

Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens

Technisches Fachblatt des Vereins Mitteleuropäischer Eisenbahnverwaltungen

Herausgegeben von Dr. Ing. Heinrich Uebelacker, Nürnberg, unter Mitwirkung von Dr. Ing. A. E. Bloss, Dresden

92. Jahrgang

1. August 1937

Heft 15

Neue Kranwagen der Deutschen Reichsbahn.

Von Reichsbahnrat Koehne, Reichsbahn-Zentralamt Berlin.

Kranwagen, die auf Regel- oder Schmalspur laufen, werden bei der Deutschen Reichsbahn als Eisenbahnfahrzeuge betrachtet. Im Sinne des § 27 der Bau- und Betriebsordnung (BO.) werden unterschieden: Kranwagen-Regelfahrzeuge die in Züge eingestellt werden dürfen und den Bauvorschriften der BO. entsprechen müssen, und Kranwagen-Nebenfahrzeuge, die nicht in Züge eingestellt werden dürfen. In diesem Aufsatz sollen nur Kranwagen der ersten Gruppe behandelt werden.

In ihrem Bahndienstwagenpark besitzt die Deutsche Reichsbahn eine große Anzahl solcher Kranwagen aller Abmessungen und Tragfähigkeiten, sowie mit Handantrieb und verschiedenen Arten von Kraftantrieb. Sie werden für mannigfaltigste Zwecke benutzt, für die Verladung von Gütern, für Oberbau- und Gleisarbeiten, zum Einlegen und Ausheben von Brückenträgern, für Aufräumungszwecke bei Unfällen, zum Umschlag von Kohlenlagern usw.

Läuft ein Kranwagen im Zuge, so ist er ein Fahrzeug wie jeder andere Güterwagen, für seinen Bau sind also die für den Bau von Fahrzeugen allgemein sowie von Güterwagen im besonderen vorhandenen Vorschriften einzuhalten. Arbeitet ein Kranwagen, so ist er ein Hebezug und ein Stahlbauwerk, wofür weitere Vorschriften, vor allem die Hebezeugdienstvorschrift, die technischen Vorschriften für Stahlbauwerke und andere zu beachten sind. Kommt noch Kraftantrieb hinzu, so erfordert der Neuentwurf eines Kranwagens nicht nur die Aufstellung einer großen Anzahl von Zeichnungen, sondern auch umfangreicher Berechnungen.

Wie im Stahlhoch- und Brückenbau sowie im Fahrzeugbau fand auch im Kranwagenbau seit 1933 die Schweißung eine immer weitgehendere Anwendung. Neue Forderungen des Betriebes ließen sich erst jetzt bei Anwendung der Schweißung erfüllen. So entstanden seit 1934 eine Reihe neuer Kranwagen der Deutschen Reichsbahn, denen nach Größe oder Leistung im früheren Kranwagenbestande der Deutschen Reichsbahn keine gleichwertigen gegenüberstanden.

50 t-Kranwagen, Baujahr 1928.

Die höchste Tragfähigkeit eines Reichsbahnkranwagens betrug Anfang 1934 nur 50 t. Es war dies ein sechsachsiger Kranwagen mit 104 t Eigengewicht einschl. Gegengewichte und Ausleger. Bei einer Ausladung von 7,5 m betrug das Lastmoment 375 m/t, seine Hubhöhe bis Mitte Lasthaken gemessen 7,5 m über und 1 m unter SO. Bei 10,35 m Länge des Unterwagens einschl. Puffer betrug der freie Raum vor den Puffern bis Mitte Lasthaken bei 7,5 m Ausladung nur noch 2,3 m. Die Deutsche Reichsbahn besaß 1934 zwei derartige Kranwagen, einen mit Dampfantrieb, einen zweiten mit benzolmechanischem Antrieb. Diese Kranwagen waren noch völlig genietet. Ein Blick auf die Abb. 1 zeigt, daß man mit diesem Kranwagen die Grenze der Leistungsfähigkeit genieteter Kranwagen erreicht hatte. Für ein größeres Lastmoment wäre eine genügende Verwindungssteifigkeit des genieteten Unterwagens nicht mehr erreichbar gewesen.

75 t- bzw. 90 t-Kranwagen, Baujahre 1934/37.

Im Jahre 1934 wurden Reichsbahnkranwagen mit 75 t Tragfähigkeit bei 9,5 m Ausladung, entsprechend einem Last-

moment von 712,5 mt, in Auftrag gegeben. Die Kranwagen wurden im Jahre 1935 von den Ardeltwerken, Eberswalde, geliefert, einer von ihnen war auf der Jahrhundertausstellung der Deutschen Reichsbahn in Nürnberg im Sommer 1935 ausgestellt. Weitere Kranwagen der gleichen Type besitzen ebenfalls 75 t Tragfähigkeit bei 9,5 m Ausladung, daneben jedoch noch 90 t Tragfähigkeit bei 8 m Ausladung, also ein größtes Lastmoment von 720 mt.

Abb. 2 zeigt den 1935 gelieferten Kranwagen in Arbeitsstellung, Abb. 3 denselben für die Zugfahrt hergerichtet. Das Gesamtgewicht dieses Kranwagens beträgt in der Transportstellung, also bei abgesetzten Gegengewichten und abgelegtem

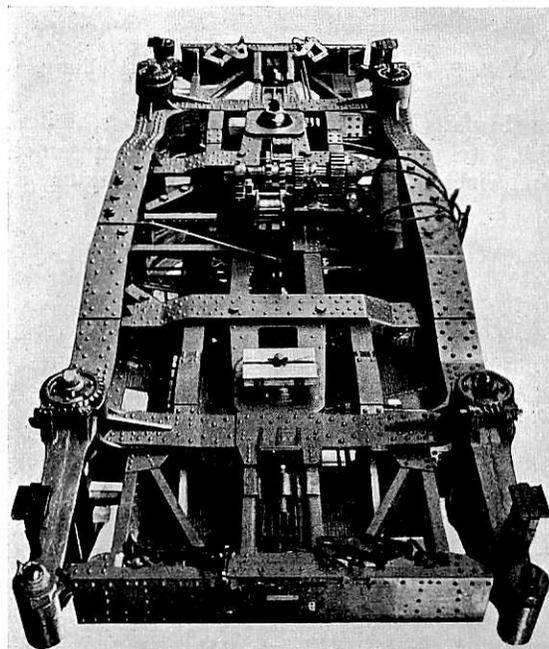


Abb. 1. Unterwagen eines älteren, genieteten Kranwagens.

Ausleger, 104 t. Der Kranwagen kann auf N- und E-Strecken in Güterzügen mit 65 km/h Geschwindigkeit unbeschränkt laufen. Im Arbeitszustand einschl. Gegengewichte und Ausleger beträgt sein Gewicht etwa 165 t.

Der Kranwagen ist im Jubiläumsheft des „Org. Fortsch. Eisenbahnwes.“, 90. Jahrgang, Heft 15/16, bereits beschrieben worden, so daß hier nur seine wesentlichsten Merkmale bzw. damals nicht erwähnte Einzelheiten genannt sein mögen. Abb. 4 zeigt die Schweißkonstruktion des Unterwagens. Ein Vergleich mit Abb. 1 zeigt sofort, wieviel verwindungssteifer sich ein solcher Unterwagen in geschweißter Ausführung bauen läßt. Bei der Nietkonstruktion keinerlei Diagonalversteifung, deren Einbau außerordentlich schwierig, wenn nicht unmöglich gewesen wäre, bei der Schweißkonstruktion ein Diagonalkreuz aus Stegblechen und Gurtplatten und außerdem oben und unten je eine über sämtliche Quer- und Diagonalträger hinweggehende 20 mm starke Blechplatte, die die Diagonalsteifigkeit weiter beträchtlich erhöht. Ferner

beim genieteten Unterwagen schwache, in der Höhe beschränkte I-förmige Hauptquerträger mit dreifachen 12 bzw. 15 mm starken Gurtlaschen und entsprechend langen, sich leicht lockernden Nieten, bei dem geschweißten Unterwagen ein in

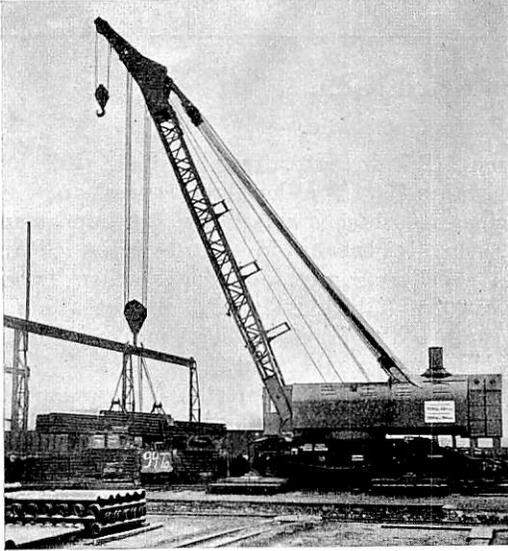


Abb. 2. 75 t-Kranwagen in Arbeitsstellung.

der Höhe ebenfalls beschränkter, aber einfacher, steifer Kasten-träger mit zwei Stegblechen sowie der gemeinsamen Blechplatte und einer 30 mm starken Blechverstärkung als Gurtplatten.

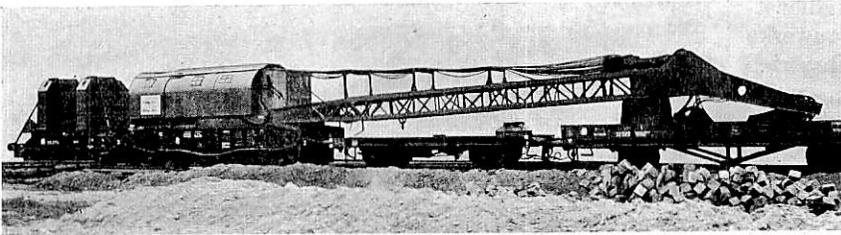


Abb. 3. 75 t-Kranwagen in Zugfahrtstellung.

Beim genieteten Wagen Langträger mit ebenfalls dreifachen Gurtlaschen, bei der Schweißkonstruktion eine einzige 50 mm starke gekröpfte untere Gurtung des Langträgers. Sehr viel steifer und sicherer ließ sich bei der geschweißten Bauart auch die Befestigung der 350 mm starken Bolzen aus-

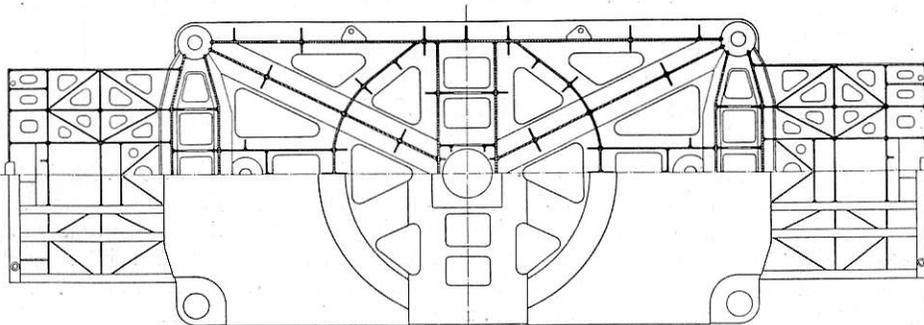


Abb. 4. Unterwagen-Gerippe eines 75 t- bzw. 90 t-Kranwagens.

führen, die die Drehlager für die ausschwenkbaren Stützarme und gleichzeitig die Zylinder für die vier inneren Stützstempel bilden. Die Stege der Quer-, Diagonal- und Längsträger sind in Schlitze der runden Bolzen eingeführt und verschweißt, die Gurtplatten umfassen die durch entsprechende Löcher hindurchgesteckten Bolzen allseitig und sind ebenfalls mit

ihnen verschweißt. So wurde für das innere Stützviereck des Unterwagens eine derartig steife, geschweißte Blechkonstruktion erzielt, daß der Unterwagen auch bei der Probelastung mit 94 t bei 9,5 m Ausladung bzw. 112 t bei 8 m Ausladung keine nennenswerte Verwindung zeigte. Die Kopfstücke des Unterwagens sind nach den Puffern zu naturgemäß leichter ausgeführt, da sie nur den Beanspruchungen bei Zugfahrten zu entsprechen haben.

Der arbeitende Kran wird in den vier Eckpunkten des Unterwagenmittelteils durch Stützstempel abgestützt, außer-

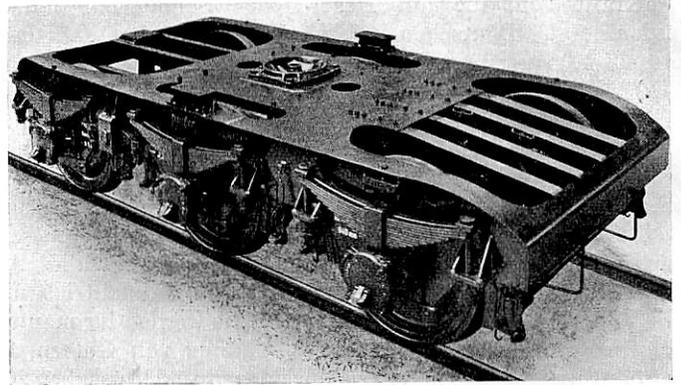


Abb. 5. Drehgestell des 90 t-Kranwagens.

dem werden vier drehbare Stützarme ausgeschwenkt und vergrößern so die Standfläche des Kranes auf 6,6 m². Diese Stützarme sind kräftige Stahlgußarme von I-förmigen, vielfach durch Rippen verstärkten Querschnitten; der Druck einer Stütze auf die Bodenfläche kann gegebenenfalls bis auf 120 t ansteigen. Die Abstützung des Kranes erfolgt hydraulisch. Der erforderliche Preßdruck von etwa 300 at zum Anheben des Kranwagens wird von einer durch einen Gleichstrommotor angetriebenen, einfach wirkenden einzylindrigen Pumpe geliefert, die an dem Kopfende der Unterwagenplattform angeordnet ist. Die beiden zuletzt bestellten Kranwagen erhalten außerdem noch eine zweite elektrisch angetriebene Pumpe, damit die Bedienung der Pumpe durch

das Anbringen der Gegengewichte auf einer beliebigen Seite des Kranwagens nicht gefährdet wird. Außerdem ist eine tragbare Handpumpe als Zubehör vorgesehen, die bei Verstopfungen des auf dem Unterwagen verlegten Rohrsystems an die Zylinder jeder einzelnen Stütze angeschlossen werden kann. Der hydraulische Preßdruck dient nur zum Anheben und Absenken des Kranes beim Abstützen; liegt der Kran genau in der Waage, so sichern Entlastungsmuttern die Stützstempel in ihrer Lage.

Die Puffer sind beim arbeitenden Kran umklappbar; trotzdem wurde die Gesamtlänge des Unterwagens mit 10,6 m so gering gewählt, damit auch bei nicht umgeklappten Puffern vor diesen bis zur Mitte Lasthaken noch ein Arbeitsraum von 4,2 m bei 9,5 m Ausladung und von 2,7 m bei 8 m Ausladung besteht.

Während die dreiachsigen Drehgestelle der zuerst beschafften 75 t-Kranwagen noch genietet waren, sind sie bei den neueren 90 t-Kranwagen geschweißt. Sie sind ebenfalls in reiner Blechkonstruktion ausgeführt. Abb. 5 zeigt die Aufsicht auf ein derartiges Drehgestell. Eine 10 mm starke Deckplatte die über das ganze Drehgestell reicht, an den Stirn-

seiten heruntergezogen und gleichzeitig als Kopfträger des Drehgestells ausgebildet ist, gibt dem Drehgestell eine gute Verwindungssteifigkeit. Über dem mittleren Achsausschnitt der Drehgestellwange ist diese Deckplatte durch stumpfes Einschweißen eines 15 mm starken Bleches verstärkt. Die Rahmenwangen bestehen aus 18 mm starken Blechen, die Stege der inneren Querträger, die den kurzen Drehpfannenlängsträger tragen, aus 10 mm starken Blechen. Rund um die Achsausschnitte sind Versteifungsrippen von 20 . 40 bzw. 25 . 40 mm² Querschnitt an die Rahmenwange angeschweißt. Das Drehgestell mußte so steif ausgeführt werden, weil der Kranwagen bei angehobenem Ausleger mit eigener Kraft verfährt und hierbei die Achsdrücke jeder der drei Achsen des auslegerseitigen Drehgestells über 25 t steigen. Die Tragfedern werden hierbei durch herunterschraubbare kleine Spindeln gegen Überlastung geschützt. Die Drehgestelle sind mit einer zwölfklotzigen Hikg-Bremse, die ungefähr 75% des Gesamtgewichtes des Kranwagens im Transportzustand abbremst, sowie mit einer durch Handrad betätigten Feststellbremse ausgerüstet.

Der drehbare Teil des Kranwagens stützt sich mit einem Kranz breiter, konischer, gehärteter Rollen auf den Rollkranz von 2,7 m Durchmesser. Die 28 Rollen sind in einem Stern gelagert, dessen Arme in einen Ring eingesetzt sind, der sich in einem Walzenlager um den König dreht. Ein kräftiges Kegelrollenlager im Oberwagen überträgt die infolge des großen Lastmomentes auftretenden Zugkräfte auf die Königsäule. Durch die hohle Königssäule ist der Antrieb für das Eigenfahrwerk des Kranwagens hindurchgeführt.

Der Oberwagen ist ebenfalls vollständig in Blechkonstruktion geschweißt. Seine Tragkonstruktion besteht im wesentlichen aus den beiden 20 mm starken vollwandigen, nach den Auslegerfußpunkten zu auf 60 mm verstärkten Blechseitenwänden und den Querträgern, der Plattform, der Rückwand sowie den Triebwerkswellen, die die beiden Seitenwände gemeinsam verbinden. Als Plattform dient im wesentlichen eine diagonal gut ausgesteifte und an einigen Stellen durch Laschen verstärkte 20 mm starke Grundplatte. Ein Schutzhaus aus Blech umgibt die im Oberwagen untergebrachten Triebwerkteile des Hubwerks, Einziehwerks und Drehwerks sowie den Kessel und die Maschinenanlage. Vom Führerstand aus, der zwischen den Fußpunkten des Auslegers angeordnet ist, hat der Kranwärter einen sehr guten Überblick über das Arbeitsfeld. An die 50 mm starke Rückwand werden die beiden abnehmbaren Gegengewichte von je 26 t, bei den letzten Kranwagen sogar von je 28 t Gewicht angehängt. Für die Größe der Gegengewichte war die Forderung maßgebend, daß der arbeitende Kranwagen ohne Radsätze einen Standsicherheitsfaktor nach vorne von $\alpha_1 = 1,4$ besitzen mußte. Bedenkt man, daß der Kranwagen mit 1,25facher Normallast entsprechend der Hebezeugdienstvorschrift geprüft werden muß, wobei mit dieser Last alle Bewegungen wie Drehen, Heben und Senken in der ungünstigsten Auslegerstellung usw. ausgeführt werden müssen, so ist dieser Sicherheitsfaktor von 1,4 nicht ungerechtfertigt hoch. Ein Winddruck wurde außerdem nicht noch besonders berücksichtigt. Auch nach hinten muß bei Kranwagen eine bestimmte Sicherheit gegen Umkippen mit angehängten Gegengewichten eingehalten werden. Die Deutsche Reichsbahn verlangt hier, daß das Moment einer am Mittelpunkt der Auslegerrollen nach oben angreifenden, gedachten Kraft U, die den Kranwagen nach hinten gerade zum Kippen bringen würde, mindestens gleich 75% des Momentes der Überlast ist, die zu der Normallast hinzukommend den Kran nach der Auslegerseite zum Kippen bringt. Bezeichnet man die Ausladung des Kranes mit a, seine halbe Stützweite mit s und die Normallast mit L, so muß der Standsicherheitsfaktor nach hinten, also nach der Gegengewichtsseite, demnach betragen:

$$\alpha_2 = U:L = 0,75 (\alpha_1 - 1) \frac{a - s}{a + s} = 0,3 \frac{a - s}{a + s}.$$

Die Erfahrungen beim Entwurf und der Erprobung von Kranwagen haben inzwischen gezeigt, daß die Einhaltung dieser Standsicherheitsfaktoren α_1 und α_2 für den Konstrukteur keine untragbare Erschwerung seiner Aufgabe bedeutet, andererseits aber genügend Sicherheit für das Arbeiten des Kranwagens bei Einhaltung der für jeden Kranwagen besonders aufzustellenden Bedienungsvorschrift gewährt.

