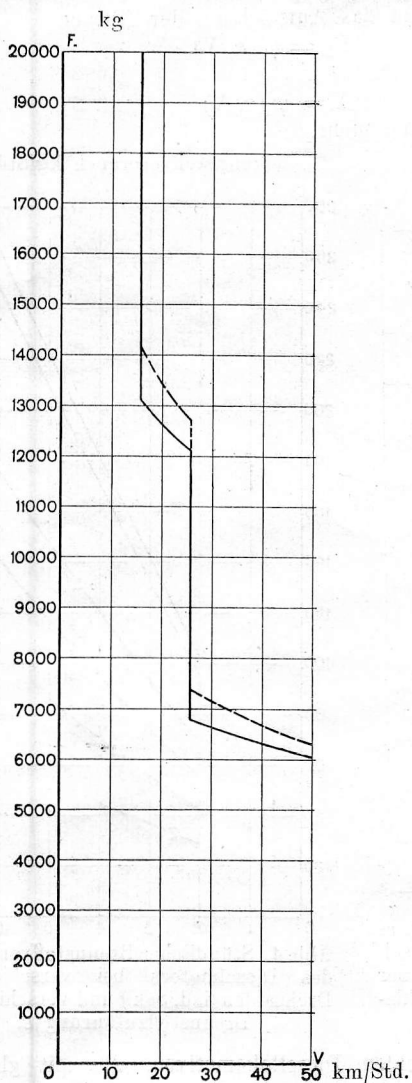


Abb. 5. Zugkraft F der Diesel-Getriebelokomotive für verschiedene Geschwindigkeiten.

— — — — — Höchstwerte.
 - - - - - Werte bei bestem Wirkungsgrade.

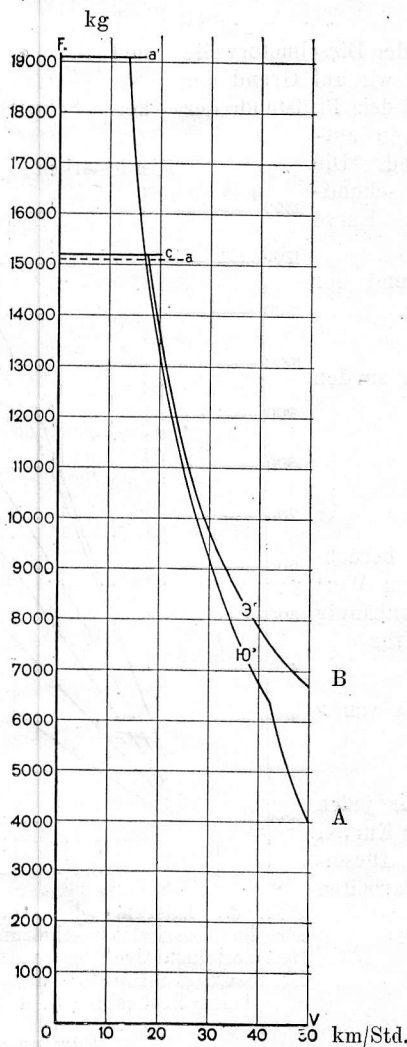


Abb. 6. Höchstwerte der Zugkraft für verschiedene Geschwindigkeiten.

A = Diesel-elektrische Lokomotiven.
 B = E Dampflokomotive.

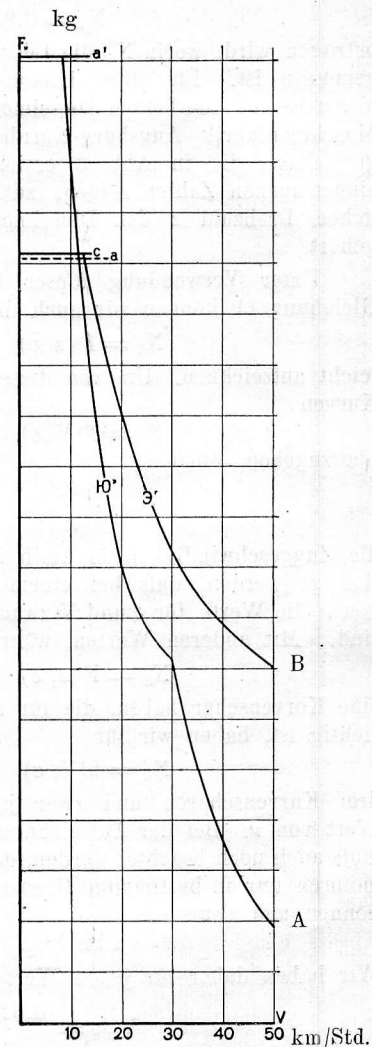


Abb. 7. Werte der Zugkraft für verschiedene Geschwindigkeiten bei jeweils bestem Wirkungsgrade.

A = Diesel-elektrische Lokomotiven.
 B = Dampflokomotive.

Diesel-Getriebelokomotive einen bedeutend höheren Wirkungsgrad ergibt, als die Diesel-elektrische Lokomotive. Für mittlere Arbeitsbedingungen (Abb. 9 bis 11) sind die Wirkungsgrade fast gleich, während bei sehr geringen Leistungen N_k (Abb. 12 bis 13) die Diesel-elektrische Lokomotive offensichtlich im Vorteil ist.

Versuche, die mit der Diesel-Getriebelokomotive zur Zeit auf dem Prüfstand in Düsseldorf durchgeführt werden, bestätigten im grossen ganzen den Charakter der von uns a priori aufgezeichneten Kurven, wobei Y_{max} in der Wirklichkeit bis 31% beträgt. Andererseits haben diese Versuche gezeigt, dass die kritische Drehzahl des Dieselmotors bei $6\frac{1}{2}$ Umdr./Sek. liegt. Infolgedessen muß für den Höchstwert der Drehzahl

$$\text{Max. } z = 6\frac{1}{4}$$

Schliesslich zeigen die Abb. 10 bis 13 die Kurven für Y entsprechend den Leistungswerten $N_k = 800, 600, 400$ und 200 PS. Die Kurven F_k für die letzteren Bedingungen sind für sämtliche drei Diesellokomotiven bei einem gegebenen N_k natürlich identisch und werden durch die gleichschenklige Hyperbel

$$FV = 270 N_k$$

dargestellt.

Wir sehen aus allen diesen Abbildungen, dass bei einer völligen Ausnutzung der Leistung des Dieselmotors (Abb. 8) die

und nicht $7\frac{1}{2}$ angenommen werden. Es muß noch bemerkt werden, dass auch bei der Diesel-elektrischen Lokomotive wir die höchste Drehzahl auf $z = 5\frac{1}{2}$ festlegten, da diese Drehzahl eine für die Praxis genügende Leistung ergab.

Der Vergleich der Abb. 5 bis 13 zeigt auch, dass, während bei der Diesel-elektrischen Lokomotive und auch bei der Dampflokomotive F_k und Y stets ununterbrochen veränderlich ist, bei der Diesel-Getriebelokomotive die entsprechenden Kurven einen unterbrochenen stufenartigen Verlauf haben. Dieser

unterbrochene Verlauf der Zugkraftkurve kann für das Zuggestänge und die Festigkeit der Lokomotive selbst einen ungünstigen Einfluss haben. Es ist unmöglich auf dem Prüfstand festzustellen, in welchem Maße die elektro-magnetischen Kupplungen die Stöße vermindern werden. Dies kann nur beim Fahren mit Zügen auf der Strecke festgestellt werden. Solche Fahrten werden voraussichtlich im Mai auf den Strecken der Deutschen Reichsbahn vorgenommen werden.

Leergewicht	124000 kg
Reibungsgewicht	87500 »
Dienstgewicht	131000 »
Brennstoffvorrat	3400 »
Größte Geschwindigkeit	54 km/Std.
Größte Zugkraft	etwa 20000 kg.

Der Antriebsmotor ist ein umsteuerbarer, sechszylindriger Viertakt-Dieselmotor mit Luftspritzung, Bauart MAN, mit ölgekühltem Kolben. Zylinderdurchmesser 450 mm, Kolbenhub 420 mm, minutliche Umdrehungszahl bis 450. Zum Anlassen ist ein Luftkompressor für 80 at Druck vorhanden. Die Normalleistung ist 800 PS bei 300 Umdrehungen, die Höchstleistung 1200 PS bei 450 Umdrehungen/Min.

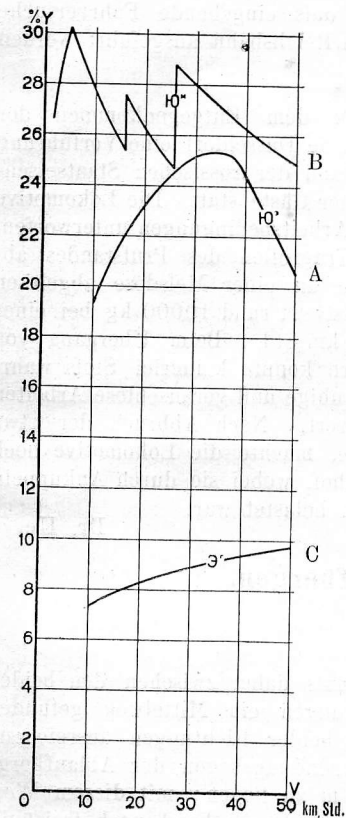


Abb. 8. Veränderung des Wirkungsgrades Y mit der Geschwindigkeit bei jeweils größtmöglicher Zugkraft.

A Diesel-elektrische Lokomotive.

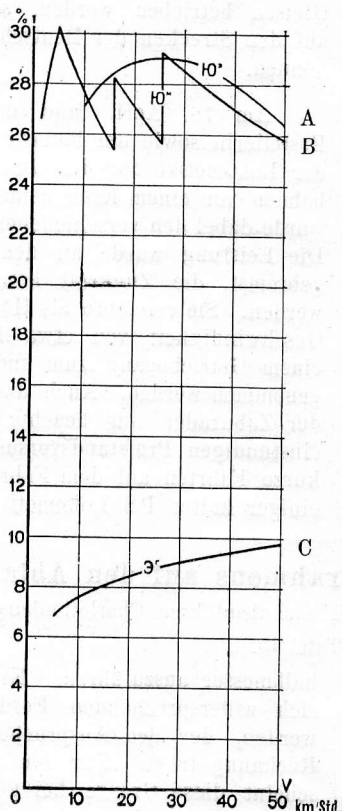


Abb. 9. Höchstwerte des Wirkungsgrades Y bei verschiedenen Geschwindigkeiten.

B Diesel-Getriebelokomotive.

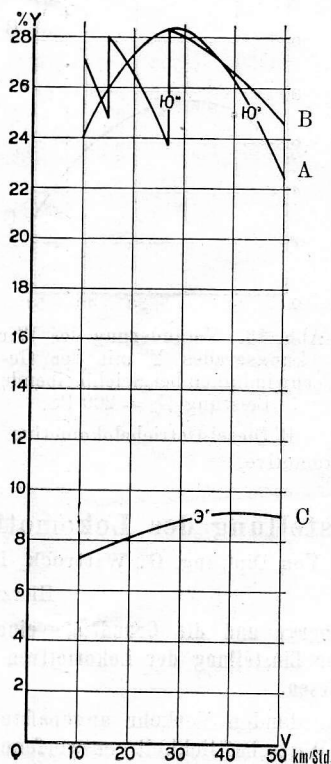


Abb. 10. Veränderung des Wirkungsgrades Y mit der Geschwindigkeit bei gleichbleibender Leistung $N_k = 800$ PS.

C Dampflokomotive.

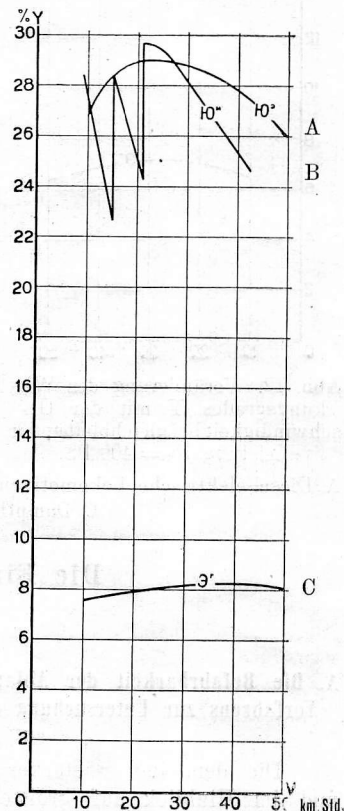


Abb. 11. Veränderung des Wirkungsgrades Y mit der Geschwindigkeit bei gleichbleibender Leistung $N_k = 600$ PS.

Anhang.

Die vorstehenden Ausführungen ergänzen wir durch folgende uns von der Lokomotivfabrik Hohenzollern-Düsseldorf freundlichst zur Verfügung gestellte Angaben.

Die Lokomotive hat die Achsanordnung 2 E 1, der Rahmen ist als Blechrahmen ausgebildet.

Die Abmessungen sind:

Spurweite	1524 mm
Treibraddurchmesser	1320 »
Laufsraddurchmesser	1030/950 »
Kurbelarmlänge	350 »
Fester Radstand	5720 »
Gesamtradstand	11935 »
Gesamtlänge über Puffer	16696 »

Die Kraftübertragung erfolgt von der Dieselmotorwelle durch die Hauptmagnetkupplung, die gleichzeitig Schwungrad ist, unter Zwischenschaltung einer Federkupplung auf das Zahnradgetriebe (von Krupp geliefert), dieses enthält zunächst Kegelzahnäder von der Übersetzung 1:1, sodann, wie schon oben erwähnt, drei durch elektromagnetische Lamellenkupplungen wechselweise einschaltbare Stirnräderpaare mit einem Übersetzungsverhältnis 1:7, 1:4 und 1:2. Von der Blindwelle aus werden die fünf Treibradsätze mit einem Kurbelarm von 350 mm angetrieben. Sämtliche Magnetkupplungen stammen vom Magnetwerk Eisenach G. m. b. H. Die Herstellung der Kegelzahnäder in den durch die Raumverhältnisse gegebenen, für die zu übertragende Leistung geringen Abmessungen und mit dem den neuzeitlichen Anforderungen entsprechenden außerordentlich hohen Wirkungsgrad stellt eine besonders bemerkenswerte technische Leistung dar.

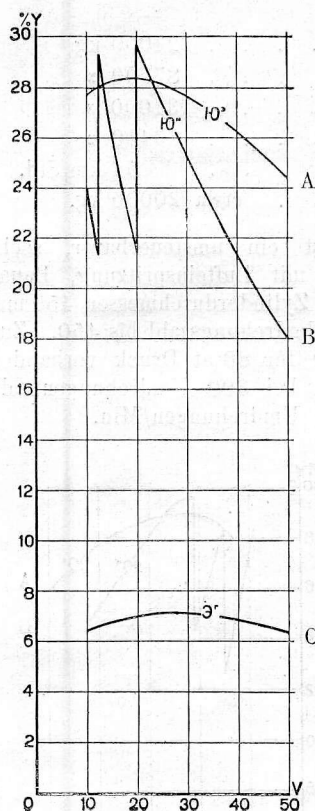


Abb. 12. Veränderung des Wirkungsgrades Y mit der Geschwindigkeit bei gleichbleibender Leistung $N_k = 400$ PS.

A Diesel-elektrische Lokomotiven. B Diesel-Getriebelokomotive. C Dampflokomotive.

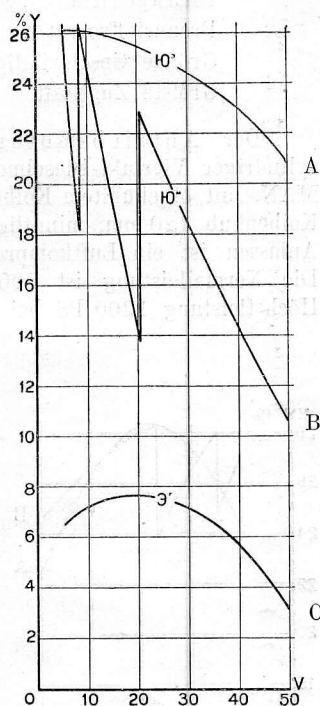


Abb. 13. Veränderung des Wirkungsgrades Y mit der Geschwindigkeit bei gleichbleibender Leistung $N_k = 200$ PS.

A Diesel-elektrische Lokomotiven. B Diesel-Getriebelokomotive. C Dampflokomotive.

Hilfsmaschinen. Der vierzylindrige, kompressorlose Viertakt-Hilfsdieselmotor (Bauart MAN) leistet 45 PS bei 1000 Umdrehungen/Min. und treibt den Hilfskompressor, den Schraubenventilator für den Wasser- und Ölkühler und den Stromerzeuger für die Magnetkupplungen und die Beleuchtung. Für Stromlieferung im Stillstand ist eine Akkumulatorenbatterie vorhanden. Für die Heizung ist ein Heizkessel vorgesehen.

Die Lokomotive hat ein ganz geschlossenes Führerhaus mit Führer- und Maschinistenstand an nur einem Ende. Unterhalb des Daches ist ein großes Auspuffrohr vorgesehen. Nach Bedarf werden die Abgase zur Heizung eines kleinen Dampfkessels für den Heizdampf verwendet. Die Kühler mit Ventilator sind vor dem Führerstand angeordnet, die Brennstoffbehälter seitlich unter dem Fußblech. Durch Untersetzen geeigneter Radsätze kann die Lokomotive auch auf regelspurigen Gleisen betrieben werden, so daß eingehende Fahrversuche auf den Strecken der Deutschen Reichsbahn ausgeführt werden können.

Am 16. April fand dank dem Entgegenkommen der Bestellerin sowie der Bauanstalt in Düsseldorf eine Vorführung der Lokomotive auf dem Prüfstand der russischen Staatseisenbahnen vor einem Kreis geladener Gäste statt. Die Lokomotive wurde dabei den verschiedenen Arbeitsbedingungen unterworfen. Die Leistung wurde an den Tragrollen des Prüfstandes abgebremsst, die Zugkraft konnte an einer Meßdose abgelesen werden. Sie erreichte als Höchstwert rund 19000 kg bei einer Geschwindigkeit von etwa 10 km/Std. Beim Übergang von einem Getriebeengang zum andern konnte keinerlei Stofs wahrgenommen werden. Auch das ruhige und geräuschlose Arbeiten der Zahnräder war beachtenswert. Nach Abbruch der etwa einstündigen Prüfstandsversuche, machte die Lokomotive noch kurze Fahrten auf dem Fabrikhof, wobei sie durch Ankuppeln einiger kalter P8 Lokomotiven belastet war.

