

# 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.

82. Jahrgang

30. Juni 1927

Heft 12

## Die neuen Verbrennungstriebwagen der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft und ihre Versuchsergebnisse.

Von Reichsbahnbaumeister Dipl.-Ing. Nolde, Berlin.

Hierzu Tafel 25 und 26.

In den Heften 2 und 4 (1926) des »Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens« sind einige der im Betrieb der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft laufenden Triebwagen beschrieben worden. Inzwischen hat sich der Triebwagenpark weiter vergrößert; Ende März 1927 ist u. a. ein vierachsiger Benzoltriebwagen, von denen die Waggon- und Maschinenbau-A.-G. Görlitz für die Deutsche Reichsbahn-Gesellschaft vier zu liefern hat, in Dienst gestellt worden, der wegen seiner Motoranordnung im Drehgestell und durch seinen Antrieb bemerkenswert ist.

### Die Bauart.

Der Wagen (Textabb. 1 und Abb. 1 bis 4, Taf. 25) besitzt 3. und 4. Klasse und faßt bei 76 Sitzplätzen etwa 150 Fahrgäste.

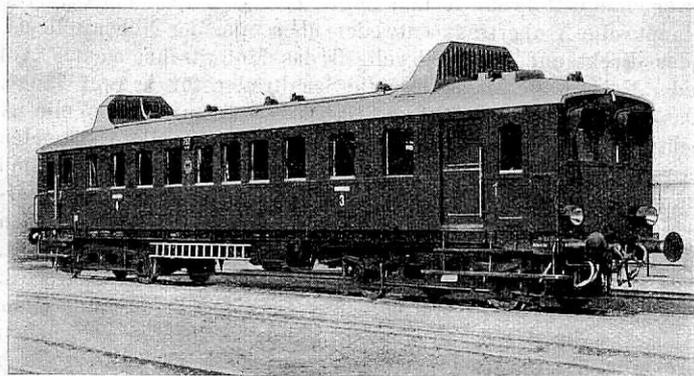


Abb. 1. Ansicht des Benzoltriebwagens.

Das Gewicht beträgt 40 t entsprechend einem Sitzplatzgewicht von 475 kg und einem Gewicht von 891 kg pro qm Nutzfläche. In jedem Drehgestell ist ein Motor von 90 PS Höchstleistung untergebracht, so daß als Triebkraft 180 PS zur Verfügung stehen. Die Höchstgeschwindigkeit in der Ebene ist rechnerisch zu 72 km ermittelt.

Beim Wagenkasten ist als Baustoff Stahl verwendet. Die Länge des Wagens über Puffer beträgt 21 m, die Kastenlänge 19,7; die Wagenenden sind auf eine Länge von 4,4 m an beiden Seiten eingezogen, um Trittbretter und Türen unterbringen zu können. Der Zugang zum Wageninnern erfolgt auf beiden Seiten durch Vorräume, die von den Führerständen (Textabb. 2) durch Zwischenwände abgeteilt sind. Der jeweils hintere Führerstand wird als Post- bzw. Gepäckabteil verwendet.

Jeder Motor besitzt einen besonderen, auf dem Dach untergebrachten Kühler, die beide untereinander durch Ausgleichleitung verbunden sind. Geheizt wird der Wagen vom Kühlwasser. Als Beleuchtung ist eine Boschanlage mit einer Spannung von 24 Volt und einer Batterie mit einer Kapazität von 100 Brennstunden vorgesehen worden. An beiden Kopfen sind Scheinwerfer angebracht, die durch vorgeschaltete Widerstände bei der Einfahrt in Bahnhöfe abgeblendet werden können. Zur Belüftung sind Wendlersauger eingebaut.

Die Steuerung der in den beiden Drehgestellen untergebrachten Maschinenanlagen erfolgt elektropneumatisch, d. h.

vom Führerstand aus werden fernelektrisch Magnetventile gesteuert, die durch kurze Preßluftleitungen wiederum die mechanischen Schaltorgane betätigen. Bei einem der Wagen ist die Steuerung rein elektrisch ausgebildet.

Dadurch, daß jede Maschinenanlage für sich geschlossen in einem Drehgestell untergebracht ist, kann man leicht eine schadhafte Anlage gegen eine Ersatzanlage austauschen bzw. bei Ausfall einer Anlage den Wagen mit der andern fortbewegen.

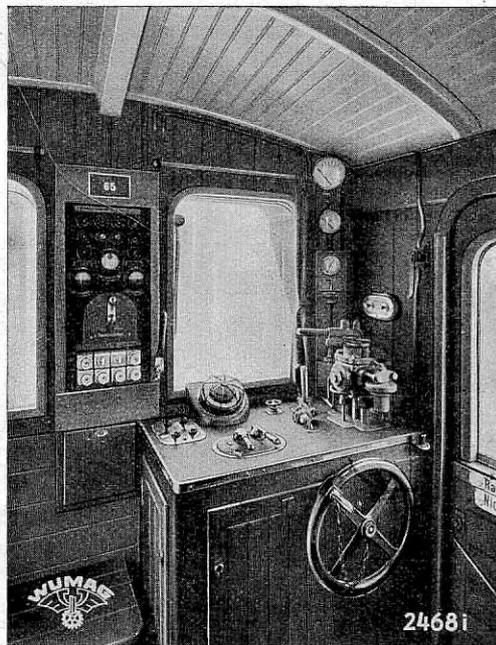


Abb. 2. Führerstand.

Der Lauf des Wagens ist in Anbetracht der Anordnung des Motors im Drehgestell ein außerordentlich ruhiger. Motorgeräusche werden auf den Wagenkasten kaum übertragen.

### Das Maschinendrehgestell. (Abb. 5 u. 6, Taf. 25.)

Die Triebkraft wird folgendermaßen auf die Achse übertragen:

Der Motor treibt über die Hauptlamellenkupplung das Wechselgetriebe und dann mit Kardanwelle und Kirchbachschen Gelenken (Textabb. 4) das auf der Triebachse sitzende Wendegetriebe an. In die Kardanwelle ist eine Sicherheitsrutschkupplung eingebaut, die bei geringer Überlastung der Maschinenanlage zu gleiten anfängt. Die gesamte Anlage ist in einem aus Stahlblech hergestellten zweiachsigen Drehgestell Bauart Görlitz mit einem Radstande von 3,9 m angeordnet. Die Wiege ruht auf vier 2 m langen Blattfedern (Abb. 6, Taf. 25), die weitere Abfederung des Drehgestellrahmens erfolgt durch Blattfedern, die beiderseits in Schneckenfedern über den Achsbuchsen hängen, so daß die Maschinenanlage vollkommen gegen die Schienenstöße abgedämpft ist.

In jedem Drehgestell ist ein Brennstoffbehälter mit einem Fassungsvermögen von 150 l eingebaut. Der Brennstoffvorrat reicht für etwa 400 km. Der Brennstoff fließt durch natürliches Gefälle den Motoren zu. Hierdurch werden die sonst häufigen Störungen durch Unterdruck- bzw. Druckförderung vermieden. Motorwechselgetriebe und Nebenapparate sind in einem Rahmen gelagert und können mit dem Rahmen leicht abgesenkt werden. Motorwelle, Hauptwelle, Wechselgetriebe und Triebachse liegen in einer Höhe und zwar so tief, daß kein Teil der Maschinenanlage in den Wagenkasten hineinreicht.

Die Bremsgehängeanordnung ist ähnlich der eines D-Zugwagens. Der Kompressor ist unmittelbar mit dem Motor gekuppelt und erzeugt die für die Einkammer-Knorrbremse und die Steuerung nötige Luft.

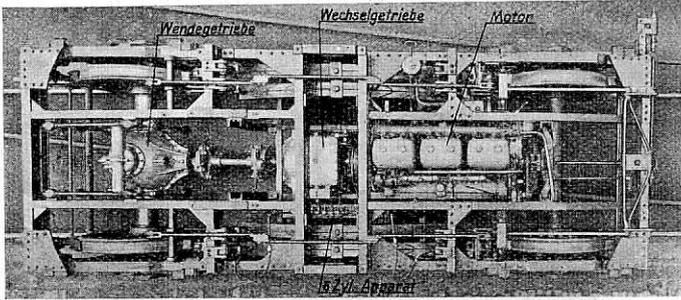


Abb. 3. Aufsicht auf das Drehgestell.

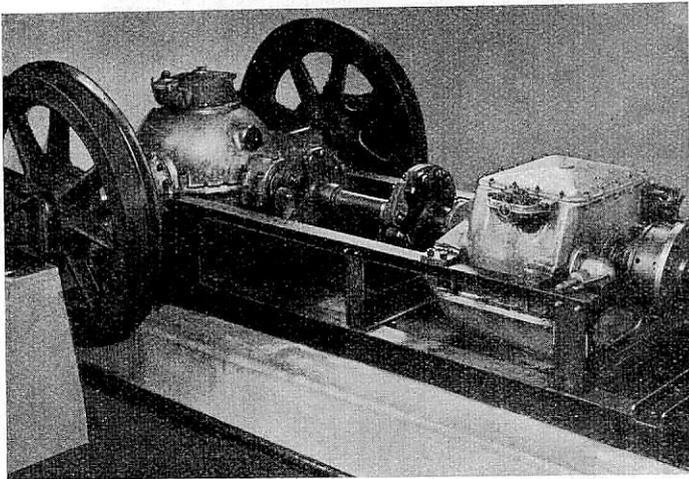


Abb. 4. Maschinenanlage.

Als Triebmaschine ist ein Sechszylinder-Benzolmotor von 90 PS bei 1000 Umdr./Min. von der Firma Büsing verwendet. Angelassen wird der Motor durch einen Boschanlasser oder im Notfall von Hand. Je drei Zylinder haben einen Vergaser, der so angeschlossen ist, daß keinesfalls die Zylinder sich gegenseitig den Brennstoff absaugen können. Die Brennstoffregulierung geschieht durch Vergaserdrosselklappen, die einmal durch den Drehzahlregler bei Überschreitung der Höchstdrehzahl, andererseits durch einen Gashebel vom Führerstand aus geregelt werden. Beim Drehen dieses Hebels wird ein Druckminderventil verstellt; der hierdurch eingestellte Luftdruck (0 bis 6 at) überträgt sich durch eine Luftleitung auf eine Steuermembran, die ihrerseits mit Hebelübertragung die Vergaserdrosselklappen reguliert. Selbstverständlich müssen die Hebelübersetzungen der beiden Motorregulierungen gegeneinander abgestimmt werden, um ein gleichmäßiges Arbeiten der Motoren und damit stoffsreies Schalten zu erzielen.

Gekühlt wird der Motor durch Wasser, das durch die von der Kurbelwelle angetriebene Kühlwasserpumpe in die Kühler

gepumpt wird. Durch Verstellen der Kühlerklappen kann die Temperatur des Kühlwassers auf der Höhe von 65 °C gehalten werden. Die Kühlwassertemperatur ist durch elektrische Fernthermometer auf jedem Führerstand zu messen.

Die Zündung erfolgt durch einen Bosch-Magnetapparat und der Zündzeitpunkt kann durch Verdrehen der verstellbaren Federkupplung zwischen Magnet und Antriebswelle um 10 Grad geändert werden.

**Das Wechselgetriebe.** (Textabb. 5 und Abb. 7 bis 9, Taf. 25.)

Das Wechselgetriebe ist nach dem Prinzip der Soden-schaltung ausgeführt mit fünf Geschwindigkeitsstufen und zwar:

Gang Nr.	Wechselgetriebsübersetzung	Geschwindigkeit km/Std.	Motordrehzahl		Gesamtübersetzung (einschließlich Wendegerieße)
			von	bis	
1	1 : 7,11	10	0	1000	1 : 18,63
2	1 : 4,37	16,5	610	1000	1 : 11,45
3	1 : 2,66	27	610	1000	1 : 6,97
4	1 : 1,63	44	610	1000	1 : 4,27
5	1 : 1	72	610	1000	1 : 2,62

Das Gehäuse des Sodengetriebes (Abb. 7 bis 9, Taf. 25) enthält drei in Kugel- bzw. Rollenlagern geführte Wellen, und zwar eine Mittelwelle A und zwei Nebenwellen C<sub>1</sub> und C<sub>2</sub>. Die Hauptwelle A überträgt entweder über eine der Nebenwellen C oder direkt auf die Treibwelle B das Motordrehmoment. Auf jeder Nebenwelle sitzen lose die Schalträder für je zwei Gänge. Das Schaltrad des fünften Ganges sitzt auf der Welle A achsial verschiebbar. Die beiden anderen auf Welle A sitzenden Stirnräder sind fest verkeilt. Die einzelnen Schalträder sind ständig paarweise in Eingriff und werden durch geringes Verschieben, ohne daß ihr Eingriff gestört wird, durch Klauen mit ihren zugehörigen Wellen gekuppelt. Hierdurch ist erreicht, daß die Zahnabnutzung auf ein Minimum herabgesetzt wird. Jedes Zahnrad wird durch seine besondere, fest auf einer Hülse (h) sitzende Schaltgabel (g) auf der Achse (w) verschoben (Textabb. 5). Das Ausrücken der Schaltgabeln (g) geschieht durch Preßluft über einen Ausrücker (a), das Einrücken durch Federkraft. Über den Schalträdern liegt im Gehäuse eine Riegelwalze (R), die den Verschiebevorgang der Schaltgabeln folgendermaßen steuert:

Die Riegelwalze R hat auf ihrem Umfang verteilt für die fünf Gänge fünf Bohrungen (b), in welche die zu den fünf Gängen gehörigen Riegelzapfen (S) der fünf Schaltgabeln (g) eingreifen können (Textabb. 5 und Abb. 7 u. 8, Taf. 25). Diese Zapfen liegen alle in Höhe der Riegelwalzenachse. Auf der Riegelwalze sind die Löcher so verteilt, daß jeweils nur eine Bohrung beim Drehen der Walze in die Ebene der Zapfen kommen und nur ein Zapfen in Eingriff gebracht werden kann; die nicht in Eingriff stehenden Zapfen legen sich gegen den Umfang der Riegelwalze, so daß die Klauenkupplungen der zugehörigen Gänge nicht einrücken können und somit nur der gewählte Gang gekuppelt ist.

Das Drehen der Riegelwalze kann sowohl mechanisch als auch elektrisch oder durch Preßluft geschehen. Da die mechanische Steuerung durch die gemeinsame Gestängeanordnung für die beiden Drehgestelle sehr verwickelt werden würde, ist beim Wumagwagen die elektropneumatische Steuerung gewählt worden, und zwar wird die Riegelwalze R beim Schalten unter Betätigung eines Magnetventils durch den Sechszylinderschalter (Textabb. 5 und 6) gedreht.

Jeder Zylinder dieses Schalters enthält einen Kolben (b) mit einer Zahnstange (a), die in das Ritzel (1) der Riegelwalze eingreift. Durch stufenweise Hubbegrenzung der einzelnen

Zahnstangen wird erreicht, daß die Riegelwalze sich nacheinander in die dem gewählten Gang entsprechende Stellung dreht. Die Riegelwalze ermöglicht es also, einen Gang vorzuwählen. Durch den Gangschalter (Textabb. 5) erhält das zu dem gewünschten Gang gehörige Magnetventil Strom und bewirkt über den Sechszylinderschalter die Wahl des Ganges; nach Bedarf wird bei Betätigung des Kupplungshebels der betreffende Gang eingeschaltet.

Zwischen Motor und Wechselgetriebe sitzt die Hauptlamellenkupplung, die durch Prefsluft ein- bzw. durch Federkraft ausgerückt wird. Bei jedem Schaltvorgang wird zunächst die Lamellenkupplung ausgerückt, kurz darauf werden durch denselben Prefsluftkolben (Z) mittels eines Ausrückers sämtliche Schaltgabeln von der Riegelwalze abgehoben. Nachdem die Riegelwalze durch den Zahnstangenschalter auf den gewählten Gang eingestellt ist, werden durch Federkraft die Schaltgabeln und die Kupplungen unter Entlüftung des Prefsluftzylinders (Z) eingerückt.

Hilfskupplung (H) ist so bemessen, daß sie nur imstande ist, die Welle A mit ihren Schalträdern mitzunehmen.

