

Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens

Technisches Fachblatt des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen

Schriftleitung: Dr. Ing. H. Uebelacker, Nürnberg, unter Mitwirkung von Dr. Ing. A. E. Bloss, Dresden.

79. Jahrgang

15. September 1924

Heft 11

Heißdampf-Vierzylinder-Verbund-Zahnradlokomotive E + 1Z Bauart Württemberg.

Von Dr. Ing. Kittel, Abt.-Direktor a. D. in Stuttgart.

Hierzu Tafel 25 und 26.

Für die im Zuge der regelspurigen Nebenbahn Reutlingen—Schelklingen liegende Zahnradstrecke Honau—Lichtenstein war eine stärkere Lokomotive dringendes Bedürfnis geworden, nachdem die ihrer Hauptanordnung nach aus dem Jahre 1892 stammende 1 C + 2 Z Zahnradlokomotive Bauart Klose*) den gesteigerten Anforderungen an Zugkraft und Kesselleistung nicht mehr genügte. Da eine genügend leistungsfähige, zu den Verhältnissen der genannten Strecke passende Bauart nicht vorlag, entschloß man sich im Jahre 1921 zu einem neuen Entwurf, der in stetem Benehmen mit der Reichsbahndirektion Stuttgart (Abteilungsdirektor Kittel und Oberregierungsbaurat Dauner) von der Maschinenfabrik Eßlingen (Direktor Trick und Obergeringenieur Günther) durchgeführt wurde. Im nachstehenden soll die Bauart dieser Lokomotive beschrieben werden, über deren Leistungen und Dampfverbrauch bei mehreren Versuchsfahrten, auch im Vergleich zur Reibungslokomotive T 20 der deutschen Reichsbahn Nordmann in seinen hochbedeutenden Ausführungen über den Eisenbahnbetrieb auf Steilrampen mit Zahnrad- und Reibungslokomotiven unlängst**) eingehend berichtet hat, wobei er die Lokomotive als wohl gelungen, gut durchgebildet und wirtschaftlich bezeichnen konnte.

Die Lokomotive ist in erster Linie für die 13,2 km lange Strecke Reutlingen—Lichtenstein mit der annähernd 2 km langen Zahnstrecke Honau—Lichtenstein bestimmt, hat aber auch einzelne Züge von Lichtenstein bis Schelklingen (45 km) zu führen und soll außerdem auf der Linie Freudenstadt—Klosterreichenbach mit Zahnstrecken von 1:20 und 1:22 verwendbar sein. Für das Zahntriebwerk war daher mit der Höchstgeschwindigkeit von 20 km/Std. zu rechnen. Die Reibungsstrecke Reutlingen—Honau***) weist fast durchweg Steigungen von 22,2 v. T. und mehrfach Bögen von 300 m Halbmesser auf, von der Zahnstrecke mit der gleichmäßigen Steigung von 1:10 = 100 v. T. liegen 60 v. H. in Bögen von 280 m Halbmesser. Nach den Lieferbedingungen sollten auf der Reibungsstrecke mindestens 300 t mit 20 km/Std. und auf der Zahnstange Züge von 100 t mit 10 km/Std. befördert werden können. Bei der Abnahmeprüfung am 4. Mai 1923 wurde bei gutem Wetter bei 111 t angehängtem Wagengewicht die mittlere Geschwindigkeit von 10,7 km gemessen, bei den von Nordmann beschriebenen Fahrten wurden 96 t mit 10,7, 116 t mit 8,95, 129 t mit 8,2 und 142,6 t mit 6,62 km/Std. mittlerer Geschwindigkeit ohne Zusatzdampf gefördert, teilweise bei nassem Wetter. Die Geschwindigkeiten im Beharrungszustand betragen etwa 20 v. H. mehr als die mittleren; der Wasserverbrauch für 1 PSe/Std. ergab sich zwischen 16,7 und 21,4 kg.

Die Hauptfrage war, ob die Lokomotive wieder zwei Treibzahnräder erhalten soll oder nur eines und ob hierfür gefederte Lagerung, am einfachsten im Hauptrahmen, oder ungefederte in besonderem, etwa auf die Achsen abgestütztem Zwischenrahmen vorzuschreiben seien. Ausschlaggebend waren die Zahnkräfte. Eingehende Studien ergaben, daß im Regelbetrieb die

Leiter-Zahnstange Bauart Bissinger-Klose mit höchstens 16 000 kg beansprucht werden sollte und daß diese Grenze sich bei der in Aussicht zu nehmenden Leistung der Zahnradmaschine auch mit nur einem Treibzahnrad von genügender Eingriffsdauer einhalten läßt, wenn eine zusätzliche Beanspruchung der Zähne infolge federnder Auflagerung des Zahnrades vermieden wird. Diese zusätzliche Beanspruchung errechnet sich im ungünstigsten Falle bei Rückwärtsbewegung aus der zu 5 mm angenommenen Auffederung der Lokomotivmasse für einen mittleren Zahndruck von 9000 kg zu rund 30 v. H., von 12 000 kg zu rund 16 v. H. der Beanspruchung des Stangenzahnes bei ungefederter Lagerung. Damit war bei der Wahl nur eines Treibzahnrades zugunsten der ungefederten Lagerung zu entscheiden, deren Einzelanordnung unten beschrieben wird. Ein Treibzahnrad wurde vorgezogen, ein zweites hätte die ohnehin vierteilige Anordnung recht beschwert, ohne daß bei der tatsächlichen Ungenauigkeit der Zahnteilung der im ganzen Aufbau etwas schwach gehaltenen Zahnstange auf wirksame Entlastung des einen durch das andere Rad hätte gerechnet werden können. In Hinsicht auf die Beanspruchung der Zähne wurde die größte Zuglast auf der Zahnstrecke für beide Richtungen zu 125 t festgelegt. Dabei war die Dauerfestigkeit nach Stribeck*) für die Radzähne aus Tiegelstahl von 7000 bis 8000 kg/qcm Zerreißeigenschaften zu 2400 kg angenommen.

Die Lokomotive hat zwei Außenzylinder für den Reibungsantrieb und zwei Innenzylinder, arbeitend als Niederdruckzylinder in Verbundwirkung mit den ersteren auf ein Zahnradvorgelege.

Hauptabmessungen:

	Reibungsmaschine	Zahnradmaschine
Zylinderdurchmesser	560 mm	560 mm
Kolbenhub	560 »	560 »
Treibraddurchmesser	1150 »	—
Treibzahnrad, Teilkreisdurchm.	—	1082 »
„ Teilung	—	100 »
Uebersetzungszahnräder, Durchm.	—	403 » 923 »
Raumverhältnis der Zylinder auf eine Radumdrehung	1:2,43	
Dampfüberdruck	14 at	
Rostfläche	2,5 qm	
feuerberührte Heizflächen:		
der Feuerbüchse	12,6	117,1 qm
der 24 Rauchrohre	38,5	
der 122 Heizrohre	66,0	
des Überhitzers	42,3 »	
insgesamt	159,4 qm	
Wasserinhalt des Kessels bei 150 mm Wasser über der Feuerbüchse	5350 l	
Dampfraum bei 100 mm Wasser über der Feuerbüchse	1910 »	
Gesamt-Achsstand	5780 mm	
fester »	3200 »	

*) Organ 1900 S. 297.

**) Organ 1924 S. 69.

**) Streckenprofile vergl. Tafel 7 Heft 5 dieser Zeitschrift.

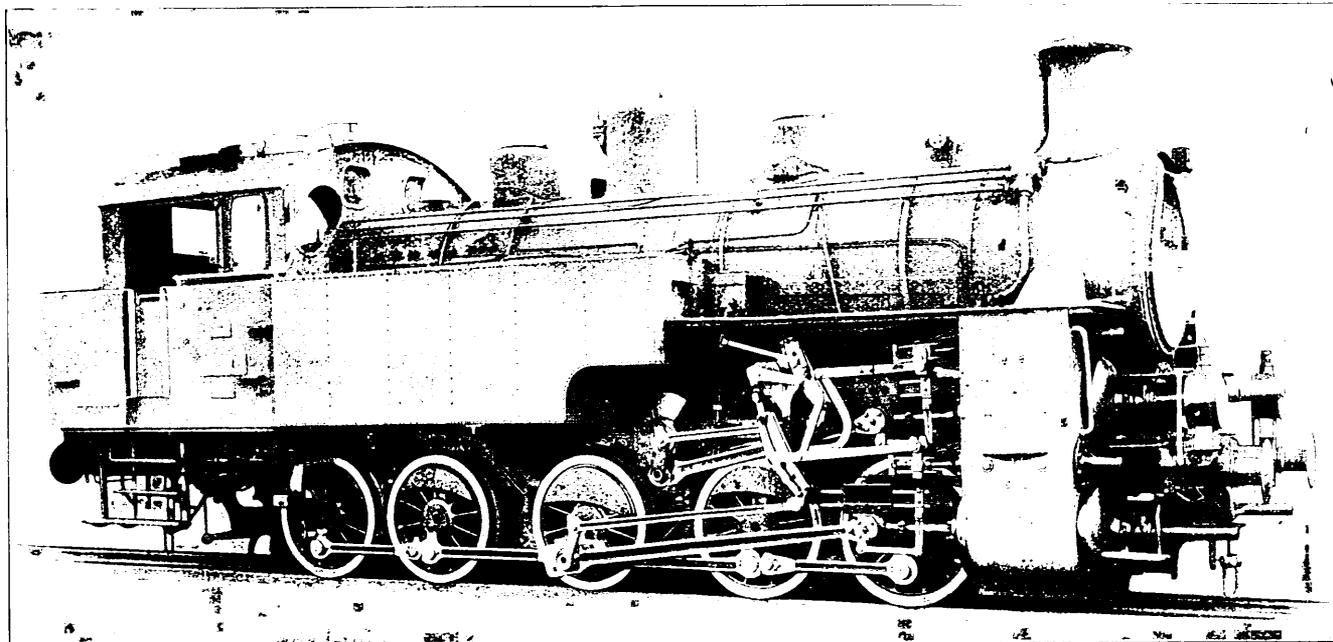
*) Stribeck, Dauerfestigkeiten von Eisen und Stahl, Zeitschr. des V. d. Ing. 1923, S. 631.

Inhalt der Wasserkasten	7000 kg
» des Kohlenkastens	3000 »
Leergewicht	62245 <
Dienst- und Reibungsgewicht einschl.	
Mannschaft, Geräte und volle Vorräte	77 885 »
größte Geschwindigkeit auf der	
Reibungsstrecke	50 km/Std.
größte Geschwindigkeit auf den	
Zahnstrecken	10 u. 20 km/Std.

Der Kessel hat Rauchrohrüberhitzer üblicher Bauart ohne Schutzkasten in der Rauchkammer. Durchmesser der Rauchrohre 119/127 mm, der Heizrohre 40/45 mm. Die Bügelanker an der Feuerbüchse decke stützen sich auf die Stehbolzen der dritten Reihe. Die Stehbolzen bestehen an den besonders beanspruchten Stellen aus Manganbronze, sonst aus Kupfer, sie sind durchlocht und beiderseits gekopft nach einem bei der Werkstätte Efslingen erprobten Arbeitsverfahren, bei dem

1:10. Gemeinsame Anzeiger hätten ungewöhnlich lange Rohre erhalten müssen, was die Sicherheit beeinträchtigt und die Vorrathaltung erschwert hätte. Zur Kesselspeisung dienen zwei Dampfstrahlpumpen von Friedmann, Kl. ASZ Nr. 9, also tiefiegende nichtsaugende Pumpen, die hierorts ihrer sicheren Wirkungsweise und verhältnismäßig geräuschlosen Arbeit wegen bevorzugt werden. Auf Vorwärmung mußte in Rücksicht auf die ohnehin vielgestaltige und ins Gewicht fallende Sonderausrüstung der Lokomotive verzichtet werden. Als Sicherheitsventile sind Hochhubventile einer von Ackermann (früher bei Werkstätte Efslingen) angegebenen Ausführung verwendet, die in vielen Versuchen als rasch ansprechend und den Dampfdruck sicher vermindernd erprobt wurden. Der mittlere Teil des Rostes ist zum Kippen mittels Spindel und Handrad eingerichtet, unter dem Rost liegen die hier sehr beliebten Dampfbräusen zum Kühlen der Roststäbe und zum Absprengen der Schlacken.

Heißdampf-Vierzylinder-Verbund-Zahnradlokomotive E + 1 Z Bauart Württemberg.



sich die Durchlochung aufsen ohne weiteres gleichmäßig schließt. Wasserstege an der Rohrwand 22 mm. Aufser den reichlich angebrachten Reinigungsschrauben sind Waschluken nach Abb. 4 Tafel 25 verwendet mit freien Öffnungen von 90 mm über dem Bodenring und von 110 mm über der Feuerbüchse decke. Diese Anordnung hat sich in Württemberg seit vielen Jahren bewährt und wird vom Personal den sonst üblichen Pilzen vorgezogen, weil die rein metallische Dichtung kein Nachziehen erfordert. Der Ventilteller besteht aus Stahl, der am Kessel angenietet Untersatz und der Deckel werden im Gesenke geschmiedet. Der Deckel kann bei loser Druckschraube mittels des groben Schnurgewindes rasch ab- oder aufgeschraubt werden, nötigenfalls nach erstem Lösen durch Schlagen auf die Nocken. Das Ablafsventil Bauart Oberreuter (Rbd. Stuttgart) Abb. 5, Tafel 25 gestattet das Ablassen von Wasser und Schlamm bei 8 at Kesseldruck durch Anheben mittels eines langen Griffrohres und das Drehen des Ventiltellers in geschlossenen Zustand. Die durch D. R. P. 392 891 geschützte Anordnung wird anderen probeweise verwendeten weniger einfachen Sonderbauarten von Hähnen und Ventilen vorgezogen. Der Kessel hat keine Prüfhähne, aber je zwei Wasserstandsanzeiger mit Kugelschluß nach Röver und Neubert, ein Paar für die Reibungsstrecken, das andere für die Zahnradstrecke

Der Dampfentnahmestutzen liegt hinter der Führerhauswand. An ihm sind 12 Dampfentnahmestellen vereinigt und zwar (von links nach rechts): für die eine Strahlpumpe, den Hilfsbläser, die Wagenheizung, die Rostbrause, die Luftpumpe, die zweite Strahlpumpe, diese 6 mit Abschlußventilen; sodann mit Hähnen: für die Räderrspritze, die Heizung der Schmierpressen, den Anstellhahn zur Gegendruckbremse, die Pfeife, den Umstellhahn des Wechselschiebers und endlich für den Kesseldruckmesser. Abgesehen von letzterem können alle Abschlüsse im Notfall durch ein gemeinsames Ventil abgeschlossen werden, das auch von auferhalb des Führerhauses bedient werden kann.

Rahmen und Laufwerk. Die 5 Achsen sind in einem innenliegenden Blechrahmen von 22 mm Stärke vollständig symmetrisch angeordnet, dabei sind die drei inneren Achsen festgelagert, die Spurkränze der Mittelachse um 13 mm geschwächt und die Endachsen nach jeder Seite um 20 mm verschiebbar; um ebensoviel sind auch die losen Bremsscheiben eines Bremszahnades auf der ersten Achse verschiebbar. Zwischen der zweiten und dritten Achse liegt das auf seiner Achse nach jeder Seite um 10 mm verschiebbare Treibzahnrad. Diese Spurkranzschwächung und Achsverschiebungen sind erforderlich, damit die Lokomotive die mit Bögen von 100 m Halbmesser

verlegten Fabrikanschlußgleise gerade noch befahren kann, vergl. Abb. 4. Tafel 26 über die Einstellung in Krümmungen. Auf der Vor- und Rückwärtsfahrt in den 280 m-Bögen der Zahnstange kann sich hierbei die jeweils rücklaufende feste Achse zwangslos nach dem Mittelpunkt einstellen; das Treibzahnrad muß sich bei der Vorwärtsfahrt etwas gegen die Zahnstange verschieben. Bei diesen Ermittlungen war zu berücksichtigen, ob auf der Zahnstrecke die Spurerweiterung je hälftig innen und außen verlegt ist.

Die 10 Tragfedern liegen alle unter den Achsen, diejenigen der 1. und 2. sowie der 4. und 5. Achse sind durch Ausgleichhebel verbunden. Die Achsen sind ausgebohrt.

Dampfmaschinen. Wie erwähnt, sind für die Zahnradmaschine zwei Innenzylinder angeordnet, die als Niederdruckzylinder mit dem Abdampf der Reibungsmaschine arbeiten. Dies geschieht nach Umstellen eines Wechselschiebers, der im Gufsstück der Zahnradzylinder unmittelbar unter dem Blasrohr und in dessen Achse geführt ist und gleichzeitig das für die Gegendruckbremse notwendige Organ zum Abschluß des Blasrohres und zum Einlassen von Frischluft bildet. Die vom Kolbenschieber 5 (Abb. 7, Tafel 25) gebildeten dampfdicht gegeneinander abgeschlossenen Ringräume d und e können mittels eines Umschalthahns durch die Leitungen v und z mit Frischdampf versehen werden. Geschieht dies bei der »Zwillingsstellung« des Hahns durch z nach e, so bleibt der Kolbenschieber mitsamt dem Tellerventil 6 in der Tieflage (Abb. 7 rechts), der Abdampf der Reibungszylinder kann ungehindert aus Ar nach dem Blasrohr ausströmen, die Zahnradzylinder erhalten keinen Dampf. Der Wechselschieber bleibt durch seine Schwere in dieser Lage, auch wenn der Umschalthahn auf Mittelstellung gebracht wird. Soll die Zahnradmaschine mitarbeiten, also die Verbundwirkung eingeleitet werden, so wird durch v Frischdampf nach d gegeben, wodurch sich der Kolbenschieber mitsamt Ventilteller 6 hebt und den Ausströmraum A_v der Reibungszylinder über c nach dem Verbinderkanal V öffnet. Gleichzeitig erhält der Raum d aus einer kleinen Bohrung Verbinderdruck, wodurch der Wechselschieber in seiner Hochlage gehalten wird. Nach jedem Umschalten wird der Umschalthahn in Mittelstellung gebracht, wobei die Räume d und e und die Leitungen v und z entwässert werden. Der Ventilteller 6 wird durch Feder 9 und sein Gewicht auf dem Kolbenschieber 5 gehalten und macht dessen Bewegungen mit, solange er nicht durch Aufgeben von Frischdampf durch b im Führungsrohr 8 in die Bremsstellung gehoben und gegen das Blasrohr gedrückt wird, wodurch die Ausströmungen aller 4 Zylinder vom Blasrohr abgeschlossen und durch die Höhlung des Kolbenschiebers 5 mit der Außenluft verbunden werden. Diese Anordnung des Wechselschiebers ist der Maschinenfabrik Eßlingen geschützt.

Zum Ingangsetzen vor Einfahrt in die Zahnstange und ausnahmsweise zu ganz besonderer Kraftentfaltung der Zahnradmaschine auf kurze Zeit kann dem Verbinder auch Frischdampf zugeführt werden durch Ventil 3 Abb. 6, Tafel 25.

Die 4 Zylinder haben denselben Durchmesser und Hub, die 4 Kolbenschieber dieselbe innere Weite von 220 mm, die gegenseitige Lage von Zylinder- und Schieberachsen ist dieselbe. Dies ermöglichte, gleiche Kolben, Kolbenstangen, Kreuzköpfe und Schieberstangenführungen anzuwenden und auch weitere Einzelteile der beiden Maschinen gleichartig zu gestalten. Die Außenzylinder mit ihrem Schiebekasten bilden je 1 Gufsstück, die beiden Mittelzylinder sind zusammengegossen, sie dienen zugleich als Rahmenverbindung und Rauchkammersattel.

Es ist Wert darauf gelegt worden, die Dampfkanäle richtig und in stetig zunehmender Weite zu halten. Nachstehend sind ihre Querschnitte in qcm und gleichzeitig ihr Verhältnis zur freien Kolbenfläche von 2406 qcm angegeben.

im Regler	92,5	$\frac{1}{26}$	im Zylinderkanal	173	$\frac{1}{13,9}$
» Reglerrohr	113	$\frac{1}{21,3}$	in der Aufströmung	226	$\frac{1}{10,6}$
» Überhitzer	147	$\frac{1}{16,4}$	am Zylinder	293	$\frac{1}{8,2}$
» Einströmrohr	152	$\frac{1}{15,7}$	i. d. Wechselschieb.	222	$\frac{1}{10,8}$
f. d. Reibungsm.	226	$\frac{1}{10,6}$	aus dem »	283	$\frac{1}{8,5}$
f. d. Zahnradm.			unt. d. Blasrohr		

Der Verbinderraum beträgt 380 000 ccm = 2,82 mal das Hubvolumen eines Hochdruckzylinders. Schädliche Räume bei beiden Zylinderpaaren je 9,2 v. H.

Es sind 2 vollständig getrennte Heusinger-Steuerungen angeordnet, je mit besonderer, nicht mit der Steuerwelle zusammengebauten Schwinde, aber mit gemeinsamer Umsteuerung. Die Hauptverhältnisse sind:

	Reibungsmaschine	Zahnradmaschine
Einströmung	innen	außen
Kanalbreite	55 mm	55 mm
innere Überdeckung	45 »	0 »
äußere »	0 »	45 »
Voreinströmung	4 »	4 »
größter Schieberweg hinten	102 »	96 »
» » vorn	96,5 »	109 »

Die Diagramme zeigen regelmäßigen Verlauf und gute Völligkeit.

Bei der Reibungsmaschine sind die hin- und hergehenden Massen zu 63,2 v. H., die umlaufenden vollkommen durch Gegengewichte ausgeglichen, bei der Zahnradmaschine nur die letzteren. Der Ausgleich der ersteren ist bei den geringen Geschwindigkeiten im Zahntriebwerk nicht notwendig.