Dr. Ue.

Die Einstellung des Lokomotivrahmens auf den Ablaufbergen.

Von Dipl.-Ing. G. Wittrock, Reichsbahnbauführer, Charlottenburg.

Hierzu Tafel 15.

A. Die Befahrbarkeit der Ablaufberge und die Grundzüge eines Verfahrens zur Untersuchung der Einstellung der Lokomotiven auf diesen.

Die dem immer stärker werdenden Verkehr angepaßten und im Hinblick auf größte Wirtschaftlichkeit entworfenen neuzeitlichen Lokomotiven geben durch ihre beträchtlichen Achsstände Veranlassung, der Frage der Abrundungshalbmesser bzw. der Knickwinkel der Ablaufberge besondere Beachtung zu schenken. Die älteren, kürzeren Lokomotiven konnten anstandslos alle Ablaufberge befahren und so verwendete man in der Praxis neu auftauchende Lokomotivgattungen in dieser Hinsicht ebenso freizügig wie früher. Allmählich zeigte sich jedoch immer häufiger, daß gewisse neue Lokomotivgattungen auf den Ablaufbergen leicht entgleisten oder auch Federbrüche auftraten. Damit ergab sich die Notwendigkeit, für bestimmte Lokomotivbauarten das Befahren der Ablaufberge zu verbieten, weil sie wegen der Länge ihres Achsstandes, der Art ihrer Ausgleichhebel- und Federanordnung hierfür ungeeignet waren. Die Durchführung dieser Maßnahmen wird dadurch erschwert, daß die Ablaufberge mit verschiedenen Abrundungshalbmessern ausgebildet sind und daher die Fahrbeschränkungen nicht überall dieselben Lokomotivgattungen betreffen. Vom Standpunkt des Lokomotivbaues aus wird man selbstverständlich für die Ausführung möglichst großer Abrundungshalbmesser eintreten, da dann die Freizügigkeit der Lokomotiven am wenigsten beschränkt wird. Da aber mit wachsendem Halbmesser die Länge der Gleisanlagen zunimmt, so wird der Bauingenieur danach streben, einen möglichst kleinen Abrundungs-

halbmesser auszuführen. Es muß daher zwischen den beiden sich widersprechenden Forderungen ein Mittelweg gefunden werden, der den Ansprüchen beider Richtungen ausreichend Rechnung trägt. Für den Abrundungsbogen der Ablaufberge scheint diese Grenze bei 200 m zu liegen; mit diesem Wert lassen sich die Lokomotiven wohl durchgehend noch freizügig entwerfen und den Erfordernissen des Bahnhofbaues dürfte damit auch Genüge getan sein. Entsprechende Überlegungen gelten auch für die Knickwinkel des hohlen Neigungsüberganges.

Als die Entgleisungen auf den Ablaufbergen häufiger wurden, verbot man zunächst das Befahren der Ablaufberge durch die häufig von diesen Unfällen betroffenen Lokomotivgattungen. Jedoch läßt diese praktische Maßnahme es nicht minder wünschenswert erscheinen, die Fahrbeschränkung auf Ablaufbergen durch eine wissenschaftliche Untersuchung festzulegen, genau wie man sich über die Bogenläufigkeit der Lokomotiven Klarheit verschafft. Diese Untersuchung ist nicht nur von vornherein bei neuen Lokomotiven wertvoll, sondern die Nachprüfung dürfte vielfach auch für vorhandene Lokomotiven zweckmäßig sein; man darf nicht übersehen, daß auch Lokomotiven, die auf den Ablaufbergen nicht entgleisen, für die Fahrt über diese ungeeignet sein können, denn es können dabei durch Überbeanspruchung der Federn und des Rahmens Schäden auftreten, deren Ursache zunächst nicht erkennbar ist. Für die Untersuchung dieser Verhältnisse soll im folgenden ein Verfahren entwickelt werden, mit dem man die Einstellung des Rahmens, der Ausgleichhebel und Federn einer Lokomotive

auf einem in senkrechter Ebene gebogenen oder gebrochenen Gleis ermitteln kann. Hiernach kann man entscheiden, welche Lokomotiven für die verschiedenen Ablaufberge zugelassen werden können bzw. in welchem Umfange eine neue Lokomotivbauart verwendbar ist. Die Untersuchung wurde dadurch angeregt, daß die neuen Einheitslokomotiven der Deutschen Reichsbahn im Eisenbahnzentralamt auf ihre Eignung für die Ablaufberge nachgeprüft werden mußten.

Der Beurteilung der Befahrbarkeit der Ablaufberge müssen folgende Gesichtspunkte zugrunde gelegt werden:

Es muß vermieden werden:

1. Unzulässige Entlastung einzelner Achsen und Aufsetzen von Achsbüchsen auf die Achsgabelstege, damit unter Umständen Anheben von Achsen (Endachsen beim erhabenen Bogen, Mittelachsen beim hohlen Bogen); dadurch Entgleisungsgefahr.
2. Unzulässige Mehrbelastung einzelner Achsen (Mittelachsen beim erhabenen Bogen, Endachsen beim hohlen Bogen), Aufsetzen des Rahmens auf die Achsbüchsen; damit Gefahr der Überbeanspruchung und des Bruches von Tragfedern.
3. Unzulässiger Ausschlag von Federspannschrauben; Hineinragen in die Umgrenzungslinie für die Fahrzeuge.
4. Unzulässige Schiefstellung von Dreh- und Lenkgestellen, dadurch Verbiegen von Drehzapfen.

Das Ziel der Untersuchung ist die Aufzeichnung der auf dem Ablaufberg sich einstellenden Lage des Rahmens, der Ausgleichhebel und der Federn sowie die Ermittlung der eintretenden Belastungsänderungen der Achsen. Die Relativverschiebungen zwischen Achsbüchsen und Rahmen zu 1. und 2. sowie die Verschiebungen zu 3. und 4. lassen sich aus der Darstellung der Rahmenlage ermitteln. Bei der zeichnerischen Wiedergabe dient zur Kennzeichnung der Rahmenverschiebungen eine auf dem Rahmen gedachte Linie, die bei Stellung auf wagrechtem Gleis wagrecht durch die Mitten aller Kuppelachsen geht und sich von vorn bis hinten über die ganze Maschinenlänge erstreckt. Auf diese Linie werden alle Lagenveränderungen des Rahmens bezogen. Als Grundstellung der Lokomotive soll die Stellung auf der durch den Scheitel des Ablaufberges gehenden Wagrechten angesehen werden und die Absenkung des Gleises bei den einzelnen Achsen auf diese Wagrechte bezogen werden. In den Zeichnungen sind die Höhenverschiebungen der Deutlichkeit halber in verzerrem Maßstab gegenüber den Achsständen usw. aufgetragen. Das Maßstabverhältnis kann an sich beliebig sein; die kreisbogenförmige Abrundung erscheint allerdings als Kreisbogen nur bei den Maßstabverhältnissen des Royschen Verfahrens.

Den Kernpunkt des ganzen Problems erfafst man mit der Fragestellung: Wie stellt sich ein mehrfach unterstützter Balken (der Lokomotivrahmen) ein, wenn seine abgefederten Stützpunkte um bestimmte Beträge gesenkt oder gehoben werden und welche Stützdrücke ergeben sich hierbei? Da aber meist mehrere Achsen durch Ausgleichhebel verbunden sind, so ist die Zahl der Stützpunkte nicht gleich der Zahl der Achsen; vielmehr wirkt jede durch Ausgleichhebel verbundene Gruppe von Achsen wie eine Stütze. In jeder Stützgruppe bleibt, solange die Ausgleichhebel wirksam sind, das Verhältnis der Belastungen der einzelnen Achsen infolge der gleichbleibenden Hebelarme auch dann gleich, wenn sich die Gesamtbelastung der Gruppe ändert. Bei vielen Lokomotiven sind bei normaler Stellung auf wagrechtem Gleis nur zwei Stützen oder Stützgruppen vorhanden; bei diesem statisch bestimmten Belastungsfall sind die Stützdrücke von der Elastizität der Tragfedern auch bei Höhenverschiebungen der Stützen unabhängig. Bei mehr als zwei Stützen oder Stützgruppen handelt es sich um eine statisch unbestimmte Aufgabe, bei der die Stützdrücke

und Stützdruckänderungen bei Höhenverschiebungen von der Formänderung der Federn abhängen.

Die Hauptschwierigkeit der Untersuchung ergibt sich aus der Tatsache, daß durch das Anschlagen von Ausgleichhebeln an die Rahmenausschnitte die Zahl der voneinander unabhängigen Stützen zunimmt, so daß vielfach der Fall der zweifachen, statisch bestimmten Stützung in den der statisch unbestimmten drei-, vier- oder mehrfachen Stützung übergeht. Das Anschlagen der Ausgleichhebel an den Rahmen bei der Fahrt über Ablaufberge ist natürlich unbedenklich, wenn die obigen Forderungen 1 bis 4 erfüllt sind; auch würde ein vollständiger Höhenausgleich der Achsen durch die Ausgleichhebel bei diesen Ausschläge erfordern, die sich konstruktiv nicht verwirklichen lassen. Die Zunahme der Zahl der unabhängigen Stützen erklärt sich daraus, daß durch das Anschlagen der Ausgleichhebel für die angeschlossenen Federn ein neuer Festpunkt geschaffen wird, womit der Ausgleich zwischen den Federn aufhört und sie wie zwei unverbundene unabhängige Stützen wirken. Beispielsweise hat die in Abb. 1 dargestellte 1 C-Lokomotive ursprünglich zwei unabhängige Stützgruppen, die Laufachse mit Einzelfeder und die Gruppe der drei durch Ausgleichhebel verbundenen Kuppelachsen. Auf dem Ablaufberg schlägt der hintere Ausgleichhebel an, die letzte Kuppelachse wird dadurch eine unabhängige Stütze, und für die Ermittlung der elastischen Formänderungen der Federn ist mit drei voneinander unabhängigen Stützen zu rechnen. Ein Anschlagen der Ausgleichhebel tritt um so eher ein, je mehr Achsen zu einer Gruppe vereinigt sind, am meisten daher bei Lokomotiven mit zwei Stützgruppen. Es ist daher zunächst zu untersuchen, wieviel unabhängige Stützpunkte sich für die betrachtete Lokomotive bei der Einstellung auf dem Ablaufberg ergeben, d. h. wieviel Ausgleichhebel zum Anschlag kommen; dann ist festzustellen, um welche Beträge die einzelnen Stützen noch gesenkt werden müssen, nachdem die Ausgleichhebel vorher schon einen teilweisen Ausgleich in der Höhenlage der einzelnen Achsen bewirkten.

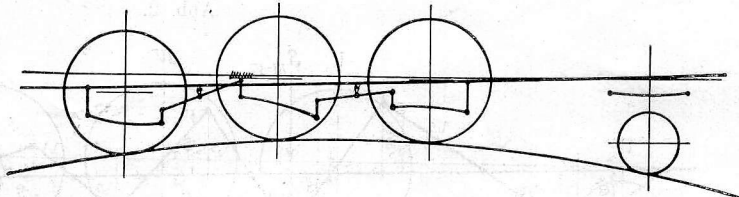


Abb. 1.

Der Gedankengang der Untersuchung ist daher folgender: Von der Grundstellung auf der Scheitelwagrechten aus werden der Rahmen bzw. die Achsen zunächst soweit gesenkt, wie dies der Höhenausgleich durch die Ausgleichhebel gestattet. Die Federlasten bleiben hierbei noch unverändert. Es ergibt sich die Zahl der anschlagenden Ausgleichhebel, somit die Zahl der unabhängigen Stützen. Da nach diesem Vorgang meist die dem Ablaufberg nach erforderlichen Absenkungen der Achsen noch nicht erreicht sein werden, sind die von den Ausgleichhebeln nicht mehr aufnehmbaren Senkungsbeträge als Senkungen einzelner Stützen eines mehrfach unterstützten Balkens anzusehen. Die einzelnen Stützdrücke und der Einfluss der elastischen Formänderung der Federn sind hiernach zu ermitteln.

Ein verhältnismäßig seltener Sonderfall tritt dann ein, wenn bei einer Lokomotive mit zwei Stützgruppen kein Anschlagen, sondern ein vollständiger Höhenausgleich durch die Ausgleichhebel eintritt. In diesem statisch bestimmten Fall tritt keine Veränderung der Achslasten ein, da in jeder Gruppe wie beim zweiachsigen Fahrzeuge die Gesamtlast und infolge der Ausgleichhebel das Verhältnis der Einzellasten, mithin auch deren Höhe, gleich bleibt.

B. Darstellung des Untersuchungsverfahrens.

Die Untersuchung soll von dem häufigen Fall der ursprünglich, d. h. auf ebenem Gleis, zweifach unterstützten Lokomotive ausgehen. Zur Verdeutlichung der allgemeinen Ausführungen schließt sich sogleich die Durchrechnung eines Beispiels an. Dieses behandelt die 2 C 1 - h 4 v Schnellzuglokomotive, Einheitsbauart der Deutschen Reichsbahn, deren für die vorliegende Untersuchung wesentliche Abmessungen aus Abb. 2 zu entnehmen sind. Der Abrundungshalbmesser des Ablaufberges betrage 200 m.

a) Rahmenverschiebung ohne Federdruckänderung (siehe Abb. 3).

Es werden folgende Bezeichnungen eingeführt:

- h = Höhenverschiebungen der Achsen, gerechnet von S. O. eines wagrecht durch den Scheitel gehenden Gleises bis auf S. O. des gekrümmten Berggleises,
 - s = Höhenverschiebungen des Rahmens,
 - a = Relativverschiebungen zwischen Achsen und Rahmen,
 - f = Relativverschiebungen zwischen Federendpunkten und Rahmen (gleich Relativverschiebungen zwischen Augen der Ausgleichhebel und Rahmen).
 - P = Achsbelastungen,
 - l = Längen der Ausgleichhebelarme.
- Die Beiziffern bei h bis P deuten die Zugehörigkeit zu den Achsen an, Beisatz s gilt für den Schwerpunkt.

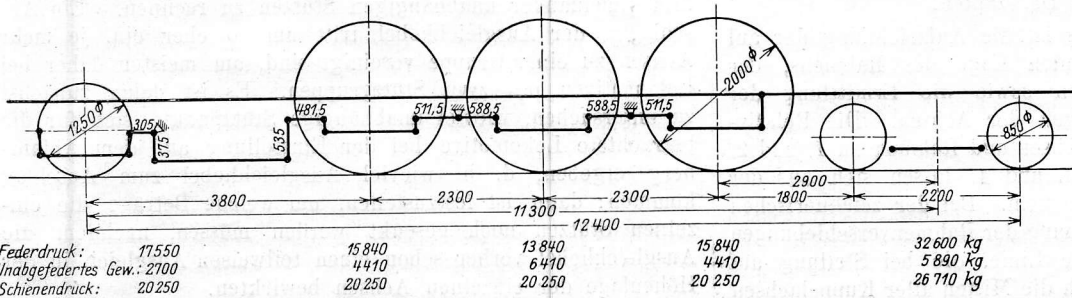


Abb. 2.

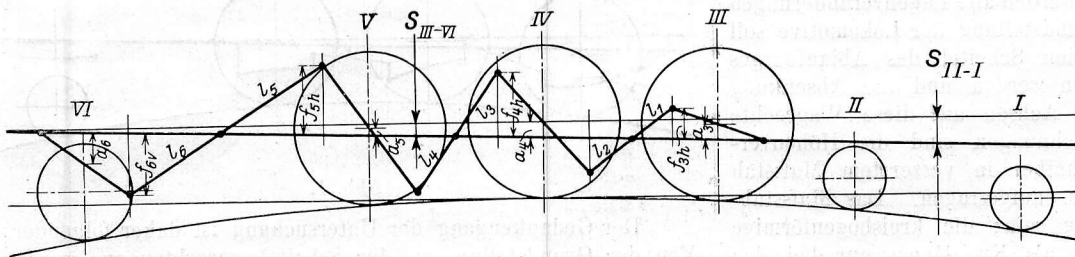


Abb. 3.

In Abb. 3 ist die Darstellung so wiedergegeben, daß die Festpunkte der Federn und Drehpunkte der Ausgleichhebel sämtlich auf der Rahmenlinie liegend gedacht wurden, da die Fortlassung der Federspannschrauben usw. die Übersicht über die Verschiebungsvorgänge erleichtert.

