

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

94. Jahrgang

15. Oktober 1939

Heft 20

Festigkeits- und Zerstörungsversuche an Wagenkästen.

Von Oberreichsbahnrat Otto Taschinger, München.

Nach einem im Wagenbau-Fachausschuß des VMEV. gehaltenen Vortrag.

A. Allgemeines.

Die vom Verfasser in den Heften 1 und 7 des laufenden Jahrgangs des Org. Fortschr. Eisenbahnwes. veröffentlichten Arbeiten verfolgten die Absicht, die wirtschaftlichen und betrieblichen Vorteile der Anwendung der modernen Leichtbautechnik auf den Eisenbahnwagenbau darzulegen und aufzuzeigen, daß Leichtbauwagen auch einwandfreie Laufeigenschaften besitzen. Der vorliegende Aufsatz „Festigkeits- und Zerstörungsversuche an Wagenkästen“ soll den Nachweis erbringen, daß nach den Regeln der Leichtbauweise hergestellte, vollkommen geschweißte Wagenkästen in nicht geringerem Maße als die bisher genieteten und zum Teil in Mischbauweise (Nietung und Schweißung) hergestellten schweren Wagenkästen bei Beachtung entsprechender Sicherheitszuschläge die im Betriebe vorkommenden Beanspruchungen federnd aufnehmen können, auch dann noch, wenn durch die Leichtbautechnik das eiserne Rohbauwagenkastengewicht, wie Ausführungsbeispiele zeigen, gegenüber den in Mischbauweise in den letzten Jahren hergestellten Wagenkästen schwerer Bauart, noch bis zu 40 v. H. vermindert wird. In dem Aufsatz „Festigkeitsversuche an besonders leicht gebauten geschweißten Drehgestellen (vergl. Org. Fortschr. Eisenbahnwes., Jahrgang 1939, Heft 11) konnte bereits vom Verfasser berichtet werden, daß die in Leichtbautechnik hergestellten, besonders leichten Drehgestellrahmen günstigere Festigkeitseigenschaften besitzen als die früheren schweren Bauarten.

Festigkeitsversuche mit geschweißten Wagenkästen sind notwendig, weil die Aufgabe einer genauen Berechnung der Wagenkästen und seiner einzelnen Bauteile noch der Lösung harret. Die Berechnungsverfahren, die bisher bekannt sind, sind entweder mehr oder minder zutreffende Näherungslösungen oder sie gelten nur für die Fahrzeuge aus einer Zeit, in der die Notwendigkeit des Leichtbaues noch nicht erkannt war. Solche Berechnungsverfahren werden daher den neuzeitlichen Herstellungsverfahren geschweißter Fahrzeuge nicht mehr gerecht. Die Aufstellung eines genauen Berechnungsverfahrens ist nicht einfach, weil die Aufgabe vielfach statisch unbestimmt und ihre exakte Lösung nur unter Berücksichtigung der elastischen Formänderung aller tragenden Teile der Wagenkastenkonstruktion gelingen würde. Auf alle Fälle wird man mindestens für besonders unübersichtliche Stellen der Tragkonstruktion die Rechnung durch Spannungsmessungen an Versuchswagenkästen ergänzen und sie unterstützen.

Man ist heute noch allgemein gewöhnt, die Eisenbahnfahrzeuge nach rein statischen Gesichtspunkten zu bemessen und die vielfach auftretenden dynamischen Überbeanspruchungen durch entsprechend hohe Zuschläge in der Berechnung zu berücksichtigen. Tatsächlich ist aber die Beanspruchung eines Eisenbahnwagens beim Wagenlauf weniger eine statische als eine dynamische, indem sich zu einer Grundspannung, die vom Eigengewicht und von der Nutzlast herrührt, eine Wechselspannung aus den Fahrstößen überlagert. Diese Wechselspannung ist aber nicht so groß, daß sie die Grundspannung ins Gegenteil, also eine Zug- in eine Druckspannung oder um-