Das Zahntriebwerk. Von besonderer Wichtigkeit bei Zahnradlokomotiven ist die Art der Lagerung des Zahntriebwerkes, nicht allein wegen der schon erörterten Frage, ob das Zahnrad an der Abfederung der Lokomotivmasse teilnehmen soll oder nicht, sondern auch wegen der Notwendigkeit, trotz der Schienenüberhöhung in Krümmungen und der Ungenauigkeiten des Gleises oder einseitigen Nachstellens der Achslagerführungen gegenseitige Verspannungen im Triebwerk mit ihren unbestimmbaren Beanspruchungen, Reibungsverlusten und Abnützungen zu vermeiden. Die in dieser Hinsicht günstige und sehr einfache Klosesche Anordnung, die beiden Zahnräder unmittelbar auf zwei benachbarten Hauptachsen anzubringen und mit einem gemeinsamen Ritzel von derselben Zahnteilung wie die Treibzahnäder anzutreiben, konnte für die erheblich stärkere Maschine wegen der Nachteile des groben Zahneingriffs und seiner vollkommenen Abhängigkeit von der Reifenabnutzung nicht in Frage kommen. Es war also ein ungefederter Zwischenrahmen notwendig, der spannungsfrei zu lagern war. Diese Bedingung erfüllt die der Maschinenfabrik Eßlingen geschützte Dreipunkt Lagerung, wie sie erstmalig bei den neuen Zahnradlokomotiven der Höllentalbahn *) angewendet wurde und in verbesserter Ausführung auch bei den hier beschriebenen Lokomotiven Anwendung fand, vergl. Abb. 1 bis 3, Taf. 26 und Textabbildung. Der Zwischenrahmen a, in dem die Trommel mit den großen Übersetzungsrädern b b, den Brems scheiben c c und dem Treibzahnrad bei d etwas verschiebbar gelagert ist, hat 3 Stützpunkte e und ff. Bei e umfaßt der hier als Achslagergehäuse mit wagrechten Führungen ausgebildete Zwischenrahmen die kugelförmig verdickte Mitte der zweiten Kuppelachse mittelst eines kugeligen Lagers, an den Punkten ff stützt er sich auf die Achslager der Treibachse und zwar in der

*) Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure. 1922, S. 263.

Längsrichtung verschiebbar, indem die Zapfen ff je in ein Gleitstück eingreifen. Die wagrechten Druck- und Zugkräfte werden also durch diese Stützpunkte nicht übertragen, sie gehen vielmehr bei gg unmittelbar in die Hauptrahmen über, weil an diesen Stellen die das Zahnrad usf. tragende Zwischenwelle in besondere, in den Hauptrahmen senkrecht geführte Achslager hineingreift. Hierin liegt die Verbesserung gegenüber der Dreipunktlagerung der badischen Zahnradlokomotiven, bei der die beiden Fußpunkte des Zwischenrahmens die Treibachse unmittelbar umfassen, während die Zahnradwelle nicht bis zu den Hauptrahmen reicht, so daß die wagrechten Kräfte durch den Zwischenrahmen über die Treibachse und ihre ohnehin stark belasteten Hauptlager in die Rahmen geleitet werden. An der hinteren Verbindung des Zwischenrahmens ist bei h die Bandbremse aufgehängt. Die Vorgelegewelle i ist bei k in den Hauptrahmen gelagert und zwar in Achslagern mit senkrechten Führungen, wie die Zahnradwelle also senkrecht verschiebbar, von dieser aber in stets gleichem Abstand gehalten durch die Verbindungsstangen l.

Der aus Tiegelstahl geschmiedete Zahnkranz des Treibzahnrades ist auf die Stahlgufstrommel handwarm aufgezogen. daneben ist je ein Rillenkranz für die Bandbremse aufgepaßt und alle drei Stücke sind durch 30 eingepaßte Schrauben von 33 mm Stärke gegen Verdrehen gesichert. Das Treibzahnrad hat 34 Zähne von 100 mm Breite bei 100 mm Teilung und 170 mm Eingriffslänge. Bei frisch abgedrehtem Radreifen steht der Teilkreis des Treibzahnrades 5 mm über der Teillinie der Zahnstange, nach Abnutzung oder Abdrehen von je 10 mm wird eine der Beilagen im Lager der Zahnradwelle bei d von oben nach unten verlegt, so daß die Radreifen ohne Schädigung des richtigen Eingriffes oder zu starke Senkung des Zahnrades um 40 mm abgenutzt werden können.

Die Bremsen. Für den Betrieb auf der Reibungsstrecke ist die Lokomotive mit selbsttätiger Westinghouse-Bremse mit Zusatzventil für nicht selbsttätiges Bremsen ausgestattet, als Tenderlokomotive zugleich mit einer für Rangierfahrten dienenden Wurfhebelbremse. Beide wirken über ein gemeinsames Bremsgestänge auf sämtliche Radreifen.

Für die Fahrt auf der Zahnstrecke sind außer der bei der Talfahrt an erster Stelle zu benützenden Gegendruckbremse zwei Zahnradbremsen angeordnet. Die eine wirkt als Spindelbremse mit zusammen 4 Klötzen auf ein besonderes Bremszahnrad, das auf der vorderen Kuppelachse frei beweglich ist und gebildet ist durch zwei breite Rillenscheiben aus Flußeisengufs, zwischen denen ein Tiegelstahlzahnkranz mit 32 Zähnen befestigt ist. Die auf die Rillenscheiben am Triebzahnrad wirkenden Doppelhandbremse wird betätigt durch einen besonderen Bremszylinder und ein zweites Zusatzbremsventil. Die Zahnradspindelbremse soll gegebenenfalls als Notbremse vom Heizer bedient werden, die Bandbremse vom Führer als zusätzliche Betriebsbremse neben der in jedem Falle zu benützenden und zumeist ausreichender Gegendruckbremse. Diese wirkt bei Stellung der Umsteuerung auf Bergfahrt und

des Wechselschiebers auf Zwillingswirkung auf beide Triebwerke, also auf sämtliche Radreifen und das Treibzahnrad. Für ihre Betätigung muß bekanntlich der Austritt der gespannten Luft aus den Einströmkanälen nach Maßgabe des zur Bremsung erforderlichen Gegendruckes gehemmt werden. Dies geschieht durch mehr oder weniger weites Öffnen der Ventile 1 und 2 Abb. 6, Tafel 25, die mit dem oben erwähnten Frischdampfventil für den Verbinder in einem aufsen an der Rauchkammer angebrachten Gufstück vereinigt sind, dessen Raum F ins Freie mündet und zwar über den als Hohlwulst um den Kamin angeordneten Schalldämpfer. Raum R ist als Austrittsraum aus den Reibungszyllindern an den Sammelkasten des Überhitzers, Raum Z als solcher aus den Zahnradzylindern an den Verbinder angeschlossen. Der gröfsere Durchmesser des für die Zahnradmaschine bestimmten Ventiles 2 gegenüber Ventil 1 erklärt sich aus dem, auf eine Radumdrehung bezogen gröfsere Inhalt der Zahnradzylinder. Der Führer soll beide Ventile auf denselben Gegendruck einstellen; diesen kann er für Ventil 1 am Messer für den Hochdruckschieberkasten und für Ventil 2 an dem für den Verbinder ablesen. Sobald der besondere Anstellhahn für die Gegendruckbremse auf »Auspuff zu« gestellt und dadurch Frischdampf bei b Abb. 7 unter den Führungskolben des Tellerventils im Wechselschieber gegeben wird, verhindert dieses das Ansaugen von Rauchkammerngasen und öffnet gleichzeitig den Zutritt von Frischluft. Zu starke Erhitzung der Stopfbüchsen während der Kompression der Luft in den Zylindern wird durch Einspritzen heifsen Kesselwassers verhindert, was thermisch wirksamer ist als Einspritzen von kaltem Wasser.

Schmierung. Die dauernd oder während längerer Zeit mit Öl zu versorgenden Schmierstellen sollten soweit möglich an mechanisch wirkende Schmierpressen angeschlossen werden. Als solche sind 3 Boschöler verwendet, die zusammen 46 Schmierstellen versorgen. Im Führerhaus stehen, für die Reibungsmaschine bestimmt, ein solcher für 5 l gewöhnliches Schmieröl mit 16 Anschlüssen ohne und einer für 14 l Heifsdampföl mit 16 Anschlüssen mit einzel sichtbarem Tropfenfall. Am ersteren sind die 10 Achslager, 2 Schieberstangenführungen und 4 Schwingenbolzen angeschlossen, also nicht unter Dampf stehende Reibungsstellen, an letzteren die 4 Kolben- und 2 Schieberstangenstopfbüchsen, 2 Zylinder- und 4 Schieberölkäle. Der Öler für die Zahnradmaschine steht in deren Nähe, ist von ihr angetrieben und für 14 l Heifsdampföl bestimmt. Er ist angeschlossen an die 4 Kolben- und 2 Schieberstangenstopfbüchsen, die 2 Innenzylinder und mit je 2 Leitungen an deren Schieber, ferner an die 4 Schwingenlager und 2 Schieberstangenführungen. Die Luftpumpe und der Reglerschieber werden von einer doppelten Handpumpe aus geschmiert, die Bremszahnräder sind an den Lagerstellen mit Staufferbüchsen versehen.

Die beschriebene Lokomotive wird seitens der Maschinenfabrik Esslingen anlässlich der Berliner Eisenbahntechnischen Tagung in Seddin ausgestellt.

Vorortwagen, Bauart der ehem. Württembergischen Staatseisenbahnen.

Von Dr. Ing. Kittel, Abteilungsdirektor a. D. in Stuttgart.

Hierzu Tafel 27.

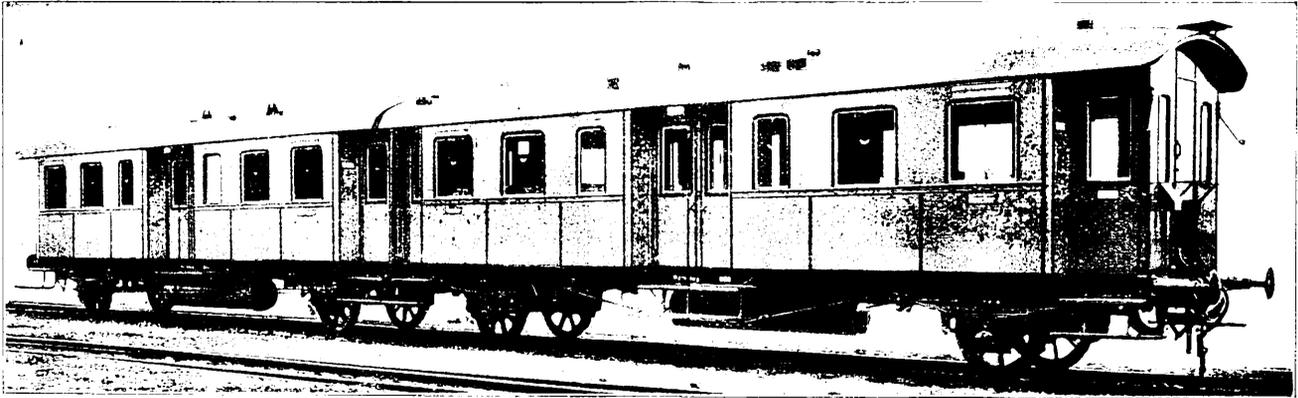
Die ehem. Württembergischen Staatseisenbahnen sahen sich im Jahre 1918 genötigt, eine gröfsere Anzahl Personenwagen für den Nahverkehr zu beschaffen. Dabei war in erster Linie zu prüfen, ob die bisherige Bauart des in großer Zahl vorhandenen Wagens 4. Klasse beibehalten werden könne oder ob eine ganz andere Wagenart zu wählen sei in Hinsicht darauf, daß der starke Arbeiter- und Nahverkehr um Stuttgart als besonderer Vorortverkehr ausgebaut werden sollte, sobald erweiterte Betriebsanlagen des neuen Bahnhofes das ermöglichen würden.

Die bisherigen Di-Wagen nach der Textabb. mit ihren geräumigen gegen die Treppen wie gegen die Übergangsbrücke abschließbaren Plattformen waren zwar bei den Reisenden nicht unbeliebt und die Betriebsbeamten schätzten an diesen zweiachsigen Wagen nicht nur das geringe Eigengewicht von 213 kg auf den Sitzplatz gegenüber dem von etwa 380 kg der dreiachsigen Abteilwagen, was bei den vielen Steigungen in Württemberg von erheblicher Bedeutung ist, sondern auch daß bei dieser Bauart als Durchgangswagen mit 70 Sitzplätzen ohne

hindernde Überfüllung auch einmal für 100 Reisende Raum war. Für Massenverkehr, besonders bei sog. Arbeiterzügen, stört aber das langsame Aus- und Einsteigen durch nur 2 Türen, das noch erschwert wird durch die auch sonst hinderliche Neigung vieler Reisenden, sich auf den Plattformen anzustauen. Diese Mängel sind bei Abteilwagen vermieden, letztere kamen aber bei der bekannten Abneigung der meisten süddeutschen Reisenden, besonders auch der Landbevölkerung gegen Benutzung dieser Wagen im Nahverkehr nicht in Frage. Auch paßt der eine Abteilwagen fahrdienstlich schlecht in Züge, die vorwiegend aus Durchgangswagen zusammengesetzt sind und doch war damit zu rechnen, daß ein Teil der zunächst für den reinen Vorortverkehr bestimmten Wagen im Anschluß an diesen und auch sonst zeitweise in den hierorts aus Durchgangswagen gebildeten Zügen für den allgemeinen Personenverkehr verwendbar sein müßten, ohne dem Bediensteten den Weg durch den ganzen Zug zu versperren.

Die neuen Wagen sollten also nach dem Durchgangssystem gebaut sein oder doch zwischen Durchgangswagen passen, dabei aber rasches Aus- und Einsteigen auch vieler Reisenden auf Zwischenstationen (auch auf solchen mit niederen Bahnsteigen) erleichtern, wenig zu störender Ansammlung auf den Plattformen anreizen und diese möglichst ungefährlich machen und natürlich auf eine bestimmte Anzahl von Plätzen wenig Zuglast ergeben.

Vorortwagen; Bauart der ehem. Württembergischen Staatseisenbahnen.



Für die Vorortzüge waren nur zwei Klassen in Aussicht genommen, eine Holz- und eine Polsterklasse. Dabei sollte die letztere zur Verminderung der Kosten und des Wagengewichtes gegenüber der sonst üblichen 2. Klasse einfacher gehalten werden und die Holzklasse in der Ausstattung etwa zwischen der bisherigen 3. und 4. Klasse liegen. Zu diesen betriebs- und verkehrstechnischen Forderungen kam noch die werkstattetechnische des weitestgehenden Verwendens von Walzeisen und Einzelteilen der damals in Deutschland schon nach Regelplänen gebauten Fahrzeuge, der Einheitsgüterwagen des Deutschen Staatsbahn-Wagenverbandes, denn solche Teile waren für Neubau und Ersatz am leichtesten und billigsten zu beschaffen und ohnehin in allen Werkstätten vorzuhalten.

Nach diesen Gesichtspunkten hat der Verfasser die nachstehend beschriebenen Wagen entworfen als zweiachsige Doppelwagen des Durchgangssystems mit durch Faltenbalg geschütztem Übergang für die Reisenden über der Kurzkupplung, mit überbauten Eingangs-Plattformen, mit Ausgangstüren in der Mitte jedes Einzelwagens sowie mit von innen verschlossenen schmalen Übergangstüren und Tritten zum nächsten Wagen für die Zugbediensteten, (vergl. Abb. 2 bis 6, Tafel 27). Diese Wagen, deren erste seit Februar 1920 in Benutzung sind und von denen nach und nach 360 Stück beschafft wurden, haben sich technisch gut bewährt und sind bei den Betriebsbeamten wie bei den Reisenden gleich beliebt. Da ähnliche Bedürfnisse, wie sie hier zu der besonderen Bauart geführt haben, auch ander-

wärts vorliegen werden, dürfte auch jetzt noch eine nähere Beschreibung nicht unangebracht sein, umso mehr, als die Maschinenfabrik Eßlingen, bei der die ersten und fast alle folgenden Wagen gebaut und die Einzelzeichnungen ausgearbeitet wurden, sie während der Eisenbahntechnischen Tagung in Seddin ausgestellt hat.

Die Holzklasse, Abb. 2 bis 4, hat je zwei nebeneinanderliegende Mitteltüren, so daß auf 101 Sitzplätze gegen den Bahnsteig 8 Türen zur Verfügung stehen. Die Endtüren sind außen und innen in auffälliger Weise als nur zum Einsteigen, die Mitteltüren ebenso als nur zum Aussteigen bestimmt gekennzeichnet. Bei schwachem Verkehr und auf den Anfangs- und Endstationen spielt die hiergegen verstofsende Benutzung keine Rolle, bei starkem Andrang aber regelt sich das Ein- und Aussteigen der meisten Reisenden in folgenderweise von selbst. Der Raum in der Nähe der Mitteltüren ist von Sitzbänken freigehalten und durch reichliche Anhaltegelegenheit zum bequemen Stehplatz ausgebildet. Hier, bei der Doppeltür, sammeln sich die im Vorort- und Nachbarschaftsverkehr bei starkem Andrang stets anzutreffenden Reisenden, die mit den Verhältnissen bekannt und auf rasches Aussteigen besonders bedacht sind, schon bei der Annäherung an ihre Zielstation, ihr Hinausfluten, dem sich die übrigen Reisenden anschließen, veranlaßt etwa hier einsteigen Wollende die anderen Türen aufzusuchen. Da Schiebe- oder

nach innen aufgehende Drehtüren wegen der Verwendung der Wagen auch im freien Verkehr und an niederen Bahnsteigen nicht gewählt werden könnten, mußten die Mitteltüren in Nischen eingebaut werden, wenn nicht auf volle Ausnutzung der lichten Wagenbreite von mindestens 2900 mm verzichtet werden wollte. Abb. 4 läßt erkennen, daß vollständig genügende Türweite und -höhe zu erreichen war, ohne daß der Langträger abgekröpft oder gegen innen verschoben werden mußte. Die Unterbrechung der Kastenwand liefs sich, wie die mehrjährige Erfahrung zeigt, durch Versteifungen gut ausgleichen.

Die Kurzkupplung ist nach dem Muster der Berliner Stadtbahnwagen ausgeführt, neuartig dürfte die Anordnung eines allseits abgeschlossenen Überganges über der Kurzkupplung mit einteiligem Faltenbalg sein, der sich trotz seiner Kürze und allseitigen Befestigung recht gut hält. Diese Bauweise ermöglicht nur den Einbau nur eines Abortes für den Doppelwagen und erleichtert den Ausgleich der Reisenden beim Aufsuchen der Plätze. Die Wagen der Holzklasse haben auf die ganze Länge eines Doppelwagens von 23,96 m licht keinerlei Zwischentüre. Auch dies erleichtert das Aufsuchen der Plätze und darum das rasche Einsteigen, ermäßigt die Bau- und Unterhaltungskosten ganz erheblich und macht zudem das störende Geräusch zugeschlagener Türen unmöglich. Die schmalen Diensttüren an den Pufferenden sind nur mit dem Gashauptahnschlüssel zu öffnen.

Von Einzelheiten der Holzklasse seien erwähnt:

Die Sitzbänke sind nach der in Württemberg schon lange für die unterste Klasse eingeführten Art auf der einen Seite des Ganges für zwei, auf der andern für drei Plätze bestimmt: am Mittelausgang liefs sich noch ein quergestellter etwas schmaler Sitz unterbringen, (vergl. Abb. 4, Tafel 27) etwa für Kinder oder zum Auflegen von Gepäck, der aber auch von Erwachsenen gerne benutzt wird. Die Sitze sind aus Buchenholzlatten ohne deckenden Anstrich und etwas geschweift ausgeführt, bei den Sitzgestellen sind Querverbindungen vermieden, damit Körbe und andere Gepäckstücke unter den Sitzen Platz finden können. Daran hindern auch die drei übereinanderliegenden und möglichst an die Seitenwand gerückten Heizrohre nicht. Als Gepäcknetze sind gelochte Bleche auf Rohren verwendet, an den Wänden sind viele Haken für Rucksäcke und dergl. angebracht. Die riemenlosen Fenster haben Metallrahmen und Fensterheber nach Rathgeber oder Hieber, die Befestigung der Druckrahmen ist eigens daraufhin ausgebildet worden, das Auswechseln und Wiedereinsetzen des Fensters gegenüber der fast üblichen Anordnung zu vereinfachen.

Das Fehlen von Zwischentüren ermöglichte es, im ganzen Doppelwagen mit acht Gaslampen auszukommen, deren Stellung so ausprobiert wurde, dafs auch die Trittkanten der Treppen noch beleuchtet sind. Dafs überall irgendwie entbehrliche Ecken und scharfe Kanten als »anstöfsig« zu vermeiden waren, ist selbstverständlich, wenn dies hier trotzdem erwähnt wird, so deshalb, weil das Gegenteil immer wieder, auch bei neuzeitlichen Fahrzeugen festgestellt werden mufs. Es handelt sich um Kleinigkeiten, die meist mit kleiner Mühe zu vermeiden sind, darauf sollte aber nicht nur in Rücksicht auf eilige Reisende sondern auch auf die sonst an den Fahrzeugen Beschäftigten mehr gesehen werden.

Untergestell und Bremse. Nach den mehrjährigen guten Erfahrungen die bei der vormaligen württembergischen Eisenbahnverwaltung mit zweiachsigen Wagen von 8 bis 8,5 m Achsstand und mit der aus Abb. 7, Tafel 27 ersichtlichen Federaufhängung gemacht worden waren, lag kein Anlafs vor, hiervon abzuweichen, insbesondere wenn statt der früher 98 mm breiten Federblätter solche von 120 mm Breite gewählt wurden. Die einfachen Federschaken mit einseitig gebohrten, zur Regelung des Pufferstandes umkehrbaren Rollen nach dem Muster der vormaligen Reichseisenbahnen in Elsass-Lothringen hatten sich besser bewährt als nachspannbare oder mit Zusatzfedern aus-

gestattete Gehänge. Die Kurzkupplung unterstützt den ruhigen Lauf in der Geraden. Das Untergestell ist in allen Profileisen, Hauptabmessungen und Verbindungen dem der zweiachsigen Einheitsgüterwagen möglichst angepaßt, so dafs die Achsen, Achshalter, Achslager und Bremsklötze der D. W. V.-Bauart ganz, die Anordnung der Kunze-Knorrbremse mit ihren Befestigungen und Einzelteilen fast unverändert übernommen werden konnten. Bei dem langen Achsstand erschienen Bremsklotzabsteller angezeigt, durch welche die beiden Bremsklötze eines Rades die wagrechte Verschiebung der Achsbuchse beim Befahren von Krümmungen zwangläufig mitmachen. Sie sind, vergl. Abb. 7, Tafel 27, so angeordnet, dafs die Bremsklötze sich unter dem Einflufs des Federspieles nicht nur mit einer Ecke anlegen sondern konzentrisch zum Rad einstellen. Bei Ausgestaltung dieser Anordnung war maßgebend, dafs durch ihre Anbringung am Regelbremsklotz keinerlei Änderung notwendig sein durfte, so dafs jeder Klotz ohne Nacharbeit eingehängt werden kann, dafs das Achslagermodell nicht geändert werden durfte, sowie dafs das An- und Abschrauben des Achslagerdeckels nicht erschwert werde und ohne Abnehmen der Absteller möglich sei. Diese Anordnung wie andere Einzelheiten des Untergestells und der Federung sind für die zweiachsigen Einheitspersonen- und Gepäckwagen der Deutschen Reichsbahn übernommen worden.

Für die Handbremse ist an jeder Endplattform ein Bremsrad angebracht mit einer Sperrung gegen mutwilliges Drehen, die vom Innern aus nur mit einem Dornschlüssel, von außen aber und auch von der Plattform aus durch das Fenster ohne solchen geöffnet werden kann.