Nachdem man die Absenkungen h der einzelnen Achsen gegenüber der Wagrechten durch den Scheitel errechnet hat, beginnt man mit der Aufzeichnung der Rahmenlage, die sich bei vollständigem Höhenausgleich durch die Ausgleichhebel ergeben würde. Da während dieses Ausgleiches noch keine Stützdruckänderungen eintreten (siehe oben erörterter Sonderfall), so nehmen die Tragfedern weder Arbeit auf noch geben sie welche ab. Die Summe der Senkungsarbeiten der Einzelachsen (Senkung bezüglich der Scheitelwagrechten \times Achsdruck) muß daher gleich der Senkungsarbeit des Schwerpunktes der betreffenden Gruppe sein. Die Schwerpunktsenkungen ergeben sich daher allgemein zu

$$s_s = \frac{\sum (P \cdot h)}{\sum P}$$

Die Beträge s_s für beide Gruppen ergeben zwei Rahmenpunkte, die die Rahmenlage bestimmen. Die Höhenlage des Rahmens bei den einzelnen Achsen ergibt sich danach leicht analytisch oder graphisch zu s_1 bis s_6 . Die relative Lage der Achsen bei der neuen Rahmeneinstellung ergibt aus

$$a = h - s \text{ die Beträge } a_1 \text{ bis } a_6$$

für die Achsen. Nun werden die Bewegungen der Federn (die noch keine Belastungsänderungen erfuhren) und der Ausgleichhebel ermittelt. Man muß dabei, an der Endachse einer Gruppe beginnend, von Achse zu Achse fortschreiten und kommt bei richtiger Durchführung auf die Relativverschiebung 0 beim Federfestpunkt an der anderen Gruppenendachse. Wir gehen z. B. von Achse III aus: Ist a_3 die Relativverschiebung der Achse, so bildet die Feder einen einarmigen Hebel, der sich um den vorderen Festpunkt dreht und hinten relativ zum Rahmen die Hebung $f_{3h} = 2 a_3$ erfährt.

f_{3h} ist zugleich die Hebung des Vorderendes des Ausgleichhebels III—IV. Dieser senkt sich hinten um den im Verhältnis seiner Hebelarme umgerechneten Betrag f_{3h} , nämlich

$$f_{4v} = - f_{3h} \cdot \frac{l_2}{l_1}$$

Die Feder IV ist vorn um den Betrag f_{4v} , in der Mitte um a_4 gegen den Rahmen verschoben; es ist leicht einzusehen, daß sie sich hinten gegen den Rahmen um

$$f_{4h} = - f_{4v} + 2 a_4$$

gehoben, der Ausgleichhebel IV—V vorn diese Hebung erfahren hat. Entsprechend ist

$$f_{5v} = - f_{4h} \cdot \frac{l_4}{l_3}$$

$$f_{5h} = - f_{5v} + 2 a_5$$

$$f_{6v} = - f_{5h} \cdot \frac{l_6}{l_5}$$

Da Feder VI hinten wieder einen Festpunkt am Rahmen hat, so schließt sich der Kreis mit

$$f_{6h} = - f_{6v} + 2 a_6 = 0.$$

Die praktische Durchführung dieser Rechnung ergibt in der Regel, wie auch nachher unser Beispiel zeigt, daß die positive (nach oben gehende) Bewegung einiger Ausgleichhebel größer ist, als der gegebene Spielraum am Rahmen zuläßt. Man ver-

mindert daher alle Senkungsbeträge im Verhältnis so, daß der bei der Senkung den Rahmen zuerst berührende Ausgleichhebel gerade zum Anliegen kommt, d. h. wenn f die Hebung des Ausgleichhebels bei freier Einstellung, F die tatsächlich mögliche Hebung des Ausgleichhebels ist, so sind alle h im Verhältnis $\frac{F}{f}$ zu verkleinern. Im gleichen Verhältnis nehmen die Beträge s und die übrigen f ab.

$$h \cdot \frac{F}{f} = h'$$

$$s \cdot \frac{F}{f} = s'$$

Die Rahmenlage s' , bzw. die Achsenlage h' geben an, wie weit ein Höhenausgleich durch die Ausgleichhebel ohne Federdruckänderung möglich ist. Die Restbeträge der Senkungen $h'' = h - h'$ sind jetzt als Stützensenkungen eines mehrfach elastisch unterstützten Balkens anzusehen, dessen neue Nullage die Beträge s' angeben.

Steht nach Lage der Verhältnisse zu erwarten, daß ein weiterer Ausgleichhebel außer dem zuerst anschlagenen bei der folgenden elastischen Senkung zur Berührung kommt, so wird dessen Anliegen am Rahmen jetzt gleich ohne Federdruckänderung durch Verschieben der Achsen hergestellt. Für die betreffenden Achsen ändern sich natürlich die Beträge h'' . (s. Beispiel).

Bevor wir nun die Verhältnisse bei weiterer Senkung unter Formänderung der Federn betrachten, wollen wir die obigen Ausführungen auf das Beispiel anwenden (s. Zusammenstellung 1). Hier bilden die Achsen I bis II und die Achsen III bis VI je eine Gruppe. Gruppe I—II senkt sich um 68 mm (die Achssenkenungen h sind in Zeile 1 Zusammenstellung 1 eingetragen).

Senkung des zweiten Gruppenschwerpunktes:
 Senkungsarbeit Achse III = 15,84 t . 1,3 cm = 20,6 cmt
 » » IV = 13,84 t . 0 » = 0 »
 » » V = 15,84 t . 1,3 » = 20,6 »
 » » VI = 17,55 t . 9,3 » = 163,0 »
 204,2 cmt
 Achslasten III bis VI = 63,08 t
 Schwerpunktsenkung = $\frac{204,2}{63,08} = 32,4$ mm.

Damit ist die Rahmenverschiebung festgelegt; die Höhenlage des Rahmens in der Ebene der Achsen (s_1 bis s_6) ist hiernach in Zeile 2 angegeben. In Zeile 3 ist die relative Achsenlage a_1 bis a_6 eingetragen. Die Ausschläge der Ausgleichhebel verfolgen wir in schrittweisem Vorgehen von Achse zu Achse wie oben beschrieben

$a_3 = h_3 - s_3 = 40,0$ mm, daher
 Ausgleichhebel III—IV vorn um $2 a_3 = 80$ mm gehoben
 » III—IV hinten um
 $80 \cdot \frac{l_2}{l_1} = 80 \cdot \frac{588,5}{511,5} = 91,6$ mm gesenkt
 » IV—V vorn um $91,6 + 2a_4 = 91,6 + 82,4 = 174,0$ mm gehoben
 » IV—V hinten um
 $174,0 \cdot \frac{l_4}{l_3} = 174,0 \cdot \frac{511,5}{588,5} = 151,4$ mm gesenkt
 » V—VI vorn um
 $151,4 + 2 a_5 = 184$ mm gehoben
 » V—VI hinten um $184 \cdot \frac{l_6}{l_5} = 166,6$ mm gesenkt.

Es ist richtig $166,6 = 2 a_6 = 2 \cdot 83,3$ mm.
 Es können sich in Wirklichkeit heben
 Ausgleichhebel IV—V um 60 mm,
 » V—VI um 65 mm,
 von denen Hebel IV—V zuerst anschlägt.

Wir berichtigen daher alle Beträge h und s im Verhältnis $\frac{60}{174}$ (Zeile 6, 7, 8). Da aber mit Sicherheit zu erwarten ist, daß Hebel V—VI nachher noch zur Berührung kommen würde, so nehmen wir gleich eine entsprechende Verschiebung der Achsen V und VI vor: Hebel V—VI steht auf $+63,5$ mm; er wird die Lage $+65$ mm einnehmen. Daher heben wir Achse V um $\frac{65-63,5}{2} = 0,75$ mm und senken VI um

$0,75 \cdot \frac{l_6}{l_5}$ mm; so erhalten wir die Achslage nach der vorläufigen Senkung in Zeile 9, die Restsenkungsbeträge h'' in Zeile 11.

Durch diesen ersten Teil der Untersuchung erhält man gleichzeitig die Anzahl der bei der Einstellung auf dem Ablaufberg voneinander unabhängigen Stützpunkte. Diese, sowie h'' bestimmen die Vorgänge bei der weiteren, mit Stützdruckänderungen verbundenen Absenkung.

Zusammenstellung 1.

Achse	VI	V	IV	III	II/I
A. Vollständiger Höhenausgleich durch die Ausgleichhebel:					
1. Höhenverschiebungen der Achsen h	-93	-13	± 0	-13	-68 mm
2. Rahmenlage nach vollst. Höhenausgleich d. d. Ausgleichhebel s	-9,7	-29,3	-41,2	-53,0	-68 "
3. Relative Achslage dabei . a	-83,3	+16,3	+41,2	+40,0	± 0 "
4. Ausschläge d. Federenden bzw. Ausgleichhebel . . . f					
nach unten	166,6	151,4	91,6	0	"
" oben	0	184	174	80	"
5. Ausschlagbegrenzung nach oben	-	65	60	60	"
B. Einstellung in dem Augenblick, in dem Hebel IV—V 60 mm Ausschlag zurückgelegt hat:					
6. Ausschläge der Feder- und Hebelenden nach oben . . f'	-	63,5	60,0	27,6	mm
7. Rahmenlage s'	-3,3	-10,1	-14,2	-18,3	-23,4 "
8. Achslage h'	-32,1	-4,5	± 0	-4,5	-23,4 "
C. Verschiebung bis zum Anschlage von Hebel V—VI:					
9. a) Zusätzliche Verschiebung der Achsen	-0,7	+0,8	± 0	+0	± 0 mm
b) Endgültige Achslage . h'	-32,8	-3,7	± 0	-4,5	-23,4 "
10. Erforderliche " . h	-93	-13	± 0	-13	-68 "
11. Restbeträge der Höhenverschiebung (bei Formänderung der Federn) . . h''	-60,2	-9,3	-4,25	-8,5	-44,6 "
D. Verschiebung infolge Formänderung der Tragfedern:					
12. a) Federstärke δ	300	300	600	400	kg/mm
b) Verhältniszahl α	1	1	2	1,333	
13. Entlastung entsprechend d. Senkungsbeträge . . . δ h''	-18060	-2790	-2550	-17840	kg
14. Hervorgerufene Belastungsänderung durch					
Entlastung I—II a_1 bis a_4	-3575	+630	+9000	+11785	kg
" III—IV b_1 " b_4	+270	+400	+1025	+855	"
" V c_1 " c_4	+1060	+735	+870	+125	"
" VI d_1 " d_4	+12130	+6870	+3885	-4825	"
15. Resultierende Achsdruckänderung	-8175	+5845	+12230	-9900	"
16. Federdurch- bzw. -aufbiegung	+27,2	-19,5	-20,4	+24,7	mm
17. Rahmenbewegung (zu Abschnitt D) Zeile 11 + Zeile 16	-33,0	-28,8	-24,7	-19,9	"
18. Rahmenbewegung (zu Abschnitt B) Zeile 7 . . .	-3,3	-10,1	-16,3	-23,4	"
19. Resultierende Rahmenbewegung Zeile 17 + Zeile 18	-36,3	-38,9	-40,9	-43,3	"
20. Verteilung der Belastungsänderung auf die Einzelachsen der Gruppen . .	-	-	5690	6540	kg
21. Federdurchbiegung der einzelnen Federn	-	-	19,0	21,8	mm

b) Vereinfachtes Verfahren zur Berücksichtigung der Ausschläge der Ausgleichhebel.

Bevor die elastischen Formänderungen der Tragfedern behandelt werden, muß noch eine Vereinfachung des vorstehenden Rechnungsganges erwähnt werden. Die Bezeichnungen sind dieselben wie unter a) jedoch ist für h' und h'' i' und i'' eingesetzt, da sich hier zahlenmäßig andere Werte ergeben; doch ist wieder $h = i' + i''$. Das vereinfachte Verfahren ist dann anwendbar, wenn man die zum Anschlag kommenden Ausgleichhebel schätzungsweise bestimmt. Hätten wir in unserem

Beispiel das Anschlagen der Hebel IV—V und V—VI richtig vermutet, so könnte man die freien Absenkungen i' der Achsen III bis VI wie folgt bestimmen (s. Taf. 15).

Hebt sich das Vorderende des Winkelausgleichhebels um 65 mm, so sinkt die vordere Federspannschraube der Achse VI um $65 \cdot \frac{535}{481,5} \cdot \frac{305}{375} = 58,8$ mm und Achse VI kann um $i_6' = \frac{58,8}{2} = 29,4$ mm frei sinken.

$$i_6' = 29,4 \text{ mm.}$$

Achse V: Bei Achse V hebt sich die hintere Federspannschraube um 65 mm, der Ausgleichhebel IV—V schlägt vorn nach Hebung um 60 mm an; die vordere Federspannschraube V sinkt damit um $60 \cdot \frac{511,5}{588,5} = 52,3$ mm. Der Federmittelpunkt liegt damit auf $\frac{65 + (-52,3)}{2} = +6,4$ mm. Die freie Senkung beträgt also $= -6,4$ mm, d. h. infolge der Schiefstellung der Ausgleichhebel müßte bei unverändertem Federdruck die Achse 6,4 mm höher stehen wie vorher. Da

$$i_5 = -13 \text{ mm} \quad \text{und} \quad i_5' = +6,4 \text{ mm}$$

$$\text{so ist } i_5'' = -13 - 6,4 = -19,4 \text{ mm.}$$

Achse III—IV: Zwischen den Achsen III und IV bleibt der Ausgleichhebel wirksam. Die hintere Federspannschraube IV hebt sich um 60 mm. Würde dieser Betrag allein auf Achse IV entfallen, so wäre $i_4' = \frac{60}{2} = +30$ mm; würde er von Achse III aufgenommen, so wäre $i_3' = \frac{60 \cdot 511,5}{2 \cdot 588,5} = 26,2$ mm.

Da beide Achsen als eine Stütze wirken, so ist tatsächlich $i_{3-4}' = \frac{30 + 26,2}{4} = +14,05$ rund 14,1 mm damit $i_{3-4}'' = -6,5 - 14,1 = -20,6$ mm.

Die Beträge i'' entfallen wie die Beträge h'' auf die Formänderung der Federn. Das Endergebnis der Rechnung ist, obgleich

$$i' \neq h' \quad i'' \neq h'' \quad (\text{jedoch } i' + i'' = h' + h'')$$

praktisch dasselbe. Der Unterschied rührt davon her, daß das vereinfachte Verfahren voraussetzt, daß der Rahmen seine wagrechte Lage beibehält. Der Einfluß dieser Ungenauigkeit ist jedoch selbst bei ziemlich schief liegendem Rahmen so klein, daß das vereinfachte Verfahren überall dort verwendet werden kann, wo man sich bezüglich der Anschlagpunkte im klaren ist. So belief sich in einem Fall die Abweichung in den Stützdruckänderungen bei einer Rahmenschiefelage von rund 45 mm auf die ganze Länge auf noch nicht 100 kg. In allen zweifelhaften Fällen empfiehlt sich jedoch der Rechnungsgang nach B a), bei dem die Anschlagpunkte zwangsläufig erscheinen; man muß sonst bei falschen Schätzungen die elastischen Formänderungen mehrmals nachrechnen.

c) Rahmeneinstellung bei elastischer Formänderung der Tragfedern.

Die statisch unbestimmte Aufgabe, die durch Höhenänderungen von Stützpunkten eintretenden Stützdruckänderungen und Rahmenverschiebungen zu bestimmen, kann auf verschiedene Weise gelöst werden; das Problem ist mehrfach in der Literatur behandelt worden, jedoch meist mit dem Zweck, das Einregeln der Schienendrucke zu erleichtern. Es ist hier zu nennen Dr. Ing. Lindemann, Glasers Annalen, 1904, II, S. 227, Prof. Denecke, Glasers Annalen 1906, II, S. 141, Jrotschek, Glasers Annalen 1920, I, S. 25. Es kommt stets darauf hinaus, die sogenannten Einflußlinien der Stützdrücke zu bestimmen, deren Ordinaten angeben, welche Stützdruckänderungen bei

den einzelnen Stützen eintreten, wenn eine Stütze be- oder entlastet wird. Wir können für unseren Zweck uns der Einflußlinien darum bedienen, weil die Höhenänderung einer Stütze einer entsprechenden Be- oder Entlastung gleichwertig ist. Obgleich beide Rechnungsverfahren, das Lindemann-Deneckesche und das Jrotscheksche, dieselben Einflußlinien ergeben, soll hier der Rechnungsgang nach Denecke kurz angeführt werden. Begründet ist die Wahl dadurch, daß bei diesem die Analogie der Anwendung bei verschiedenen Stützzahlen sich fast von selbst ergibt und dadurch besonders bei einer hier oft vorkommenden größeren Stützzahl die Ermittlung der Einflußlinien erleichtert wird. Nach der allgemeinen Ableitung folgt wieder die Anwendung auf das Beispiel.

Das angeführte Verfahren ergibt sich nach folgendem Gedankengang: Man bezeichnet als Schwerpunkt die Federanordnung den Punkt, dessen Belastung ein gleichmäßiges Absinken aller Stützen, also paralleles Sinken des Rahmens verursacht. Dies ist zugleich der Punkt, um den sich der Rahmen bei Einwirkung eines reinen Momentes dreht (Abb. 4). Bei Belastung des Rahmens auferhalb des Schwerpunktes der Federanordnung lagern sich Belastungs- und Momententwicklung übereinander. Es muß hervorgehoben werden, daß der Schwerpunkt der Federanordnung mit dem Massenschwerpunkt nicht identisch ist.

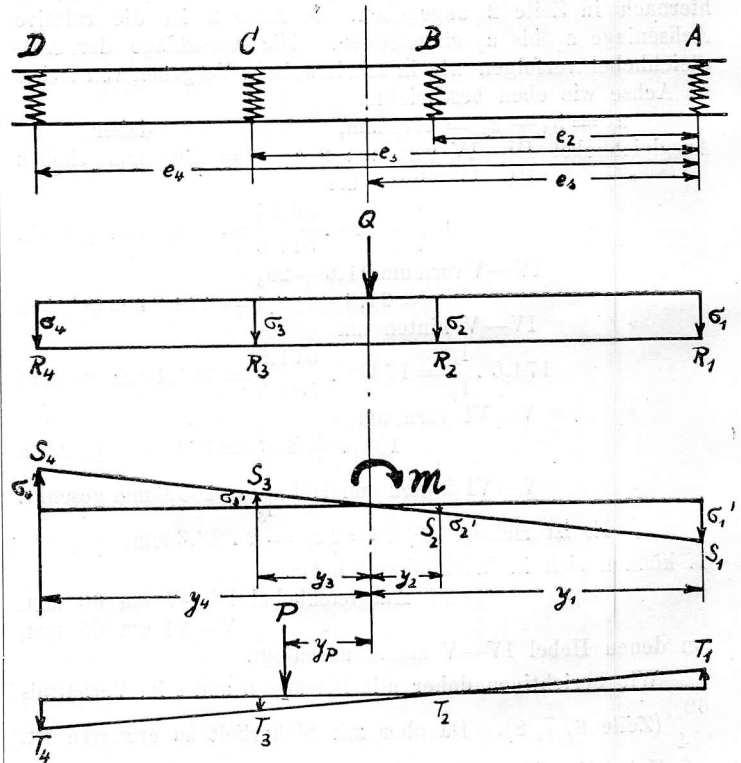


Abb. 4.

Es werden bezeichnet mit (vergl. Abb. 4)
 R, S, T die Stützdrücke in kg,
 σ die Rahmenverschiebungen in mm,
 δ die Federstärke in kg/mm.

