

Die Anpassung der Lokomotiven und Tender an Gleisunebenheiten.

Von Reichsbahnoberrat Dr. Ing. H. Uebelacker.

Im ersten Teil des Aufsatzes (Abschnitt A und B) wird nach einer kurzen Erläuterung des Rechenverfahrens die aus der Federdurchbiegung sich ergebende Einstellung eines Fahrzeugrahmens auf unebener Bahn an einigen Beispielen untersucht. Im zweiten Teil (Abschnitt C) wird untersucht, in wie weit die Fahrzeuge nach ihrer Bauart den aus den Bahnunebenheiten sich ergebenden Anforderungen entsprechen.

Ungenügende Anpassungsfähigkeit bildet eine Entgleisungsursache*).

Die Fahrbahn der Eisenbahnfahrzeuge ist im allgemeinen eine Ebene, die die beiden parallelen Schienenstränge miteinander bilden. Bei Neigungswechseln werden die in einer Kante zusammenstoßenden Ebenen durch einen hohlen oder erhabenen Bogen ausgerundet, so daß das Gleis hier eine nach oben oder unten gewölbte Zylinderfläche darstellt. In Gleisbögen mit Überhöhung gehört die Fahrbahn einem sehr stumpfen Kegelmantel an. Gekrümmte und steigende Gleisstrecken bilden Schraubenflächen. — Im allgemeinen sind diese Flächen auf dem kurzen Stück der Länge eines Fahrzeugs so wenig von einer ebenen Fläche verschieden, daß eine Einwirkung auf die Stellung des Rahmens nicht auftritt. Zu weitgehenden Verformungen der Unterstütsfläche wird zudem durch besondere Bauvorschriften entgegengetreten; so soll in einer gekrümmten Gleisstrecke nicht die Neigung gewechselt werden. — In den Brechpunkten von Ablaufbergen in Verschiebebahnhöfen treten stärkere Beeinflussungen der Fahrzeuge, insbesondere der Lokomotiven, ein. Wittrock hat sie in dem Aufsatz »Die Einstellung des Lokomotivrahmens auf den Ablaufbergen«, S. 198 ff. dieser Zeitschrift, untersucht. Der Einfluß der Kegelfläche in überhöhten Gleisbögen und der zylindrischen Ausrundungsflächen bei Neigungswechseln ist zwar noch merkbar, praktisch aber ohne Belang. Von Bedeutung sind jedoch diejenigen Fälle, in denen die beiden Schienenstränge eine windschiefe Lage zu einander haben, weil hierdurch Änderungen in der Lastverteilung eintreten und die Achsen gezwungen sind, geneigte Stellungen gegenüber dem Rahmen einzunehmen. Wenn beim Entwurf oder dem Zusammenbau der Lokomotiven auf diesen Punkt nicht Rücksicht genommen wird, so können Entgleisungen die Folge sein.

Die beiden Fälle, in denen eine solche windschiefe Lage der Gleisstränge vorhanden ist, sind gegeben 1. bei normalem Zustand des Gleises im Ein- und Auslauf von Krümmungen mit überhöhtem äußeren Strang durch die Überhöhungsrampen, ferner 2. bei mangelhafter Gleislage durch einseitige Einsenkungen des einen Schienenstranges. Beide Fälle sollen im nachfolgenden untersucht werden, wobei in strenger Weise die Wirkung auf die Federn ermittelt wird.

Für die Ermittlung der Stützdrücke eines in mehr als zwei Punkten elastisch unterstützten starren Balkens, als welcher der Lokomotivrahmen anzusehen ist, sind verschiedene Verfahren vorgeschlagen worden. Das nächstliegende, normale Verfahren wäre das, die Lage des Rahmens nach der Aufstützung auf die Federn durch die Senkung σ an irgend einem Punkte und den Drehungswinkel φ um diesen Punkt zu bezeichnen, und die Einsenkungen jeder Feder durch diese beiden Größen und die Federstärke δ auszudrücken. Auch die Hebung oder Senkung eines Stützpunktes läßt sich dabei berücksichtigen. Für die Berechnung der beiden Unbekannten

σ und φ stehen dann die zwei Gleichgewichtsgleichungen paralleler Kräfte in der Ebene zur Verfügung.

Lindemann*) hat den Begriff »des Schwerpunktes der Federanordnung« eingeführt, d. h. desjenigen Punktes, bei dessen Angriff eine Last eine gleichmäßige, parallele Senkung des Balkens bewirkt. Hierdurch wird die rechnerische Durchführung etwas einfacher und übersichtlicher und es soll daher im folgenden dieses Verfahren angewendet werden. Es wird in der etwas umgearbeiteten Form von Denecke**) im folgenden kurz wiedergegeben.

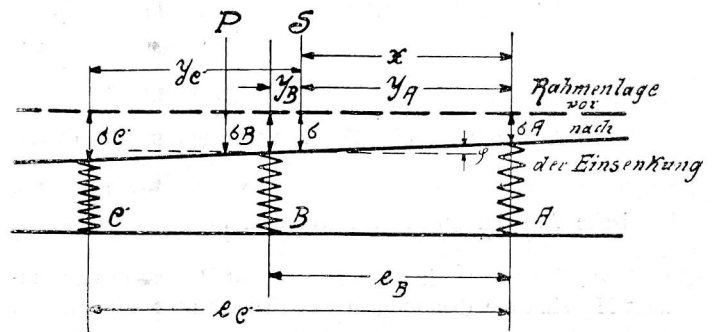


Abb. 1 a.

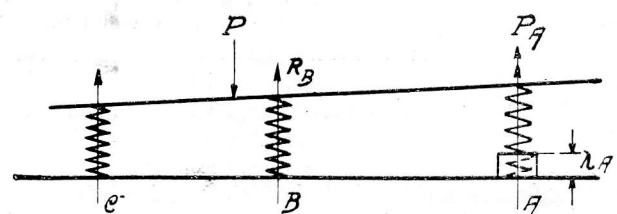


Abb. 1 b.

A. Kurze Angabe des Rechenverfahrens.

Um in einem Falle, wie er in der Abb. 1 a dargestellt ist, die durch die Belastung P hervorgerufenen Senkungen σ an den Tragfedern von der Federstärke δ (kg für 1 mm Einsenkung) und ihren Beitrag R zur Unterstützung des Fahrzeugs zu erhalten, muß zunächst der »Schwerpunkt« S der Federanordnung ermittelt werden. Sein Abstand x von der äußersten Stütze rechts findet sich aus der Formel

$$x = \frac{\sum \delta \cdot e}{\sum \delta} = \frac{\delta_1 e_1 + \delta_2 e_2 + \dots}{\delta_1 + \delta_2 + \dots},$$

worin e die Abstände der Unterstütspunkte von der äußersten Stütze rechts bedeutet. Ferner muß das »Widerstandsmoment

*) Glasers Annalen 1904 II, S. 227.

**) Glasers Annalen 1906 II, S. 141. Zur Erleichterung beim Nachlesen sind in den folgenden Ausführungen im wesentlichen die Bezeichnungen dieses Aufsatzes beibehalten worden.

Ein weiteres Verfahren unter Benützung des Maxwell'schen Satzes von der Gegenseitigkeit der Formänderungen wurde von Irotschek vorgeschlagen. Glasers Annalen 1920, S. 25.

*) Eilige Leser mögen sich unter Überschlagnung des ersten Teils sogleich dem zweiten Teil zuwenden. — Der Aufsatz behandelt nicht nur Fragen des Lokomotivbaues, sondern berührt auch bautechnische Verhältnisse.

der Federanordnung* für den Schwerpunkt S ermittelt werden. Es wird dargestellt durch

$$J = \sum \delta \cdot y^2 = \delta_1 \cdot y_1^2 + \delta_2 \cdot y_2^2 + \delta_3 \cdot y_3^2 + \dots$$

Darin bedeutet y die Abstände der Unterstützungspunkte vom Schwerpunkt S. Die Senkung an den einzelnen Federn setzt sich nun zusammen aus einer gleichmäßigen Senkung aller Stützen im Betrag

$$\sigma' = \frac{P}{\sum \delta}$$

und einer durch Drehung um den Federschwerpunkt S hervorgerufenen Hebung oder Senkung

$$\sigma_n'' = \pm \frac{M}{J} \cdot y_n,$$

worin M das Moment der Kraft P für den Federschwerpunkt ist. Die gesamte Längenänderung an der n -ten Feder ist $\sigma_n = \sigma' \pm \sigma_n''$, und die dadurch hervorgerufene Federspannung $R_n = \sigma_n \cdot \delta_n$. Die Federstärke δ berechnet sich bekanntlich, sofern sie nicht durch eine Probe ermittelt wird, aus

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

worin b , h und n Breite, Höhe und Zahl der Federblätter, l den Abstand der Kraft von Federmitte, E den Elastizitätsmodul bedeutet.

In einfacher Weise wird der Einfluss ungleicher Stützenhöhe in die Rechnung eingeführt. Man kann sich nämlich, wenn die in Abb. 1b gezeichnete Lage die Gleichgewichtslage bei einer um einen Betrag λ höher stehenden Federstütze A darstellt, die Feder nach unten um diesen Betrag entspannt denken, wenn man dafür eine nach oben gerichtete Zusatzbelastung $P_A = \lambda_A \cdot \delta_A$ hinzufügt. Eine rechnerische Ableitung hierfür findet sich in der angegebenen Quelle. Für diese bei gehobener Stütze nach oben, bei gesenkter nach unten wirkende Zusatzkraft P_A und das Zusatzmoment M_A sind die Rechnungen zur Ermittlung der bewirkten Änderungen der Federbelastungen in der obigen Weise durchzuführen.

Die vorstehenden Entwicklungen haben ebenso wie alle anderen Arbeiten über den Gegenstand eine zur Längsachse des Fahrzeugs symmetrische Lastverteilung zur Voraussetzung. Ist eine Stütze gehoben, so ist gedacht, daß die ganze Achse, rechtes und linkes Rad gleichzeitig, gehoben sei. Die Aufgabe ist gewissermaßen als ebenes Problem behandelt. Diese Auffassung genügt für die oben besprochene Gestaltung der Bahnunterlage nicht. Es bedarf eines kleinen Kunstgriffes, um auch solche Fälle der Rechnung zugänglich zu machen. Er besteht in folgendem: Es sei (Abb. 2) angenommen, daß

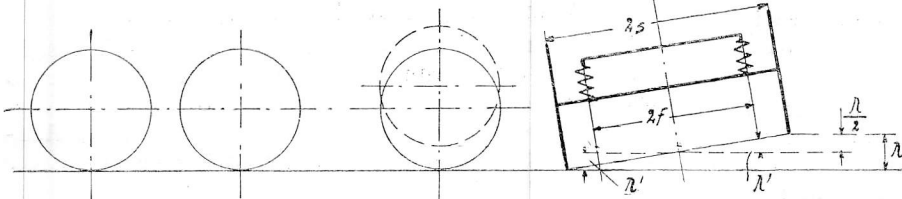


Abb. 2.

das in der Fahrtrichtung linke Rad 1' der vorderen Achse um λ höher stehe als die übrigen fünf Räder des dargestellten dreiachsigen, mit Ausgleichhebeln nicht ausgerüsteten Fahrzeugs. Man kann nun annehmen, daß die Hebung der Stütze in zwei Abschnitte zerfalle: eine gleichmäßige Hebung der ganzen Achse um $\frac{\lambda}{2}$ und eine Drehung um einen solchen Winkel, daß dadurch das Rad 1' um die zweite Hälfte von λ gehoben wird, während am Rad 1 die Hebung wieder

verschwindet. Der erste Abschnitt kann als symmetrische Hebung nach dem oben Gesagten behandelt werden, für P ist $\frac{\lambda}{2} \cdot 2 \delta_1$ einzuführen. Die Drehung der Achse im zweiten

Abschnitt löst ein Moment aus, dessen Achse parallel zur Fahrzeuglängsachse ist und das den Betrag $M = \lambda' \delta_1 \cdot 2f$ hat, worin λ' die für den Federort geltende im Verhältnis $f:s$ verminderte Höhe und $2f$ den Abstand der Federn bedeutet. Sind noch weitere Achsen einseitig gehoben, so lassen sich alle Momente, da sie gleichgerichtet sind, zu einem Gesamtmoment M_g addieren. Es bewirkt eine Drehung des Fahrzeugrahmens um seine Längsachse, wobei die eine Seite um den gleichen Betrag entlastet wie die andere belastet wird. Ist die Hebung bzw. Senkung des Fahrzeugrahmens im Federabstand f von der Fahrzeugmitte σ''' , so gilt:

$M_g = \sum \lambda' \delta \cdot 2f = \sum \sigma''' \delta_{1-n} \cdot 2f$ oder $\sum \lambda \cdot \delta = \sum \sigma''' \delta_{1-n}$, wenn f für alle Federn das gleiche Maß hat. M. a. W.: die von der Drehung herrührenden Änderungen der Federspannung verteilen sich auf die sämtlichen Federn. — Die Gesamtänderung der einzelnen Federdrücke setzt sich also aus drei Beträgen σ' , σ'' und σ''' zusammen.

Auf dem normalen, oben angedeuteten Rechnungsgang wäre selbstverständlich dieser Fall ebenfalls zu behandeln. Man hätte die Querneigung durch ψ zu bezeichnen, und die Federeinsenkungen nun durch σ , φ und ψ auszudrücken. Für die neu hinzugekommene Unbekannte steht eine dritte Gleichgewichtsbedingung zur Verfügung.

Für die Federn mit geänderter Stützhöhenlage ist bei der Ermittlung ihrer Spannung der Betrag dieser Änderung zu berücksichtigen; ihre wirkliche Längenänderung ist ja $\sigma' + \sigma'' + \sigma''' \pm \lambda'$. Das negative Vorzeichen gilt für Senkung, das positive für Hebung der Stütze, das positive Vorzeichen σ entspricht einer Senkung des Rahmens.

B. Untersuchung der Stellung des Rahmens einer Lokomotive bei einseitigen Gleissenkungen und auf windschiefen Gleissträngen.

Es kommt, insbesondere bei Bildung sogenannter Frostbeulen, vor, daß ein Schienenstrang auf eine sehr kurze Länge eine verhältnismäßig beträchtliche Einsenkung erfährt. Auch als »Schlaglöcher« sind solche Stellen bekannt; sie sind dem freien Auge nicht immer erkennbar, da u. U. die Schiene hohl liegt, und unter der Last elastisch nachgibt. Dagegen machen sie sich auf den Fahrzeugen durch starke Schwankungen bemerkbar, bei Belastungsproben der kritischen Stellen müssen sie natürlich ebenfalls zum Vorschein kommen. Bezüglich der Größe wurde dem Verfasser von bautechnischer Seite 2 cm als durchaus im Bereich der Möglichkeit liegendes Maß genannt; als Auslauf je 2 m. Auch bei neuverlegten Gleisen sind Unebenheiten in mehr oder weniger starkem Maße je nach der Beschaffenheit des Bodens und der Sorgfalt und Ausführungsart der Unterkrampung vorhanden. Erst allmählich, nach wiederholter Nachhilfe wird das Gleis »ruhig«. Die Abb. 3 zeigt eine Aufnahme über die Beschaffenheit eines neu verlegten Gleises nach zwölfstündigem Betrieb. Es sind darin Rampen mit Neigungen von 1:300 und steilere vorhanden.

Für die Änderung der Belastung am einzelnen Rad ist von Bedeutung, auf welche Länge die Einsenkung ausläuft. Kommen bei mehrachsigen Fahrzeugen mehrere Räder auf die Einsenkung zu stehen, so wird das Fahrzeug im ganzen nachgeben, die Entlastung am einzelnen Rad und die Neigung der Achse zum Rahmen wird dann nicht so bedeutend ausfallen. Allerdings ergeben sich in diesem Falle stärkere Schwingungen

des Fahrzeugs. — Kommt hingegen nur ein einzelnes Rad auf die Einsenkung zu stehen, so wird der Rahmen seine Lage nahezu behalten, die Entlastung des einzelnen Rades und die Neigung der Achse im Rahmen wird stärker. Handelt es sich dabei um ein führendes Rad, so ist die Gefahr der Entgleisung beim Zusammentreffen ungünstiger Umstände nahe gerückt, weil ein führendes Rad nur dann die wagrechten Führungskräfte aufnehmen kann, wenn es eine genügende Belastung hat. Ausgleichhebel zwischen den Räder bewirken, daß, nur wenn beide Räder in der Einsenkung stehen, diese voll zur Wirkung kommt. Besonders ungünstig liegt der Fall, wenn in beiden Schienensträngen Einsenkungen vorhanden sind, die um den Betrag des Achsstandes des Fahrzeugs gegeneinander versetzt

sich auf die beiden ersten Räder links und wird deshalb wesentlich geringer. Mit Recht werden daher stets Ausgleichhebel zwischen der führenden Achse und der ihr folgenden angeordnet. Von dem Betrag der einseitigen Senkung des linken Stützpunktes um 10 mm ist nun nach den obigen Darlegungen wiederum für die Behandlung der Aufgabe als ebenes Problem nur die Hälfte, also 5 mm, anzusetzen.

Der Abstand des Schwerpunktes der Federanordnung berechnet sich zu

$$x = \frac{\sum \delta e}{\sum \delta} = \frac{4 \cdot 130 \cdot 4,6 + 2 \cdot 130 \cdot 2,5}{1300} = 2,34 \text{ m.}$$

Die durch die Senkung der Stütze A um 5 mm verursachte Zusatzkraft P ist $5 \cdot 4 \cdot 130 = 2600 \text{ kg}$ nach abwärts und ihr Moment

Aufnahme a und b stammt aus einer geneigten, Aufnahme c aus einer geneigten und gekrümmten Strecke; die Höhenlage der Schienenstränge ist in letzterem Falle um die Überhöhung verschieden. Verhältnis Höhe zu Länge 100:1.