Die Polsterwagen, Abb. 6, die nur in kleiner Anzahl gebaut wurden, sind in den Hauptabmessungen den Holzwagen vollkommen gleich, so dafs ohne weiteres ein solcher mit einem Holzwagen zum Doppelwagen vereinigt werden kann. Aus diesem Grunde mufsten auch zum Abschluß gegen die Holzklasse am Übergang Flügeltüren angebracht werden. Die Polsterung ist ganz einfach und im Rücken niedrig gehalten, wodurch mit 1675 mm Stuhlteilung auszukommen war und 76 Sitzplätze untergebracht werden konnten. Dafür erschien eine Mitteltür ausreichend.

Das Gewicht eines Wagens der Holzklasse beträgt 17 100 kg, der Polsterklasse 1 800 kg, also auf einen Sitzplatz 339 bzw. 474 kg.

Einfacher Schwellensenkungs-Messer.

Von Eugen Jurenák, Oberingenieur der kgl. ung. Staatseisenbahnen, Budapest.

Die in fest unterstützten Balkenträgern entstehenden Spannungen können für ruhende Belastung mit fast mathematischer Genauigkeit berechnet werden. Doch auch bei bewegter Last liefern die Formeln, vermöge der Verlässlichkeit der darin angewendeten dynamischen Faktoren, entsprechend sichere Ergebnisse. Demgegenüber ist die Berechnung wesentlich unsicherer, wenn die Eisenbahnschiene als Balkenträger berechnet werden soll.

Man bedenke, dass ihre Stützpunkte, die Schwellen, senkbar sind und die Gröfse der möglichen Senkungen nicht im vornherein bekannt ist. Denn die Tragfähigkeit und die Zusammendrückbarkeit von Bettung und Unterbau kann zahlenmäfsig nicht ganz bestimmt festgestellt werden, ebensowenig das Gesetz der Weiterleitung der Druckvorgänge im Innern von Bettung und Unterbau.

Auf die Verlässlichkeit der statischen Berechnung der Schienen würde es offenbar fördernd wirken, wenn recht zahlreiche Beobachtungen von Schwellensenkungen, die bei verschiedenen Unterbauarten, Bettungen, Fahrgeschwindigkeiten, Achsdrücken usw. gemacht wurden zur Verfügung ständen.

Diese Sammlung von Einzelwerten, zweckmäfsig gesichtet, könnte teils zur Nachprüfung der in den Formeln vorkommenden

Bettungsziffern beitragen, teils aber für die Notwendigkeit, eine Unterbauziffer in die Berechnung einzuführen, einen neuerlichen Beweis liefern.

Diese Erwägungen veranlafsten den Verfasser, den nachfolgend beschriebenen Senkungsmesser für Holzschwellen vorzuschlagen, der in Bettungen aus Fluß- oder Bergschotter, wie auch aus Sand verwendbar ist.

Der Apparat ist senkrecht durch mäfsig starke, beiderseits gleichzeitige Hammerschläge so tief in die Bettung einzutreiben, bis der Träger T den unteren Teil des Schiebers Sch hart an die zu untersuchende Schwelle drückt. Mit den Schrauben S_1 und S_2 wird nun der Schieber an die Schwelle fest angeschraubt.

Die den senkrechten Teil des Schiebers umfassende Klemme K ist — von oben an den Träger gedrückt — mittels der Schraube S_3 mäfsig stark an den Schieber zu befestigen. In dieser Stellung liegen die obere Fläche der Klemme und die Nulllinie des am Schieber angebrachten Maßstabes in derselben wagerechten Ebene (vgl. Abb. 1 bis 3).

Die Schwelle nimmt bei der Einsenkung den Schieber mit sich, während die Klemme am Träger bewegungslos sitzen bleibt.

Nach Übergang der letzten Achse rücken Schwelle und Schieber in die Ausgangsstellung zurück, wodurch die Klemme am Schieber haftend das Höchstmals der durch die einzelnen Achsen verursachten Schwellensenkungen anzeigt (Abb. 4).

Wenn die Klemme nach Lockerung der Schraube S_3 nicht wieder ganz in ihre Ausgangslage auf dem Träger zurückkehrt, also mit der Nulllinie des Maßstabes nicht mehr übereinstimmt so wird dadurch bekundet, daß sich die Schwelle um den Unterschied bleibend gesenkt hat, Bettung und Unterbau also nicht restlos elastisch dem Druck widerstanden haben.

Zusatz der Schriftleitung. Im Einvernehmen mit dem Herrn Verfasser weisen wir darauf hin, daß der beschriebene Schwellensenkungs-Messer auch für den praktischen Unterhaltungsdienst Bedeutung gewinnen kann. Denn er gestattet, die Grenze zahlenmäßig festzulegen, von der an die Notwendigkeit des Nachstopfens eintritt. Für den Vorschlag, Bettungs- und Unterbauziffer aus den Angaben des Apparates abzuleiten, ist zu beachten, daß die gewonnenen Werte nicht absolut sind; sie werden vielmehr dadurch beeinflusst, daß das Gestell an der Einsenkung der Bettung und des Untergrundes teilnimmt und die elastische Zusammendrückung der Schwelle

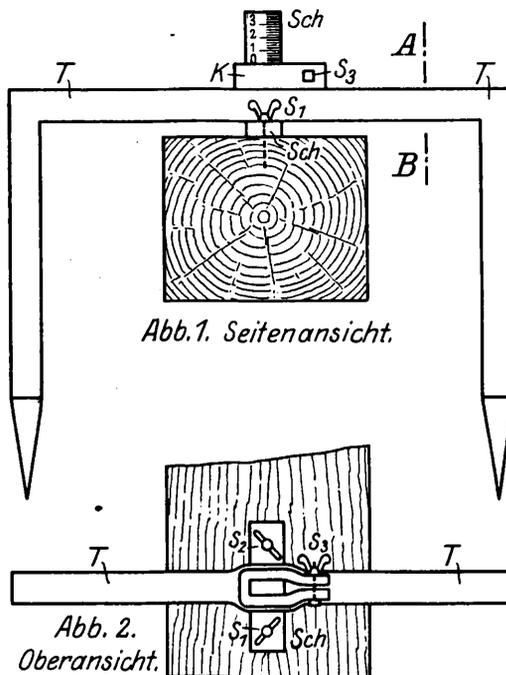


Abb. 1. Seitenansicht.

Abb. 2. Oberansicht.

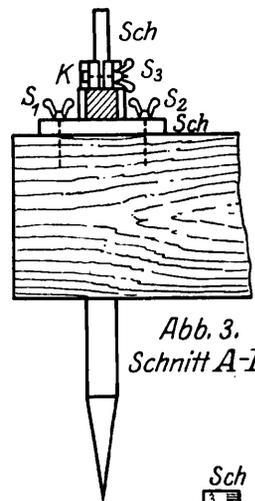


Abb. 3. Schnitt A-B.

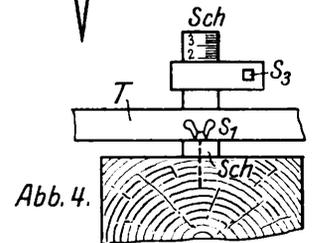


Abb. 4.

in den Angaben mit erscheint. Immerhin ließen sich diese Störungsquellen durch Beiwerte, die aus den Beobachtungen Wasjutynskis abgeleitet werden können, angenähert ausschalten.

Aufschweißen von Radspurkränzen.

Von Oberregierungsbaurat Gollwitzer, Direktor des Eisenbahnausbesserungswerkes Nürnberg.
Hierzu Tafel 28.

Die Radreifen der Räder von Schienenfahrzeugen nützen sich im Betriebe ab und müssen von Zeit zu Zeit wieder auf den vorgeschriebenen Querschnitt gebracht werden.

Für das Gebiet des Vereins deutscher Eisenbahnverwaltungen sind dabei die Bestimmungen in §§ 68 bis 70 der technischen Vereinbarungen maßgebend.

Nach dem bisher allgemein gebräuchlichen Bearbeitungsverfahren wird von dem abgenutzten Radreifen durch Abdrehen so viel weggenommen, daß der vorgeschriebene Umriss der Lauffläche und des Spurkränzes wieder erreicht wird. War die Abnutzung des Radreifens nur in der eigentlichen Lauffläche eingetreten, so ist der Verlust bei diesem Verfahren gering und nicht zu vermeiden. Anders aber gestaltet sich das Bild bei einer in der Berührungsfläche des Spurkränzes mit der Schiene aufgetretenen Abnutzung, die sich bekanntlich bis zum ausgesprochenen Scharf laufen des Rades steigern kann.

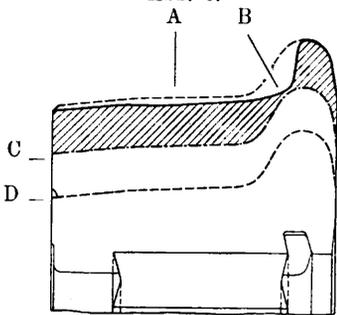
In Abb. 1, die den Querschnitt eines im Spurkranz besonders stark abgenutzten Radreifens darstellt, bedeutet A die ursprüngliche Umrisslinie des neuen Reifens, B die Abnutzungslinie nach der ersten Laufzeit, C den Umriss nach dem ersten Abdrehen, D den Umriss bei der geringsten zulässigen Radreifenstärke. Der gestrichelte Querschnitt zeigt den Verlust beim Abdrehen: etwa 19 mm Radreifenstärke, im Laufkreis gemessen, gehen ausschließlich wegen der Abnutzung in der Spurkranzhohlkehle verloren. Wenn sich das Rad noch ein zweites Mal in ähnlicher Weise abnutzt, so wird bereits beim nächsten Ab-

drehen die zulässige Mindeststärke erreicht, der Radreifen muß nach nur 3 Laufzeiten ausgewechselt werden.

Wenn im Folgenden von Spurkranzabnutzung gesprochen wird, so ist damit immer ein derartiger Verschleiß der Spurkranzhohlkehle gemeint, daß deswegen der Radreifen merklich stärker abgedreht werden muß, als wegen der Abnutzung in der eigentlichen Lauffläche notwendig wäre.

Der große Querschnittsverlust, der im Beispiel durch die Spurkranzabnutzung bedingt ist, tritt nun gleichzeitig am anderen Rad der gleichen Achse auf, auch wenn an diesem der Spurkranz noch voll erhalten war, da ja die beiden Räder einer Achse den gleichen Laufkreisdurchmesser erhalten müssen. Nach angestellten Beobachtungen zeigen rund 25% aller Wagenräder, die in Eisenbahnwerkstätten zur Instandsetzung einlaufen, Spurkranzabnutzung. Von diesen 25% aller Wagenräder sind mindestens 75% (= 19% der Gesamtzahl) durch die Achse mit anderen Rädern verbunden, die in der Spurkranzhohlkehle nicht abgenutzt sind, trotzdem aber in gleich unwirtschaftlichem Maße abgedreht werden müssen; der Rest = 6% aller Wagenräder trifft auf Achsen, deren beide Räder im Spurkranz abgenutzt sind. Es werden also etwa $6 + 19 = 25\%$ aller Wagenradreifen wegen Spurkranzabnutzung an einem oder beiden Rädern der Achse vorzeitig verbraucht. Am schlimmsten wirkt sich jedoch die Abnutzung einzelner Spurkränze an den miteinander verkuppelten Rädern der Lokomotiven aus; hier müssen unter Umständen wegen eines einzigen abgenutzten Spurkränzes 6, 8 oder 10 Räder auf das Unwirtschaftlichste abgedreht werden. Alljährlich wandern in den Räderdrehereien ungeheure Mengen von wertvollem Radreifenstahl in die Spänekästen und die Lieferanten von Raddrehbänken überbieten sich in dem erfolgreichen Bestreben, möglichst große Radreifenquerschnitte in kürzester Zeit zu Schrott zu machen. Mit der Forderung wirtschaft-

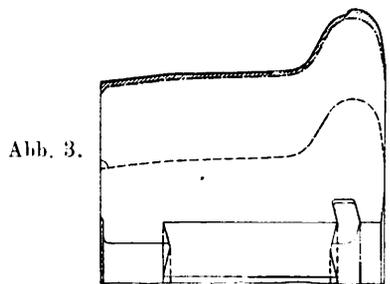
Abb. 1.



lichen Betriebes läßt sich dieses alte Verfahren nicht vereinigen.

Abhilfe ist dadurch möglich, daß die Abnutzung des Spurkranzes durch Auffüllung ersetzt wird.

Wenn wir an dem abgenutzten Querschnitt des Beispiels nur den in Abb. 2 gestrichelten Querschnitt auffüllen, so geht bei der Herstellung des vorgeschriebenen Umrisses der Abdrehen nur noch die kleine, in Abb. 3 gestrichelte Querschnittsfläche verloren. Dieser Verlust ist deswegen notwendig, weil



der Drehstahl die hartgelaufene Lauffläche des Rades nur dann zu bearbeiten vermag, wenn er sie um einige mm untersticht. Wird das Abdrehen an solchen Rädern durch Schleifen ersetzt, so läßt sich der Verlust am Laufkreisdurchmesser fast auf Null verringern.

Das Mittel für die Auffüllung nach Abb. 2 ist uns in der Schmelzschweißung*)

gegeben. Die Lokomotivradreifen bestehen aus Tiegelstahl von 65 bis 73 kg, die Tender- und Wagenradreifen aus Siemens Martin- oder Bessemerstahl von 60 bis 68 kg Zerreißfestigkeit auf das qmm. Diese Stahlsorten lassen sich sowohl autogen als elektrisch gut aufschweißen. Da die autogene Schweißung wesentlich teurer ist als die elektrische, kommt für unsere Zwecke hauptsächlich die letztere in Betracht. Sie hat zudem den Vorzug, daß mit ihr das Aufschweißen vollständig selbsttätig geschehen kann.

Die beiden Fragen, von deren Beantwortung die allgemeine Einführung des Aufschweißverfahrens abhängt, sind die nach der Haltbarkeit und nach der Wirtschaftlichkeit.

Haltbarkeit. Durch zahlreiche Festigkeitsversuche und metallographische Untersuchungen wurde nachgewiesen, daß bei allen Probestücken eine einwandfreie Verbindung des Schweißgutes mit dem Radreifen erzielt war.

Abb. 4 zeigt in halber natürlicher Größe das Aussehen einiger geätzter Schweißproben in der Übergangzone vom Radreifen zum aufgetragenen Schweißgut. Die Aufschweißung war mit Kathoden von verschiedenen Härten erfolgt, die alle gleich gut gebunden haben. Die Zone von dunklerer Färbung, die sich auf den Ätzproben rechts oben und links und rechts unten zeigt, liegt bereits im Radreifenmaterial und ist auf eine schwache Vergütung desselben zurückzuführen, die durch das Erwärmen durch die heiße Schweißmasse und die darauf folgende Abkühlung zustande kam. Abb. 5 stellt das Gefüge in der Grenzzone bei hundertfacher Vergrößerung dar. Hier war die Auftragung mit weicherem Stahl erfolgt, während Abb. 6 an einem Probestück mit härterer Auftragung in 20facher Vergrößerung rechts die Schweißmasse, in der Mitte sorbitisches Übergangsgefüge, links beginnendes Radreifengefüge zeigt. Abb. 7 ist ein Ausschnitt aus dem Grenzgebiet zwischen der Schweißmasse und der Übergangzone des in Abb. 6 dargestellten Schlifses, hier in der Vergrößerung 100 : 1.

Der Übergang verläuft allmählich. Je nach der Art der angewandten Kathoden ist das aufgetragene Schweißgut teils weicher, teils gleichhart, teils härter als die Masse des Radreifens.

Abb. 8 zeigt Stauchproben, bei denen die Stauchzylinder derart hergestellt waren, daß die Schweißnaht der Länge nach etwa durch die Zylindermitte ging, so daß ein Teil aus

*) Das Verfahren ist zum Patent angemeldet.

Radreifenstoff, der andere aus Schweißgut besteht. In dem Lichtbild sind die Proben nach dem Stauchen geätzt dargestellt. Sie waren bei einem ursprünglichen Zylinderdurchmesser von 15 mm und einer ursprünglichen Höhe von 30 mm unter Belastungen bis zu 38 820 kg auf 19,1 bis 12,3 mm zusammengedrückt worden, ohne daß eine Trennung zwischen dem ursprünglichen Werkstoff und dem Schweißgut eintrat.

In Abb. 9 ist das Ergebnis von Biegeproben dargestellt. Ein Stück Radreifen mit Aufschweißung wurde unter dem Hammer warm gerade gerichtet und auf etwa $\frac{1}{5}$ seines Querschnitts ausgeschmiedet. Das oben in dem Lichtbild schräg liegende Stück ist ein geätzter Längs- und Querschnitt durch die ausgereckte Probe. Es war weder ein Aufreißen der Schweißnaht, noch ein Loslösen einzelner Schweißfugenteile zu beobachten, obwohl doch gerade das Ausrecken des warmgemachten Stückes ganz außerordentlich hohe Anforderungen an die Güte der Schweißung stellt. Zwei Proben desselben Stückes wurden unter der Biegemaschine gebogen. Hierbei liefs sich die Probe, bei der das Schweißgut auf Druck beansprucht wurde, fast um 180° falten, während bei dem Stück, bei dem das Schweißgut auf Zug beansprucht wurde, sich ein Biegewinkel von nur etwa 9° ergab. Die Bruchflächen der ziemlich großen Querschnitte sehen feinkörnig aus und zeigen nur unbedeutende Stellen von oxydischen Einschlüssen.

Auch weitere Versuche, bei denen ein und derselbe Radreifen 8 mal nacheinander aufgeschweißt und immer wieder abgedreht wurde, ergaben tadellose Gefüge- und Festigkeitsverhältnisse.

Endlich haben sich die zahlreichen Räder, die nun zum Teil schon seit eineinhalb Jahren im Betriebe laufen, vorzüglich bewährt. Obwohl jedes einzelne aufgeschweißte Rad im Betrieb eigens genau beobachtet wird, kam es auch nicht zur geringsten Beanstandung. Es liegen Berichte von Bahnbetriebswerken vor, welche Radsätze nach 25 000, 40 000 und 80 000 km Lauf eingehend untersucht haben und sich gleichlautend dahin aussprechen, daß sich im Betriebe kein Unterschied zwischen geschweißten und ungeschweißten Rädern zeigt. Auch nach Leistung von 80 000 km blieb der bereits stark abgenutzte aufgeschweißte Werkstoff in inniger Bindung mit dem Radreifen.

Wirtschaftlichkeit. Abb. 10 zeigt Querschnitte der beiden Radreifen einer Wagenachse. Während der Spurkranz des linken Reifens nicht nennenswert abgenutzt ist, führte starker Verschleiß am rechten Reifen bereits bis zum Scharflauf des Spurkranzes. Beim Abdrehen nach dem alten Verfahren geht an beiden Rädern der ganze nicht gestrichelte Querschnitt verloren, entsprechend einem Verlust an Radreifenstahl von 113 kg. Wird der Verschleiß am rechten Reifen durch Auftragen von 6 kg Stahl ergänzt, wie in Abb. 11/12 dargestellt, so verringert sich der Verlust beim Abdrehen auf 30 kg Radreifenstahl, entsprechend der aus Abb. 12 ersichtlichen Fläche. Wenn wir statt des Abdrehens das Schleifen anwenden, so läßt sich, wie schon oben erwähnt, der Verlust noch wesentlich verringern.

In Tafel 28 ist die Wirtschaftlichkeit des Aufschweißens an den Rädern einer G 10 Lokomotive untersucht. Die ausgezogenen Linien geben das Bild der abgenutzten Reifen, die gestrichelten das der Radreifen nach dem Abdrehen oder Abschleifen.

1. Fall: Beim Abdrehen ohne Aufschweißung zwingt die Abnutzung am Spurkranz des rechten Rades der ersten Achse und des linken Rades der zweiten Achse dazu, unter einem Verlust von 650 kg Radreifenstahl die sämtlichen 10 Räder auf einen Durchmesser von 1342,5 mm abzdrehen.

2. Fall: Werden an den Spurkranzen der erwähnten beiden kritischen Räder insgesamt 3 kg Stahl aufgetragen, so läßt

Abb. 4. Spurkranzschweißung: Ätzflächen. M. 1:2.

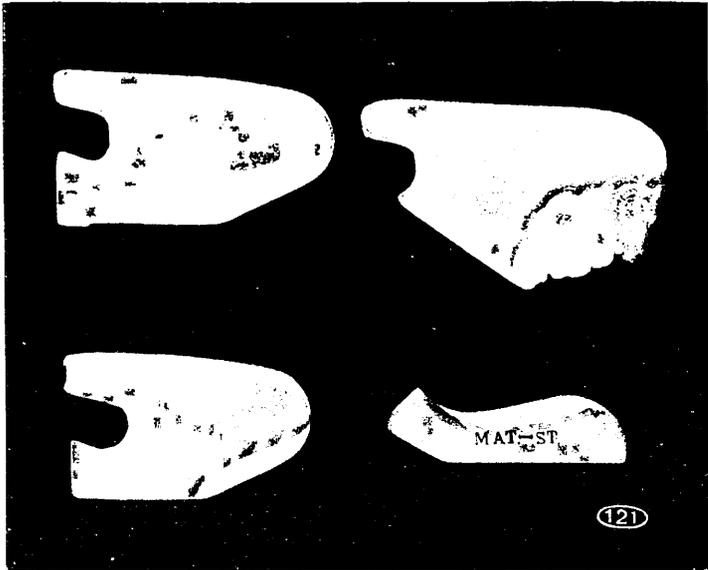


Abb. 5. Spurkranzschweißung: Gefügebild. M. 100:1.

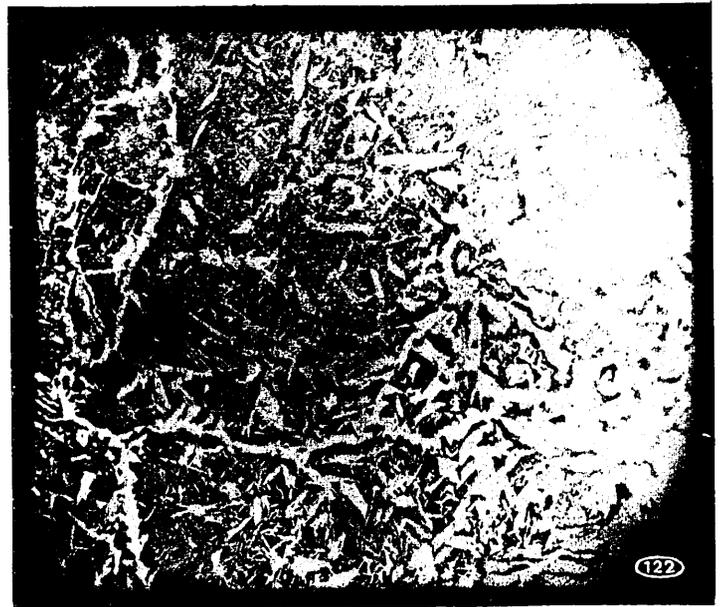


Abb. 6. Spurkranzschweißung: härtere Schweißung — Schliff. M. 20:1.