(Bei einer durch Ausgleichhebel verbundenen Achsgruppe, die als eine Stütze wirkt, ist für δ nach der Zahl an Achsen 2δ , 3δ usw. zu setzen, wenn δ die Federstärke der einzelnen Federn ist.)

e die Stützenabstände von der ersten Stütze (A) in m,
 y die Stützenabstände vom Schwerpunkt der Federanordnung in m,
 e_s der Abstand des Schwerpunktes der Federanordnung von der ersten Stütze (A) . . . in m.

Schwerpunkt der Federanordnung:
Belastung Q in diesem Punkte ruft gleichmäßige Senkung des Rahmens hervor: $\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_3 = \sigma_4 = \sigma$.

Ferner ist: $Q = R_1 + R_2 + R_3 + R_4$
 $= \sigma_1 \delta_1 + \sigma_2 \delta_2 + \sigma_3 \delta_3 + \sigma_4 \delta_4 = \sigma \cdot \Sigma \delta$
 $\sigma = \frac{Q}{\Sigma \delta}$

damit $R_1 = \frac{Q}{\Sigma \delta} \delta_1$ $R_2 = \frac{Q}{\Sigma \delta} \cdot \delta_2$ usw.

Weiter ist: $Q \cdot e_s = R_2 \cdot e_2 + R_3 \cdot e_3 + R_4 \cdot e_4$ (bezüglich Stütze A)

$e_s \cdot \sigma \cdot \Sigma \delta = \sigma (\delta_2 e_2 + \delta_3 e_3 + \delta_4 e_4)$
 $e_s = \frac{\Sigma (\delta \cdot e)}{\Sigma \delta}$

Einwirkung eines reinen Momentes M:

$M = S_1 \cdot y_1 + S_2 \cdot y_2 + S_3 \cdot y_3 + S_4 \cdot y_4$
 $= \sigma_1' \delta_1 y_1 + \sigma_2' \delta_2 y_2 + \sigma_3' \delta_3 y_3 + \sigma_4' \delta_4 y_4$

Ferner $\frac{\sigma_1'}{y_1} = \frac{\sigma_2'}{y_2} = \frac{\sigma_3'}{y_3} = \frac{\sigma_4'}{y_4}$

Dann ist $M = \frac{\sigma_1'}{y_1} (\delta_1 y_2^2 + \delta_2 y_2^2 + \delta_3 y_3^2 + \delta_4 y_4^2)$
 $= \frac{\sigma_1'}{y_1} \Sigma (\delta \cdot y^2)$

Daher $\sigma_1' = \frac{M \cdot y_1}{\Sigma (\delta \cdot y^2)}$; da $S_1 = \sigma_1' \cdot \delta_1$

folgt: $S_1 = \frac{M \cdot y_1 \cdot \delta_1}{\Sigma (\delta \cdot y^2)}$

entsprechend $S_2 = \frac{M \cdot y_2 \cdot \delta_2}{\Sigma (\delta \cdot y^2)}$ usw.

Dafs der Rahmendrehpunkt bei Einwirkung eines reinen Momentes mit dem Schwerpunkt der Federanordnung zusammenfällt, ergibt sich leicht aus folgendem:

Da nur ein Moment wirkt, ist $\Sigma S = 0$, daher auch $\Sigma (y \cdot \delta) = 0$.

Für eine beliebige Stütze im Abstand e ist

$$\begin{aligned} \Sigma [(y_1 - e) \delta] &= 0 \\ \Sigma [y_1 \cdot \delta] &= \Sigma (e \delta) \\ y_1 &= \frac{\Sigma e \delta}{\Sigma \delta} \end{aligned}$$

also gleich e_s , wie behauptet.

Belastung P des Rahmens in einem beliebigen Punkt:

y_P = Abstand des Belastungspunktes vom Schwerpunkt der Federanordnung.

In diesem Falle ist reine Belastung und reine Momentwirkung vereinigt, wobei

$Q = P$
 $M = P \cdot y_P$

Die Stützdrucke T setzen sich daher aus zwei Anteilen zusammen:

$T = T' + T''$, wobei
 $T' = P \cdot \frac{\delta}{\Sigma \delta}$

und $T'' = \frac{P \cdot y_P}{\Sigma (\delta y^2)} \cdot y \cdot \delta$

Führt man für die Federstärken statt der Absolutwerte δ (Verhältniszahlen a ein, derart, dafs $\delta_1 = a_1 \cdot \delta$, $\delta_2 = a_2 \cdot \delta$ usw. δ = meist vorkommende Federstärke), so ergeben sich die Stützdrucke zu

$T_1 = P \cdot \frac{a_1}{\Sigma a} + \frac{P \cdot y_P}{\Sigma (a y^2)} \cdot y_1 \cdot a$
 $T_2 = P \cdot \frac{a_2}{\Sigma a} + \frac{P \cdot y_P}{\Sigma a y^2} \cdot y_2 \cdot a_2$ usw.

Die bereits erwähnten Einflußlinien (Beispiel Abb. 5) geben den Einfluß der Be- bzw. Entlastung einer Stütze auf die Stützdrucke bei allen Stützen an. Die Ordinaten beziehen sich auf 1 t Belastungsänderung; der Hebelarm der Momentwirkung ist gleich dem Betrag y der Stütze, deren Last geändert wird.

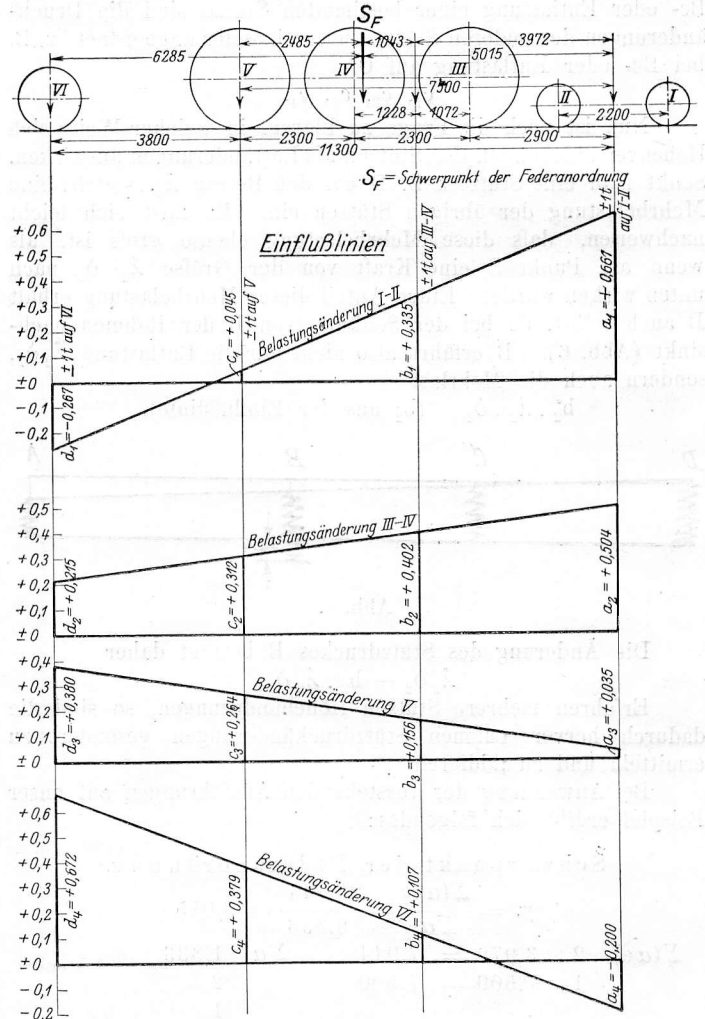


Abb. 5.

Es ist also $P = 1 \text{ t}$, $y_P = y$.

Daher ist

Stützdruckänderung bei A, herrührend von Last 1 t auf A:

$a_1 = \frac{a_1}{\Sigma a} + \frac{y_1}{\Sigma (a y^2)} \cdot y_1 a_1$;

Stützdruckänderung bei B, herrührend von Last 1 t auf A:

$a_2 = \frac{a_2}{\Sigma a} + \frac{y_1}{\Sigma (a y^2)} \cdot y_2 a_2$.

$a_3 = \dots \dots \dots a_4 = \dots \dots \dots$

Die Summe aller Stützdruckänderungen muß gleich der Mehrbelastung sein:

$a_1 + a_2 + a_3 + a_4 = 1 \text{ t}$ (Kontrolle).

Entsprechend

Stützdruckänderung bei A, herrührend von Mehrlast 1 t auf B:

$b_1 = \frac{a_1}{\Sigma a} + \frac{y_2}{\Sigma (a y^2)} \cdot y_1 a_1$;

Stützdruckänderung bei B, herrührend von Mehrlast 1 t auf B:

$b_2 = \frac{a_2}{\Sigma a} + \frac{y_2}{\Sigma (a y^2)} \cdot y_2 a_2$.

Weiter ebenso $b_3 = \dots \dots \dots b_4 = \dots \dots \dots$
 c_1 bis c_4 und d_1 bis d_4 .

Kontrolle durch

$\Sigma b = 1$, $\Sigma c = 1$, $\Sigma d = 1$

Mit den Beträgen a, b, c, d können die Einflußlinien aufgezeichnet werden (Beispiel Abb. 5). Die zusammen aufgetragenen Werte a₁, b₁, c₁, d₁ ergeben eine Gerade, die bei Druckänderung an irgend einer Stütze die hervorgerufene Belastungsänderung einer bestimmten Stütze darstellt. Bei Be- oder Entlastung einer bestimmten Stütze sind die Druckänderungen der anderen Stützen untereinander angeordnet, z. B. bei Be- oder Entlastung auf C

$$c_1, c_2, c_3, c_4.$$

Nun ist noch die Frage zu klären, in welcher Weise sich Höhenverschiebungen der Stützen als Laständerungen auswirken. Senkt man eine Stütze z. B. B um den Betrag λ₂, so tritt eine Mehrbelastung der übrigen Stützen ein. Es läßt sich leicht nachweisen, daß diese Mehrbelastung ebenso groß ist, als wenn am Punkt B eine Kraft von der Größe λ₂ · δ₂ nach unten wirken würde. Einen Anteil dieser Mehrbelastung erhält B auch selbst, da bei der Senkung von B der Rahmen nachsinkt (Abb. 6). B erfährt also nicht nur die Entlastung λ₂ δ₂, sondern auch die Mehrlast

$$b_2 \cdot \lambda_2 \cdot \delta_2 \quad (b_2 \text{ aus der Einflußlinie}).$$

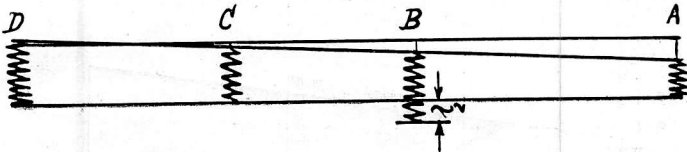


Abb. 6.

Die Änderung des Stützdruckes B beträgt daher

$$\lambda_2 \delta_2 - b_2 \cdot \lambda_2 \delta_2.$$

Erfahren mehrere Stützen Höhenänderungen, so sind die dadurch hervorgerufenen Stützdruckänderungen gesondert zu ermitteln und zu addieren.

Bei Anwendung der vorstehenden Ausführungen auf unser Beispiel ergibt sich folgendes:

Schwerpunkt der Federanordnung.

$$y_1 = \frac{\Sigma(ae)}{\Sigma a} = \frac{26,744}{5,333} = 5,015$$

Σ(ae)	2.	3,972	=	7,944	Σa	1,333
	1.	7,500	=	7,500		2
						1
	1.	11,300	=	11,300		1
				26,744		5,333

$$y_2 = y_1 - e_2 = \begin{matrix} 5,015 \\ -3,972 \\ \hline \end{matrix} = \begin{matrix} 5,015 \\ -7,500 \\ \hline \end{matrix} = \begin{matrix} 5,015 \\ -11,300 \\ \hline \end{matrix}$$

$$y_2 = +1,043 \quad y_3 = -2,485 \quad y_4 = -6,285$$

Ermittlung der Einflußlinien.

Belastung I—II.

$$a_1 = \frac{a_1}{\Sigma a} + \frac{y_1}{\Sigma(a y^2)} \cdot y_1 \cdot a_1$$

Σ(a y ²)	1,333	·	5,015 ²	=	33,53
	2	·	1,043 ²	=	2,18
	1	·	2,485 ²	=	6,18
	1	·	6,285 ²	=	39,50
					81,39

$$\frac{y_1}{\Sigma(a y^2)} = \frac{5,015}{81,39} = 0,0616$$

$$\frac{a_1}{\Sigma a} = \frac{1,333}{5,333} = 0,250$$

$$a_1 = 0,250 + 0,0616 \cdot 5,015 \cdot 1,333 = \underline{\underline{+ 0,661}}$$

$$a_2 = \frac{a_2}{\Sigma a} + \frac{y_1}{\Sigma(a y^2)} \cdot y_2 \cdot a_2 =$$

$$\frac{2}{5,333} + 0,0616 \cdot 1,043 \cdot 2 = \underline{\underline{0,376 + 0,128 = + 0,504}}$$

$$a_3 = \frac{1}{5,333} + 0,0616 \cdot (-2,485) \cdot 1 = 0,188 - 0,153 = \underline{\underline{+ 0,035}}$$

$$a_4 = \frac{1}{5,333} + 0,0616 \cdot (-6,285) \cdot 1 = 0,188 - 0,388 = \underline{\underline{- 0,200}}$$

Kontrolle Σ a₁ bis a₄ = 1,000.

Da die Einflußlinien geradlinig verlaufen, so genügt die Berechnung einer zweiten Ordinate zur Festlegung.

Belastung VI.

$$\delta_1 = \frac{a_1}{\Sigma a} + \frac{y_4}{\Sigma(a y^2)} \cdot y_1 \cdot a_1$$

$$= 0,250 + \frac{-6,285}{81,39} \cdot 5,015 \cdot 1,333$$

$$= 0,250 - 0,0722 \cdot 5,015 \cdot 1,333$$

$$= 0,250 - 0,517 = \underline{\underline{- 0,267}}$$

$$\delta_2 = 0,376 - 0,0722 \cdot 1,043 \cdot 2 = 0,376 - 0,161 = \underline{\underline{+ 0,215}}$$

$$\delta_3 = 0,188 - 0,0722 \cdot (-2,485) \cdot 1$$

$$= 0,188 + 0,192 = \underline{\underline{+ 0,380}}$$

$$\delta_4 = 0,188 - 0,0722 \cdot (-6,285) \cdot 1$$

$$= 0,188 + 0,484 = \underline{\underline{+ 0,672}}$$

Die Einflußlinien sind in Abb. 5 gezeichnet; die Ordinaten b, c ergeben sich aus dem gradlinigen Verlauf.

Der weitere Rechnungsgang ist wieder an Hand der Zusammenstellung 1 zu verfolgen. Aus den Beträgen h'' für die Stützensenkung (Zeile 11) und der Federstärke (Zeile 12) ergeben sich die Entlastungsbeträge für die Senkung jeder einzelnen Stütze (Zeile 13). Nach Maßgabe der Einflußlinien verteilen sich diese als Mehrbelastungen auf alle Stützen (Zeile 14). Z. B. hat die Entlastung von 2790 kg bei Achse V Mehrbelastung bei Achse VI von c₄ · 2790 = 0,379 · 2790 = = + 1060 kg zur Folge usw. Die Summe der Einzelbeträge (Zeile 13 + Zeile 14) ergibt die resultierende Änderung des Achsdruckes (Zeile 15). Hieraus ergibt sich die Federdurch- bzw. aufbiegung (Zeile 16) und die Rahmenbewegung infolge der Formänderung der Tragfedern (Zeile 17). Fügt man hierzu die vorher stattgefundene Verschiebung ohne Achsdruckänderung (Zeile 7), so ergibt sich in Zeile 19 die endgültige neue Rahmenlage. Eine Kontrolle ergibt sich aus der Tatsache, dass die neuen Rahmenpunkte wieder auf einer Geraden liegen müssen.

Mit den ermittelten Angaben kann die Aufzeichnung der Einstellung des Rahmens, der Federn und Ausgleichhebel auf dem Ablaufberg vorgenommen werden. Bei Stützgruppen von mehreren Achsen (III—IV) müssen noch die Belastungsänderungen auf die einzelnen Achsen im Verhältnis der Hebelarme des Ausgleichhebels verteilt werden (Zeile 20, 21). Auf Taf. 15 ist diese Darstellung für die 2 C 1 - h 4 v Schnellzuglokomotive Reihe 02, die 1 E - h 3 Güterzuglokomotive Reihe 44 und 1 E 1 - h 3 Tenderlokomotive Reihe 85, sämtlich Einheitslokomotiven der Deutschen Reichsbahn durchgeführt (für R = 200 m). Die Angaben bei der Reihe 02 weichen ganz geringfügig von den Werten der Zusammenstellung 1 ab, da die Zeichnung Taf. 15 mit Hilfe des oben unter (B. b) aufgeführten vereinfachten Verfahrens aufgestellt wurde. Da man aus der Darstellung auch die Relativverschiebungen zwischen Achsen und Rahmen entnehmen oder errechnen kann, so ist damit eine klare Entscheidung über die angeführten Kennzeichen 1) und 2) der Befahrbarkeit der Ablaufberge möglich. Bei der untersuchten 2 C 1 Lokomotive Reihe 02 treten auf dem Ablaufberg mit 200 m Abrundungshalbmesser keine unanlässigen Entlastungen oder Mehrbelastungen einzelner Achsen auf.

Die Durchführung des Ermittlungsverfahrens ist hier für den Fall gezeigt, daß die Lokomotive auf einer kreisbogenförmigen Abrundung von 200 m Halbmesser steht; da die Ableitung allgemein gegeben wurde, kann man auf dieselbe Weise die Einstellung im hohlen Bogen, auf einem Gleisknick oder im Übergang verschiedener Abrundungs- oder Ausrundungshalbmesser aufzeichnen. Eine gewisse Abweichung der hier theoretisch ermittelten von der wirklichen Rahmeneinstellung wird durch die unbestimmten Einflüsse der Bolzen- und Federblattreibung, der Reibung in den Achslagerführungen usw. hervorgerufen; die erhaltenen Endergebnisse sind daher genauer, als praktisch notwendig ist. Es empfiehlt sich jedoch kaum, aus diesem Grunde bei den Ermittlungen noch weitere Vereinfachungen eintreten zu lassen, da bei den hintereinander erfolgenden Rechnungen die genaue Methode der Wirklichkeit am nächsten kommen wird.— Im Zusammenhang hiermit sei darauf hingewiesen, daß der Einfluß der Schwerkraftkomponente bei Schiefstellung des Lokomotivrahmens unberücksichtigt geblieben ist.