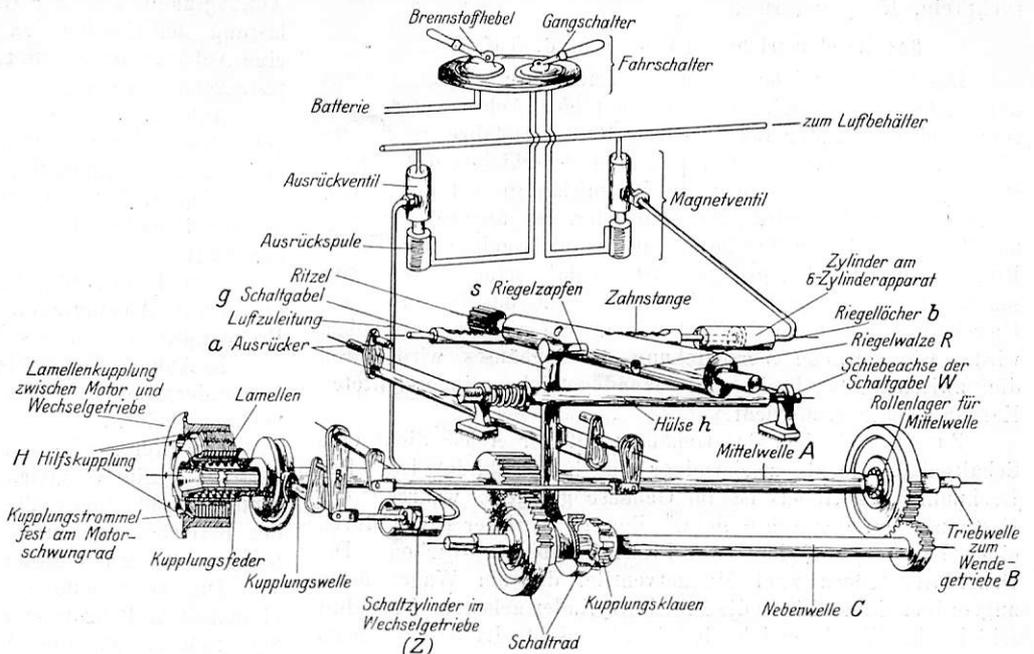
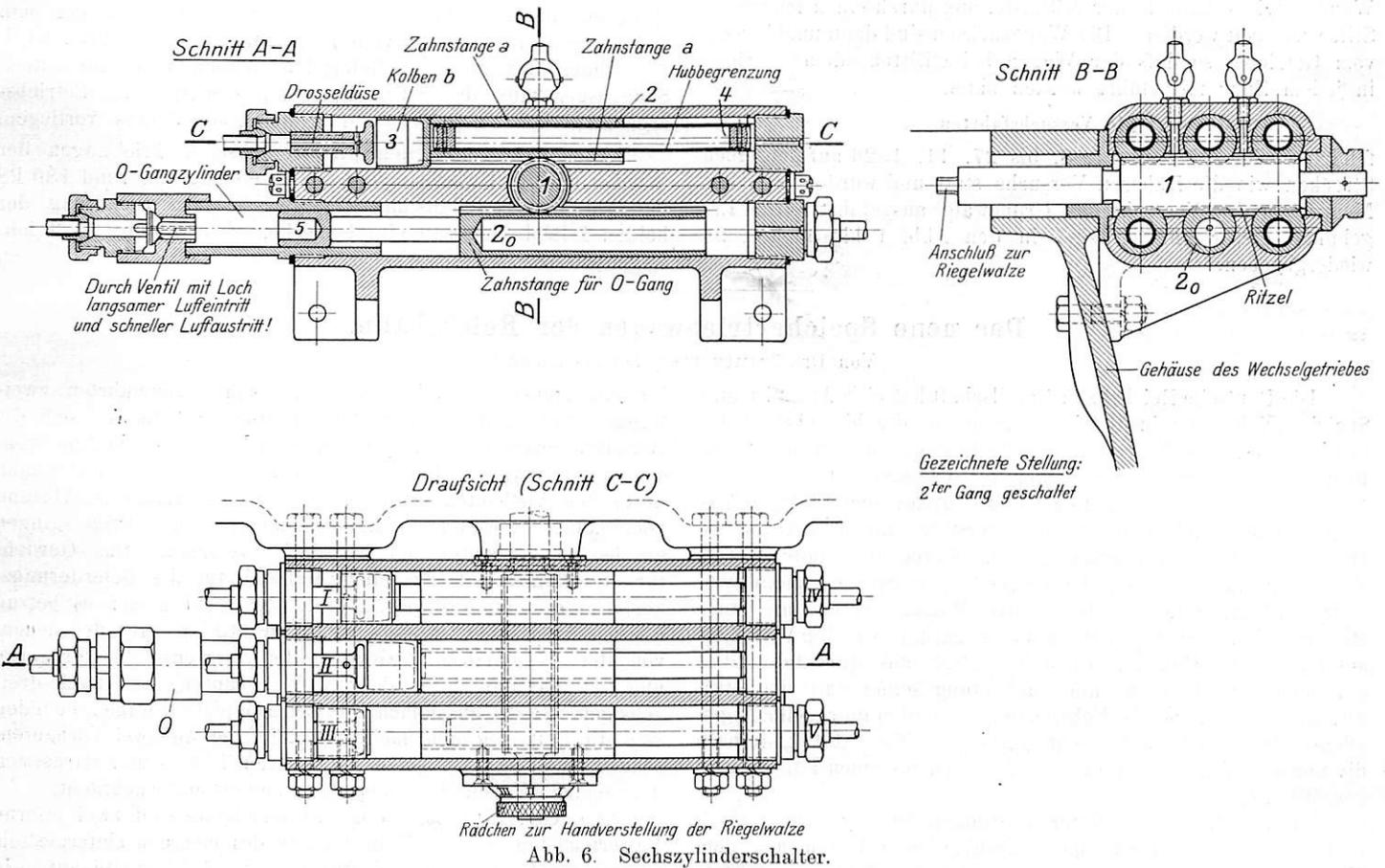


Abb. 5. Schaltungs bild des Sodengetriebes. Gezeichnete Stellung: Leerlauf, (dargestellt sind nur die Schalträder eines Ganges.)



Gezeichnete Stellung: 2<sup>ter</sup> Gang geschaltet

Abb. 6. Sechszylinderschalter.

Um einen nahezu synchronen Lauf der zu schaltenden Kupplungsteile für ein stoßfreies Schalten zu erzielen, ist in die Hauptlamellenkupplung eine Hilfskegelkupplung (H) eingebaut, die die Hauptwelle A vom Motor bei ausgerückter Hauptkupplung mit der Drehzahl des Motors mitnimmt. Diese

Der Schaltvorgang vollzieht sich wie folgt: Durch Einstellung und Herumdrehen des Ganghebels auf dem Führerstand erhält das Magnetventil für die Lamellenkupplung und unmittelbar darauf das Magnetventil für den gewählten Gang Luft; hierdurch wird das Ausheben der Schaltgabeln und das Auslösen

der Kupplung bewerkstelligt. Also: Kupplung löst aus, Riegelwalze wird frei und dreht sich in die gewählte Stellung. Gang rückt ein, Kupplung rückt ein.

**Das Wendegetriebe.** (Abb. 5 u. 6, Taf. 25).

Das Wendegetriebe ist auf die Triebachse verlegt und mit dem Achstrieb vereinigt. Fest mit der Achse verschraubt sind zwei Kegeiräder für Vor- bzw. Rückwärtsfahrt, in die das treibende Kegeiritzel eingreift. Durch Verschieben des ganzen Wendegetriebegehäuses, das mit Rotgüßlagern auf der Triebwelle gelagert ist, wird das eine oder das andere Kegeirad mit dem Ritzel der Triebwelle in Eingriff gebracht. Dieses Ritzel ist fest im Gehäuse gelagert, so daß seine Achse immer senkrecht zur Triebachse steht, auch wenn das Gehäuse zum Umschalten von einer Endstellung in die andere verschoben wird. Die seitliche Verschiebung des Gehäuses wird durch die zwischen Wechsel- und Wendegetriebe eingeschalteten Kardangelenke ermöglicht.

Zum Verschieben des Gehäuses auf der Achse dient eine Schaltgabel, die als zweiarmiger Hebel ausgebildet ist. Der Drehpunkt des Hebels ist im Gehäuse gelagert, während der Festpunkt auf der Achse liegt. Bewegt wird der Hebel durch einen Exenter, auf den zwei Preßluftkolben einwirken. Die Druckluft steuern zwei Magnetventile, die am Wagenkasten angeordnet sind. Die in die Preßluftzylinder gelassene Druckluft schiebt das Wendegetriebe in die gewünschte Lage; falls beim Einrücken Zahn auf Zahn treffen sollte, bleibt der Luftdruck so lange auf dem Kolben, bis bei einer geringen Bewegung der Triebwelle die Räder in Eingriff gekommen sind. Das Wendegetriebe kann in der Mittelstellung durch einen federnden Stift verriegelt werden. Die Wagenachsen sind dann unabhängig vom Getriebe, so daß der Wagen bei stillstehendem Getriebe in jedem Zuge mitgeführt werden kann.

#### Die Versuchsfahrten

fanden in der Zeit vom 14. 8. bis 27. 11. 1926 auf denselben Strecken wie die früheren Versuche statt und wurden mit dem Messwagen des Versuchsamts Grunewald ausgeführt. Die Ergebnisse dieser Fahrten sind in den Abb. 1 bis 5, Taf. 26 wiedergegeben.

Abb. 1, Taf. 26 stellt die größten Zugkräfte und Leistungen bei Vollast im dritten, vierten und fünften Gang in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit dar. Um eine Überlastung der Getriebe zu vermeiden, ist als Belastungsgrenze eine Anhängelast von 36 t (= zwei Wagen) bei 12<sup>0</sup>/<sub>100</sub> Steigung festgesetzt worden.

Abb. 2, Taf. 26 zeigt die aus den Zugkräften sich ergebenden s bis v Schaulinien; die soeben erwähnten Belastungsgrenzen sind einpunktirt.

Abb. 3, Taf. 26 enthält den Brennstoffverbrauch für das Tonnenkilometer und Nutzflächenkilometer in Abhängigkeit von der Zuglast.

Abb. 4, Taf. 26 gibt den Brennstoffverbrauch des Wagens pro tkm in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit wieder. Der Brennstoffverbrauch des Wumagwagens ist relativ günstig.

In Abb. 5, Taf. 26 ist der durch Auslaufversuche ermittelte Laufwiderstand des Wagens aufgetragen, der verhältnismäßig hoch erscheint.

Der Brennstoffverbrauch der beiden Motoren war annähernd derselbe. Ein Vergleich des Brennstoffverbrauchs der beiden Motoren und damit die Überwachung der Wirtschaftlichkeit des Betriebes ist durch getrennte Anordnung der Brennstoffbehälter für jeden Motor erheblich erleichtert.

Die vorstehenden Versuchsergebnisse wurden mit dem vierachsigen Benzolwagen erzielt, bei dem die Steuerung und Schaltung sowohl des Wende- als auch des Wechselgetriebes durch elektrische Hilfsmotoren betätigt wurden. Da jedoch die Schalt- und Steuermotoren nicht vollkommen betriebssicher arbeiteten, ist bei den nächsten Wagen die oben beschriebene elektropneumatische Steuerung eingebaut worden, von der man annehmen kann, daß sie sich im Betriebe gut bewähren wird.

Einer der noch zu liefernden Wagen wird mit einem Sauggasgenerator der Firma Pintsch ausgerüstet; die Betriebsergebnisse können jedoch erst Ende dieses Jahres vorliegen.

Alles in allem stellen die vierachsigen Triebwagen der Wumag mit der Unterbringung einer Leistung von rund 180 PS in zwei Drehgestellen und der gemeinsamen Steuerung der beiden Triebdrehgestelle eine bemerkenswerte Lösung im Triebwagenbau dar.

## Der neue Speichertriebwagen der Reichsbahn.

Von Dr. Trautvetter, Berlin-Südende.

Die Deutsche Reichsbahn-Gesellschaft hat eine Anzahl neuer Speichertriebwagen in Betrieb genommen, die hinsichtlich des Gewichtes und des Raumbedarfes der Batterie einen wesentlichen Fortschritt gegenüber den bisher verwendeten darstellen.

Die Verbesserungen liegen im Aufbau der Elektrizitätsspeicher und bewirken eine wesentliche Steigerung ihrer Kapazität. Dadurch und durch Fortschritte im Wagenbau gelang es fast von Jahr zu Jahr den Fahrbereich der Speichertriebwagen bedeutend zu steigern. Die ersten Wagen legten mit einer Batterieladung durchschnittlich 44 km zurück, von der Verkehrsausstellung in München im Jahre 1925 aus durchfuhr aber ein Speichertriebwagen ohne Nachladung seiner Batterien etwa 422 km Strecke. Solche Fahrleistungen werden im regelmäßigen Dienst der Reichsbahn nicht verlangt. Man stattet deshalb die neueren Triebwagen nur mit Batterien für einen Fahrbereich von 200 km aus.

Infolge der hohen Batterieleistungen ist es für gewöhnlich nicht nötig, den Triebwagen tagsüber zum Laden aus dem Verkehr zu ziehen, es wird vielmehr das Laden fast stets nachts vorgenommen werden können. Da dieser Nachtstrom gewöhnlich wesentlich billiger ist als der Tagstrom, sinken auch die Selbstkosten für den Fahrkilometer.

Trotz der Erhöhung der Kapazität der Batterien erzielte man eine Verminderung ihrer Abmessungen. Bei den bis vor

kurzem hauptsächlich bei der Reichsbahn eingeführten zweiteiligen und dreiteiligen Speichertriebwagen befanden sich die Batterien ausschließlich in besonderen Vorbauten an den Stirnseiten der Wagen. Ihres hohen Gewichtes wegen mußte man unter den Vorbauten zwei Laufachsen mit geringem Abstand voneinander anordnen. Von der ganzen Wagenlänge gingen die beiden Vorbauten als Nutzfläche verloren. Das Gewicht für die Platzeinheit, das einen Maßstab für die Beförderungskosten für einen Fahrgast abgibt, war recht hoch; es betrug bei den zweiteiligen Triebwagen bis zu 640 kg. Bei den neuen, von der Waggonfabrik Görlitz, der Siemens-Schuckertwerke und der Akkumulatorenfabrik A.-G. erbauten, aus zwei dreiachsigen Wagen zusammengesetzten Doppeltriebwagen befinden sich die Batterien nicht mehr ausschließlich in zwei Vorbauten, sondern sind in 2 × 5 Behältern an den Längs- und Stirnseiten der beiden Wagen des Doppeltriebwagens untergebracht.

An jeder Längsseite eines Einzelwagens sind zwei eiserne Batteriekästen mit den Hauptträgern des eisernen Untergestells zusammengebaut. Jeder Kasten nimmt 17 Elemente auf. Je zwölf Elemente werden von den Stirnseitenbehältern aufgenommen. Dadurch wurde es möglich, die drei Wagenachsen gleichmäßig, mit 4,60 m Abstand, unter den Wagen zu verteilen. Die beiden ersten Achsen sind Laufachsen, die dritte wird von einem 100 PS Siemens-Motor (74 kW bei 310 Volt) angetrieben.

Der neue Doppeltriebwagen hat ein Dienstgewicht von 70 t. Die ältere Bauart wog je nach Fahrbereich bis zu 69 t. Die Nutzfläche beträgt jetzt aber 68 qm gegenüber 48 qm; das Einheitsgewicht hierauf bezogen also nunmehr 1,03 t/qm gegenüber 1,44 t/qm und das Gewicht für den Platz 457 kg.

Die Batterien bestehen aus insgesamt 168 Elementen. Sie haben eine Kapazität von 621 Ah bei 311 Amp. Entladestrom und von 830 Ah bei 166 Amp. Die Motoren haben Schützensteuerung. Die Fahrschalter konnten infolgedessen verhältnismäßig klein gehalten werden, ihre Bedienung wurde sehr einfach und ihre Lebensdauer durch Fortfall unter Starkstrom zu betätigender Kontakte erhöht. Außerdem wird durch die Schützenanordnung die Vielfachsteuerung mehrerer Wagen von einem Führerstande aus möglich.

Im März 1926 veranstaltete die Reichsbahn Versuchsfahrten mit den neuen Triebwagen, die sehr befriedigend ausfielen. Es wurden zahlreiche interessante Messungen und Berechnungen vorgenommen, von denen das Wichtigste hier kurz wiedergegeben sei.

Der Fahrbereich bei den Probefahrten betrug stets über 200 km. Die Reichsbahn hatte von den Herstellern aber nur 200 km auf wagrechter Strecke von einem Doppelwagen ohne Anhänger verlangt. An den Kupplungsenden der Wagen sind noch Unterbringungsmöglichkeiten für Batterien vorhanden, so daß man mit den neuen Triebwagen u. U. auch 250 km zurücklegen kann.

Die Geschwindigkeit des Wagens betrug bei Fahrstufe 11 in der Wagrechten 64 km/h; bei 20<sup>0</sup>/<sub>00</sub> Steigung beträgt sie auf derselben Fahrstufe noch 34 km/h. Zum Vergleich mit anderen Triebwagen wurden folgende Kurven aufgenommen: Wattstundenverbrauch einschließlich Batteriewirkungsgrad, Wattstundenverbrauch aus der Batterie und Gesamtwirkungsgrad einschließlich Batteriewirkungsgrad. Die Beförderungsarbeit wurde aus dem Wagenwiderstand bei Auslaufversuchen ermittelt. Der Batteriewirkungsgrad wurde zu 72<sup>0</sup>/<sub>0</sub> angenommen. Der Gesamtwirkungsgrad zwischen Ladeanschluss und Radumfang ergab sich daraus bei <sup>1</sup>/<sub>2</sub> bis <sup>9</sup>/<sub>10</sub> Belastung zu 63 bis 66<sup>0</sup>/<sub>0</sub>. Weitere Messungen und Berechnungen der Fahrbereiche bei verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten und verschiedenen Schalterstufen, des Stromverbrauchs bei wechselnden Stationsabständen, verschiedenen Schaltweisen usw. gaben neue Fingerzeige für den Speichertriebwagendienst. Besonders sei noch hervorgehoben, daß die Untersuchung über den spezifischen Bahnwiderstand der neuen Bauart bemerkenswert günstige Ergebnisse zeitigte. So konnte das Versuchsamt Grunewald der Deutschen Reichsbahn, das die Versuche ausführte, feststellen, daß der Bahnwiderstand je qm Nutzgrundfläche beim Speichertriebwagen bei 60 km/h trotz des höheren Gewichtes nur ebenso groß war wie bei dem Benzoltriebwagen\*).

\*) Ausführlichere Beschreibung siehe Zeitschr. Elektr. Bahnen, Heft 9, 1926.