Natürlich konnten die beiden Gegengewichte von zusammen 52 bzw. 56 t Gewicht während der Zugfahrt nicht mehr auf den Kranwagen selbst belassen werden. Dies hätte eine so erhebliche Gewichtsvermehrung des Kranwagens zur Folge gehabt, daß der Kranwagen mindestens drei Achsen mehr hätte erhalten müssen. Da hiermit aber auch die Unterwagenlänge wesentlich hätte vergrößert werden müssen, der Arbeitsplatz vor den Puffern also dadurch erheblich beschränkt wäre, wurden die Gegengewichte abnehmbar und auf einen besonderen Gegengewichtswagen abfahrbar angeordnet. Diese Anordnung, die nur bei zwingenden Verhältnissen tragbar ist, da sie eine gewisse Verlängerung der Vorbereitungszeit des Kranwagens mit sich bringt, bedingte den Entwurf eines besonderen Wagens zur Aufnahme der Gegengewichte während der Zugfahrt. Auch die Verkleinerung der Gegengewichte bei entsprechend größerer rückwärtiger Ausladung war nicht mehr möglich, da diese bereits jetzt etwa 6 m beträgt. Der Gegengewichtswagen ist vierachsig, seine zweiachsigen Drehgestelle sind völlig in Blechkonstruktion aus St 52 geschweißt. Das Gewicht des Gegengewichtswagens beträgt einschl. beider Gegengewichte 74,2 t, was bei 9,2 m Länge über Puffer einem Metergewicht von 8,1 t/m entspricht. Der Gegengewichtswagen trägt zwei kleine Rollwagen, die auf einer auf den Langträgern des Wagens verlegten Fahrbahn laufen. Auf diese Rollwagen werden die Gegengewichte abgesetzt und während der Zugfahrt durch Bolzen und Ketten gegen Verschieben und Umkippen gesichert. Jeder Rollwagen besitzt einen kleinen Hubzylinder, der mit einem biegsamen Metallschlauch an das Preßwassernetz des Kranwagens angeschlossen werden kann. Durch den Stempel des Hubzylinders wird das an den Kranwagen herangefahrene Gewicht soweit angehoben, bis die Hängebolzen in die Bolzenlager in der Rückwand des Oberwagens bzw. des ersten Gegengewichtes mittels Handkurbeln eingeschoben werden können. Durch Ablassen des Preßwassers wird das Gegengewicht hierauf wieder soweit gesenkt, bis es an den Bolzen hängt, welche dann mit Handkurbeln festgezogen werden. Riegel auf beiden Seiten des Gegengewichtes sichern dieses während des Anbringens gegen Umkippen. Das An- und Abbringen der Gegengewichte geht mit eingeübten Kräften verhältnismäßig rasch.

Der Ausleger der 75/90 t-Kranwagen besitzt eine Länge von etwa 21 m. Mit ihm ist es möglich bei 9,5 m Ausladung eine Hubhöhe über SO. von 14 m (bis Mitte Lasthaken gemessen) zu erreichen, sowie noch bei 19 m Ausladung 20 t mit der Hilfsflasche zu heben. Bei den zuerst beschafften 75 t-Kranwagen besteht der Ausleger im wesentlichen aus einer gut ausgesteiften, geschweißten Gitterkonstruktion aus St 52, an die mit einem Knick der aus Blechen zusammengesetzte zugespitzte Auslegerkopf anschließt. Die beiden 90 t-Kranwagen haben Ausleger mit vollwandigen, lediglich mit Ausschnitten versehenen Blechträgern, die nicht schwerer ausfallen als Gitterkonstruktionen, dafür aber schweißgerechter zu bauen sind, eine größere Steifigkeit aufweisen und zudem in ihrem Aussehen gefälliger wirken. Der Ausleger wird durch 22 Seilstränge gehalten, welche in zwei Flaschenzügen mit je fünf Rollenpaaren zusammengefaßt sind. Da ein derartig langer Ausleger bei Zugfahrten durch Gleiskrümmungen die Fahrzeugumgrenzungslinie überschreiten würde, ist er bei diesen Kranwagen im vorderen Teil der Oberwagensseitenwände

während der Zugfahrt gelenkig gelagert. Die Stahlbolzen, um die sich die Auslegerfüße drehen, können hierzu in waagerechten Führungen gleiten, werden aber in der Arbeitsstellung des Kranwagens durch Hilfsbolzen in ihrer hinteren Endstellung festgehalten, so daß dann keine Seitenbewegung des Auslegers gegenüber dem Oberwagen möglich ist. Unter dem Ausleger laufen bei der Einstellung in Züge zwei Schutzwagen. Der zweite Schutzwagen trägt ein Bockgerüst, auf welches das vordere Auslegerende in der Transportstellung abgelegt wird. Der Ausleger stützt sich dabei auf einen kleinen Wagen,

räumungsarbeiten bot. Der dieselektrische Antrieb schied aus wirtschaftlichen Gründen aus. Die längere Vorbereitungszeit, die für die Abstützung des Kranwagens, das Anbringen der Gegengewichte usw. ohnedies notwendig ist, reicht für das Anheizen des Kessels ohne weiteres aus. Den notwendigen Strom für den Antriebsmotor der Preßpumpe und für die Beleuchtung liefert ein kleines Diesel-Dynamo-Aggregat von 2,5 kW Leistung. Die von einer 180pferdigen langsamlaufenden Zwillingsdampfmaschine, deren Zylinder einzeln je an den Außenseiten der beiden Seitenwandbleche der Oberwagentragkonstruktion angebracht sind, angetriebenen Triebwerke mußten bei dem geringen zur Verfügung stehenden Raum eng zusammen gebaut werden. Abb. 6 zeigt den Kranwagen während des Zusammenbaues.

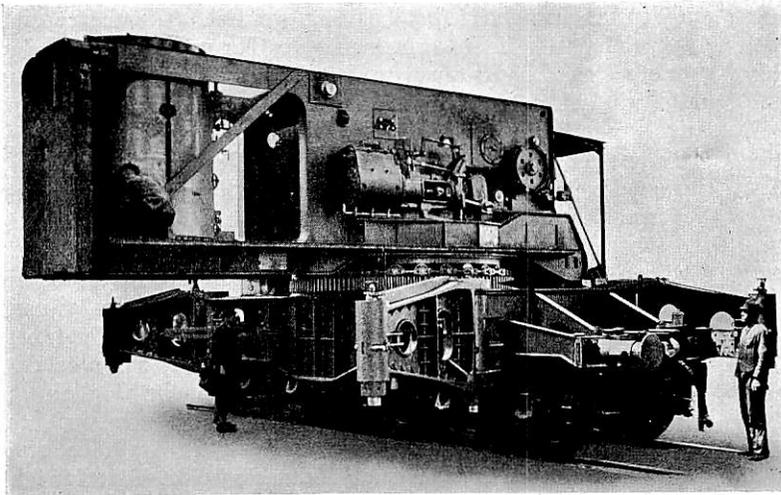


Abb. 6. Zusammenbau des 75-t-Kranwagens.

welcher mit vier Rollen auf dem Stützbock läuft, so daß Längenänderungen durch Zusammendrücken der Puffer die Auflagerung des Auslegers nicht stören. Der zweite Schutzwagen dient ferner zur Aufnahme der Haupt- und Hilfsflasche. Auf dem Zwischenwagen finden die Schwellen für die Abstützung, eine Werkzeugkiste sowie sonstige Zubehörteile Platz. Die Auslegerschutzwagen der 90-t-Kranwagen haben Achslager erhalten, die es gestatten, diese Wagen, wenn sie bei der Ankunft an der Unfallstelle vor dem Kranwagen

Naturgemäß bedingt das Arbeiten mit einem so schweren Kranwagen zunächst eine gute Ausbildung des bedienenden Personals. Auch kann ein derartiger Kranwagen nur dort eingesetzt werden, wo tragfähiger Boden die außerordentlichen Stützdrücke, die bis auf etwa 120 t ansteigen können, aufzunehmen vermag. Trotzdem haben die 1935 gelieferten Kranwagen schon nutzbringende Verwendung gefunden, so wurde beim Aufgleisen eine in einen Bach gestürzte P 8-Lokomotive lediglich ohne Drehgestell mit dem Kranwagen gehoben.

25-t-Kranwagen, Baujahr 1934.

Ebenfalls in erster Linie zu Einbearbeiten bestimmt, wurden 25-t-Kranwagen mit Dampftrieb von der Demag, Duisburg, beschafft (siehe Abb. 7). Die Abb. 7 zeigt diesen Kranwagen in der Transportstellung für die Zugfahrt. Auch bei diesen Kranwagen ist die große Auslegerlänge bemerkenswert, die einerseits gestattet, bei der für 25 t Tragfähigkeit vorhandenen Hauptausladung von 7,5 m eine Hubhöhe von 10 m über SO. (gemessen bis Mitte Lasthaken) zu erreichen, andererseits den Kranwagen bei 12 t Tragfähigkeit noch eine Ausladung von 13 m gibt. Um ferner bei der Hauptausladung von 7,5 m noch genügend Arbeitsraum vor Kopf des Kranwagens zu erhalten, wurde der Kranwagen nur mit vier Achsen und 8,9 m Länge über Puffer

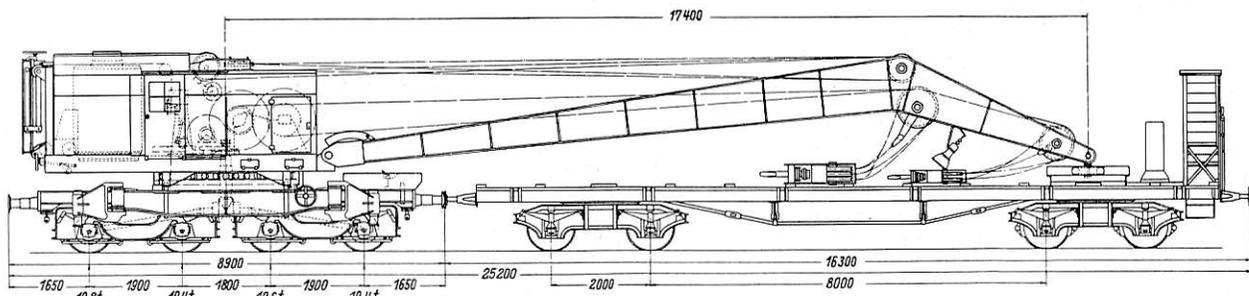


Abb. 7. 25-t-Kranwagen in der Zugfahrstellung.

stehen, durch diesen selbst wegzuheben, ohne daß sich die Lagerschalen abheben und beschädigt werden können. Bemerkenswert ist, daß die neue Hebezeugdienstvorschrift der Deutschen Reichsbahn die Bestimmung enthält, nach der „Kranwagen, bei denen die Auslegerspitze in der Fahrstellung auf einem Schutzwagen aufliegt und der Auslegerfuß am Oberwagen drehbar gelagert ist, so daß sich der Ausleger den Gleiskrümmungen folgend einstellen kann, in beliebiger Fahrtrichtung befördert werden können“, also auch mit dem Ausleger voran. Dies kann für das Eintreffen des Kranwagens an der Unfallstelle von wesentlicher Bedeutung sein.

Für die schwersten Kranwagen der Deutschen Reichsbahn wurde Dampftrieb gewählt, da nur dieser die notwendige Überlastbarkeit und Anpassungsfähigkeit für schwierige Auf-

gebaut. Der Kranwagen wurde ebenfalls fast völlig geschweißt. Dadurch wurde ein Gesamtgewicht in der Transportstellung, d. h. wenn das vordere Auslegerende auf dem Schutzwagen niedergelegt ist, von nur 77,5 t erreicht, so daß sich trotz der vier Achsen noch ein Achsdruck von 19,3 t und ein Metergewicht von nur 8,7 t/m ergab. Der nicht-abgestützte Kranwagen vermag noch 6 t bei 9 m Ausladung zu heben.

Die Unterwagenplattform stützt sich auf zwei zweiachsige Drehgestelle. Der Drehgestellrahmen wird von zwei 25 mm starken Blechwangen, einem mittleren Querträger mit kastenförmigem Querschnitt und zwei Stirnblechen gebildet. Die beiden äußeren Radsätze des Kranwagens werden von einem Eigenfahrwerk angetrieben. Beim Arbeiten des Kranwagens,

auch schon beim Anheben des Auslegers, werden die Tragfedern gegen Überbeanspruchungen geschützt; zu diesem Zweck sind auf beiden Seiten der Drehgestelle Schwanenhals-träger vorgesehen, die auf den Achslagergehäusen aufliegen, und auf die in der Mitte der Rahmenwangen angebrachte Spindeln herabgeschraubt werden.

Der Kranwagen besitzt Hikg.-Bremse und Feststellhandbremse, deren Handräder auf den beiden Langseiten des Kranwagens angeordnet sind.

Die durchweg geschweißte Unterwagenplattform besteht im wesentlichen aus einem rechteckigen Rahmen aus Breitflanschträgern, für die beiden Hauptlängsträger wurden I-Träger NP 50 verwendet. Nach vorn und hinten setzt sich die Plattform in geringerer Breite fort und schließt mit den Pufferträgern ab. Für die Abstützung des Kranwagens sind in den vier Ecken des Mittelteils der Unterwagenplattform drehbare Stahlgußarme gelagert, die an ihren Enden Preßzylinder mit den Kolben der Abstützspindeln tragen. Das Anheben des Kranwagens geschieht wiederum hydraulisch. Bei diesen Kranwagen wird der Preßdruck von vier Handpumpen erzeugt, die seitlich an den Stützarmen befestigt sind. Jede Pumpe sitzt in einem Behälter für die Preßflüssigkeit und wird durch einen auf den Vierkant der Pumpenwelle aufzusteckenden Handhebel betätigt. Werden hier auch zum gleichmäßigen Anheben des Kranwagens kurzzeitig vier Mann benötigt, so hat sich diese Art der Pumpenanordnung doch im Betriebe durch ihre große Zuverlässigkeit und Störungsfreiheit bewährt. Beim arbeitenden Kranwagen werden die Stützspindeln durch Muttern gesichert. Die Stützbasis des Kranwagens beträgt $4,2 \cdot 4,4 \text{ m}^2$. Der Druck einer Stütze kann bei Vollast bis auf 60 t ansteigen.

Der Oberwagen stützt sich mit einem Kranz von 36 zylindrischen Stahlrollen auf den Rollkranz von 2,7 m Durchmesser ab. Der König dient nur zur Führung und Aufnahme der horizontalen Kräfte. Zur Aufnahme von vertikalen Zugkräften dienen drei Krallen, die an der Oberwagenplattform befestigt sind. Zwei von ihnen befinden sich auf der Gegengewichtsseite, eine in der Längsmittle des Oberwagens auf der Auslegerseite. Die Krallen greifen mit je zwei kleinen Rollen unter den Rollkranz und übertragen so die bei größeren Lastmomenten auftretenden Zugkräfte in den Unterwagen. Auch der Oberwagen ist aus Profileisen hergestellt; während die Grundplatte geschweißt ist, ist der Gerüstaufbau des Oberwagens noch meist genietet. Der Führerstand befindet sich innerhalb des Schutzhauses vorn auf der breiten Seite des Oberwagens und wird durch eine eigene Tür erreicht. Alle Triebwerke werden von der mittelschnellaufenden 60pferdigen Dampfmaschine angetrieben.

Da der Kranwagen mit kleinen Lasten auch ohne Abstützung arbeiten kann, muß er gegebenenfalls schnell betriebsfähig gemacht werden können. Zum schnelleren Anheizen des Dampfkessels ist daher eine einfache Ölzusatzfeuerung vorgesehen. Der Ölzerstäuber und der Luftschieber werden an die Feuertüre angebaut und durch einen Schlauch mit der Handpumpe verbunden, mittels welcher das Öl unter Druck gesetzt und in den Feuerraum eingespritzt wird. Ist die Anheizperiode beendet, so wird der Brenner von der Feuertüre abgeschraubt und das Loch in der Feuertür mit einer Blechplatte verschlossen.

Auch die Gegengewichtsordnung ist bei diesen Kranwagen für eine schnelle Betriebsbereitschaft des Kranes günstig. Das Gegengewicht besteht aus zwei Teilen. Der größere Teil mit einem Gewicht von 9 t wird in der Transportstellung zum Ausgleich der Achsdrücke unter dem Ausleger auf der Unterwagenplattform abgelegt und verriegelt. Zum Herrichten des Kranwagens in Arbeitsstellung wird der rückwärtige Teil des Oberwagens über dieses Gegengewicht ge-

schwenkt und das Gewicht mittels je einer Hubvorrichtung auf jeder Längsseite des Kranoberwagens angehoben. Die Hubvorrichtung besteht aus einem im Oberwagenende waagrecht gelagerten, doppelarmigen Hebel, dessen eines Ende eine im Gegengewicht befestigte Ringschraube faßt, während das andere Ende durch eine Schraubspindel mittels Handrad bewegt wird. Das kleinere 3,7 t schwere Gegengewicht befindet sich dauernd im Oberwagen. Es läuft auf vier Rollen und kann auf einer durch ein kleines handbetriebenes Einziehwerk herabklappbaren Fahrbahn durch eine mit Handrad betätigte Schraubspindel ausgefahren werden. Die hintere Ausladung des Oberwagens beträgt bei herabgeklappter Gegengewichtsfahrbahn 6 m, sonst 4,15 m. Während das absetzbare Gegengewicht jetzt an den Oberwagen fest angehängt wird, könnten, wenn man es an das ausfahrbare Gegengewicht im Oberwagen anhängen würde, an rückwärtiger Ausladung noch mindestens 500 mm und am Gewicht mindestens 4 t gespart werden, wodurch der Achsdruck für jede der vier Achsen um 1 t erniedrigt werden kann.

Der Ausleger, der durch zwei Flaschenzüge mit zusammen zehn Seilsträngen gehalten wird, besteht aus zwei 8 mm

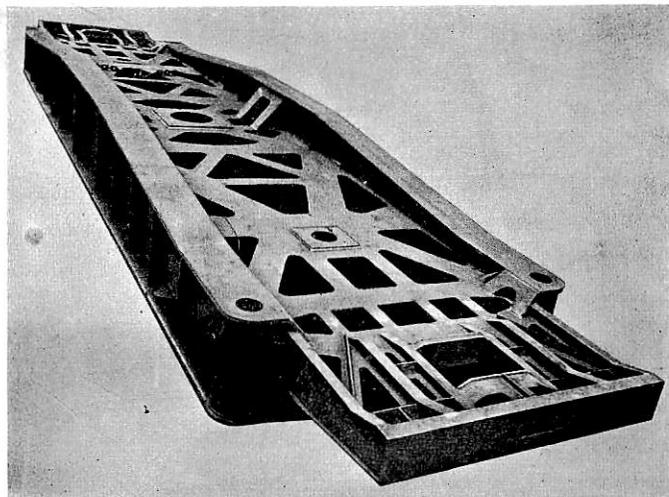


Abb. 8. Geschweißte Unterwagenplattform eines Kraftwagens.

starken vollwandigen Blechwänden aus St 52 mit aufgeschweißten 10 mm starken Gurtungen, die durch Querverbindungen zusammengehalten werden. Der Ausleger ist wegen seiner großen Länge, wie beim 75 t-Kranwagen, an seinem Fußende während der Zugfahrt gelenkig mit dem Oberwagen verbunden. Die Ausbildung des Gelenks ist hier jedoch anders ausgeführt. Der Ausleger ist an seinem Fußende mit drei senkrechten Bolzen in einer Tasche befestigt, welche ihrerseits am vorderen Ende der Oberwagenplattform in Bronzebuchsen um eine waagrecht quer zum Gleis gerichtete Achse drehbar gelagert ist. Für die Zugfahrt werden die beiden äußeren der drei senkrechten Bolzen entfernt, so daß sich der Ausleger um den mittleren Bolzen in waagerechter Ebene drehen kann. Das Ausbringen der senkrechten Bolzen erfordert einen größeren Kraftaufwand als das Ausbringen der Hilfsbolzen beim 75 t-Kranwagen. Unter dem Ausleger läuft während der Zugfahrt ein SS-Wagen als Schutzwagen. Dieser trägt an seinem hinteren Ende das Bockgerüst, auf welches das vordere Auslegerende, ähnlich wie beim 75 t-Kranwagen, abgelegt wird.

Der für die Beleuchtung erforderliche Strom wird von einem kleinen mit einem Benzinmotor gekuppelten Gleichstromerzeuger von 1 kW Leistung erzeugt.

Die Unterwagenplattform eines weiteren Kranwagens zeigt die Abb. 8 von unten gesehen. Sie ist gleichfalls in reiner Blechkonstruktion aus St 52 geschweißt. Sie besteht

zwischen den Drehpunkten der Abstützarme aus zwei durchgehenden in Untergurt gekröpften bis zu 1100 mm hohen Langträgern sowie einer großen Anzahl von Quer- und Diagonalträgern. Ein allen Längs-, Quer- und Diagonalträgern gemeinsames, 20 mm starkes und mit Ausschnitten versehenes Deckblech erstreckt sich oben über die ganze Plattform. Die in der Höhe niedrigeren Quer- und Diagonalträger haben unten ebenfalls eine gemeinsame 20 mm starke Platte als Gurtung. Außerdem besitzen die einzelnen Träger je nach Bedarf noch 20 bzw. 40 mm starke Einzelgurtungen. Die Stege der Langträger sind 25 mm, ihr gekröpfter Untergurt 40 mm, die Stege der Quer- und Diagonalträger 20 bzw. 15 mm stark. Die beiden äußeren Querträger des Plattformmittelteiles, die die Drehpunkte der Abstützarme miteinander verbinden, sind als Kastenträger ausgebildet. Die Drehpfannen sitzen zwischen kurzen Mittellängsträgern. Der Unterwagen besitzt so eine genügende Steifigkeit, um den hohen Beanspruchungen des

Kohlenladekranwagen, Baujahre 1934/1936.

An leichteren Kranwagen wurden in den letzten Jahren dreiachsige Kohlenladekranwagen, davon einige mit eichfähiger Eßmannscher Seilzugwaage, von der Firma Beck und Henkel, Kassel, beschafft. Die Kohlenladekranwagen mit Eßmann-Waage haben ein Gesamtgewicht von etwa 46 t, eine Tragfähigkeit von 3 t einschließlich Greifer mit einem Kohlenfassungsvermögen von 1,5 m³, eine Ausladung von 10,5 m und eine Hubhöhe von 6,5 m über und rund 3 m unter SO. Abb. 9 zeigt den Kranwagen in Arbeitsstellung. Der Unterwagen ist vollständig aus St 37 geschweißt und besteht außer aus den Rahmenwangen und Pufferträgern noch aus einer Anzahl Quer- und Längsträger. Eine kräftige Deckplatte gibt dem ganzen gute Diagonalsteifigkeit. Da der Kranwagen unabgestützt auf seinen Rädern arbeitet — er kann auch mit Last und mit in Gleisrichtung gestelltem Ausleger selbst fahren — werden die Tragfedern beim arbeitenden Kranwagen völlig

festgelegt, d. h. jede Federung ausgeschaltet, da andernfalls wegen der großen

Arbeitsgeschwindigkeiten starke Schwingungen auftreten und die Standsicherheit des Kranwagens gefährden würden. Die Ausschaltung der Tragfedern ist dadurch erreicht, daß zwischen zwei Achsen auf jeder Seite ein Schwannenhalsträger angeordnet wurde, der mit seinen Enden in Ausparungen der Federbunde ruht und dessen Mitte am Unterwagen festgeklemmt wird. Der Schwannenhalsträger hält so auch die beiden Federbunde in ihrer Lage zum Unterwagen fest, bei für die Zugfahrt hergerichteten Wagen liegt er dagegen lose nur mit seinem Eigengewicht auf den Federbunden auf. Bei der dritten Achse ist der Federbund selbst mit einem Gewinde-

zapfen versehen, der am Unterwagen festgelegt wird. Diese Anordnung gewährleistet auch auf einfache Weise, daß der nach der Hebezeugdienstvorschrift höchstzulässige Radruck von 15 t beim arbeitenden Kranwagen nicht überschritten wird.