Bei Lokomotiven, die von vornherein 3 oder mehr unabhängige Stützen oder Stützgruppen haben, kann ein ganz allgemein gültiger Untersuchungsgang wie bei 2 Stützen nicht angegeben werden. Es muß hier in sinngemäßer Anwendung der obigen Ausführungen entweder erst ein gewisser Höhenausgleich durch die Ausgleichhebel vorgenommen werden oder es kann gleich mit der Stützensenkung unter Formänderung der Federn begonnen werden, letzteres, wenn anzunehmen ist, daß keine Ausgleichhebel zum Anliegen kommen. Bezüglich des Anliegens von Ausgleichhebeln können Irrtümer vermieden werden, wenn man darauf achtet, daß anschlagende Ausgleichhebel durch die verschiedenen Achsdrücke einseitig belastet sein müssen; denn wenn dies nicht der Fall wäre, würde eben kein Anschlagen eintreten.

d) Ausschläge der Federspannschrauben und Schiefstellung der Drehzapfen.

Zum Schluß sei noch kurz auf die Berücksichtigung der Ausschläge der Federspannschrauben und der Drehzapfenschiefstellung eingegangen.

Die Ausschläge der Federspannschrauben werden auch mit Hilfe der Aufzeichnung Taf. 15 gefunden. Es ist dabei zu beachten, daß die senkrechten Ausschläge meist in anderem Maßstab dargestellt sind als die Achsstände, die Raddurchmesser und mit diesen auch die Längen der Federspannschrauben. In Zusammenstellung 2 ist die Ermittlung bei dem durchgerechneten Beispiel wiedergegeben. Wie in Taf. 15 ersichtlich, kommen hier für die Nachprüfung nur die Achsen V und VI in Frage. Man stellt unter Berücksichtigung der verschiedenen Maßstäbe fest, um welche Beträge sich die Federspannschrauben relativ zum Rahmen verschoben haben (Zeile 5); ferner muß die bei der Einstellung auf dem Ablaufberge bei der betr. Federspannschraube auftretende Relativverschiebung zwischen Rahmen und Schienenoberkante ermittelt werden (Zeile 8). Aus den Rahmenzeichnungen entnimmt man die ursprüngliche Höhenlage der Federspannschrauben (Zeile 9). Dann ergibt sich aus der Höhenverschiebung der Spannschrauben und der Relativverschiebung des Rahmens die auf dem Ablaufberg vorhandene Höhe der Spannschraube über S. O. (Zeile 10). Berücksichtigt man noch die Radreifenabnutzung, so ergeben sich die Werte der Zeile 11.

Bei der behandelten 2 C 1-Schnellzuglokomotive wird die Umgrenzung für die Fahrzeuge (100 mm über S. O.) praktisch

nicht überschritten. Wesentlich ungünstiger liegen die Verhältnisse wegen der kleineren Raddurchmesser bei den Güterzuglokomotiven. Es wird sich hier kaum vermeiden lassen, für den Gipfel des Ablaufberges, zum mindesten bei abgenutzten Radreifen, ein gewisses Hinausragen der Federspannschrauben unter die Umgrenzungslinie für die Fahrzeuge zuzulassen.

Zusammenstellung 2.

Achse	VI	V
1. Ausgleichhebelange unter Rahmenlinie tatsächlich (1:1)	412	213 mm
2. Dasselbe in Zeichnung Taf. 15 (1:25)	16,5	8,5 "
3. Tieflage des Ausgleichhebelauges nach Einstellung auf dem Ablaufberg, abgegriffen aus Taf. 15	31,2	22,3 "
4. Senkrechte Verschiebung des Auges in der Zeichnung (Zeile 2 — Zeile 3)	-14,7	-13,8 "
5. Wirkliche Höhenverschiebung (da Höhen- verschiebungen in Zeichnung im Maßstab 1:4 erscheinen)	-59	-55 "
6. Rahmensenkung in Querebene des Aus- gleichhebelauges (aus Taf. 15)	37	39 "
7. S. O. unter d. d. Scheitelwagerechten in derselben Querebene	85	7 "
8. Rahmenverschiebung gegen S. O.	+48	-32 "
9. Urspr. Höhenlage d. Federspannschraube über S. O.	160	417 "
10. Neue Höhenlage d. Federspannschraube über S. O. bei neuen Radreifen (Zeile 9 + Zeile 8 + Zeile 5)	149	330 "
11. Höhenlage d. Federspannschrauben nach 50 mm Abnutzung der Radreifen	99	280 "

Bezüglich der Drehzapfen ist festzustellen, daß die zwanglos mögliche Neigung der Dreh- und Lenkgestelle gegen den Rahmen von dem Spiel zwischen Drehzapfen, Drehzapfenlager und dessen Führung abhängt und diese größer als die sich aus der Gleislage ergebende Schiefstellung sein muß. Es kann in der Regel unberücksichtigt bleiben, daß der Rahmen in der Einstellung auf dem Ablaufberg meist nicht ganz parallel zu seiner Grundstellung steht. Bei unserem Beispiel ist nach Skizze Abb. 7 das Drehzapfenspiel $133 - 129 = 4$ mm, das Lager-
spiel $2 \times 0,5 = 1$ mm, die geführte Zapfenlänge 180 mm. Die mögliche Neigung des Zapfens gegen den Rahmen ist daher: $(4 + 1) : 180 = 1 : 36$.

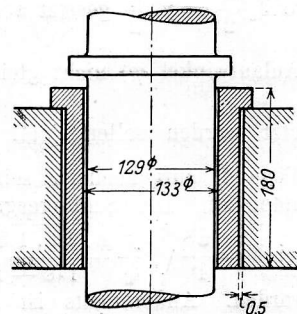


Abb. 7.

Die erste Drehgestellachse liegt 42, die zweite 100 mm unter der Scheitelwagerechten; da der Drehgestellradstand 2200 mm beträgt, so ist Drehgestellneigung tatsächlich

$$(100 - 42) : 2200 = 58 : 2200 = 1 : 38.$$

Damit ist festgestellt, daß das Zapfen- und Lagerspiel eben noch ausreichend für das Befahren eines Ablaufberges von 200 m Halbmesser ist.

Die untersuchte 2 C 1-Schnellzuglokomotive Reihe 02 kann daher auf Ablaufbergen von 200 m Abrundungshalbmesser zugelassen werden.

Zur Dynamik der Gleisfahrzeuge.

Von F. Meineke.

Zu dem unter dem gleichen Titel im Jahrgang 1925 des »Organs«, S. 49 erschienenen Aufsatz gehören noch einige Nachträge und Ergänzungen. Zunächst sind folgende Fehler zu berichtigen.

Druckfehler.

Fett gedruckt sind die Verbesserungen.

Seite 50 Zeile 11 und 12 unten rechts J_z, M_y

» 50 Zeile 10 unten rechts $\omega = \frac{V \cdot s}{1,8 a^2}$

» 51 Gleichung 10 $V = \frac{a^2}{l' \cdot s} \sqrt{\frac{766 (f_y \cdot y : 2)}{M_y \cdot g}}$

» 52 Zeile 16 unten links $p^2 = \frac{4P}{M_z} \left(1 + 3 \frac{a^2}{l'^2}\right)$

» 52 Zeile 15 unten links $m = 1 +$

» 52 Zeile 13 unten links $m = 2,47$ bei $a : l''$

» 52 Zeile 12 unten links $m = 2,92$ bei $a : l''$

» 52 Zeile 9 unten links (II).

» 53 Zeile 19 unten links mm.

Die Geschwindigkeit, mit der ein Fahrzeug in bezug auf das Schlingern sich unbedingt gefahrlos in der Geraden bewegen kann, kurz die Schlingergrenze, war noch für den Fall zu untersuchen, daß das Fahrzeug Laufachsen mit »Rückstellfedern« hat. Diese Bezeichnung der Federn soll beibehalten werden, weil sie sich eingebürgert hat; sie führt aber leicht irre, denn die Achse geht auch ohne die Feder in die Mittellage zurück. Die Feder dient zur elastischen Aufnahme der Arbeit $J_z \frac{\omega^2}{2}$, die in einem Fahrzeug mit dem Trägheitsmoment J_z aufgespeichert ist, das mit der Winkelgeschwindigkeit ω schlingert. Diese Annahme deckt sich mit der früheren, wo $J_z \frac{\omega^2}{2} = y \cdot \frac{f_y}{2}$ gesetzt worden war. Jedoch hätte dann $\operatorname{tg} \varphi$

(Anlaufwinkel φ) nicht gleich $\frac{s}{a^2}$ *, sondern $\operatorname{tg} \varphi = \frac{s + f_y}{a}$ ge-

setzt werden sollen, weil die Arbeit $J_z \frac{\omega^2}{2}$ erst auf dem Wege f_y aufgenommen sein muß, ehe die Schwingung beendet ist. Die Schlingergrenze würde dann gelegen haben

bei $V = \frac{a^2}{l'} \sqrt{\frac{y \cdot g \cdot 12 \cdot 1,8^2 \cdot f_y}{Q \cdot i (s + f_y)}}$; dadurch wäre V vermindert

worden. Andererseits ist aber auch zu beachten, daß die Hinterachse anläuft und ebenfalls an der Aufnahme der Arbeit $J_z \frac{\omega^2}{2}$ beteiligt ist, wodurch V wieder wächst. Da es sich ja überhaupt nur um eine Annäherung handelt, können wir die alte Gleichung (9) bestehen lassen.

Wir hatten $\omega = \frac{2 V \operatorname{tg} \varphi}{3,6 \cdot a}$ gesetzt, was voraussetzt, daß

der Schwerpunkt in der Mitte des Achsstandes liegt. Unsere Betrachtungen beschränken sich also auf Lokomotiven mit symmetrischer Achsanordnung. An Stelle von a setzen wir a_0 nach Abb. 1, in der die Lokomotive in der Stellung des stärksten Ausschlags gezeichnet ist, die wir zulassen wollen. Sie ist dadurch gegeben, daß die Radialachse höchstens senkrecht zur Gleisrichtung steht. Lassen wir stärkere Ausschläge zu, so würde die Laufachse die Lokomotive nach der anderen Schiene hinüberführen und die Schlingerbewegung dauernd

wiederholen. Aus der Gleichung (10) $V = \frac{a^2}{l' \cdot s} \sqrt{\frac{766 (f_y \cdot y/2)}{M_y \cdot g}}$

*) s Spielraum im Gleis, a Achsstand.

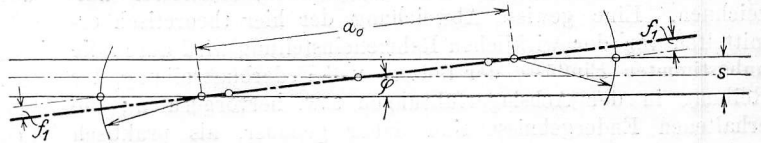


Abb. 1.

Andernfalls haben wir einen gefährlichen labilen Zustand, bei dem der Anlaufwinkel immer mehr wächst, wenn er einen bestimmten Wert überschritten hat. Da a und f einander umgekehrt proportional sind, muß die Federkraft nach einer kubischen Parabel die in Abb. 2 g dargestellt ist, mit dem Ausschlag f wachsen.

Die üblichen Rückstellvorrichtungen entsprechen dem aber nicht aus folgenden Gründen: Auch in der Mittellage ist eine gewisse Rückstellkraft (hier wäre Haltekraft besser) erwünscht, damit die kleinen, von den unausgeglichenen Triebwerksmassen herrührenden Drehschwingungen gedämpft werden. Zweitens wird nach Abb. 2 g die Rückstellkraft bei den großen Ausschlägen des Bogenlaufs zu bedeutend. Da also die ideale Wirkungsweise der Rückstellvorrichtung nicht erreicht werden kann, so ist damit auch bewiesen, daß das Schlingern durch Rückstellvorrichtungen allein nicht vermeidbar ist; man kann aber die Schlingergrenze praktisch hoch genug legen. In Abb. 2 a bis f sind die Wirkungen der üblichen Rückstellvorrichtungen zusammengestellt. y_1 = Rückstellkraft, f = größter Ausschlag, A = Arbeitsfähigkeit ist gestrichelt. Abb. 2 b scheint dem Ideal 2 g sehr nahe zu kommen; jedoch ist A viel zu klein. Man muß beachten, daß beim Schlingern die Ausschläge f nur $\frac{1}{3}$ bis $\frac{1}{5}$ von f_1 betragen. Mit Rücksicht auf die Entgleisungsgefahr und den Bogenlauf, bei dem zur Verschiebung der etwa nicht ganz radial laufenden Achse zur zum Gleis die Kraft $2 Q \mu$ (Q = Raddruck, μ = Reibungsziffer $\approx 0,28$) erforderlich ist, nimmt man $y/Q = 1,0^*$ und daraus auch $\frac{2 Q f + y_1}{Q} \leq 1,0$. Dann wird $y \leq 0,44 Q$. Dieser

Wert sollte bei größtem Ausschlag erreicht werden, damit A recht groß wird. Abb. 2 a ist deshalb die beste Anordnung. In Österreich läßt man die Feder ganz fort und beschränkt sich auf die Fläche I; diese Lokomotiven haben aber so große Achsstände, daß sie der Laufachse zur Führung nicht bedürfen. Im allgemeinen kann im Bogenlauf die Rückstellkraft mit wachsendem Ausschlag zunehmen; eine unveränderliche Rückstellkraft nach Abb. 2 d ist auf jeden Fall verwerflich. Auf die Mitwirkung der Reibung zwischen Federstütze und Achslager sollte man nicht verzichten. Sie liefert einen zur Dämpfung des Schlingerns höchst wertvollen Arbeitsaufwand; man beachte auch den Einfluss der ruhenden Reibung, die eine recht nützliche Haltekraft liefert.

Zur Berechnung gehen wir von der Annahme aus $J_z \frac{\omega^2}{2} = A$,

setzen wie früher $\omega = \frac{2 V \operatorname{tg} \varphi}{3,6 a_0}$ und vernachlässigen die Durch-

biegung der Schiene. Das ist berechtigt, denn während beim steifachsigen Fahrzeug y sehr groß war, ist es hier klein. Die Schiene wird aber wenig beansprucht, so lange die Stellung in Abb. 1 nicht überschritten wird. Die ganze Bewegung des

*) $Y/Q = \frac{\operatorname{tg} \beta - \mu}{1 + \mu \operatorname{tg} \beta} = 1$ für $\mu = 0,28$ und $\beta = 60^\circ$. β ist der Neigungswinkel des Spurkranzkegels.

Fahrzeuges ist dann viel ruhiger, so daß wir annehmen können, daß die Schwingung der Lokomotive sich voll auswirkt und auch die Rückstellvorrichtung der Hinterachse voll wirksam ist. Wird nun wieder $J_z = \frac{My \cdot l'^2}{12}$, so erhalten wir

$\frac{My l'^2}{12} \left(\frac{2Vs}{36a^v} \right) = A$. Nehmen wir weiter nach früherem $My = M : 1,9$ und $M \cdot g = G_d$ ($G_d =$ Dienstgewicht der Lokomotive), so ergibt sich schliesslich

$$V = \frac{a^2}{s l'} \sqrt{\frac{A}{G_d}} \cdot 1,8^2 \cdot 9,81 \cdot 12 \cdot 2 \cdot 1,9 = \frac{38a^2}{s l'} \sqrt{\frac{A}{G_d}} \quad (12)$$

Der Begriff der »geführten Länge« wird vielfach im Lokomotivbau als Anhaltspunkt für die Sicherheit der Führung gebraucht; man verstand darunter z. B. den Abstand des Drehgestellzapfens von der Hinterachse, wenn sie fest gelagert ist. Unsicher wurde man, sobald hinten eine Laufachse lief.

die T 9 TL und die G 5 GL, aufgeführt, deren Schlingergrenzen auch gut zu passen scheinen. Man gewinnt leicht den Eindruck, als ob man durch sorgfältige Bemessung der Rückstellvorrichtung die Schlingergrenze wesentlich höher als bisher legen könne und dadurch das teure Krauss-Drehgestell häufig vermeiden könne.

Der Achsstand der Güterwagen wird nach der Bedingung bestimmt, daß die Beanspruchung des Längsträgers möglichst gering werde. Das Verhältnis Radstand zu Kastenlänge $a:l$ wäre bei gleichförmig verteilter Last gleich 0,6. Durch das Gewicht der Stirnwand und der Zug- und Stoßvorrichtung und infolge des Einflusses der Bremskräfte wird $a:l > 0,6$. Eine Berechnung findet sich in Kreissigs »Theoretisches aus dem Waggonbau«. Den Radstand schnellfahrender Wagen bestimmt man aus der im ersten Teil dieses Aufsatzes entwickelten Gleichung (9) für die Schlingergrenze. Eine dritte Beziehung kann gefunden werden aus der Bedingung, daß das Nicken

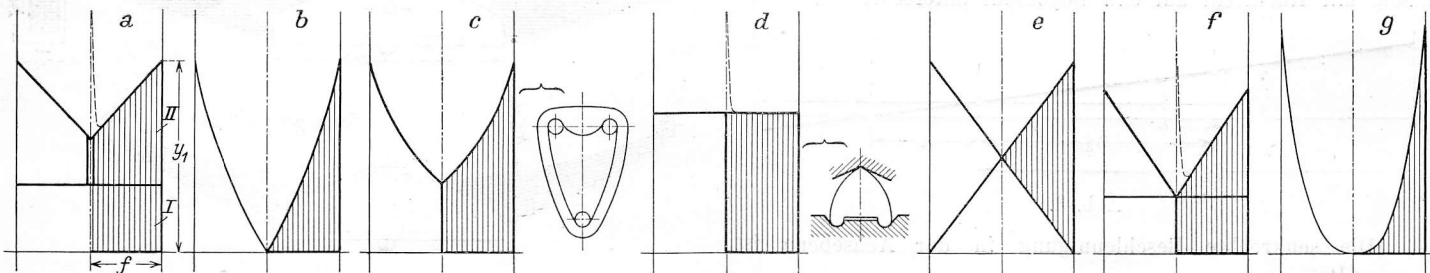


Abb. 2. Arbeitsdiagramme verschiedener Rückstellvorrichtungen.