## Die gußeisernen Stopfbuchspackungen.

Von Reichsbahnrat Dannecker, Reichsbahn-Ausbesserungswerk Esslingen.

Die Frage der Stopfbuchspackungen für Lokomotiven ist von vielen Eisenbahnen lange Zeit recht stiefmütterlich behandelt worden. Versuche auf diesem Gebiet wurden in der Regel den örtlichen Dienststellen überlassen, die mit der Unterhaltung der Lokomotiven betraut waren. Eine raschere und gedeihliche Entwicklung war unter diesen Umständen nicht zu erwarten. Sie kam erst mit der Einführung des Heißdampfes durch Wilhelm Schmidt, als die älteren Weich- und auch Weichmetallpackungen den neu eingeführten hohen Dampftemperaturen nicht mehr gewachsen waren. Es ist unter diesen Umständen verständlich, daß auch die über die Stopfbuchsfrage vorhandene Literatur nur spärlich ist; auch im »Organ« ist beispielsweise in den letzten 25 Jahren kaum etwas darüber zu finden. Ein kurzer Rückblick auch auf die bisherige Entwicklung scheint daher angebracht in dem Augenblick, wo der in den beiden letzten Jahrzehnten fast ausschließlich verwendeten Schmidtschen Weichmetallpackung in der gußeisernen Packung ein ernsthafter Wettbewerber entsteht; diese selbst ist andererseits vielfach noch recht wenig bekannt.

Wenn man zunächst die Ansprüche festlegen will, die an eine brauchbare Stopfbuchspackung gestellt werden müssen, so lassen sich diese unter zwei weiten Gesichtspunkten zusammenfassen: eine solche Packung muß zuerst betriebssicher und dann auch wirtschaftlich sein. Die Betriebssicherheit verlangt in erster Linie, daß eine Zerstörung während des Betriebes — abgesehen von äußeren Einwirkungen — unbedingt ausgeschlossen ist, d. h. hoher Druck oder die höchste vorkommende Dampftemperatur dürfen auf den Packungsstoff nicht schädlich einwirken. Auch leichteres Durchblasen beeinträchtigt die Betriebssicherheit, wenn der austretende Dampf der Mannschaft die Aussicht auf die Strecke und die Signale benimmt, wie dies vor allem in der kälteren Jahreszeit öfters vorkommt. Die Wirtschaftlichkeit wird beeinflusst vor allem durch die Lebensdauer der Packung, dann aber auch durch die Art ihres Ein- und Ausbaus, die Häufigkeit etwa erforderlichen Nachverpackens oder sonstiger Nacharbeiten, den Verschleiß der Kolbenstange und schließlich durch die auftretenden Dampfverluste bei Undichtheiten.

Die ältesten Lokomotivpackungen waren die von den damaligen ortsfesten Dampfmaschinen übernommenen Hanfpackungen; man flocht den Hanf meist zu Zöpfen und tränkte diese mit einem Schmiermittel. Daraus entwickelten sich mancherlei Faserpackungen, vor allem Schläuche, die mit Seifenstein (Talkum) gefüllt waren, um eine gewisse Schmierung zu erzielen. Diese Packungen genügten wohl bei den niederen, meist nur 5 bis 7 at betragenden Dampfdrücken der Lokomotiven in den ersten Jahrzehnten des Eisenbahnbetriebes, zeigten sich aber den erhöhten Anforderungen nicht mehr gewachsen, als von den siebziger Jahren ab die Dampfdrücke allmählich auf 9 bis 12 at anstiegen. Die mit dem gesteigerten Druck verbundenen höheren Temperaturen brachten das Dichtungsmaterial zum Verkohlen und zerstörten es rasch. Man ging daher zur Verwendung von Asbestschnüren an Stelle der Hanfseile über und diese Art der Dichtung hat sich für Naßdampflokomotiven noch bis in die jüngste Zeit herein behaupten können. Sie hat aber den großen Nachteil, daß die Asbestschnur leicht verhärtet und damit ihre Elastizität einbüßt. Als Folge zeigt sich starke Riefenbildung an den Kolbenstangen und auch bei häufiger Erneuerung ist die Packung dann schwer dicht zu bekommen. Der Ausbau derartiger verhärteter Packungen gestaltet sich zudem meist recht schwierig. Wenn ein Auspressen unter Druck nicht möglich ist, muß oft der Meißel zu Hilfe genommen werden. Daß die schlechten Packungsstoffe, die während des Krieges und in der Nachkriegszeit verwendet werden mußten, besondere Schwierigkeiten machten, soll noch besonders hervorgehoben werden. Ähnlich lagen die Verhältnisse naturgemäß bei den Weichmetallpackungen; so hat der Krieg die Entwicklung der gußeisernen Packungen stark fördernd beeinflusst.

Asbestpackungen in Schnurform werden heute vor allem noch an den Kesselausrüstungsteilen sowie zur Abdichtung der Stopfbuchsen an den Luft- und Wasserpumpen der Lokomotiven verwendet; obwohl ihre Beseitigung aus den erwähnten Gründen an sich erwünscht wäre und erstrebt wird, ist sie doch nicht ohne weiteres möglich. Für viele Fälle, unrunde Stangen, rasche Ausbesserungen während des Betriebes und ähnliches,

ist die Packung für die Nalddampfstopfbuchsen heute noch nicht völlig zu entbehren.

Die angeführten Anstände haben schon vor der Einführung des Heißdampfes zur Verwendung von Metallstopfbuchsen geführt. Man benutzte als Dichtungsmaterial meist Blei- oder Weißmetallringe verschiedener Zusammensetzungen; sie im einzelnen aufzuführen, würde hier zu weit führen. Die Ringe sind entweder geteilt und haben rechteckigen Querschnitt; sie werden dann mittels leichter Federn ebenso wie die neuen, weiter unten beschriebenen gußeisernen Ringe, gegen die Kolbenstange geprefst — dies ist in Amerika vielfach üblich\*) —; oder aber sie werden mit dreieckigem Querschnitt ausgeführt und dann mittels starker, in Richtung der Kolbenstange wirkender Federn abwechselungsweise gegen die Stange und die Wand der Stopfbuchsbohrung gedrückt — Patente Katzenstein und Howald —. Einige Beispiele derartiger Weißmetallpackungen für Nalddampflokomotiven zeigt auch die »Eisenbahntechnik der Gegenwart« (\*\*). Durch die fast restlose Einführung des Heißdampfes sind diese Packungen, wie man weiter unten sieht, in ihrer ursprünglichen Form ziemlich verdrängt worden. Bei einer dritten Ausführung von Huhn, Berlin, der sogenannten Huhnschen Hohlringpackung, werden hohle, mit Graphit gefüllte Bleiringe mittels der Stopfbuchsbrille gegeneinander und gegen die Stange gedrückt. Die Ringe sind im Innern mit Bohrungen versehen, damit der Schmierstoff gegen die Stange austreten kann. Diese Packung wird neuerdings an den Luft- und Wasserpumpen der Lokomotiven vielfach verwendet.

Mit dem Auftreten des überhitzten Dampfes nahmen die Schwierigkeiten zu, da auch das Weißmetall den hohen Dampftemperaturen nicht immer gewachsen war. Um die Weißmetallpackung trotzdem verwenden zu können, hat Schmidt verschiedene Änderungen an ihr vorgenommen. Die Dichtungsringe wurden von ihm möglichst weit vom Zylinder entfernt angeordnet; die Hülse, die zur Aufnahme der Weißmetallringe und des gußeisernen Grundringes dient, ist zur Kühlung mit einem luftdurchspülten Hohlraum umgeben. Auch ist für allseitige Beweglichkeit und selbsttätige Nachstellbarkeit der Dichtungselemente gesorgt.

Sofern diese Packung hinreichend geschmiert werden kann, keine Staubteile an die Stange treten und diese nicht durch Einwirkung von aufsen her beschädigt wird, halten die Weißmetallringe durchschnittlich Laufzeiten von 30 000 bis 40 000 km aus, obwohl die Federkraft sie ziemlich stark auf die Stange preßt. Die Stange aber erleidet auch bei sorgfältiger Schmierung unliebsame Abnutzung. Dies gilt besonders dann, wenn sie geringe, von der Mittellinie abweichende, vibrierende Bewegungen macht, was sich bei den leichter gebauten Lokomotiven selten ganz vermeiden läßt. Die Packung wird in diesem Fall ziemlich rasch ausgeschlagen; der durch die Öffnung durchtretende Heißdampf beeinträchtigt dann die Schmierung und das Weißmetall kommt leicht zum Ausschmelzen. Nach Einführung der Riggenbach-Bremse, bei welcher Luft in die Zylinder gesaugt und dort verdichtet wird, wobei Temperaturen bis über 400° C im Bereich der Möglichkeit liegen\*\*\*), mußte vollends nach einem Ersatz für die hierfür nicht mehr genügende Weißmetallpackung gesucht werden. Der Weg dazu war gewiesen durch die ortsfesten Dampfmaschinen, an denen gußeiserne Stopfbuchspackungen schon länger in Verwendung waren. Bei solchen Packungen mußte eine Schädigung durch die im Lokomotivzylinder möglichen Temperaturen ausgeschlossen sein.

\*) Locomotive Cyclopedia of American Practice, 7. Ausgabe, S. 481.

\*\*\*) ETG, 3. umgearbeitete Auflage, S. 566 und 567.

\*\*\*\*) Organ 1924, S. 98: Nordmann, »Der Eisenbahnbetrieb auf Steilrampen«.

Die gußeisernen Packungen sind gegen Ende des vorigen Jahrhunderts aufgetaucht, zunächst nach Patenten von Gustav Huhn in Berlin und Vinzenz Schwabe in Brünn; an der späteren Weiterentwicklung waren Robertson, Böhmke, Kreisinger, Kieselbach und andere beteiligt. Meist wurden die gußeisernen Ringe, die als eigentliches Dichtungselement aus drei oder mehr Teilen zusammengesetzt und durch eine Schlauch- oder Bandfeder zusammengehalten waren, in rechtwinkligen Kammerwinkeln gelagert. Zwischen Ringen und Kammerwinkeln war so viel Spiel vorgesehen, daß die Dichtungsringe der Stange folgen konnten, wenn diese aus ihrer Mittellinie ausweichen sollte. Es zeigte sich, daß das Gußeisen auf dem Material der Kolbenstangen, wenn dieses die nötige Festigkeit hatte, vortrefflich lief. Die Packungen bewährten sich. An doppeltwirkenden Gasmaschinen, bei denen sehr hohe Temperaturen auftreten und wo die zusätzliche Schmierung durch den Dampf selbst vollständig wegfällt, konnten die großen Schwierigkeiten erst mit Packungen dieser Art behoben werden. Bei ortsfesten Dampfmaschinen haben sie sich — vor allem auch infolge des Mangels an Weißmetall während des Krieges — sehr rasch eingeführt. Sie haben sich vor allem auch in solchen Fällen bewährt, wo starke seitliche Bewegungen der Kolbenstangen bei anderen Packungsarten Schwierigkeiten machten, wie beispielsweise bei den allerschwersten Walzenzugmaschinen.

Bei den Lokomotiven wurde die gußeiserne Packung ebenfalls zunächst mit Kammerwinkeln ausgeführt. Wenn man die Kammern ohne genügendes Spiel in die Bohrungen der Zylinderdeckel einsetzte, war es indessen schwierig, die Packung wieder auszubauen, weil infolge der Verkokung von Ölrückständen unter der Einwirkung des Heißdampfes die Ringe gerne festbrannten. Die Packungen wurden dabei vielfach zerstört. Sie bewährten sich an sich wohl recht gut; ihre Verwendung konnte aber, so lange diese Ausbauschwierigkeiten bestanden, nicht als wirtschaftlich angesprochen werden. Eine für den Lokomotivbetrieb voll geeignete Packung mußte sich rascher aus- und auch einbauen lassen, als dies bei der Kammerwinkelpackung möglich war, wo zudem zum Einbringen der Kammerwinkel bei der hinteren Stopfbuchse jedesmal der Kreuzkopf abgebaut werden mußte. Man ersetzte daher die losen Kammerwinkel durch einen zweiteiligen Topf, der als Ganzes in den Zylinderdeckel eingesetzt wurde und die Dichtungsringe aufnahm. Diese Entwicklung der gußeisernen Packung zur sogenannten Halbschalenpackung geht in der Hauptsache auf Huhn und Kreisinger zurück.

Im Packungstopf sind die bisherigen Kammerwinkel durch eingegossene Rippen ersetzt. Damit ergibt sich als ein Hauptvorteil dieser Packungsart zugleich eine Verminderung der zugehörigen losen Teile, die erfahrungsgemäß bei den Betriebswerken leicht beschädigt werden oder verloren gehen. Die zweiteiligen Töpfe werden mit genügendem Spiel in die Bohrung des Zylinders eingesetzt, so daß ein Festbrennen nunmehr ausgeschlossen ist. Die beiden Halbschalen sind dampfdicht aufeinanderpassend geschliffen; der den Halbschalentopf frei umspülende Dampf drückt die Schalen mit ihren achsialen Flächen fest gegeneinander, weil im Innern des Topfes wegen der abdrückenden Wirkung der Ringe ein geringerer Druck herrscht als auf der äußeren Topfplatte. Wesentlich bei jeder Halbschalenskonstruktion ist es, daß die ebenen, ringförmigen Dichtungsflächen an den angegossenen Rippen bei beiden Topfhälften genau in einer Ebene liegen und sich nicht gegeneinander verschieben können. Hierzu sind die Schrauben, welche die Halbschalen zum leichteren Ein- und Ausbau zusammenhalten, zuerst als Paßschrauben ausgebildet worden; später wurden besondere Paßstifte vorgesehen.

Zur Befestigung der Packung im Zylinderdeckel war bei der ursprünglichen Huhnschen Bauart zunächst ein besonderer

Flansch an die Halbschalen angegossen, der durch Abschleifen oder Hinterlegen von Flanschdichtungsmaterial nach außen abgedichtet wurde. Zum Ausbau der Packung brauchte man dann nach Entfernung der Flanschschrauben nur zwei Abdruckschrauben anzusetzen; ohne Entfernen des Kreuzkopfs läßt sich so die ganze Packung selbst in heißem Zustand in kurzer Zeit ausbauen, mit Petroleum reinigen und im allgemeinen ohne viel Nacharbeiten wieder einbauen. Textabb. 1 zeigt eine derartige Halbschale der älteren Huhnschen Bauart aus einer bayerischen Schnellzuglokomotive. Nach Zurücklegung von rund 100 000 km waren die Dichtungselemente verkrustet und verschmutzt, wie zwei von den Kammerbesetzungen zeigen. Ebenso war der Halbschalentopf außen völlig verkrustet. Der Topf wurde mittels der Abdruckschrauben innerhalb weniger Minuten entfernt. Nach gründlicher Entfernung der koksartigen Verkrustung (siehe die dritte Kammerbesetzung) liefs sich die Packung ohne weiteres wieder verwenden. In derselben Weise können auch die neueren Packungen aus- und eingebaut werden. Packungen nach Textabb. 1 sind schon bei verschiedenen Bahnen im Ausland in Verwendung.

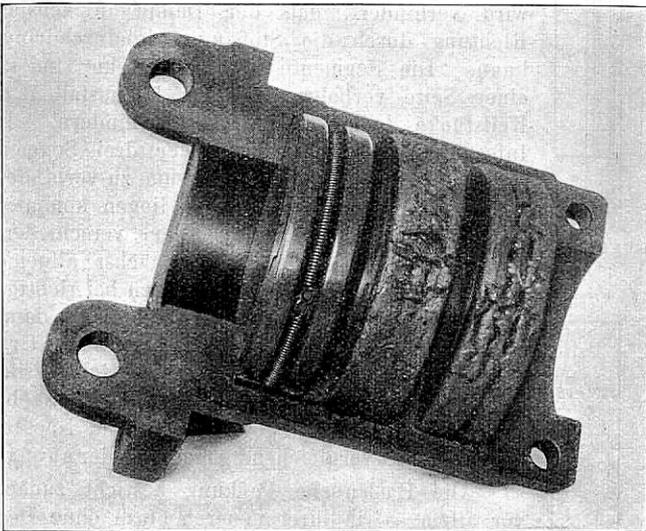


Abb. 1

Um die Eigenschaften der verschiedenen Bauarten kennen zu lernen, verwendete man bei der Deutschen Reichsbahn zunächst Packungen der verschiedenen Lieferfirmen nebeneinander, die sich ursprünglich nicht nur in der Bauart der Dichtungsringe, sondern auch in deren Abmessungen und in der Bauart der sie aufnehmenden Kammern unterschieden. Das System der Kammerwinkel wurde zuerst ausgeschieden und schließlich entschied man sich für die allgemeine Einführung von Dreikammerhalbschalen in Anlehnung an die Ausführung von Huhn, jedoch mit der Einschränkung, daß in diese Halbschalen auch andere Ringsysteme eingebaut werden sollten. Während also die grundsätzliche Bauart der Halbschalen für alle Lokomotivgattungen schon jetzt festgelegt ist, bestehen für die Dichtungselemente bis auf weiteres noch verschiedene Ausführungen, die nebeneinander erprobt werden sollen, mit dem Ziel, auch hier auf Grund der Betriebsversuche schließlich zu einer Einheitsausführung zu gelangen. Bei den Halbschalen sollte außerdem an Stelle des angegossenen, geteilten Flansches ein besonderer, ungeteilter Druckring zur Befestigung am Zylinderdeckel dienen. Die Halbschalen werden auch, wie schon oben erwähnt, jetzt nicht mehr durch Pafs-schrauben, sondern durch Mutterschrauben zusammengehalten und durch schlanke, konische Pafsstifte gegen Verschieben gesichert. Der stärkere Teil der Pafsstifte ist mit der Halbschale unlösbar

verbunden. Die Halbschalen werden sämtlich auf die Zylinderdeckel aufgeschliffen. Zum Ausbau benutzt man wie bei der ersten Ausführung Abdruckschrauben; ein Entfernen des Kreuzkopfes ist hierzu ebenfalls nicht erforderlich. Textabb. 2 zeigt diese neue Halbschaleneinheitsbauart der Reichsbahn, die schon an mehr als 1000 Lokomotiven eingebaut worden und an einer noch größeren Anzahl als ein Teil der in Aussicht genommenen Normung zum Einbau vorgesehen ist. Unter anderem haben sämtliche mit Riggenbach-Bremse ausgerüsteten Lokomotiven und die neuen Einheitslokomotiven diese Packung erhalten\*).