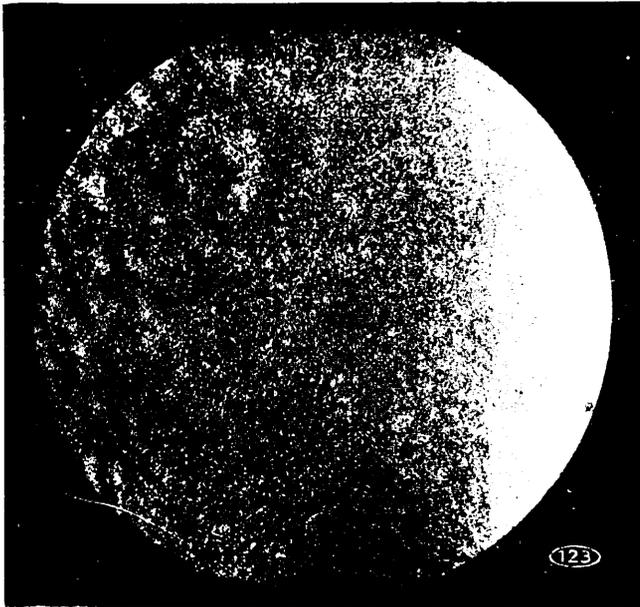


Abb. 7. Spurkranzschweißung: Gefügebild der Übergangszone. M. 100:1.

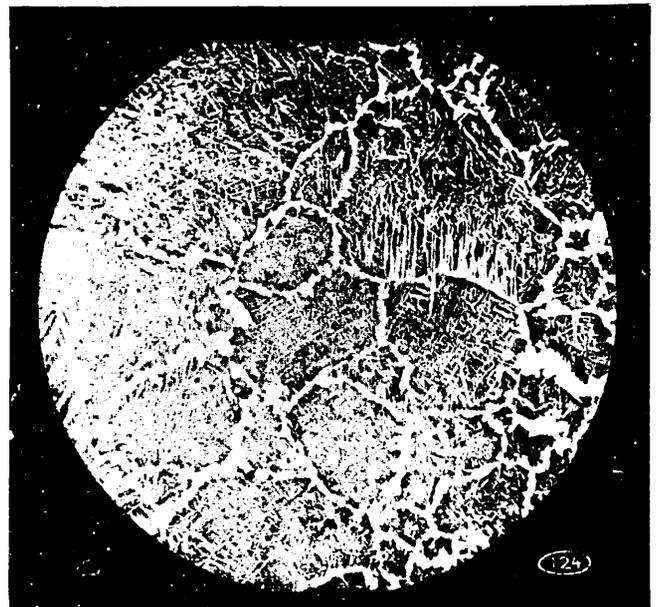
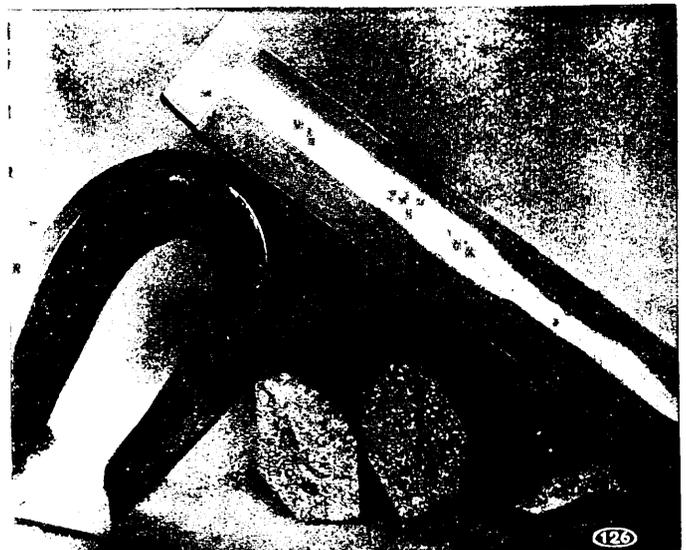


Abb. 8. Schweißung auf Radstahl Druckproben geätzt. M. 1:1.



Abb. 9. Proben von Spurkranzschweißung. M. 1:3.



sich der Verlust an Radreifenstahl bereits auf 340 kg verringern, wobei ein Durchmesser von 1356,5 mm erhalten bleibt. Nunmehr ist das linke Rad der ersten Achse infolge seiner Spurkranzabnutzung zum kritischen Rad geworden.

3. Fall: Wird der Verschleiß an diesem Spurkranz nun ebenfalls durch Aufschweißen zum Teil ersetzt, wobei zugleich die im ersten Fall genannten beiden kritischen Räder in stärkerem Maße aufzuschweißen sind, so verringern wir bei einem Aufwand von 8 kg Schweißstoff den Verlust an Radreifenstahl auf 160 kg und erhalten für die 10 Räder einen Laufkreisdurchmesser von 1364,5 mm.

Eine weitere Verbesserung ist nicht mehr zu erzielen, da nunmehr beim rechten Rad der ersten Achse der neue Umriss in der Lauffläche bereits dicht an den abgenutzten Umriss herangerückt ist. Immerhin haben wir durch Auftragen von 8 kg Schweißstoff bereits $650 - 160 = 490$ kg Radreifenstahl und die entsprechenden Kosten für Abdrehen erspart und 24 mm Laufkreisdurchmesser an 10 Rädern gewonnen.

Diese beiden Beispiele machen die Wirtschaftlichkeit des Verfahrens wohl schon von vorneherein wahrscheinlich.

Bei der näheren Untersuchung der Frage ist folgendes zu beachten: Die Wagen- und Lokomotivradreifen der Reichsbahn besitzen im Laufkreis je nach der Gattung eine Stärke von 69,5 bis 75 mm im neuen Zustand. Nach den technischen

Abb. 10.

Altes Verfahren. Verlust an Radreifenstahl 113 kg.

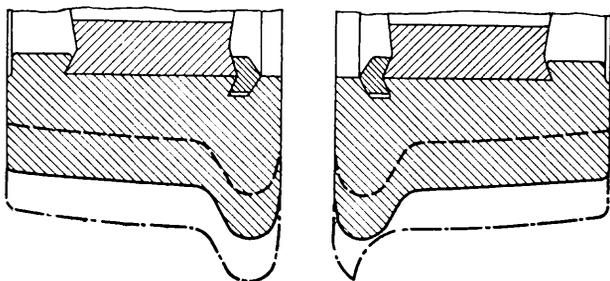


Abb. 11.

Aufgeschweißte Stahlmenge 6 kg.

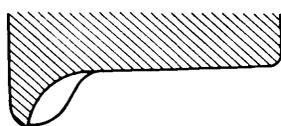
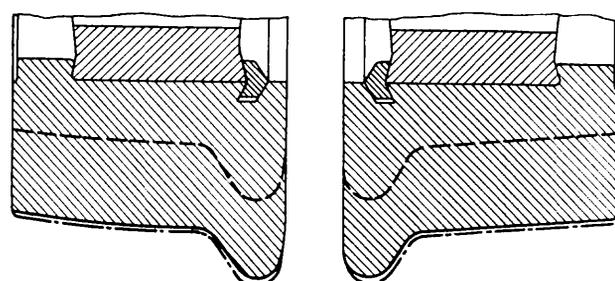


Abb. 12.

Neues Verfahren. Verlust an Radreifenstahl 30 kg.



Vereinbarungen darf die geringste Stärke der Radreifen im Betrieb nicht weniger als 25 mm betragen. Radreifen, die mit einer Stärke von 30 mm oder darunter in die Werkstätten kommen, dürfen nicht mehr abgedreht, sondern müssen durch neue Reifen ersetzt werden. Die durchschnittliche Stärke, bei der abgenutzte Radreifen unbrauchbar werden, beträgt also 27,5 mm, die nutzbare Stärke infolgedessen 42 bis 47,5 mm. Wenn diese nutzbare Stärke abgelaufen und abgedreht ist, ist der Radreifen unbrauchbar geworden. Wir können also den Wert von 1 kg nutzbaren Radreifenquerschnittes oder den Durchschnittswert von 1 mm nutzbarer Radreifenstärke aus dem Wert eines neuen Radreifens ermitteln.

Dieser Neuwert setzt sich zusammen aus den Kosten für den Ankauf des rohen Radreifens zuzüglich der Kosten für Fracht und Verladung, für zum Anwärmen benötigte Gasmenge, für das Aufziehen einschließlich Ausdrehen und Einsetzen des Sprengringes, für das Abdrehen des neuen Reifens, für das Abziehen des verbrauchten Reifens und endlich der Beförderungskosten für die Radsätze von der Lokomotiv- oder Wagenwerkstätte zur Räderwerkstätte und zurück (diese Kosten können vernachlässigt werden, wenn beide Werkstätten örtlich vereinigt sind). Abziehen ist der Wert der anfallenden Drehpläne sowie der Altstoffwert des verbrauchten Reifens.

So ergibt sich als Wert von 1 kg nutzbaren Querschnittes weit über das Doppelte des Ankaufspreises von 1 kg des rohen Radreifens.

Außer dieser Einsparung an wertvollen Werkstoffen erzielt man weiterhin eine ganz wesentliche Verringerung der Abdreh-

kosten, da ja nach dem Aufschweißen bedeutend kleinere Querschnitte abzunehmen sind.

Um die Vorteile der Aufschweißung voll auszunützen, wird man, wie schon eingangs erwähnt, in vielen Fällen das Abdrehen durch Schleifen ersetzen. Die früheren Versuche, Radreifen durch Schleifen zu bearbeiten, mußten daran scheitern, daß zu große Querschnitte abzunehmen waren; nachdem mit Hilfe des Aufschweißens der Spurkränze diese Schwierigkeit beseitigt ist, steht der Anwendung des sparsameren Schleifens anstelle des Abdrehens oder in Verbindung damit nichts mehr im Wege.

Ausführung des Verfahrens.

Die ersten Versuche wurden durch Auftragen des Schweißgutes von Hand ausgeführt. Dabei zeigte sich, daß sowohl elektrische Lichtbogen- als autogene Schweißung technisch einwandfrei zum Ziele führten. Je nach dem verwendeten Schweißdraht ließen sich beliebige Härten zwischen 48 und 110 kg je qmm, in Festigkeitswerten ausgedrückt, erreichen. Wegen der höheren Kosten der autogenen Schweißung wurde der Ausbildung der elektrischen Lichtbogenschweißung für den vorliegenden Sonderzweck besonderes Augenmerk zugewandt. Es wurde unter Zuhilfenahme einer alten Raddrehbank zunächst eine behelfsmäßige Einrichtung geschaffen, auf der die Spurkränze vollständig selbsttätig aufgeschweißt werden. Das

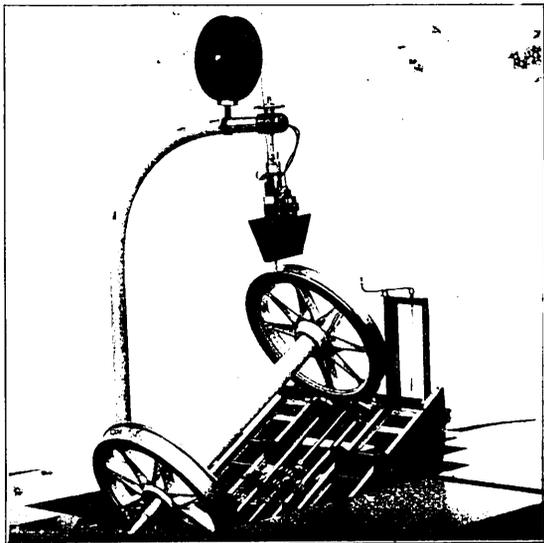
in bekannter Weise in die Drehbank eingespannte Rad dreht sich langsam unter einem Schweißkopfe durch, der den als Kathode dienenden Schweißdraht selbsttätig derart nachschiebt, daß der Lichtbogen ständig gehalten wird. Der Nachschub erfolgt durch einen im Schweißkopf liegenden kleinen Motor, dessen Tätigkeit durch ein Relais geregelt wird. Der Schweißstrom wird geliefert von einem fahrbaren Schweißumformer der Siemens-Schuckert-Werke, der den zur Verfügung stehenden Drehstrom von 310 Volt in Gleichstrom verwandelt. Auf der Gleichstromseite wird mit einer Klemmenspannung von rund 20 Volt bei einer Stromstärke von 180 bis 200 Amp. gearbeitet. Die Verwendung des fahrbaren Schweißumformers hat den Vorzug, daß dieser bei vorübergehendem besonders starken Bedarf an Schweißstrom für andere Zwecke leicht von der Radschweißmaschine abgeklemmt und an einen anderen Verwendungsort gebracht werden kann.

Zur Beschleunigung des Arbeitsvorganges werden auch 2 oder mehr solcher Schweißköpfe hintereinander angebracht. Das Aufschweißen eines stark abgenutzten Spurkranzes mit 2 Lichtbogen dauert auf der behelfsmäßigen Vorrichtung durchschnittlich 1 Stde. 40 Min.

Bei dieser Vorrichtung liegt die Achse wagrecht, steht also das aufzuschweißende Rad senkrecht. Daraus ergeben sich 2 Nachteile. Es muß etwas mehr Schweißgut aufgetragen werden, als an sich nötig wäre, weil gewissermaßen eine Böschung aufgebaut werden muß; ferner muß der Lichtbogen von der senkrecht stehenden Kathode aus fast wagrecht auf die abgenutzte Spurkranzfläche wirken, eine Anordnung, die der Güte der Schweißung abträglich ist. Beide Nachteile werden

vermieden, wenn die Achse während der Schweifung soweit schräg gestellt wird, daß die Oberfläche der anzubringenden Auffüllung annähernd wagrecht liegt. Zu diesem Zweck wird die Achse auf eine Plattform gerollt und mit dieser schräg gestellt, wie aus Abb. 13 ersichtlich. Die im Bilde dargestellte Vorrichtung eignet sich vor allem für die Räder von Eisenbahn- und Straßenbahnwagen. Die beiden Räder der Achse ruhen auf Rollen, die durch einen unterhalb der Plattform angebrachten Motor in Umdrehung versetzt werden und ihrerseits nun die Wagenachse drehen. Die Bewegung der Rollen

Abb. 13. Radsatzkippvorrichtung mit Schweifsapparat.



ist abhängig gemacht vom Lichtbogen, derart, daß die Achse sofort stillsteht, wenn der Lichtbogen aus irgend einem Grunde abreißt. Dadurch ist vermieden, daß bei Störungen im Schweißvorgang Lücken in der Auffüllung entstehen. Bei der abgebildeten Radschweißvorrichtung ist der Schweißkopf an einem schwenkbaren Ausleger verstellbar befestigt, so daß er je nach Bedarf auf das eine oder andere Rad der Achse arbeiten kann. Ähnlich lassen sich auch 2 hintereinander arbeitende Schweißköpfe am Ausleger anbringen. Die Kabel für den Schweißstrom und für die Motoren der Schweißköpfe werden innerhalb der Auslegersäule hochgeführt. Die Plattform ist derart gestaltet, daß ihr Drehpunkt ungefähr im

Erfahrungen mit einer flusseisernen Feuerbüchse mit gewelltem Mantelblech.

Von Oberregierungsbaurat Fuchsels.

Unter den Werken der Technik, welchen die Kriegszeit eine Umstellung ihrer Fertigung auferlegte, befand sich auch die kupferne Feuerbüchse der Lokomotive. Das Kupfer wurde zur Kriegsführung gebraucht. An seine Stelle trat der Werkstoff Flußeisen, jedoch ohne daß gleichzeitig eine Änderung der Bauart vorgenommen wurde bzw. aus Zeitmangel vorgenommen werden konnte. Es ist bekannt, daß mit der überhasteten Umstellung des Werkstoffes Kupfer auf Eisen ein glatter Mißerfolg verbunden war. Die Schäden, die im Betriebe der eisernen Feuerbüchse auftraten und nicht kurzerhand behoben werden konnten, ließen eine Lebensdauer der eisernen Feuerbüchse z. B. von nur 2 Jahren, bisweilen von nur $\frac{1}{2}$ Jahr aufkommen. Die Reichsbahnverwaltung entschloß sich angesichts der unerträglichen Betriebsstörungen zu dem Schritt, sämtliche eisernen Feuerbüchsen auszubauen und sie durch kupferne wieder zu ersetzen, und führte damit geordnete Betriebsverhältnisse wieder herbei.

Eine Ausnahme jedoch wurde zugelassen für die im folgenden beschriebene Lokomotive, welche als einzige in der

gemeinsamen Schwerpunkt der Plattform samt dem daraufstehenden Radsatz liegt. Das Kippen erfordert infolgedessen sehr wenig Kraftaufwand. Bei der abgebildeten Vorrichtung wird mittels eines durch ein Handrad bedienten Drahtseiles gekippt. Für kleinere Räder, z. B. die von Straßenbahnen, wird man die Plattform noch einfacher mit Hilfe eines fest daran angebrachten Handhebels kippen können. Für Lokomotivräder mit großen Durchmessern empfiehlt sich eine etwas andere Anordnung der Kippvorrichtung, die sich zur Zeit erst im Bau befindet; sie wird auf der eisenbahntechnischen Ausstellung in Berlin gezeigt werden.

Beim Aufschweißen der Spurkränze ist der Radreifen sorgfältig vor zu rascher Abkühlung durch Luftzug zu schützen. Im Winter sollen die Räder nicht unmittelbar vom Freien zum Schweißen und von dort wieder ins Freie gebracht, sondern vor und nach der Schweifung in einem geheizten Raum längere Zeit hinterstellt werden. Namentlich bei hochkohlenstoffhaltigen Radreifen besteht sonst die Möglichkeit, daß sie infolge von Wärmespannungen zerspringen, insbesondere, wenn sie bei Neubereifung mit zu starker Schrumpfung aufgezo- gen wurden.

Im Eisenbahnausbesserungswerk Nürnberg gehen die aufgeschweiften Räder unmittelbar vom Aufschweißen zum Abdrehen oder Abschleifen.

Eine Spurkranzschweißvorrichtung mit 2 Schweißköpfen vermag bei 9 stündiger täglicher Arbeitszeit im Jahre etwa 1500 Räder aufzuschweißen. Sie läßt sich auch mit Vorteil benutzen zum Aufschweißen von Radfelgen, die durch losgewordene Radreifen abgenützt wurden.

Auch da, wo wegen ungenügenden Anfalls von Radreifen mit Spurkranzabnutzung die Vorrichtung nicht voll ausgenützt werden kann, ist ihre Beschaffung noch durchaus wirtschaftlich, wenn sie, wie oben angedeutet, mit fahrbaren Schweißumformern ausgerüstet ist, die nach Bedarf zu anderen Schweißarbeiten verwendet werden können.

Das neue Verfahren verlängert die Lebensdauer der Radreifen je nach dem Grad der Abnutzung im Spurkranz bis auf das fünffache. Die dafür aufzuwendenden Kosten betragen nur einen Bruchteil der erzielten Einsparung, so daß der Beschaffungsaufwand in kurzer Zeit getilgt ist. Es ist zu erwarten, daß es rasch weite Verbreitung bei Eisen- und Straßenbahnen findet.

Die Vorrichtungen für die Spurkranzschweißung werden hergestellt von der Stahl- und Eisen G. m. b. H. Nürnberg-Herrnhütte im Verein mit den Siemens-Schuckert-Werken.

Kriegszeit eine Bauart erhalten hat, welche der Eigenart des Werkstoffes Flußeisen Rechnung trägt. Sie hat eine befriedigende Lebensdauer von 6 Jahren erlebt, die im allgemeinen auch von ihren in Amerika verbreiteten Artgenossinnen nicht überschritten worden sein soll.

Lebensgeschichte. Erbauer der Lokomotive 5176 Stettin — G 8¹ — ist F. Schichau, Elbing. Anlieferungsjahr: 1917.

Leistung: Vom 12. 1. 18 bis 22. 11. 23 = 80143 km im Güterzugbetrieb, soweit aufgeschrieben (außerdem eine unbekannt Zahl von Kilometern, die während des Krieges nicht aufgeschrieben worden ist).

Baustoff des Mantels: Siemens- Martin-Flußeisen vom Borsig-Werk Oberschlesien, mit einer Bruchfestigkeit von 38 kg/qmm und einer Dehnung von 27 % längs der Faser, 36,4 » » » » » 28 % quer zur Faser.

Die Stehbolzen waren aus Flußeisen und von gewöhnlicher Form.

Sonderausrüstung: 4 Wasserumlaufrohre zwischen Rohr- und Türwand, die nach einem amerikanischen Vorbild als Feuerschirmträger dienten. Man wollte mit dieser Anordnung des Feuerschirms erreichen, daß der zwischen dem Feuerschirm und der Feuerbüchswand verbleibende Luftspalt eine gleichmäßige Erwärmung der Feuerbüchseitenwände beim Anfachen des Feuers gewährleistete.

Ausbesserungsarbeiten während der Betriebszeit.

Auswechseln von Stehbolzen: 2 Stück im September 1918, 79 Stück im September 1920, 336 Stück im Mai 1921, 214 Stück im Oktober 1922. Die meisten Undichtigkeiten an den Stehbolzen traten in den oberen Reihen oberhalb der eingeprefsten Wellen auf. Die eisernen Bolzen sind vielfach gegen kupferne ausgetauscht worden.

Einschweißen von Flickern in den Feuerbüchseitenwänden und in der Rohrwand sowie in der Feuerbüchshinterwandkrempe am Umbug im Mai 1921 und September 1922. Ferner wurde ein Riß in der Decke rechts hinten, nahe dem Umbug, durch Schweißung geschlossen. Sämtliche Schweißarbeiten sind mit Azetylschweißbrennern vorgenommen worden und haben in der Folgezeit vollkommen dicht gehalten.

Ausbau der Wasserumlaufrohre: Vor 1921 ist eines der gekrümmten Rohre durch Anpressung an der Rohrwandverbindungsstelle undicht geworden. Alle vier Rohre wurden ausgebaut und versehentlich in vertauschter Lage zu den beiden Wänden wieder eingebaut. Die vier Rohre mit ihrem engen Abstand erwiesen sich bei den Ausbesserungsarbeiten als hinderlich; ihr endgültiger Ausbau erfolgte 1922.

Schäden, die beim Ausbau im November 1923 festgestellt wurden.

Bei Zuführung zum Ausbesserungswerk (Buckau) lagen zunächst nur Schäden auf der Feuerseite vor, deren Behebung möglich war:

Die Seitenwände waren in den unteren glatten Teilen unterhalb der Wellen bis auf etwa eine halbe Wandstärke, d. h. bis auf 5 mm abgezehrt, desgleichen zeigten die Köpfe der Bodenringnieten starke Abzehrungen. In der Rohrwand fand sich in der Höhe der Feuerzone ein mit einfachen Mitteln verschweißter Nietlochriss. In den Wänden waren vorwiegend in den oberen Reihen eine Anzahl Stehbolzen gerissen und auszuwechseln.