- a) I. Reibung der Federstütze auf dem Achslager. Die Spitze zeigt den Einfluss der ruhenden Reibung. II. Wirkung vorgespannter Rückstellfedern. b) Schräge und senkrechte Wiegenpendel. c) Dreieckpendel. d) Dreieckpendel mit konstanter Rückstellkraft, Keilflächen; hier gilt die Spitze. e) Gegeneinander gespannte Rückstellfedern mit reibungslosen Pendelstützen. f) Desgleichen mit Gleitstützen. g) Arbeitsfähigkeit wächst mit der vierten Potenz des Ausschlags; Rückstellkraft anfangs zu klein, am Ende zu groß.
 $f =$ Ausschlag, $y_1 =$ grösste Rückfallkraft.

Die »geführte Länge« braucht man nun nicht mehr, weil Gl. (12) uns eine bestimmte Grenze gibt. Man kann aber auch Gl. (12) benutzen, um in Verbindung mit Gl. (8) und (9) aus V einen fiktiven Achsstand a_f zu berechnen, der das Fahrzeug genau so gut führen würde. Diesen Radstand a_f könnte man als »geführte Länge« bezeichnen. Fahrzeuge mit amerikanischen oder Krause-Helmholtz-Gestellen brauchen auf Schlingern nicht untersucht zu werden, weil die Laufachse ja niemals das Fahrzeug nach der anderen nicht angelaufenen Schiene führen kann.

In der Zahlentafel 1 sind als Beispiel die Schlingergrenzen einiger Lokomotiven angeführt*). Die T 5 war wegen ihres schlechten Laufes bekannt; durch Feststellen einer Laufachse oder noch besser durch Einsetzen härterer Rückstellfedern hätte man ihren Lauf viel verbessern können. Wie bei den steifachsigen Lokomotiven gibt auch hier die Schlingergrenze Werte, die etwas unter der praktisch als zulässig erprobten liegt. Schliesslich sind noch zwei unsymmetrische Lokomotiven,

*) Der Reibungswert zwischen Achslager und Federstütze wurde zu 0,1 angenommen.

des Wagens den Reisenden möglichst wenig ermüden soll. Die Ermüdung rührt daher, daß der menschliche Körper unbewusst eine Muskeltätigkeit ausübt, wenn er durch eine Beschleunigung in seiner Gleichgewichtslage gestört ist. Die Ermüdung hängt also nur von den Beschleunigungen ab, und nicht von der Grösse oder der Geschwindigkeit des Ausschlags.

Rollt ein Rad über eine Gleisunebenheit, so wird dem Wagenkasten, in der Achsenebene gemessen, eine Beschleunigung p erteilt. Ist der Achsstand kurz, so wird diese Beschleunigung am Wagenende stark vergrößert empfunden. Ist der Achsstand sehr lang, im äussersten Falle $a=l$, so wird ein am Wagenende sitzender Mensch die Beschleunigung p empfinden. Die Beschleunigung p , die sich aus einer linearen und einer Winkelbeschleunigung zusammensetzt, ist aber bei grossem Achsstand grösser als bei kleinem, wie im ersten Teil des Aufsatzes gezeigt war. Das läßt vermuten, daß bei einem bestimmten Achsstand a die Beschleunigung am Wagenende am geringsten sein wird.

Nach früherem ist $m = \frac{M_2}{M_z}$. M_2 ist die Masse des Wagenkastens. Wirkt p im Schwerpunkt, so verschiebt sie sich um

Zahlentafel 1.

Bezeichnung der Lokomotiven	Ganzer Achsstand	Fester Achsstand	a_0	l'	Ausschlag der Laufachsen	Arbeitsfähigkeit der Rückstellvorrichtungen	Dienstgewicht	Schlingergrenze	Geführte Länge
	m	m			f_1	A		V	a_f
			m	m	mm	m/kg	t	$km/Std.$	m
1 B 1 Tender-Lok. T 5 Preussen	6,8	2,0	3,4	9,2	12,5	33	52,5	48	4,5
1 C 1 „ VI b Baden	8,4	3,4	4,7	9,5	9,0	25	63	70	5,5
1 D 1 „ T 14 Preussen	9,3	4,5	5,3	12,3	6,0	36	101	65	6,0
C 1 „ T 9 „	6,1	3,7	4,3	9,0	10,0	19,7	53	60	4,9
1 C Güter-Lok. G 5 „	6,3	4,0	4,05	7,4	15,0	16,2	49	61	4,5

das Maß 1; p greift aber in der Achsebene an; da hier nur die reduzierte Masse M_2 wirkt, beträgt an dieser Stelle die Verschiebung das Maß m. (Abb. 3). Aus $\frac{a/2 + c}{m} = \frac{a/2}{m - 1}$ folgt $c = \frac{a}{2(m - 1)}$; ferner war $p_2 = m \cdot \frac{\Delta P}{M_2}$, $m = \frac{1 + 3a^2}{l'^2}$, und nach Abb. 3 ist die Beschleunigung $p = p_2 \cdot \frac{l'' + 2c}{a + 2c}$. $m \frac{\Delta P}{M_2} = K \cdot \frac{l'' + 2c}{a + 2c} m$. Nach Vereinigung dieser Gleichungen kann man das Minimum der Funktion $p = f\left(\frac{l''}{a}\right)$ finden; es liegt bei $\frac{l''}{a} = 3$. Das Nicken stört am wenigsten, wenn der Achsstand etwa $\frac{1}{3}$ der Länge l ist. So kurze Achsstände kommen nur bei Straßenbahnwagen vor, ja sie werden sogar häufig mit Rücksicht auf den Bogenlauf unterschritten.

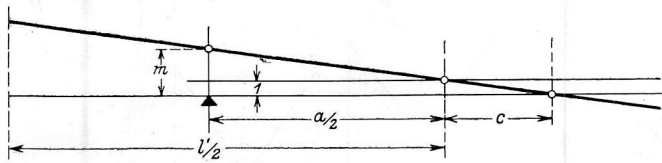


Abb. 3.

Die senkrechte Beschleunigung in der Achsebene ist $p_2 = \frac{\Delta P}{p} \cdot g$ (Abb. 3 auf S. 49, Jahrgang 1925). Damit der

Wagen bei allen Belastungen gleich gut federt, muß $\frac{\Delta P}{p}$ und somit auch $\frac{\Delta f}{f}$ unverändert bleiben. Setzen wir Δf gleich

der Gleisunebenheit h, und nehmen diese zum Zweck des Vergleichs unverändert an, so muß auch Δf unveränderlich sein. Bei der gewöhnlichen Federbauart ist das unmöglich; die Veränderung von f mit p müßte nach einer Linie (Abb. 4) verlaufen, deren Subtangente $s = \text{const.}$ ist. Dies ist eine logarithmische Linie nach der Gleichung $P = P_c \cdot e^{f/s}$;

$$P_c = \frac{P_0}{e^{f_0/s}} = \text{const.} \quad (13)$$

(P_0 = Anfangsbelastung, f_0 = Anfangsdurchbiegung, $e = 2,71828$). Zum Entwurf solcher Federn wählt man zweckmäßig $f_0/s = \infty 2,0$ und s nach den früher angegebenen Werten für f, weil für diese Federn $\frac{\Delta P}{P} = \frac{s}{h}$ ist. Innerhalb enger Belastungsgrenzen ist auch die Schwingungsdauer $T = 2\pi \sqrt{\frac{s}{g}}$ unabhängig von der Belastung des Wagens.

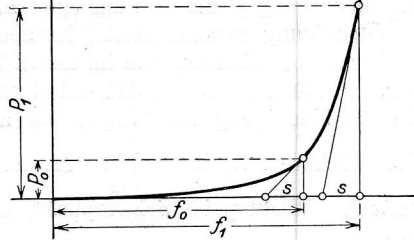


Abb. 4.

Da $\frac{\Delta P}{P}$ unveränderlich ist, kann man diese Federn als solche »gleicher Weichheit« bezeichnen, deren Maßstab s ist. Die »Härte« einer gewöhnlichen Feder wird bekanntlich durch die Federkonstante $c = P : f$ bezeichnet.

Die Durchbiegung einer »Feder gleicher Weichheit« wird nun für die Belastung P_1 nicht mehr berechnet nach $f_1 : f_0 = P_1 : P_0$, sondern es ist $f_1 = s \left(\ln \frac{P_1}{P_0} + \frac{f_0}{s} \right)$. Ein Blick auf die Federungslinie der alten Pufferfeder zeigt, daß sie der Gleichung (13) sehr nahe kommt, was daher rührt, daß sie mit wachsender Zusammendrückung immer mehr Windungen zum Aufsitzen kommen und unwirksam werden. Herr Direktor Kreissig erstrebt das gleiche Ziel durch eine besondere Art der Abstützung des Drehgestellzapfens, die in seinem Buche »Theoretisches aus dem Waggonbau«, 3. Aufl., S. 80, beschrieben ist.

Ohne wesentliche Änderung der Federbauart, läßt sich gleiche Weichheit durch die Bauart nach Abb. 5 erreichen.

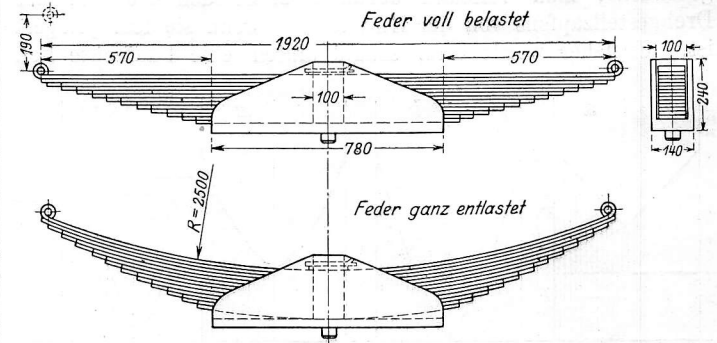


Abb. 5.

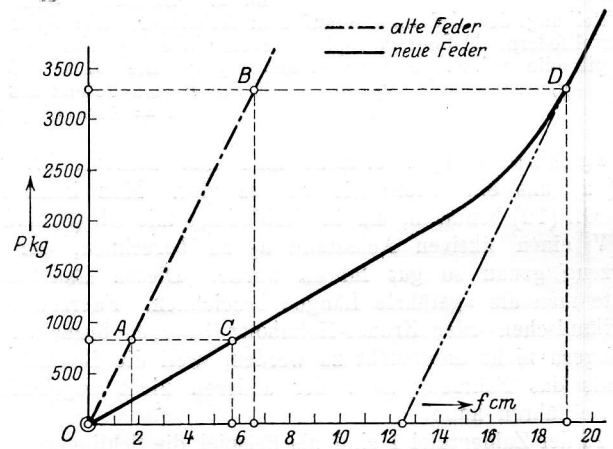


Abb. 5 a. Federdiagramm.

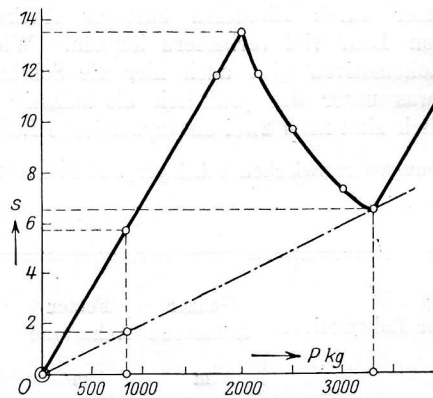


Abb. 5 b. Veränderung der Weichheit „s“ mit der Belastung.

Alte Feder: $l_0 = 570$; $P_0 = 830$ kg; $f_0 = 1,64$ cm = S_0 | $f_1 - f_0 = 4,9$ cm
 $l_1 = 570$; $P_1 = 3300$ „ $f_1 = 6,54$ cm = S_1

Neue Feder: $l_0 = 960$; $P_0 = 830$; $f_0 = 5,74$ cm = $S_0 = 5,74$ cm | $f_1 - f_0 = 13,26$ cm
 $l_1 = 570$; $P_1 = 3300$; $f_1 = 19,0$ cm; $S_1 = 6,54$ cm

Die neue Tragfeder ist länger als die alte; jedoch ist unter voller Last ihre freie (auskragende) Länge so groß wie früher. Da sowohl Blattzahl wie Querschnitt unverändert bleiben, hat die Feder bei Vollast genau die Beanspruchungen und Eigenschaften wie früher. Bei leerem Wagen hebt sich aber die Feder von der Federrast ab, hat nun größere freie Länge und ist dementsprechend weicher. Im vorliegenden Fall ist s nicht ganz unveränderlich, sondern schwankt von $s_0 = 57$ bis $s_1 = 65,4$ mm, wobei aber dazwischen Werte bis 135 mm erreicht werden. Zweckmäßig entwirft man die Feder so, daß sie bei Vollast P_1 gerade ist, weil dann die Federrast leicht hergestellt werden kann. Entlastet sind die Federblätter nach einem Kreis gekrümmt. Bei leerem Wagen, Belastung P_0 , liegt die Feder noch nicht auf der Rast auf. In dem innerhalb der

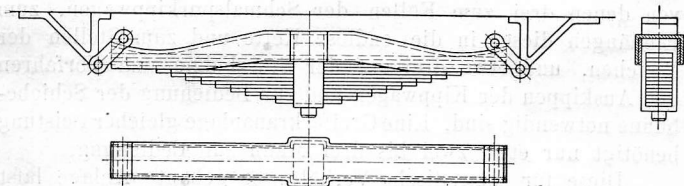


Abb. 5c.

Rast liegenden Teil von 780 mm Länge ist sie dann angenähert nach einer Parabel gebogen, mit zunehmender Last legen sich die Blätter in steigendem Maße auf die Rast auf. Um das Wesen der Feder deutlicher zu zeigen, ist hier das Verhältnis $P_1 : P_0 = 4$ genommen, was einem Güterwagen entsprechen würde, obgleich man hier diese Feder des höheren Preises wegen vielleicht nicht wählen würde. Durch eine Kombination von gewöhnlichen Blattfedern mit Schraubenfedern veränderlichen Querschnittes kann das gleiche Ziel billiger erreicht werden. Die Bauart nach Abb. 5 bis 5b ist noch unvollkommen, aber weicht wenig von der üblichen Bauart ab. Unveränderlichkeit von s kann durch die Bauart Abb. 5c erreicht werden,

bei der die Feder auch gut gegen Witterungseinflüsse geschützt ist.

Federn gleicher Weichheit sind um so nötiger, je mehr ihre Belastung schwankt, also in steigendem Maße in der Reihenfolge: Schlafwagen, D-Wagen, zweiachsige Personenzüge, gedeckte, offene Güterwagen, und schließlich bei Straßenzugfahrzeugen: Personen- und Lastautos. Eine Feder gleicher Weichheit bietet nicht nur angenehmes Fahren, sondern erhöht auch die Sicherheit des Laufes leerer Güterwagen, deren Tragfedern sonst so steif sind, daß sie Gleisunebenheiten nur unter starken Be- und Entlastungen folgen.

Zum Schluß möchte ich hervorheben, daß die theoretischen Betrachtungen auch großen praktischen Nutzen haben. Es ist nicht zu leugnen, daß viele unserer Personenzüge schlecht laufen, und nur dem technischen Unverstand des Publikums ist es zuzuschreiben, daß es schlechten Lauf als selbstverständlich hinnimmt. Wir Ingenieure sollten das nicht tun, und uns lieber schämen, daß wir nach 100jährigem Bestehen der Eisenbahnen noch nicht erforscht haben, was den oft so schlechten Wagenlauf hervorruft. Wir sind auch nicht reich genug, um dem Beispiel der Amerikaner zu folgen, die bei sehr starkem Oberbau Sechssachser mit großem Eigengewicht je Platz benutzen. Wir müssen sparen und mit einfachsten Mitteln das gleiche erreichen. Schon 1912 hat Direktor Nolte in der Moskau-Kasan-Bahn 20 m lange Wagen auf vier freien Lenkachsen laufen lassen und damit 6 t Gewicht gespart. Um das erfolgreich wiederholen zu können, muß man aber die theoretischen Grundlagen kennen und sie durch Versuche nachprüfen. An planmäßigen Versuchen mit den wichtigsten Bauteilen der Personenzüge fehlt es aber noch fast ganz. Wir wissen noch nichts über die wirkliche Eigenreibung der verschiedenen Tragfederbauarten, weder ihre Dämpfung bei allmählicher Entlastung, noch bei Schwingungen. Auch planmäßige Untersuchungen mit auswertbaren Aufzeichnungen über die kurzwelligen (Zittern) und langwelligen (Schlingern und Nicken) Schwingungen des Wagens fehlen uns. Hier liegt eine dankbare und lohnende Aufgabe der Reichsbahn vor.

Kranlose Lokomotiv-Bekohlungsanlagen.

Von Oberingenieur Heinrich Koblenz, Eberswalde.

Hierzu Tafel 16.

Neuzeitliche Lokomotiv-Bekohlungs- und Entschlackungsanlagen, wie sie in »Glaser's Annalen«, Heft 6, vom 15. 3. 25, sowie in der Zeitschrift »Maschinenbau«, Jahrgang 1924, Heft 24, eingehend beschrieben sind, sollen unter weitgehender Ausschaltung der Menschenkraft dazu dienen, die Instandsetzung (Bekohlen, Entschlacken usw.) der Lokomotiven so wirtschaftlich als möglich zu gestalten, da heute mehr denn je das Bestreben, alle Unkosten eines Betriebes auf einen Mindestsatz zu beschränken, zwingende Notwendigkeit ist.

Bei den vorerwähnten neuzeitlichen Anlagen wird die Kohle mit dem maschinell betriebenen Greiferdrehkran aus den Kohlenwagen in das Lager umgeschlagen, beim Bekohlen der Lokomotiven dagegen unmittelbar aus dem Kohlenwagen oder aus dem Lager (Kohlenbansen) in Vorratbunker, oder auch gleich auf den Lokomotivtender befördert. Die Kohle muß also zweimal angefaßt werden und dieser mehrmalige Umschlag beeinträchtigt natürlich den Wirkungsgrad der gesamten Anlage in ungünstigster Weise. Außerdem wird dadurch die Güte der Kohle verschlechtert.