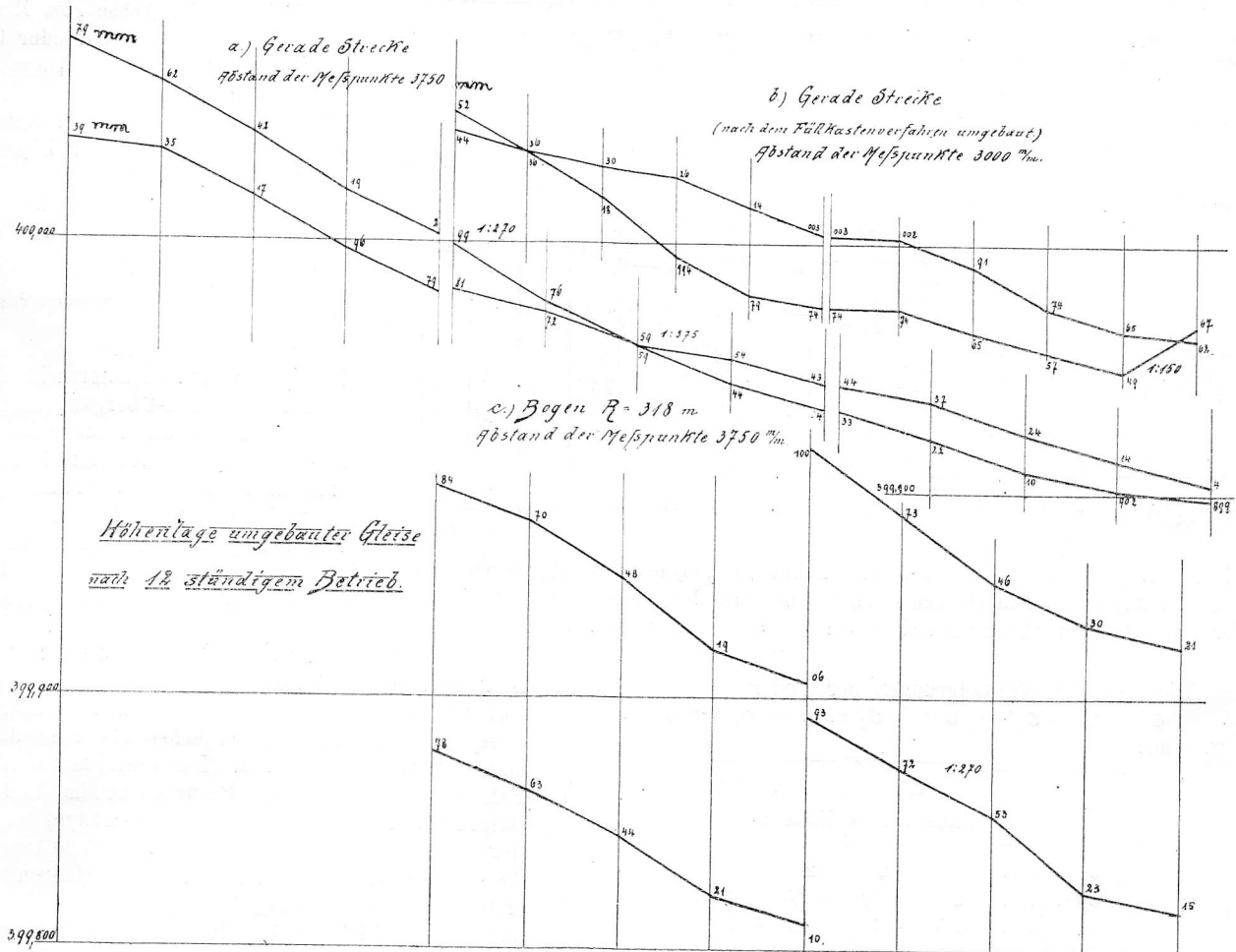


Abb. 3. Höhenlage der beiden Schienen verschiedener Gleisstrecken.

sind. Abb. 4 stellt eine solche Gleislage, die zur Entgleisung eines vierachsigen Tenders geführt hat, dar.

1.

Als Beispiel sei zunächst eine E-Güterzuglokomotive untersucht, deren linkes vorderes Rad in einer Einsenkung von 2 cm Tiefe steht, während sämtliche anderen Räder auf einer Ebene ruhen. Die Achsanordnung der Lokomotive ist aus Abb. 5 ersichtlich. Da erste und zweite, vierte und fünfte Achse, wie allgemein üblich, durch Ausgleichhebel verbunden sind, so ist der Rahmen als in drei Punkten unterstützt anzusehen. Bei gleicher Belastung auf die Federn ($R = 12 \text{ t}$ für die beiden Federn einer Achse) liegt der vordere und der hintere Stützpunkt in der Mitte zwischen den zugehörigen Rädern. Die Federstärke wird überall mit $\delta = 130 \text{ kg/mm}$ angesetzt.

Infolge der Wirkung des Ausgleichhebels ist am vorderen Stützpunkt A der linken Seite die Senkung nur die Hälfte, also nur 10 mm. Auch die Änderung der Belastung verteilt

um den Federschwerpunkt $M = 2600 \cdot 2,34 = 6090 \text{ mkg}$. Das Widerstandsmoment der Federanordnung ist $J = \sum \delta y^2 = 4 \cdot 130 \cdot 2,26^2 + 2 \cdot 130 \cdot 0,16^2 + 4 \cdot 130 \cdot 2,34^2 = 5520 \text{ m}^2 \text{ kg}$. Damit ergibt sich nun als Wirkung der Zusatzkraft P_A an der

Stelle A: die gleichmäßige Einsenkung aller Stützen $\sigma' = \frac{P_A}{\sum \delta} =$

$$= \frac{2600}{10 \cdot 130} = 2 \text{ mm}$$

und die von der Drehung um den Federschwerpunkt herrührende Veränderung am Stützpunkt A zu:

$$\sigma_A'' = + \frac{M}{J} \cdot y_A = \frac{6090}{5520} \cdot 2,34 = 2,6 \text{ mm (Senkung), am Stütz-$$

$$\text{punkt C: } \sigma_C'' = \frac{M}{J} \cdot y_C = - \frac{6090}{5520} \cdot 2,26 = - 2,5 \text{ mm (Hebung).}$$

Für die Querneigung ist zu beachten, daß eine Senkung des linken Rades bzw. Hebung des rechten Rades um 5 mm sich in der Entfernung der Federn nur im Verhältnis $f : s$ auswirkt; für

2f = 1150, 2s = 1500 mm ist also nur mit 3,8 mm zu rechnen.
 $\sigma''' = \frac{\lambda' \delta}{\Sigma \delta} = \pm \frac{3,8 \cdot 2 \cdot 130}{5 \cdot 130} = \pm 1,5 \text{ mm}$, links als Senkung,
 rechts als Hebung.

Entlastung von 260 kg vorhanden, die sich ebenfalls auf je zwei Räder verteilt. Wie hieraus ersichtlich, sind die Änderungen der Belastung nicht bedeutend, es ist dies vor allem der Wirkung der Ausgleichhebel zu verdanken.

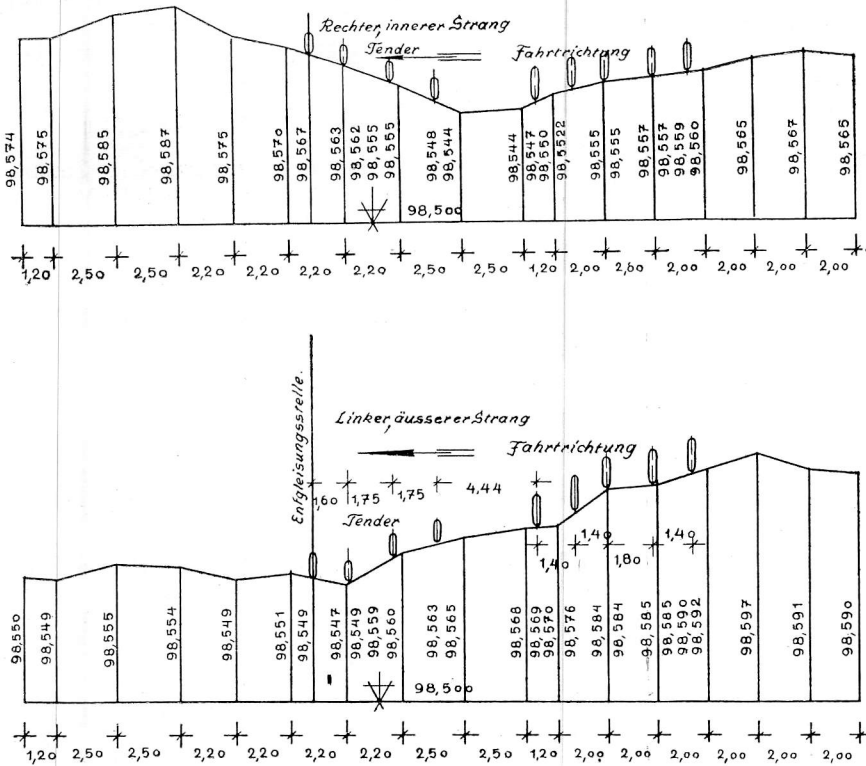


Abb. 4. Aufnahme eines auf wagrechter Bahnfläche liegenden Weichenbogens von 220 m Halbmesser, in dem ein Tender entgleiste. Erforderte Verdrehungsmöglichkeit der vordersten zur hintersten Achse 35 : 1500 = 1 : 43. Höhe zur Länge 100 : 1.

Die gesamten Veränderungen der Federn

$$\sigma_A = \sigma' + \sigma_A'' \pm \sigma''' \quad \sigma_C = \sigma' + \sigma_C'' \pm \sigma'''$$

usw. sind:

	A		C	
	links	rechts	links	rechts
σ'	2	2	2	2
σ''	2,6	2,6	-2,5	-2,5
σ'''	1,5	-1,5	1,5	-1,5
$\Sigma \sigma$	6,1	3,1	+1,0	-2,0

Diese Zahlen stellen die Veränderungen der Höhenlage des Rahmens dar. Bei Berechnung der Federspannung ist zu berücksichtigen, daß der Stützpunkt A links 5 + 3,8 = 8,8 mm unter der Unterstütsungsfläche der übrigen Räder liegt, die

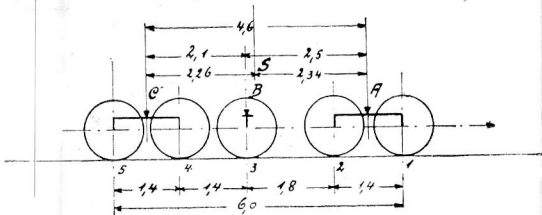


Abb. 5. Achsanordnung der E. Gz.-Lok.

Federentspannung also 8,8 - 6,1 = 2,7 mm beträgt. Die entsprechende Verminderung der Belastung ist 2,7 x 130 = 350 kg und diese verteilt sich wieder auf die beiden durch Ausgleichhebel verbundenen Federn des ersten und zweiten Rades. Am Stützpunkt C ist links eine Belastung von 130 kg, rechts eine

Von besonderem Interesse ist jedoch die Neigung, die die Achsen zum Rahmen einnehmen, da sie im folgenden Abschnitt einer eingehenden Besprechung unterzogen werden soll. Die Neigung der vorderen Achse (1) ergibt sich zu $\psi_a = \frac{20}{1500} = 0,0133$, während der Rahmen zur Unterstütsungsebene um $\psi_r = \frac{2 \cdot 1,5}{1150} = 0,0026$ geneigt ist. Daraus

folgt die Neigung der Achse zum Rahmen $\psi_v = 0,0133 - 0,0026 = 0,0107$ oder 1 : 94, während der Rahmen zur letzten Achse die Neigung 0,0026 oder 1 : 385 aufweist.

Wenn die linken Räder der ersten und zweiten Achse gleichzeitig in der Einsenkung stehen, so verdoppeln sich die Werte P und M, sowie σ' und σ'' . Infolgedessen ist nun die Änderung der Radbelastung die doppelte, also 350 kg an jedem Rad. Dagegen ist die Neigung der ersten Achse zum Rahmen etwas geringer, weil dieser den Rädern stärker folgt.

2.

Nun werde der Fall untersucht, daß die gleiche Lokomotive im Einlauf-Übergangsbogen einer Rechtskurve sich befinde, die linke Seite also auf einer Überhöhungsrampe stehe; für letztere werde die bei manchen Eisenbahnverwaltungen zulässige höchste Steigung 1 : 300 angenommen.

Die Bezugsebene sei eine durch den inneren (rechten) Schienenstrang und den Unterstütsungspunkt eines an der Stelle C gedachten äußeren Rades gelegte Ebene (Abb. 6). Der Unterstütsungspunkt A' liegt dann 4600 : 300 = 15,3 mm,

B' 2100 : 300 = 7 mm über dieser Ebene. Nach den im vorhergehenden Abschnitt gemachten Ausführungen hat man diese einseitige Hebung zunächst als eine doppelseitige im halben Betrag einzuführen. Das läuft darauf hinaus, sich das Fahrzeug auf einem zur Bezugsebene im Verhältnis 1 : 600 steigenden Gleis (beide Schienenstränge) vorzustellen. Es liegt auf der Hand, daß die Federbelastungen bei dieser Zwischenstellung keinerlei Änderung erfahren und daher der erste Teil der Rechnung entfallen kann. Es dreht sich hier nur um die Wirkung, die durch die Überführung der Stütsung bei A und B aus der 1 : 600 ansteigenden Ebene in die wirkliche Lage entsteht.

Der halbe Höhenunterschied in Schienenentfernung beim Stützpunkt A ist 7,7 mm und bei B 3,5 mm, in der Federentfernung: $\lambda'_A = 5,9 \text{ mm}$ und $\lambda'_B = 2,8 \text{ mm}$,

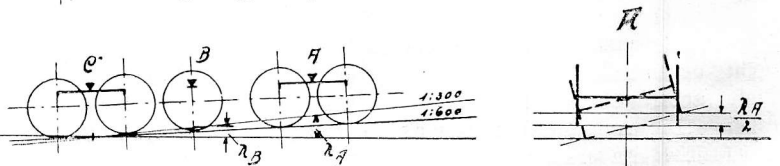


Abb. 6. E. Gz.-Lok. im Übergangsbogen.

die Zusatzkraft $P_A = 5,9 \cdot 260 = 1530 \text{ kg}$,
 $P_B = 2,8 \cdot 130 = 360 \text{ kg}$,
 die Summe aus beiden: $P = 1890 \text{ kg}$.

Damit ergibt sich $\sigma''' = \frac{1890}{5 \cdot 130} = \pm 2,9 \text{ mm}$. Im übrigen

sind die Verhältnisse, bezogen auf die Hilfsebene 1 : 600, in nachfolgender Übersicht wiedergegeben:

	Stützpunkt A		Stützpunkt C		Achse 1		Achse 5	
	links	rechts	links	rechts	links	rechts	links	rechts
Stützpunkt- änderung λ'	-5,9	+5,9	0	0	-6,7	+6,7	+0,9	-0,9
Rahmen- änderung σ'''	-2,9	+2,9	-2,9	+2,9	-2,9	+2,9	-2,9	+2,9
$\sigma''' - \lambda'$	+3,0	-3,0	-2,9	+2,9	+3,8	-3,8	-3,8	+3,8
Bemerkung: - Hebung, + Senkung.								
Belastungs- änderung im Stützpunkt	+390	-390	-380	+380	-- Entlastung,			
Auf ein Rad	+195	-195	-190	+190	+ Belastung.			

Auch hier sind die Belastungsänderungen nicht bedeutend. Die Neigung der ersten Achse gegen den Rahmen ist $\frac{2(\sigma''' - \lambda')}{2f} = \frac{7,6}{1150} = 0,0066$ oder 1:151. Um den gleichen Betrag ist bei der nahezu symmetrischen Achsanordnung die hintere Achse zum Rahmen geneigt (im entgegengesetzten Sinne). Die Untersuchungen schliessen den Fall, das die Lokomotive im Auslaufbogen einer Gleiskrümmung sich befindet, mit ein. Es ist hier nur das Vorzeichen zu wechseln; die äusseren, führenden Räder sind die entlasteten, die inneren die belasteten. Die Achsen sind im gleichen Betrag, jedoch im umgekehrten Sinne, gegen den Rahmen geneigt.

3.

Als zweite Lokomotive soll unter den gleichen örtlichen Annahmen wie oben eine 2 C 1 Schnellzuglokomotive untersucht werden mit den Achsständen nach Abb. 7. Auch diese

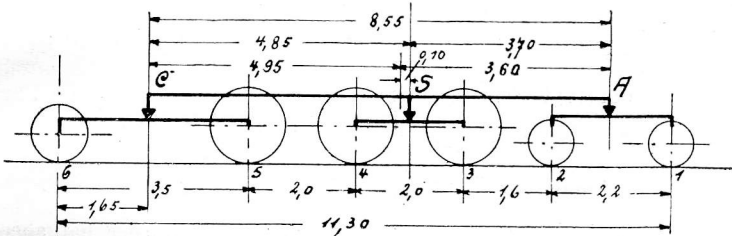


Abb. 7. Achsanordnung der 2 G 1 Sz.-Lok.

Lokomotive ist beiderseits in drei Punkten unterstützt, da die Auflagerung auf das Drehgestell in dessen Mitte (durch zwei seitliche Stützpfannen) erfolgt und die beiden ersten Kuppelachsen sowie die dritte Kuppelachse und die Schleppachse durch Ausgleichhebel verbunden sind. Die Federstärke der Kuppelachs- und der Schleppachsfedern ist mit 100 kg/mm, der Federn an den Drehgestellachsen zu 140 kg/mm angenommen.

Zunächst werde wieder der Fall betrachtet, das die beiden Räder des Drehgestells auf der einen Seite (links) in einer Senkung von 20 mm stehen. Für das ebene Problem ist die Kraft $P: 10 \cdot 4 \cdot 140 = 5600$ kg.

Der Schwerpunkt der Federanordnung findet sich zu $x = \frac{4 \cdot 100 \cdot 3,7 + 4 \cdot 100 \cdot 8,55}{8 \cdot 100 + 4 \cdot 140} = 3,60$ m von Stützpunkt A entfernt.

Das Federwiderstandsmoment für den Schwerpunkt ist $J = 4 \cdot 140 \cdot 3,60^2 + 4 \cdot 100 \cdot 0,10^2 + 4 \cdot 100 \cdot 4,95^2 = 17080$.

Damit ergibt sich $\sigma' = \frac{5600}{4 \cdot 140 + 8 \cdot 100} = 4,1$ mm,

$\sigma_A'' = \frac{M}{J} y = \frac{5600 \cdot 3,60}{17080} \cdot 3,60 = 4,3$ mm

λ' in der Federentfernung ist $\frac{10 \cdot 1150}{1500} = 7,7$ mm,

mithin $\sigma''' = \pm \frac{2 \cdot 140 \cdot 7,7}{2 \cdot 140 + 4 \cdot 100} = \pm 3,2$ mm.