Der Kranwagen kann in Güterzügen mit 65 km/h Höchstgeschwindigkeit laufen. Eine Hikgl-Bremse bremst ihn mit etwa 80% ab, eine Feststellhandbremse wird durch seitliche Handräder bedient.

Der Oberwagen stützt sich mit vier Stahlgußrollen auf den Unterwagen ab. Bei seiner Formgebung wurde berücksichtigt, daß er die Fahrzeugumgrenzungslinie I wie alle anderen Kranwagen nicht überschreiten sollte, daß seine hintere Ausladung in ihrer ganzen Höhe unter 2,2 m bleiben mußte (2,12 m) und daß seine vordere Ausladung sowie die Form des Auslegers so bemessen werden mußten, daß der nach der Linie CD der Anlage B der BO erweiterte lichte Raum eines Nachbargleises im Abstand von 4,5 m beim Schwenken nicht angeschnitten wird. Diese knappen Raumverhältnisse zwangen zu sparsamster Raumaufteilung. Für die Antriebsart des Kranwagens war ausschlaggebend, daß der Kranwagen freizügig verwendbar sein sollte, Kohle jedoch auf allen Arbeits-

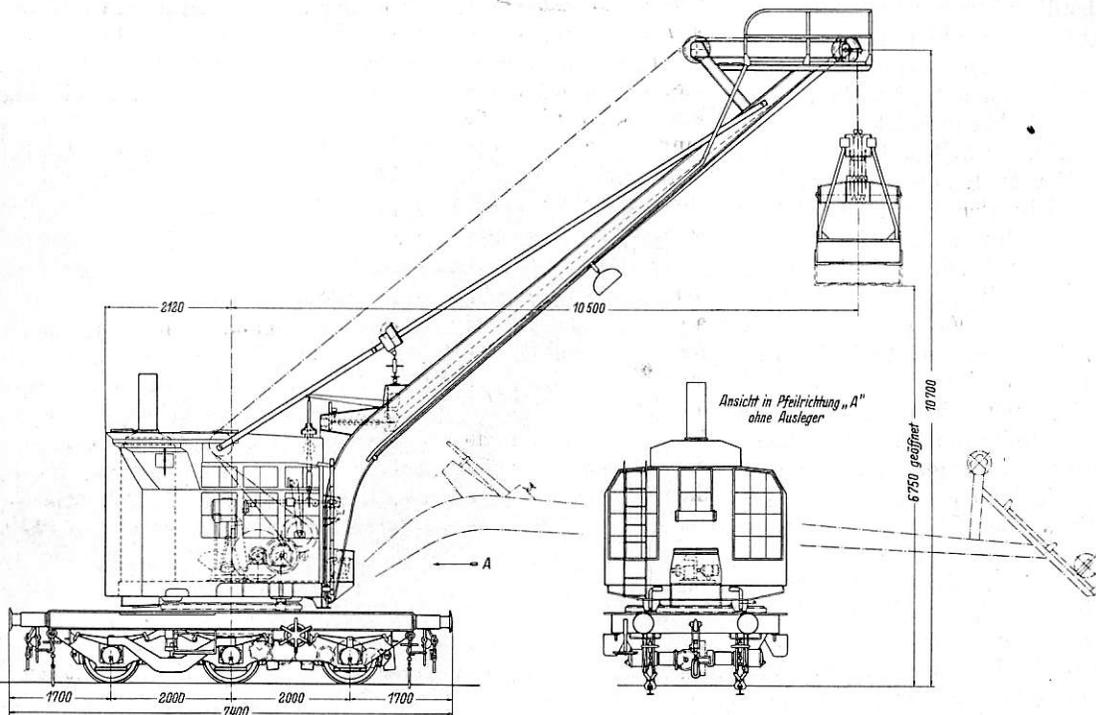


Abb. 9. Kohlenladekranwagen mit eichfähiger Seilzugwaage.

Kranbetriebes gerecht zu werden. Nach vorn und hinten setzt sich die Plattform in geringerer Breite und Stärke bis zu den Pufferbohlen fort.

Allen bisher beschriebenen Kranwagen war die Notwendigkeit, in allen Teilen möglichst an Gewicht zu sparen, gemeinsam. Der 25 t-Kranwagen hätte genietet und in St 37 voraussichtlich nicht mehr mit einem Achsdruck bis zu 20 t hergestellt werden können, d. h. vier Achsen hätten nicht mehr ausgereicht, um das Gesamtgewicht zu tragen. Viel schwieriger aber wären die Verhältnisse bei den 75/90 t-Kranwagen geworden. Abgesehen von der in Nietbauweise keinesfalls erreichbaren erforderlichen Steifigkeit wäre das Gewicht ebenfalls so angewachsen, daß die Achsenzahl nicht mehr ausgereicht hätte. Eine erhöhte Achsenzahl hätte aber den Platz vor Kopf des Kranwagens beim 75/90 t-Kranwagen so beschränkt, daß eine vergrößerte Ausladung notwendig gewesen wäre und die Schwierigkeiten noch weiter gestiegen wären. Im Schwerlastkranwagenbau war es also möglich, durch zweckentsprechende geschweißte Blechkonstruktionen, bei denen zur Gewichts- und Raumersparnis überall nur das unbedingt notwendige Material gegeben wurde, die Leistungsfähigkeit außerordentlich zu steigern.

stellen zur Verfügung steht. Er erhielt daher Dampftrieb; elektrischer Antrieb mit Strombezug aus einem ortsfesten Netz, wie ihn früher gebaute ähnliche Kranwagen zur Platzersparnis besitzen, schied von vornherein aus.

Der Oberwagen ist ebenfalls vollständig geschweißt, ebenso der etwa 13 m lange, aus St 52 hergestellte Ausleger. Der Ausleger bleibt bei Zugfahrten in den Seilen hängen. Er wird bei den Kranwagen ohne Eßmann-Waage durch das Hubwerk von der Dampfmaschine eingezogen und ausgelegt, bei den Kranwagen mit Eßmann-Waage ist nur ein Handantrieb für das Einziehwerk vorhanden. Seine zusätzliche Ausrüstung mit Preßluftantrieb ist jedoch vorgesehen. Die Hubgeschwindigkeit des Kranwagens beträgt 20 m/min, die Drehgeschwindigkeit 1,3 Umdr/min, die Eigenfahrtschwindigkeit 70 m/min. Die umsteuerbare stehende Zwillingsmaschine von etwa 40 PS-Leistung hat eine Drehzahl von 210 Umdr/min. Beim Senken des Greifers läuft sie zur Abdämpfung der Senkgeschwindigkeit leer mit; außerdem ist, um ein zu hartes Einfallen der Bandbremse des Hubwerks beim Senken und damit eine zu hohe Lastverzögerung zu vermeiden, das Bremsgewicht der Senkbremse mit einem glyceringefüllten Verzögerungszyylinder verbunden.

Das Gegengewicht des Kranwagens wiegt 13,8 t und gibt ihm nach der Auslegerseite einen Standsicherheitsfaktor von rund 1,6. Eine derartige Standsicherheit ist mit Rücksicht auf den rauen Betrieb und die oft abgefahrenen Kohlenladegleise unerlässlich. Die Eßmann-Seilzugwaage gestattet das Gewicht des Greifers nebst Inhalt mit 1/100 Genauigkeit festzustellen und auf eine Wiegekarte zu drucken. Dabei kann die Last in jeder Höhenlage hängen, da das Gewicht des Seiles ausgeglichen ist. Wenn der Ausleger aus der Arbeitsstellung in die Transportstellung gebracht werden soll, wird die Verbindung der Waageteile im Ausleger und derjenigen im Kranschutzhause durch Herausnahme einer Druckstange bei Sicherung der übrigen Hebel aufgehoben.

Neben diesem leichten Kohlenladekranwagen ist z. Z. ein völlig geschweißter dreiachsiger 10 t-Kranwagen mit Handantrieb im Entstehen. Hatte die bisherige Einheitsbauart der 10 t-Kranwagen der Deutschen Reichsbahn nur eine Ausladung von 5,7 m bei 10 t Tragfähigkeit, so erhält der neue 10 t-Kranwagen eine Hauptausladung von 8 m, so daß der Kranwagen bei 6,9 m Länge über Puffer und bei umgeklappten Puffern fast 5 m Arbeitslänge vor Kopf des Wagens, gemessen bis zum Lasthaken, besitzen wird, eine Forderung, die sich im Betrieb immer mehr als notwendig herausgestellt hat.

Weichenkranwagen.

Eine Sonderstellung unter den Kranwagen nehmen die Weichenkranwagen ein; sie sind zum Ein- und Ausbau schwerer Weichenteile im Gewicht bis zu 20 t bestimmt. Während der gewöhnliche Kranwagen die Normallast nur zu heben und zu schwenken vermag und höchstens mit geringeren Lasten oder mit in Gleisrichtung geschwenktem belasteten Ausleger auch kurze Strecken verfahren kann, müssen die Weichenkranwagen jede Last nicht nur heben, sondern auch mit beliebiger Auslegerstellung selbst durch Weichenkrümmungen mit geringen Halbmessern sicher verfahren können. Bei dem Entwurf von Weichenkranwagen ist daher nicht nur auf die Standsicherheit, sondern vor allem auch auf die Raddruckverhältnisse und die dadurch bedingte Entgleisungssicherheit zu achten. Weichenkranwagen müssen also genügend schwer gebaut werden, damit eine zu starke Verringerung des Raddruckes auf der durch das Lastmoment entlasteten Seite vermieden bleibt; ferner ist auf leichte radiale Einstellbarkeit der Achsen oder einer etwa in einem Drehgestell zusammengefaßten Achsgruppe in Krümmungen zu achten und nicht zuletzt dafür zu sorgen, daß die vom Erbauer beabsichtigten

Raddruckverhältnisse beim fertigen Kranwagen praktisch auch wirklich erreicht werden, das heißt, daß sich nicht durch elastische Verformungen und Verwindungen des Kranwagens oder durch Unebenheiten in der Gleislage, wie sie bei Überhöhungsrampen oder unbeabsichtigt durch Nachgiebigkeit der Bettung eintreten können, die Raddruckverhältnisse der Praxis gegenüber der theoretischen Rechnung verschieben.

Anfang 1934 war bereits bei der Deutschen Reichsbahn ein Weichenkranwagen vorhanden, allein bei 78 t Eigengewicht war die Tragfähigkeit dieses Kranwagens nicht ausreichend. Ein weiterer Versuch, mit zwei Weichenkranwagen von je 11 t Tragfähigkeit gemeinsam bis 20 t schwere Weichenteile zu heben und fortzubewegen, war insbesondere wegen der schwierigen Bedienbarkeit und wegen der Wirtschaftlichkeit gescheitert. So bestand 1934 die Aufgabe, neue Weichenkranwagen mit 20 t Tragfähigkeit bei 4,5 m Ausladung zu entwerfen und zu bauen, die eine Probelast von 25 t entsprechend der Hebezeugdienstvorschrift noch entgleisungssicher bei beliebiger Auslegerstellung und mittelmäßigem Oberbau durch enge Weichenkrümmungen von 190 m Halbmesser verfahren konnten. Da das Gewicht solcher Weichenkranwagen nicht unter 100 t Eigengewicht bleiben würde, mußte von vornherein eine Unterteilung der sechs (oder mehr) Achsen in zwei Drehgestelle aus Gründen der Fahrsicherheit sowohl des in Züge eingestellten Kranwagens als auch des selbstfahrenden, arbeitenden Kranwagens gefordert werden.

Um ferner die Einhaltung der gewünschten Raddruckverhältnisse sicher zu erzielen, hatte Dir. b. d. R. Dr. Uebelacker, Nürnberg, den Vorschlag gemacht, Unterwagenplattform und gegebenenfalls auch Drehgestell in einer Dreipunktstützung auf den beiden Drehgestellen bzw. auf den Achsen aufzulagern. Ein anderer Vorschlag sah Auflagerung der Unterwagenplattform in vier gefederten Auflagerpunkten auf den Drehgestellen vor, um so bei der Vierpunktstützung die Kräfte in bestimmte Grenzen einschließen zu können. Nach beiden Vorschlägen wurden Weichenkranwagen beschafft.

Eine erste Berechnung ergab, daß ein Weichenkranwagen für ein Nutzlastmoment von 90 mt im ebenen Gleis ein Gesamtgewicht von 108 t erhalten mußte. Bei Anordnung von sechs Achsen ergab dies einen Achsdruck von 18 t im Transportzustand. Der arbeitende Kranwagen erhält bei diesem Gesamtgewicht unter Last einen höchsten Raddruck von 18 t.

So wurden 1934 zunächst Weichenkranwagen mit gefederter Vierpunktaulagerung des Unterwagens auf dem Drehgestell den Ardeletwerken in Auftrag gegeben. Die Abb. 10 zeigt den Kranwagen transportbereit. Die Hauptausladungen des Kranwagens sind 3½, 4½ und 6 m, die entsprechenden Tragfähigkeiten 22, 20 und 12 t. Bei 3,5 m Ausladung kann der Kranwagen 20 t auch noch in 120 mm Überhöhung heben, schwenken und verfahren. In der Transportstellung kann er in Güterzüge mit 65 km/h Höchstgeschwindigkeit eingestellt werden; bei 12200 mm Länge über Puffer beträgt sein Metergewicht 8,8 t/m.

Die Unterwagenplattform stützt sich, wie erwähnt, in vier Auflagern gefedert auf die beiden Drehgestelle. Die vier Auflager befinden sich über den Seitenwangen der Drehgestelle und zwar über den Ausschnitten für die mittlere Achse. Die Federung jedes Abstützungspunktes wird durch drei, quer zur Drehgestellängsachse liegende 13lagige Blatttragfedern von 700 mm Länge gebildet, die sich frei strecken können und mit ihren Bündeln auf einem Kegelrollenlager aufruhend. Die vier gehärteten Kegelrollen jedes Auflagers haben einen mittleren Durchmesser von 55 mm und laufen, durch einen Rollenkorb geführt, zwischen zwei kreisbogenförmigen Laufbahnstücken. Die Zusammendrückung der Federn kann für jedes Auflager an einer Zeigervorrichtung,

die außen am Unterwagenlangträger angebracht ist, abgelesen werden, so daß der Bruch einer Feder sofort bemerkt wird. Die Drehpfannen dienen entsprechend der gefederten Vierpunktlagerung nur zur Führung der Unterwagenplattform. Ihre Oberteile sind an den Pfannenträgern der Unterwagenplattform mit Schrauben befestigt und besitzen Ansätze zur Übertragung der horizontalen Kräfte. Die Unterteile der Drehpfannen gleiten in senkrechten Führungsrings in den Drehgestellen, so daß nur waagerechte Kräfte übertragen werden können; Unterteil und Oberteil sind durch nach oben herausnehmbare Bolzen miteinander verbunden.

Um die Achsdrücke der drei Achsen jedes Drehgestells des arbeitenden Kranwagens nach Möglichkeit gleich zu halten und ferner die Tragfedern gegen Überlastung zu schützen, wurden zwischen zwei Achsen Schwanenhalsträger angeordnet, in deren Mitte Spindeln gelagert sind, die sich in hochgeschraubter Stellung gegen einen Anschlag am Drehgestellrahmen stützen. Die Entlastung der Tragfedern der beiden dritten Achsen geschieht durch Herabschrauben der in ihren Federfangböcken gelagerten Spindeln auf die Federbunde. Der Einfachheit halber und des geringen Radstandes der dreiachsigen Drehgestelle wegen wurde bei diesem Kranwagen sowohl darauf verzichtet, die Drehgestelle auf den Achsen statisch

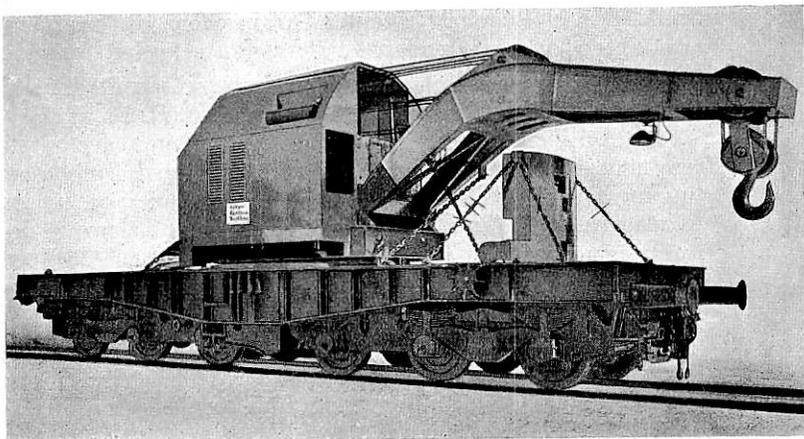


Abb. 10. Weichenkranwagen in Zugfahrtstellung.

bestimmt in drei Punkten aufzulagern, was bei den knappen Platzverhältnissen sehr schwierig ausführbar gewesen wäre, als auch die Tragfedern der Achsen gegen Entlastung zu sichern. Im Zusammenhang mit den Federn zwischen der Unterwagenplattform und den Drehgestellen neigte sich daher der Unterwagen beim Belasten des Kranwagens bei quergestelltem Ausleger nach der Lastseite. Da ferner Kegelrollenaufleger mit losen Rollen keine günstigen Reibungsverhältnisse besitzen, ergab sich beim Verfahren des Kranwagens in Weichenkrümmungen mit kleinem Halbmesser, daß diese Krümmungen mit der erforderlichen Probelast von 25 t bei 4,5 m Ausladung und quergestelltem Ausleger nicht durchfahren werden konnten. In der Bedienungsanweisung des Kranwagens konnte deshalb ein Verfahren des Kranwagens mit quergestelltem belasteten Ausleger nur bei 3,5 m Ausladung zugestanden werden. Bei weiteren Beschaffungen mußten daher hinsichtlich der Auflagerung der Unterwagen auf den Drehgestellen und der Drehgestelle auf den Achsen neue Wege besprochen werden, die später noch aufgezeigt werden sollen.

Der Antrieb dieses Weichenkranwagens wie aller folgenden ist dieselelektrisch. Der geringe für den Oberwagen zur Verfügung stehende Raum sowie andererseits der rauhe, für den Dieselmotor mit seiner geringen Überlastbarkeit ungünstige Schwerlastkranbetrieb ließen diese Antriebsart trotz ihres hohen Preises als die einzig geeignete erscheinen. Der Oberwagen, der neben der Kraftzentrale noch das Hub-, Einzieh-

und Drehwerk, das Gegengewicht sowie den Führerstand aufzunehmen hatte, war auf allen sechs Seiten durch Vorschriften begrenzt. Unten ließen sich Drehgestelle und Unterwagen nicht beliebig tief bauen, oben und zu beiden Seiten gab die Fahrzeugumgrenzungslinie die Grenzmaße. Hinten mußte der Kranoberwagen bei ausgeschwenktem Ausleger das Lichtraumprofil des von ihm besetzten Gleises innehalten, damit die Zugfahrten auf dem Nachbargleis nicht gestört werden, und vorne ergab sich für den Oberwagen durch die Forderung des Herüberhebens sehr sperriger Weichteile über die Unterwagenplattform bei 3,5 m Ausladung ein sehr kleines zulässiges Maß von höchstens 1800 mm von Mitte König. So ergab sich für den Oberwagen ein Raum von nur wenig mehr als $3,3 \cdot 3,3 \text{ m}^3$, in dem alle erwähnten Teile in sparsamster Raumaufteilung untergebracht werden mußten.

Die Unterbringung des Dieselmotor-Generators in Längsrichtung vor einer Seitenwand, die durch große Türen zu öffnen sind, ergibt eine gute Zugänglichkeit einer Dieselmotorseite. Allerdings ist dadurch die andere Seite des Dieselmotors durch die Triebwerke verdeckt. Der Dieselmotor ist ein Vierzylindermotor mit 57 PS-Leistung bei 1200 Umdr/min. Ein Stirnkühler ist in der Vorderwand des Oberwagens eingebaut. Der Ventilator ist auf dem Generatorgehäuse befestigt und wird von der Generatorwelle aus mittels Keilriemen angetrieben. Ein Ölkühler ist ebenfalls vorhanden. Brennstoffbehälter und Wasserbehälter sind über den Maschinen am Dach des Oberwagenschutzhauses aufgehängt. Die Behälter werden durch Flügelhandpumpen gefüllt. Die Auspuffgase werden zu einem außerhalb des Schutzhauses in einer Nische des Daches liegenden Schalldämpfer geführt. Mit dem Dieselmotor ist ein tropfwassergeschützter Gleichstromerzeuger von 42 kW-Leistung direkt gekuppelt. Die elektrische Schaltung erreicht eine Selbstregelung des elektrischen Teiles derart, daß die Leistung des Generators auch bei hohen Stromstärken ein bestimmtes Maß nicht überschreitet und somit eine Überlastung des Dieselmotors vermieden bleibt.