Die Halbschalen werden nach Toleranzmaßen hergestellt und sind jeweils für möglichst viele Lokomotivbauarten gleich und austauschbar, um mit einer geringstmöglichen Anzahl von Ersatzteilen auszukommen. Für fast sämtliche neueren Lokomotiven der früheren preussischen Staatsbahn genügt beispielsweise je eine einzige Topfform für die vordere und hintere Stopfbuchse. Die Lokomotiven der früheren Länderbahnen erfordern dagegen z. T. noch verschiedene Modelle. Beim erstmaligen Einbau in ältere Lokomotiven ist zunächst zu prüfen, ob der Packungsraum im Zylinderdeckel mit den in den Zeichnungen festgelegten Maßen übereinstimmt. Ist dies nicht der Fall, so müssen die Zylinderdeckel nachgearbeitet werden, keinesfalls aber die Schalen, da sie sonst die Austauschfähigkeit verlieren. Ebenso wenig dürfen die Betriebswerke Änderungen an den Schalen vornehmen, die übrigens auch gar nicht erforderlich werden sollen.

Um unbrauchbare Lieferungen von vornherein auszuschneiden, hat die Reichsbahn besondere Bedingungen für die Abnahme der Halbschalen aufgestellt. U. a. sind dieselben, um Spannungen im Guß auszugleichen,

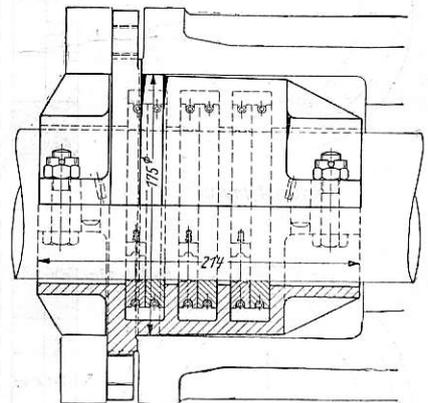


Abb. 2.

nach dem Vorschruppen auf 400 bis 450° C auszuglühen und dann langsam erkalten zu lassen. Für den Guß ist eine Härte von mindestens  $165 \pm 15$  BE vorgeschrieben. Die fertigen Halbschalen werden paarweise zusammengehörig mit 19 at Wasserdruck auf Dichtigkeit geprüft. Dabei müssen sich die Trennfugen als dicht erweisen. Schließlich wird noch die Maßhaltigkeit mit Lehren geprüft. Man wird also bei dem Halbschalentopf mit ziemlich unbeschränkter Haltbarkeit rechnen können. Es mag hier noch erwähnt werden, daß ein vollständiger Packungstopf mit Ringen z. Zt. etwa 100.— RM. kostet.

Bei dem eigentlichen Dichtungselement, den Dichtungsringen, ist man, wie schon oben erwähnt, zu einer einheitlichen Ausführung noch nicht gelangt. Es wurden vielmehr bis jetzt vier verschiedene Bauarten von den Firmen Huhn in Berlin, Sack und Kieselbach in Düsseldorf, von d. Osten und Kreisinger in Hamburg und Klauber und Simon in Dresden zu ausgedehnten Betriebsversuchen herbeigezogen. Die verschiedenen Ringformen brauchen nur insoweit gleich zu sein, als sie alle in die Kammern der Halbschalen passen müssen; im übrigen gehen die Firmen mehr oder weniger verschiedene Wege. Textabb. 3 zeigt die vier verschiedenen Bauarten.

Bei der Bauart der Firma Huhn wird ein dreiteiliger mit Überlappungen versehener Dichtungsring durch eine Schlauchfeder gegen die Kolbenstange gedrückt. Um an den Teilfugen,

\* ) ZVDI. 1926, S. 1737: F. Fuchs und R. P. Wagner, „Die 2C1-Einheits-Schnellzuglokomotive der Deutschen Reichsbahn“.

die anfangs nicht sauber schließend hergestellt werden konnten, ein Durchtreten des Dampfes zu verhindern, ist gegen die mit den Überlappungen der Stopfbuchsenaußenseite zugekehrte Fläche eine bei der vorderen Stopfbuchse ungeteilte, bei der hinteren Stopfbuchse wegen des einfacheren Ausbaus geteilte und durch eine Schlauchfeder zusammengehaltene Deckscheibe gelegt. Ring und Deckscheibe sind gegeneinander dampfdicht geschliffen. Ein Dichtelement besteht sonach bei der vorderen Stopfbuchse aus fünf, bei der hinteren aus sieben losen Teilen. Neuerdings verzichtet Huhn, um die Zahl der losen Teile zu verringern — was an sich allerdings erwünscht ist, wie schon oben bei der Kammringpackung erwähnt wurde — auf die besondere Deckscheibe. Durch sorgfältigere Herstellung sollen die Überlappungen an den Teilstellen so dampfdicht sein, daß sie selbst für Drücke bis zu 18 at genügen sollen. Es mag hier gleich vorweg gesagt sein, daß die Versuche, die mit dieser letzteren

Auch bei der Bauart von v. d. Osten und Kreisinger bestehen die Dichtungselemente aus je einem mehrteiligen Dichtungsring und einem — bei der hinteren Stopfbuchse geteilten — Deckring. Die Dichtungsringe sind viermal tangential zum Innendurchmesser geschnitten. Durch diesen Schnitt soll es möglich sein, die Ringe bis zu ihrem endgültigen Verschleiß ohne jede Nacharbeit laufen zu lassen. Die vier Ringstücke werden wieder durch eine Schlauchfeder zusammengehalten und leicht gegen die Kolbenstange gedrückt. Wenn sich die beiden größeren, sichelförmigen Ringteile an der Lauffläche abschleifen, so müssen die beiden Keilstücke infolge des schrägen Schnittes radial zur Stange selbsttätig folgen.

Abweichend von den drei erstgenannten Bauarten besitzt das »Infesto-Dichtelement der Firma Klauber und Simon keinen Deckring. Der Dichtungsring besteht hier aus drei Segmenten, drei Keilstücken und dem federnden Infestoring, der an Stelle der sonst verwendeten Schlauchfeder sämtliche Teile zusammenhält und gegen die Kolbenstange drückt. Die Stoßflächen der Dichtungselemente sind ausgefräst. Die Ausfräsungen nehmen die Keilstücke auf; dadurch wird verhindert, daß der Dampf in axialer Richtung durch die Stoßfugen hindurchdringen kann. Die Segmente und Keilstücke sind auf einer Seite verbohrt, um das Herausfallen der Keilstücke beim Einbau zu verhindern. Der Infestoring ist gegen eines der drei Segmente durch eine Schraube gesichert, um zu verhindern, daß Stoßfuge auf Stoßfuge zu liegen kommt.

Bei der Beurteilung der verschiedenen Dichtungselemente wird man zunächst allgemein sagen können, daß alle vier Bauarten bei richtigem und sorgfältigem Einbau sich bisher als dampfdicht erwiesen haben. Ein endgültiges Urteil läßt sich jedoch, so lange die Betriebsversuche noch nicht abgeschlossen sind, nicht abgeben. Immerhin lassen sich gewisse Vor- und Nachteile auch ohne dies vergleichend gegeneinander abwägen.

Die Huhn'sche Packung besteht zunächst vor allem — in ihrer neueren Form ohne Deckscheibe — durch ihre einfache, dabei auch theoretisch einwandfreie Durchbildung. Es ist auch bei der neuen Ausführung ein falscher Einbau — bei allen Elementen mit Deckscheiben sollen diese stets auf der Außenseite liegen — nicht mehr möglich. Man muß aber andererseits sagen, daß jedenfalls eine saubere Herstellung

der drei Überlappungen nicht ganz einfach ist. Außerdem müssen diese bei stärkerer Abnutzung — mehr als 3 mm im Durchmesser — nachgearbeitet werden, sofern sich nicht Anstände ergeben sollen. Derartige Nacharbeiten sollten aber, wenn irgend möglich, vermieden werden.

Im Gegensatz dazu ist beim Element von Sack und Kieselbach die Herstellung wohl verhältnismäßig einfach und Nacharbeiten scheinen auf den ersten Blick bei ihr kaum erforderlich zu werden. Die Sache wird aber etwas anders, wenn man genauer hinsieht. Die Verbindungsstellen der drei Ringteile werden bei stärkerer Abnutzung des Ringes schließendlich nach außen hin klaffen; der Deckring kann diese Stellen nicht abdichten, da er nur oben aufliegt — seine Bohrung soll bei allen Bauarten 0,2 mm größer sein als der gemessene Stangendurchmesser —. So wird schließendlich, wenn man Undichtheiten vermeiden will, ein Nacharbeiten der Verbindungsstellen auch bei dieser Packung erforderlich werden.

Das Element von v. d. Osten und Kreisinger ist das einzige, welches ohne Nacharbeiten auch bei stärkerer Abnutzung theoretisch dampfdicht bleibt; es dürfte darüber hinaus im

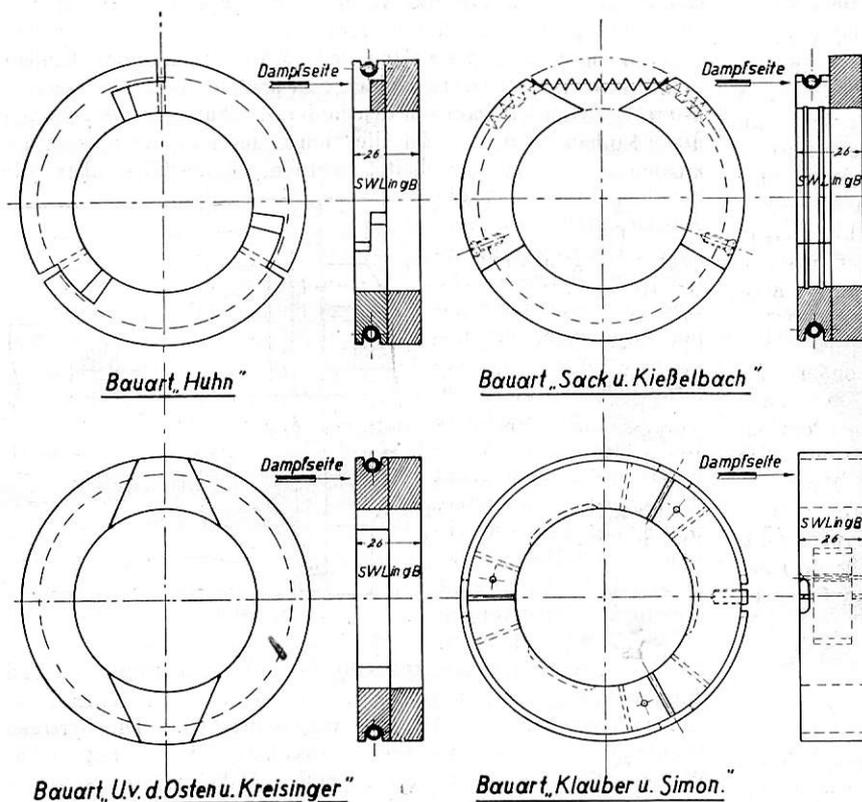


Abb. 3.

Packung vorgenommen werden, noch nicht so weit gediehen sind, daß sie ein abschließendes Urteil gestatten würden.

Bei der Bauart Sack und Kieselbach besteht das Dichtungselement ebenfalls aus einem dreiteiligen Ring und einem Deckring. Der dreiteilige Ring hat oben eine offene Fuge, die beiden seitlichen Ringteile werden durch eine Schlauchfeder auf den unteren Teil zwangsweise aufgezogen. Auf der Fuge dichtet ähnlich wie bei Huhn der auf der Stange aufliegende Deckring ab. Da der Schwerpunkt des dreiteiligen Ringes unterhalb der Mitte der Kolbenstange liegt, so bleibt die Trennfuge stets oben liegen. Beim Wiedereinbau kommen also die Ringe von selbst immer wieder so zu liegen, wie sie vorher gelegen haben. Dies gewährleistet auch bei unregelmäßigem Stangenverschleiß dauernde Dichtheit. Es ist gleichgültig, wie breit die obere Trennfuge ist, nur muß sie immer offen bleiben. Durch ihre eigenartige Form erfüllt sie diese Bedingung auch bei fortschreitender Abnutzung. Weil es also auf die Breite des oberen Schlitzes innerhalb gewisser Grenzen nicht ankommt, ist die Packung gegen kleinere Unterschiede im Durchmesser der Kolbenstange gegenüber der Ringbohrung nicht sehr empfindlich.

Gegensatz zu der Bauart Huhn auch bei der Herstellung keine Schwierigkeiten bereiten. Immerhin bleibt auch bei ihm als unerwünschte Beigabe der Deckring bestehen.

Die Infesto-Packung hat schliesslich den Nachteil, dass beim Ausbau der hinteren Stopfbuchse entweder der naturgemäss ungeteilte federnde Ring auf der Stange bleiben muss und dass, wenn dies nicht erwünscht ist, ähnlich wie bei den Kammerwinkelpackungen der Kreuzkopf mit abgebaut werden muss. Im Betrieb hat es sich dann öfter gezeigt, dass der Arbeiter, beim Ausbau, um das Abkuppeln des Kreuzkopfes zu umgehen, versucht, den Infestoring über die Kolbenstange wegzuziehen; der Ring, der für solche Beanspruchungen natürlich nicht entworfen ist, geht dabei entweder zu Bruch, oder verliert die erforderliche Spannung. Im übrigen ist die Packung auch ziemlich vielteilig und erfordert ebenfalls von Zeit zu Zeit — nach Abnutzung von 2 mm im Durchmesser — Nacharbeiten. Die Packung scheidet in Zukunft für Neubeschaffung aus.

Die Wahl eines geeigneten Einheitselementes wird unter diesen Umständen, da jede der vorgenannten Ausführungen gewisse Nachteile aufweist, nicht ganz einfach sein. Man wird aber ohne Rücksicht darauf, welches Element die Reichsbahn zur allgemeinen Einführung bestimmen wird, gerechterweise sämtlichen Konstruktionen zuerkennen müssen, dass sie der Gesamtentwicklung wertvolle Dienste geleistet haben; man braucht ja übrigens bei der kommenden Vereinheitlichung überhaupt nicht nur an die Auswahl eines der bestehenden Systeme zu denken; es kann eine solche Einheitsform auch unter Auswertung der Vorteile von verschiedenen Bauarten in einer neuen Bauart gefunden werden.

Da der richtige Einbau der Packung und besonders der Dichtungsringe nicht immer einfach, andererseits aber auch Vorbedingung ist für ein gutes Dichthalten, müssen dem Personal genaue Anweisungen dafür in die Hand gegeben werden. Die Reichsbahn hat zu diesem Zweck ein besonderes Merkblatt »Vorläufige Behandlungs- und Einbauvorschriften für gusseiserne Stopfbuchspackungen« aufgestellt, das alle erforderlichen Angaben für den Ein- und Ausbau der Stopfbuchsen, die Behandlung der ausgebauten Stopfbuchsen und für die Bestellung neuer Stopfbuchsen und deren Abnahme sowie eine Beschreibung der derzeitig verwendeten Ringsysteme enthält.

Wichtig ist vor allem, dass sich die Kolbenstangen beim Einbau der Ringe in tadellosem Zustand befinden, dass sie also nicht unrund und riefig sind. Vor dem erstmaligen Einbau der Packung müssen die Stangen daher sauber geschliffen werden. Nach dem Merkblatt ist dann der Durchmesser der geschliffenen Stange auf  $\frac{1}{100}$  mm genau festzulegen; hiernach sollen die Dichtungsringe entsprechend ausgedreht werden. Dieses Ausdrehen war zunächst nur in den Lieferwerken der Ringe möglich; da sich hieraus unliebsame Verzögerungen beim Einbau und auch Schwierigkeiten für die Lagerhaltung der Ringe ergaben, ist neuerdings eine Einspannvorrichtung geschaffen worden, mittels deren auch die Ausbesserungs- und Betriebswerke die Ringe ausdrehen können. Obwohl übrigens das angeführte Ausdrehen der Ringe auf genaues Mass erwünscht ist, muss doch erwähnt werden, dass es nicht unbedingt in der angegebenen Genauigkeit erforderlich ist, weil sich die Ringe, vor allem, wenn an der Gleitfläche wie bei der Bauart Sack und Kieselbach Schmierrillen eingedreht werden, rasch einlaufen,

Auch für die Dichtungsringe sind besondere Abnahmebedingungen aufgestellt worden. Der Guß soll dicht, ohne Poren und von gleichmäßigem Gefüge sein; er soll ebenfalls eine Härte von 165 + 15 BE haben. Der Baustoff der Schlauchfedern soll aus nichtrostendem Stahldraht bestehen.