Demnach wird:

	Stützpunkt A		Stützpunkt C	
	links	rechts	links	rechts
Rahmenlage	σ'	4,1	4,1	4,1
	σ''	4,3	4,3	-5,8
	σ'''	3,2	-3,2	3,2
	σ	11,6	5,2	1,5
Stützpunktlage unter der Grundfläche	λ	17,6	2,3	0
	$\sigma - \lambda$	-6,0	2,9	1,5
+ Senkung, - Hebung gegen die durch die Unterstützungspunkte der nicht gesenkten Räder gehende Ebene.				

Belastungsänderung für den Stützpunkt
Desgl. für ein Rad
-1680 + 690 + 300 - 980
-840 + 345 + 150 - 490
+ Belastung, - Entlastung

Die beiden linken Räder des Drehgestells werden also um je 840 kg entlastet. Die Rahmenneigung ψ_r ist $\frac{2 \cdot 3,2}{1150} = 0,0056$, die Achsneigung der Drehgestellachsen gegen

die Bezugsebene $\psi_a = \frac{20}{1500} = 0,0133$, während die Schleppachse ja auf der Bezugsebene steht. Somit ist die Neigung der beiden Drehgestellachsen in ihrem Rahmen $0,0133 - 0,0056 = 0,0077$ oder 1:130, während die Schleppachse im entgegengesetzten Sinne 0,0056 oder 1:179 zum Hauptrahmen geneigt ist.

4.

Für die Untersuchung der gleichen Lokomotive im Übergangsbogen einer Gleiskrümmung mit einer 1:300 ansteigenden Überhöhungsrampe sei wieder eine 1:600 geneigte Zwischenebene durch die innere Schiene und den linken äusseren Stützpunkt C gelegt gedacht (Abb. 8). Gegen diese Zwischenebene sind die Erhebungen bzw. Senkungen

an der Stelle A: $\lambda_A = \frac{8550}{600} = 14,2$ mm,

an der Stelle B: $\lambda_B = \frac{4850}{600} = 8,1$ mm.

Für die Bildung des Quermomentes sind diese Zahlen im Verhältnis 1150:1500 zu vermindern, betragen also $\lambda' = 10,9$ und 6,2 mm. Die das Quermoment bildenden Kräfte sind also unter Berücksichtigung der an jedem Stützpunkt beteiligten Federn: $10,9 \cdot 2 \cdot 140 + 6,2 \cdot 2 \cdot 100 = \pm 4300$ kg. Damit

$\sigma''' = \frac{4300}{4 \cdot 100 + 2 \cdot 140} = 6,3$ mm.

Die Einzelwerte gibt die Übersicht auf Seite 502.

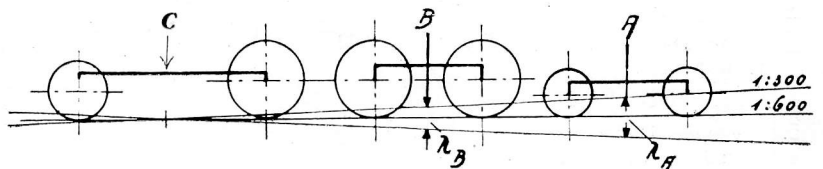


Abb. 8. 2 C 1 Sz.-Lok. im Übergangsbogen.

Die erste Laufachse nimmt also gegen den Drehgestellrahmen eine Neigung 1:96 ein, der Hauptrahmen ist gegen die Schleppachse jedoch stärker, nämlich 1:68 geneigt. Gegen

die Bezugsebene hat der Hauptrahmen eine Querneigung $\frac{2\sigma'''}{2f} = 0,011 = 1:90$, während eine an der Stelle A gedachte Achse gegen die Bezugsebene die Neigung $\frac{28,4}{1500} = 0,0190 = 1:53$

hat. Für Überslagsrechnungen kann also angenommen werden, das der Rahmen ungefähr halb soviel nachgibt,

	Stützpunkt A		Stützpunkt C		Achse 1		Achse 6	
	links	rechts	links	rechts	links	rechts	links	rechts
Stützpunkt- änderung λ'	- 10,9	+ 10,9	0	0	- 12,3	+ 12,3	+ 2,1	- 2,1
Rahmen- änderung σ''	- 6,3	+ 6,3	- 6,3	+ 6,3	- 6,3	+ 6,3	6,3	+ 6,3
$\sigma'' - \lambda'$	+ 4,6	- 4,6	- 6,3	+ 6,3	+ 6,0	- 6,0	- 8,4	+ 8,4
Belastungs- änderung im Stützpunkt	1290	- 1290	- 1260	+ 1260	--	--	--	--
Auf ein Rad	645	- 645	- 630	+ 630	--	--	--	--
Neigung der Achse gegen den Rahmen								
$2(\sigma'' - \lambda')$	--	--	--	--	0,0104		0,0146	
$2 f$					1:96		1:68	

als die Senkung an der vorderen Unterstützungsstelle beträgt. —

Bei vorstehenden Rechnungen ist vorausgesetzt, daß der Drehgestellrahmen und der Hauptrahmen sich wie ein Ganzes verhalten, der Drehgestellrahmen also dieselbe Querneigung annimmt wie der Hauptrahmen.

C. Die Querneigung der Achsen im Rahmen nach den baulichen Verhältnissen der Lokomotiven und Tender.

Es wurde im vorstehenden ausgeführt, welche Anforderungen hinsichtlich der Neigungsmöglichkeit der Achsen im Rahmen aus der Gestaltung des Gleises folgen. Sie sind nachfolgend zusammengestellt.

	Neigung der vorderen Achse gegen die hintere		Neigung zum Rahmen				
			vordere Achse	hintere Achse			
E-Lokomotive	1. Rad links in einer Gleissenkung von 20 mm	0,0133	1:75	0,0107	1:94	- 0,0026	385:1
	Linke Lokomotivseite auf einer Überhöhungsrampe 1:300	0,0133	1:75	0,0066	1:151	- 0,0066	151:1
	Desgl. von 1:600	0,0067	1:150	0,0033	1:302	- 0,0036	274:1
2 C 1 Lokomotive	Beide linke Räder des Drehgestells in einer Gleissenkung von 20 mm	0,0133	1:75	0,0077	1:130	- 0,0056	179:1
	Linke Lokomotivseite auf einer Überhöhungsrampe 1:300	0,0253	1:39,5	0,0104	1:96	- 0,0146	68:1
	Desgl. von 1:600	0,0127	1:79	0,0052	1:192	- 0,0073	137:1

In der Übersicht sind insbesondere auch die Neigungen zwischen den äußersten Achsen der Lokomotiven, wie sie nach deren Stellung auf der Bahn auftreten, angeführt. Dieser Gesamtbetrag verteilt sich, wie in den beiden anderen Spalten angegeben, auf die Neigung der Achsen zum Rahmen.

Die errechneten Werte haben ideale Verhältnisse zur Voraussetzung: Es wurde angenommen, daß die Ausgleichhebel sich genau nach den an den Enden wirkenden Kräften einstellen, daß die Federn keine innere Reibung besitzen, daß in den

Achslagerführungen gegen die Einstellung des Rahmens keine Widerstände auftreten. Diese Voraussetzungen sind natürlich in der Wirklichkeit bei weitem nicht erfüllt. — Vor allem ist angenommen worden, daß genügend Zeit gegeben ist dafür, daß sich der Lokomotivkörper auf den Federn einstellen kann. Bei größeren Geschwindigkeiten wird dies infolge der Massenträgheit nicht oder nur angenähert der Fall sein und es muß für die Neigung der Vorderachse einer Lokomotive angenommen werden, daß sie sich der der vorausgegangenen Bahn-gestaltung entsprechenden Rahmenlage einfügt. Hiernach haben die vorstehenden Untersuchungen nur theoretische Bedeutung zur Klarstellung der Verhältnisse und Gewinnung von Anhaltspunkten für die Beurteilung.

Außer den durch Unebenheiten der Bahn hervorgerufenen Neigungen zwischen Achsen und Rahmen treten solche auch auf durch Schwingungen des Rahmens auf den Federn um die Längsachse, wie sie durch die Unebenheiten der Bahn, durch die Kräfte beim Ein- und Auslauf einer Gleiskrümmung und durch die Fliehkraft hervorgerufen werden. Durch hohe Schwerpunktlage der Lokomotiven strebt man bekanntlich an, daß diese Schwingungen langsamer und sanfter verlaufen, um die Einwirkungen auf das Gleis zu mildern. Dazu ist Voraussetzung, daß sich die Schwingungen tatsächlich ausbilden können, d. h. daß der Rahmen sich auf den Achsen genügend neigen kann. Auf diesen Punkt sei jedoch hier nicht näher eingegangen. Lediglich als Beispiel sei die Neigung berechnet, wie sie bei einer 2 C Personenzuglokomotive, die einen ohne Überhöhung verlegten Weichenbogen von 180 m Halbmesser mit 45 km/h durchfährt, durch die Fliehkraft eintritt.

Letztere beträgt $C = \frac{G \cdot v^2}{g \cdot R} = \frac{55000 \cdot 12,5^2}{9,8 \cdot 180} = 4800 \text{ kg.}$ Bei

1 m Abstand des Schwerpunktes des Lokomotivkörpers von der Achsmittle entsteht ein Moment von 4800 mkg und bei 1,150 m Federabstand eine Be- bzw. Entlastung jeder

der fünf Federn einer Seite von $\frac{4800}{5 \cdot 1,15} = 835 \text{ kg.}$ Für

$\delta = 100 \text{ kg}$ ergibt dies $\pm 8,4 \text{ mm}^*$ und eine Rahmenneigung von $\frac{2 \cdot 8,4}{1150} \cong 1:70.$ — Dies ist die statische

Gleichgewichtsbelastung. Der Lokomotivkörper hat aber bei Erreichung dieses Federstandes eine gewisse Geschwindigkeit in seiner Drehbewegung erlangt und wird daher noch weiter ausschlagen.

Sind die Schwingungen des Lokomotivkörpers größer als nach den Spielräumen zwischen Achslagergehäusen und Achslagerführungen möglich, so übertragen sich die Kräfte an den Achslagern unelastisch auf Rahmen, Räder und Schienen.

Die seitlichen Spielräume zwischen den Leisten der Achslagergehäuse und den Führungen am Rahmen sind im allgemeinen sehr gering. Die Zeichnungen in jüngster Zeit gelieferter Lokomotiven geben zwar den Innenabstand der Leisten eines Achslagers um 1 mm größer an als den Abstand der Anschlagflächen der Führung. Auf älteren Zeichnungen und insbesondere auch bei Tendern ist jedoch kein Unterschied angegeben. Bei einer großen Zahl im Betrieb befindlicher Lokomotiven ist daher viel-

fach nur der durch die Genauigkeit der Arbeitsausführung sich ergebende Spielraum, der etwa eine Gesamtseitenverschiebung

* Genauer wäre $M = \psi (n_1 f_1 \delta_1 + n_2 f_2 \delta_2)$ wenn ψ den Neigungswinkel des Lokomotivkörpers um seine Längsachse, f_1 und f_2 die Federabstände, δ_1 und δ_2 die Federstärken, n_1 und n_2 die Zahl der Federn der Treib- und Laufachsen auf einer Seite bedeuten. Beim Drehgestell ist eine wagrechte Rückwirkung auf den Lokomotivkörper nur durch Vermittlung der Drehgestellrückziehfeder möglich. Die Laufachslager liegen ferner tiefer als die Treibachslager, weshalb der Hebelarm bei beiden verschieden ist.

der Achse bis höchstens 1 mm gestattet, vorhanden. Es kommt aber auch vor, daß eine Seitenverschiebung der Achse überhaupt nicht möglich ist. Manchmal wird wohl bei der Genauarbeit der Werkstätten entsprechend der Vorschrift in den Richtlinien für das Vermessen der Lokomotiven, daß die Achslager sich saugend in ihren Führungen bewegen sollen (Abschnitt C Buchst. f), sogar nach möglichster Verringerung dieser Spielräume getrachtet.

Der Neigungsaus Schlag einer Achse findet — parallele Gestaltung der Achslagerleisten und der Führungsflächen vorausgesetzt — seine Begrenzung dadurch, daß, je nach der Verteilung der Spielräume, eine obere und eine untere Kante zweier Leisten, und zwar der äußeren, der inneren, oder auch der beiden Leisten eines und desselben Achslagers, zum Anliegen kommen.

In der Abb. 9a ist angenommen, daß die beiden äußeren Leisten die Neigung begrenzen. Ist die mögliche Gesamtverschiebung eines Radsatzes in den Führungen (quer zum Gleis) ν und die geführte Länge des Achslagers a , so ist die mögliche Neigung ψ der Achse $\frac{\nu}{a}$.

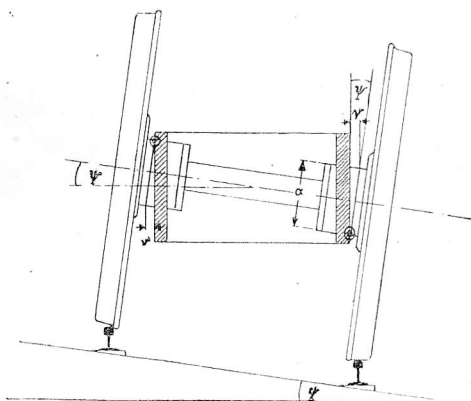


Abb. 9a.

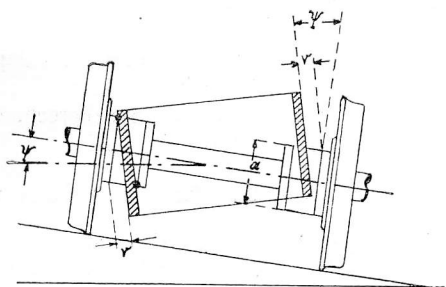


Abb. 9b.

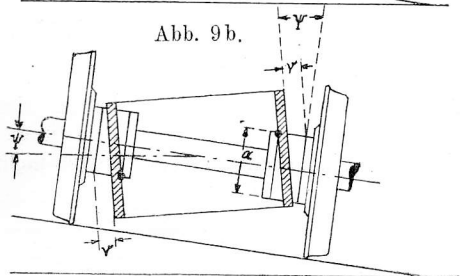


Abb. 9c.

In der Abbildung ist vorausgesetzt, daß die innere Leiste des linken Achslagers um einen größeren Betrag als ν von der Führung absteht. Ist dieser Spielraum jedoch $< \nu$ (Abb. 9b), so ist dieses Maß für die Neigung maßgebend, es wird das linke Achslager mit seinen Führungsleisten allein die Neigung begrenzen. Abb. 9c zeigt endlich den Fall, daß

die Spielräume so verteilt sind, daß die inneren Leisten die Neigung begrenzen.

Stets hat man also aus den etwa mit Hilfe kalibrierter Blechstreifen gemessenen Spielräumen zu ermitteln, um welchen Betrag sich die Achse von einer Endlage bis zur andern verschieben läßt und welche Leisten die Verschiebung begrenzen.

Ein Achslager eines Treib- oder Kuppelradsatzes hat eine Höhe von etwa 400 mm, eines Drehgestell-Laufradsatzes von etwa 320 mm und einer Tenderachse von 250 mm (Bauart mit Blechrahmen). Damit ergibt sich die größte mögliche Neigung ψ für $\nu = 0,5$ mm zu 1:800, 1:640 und 1:500 und für $\nu = 1,0$ mm zu 1:400, 1:320 und 1:250.

Bei den neueren Lokomotiven preussischer Bauart ist das genaue Maß der Achslager auf den mittleren Teil, nämlich auf eine Länge von etwa 140 mm für Treibachsen und 60 mm für Laufachsen beschränkt; von da ab erweitern sich die Leisten nach oben und unten um 1 oder einige mm*), so daß für die Schiefstellung der Achse nur eine geringere Höhe in Frage kommt und ψ für $\nu = 0,5$ zu 1:280 (Treibachsen) bzw. 1:120 (Laufachsen) und für $\nu = 1,0$ zu 1:140 (Treibachsen) bzw. 1:100 (Laufachsen) wird.

Über die Größe des Spielraumes ν ist in den Bedingungen nichts gesagt.

In Wirklichkeit wird nun wohl allerdings die Neigungsmöglichkeit der Achse gegen den Rahmen durch das Spiel der Achslagergehäuse nicht erschöpft sein. Denn bei größeren Kräften werden elastische Verdrückungen der Rahmenwangen eintreten. Ja, in äußersten Fällen — aber selbstverständlich, ohne daß man dies als zulässig bezeichnen könnte — wäre eine weitere Neigung vielleicht noch dadurch möglich, daß die Lagerschalen unter Ausnützung ihres Spielraumes zwischen Achsbund und Nabe an der Schiefstellung teilnehmen, indem sie sich von den Schenkeln abheben. Vielleicht ist manches heisse Lager hierauf zurückzuführen!

Wenn die nach der Bahngestaltung und der Anpassung der Federn erforderliche, im vorigen Abschnitt ermittelte Neigungsmöglichkeit der Achsen zum Rahmen nicht vorhanden ist, tritt ein Klemmen der Achslager in den Führungen ein.

Dabei sind zwei Fälle möglich: Es ist denkbar, daß nur eine Achse, die vordere oder die hintere, die erforderliche Neigung nicht annehmen kann, daß aber die andere Achse einen so reichlichen Spielraum hat, daß sie die mangelnde Einstellung dieser Achse ausgleicht. Es kann aber auch sein, daß die Summe der Neigung der vorderen Achse gegen den Rahmen, ψ_v , und des Rahmens gegen die hintere Achse, ψ_h , nicht die erforderliche Gesamtneigung Ψ der ersten Achse gegen die letzte erreicht. Im ersteren Fall hat dies eine andere Kraftverteilung als bei freiem Spiel zur Folge. Liegt der Fall z. B. vor, daß das linke Vorderrad einer Lokomotive in einer Einsenkung steht und die wirkliche Neigung (ψ_v) $<$ ist als die berechnete ψ_v , so ist das von ihren Federn ausgeübte Drehmoment um die Längsachse der Lokomotive bestimmt durch $M_v = (\psi_v) \cdot f \cdot \delta \cdot 2 f$. — Da die hinteren Achsen nun, wenn Ψ ihren Winkel gegenüber der vorderen Achse bedeutet, um den Winkel $\psi_h = \Psi - (\psi_v)$ geneigt sind, so ist auch hier ein bestimmter Momentenwert für die Federwirkung gegeben, nämlich $M_h = (\Psi - (\psi_v)) \cdot f \cdot \delta \cdot 2 f$.