gekehrt, verwandeln würde. Für eine solche Beanspruchung ist aber die Schwell- oder Ursprungsfestigkeit maßgebend. Gelingt es, in allen Teilen der Tragkonstruktion mit den Beanspruchungen bis an die Ursprungsfestigkeit heranzukommen, so hat der Wagenkasten seine größte Arbeitsfähigkeit erreicht. Will man sich daher über die Festigkeitseigenschaften eines Wagenkastens in all seinen Baugliedern ein möglichst einwandfreies Bild machen, so ist es erforderlich, statische und dynamische Versuche durchzuführen. Bei beiden Versuchsreihen müssen die Prüflasten, sowohl hinsichtlich ihrer Größe als auch ihrer Krafrichtung den im Betrieb auftretenden größten Kräften möglichst genau angepaßt werden. Ferner sollen die Kraftangriffspunkte mit den wirklichen Verhältnissen genau übereinstimmen. Für die Beurteilung der Festigkeitseigenschaften eines Wagenkastens genügt es jedoch nicht, z. B. seine Tragfähigkeit nur durch die den Betriebsbeanspruchungen angepaßten Belastungsprüfungen mit gleichzeitigen Durchbiegungs- und Spannungsmessungen nachzuprüfen. Mit Rücksicht auf die Erhaltung der probebelasteten Fahrzeuge hat man es bisher unterlassen, solche Festigkeitsprüfungen bis zur bleibenden Formänderung fortzusetzen, so daß der Sicherheitsgrad der Konstruktion noch ungewiß war. Ebenso mußte auf eine nähere Untersuchung des Verwindungswiderstandes verzichtet werden, wie auch zur Schonung der teuren Inneneinrichtung bisher die wirkliche Widerstandsfähigkeit von Wagen bei Zusammenstößen nicht ausreichend überprüft werden konnte. Die Fortsetzung aller Festigkeitsversuche bis zur Zerstörung ist für Leichtbaufahrzeuge vor allem aber deshalb nicht zu entbehren, um die Voreingenommenheit, die allen technischen Neuerungen seit jeher entgegengebracht worden ist, zu beseitigen. Solche Versuche, die allerdings beträchtliche, jedoch nur einmalige Kosten erfordern, sind besonders wichtig, um soweit als möglich, Klarheit über das Verhalten der im Zugverband laufenden Leichtbaufahrzeuge bei Entgleisungen und Zugzusammenstößen zu erhalten. Zur Abminderung der Versuchskosten genügt es die Versuchswagenkästen nur im Rohbau, also ohne eingebaute Inneneinrichtung herzustellen. Wenn bei einzelnen Versuchen der Einbau der Inneneinrichtung nicht zu umgehen ist, dann genügen im allgemeinen eine Brettverschalung und behelfsmäßige Zwischenwände; das Gewicht der übrigen Ausrüstungsteile kann durch beigelegte Sandsäcke o. ä. ersetzt werden.

A. Für die Prüfung der statischen Festigkeitseigenschaften eines Wagenkastens sind folgende Versuche erforderlich:

1. Belastungsversuche mit lotrecht wirkender Betriebs-höchstlast.

2. Belastungsversuche mit größeren lotrechten Prüflasten als die Betriebshöchstlast bis zur dauernden Verformung einzelner Bauteile.

3. Durchbiegungsversuche mit waagrecht, quer zur Gleisachse wirkender Kraft. Die Größe der Kraft soll der höchsten im Betrieb vorkommenden Kraft entsprechen; der Lastangriffspunkt soll möglichst in der Nähe des Schwerpunktes des Wagens angesetzt werden.

4. Durchbiegungsversuche mit waagrecht, quer zur Gleisachse wirkender Kraft bis zum Eintritt der dauernden Verformung.

5. Druckversuche mit dem der Berechnung zugrunde gelegten höchsten Pufferdruck.

6. Druckversuche bis zum Eintritt der Knickung einzelner Bauteile. Bei den Druckversuchen unter 5. und 6. wird je ein gleich großer Druck auf die beiden Puffer ausgeübt.