Schliesslich ist noch anzuführen, dass hinsichtlich der Schmierung durch die Einführung der Halbschalenpackung

Änderungen nicht erforderlich werden, da diese gegen ungenügende Schmierung wesentlich weniger empfindlich ist als die Weifsmetallpackungen. Nach den bisherigen Erfahrungen genügt vollkommen die übliche Zuführung von Heifsdampföl aus dem Innern des Zylinders. Auf die Zuführung von Öl auf der Aussenseite der Stopfbuchse sowie auf die vielfach üblichen Filzringe kann ohne weiteres verzichtet werden. Letztere müssen mitunter schon deshalb entfallen, weil sie bei gedrängter Triebwerksanordnung öfters dem Einbau der neuen Stopfbuchsen im Wege stehen, wie sich dies bei Lokomotiven württembergischer Bauart teilweise gezeigt hat. Es mag bei dieser Gelegenheit noch erwähnt werden, dass der Einbau der Packungen mit den genormten Halbschalen überhaupt nicht bei allen Lokomotivbauarten einfach sein wird; die Halbschalen sind zunächst auf die Form des Zylinderdeckels bei den Lokomotiven preussischer Bauart durchgearbeitet worden, weil diese den grössten Teil des Bestands an Reichsbahnlokomotiven ausmachen. Wenn man ohne eine grössere Zahl von verschiedenen Modellen auch für die Lokomotiven der übrigen ehemaligen Länderbahnen auskommen will, wird man vielfach Änderungen an den Zylinderdeckeln, Aufschweisarbeiten und ähnliches, mitunter sogar den Einbau ganz neuer Zylinderdeckel in Kauf nehmen müssen.

Die Lebensdauer der Dichtungsringe kann nach der verhältnismässigen kurzen Betriebszeit naturgemäss zunächst nur überschlägig bestimmt werden; legt man ein drei- bis viermaliges Ausdrehen nach je etwa 100 000 km Fahrtleistung zugrund, so ergeben sich Laufzeiten von 300 000 bis 400 000 km, also etwa das zehnfache der Weifsmetallpackung. Mit den ersten, noch in Kammerwinkelstopfbuchsen eingebauten Ringen sind tatsächlich vereinzelt Leistungen bis über 500 000 km erreicht worden. Voraussetzung hierfür ist natürlich richtiger Einbau und sorgfältige Wartung der Stopfbuchse. Die Abnutzung der Kolbenstange ist dabei geringer als bei der Weifsmetallpackung; sie ist übrigens in der Regel mehr auf die Tragbuchse als auf die Stopfbuchse zurückzuführen. Mit dem Nacharbeiten der Kolbenstange wird meist auch ein Ausdrehen der Ringe erforderlich werden; die oben angegebene Laufzeit wird dadurch im wesentlichen bestimmt.

Es mag zum Schluss der Vollständigkeit halber noch erwähnt werden, dass es auch nicht an Versuchen gefehlt hat, den Ersatz des Weifsmetalls durch Gufseisen in der Stopfbuchse auf anderem Weg zu suchen, nämlich in Anlehnung an die bisherige Schmidt'sche Heifsdampfpackung unter Verwendung von — allerdings geteilten — Ringen mit dreieckigem Querschnitt, die in der bekannten Weise durch Federkraft gegeneinander gepreßt werden. Am bekanntesten ist von diesen Bauarten die Garbe-Häfner-Packung geworden. Die Kosten derartiger Packungen sind allerdings geringer, vor allem, wo bei älteren Lokomotiven eine Anzahl von Teilen von der bisherigen Schmidt'schen Packung übernommen werden kann. Die Packungen haben sich aber bei ausgedehnten Versuchen auf die Dauer nicht bewährt. Der Druck auf die Kolbenstange wird zu groß, wenn der für ein Dichthalten erforderliche Federdruck auf die Ringe wirkt. Auch bei sorgsamster Schmierung — es ist besondere Schmierung mittels Schmierpumpe erforderlich — lassen sich dann Schäden an Stopfbuchse und Stange nicht immer vermeiden.

So ist es verständlich, dass die Deutsche Reichsbahn an eine weitgehende Einführung gerade der Halbschalenpackungen herangegangen ist. Die guten Erfahrungen, die hinsichtlich der an erster Stelle stehenden Betriebssicherheit mit diesen Packungen gemacht worden sind und die bei den neuen Einheitslokomotiven, bei denen die Überhitzung noch höher gebracht worden ist als bisher, noch an Bedeutung gewinnen werden, rechtfertigen auf alle Fälle diesen Entschluss. Für ein endgültiges Urteil hinsichtlich der Wirtschaftlichkeit — wobei

noch der Einbau in ältere Lokomotiven und in Neubaulokomotiven zu unterscheiden wäre — muß zunächst der Abschluß der laufenden Betriebsversuche abgewartet werden; die Wahl der Einheitsdichtungsringe, deren Beschaffungskosten und spätere

Laufdauer werden auf ein solches Urteil besonderen Einfluß haben. Aller Wahrscheinlichkeit nach wird sich aber die neue Packung auch hinsichtlich der Wirtschaftlichkeit den älteren Packungsarten überlegen zeigen.

## Die Tanganjikabahn.

Von Geh. Oberbaurat a. D. Prof. F. Baltzer.

Kurz vor Ausbruch des Weltkriegs wurde in dem damals noch deutschen Schutzgebiet von Ostafrika die Tanganjikabahn vollendet. Mit diesem ersten größeren Kolonialunternehmen hatte die Deutsche Kolonialverwaltung der Welt bewiesen, daß sie aus den früheren Erfahrungen gelernt hatte und jetzt imstande war, derartige technische Aufgaben, unbeschadet der gebotenen Sorgfalt in Vorarbeiten und Bauausführung, in kürzester Frist sachgemäß und wirtschaftlich durchzuführen. Mit gerechtem Stolz darf der deutsche Eisenbahntechniker auf diese Kolonialglanzleistung zurückblicken, und wenn auch heute Schutzgebiet und Eisenbahn sich nicht mehr in unserer Hand befinden, so erscheint es doch als eine vaterländische Pflicht, im deutschen Volke das Andenken an diese koloniale Schöpfung wachzuhalten.

Mit ihrer Vorgeschichte greift die Bahn zurück in die 90er Jahre des vorigen Jahrhunderts, eine Zeit, als in weiten Kreisen des deutschen Volkes noch wenig koloniales Verständnis und Interesse, noch weniger Bewilligungsfreudigkeit bei seinen berufenen Vertretern im Deutschen Reichstage vorhanden war. Nach dem von Oechelhäuser aufgestellten Entwurf von 1896 sollte die ostafrikanische Zentralbahn mit der schmalen Spurweite von 75 cm hergestellt werden, was glücklicher Weise später zugunsten der 1 m-Spur vermieden wurde. Wiederholt verwarf der Reichstag die Vorlagen der Regierung und erst 1904 wurde eine Konzession für die Eisenbahn von Dar es Salaam nach Morogoro bewilligt; Bau und Betrieb wurden durch Gesetz vom 31. Juli 1904 an die Ostafrikanische Eisenbahngesellschaft übertragen. Aber in jener wenig kolonialfreundlichen Zeit mußte man noch das Mutterland mit einer dreiprozentigen Zinsbürgschaft auf das Anlagekapital der Bahn von 21 Millionen  $\mathcal{M}$  in Anspruch nehmen, um das Unternehmen finanziell in den Sattel zu heben. Die Bedenken des Reichstags aber wurden damit beschwichtigt, daß man versicherte, die Bahn werde nur in den einfachsten Formen als »kurze Stichbahn« gebaut und der Reichstag behalte trotz der Bewilligung der Mittel wegen eines etwaigen Weiterbaues der Bahn vollkommen freie Hand in seinen künftigen Entschlüssen. Kluge Theoretiker hatten damals dem Reichstage vorgeredet, daß in Afrika nur kurze Stichbahnen wirtschaftlich erfolgreich sein könnten, während große Überland- oder Erschließungsbahnen unfehlbar zur Unwirtschaftlichkeit verurteilt seien. Diesen thörichten Glauben an die »kurze Stichbahn« hat später, wie wir sehen werden, das deutsche Mutterland mit über fünf Millionen  $\mathcal{M}$  bezahlen müssen.

Die Ostafrikanische Eisenbahngesellschaft betraute die Bauunternehmung Philipp Holzmann in Frankfurt am Main mit der Bauausführung, und die Bauarbeiten begannen im Februar 1905. Zunächst erwiesen sich die Vorarbeiten in dem unübersichtlichen, zum Teil dicht bewaldeten Gelände als recht schwierig und zeitraubend, die Baufortschritte wurden durch die heftigen, lange anhaltenden Niederschläge stark beeinträchtigt, auch herrschte zeitweilig empfindlicher Arbeitermangel. Der Bahnbau, 209 km, wurde im Oktober 1907 vollendet und der damalige erste deutsche Kolonialstaatssekretär Dernburg befuhr auf seiner ostafrikanischen Studienreise am 9. Oktober 1907 die ganze Linie, um sie feierlich einzuweihen. In Morogoro fand abends ein Festmahl statt, bei dem der Staatssekretär in bedeutungsvoller Aussprache vor geladenen Gästen und Kolonialfreunden sein neues Bahnprogramm für

die deutschen Schutzgebiete in Afrika, besonders auch für den Weiterbau der Bahn nach Tabora darlegte. Während der Festrede Dernburgs brachen zwei Löwen in den Schweinekral des Gastwirts ein, in dessen Festräumen die Feier stattfand. So nahe beieinander lagen damals noch Kultur und Wildnis!

Die Aufstellung des kolonialen Eisenbahnprogramms war eines der wichtigsten Ergebnisse der Studienreise des Kolonialstaatssekretärs, und die Fortführung der Bahn nach Tabora sowie die Übernahme der Mehrheit der Anteilscheine der Ostafrikanischen Eisenbahngesellschaft auf den Landesfiskus von Ostafrika wurden in der großen Kolonialbahnvorlage vom Jahre 1908 als die wesentlichsten Forderungen beantragt. Diese Vorlage wurde von allen bürgerlichen Parteien des Reichstags mit seltener Einmütigkeit angenommen und in dem Anleihegesetz vom 18. Mai 1908 verabschiedet. Trotz des Erwerbs der Anteile auf den Fiskus liefs man die Eisenbahngesellschaft mit ihrer leicht beweglichen kaufmännischen Verwaltung als Privatunternehmen unangetastet bestehen und die Baufirma Holzmann übernahm den Bahnbau bis Tabora in Gesamtunternehmung. Sie führte diesen Bau im innern Afrika, 638 km, mit großer Umsicht und Geschwindigkeit durch, so daß die Gleisspitze bereits am 26. Februar 1912 Tabora erreichte und der Betrieb für den öffentlichen Verkehr bis Tabora, 847 km, am 1. Juli 1912, volle zwei Jahre früher, als der Bauvertrag vorsah, eröffnet werden konnte.

Diese Schnelligkeit der Bauausführung beruhte nicht sowohl auf der Zweckmäßigkeit der allgemeinen Anordnungen, als besonders auf der geschickten Behandlung der Arbeiterfrage seitens der Unternehmung. Die im Lande ansässigen Unjamwesi, ein gesunder, durch Kraft und Körpergröße ausgezeichneter Menschenschlag, stellten ein vortreffliches Arbeitermaterial; ihre Zahl erreichte in den Hauptbaujahren monatlich über 11 000, im August 1911 stieg die Zahl sogar auf 15 680. Schon frühzeitig wurde hier, ein Beweis für den geistigen Bildungsstand der Arbeiter, Stücklohn für die Erdarbeiten, im Steinbruch- und Schotterbetrieb eingeführt und die Eingeborenen erkannten bald, daß sie dabei mehr verdienen konnten, als bei Zeitlohn; für die Unternehmung aber ergab sich der Vorteil, daß gesteigerte, gleichmäßigere Leistungen erzielt und die Überwachung der Arbeiten erleichtert wurde.

Nach Ausführung der Vorarbeiten für den Weiterbau der Bahn zum Tanganjikasee konnte man im Herbst 1911 die neue Bahnvorlage für diese Reststrecke im Reichstag einbringen. Die Mittel wurden durch Gesetz vom 12. Dezember 1911 bewilligt und die Arbeiten bis zum See sofort vergeben. Es war besonders wertvoll, daß auf diese Weise jede Unterbrechung der Bauausführung vermieden und der Baufortschritt beschleunigt werden konnte. Diese Beschleunigung war damals geboten, weil die belgische Kongokolonie ihren Bahnbau vom Kongo in östlicher Richtung, die sog. Lukugabahn, zum See begonnen hatte und mit großer Eile vortrieb, um den See womöglich früher als die deutsche Bahn zu erreichen: wäre ihr dies gelungen, so hätte leicht ein Teil des Handels dem natürlichen Einflußgebiet der deutschen Kolonie entzogen und nach Westen abgeleitet werden können. Bei der Teilstrecke Tabora-Kigoma gelang es, die Linie noch etwas kürzer und günstiger als anfangs vorgesehen, zu führen, die früher geplanten drei Tunnelbauten völlig zu vermeiden und bei der Bauausführung erhebliche Ersparnisse gegen die Veranschlagung zu machen.

Mit der im Juli 1914 vollendeten Tanganjikabahn — vergl. den Übersichtsplan — erhielt das Schutzgebiet eine große Überlandbahn von rund 1250 km Länge, die die Ugandabahn, 940 km, die Sudanbahn Wadihalfa-Khartum, 917 km, in Oberägypten und die Stammbahn Lagos-Kano, 1146 km, der Nigerischen Bahnen an Streckenlänge hinter sich läßt. Ihre Länge entspricht etwa der Entfernung Berlin—Mailand und wird vom durchgehenden Zuge in  $1\frac{1}{2}$  bis zwei Tagen zurückgelegt; früher dauerte die Karawanenreise von der Küste bis zum See sechs Wochen! Durch die Bahn wird der beste Hafen des Schutzgebiets mit der volkreichen Hauptstadt Tabora und dem großen Binnensee verbunden, der mit seiner 1400 km langen Uferlinie ein wertvolles Hinterland für den westlichen Endpunkt der Bahn bildet. Die Linie erreicht bei Dodoma auf 1140 m Meereshöhe den Ostrand des großen afrikanischen Grabens, senkt sich dann auf seine Sohle herab bis auf 830 m Höhe und ersteigt im westlichen Grabenrand hinter der Station Saranda, etwa 140 km von Dodoma entfernt, auf 1326 m Seehöhe den höchsten Punkt der Bahn. Diese Geländeschwierigkeiten werden mit Steigungen nicht stärker als 1:40 und Krümmungen nicht unter 200 m Halbmesser überwunden. Hinter dem ostafrikanischen Graben wird die Linienführung viel schlanker und bis zum Malagarassiflufs kommen stärkere Neigungen als 1:200 und Krümmungen unter 300 m Halbmesser nicht mehr vor. Nur beim westlichen Abstieg zum See, der auf rund 800 m Höhe erreicht wird, kommen wieder Neigungen bis 1:80 zur Anwendung. Im allgemeinen sind die Linienverhältnisse weit günstiger als bei der Ugandabahn, die den großen Graben in einer viel tieferen Einsattlung zwischen wesentlich höheren Grabenrändern überschreitet.

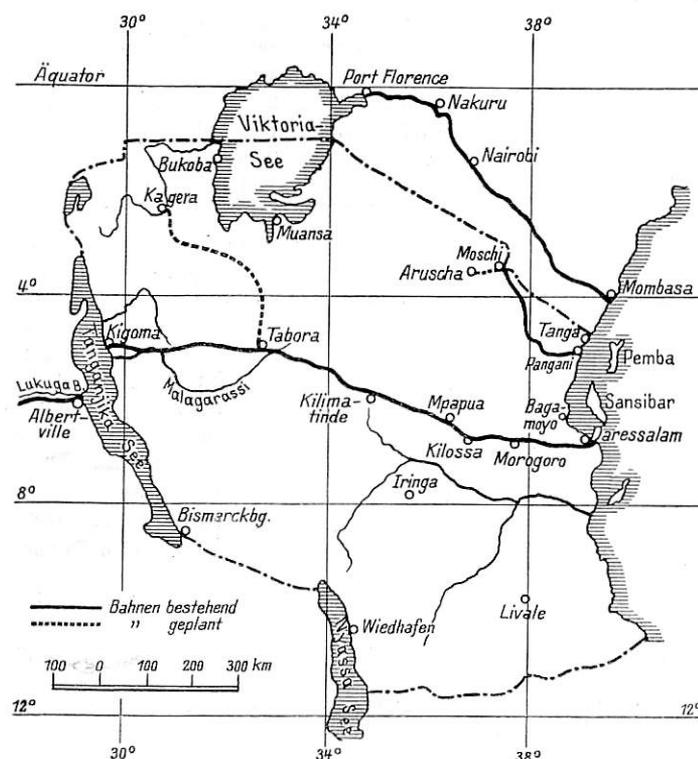
In der Bucht von Kigoma sind die Bahnhofs-, Hafen-, Werkstatt- und Zollanlagen der Endstation sowie eine Schiffshelling errichtet, auf der der erste der vorgesehenen drei Seedampfer, »Goetzen«, zusammengebaut wurde, um noch im Jahre 1915, während des Krieges, zu Wasser gelassen zu werden. Mittels der Seedampfer sollte die Bahn über den See hinweg durch die anschließende belgische Lukugabahn eine westliche Fortsetzung und Verbindung mit dem Eisenbahn- und Wasserstraßennetz der belgischen Kongokolonie erhalten. Für den wirtschaftlichen Einfluß der Tanganjikabahn bestanden also die günstigsten Aussichten; er hätte, wenn wir Frieden behalten hätten, an den Grenzen des Schutzgebiets nicht Halt gemacht und unsere deutsche Kolonialbahn hätte wohl alsbald einen interkolonialen Verkehr ins Leben gerufen.