Da nun die nach dem Gleichgewicht berechneten Federeinsenkungen über-, bzw. unterschritten sind, so wird $M_h > M_v$ sein, und diese Differenz tritt an den Achslagerführungen der vorderen Achse als Klemmwirkung auf. Nach dem oben durchgerechneten Beispiel müßte sich die erste Achse einer E-Güterzuglokomotive, wenn sie in einer einseitigen Gleisenkung von 20 mm steht, 1:94 im Rahmen neigen können. Das wäre selbst bei der günstigsten Gestaltung der Kuppel-

*) Siehe besondere Bedingungen für die Lieferung von Dampflokomotiven, Tendern und deren Ersatzteilen (§ 11, Ziff. 2).

achsführungen (1 : 140) nicht möglich, dagegen ist das an der Hinterachse erforderliche Spiel so gering (Neigung 385 : 1), daß durch eine Neigung des Rahmens die ungenügende Neigungsmöglichkeit der Vorderachse ausgeglichen werden kann (wenn die Führungen die Neigung 1 : 140 gestatten).

Der zweite Fall, daß $(\psi_v) + (\psi_h) < \Psi$, ist wesentlich ungünstiger (Abb. 10). In diesem Falle vermag sich der Rahmen

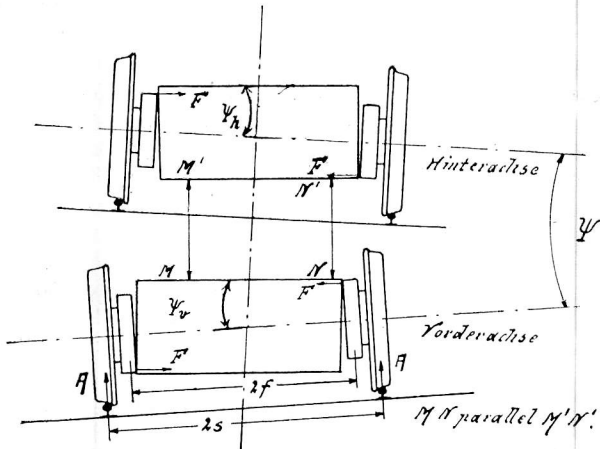


Abb. 10. Lok. mit im Hauptrahmen gelagerten Achsen auf windschiefer Unterstütsungsfläche. Die hintere Achse ist der Deutlichkeit halber über der vorderen Achse gezeichnet. An den Achslagerführungen treten Pressungen F auf. Das Fahrzeug wird um eine Diagonale pendeln.

mit Hilfe der Federn der windschiefer Unterlage der Schienen nicht anzupassen, es tritt also das ein, was bei einem ungefederten, mit vier Stützen auf einer windschiefer Unterlage stehenden Fahrzeug geschehen würde. Der Rahmen wird um eine die beiden über Eck liegenden höheren Stützen verbindende Linie pendeln, wodurch die beiden anderen Stützen eine unsichere, wechselnde Belastung erhalten. Dabei ist, wie schon erwähnt, davon abgesehen, daß durch Verwindungen des Rahmens unter Umständen die fehlende Neigungsmöglichkeit hergestellt werden kann. Ein empfehlenswerter Zustand dürfte dies jedoch bei der völligen Unbestimmtheit des Kraftflusses nicht sein.

Wird die Überhöhungsrampe als Steigung befahren (beim Einlauf in den Bogen), so ist allerdings das führende Rad das höchste und wird die größte Belastung erhalten, als betriebssicher kann dieser Zustand aber nicht betrachtet werden, weil durch Stöße bei Unregelmäßigkeiten im Lauf das entlastete innere Rad zur Entgleisung kommen kann. Besonders ungünstig liegen die Verhältnisse aber beim Ablauf von der Rampe, weil hier das führende Rad mit der unsicheren Belastung behaftet ist.

In besonderer Weise äußert sich ein solcher Fall bei Lokomotiven mit zweiachsigen Drehgestell. Auch Tender mit im Hauptrahmen festgelagerten Achsen und vorderem Drehgestell gehören hierher.

Sowohl bei den Lokomotiven wie bei den Tendern wird die Last auf das Drehgestell in der Regel nicht in der Mitte, sondern in zwei seitlichen Stützflächen übertragen. Wenn in diesem Falle der nötige Spielraum an den Achslagern nicht gegeben ist und die Achsen daher nicht die erforderliche Neigung Ψ annehmen können, muß es, wenn der Rahmen sich nicht entsprechend verwindet, zu einem Abkippen des Hauptrahmens vom Drehgestell kommen. Bei einer 2 C 1-Lokomotive z. B. in einem Gleisbogen mit einer Überhöhungsrampe 1 : 300 steht das eine Rad der führenden Drehgestellachse bei einem gesamten Achsstand der Lokomotive von 11300 mm um 38 mm höher als die durch die innere Schiene und den Berührungspunkt des äußeren Rades der Hinterachse gelegte Ebene. Die Neigung zwischen der vordersten und hintersten Lokomotivachse

ist $\Psi = 38 : 1500 = 0,0253$ oder rund 1 : 40. Wenn die Neigungsmöglichkeit an beiden Achsen die gleiche ist, müßte die Neigung der Vorderachse zum Drehgestellrahmen und vom Hauptrahmen zur letzten (Schlepp-) Achse je $0,0125 = 1 : 80$ betragen. Es kommt aber an den Lokomotiven vor, daß die tatsächliche

Gesamtneigung beider Achsen zu einander nur $\frac{1}{800} + \frac{1}{640} = 0,0028 = 1 : 357$ bis $\frac{1}{400} + \frac{1}{320} = 0,0056 = 1 : 178$ ist.

Der fehlende Winkelausschlag, um den die Neigung des Hauptrahmens von der des Drehgestellrahmens abweichen muß, ist $0,0125 - 0,0028 = 0,0097$ oder 1 : 103 bzw. $0,0125 - 0,0056 = 0,0069$ oder 1 : 145. Sind die beiden seitlichen Stützflächen des Drehgestells 965 mm von einander entfernt, so steht auf der einen Seite der Stützapfen um $0,0097 \cdot 965$ bzw. $0,0069 \cdot 965$, d. h. 9,3 bzw. 6,5 mm von der Stützpflanne ab; die Last wird nur einseitig auf das Drehgestell übertragen (Abb. 11). Zwischen der Mutter am Drehzapfen und seinem

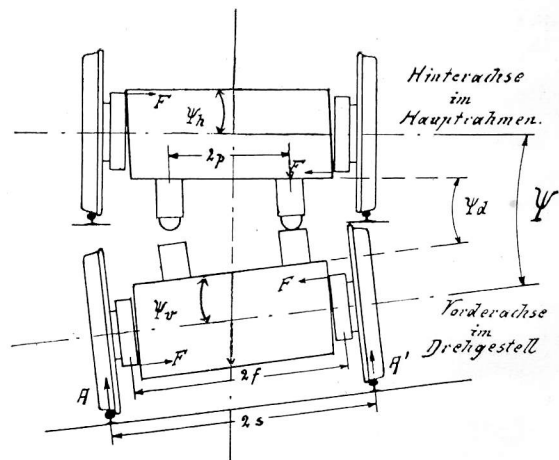


Abb. 11. Lok. mit Drehgestell auf windschiefer Unterstütsungsfläche. Hinterachse im Hauptrahmen ist über dem Drehgestell dargestellt.

Gehäuse ist genügend Spielraum, um dieses Abklappen zuzulassen. Das führt selbstverständlich zu einer sehr ungleichen Lastverteilung für das Drehgestell. Sie berechnet sich zu

$$A \cdot 2s - G_d s - P(s - p) = 0$$

$$A = \frac{G_d}{2} + \frac{P(s - p)}{2s} = 6,22 \text{ t (für die beiden entlasteten$$

Räder), worin A die Auflagerreaktion an den entlasteten Rädern, G_d das Eigengewicht des Drehgestells = rund 5,5 t, P die vom Hauptgestell übertragene Last = 19,5 t ist. An den Achsführungen treten durch die einseitige Auflagerung starke Pressungen auf.

Die Räder der entlasteten Seite erhalten also je 3,11 statt 6,25 t Last. Bei dieser geringen Belastung ist selbstverständlich keinerlei Sicherheit gegen Aufsteigen mehr gegeben.

Noch stärker macht sich die Entlastung bemerkbar bei den 2 C-Personenzuglokomotiven preussischer Bauart (P 8) und bei den Tendern mit vorderem Drehgestell (bayrische Bauart), weil hier die Stützflächen weiter entfernt sind. Die Entfernung beträgt bei den Personenzuglokomotiven, wo sich die Stützflächen unmittelbar über der (für Vorder- und Hinterrad gemeinsamen) Feder befinden, 1150 mm, bei den Tendern 1650 mm; die Stützpflannen liegen hier also sogar außerhalb der Räder. Bei den Tendern sind, wie bereits erwähnt, auch noch sehr geringe Spielräume an den Achslagern vorhanden.

Für die Personenzuglokomotiven berechnet sich die Lastverteilung, wenn nur die eine Drehgestellseite trägt:

$$A = \frac{5,0}{2} + 22 \cdot \frac{175}{1500} = 2,5 + 2,57 = 5,07 \text{ t,}$$

auf ein Rad $\sim 2,5 \text{ t}$ gegen $5,5 \text{ t}$ normal, wenn $G_d = 5,0 \text{ t}$, $P = 22 \text{ t}$.

Die Lastverteilung bei den T endern ist, wenn das Eigengewicht des Drehgestells zu 4 t , die auf das Drehgestell übertragene Last zu 28 t bei vollen Vorräten angenommen wird:

$$A = 2,0 - \frac{28 \cdot 75}{1500} = 0,6 \text{ t.}$$

Die Räder sind also fast vollständig entlastet.

Die gleichen Verhältnisse wie bei einer Lokomotive mit Laufachs-Drehgestell liegen natürlich auch bei einer Lokomotive mit Trieb-Drehgestell (Bauart Mallet) vor. Infolge des langen Achsstandes, der bei der bayrischen D + D-Lokomotive z. B. $12,2 \text{ m}$ beträgt, ist auch die Verdrehung der Achsen gegeneinander sehr beträchtlich und erreicht bei einem um 41 mm höher stehenden Vorderrad auf einer Überhöhungsrampe $1 : 300$ den Wert $\Psi 0,0273$ ($1 : 37,5$). Günstig ist allerdings hier, daß die vom Hauptgestell auf das vordere Triebgestell übertragene Last nur etwa 20 t ausmacht, während das Eigengewicht des vorderen Gestells etwa 40 t ist. Die Abstützung des Hauptgestells auf das Drehgestell erfolgt hier in zwei Stellen auf jeder Lokomotivseite (Abb. 12). Der hintere Rahmen ist mit zwei Spansschrauben im Abstand von 1050 mm am vorderen Rahmen aufgehängt (H).

Außerdem ruht der Kessel mit zwei Kugelzapfen im Abstand 860 mm zwischen dritter und vierter Kuppelachse auf. — Die als Beispiel gewählte bayrische Ausführung hat abgeschrägte Achslagerleisten. Die mögliche Neigung der Achsen zum Rahmen ist bei $\nu = 0,5 \text{ mm}$ $\psi_v = \psi_h = \frac{0,5}{80} = \frac{1}{160}$; für $\Psi = 0,0273$

würde die mögliche Verdrehung von $2 \times \frac{1}{160} = 0,125$ nicht

ausreichen, vorderer und hinterer Rahmen würden vielmehr einen Winkel von $0,0148 = (1 : 67)$ bilden. Für eine Rampe $1 : 600$ wäre die Neigungsmöglichkeit der Achsen jedoch ausreichend, einen Mindestspielraum von $0,5 \text{ mm}$ vorausgesetzt. Die Abb. 13 stellt die Verdrehung der einzelnen Fahrzeugteile der Lokomotive dar. Das vordere Gestell ist schematisch zwischen Hintergestell und Kessel eingezeichnet. Der hintere Rahmen hängt nur mit seiner äußeren Spansschraube am vorderen Rahmen, ebenso ruht der Kessel nur mit dem äußeren Zapfen auf; die innere Spansschraube ist lose; der innere Stützzapfen steht ab.

An den äußeren Rädern tritt dadurch eine Belastungserhöhung von $7,75$ auf 9 t , an den inneren eine Entlastung auf 6 t ein (wenn die Lokomotive die Überhöhungsrampe im Einlaufbogen befährt). Für den Abstand der Lastübertragungsstellen ist hierbei ein gemeinsames mittleres Maß von 960 mm angenommen.

Fährt die Lokomotive in eine Krümmung ein, so wird die innere Stützfläche abkippen und die äußeren Räder werden belastet, die inneren entlastet. Beim Auslauf aus der Krümmung tritt aber der umgekehrte Fall ein, daß die führende Seite des Drehgestells entlastet wird. Auch der erste Fall ist, wie bereits oben erwähnt, keineswegs als sicher anzusehen. — Nicht nur in den Übergangsbögen, sondern auch in der eigentlichen Krümmung wäre ferner ein solches Abkippen des Lokomotivrahmens vom Drehgestell denkbar, hier hervorgerufen durch die Zentrifugalkraft, je nach Geschwindigkeit und der Überhöhung der Kurve nach innen oder nach außen gerichtet, und durch Schwingungen, falls der Hauptrahmen nach der an den Kuppelachsen vorhandenen Neigungsmöglichkeit in größeren

Schwingungsweiten pendeln kann als der Drehgestellrahmen. Es empfiehlt sich daher wohl, vor allem auf ausreichende Neigungsmöglichkeit der Drehgestellachsen zu achten.

Die vorangehenden Untersuchungen haben gezeigt, in welchem Zusammenhang Unebenheiten der Bahn und Nachgiebigkeit der Achsen stehen. Es erscheint daher angezeigt, für beide gewisse Normen aufzustellen. Für Überhöhungsrampen bei Gleisbögen ist dies geschehen. Im Entwurf der neuen Vorschriften für die Bahnunterhaltung ist ihre Höchstneigung, der bisherigen, im größten Teil des Reichsbahngebietes befolgten Übung entsprechend, auf $1 : 600$ begrenzt. Für Einsenkungen fehlen bestimmte Vorschriften. Es wäre erwünscht, wenn von bautechnischer Seite weitere Angaben gemacht würden, welche Abweichungen vom idealen

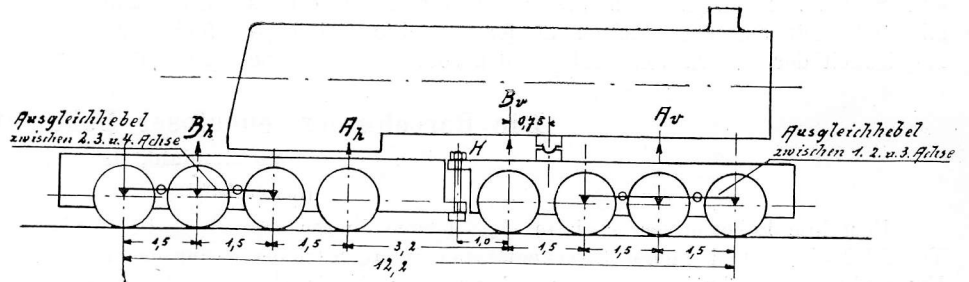


Abb. 12. Lokomotive der Mallet-Bauart.

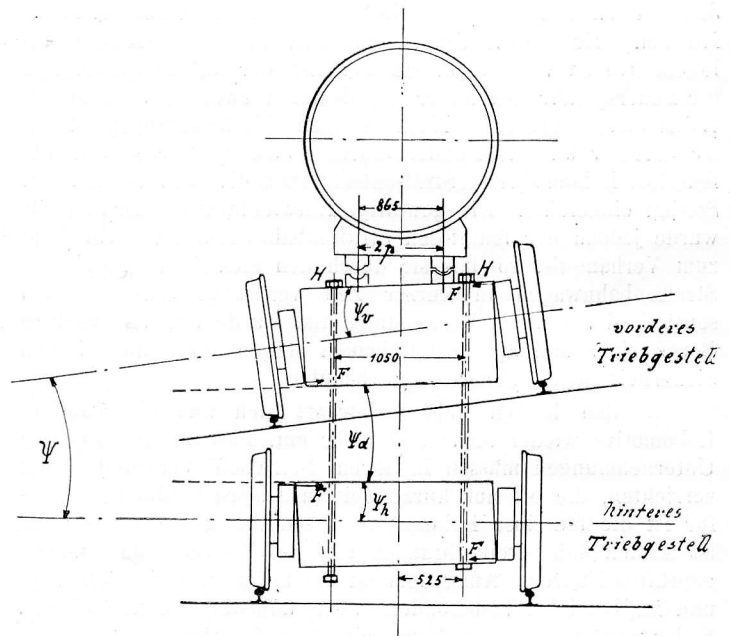


Abb. 13. Lok. der Mallet-Bauart. Vorderes Triebgestell ist der Deutlichkeit halber zwischen Hauptgestell und dem mit diesem verbundenen Kessel gezeichnet.

Zustand in der Schienenlage auch bei ausreichender Unterhaltung als unvermeidbar angesehen werden müssen, um dem Lokomotivkonstrukteur Anhaltspunkte für die Gestaltung der einschlägigen Bauteile zu geben. Hiernach wären Höchstmäße festzusetzen, bis zu denen Einsenkungen noch als unschädlich anzusehen sind. Bei der Festsetzung eines solchen Höchstmäßes dürften freilich auch die dynamischen Wirkungen nicht unberücksichtigt bleiben. Wohl zu beachten wäre ferner bei einer solchen Festsetzung, daß Einsenkungen unter Umständen in den beiden Schienensträngen um den Achsstand eines Fahrzeugs versetzt auftreten können und daß sich ihre Wirkung

dann summiert (s. o.). Auf der anderen Seite wäre für den Bau von Lokomotiven eine bestimmte Neigungsmöglichkeit der Achsen in den Achslagerführungen vorzuschreiben. —

Eine Ausführung, welche die Forderung der Neigung mit genauer Parallelführung vereinigt, ist die Zara-Achsbüchse (vergl. Organ 1908, S. 137). Die Ausführung ist jedoch teuer. Die Anforderungen werden genügend erfüllt, wenn, wie dies bereits vielfach geschieht, die Höhe der Führung auf den mittleren Teil begrenzt und ein Spielraum von mindestens 1 mm vorgeschrieben wird. Dabei sollte aber in den Fabriken und Werken darauf gesehen werden, daß der Spielraum beim Einsetzen der Achse gleichmäßig verteilt wird. Es dürfen also nicht etwa beide äußere oder beide innere Leisten anliegen, die Achse muß vielmehr 1 mm wirkliche Seitenverschiebung haben. In den Betriebswerkstätten muß darauf geachtet werden, daß sich diese Spielräume nicht durch Sand und Schmutz zusetzen, denn dieser Mindestspielraum muß mit Sicherheit aufrecht erhalten werden. — Die Neigungsmöglichkeit der Achsen von Drehgestellen soll, wenn seitliche

Auflager vorhanden sind, stärker sein als die der Achsen des Hauptrahmens. Ist die Höhe der Führungsleisten bei den Treibachsen 120, bei den Drehgestellachsen 60, so ergibt sich bei einem Spielraum von 1 mm eine Gesamtneigung der ersten zur letzten Achse von $\frac{1}{120} + \frac{1}{60} = \frac{1}{40}$, was als ausreichend anzusehen ist. Die Erweiterung des Leistenabstandes nach oben und unten müßte in einer genügenden Neigung verlaufen; die zur Zeit bei 1 mm Erweiterung vorhandene Neigung $\frac{0,5}{130} = \frac{1}{260}$ wäre nicht ausreichend.