Der Zustand der Feuerbüchse auf der Feuerseite war im übrigen gut und es sollten die abgezehrten Streifen der unteren Seitenwände mit dem Schneidbrenner entfernt und an ihre Stelle neue Blechstreifen mittels Azetylschweißbrenner angesetzt werden.

Der hierzu erforderliche Ausbau der Feuerbüchse aus dem Stehkessel legte jedoch auf der Wasserseite weitere Schäden nach Abb. 1 bis 4 frei:

Anfressungen in Gestalt von kleinen Rostgruben im seitlichen Umbug der Rohr- und Türwand und zwar angehäuft im unteren Teil der Einschnürung, Abb. 3; grössere Gruben fanden sich in den Wellentälern auf beiden Mantelseiten und der Decke, weitere Abzehrungen im hinteren glatten Teil der Mantelfläche auferhalb der Wellen. Rostfurchen in üblicher Form kurz über dem Bodenring im mittleren Teil der Seitenwände; die Ecken der Seitenwände waren von diesen Rostfurchen frei geblieben.

Rißbildungen: Im unteren Teil der eingeprefsten Wellen des Mantelbleches befanden sich Falten und Anrisse von einigen Millimetern Tiefe, besonders an den dort gelegenen Stehbolzenlöchern und zwar auf der rechten Seite stärker als auf der linken, Abb. 4. Im oberen Teil der Wellen, wo die Einpressung allmählich verläuft, waren die Falten und Anrisse weit weniger ausgeprägt, die Blechoberfläche war annähernd glatt, Abb. 1.

Der wagerechte Teil des Umbugs der Rohrwand zeigte zwischen den oberen Ecken und der Mitte einen Höhenunterschied von 20 mm, ohne daß die Benutzung der Feuerbüchse hierdurch beeinträchtigt worden war, Abb. 2.

Abb. 1. Rechte Mantelseite mit eingeprefsten Wellen, Korrosionen weiß umrandert.

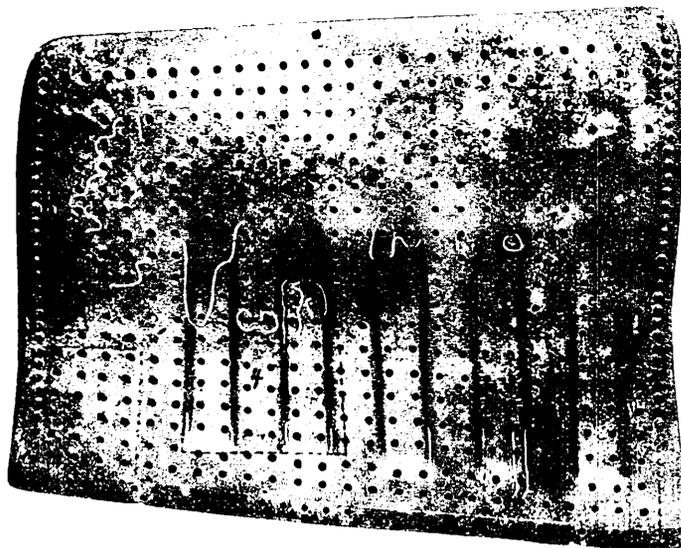
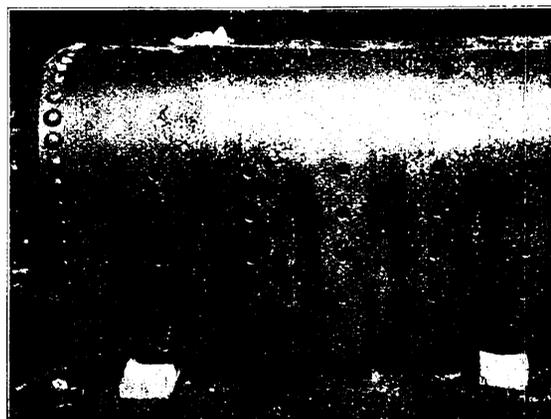


Abb. 2. Ausschnitt aus der Manteldecke, Rohrwandseite.



Beurteilung des Zustandes aus den Schäden.

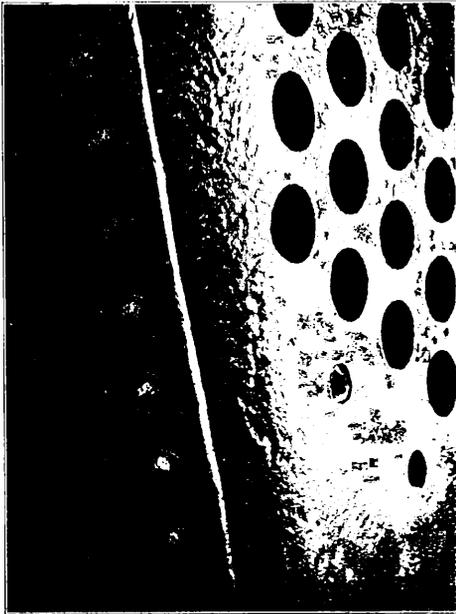
Der Zustand der Feuerbüchse ist in Anbetracht ihrer nahezu sechsjährigen Betriebszeit als gut zu bezeichnen. Es fehlen Rißbildungen in den Mantelseiten in der heißesten Feuerzone, wie sie in Feuerbüchsen mit glattem Mantelblech in der Regel nach 2 Jahren aufgetreten sind, gänzlich. Das Atmen des Bleches beim Wechseln heiß — kalt — heiß hat unter der welligen Formgebung offenbar frei vor sich gehen können. Die Oberfläche des Bleches ist bis auf die oben erwähnten Anfressungen glatt und zeigt nicht die bei anderen Feuerbüchsen beobachtete Runzelbildung (vergl. Glasers Annalen Nr. 7 und 8 vom 1. 10. und 15. 10. 23, Untersuchungen von Regierungsbaurat Dr. Kühnel).

Gegen den gewählten Werkstoff des Bleches ist nichts einzuwenden. Vereinzelt Anrisse an Stehbolzenlöchern sind angesichts der sechsjährigen Lebensdauer nicht als erhebliche Schädigungen anzusehen.

Die Stehbolzenbrüche, welche zumeist im glatten Teil des Mantels liegen, werden sich voraussichtlich vermeiden lassen, wenn die Wellen ohne Unterbrechung im Umbug von Seitenwand zur Decke angeordnet werden. Auch durch schlankere Formgebung der Stehbolzen ist vielleicht grössere Beweglichkeit

derselben möglich, es könnte dann ein glatter Umbug des Mantels ohne durchlaufende Wellen in Frage kommen. Beide Möglichkeiten werden zur Zeit einer Prüfung unterzogen. Erfordernis ist jedenfalls, die Kesselschmiedearbeit so einzurichten, daß keinerlei Versetzung der Blechwandung durch Kaltrekarbeiten, wie Kopfschlagen der Stehbolzenköpfe, Verstemmen usw., benötigt wird.

Abb. 3. Rohrwandumbug.



Die Rifsbildung im unteren Teil der Wellentäler der Mantelseiten war durch Schweißen nicht zu beseitigen, weil die zur Nachbehandlung benötigten Werkstatteinrichtungen nicht vorhanden waren.

Die Ursache der Rifsbildungen ist den bei der Herstellung hervorgerufenen inneren Spannungen zuzuschreiben. Das Einpressen der Wellen ist nach Angabe der Herstellerin nacheinander bei wiederholter Teilerwärmung erfolgt, ein Ausglühen (Normalisieren) des ganzen Mantels hat nicht stattgefunden. Die starken Anrisse an den Stehbolzenlöchern und unteren Teilen der Wellentäler können wohl mit der starken Werkstoffbeanspruchung bei der Prefarbeit und dem Unterlassen des nachträglichen Glühens erklärt werden.

Die Anordnung der vier Wasserumlaufrohre (Feuerschirmträger) stellt einen Sonderversuch dar, der an sich mit dem Hauptversuch — flusseiserne Feuerbüchse mit welligem Mantelblech — nichts zu tun hat. Dieser Sonderversuch hat technisch und wirtschaftlich das Ergebnis des Hauptversuches ungünstig beeinflusst, u. a. Abkürzung der Betriebszeit und Vermehrung der Ausbesserungsarbeiten verursacht, die nicht zu Lasten der Wirtschaftlichkeit der flusseisernen Feuerbüchse zu rechnen sind. Abtrennen dieses Nebenversuches ist für neue Versuche geboten.

Die Mafsabweichung im Umbug der Rohrwand ist voraussichtlich in der Kriegszeit auf mechanischem Wege durch eine ausbessernde Werkstatt herbeigeführt worden.

Anfressungen. Die Rostschäden waren entweder unbedenklich oder durch Auftragsschweißung zu beseitigen. Die Auswechselbarkeit der unteren abgezehrten Streifen ist bereits dargelegt worden. Als Ursache der Anfressungen tritt Sauerstoffangriff auf. Auf der Feuerseite hat wahrscheinlich Dampfneße von der Aschkastenspritze die Abzehrung herbeigeführt. Die erhöhte Temperatur dieser Zone, welche durch das über dem Bodenring stillstehende Wasser weniger gekühlt wird, ist hierbei von ungünstigem Einfluß. Ob auch Abzehrungen

allein infolge zu hoher Temperatur vorliegen, muß noch durch nähere Untersuchung festgestellt werden. Die Abzehrungen auf der Wasserseite liegen sichtlich an Stellen, wo das Wasser die Wandung mit geringer Geschwindigkeit bespült und die aufsteigenden Dampfbläschen an der schrägen Neigung der Wand ein Hindernis finden. Außerdem tritt eine Verminderung der Geschwindigkeit in den Wellentälern, wo der Querschnitt der Wasserkammer sich erweitert, auf, die Anfressung ist hier unter dem Einfluß vermehrter Sauerstoffabgabe stärker.

Auch die pockenartige Abzehrung im Umbug der Rohr- und Türwand in Höhe der Einschnürung der Feuerbüchse findet ihre Erklärung an der Verminderung der Aufstiegsgeschwindigkeit der Dampfbläschen, denen hier an der Neigung ein Hindernis erwachsen ist.

Abb. 4. Unteres Ende der Wellen im Mantel.



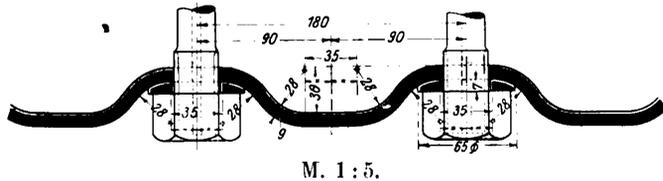
Die Lage der Rostfurchen am Bodenring, welche nicht bis in die Ecken verlaufen, läßt darauf schließen, daß das Stillstehen des Wassers nicht allein die Ursache sein kann, vielmehr der Bewegung der Wände gegenüber dem Bodenring ein Hauptteil zukommt. Die größere Steifigkeit der Wände an den Ecken hat ihre Bewegung verhindert. Im mittleren Teil hingegen sind durch die Bewegung der Wandungen gegen die scharfe Kante des Bodenringes die jeweils sich bildenden dünnen Rosthäutchen abgelöst worden, dieses wiederholte Spiel hat die Furchen entstehen lassen. Die Rostgruben in den Wellentälern der Decke rühren von stillstehendem Wasser her und werden voraussichtlich vermindert, wenn die Wellentäler bis zum Umbug verlaufen.

Aus den mitgeteilten Erfahrungen heraus ist beim Eisenbahnzentralamt der Entschluß entstanden, eine lebensfähige eiserne Feuerbüchse, die nach Bauart, Kesselschmiedarbeit und Behandlungsvorschrift der Eigenart ihres Werkstoffes Rechnung trägt, zu entwickeln. Vom Bauartdezernenten, Regierungsbaurath Wagner, wurde gemeinsam mit der Fried. Krupp A. G. in Essen ein Entwurf für eine G 10-Lokomotive aufgestellt. Die Breite der Wellen ist kleiner gehalten als in obigem Beispiel; anstatt zwei Stehbolzenlöchern wird hier in Berg und Tal der Wellen nur je ein Stehbolzenloch vorgesehen, Abb. 5 a und 5 b. Die Wellen im Mantelblech laufen nach dem einen Vorschlag von der Decke über den Umbug zur Wand durch, nach dem anderen befinden sie sich nur in der Decke und in der Seitenwand und

lassen den Umbug glatt wie im obigen Beispiel. Folgende stoffliche Anforderungen sollen bei dem Versuch beachtet werden:

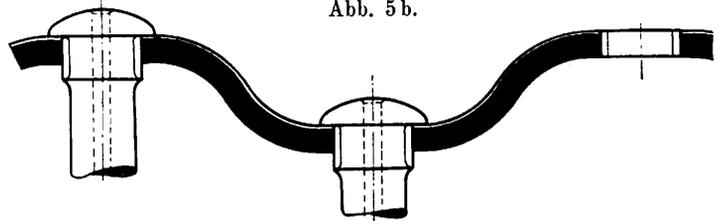
1. Allmähliches Auslaufen der Wellen beim Übergang in den glatten Teil des Mantels nach unten und oben.
2. Normalglühen des Mantels nach dem Pressen der Welle.
3. Wahl eines Stehbolzen von solcher Form, dafs das Einziehen ohne Stemmarbeit vor sich geht. Versuch mit Bauart Zwilling, abgeändert von der Hanomag, wird empfohlen.
4. Nietdruck für Kesselschmiedarbeit nicht über 80 kg/qmm Nietquerschnitt halten.

Abb. 5a. Neuer Entwurf. Manteldecke.



Wünschenswert wäre außerdem die Wahl einer Lok.-Gattung mit senkrechter Feuerbüchswand (G 8² oder G 12), um den aufsteigenden Dampfbläschen kein Weghindernis zu bereiten. Da die Kosten für Gesenke für das Einpressen der Wellen erheblich sind, wird für die Wahl der Lok. der Gesichtspunkt entscheidend sein, welche Gattung in Zukunft in größerer Zahl gebaut wird.

Abb. 5b.



M. 1:2,5.

Die Hauptverwaltung der Reichsbahn hat zu dem beabsichtigten Versuch mit flusseisernen Feuerbüchsen unter der Voraussetzung, dafs ihre Wirtschaftlichkeit gegenüber der Ausführung in Kupfer nachgewiesen wird, keine Einwendungen erhoben.

Herstellung von Unterlagsscheiben aus Abfallblechen.

Von Regierungsbaurath Krohn, Wittenberge.

Zur fabrikmässigen Herstellung neuer Scheiben müssen die neuen Blechstreifen oder Tafeln im allgemeinen gleichmässig breite Abmessungen haben, die durch die Gröfse der zu stanzenden Scheibe bedingt sind. Für die Eisenbahnwerkstätten, insbesondere für die Personen- und Güterwagenausbesserung, genügen in den meisten Fällen gestanzte Scheiben aus Altstoff, die zweckmässig aus Blechabfällen von verschiedenster Form und Abmessung hergestellt werden.

Je mehr wir wirtschaftlich arbeiten, d. h. sparen müssen, desto mehr sind wir gezwungen, den vorhandenen Werkstoff so weit wie möglich und mit möglichst geringen Kosten aufzubrauchen und Abfälle noch weiter zu verwendbaren Gebrauchsstücken herzurichten, ehe wir den letzten Rest dem Schrott zuführen. Das ist an sich keine neue Erkenntnis, nur lehrt

uns jetzt die Not der Zeit, wie wichtig die Durchführung dieses Grundsatzes und die Erfassung aller Werte ist, ehe wir uns im Schrottbansen von ihnen trennen.

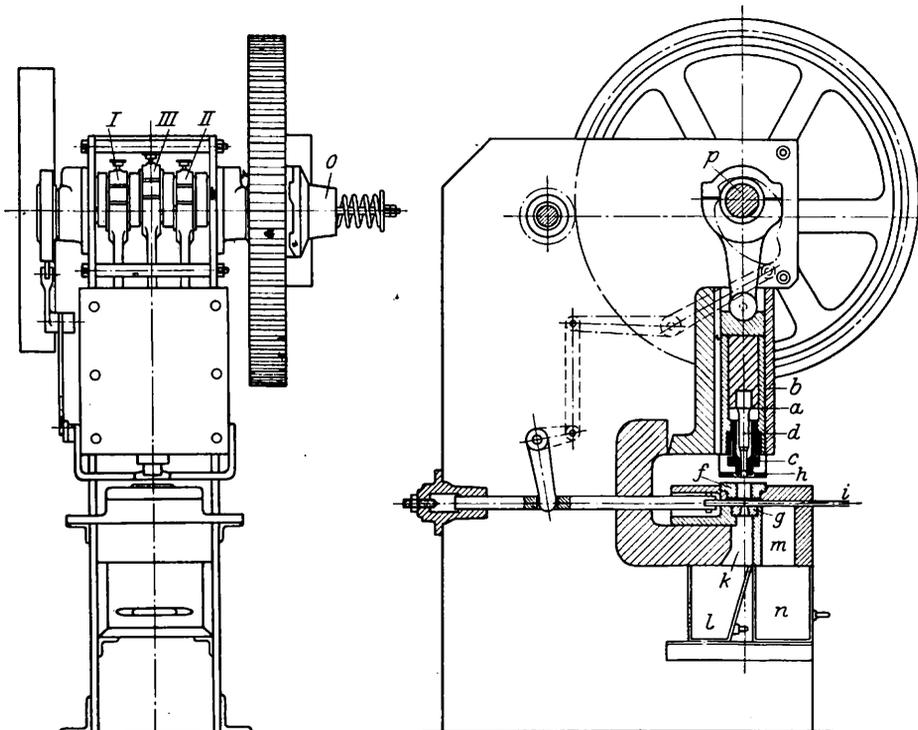
Die Herstellung in Eisenbahnwerkstätten aus beliebig geformten Blechabfällen geschieht jetzt in zweierlei Weise. Entweder stanzt man aus dem Blech erst Vollscheiben, baut dann das Stanzzeug um und legt die Scheiben einzeln von Hand unter einen kleineren Stempel, der das innere Loch herausstanzt. Dieses Verfahren ist offensichtlich teuer und außerdem wegen des Hantierens am Stempel für den Arbeiter nicht gefahrlos, daher, wenn überhaupt, wohl nur für grofse Scheiben anwendbar. Der andere Weg ist der umgekehrte, man stanzt erst die kleinen Löcher in einer nach Augenmafs abzuschätzenden Entfernung aus dem Blech, baut dann das Stanzzeug um und

prefst die ganze Scheibe heraus, wobei ein runder Zapfen mit dem Durchmesser des inneren Loches, der unter dem grofsen Stempel angebracht ist, als Führung für die zentrische Lage der beiden Schnitte dienen kann. Auch bei dieser Herstellungsart sind zwei getrennt nacheinander auszuführende Arbeitsvorgänge nötig.

Die Aufgabe, diese beiden Arbeitsvorgänge in einem zu vereinigen, dabei die Leistungsfähigkeit mindestens zu verdoppeln und die Herstellungskosten auf die Hälfte herabzudrücken, löst die nachstehend beschriebene, schon vor einigen Jahren von mir konstruierte und jetzt von der Firma Schuchardt & Schütte, Berlin, gebaute Spezialstanze.

Die Maschine gleicht äußerlich einer gewöhnlichen Stanze, der Körper besteht aus zwei starken gewalzten S.M.-Stahlplatten (siehe Textabb.). Zum Antrieb dient ein 5 PS-Motor, der auf die Maschine gestellt wird und mittels Zahnradübersetzung unter Zwischenschaltung eines Schwungrades die Hauptwelle mit 18 Umdrehungen in der Minute antreibt. Diese Welle trägt drei Exzenter (I, II und III). Die äufseren (I und II) sitzen unter gleichen

Stanzmaschine zur Herstellung von Unterlagsscheiben.



Winkeln, während das mittlere (III) etwas nacheilt. Die beiden äußeren Exzenter (I und II) bewegen ein breites Druckstück a abwärts, das beim Hochgang der Exzenter mittels Gegengewicht nach oben gedrückt wird. Dieses Druckstück a trägt unten den auswechselbaren Stahlstempel c, der die volle Scheibe aus dem Blech stanzen soll. Es ist senkrecht durchbohrt und in dieser Bohrung bewegt sich ein zweites rundes Druckstück, das unabhängig von den beiden ersten Exzenter von dem nacheilenden mittleren Exzenter III nach unten bewegt wird und den gleichfalls auswechselbaren kleineren Stempel d trägt, der durch den senkrecht durchbohrten Stempel c hindurch geht und das Loch aus der vollen Scheibe ausstanzt.

Die Matrize besteht gleichfalls aus zwei Teilen. Auf die obere, f, wird das Blech gelegt, aus dem der Stempel c zunächst die volle Scheibe ausstanzt. Beim Hochgang wird das Blech vom Stempel durch den Abstreifer h abgestreift. Zunächst geht aber der Stempel c noch etwas weiter nach unten und legt die volle Scheibe durch einen mit entsprechendem Ausschnitt versehenen Schieber i hindurch auf eine zweite Matrize g, wo sie von dem jetzt nacheilenden kleinen Stempel d das Loch erhält. Der ausgestoßene Putzen fällt durch die Öffnung k in den Kasten l. Während der kleine Stempel d das Loch stanzt, macht der Schieber i eine kleine Bewegung nach vorn und umfaßt scherenartig den Stempel, den er dann beim Hochgang von der Scheibe abstreift. Sobald der kleine Stempel hochgegangen und die jetzt fertige Scheibe frei ist, macht der Schieber i eine zweite größere Bewegung nach vorn, wobei er

die fertige Scheibe faßt und sie durch die Öffnung m in den Kasten n fallen läßt. Hiernach geht der Schieber mit Hilfe einer Spannfeder schnell in seine Grundlage zurück und das ganze Spiel beginnt von neuem. Die Bewegung des Schiebers wird von der Antriebswelle abgeleitet, die durch zwei Nocken ein Gestänge betätigt, mit dem der Schieber verbunden ist. Eine mit Hand oder Fuß zu bedienende Kupplung o ermöglicht, entweder einzelne Hübe zu geben oder die Stempel dauernd spielen zu lassen.