Die einzelnen Triebwerke des Kranwagens haben mit Ausnahme des Schwenk- und Einziehwerkes, die einen gemeinsamen Antrieb besitzen, je eigene Motoren.

Diese Unabhängigkeit des Einziehwerkes und des Hubwerkes voneinander hat den Vorteil, daß beide gleichzeitig betätigt und schräge Lastwege erreicht werden können. Andererseits ist bei dieser Lage der Triebwerke im Oberwagen kein Platz, um den Führerstand in der Mitte der Vorderwand zwischen den Auslegerfußpunkten anordnen zu können. Er wurde auf die eine Seite des Oberwagens verlegt, was den Nachteil der ungünstigeren Übersichtlichkeit des Arbeitsfeldes vor allem beim Verfahren mit senkrecht zum Gleis gestelltem Ausleger in einer Richtung hat.

Da auch die rückwärtige Ausladung des Oberwagens begrenzt war, mußte ein großer Teil des Gegengewichtes in die Unterwagenplattform verlegt werden. Der Mittelteil des Gegengewichtes im Oberwagen ist in seinem unteren Teil vom übrigen fest angeordneten Gegengewicht getrennt. Er kann abgesenkt und auf einer Fahrbahn auf der Unterwagenplattform ausgefahren werden. Beim Einstellen des Kranwagens in Züge wird dieses etwa 7 t schwere Gegengewicht auf dem Unterwagen an bestimmter Stelle festgespannt und dann der Oberwagen um 180° geschwenkt. Der niedergelassene Ausleger bleibt in den Seilen hängen. In diesem Zustande liegt der Schwerpunkt des Kranwagens genau in der Mitte zwischen den beiden Drehgestellen, so daß alle sechs Achsdrücke gleich sind. Das Absenken und Verfahren, sowie das Wiederanheben des Gegengewichtes geschieht durch einen Handkurbelantrieb mit aufsteckbaren Handkurbeln.

Den Strom für die Beleuchtung, den Anlasser, die Glühkerzen des Dieselmotors, Hupe usw. liefert eine Bosch-Lichtmaschine mit 12 Volt Spannung.

Die Erfahrungen beim Bau und beim Probetrieb zeigten die Nachgiebigkeit der Federn und die ungünstige Unterbringung dieser wie auch der Rollenlager unter ihnen, die wegen der beschränkten Höhenverhältnisse zu allzu kleinen Rollendurchmessern geführt hatte. Weitere Weichenkranwagen wurden daher im Jahre 1935 mit Dreipunktauf-lagerung der Unterwagenplattform auf den Drehgestellen vergeben. Die Fa. Unruh und Liebig wählte für den Kranwagen eine Dreipunktstützung, die dadurch erreicht wurde, daß die vier seitlichen Auflager im Unterwagen zu je zweien auf einer Wagenlängsseite durch ein Ausgleichgestänge verbunden wurden: Die Drehpfannen bilden zwei Auflagerpunkte der Unterwagenplattform. Zu beiden Seiten der Drehpfannen ist im Abstand von 1010 mm von Mitte Drehpfanne je eine Druckrolle von 300 mm Durchmesser in einem Winkelhebel, der seinerseits im Unterwagen drehbar befestigt ist, gelagert. Die Druckrollen können sich auf geschliffenen Druckplatten aus Chrom-Molybdänstahl, die auf dem Drehgestellrahmen über den Achslagern der Mittelachsen angebracht sind, abwälzen. Die beiden Winkelhebel jeder Längsseite sind über eine Zugstange, deren Länge durch ein Spannschloß genau einstellbar ist, verbunden. So bilden die Druckrollen mit dem Ausgleichgestänge zusammen den dritten Abstützpunkt. Auf ebener Gleislage ist die Zugstangenlänge so eingestellt, daß der Abstand jeder Druckrolle von der zugehörigen Druckplatte beim Aufliegen der Druckrolle der anderen Unterwagenlängsseite 4 mm beträgt. Die Rollen und Drehpunkte der Hebel sind mit kräftigen unempfindlichen Nadellagern versehen.

Die Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg wählte einen hydraulischen Ausgleich zwischen den beiden Auflagern der Unterwagenplattform jeder Wagenlängsseite. Zwei Festpunkte bilden ebenfalls wieder die Drehpfannen; je nach der Belastungsseite des Kranwagens ergibt sich also wiederum eine um die Wagenlängsachse pendelnde Dreipunktauf-lagerung. Die hydraulischen Abstützeinrichtungen beider Wagenseiten sind einander gleich. Über den beiden Achsbuchsen der Mittelachsen sitzt an den Drehgestellwangen je ein Druckzylinder, der einen manschettengedichteten Kolben mit Druckstücken trägt. Die beiden Druckzylinder einer Wagenseite sind über einen Ausgleichszylinder miteinander verbunden. Durch Handpreßpumpen wird die mit Glycerin gefüllte hydraulische Anlage unter Druck gesetzt. Dadurch werden die Rollen der in je einer Walze auf den Arbeitskolben gelagerten Rollenböcke gegen Gleitstücke am Unterwagen gepreßt. Die Rollen besitzen 160 mm Durchmesser. In jedem Ausgleichszylinder befindet sich ein federbelasteter Kolben, der bei Belastung der betreffenden Wagenseite an einem Anschlag aufsitzt, bei Entlastung seiner Wagenseite aber durch die Federkraft verschoben wird und so einen Druck in der hydraulischen Anlage seiner Wagenseite erzeugt, der die Druckzylinderkolben zwingt, immer in Berührung mit der Unterwagenplattform zu bleiben. Wird beim arbeitenden Kranwagen die hydraulische Anlage einer Wagenseite undicht, so kann der federbelastete Kolben des Ausgleichszylinders über das Regelmaß absinken. Hierbei wird ein Ruhestromkreis unterbrochen, eine Signallampe im Führerhaus erlischt, gleichzeitig ertönt ein Klingelzeichen. Am Ausgleichszylinder angebrachte Marken zeigen ferner stets an, ob sein Kolben sich in der richtigen Lage befindet, die hydraulische Anlage also einwandfrei arbeitet. Auch in der Transportstellung des Kranwagens bleibt die hydraulische Dreipunkt-lagerung der Unterwagenplattform bestehen. Es werden jedoch durch Umlegen von acht Handhebeln Sicherungsriegel zwischen die Druckzylinder und die oben herausragenden Kolbenenden

eingeschoben, die das Kolbenspiel von 20 mm auf 3 mm beschränken. Wird die hydraulische Anlage während der Zugfahrt undicht, so wird die Wagenplattform bereits nach einem Absinken der Kolben um 3 mm auf den eingeschobenen Sicherungsriegeln mechanisch aufgelagert, so daß eine weitere Schiefstellung nicht möglich ist. Die hydraulische Ausgleichsvorrichtung ermöglicht günstigere Reibungsverhältnisse als der Gestängeausgleich. Andererseits erforderte die Sicherheit dafür, daß die Leitungen stets mit Preßflüssigkeit vollständig gefüllt sind, besondere Einrichtungen.

Der Weichenkranwagen mit mechanischer Dreipunktstützung stimmt in seinen äußeren Abmessungen mit dem bereits beschriebenen Weichenkranwagen im wesentlichen überein. Die Drehgestelle sind aus St 37 geschweißt. Um Platz für den Oberwagen zu gewinnen, sind die Drehgestellrahmen aus zwei Doppelrahmenwangen gebildet; so ließen sich die Auflagerpunkte der Unterwagenplattform niedriger anordnen, was wiederum die Höhe der Plattformoberkante herabsetzte. Zwischen den Einzelblechen der Doppelwangen sind die Tragfedern nunmehr verdeckt angeordnet. Um wieder zu normalen Drehgestellen mit einfachen Rahmenwangen zurückkehren zu können, wird bei weiteren Beschaffungen eine etwa 50 mm höhere Unterwagenplattformoberkante in Kauf genommen werden müssen.

Beim Arbeiten des Kranwagens werden die Tragfedern vollkommen ausgeschaltet. Um auch bei ausgeschalteten Tragfedern annähernd gleiche Raddrücke einer Längsseite des Kranwagens zu erhalten, sind wiederum Schwanenhals-träger verwendet. Beim Ausschalten der Tragfedern werden die Schwanenhals-träger in ihrer Mitte von oben durch zwischen den beiden Wangenblechen liegende und in ihnen gelagerte Druckhebel und von unten durch ebenso gelagerte Spindel-mutter am Drehgestell festgespannt. Zur Ausschaltung der Einzelachsfederung schieben sich Keile, die zwischen den Wangenblechen fest geführt werden, oben auf entsprechende Flächen zu beiden Seiten der Federbunde und unter die Achslagergehäuse. Die Bedienung dieser zwischen den Wangenblechen verdeckt liegenden Ausschalt-einrichtungen für die Tragfedern erfolgt durch je drei Handräder an jeder Längsseite eines Drehgestells, die Bewegungsübertragung durch Schneckengetriebe, Spindeln und Hebelübersetzungen.

Eine Hikgl-Bremse bremst den Kranwagen bei Zugfahrten mit etwa 80% seines Gewichtes mit Hilfe von vier zwölfzölligen Bremszylindern ab. Er kann in Züge mit 65 km/h Höchstgeschwindigkeit eingestellt werden.

Die Unterwagenplattform ist ebenfalls in St 37, und zwar aus Profileisen geschweißt, Diagonalträger machen sie völlig verwindungssteif. Gewichtsmäßig bestanden hier gegen die Verwendung von Profileisen keine Bedenken, da überdies noch Gegengewichte in die Unterwagenplattform, z. B. zwischen die Flansche der Langträger aus INP 60, eingebaut werden mußten, um das notwendige Gesamtgewicht von 108 t zu erreichen.

Der Oberwagen stützt sich mit vier Stahlgußkegelrollen auf den Rollkranz. Beim Oberwagen zwangen aber die Platzverhältnisse zu einer zweckentsprechenden geschweißten Blechkonstruktion, die sich in vielen Teilen der Form der einzelnen Triebwerksteile anpassen mußte. Die Abb. 11 zeigt den Aufbau des Oberwagengerippes.

Der Führerstand befindet sich zwischen den Auslegerfußpunkten, er ist vom Maschinenraum durch eine durchlaufende, schalldichte Doppelwand getrennt und allseits geschlossen. Die Vorderwand besitzt ein großes aufklappbares Fenster, das dem Kranwagenführer stets freie Sicht auf den Arbeitsplatz gewährt. Diese vorteilhafte Anordnung des Führerstandes hatte die übrige Raumaufteilung des Oberwagens in der Weise zur Folge, daß die Dieselmachine hinter

dem König quer zur Fahrzeuglängsachse aufgestellt wurde, der Drehwerksantrieb unten seitlich neben den Führerstand zu liegen kam und das Hubwerk sowie das Einziehwerk oben angeordnet von einem Motor aus angetrieben werden mußten. Letztere beiden Triebwerke sind nun nicht mehr unabhängig voneinander schaltbar, so daß Schrägbewegungen der Last nach aufwärts oder abwärts nicht mehr ohne weiteres ausgeführt werden können. Trotzdem wurde auch den späteren Kranwagen diese im wesentlichen vorteilhaftere Aufteilung des Oberwagengeräumes wieder gegeben.

Etwa 31 t Gegengewicht sind hinten im Oberwagen eingebaut, etwa 7 t davon sind wie beim früher beschriebenen Weichenkranwagen zur Erreichung gleicher Achsdrücke während der Zugfahrt ausfahrbar.

Der Dieselmotor ist ein 60pferdiger kompressoloser Dreizylinder-Viertaktmotor mit 1100 Umdr./min. Der Maschinensatz ist mit einem gemeinsamen Rahmen auf sogenannte Vibro-Dämpfer gesetzt, die seine Schwingungen vom Oberwagen fernhalten sollen. Mit ihm ist ein Gleichstromerzeuger

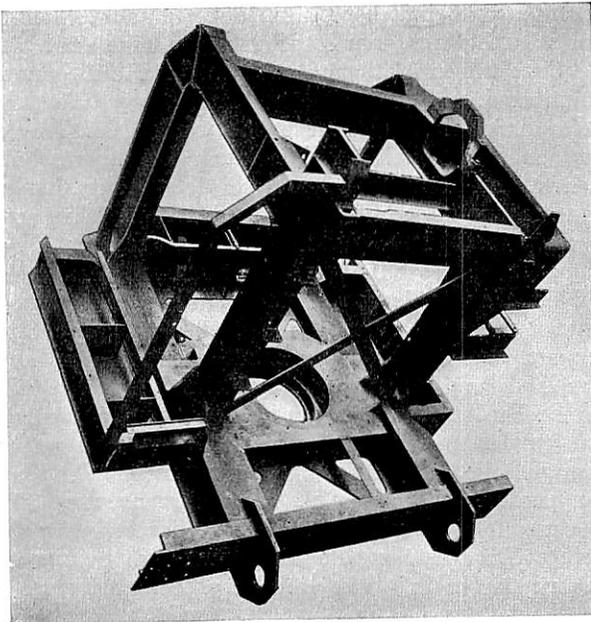


Abb. 11. Geschweißtes Oberwagengerippe eines Weichenkranwagens.

von 35 kW-Leistung direkt gekuppelt. Die gewählte Schaltung verhindert eine unzulässige Überlastung des Dieselmotors dadurch, daß der Generator eine stark abfallende Spannungskennlinie erhalten hat. Diese wird dadurch erzielt, daß außer einer an den Ankerklemmen liegenden selbsterregten Wicklung des Generators noch eine von der Erregermaschine gespeiste fremderregte Wicklung und außerdem noch eine Gegenkompoundierung vorhanden ist. Diese Gegenkompoundierung wird erreicht, indem die Bürsten anormal außerhalb der neutralen Zone festeingestellt sind. Der funkenfreie Lauf wird durch eine besondere Ausbildung der Wendepole und des Wendefeldes erzielt. Durch Einstellung der Feldwiderstände in den beiden Erregerwicklungen und durch Veränderung der Bürsteneinstellung läßt sich die Kennlinie des Stromerzeugers auch nachträglich ändern. Abb. 12 zeigt die Kennlinien des Stromerzeugers, wobei die Normalleistung des Stromerzeugers bei einer Stromlieferung von etwa 80 A erreicht wird. Hub- und Einziehwerk haben einen gemeinsamen Antriebsmotor von 23kW-Leistung; die Hubgeschwindigkeit beträgt bei 20 t Last etwa 4 m/min, das Einziehen des belasteten Auslegers dauert etwa 30 Sek. Bei der Einziehbewegung läuft das Hubwerk mit und zwar wird die ange-

hängte Last beim Einziehen gesenkt und beim Auslegen entsprechend gehoben, wobei der Lastweg annähernd eine waagerechte Linie ist. Gleichzeitig mit dem Einrücken der Einziehwerkscupplung und Lüften der Einziehwerksbremse wird ein Umschalter betätigt, der die Stromrichtung und damit den Drehsinn des Hubwerkes umkehrt, das Einziehen des Auslegers geschieht also mit den Kraftstufen der Stellung Heben der Hubsteuerwalze. Ein selbstsperrendes Schneckengetriebe sowie eine Bänderbremse des Einziehwerkes halten den Ausleger in jeder Stellung sicher fest. Zu einer Drehung des Oberwagens um 360° mit Last sind 1½ Min. erforderlich.

Im Hauptschalter des Kranwagens sind für jeden Motor Überstromauslöser eingebaut, die bei Kurzschluß sowie bei anhaltender Überlastung eines Motors abschalten. Der Hauptschalter kann nur eingelegt werden, wenn alle Steuerwalzen in den Nullstellungen stehen, weil die Überwachungskontakte an den Steuerwalzen nur dann, für die Steuerwalze des Drehwerkes jedoch auch in der Bremsstellung, geschlossen sind. Die Hubsteuerwalze besitzt zum Heben sechs Kraftstufen, zum Senken der Last fünf Senkstufen. Die Steuerwalze zum Drehwerk hat drei Stufen für Rechts- und Linksdrehen sowie für jede Drehrichtung eine Stufe für elektrische Nachlaufbremsung, wobei der Motor vom Netz getrennt und der Motor-

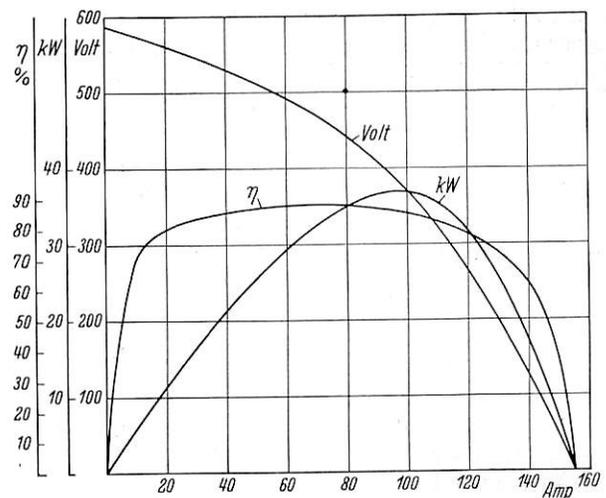


Abb. 12. Kennlinien des Stromerzeugers eines Weichenkranwagens.

stromkreis mit den Anlaßwiderständen kurz geschlossen wird. Außerdem kann eine Doppelbackenbremse des Drehwerkes vom Führerstand aus durch einen Fußtritt betätigt werden.

Der Weichenkranwagen besitzt in jedem Drehgestell einen Eigenfahrantrieb, die dem Kran eine Fahrgeschwindigkeit von 65 m/min mit Last verleihen. Die beiden Außenachsen der Drehgestelle werden durch je einen Motor über ein Vorgelege angetrieben. Soll der Kranwagen in Züge eingestellt werden, so wird das Vorgelege ausgerückt. Die beiden Fahrwerksmotoren werden beim Einschalten der Steuerwalze parallel geschaltet. Die Steuerwalze besitzt für Vorwärts- und Rückwärtsgang je fünf Fahrstufen. Auf den freien Achsen der Fahrmotoren ist je eine Bremscheibe aufgeteilt. Die daraufwirkenden Bremsbacken werden über die Fahrsteuerwalze durch Bremslüftmagnete während des Verfahrens gelüftet.

Die Abb. 13 zeigt den Weichenkranwagen mit Dreipunktstützung und hydraulischem Ausgleich. Seine Unterwagenplattform ist vollständig aus St 37-Blechen geschweißt und sehr sauber ausgeführt; Abb. 14 zeigt sie in Aufsicht. Die Gurte aller Längs-, Quer- und Diagonalträger werden durch gemeinsame Deckplatten gebildet. Die aus St 52 geschweißten

Drehgestelle besitzen zwei einfache Rahmenwangen von 22 mm Stärke, die durch Querbleche verbunden sind. Beim Arbeiten des Kranwagens werden die Tragfedern auch hier in der erwähnten Weise völlig ausgeschaltet.

Der ebenfalls geschweißte Oberwagen stützt sich mit einem Kranz von 36 kegeligen Rollen auf den Unterwagen ab. Seine Raumaufteilung entspricht in vielem der des vorher beschriebenen Kranwagens. Der Führerstand ist wiederum zwischen den Auslegerfußpunkten angeordnet. Er ist hier jedoch nur vom Maschinenraum aus zugänglich, was einen gewissen Nachteil für die Schallabdämpfung mit sich bringt.

Hubwerk und Einziehwerk besitzen wiederum einen gemeinsamen Antriebsmotor. Um ein Gegenfahren der Unterflasche gegen den Ausleger zu verhindern, ist bei diesem Kranwagen noch ein Hubenschalter eingebaut, der den Motor mittels eines Anschlages abschaltet.

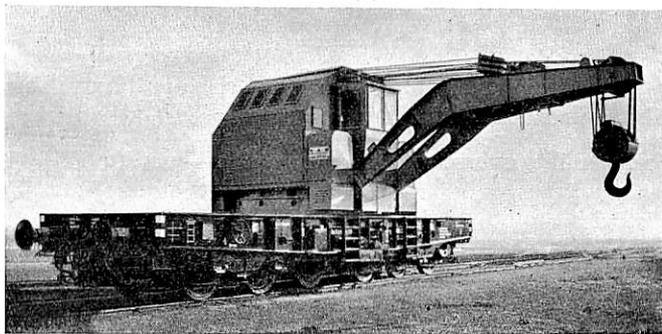


Abb. 13. Weichenkranwagen in Arbeitsstellung.

Auch dieser Kranwagen besitzt zwei Fahrmotoren, die die Außenachsen der beiden Drehgestelle antreiben. Auf den Motorzapfenenden sind die Bremsstromeln aufgesetzt. Das Bremsgestänge wird durch ein kleines elektrisch-hydraulisches Gerät bewegt, in dem ein kleiner durch Regulieranlasser gesteuerter Elektromotor eine Flügelradpumpe antreibt, die eine der Motordrehzahl entsprechende Ölverdichtung hervorruft. Dieser Öldruck verschiebt einen Kolben, der über das Bremsgestänge die Bremsbacken betätigt. Durch die in zehn Stufen regelbaren Motoren dieser Eldro-Geräte wird der Kranwagen verschiedentlich stark abgebremst; eine mechanische Verriegelung verhindert eine Betätigung der Bremse bei eingeschalteten Fahrmotoren. Wenn auch diese Bremse den einfachen Bremsluftmagneten schon überlegen ist, so ist für die Zukunft doch anzustreben, bei Weichenkranwagen die schon für die Zugfahrt vorhandene Druckluft-Klotzbremse auch vom Führerstand aus beim Eigenverfahren des Kranes bedienbar zu

machen. Ein in den Unterwagen eingebauter kleiner Elektromotor mit Selbststeinschaltung sowie eine elektrische Druckknopfbetätigung vom Führerstand aus über Schleifringe am König ermöglichen dies in einfacher Weise.