Für die Federn bedeuten diese Neigungen $\pm \frac{1150}{120}$ und $\frac{1150}{60} \approx \pm 10$ bzw. ± 20 mm Durchbiegung; im ersten Fall also etwa $\pm 17\%$ Belastungsänderung bei 60 mm normaler Einsenkung. Es wäre also bei normalen Schwingungen nicht zu befürchten, daß die Schwingungsweite durch die Anschläge begrenzt wird.

Die Berechnung feuerloser Lokomotiven.

Von Dr. Ing. Wichtendahl, Hannover.

Hierzu Tafel 42.

Feuerlose Lokomotiven sind in den letzten Jahren für Verschiebedienst und kleine Streckenfahrten in industriellen Unternehmungen sehr in Aufnahme gekommen, weil sie sich für diese Zwecke als außerordentlich brauchbar erwiesen haben.

Der Gedanke der feuerlosen Lokomotive stammt aus dem Jahre 1872 von dem Deutsch-Amerikaner, Zahnarzt Dr. Emil Lamm. Er beabsichtigte, seine Erfindung als Straßenbahnlokomotive zu verwenden, da bei ihr der lästige Qualm und die Feuersgefahr gegenüber der damals verwendeten gefeuerten Lokomotive fortfiel. Nach einigen Verbesserungen durch Scheffler und insbesondere durch Francq (1875) wurde die feuerlose Lokomotive als Straßenbahnlokomotive an verschiedenen Stellen eingeführt. Die gewaltige Entwicklung der Elektrizität wurde jedoch der feuerlosen Straßenbahnlokomotive sehr bald zum Verhängnis, so daß sie durch den elektrisch betriebenen Straßenbahnwagen in kurzer Zeit verdrängt wurde. Auch sonst fand sie wenig Verwendung und wurde nur vereinzelt in Bergwerken und Sprengstoffabriken wegen ihrer unbedingten Sicherheit gegen Feuersgefahr benutzt.

In den letzten Jahren bürgert sich nun die feuerlose Lokomotive wieder mehr und mehr ein. Fast alle industriellen Unternehmungen müssen in ihren Betrieben Verschiebearbeit verrichten, die oft nur kurze Zeit in Anspruch nimmt. Hierfür ist die feuerlose Lokomotive besonders gut geeignet; sie ist schnell fahrbereit, braucht geringe Wartung und keinen geprüften Führer. Außerdem ist sie billig in der Anschaffung und im Betriebe, insbesondere aber unbedingt betriebssicher. Selbstverständlich ist die Verwendung von feuerlosen Lokomotiven nur dort möglich, wo ortsfeste Dampfkesselanlagen vorhanden sind. Es wird sich dort in den meisten Fällen einrichten lassen, die Füllung des Kessels in den Betriebspausen vorzunehmen und dadurch in äusserst billiger Weise die Wärmespeicherung in dem Kessel der feuerlosen Lokomotive zu erhalten.

Infolge der bisherigen geringen Verbreitung feuerloser Lokomotiven ist ihre Arbeitsweise nicht sehr eingehend untersucht worden; insbesondere sind aber in den veröffentlichten Berechnungsarten Fehler begangen worden und besondere Eigenarten der feuerlosen Lokomotive unberücksichtigt geblieben.

Bei der Betrachtung ihrer Arbeitsweise sind zwei von einander vollkommen unabhängige Vorgänge scharf zu trennen:

I. Der Ladevorgang (Füllvorgang);

II. der Entladevorgang (Leistungsabgabe während der Fahrt).

Der Ladevorgang*) soll hier nicht behandelt, sondern nur der Entladevorgang eingehend besprochen werden. Für die Leistungsabgabe feuerloser Lokomotiven sind folgende grundlegende Fragen zu untersuchen:

1. Wieviel Dampf wird in dem Heißwasserspeicher durch die ständige Druckverminderung erzeugt?
2. Welche Arbeit kann mit dem erzeugten Dampf geleistet werden?

I. Die Dampferzeugung in dem Heißwasserspeicher durch Druckverminderung.

Ist in dem Kessel einer feuerlosen Lokomotive eine bestimmte Wassermenge vorhanden, die beispielsweise auf 200°C erhitzt ist, so müssen in jedem kg Wasser 204 WE enthalten sein, und es muß in dem Kessel ein Druck von 16 ata herrschen, da die Temperatur, der Wärmeinhalt des Wassers und der Druck im Kessel in ganz bestimmter gesetzmäßiger Beziehung zueinander stehen. Läßt man aus dem Dampfraum des Kessels Dampf ausströmen, so wird damit in dem Dampfraum eine Drucksenkung eintreten, wodurch nur der Gleichgewichtszustand zwischen Druck im Kessel und spezifischem Wärmeinhalt des Kessels gestört wird. Das Wasser muß dann bekanntlich so viel Wärme abgeben, daß sein Wärmeinhalt wieder dem niedrigeren Kesseldruck entspricht. Dieser Wärmeüberschuss bei einer eintretenden Drucksenkung bringt Wasser zum Verdampfen und entweicht in dem erzeugten Dampf aus dem Kessel.

Um die Dampfmengen zu bestimmen, die bei einer bestimmten Drucksenkung und bei einem bestimmten Wasserinhalt erzeugt werden, sind eine Reihe von Formeln aufgestellt worden**). Wertet man jedoch alle die bekannten Formeln für einen bestimmten Fall aus, so ergeben sich Abweichungen

*) Eingehende Abhandlungen siehe Hanomag-Nachrichten 1925, Heft 136.

***) Literaturangabe von Formeln über Dampferzeugung. a) Borsig-Katalog. b) Buch von John „Feuerlose Lok.“ Eisenbahntechn. Zeitschrift 1905, Seite 925. d) „Die Lokomotive“ 1906, Seite 173. e) Deutsche Straßen- und Kleinbahnzeitung 1907, Heft 42. f) Hohenzollern-Katalog. g) Hanomag-Nachrichten 1915, Heft 2 und 7. h) Eisenbahntechn. Zeitschrift 1906, Seite 427. i) Prof. Dr. Zeuner, „Techn. Thermodyn.“, Band 2, Seite 426. k) Ing. Kraufs, Zeitschrift der Dampfkesseluntersuchungs- u. Vers.-G. 1922, Heft 6. l) Dr. Ing. Knopf, Hütte 1925, Band I, Seite 500. m) Prof. Dr. Ing. Pauer „Die Wärme“ 10. 8. 23. n) Die Eisenbahntechnik der Gegenwart 1907, Band 4, Seite 435. o) Dr. Schreiber „Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens“ 1919, Seite 177 und 195.

von rund 100 v. H. Diese verschiedenen Ergebnisse beruhen darauf, dass bei einigen Formeln vereinfachende Annahmen, insbesondere aber bei einigen Formeln Trugschlüsse gemacht sind, auf die hier nicht näher eingegangen werden soll. Um möglichst genaue Werte zu erhalten, ist vom Verfasser eine stufenweise Rechnung durchgeführt worden und zwar nach folgender Überlegung: In dem Kessel seien 1000 kg Heißwasser vorhanden, die z. B. unter einem Druck von 15 ata stehen, so daß in dem Kesselwasser eine Wärmemenge von $1000 \cdot i'$ ($i' =$ Flüssigkeitswärme) enthalten ist. Entnimmt man dem Kessel eine geringe Dampfmenge, z. B. 1 kg, so geht mit dem Dampf je nach dem Feuchtigkeitsgehalt x eine Wärmemenge von $x \cdot i''$ ($i'' =$ Dampfwärmeinhalt für $x = 1$) aus dem Kessel heraus. Nach der Entnahme sind dann noch 999 kg Wasser enthalten, dessen Wärmeinhalt um $x \cdot i''$ gegenüber dem anfänglichem Wärmeinhalt geringer sein muß. Man kann somit die Flüssigkeitswärme i' nach der Entnahme berechnen und damit aus den Dampftabellen den Enddruck im Kessel ablesen. Für 1000 kg Anfangskesselwasser bei 15 ata und unter Annahme einer Erzeugung von trocken gesättigtem Dampf würde sich die Rechnung folgendermaßen ergeben:

Anfangszustand: 1000 kg Wasser = 204 740,0 WE. bei 15 ata
entnommen: 1 » Dampf = 670,5 » » » 15 »

Endzustand: 999 » Wasser = 200 069,5 » »

WE.-Inhalt von 1 kg Wasser = $\frac{200\ 069,5}{999} = 200,27$ W. E

daraus Druck des Endzustandes = 14,85 ata.

Durch Fortsetzung dieser Rechnung ist die erzeugte Dampfmenge in Abhängigkeit vom Druckabfall zu bestimmen. Abb. 1, Taf. 42 zeigt im Schaubild nach dieser Rechnung die Dampfentwicklung bei verschiedenen Anfangsspannungen bezogen auf 1 m^3 Anfangskesselwasser.

Der oben entwickelte Ansatz entspricht allerdings nicht ganz der Wirklichkeit. Tatsächlich geht aus dem Kessel nicht nur die Dampfwärme $x \cdot i''$ heraus, sondern auch noch die während der Dampfentwicklungszeit durch die äußere Abkühlung hervorgerufene Verlustwärme. Außerdem wird durch die im Dampfraum befindliche Wärme die Rechnung beeinflusst.

Alle diese Verhältnisse sind vom Verfasser einer eingehenden Untersuchung unterzogen worden*), deren Ergebnisse hier kurz angegeben werden sollen.

1. Der bei der Drucksenkung sich vergrößernde Dampfraum braucht nicht durch den aus dem Kesselwasser erzeugten Dampf aufgefüllt zu werden, sondern gibt bei der Drucksenkung Dampf ab. Dadurch erhöht sich die Dampfentwicklung um rund 1 v. H. im Vergleich zu der Dampfentwicklung ohne Berücksichtigung des Dampfraumes.
2. Der Zustand des erzeugten Dampfes wurde mittels Drosselkalorimeters bei Stillstand der Maschine untersucht, und es ergab sich, daß der Dampf trocken gesättigt ($x = 1$) war. Der Dampfzustand bei der Erzeugung während der Fahrt wird für mittlere Verhältnisse auf einen Feuchtigkeitsgehalt von 4 v. H. ($x = 0,96$) geschätzt. Hierdurch ist ein geringerer Wärmehaufwand für 1 kg Dampf nötig im Vergleich zu einer Erzeugung von trocken gesättigtem Dampf.
3. Bei einer feuerlosen Lokomotive mittlerer Bauart (etwa 8 m^3 Kesselwasser) und mäßiger Geschwindigkeit vergehen während der Fahrt 27 Sek., wenn 1 kg Dampf bezogen auf 1000 kg Kesselwasser erzeugt wird. In diesen 27 Sek. gehen im hohen Druckbereich 25 WE, bezogen auf 1000 kg Kesselwasser, verloren. Dieser Verlust nimmt mit sinkendem Druck immer mehr ab

*) Siehe Dr.-Dissertation Wichtendahl, Techn. Hochschule Hannover.

und beträgt bei 1 at Kesseldruck nur noch 15 WE. Wegen des Abkühlungsverlustes muß demnach mehr Wärme aufgebracht werden.

4. Die Einflüsse des Dampfwechtigkeitsgehaltes und des Abkühlungsverlustes heben sich zahlenmäßig in ihrer Wirkung auf die Dampferzeugung ungefähr wieder auf, so daß eine Rechnung mit der Annahme trocken gesättigten Dampfes für die Praxis genügend genaue Werte ergibt.

Da, wie schon erwähnt, die Ergebnisse der in der Literatur befindlichen Formeln stark voneinander abweichen, so ist zur Prüfung folgender Versuch gemacht worden. Eine Lokomotive wurde im gefüllten Zustande auf eine Wage gefahren und der Dampf bei Stillstand der Lokomotive durch die Zylinderablaßhähne abgeblasen. Der Wasserinhalt wurde nach dem Wasserspiegel im Wasserstandsgläse zu 13 m^3 errechnet. Die unten angeführte Zusammenstellung gibt die Versuchsdaten an, ferner die Dampferzeugungsmengen nach der obigen stufenweisen Rechnung und nach den Formeln, nach denen, soweit es dem Verfasser bekannt ist, bis jetzt alle Lokomotivfabriken rechnen.

Dampferzeugung nach:

Dampf-Druck	Gewicht	dem Versuch	der stufenweisen Rechnung	den Formeln der Lokomotiv-Fabriken
11	35240			
10	35150	90	90	182
8	34890	350	318	558
6	34640	600	565	970
4,5	34380	860	780	1300
2,5	33960	1280	1100	1820

Der Versuch hat gezeigt, daß sich die Werte der stufenweisen Rechnung gut nähern. Die Versuchswerte müssen deswegen etwas höher sein, weil zu der stufenweisen Rechnung noch die 1 v. H. Mehrdampferzeugung aus dem Dampfraum hinzukommt. Außerdem hatte die Versuchslokomotive einen großen Kessel, der eine kleinere Oberfläche bezogen auf 1000 kg Kesselwasserinhalt aufweist, als eine mittlere Bauart, so daß der spezifische Abkühlungsverlust geringer wird und dadurch mehr Wärme zur Dampferzeugung als bei einer mittleren Bauart zur Verfügung steht.

Die vom Verfasser vorgenommene stufenweise Rechnung stimmt mit den Werten von Dr. Ing. Knopf (s. 2. Anmerkung auf Seite 506) sehr genau, und ziemlich genau mit den Werten nach Zeuner und den in der Eisenbahntechnischen Zeitschrift 1906 angegebenen Formel überein, während die Formeln, nach denen die Lokomotivfabriken rechnen, viel zu hohe Werte ergeben.

II. Das Arbeitsvermögen feuerloser Lokomotiven.

Die bisherige Art der Berechnung des Arbeitsvermögens feuerloser Lokomotiven ist von den gefeuerten Lokomotiven übernommen. Es sei hier vorweggenommen, daß dabei besondere Eigenarten der feuerlosen Lokomotive unberücksichtigt geblieben sind und infolgedessen die allgemein angewendete Berechnungsart falsch ist:

Bisher wurde folgendermaßen gerechnet: Aus Zugkraft, die sich nach bekannten Formeln ergibt, und aus der zurückzulegenden Strecke ist die zu leistende Arbeit bekannt. Da der spezifische Dampfverbrauch für 1 PS-Std. ($270\ 000\text{ mkg}$) durch Versuche ermittelt ist, erhält man aus dem Produkt der Arbeit A und des spezifischen Dampfverbrauchs d die für die Arbeit erforderliche Gesamtdampfmenge:

$$\text{Gl. 1} \quad \dots \quad D_{\text{kg}} = A_{\text{mkg}} \cdot d_{\text{kg/mkg}}$$

Die Lokomotivbauanstalten rechnen mit einer unveränderlichen Dampfverbrauchszahl von 23, 24 bzw. 27 kg/PS_e-Std.

Aus der Gleichung kann dann für ein bestimmtes Arbeitsprogramm der Gesamtdampfverbrauch D und somit die erforderliche Kesselgröße festgelegt werden.

Da die geleistete Arbeit das Produkt aus zurückgelegter Strecke und Zugkraft ist, so müßte man bei einem bestimmten Gesamtdampfverbrauch D bei Leerfahrt eine weitere Strecke fahren können als bei einer Lastfahrt. Der Unterschied geht am besten aus einem Beispiel hervor: Bei einem Wasserraum von 12 m^3 können von 8 atü Anfangsdruck bis 2 atü Enddruck insgesamt 865 kg Dampf ($12 \times 72 \text{ kg}$, siehe Abb. 1, Taf. 42) erzeugt werden. Bei einem Lokomotivgewicht von 34 t und einem Lokomotivwiderstand von 8 kg/t ist eine Zugkraft von 272 kg zur Fortbewegung der Lokomotive auf gerader ebener Strecke bei mäßiger Geschwindigkeit erforderlich. Rechnet man mit einem spezifischen Dampfverbrauch von 27 kg/PS_e-Std., so ergibt sich aus Gleichung 1, daß die Lokomotive eine Strecke von 32 km zurücklegen kann. Würde man unter sonst gleichen Verhältnissen eine Lastfahrt mit z. B. 130 t unternehmen, so ist unter Zugrundelegung eines Wagenwiderstandes von 4 kg/t die erforderliche Zugkraft $272 + (4 \cdot 130) = 792 \text{ kg}$, und es könnte dann nach Gleichung 1 eine Strecke von 11 km zurückgelegt werden. Demnach wird bei der Leerfahrt eine dreimal weitere Entfernung zurückgelegt als bei der Lastfahrt.

Vom Verfasser sind nun mit einer feuerlosen Lokomotive (12 m^3 Kesselwasserinhalt) mehrere Versuchsfahrten und zwar Leer- und Lastfahrten unternommen worden, etwa unter ungefähr den gleichen Bedingungen, wie in den obigen Rechnungsbeispielen angenommen wurde. Das Ergebnis der Versuchsfahrten war aber ein ganz anderes. Es stellte sich heraus, daß die Lokomotive bei Leer- und Lastfahrt ungefähr die gleiche Strecke zurücklegte. In der Abb. 2, Taf. 42 sind die Versuchsfahrten, d. h. der Druckabfall in Abhängigkeit von der zurückgelegten Strecke, eingetragen. Das ebenfalls in die Abb. 2, Taf. 42 eingezeichnete Streckenprofil weist nur zwei ganz schwache Kurven auf, so daß die Versuchsstrecke als gerade anzusehen ist. Der in der Mitte der Strecke liegende Bahnhof war der Umkehrpunkt der Versuchsfahrt. Infolge der Rangiertätigkeit und Fehlens der Kilometersteine mußte die Messung im Bahnhofgebiet unterbleiben. Bei allen Versuchsfahrten wurde, so gut es ging, eine mittlere Geschwindigkeit von 25 km/h innegehalten und bei der Füllung darauf geachtet, daß zu Beginn der Fahrt immer der gleiche Wasserstand vorhanden war.