Die Hauptwerkstätten der Bahn sind in Tabora angelegt, wo der Europäer nachts ohne Moskitonetz schläft; das dortige gesunde malariafreie Klima des Hochlandes von 1200 m Seehöhe ist natürlich auch für die Arbeiten in den Werkstätten viel günstiger, als das Küstengebiet von Daressalam, das durch die Schwüle und Feuchtigkeit der Regenzeit, durch Malaria und Stechmücke in hohem Maße bedroht wird. In Daressalam sind kleinere Werkstätten angelegt.

Die Stammstrecke Daressalam—Morogoro, die ja anfangs als kurze Stichbahn unter anderen Voraussetzungen erbaut war, als den Bedürfnissen einer großen Überlandbahn entsprach, mußte noch von den ihr anhaftenden Mängeln befreit werden; es handelte sich um Beseitigung sehr scharfer Krümmungen von 100 m Halbmesser, verllorener Gefälle, zu starker Steigungen um Ersatz einiger eiserner Überbauten, die zu geringe Lichtweiten hatten, um Herstellung neuer Kreuzungs- und Wasserstationen u. dergl. Alle diese Arbeiten wurden mit einem Kostenaufwand von 5,4 Millionen  $\mathcal{M}$  durchgeführt.

Im ganzen stellten sich die Gesamtkosten der Bahn von 1252 km Länge auf rund 122 136 000  $\mathcal{M}$ , das sind etwa 98 000  $\mathcal{M}$  für das Kilometer, ein verhältnismäßig niedriger Satz, wenn man berücksichtigt, daß der Bau in dem völlig unerschlossenen Innern Afrikas ausgeführt, die Bahn mit einem

schweren, sehr leistungsfähigen Oberbau für 5 t Raddruck ausgestattet wurde und die Baufrachten auf gewaltige Entfernungen durchzuführen waren. Die Bahn ist mit einer Stahlschiene von 27,8 kg/m Gewicht, in Längen von 10 m auf 14 oder 15 flusseisernen Querschwellen, ausgerüstet, wie im Jahrgang 1917 dieser Zeitschrift ausführlich mitgeteilt\*). Die kleineren Brücken und Durchlässe sind vielfach in Eisenbeton mit durchgehendem Schotterbett hergestellt. Der größte Brückenbau ist die Brücke über den Malagarassiflufs, 234 km westlich Tabora; dieser Strom, der größte östliche Zufluß des Tanganjikasees, der zeitweise gewaltiges Hochwasser führt, wird mit einem eisernen Überbau von 50 m Stützweite und elf Flutöffnungen von je 10 m Weite überschritten. Der große Überbau von 50 m wurde auf einem von mehreren Prahmen gestützten Holzgerüst zusammengebaut und bei Hochwasser schwimmend an Ort und Stelle gebracht. — Die Strecke ist mit einer



Übersichtsplan der Tanganjikabahn.

doppeldrahtigen elektromagnetischen Leitung, die Stationen sind mit Fernsprecher und Morseschreiber ausgerüstet. Auf den Hauptwasser- und Lokomotivheimatstationen sind Hochbehälter von 50 m<sup>3</sup> Inhalt aufgestellt.

Die Bahn war während des Weltkriegs für die Landesverteidigung von größtem Wert, ja sie bildete lange Zeit geradezu ihr Rückgrat. Auch die Werkstätten traten in ihren Dienst, indem sie Waffen, Schießbedarf, Münzen herstellten und technische Arbeit verrichteten. So wirkte auch die Tanganjikabahn erfolgreich mit an der ruhmvollen Verteidigung des Schutzgebiets!

Englische Fachleute haben gelegentlich ein sehr günstiges Urteil über Ausführung und Beschaffenheit der Bahn\*\*) abgegeben, so daß die Bahn darnach wohl als die bestgebaute Tropenbahn in Afrika gelten darf.

Aber es bleibt für jeden deutschen Kolonialfreund ein betrübender Gedanke, daß wir hier anderen überlassen mußten zu ernten, was wir selbst in schwerster Arbeit gesät hatten!

\*) Vergl. Organ 1917, Seite 241 und Tafel 29, Abb. 1—15.

\*\*) Vergl. Archiv für Eisenbahnwesen 1923, Seite 173.

## Unkrautvertilgung auf Eisenbahnstrecken.

Von Reichsbahnoberrat Wöhrl, Nürnberg.

Die im Organ 1926, Heft 18 von mir veröffentlichten vergleichenden Kosten der einzelnen Unkrautvertilgungsverfahren bedürfen nachfolgender Ergänzungen oder Berichtigungen, damit gleiche Vergleichsgrundlagen gewahrt bleiben.

1. Der Preis für Schwefelkiesabbrand ist inzwischen von 3,50  $\mathcal{M}/t$  auf 7,00  $\mathcal{M}/t$  gestiegen. Da nach den bisherigen Beobachtungen an vier Jahre alten Schwefelkiesabdeckungen noch keine Spur einer Unkrautneubildung wahrzunehmen ist, darf mit einer Wirkungsdauer von sieben und mehr Jahren gerechnet werden und es ist daher der Kostenbetrag zu berücksichtigen, der auf vier bis sieben Jahre im voraus angesetzt werden muß (Zinsfuß 6%).

Bedeutet S die Kosten auf ein Jahr, so sind zu verzinsen:

bei vier Jahren Wirkungsdauer  
 im ersten Jahr 3 S  
 im zweiten Jahr 2 S  
 im dritten Jahr 1 S  
 im vierten Jahr 0 S

$$\text{zusammen: } 6 \text{ S} \times \frac{6}{100} = 0,36 \text{ S}$$

$$\text{und auf ein Jahr } \frac{0,36}{3} = 0,12 \text{ S}$$

bei sieben Jahren  
 im ersten Jahr 6 S  
 im zweiten Jahr 5 S  
 im dritten Jahr 4 S  
 im vierten Jahr 3 S  
 im fünften Jahr 2 S  
 im sechsten Jahr 1 S  
 im siebten Jahr 0 S

$$\text{zusammen: } 21 \text{ S} \times \frac{6}{100} = 1,26 \text{ S}$$

$$\text{und auf ein Jahr } \frac{1,26}{6} = 0,21 \text{ S}$$

S wird unter Berücksichtigung der obigen Preiserhöhung

bei vier Jahren Wirkungsdauer  
 0,06  $\mathcal{M}/m$  und Jahr  
 hierzu Zins  $0,12 \times 0,06 = 0,0072 \mathcal{M}/m$  und Jahr  
 zusammen:  $0,0672 \mathcal{M}/m$  und Jahr  
 oder 6,72 Pfg./m und Jahr

bei sieben Jahren  
 0,034  $\mathcal{M}/m$  und Jahr  
 hierzu Zins  $0,21 \times 0,034 = 0,0072 \mathcal{M}/m$  und Jahr  
 zusammen:  $0,0412 \mathcal{M}/m$  und Jahr  
 oder 4,12 Pfg./m und Jahr

2. Der Preis für Unkraut-Ex hat sich inzwischen von 9,50  $\mathcal{M}/t$  auf 7,50  $\mathcal{M}/t$  ermäßigt. Dadurch vermindern sich die Kosten auf den lfd./m Gleis und Jahr

bei zweimaliger Sprengung auf 9,2 bzw. 10,2 Pfg.  
 bei einmaliger Sprengung auf 4,6 bzw. 5,6 Pfg.

3. Bei der Berechnung der Kosten der Verwendung der »Scheuchzer«-Jätmaschine erscheint es ungerechtfertigt, 25% Verwaltungskosten anzulasten, da solche auch bei übrigen Verfahren nicht angerechnet wurden.

Werden diese außer Rechnung gelassen, so mindern sich die Kosten (zweimal im Jahr) von 34 auf 27 Pfg./m Gleis und Jahr.

Die Reihenfolge der einzelnen Unkrautvertilgungsverfahren, wie sie im Organ 1926, Heft 18, nach der Wirtschaftlichkeit vortragen sind, ändert sich hierdurch nicht. Die Kosten ändern sich aber wie aus der Zusammenstellung auf Seite 225 zu ersehen ist. (Die früheren Preise sind in Klammern beigelegt.)

Wie schon am Schluss meines Aufsatzes im Heft 1926/18 ausgeführt, wird in der Praxis im einzelnen Falle je nach der Art und dem Umfang der Verkräutung zu untersuchen sein, welches Verfahren als zweckmäßigstes und billigstes zu wählen ist. Die »Scheuchzer« Jätmaschine wird, obwohl sie teurer arbeitet, nicht grundsätzlich abzulehnen sein, weil sie auf stark vernachlässigten Strecken, in denen das Unkraut eine dichte verfilzte Decke bildet, das einzige Mittel bietet, um wenigstens wieder rasch einen durchschnittlichen Unterhaltungszustand

bei fünf Jahren  
 im ersten Jahr 4 S  
 im zweiten Jahr 3 S  
 im dritten Jahr 2 S  
 im vierten Jahr 1 S  
 im fünften Jahr 0 S

$$\text{zusammen: } 10 \text{ S} \times \frac{6}{100} = 0,6 \text{ S}$$

$$\text{und auf ein Jahr } \frac{0,6}{4} = 0,15 \text{ S}$$

bei fünf Jahren  
 0,048  $\mathcal{M}/m$  und Jahr  
 hierzu Zins  $0,15 \times 0,048 = 0,0072 \mathcal{M}/m$  und Jahr  
 zusammen:  $0,0552 \mathcal{M}/m$  und Jahr  
 oder 5,52 Pfg./m und Jahr

herzustellen. Dabei darf aber nicht übersehen werden, daß die Fußbänke noch gesondert gereinigt werden müssen, da die »Scheuchzer« Maschine diese unberührt läßt.

Es erscheint nützlich, an dieser Stelle noch Einiges anzufügen über die Grundlagen, auf denen meine vergleichenden Kostenberechnungen aufgebaut wurden, um dem Einwurf zu begegnen, als seien die Voraussetzungen ungleich.

Jeder, der im praktischen Bahnunterhaltungsdienste steht, weiß, daß die Unkrautplage auf Hauptbahnen mit Schotterbett üblicher Abmessungen zu 90% auf die Fußbänke beschränkt ist, und daß eine erhebliche Verkräutung der Schotterbettung (im Gegensatz zu der früheren Sandbettung) als Ausnahme zu

## Kosten der Unkrautvertilgung für den lfd. m Gleis und Jahr.

1. Schwefelkiesabbrand (Arbeit nur alle vier bis sieben und mehr Jahre nötig) . . . . .	4,12 Pfg. (sieben Jahre)	bzw. 5,52 (3,4) Pfg. (fünf Jahre)	bzw. 6,72 (4,5) Pfg. (vier Jahre)
2. Natrium Chlorat (zweimal im Jahr) . . . . .	5,6 bis 6,6 Pfg.		
3. Unkraut-Ex (zweimal im Jahr) . . . . .	9,2 (11) bis 10,2 (12) Pfg.		
(einmal im Jahr) . . . . .	4,6 (5,5) bis 5,6 (6,5) Pfg.		
4. Handarbeit (im Jahr) . . . . .	10 bis 15 Pfg.		
5. Maschine »Harder« (zweimal im Jahr) . . . . .	16 Pfg.		
6. Maschine »Scheuchzer« (zweimal im Jahr) . . . . .	27 (34) Pfg.		

betrachten ist. Mit der Entkrautung dieser Fußbänke kann auch nicht zugewartet werden, bis einmal die ganze Bettung einer Reinigung bedarf, sie muß heute Jahr für Jahr einmal und häufig zweimal vorgenommen werden.

Ebenso bekannt ist auch, daß die Verhältnisse auf Nebenbahnen viel ungünstiger liegen, da dort die Gleise meist in verschmutzter Sandbettung lagern und dort für die Entkrautung von jeher fast nichts aufgewendet wurde — höchstens daß man durch Mähen das hohe, die Zugkraft der Lokomotiven vermindernde Gras beseitigte.

Für solche Nebenbahnen ist meine vergleichende Kostenberechnung nicht aufgestellt. Es müßte in diesem Falle, wenn eine gleiche Vergleichsgrundlage geschaffen werden wollte, eine Belegung der ganzen Bettungsbreite auf rund 4,50 m Breite und zwar unter der Bettung angenommen werden, was allerdings nur bei einem Bettungsneubau ausführbar wäre.

An eine solche Ausführung der Entkrautung wird aber kein Gleiswirt ernstlich herangehen, da sie infolge der hohen Kosten völlig unwirtschaftlich wäre und nach 5 bis 7 Jahren, wenn der Schwefelkies ausgelaugt ist, doch mit anderen billigeren Mitteln das wieder wuchernde Unkraut entfernt werden müßte, da nach so kurzer Zeit keine abermalige Bettungserneuerung in Frage kommt. Für solche Fälle — also völlig verkräutete Nebenbahnen — erscheint eine Radikalkur mit einer Jäte-Maschine und eine spätere Nachbehandlung mit Giftlösungen am Platze.

Für Hauptbahnen wäre eine Belegung der gesamten Krone mit Schwefelkies eine unnütze Verschwendung und kann nicht in Frage kommen.

Auf Hauptbahnen mit Schotterbett üblicher Abmessung bleibt die Unkrautvertilgung zum weitaus größten Teil auf die Fußbänke beschränkt und da die Nebenbahnen gegenüber diesen Hauptbahnen sowohl nach der Länge wie nach dem Bedarf der Entkrautung ganz wesentlich zurücktreten, so erscheint es wohl gerechtfertigt, für eine grundsätzliche Untersuchung der Wirtschaftlichkeit der einzelnen Verfahren in erster Linie die Verhältnisse der Hauptbahnen zugrunde zu legen, wie ich dies getan habe. Dafür sind dann — soweit dies überhaupt möglich ist — gleiche Voraussetzungen insofern zugrunde zu legen, als für Schwefelkies und Giftlösungen nur die Entkrautung der Fußbänke angerechnet wird, für die Entkrautungsmaschinen aber eben die Kosten eingesetzt werden, die für alle Fälle entstehen, wenn sie schon einmal angesetzt werden.

Dabei muß aber ausdrücklich auf den Mangel der »Scheuchzer'schen« Jätmaschine hingewiesen werden, der darin besteht, daß sie im Gegensatz zu der »Harder'schen« Maschine die Fußbänke nicht zu entkrauten vermag.

Die »Scheuchzer« Maschine vermag deshalb auf normal beschotterten Hauptbahnen ihre Vorzüge nicht voll zur Geltung zu bringen, auf Nebenbahnen müssen die beiderseitigen Fußbänke noch besonders mit Giftmitteln entkrautet werden, was unter 70—110 M/km nicht möglich ist. Ferner ist zu berücksichtigen, daß das Unkraut bei Verwendung von Jätmaschinen im gleichen Jahre wieder nachwächst — also eine jährlich zweimalige Behandlung mit der Maschine kaum zu umgehen sein wird. Die Giftmittel wirken insofern besser und

nachhaltiger, als die fortschreitende Durchsäuerung des Untergrundes mehr und mehr dem Unkraut Abbruch tun wird und die Arbeitskosten im Laufe der Jahre sich verringern werden.

Um noch auf Einzelheiten einzugehen, so weise ich darauf hin, daß in meiner Wirtschaftlichkeitsberechnung für Schwefelkies eine Belegung der Fußbänke auf je 40 cm Breite, für die Giftlösungen eine Besprengung auf etwa je 1,00 m bis 1,20 m Breite zugrunde gelegt wurde (2,4 cbm/km). Nach den sehr beachtenswerten Ausführungen im Bahnbau 1926/39 müssen auf die ganze Breite des Bahnkörpers (4,50 m) bei starker Verkrautung bis 9 cbm/km gesprengt werden.

Ich sprengte die Fußbänke ebenfalls mit mindestens 9 m<sup>3</sup>/km. Es ist praktisch unmöglich, für die Besprengung mit Giftlösungen rein rechnerisch nur 0,40 m Breite wie bei Belegung mit Schwefelkies einzusetzen, denn man kann sich dabei nicht auf einen schmalen Streifen von 40 cm beschränken, sondern man wird aus rein praktischen Gründen eine größere Breite besprengen und vor allem auch den Fuß der Schotterbettung, unter dem das Unkraut fortwuchert, gut zu durchfeuchten suchen. Darnach sind auch die Sprengrohre eingerichtet. Die Mehrkosten der Sprenglösungen sind ohne Bedeutung, die Arbeitskosten bleiben die gleichen.

Man wird daher diese Voraussetzungen für beide Verfahren unter der Berücksichtigung der tatsächlichen Verhältnisse als gleich anerkennen müssen.

Das Gleiche gilt für Unkraut-Ex.