7. Diagonaldruckversuche durch Lastangriff an zwei diagonal gegenüberliegenden Puffern.

8. Prüfung der Drucksteifigkeit der Stirnwandrammkonstruktion mit Lastangriff in Höhe Oberkante Stirnwandtüre.

9. Verwindungsversuch.

B. Über das dynamische Verhalten der Wagenkastenkonstruktion geben folgende Versuche ausreichenden Aufschluß:

10. Bestimmung der senkrechten und waagerechten Eigenfrequenzen des Wagenkastens mit Hilfe eines Schwingers.

11. Schwingerversuch bis zum Bruch einzelner Bauteile.

12. Auflaufversuche.

13. Sturzversuche über eine hohe Böschung.

Zu 1. Belastungsversuche.

Der Belastungsversuch mit lotrecht wirkender Höchstlast gibt Aufschluß über das Maß der Durchbiegung der Untergestellträger und der Hauptquerträger bei den einzelnen Belastungsstufen und darüber, ob und in welchem Maß die errechneten Beanspruchungen mit den beim Versuch gemessenen Spannungen übereinstimmen. Außerdem kann der Versuch bei Verwendung von Spannungsmessern mit kleinen Meßlängen Aufschluß über nicht einwandfrei errechenbare Spannungen, z. B. in den Fensterecken geben. Weiterhin kann die unter dem Einfluß der Last eintretende Verformung der Seitenwände und des Daches gemessen werden. Bei dem Belastungsversuch wird der Wagenkasten betriebsmäßig auf seine beiden Drehpfannen auf einen nicht nachgiebigen Betonboden abgestützt. Für den Versuch genügt es, den Fußboden des eisernen Rohbauwagenkastens mit Brettern zu belegen. Die aus Einzelgewichten von je 50 kg bestehenden Prüflasten sind über den ganzen Fußboden gleichmäßig zu verteilen. Der Wagenkasten wird beim Versuch stufenweise belastet. Die erste Belastungsstufe entspricht dem Gewicht des betriebsfertigen leeren Wagenkastens mit seiner ganzen Einrichtung und Ausstattung. Als zweite Belastungsstufe wird die Nutzlast (Personenlast, Betriebsvorräte und Gepäck), als dritte Stufe ein hundertprozentiger Zuschlag zur Nutzlast und als letzte Belastungsstufe ein die Gleisstöße berücksichtigender weiterer Zuschlag zur Gesamtlast gewählt. Nach der Belastung der höchsten Betriebslast wird der Wagen wieder völlig entlastet, wobei es genügt, noch eine Zwischenmessung mit einer der vorerwähnten Zwischenlasten durchzuführen. Nach jeder Belastungsstufe werden alle Durchbiegungen mittels Meßuhren und die Spannungen mit Spannungsmessern an den einzelnen geeignet angeordneten Meßstellen festgestellt.

Zu 2. Dieser Versuch wird in gleicher Weise durchgeführt, wie unter Ziff. 1., jedoch werden die Prüflasten stufenweise so lange erhöht, bis bleibende Verformungen an wichtigen Bauteilen beobachtet werden. Der Unterschied zwischen der Betriebshöchstlast und der Last, bei der bleibende Verformungen eingetreten sind, gibt das Maß des Sicherheitszuschlags an.

Zu 3. und 4. Bei dem Durchbiegungsversuch des Wagenkastens waagrecht quer soll der Versuchswagenkasten unter Zuhilfenahme eines zweiten Wagenkastens mittels Winden unter Zwischenschaltung von Dynamometern in Höhe Schwerpunkt des Wagenkastens beansprucht werden.

Zu 5., 6. und 7. Druckversuche.

Bei den Druckversuchen wird das Untergestell des Wagenkastens in einem Rahmen eingespannt. Der Rahmen besteht aus zwei biegungssteifen Querhäuptern und aus einer Anzahl Zugstangen, die die beiden Querhäupter miteinander verbinden (vergl. Abb. 1). An einem Ende stützen sich die beiden Puffer des Wagenkastens unmittelbar gegen das Querhaupt, am anderen Wagenende sind zwischen den beiden Puffern und dem Querhaupt hydraulische Druckzylinder geschaltet, mit deren Hilfe ein allmählicher steigender Druck auf das Untergestell des Wagenkastens erzeugt werden kann. Um Unfälle durch eine seitliche Verschiebung der Versuchseinrichtung beim Drücken zu vermeiden, wurde das eine Querhaupt auf der Druckzylinderseite an den Schienen angeschweißt und das andere durch Anschweißstücke in Längsrichtung geführt. Das Untergestell des Wagenkastens wird mit etwa 10 bis 15 mm starken Rundeisenrollen auf dem Fußboden der Versuchshalle abgestützt, damit eine möglichst reibungsarme Längsbeweglichkeit des Wagenkastens beim Druckversuch gewährleistet ist. Der Rohbauwagenkasten wird bei den Druckversuchen entsprechend dem Gewicht der Inneneinrichtung und der sonstigen Ausstattung mit gleichmäßig auf den Fußboden verteilten Gewichten belastet. Der Wagenkasten wird sodann stufenweise gedrückt bis zu einem der Berechnung zugrunde liegenden