Der Diesel-Stromerzeuger ist der gleiche wie bei dem zuletzt beschriebenen Weichenkranwagen.

Die Abnahmeversuche mit den Weichenkranwagen mit Dreipunktstützung der Unterwagenplattform zeigten, daß diese Kranwagen mit 25 t Last, also mit 20 t + 25% Überlast, bei 4,5 m Ausladung und beliebiger Auslegerstellung Weichenkrümmungen von 190 m Halbmesser sicher durchfahren können. In ihrer Bedienungsanweisung konnte daher ein Verfahren mit 20 t Last bei 4,5 m Ausladung für den Betrieb zugelassen werden, eine Einschränkung der Ausladung beim Verfahren war also nicht mehr nötig.

Diese Weichenkranwagen mit 20 t Tragfähigkeit, und zwar auch beim Verfahren, sind nunmehr einige Zeit in Betrieb

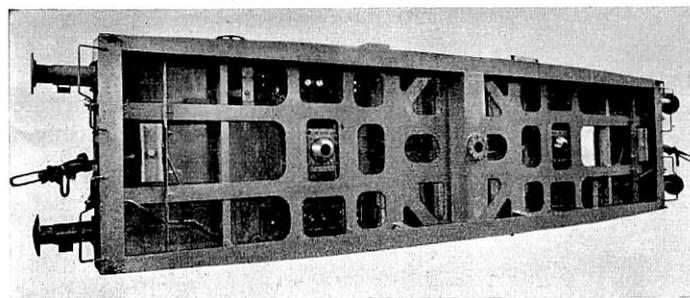


Abb. 14. Unterwagenplattform eines Weichenkranwagens.

und leisten ihren Heimatdirektionen nutzbringende Dienste. Sie sind nicht so sehr geschaffen, um Menschenkräfte zu sparen, als um den Menschen die schwere Arbeit der Oberbauverlegung zu erleichtern, Hilfe bei der Verhütung von Unfällen zu leisten und daneben durch Beschleunigung der Arbeiten die Störungen des Zugbetriebes zu verringern.

Sämtliche Kranwagen wurden unter Leitung des RZA München in Auftrag gegeben; die Ausführungen mögen gezeigt haben, daß in gleicher Weise wie im gesamten Fahrzeugbau der Reichsbahn auch im Kranwagenbau in den letzten Jahren erhebliche Fortschritte gemacht worden sind, Fortschritte, die zum großen Teil der Einführung der Schweißung und der damit verbundenen Möglichkeit zu verdanken sind, wo nötig, wertvolle Gewichtsparsparnisse zu erzielen und Drehgestelle, Plattformen und Aufbauten gleichsam wie aus einem Guß zu schaffen, die den schweren Belastungen im Kranbetrieb zu widerstehen vermögen.

Schnellbestimmung der Betriebswiderstände, der seitlichen Schienenabnutzungen und der Entgleisungsgrenze in Krümmungen.

Von Reichsbahnoberrat Dr.-Ing. E. Troitzsch, Erfurt.

Wer sich mit dem Betrieb und der Leistungsfähigkeit von Gebirgsbahnstrecken befassen muß, weiß genau, daß die scharfen Kurven wie ein Alpdruck auf der freien Entwicklung des Betriebs lasten und daß sie zur äußersten Vorsicht mahnen. Mit Leitschienen, beträchtlichen Geschwindigkeitseinschränkungen und sonstigen Schutzmaßnahmen sucht man die Gefahr zu bannen, durch Herabsetzung der Reibungskräfte die Kurvenwiderstände und die damit zusammenhängenden seitlichen Abnutzungen der Außenschiene herabzumindern; der Betrieb arbeitet mit dem Maschinenfachmann daran, durch bogenläufige Lokomotiven, durch Lenkachsen, durch möglichst weitgehende Verwendung des kurzen Drehgestells, durch Ölen usw. der Krümmungsschwierigkeiten Herr zu werden und besonders die unerträglichen Abnutzungen an Rad und Schienen

einzuschränken. Und sieht man sich im Auslande um, so findet man dort die gleichen Schwierigkeiten und gleichen Bestrebungen vor. Überall stellen sich die Kurven der heute sehr begehrten Erhöhung der Geschwindigkeiten hemmend in den Weg.

In der Schweiz und in Österreich, den Ländern mit den verwundensten Eisenbahnen Europas, arbeitet man auf Veranlassung des Betriebsfachmanns unablässig daran, durch Ausnutzung der bisherigen, meist reichsdeutschen Forschungen eine Lösung der Krümmungsfragen in die Wirklichkeit umzusetzen.

Der Bauingenieur und Betriebsfachmann möchte sich die Erforschung der Kurvenfragen ganz besonders zunutze machen, hat aber das unsichere Gefühl, daß die Bestimmung oder Errechnung der geheimnisvollen Kräfte, die hier wirken, kaum

oder nur bei eingehender Beschäftigung mit diesen Erscheinungen zu erreichen ist. Zudem wird ihm auf der Hochschule oder der technischen Fachschule darüber nichts gebracht, sondern auf diesen Schulen gehört die Bestimmung der Kräfte zwischen Rad und Schiene in Gleisbogen ins Gebiet des Maschinenbaus. Während aber der Maschinenbauer das Verhalten der ganzen Lokomotive oder des ganzen Fahrzeugs in der Kurve untersuchen muß, hat es der Betriebsfachmann im wesentlichen einerseits nur mit dem anlaufenden Rade (der ersten Achse) zu tun und andererseits ausschlaggebend mit der großen Masse der Wagen; die einzelnen Maschinen sind für seine Belange in der Kurvenfrage nicht von gleicher Bedeutung.

Um die Bestimmung der Kräfte an dem anlaufenden Rade durchzuführen, wählt man am besten das dem Bau-

leute auf dem Standpunkt, daß etwa ein Drittel der Bogenfahrten in Zweipunktberührung und zwei Drittel in Einpunktberührung stattfindet, ein anderer Teil der Fachleute will das Verhältnis gerade umgekehrt wissen. Es ist müßig darüber zu streiten; denn, wenn der Zustand der Zweipunktberührung auch nur in einem Drittel der Bogenfahrten eines Wagens auftritt, so kommt der Wagen immer noch hundertfältig in den gefährlicheren Zustand hinein und den müssen wir ins Auge fassen. Aus dem gleichen Grunde müssen wir einen hohen Wert der Reibungszahl einsetzen. Da wir die Zustände an recht ungünstiger Stelle und unter den ungünstigsten Annahmen betrachten müssen, wählen wir für den Reibungsbeiwert f den Wert von 0,25.

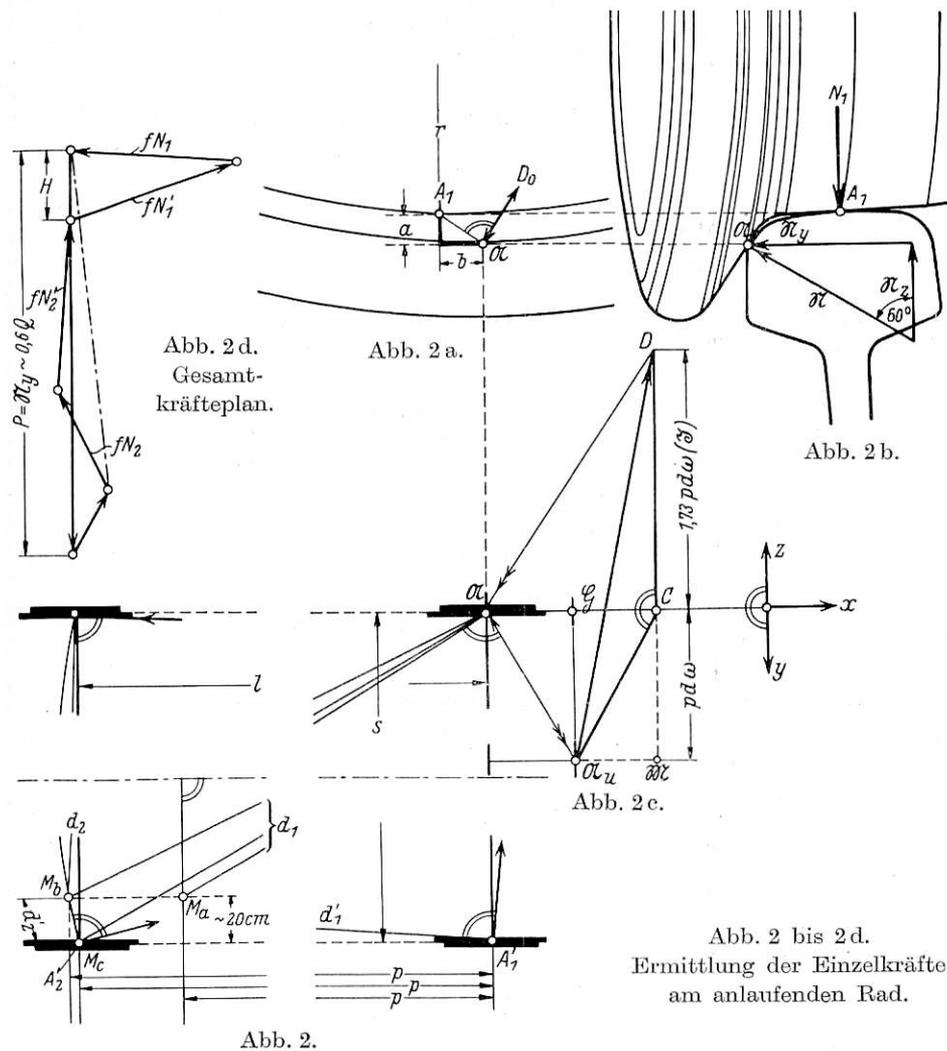
Das anlaufende Rad eines Fahrzeugs, etwa eines Wagens oder Drehgestells, läuft im Bogen nach dem Übersichtsbild 1 etwas schräg gegen die Außenschiene an. Je schräger es anlauft, um so größer ist der Anlaufwinkel α und zwar ist

$$\sin \alpha = \frac{p}{R}$$

Die Vorverlegung b (Abb. 2a) berechnet sich aus diesem Anlaufwinkel α und dem Radhalbmesser r zu $b = (r + a) \cdot \sin \alpha \cdot \operatorname{tg} 60^\circ$.

Da a gegenüber r verschwindet, $\sin \alpha$ gleich $\frac{p}{R}$ und $\operatorname{tg} 60^\circ = 1,73$ ist, wird

$$b = 1,73 \cdot p \cdot \frac{r}{R}$$



a ist bei neuerlegtem Reichsbahnoberbau 9 mm, bei anderen Schienenformen oft nur 8 mm.

Das anlaufende Rad übt einen Druck N_1 auf den Kopf der Schiene im Punkt A_1 aus, der der Radlast entspricht, und einen Seitendruck Q im Punkte Q , der der Kraft entspricht, die das Fahrzeug in der Kurve seitlich verschiebt, damit es die Kurvendrehung vollführen kann (Abb. 2b).

Das zweite Rad der anlaufenden Achse übt nur einen Druck auf den Kopf der Schiene aus, muß aber die Seitenverschiebung unter Reibung mitmachen.

Die Druckkräfte N_1 und Q erzeugen infolge der Momentandrehungen des Rades Reibungskräfte $f N_1$ und $f Q$, deren Richtungen wie folgt zu bestimmen sind:

Das rollende Rad führt eine Momentandrehbewegung um den Punkt A_1 aus (Abb. 2a); die ganze anlaufende Achse bewegt sich reibend (Abb. 2) um den von Uebelacker schon vor Jahrzehnten gefundenen Reibungsmittelpunkt M (M_a, M_b, M_c *). Ich habe nachgewiesen, daß der Reibungsmittelpunkt der anlaufenden festen Achse etwa 20 cm von der Verbindungslinie A_1' bis A_2' , der Aufstandspunkte der Innenräder nach der Fahrzeugachse zu liegt und zwar bei vorn außen und hinten innen anlaufenden Fahrzeugen auf dem Lot vom Bogenmittelpunkt auf die Fahrzeugachse und bei nur vorn anlaufenden kurzen Fahrzeugen entsprechend dem Heumannschen Minimumsatz wenige Zentimeter hinter der Hinterachse (Punkte M_a und M_b in Abb. 2). Treten starke Bremskräfte oder nach außen wirkende große Seitenkräfte hinzu, so legt

sich der Reibungsmittelpunkt im zweiten Falle schließlich auf

*) Uebelacker hat auch für die Ermittlung der Kräfte bei seinen Modellversuchen bereits das zeichnerische Verfahren angewendet.

dem Aufstandspunkt des Innenrades der Hinterachse fest (M_c). Man trifft dann eine gute Annäherung und Vereinfachung, wenn man als Reibungsmittelpunkt zur Untersuchung des anlaufenden Rades den Aufstandspunkt des freilaufenden Innenrades der Hinterachse wählt.

Durch die so gegebene Lage des Reibungsmittelpunktes der ganzen anlaufenden Achse und des Momentendrehpunktes des anlaufenden Rades kann man die durch Reibung zu überwindende Bewegung des anlaufenden Rades gemäß Abb. 2c hinzeichnen.

Der Punkt A_1 bewegt sich senkrecht zur Verbindungslinie $MA_1 = M\mathcal{A}$ in der waagerechten Ebene.

Die Bestimmung der Bewegungsrichtung des Punktes \mathcal{A} ist eine einfache Aufgabe der darstellenden Geometrie:

Der Punkt \mathcal{A} dreht sich gleitend einerseits mit dem ganzen Fahrzeug in der waagerechten Ebene um den Reibungsmittelpunkt M der in den Punkten A_1 und A_1' auftretenden Reibungskräfte, andererseits infolge der Drehung des Rades in der lotrechten Ebene um eine durch den Aufstandspunkt A_1

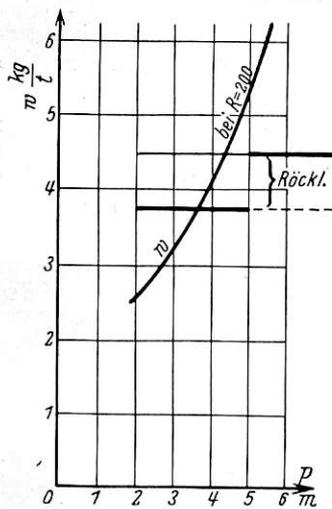


Abb. 3. Bogenwiderstandskurve bei wachsendem An-

$$\text{laufwinkel } \alpha = \frac{p}{R}.$$

w bei $R = 200$.

der Linie $\mathcal{A}GC$ liegt und dann in die Bildebene nach oben um $\mathcal{A}GC$ herumgeklappt zu denken ist, bewegt sich der Punkt \mathcal{A} senkrecht zur Linie $A_1\mathcal{A}$ (Abb. 2a) und, da das Rad sich $\frac{R}{r}$ mal so schnell dreht wie das Fahrzeug, ist die Größe der Bewegung gleich der Länge

$$\overline{D\mathcal{A}} = r \sin \alpha (\text{tg } 60^\circ) \frac{R}{r} \cdot d\omega = r \cdot \frac{p}{R} (\text{tg } 60^\circ) \frac{R}{r} \cdot d\omega.$$

Wenn $d\omega = \frac{1}{100}$, $a = 0,009$ m, p in m, $\text{tg } 60^\circ = 1,73$ eingesetzt wird, ist

$$\overline{D\mathcal{A}} = \left(0,009 \hat{+} \frac{r}{R} p 1,73 \right) \frac{R}{r} = 0,009 \frac{R}{r} \hat{+} p 1,73 \text{ in cm.}$$

Man braucht also nur von \mathcal{A} aus die unveränderliche Größe $\frac{R}{r}$ 0,009 cm (bei $R = 200$ m und $r = 0,60$ m = 3,0 cm) nach rechts bis zum Punkte C abzutragen und von dem neuen Punkte C um p (m) 1,73 (in unserm Falle bei angenommenem $p = 2,60$ m 1,73 = 4,5 cm) nach oben zu gehen bis D , dann ist $\overline{D\mathcal{A}}$ die zu $\mathcal{A}\mathcal{A}_u$ gehörige Bewegung in der lotrechten Ebene. Im Raume gesehen bewegt sich Punkt \mathcal{A} demnach von dem wieder in die lotrechte Ebene aufgeklappten Punkt D nach \mathcal{A}_u . $\overline{D\mathcal{A}_u}$ (bei hochgeklappter lotrechter Ebene im Raum gesehen)

des Rades gehende waagerechte Querachse (Abb. 2a). Führt das Fahrzeug in der waagerechten Ebene eine unendlich kleine Drehung von der Winkelgröße $d\omega$ ($d\omega$ stark vergrößert = $\frac{1}{100}$ gezeichnet) aus, so bewegt sich der Punkt \mathcal{A} senkrecht zur Linie $M\mathcal{A}$ von \mathcal{A} nach \mathcal{A}_u um $\mathcal{A}M \cdot d\omega$ und, wenn man zur einfachen und deutlichen Darstellung $d\omega = \frac{1}{100}$ zeichnet, liegt \mathcal{A}_u von der waagerechten Linie $\mathcal{A}GC$ um p aber in Zentimeter statt Meter aufgetragen, entfernt.

Abb. 2c stellt unterhalb der Linie $\mathcal{A}GC$ Bewegungen und Kräfte dar, die in der waagerechten Ebene, in der lotrechten Ebene, die über

ist die Größe des gesamten Gleitweges des Punktes \mathcal{A} ; $\overline{C\mathcal{A}_u}$ stellt die Größe der Horizontalprojektion von $\overline{D\mathcal{A}_u}$ dar und $\overline{M\mathcal{A}_u} = \overline{CG}$ ist die Größe des Gleitweges in der X-Richtung, $\overline{C\mathcal{M}}$ die Größe des Gleitweges in der Y-Richtung und \overline{DC} die Größe des Gleitweges in der Z-Richtung.

Die Reibungskraft $f\mathcal{A}$ bei Punkt \mathcal{A} hat die entgegengesetzte Richtung wie der Gleitweg des Punktes \mathcal{A} , ihre Projektionen auf die drei Ebenen sind dieselben wie die des Gesamtgleitweges des Punktes \mathcal{A} , nur haben sie die entgegengesetzte Richtung. Nimmt man die gesamte Reibungskraft $f\mathcal{A} = \mathcal{A}_u D$, so ist die Komponente in der Fahrzeuglängsachse (X-Richtung) = $\mathcal{A}_u M$, die Komponente in der Richtung der Radachse (Y-Richtung) = $M C$; die Vertikal-komponente $\mathcal{A} = \overline{CD}$; die Kraft \mathcal{A} ist der Größe nach = $\frac{1}{f} \cdot \overline{\mathcal{A}_u D}$ räumlich.

Zur Beurteilung der Betriebswiderstände in der Kurve braucht man den gesamten Reibungswiderstand, sowohl den an den Aufstandspunkten der Räder, als auch den am Berührungspunkt \mathcal{A} infolge des Normaldruckes \mathcal{A} am anlaufenden Rade.

Für die Beurteilung der seitlichen Abnutzung der äußeren Schiene benötigt man nur die Reibungskraft $f\mathcal{A}$ im seitlichen Berührungspunkt \mathcal{A} .

Für die Beurteilung der Entgleisungsgefahr infolge Aufkletterns braucht man die Größen \mathcal{A}_z und \mathcal{A} .

A. Bestimmung des Kurvenwiderstandes.

Die Reibungsarbeit ist Reibungskraft mal Weg dieser Kraft in der Krafrichtung. Die Reibungskraft der senkrecht auf die Schienenköpfe wirkenden Raddrucke N ist überschläglich unter Annahme gleichmäßiger Belastung der Räder eines Wagens mit je Q Tonnen je $f \cdot Q$ Tonnen. Der Weg der Reibungskraft ist bei einem Bogen von $\varphi \cdot R$ Länge = $\varphi \cdot d$. Die Reibungsarbeit aller Reibungskräfte an den Aufstandspunkten ist $f \cdot \varphi \cdot \Sigma (N \cdot d)$.

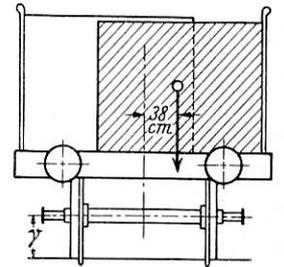


Abb. 4. Grenze der schiefen Beladung für Bogenentgleisung.

Die Reibungsarbeit an dem seitlichen Berührungspunkt \mathcal{A} , also am Druckpunkt der Kraft \mathcal{A} ist $f \cdot \mathcal{A}$ mal der Länge des Weges dieser Reibungskraft. Dieser Weg entspricht der Strecke $\overline{D\mathcal{A}_u}$ in Abb. 2c und verhält sich zu dem Weg des Punktes A_1 auf dem Schienenkopf wie $\overline{D\mathcal{A}_u}$ zu $\overline{\mathcal{A}\mathcal{A}_u}$, ist also $\frac{\overline{D\mathcal{A}_u}}{\overline{\mathcal{A}\mathcal{A}_u}} \cdot d_1 \cdot \varphi$.