Erwähnt muß noch werden, daß auch die Handarbeit an gewöhnlichen Hauptbahnen sich zum weitaus größten Teil auf die Fußbänke beschränkt und daß die angegebenen Kosten daher ebenfalls die gleiche Voraussetzung aufweisen. Die Fußbänke wurden früher zweimal im Jahre gereinigt, einmal vor Samenausfall im Frühjahr und einmal im Herbst. Wie notwendig das ist, geht aus der Überlegung hervor, daß die Verunkrautung des ganzen Bahnkörpers zum größten Teil von den Fußbänken ausgeht und daß, wenn nicht der Samenausfall jedes Jahr rechtzeitig verhindert wird, eine immer stärkere Verunkrautung des Gleises unausbleiblich ist. Wenn es gelingt, des Unkrautes auf den Fußbänken Herr zu werden, dann ist die Hauptarbeit geschehen, Unkraut im Gleis und zwischen den Gleisen wird dann leicht und ohne große Kosten bewältigt werden können.

Unter Berücksichtigung dieser tatsächlichen Verhältnisse auf den gewöhnlichen Hauptbahnen und mit Rücksicht darauf, daß die »Scheuchzer« Maschine die Fußbänke nicht vom Unkraut säubert, können meine Berechnungen und die daraus gezogenen Schlußfolgerungen als auf gleicher Voraussetzung — soweit dies überhaupt möglich ist — beruhend kaum angezweifelt werden.

Schwefelkiesabbrände werden bis auf weiteres auf Hauptbahnen mit dem gewöhnlichen Schotterbett stets das billigste Unkrautvertilgungsmittel, bei gleichen Kosten mindestens das bequemste Mittel darstellen, da 5 bis 7 Jahre keine Arbeit zu leisten ist und die heute so kostbaren Arbeitskräfte für die übrigen wichtigeren Bahnunterhaltungsarbeiten gewonnen werden. Der geringe Graswuchs zwischen den Schienen oder den Gleisen wird mit einem geringen Aufwand von Giftmitteln und Kosten nebenbei beseitigt werden können.

Auf stark verkrauteten Nebenbahnen werden, wie schon oben erwähnt, Jätemaschinen mit größerem Erfolg arbeiten können, bei Verwendung der »Scheuchzer« Maschine ist die Entkrautung der Fußbänke mit Giftmitteln aber nicht zu gehen.

Ein mathematisch scharfer Vergleich ist bei der Verschieden-

artigkeit der Verhältnisse nicht möglich. Es soll durch solche, sine ira et studio aufgestellten Wirtschaftsberechnungen auch nur ein allgemeiner Anhaltspunkt gegeben werden für unsere Gleiswirte, damit sie in der Lage sind, zu beurteilen, welche Unkrautvertilgungsmittel in den einzelnen Fällen am zweckmäßigsten und zugleich am billigsten sind.

## Aus amtlichen Erlassen der Vereinsverwaltungen.

### Verstärkung der Federn bei Lokomotiven der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft.

Einer Verfügung der Hauptverwaltung der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft vom Oktober 1926 entnehmen wir folgendes:

Die versuchsweise Ausrüstung einiger neuerer Lokomotiven mit Tragfedern von 16 mm Blattstärke hat einwandfreies Laufen der betreffenden Lokomotiven ergeben. Übermäßiges Durchbiegen dieser Federn ist nicht beobachtet worden. Die früher bei Verwendung der üblichen Tragfedern mit 13 mm Blattstärke, besonders bei der Durchfahrt von Gleiskrümmungen und beim Befahren von schlechten Gleisstellen auftretenden störenden Bewegungen der Lokomotive haben sich nach dem Einbau der verstärkten Tragfedern merklich verringert; irgendwelche nachteiligen Einflüsse hat die verstärkte Abfederung nicht gezeigt. In Anbetracht der guten Erfahrungen mit dieser Art von Trag-

federn wurde vom Betriebe eine allgemeine Auswechslung der vorhandenen schwächeren Federn dringend gewünscht.

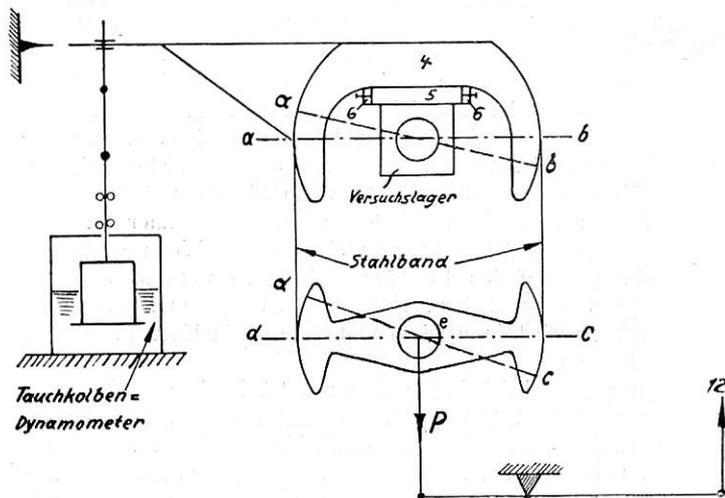
Um auch die Möglichkeit der Auswechslung von Tragfedern einzelner Achsen zu klären, sind an einer Reihe von Lokomotiven verstärkte Tragfedern nur an einzelnen Achsen und in den verschiedenen Ausgleichsystemen versuchsweise eingebaut worden. Auch hierbei haben sich Anstände nicht ergeben, bei Ersatz brauchen daher nur die Federn einer Achse ausgewechselt zu werden. Um schließlich die Lagerhaltung von Federstahl für Lokomotiven zu beschränken, werden bei Ersatz auch die Rückstellfedern der Drehgestelle für vorhandene Lokomotiven und die Stoffs Federn der Tender aus Federstahl von 16 mm Blattstärke hergestellt, da auch diese Federn sich vielfach als zu schwach erwiesen haben. Bt tgr.

## Berichte.

### Werkstätten, Stoffwesen.

#### Die neuesten Prüfstände in der Versuchsabteilung Göttingen.

In Versuchsamt Göttingen der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft wurden zur Untersuchung der Reibung von Lagern zwei Prüfstände hergestellt und in Betrieb genommen. Die Prüfstände sollen die zahlenmäßige Ermittlung der Reibungswerte für alle Schmierstoffe, Lagermetalle, Zapfenmaterialien und Lagerkonstruktionen in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit und der Lagerbelastung ermöglichen.



Reibungswage mit Belastungsvorrichtung und Dynamometer.

Die erste der beiden Einrichtungen dient zur Untersuchung der Reibungswerte bei reiner Umlaufbewegung. Zu diesem Zweck wird das zu untersuchende Lager auf eine Welle gebracht, die von einem eigens zu diesem Zweck gebauten Getriebe, System Stöckem an n, angetrieben wird. Dieses neuartige Getriebe gestattet eine leichte, feinstufige Drehzahlregelung von 0 bis 600 Umdrehungen/Min.

Das Lager wird durch eine Prefschleife belastet, die durch ein Hebelwerk auf das Parallelgramm  $abcd$  wirkt, das die eigentliche Reibungswage darstellt (siehe Abb.). Beim Drehen der Welle wird durch die Lagerreibung der Wagebalken  $a-b$  mitgenommen, so daß das Parallelgramm in die Lage  $a'b'c'd'$  einspielt. Zur Vermeidung

zusätzlichen Drehmoments muß der Mittelpunkt des Lagers genau mit dem Halbierungspunkt von  $a-b$  zusammentreffen. Dies wird durch das Keilstück 5 und die Keilschrauben 6 erreicht. Das Drehmoment der Reibungswage wirkt auf ein Tauchkolbendynamometer, dessen Ausschläge durch eine Seidenschnur zur Schreibvorrichtung geleitet und dort selbstständig aufgezeichnet werden. Gleichzeitig wird die jeweilige Geschwindigkeit verzeichnet.

Die bisherigen Versuche ergaben bemerkenswerte Aufschlüsse über die Höhe der Reibung beim Anfahren eines Gleitlagers. Wenn das Lager lange Zeit gestanden hat, erreicht der Reibungswert bei der vorliegenden Lagerkonstruktion und dem bisher benutzten Schmierstoff die dreißig- bis fünfzigfache Größe des Reibungswertes im Betriebszustand. Der Anfahrwert sinkt aber beträchtlich, teilweise bis auf das fünffache herunter, wenn nur ein kurzer Stillstand eintritt. Die weiteren Studien auf dem Prüfstand sollen darüber Klarheit bringen, durch welche Mittel konstruktiver und stofflicher Art man die Reibungswerte in günstigsten Sinne beeinflussen kann.

Der zweite Prüfstand war notwendig zum Studium der Teile, die einer pendelnden Gleitbewegung unterworfen sind. Er fand Verwendung zur Untersuchung der Gelenke des Gewerkes der Lokomotiven, die bis heute trotz Verwendung der verschiedensten Bronzen und Buchsenmaterialien noch einem ziemlich erheblichen Verschleiß unterworfen sind.

Die Buchsen aus dem zu untersuchenden Material werden in Hebel eines Parallelgrammes eingebaut, die durch geschliffene Bolzen gelenkig verbunden sind. Die eine Seite dieses Parallelgramms ist in ihrer Mitte fest auf eine Achse aufgekeilt, die gegenüberliegende mit einem Schlitten, der sich auf einer Gleitbahn bewegt, gelenkig verbunden. Durch Gewichte kann auf diesen Schlitten ein Zug ausgeübt und damit jedes Gelenk des Parallelgramms belastet werden, so daß Flächen drücke von 30 bis 60  $\text{kg/cm}^2$  erreicht werden. In einem Eckpunkt des Parallelgramms greift ein von einer Kurbelwelle bewegter Hebel an und versetzt das Parallelgramm in pendelnde Bewegung (die Schwingungszahl kann zwischen vier und acht in der Sekunde verändert werden).

Die Versuche haben bis jetzt ergeben, daß Flächenbelastungen von 50  $\text{kg/cm}^2$ , wie sie bei der Lokomotivsteuerung üblich sind, als reichlich hoch angesehen werden müssen und daß Bronzen mit stärkerem Zinkgehalt nach kurzer Zeit fressen. Beim Prüfstand liegen die Beanspruchungen insofern etwas ungünstiger wie bei einer Steuerung, als nicht wie bei dieser durch den Druckwechsel

eine Entlastung des Gelenkes eintritt. Die größere Beanspruchung der Bolzen und Buchsen im Prüfstand wird zu einem schnelleren Verschleiß führen, so daß man annehmen kann, daß ein Material, Schmiermittel oder eine Gelenkkonstruktion, die in dem Prüfstand ein Mindestmaß von Abnutzung zeigten, sich auch im praktischen Betrieb erst recht bewähren werden. *Verkehrstechnik* 1926, 53. Heft. Pp.

### Reibungswert zwischen Rad und Bremsklotz.

In Glasers Annalen Band 99, Heft 11 teilt Regierungsbaurat Metzko die Ergebnisse seiner wertvollen Versuche zur Ermittlung des Reibungswertes zwischen Rad und Bremsklotz mit.

Die große Anzahl der von ihm durchgeführten Versuche — über 1500 — und die verhältnismäßig gute Übereinstimmung der Durchschnittswerte ermöglichte vor allem, auf Gesetzmäßigkeiten zu schließen. Die mitgeteilten Prüfstandswerte werden allerdings, wie vom Verfasser angegeben, von den praktisch in Betracht kommenden wohl etwas abweichen, weil durch die im Betrieb ständig erfolgenden Erschütterungen die Reibung sich etwas mindern wird.

Die Versuchsergebnisse stellen einen wesentlichen Beitrag dar zur Kenntnis des Einflusses der Geschwindigkeit, des Bremsklotzdruckes, der Bremsklotzhärte, der Temperatur und des Feuchtigkeitszustandes auf die Größe des Reibungswertes. Zur Ermittlung der Reibungswerte dient eine in oben angeführtem Schriftsatz näher beschriebene Versuchseinrichtung. Die Versuche wurden als Auslauf- und Durchzugversuche mit einer Dauer von 10 Sekunden bis 2 Minuten durchgeführt.

Die durch die Versuchseinrichtung gezeichneten Schaubilder zeigen zunächst die Abhängigkeit des Reibungswertes von der Geschwindigkeit. Aus ihnen geht hervor, daß in der Nähe des Stillstandes der Reibungswert sehr groß ist, während er bei hartem Klotzmaterial mit zunehmender Geschwindigkeit dauernd abnimmt. Bei weichen Bremsklötzen erfolgt dieses Abnehmen bis zu einer Mindestgröße, von der ab wieder ein leichtes Steigen festzustellen ist. Diese Geschwindigkeit schwankt zwischen 100 und 140 km/h, so daß diese Erscheinung bei einer Steigerung der Fahrtgeschwindigkeit beachtenswert erscheint.

Um also bei hohen Geschwindigkeiten kleine Bremswege zu erzielen sind große spezifische Bremsklotzdrücke nötig. Zur Erreichung derselben hat die Deutsche Reichsbahn die Verwendung des Bremsdruckreglers eingeführt. Allerdings ist die Anwendung übermäßig großer Bremsklotzdrücke insofern wieder unzweckmäßig, als mit steigendem Bremsklotzdruck der Reibungswert abnimmt. Dieses Ergebnis deckt sich mit der Erfahrung, daß der Bremsweg kleiner ist, wenn der erforderliche Druck mit möglichst vielen Bremsklötzen erreicht, als wenn er nur von wenigen bewirkt wird. Es erscheint darum die doppelseitige Radabbremsung für geboten. Aus diesem Grund wird es auch zu empfehlen sein, die Reibungsfläche des einzelnen Bremsklotzes möglichst groß zu machen, womit gleichzeitig ein geringerer Materialverschleiß erreicht wird.

Merkwürdig erscheint ferner das Ergebnis, daß innerhalb des Hauptnutzbereiches der Reibungswert härterer Bremsklötze über dem weicheren liegt. Darum wird es wohl auch keinesfalls zweckmäßig sein für Bremsklötze weiches Gufiseisenmaterial als mit 195 bis 200 Härtegraden zu verwenden. Bei einer Geschwindigkeit von über 120 km/h nähert sich allerdings der Reibungswert des weichen Bremsklotzes wieder dem des härteren und überschreitet ihn sogar zum Teil.

Im folgenden sei eine kurze Zusammenstellung der mittleren Reibungswerte für verschiedene Geschwindigkeiten und verschiedene spezifische Bremsklotzdrücke gebracht:

kg/cm <sup>2</sup>	km/h									
	0	10	25	40	60	80	100	125	150	
2	—	0,488	0,328	0,270	0,220	0,199	0,190	—	—	
4	0,625	0,431	0,270	0,225	0,192	0,180	0,170	0,167	0,167	
6	0,570	0,408	0,248	0,212	0,185	0,171	0,158	0,146	0,144	
9	0,520	0,388	0,229	0,203	0,178	0,162	0,149	0,139	0,135	
12	0,478	0,369	0,212	0,193	0,172	0,156	0,143	0,134	0,131	

Aus den schon eingangs erwähnten Gründen empfiehlt es sich für praktische Berechnungen die obigen Versuchswerte um 12 bis 15% zu vermindern.

Mit der bisherigen Annahme im Widerspruch steht die Erscheinung, daß der Reibungswert mit steigender Temperatur nicht fällt, sondern eher etwas steigt, was vielleicht auf das innigere Aneinanderschmiegen der erwärmten Reibflächen zurückgeführt werden kann. Diese Zunahme des Reibungswertes führte sogar bei verschiedenen Versuchen zum plötzlichen Stillstand der Räder, trotzdem Bremskraft, Geschwindigkeit und Schienenzustand mit steigender Temperatur eingehalten wurden. Die Erfahrung, daß beim Befahren langer Gefällstrecken eine Minderung der Reibung eintritt hat also ihre Ursache nicht in der Abnahme des Reibungswertes durch Erhitzung, sondern ist jedenfalls in einem Nachlassen der Bremskraft begründet. Die Versuche zur Ermittlung des Einflusses des Feuchtigkeitszustandes ergaben im allgemeinen bei nassen Bremsklötzen einen kleineren Reibungswert, z. B. für  $V = 25$  km/h und  $6$  kg/cm<sup>2</sup> spezifische Anpressung von 18,7%. Jedoch fiel dabei die eigenartige Erscheinung auf, daß bei hohen Geschwindigkeiten der Reibungswert bei nassen Klötzen größer war als bei trockenen. Es wird mit Aufgabe der weiterzuführenden Versuche, an die sich Prüfstandsmessungen anschließen werden, sein, hierin Klärung zu schaffen. Pp.

### Lehre zum Nachmessen von Radspurkränzen.

In den Eisenbahnausbesserungswerkstätten sind seit Jahren die verschiedensten Meßwerkzeuge in Gebrauch, die dem Zweck dienen eine übermäßig große Materialwegnahme beim Abdrehen



Abb. 1.

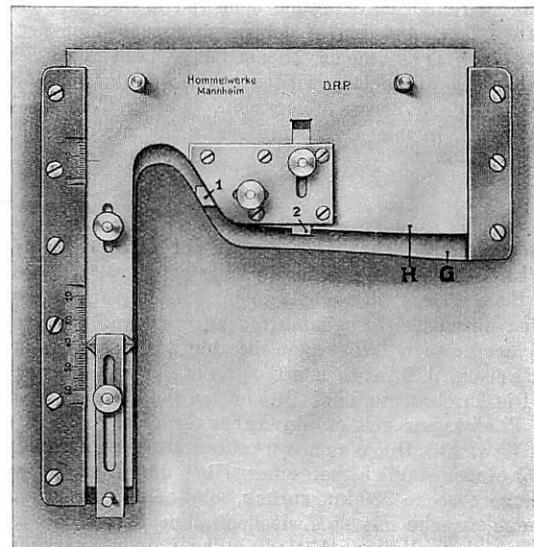


Abb. 2.

der Radreifen sowie die nach dem Abdrehen noch verbleibenden Radreifenstärke vorzubestimmen oder eine nachträgliche, zusätzliche Dreiarbeit zu vermeiden.