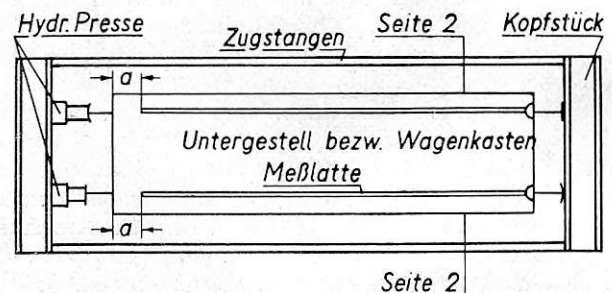


Abb. 1. Druckversuch: Versuchsanordnung.

Höchstdruck. Beim Druckversuch werden gemessen die Verkürzung und die Spannungen, die infolge der Belastung an bestimmten Stellen des Untergestells und der Seitenwand auftreten. Beim Diagonaldruckversuch wird nur mit einer hydraulischen Presse gedrückt, und der Wagenkasten mit seinem Untergestell nur an dem der Presse diagonal gegenüberliegenden Puffer abgestützt.

Selbstverständlich ist ein statischer Druckversuch kein ausreichendes Kriterium für die im praktischen Betrieb auftretende Stoßbelastung eines Fahrzeuges, da die Stoßkräfte massebedingt sind und somit von einer Stirnwand zum anderen allmählich mehr oder weniger abnehmen, je nach dem, an welcher Stelle im Zugverband der Wagen läuft. Beim letzten Wagen und bei einem alleinlaufenden Wagen ist an der einen Stirnwand keine Stoßkraft mehr vorhanden. In den einzelnen Querschnitten eines Wagenkastens zwischen den Stirnwänden werden daher die Stoßkräfte immer verschieden ausfallen, je nach dem Abstand von der Stirnwand. Jedenfalls tritt das Maximum immer an einer der beiden Stirnwände auf. Der statische Druckversuch ist also nur ein Behelfsmittel für die Feststellung der Längssteifigkeit des Fahrzeuges; ausreichende Aufschlüsse für die Sicherheit gegen Aufstöße geben nur Auflaufversuche, die aber mit Rücksicht auf die durch die Zerstörung verursachten hohen Kosten im allgemeinen nicht durchgeführt werden. Bei einigen ausländischen Eisenbahnverwaltungen (z. B. Schweiz, Frankreich) werden in gleicher Weise wie in Deutschland Pufferdrücke von zwei mal 100 t als ausreichend gehalten für den Nachweis der Drucksteifigkeit der schnelllaufenden Personenwagen, die im Zugverband laufen (z. B. für D-Zugwagen). Diese Pufferkräfte müssen vom Wagen-

kasten federnd aufgenommen werden. Für Steuer- und Beiwagen von Triebwagen, die nur einzeln oder höchstens mit einem weiteren Steuerwagen gemeinsam mit einem Triebwagen zusammenlaufen, wurden bisher wesentlich geringere Druckkräfte für ausreichend gehalten.