Es hat sich gezeigt, daß bei einer Hubzahl von $n = 18$ fast jeder Hub der Maschine ausgenutzt werden kann. Rechnet man aber wegen unvermeidlicher Pausen und Unterbrechungen auch nur 50% als Nutzleistung, so ergibt dies immerhin eine Leistung von 4500—5000 Scheiben in neunstündigem Arbeitstag, was, wie die Praxis gezeigt hat, auch tatsächlich erreicht wird. Auf einer gewöhnlichen Stanze wird man sich im allgemeinen mit 1000—1500 Stück am Tage begnügen müssen. Die Verbilligung der Herstellungskosten liegt also auf der Hand. Mit einer derartigen Stanze läßt sich bequem der Bedarf einer ganzen Reichsbahn-Direktion decken. Ich empfehle hierbei, die Stanze auf einen Fundamentsockel zu stellen, damit der Arbeiter vor ihr nicht mit gekrümmtem Rücken zu sitzen braucht. Er ermüdet nicht so schnell und gibt willig eine viel größere Leistung im Dauerbetrieb her, wenn er vor seiner Maschine bequem in gerader Haltung sitzen kann. Zur genauen Beobachtung des Stempelspieles kann es sich empfehlen, hinter den Stempeln eine kleine längliche sog. »Röhren«-Glühlampe anzubringen.

Bericht über die Fortschritte des Eisenbahnwesens.

Bahn-Unterbau, Brücken und Tunnel; Oberbau.

Bekämpfung von Flugsand in Südafrika.

(Railway Gazette, Bd. 40, Nr. 21, vom Mai 1924.)

Ein eigenartiges Verfahren zur Bekämpfung und Befestigung von Flugsand wird bei den Eisenbahnen von Südafrika angewendet. Städtischer Müll wird auf Eisenbahnwagen auf die zu schützende Strecke gefahren und auf den Dünen zu beiden Seiten der Eisenbahn in einer etwa 5—8 cm starken Schicht ausgebreitet. Die darin enthaltenen Flaschenbruchstücke, Blechbüchsen u. dgl. geben dem Sand eine Stütze gegenüber den Angriffen des Windes, und die faulenden organischen Bestandteile des Mülls dienen als Düngemittel. Die mit Müll bedeckten Flächen werden mit Grassamen und mit dem Samen von Buschwerk besät, das sich besonders für sandigen, trockenen Boden eignet. Das Gras wächst zuerst und bildet eine Narbe, worauf auch der Baumwuchs beginnt. Mittlerweile ist der Boden genügend fruchtbar geworden und auch die nötige Feuchtigkeit hat sich eingestellt, so daß die Bäume gedeihen können. Ein ähnliches Verfahren soll auch schon in Frankreich angewendet worden sein.

Wk.

Ablehnung der Eisenschwelle in Rußland.

(Nach Technika i Ekonomika 1924, Nr. 2.)

Der russische wissenschaftlich-technische Ausschufs hat sich vor kurzem zu der Frage geäußert, ob Eisenschwellen, im besonderen die auch im „Organ“ viel besprochenen eisernen Hohlswellen Scheibes für russische Eisenbahnen vorteilhaft seien. Der Bericht, Professor Oppenheim, bezeichnete als Vorzüge der Eisenschwellen lediglich die bessere Befestigung der Schienen und den größeren Altwert. Er stellte aber diesen Vorzügen eine ganze Reihe von Nachteilen gegenüber: die größere Schwierigkeit der Unterstopfung, das Fehlen eines tiefgreifenden Lagers, geringere Standsicherheit infolge geringerer Reibung an der Lagerfläche, hartes Fahren mit allen üblen Folgen, kostspielige Unterhaltung, Rostangriffe, verwickelte Schienenbefestigung, größere Ansprüche an Menge und Güte des Bettungsstoffes, gefährliche Spurveränderungen bei starken Wärmeschwankungen, erschwertes Verlegen, wenn das Gleis vor dem Einbringen der Bettung ausgelegt werden soll, und endlich größere Kosten. Die ersten fünf Nachteile sind nur den gewöhnlichen trog- oder I-förmigen Eisenschwellen eigen, nicht aber der Hohlswelle von

Scheibe. Diese besitzt vor jenen hauptsächlich den großen Vorteil der elastischen Nachgiebigkeit. Im Wettbewerb mit den Holzschwellen aber kann auch die Hohlswelle Scheibes nicht bestehen. Aus einer Übersicht, wo in den verschiedenen Ländern der Erde Eisenschwellen verwendet werden, schließt der Bericht, daß nirgends technische Gesichtspunkte, sondern überall andere Belange, wie Mangel an Holz, Überfluß an Eisen, Verfassung der einheimischen Holz- oder Metallindustrie u. a. die Einführung von Eisenschwellen veranlaßt habe. Rußland, das rund ein Drittel der Wälder der ganzen Erdkugel besitzt, dagegen zur Wiederherstellung seines Wirtschaftslebens einen großen Zuschufsbedarf an Metallen hat, kann die Verwendung von Eisen nicht ohne dringende Notwendigkeit erhöhen. Es muß augenblicklich und für die nächste Zukunft in seinem Eisenbahnnetz bei der Holzswelle beharren. Infolgedessen hat die Erprobung irgendeiner Eisenschwelle, insbesondere auch der elastischen Hohlswelle Scheibes, für Rußland nur wissenschaftlichen Wert. Der wissenschaftlich-technische Ausschufs schloß sich den Ausführungen des Berichters an.

Dr. S.

Messung der Spannungen im Schienengleis unter bewegten Zügen.

(„Le Génie civil“ 1923, Nr. 14, S. 323.)

Im Jahre 1914 setzte die amerikanische Gesellschaft der Zivilingenieure einen Ausschufs ein, der die Spannungen feststellen sollte, die sich im Eisenbahngleise unter bewegten Zügen und insbesondere unter Lokomotiven verschiedener Bauart entwickeln. Die erste Feststellungsreihe, 1918 veröffentlicht, legte das rechnerische Verfahren dar, nach dem der Ausschufs aus den Widerstandsmomenten die in den Schienen auftretenden Spannungen ableitete, wobei das Gleis als ein elastisches Gebilde betrachtet wurde. Die zweite Reihe der Arbeiten, die 1919 und 1920 herauskam, machte mit den Ergebnissen der auf zwei Strecken mit Lokomotiven verschiedener Art vorgenommenen Versuche bekannt. Diese Versuche verfolgten das Endziel, die in den Schienen auftretenden Spannungen, den Einfluß der Fahrgeschwindigkeit und des Massenausgleichs zu bestimmen. Die letzten im März 1923 herausgekommenen Veröffentlichungen dieses Ausschusses machen mit neuen Versuchen gleicher Art bekannt. Diese wurden in geraden und gekrümmten Gleisstrecken mit 13 stark voneinander abweichenden Lokomotiven verschiedener Bau-

Kesselüberdruck p	14 at
Zylinderdurchmesser d	650 mm
Kolbenhub h	720 "
Kesseldurchmesser (innen)	1838 "
Kesselmitte über Schienenoberkante	3100 "
Heizrohre, Anzahl	199 Stck.
Durchmesser	45/50 mm
Rauchrohre: Anzahl	34 Stck.
Durchmesser	125/133 mm
Rohrlänge	5000 "
Feuerberührte Heizfläche der Feuerbüchse	16,50 qm
Heizfläche der Rohre	207,45 "
des Überhitzers	73,50 "
— im Ganzen — H	297,45 "
Rostfläche R	4,5 "
Durchmesser der Treibräder D	1400 mm
Laufräder	1000 "
Fester Achsstand	4800 "
Ganzer Achsstand der Lokomotive	9050 "
(einschl. Tender)	17015 "
Dienstgewicht der Lokomotive G	95,0 t
Reibungsgewicht G_1	85,0 "
Leergewicht der Lokomotive	86,0 "
Dienstgewicht des Tenders	54,0 "
Vorrat an Wasser	21,5 cbm
Brennstoff	10,0 t
Zugkraft $Z = 0,6 \cdot p \cdot (d^{1/4})^2 \cdot h : D =$	18300 kg
H : R =	66,1
H : G =	3,13
H : G_1 =	3,5
Z : H =	61,5
Z : G =	192,0
Z : G_1 =	215,0

R. D.

Leistungsversuche an Lokomotivkesseln.

(The Engineer 1924, 22. Febr.)

Auf Grund von Vergleichsversuchen, die auf dem Prüfstand der Pennsylvaniaabahn zwischen einer 2 B 1 und einer 2 C 1 Schnellzuglokomotive angestellt worden sind, untersucht die Quelle den Einfluss der Bauart des Lokomotivkessels auf dessen Leistung. Die Versuche selbst liegen wohl schon einige Zeit zurück; wenigstens scheinen sich diejenigen mit der 2 B 1 Lokomotive mit den von Brückmann in der Eisenbahntechnik der Gegenwart*) besprochenen zu decken.

Die wichtigsten Abmessungen und Kesselverhältnisse der beiden Vergleichslokomotiven waren:

	2 B 1 Lok.	2 C 1 Lok.
Heizfl. der Rohre (feuerberührt)	197,0	289,0 qm
" Feuerbüchse u. Wasserrohre (feuerberührt)	23,5	19,4 "
" des Überhitzers	63,8	91,7 "
— im ganzen — H	284,3	400,1 "
Rostfläche R	5,1	4,98 "
Rauminhalt der Feuerbüchse	7,25	6,9 cbm
Heizrohre : Anzahl	242	202 Stck.
: Durchmesser außen	51	57 mm
Rauchrohre : Anzahl	36	32 Stck.
: Durchmesser außen	136,5	140 mm
Rohrlänge	4181	6352 "
Zylinderdurchmesser d	559	610 "
Kolbenhub h	660	660 "
Treibraddurchmesser D	2032	2032 "
Kesselüberdruck p	14,4	14,4 at
Heizfl. : Rostfl. (H : R)	55,8	80,2
" d. Überh. : Heizfl. im ganzen	22,3	22,9 %
" d. Feuerbüchse : Rostfl.	4,6	3,88
" d. Feuerbüchse : Heizfl. im Ganzen	8,24	4,83 %
Freier Rauchgasquerschn. in d. Rohren : Rostfl.	14	12 %

*) Die Eisenbahntechnik der Gegenwart, die Lokomotive, S. 917 ff.

Die 2 B 1 Lokomotive war die erste Heißdampflokomotive der Bahn. Der vorderste Kesselschufs war kegelig, die Feuerbüchse hatte eine Verbrennungskammer sowie ein auf drei Wasserrohren ruhendes Feuergewölbe. Der Kessel der 2 C 1 Lokomotiven war zylindrisch, die Feuerbüchse hatte allseits geneigte Wände und ein Feuergewölbe auf vier Wasserrohren, jedoch keine Verbrennungskammer.

Die bei den Versuchen verbrannte Kohle war stets gleichförmig; sie hatte einen Heizwert von ungefähr 7300 WE.

Hinsichtlich der Blasrohrverhältnisse und des Unterdruckes ergab sich bei beiden Lokomotiven die Tatsache, daß die Dampferzeugung bei Verwendung eines Blasrohrkopfes mit rechteckigem Querschnitt erheblich höher war als bei der Verwendung eines Kopfes mit gleichgroßem, jedoch rundem Querschnitt. Bei der 2 B 1 Lokomotive betrug diese Mehrleistung 70%. Bei Verwendung des rechteckigen Querschnittes füllte der Dampfstrahl den Schornstein anscheinend besser und gleichmäßiger aus als bei Verwendung des runden Querschnittes. Bei letzterem war tatsächlich auch der Zug in der Mitte der Schornsteinmündung wesentlich stärker als am Rand. Bei beiden Kesseln ergab sich bis zu einer bestimmten Grenze bei Vergrößerung des Unterdruckes auch eine Erhöhung der Rostleistung. Wurde indessen diese Grenze, die etwa bei einer Rostbeanspruchung von 620 kg/qm und einem Unterdruck von 380 mm vor der Ablenkplatte in der Rauchkammer zu liegen schien, überschritten, so nahm die Kesselleistung ab, weil dann ein großer Teil der Kohlentelchen mitgerissen wurde. Der Druckabfall von der Feuerbüchse zur Rauchkammer war bei der 2 C 1 Lokomotive größer, wie dies nach dem oben angegebenen Verhältnis des freien Rauchgasquerschnitts zur Rostfläche auch zu erwarten war. Der Unterdruck im Aschkasten war bei beiden Lokomotiven gering; demnach scheinen die Luftklappen, deren Größe bei der 2 B 1 Lokomotive 15% und bei der 2 C 1 Lokomotive 21% der Rostfläche betrug, genügend groß bemessen.

Bei den vorliegenden Versuchen war man zum ersten Mal bemüht, auch die Schornsteinverluste zu messen. Mit Ausnahme der kleinsten, vom Dampf mitgerissenen Teilchen wurde die Flugasche aufgefangen. Mit zunehmender Rostbeanspruchung nahm der Funkenflug rasch zu. Es ergab sich bei der 2 B 1 Lokomotive bei einer ständig verbrannten Gesamtkohlenmenge von 3170 kg (entsprechend 620 kg/qm R) ein Schornsteinverlust von mehr als 450 kg, bei der 2 C 1 Lokomotive mit 3250 kg (650 kg/qm R) ein solcher von 665 kg. Bei der 2 B 1 Lokomotive schienen die Schornsteinverluste in gleichem Maße zu wachsen wie die Rostbeanspruchung, bei der 2 C 1 Lokomotive dagegen etwas langsamer. Der Verlust betrug in % der gesamten verfeuerten Kohlenmengen bei einer Rostbeanspruchung von:

	bei der 2 B 1 Lok.	bei der 2 C 1 Lok.
200 kg/qm	3	4
540 "	12	12
730 "	18	13,5

Für die Feuerbüchse- und Rauchkammertemperaturen ergab sich bei einer Rostbeanspruchung von:

	Feuerbüchstemp. °C		Rauchkammertemp. °C	
	2 B 1 Lok.	2 C 1 Lok.	2 B 1 Lok.	2 C 1 Lok.
200 kg/qm	895	965	217	208
590 "	990	990	320	252
690 "	1000	990	328	284

Es sind demnach die Rauchkammertemperaturen bei der 2 C 1 Lokomotive wegen deren längerer Rohre durchweg niedriger, die Temperaturen in der Feuerbüchse dagegen bei kleinen Rostbeanspruchungen höher, bei großen Rostbeanspruchungen jedoch etwas niedriger als bei der 2 B 1 Lokomotive.

Beide Kessel konnten fast dauernd den vorgeschriebenen Dampfdruck halten. Die 2 C 1 Lokomotive erreichte den höchsten Kessel-

Winkeln, während das mittlere (III) etwas nacheilt. Die beiden äußeren Exzenter (I und II) bewegen ein breites Druckstück a abwärts, das beim Hochgang der Exzenter mittels Gegengewicht nach oben gedrückt wird. Dieses Druckstück a trägt unten den auswechselbaren Stahlstempel c, der die volle Scheibe aus dem Blech stanzen soll. Es ist senkrecht durchbohrt und in dieser Bohrung bewegt sich ein zweites rundes Druckstück, das unabhängig von den beiden ersten Exzenter von dem nacheilenden mittleren Exzenter III nach unten bewegt wird und den gleichfalls auswechselbaren kleineren Stempel d trägt, der durch den senkrecht durchbohrten Stempel c hindurch geht und das Loch aus der vollen Scheibe ausstanzt.

Die Matrize besteht gleichfalls aus zwei Teilen. Auf die obere, f, wird das Blech gelegt, aus dem der Stempel c zunächst die volle Scheibe ausstanzt. Beim Hochgang wird das Blech vom Stempel durch den Abstreifer h abgestreift. Zunächst geht aber der Stempel c noch etwas weiter nach unten und legt die volle Scheibe durch einen mit entsprechendem Ausschnitt versehenen Schieber i hindurch auf eine zweite Matrize g, wo sie von dem jetzt nacheilenden kleinen Stempel d das Loch erhält. Der ausgestoßene Putzen fällt durch die Öffnung k in den Kasten l. Während der kleine Stempel d das Loch stanzt, macht der Schieber i eine kleine Bewegung nach vorn und umfaßt scherenartig den Stempel, den er dann beim Hochgang von der Scheibe abstreift. Sobald der kleine Stempel hochgegangen und die jetzt fertige Scheibe frei ist, macht der Schieber i eine zweite größere Bewegung nach vorn, wobei er

die fertige Scheibe faßt und sie durch die Öffnung m in den Kasten n fallen läßt. Hiernach geht der Schieber mit Hilfe einer Spannfeder schnell in seine Grundlage zurück und das ganze Spiel beginnt von neuem. Die Bewegung des Schiebers wird von der Antriebswelle abgeleitet, die durch zwei Nocken ein Gestänge betätigt, mit dem der Schieber verbunden ist. Eine mit Hand oder Fuß zu bedienende Kupplung o ermöglicht, entweder einzelne Hübe zu geben oder die Stempel dauernd spielen zu lassen.

Es hat sich gezeigt, daß bei einer Hubzahl von $n = 18$ fast jeder Hub der Maschine ausgenutzt werden kann. Rechnet man aber wegen unvermeidlicher Pausen und Unterbrechungen auch nur 50% als Nutzleistung, so ergibt dies immerhin eine Leistung von 4500—5000 Scheiben in neunstündigem Arbeitstag, was, wie die Praxis gezeigt hat, auch tatsächlich erreicht wird. Auf einer gewöhnlichen Stanze wird man sich im allgemeinen mit 1000—1500 Stück am Tage begnügen müssen. Die Verbilligung der Herstellungskosten liegt also auf der Hand. Mit einer derartigen Stanze läßt sich bequem der Bedarf einer ganzen Reichsbahn-Direktion decken. Ich empfehle hierbei, die Stanze auf einen Fundamentsockel zu stellen, damit der Arbeiter vor ihr nicht mit gekrümmtem Rücken zu sitzen braucht. Er ermüdet nicht so schnell und gibt willig eine viel größere Leistung im Dauerbetrieb her, wenn er vor seiner Maschine bequem in gerader Haltung sitzen kann. Zur genauen Beobachtung des Stempelspiels kann es sich empfehlen, hinter den Stempeln eine kleine längliche sog. »Röhren«-Glühlampe anzubringen.

Bericht über die Fortschritte des Eisenbahnwesens.

Bahn-Unterbau, Brücken und Tunnel; Oberbau.

Bekämpfung von Flugsand in Südafrika.

(Railway Gazette, Bd. 40, Nr. 21, vom Mai 1924.)

Ein eigenartiges Verfahren zur Bekämpfung und Befestigung von Flugsand wird bei den Eisenbahnen von Südafrika angewendet. Städtischer Müll wird auf Eisenbahnwagen auf die zu schützende Strecke gefahren und auf den Dünen zu beiden Seiten der Eisenbahn in einer etwa 5—8 cm starken Schicht ausgebreitet. Die darin enthaltenen Flaschenbruchstücke, Blechbüchsen u. dgl. geben dem Sand eine Stütze gegenüber den Angriffen des Windes, und die faulenden organischen Bestandteile des Mülls dienen als Düngemittel. Die mit Müll bedeckten Flächen werden mit Grassamen und mit dem Samen von Buschwerk besät, das sich besonders für sandigen, trockenen Boden eignet. Das Gras wächst zuerst und bildet eine Narbe, worauf auch der Baumwuchs beginnt. Mittlerweile ist der Boden genügend fruchtbar geworden und auch die nötige Feuchtigkeit hat sich eingestellt, so daß die Bäume gedeihen können. Ein ähnliches Verfahren soll auch schon in Frankreich angewendet worden sein.

Wk.

Ablehnung der Eisenschwelle in Rußland.

(Nach Technika i Ekonomika 1924, Nr. 2.)

Der russische wissenschaftlich-technische Ausschuss hat sich vor kurzem zu der Frage geäußert, ob Eisenschwellen, im besonderen die auch im „Organ“ viel besprochenen eisernen Hohlswellen Scheibes für russische Eisenbahnen vorteilhaft seien. Der Bericht, Professor Oppenheim, bezeichnete als Vorzüge der Eisenschwellen lediglich die bessere Befestigung der Schienen und den größeren Altwert. Er stellte aber diesen Vorzügen eine ganze Reihe von Nachteilen gegenüber: die größere Schwierigkeit der Unterstopfung, das Fehlen eines tiefgreifenden Lagers, geringere Standsicherheit infolge geringerer Reibung an der Lagerfläche, hartes Fahren mit allen üblen Folgen, kostspielige Unterhaltung, Rostangriffe, verwickelte Schienenbefestigung, größere Ansprüche an Menge und Güte des Bettungsstoffes, gefährliche Spurveränderungen bei starken Wärmeschwankungen, erschwertes Verlegen, wenn das Gleis vor dem Einbringen der Bettung ausgelegt werden soll, und endlich größere Kosten. Die ersten fünf Nachteile sind nur den gewöhnlichen trog- oder l-förmigen Eisenschwellen eigen, nicht aber der Hohlswelle von

Scheibe. Diese besitzt vor jenen hauptsächlich den großen Vorteil der elastischen Nachgiebigkeit. Im Wettbewerb mit den Holzschwellen aber kann auch die Hohlswelle Scheibes nicht bestehen. Aus einer Übersicht, wo in den verschiedenen Ländern der Erde Eisenschwellen verwendet werden, schließt der Bericht, daß nirgends technische Gesichtspunkte, sondern überall andere Belange, wie Mangel an Holz, Überfluß an Eisen, Verfassung der einheimischen Holz- oder Metallindustrie u. a. die Einführung von Eisenschwellen veranlaßt habe. Rußland, das rund ein Drittel der Wälder der ganzen Erdkugel besitzt, dagegen zur Wiederherstellung seines Wirtschaftslebens einen großen Zuschußbedarf an Metallen hat, kann die Verwendung von Eisen nicht ohne dringende Notwendigkeit erhöhen. Es muß augenblicklich und für die nächste Zukunft in seinem Eisenbahnnetz bei der Holzswelle beharren. Infolgedessen hat die Erprobung irgendeiner Eisenschwelle, insbesondere auch der elastischen Hohlswelle Scheibes, für Rußland nur wissenschaftlichen Wert. Der wissenschaftlich-technische Ausschuss schloß sich den Ausführungen des Berichters an.

Dr. S.

Messung der Spannungen im Schienengleis unter bewegten Zügen.

(„Le Génie civil“ 1923, Nr. 14, S. 323.)