Die Reibungsarbeit am Berührungspunkt \mathcal{A} ist somit $f \cdot \mathcal{A} \cdot \frac{\overline{D\mathcal{A}_u}}{\overline{\mathcal{A}\mathcal{A}_u}} \cdot d_1 \cdot \varphi$. Die gesamte Reibungsarbeit durch den ganzen Bogen ist zusammen:

$$\left[\Sigma (N \cdot d) + \mathcal{A} \cdot \frac{\overline{D\mathcal{A}_u}}{\overline{\mathcal{A}\mathcal{A}_u}} \cdot d_1 \right] \cdot f \cdot \varphi.$$

Der Kurvenwiderstand ist dann auf der Bogenstrecke $\varphi \cdot R$:

$$W = \frac{f \cdot \varphi}{\varphi \cdot R} \left[\Sigma (N \cdot d) + \mathcal{A} \cdot \frac{\overline{D\mathcal{A}_u}}{\overline{\mathcal{A}\mathcal{A}_u}} \cdot d_1 \right] \text{ in } Q \text{ Einheiten.}$$

$\frac{\overline{D\mathcal{A}_u}}{\overline{\mathcal{A}\mathcal{A}_u}}$ sei η benannt, $W = \frac{f}{R} [\Sigma (N \cdot d) + \mathcal{A} \eta \cdot d_1]$. Der

spezifische Kurvenwiderstand w wird $w = W \cdot \frac{1000}{n}$ in $\frac{\text{kg}}{\text{t}}$, wobei n gleich Anzahl der Räder ist.

$$w = \frac{f}{R} [\Sigma(N \cdot d) + \mathfrak{N} \cdot \eta \cdot d_1] \cdot \frac{1000}{n} \text{ in } \frac{\text{kg}}{\text{t}}$$

Bei einem zweiachsigen Fahrzeug wird

$$w = \frac{f}{R} [\Sigma(N \cdot d) + \mathfrak{N} \cdot \eta \cdot d_1] \cdot \frac{1000}{4} \text{ in kg/t} \dots 1)$$

Betrachten wir die Formel des auf die t als Einheit bezogenen Krümmungswiderstandes (Formel 1), so finden wir, daß der Wert w vor allem von dem Bogenhalbmesser abhängt, sein Wert ist umgekehrt proportional R. Aber er hängt auch stark ab von der Größe d_1 . Da d_1 ziemlich gleichmäßig mit p und damit mit dem Anlaufwinkel α wächst, wird der Bogenwiderstand mit wachsendem Achsstand größer. In Abb. 3 ist das Wachsen von w bei wachsendem p (wachsendem α) für einen Bogen von $R = 200$ dargestellt. Die jetzt noch allgemein verwendete Formel von Röckl $w_r = \frac{650}{R-55}$ oder $\frac{520}{R-55}$ würde die waagerechtliegende Gerade $w = 4,5$ oder $3,6$ in der Abb. 3 ergeben. Diese hat eine gänzlich andere Charakteristik als die auf neuer Wissenschaft aufgebaute Formel für w. Zu demselben Ergebnis kommt Prof. Nordmann bei seinen genauen Versuchen*).

B. Die seitliche Schienenabnutzung.

Wie groß ist nun der Anteil des Reibungswiderstandes am seitlichen Schienenkopf von dem gesamten Reibungswiderstand der Kurve nach der Formel 1)? Er ist in dem Gliede $\frac{f}{R} \cdot \mathfrak{N} \cdot \eta \cdot d_1 \cdot \frac{1000}{4}$ enthalten und heiße $w_{\mathfrak{N}}$. Das andere Glied $\frac{f}{R} \cdot \frac{1000}{4Q} \cdot \Sigma(N \cdot d)$ nennen wir w_N . Dieses zweite Glied können wir überschläglich ermitteln. Jeder Raddruck N sei wieder durchschnittlich gleich Q. d_1 und d_1' für die beiden Vorderäder ist je etwas größer als p, $d_2 + d_2'$ für die beiden Hinteräder wenig größer als $s = 1,50$ m.

$\Sigma(N \cdot d)$ also gleich rund $Q(2p + s)$.

Beim kurzen Wagen (Drehgestell) mit einem Achsstand $l = 2,60$ m ist $\Sigma(N \cdot d) = (2 \cdot 2,60 + 1,50) = \sim 6,70$ in Q Einheiten.

$$w_N = \frac{0,25 \cdot 1000 \cdot 6,7}{200 \cdot 4} = 2,1 \frac{\text{kg}}{\text{t}}$$

Der Anteil des Reibungswiderstandes am seitlichen Schienenkopf durch das anlaufende Vorderrad ist $\frac{f}{R} \cdot \mathfrak{N} \cdot \eta \cdot d_1 \cdot \frac{1000}{4}$.

Mit $f = 0,25$ wird \mathfrak{N} durchschnittlich $= \frac{2}{3} Q$, wenn keine größeren Seitenkräfte zusätzlich wirken.

η ist gleich $\frac{\overline{\mathfrak{N}_u D}}{\overline{\mathfrak{N}_u}}$ (vergl. Abb. 2 c). In dieser Abbildung

ist $\overline{\mathfrak{N}_u} = 0,009 \frac{R}{r} \cdot d \omega = \frac{1,8}{0,6} \cdot \frac{1}{100} = 0,03$ m = 3 cm eine konstante Größe bei gegebenem $R = 200$ m und $r = 0,60$ m.

Das Verhältnis $\frac{\overline{DC}}{\overline{\mathfrak{N}_u}}$ ist ebenfalls konstant = 1,73. $\overline{\mathfrak{N}_u} = \frac{1}{100} s = 1,5$ cm, bleibt $\overline{GC} = 1,5$ cm. Bei $p = 2,6$ m wird

$$\overline{\mathfrak{N}_u D} = \sqrt{p^2 + 1,73^2 p^2 + 1,5^2} \cdot \frac{1}{100} = \sqrt{2,6^2 + 3 \cdot 2,6^2 + 1,5^2} \cdot \frac{1}{100} = 5,42 \cdot \frac{1}{100} \text{ m} = 5,42 \text{ cm}$$

$$\overline{\mathfrak{N}_u} \overline{\mathfrak{N}_u} = \sqrt{2,6^2 + 1,5^2} \cdot \frac{1}{100} \text{ m} = 3 \text{ cm}$$

*) Glasers Ann. 15. X. 1935 (Ganze Reihe Nr. 1400, S. 129 bis 140.

$$\eta = \frac{5,42}{3} = 1,81$$

Bei $p = 5$ m wird $\eta = 1,94$.

Nimmt man den genaueren Reibungsmittelpunkt M_b statt wie bisher M_c , so ergibt sich η gleich rund 2.

Mit diesem Wert $\eta = 2$ und $d_1 = \sim 3$ m wird

$$w_{\mathfrak{N}} = \frac{0,25 \cdot 0,67 \cdot 2 \cdot 3,0 \cdot 1000}{200 \cdot 4} = 1,25 \frac{\text{kg}}{\text{t}}$$

$$w = w_N + w_{\mathfrak{N}} = 2,1 + 1,25 = 3,35 \frac{\text{kg}}{\text{t}}$$

Schon beim kurzen zweiachsigen Wagen (Drehgestell) entfällt mehr als ein Drittel des gesamten Reibungswiderstandes auf den Reibungswiderstand am seitlichen Schienenkopfpunkt des anlaufenden Vorderrades, bei längeren zweiachsigen Wagen fast die Hälfte, bei Leitschienenoberbau dreiviertel und mehr. Bei mehrachsigen Fahrzeugen erhöht sich der Normaldruck \mathfrak{N} nicht selten auf die Größe von Q und darüber, p und d werden groß, weil mehrachsige Fahrzeuge immer einen größeren Achsstand haben. $w_{\mathfrak{N}}$ wird also bei mehrachsigen Fahrzeugen aus doppelten Gründen groß, die seitliche Abnutzung des Schienenkopfes erhöht sich bedeutend. Beim Leitschienenoberbau errechnet sich der Krümmungswiderstand w des zweiachsigen Wagens zu 8 bis 10 kg/t (gegenüber 3 bis 3,5 kg/t ohne Leitschienen) und von diesem großen Widerstande entfallen 70 bis 80% auf $w_{\mathfrak{N}}$, also auf den Reibungswiderstand an der Leitschiene, der entsprechend sehr große Abnutzungen der Leitschiene und der Innenseite des Radkranzes zur Folge hat. Die seitliche Abnutzung des angelaufenen Schienenkopfes und noch mehr die der Leitschiene ist bei $R = 200$ ganz gewaltig. Sie ist so groß, daß nach wenigen Jahren bereits sich Stahlspäne an der Unterkante des Schienenkopfes abspalten und die Leitschienen so abgefeilt sind, daß sie durch zwischengelagerte Futterbleche immer wieder herangeholt werden müssen.

C. Die Entgleisungsgefahr.

Die Entgleisungsgefahr durch Aufklettern rückt immer näher, je mehr das anlaufende Rad entlastet ist. Die Entgleisung muß eintreten, wenn die am anlaufenden Rade nach oben wirkenden Kräfte die Größe der Radlast erreichen. Wenn diese nach oben wirkenden Kräfte nur stoßweise oder schnell vorübergehend auftreten, kommt es darauf an, daß sie nicht so lange anhalten, als das Rad zum Aufklettern braucht. Untersuchen wir jetzt die statischen Zustände bei gleichmäßiger, knickfreier Bogenfahrt, so ist die Entgleisung erst gegeben, wenn die senkrecht aufwärts gerichteten Kräfte die Größe der Radlast erreichen.

Entgleisungsgefahr besteht dagegen schon von dem Zustande an, in dem die Sicherheitsgrenze überschritten wird, das Verhältnis zwischen Radlast zu den aufwärts gerichteten Kräften schon so nahe an 1 liegt, daß keine genügende Sicherheit mehr vorhanden ist. Wo diese Sicherheitsgrenze anzunehmen ist, darüber ist noch wenig gesagt oder gar vorgeschrieben worden.

Sehen wir uns nun die lotrecht abwärts und aufwärts gerichteten Kräfte an unserem Bild 2 b/c genauer an.

Abwärts gerichtet ist nur die Radlast N_1 . N_1 ist nicht ganz gleich Q_1 , das ist die Last, die das Rad in der waagerechten Lage des Gleises zu stützen hat, sondern N_1 verändert sich gegen Q_1 im Bogen infolge des Überschusses oder des Fehlbetrages an Fliehkraft gegenüber der Überhöhung; und wenn man die Fliehkraft durch die Überhöhung gerade ausgeglichen annimmt, verändert sich N_1 immer noch durch die Kraft H — das ist der waagerechte,

quer gerichtete Druck des Achshalters gegen die Achse — um $H \cdot \frac{r}{s}$. Diese Kraft H muß auftreten; denn sie muß die Drehung des Wagenkastens in der Krümmung tätigen. Auch ihr Einfluß auf die Kraft N_1 sei durch die für Güterzüge zu große Überhöhung mit ausgeglichen.

Nach aufwärts wirken am anlaufenden Vorderrad 1. die lotrechte Teilkraft der Kraft \mathfrak{N} (in Abb. 2b), die Kraft \mathfrak{N}_z ; 2. die lotrechte Teilkraft der Reibungskraft von \mathfrak{N} , \mathfrak{F} genannt, also die lotrechte Teilkraft von $\mathfrak{N}_u D$, das ist \overline{CD} . $\mathfrak{N}_u D$ entspricht ja $f \cdot \mathfrak{N}$. Die aufwärts gerichteten Kräfte am anlaufenden Vorderrad sind also $\mathfrak{N}_z + \mathfrak{F} = \mathfrak{N} \left(0,5 + f \cdot \frac{\overline{CD}}{\mathfrak{N}_u D} \right)$.

Es kommt demnach außer auf die Größe von \mathfrak{N} besonders auf das Verhältnis von \overline{CD} zu $\mathfrak{N}_u D$ an. Dieses Verhältnis erreicht seinen Größtwert, wenn (infolge großen Raddurchmessers und kleinen Bogenhalbmessers) die Strecke $\overline{AC} = 0,009 \frac{R}{r}$ so klein wird, daß C auf den Punkt G fällt und damit \mathfrak{N} auf den Punkt \mathfrak{N}_u und D senkrecht über G zu liegen kommt. Dann ist;

$$\frac{\overline{CD}}{\mathfrak{N}_u D} (\max) = \frac{1,73}{\sqrt{1^2 + 1,73^2}} = \frac{1,73}{2} = 0,865. \quad \mathfrak{F}_{\max} = 0,216 \mathfrak{N}.$$

Je steiler $\mathfrak{N}_u C$ der Figur (Abb. 2c) erscheint, um so mehr nähert sich das Verhältnis $\frac{\overline{CD}}{\mathfrak{N}_u D}$ diesem Größtwert. Bei

großem Achsstand, also großem p und damit großem a , wird aber $\mathfrak{N}_u C$ steil. Selbst bei Drehgestellen mit nur 2,60 m Radstand, $r = 0,60$ m, $R = 200$ m, $p = 2,70$ m ist das Verhältnis noch etwa 0,8 und $\mathfrak{F} = 0,2 \mathfrak{N}$. Bei Wagen mit Lenkachsen wird α besonders groß, so daß fast immer mit \mathfrak{F}_{\max} zu rechnen ist. Auch Spurerweiterung führt zu großem α und somit auf \mathfrak{F}_{\max} hin. Wir müssen bei der Beurteilung der Entgleisungsgefahr das jederzeitige Auftreten des ungünstigsten Falles beachten und rechnen daher besser mit $\mathfrak{F} = 0,216 \mathfrak{N}$ statt mit dem meist vorkommenden Wert von $0,2 \mathfrak{N}$.

Die nach aufwärts gerichteten Kräfte am anlaufenden Rade ergeben sich dann zu $\mathfrak{N}_z + \mathfrak{F} = (0,5 + 0,216) \mathfrak{N} = 0,716 \mathfrak{N}$.

Beim zweiachsigen Wagen war nun ja $\mathfrak{N} = \sim 0,67 Q$; beim mehrachsigen $\mathfrak{N} = 1 Q$. Beim zweiachsigen Wagen ist dann $\mathfrak{N}_z + \mathfrak{F} = 0,716 \cdot 0,67 = 0,48 Q$; beim mehrachsigen $\mathfrak{N}_z + \mathfrak{F} = 0,716 Q$.

Daraus ergibt sich die wichtige Folgerung: Ist bei der anlaufenden Achse das anlaufende Rad in der Waagerechten (etwa durch ungleichmäßige Beladung) nur mit einem Viertel der Achsbelastung und das innen laufende andere Rad dementsprechend mit dreiviertel belastet, das anlaufende Rad also nur mit $\frac{1}{2} Q$, das nicht anlaufende Rad derselben Achse

mit $\frac{3}{2} Q$, dann entgleist das Fahrzeug in der schärferen Krümmung.

Ist bei der anlaufenden Achse eines mehrachsigen Fahrzeugs das anlaufende Rad in der Horizontalen nur mit 36% oder noch weniger der gesamten Achsbelastung und das innen laufende mit 64% oder mehr belastet, das anlaufende Rad also mit $0,72 Q$, das nicht anlaufende mit $1,28 Q$, dann ist Entgleisung in der schärferen Kurve möglich und wahrscheinlich. Hierauf ist auch in den Vorschriften über „die Beladung der Wagen“ des deutschen Eisenbahn-Verkehrsverbandes Rücksicht genommen, indem im Abschnitt A § 3 bestimmt ist: „Die Ladung soll so verteilt sein, daß die Räder des Wagens, namentlich die der Endachsen, möglichst gleichmäßig belastet werden.“ Auf möglichst gleichmäßige Belastung der Räder ist also großer Wert gelegt. Durch ungleichmäßige Beladung hervorgerufener Gefährzustand, wie er oben geschildert und festgelegt ist, darf natürlich nicht eintreten. Es müßte vielmehr vorgeschrieben werden, daß beim Verladen schwerer Stücke ein Sicherheitsgrad vorhanden ist, etwa in dem Sinne, daß das Verhältnis der aufwärtsgerichteten Kräfte am anlaufenden Rade zur Radlast in der Horizontalen nur mit $1,25$ zugelassen wird. Dann dürfte beim zweiachsigen Wagen nur eine ungleichmäßige Beladung von 30% des einen Rades zu 70% des anderen Rades gestattet sein. Ein Abweichen dieser Bestimmungen wäre nur um ein geringes zulässig, wenn sichergestellt ist, daß das ungleichmäßig beladene Fahrzeug nicht durch Bogen unter 300 m fahren wird.

Diese Betrachtung lehrt, daß man die möglichst gleichmäßige Beladung besonders genau nehmen muß; denn eine

ungleichmäßige Beladung von $Q_1 = \frac{1}{3} Q_2$ ist schon vorhanden, wenn der Schwerpunkt der Ladung nur 38 cm aus der Fahrzeugmitte liegt (siehe Abb. 4 und vergl. auch die in den Unterrichtsmerkblättern B 1934 bis 1936 Halle aufgeführten Beispiele von Entgleisungen infolge ungleichmäßiger Beladung).

Beim Leitschienenoberbau ist die Entgleisungsgefahr deshalb groß, weil bei schneller Fahrt das an der Leitschiene anlaufende Rad (Innenrad) durch die Fliehkraft stark entlastet wird und dann sehr leicht aufklettert. Im Riesengebirge unbeabsichtigt auf die steil abfallende Strecke abgelaufene beladene Einzelwagen entgleisten im Oberbau ohne Leitschiene nicht, dagegen sprangen die Wagen im Leitschienenoberbau hechtsprungartig aus dem Gleis.

Für die genaueren Berechnungen all dieser Fälle sei auf meine Dissertation*) und die zahlreichen darin angeführten Untersuchungen und Zahlentafeln verwiesen.

*) Graphisches Verfahren zur Ermittlung der beim Kurvenfahren auftretenden Reibungs- und Führungskräfte an Eisenbahnfahrzeugen. Druck: A. Martini u. Grüttefien G. m. b. H., Elberfeld.

Rundschau.

Bahnunterbau, Brücken und Tunnel; Bahnoberbau.

Erhöhung der Fahrgeschwindigkeit in Gleisverbindungen auf englischen Bahnen.

Die London Midland & Scottish Railway hat Änderungen an Weichen vorgenommen, durch welche die beim Durchfahren von Gleisverbindungen bisher notwendigen Geschwindigkeitseinschränkungen im abzweigenden Strang, wenn auch nicht ganz beseitigt, so doch auf ein geringes Maß zurückgeführt werden. Die Versuchsweichen sind soweit dies möglich war, aus Einzelteilen verschiedener Normalweichen zusammengesetzt.

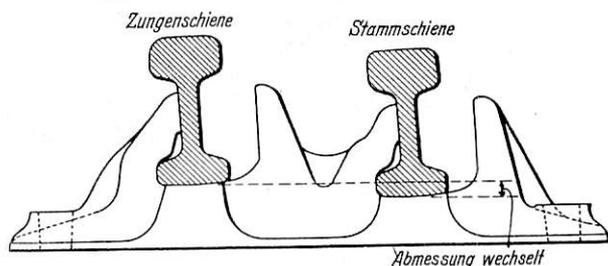
Der englische Oberbau weicht von dem Oberbau der deutschen Reichsbahn erheblich ab, indem in England Stuhlschienenoberbau

gebräuchlich ist. Die nachstehenden Darlegungen beziehen sich daher auf letzteren Oberbau, dürften jedoch auch für den deutschen Eisenbahnfachmann von Interesse sein.

Die eingeführten Verbesserungen beruhen auf dem Gedanken, daß eine Geschwindigkeitseinschränkung in Krümmungen nicht notwendig ist, wenn diese die dem Bogenhalbmesser und der Zuggeschwindigkeit entsprechende Überhöhung erhalten und außerdem für diese Krümmungen die erforderlichen Übergangsbögen vorhanden sind. Es ist daher bei einigen neuerdings eingebauten Gleisverbindungen der abzweigende Strang so ausgebildet, daß er von der Zunge bis zur Kreuzung des Nachbargleises in Krüm-

mungen verläuft, die sich (von der Zunge aus gerechnet) allmählich verschärfen und dann an die gradlinige Gleiskreuzung des Nachbargleises mit Übergangsbogen anschließen. Diese Krümmungen sind mit Überhöhung verlegt; die schwächere Krümmung bildet gewissermaßen den Übergangsbogen zur schärferen Krümmung. Am Herzstück muß natürlich auch der Innenstrang des durchgehenden Gleises die gleiche Hebung bekommen wie der überhöhte Strang des abzweigenden Gleises. Das durchgehende Gleis bekommt jedoch keine Überhöhung, sondern beide Schienen desselben verlaufen in gleicher Höhenlage zueinander. Die Gleiskreuzung im Nachbargleis ist gradlinig; in Krümmung darf dieselbe nur verlegt werden, wenn die beiden sich kreuzenden Gleise im gleichen Sinne gekrümmt sind, also auch die Überhöhung für beide Gleise gleichgerichtet ist.

Die Überhöhung in der Weiche wurde früher dadurch bewerkstelligt, daß den Schwellen durch Abhobeln eine schräge Oberfläche gegeben wurde, und die Schienenstühle Unterlagen von Hartholz oder Stahlplatten bekamen. Das Abhobeln der Schwellen ist ungünstig, da hierdurch eine Querschnittsschwächung derselben eintritt und die imprägnierten Teile entfernt werden;



Schienenstuhl für Weichen mit zwei verschiedenen hohen Lagerflächen.

außerdem ist genaue Arbeit hierbei schwierig. Das Unterlegen der Schienenstühle hat den Nachteil, daß dann die Befestigungsschrauben nicht oder nicht genügend in die Holzschwellen eingreifen; auch wird durch senkrechte Hebung einer Schiene die Spurweite und die Schienenneigung 1:20 verändert.

Bei den neuen Versuchsweichen sind die auf der Abbildung dargestellten Schienenstühle zur Herstellung der Überhöhung in der Weiche zur Anwendung gekommen. Die Stühle sind für die nebeneinander liegenden Schienen des durchgehenden und des abzweigenden gekrümmten Gleises gemeinsam. Die Überhöhung des letzteren wird durch verschiedene Höhenlage der Lagerflächen für beide Schienen erreicht. Der Höhenunterschied beider Lagerflächen ist bei den einzelnen Stühlen verschieden und richtet sich nach der erforderlichen Überhöhung, also nach dem wechselnden Krümmungshalbmesser des abzweigenden Gleises. Die Stühle für die Einzelschienen haben ebenfalls Lagerflächen von verschiedener Höhenlage.