Eigentümlicher Weise bringt die Zufuhr der Kohle in Großraumgüterwagen (Selbstentlader) erfahrungsgemäß keine Verbesserung dieser Verhältnisse. Die Selbstentlader werden auf die im Kohlenbansen angeordnete Pfeilerbahn (Hochbahn) gefahren, also 3 bis 4 m gehoben. Aus dieser Höhe wird die Kohle nunmehr nach Öffnen der Selbstentladerverschlüsse in den Kohlenbansen hinabgestürzt. Der Greiferkran hebt hierauf die Kohle zum zweiten Male auf die gleiche Höhe, d. h. er

fördert sie vom Lager entweder in die Vorratbunker, — von wo sie auf die Lokomotivtender entladen werden, — oder unmittelbar auf den Lokomotivtender selbst.

Dieser wiederholte Kohlenumschlag, und zwar die damit verbundene Energievergeudung und Beeinträchtigung der Güte der Lokomotivkohlen legten den Gedanken nahe, den Weg der Kohle vom Kohlenwagen bis zum Lokomotivtender möglichst abzukürzen. Jedenfalls ging die Maschinendirektion der Königlich Schwedischen Staatsbahn in Malmö von diesem Gedanken aus, als sie zunächst die in den Abb. 1 bis 4, Taf. 16 dargestellte Bekohlungsanlage entwarf.

Bei dieser (nicht ausgeführten) Anlage werden die vollen Kohlenwagen (Selbstentlader) durch den Aufzug auf eine Sturzbühne gehoben. Eine in die Bühne eingebaute Waage stellt das Kohlegewicht fest. Darauf stürzt die Kohle unmittelbar aus den Selbstentladern, nach Öffnen ihrer Verschlüsse, über Schurren in die Lokomotivtender. Das Neuartige der Anlage besteht darin, daß für den Aufzug keine besondere Antriebsmaschine vorgesehen ist. Die Hubkraft wird durch eine Lokomotive erzeugt, die durch ein Zugseil die große Antriebs-trommel a in Drehung versetzt.

Eine einfachere Art des Kohlenumschlages ist wohl kaum denkbar. Weil die tote Last durch Gegengewichte ausgeglichen werden kann, erzielt die Aufzugsanlage einen sehr günstigen Wirkungsgrad. Trotz alledem kam sie der hohen Kosten wegen nicht zur Ausführung.

Ausgeführt wurde die Bekohlungsanlage nach den Plänen Abb. 5 bis 8, Taf. 16*). Die Kohle wird im Staatsbahnhofen, der etwa eine halbe Stunde von der Bekohlungsanlage entfernt ist, in Trichterwagen (Selbstentlader) geladen und in kurzen geschlossenen Kohlenzügen (4 bis 5 Wagen) auf ein vor der Sturzbühne angeordnetes Rampengleis gefahren (Textabb. 1 u. 2). Die Wagen ersetzen dann gewissermaßen an dieser Stelle das fehlende Kohlenlager (Kohlenbansen). Auf beiden Seiten dieses Rampengleises sind Gleise für Schmalspurkippwagen gewöhnlicher Bauart (0,8 t Inhalt) vorgesehen. Das Füllen der Kippwagen erfolgt aus den Trichterwagen bei b (Textabb. 2) durch deren Entladevorrichtung. Durch Gefälle rollen dann die gefüllten Kippwagen in Pfeilrichtung den Aufsenngleisen c einer schiefen Ebene d zu. Hier werden sie durch eine endlose Kette über die schiefe Ebene auf eine Sturzbühne e befördert.

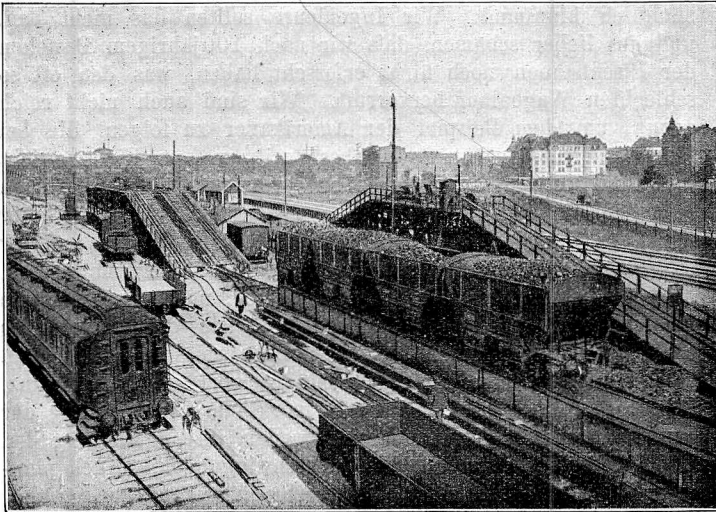


Abb. 1.

Durch Auskippen der Kippwagen auf die Schurren f wird die Kohle unmittelbar auf die Tender der unter der Schurre stehenden Lokomotiven gestürzt. Die entleerten Kippwagen werden nun bis ans Ende der Sturzbühne gefahren und hier mit einer kleinen Schiebebühne g (die gleichzeitig zwei Wagen aufnimmt) nach dem Mittelgleis der Bühne gebracht, auf dem sie die schiefe Ebene gleichfalls an einer endlosen Kette hinabbefördert werden. Durch Gefälle rollen dann die Wagen von selbst in Pfeilrichtung zu den auf dem Rampengleis stehenden Trichterwagen, so daß sie wieder neu beladen werden können. Hieraus ergibt sich für die Kippwagen ein ununterbrochener Kreislauf. Vom Abwiegen der an die Lokomotiven abgegebenen Kohlen wird bei dieser Anlage abgesehen.

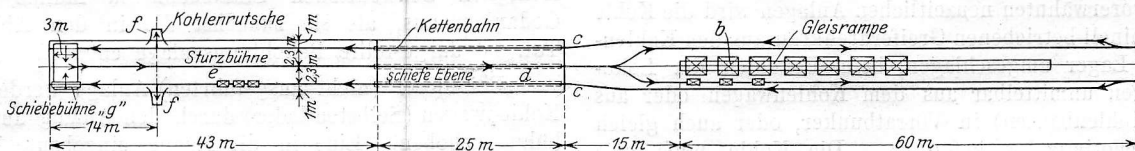


Abb. 2.

Die Sturzbühne ist so groß gehalten, daß eine größere Anzahl der beladenen Kippwagen darauf Platz findet, so daß stets ein gewisser Kohlenvorrat für zu bekohlende Lokomotiven vorhanden ist. Die Tagesleistung der Sturzbühnenanlage beträgt etwa 80 bis 100 t Kohle.

*) Gelegentlich einer Geschäftsreise nach Schweden besichtigte ich die zur Ausführung gelangte Anlage. Ihr Erbauer, Herr Maschinendirektor Carlquist, stellte mir in liebenswürdiger Weise die Zeichnungen und Lichtbilder zur Verfügung und erteilte seine Zustimmung zu deren Veröffentlichung.

Bei der beschriebenen Anlage tritt also an die Stelle des Greiferkranes die schiefe Ebene mit der endlosen Kette zum Befördern der Kippwagen.

Ähnliche Anlagen wurden von den Militär-Eisenbahnformationen im Kriege an verschiedenen Stellen ausgeführt. In Ermangelung von Kohlenkränen wurden schiefe Ebenen gebaut. Eine Lokomotive zog die Schmalspurkippwagen mittels eines Seiles über die schiefe Ebene auf eine Sturzbühne.

Die Anlagekosten sind bei der Sturzbühnenanlage geringer, als bei einer Anlage mit Greiferkran, da das Gerüst der Sturzbühne in diesem Falle aus altbrauchbaren Schienen und sonstigen Altstoffen gefertigt wird. Die Betriebskosten werden bei der Sturzbühnenanlage wegen des größeren Personalbedarfes etwas höher sein, als bei der Greiferkrananlage. Für die Bedienung der Sturzbühnenanlage sind etwa fünf bis sechs Mann erforderlich, von denen drei zum Füllen der Schmalspurkippwagen, zum Einhängen dieser in die endlose Kette und zum Stellen der Weichen, und etwa drei auf der Sturzbühne zum Vorfahren und Auskippen der Kippwagen und zur Bedienung der Schiebebühne notwendig sind. Eine Greiferkrananlage gleicher Leistung benötigt nur etwa zwei bis drei Mann zur Bedienung.

Diese für schwedische Verhältnisse gebaute Anlage läßt sich nicht ohne weiteres auf deutsche Verhältnisse übertragen. Auf die genaue Feststellung der an die einzelnen Lokomotiven abgegebenen Kohlenmengen kann in Deutschland nicht verzichtet werden. Dieser Forderung könnte man jedoch ohne weiteres Rechnung tragen durch Einbauen selbstaufzeichnender Waagen vor den Schüttrutschen. Ebenso könnten an Stelle der Schüttrutschen Großraumbunker treten zur Aufnahme des Nachtbedarfes an Lokomotivkohle zwecks Ersparnis der Nachtschicht.

Vor allem können wir in Deutschland nicht auf das Kohlenlager mit dem entsprechenden Vorrat verzichten. Das Füllen der Schmalspurkippwagen vom Lager macht die ganze Anlage unwirtschaftlich. Ein Kran wäre hierfür kaum zu entbehren.

Wo die Geländebeziehungen des Bahnhofes es gestatten, versucht man jetzt auch in Deutschland, unter möglicher Vereinfachung des Umschlags, und somit unter größter Schonung der Kohle Sturzbühnen für die Bekohlung zu verwenden. So ist beispielsweise bei einem größeren süddeutschen Bahnhof eine Anlage geplant, bei der der gesamte Kohlenlagervorrat in Großraumbunkern gelagert werden soll, die längs einer Pfeilerbahn rechts und links vorgesehen sind. Die Kohle soll von dem auf die Pfeilerbahn hinaufgefahrenen Kohlenzug (Großraumselbstentlader) unmittelbar in die Bunker gestürzt werden, von denen sie nach Bedarf an die Lokomotiven abgegeben werden kann. Zur Feststellung der ausgegebenen Kohlenmenge müßte jeder Bunker auf einer Waage aufgebaut sein. Diese Ausführung verteuert naturgemäß die Anlage und würde außerdem die Bedienung infolge der schwerfälligen Wiegeeinrichtungen

erschweren. Dieser Nachteil gab den Ardeltwerken G. m. b. H. Eberswalde Veranlassung, den gegebenen Gedanken so zu ergänzen, bzw. zu verbessern, daß auch bei einer derartigen Anlage größte Wirtschaftlichkeit gewährleistet wird. Die Ausführungsform ist in Abb. 9, Taf. 16 schematisch dargestellt*).

Unterhalb der Großraumbunker sind ein oder mehrere fahrbare Wiegebunker vorgesehen, deren Laufbahn ebenfalls sich dem Stützgerüst der Pfeilerbahn anschließt. Ein im Bunkergerüst vorgesehener Führerstand nimmt das Wiegestell

*) Von den Ardeltwerken unter Schutz gestellt.

und die Steuereinrichtung für das Fahrwerk auf. Außerdem werden von hier aus die großen Bunkerverschlüsse bedient und das Verstellen der Schurre des Wiegebunkers bewerkstelligt. Der Vorteil einer derartigen Anlage ist in die Augen springend. Die an die Lokomotive abzugebende Kohlenmenge kann im Wiegebunker genau festgestellt werden. Außerdem ist es ohne weiteres möglich, die Kohle durch Entnahme aus verschiedenen Bunkern nach Wunsch zu mischen.

Es bleibt zu untersuchen, wie hoch sich die Kosten einer solchen Anlage stellen, gegenüber einem normalen, üblichen Kohlenlager mit Bekohlungsbrücke, Greiferkran und Zubehör. Es darf aber dabei nicht außer Acht gelassen werden, daß

auch bei einer solchen Normalanlage eine oder mehrere der teuren Pfeilerbahnen je nach der Breite des Kohlenlagers für die Beschickung des Lagers durch Großraumgüterwagen erforderlich sind.

Für die Vergleichung kranloser Bekohlungsanlagen mit Greiferkrananlagen dürften in erster Linie die geforderte Leistung, dann aber auch die Geländeverhältnisse des Lokomotivbahnhofes ausschlaggebend sein. Jedenfalls müssen die für die Ausführung in Frage kommenden Stellen genau und sachlich prüfen, welche Ausführungsform die bessere ist. Sollte dieser kurze Bericht dazu beitragen, eine derartige Prüfung zu erleichtern, dann wäre sein Zweck erfüllt.

Persönliches.

Generaldirektor O e s e r †.

Der Generaldirektor der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft Reichsminister a. D. und Staatsminister Dr. Ing. e. h. Rudolf Oeser ist am 3. Juni 1926 nach längerem schweren Leiden verschieden. Obwohl schon seit längerer Zeit schwer leidend, hat er, mit eiserner Energie der Krankheit trotzend, die verantwortungsvollen Geschäfte des obersten Leiters der D. R. G. geführt und in vorbildlicher Pflichterfüllung selbst noch Einfluß auf die Geschäfte genommen, als er, an Pfingsten von seinem letzten Erholungsurlaub im Süden zurückkehrend, an das Kranklager gefesselt war, von dem er sich nicht mehr erheben sollte.

Oeser wurde am 13. November 1858 zu Coswig in Anhalt geboren und entstammt einer Fabrikantenfamilie. Er studierte in Berlin Philosophie und Nationalökonomie, war zunächst als Redakteur in Süddeutschland tätig und kam dann zur Frankfurter Zeitung, in deren Redaktionskollegium er über 25 Jahre vorzugsweise wirtschaftliche Fragen behandelte und Leiter des politischen Teiles war.

In das preussische Abgeordnetenhaus wurde er gelegentlich einer Nachwahl im Januar 1902 gewählt. Dem Reichstag gehörte er von 1907 bis 1912 an. In beiden Parlamenten sprach er besonders zu wirtschaftlichen und sozialen Fragen, wobei er sich vorzugsweise der Interessen des Kleingewerbes und der mittleren Betriebe annahm. Aufsehen erregte seine Kritik der großen Unternehmerverbände. Auch schriftstellerisch hat er seine Anschauungen auf diesen Gebieten vertreten. Für die Kanalpolitik und für die Vereinheitlichung des Verkehrs trat er in Wort und Schrift sehr frühzeitig ein. Im Abgeordnetenhaus vertrat er seine Fraktion beim Haushalt der Eisenbahnverwaltung.

Am 25. März 1919 wurde Oeser, der während des Krieges die Leitung der Ostseezeitung in Stettin übernommen hatte, von dem Präsidenten der verfassungsgebenden Preussischen Landesversammlung zum Mitgliede des Preussischen Staatsministeriums und Preussischen Minister der öffentlichen Arbeiten berufen. Als große politische Aufgabe hatte er neben dem Wiederaufbau des durch den Krieg geschwächten Eisenbahnwesens den Abschluß des Vertrages, betreffend Übergang der preussischen Staatsbahnen auf das Reich und die Durchführung des Friedensvertrages, soweit die Eisenbahnen in Betracht kamen. Unter seiner entscheidenden Mitwirkung kam das Werk der Verreichlichung der Ländereisenbahnen zustande (Staatsvertrag vom 31. März 1920).

Am 23. April 1921 schied er, nachdem er als letzte Aufgabe noch die Verreichlichung der Wasserstraßen durchgeführt und die Frage des Mittellandkanals wesentlich gefördert hatte, aus dem Amt des Preussischen Ministers der öffentlichen Arbeiten. Er hat in diesem preussischen Amte als tatkräftiger Förderer des Reichsgedankens gewirkt.

Nach vorübergehender Tätigkeit als Landeshauptmann der Provinz Sachsen und als Reichsminister des Innern wurde

Oeser am 13. August 1923 zum Reichsverkehrsminister ernannt, zu einer Zeit, als die Deutsche Reichsbahn infolge des Ruhreinbruchs ihrer schwersten Belastungsprobe ausgesetzt war. Die Finanz- und Tarifverhältnisse der Reichsbahn gestalteten sich infolge der Inflation außerordentlich schwierig; als die Reichsbahn am 15. November 1923 aus dem Zusammenhang mit der Reichsfinanzverwaltung ohne Mitgabe eines Betriebskapitals losgelöst wurde, trat auch die Kreditnot an sie heran. Nur unter den größten Anstrengungen gelang es, dieser wirtschaftlichen Schwierigkeiten Herr zu werden.

Auf dem Gebiete der Wasserstraßenverwaltung, die ebenfalls zum Ressort des Reichsverkehrsministeriums gehört, hat Minister Oeser die Vollendung des Baues des Mittellandkanals, die großen süddeutschen Wasserstraßenpläne sowie die Verbesserung der Seewasserstraßen nach Königsberg, Stettin, Hamburg und Bremen nachdrücklich gefördert.

Durch das Londoner Abkommen ist die Reichsbahn als Mittel zur Lösung des Reparationsproblems herangezogen, indem das Betriebsrecht der neugegründeten »Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft« übertragen wurde, welche die Verzinsung und Tilgung einer Reparationsschuld von 11 Milliarden Goldmark übernehmen mußte. Minister Oeser, der es durch geschickte Vorverhandlungen mit dem Organisationskomitee erreicht hatte, daß das Eigentum an den Reichsbahnen dem Reiche erhalten blieb und daß die neue Gesellschaft trotz ihres Einsatzes für Reparationszwecke einen deutschen Charakter bewahrte, wurde am 27. September 1924 zum Generaldirektor dieser neu errichteten Reichsbahn-Gesellschaft ernannt und infolgedessen von dem Amte als Reichsverkehrsminister enthoben. Nach seiner Ernennung legte der Generaldirektor Oeser, der bisher den Wahlkreis Magdeburg im Preussischen Landtage vertreten hatte, sein demokratisches Landtagsmandat nieder, mit der Begründung, daß die außergewöhnlich große und schwere Aufgabe eine volle Konzentration und ungeteilte Hingabe erfordere.