Im Eisenbahnausbesserungswerk Magdeburg-Buckau ist beispielsweise im Jahre 1923 eine Lehre ausgebildet worden, die durch

punktweise Aufnahme ein Bild von der Abnutzung der Lauffläche gibt. Ein anderes Verfahren beruht auf der Aufzeichnung des abgenutzten Profils und dem Vergleich desselben mit dem Normalprofil. Das Eisenbahnausbesserungswerk Nürnberg verwendet seit Jahren neben Schablonen und einfachen Reifenstärkemessvorrichtungen eine Lehre nach Bauart Gollwitzer.

Allen diesen Meßvorrichtungen haftet teils mehr, teils weniger eine gewisse Umständlichkeit oder Schwierigkeit in der Handhabung an.

Aus diesem Grund ist im Eisenbahnausbesserungswerk Nürnberg seit geraumer Zeit die in Abb. 1 dargestellte Lehre in Verwendung.

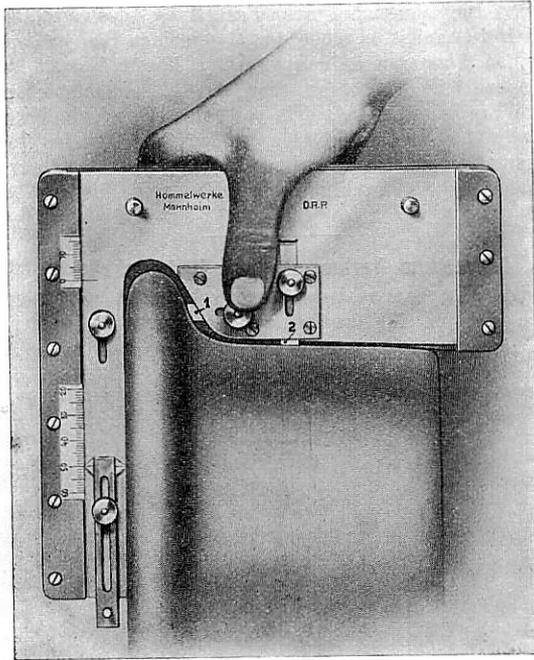


Abb. 3.

Sie beruht auf der Erfahrungstatsache, daß die größte Abnutzung des Radreifens in der Regel am Spurkranz erfolgt. Die Lehre wird auf den Radreifen aufgesetzt (Abb. 1). Diesen berührt sie dann mit dem kleinen Sitzklötzchen in der Ebene des Laufkreises. Der am Ende mit einer Kugel versehene Fühlhebel wird hierauf durch Verschieben der geränderten Schraube dem Spurkranz genähert. Er ist so gelagert, daß er auf ihm in der gewöhnlichen Zone der größten Abnutzung eine Kurve von ca. 10 mm Länge bestreichen kann. Die Verschiebung des Fühlhebels wird durch ein Hebelwerk im Innern der Lehre auf einen Zeiger übertragen. Da die Teilung, über der der Zeiger spielt, in mm Abnutzung senkrecht zur Radachse geeicht

ist, so kann an ihr sofort abgelesen werden, wieviel Material zur Erreichung des Normalprofils abgedreht werden muß.

Vor einiger Zeit haben die Hommelwerke eine Lehre nach Abb. 2 und 3 auf den Markt gebracht, die mit verhältnismäßig raschen und einfachen Handgriffen die Abnutzung des Radreifens und die Spantiefe feststellt, die zur Erreichung des vorgeschriebenen Profils notwendig ist.

Die Lehre wird derart auf das Rad aufgesetzt, daß sie einerseits mit dem geradlinigen Schenkel an der Innenseite des Radreifens, andererseits mit der Grundplatte G an der Lauffläche anliegt. Hierauf sind die beiden Tastorgane 1 und 2 soweit zu verschieben, daß sie am ausgelaufenen Spurkranz bzw. an der Lauffläche anstehen. In dieser Stellung werden sie durch Schrauben festgehalten. Die Lage der beiden Tastorgane ist so gewählt, daß sie den in der Regel am meisten abgenutzten Stellen des Radreifens entspricht. Durch Einstellen des auf dem geradlinigen Schenkel befindlichen Zeigers auf die Bohrung des Radreifens läßt sich an der Maßteilung die Stärke des Radreifens bezogen auf den Berührungspunkt ablesen. Dabei muß aber berücksichtigt werden, daß durch das Einwalzen oder Einhämmern des Sprengringes an der Meßstelle am Radreifen eine Formänderung von 1,5 bis 2,0 mm entsteht.

Zur Bestimmung der zur Erreichung des vorgeschriebenen Normalprofils notwendigen Spantiefe und der nach dem Abdrehen verbleibenden Radreifenstärke wird die Hauptplatte H soweit auf der Grundplatte G in deren seitliche Führungen sie gleitet, nach oben verschoben, bis das am weitesten hervorstehende Tastorgan 1 oder 2 mit dem Profil der Grundplatte abschneidet. An dem auf der Grundplatte angebrachten Maßstab kann dann die nach dem Drehen verbleibende Radreifenstärke und an der Teilung die notwendige Spantiefe abgelesen werden. Pp.

#### Besonders niedrig gebaute Wagenschiebebühne.

In der Zeitschrift „Engineering“ (4. Februar 1927) wird eine halbversenkte Schiebebühne für Drehgestellwagen von 21 m Nutzlänge und nur 100 mm Auflauhöhe beschrieben. Zur Vermeidung zu starken Schiefstellens der Drehgestelle beim Auf- und Abziehen ist die Hälfte der Auflauftrappe in die Bühne selbst verlegt. Die Neigung der beweglichen Auflaufzungen setzt sich also noch in die Laufschiene hinein fort. Dadurch wird eine größere Länge der Auflauftrappe und eine geringere Neigung und Schiefstellung der Drehgestelle bewirkt. Die Schiebebühne läuft auf acht Gleissträngen, was weniger nachahmungswert ist. Die jetzt in Deutschland üblichen, auf nur zwei Schienen laufenden Portalschiebebühnen gleicher Länge und Auflauhöhe werden zwar im Beschaffungspreis höher liegen — dem Mehrpreis für diese Schiebebühnen steht übrigens eine Einsparung an Kosten für die Laufbahn gegenüber — doch wird dies durch die Vorteile, die die Verwendung von nur zwei Schienen gegenüber der achtfachen Unterstützung hinsichtlich anstandsloser Betriebe und der Unterhaltungskosten bildet, reichlich aufgeboten. Bttgr.

## Lokomotiven und Wagen.

### 500 PS-benzol-elektrischer Triebwagen der Lehigh Valley Bahn.

Die Lehigh Valley Bahn ist, wie eine große Anzahl amerikanischer Eisenbahnen, daran gegangen, den Zugverkehr auf einigen ihrer Linien durch Triebwagenfahrten zu ersetzen. Neuerdings hat die Bahn hierfür vier Triebwagen beschafft, die eine Leistung von 500 PS aufweisen, d. h. etwa das Doppelte der meisten bisherigen Wagen. Die Triebwagen sind 21,5 m lang und wiegen rund 59 t; zu jedem Triebwagen gehört ein Anhängewagen von 17,5 m Länge und 26,6 t Gewicht. Die Wagen verkehren auf verschiedenen Linien; zwei davon legen täglich bei einer Hin- und Herfahrt über eine 190 km lange Strecke 380 km zurück, die beiden andern über eine 128 km lange Strecke mit 26 Zwischenhalten täglich 256 km. Eine geringere Maschinenleistung hätte für den Personenverkehr an sich genügt. Man legte aber großen Wert darauf, daß die Wagen außer den Personenanhängern noch mehrere Eilgutwagen sollten befördern können, bei mehreren Kursen beträgt das gesamte Zugsgewicht sogar 300 t. Die Einrichtung der Wagen ist verschieden; die Anhänger haben 76 bis 78 Sitzplätze, während zwei von den Triebwagen nur Gepäck- und Postabteile, die beiden andern außerdem noch 19 Sitzplätze aufweisen.

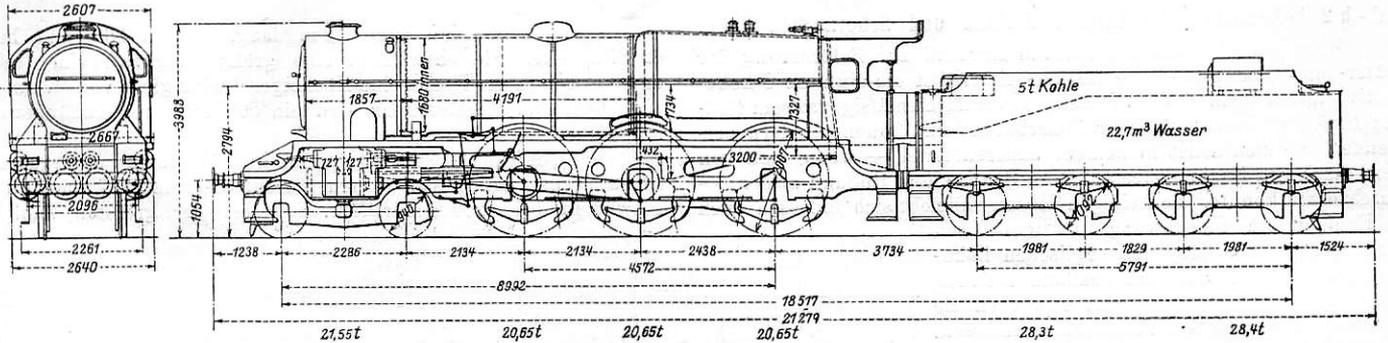
Die Triebwagen besitzen zwei Brill-Westinghouse-Maschinensätze zu je 250 PS, die am vorderen Wagenende — die Wagen sollen in der Regel nur in einer Richtung fahren — eingebaut sind. Die Kraftübertragung ist elektrisch. Der Maschinenraum ist rund 4,2 m lang; die beiden Maschinensätze sind in 673 mm Entfernung mit der Achse in Längsrichtung des Wagens nebeneinander angeordnet und zwar, um an Platz zu sparen, in der Weise, daß die Generator-Seiten nach verschiedenen Richtungen liegen. Die Viertakt-Explosionsmotoren haben sechs senkrecht angeordnete Zylinder von 190 mm Durchmesser und 203 mm Hub und machen 1100 Umdrehungen in der Minute. An der Stirnwand des Maschinenraumes befindet sich in der rechten Ecke der abgeschlossene Stand für den Führer; die übrigen zwei Drittel der Stirnwand nimmt der Kühler ein. Der Wagen ruht auf zwei zweiaxigen Schwannenhals-Drehgestellen, von denen jeweils beide Achsen durch einen Motor angetrieben werden. Das vordere Drehgestell, das die Maschinenanlage trägt, ist mit etwas größerem Achsstand und kräftiger ausgeführt. Die Wagen besitzen eine Sammler-Batterie mit 16 Zellen, die zum Inangangsetzen der Maschinensätze, für die Beleuchtung und ähnliches dient; für die Heizung wird das Kühlwasser verwendet.



große Änderungen in die Regel-Drehgestelle eingebaut werden können. Sie werden mit Fett geschmiert; Versuche mit Ölschmierung haben nicht befriedigt, weil dieses, wenn es reichlich eingefüllt wurde, herausgedrückt wurde, in kleinerer Menge dagegen bei längerem Stillstand der Wagen die Rollen völlig trocken liefs, so dafs dieselben rosten konnten.

der verhältnismäfsig große Drehgestellachsstand (2286 mm) und die Verwendung eines Ausgleichgestanges für die Bremse sonst bei englischen Lokomotiven selten zu finden. Der Tender läuft auf zwei zweiachsigen Drehgestellen.

Die Hauptabmessungen der Lokomotive, verglichen mit denen der „König Arthur“-Klasse, sind:



2 C - h 4 Schnellzuglokomotive der engl. Südbahn.

Als Vorteil der Rollenlager zeigte sich vor allem ein wesentlich geringerer Anfahrwiderstand. Er betrug im Durchschnitt bei den Wagen mit Rollenlagern 3,5 kg/t gegenüber etwa 25 kg/t, also dem siebenfachen bei den Wagen mit Gleitlagern. Auch der Fahrwiderstand der Rollenlager war viel geringer. Die Wagen mit Rollenlagern hatten außerdem einen ruhigeren Gang und neigten weniger zum Warmlaufen. Als besonderer Vorteil der Rollenlager muß auch hervorgehoben werden, dafs die betreffenden Wagen bei Bremsversuchen nie ein Gleiten der Räder auf den Schienen zeigten, während sich dies bei den Wagen mit Gleitlagern bei denselben Versuchen selten vermeiden liefs.

Nach Ansicht der Bahngesellschaft ist das Rollenlager hinsichtlich der Laufeigenschaften dem Gleitlager zweifellos überlegen. Seine allgemeine Einführung wird aber davon abhängen, dafs es eine genügende Lebensdauer hat und dafs sein Preis noch gesenkt werden kann.

(Railw. Age 1926, 2. Halb., Nr. 18.)

**2 C - h 4 Schnellzuglokomotive der Englischen Südbahn.**

Die neue Lokomotive (siehe Abb.) ist nach den Entwürfen von Maunsell für die Beförderung der immer schwerer werdenden Schnellzüge in der Bahnwerkstätte zu Eastleigh gebaut worden. Als „Nelson“-Klasse stellt die neue Bauart eine wesentliche Verstärkung der bisherigen „König Arthur“-Klasse vor, deren Abmessungen unten zum Vergleich mit angegeben sind.

Da eine Vergrößerung der beiden Zylinder der „König Arthur“-Klasse innerhalb der Umgrenzungslinie nicht mehr möglich war, mußte zur Vierzylinderanordnung übergegangen werden. Dabei wählte man im Gegensatz zu der üblichen englischen Ausführung nicht den Einachsantrieb, sondern liefs die Außenzylinder auf die zweite, die in der gleichen Querebene liegenden Innenzylinder dagegen auf die erste Kuppelachse wirken, wie dies beispielsweise bei der preussischen S 10<sup>1</sup> Lokomotive, sowie bei einer großen Zahl von Lokomotiven der Paris-Lyon-Mittelmeerbahn der Fall ist. Die Kurbeln sind aber nicht in der sonst üblichen Weise jeweils um 90° versetzt, sondern die Außen- und Innenkurbeln jeder Seite um 135° und die beiden Außen bzw. Innenkurbeln gegeneinander um 90°. Es sollen mit dieser Anordnung gleichmäfsigere Drehkräfte am Radumfang und bessere Feueranfachung — wie beim Dreizylindertriebwerk — erzielt werden. Maunsell will mit dieser Anordnung in einem zweijährigen Versuch mit einer umgebauten, älteren Lokomotive gute Erfahrungen gemacht haben.

Der Kessel besitzt Belpaire-Feuerbüchse und Maunsell-Überhitzer, Die Stehbolzen sind im Feuerbereich aus Stahl, im übrigen aus Kupfer. Das Führerhaus ist entgegen der bisher in England üblichen Bauweise sehr geräumig und besitzt seitliche Fenster. Ebenso ist

	2 C - h 2 Lokomotive „König Arthur“- Klasse	2 C - h 4 Lokomotive „Nelson“- Klasse	
Kesselüberdruck p . . . . .	14	15,5	at
Zylinderdurchmesser d . . . . .	2 × 521	4 × 419	mm
Kolbenhub h . . . . .	711	660	"
Kesseldurchmesser, außen grösster . . . . .	—	1753	"
Kesselmitte über Schienenoberkante . . . . .	—	2794	"
Heizrohre, Anzahl . . . . .	—	173	Stück
„ Durchmesser außen . . . . .	—	51	mm
Rauchrohre, Anzahl . . . . .	—	27	Stück
„ Durchmesser, außen . . . . .	—	133	mm
Rohrlänge . . . . .	—	4318	"
Heizfläche der Feuerbüchse . . . . .	174,2	18,0	m <sup>2</sup>
„ „ Rohre . . . . .		166,9	"
„ des Überhitzers . . . . .		31,3	34,9
„ im ganzen — H. . . . .	205,5	219,8	"
Rostfläche R . . . . .	2,78	3,06	"
Durchmesser der Treibräder D . . . . .	2007	2007	mm
„ „ Laufräder . . . . .	1092	940	"
„ „ Tenderräder . . . . .	—	1092	"
Fester Achsstand (Kuppelachsen) . . . . .	—	4572	"
Ganzer Achsstand der Lokomotive . . . . .	—	8992	"
Ganzer Achsstand der Lokomotive einschliesslich Tender . . . . .	—	18517	"
Reibungsgewicht G <sub>1</sub> . . . . .	60,0	61,95	t
Achsdruck des Drehgestells . . . . .	—	21,55	"
Dienstgewicht der Lokomotive G . . . . .	81,8	83,5	"
Dienstgewicht des Tenders . . . . .	56,7	56,7	"
Leergewicht des Tenders . . . . .	29,6	29,6	"
Vorrat an Wasser . . . . .	22,7	22,7	m <sup>3</sup>
„ Brennstoff . . . . .	5,0	5,0	t
H : R . . . . .	73,9	71,8	—
H : G . . . . .	—	2,63	m <sup>2</sup> /t
H : G <sub>1</sub> . . . . .	—	3,54	"

(Engineering 1926, Nr. 3170.)

R. D.