Die Versuchsfahrten 1, 2 und 3 wurden mit der Drosselregelung ausgeführt, d. h. die Steuerung wurde ganz ausgelegt (80% Füllung); die andere Möglichkeit der Fahrweise mit Füllungsregelung soll zunächst nicht behandelt werden. Fahrt 1 war eine Leerfahrt (32 t Lokomotivgewicht), Fahrt 2 mit 60 t und Fahrt 3 mit 130 t Schlepplast. Obwohl der Anfangszustand bei allen drei Fahrten ungefähr der gleiche war, ist trotz der verschiedenen Belastung der Druckabfall und damit der erforderliche Dampfverbrauch in allen drei Fällen so gut wie gleich. Die Rechnung für die Leerfahrt ergab eine Strecke von 32 km, während die Lokomotive in Wirklichkeit nur 14 km, also noch nicht einmal die Hälfte zurückgelegt hat. Zwar ist die Versuchsstrecke nicht vollkommen eben und kurvenfrei, aber man müßte ungewöhnlich hohe Werte in die Gleichung 1 einsetzen, um statt 32 km nur 14 km zu errechnen. Die Lastfahrt mit 130 t ergibt ebenfalls rund 14 km Fahrt, während nur 11 km errechnet wurde, und man müßte geringere und ungebräuchliche Widerstandswerte in die Gleichung 1 einsetzen, um das Versuchsergebnis zu erhalten. Da somit das falsche Rechnungsergebnis allem Anschein nach nicht durch unrichtige Wahl der Widerstandswerte hervorgerufen ist, so bleibt nur noch eine Möglichkeit, daß die für alle Fälle unveränderlich angenommene spezifische Dampfverbrauchszahl von 27 kg/PS_e-Std. fehlerhaft und bei Leerfahrt der spezifische Dampfverbrauch

wesentlich höher, bei der Lastfahrt von 130 t dagegen etwas geringer als 27 kg/PS_e-Std. ist.

Wie die nachfolgenden Betrachtungen zeigen werden, ist der spezifische Dampfverbrauch bei feuerlosen Lokomotiven keineswegs eine gleichbleibende Größe, sondern mit der Belastung sehr stark veränderlich und es ist daher die bisherige Berechnungsweise falsch.

Zwischen einer gefeuerten und feuerlosen Lokomotive besteht ja der Unterschied, daß bei letzterer der Dampfdruck immer mehr sinkt. Um nun bei der feuerlosen Lokomotive noch die erforderliche Zugkraft zu erzeugen, wenn der Kesseldruck stark gesunken ist, hat man Zylinder mit großen Durchmessern anordnen müssen. Um bei der Versuchslokomotive für die Leerfahrt eine Zugkraft von 270 kg zu erzeugen, ist bei den vorhandenen Triebwerksabmessungen $\left(\frac{500 \cdot 400}{1000}\right)$ ein mittlerer Kolbendruck p_m von nur 0,27 atü und für die Lastfahrt mit 130 t ein p_m von 0,79 atü erforderlich. Diese außerordentlich geringen mittleren Zylinderdrücke haben einen recht unerwünschten Einfluß auf den spezifischen Dampfverbrauch und sind bis jetzt noch nicht gebührend berücksichtigt worden.

Wird die Steuerung voll ausgelegt, so kommt dieses einer 100 v. H. Zylinderfüllung nahezu gleich. Für eine 100 v. H. Füllung kann auf rein rechnerischem Wege in sehr einfacher Weise der spezifische Dampfverbrauch bestimmt werden. Es sei ein reibungsfreier Zylinder mit einer Kolbenfläche von 100 cm^2 angenommen, dessen Hub beliebig vergrößert werden kann. Der Kolben befindet sich zunächst im Totpunkt. Läßt man nun in diesen Zylinder gerade 1 kg Dampf von z. B. 8 atü hinein, wobei keine Abkühlungsverluste und dergleichen eintreten sollen, so wird der Kolben einen bestimmten Weg zurücklegen müssen. Da 1 kg Dampf nach den Dampftabellen bei 8 atü einen Raum von $0,212 \text{ m}^3$ einnimmt und die Kolbenfläche zu 100 cm^2 gewählt war, so muß sich der Kolben 21,2 m vom Totpunkt entfernen, wenn in dem Zylinder 1 kg Dampf unter 8 atü enthalten sein soll. Während dieser Kolbenbewegung wird eine Arbeit von $8 \cdot 100 \cdot 21,2 = 16900 \text{ mkg}$ geleistet. Stellt man diese Rechnung für verschiedene Dampfspannungen an, so zeigt sich, daß das Arbeitsvermögen von 1 kg Dampf mit sinkendem Druck immer mehr abnimmt. Drosselt man den Dampf vor Eintritt in den Zylinder auf Atmosphärendruck, so wird das Arbeitsvermögen natürlich 0, da ja zwar ein sehr großes Dampfvolument vorhanden, aber die Kolbenkraft 0 ist. Abb. 3, Taf. 42 zeigt die Abnahme des Arbeitsvermögens von 1 kg Dampf mit sinkendem Druck.

Da 1 PS-Std. mit 270000 mkg gleichbedeutend ist, so kann auf Grund des gefundenen Arbeitsvermögens der spezifische Dampfverbrauch bei den verschiedenen Zylinderdrücken ausgerechnet werden (siehe Abb. 3, Taf. 42). Demnach schwankt der spezifische Dampfverbrauch bei einer ganz geringen Spannungsänderung im unteren Druckbereich außerordentlich stark.

Wenn die nach Gleichung 1 durchgeführte Rechnung die Versuchsergebnisse wiedergeben soll, also statt 32 km für Leerfahrt nur 14 km, und statt 11 km für die Lastfahrt mit 130 t auch nur 14 km, so müßte unter Beibehaltung der angenommenen Widerstandswerte für die Leerfahrt ein spezifischer Dampfverbrauch von 63 und für die Lastfahrt ein solcher von 21 kg/PS_e-Std. eingesetzt werden. Wie schon erwähnt, müßte für die Leerfahrt ein p_m von 0,27 und für die Lastfahrt ein p_m von 0,79 atü im Zylinder herrschen. Vergleicht man nun die auf Grund der Versuchsfahrten errechneten spezifischen Dampfverbrauchszahlen von 63 und 21 mit den in Abb. 3, Taf. 42 dargestellten Werten, so ist bei den in Frage kommenden Spannungen eine gute Übereinstimmung zu erkennen. Ganz genau können die Werte nicht gleich sein, da rein rechnerische Zahlen mit Versuchsergebnissen verglichen werden. Somit dürfte

klar erwiesen sein, daß der spezifische Dampfverbrauch bei feuerlosen Lokomotiven keine gleichbleibende Größe ist.

Bisher war die Untersuchung für eine Fahrweise mit ausgelegter Steuerung, also mit Drosselreglung, durchgeführt. Die wirtschaftlichere Fahrweise ist natürlich die Fahrt mit Füllungsreglung, bei der immer durch ganzes Öffnen des Reglers der volle Kesseldruck in den Schieberkasten gelangt und der erforderliche mittlere Druck durch verschiedene Füllungseinstellungen geregelt wird. In Abb. 2, Taf. 42 gibt Kurve 4 den Druckabfall einer Leerfahrt der Versuchslokomotive mit Füllungsreglung wieder, die im Vergleich zu Kurve 1 — Leerfahrt mit Drosselreglung — flacher verläuft, d. h. also weniger Dampf für die gleiche Strecke benötigt hat. Berücksichtigt man die etwas niedrigere Anfangsspannung der Kurve 1 und den Druckabfall auf der ersten Station durch Aufenthalt, so ist am Ende der Fahrt mit Füllungsreglung im Kessel ein nur um 1 at höherer Druck gegenüber der Fahrt mit Drosselreglung vorhanden; der Vorteil der Fahrweise mit Füllungsreglung ist demnach nicht sehr erheblich. Für die feuerlose Lokomotive ist die Steuerungsanordnung von der gefeuerten Lokomotive ungeändert übernommen, die für einen gleichbleibenden Schieberkastendruck von 12 bis 14 atü berechnet ist, und den ständig sinkenden Dampfdruck nicht berücksichtigt. Da bei den großen Zylindern mittlere Drücke von 0,3 bis 0,8 atü genügen, die erforderlichen Zugkräfte zu er-

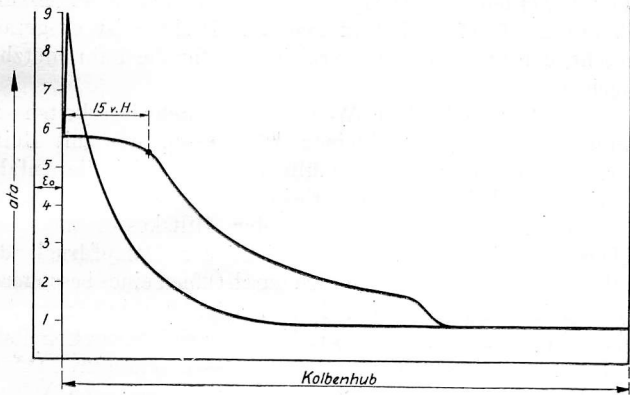


Abb. 1.

zeugen, so kommt bei 5,5 atü Schieberkastendruck eine Füllung von 15 v. H. in Frage (siehe Textabb. 1). Bekanntlich ist bei solchen geringen Füllungen die Vorausströmung sehr groß (37 v. H. vor dem Totpunkte) und der Verdichtungsbeginn sehr früh (auch etwa 37 v. H. vor dem Totpunkte). Wie Textabb. 1 erkennen läßt, ist das Dampfdiagramm nicht als wirtschaftlich zu bezeichnen. Auch bei Füllungseinstellungen von 20 v. H. und 30 v. H. ist infolge des entsprechend niedrigeren Schieberkastendruckes Schleifenbildung durch zu hohen Verdichtungsdruck vorhanden, was sich während der Fahrt durch ständiges Schwanken des Schieberkastenmanometers bemerkbar macht. Somit ist es erklärlich, daß eine Fahrt mit Füllungsreglung keine so großen Vorteile bezüglich des Dampfverbrauches gegenüber der Fahrt mit Drosselreglung aufweist. Im praktischen Betriebe wird meistens mit Drosselreglung gefahren, da die feuerlose Lokomotive fast ausschließlich Verschiebedienste vornehmen muß. Zum Anfahren wird immer die große Füllung gebraucht. Da die eigentliche Fahrdauer beim Verschieben nur sehr kurz ist, lohnt es sich nicht, die Steuerung umzulegen. Außerdem tut der Führer es praktisch nicht, weil er beim Verschiebedienst die Strecke gut beobachten muß, und er durch das Umlegen abgelenkt würde. Somit dürfte in den meisten Fällen die teure Kulissensteuerung überflüssig sein.

Die obigen Ausführungen haben gezeigt, daß die bisherige Berechnungsart des Arbeitsvermögens feuerloser Lokomo-

tiven unrichtig ist, weil sie besondere Eigenarten der Lokomotive nicht berücksichtigt. Der spezifische Dampfverbrauch ist keine gleichbleibende Größe, sondern schwankt außerordentlich stark mit dem mittleren Zylinderdruck, d. h. mit der Belastung. Es drängt sich hier nur die Frage auf, warum man mit der bisherigen Berechnungsart immer durchgekommen ist und sich der Fehler praktisch nicht schon unangenehm bemerkbar gemacht hat. Dieses wäre längst eingetreten, wenn eine feuerlose Lokomotive an jemanden verkauft wäre, der mit ihr ohne Schlepplast eine weite Strecke, z. B. 30 km, hätte fahren wollen. Da aber jede Lokomotive für die verlangte größte Schlepplast berechnet wird, und dabei vorsichtshalber immer sehr hohe Widerstandswerte eingesetzt werden, so ist für die angenommene, rechnerisch sich ergebende größte Zugkraft die spezifische Dampfverbrauchszahl zu hoch eingesetzt (sie ist nicht 27, sondern nur 20 kg/PS-Std.). Dafür werden aber nach den Formeln, nach denen die Lokomotivfabriken die im Kessel erzeugten Dampfmenngen ausrechnen, zu hohe Gesamtdampfmenngen in die Berechnungsgleichung 1 des Arbeitsvermögens eingesetzt. Diese beiden Fehler heben sich nun größtenteils gegenseitig auf, so daß das Rechnungsergebnis mit der Wirklichkeit immer ganz gut übereingestimmt hat.

Um nun den in Abhängigkeit von der Belastung stark schwankenden spezifischen Dampfverbrauch in der Berechnung zu berücksichtigen, schlägt der Verfasser eine andere, sich nur auf Versuchsergebnisse stützende Berechnungsweise vor; und zwar soll der Dampfverbrauch zugrunde gelegt werden, den eine Lokomotive bei den verschiedenen Belastungen und Steigungen braucht, um 1 km zurückzulegen. Aus den Versuchsfahrten ist der Druckabfall bei 1 km zurückgelegter Strecke bekannt. Da der anfängliche Kesselwasserinhalt ebenfalls bekannt ist, so kann aus diesen Angaben die erzeugte bzw. verbrauchte Dampfmenge berechnet werden. Für die Versuchslokomotive ergeben sich folgende Zahlen für Drosselreglung:

Dampfverbrauch für 1 km Fahrt bei Drosselreglung:

Steigung	gerade Strecke	
	1 : ∞	1 : 200
Leerfahrt	60 kg	80 kg
mit 60 t Schlepplast	62 „	84 „
mit 150 t Schlepplast	66 „	92 „

Man ersieht, wie außerordentlich gering die Erhöhung des Dampfverbrauches bei zunehmender Belastung ist. Es braucht infolge der großen Zylinderabmessungen der mittlere Dampfdruck nur um wenige Zehntel at zu steigen, um die größeren Zugkräfte aufzubringen. Dieser geringe Druckunterschied hat natürlich auch nur eine geringe Erhöhung des Fülldampfgewichtes bzw. des Dampfverbrauches zur Folge. Da der Kesseldruck bei Drosselreglung auf 0,5 bis 1,0 atü abgedrosselt wird, so sind die oben angegebenen Dampfverbrauchszahlen für 1 km Fahrt unabhängig vom Kesseldruck, also für alle Kesselspannungen gültig. Die Dampfverbrauchsangabe für 1 km Fahrt in Abhängigkeit von der Schlepplast und Steigung ist eine einfache und richtige Berechnungsart des Arbeitsvermögens feuerloser Lokomotiven. Aus der Länge der verlangten Strecke, den Steigungsverhältnissen und Schlepplast kann man sofort nach den Dampfverbrauchszahlen den Gesamtdampfverbrauch bestimmen und danach die erforderliche Kesselgröße bei dem gegebenen Anfangsdruck festlegen. Für Kurven kommt ein geringer Zuschlag von 1 bis 3 kg je 1 km Fahrt hinzu. Die wenigen unternommenen Versuchsfahrten genügen natürlich nicht, einwandfreie Zahlenangaben über den Dampfverbrauch bezogen auf 1 km Fahrt zu geben. Wenn die vorgeschlagene Berechnungsart allgemeine Gültigkeit bekommen soll, müßten noch eine Reihe von Fahrten, insbesondere mit verschiedenen Bauarten

unternommen werden. Verfasser hat sich aber gar nicht bemüht, die Versuchsfahrten zu erweitern, da nach seiner Ansicht die jetzige Bauweise unzuweckmässig ist und durch Änderung der Triebwerksanordnung eine wesentliche Verbesserung im Dampfverbrauch erzielt werden kann.

Die obigen Ausführungen haben gezeigt, dass infolge der grossen Triebwerksabmessungen und der dadurch bedingten starken Drosslung des Dampfes die Dampfenergie zum grössten Teil vernichtet wird. Bei Leerfahrt ist ein spezifischer Dampfverbrauch von über 60 kg/PS_e-Std. vorhanden; mit zunehmender Belastung verbessert er sich, da der Dampf immer weniger gedrosselt wird, bleibt aber trotzdem noch über 20 kg/PS_e-Std. Zu dieser höchst unwirtschaftlichen Dampfausnutzung der jetzigen Bauweise feuersloser Lokomotiven kommen noch zwei unerwünschte Eigenschaften hinzu:

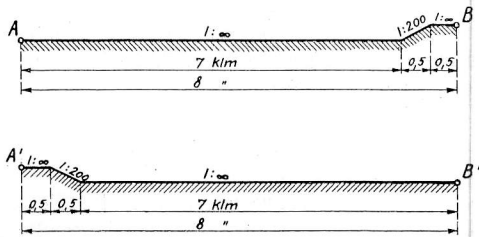


Abb. 2.

Einmal ist es der feuerslosen Lokomotive jetziger Bauart nicht möglich, am Ende einer Fahrt, d. h. bei gesunkenem Kesseldruck, eine starke Steigung zu überwinden. Am besten geht dies aus einem Beispiel hervor. Wie Textabb. 2 zeigt, liegen die Punkte A—B bzw. A'—B' 8 km voneinander entfernt. Es soll eine Schleppplast von 200 t von A nach B und wieder zurück nach A bzw. A'—B'—A' befördert werden. Die feuerslose Lokomotive kann nur in A bzw. A' gefüllt werden, und der zur Verfügung stehende Dampfdruck der ortsfesten Kesselanlage ist 11 atü.