Im Jahre 1914 setzte die amerikanische Gesellschaft der Zivilingenieure einen Ausschuss ein, der die Spannungen feststellen sollte, die sich im Eisenbahngleis unter bewegten Zügen und insbesondere unter Lokomotiven verschiedener Bauart entwickeln. Die erste Feststellungsreihe, 1918 veröffentlicht, legte das rechnerische Verfahren dar, nach dem der Ausschuss aus den Widerstandsmomenten die in den Schienen auftretenden Spannungen ableitete, wobei das Gleis als ein elastisches Gebilde betrachtet wurde. Die zweite Reihe der Arbeiten, die 1919 und 1920 herauskam, machte mit den Ergebnissen der auf zwei Strecken mit Lokomotiven verschiedener Art vorgenommenen Versuche bekannt. Diese Versuche verfolgten das Endziel, die in den Schienen auftretenden Spannungen, den Einfluß der Fahrgeschwindigkeit und des Massenausgleichs zu bestimmen. Die letzten im März 1923 herausgekommenen Veröffentlichungen dieses Ausschusses machen mit neuen Versuchen gleicher Art bekannt. Diese wurden in geraden und gekrümmten Gleisstrecken mit 13 stark voneinander abweichenden Lokomotiven verschiedener Bau-

arten angestellt. Die Schienen, auf welche sich die Versuche erstreckten, hatten zwischen 38,6 und 47,6 kg/m Gewicht. Zur Spannungsmessung an den Schienen wurden 8 sog. Stremmatographen, selbstschreibende Vorrichtungen, verwendet. Vier dieser Vorrichtungen wurden an der Schienenunterkante zwischen den Schwellen in einem gegenseitigen Abstände, der mehr oder weniger dem Abstände zwischen den Achsen der führenden Räder der Lokomotive entsprach, angebracht, die anderen vier aber unter der anderen Schiene den ersten gegenüber. Durch eine besondere Einrichtung wurden alle Vorrichtungen gleichzeitig in Gang gesetzt. Der Vorübergang eines jeden Rades an beiden Seiten der Lokomotive wurde durch die vier Vorrichtungen unter jeder Schiene angemerkt. Auf diese Weise wurde der Druck eines jeden Räderpaares durch acht Vorrichtungen aufgezeichnet; da jede von diesen mit zwei Schreibvorrichtungen versehen war, so erhielt man im ganzen 16 Schaulinien. Die Verwendung von acht Stremmatographen (gegenüber vier bei früheren Versuchen) ergab große Vorteile, da gleichzeitig die Drücke beider führenden Räder ein und derselben Achse angezeigt wurden. Der Abstand zwischen der ersten und vierten Vorrichtung wurde dem Umfang des führenden Rades gleich gemacht; dadurch wurde die Aufklärung des Einflusses des Radgegengewichtes bedeutend erleichtert. Ein zweiter Vorteil in der Verwendung von acht Vorrichtungen lag in der wirtschaftlichen Ausnützung der Versuchszeit.

Die größte Bedeutung und der maßgebendste Vorteil in der gleichzeitigen Verwendung von acht Stremmatographen zeigte sich aber bei der Ausführung von Versuchen in gekrümmten Strecken, in denen die Spannungen jeder der beiden Schienen an sich verschieden sind. Die Verwendung von zwei Schreibvorrichtungen an jedem Geräte, die jede selbständig den Druck auf Schienenunterkante von beiden Rändern anmerkte, gab die Möglichkeit, die seitliche Biegung der Schienen in der gekrümmten Strecke zu bestimmen. Bei den Versuchen wurden gegen 470000 Schaulinien gewonnen und verarbeitet.

Versuchsergebnisse in geraden Strecken. Die Spannung im Gleis unter ruhender Last unterscheidet sich bei geringer Geschwindigkeit nur wenig von der unter der rollenden Last und zwar bis zu 8 km Std. Die Spannung im Fuß der 38 kg/m-Schiene unter den Maschinen der Art Pacific und Prairie schwankte zwischen 1100 und 1405 kg/qcm; an den Schienen mit 40,8 kg/m ergab sich 700 bis 1117 kg und bei schweren „Santa Fè“-Maschinen erhielt man zwischen 500 und 800 kg/qcm, allenthalben bei 8 km/Std. Geschwindigkeit.

Einfluss der Gegengewichte der Lokomotivräder. Bei 56 und 72 km/Std. Versuchsgeschwindigkeit erhielt man bei fast allen Lokomotiven, abgesehen von den Arten „Pacific Western Railroad“ und „Prairie Atchison Railway“ die größte Spannung in der Schiene, wenn das Gegengewicht des führenden Rades in der oberen Lage war. Wurde die Geschwindigkeit auf 8 km/Std. vermindert, so liefs sich ein Einfluss der Stellung des Gegengewichtes nicht mehr nachweisen.

Einfluss der Geschwindigkeit. Der Einfluss der Geschwindigkeit an sich und der Geschwindigkeit in Verbindung mit dem Einfluss des Gewichtsausgleiches ist in folgender Zusammenstellung gegeben:

Anwachsen der Schienenspannungen in Hundertteilen der einer Geschwindigkeit der Lokomotive von 8 km/Std. entsprechenden Beanspruchung.

Lokomotivart und Geschwindigkeit ihrer Bewegung	Führende Räder				Tenderräder		
	Geschwindigkeit allein		Geschwindigkeit in Vereinigung mit Gewichtsausgleich		Hintere Tragachse	Anwachsen allgemein	Größtes Anwachsen unter einem der Räder
	Anwachsen allgemein	Größtes Anwachsen unter dem führenden Rad	Anwachsen allgemein	Größtes Anwachsen unter dem führenden Rad			
Pacific Atchison Railway 96,5 km	27	30	53	53	15	75	98
Prairie 80,5 km	15	26	30	43	29	50	87
Montagne 96,5 km	20	30	35	50	10	40	110
Santa Fè leicht 72,5 km	40	77	105	190	10	25	35
Santa Fè schwer 64,0 km	18	28	50	80	15	75	110
Pacific Delaware Railroad 96,5 km	20	24	42	59	14	45	57

Man muß beifügen, daß die bedeutenden Unterschiede in den Schienenspannungen durch die Belastungsverteilung auf führende und tragende Räder erklärt werden, aber auch in bedeutendem Maße von der Verteilung der Lokomotivräder abhängen.

Verteilung der Drücke der Lokomotive auf das Gleis. Man kann im allgemeinen den Druck der Räder auf die Schienen sowohl von den führenden Lokomotivachsen wie auch von den Tenderachsen als gleich rechnen. Wenn an einzelnen Lokomotivarten ein unwesentlicher Unterschied im Druck der Räder ein und derselben Achse beobachtet wird, so zeigt sich der größere Druck unter dem linken Rad, wobei die Geschwindigkeit und der Gewichtsausgleich der Lokomotive keine Rolle spielen.

Die Spannungen an beiden Rändern des Schienenfußes. Die Schaulinien zeigen einen großen Unterschied in den Spannungen an beiden Rändern des Schienenfußes, wobei diese Spannungen am äußeren Rande oft um 33 v. H. über die mittlere Spannung im Schienenfuß hinausgehen, in manchen Fällen sogar um 50 v. H. Diese Erscheinung deutet auf eine seitliche Verbiegung der Schiene unter dem Rade.

Ergebnisse der Versuche in Krümmungen des Gleises. 1. Da in den Krümmungen die äußere Schiene länger ist als die innere, so muß das auf dem inneren Strang laufende Rad nach der der Bewegung entgegengesetzten Seite schleifen oder das andere Rad der gleichen Achse muß vorwärts gleiten; übrigens können beide Bewegungen auch gleichzeitig vorkommen. Diese Bewegung hat eine Kraft längs der Schiene zur Folge, die aber keine seitliche Ausbiegung erzeugt.

2. Aus der Änderung der Bewegungsrichtung der Räder in Krümmungen, wobei ein oder einige Paare von Vorderrädern der bewegten Last auf der inneren Krümmung gleiten, andere Paare aber — die hinteren — auf der äußeren, bildet sich eine Seitenbewegung heraus. Eine solche Erscheinung ruft gleichzeitig an der Außen- und der Innenschiene des Gleises Seitendrucke hervor, selbst dann, wenn die Überhöhung des äußeren Stranges der Zuggeschwindigkeit entspricht. Solche Seitenbeanspruchungen in den Schienen können sehr bedeutend sein.

3. Seitendruck von einem oder einigen führenden Lokomotivrädern ruft Zusatzspannungen in einer der Kanten des Schienenfußes hervor. Infolge der geneigten Lage des Gleises in Krümmungen in Verbindung mit der Zentrifugalkraft ist bei bestimmter Geschwindigkeit die Verteilung der bewegten Last auf beide Schienen nicht so wie in Geraden und selbst im Falle voller Übereinstimmung der Überhöhung des äußeren Stranges mit der entwickelten Zuggeschwindigkeit ist die Lastverteilung ein und derselben Achse auf beide Stränge der Kurve nicht gleich.

4. Das System des Gewichtsausgleiches der Lokomotive und ihrer Federn ruft in gekrümmten Strecken andere Spannungen hervor als in geraden. So nimmt man an, daß die lotrechten Biegungskräfte an der Innenschiene unter dem mittleren führenden Rad der Lokomotive weit bedeutender sind als unter den anderen, selbst bei geringer Geschwindigkeit, im äußeren Strange aber ruft das führende Haupttrahler bedeutend größere Spannungen hervor als die übrigen führenden Räder. Der Unterschied in diesen Beanspruchungen ändert sich mit der Zuggeschwindigkeit.

5. Die geneigte Lage des Gleises in Krümmungen in Verbindung mit der bei der Bewegung des Zuges sich entwickelnden Zentrifugalkraft bildet Seitendrucke in den Schienen aus, wobei diese Drücke nicht nur für jede der Schienen verschieden sind, sondern auch für jedes der führenden auf ein und derselben Seite der Lokomotive befindlichen Räder.

6. Bei der Bewegung des Zuges in Krümmungen kleinen Halbmessers erhält man von den Spurkränzen der Räder Stöße auf beide Schienen — die äußere und die innere; daher ist es zur Vermeidung solcher Stöße notwendig, das Ausmaß des Grenzhalmessers mit den Ausmaßen der Räder der Verkehrslast, dem Abstand ihrer Achsen und dem Abstand zwischen dem Radflansch und der Schiene in Einklang zu bringen. In Krümmungen mittleren Halbmessers gibt es noch viele andere Ursachen, welche Seitendrucke in den Schienen und selbst noch andere stärkere Drücke hervorrufen.

Dr. S.

Lokomotiven und Wagen.

Entwicklung der Dreizylinderlokomotiven.

(Hanomag Nachrichten 1924, Mai, Heft 127.)

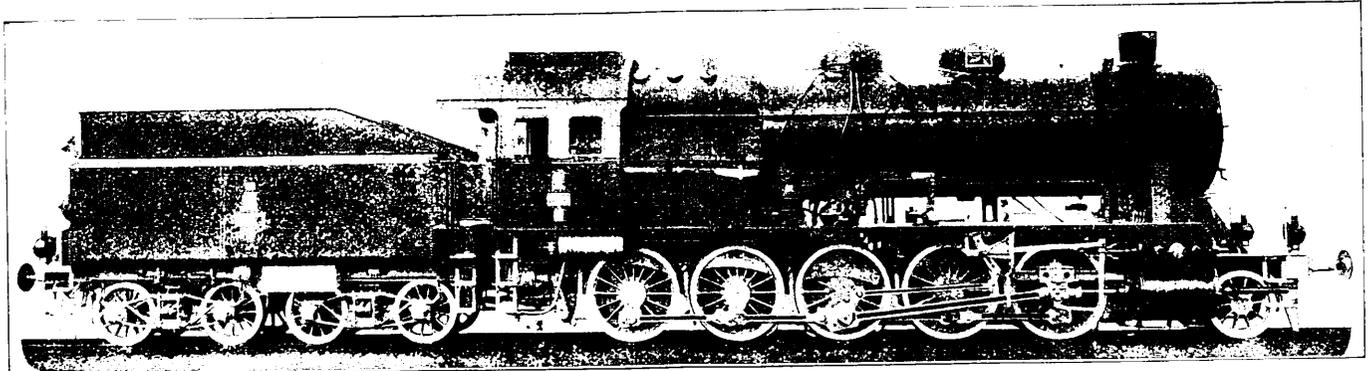
Die erste praktische Anwendung der Dreizylinderlokomotive liegt heute bereits 78 Jahre zurück. Dennoch hat diese Bauart bis vor kurzem kaum eine Rolle gespielt. Es fehlte wohl seit den ersten Versuchen Stephenson's, der sich im Jahr 1846 ein Patent auf eine Dreizylinderlokomotive geben liefs, nicht an weiteren Ausführungen. In England und Frankreich vor allem, dann aber auch in Österreich, Ungarn, Italien, der Schweiz, ja selbst in Indien und Südamerika begegnen wir Dreizylinderlokomotiven mit den verschiedensten Zylinderanordnungen und Kurbelstellungen. Auch der Lokomotivbau Nordamerikas, der sonst stets seine eigenen Wege zu gehen pflegt, hat sich in der Dreizylinderlokomotive versucht. Verhältnismäfsig spät — erst im Jahr 1892 — fand sie dagegen Eingang in Deutschland bei einer 1 B1 Schnellzug- und einer E Güterzuglokomotive von Klose für die Württembergische Staatsbahn. Alle diese Lokomotiven scheinen nicht besonders befriedigt zu haben. Teilweise verschwinden sie bald wieder ganz aus dem Dienst und zum Teil sehen wir sie später auf Zweizylinderanordnung umgebaut. Erst in der neuesten Zeit hat die Dreizylinderlokomotive als Heifs-dampf-Drillingslokomotive einen neuen Aufschwung erlebt. In Preußen wurde die 2 C Schnellzuglokomotive Klasse S₁₀ kurz vor Beginn des Kriegs mit Dreizylinderanordnung gebaut; seither sind in Deutschland mehr als 2000 Dreizylinderlokomotiven in Dienst gestellt worden und auch bei den Vereinheitlichungsarbeiten für die Lokomotiven der Deutschen Reichsbahn sind einige Dreizylinder-Muster vorgesehen. Auch in Nordamerika wendet man, wohl an geregt durch die deutschen Versuche, die Aufmerksamkeit erneut auf dieses Gebiet. Trotzdem dürfte es noch verfrüht sein, schon von einem Sieg der Dreizylinderbauart zu sprechen; ihr Kampf mit der Zwillingslokomotive einerseits und der Vierzylinder-Verbundbauart andererseits ist noch nicht entschieden.

Die Ausführungen der Quelle werden ergänzt durch eine grofse Zahl von guten Abbildungen und eine Zusammenstellung von fast 100 bekannten Dreizylinderlokomotiven mit ihren Hauptabmessungen. Der wertvollste Teil des Aufsatzes dürfte indessen der reiche Quellennachweis sein.

R. D.

Die Lokomotive ist für den Dienst auf der Linie Sosnowice—Warschau bestimmt, die lange Steigungen mit 6,6‰ aufweist. Der Zylinderdurchmesser ist deshalb so bemessen worden, daß die Maschine einen Zug von 1700 t auf dieser Steigung mit 50—55‰ Füllung, auf flacheren Strecken mit 20—25‰ Füllung zu befördern vermag. Um ein sicheres Anfahren zu erzielen, wurde der Kolbenhub nach österreichischem Muster sehr groß gewählt. Bei reichlichem Zylinderinhalt sichert so der verhältnismäfsig geringe Kolbendruck von höchstens 45600 kg die reichlich bemessenen Zapfen vor dem Heifslaufen. Die Lokomotive kann im übrigen mit der G 12 Lokomotive der deutschen Reichsbahn verglichen werden. Sie hat wie diese Barrenrahmen, die Laufachse ist jedoch als Adamsachse, mit 2050 mm Halbmesser ausgebildet und nach jeder Seite um 85 mm verschiebbar. Die erste und vierte Kuppelachse sind fest, die zweite und fünfte nach jeder Seite um 30 mm verschiebbar; der Spurring der Treibachse ist um 10 mm schwächer gedreht. Adamsachse und Treibachse sind einzeln abgedefert, die Federn der übrigen Kuppelachsen paarweise durch Ausgleichhebel verbunden. Der Langkessel hat links nach russischem Vorbild eine grofse Reinigungs-luke. Der Belpaire-Stehkessel hat eine geneigte Hinterwand und ragt seitlich über die Räder heraus. Der Schmidtsche Grofsrohr-überhitzer hat keinen Schutzkasten mehr erhalten. Der Kessel ist wesentlich größer als bei der G 12, der Zylinderinhalt dagegen um 5,4‰ kleiner und das Reibungsgewicht um 6,4‰ größer. Die Heusinger-Steuerung treibt Kolbenschieber von 250 mm Durchmesser mit einfacher innerer Einströmung. Am Schieberkasten sitzt oben ein Umlaufventil, seitlich am Zylinder noch ein großer Druckausgleicher. Die Lokomotive ist ausgerüstet mit Kipprost, einer auf der rechten Seite angebrachten Friedmann-Restarting Strahlpumpe von 250 l Leistung, einer linksseitig angeordneten Knorr'schen Speisepumpe gleicher Leistung, einem quer unter dem Kessel liegenden Knorr'schen Speisewasser-Vorwärmer, zwei Pop-Sicherheitsventilen von 3 1/2" Durchmesser, Zara-Regler, Schmierpresse von Friedmann, Westinghouse-Bremseinrichtung und Knorr'schem Preßluft-Sandstreuer, der auf die erste und vierte Kuppelachse wirkt, während die Treibachse von Hand gesandet werden kann.

1 E - h 2 Güterzuglokomotive der polnischen Staatsbahn.



1 E - h 2 Güterzuglokomotive der polnischen Staatsbahn.

(Industrie und Technik 1924, Nr. 2).

Die Berliner Maschinenbau-A.-G. vorm. L. Schwartzkopff in Berlin hat im Herbst 1923 für die genannte Bahn 15 solche Güterzuglokomotiven mit vierachsigen Tendern geliefert.

Für den Bau war vorgeschrieben worden:

1. Die Lokomotive sollte mit größtmöglicher Geschwindigkeit einen Zug von 1700 t Gewicht auf 6‰ und einen Zug von 1400 t Gewicht auf 10‰ Steigung befördern.
2. Mit Rücksicht auf die zur Verbrennung gelangende schlesische Sandkohle sollte die Rostfläche 4,5 qm betragen.
3. Der Achsdruck sollte 17 t nicht überschreiten.
4. Das Gewicht auf 1 m Lokomotivlänge sollte 7,65 t nicht übersteigen.
5. Die Temperatur des Heißdampfes sollte wegen des niederen Entflammungspunktes des galizischen Heißdampföles unter 350° C bleiben.
6. Der Tender sollte 21,5 cbm Wasser und 10 t Kohlen fassen.

Der Tender ruht auf zwei Diamond-Drehgestellen und hat nach österreichischem Muster lange seitliche Füllöffnungen. Er ist mit einem langen Rohr von 143 mm lichter Weite zur Aufnahme von heißen Roststochereisen ausgerüstet.

Die erste der Maschinen wurde vom 27. bis 29. September auf der deutschen Versuchsstrecke Grunewald-Sangerhausen verschiedenen Versuchsfahrten unterzogen die in der Quelle näher beschrieben sind. Die Überhitzung betrug dabei bis 340° C im Dampfsammelkasten, ein erheblicher Temperaturabfall zwischen diesem und dem Schieberkasten war nicht vorhanden. Die Lokomotive zeigte sich leistungsfähiger als die G 12; auf der Steigung 10‰ wurde mit 60‰ Füllung am Zughaken eine Zugkraft von 17 200 kg erreicht, entsprechend einer Leistung von 1595 PS_e bzw. 1840 PS_i (bei einer Geschwindigkeit von 25 km/Std.). Die größte erzielte Leistung betrug 2020 PS_i bei 52‰ Füllung, 30—33 km/Std. Geschwindigkeit und 17530 kg Zugkraft. Als günstigste durchschnittliche Verbrauchswerte ergaben sich 9,55 kg Wasser und 1,2 kg Kohle für 1 PS_e/Std.

Weitere Einzelheiten zeigt die Textabb. Die Hauptverhältnisse der Lokomotive, von welcher sich weitere 60 Stück z. Zt. in verschiedenen belgischen Fabriken im Bau befinden, sind:

Kesselüberdruck p	14 at
Zylinderdurchmesser d	650 mm
Kolbenhub h	720 "
Kesseldurchmesser (innen)	1838 "
Kesselmitte über Schienenoberkante	3100 "
Heizrohre, Anzahl	199 Stck.
Durchmesser	45/50 mm
Rauchrohre: Anzahl	34 Stck.
Durchmesser	125/133 mm
Rohrlänge	5000 "
Feuerberührte Heizfläche der Feuerbüchse	16,50 qm
Heizfläche der Rohre	207,45 "
des Überhitzers	73,50 "
— im Ganzen — H	297,45 "
Rostfläche R	4,5 "
Durchmesser der Treibräder D	1400 mm
Laufäder	1000 "
Fester Achsstand	4800 "
Ganzer Achsstand der Lokomotive	9050 "
(einschl. Tender)	17015 "
Dienstgewicht der Lokomotive G	95,0 t
Reibungsgewicht G ₁	85,0 "
Leergewicht der Lokomotive	86,0 "
Dienstgewicht des Tenders	54,0 "
Vorrat an Wasser	21,5 cbm
Brennstoff	10,0 t
Zugkraft Z = 0,6 . p . (d ^{cm}) ² . h : D =	18300 kg
H : R =	66,1
H : G =	3,13
H : G ₁ =	3,5
Z : H =	61,5
Z : G =	192,0
Z : G ₁ =	215,0

R. D.

Leistungsversuche an Lokomotivkesseln.
(The Engineer 1924, 22. Febr.)

Auf Grund von Vergleichsversuchen, die auf dem Prüfstand der Pennsylvaniabahn zwischen einer 2 B 1 und einer 2 C 1 Schnellzuglokomotive angestellt worden sind, untersucht die Quelle den Einfluß der Bauart des Lokomotivkessels auf dessen Leistung. Die Versuche selbst liegen wohl schon einige Zeit zurück; wenigstens scheinen sich diejenigen mit der 2 B 1 Lokomotive mit den von Brückmann in der Eisenbahntechnik der Gegenwart*) besprochenen zu decken.

Die wichtigsten Abmessungen und Kesselverhältnisse der beiden Vergleichslokomotiven waren:

	2 B 1 Lok.	2 C 1 Lok.
Heizfl. der Rohre (feuerberührt)	197,0	289,0 qm
Feuerbüchse u. Wasserrohre (feuerberührt)	23,5	19,4 "
des Überhitzers	63,8	91,7 "
— im ganzen — H	284,3	400,1 "
Rostfläche R	5,1	4,98 "
Rauminhalt der Feuerbüchse	7,25	6,9 cbm
Heizrohre : Anzahl	242	202 Stck.
: Durchmesser außen	51	57 mm
Rauchrohre : Anzahl	36	32 Stck.
: Durchmesser außen	136,5	140 mm
Rohrlänge	4181	6352 "
Zylinderdurchmesser d	559	610 "
Kolbenhub h	660	660 "
Treibraddurchmesser D	2032	2032 "
Kesselüberdruck p	14,4	14,4 at
Heizfl. : Rostfl. (H : R)	55,8	80,2
d. Überh. : Heizfl. im ganzen	22,3	22,9 %
d. Feuerbüchse : Rostfl.	4,6	3,88
d. Feuerbüchse : Heizfl. im Ganzen	8,24	4,83 %
Freier Rauchgasquerschn. in d. Rohren : Rostfl.	14	12 %

*) Die Eisenbahntechnik der Gegenwart, die Lokomotive, S. 917 ff.