Die Unterhaltung der Höhenlage einer so verlegten Weiche ist verhältnismäßig einfach; es muß nur das durchgehende Hauptgleis genau in richtiger Lage gehalten werden, dann ergibt sich bei Anwendung der neuartigen Gleisstühle die richtige Lage des abzweigenden Gleises von selbst.

Das Ergebnis der nach vorstehenden Richtlinien erzielten Verbesserungen in der Weichenlage besteht darin, daß im ab-

zweigenden Strang einer Normalweiche alter Form eine Höchstgeschwindigkeit von 48 km/h, nach der verbesserten Form eine solche von 80 km/h zulässig ist. Es wird angestrebt, die auch bei den verbesserten Weichen noch vorhandene kurze Grade an der Herzstückspitze ebenfalls durch eine Krümmung zu ersetzen. Es ist besonders in Aussicht genommen, Anschlußweichen untergeordneter Art, die nach der Außenseite gekrümmter Hauptgleise abzweigen und bisher erhebliche Geschwindigkeitseinschränkungen in letzteren verursachten, so umzubauen, daß künftig volle Fahr- geschwindigkeit im durchgehenden Hauptgleise zulässig ist.

Rly. Gaz. vom 2. und 9. Oktober 1936.

Sr.

Feststellung von Schienenschäden in einer Oberbau- sammelstelle.

Auf den nordamerikanischen Bahnen sind seit einiger Zeit Prüfungswagen in Gebrauch, durch welche Schienenschäden, insbesondere äußerlich nicht sichtbare Schienenbrüche, auf elektrischem Wege („Sperry“-Verfahren) während der Fahrt festgestellt werden können. Neuerdings wird seitens der Pennsylvania-Eisenbahn diese Untersuchung der Schienen auch in einer Sammelstelle vorgenommen, wo aus Hauptgleisen ausgebaute Schienen an ihren abgefahrenen Enden abgeschnitten werden, um dann in weniger wichtigen Gleisen wieder verwendet zu werden. Die Untersuchung bezweckt, Schienen mit größeren Schäden von vornherein von weiterer Verwendung in durchgehenden Gleisen auszuschließen. Bei dem Verfahren wird durch die Schiene ein Strom von hoher Stärke geleitet. Hierzu werden an den beiden Schienenenden Kontaktschuhe angelegt, die durch Druckluftkolben gegen den Kopf der Schiene gepreßt werden. Sie sind zur leichten Handhabung mit Gegengewichten an Rollen aufgehängt. Durch die Kontakte, die wegen der an den Berührungstellen auftretenden starken Hitze wassergekühlt sind, wird der Schiene elektrischer Strom von 12 V und 2000 Amp. zugeleitet. Der durch die Schiene fließende elektrische Strom ruft an beschädigten Stellen der Schiene Änderungen in Stärke und Richtung des erzeugten Magnetfeldes hervor. Auf der Schiene läuft auf isolierten Rollen ein kleiner handbewegter Schlitten mit der Prüfspule. Dieser Schlitten wird von einem Arbeiter mit gleichförmiger Geschwindigkeit von einem Schienenende zum anderen geschoben. Dabei ruft jede Änderung des magnetischen Feldes, wie sie durch unganzes Material erzeugt wird, in der Spule einen Induktionsstrom hervor. Dieser Strom bringt nach Verstärkung eine kleine auf dem Schlitten angebrachte Neon-Lampe zum Leuchten. Sobald ein solches Aufleuchten eintritt, wird der Schlitten über der betreffenden Stelle mehrmals hin und herbewegt, um die Art des Aufleuchtens näher zu untersuchen.

Die beanstandeten Schienen werden später gruppenweise nachuntersucht. Hierzu wird ein mit Kontakten versehenes Galvanometer benutzt, das die genaue Lage der elektrischen Störungsstelle anzeigt.

Im gewöhnlichen Verlauf dauert die Untersuchung eines Schienenpaares 30 bis 40 Sekunden, d. h. eine kürzere Zeit, als das Abschneiden der Schienen beansprucht, so daß eine Verzögerung in der Schneidarbeit durch Einführung der Untersuchung nicht eintritt.

Die geschilderte Untersuchungsvorrichtung ist auch in Europa, nämlich in einer französischen Sammelstelle, zur Anwendung gekommen.

Sr.

Bahnhöfe nebst Ausstattung.

Neue französische Drehscheiben für Lokomotiven.

Die vor dem Kriege in Frankreich gebauten Lokomotiv-Drehscheiben zeigten überwiegend die allgemein bekannte Bauart mit durchgehenden Langträgern und dem die Hauptlast tragenden Königstuhl, dessen richtige Höheneinstellung für die leichte Drehbarkeit unter Last maßgebend ist. Die Nachteile dieser Bauart haben in den Jahren nach dem Kriege in Frankreich verschiedene abweichende Bauarten entstehen lassen. Im Netz der Paris—Lyon—Mittelmeer-Bahn werden Drehscheiben benutzt, die zwar durchgehende Langträger haben, aber deren Königstuhl nicht mehr die Hauptlast trägt, sondern nur zu einem kleinen Teil am Tragen der Belastung beteiligt ist und deshalb leicht in der Höhe verstellt werden kann, um sie zu regeln. Nach dem Versailler

Diktat wurden an die französischen Eisenbahnen deutsche Drehscheiben geliefert, die als Gelenkdrehscheiben mit unterbrochenen Hauptlangträgern in verschiedenen Bauarten ausgeführt waren. Während jedoch hierbei die Unterteilung in der Achse des Königstuhles lag und die beiden Trägerteile somit gleich lang waren, baute die französische Staatsbahn in ihrem Netz Drehscheiben System Dupeix ein, die ungleich geteilte Trägerteile aufwiesen, deren längeres sich auf den Königstuhl abstützte, während das kürzere an dem längeren durch eine waagerechte Achse befestigt wurde. Bei allen diesen Bauarten muß der Königstuhl nicht allein die senkrechten Belastungskräfte aufnehmen, sondern er wird zusätzlich in erheblichem Maße durch waagerechte Stoßkräfte beim Auffahren der Lokomotiven und beim Bremsen und

Anfahren belastet. Das erhöht die Unterhaltungskosten der Lagerung und Fundamente. Die neuen Lokomotivdreh scheiben der französischen Nordbahn zeigen daher eine abweichende, dreiteilige Bauart, ein Mittelstück von 4,69 m und zwei Außenteile von je 9,655 m Länge bei insgesamt 24 m Länge. Daher sind auch zwei gleichmittige Laufschiene kreise vorhanden, von denen der eine 5,0, der andere 23,0 m Durchmesser hat. Auf sie stützen sich die beiden Außenteile des Dreh scheibenkörpers mit je vier, paarweise in Wiegen zusammengefaßten Tragrollen an jedem Ende ab. Im ganzen ruht die Dreh scheibe also auf 16 Rollen. Die Verbindung mit dem Mittelstück bilden starke gelenkige Bleche an den Unterflanschen der Langträger. Dadurch sollen die waagerechten Kräfte vom Anfahren und Bremsen der Lokomotiven weitgehend von dem Mittelzapfen ferngehalten werden, so daß Beschädigungen nicht mehr auftreten. Diese Blattgelenke sind nach den Erfahrungen des deutschen Dreh scheibenbaues jedoch starkem Verschleiß und Rostabzehrung unterworfen und erhöhen daher die Unterhaltungskosten der Dreh scheiben. Sie werden deshalb in den letzten Jahren in Deutschland nur mehr selten benutzt. Für die Unterhaltungsarbeiten ist der Königstuhl und seine Lager leicht zugänglich, da das kurze und deshalb verhältnismäßig leichte Mittelstück schnell abgehoben werden kann. Die Fahrschienen sind an den Teilstellen unterbrochen; besondere geschmiedete Überfahrstücke schwächen die Stöße an diesen Stellen ab. Vier Dreh scheiben von 24 m und 180 t Tragfähigkeit sind in dieser Bauart vorhanden; sie haben vollkommen befriedigt. Bei den Eisenbahnumbauten um St. Denis wurde im Betriebswerk Joncherolles eine fünfte Dreh scheibe dieser Bauart eingebaut, bei der die Tragfähigkeit auf 225 t gesteigert wurde, durch Anwendung elektrischer Schweißung in allen Teilen ist dabei gleichzeitig eine erhebliche Gewichtsverminderung erzielt worden, so daß sie nur mehr 49 t wiegt gegenüber 53 t in der früheren Ausführung. Die Untersuchung der einzelnen geschweißten Bauteile hat darüber hinaus ergeben, daß bei der vierfachen Belastung die Durchbiegungen noch sehr gering sind, auch trat keine Beschädigung der Schweißstellen ein. Bei weiteren Ausführungen wird daher eine weitere Gewichtsverminderung erreicht werden können. Auf Maßnahmen zur Verminderung des Stoßes beim Auffahren der Lokomotiven, wie sie bei neuen deutschen Dreh scheiben angewendet werden, ist hier verzichtet worden, weil durch die Dreiteilung des Dreh scheibenkörpers der gleiche Erfolg erzielt werden sollte.

Günther-Gleiwitz.

(Rev. gén. Chem. de Fer, Nov. 1936.)

Verbesserung alter Lokomotiv-Rundschuppen.

Das Anwachsen der Abmessungen bei neuen Lokomotivbauarten bis zur Grenze des Zulässigen in Breite und Höhe hat bei vielen älteren Lokomotivrundschuppen dazu geführt, daß die Toreinfahrten sehr eng geworden sind und eine Unfallgefahr darstellen. Abhilfe ist nicht leicht zu schaffen; eine in Deutschland zur Abwendung von Unfällen der Lokomotivpersonale beim Durchfahren der engen Toröffnung mit Erfolg angewendete Maßnahme besteht darin, daß an den Pfeilern in Kopfhöhe des auf dem Führerstand stehenden Personals, das sich zur Überwachung des sicheren Durchfahrens herausbeugt, Leitbleche schräg so angeordnet werden, daß sie unvorsichtig zu weit vorstehende Körperteile, Kopf oder Arm, zurückschieben, ohne sie zu verletzen. Sie mindern aber nur die Unfallgefahr für die Lokomotivpersonale, nicht für alle anderen im Schuppen Beschäftigten, die die enge Durchfahrt weiterhin sehr gefährdet. Die französische Nordbahn, die über eine größere Zahl gleichartig gebauter, etwa fünfzig Jahre alter Rundschuppen verfügt, bei denen die Verhältnisse ebenso liegen, hat nun ein Umbauverfahren entwickelt, das dem abhilft. Die Rundschuppen haben die übliche Bauart, hölzerne Binder Bauart Polonceau, und Pfeiler zwischen jedem Gleis. Es handelt sich also darum, diese Pfeiler völlig zu beseitigen, ohne die Dachkonstruktion an sich zu beeinflussen, damit die Umbaukosten erträglich blieben. Das gelang dadurch, daß eiserne neue Binder im dreifachen Abstand der vorhandenen hölzernen eingebaut wurden, die deren Last übernahmen. Sie ruhen auf einer Stützenreihe (die nur mehr ein Drittel so viel Stützen zählt wie vordem), die um 5 m von der inneren Wand des Rundschuppens zurückgesetzt ist. Dadurch kommen diese Stützen wegen der

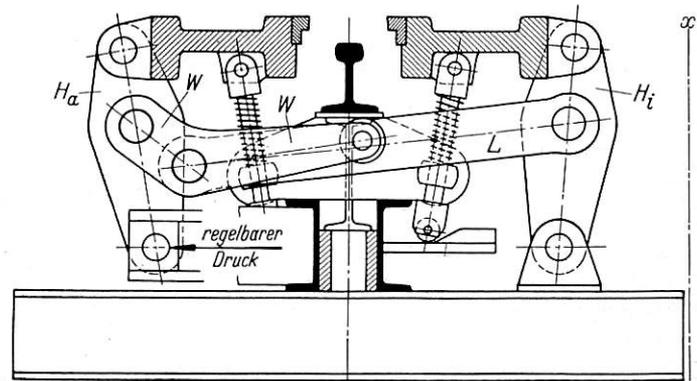
Strahlenanordnung der Gleise in entsprechend größere Entfernung von den Gleisen, die auch für die neuen Lokomotiven ausreichenden Abstand ergibt. Der übertragende Teil des Daches und der obere Teil der inneren Schuppenwand wird von den neuen Bindern freischwebend getragen; die Binder sind deshalb bei ihrer Auflagerung auf der äußeren Rundmauer des Schuppens durch Zugstangen mit dem Fundament verankert. An der Dachhaut waren keinerlei Umbauten erforderlich. Die jeweils zwischen zwei neuen eisernen Bindern verbleibenden alten hölzernen zwei Binder werden am inneren Rande des Schuppens durch schräge Kragarme abgefangen und auf die neuen zurückgesetzten Stützen abgestützt. Der Umbau der Schuppen ging abschnittsweise ohne nennenswerte Betriebsstörung vor sich, Spannungsmessungen, die nach dem Umbau vorgenommen wurden, zeigten, daß die Übernahme der Last von den alten Bindern auf die neuen rechnungsgemäß erfolgte.

Günther-Gleiwitz.

(Rev. gén. Chem. de Fer, Nov. 1936.)

Neuartige Gleisbremse „Marchais“ auf einem französischen Bahnhof.

Auf dem Verschiebehnhof Rennes ist eine neuartige Gleisbremse nach der Bauart „Marchais“ zur Anwendung gekommen. Sie ist eine einstellbare Backenbremse, bei welcher der Anpreßdruck dem Gewicht des zu bremsenden Wagens entspricht. Die Abbildung zeigt die Wirkungsweise.



Die Laufschiene sind auf Trägern so gelagert, daß sie sich etwas abheben können. Rechts und links der Schienen liegen über die ganze Länge des Bremsweges die Bremsbacken, welche an ihren Außenkanten mit den Bremshebeln, an den Innenkanten mit Lenkern gelenkig verbunden sind, so daß sie nur senkrecht zur Gleisachse beweglich sind. Von den Bremshebeln sind die (von der Gleismitte aus gesehenen) inneren Hebel H_i an ihrem anderen Ende in festen Lagern drehbar gelagert, während die äußeren H_a in Lagern drehbar gelagert sind, die eine Verschiebung senkrecht zur Gleisachse zulassen und vom Stellwerk aus hydraulisch verstellbar sind. Durch diese Verstellung wird die Stärke des Bremsdruckes geregelt. Die äußeren Bremshebel sind mit Winkelhebeln W gelenkig verbunden, die an den freien Enden genau unter der Mitte der Laufschiene liegende Rollen tragen und deren Winkelpunkt durch Laschen L mit den inneren Bremshebeln gelenkig verbunden sind, wodurch der Bremsdruck auf beide Bremsbacken gleichmäßig verteilt wird. Die Bremse wird vom Stellwerk aus so eingestellt, daß der Abstand beider Bremsbacken voneinander geringer ist, als die Breite der Räder, so daß der in die Bremse einlaufende Wagen die Bremsbacken etwas auseinanderdrückt, dadurch die beiden Schienen des Gleises etwas anhebt. Die Gleise liegen dann nicht mehr auf ihren festen Stützen, sondern auf den Rollen der Winkelhebel, der Raddruck überträgt sich daher durch das oben beschriebene Hebelsystem auf die beiden Bremsbacken gleichmäßig. Das Übersetzungsverhältnis ist 1:4, d. h. für 1 t Raddruck 4 t Bremsdruck auf jeder Backe.

Eine weitere Besonderheit der Anlage besteht darin, daß beim Abheben eines Rades von der Schiene gleichzeitig der Druck der Bremsbacken aufhört, das Rad also durch sein eigenes Gewicht wieder auf die Schiene herabfällt.

Sr.

Revue générale Nr. 6 v. Juni 1936.

Lokomotiven und Wagen.

Die elektrischen Versuchslokomotiven der Höllentalbahn.

Will man Strom von 50 Hz aus der Landesversorgung für die elektrische Zugförderung verwenden — die noch umstrittene Wirtschaftlichkeit sei hier nicht berührt — so stehen zwei Möglichkeiten offen: Entweder Umformung in $16\frac{2}{3}$ Hz und deren Zuführung an den Fahrdraht, oder Verteilung des 50 Hz-Stroms auf der Strecke unter Einsatz von Fahrzeugen, die diese Frequenz unmittelbar verarbeiten. Aus technischem und wirtschaftlichem Interesse hat die Reichsbahn auf der Höllentalbahn diesen zweiten Weg beschritten. Für den dortigen schweren Bergverkehr mit Steigungen 1:18 sind vierachsige Lokomotiven der Achsfolge B'o B'o gewählt worden, die 180 t auf der Rampe mit 60 km/h befördern. Abweichend vom elektrischen Regelbetrieb wurden ferner 21 t Achsdruck und 20 KV Fahrdrahtspannung zugrunde gelegt, diese mit +15 bis -20% Schwankung von 23 bis 16 kV. Zur Zeit sind vier verschiedene Versuchslokomotiven in Betrieb, je eine von den Firmen SSW, AEG, BBC und Krupp.

Wir entnehmen aus einer Veröffentlichung von Reichsbahnoberrat Michel in der Elektrotechn. Z. 1936, Heft 39, folgende Angaben über die einzelnen Lokomotiven.

Die Lokomotive von SSW (2080 kW bei 73 km/h) gleicht am meisten den gewohnten Formen. Der 50-periodige Transformator ist leichter als der für $16\frac{2}{3}$ Hz. Dafür mußte aber, um an den Motoren die kritische Stegspannung im Kurzschluß auf den zulässigen 3 V zu halten, die Treibachleistung von 500 kW in zwei reihengeschaltete Motoren für je 255 V aufgeteilt werden. Außerdem sind die Stromwender 360 mm breit gegen nur 285 mm beim normalen $16\frac{2}{3}$ Hz-Motor. Ein Nockenschaltwerk mit Feinregler liefert 14 Spannungsstufen. Zur Schonung der Radreifen wird fahrdrahtunabhängig auf sechs Widerstandstufen gebremst; dabei liefert eine Motorgruppe, mit 24 V Gleichstrom erregt, den Erregerstrom für die drei bremsenden Gruppen.

Die AEG-Lokomotive (2400 kW bei 58 km/h) arbeitet mit einem gittergesteuerten Gleichrichter, der 16 Hauptanoden zu vieren parallel und zwei Mittelpunktanoden besitzt und für 2000 V Höchstspannung gebaut ist. Jede Achse hat einen Motor, je zwei liegen dauernd in Reihe. An wirtschaftlichen Fahrmöglichkeiten — immer eine Hauptfrage bei Gleichstromantrieb — sind acht Schaltstufen mit je zwei Feldschwächungen vorhanden. Die Gittersteuerung nach Toulon sichert stetigen Stromübergang und ausgesteuerte Spannungswellen, was den Leistungsfaktor sehr günstig beeinflusst.

BBC verwendet auf ihrer Lokomotive (2160 kW bei 60 km/h) ebenfalls einen Gleichrichter, der aber mit nur zehn Hauptanoden und 1600 V arbeitet. Geregelt wird hochspannungsseitig mit Stufenschalter, die Gitter dienen nur zum Sperren in Störungsfällen. Auch hier liegen immer zwei der vier Fahrmotoren in Reihe. Gebremst wird unter Abschalten vom Gleichrichter auf einen belüfteten Widerstand aus spiralig aufgewickelten Cr-Ni-Bändern. Beim Übergang in Bremsschaltung werden die Motoren zwecks raschen Ansprechens kurzzeitig fremd vorerragt.

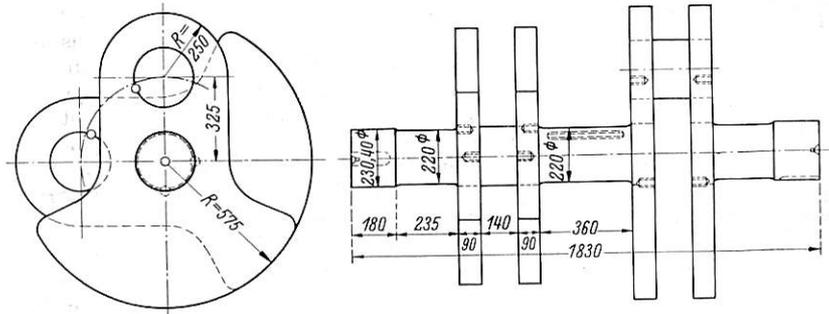
Völlig vom Gewohnten weicht im inneren Aufbau die Lokomotive von Krupp ab (2120 V bei 60 km/h). Auf jede Achse arbeiten je ein normaler vierpoliger Drehstrommotor und ein Einphasenmotor mit Zwischenläufer. Dieser ist das eigentliche Herzstück der Maschine. Der Ständer wird aus dem Haupttransformator einphasig gespeist. Das so erzeugte stehende Wechselfeld kann aber als Resultierende zweier gegenläufiger Drehfelder halber Amplitude aufgefaßt werden. Eines dieser beiden Drehfelder wird von dem entsprechend erregten, in Kurzschluß gewickelten Zwischenläufer kompensiert, der wie ein Hohlzylinder zwischen dem Ständer und dem eigentlichen Läufer im vergrößerten Luftspalt umläuft. Er dreht sich dabei im Gegensatz zu diesem, synchron zu seinem zugeordneten Drehfeld und ohne jede mechanische Arbeitsleistung. Das übrigbleibende zweite Drehfeld tritt durch den Zwischenläufer durch und zieht den allein arbeitenden Läufer wie bei einem gewöhnlichen Drehstrommotor unter Schlupf mit. Beide Treibmotoren haben also reine Drehstrom-, d. h. Nebenschlußkennlinien. Trotzdem werden durch Fahren mit dem Einphasenmotor allein oder dem Dreh-

strommotor allein oder beiden zusammen in Kaskade drei Geschwindigkeitsdauerstufen von 35, 60 und 83 km/h erreicht. Weitere Möglichkeiten durch Polumschaltung waren zuerst vorgesehen, sind aber aufgegeben worden. Die stetigen Übergänge zwischen den Hauptstufen und die Zwischengeschwindigkeiten werden mit Wasserwiderständen gefahren, die für 20 Min. Vollastbetrieb gebaut sind. Kennzeichnend ist ferner ein dreiteiliger Erregermaschinenatz, der in der Hauptsache den Gleichstrom für die Zwischenläufer speist. Besonders einfach gestaltet sich wegen der Nebenschlußcharakteristik aller Triebmotoren die Nutzbremse bei Talfahrt.