In beiden Fällen beträgt die ebene Strecke für Hin- und Rückfahrt 15 km; die Steigungsstrecke 0,5 km. Nach den Versuchsergebnissen ist der Dampfverbrauch für 1 km ebene gerade Strecke bei 200 t schätzungsweise 70 kg, für 1 km Steigungsstrecke mit 200 t 100 kg. Die 0,5 km lange Gefällsfahrt soll ohne Dampf zurückgelegt werden. Eine Fahrt A—B—A bzw. A'—B'—A' würde demnach eine Dampfmenge brauchen von:

$$\begin{aligned} 15 \cdot 70 \text{ kg} &= 1,050 \text{ kg} \\ 0,5 \cdot 100 \text{ »} &= 50 \text{ »} \\ \hline &1,100 \text{ kg Dampf.} \end{aligned}$$

Wird die Fahrt mit der Versuchslokomotive unternommen, die einen anfänglichen Kesselwasserinhalt von 12 m³ aufweist, so muss jedes anfängliche 1 m³ Kesselwasser 1100 : 12 = 92 kg Dampf erzeugen. Nach Abb. 1, Taf. 42 wird diese Dampfmenge bei einer Drucksenkung von 11 auf 2 atü entwickelt. Hieraus ergibt sich, dass der Kessel der Versuchslokomotive imstande ist, die erforderliche Dampfmenge für die Fahrt herzugeben und in beiden Fällen das Programm zu erfüllen. Tatsächlich kann die Lokomotive aber das Arbeitsprogramm nur für die Strecke A—B—A durchführen. Bei den angenommenen Verhältnissen ist während der Steigungsfahrt eine Zugkraft von 2240 kg unter Zugrundelegung von 8 kg/t Lokomotiv- und 4 kg/t Wagenwiderstand erforderlich. Die Versuchslokomotive kann diese Zugkraft bei einem mittleren Kolbendruck von 2,24 atü, also einem Kesseldruck von mindestens 3 atü aufbringen. Da aber der Kesseldruck kurz vor dem Ende der Fahrt nur noch etwa 2,3 atü beträgt, so kann die Lokomotive die Steigung in dem Streckenprofil A'—B'—A' nicht mehr überwinden und ist daher für diese Strecke nicht zu verwenden. Obwohl die Dampfmenge auch für die Strecke A'—B'—A' der Menge nach

ausreicht, ist man wegen der ungünstig gelegenen Steigung gezwungen, einen grösseren Kessel anzuordnen, was aber meistens an der Kosten-, Profil- oder Gewichtsfrage scheitert. Leider sind derartige Steigungen im Anwendungsgebiet der feuerslosen Lokomotive häufig vorhanden. Ist kein grösserer Kessel unterzubringen, so ist man leicht geneigt, einen noch grösseren Zylinderdurchmesser anzuordnen, so dass infolge der grösseren Kolbenfläche die Zugkraft bei dem niedrigen Druck noch aufgebracht werden kann. Aber durch eine solche Massnahme wird der spezifische Dampfverbrauch noch mehr verschlechtert.

Eine weitere unangenehme Schwierigkeit im Betriebe feuersloser Lokomotiven jetziger Bauart ist das Anfahren bei stark gesunkenem Druck. Wie bekannt, gibt es bei den üblichen Triebwerksanordnungen sehr ungünstige Kurbelstellungen für das Anfahren. Es kann ja der Fall eintreten, dass nur ein Zylinder beim Öffnen des Reglers trotz ausgelegter Steuerung Frischdampf bekommt, so dass die treibende Umfangskraft am Treibrade verhältnismässig klein wird. Nach Beobachtungen des Verfassers ist für ein sicheres Anfahren ein Kesseldruck von mindestens 2,5 atü erforderlich, zumal man praktisch mit etwas undichten Zylinderablasshähnen rechnen muss. Aus diesem Grunde richten es die Führer meist so ein, dass die Lokomotive noch 3 atü Kesseldruck besitzt, wenn sie zur Füllstelle fährt. Es wird nun gerade im unteren Druckgebiet viel mehr Dampf erzeugt als im oberen. Bei einer Drucksenkung von z. B. 12 auf 11 atü werden 8 kg Dampf, dagegen bei einer Drucksenkung von 3 auf 2 atü 17 kg Dampf erzeugt. Deshalb ist es gerade erwünscht, den unteren Druckbereich auch für die Fahrt nutzbar zu machen.

Es gibt verschiedene Wege, diese Schwierigkeiten zu beseitigen. Durch einen kleinen Hilfskessel, der mit Heisswasser, Preßluft oder dergl. gefüllt ist, lassen sich die Anfahr-schwierigkeiten bei gesunkenem Kesseldruck überwinden. Durch eine besondere Rohrleitung steht der Hilfskessel mit dem Schieberkasten in Verbindung. Reicht der Dampfdruck des Hauptkessels nicht mehr aus, so wird durch Öffnen eines besonderen Ventils soviel hochgespannter Dampf oder Preßluft aus dem Hilfskessel entnommen, dass die Lokomotive sich bewegt. Sodann wird das Hilfskesselventil wieder geschlossen und durch Öffnen des Reglers mit dem Hauptkesseldampf weitergefahren*).

Ordnet man statt eines grossen Kessels zwei kleinere an, so ist es einer solchen Lokomotive möglich, das Arbeitsprogramm auf der Strecke A'—B'—A' zu erfüllen. Zunächst wird nur mit dem einen Kessel gefahren, während der andere seinen hohen Kesseldruck behält. Ist am Ende der Fahrt die Steigung erreicht, so kann durch den hohen Druck des zweiten Kessels die für die Steigung erforderliche Zugkraft aufgebracht werden.

Durch solche Anordnungsweisen gelingt es, die oben geschilderten Schwierigkeiten zu überwinden, aber sie verbessern in keiner Weise die schlechte Dampfausnutzung in der feuerslosen Lokomotive. Ist es nun möglich, durch irgendeine Änderung der Bauweise eine wesentliche Verbesserung in der Dampfausnutzung zu erreichen? Die Abmessungen der jetzigen Triebwerksanordnung sind derart, dass für den gewöhnlichen Betrieb ein p_m von nur 0,3 bis 1,0 atü im Zylinder vorhanden zu sein braucht. Die spezifische Dampfverbrauchskurve in Abb. 3, Taf. 42 zeigt anschaulich, dass man sich bei diesen Spannungen gerade in dem äusserst ungünstigen Ast der Kurve befindet, und man muss zur Vermeidung des schlechten spezifischen Dampfverbrauches den mittleren Druck im Zylinder auf 2 bis 3 atü erhöhen. Dies lässt sich sofort durch entsprechende Verkleinerung der Zylinderabmessungen erreichen, wird aber von anderen Massnahmen abgesehen, so hat dies die unangenehme Folge, dass der Kesseldruck nicht mehr soweit ausgenutzt und der Kessel bei einem Druck von 5 bis 6 atü schon wieder gefüllt werden muss. Um diese Schwierigkeiten zu beseitigen,

*) Nähere Angaben siehe Hanomag-Nachrichten 1924 Heft 131.

gibt es mehrere Möglichkeiten. Wie Textabb. 3 zeigt, wird vor die vorhandenen Zylinder in Tandemform ein Zylinderpaar mit kleineren Durchmessern angeordnet. Bei hohem Kessel-Druck wird der Dampf ungedrosselt in die kleinen Zylinder geleitet, während die großen Zylinder leer mitlaufen. Reicht die Kolbenfläche der kleinen Zylinder nicht mehr aus, so wird den großen Zylindern Dampf zugeführt und die kleinen laufen leer mit, bei noch niedrigerem Druck bekommen alle Zylinder Dampf.

Eine solche Bauweise hat den Vorteil, daß sie die altbewährte Triebwerksanordnung beibehält, aber den Nachteil, daß sie gegenüber der alten Anordnung teurer wird.

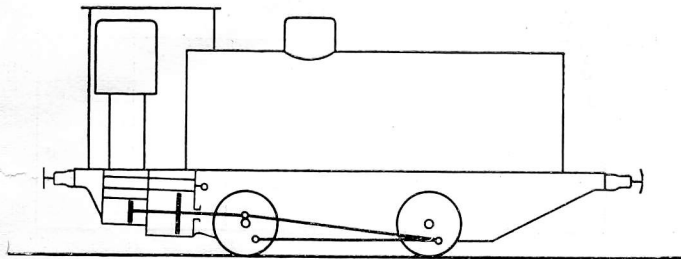


Abb. 3.

Die in Textabb. 4 dargestellte Anordnung wendet eine kleine schnelllaufende Dampfmaschine mit in Tandemanordnung vorgebauten Zusatzzylindern an, die mittels einer Kettenübertragung die Kraft auf die Treibachse überträgt. Die Arbeitsweise ist dieselbe wie die nach Textabb. 3 und hat gegenüber der ersten Anordnung den Vorteil, infolge der viel kleineren

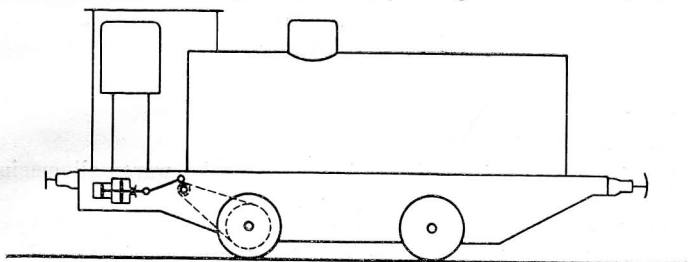


Abb. 4.

Abmessungen der Dampfmaschine billiger in der Anschaffung zu sein. Außerdem sind durch die Übersetzung zwischen Dampfmaschine und Treibachse die Schwankungen der Zugkräfte wesentlich geringer. Beide Anordnungen werden jedoch konstruktiv und betrieblich einige Schwierigkeiten bereiten und es soll hier nicht weiter darauf eingegangen werden, ob die Anordnungen praktisch verwendbar sind oder nicht. Jedenfalls ist die Zuschaltung von Zylindern, ob in Tandemanordnung oder in anderer Weise, ein Weg, den im Kessel der feuerlosen Lokomotive unter ständig sinkendem Druckverhältnis erzeugten Dampf wirtschaftlicher auszunutzen, als bei der jetzigen Bauweise. Der anfängliche hohe Kesseldruck kann bei einem hohen p_m wirtschaftlich verarbeitet werden, und die Vergrößerung der Kolbenfläche durch Zuschalten von Zylindern gibt die Möglichkeit, auch bei niedrigem Kesseldruck die erforderliche Zugkraft noch aufzubringen.

Einen anderen Weg, der nach Ansicht des Verfassers der gangbarste ist, stellt die Anordnung nach Textabb. 5 und 6 dar. Statt bei sinkendem Druck die Kolbenfläche bzw. den Zylinderinhalt zu vergrößern, wird durch Anordnung eines Getriebes das Übersetzungsverhältnis zwischen der kleinen, zweizylindrigen Dampfmaschine und dem Treibrade vergrößert, womit dasselbe erreicht wird, wie durch die oben geschilderte Anordnungsweise. Die Fahrweise mit einer solchen Bauart würde etwa folgendermaßen sein: Der Führer kuppelt Gang vier ein, öffnet den Regler, legt die Steuerung so weit aus, daß die

Lokomotive anfährt und geht dann mit der Steuerung wieder zurück. Da die Abmessungen der Dampfmaschine sehr klein sind, ist die Bedienung der Steuerung ohne große Kraftanstrengung möglich. Wenn der Druck im Kessel soweit gesunken ist, daß bei voll ausgelegter Steuerung die Lokomotive nicht mehr anfährt, so legt der Führer die Steuerung in Mittelstellung, kuppelt den nächst niedrigen Gang ein und wird dann mit Sicherheit anfahren und weiterfahren können.

Eine derartige Anordnung weicht allerdings vollkommen von der bis jetzt bewährten Triebwerksanordnung ab; sie verwendet Kupplungen, Getriebe und Kettenantrieb, Bauelemente, die man im Lokomotivbau bislang vermieden hatte. Seit vielen

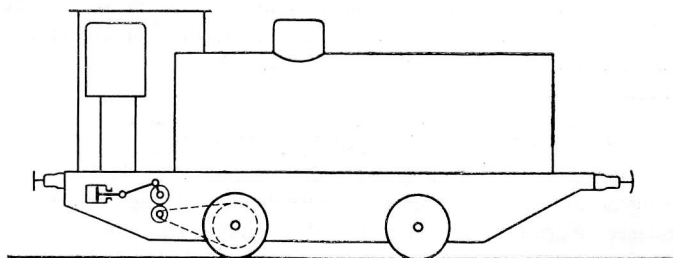


Abb. 5.

Jahren laufen aber tausende von Dampfkränen, die ebenfalls kleine, schnelllaufende Dampfmaschinen, Zahnradübersetzungen und Kupplungen verwenden und sich im Betriebe ausgezeichnet bewährt haben, so daß bei den verhältnismäßig geringen Zugkräften bei feuerlosen Lokomotiven die neuen Bauelemente ohne weiteres den Anforderungen genügen werden.

Welche Verbesserung des Dampfverbrauches ist nun bei einer derartigen Anordnung zu erwarten? In dem Druckbereich von über 10 atü wird bei der mit etwa 100 bis 150 Umdrehungen/Min. laufenden Dampfmaschine ein spezifischer Dampfverbrauch von 10 kg/PS-Std., bei 5 atü ein solcher von 15 kg zu erreichen sein. Bei den niedrigen Spannungen wird er dann auf 20 kg steigen. Kesselspannungen unter 2,5 atü, die bei der jetzigen Triebwerksanordnung wegen der Anfahrtschwierigkeiten nicht mehr ausgenutzt werden, können durch Einschalten des ersten Ganges die Lokomotive ohne weiteres noch fortbewegen. Wie die früheren Ausführungen gezeigt haben, schwankt der spezifische Dampfverbrauch der jetzigen Bauweise zwischen 30 und 60 kg/PS-Std., während er bei der vorgeschlagenen Anordnung 10 bis 20 kg/PS-Std. beträgt. Somit ist es nicht übertrieben zu behaupten, daß die neue Bauweise eine Ersparnis der Dampfausnutzung von 50 v. H. aufweisen wird.

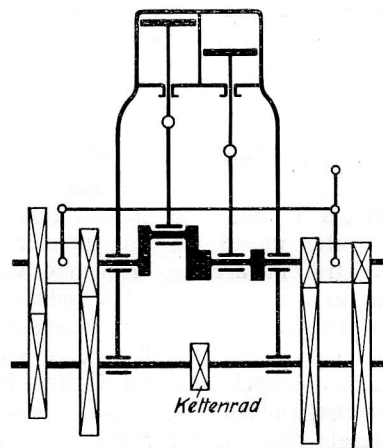


Abb. 6.

Würde man z. B. die in den Demag-Dampfkränen bewährte kleine Dampfmaschine mit 160 mm Zylinderdurchmesser und 180 mm Hub in eine feuerlose Lokomotive als Antriebsmaschine einbauen, so ist ein Zylinderraumverhältnis zwischen der kleinen Dampfmaschine und den Zylindern einer jetzigen mittleren Bauart von 1:16 vorhanden. Wenn also bei der neuen Anordnung ein Übersetzungsverhältnis von 1:16 besteht, so kann die kleine Dampfmaschine, abgesehen von den veränderten Reibungsverhältnissen dieselbe Zugkraft bei einem bestimmten Dampfdruck erzeugen wie die jetzige Bauart.

Wählt man für die Anordnung nach Textabb. 5 und 6 eine feste Kettenradübersetzung von 1:5 und im Getriebe die Gänge 1:1, 1:2, 1:3 und 1:4, so ist je nach Einschalten der Gänge ein gesamtes Übersetzungsverhältnis von 1:5, 1:10, 1:15 und 1:20 vorhanden. Mit dem letzten Gang besteht die Möglichkeit noch bei stark gesunkenem Druck zu fahren. Die erzielbaren Geschwindigkeiten liegen im Bereiche von 10 km/Std., eine Geschwindigkeit, die im Verschiebedienst vollauf genügt.

Zum Schluss der Ausführungen soll noch kurz auf die Verwendung von Hochdruckdampf bei feuerlosen Lokomotiven eingegangen werden. Je größer der Druck ist, unter dem das Wasser steht, desto mehr Wärme kann im Wasser gespeichert werden; Textabb. 7 gibt hierüber eine Übersicht; man erkennt, daß der Wärmeinhalt von 1 kg Wasser mit steigendem Druck nennenswert, dagegen der Wärmeinhalt bezogen auf ein Liter Wasser nur unwesentlich zunimmt, da sich das Wasser mit steigender Temperatur ausdehnt. Für die Beurteilung der Speicherfähigkeit eines Kessels ist immer der Wärmeinhalt bezogen auf das Raummals maßgebend. Diese erwünschte größere Wärmespeicherung hat aber einmal eine unerwünschte Temperaturzunahme im Kessel zur Folge, so daß der Abkühlungsverlust größer wird. Ferner muß die Kesselwand verstärkt, bzw. mehrere kleine Kessel angeordnet werden, Maßnahmen, die die Lokomotive verteuern. Wie schon früher erwähnt, wird in dem oberen Druckbereich bei einer bestimmten Drucksenkung viel weniger Dampf erzeugt als in dem unteren Druckbereich. Dampf von hoher Spannung hat gegenüber niedergespannten Dampf allerdings den Vorteil, daß in ihm ein viel größeres Arbeitsvermögen steckt. Die bisher übliche Bauart feuerloser Lokomotiven ist aber nach den früheren Ausführungen gar nicht in der Lage, diesen hochgespannten

Dampf günstig auszunutzen, sondern vernichtet die Energie durch Drosslung. Es würde demnach eine Erhöhung des Kesseldrucks bei der üblichen Bauart nicht viel Gewinn

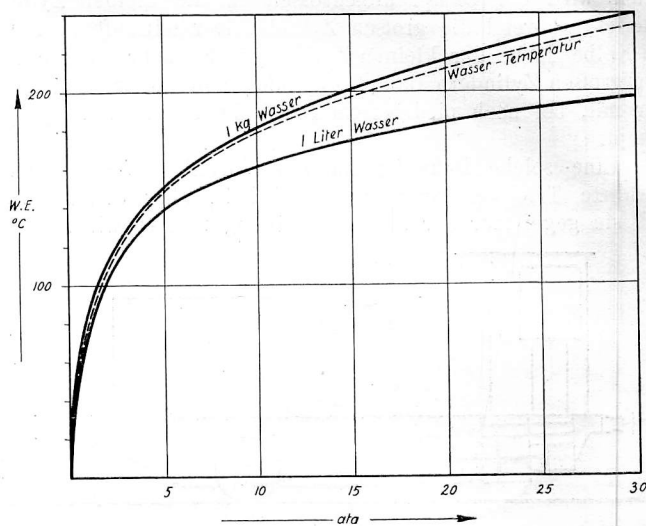


Abb. 7.

bringen, zumal ein Teil der Wärme durch den größeren Abkühlungsverlust bei den hohen Spannungen verloren geht. Die vorgeschlagenen Bauweisen ermöglichen dagegen eine wirtschaftlichere Ausnutzung der höheren Dampfspannungen. Auf Grund der Wärmehaltkurve bezogen auf ein Liter Wasser (Textabb. 7) werden höhere Drücke als 20 atü für feuerlose Lokomotiven kaum in Frage kommen.