In praktischer Erfüllung dieser Pflichtauffassung hat Oeser in kurzer Zeit die Deutsche Reichsbahn wieder zu einem gewinnbringenden Unternehmen im Interesse der deutschen Volkswirtschaft gemacht. Es ist ihm gelungen, die durch die Dawes-Gesetze der Reichsbahn auferlegten Lasten herauszuwirtschaften, ohne dabei die deutschen Wirtschaftsinteressen leiden zu lassen. Das war nur durch eine gewaltige Umstellarbeit innerhalb der Reichsbahnverwaltung möglich, wobei schmerzliche Eingriffe unvermeidlich waren, die scharfe Angriffe zur Folge hatten. Am 14. Dezember 1925 ehrte die Technische Hochschule Karlsruhe das verdienstvolle Wirken Oesers durch Verleihung der Würde eines Dr. Ing. e. h.

Unbeirrt hat Oeser sein ganzes Leben hindurch eine gerade klare Linie verfolgt. Sein Name ist unlösbar ruhmvoll mit der deutschen Eisenbahn für alle Zeiten verknüpft.

Bericht über die Fortschritte des Eisenbahnwesens.

Bahnhöfe nebst Ausstattung, Lokomotivbehandlungsanlagen.

Bekohlungswagen der schwedischen Staatsbahnen für regelbare Selbstentladung.

Die schwedischen Staatsbahnen haben im vergangenen Dezember nach mehrjährigen Versuchen Bekohlungswagen für regelbare Selbstentladung in den Dienst gestellt. Die Wagen zeigen zwei verschiedene Bauarten und zwar eine als Trichterwagen, welche Bauart zur Bekohlung der Fährschiffe in Malmö verwendet wird und eine zweite als Sattelwagen zur Lokomotivbekohlung in Malmö, Gotenburg und Nässjö. Beide Wagengattungen haben nach Angaben des Maschinen-

bei anderen Selbstentladevorrichtungen die Bewegung der Klappe durch ein Handrad mit Schneckengetriebe bewirkt wird, was den Nachteil hat, daß der Abschluß infolge der großen Übersetzung der Schnecke zu langsam erfolgt; wird z. B. für ein größeres Kohlenstück geöffnet, so wird bis zum vollständigen Abschluß noch ziemlich viel Kleinkohle durchfallen, daß das Maß schon überschritten sein kann.

Noch vorteilhafter als bei den Sattelwagen mit einer Verschlussklappe ist die Bauart des Verschlusses bei den Trichterwagen. Hier läßt sich durch die Anordnung von zwei drehbaren Klappen eine

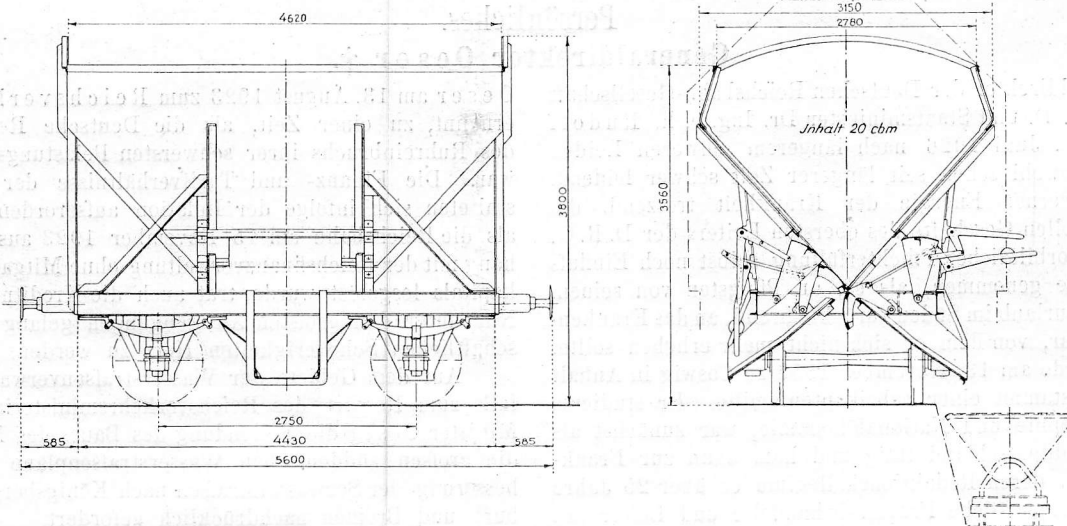


Abb. 1.

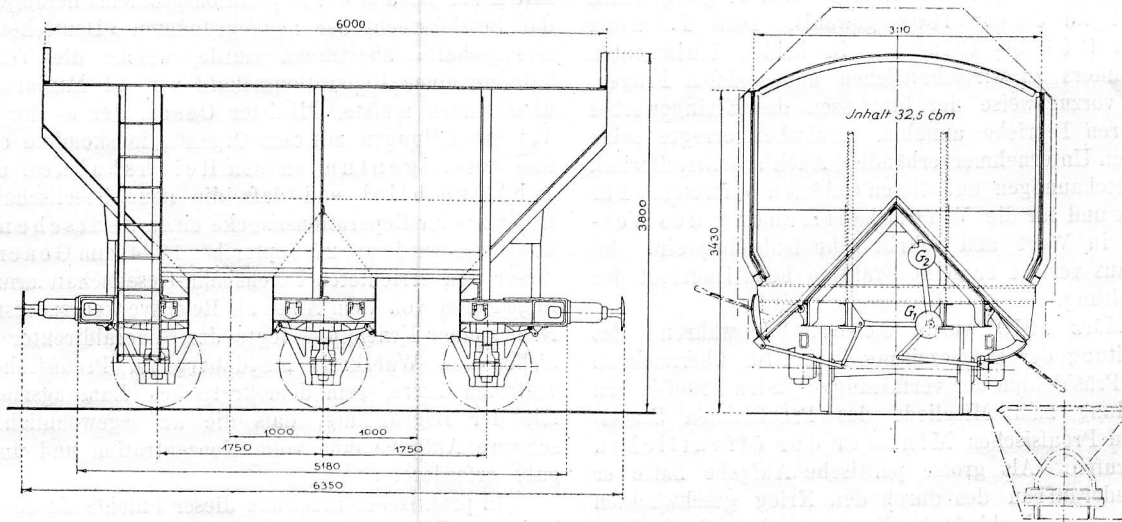


Abb. 2.

direktors Axel Carlquist drehbare Verschlussklappen*) für die Entladeöffnungen, welche durch Handhebel bewegt werden. Die Trichterwagen besitzen zwei drehbare Klappen an jeder Öffnung, die Sattelwagen nur eine solche. Das Hauptaugenmerk ist bei beiden Anordnungen auf eine rasche und vollständige Unterbrechung des Entladevorganges gerichtet, um die Kohlen jeweils in genau regelbarer Menge entnehmen zu können. Zu diesem Zweck ist der Handhebel, mit dem die Klappe bewegt wird, durch geeignete Hebelanordnung mit einem Gegengewicht verbunden, welches durch sein Eigengewicht bei Unterbrechung der Entladung einen raschen und vollständigen Abschluß ohne Kraftaufwand seitens des Bedienungspersonals ermöglicht. Diese Anordnung bedeutet insofern eine Neuerung, als

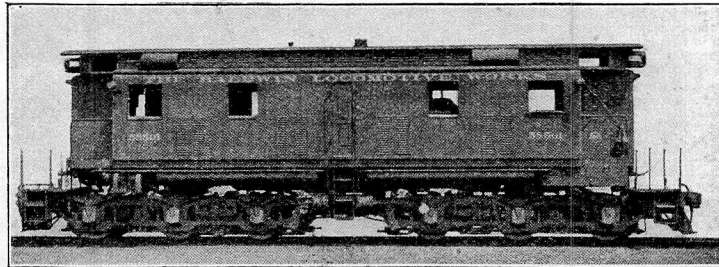
Regelung der Ausströmungsmenge und Geschwindigkeit erzielen, was für eine genau regelbare Entnahme große Vorteile bietet. Auch gestattet eine neuere Ausführung dieser Bauart ein Entladen des ganzen Wagens zwischen die Schienen. Auch hier ist die untere Klappe, welche nach Schließung der oberen Klappe den vollständigen Abschluß herbeiführt, mit einem Gewichtshebel verbunden, welcher eine leichte und rasche Abschlußbewegung ermöglicht. Zwischen der Oberkante der unteren und der Unterkante der oberen Klappe ist ein Luftspalt vorhanden, so daß ein Kohlenstück ausweichen kann ohne sich zu klemmen und ohne den Verschluss zu hindern.

Zum Zwecke der Lokomotivbekohlung werden die Kohlen aus den Sattelwagen von einem 1,1 m erhöhten Gleis aus in Kippwagen von 600 mm Spur und 1 t Fassungsraum umgeladen; diese Kipper werden mittels eines Seilzuges auf eine Brücke (s. Abb. 4) hinaufgeführt, von wo die Kohlen in die Tender abgestürzt werden. Infolge

*) Die Patentrechte für Deutschland sind von der Wumag, Görlitz erworben.

Reibungsgewicht 81,5 t, die ganze Länge 15,9 m und der ganze Radstand 11,68 m. Zur Kraftübertragung dienen vier selbstlüftende Einheits-Bahnmotoren Bauart Westinghouse von je 200 PS; den Strom liefert ein ebenfalls selbst lüftender 750 kW Westinghouse-Gleichstromerzeuger.

Die Lokomotive ruht auf zwei dreiachsigen Drehgestellen mit Barrenrahmen und Aufsenlagern. In jedem Drehgestell treiben zwei Motoren über elastische Kupplungen die beiden äußeren Achsen an. Die Kraftanlage — Dieselmachine mit Stromerzeuger — ruht mit



der Welle in der Längsrichtung der Lokomotive auf zwei Längsträgern aus Stahlguß; diese sind an den Enden ebenfalls durch Stahlgußstücke verbunden, die ihrerseits wieder die Drehzapfen tragen. Die Zug- und Stofskräfte werden, wie dies in Amerika bei den elektrischen Lokomotiven die Regel ist, unmittelbar von einem Drehgestell zum andern übertragen, die Drehzapfen sind hiervon entlastet; merkwürdig ist die Durchbildung der Federung. Bei der Verwendung von Barrenrahmen wäre es das nächstliegende gewesen, die Federn über die Rahmenwangen zu legen. Dabei wäre aber der Aufbau mit der Kraft-

anlage und damit der Schwerpunkt der Lokomotive sehr hoch zu liegen gekommen. Man hat daher die Federn unmittelbar auf die Achsbüchsen gesetzt, und zwar je eine außerhalb und eine innerhalb der Rahmenwangen. Die beiden Federn über jeder Achsbüchse sind dann jeweils durch kurze Quer-Ausgleichhebel verbunden.

Die Zweitakt-Dieselmachine ist nach den Plänen der Knudsen Motor-Gesellschaft in New York gebaut. Sie hat zwölf Zylinder von je 248 mm Durchmesser und 343 mm Hub, die in zwei Gruppen zu je drei Paar in umgekehrter V-Form aufgebaut sind und zwei nebeneinander liegende Wellen mit 450 Umdrehungen in der Minute antreiben. Jedes Zylinderpaar hat ein gemeinsames Kopfstück mit gemeinsamem Brennstoffventil und Verbrennungsraum. Die sechs Brennstoffpumpen werden durch eine Nockenwelle angetrieben. In der Mitte der beiden Zylindergruppen überträgt ein Pfeilrädernetz den Antrieb auf die Welle des Stromerzeugers, die 1200 Umdrehungen in der Minute macht.

Die für die Dieselmachine erforderliche Spülluft wird von einem mit 3600 Umdrehungen laufenden Kreiselgebläse geliefert. Zur Rückkühlung des Zylinder-Kühlwassers dienen zwei Kühler mit künstlichem Zug an den beiden Lokomotivenden. Drei Westinghouse-Kompressoren erzeugen die erforderliche Druckluft; zwei davon sitzen an den Enden der Lokomotive, der dritte in der Mitte über dem Stromerzeuger. Dieser ist mit einem kleinen Vierzylinder-Benzinmotor gekuppelt und liefert im besonderen die zum Anfahren erforderliche Druckluft.

Die Lokomotive ist nach ihrer Fertigstellung im Juni 1925 längere Zeit auf der Reading-Bahn im Güterzug- und Verschiebedienst verwendet worden und soll sich dort gut bewährt haben. Besondere Versuchsfahrten mit genauen Messungen sind indessen mit ihr bisher noch nicht vorgenommen worden. R. D.

Railway Age 1925, 2. Halb., Nr. 15.

Buchbesprechungen.

Robert Garbe, Die zeitgemäße Heißdampflokomotive. 167 Seiten, 116 Textabbildungen und 50 Zahlentafeln. Berlin 1924. Julius Springer. Preis gebunden 14 M.

Das bekannte Garbesche Werk „Die Dampflokomotive der Gegenwart“, welches im Jahr 1920 in zweiter Auflage erschienen ist*), hat durch den rühmlichst bekannten Verfasser eine wertvolle Ergänzung erhalten, betitelt „Die zeitgemäße Heißdampflokomotive“. In diesem Buch legt Garbe, dessen nie ermüdender Tatkraft seiner Zeit die mit vielen Schwierigkeiten verknüpfte Einführung des Heißdampfes im Lokomotivbetrieb zu danken ist, seine Anschauungen über die gegenwärtigen Richtungen der Lokomotivkonstruktion und des Lokomotivbetriebes dar. Die grundlegenden Anschauungen Garbes sind allgemein bekannt. Sein von Anfang an vertretener Standpunkt, daß mäßige Überhitzung nur eine Halbheit sei, wird heute — sehr im Gegensatz zu früheren Zeiten — von der gesamten Fachwelt als richtig erachtet; sein entschiedenes Eintreten für die Zweizylinderlokomotive mit einfacher Dehnung ist von zahlreichen Eisenbahnverwaltungen, die sich früher Jahrzehnte lang als Anhänger der Vierzylinderlokomotive bekannt hatten, für bestimmte Betriebsgebiete als berechtigt anerkannt worden. Kesselseitig tritt Garbe für sehr hohe Rostbelastungen bei der Höchstleistung, für langen und schmalen Rost, für große Feuer-raumtiefe und scharfe Blasrohrwirkung ein, um möglichst hohe Verbrennungstemperatur und damit wirtschaftlichen Lokomotivbetrieb zu erhalten. Seine früher gänzlich ablehnende Haltung gegenüber der breiten Büchse (die selbstverständlich mit genügender Feuer-raumlänge und Tiefe auszuführen ist) und gegenüber dem Barrenrahmen (der sich als sehr zuverlässiges, so gut wie keine Ausbesserungskosten erforderndes Bauglied der Lokomotive erwiesen hat), hat Garbe ein wenig modifiziert. Die Erhöhung des Achsdruckes auf 20 t wird vom Verfasser freudig begrüßt, da sie die Möglichkeit eröffnet, mit einfachen, in der Beschaffung, im Betrieb und in der Unterhaltung billigen Lokomotivformen auszukommen, Garbes Zurückhaltung gegenüber vielfachen Anforderungen der Öffentlichkeit nach erhöhter Reisegeschwindigkeit der Schnellzüge verdient hervorgehoben zu werden; auch kann er sich mit dem unerklärlich großen Umfang der gegenwärtigen Bestrebungen zur Vereinheitlichung des Lokomotivbaues nicht befreunden. In den

*) Organ 1921, S. 41.

beiden letztgenannten Punkten werden ihm sehr viele Recht geben. Garbes Standpunkt ist durchweg sehr entschieden, was im Interesse der Klärung von Streitfragen nur zu begrüßen ist.

Das Garbesche Ergänzungswerk behandelt in sechs Abschnitten: 1. Die Lokomotivbauformen der wichtigsten europäischen Verwaltungen der neuesten Zeit, 2. die Wärmetheorie des Lokomotivkessels nach Morgenroth, ein sehr wertvoller Abschnitt, welcher für die Bestimmung der Lokomotivkesselabmessungen wissenschaftliche Grundlagen zu schaffen sucht, 3. den Verbrennungsvorgang und die Feuerhaltung, wo Garbe seine feuerungstechnischen Betriebs-erfahrungen gibt, 4. den Zusammenhang zwischen Erzeugung, Überhitzung und Verarbeitung des Dampfes in der Lokomotivmaschine auf Grund von Stand- und Fahrversuchen, 5. eine Zusammenfassung der Bau- und Betriebsgrundsätze, wobei alle wichtigen Einzelheiten unter Beigabe von Konstruktionszeichnungen erläutert werden, endlich 6. ein Berechnungsbeispiel, den Entwurf einer verstärkten Ps. Die sechs Abschnitte sind jeder in sich geschlossen abgefaßt, was bei der Tendenz des Werkes und der ungeheuren Menge des verarbeiteten Stoffes sehr zweckmäßig ist. Garbes Sprache ist eindringlich. Das Geleitwort, welches der nunmehr fast 80jährige Verfasser seinem Werk wiederum gegeben hat. „Glaube an die Sache, der du dienst!“ klingt aus jeder Seite wieder. Mögen auch einzelne Fachgenossen der von Garbe vertretenen Richtung in dem einen oder andern Punkt nicht voll beipflichten können, der Gesamtwert des Garbeschen Ergänzungsbandes wird hierdurch nicht beeinflusst. Garbe hat der deutschen Lokomotivtechnik eine hochwertvolle Gabe hinterlassen, für die sie ihm immer dankbar sein wird. Auch diesem Garbeschen Buche ist weiteste Verbreitung sicher. Georg Lotter.

H. Möllering. Hilfsbuch für Telegraphenmechaniker. 2. Auflage. Preis 2,70 M. Verlag Dr. A. Tetzlaff, Berlin-Schöneberg.

Dieser Leitfaden ermittelt die erste Einführung in die physikalischen Grundbegriffe elektrischer Vorgänge und weckt das Verständnis für die den Telegraphenmechaniker täglich beschäftigenden Dinge seines elektrotechnischen Sondergebietes, auf dem heute sogar Umformer und Gleichrichter zu finden sind. Viele klare dem Vorstellungsvermögen des Anfängers angemessene Abbildungen unterstützen die Darlegungen, die recht tief in Wesen und Wirkung der behandelten Gegenstände eindringen. Dr. Ing. Pfaff.