Zu 8. Die Prüfung der Drucksteifigkeit der Rammkonstruktion der Wagenstirnwände wird mit dem gleichen Druckrahmen ausgeführt wie bei den bisher beschriebenen Druckversuchen am Wagenkastenuntergestell. Der Rahmen wird bei diesem Versuch etwa in Höhe des Wagenkastenobergurtes so aufgestellt, daß die Kolbenunterkante der Druckzylinder mit der Oberkante der Stirnwandtüröffnung abschneidet und der Druck auf die Rammwinkel oder Rammvorbauten wirkt. Der Druck der beiden Zylinder wird auf die Rammvorbauten über einen dazwischen geschalteten Holzbalken übertragen; am anderen Wagenende sind die Rammvorbauten ebenfalls auf einen solchen Holzbalken abgestützt. Aus Abb. 2 ist die Art der Druckübertragung von den Druckpressen auf die Rammvorbauten erkennbar. Mittels Meßbühren wird die Verkürzung des Obergurtes und der Fensterbrüstung und mittels Spannungsmesser die hierbei auftretenden Spannungen an bestimmten Stellen gemessen. Die Spannungsmesser werden dabei so verteilt, daß aus den abgelesenen

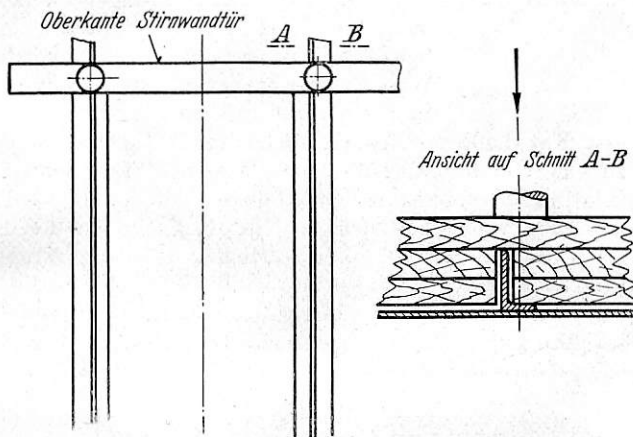


Abb. 2. Druckversuch der Rammkonstruktion.

Werten ein Bild über die Druckverteilung über den ganzen Wagenkasten gewonnen werden kann. Für einzeln fahrende Steuerwagen sind solche Rammversuche bisher nicht durchgeführt worden.

Zu 9. Verwindungsversuche.

Verwindungsversuche wurden bereits früher beschrieben (vergl. Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1936, Heft 12), so daß hier nicht weiter auf die Versuchsanordnung eingegangen zu werden braucht. Verwindungsversuche sind erforderlich um den Grad der Verwindungssteifigkeit eines Wagenkastens festzustellen. Laufversuche haben gezeigt, daß die Laufgüte eines Wagens abhängt von dem Grad der Verwindungssteifigkeit seines Wagenkastens. Die Fortsetzung solcher Versuche bis zur Zerstörung einzelner Bauglieder ist jedoch nicht notwendig, da die Verwindungsbeanspruchungen im Betrieb bei einwandfrei gebauten Wagen (also ohne innere Verspannungen) nur jeweils kurzzeitig auftreten und die Verwindungskräfte nicht groß sind.

Schwingerversuche.

Im Betrieb wird ein Wagenkasten bekanntlich in lotrechter Richtung, waagrecht quer zur Wagenlängsachse und waagrecht in Wagenlängsachse dynamisch beansprucht. Da die letztere Beanspruchung wesentlich geringer ist, kann sie bei der Versuchsdurchführung außer acht bleiben.

Das dynamische Verhalten eines Wagenkastens und seine Festigkeitseigenschaften bei dauernder dynamischer Bean-

spruchung kann am besten durch Versuche mit einem in Wagenkastenmitte angeordneten Schwinger geprüft werden. Ein solcher Schwinger besteht im wesentlichen aus zwei exzentrisch in parallelen Achsen gelagerten Massen, die von einem Elektromotor im gegenläufigen Drehsinn angetrieben werden. Dabei kann das Maß der Exzentrizität beliebig eingestellt werden. Durch die gegenläufige Drehrichtung der beiden Massen wird erreicht, daß der Schwinger jeweils nur in der gewünschten Richtung Kräfte und Schwingungen erzeugt. Die erzeugten Schwingungen verlaufen rein sinusförmig, so daß sie auch einwandfrei rechnerisch verfolgt werden können. Mit Hilfe eines Leonhardaggregates kann die Drehzahl des Motors und somit die Frequenz der erzeugten Schwingungen genau eingestellt werden. An einem mit der Welle einer Schwingungsmasse gekuppelten Frequenzmesser kann während der Versuche genau die Anzahl der Schwingungen i. d. Sek. abgelesen werden. Der in Betrieb befindliche Schwinger erregt den zu untersuchenden Wagenkasten und läßt ihn mit derselben Frequenz schwingen, die der Schwinger selbst hat. Im Bereich der Eigenschwingungszahl des Wagenkastens, also im Resonanzfall, nehmen die Schwingungen an Heftigkeit stark zu, so daß schon rein gefühlsmäßig die Eigenfrequenz eines Wagens ermittelt werden kann. Der im Betrieb befindliche Schwinger erregt den zu untersuchenden Wagenkasten mit der Frequenz des Schwingers.