Alle diese vier Versuchslokomotiven sind schon in Betrieb und haben bisher entsprochen. Welche den Endsieg davontragen wird, hängt von den technischen, wirtschaftlichen und wissenschaftlichen Untersuchungen ab, die neben der Gebrauchsprüfung laufen. Ein eigens für 50 Hz-Betrieb eingerichteter Meßwagen wird dabei gute Dienste tun. Sch-l.

Die Herstellung von zusammengesetzten Kropfachsen bei den Eisenbahnen von Elsaß und Lothringen.

Die in einem Stück hergestellten Kropfachsen haben bei den 2' C 1'-Schnellzuglokomotiven der Eisenbahnen von Elsaß und Lothringen nicht befriedigt. Ihre mittlere Laufleistung ging kaum über 300 000 km hinaus. Auch die ähnlich gebauten Lokomotiven der französischen Staatsbahnen und einiger anderer französischer Bahnen haben denselben Mißstand gezeigt.



Die Eisenbahnen von Elsaß und Lothringen ersetzen aus diesem Grund die einteiligen Kropfachsen neuerdings durch solche, die ähnlich wie die vor kurzem beschriebenen Achsen der Paris-Lyon-Mittelmeerbahn*) aus einzelnen Teilen zusammengesetzt sind. Im Gegensatz zu diesen weisen jedoch die Kropfachsen der Eisenbahnen von Elsaß und Lothringen in der Mitte keinen Schrägarm auf; sie bestehen daher nicht nur aus sieben, sondern sogar aus neun Einzelteilen.

Die ersten dieser Achsen waren ganz aus Chromnickelstahl hergestellt. Später ist man dann zur Verwendung von Chromnickel-Molybdänstahl für die gleitenden Teile — Kurbelzapfen und Achsschenkel — übergegangen, hat aber damit, abgesehen von dem höheren Beschaffungspreis, schlechtere Erfahrungen gemacht als mit dem reinen Chromnickelstahl, weil die so gefertigten Teile öfters Haarrisse aufwiesen.

Bemerkenswert ist die Herstellung dieser in der Textabbildung dargestellten Achsen. Der Werkstoff für die Teile mit rundem Querschnitt wird mit einem Übermaß von 10 mm über den größten Fertigdurchmesser beschafft. Die Kurbelzapfen werden auf ihren endgültigen Durchmesser abgedreht und poliert; ebenso wird das Mittelteil auf Fertigmaße bearbeitet. Dagegen werden die Achsschenkel nur im Kurbelwangensitz fertig, im übrigen aber nur soweit bearbeitet, daß sie nach dem Zusammenbau der ganzen Achse noch um einige Millimeter nachgearbeitet werden können. Die Kurbelwangen werden aus Platten von entsprechender Stärke herausgeschnitten und dann die paarweise zusammengehörigen aufeinandergelegt und miteinander fertiggearbeitet. Für den Zusammenbau benutzt man eine tischartige Vorrichtung mit Richtplatte und einen besonderen Glühofen, in dem jede Kurbelwange vor dem Aufschrumpfen auf die Zapfen

*) Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1937, S. 75.

40 bis 50 Minuten lang erwärmt wird. Nach dem Anwärmen legt man die erste Wange auf die Richtplatte und zieht zunächst den nach unten durch den Richtplattentisch hindurchragenden Achsschenkel und hiernach von oben her den Kurbelzapfen ein. Dabei werden sämtliche Teile mittels untergelegter Zwischenstücke genau ausgerichtet. Darauf werden unter Zwischenschaltung weiterer Paßstücke die inzwischen ebenfalls angewärmte zweite Kurbelwange, das Mittelstück und so weiter sämtliche Teile der Reihe nach aufgesetzt, bis die Achse fertig ist. Zum Schluß werden die Achsschenkel und Nabensitze noch auf der Drehbank fertig gedreht. Der Ungenauigkeitsgrad soll bei dieser Herstellungsart sehr gering sein: die Mitten der Achsschenkel waren gegenüber dem Mittelstück um einen Größtwert von nur 0,2 und einem Kleinstwert von 0,07 mm versetzt.

Die Kurbelwangen erhalten Bohrungen von 229,3 mm, die Zapfen und Achsschenkel haben einen Durchmesser von 230 mm, also ein Übermaß von 0,7 mm; die Herstellungsgenauigkeit beträgt $\pm 0,02$ mm. Dieses Schrumpfmaß ist auf Grund früherer Erfahrungen festgelegt worden. Sämtliche Schrumpfstellen werden, wie die Textabbildung zeigt, nach dem Zusammenbau noch durch Madenschrauben gesichert.

Bis jetzt sind über 50 derartige Kropfachsen im Betrieb; die ersten davon haben schon eine Laufleistung von über 700 000 km hinter sich, ohne irgendwelche Anstände zu zeigen. Man schreibt dies neben der genauen Herstellung auch dem Umstand zu, daß die verhältnismäßig schwach gehaltenen Kurbelwangen der Achse eine gewisse Elastizität verleihen. Außerdem dürfte auch die Ausbildung der Kurbelwangen mit Gegengewichten die Achsen beim Massenausgleich entlasten.

R. D.

(Rev. Gén. d. Ch. d. F, Juli 1936.)

Luftwiderstandsversuche der französischen Ostbahn.

Die französische Ostbahn hat eine neuartige Versuchsweise angewendet, um die Veränderungen des Luftwiderstandes zahlenmäßig erfassen zu können, die sich aus der Anordnung von Windleitblechen oder von stromlinienförmigen Verkleidungen an Lokomotiven ergeben. Maßgebend hierfür war der Umstand, daß Versuche, die mit Modellen kleineren Maßstabes im Windkanal ausgeführt werden, aus den bekannten Gründen — Stillstand des Triebwerks, Fehlen der gegenseitigen Bewegung zwischen Lokomotive und Boden, Oberflächenbeschaffenheit des Modells usw. — nur Verhältniswerte geben und daß bei Versuchen auf der Strecke, die sich über längere Zeit erstrecken, eine Zahl von Einflüssen mitwirkt, die das zahlenmäßige Ergebnis beeinträchtigen können. Es galt daher, alle derartigen Einflüsse, wie die Bodengestaltung, die Geschwindigkeit und Richtung des Windes, den Luftdruck und die Luftwärme möglichst auszuschalten. Bei den in Frage stehenden Fahrten hat man dies dadurch zu erreichen versucht, daß man die Fahrten auf der gleichen Versuchsstrecke und am gleichen Tag vorgenommen hat, wobei die beiden in Vergleich stehenden Züge in einem Abstand von nur 10 min hintereinander verkehrten. Beide Vergleichszüge bestanden aus Lokomotiven derselben Bauart, sowie aus einem Meßwagen und einer Bremslokomotive und sollten unter möglichst gleichen und gleichbleibenden Verhältnissen fahren. Die Ungenauigkeit, die sich aus der Verwendung von zwei verschiedenen Lokomotiven ergeben mußte, hat man dadurch auszumerzen versucht, daß man diese auch im Urzustand — also ohne die Änderungen, deren Einfluß gemessen werden sollte — mit einander durch besondere Fahrten verglichen hat und zwar zweimal, einmal vor und einmal nach der eigentlichen Vergleichsfahrt. Die Abweichungen dieser beiden Fahrten sollen dabei unter 2% geblieben sein.

Verschiedenes.

Die zweite Jahrestagung des Wissenschaftlichen Vereins für Verkehrswesen vom 24. bis 27. Juni 1937 in Nürnberg.

In den Tagen vom 24. bis 27. Juni 1937 hielt der Wissenschaftliche Verein für Verkehrswesen (WVV) auf Einladung des Oberbürgermeisters der Stadt der Reichsparteitage Nürnberg, Liebel, seine zweite wissenschaftliche Tagung in Nürnberg ab.

Der seit zwei Jahren bestehende Verein hat sich die Aufgabe gestellt, die einzelnen Verkehrsweize und ihre Beziehungen zu-

Vergleichsfahrten mit 2'C-Schnellzugslokomotiven, die mit Windleitblechen und mit einer neuartigen Stirnverkleidung von Huet ausgerüstet wurden, haben ergeben, daß die Windleitbleche allein bei einer Geschwindigkeit von 110 km/h eine Leistung von 22 bis 46 PS — je nach den Nebenumständen — verzehrten. Die Stirnverkleidung allein brachte einen Gewinn von 26 bis 57 PS bei Lokomotiven ohne Windleitbleche und einen solchen von 73 bis 128 PS bei Lokomotiven mit Windleitblechen. Stirnverkleidung und Windleitbleche zusammen ergaben noch einen Gewinn von 51 bis 82 PS gegenüber einer Lokomotive ohne diese beiden Einrichtungen. Der Wirkungsgrad der in Frage stehenden Stirnverkleidung wird demnach durch die gleichzeitige Verwendung von Windleitblechen wesentlich verbessert, trotzdem diese für sich allein genommen nur Verluste bringen.

Diese ersten Versuchsfahrten haben gezeigt, daß das neue Meßverfahren selbst bei geringfügigen strömungstechnischen Veränderungen noch brauchbare Werte ergibt. Man hofft daher auf noch genauere Ergebnisse, wenn es sich darum handeln wird, auch durchgreifendere Verbesserungen zu untersuchen, wie sie beispielsweise die vollständige stromlinienförmige Verkleidung einer Lokomotive darstellt.

R. D.

(Rev. Gén. Ch. d. F, Juli 1936.)

Neuer amerikanischer Behälter für den Frachtverkehr.

Die amerikanische Baskelite Company führte kürzlich eine verbesserte Behälterbauart und ein für die Beförderung dieser Behälter besonders geeignetes Kraftfahrzeug neu ein. Die Behälter — in Stahl- und Sperrholzbauart ausgeführt — und die Lastkraftwagen wurden in St. Louis, Fort Wayne und Philadelphia eingehenden Erprobungen im Verkehr zwischen Fabriken, Speichern, Farmen und der Bahn unterzogen. Die Untersuchungen erstreckten sich hierbei besonders auf die Zweckmäßigkeit der Bauweise (schnelles Auf- und Umladen) und auf die Haltbarkeit und Stoßwiderstandsfähigkeit der Behälter, zumal diese auch zerbrechliche Güter über große Entfernungen sicher befördern sollen.

Die Behälter werden auf dem Eisenbahnwagen mit stoßdämpfenden Haltevorrichtungen verankert, deren Spiralfedern die Wirkung der Wagenstöße auf die Ladung auf weniger als die Hälfte herabsetzen. Das Überladen der Behälter vom Eisenbahnwagen zum Kraftwagen und von diesem zu erhöhten Flächen bzw. auch zur Erde wird durch vier einziehbare kleine Räder am Behälter wesentlich erleichtert. An beiden Enden haben die Behälter breite Doppeltüren.

Die wasser- und staubdichten Behälterkästen wurden bisher in drei Größen hergestellt: der kleinste mit 8,6 m³ Fassungsvermögen, einem Leergewicht von 0,8 t und einem Ladegewicht von 4,54 t; für die mittlere Größe gelten entsprechend 14,0 m³, 1,035 t Leergewicht und 6,81 t Ladegewicht während für den größten Behälter der Laderauminhalt mit 23,0 m³, das Leergewicht mit 1,316 t und das Ladegewicht mit 9,08 t angegeben wird.

Das Sonderkraftfahrzeug besitzt eine nach hinten und der Seite kippbare Plattform mit einem vom Fahrzeugmotor angetriebenen Spill. Ferner sind noch ausziehbare Gleitschienen für die Führung der Behälterräder vorgesehen. Es ist mit diesen Einrichtungen möglich, nicht nur den Behälter vom Kraftwagen zur Erde gleiten zu lassen, sondern auch ihn seitlich vom Eisenbahnwagen zum Straßenkraftwagen und umgekehrt überzuladen.

(Rly. Age, 1936.)

E. W.

einander zu erforschen, um eine der Volkswirtschaft nützliche und gleichzeitig allen Beteiligten gerecht werdende Lösung des gesamten Verkehrsproblems zu finden. Unter der Führung des Vereinsleiters, Staatssekretärs Kleinmann im Reichsverkehrsministerium, haben sich Männer aus allen Zweigen des Verkehrswesens und der Verkehrswissenschaften zu uneigennützigem Erfahrungsaustausch kameradschaftlich zusammengeschlossen. Die jährlichen Tagungen wollen in Form fachwissenschaftlicher Vorträge einen Überblick über die Arbeit des Vereins geben.

Bereits am Donnerstag, dem 24. Juni, hatten sich Mitglieder und Gäste aus allen Teilen des Reichs in Nürnberg eingefunden, um im Hotel „Der Deutsche Hof“ zu einem zwanglosen Treffen zusammenzukommen.

Am folgenden Tage, Freitag, den 25. Juni, wurde die Tagung nach einer einleitenden feierlichen musikalischen Darbietung des städtischen Konservatoriums der Musik durch eine Ansprache des Vereinsleiters eröffnet.

Der anschließende Vortrag von Ministerialdirektor Dr. Ing. eh. Gährs über „Die Binnenschifffahrt und ihre Zusammenarbeit mit den übrigen Verkehrsmitteln des Deutschen Verkehrs“ brachte einen Einblick in das Problem der Wasserstraßen. Der Vortragende wünschte für den gesamten Verkehr den gesunden Wettbewerb der drei Verkehrswege, Eisenbahn, Binnenschifffahrt und Kraftwagen. Damit aber diese Verkehrswege in verständnisvoller Zusammenarbeit das Beste leisten können, sei es notwendig, daß Binnenschifffahrt und Kraftwagen ebenso wie die Eisenbahnen über ein den Anforderungen gerecht werdendes Verkehrsnetz verfügen. Die Verteilung der Güter je nach ihrer Eigenart und ihrem Wert auf die einzelnen Verkehrswege nach Maßgabe ihrer natürlichen Eignung und der Höhe ihrer Beförderungselbstkosten sei das Ideal. Für die Zusammenarbeit sei vorzuschlagen: Zweckentsprechende Begünstigung des gemischten Verkehrs bei Anwendung angemessener Anschlußtarife, Schaffung und Erhaltung eines für die ordnungsmäßige Verkehrsabwicklung auch bei Hochkonjunktur ausreichenden Gesamtfrachtraumes unter folgerichtiger Verteilung auf die einzelnen Verkehrsträger.

Der zweite Vortragende, Ministerialdirektor Fleischmann vom Reichspostministerium sprach über „Das deutsche Nachrichtenwesen in seiner Bedeutung für die deutsche Wirtschaft“. Wirtschaft und Verkehr werden besonders befruchtet durch die Schnellnachrichtsmittel. Hierzu gehören Luftpost, Telegraph, Fernsprecher und Funk. Die günstige Wirkung des Schnellnachrichtenverkehrs zeigt sich in der Wirtschaft bei der Produktion der Güter, ihrem Absatz, ihrem Verbrauch und bei der Verbrauchsvermittlung. Senkung der Produktionskosten, weitgehende Unterrichtung über die Märkte und die Einzelheiten der abzuschließenden Geschäfte sowie des Transportverkehrs vermittelt der Schnellnachrichtenverkehr. Besondere Bedeutung erhält er hierdurch auch für den deutschen Export. Seine Vervollendung findet das Nachrichtenwesen im Fern-Sehsprechdienst, den Deutschland als erstes Land der Welt eingeführt hat.

Der dritte Vortrag des Freitag vom Leiter der Verkehrsabteilung der deutschen Lufthansa AG., Bongers, hatte das Thema: „Die Luftfahrt in Deutschland und im Verkehr der Völker untereinander.“

Um den heutigen Stand des Luftverkehrs zu erreichen, war eine Fülle technischer und politischer Schwierigkeiten zu überwinden.

Die Unabhängigkeit vom Schlechtwetter, die Zuverlässigkeit ein Ziel bei Nacht oder Nebel sicher zu erreichen, wurde durch Entwicklung geeigneter Navigations- und Nachrichten-Übermittlungseinrichtungen erreicht, so daß sicherer Blindflug heute jederzeit möglich ist. Durch eine Bewegungskontrolle der in der Luft befindlichen Flugzeuge wird eine planvolle Leitung und Landung der Flugzeuge herbeigeführt.

Die politischen Schwierigkeiten, die noch fortgesetzt zu überwinden sind, haben ihre Ursache darin, daß jeder Staat den Luftraum über sich als sein Hoheitsgebiet betrachtet und die Überfliegung ausländischer Flugzeugen nur mit besonderer Erlaubnis gestattet.

Als Ziel des Weltluftverkehrs gilt zunächst die schnelle und sichere Überbrückung der Ozeane und großen Kontinente. Der große Vorteil der schnellen Beförderung gegenüber den anderen Verkehrsmitteln tritt hier besonders deutlich zutage.

Ein gemeinsames Mittagessen in den Gasträumen des Industrie- und Kulturvereins beschloß den Vormittag. Der Nachmittag war ausgefüllt mit Besichtigungen der Nürnberger Sehenswürdigkeiten und industrieller Anlagen mit anschließender Kaffeetafel. Den Höhepunkt des Nachmittags bildete der Empfang im alten Rathaussaal, wo Bürgermeister Eickemeyer die Gäste in Nürnbergs Mauern begrüßte.

Den folgenden Tag eröffnete Ministerialdirektor Dr. Jarmer mit einem Vortrag über „Die Aufgaben der Reichsstelle für Raumordnung im allgemeinen und besonders auf dem Gebiete des Verkehrs“.

Das Reich, gegliedert in lebensfähige Landschaften, muß für die bestmögliche Nutzung des für die deutsche Bevölkerung zu engen Lebensraumes sorgen. Dazu ist eine Auswahl der Standorte für Wohn- und Werkstätten nach gesamtvolkischen Gesichtspunkten erforderlich.

Diese läßt sich nur durch Gemeinschaftsarbeit erreichen, weshalb in den preußischen Provinzen und den Ländern Landesplanungsgemeinschaften gegründet wurden, die nach den Richtlinien der Reichsstelle für Raumordnung arbeiten. Sie sind dazu berufen, Raumordnungspläne, die alle Planungen der Behörden und Privaten berücksichtigen sollen, für die Landschaften aufzustellen, die dann von der Reichsstelle für Raumordnung aufeinander abgestimmt werden müssen. Bei diesen Gesamtplänen spielt das Verkehrswesen eine besonders wichtige Rolle.

Die Planungsstellen sollen bei der Linienführung neuer Verkehrswege mitwirken. Gerade sie können die Rangordnung und Dringlichkeit neuer Verkehrserschließungen im Gesamtinteresse beurteilen.

Ministerialdirektor Treibe vom Reichsverkehrsministerium sprach anschließend über „Die Bedeutung von Eisenbahn und Kraftwagen für die Erschließung dünn besiedelter, verkehrsarmer Gebiete“. Während vor dem Kriege besonders die einzelnen Staatsbahnen durch den Ausbau eines dichten Nebenbahnnetzes die Erschließung verkehrsarmer Landesteile tatkräftig förderten, gewinnt in der Nachkriegszeit neben den Schienenbahnen der Kraftwagen für die Erschließung des flachen Landes steigende Bedeutung. Der Vortragende wies darauf hin, daß das Liniennetz des Reichsbahnkraftverkehrs bereits etwa 37 000 km beträgt. Er kommt jedoch zu dem Schluß, daß der Kraftwagen die Schiene beim Transport in Gegenden mit größerem landwirtschaftlichem und industriellem Massengutverkehr nicht ersetzen kann, weil sich hier der Einsatz des Kraftwagens wegen der zu hohen Beförderungselbstkosten als unwirtschaftlich erweist.

Nach den Vorträgen des Sonnabends sprach Staatssekretär Kleinmann in seiner Schlußansprache den Rednern und Mitwirkenden für ihre Mühe und Arbeit den Dank aus und brachte nochmals die herzliche Aufnahme in der Stadt der Reichsparteitage zum Ausdruck. Der Rückblick auf die so glänzend verlaufene Tagung lasse feststellen, daß der Wissenschaftliche Verein für Verkehrswesen mit seiner Arbeit auf dem richtigen Wege sei. Er schloß mit dem Gelöbnis, die ganze Arbeitskraft in Treue unserem Führer Adolf Hitler für die Erfüllung der ihm gestellten großen Aufgaben zur Verfügung zu stellen.

Ein Ausflug mit Sonderzug nach Bad Kissingen am Sonntag, dem 27. Juni, bildete den Abschluß der Tagung, zu der sich etwa 900 Teilnehmer aus allen Teilen des Reiches eingefunden hatten.

Därr.

Sämtliche in diesem Heft besprochenen oder angezeigten Bücher sind durch alle Buchhandlungen zu beziehen.

Der Wiederabdruck der in dem „Organ“ enthaltenen Originalaufsätze oder des Berichtes, mit oder ohne Quellenangabe, ist ohne Genehmigung des Verfassers, des Verlages und Herausgebers nicht erlaubt und wird als Nachdruck verfolgt.

Als Herausgeber verantwortlich: Direktor bei der Reichsbahn Dr. Ing. Heinrich Uebelacker in Nürnberg. — Verlag von Julius Springer in Berlin.

Druck von Carl Ritter G. m. b. H. in Wiesbaden.