Persönliches.

Oberinspektor Friedrich Kramer

von der Direktion der Kgl. Ungarischen Staatseisenbahnen, der seit 1907 Mitglied des Beirates dieser Zeitschrift war, ist am 1. Juli 1926 in den Ruhestand getreten.

Er wurde am 19. Oktober 1866 in Ungarn, Komitat Nyitra, in der Großgemeinde Vág-Ujhely geboren, besuchte in Paris die technische Hochschule und legte dort sein Examen als Diplom-Ingenieur ab. Nachdem er zunächst in Südspanien bei einem Eisenbahnbau tätig war, ging er 1891 in seine Heimat zurück und trat in den Dienst der Kgl. Ungarischen Staatseisenbahn ein. Hier arbeitete er hauptsächlich in der Bauabteilung der Direktion, wo er 1917 Abteilungsvorstand wurde. Sein Sprachtalent befähigte ihn, ungarisch, deutsch, französisch und spanisch zu sprechen und zu schreiben. Sein

Fachwissen und seine scharfe Auffassungsgabe waren allgemein anerkannt. Besondere Verdienste hat er sich um den Verein Deutscher Eisenbahnverwaltungen erworben, an dessen Arbeiten im Technischen Ausschuss er seit 1906 regelmäßig teilnahm. Die geschäftlichen Angelegenheiten des Technischen Ausschusses erledigte er seit 1909 in anerkannt bester Weise. Die Geschäftsordnung des Ausschusses hat er stetig weiterentwickelt und es ist sein Verdienst, daß jetzt dem Technischen Ausschuss des Vereins ständige Fachausschüsse zur Seite stehen, so daß die Arbeiten rasch und zielbewußt erledigt werden können. Ein großer Kreis von Freunden, auch außerhalb der ungarischen Staatsbahn, bedauert sein Ausscheiden aus dem Dienste und wünscht ihm im Ruhestand weiteres Wohlergehen. C.

Bericht über die Fortschritte des Eisenbahnwesens.

Lokomotiven und Wagen.

1D1 + 1D1 Garrat-Lokomotiven der Nitrate Railway in Chile*). Bearbeitet nach einem Bericht in The Railway Engineer, Juli 1926.

Für die 32 km lange, normalspurige und krümmungsreiche Steilstrecke zwischen Iquique, dem bedeutendsten Salpeterhafen der Welt und Carpas, hat die Nitrate Railway kürzlich drei Garrat-Lokomotiven mit Ölfeuerung in Dienst gestellt. Die Lokomotiven, die von Beyer, Peacock & Co. Manchester stammen, weisen recht bemerkenswerte Abmessungen auf (siehe Abb. 1 und 2). Die Strecke,

*) Ähnliche Garrat-Lokomotiven, jedoch für $3\frac{1}{2}$ Fuß Kap-Spur werden z. Z. für die südafrikanischen Eisenbahnen von der Lokomotivfabrik J. A. Maffei, München erbaut. Diese Maschinen, in der Achsanordnung 1C1 + 1C1 mit Barrenrahmen-Treibdrehgestellen besitzen mechanische Rostbeschickung und erhalten deshalb einen nach rückwärts hinter den Führerstand verlängerten Hauptrahmen, welcher den Kohlenvorrat trägt.

auf der diese Maschinen laufen, hat Krümmungen bis zu 85,3 m Halbmesser (280 ft) bei Steigungen, die in den ersten 27,5 km zwischen 30, 33 und 39‰ liegen. Von km 27,8 bis km 29 verläuft die Strecke eben, von da an bis Carpas beträgt die Steigung durchschnittlich 35‰, ohne jedoch besonders starke Krümmungen aufzuweisen.

Das Leistungsprogramm sieht eine Zuglast von 360 t vor. Die Verwaltung der Nitrate Railway entschied sich für die Beschaffung von Garrat-Lokomotiven, bei denen der Krümmungsschmiegsamkeit halber, die Leistung der Maschine auf zwei Treibdrehgestelle verteilt ist. Auf sie stützt sich der Hauptrahmen mit dem Kessel derart, daß der Dreh- und Auflagerpunkt nach der Mitte der Lokomotive zu liegt, so daß Drehgestelle einseitig belastet werden. Durch diese einseitige Auflagerung soll erreicht werden, daß die Drehgestelle weniger zum Schlingern neigen als dies z. B. bei den Lokomotiven der Bauart Kitson-Meyer der Fall ist, wo der Auflager- und Drehpunkt in der Mitte der Drehgestelle liegt. Um jedoch eine gleich-

mäßige Achsbelastung bei den Drehgestellen zu erreichen, wird der durch die Verlegung des Drehpunktes freiwerdende Raum dazu benutzt, die Vorräte, Wasser und Heizöl, unterzubringen. Diese Anordnung hat natürlich den Nachteil, daß mit abnehmenden Vorräten die vorderen Achsen teilweise entlastet werden.

Länge der Feuerbüchse 2770 mm
 Breite der Feuerbüchse 2310 „
 Besonders aufmerksam zu machen ist dabei auf die außerordentliche Kürze des Langkessels von nur 3,96 m, eine Eigentümlichkeit dieser Lokomotivbauart.

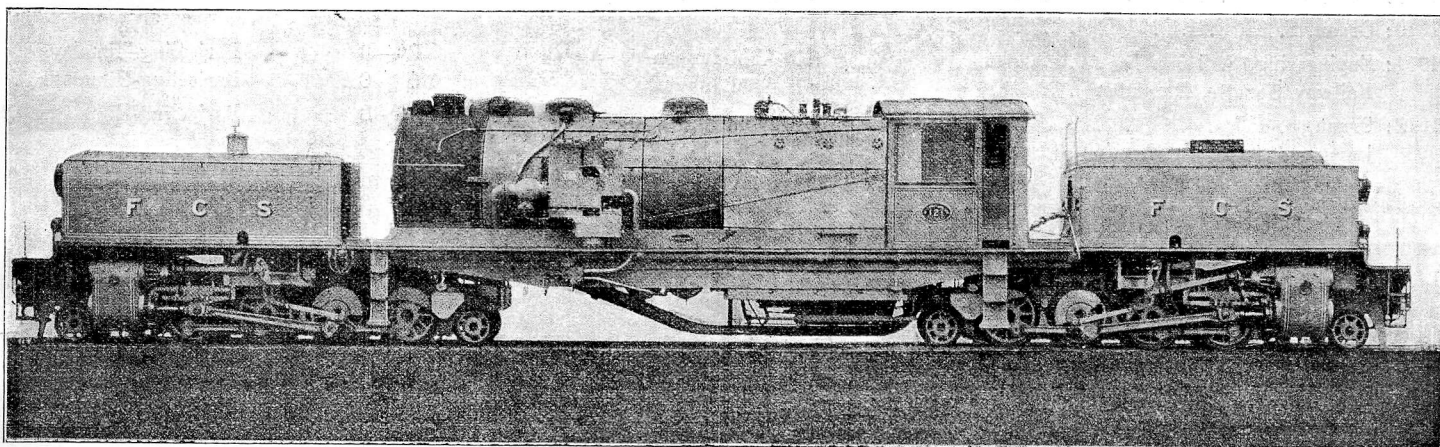


Abb. 1. 1 D 1 + 1 D 1 Garrat-Lokomotive.

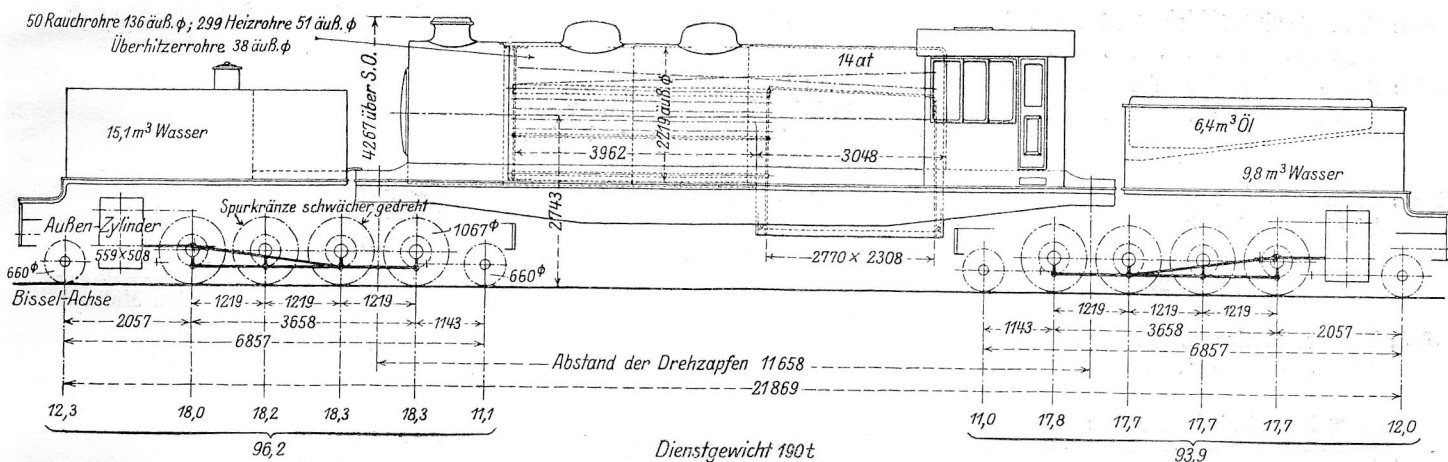


Abb. 2. Abmessungen der 1 D 1 + 1 D 1 Garrat-Lokomotive.

Zur Bewältigung der gestellten Anforderungen mußte die Lokomotive mit vier Treibachsen in jedem Drehgestell ausgerüstet werden; um jedoch den vorgeschriebenen Achsdruck von 18 t nicht zu überschreiten, wurden an jedem Drehgestell zwei Laufachsen, die als Radialachsen ausgebildet sind, ausgeführt. Um die scharfen Krümmungen möglichst zwanglos durchfahren zu können wurden die Spurkränze der dritten und vierten Achse schwächer gedreht.

Jedes Drehgestell besitzt zwei Zylinder mit Kolbenschiebern, Steuerung nach Heusinger-Walschaert. Die dritte Kuppelachse jedes Drehgestells ist Treibachse. Im übrigen weist die Lokomotive sehr viele Einzelheiten auf, die dem amerikanischen Lokomotivbau entstammen; so sind die Drehgestelle, zum ersten Male bei Garratt-Lokomotiven, mit Barrenrahmen ausgeführt, die doppelten Kreuzkopfbahnen liegen oberhalb der Kolbenstange; weiterhin besitzt der Kessel eine eiserne Feuerbüchse und eiserne Stehbolzen. Die Stehkesseldecke, die sich mit gleicher Rundung an den Langkessel anschließt, ist durch bewegliche Stehbolzen mit der Feuerbüchse verbunden. Im Gegensatz zu den sonst üblichen Längsankern, ist die Feuerbüchs- und Rauchkammerrohrwand durch schräg liegende Anker versteift. Der Federausgleich an den beiden Drehgestellen ist auf zwei Gruppen verteilt: Laufachse mit den anschließenden Kuppelachsen einerseits, dann Treibachse mit der folgenden Kuppel- und Laufachse andererseits.

Der Kessel, der mit zu den größten gehört, die je in England gebaut wurden, hat folgende Abmessungen:

Äußerer Kesseldurchmesser	2220 mm
Länge des Kessels	3960 „
Länge des Stehkessels außen	3050 „

Der Kessel hat einen aus 50 Elementen bestehenden Überhitzer und einen Worthington-Speisewasservorwärmer mit einer stündlichen Leistung von 27 m³.

Der eine Dom enthält einen Speisewasserreiniger, der zweite Dom dient als Dampfsammler, von dem aus die Dampfleitungsrohre außen am Kessel zum Überhitzer führen.

Die Hauptabmessungen und Gewichte der Lokomotive sind folgende:

Zylinder	559 x 508	mm
Kuppelachsen, Durchmesser	1067	„
Laufachsen, Durchmesser	660	„
Fester Radstand	3660	„
Gesamter Radstand } des Drehgestells	6860	„
Gesamtachsstand der Maschine	21870	„
Kesseldruck	14	at

Heizflächen:

Siederohre	285,2	m ²
Feuerbüchse	25,64	„
Überhitzer	69,12	„
Heizflächen insgesamt	379,96	„
Rostfläche	6,39	„
Wassertank	24,99	t
Öltank	6406	l
Zugkraft bei 75% Füllung	31366	kg
Dienstgewicht	190	t
Reibungsgewicht	143,7	t

Nachstehend sei noch eine kurze Übersicht über die bis jetzt erschienenen Veröffentlichungen über Garratt-Lokomotiven angefügt.

Erste Lokomotive gebaut 1909 von Beyer, Peacock, Manchester für die Tasmanische Bahn, B + B.

Zeitschrift	Verfasser, Titel, Bemerkungen	Achsanordnung	Bahn
1909: Engineering, S. 802	mit Abbildungen	B + B	Tasmanien
1909: Génie civile, S. 178			
1910: Organ, S. 330	mit Abbildungen	R + B	Darjeeling-Himalaya
1911: Engineering, S. 240			
Railway Gazette, Dezember	mit Abbildungen	1 C + C 1	Darjeeling-Himalaya
1912: Organ, S. 157	—	B + B	Darjeeling-Himalaya
Revue générale des chemins de fer	L. Wiener: Les chemins de fer du Brésil	—	—
November/Dezember 1911			
Januar/Februar 1912			
Juni/Juli/August			
Januar 1923	mit Abbildungen	1 B + B 1	San Paulo By
		2 C + C 2	Co. Mogyana
1912: Revue générale des chemins de fer, S. 204	mit Abbildungen	1 C + C 1	Darjeeling-Himalaya
1913: Revue générale des chemins de fer, S. 302	Note sur les locomotives articulées	B + B	Tasmanien
		B + B	Darjeeling-Himalaya
		2 B 1 + 1 B 2	Tasmanien
		1 C 1 + 1 C 1	Tasmanien
		1 C + C 1	Australien
		2 C + C 2	Mogyana, Brasilien
1923: Revue générale des chemins de fer, S. 447	mit Skizze	1 C 1 + 1 C 1	New Cape Central By
Organ, S. 104	—	1 C + C 1	Australien
1924: Revue universelle des Transports,	L. Wiener: Les locomotives Garratt	—	—
Heft 18, 19, 20 *)	(Sehr ausführliche Abhandlung mit vielen Abbildungen, Skizzen, Mafsen und einer Konstruktionszeichnung)		
1925: Organ, S. 514	mit Abbildungen	1 D + D 1	London North Eastern
The Locomotive, S. 104	—	1 D + D 1	Bengal Nagpur
S. 204	—	1 D + D 1	North Eastern
S. 271	—	1 C 1 + 1 C 1	North Western By of India
S. 337	—	1 C + C 1	London Midland
1926: The Locomotive, S. 172	—	1 D 1 + 1 D 1	Nitrate By
Railway Gazette, S. 685	—	1 D 1 + 1 D 1	Nitrate By

*) Beschrieben sind:

Achs-anordnung	Bahn und Jahr	Spur	Achs-anordnung	Bahn und Jahr	Spur
B + B	Tasmanien 1909	610 (2')	2 B 1 + 1 B 2	Tasmanien 1912	1067 (3' 6")
B + B	Darjeeling 1911	610 (2')	1 C + C 1	Australien 1911/13	1067
B + B	Mayumbe, Congo 1911	600	1 C + C 1	Südafrika 1920	1067
1 C + C 1	Südafrika 1920	610 (2')	1 C 1 + 1 C 1	Südafrika 1921	1067
B + B	Zaccar (Algerien) 1912	750	1 C 1 + 1 C 1	Tasmanien 1912	1067
C + C	Arakan Flotilla 1913	765	1 C 1 + 1 C 1	Trans Sambesi 1924	1067
C + C	Congo 1913	750	1 C 1 + 1 C 1	New Cape Central By 1923	1067
C + C	Congo 1919 bis 1924	750			
1 C + C 1	Catalonien 1922	1000	B + B	Hafod Copper Works 1923	1435
1 C + C 1	San Paulo 1913	1000	1 D + D 1	London & North Eastern 1924	1435
2 C + C 2	Mogyana 1912 bis 1914	1000	1 B + B 1	San Paulo 1915	1600
1 D + D 1	Birma 1923	1000	1 C 1 + 1 C 1	North-Western By of India 1923	1672

M. F.

Buchbesprechungen.

„Hütte“, des Ingenieurs Taschenbuch, 25. Auflage, 2. Band. Berlin 1926, Verlag Wilhelm Ernst und Sohn. Preis in Leinen 14,70 RM. in Leder 17,70 RM.

Der 2. Band der Jubiläumsausgabe ist dem ersten in einem erfreulich kurzen Abstände gefolgt. Er enthält die Abschnitte Maschinenteile; Kraftmaschinen; Arbeitsmaschinen; Licht, Lampen und Beleuchtung; Elektrotechnik. Es ist selbstverständlich, daß die Darstellungen bis zum neuesten Stande der Wissenschaft heraufgeführt sind und daß man bei keiner Frage im Stiche gelassen wird. Dafür nur ein Beispiel statt vieler: Die Entwicklungsreihe Nieten — Schweißsen — nahtlose Herstellung von Kesseln ist in vorbildlicher

Kürze und überzeugender Klarheit dargestellt. Besonders angenehm berührt, beim Gebrauch des Buches, daß der Band auch der Form nach ganz aus einem Gusse ist obwohl nicht weniger als 28 Bearbeiter am Werke waren. Kaum, daß man jemals geringe Unterschiede in der Ausdrucksweise der verschiedenen Verfasser merkt. Diese wohl-abgewogene Form zeugt rühmlich von der Einsicht der Verfasser und der glücklichen Hand der Leitung, beruht aber auch zum guten Teile als Erbgut auf den festbegründeten Überlieferungen der „Hütte“. Dem neuen Bande weitere Worte des Lobes oder der Empfehlung zu widmen, hiesse Eulen nach Athen tragen: es gibt in der ganzen technischen Weltliteratur nur eine Hütte.

Dr. Bl.