Die 2 B 1 Lokomotive war die erste Heißdampflokomotive der Bahn. Der vorderste Kesselschufs war kegelig, die Feuerbüchse hatte eine Verbrennungskammer sowie ein auf drei Wasserrohren ruhendes Feuergewölbe. Der Kessel der 2 C 1 Lokomotiven war zylindrisch, die Feuerbüchse hatte allseits geneigte Wände und ein Feuergewölbe auf vier Wasserrohren, jedoch keine Verbrennungskammer.

Die bei den Versuchen verbrannte Kohle war stets gleichförmig; sie hatte einen Heizwert von ungefähr 7300 WE.

Hinsichtlich der Blasrohrverhältnisse und des Unterdruckes ergab sich bei beiden Lokomotiven die Tatsache, daß die Dampferzeugung bei Verwendung eines Blasrohrkopfes mit rechteckigem Querschnitt erheblich höher war als bei der Verwendung eines Kopfes mit gleichgroßem, jedoch rundem Querschnitt. Bei der 2 B 1 Lokomotive betrug diese Mehrleistung 7%. Bei Verwendung des rechteckigen Querschnittes füllte der Dampfstrahl den Schornstein anscheinend besser und gleichmäßiger aus als bei Verwendung des runden Querschnitts. Bei letzterem war tatsächlich auch der Zug in der Mitte der Schornsteinmündung wesentlich stärker als am Rand. Bei beiden Kesseln ergab sich bis zu einer bestimmten Grenze bei Vergrößerung des Unterdruckes auch eine Erhöhung der Rostleistung. Wurde indessen diese Grenze, die etwa bei einer Rostbeanspruchung von 620 kg/qm und einem Unterdruck von 380 mm vor der Ablenkplatte in der Rauchkammer zu liegen schien, überschritten, so nahm die Kesselleistung ab, weil dann ein großer Teil der Kohlentelchen mitgerissen wurde. Der Druckabfall von der Feuerbüchse zur Rauchkammer war bei der 2 C 1 Lokomotive größer, wie dies nach dem oben angegebenen Verhältnis des freien Rauchgasquerschnitts zur Rostfläche auch zu erwarten war. Der Unterdruck im Aschkasten war bei beiden Lokomotiven gering; demnach scheinen die Luftklappen, deren Größe bei der 2 B 1 Lokomotive 15% und bei der 2 C 1 Lokomotive 21% der Rostfläche betrug, genügend groß bemessen.

Bei den vorliegenden Versuchen war man zum ersten Mal bemüht, auch die Schornsteinverluste zu messen. Mit Ausnahme der kleinsten, vom Dampf mitgerissenen Teilchen wurde die Flugasche aufgefangen. Mit zunehmender Rostbeanspruchung nahm der Funkenflug rasch zu. Es ergab sich bei der 2 B 1 Lokomotive bei einer stündlich verbrannten Gesamtkohlenmenge von 3170 kg (entsprechend 620 kg/qm R) ein Schornsteinverlust von mehr als 450 kg, bei der 2 C 1 Lokomotive mit 3250 kg (650 kg/qm R) ein solcher von 665 kg. Bei der 2 B 1 Lokomotive schienen die Schornsteinverluste in gleichem Maße zu wachsen wie die Rostbeanspruchung, bei der 2 C 1 Lokomotive dagegen etwas langsamer. Der Verlust betrug in % der gesamten verfeuerten Kohlenmengen bei einer Rostbeanspruchung von:

	bei der 2 B 1 Lok.	bei der 2 C 1 Lok.
200 kg/qm	3	4
540 "	12	12
730 "	18	13,5

Für die Feuerbüchs- und Rauchkammertemperaturen ergab sich bei einer Rostbeanspruchung von:

	Feuerbüchstemp. °C		Rauchkammertemp. °C	
	2 B 1 Lok.	2 C 1 Lok.	2 B 1 Lok.	2 C 1 Lok.
200 kg/qm	895	965	217	208
590 "	990	990	320	252
690 "	1000	990	328	284

Es sind demnach die Rauchkammertemperaturen bei der 2 C 1 Lokomotive wegen deren längerer Rohre durchweg niedriger, die Temperaturen in der Feuerbüchse dagegen bei kleinen Rostbeanspruchungen höher, bei großen Rostbeanspruchungen jedoch etwas niedriger als bei der 2 B 1 Lokomotive.

Beide Kessel konnten fast dauernd den vorgeschriebenen Dampfdruck halten. Die 2 C 1 Lokomotive erreichte den höchsten Kessel-

druck von 14,6 at bei einer Leistung von 2411 PSi und einer Geschwindigkeit von 88,5 km/Stde. mit 50% Füllung. Bei einer Rostbeanspruchung von 720 kg/qm wurden dabei 29 300 kg Wasser verdampft. Die 2 B 1 Lokomotive verdampfte 23 500 kg Wasser mit einer Rostbeanspruchung von 565 kg/qm beim höchsten Druck von 14,5 at und erreichte damit bei 25% Füllung 2350 PSi und 135 km/Stde. Geschwindigkeit. Als man jedoch versuchte, mit 30% Füllung und derselben Geschwindigkeit die Leistung zu erhöhen, ging der Kesseldruck auf 13,5 at zurück und trotz einer auf 690 kg/qm erhöhten Rostbeanspruchung konnte die Leistung nur um 5 PSi erhöht werden. Obwohl sich durch die größere Füllung der Unterdruck in der Rauchkammer vergrößert hatte, ging doch die Verdampfungsziffer von 8,16 auf 6,53 und der Kesselwirkungsgrad von 55,9 auf 44,7% zurück.

Die größte verfeuerte Kohlenmenge, die indessen nur eine Viertelstunde lang durchgehalten werden konnte, betrug bei der 2 B 1 Lokomotive 3540 kg/Stde., bei der 2 C 1 Lokomotive 4420 kg/Stde., entsprechend Rostbeanspruchungen von 690 bzw. 890 kg/qm. Für derartige Beanspruchungen genügte die Luftzufuhr unter dem Rost nicht mehr und es mußte bei beiden Lokomotiven die Feuertüre geöffnet werden. Wenn hierbei das Feuer nicht so gehalten wurde, daß die durch die Feuertüre eintretende Luft vorgewärmt werden konnte, so sank der Kesseldruck schnell.

Der Kesselwirkungsgrad endlich war bei der 2 C 1 Lokomotive durchweg höher als bei der 2 B 1 Lokomotive, bei welcher er bei zunehmender Beanspruchung rasch herabging.

Wenn die Quelle schließlich zusammenfassend feststellt, daß die 2 B 1 Lokomotive wohl den relativ leistungsfähigeren Kessel habe, daß hingegen der Kessel der 2 C 1 Lokomotive als der wirtschaftlichere von beiden anzusprechen sei und daß dessen Überlegenheit mit wachsender Rostbeanspruchung noch zunehme, so kann dieses Ergebnis nicht überraschen. Wertvoll an der Abhandlung ist wie so oft bei den amerikanischen Versuchen nicht die Auswertung, sondern in erster Linie die gefundenen Zahlen selbst.

R. D.

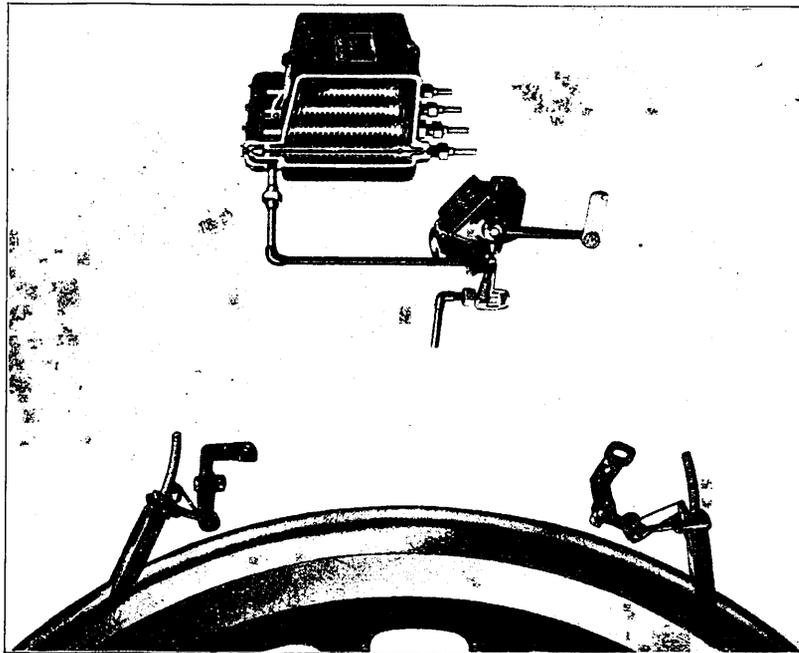
Prefsluft-Spurkranzöler.

(Railway Age 1924, 1. Halb., Nr. 17.)

Von der „Hooper Manufacturing Company“, Chicago, wird ein Spurkranzöler für Lokomotiven hergestellt, bei dem mit Hilfe von Prefsluft den Anlaufflächen der Spurkränze in regelmäßigen Abständen eine kleine Menge Öl zugeführt wird. Das Öl wird nicht auf die Spurkränze gespritzt, sondern von besonderen Ölschuhen mit Hilfe einer außerordentlich kleinen Menge von Prefsluft, die das Schmierrohr durchströmt, allmählich abgegeben. In das vom Führerstand

abzweigende Luftrohr ist ein Ventil mit Sperrklinkenantrieb an einer Stelle eingeschaltet, wo dem Antriebshebel eine hin- und hergehende Bewegung von der Flügelstange oder der Schieberstange her übermittelt werden kann. Die Anordnung ist so getroffen, daß nach je 100 Treibradumdrehungen das Luftventil ein mal geöffnet wird. In diesen Zwischenräumen drückt daher die Prefsluft die Schmierkölbchen der Vorrichtung nieder, wodurch eine abgemessene Menge von Öl in die Schmierleitungen geprefst wird. Gleichzeitig geht ein Luftstrom durch die Schmierkölbchen, der das Öl durch die Ölschuhe hindurch den Spurkränzen zuführt. Wenn das gesteuerte Luftventil die Prefsluft wieder absperrt, drückt eine um die Schmierkölbchen

Prefsluft-Spurkranzöler.



gewundene Spiralfeder diese nieder in ihre Anfangsstellung, so daß das Spiel nach 100 Radumdrehungen von neuem beginnen kann. Jedes einzelne Schmierkölbchen ist für sich einstellbar. Die Vorrichtung erfordert keinerlei Aufmerksamkeit durch das Lokomotivpersonal. Die Ölschuhe stehen in dauernder Berührung mit dem zu schmierenden Teil des Spurkranzes; sie sind aus besonderem weissen Eisen gegossen und sollen erst nach etwa 80 000 bis 120 000 km der Auswechslung bedürfen.

Pfl.

Bücherbesprechungen.

Drehscheiben: Handbuch der Ingenieurwissenschaften, 5. Teil (Eisenbahnbau), 3. Band, 2. Lieferung, 2. Auflage. Bearbeitet von Prof. Dr. Ing. Heumann, Leipzig 1923. Verlag Wilhelm Engelmann. Preis geh. 8.— G.-M.

Das vorliegende Heft bringt den Abschnitt „Drehscheiben“ zum Abschluss. Seit dem Erscheinen der 1. Lieferung, in der neben den Weichen und Kreuzungen die Drehscheiben teilweise behandelt waren, sind reichlich 14 Jahre vergangen, die Zeit für das Ausreifen eines guten Schriftwerkes — „nonum in annum“ — ist also erfüllt. Das Erscheinen des Heftes wird dankbar begrüßt werden, da die Abhandlungen über Drehscheiben in allen bekannteren Sammelwerken schon vor längerer Zeit entstanden sind. Gegenüber der ersten Auflage ist der Umfang auf ein Vielfaches gestiegen, und man findet über alle neueren Bauarten, wie über Kugel- und Rollenlager, ebenso erschöpfende Antwort wie über die Betriebsfragen des Bewegungswiderstandes und des Antriebs. Auch die letzte Errungenschaft, die Gelenkdrehscheibe, zu der die ständig wachsenden Längen fast zwangsläufig geführt haben, ist ausreichend behandelt. Sie erscheint als eine Art Nachtrag zur ersten Lieferung unter den „Drehscheiben ungewöhnlicher Bauart“, eine Bezeichnung, die freilich bald ihre Berechtigung verlieren wird. Allenfalls hätte man wünschen mögen, in diesem Abschnitte wie auch in anderen etwas mehr

über ausländische Bauweisen zu erfahren, namentlich über amerikanische.

Eine weitere Lieferung soll die Schiebebühnen behandeln und damit die Darstellung der Gleisverbindungen abschließen. Der Verlag kann aber über die Zeit ihres Erscheinens keine bestimmte Zusicherung machen.

Dr. Bl.

Dr. Ing. e. h. Max Förster, Die Eisenkonstruktionen der Ingenieur-Hochbauten. Ergänzungsband zum Handbuche der Ingenieurwissenschaften. 5. Auflage, 1924, Verlag W. Engelmann, Leipzig, Preis geheftet 42 M., geb. 45 M.

Das Buch hat in verhältnismäßig kurzer Zeit 5 Auflagen erlebt. Schon das ist ein Beweis seines Wertes, für den ja auch schon der Name des Verfassers bürgt. Das Buch ist sorgfältig auf den Stand der Wissenschaft, auf den der durchschnittlichen Berufsausbildung und auf die Bedürfnisse des Ausführenden abgestimmt. Die einfacheren, allgemein bekannten Ableitungen aus der Statik wurden unterdrückt, es finden sich nur noch knappe, übersichtliche Formeln und Rechentafeln. Auf schwierigeren Gebieten wird jedoch der Leser durch ausführlichere Behandlung der Rechnung unterstützt, namentlich bei den räumlichen Fachwerken. Durch solches Maßhalten wurde der Raum gewonnen, auch die neuesten Ausführungsformen zu

behandeln. Für diesen wichtigen Teil des Werkes hat der Verfasser die Unterstützung des gesamten deutschen Eisenbaues gesucht und gefunden. So wirkten meisterliche Beherrschung der wissenschaftlichen Grundlagen, feines Gefühl für den Stand der Ausbildung, lebendige Fühlung mit den Ausführenden zusammen, um ein Werk entstehen zu lassen, das in allen Teilen ein wohl abgewogenes Gleichgewicht zeigt.

Der Eisenbahningenieur findet in dem Buche reichen Stoff; vom einstielligen Bahnsteigdach bis zur weitestgespannten Bahnsteighalle, von der Wellblechbude bis zur mehrschiffigen Werkstatthalle sind alle Ausführungsformen vertreten, von Wassertürmen sind sämtliche ausgeführten Arten behandelt. Dafs auch Leitungsmaste besprochen werden, wird in der Zeit der Überlandleitungen und des elektrischen Vollbahnbetriebes vielen willkommen sein.

Dafs dieses Buch bei einem Umfange von 82 Bogen allen wirtschaftlichen Nöten zum Trotz in neuem, festlichen Gewande erscheinen konnte, ist ein hohes Zeichen für die Unentwegtheit und die mutvolle Zuversicht des Verfassers wie des Verlages, nicht minder für ihr Verantwortlichkeitsgefühl der Fachwelt gegenüber.

Dr. Bl.

L. Schmitz, die flüssigen Brennstoffe, ihre Gewinnung, Eigenschaften, Untersuchung. Dritte, neubearbeitete und erweiterte Auflage von Dipl. Ing. Dr. Follmann. Berlin, 1923, Springer.

Der behandelte Gegenstand ist gerade heute sehr wichtig, da die flüssigen Brennstoffe eine immer wachsende Bedeutung, insbesondere für die Kräfteerzeugung, erhalten. Der Zusammenhang bringt es mit sich, dafs nicht nur die zur Verbrennung im weitesten Sinne bestimmten flüssigen Stoffe (Benzin, Gasöl, Teeröl), sondern auch die anderen bei der Verarbeitung der Ausgangsstoffe (Erdöl, Teere, Pech) entstehenden Bestandteile besprochen werden. Insofern gibt das Buch Grundlagen, die über seinen Titel hinausgehen. In zusammengedrängter Form, also zur raschen Unterrichtung recht geeignet, werden das Erdöl, die Steinkohlenteere verschiedener Herkunft, die Teere aus Braunkohlen, Schiefer, Torf und Holz besprochen. Ein besonderes, gegenüber der 2. Auflage neues Kapitel befaßt sich mit der Erzeugung und Verarbeitung des Tieftemperaturteeres. Dann folgen Spiritus, pflanzliche und tierische Fette und ein ausführliches Kapitel über die Untersuchungsweisen. Im einzelnen wäre folgendes zu bemerken: Die Gewinnung von Erdöl und der Besitz der Vorkommen hat sich in den letzten Jahren so verschoben, die weltpolitische Bedeutung des Erdöls ist so in den Vordergrund getreten, dafs der Abschluß der Statistik mit 1915 nicht befriedigen kann. Vielmehr steht gerade die neuere Entwicklung der Erdölfrage mit den Bestrebungen bezüglich der Verarbeitung der Kohlen und der Schiefer im Zusammenhang und dieser müßte dargestellt werden. Auch über die inneren Beziehungen zwischen Verkokungsvorgang und Beschaffenheit der Teere, die gerade in Deutschland in zahlreichen Arbeiten behandelt worden sind, wäre eine neuzeitlichere und eingehende Darstellung erwünscht. Was auf dem Gebiet der Braunkohlenschwelung sich entwickelt hat, zum Teil im Werden begriffen ist, und ebenso die Bestrebungen, Erfolge wie Mißerfolge der Schieferverschmelzung sind nicht erschöpfend und genügend klar behandelt. Die Behandlung der Tieftemperaturschwelung ist ganz unzureichend; wenn gesagt wird, dafs es z. Z. zwei Verfahren zur Gewinnung von Tieftemperaturteer gebe, nämlich in Drehöfen und in Generatoren, so sind hierbei die neueren, sehr aussichtsreichen Verfahren der Schwelung mittels Gemisch von Dampf und Feuer gasen, in stehenden Drehdrommeln u. a. ganz außer acht gelassen. Auch was über die Schwelung in Generatoren gesagt wird, be-

rücksichtigt nicht die Maßnahmen während des Krieges und die hieraus erwachsene Entwicklung in der Nachkriegszeit. Es bieten sich außerordentlich lehrreiche Vergleiche zwischen der schonenden Teergewinnung aus den Kohlen und der neuzeitlichen Teerdestillation, die leider nicht näher ausgeführt wurden. Trotzdem bietet das Werk auch in dem letzten Teil über die Untersuchung der Brennstoffe [hier fehlt der Hinweis auf die Verwendung von säurefestem Stahl (V_2A von Krupp) für die kalorimetrische Bombe], die Grundlagen für das besprochene Gebiet, so dafs es zur Unterrichtung über die Entstehung und Eigenart von Ölen jeder Art unbedingt empfohlen werden kann. Ein Leser, der in Einzelheiten vordringen will, wird sich über die letzte Entwicklung dann an anderen Stellen Ergänzung suchen müssen. Hinsichtlich der wirtschaftlichen Verhältnisse kann hierzu das kleine Buch von Reichenheim, die wirtschaftliche Bedeutung der flüssigen Treibstoffe (im gleichen Verlag 1922), dienen.

Dr. Landsberger.

Die Kraftstellwerke der Eisenbahnen. Von S. Scheibner, Oberbaurat a. D. in Berlin. I. Band. Die elektrischen Stellwerke. Zweite umgearbeitete Auflage. Mit 39 Abbildungen. 122 Seiten. Sammlung Götschen, Bd. 689. Walter de Gruyter & Co., Berlin W. 10 und Leipzig. 1923. Preis: 1,25 Mk.

Die zweite Auflage der Kraftstellwerke, Band I, „Die elektrischen Stellwerke“ enthält ebenso wie die erste nur eine gedrängte Darstellung dieses Gegenstandes. Das Inhaltsverzeichnis läßt erkennen, dafs der Aufbau des Bändchens unverändert beibehalten worden ist. Hingegen sind die seit dem Erscheinen der ersten Auflage bekanntgewordenen Neukonstruktionen berücksichtigt worden, wobei zur Vermeidung der Vergrößerung des Umfanges des Bändchens die älteren Bauweisen weggelassen sind.

Da die Ausdrucksweise knapp und überall nur die Hauptsache hervorgehoben ist, so stellt das Bändchen eine ausreichende Beschreibung der elektrischen Stellwerke dar, so dafs Studierende und Ingenieure, Bahnmeister und die anderen beteiligten Eisenbahnbeamten einen klaren Überblick über den derzeitigen Stand der elektrischen Stellwerke gewinnen. Die gewählten Abbildungen sind geeignet, das Studium des spröden Stoffs ausreichend zu unterstützen.

Der Tunnel. Anlage und Bau. Von Dr. d. t. W. G. Lucas, Professor a. d. techn. Hochschule Dresden. Berlin 1924, Verlag Springer, geh. 10,2 G.-M.

Die vorliegende erste Lieferung des zweiten Bandes behandelt den Bauvorgang bei Herstellung der Tunnel, insbesondere die Abstechung, den Bauangriff, das Lösen des Gebirges, die Förderung und den vorläufigen Ausbau.

Was dem lebendig und flüssig geschriebenen Buche seinen besonderen Wert verleiht, ist nicht nur der Umstand, dafs die neuesten Ausführungen beschrieben und verwertet sind. Vielmehr ist es die glückliche Gabe des Verfassers, alte und neue Erfahrungen sichtlich und ordnend so nebeneinander zu stellen, dafs alles in hellste Beleuchtung gerückt ist. Es gibt für die behandelten Arbeitsabschnitte, die für Anlage und Durchführung, Baugeschwindigkeit und Enderfolg hervorragend wichtig sind, nicht leicht eine praktische Frage, für die der Ausführende nicht eine klare, mit Gründen gestützte Antwort fände. Das Buch kann somit als ausgezeichnetes Hilfsmittel für Studium und Ausführung warm empfohlen werden.

Die angekündigte Schlußlieferung wird den Vollausschub in den verschiedenen Tunnelbauweisen, den dauernden Ausbau, die Einrichtung der Bauplätze sowie Erhaltungs- und Wiederherstellungsarbeiten behandeln.

Dr. Bl.

Berichtigungen

zu den Anweisungen für die Ermittlung der Fahrzeiten der Züge. Heft 6, Seite 117 bis 129.

1. Auf Seite 118, erste Spalte, 6. Zeile, ist vor »40 km/Std« einzuschalten »etwa«.
2. Auf Seite 118, erste Spalte, 29. Zeile, muß die Formel lauten:

$$P_0 = \frac{Z_i - W}{G_1 + G_w}$$

3. Auf Seite 128, 2. Spalte, 4. Zeile von unten, sind die Worte »der vorstehenden Skizze« zu ersetzen durch »Textabb. 8«.

In der Berichts-Ergänzung „Verbesserte Gegenmutter“ in Heft 6, Seite 137, muß es statt „Montanistische Hochschule Lauban“: „Montanistische Hochschule Leoben“ heißen.