Die Leerlaufcharakteristik des Schwingers erhält man, wenn in Abhängigkeit von der Frequenz des Schwingers, die Leistung in Watt, die der Schwingermotor aufnimmt, als Ordinate aufgetragen wird. Wird nun der Wagenkasten durch den Schwinger ebenfalls in Schwingung versetzt, so nimmt der Schwingermotor größere Leistungen als im Leerlauf des Schwingers auf, weil er noch zusätzliche Arbeit zu leisten hat, um auch noch den Wagenkasten in Schwingung zu versetzen. Die Schwingungskurve wird aber nicht mehr den stetigen Verlauf der Leerlaufcharakteristik aufweisen, weil im Bereich der Resonanz die Leistungsaufnahme des Schwingermotors sehr stark zunimmt, es tritt in der Schwingungskurve eine hohe Spitze auf. Aus der Schwingungskurve läßt sich daher ohne weiteres die Eigenschwingungszahl des Wagenkastens ablesen. Trägt man die Schwingungskurve über die Leerlaufcharakteristik auf (vergl. Abb. 3), so kann aus den beiden Kurven die Dämpfung des Wagenkastens errechnet werden. Die logarithmische Abnahme der Schwingungsauslässe ϑ ergibt sich nach der Formel

$$\vartheta = \pi \cdot \frac{f_2 - f_1}{f_1}$$

Die Frequenz f_2 und f_1 findet man aus Abb. 3, wenn man die Ordinate durch die Resonanzspitze f_1 vom Höchstwert bis zum Schnittpunkt mit der Leerlaufcharakteristik des Schwingermotors halbiert und durch diese Mitte eine Parallele zur Leerlaufkurve legt. Die Schnittpunkte dieser Parallelen mit dem aufsteigenden und abfallenden Ast der Leistungskurve ergeben dann die Werte f_2 und f_1 , wobei f_1 die Eigenschwingungszahl des leeren Wagenkastens ist. Mit ausreichender Genauigkeit läßt sich das logarithmische Dekrement der Dämpfung allerdings nur ermitteln, wenn der Schwingungsvorgang oszillographisch aufgenommen wird. Die Dämpfung, ebenso die Frequenz wird verschieden ausfallen, je nachdem mit leerem Rohbauwagenkasten, oder dieser mit eingebauter Inneneinrichtung oder mit einer noch zusätzlichen, der Höchstbelastung entsprechenden Last in Schwingungen versetzt wird, weil die schwingenden Massen verschieden sind und zu der inneren Baustoffreibung des Rohbauwagenkastens noch die innere Reibung der Ausstattung und an den verschiedenen Stoß-, Überlappungs- und Befestigungsstellen noch äußere Reibungskräfte hinzukommen. Das Maß ϑ wird man also kritisch nur bewerten können, wenn man Vergleichsversuche

mit verschiedenen Wagenkastenkonstruktionen, z. B. mit genieteten, in Mischbauweise und in vollkommen geschweißter Bauweise hergestellten Wagenkästen, anstellt und jeweils einen der drei Belastungsfälle miteinander vergleicht. Je größer das Maß ϑ für eine Wagenkastenbauart bei den Vergleichsversuchen ausfällt, um so günstiger wird der Wagenkasten im Betrieb sich verhalten.

Die Federkonstante c errechnet sich dann zu

$$c = m f_1^2 \cdot 4 \pi^2 \text{ in kg/cm.}$$

Der Schwinger wird genau in der Mitte des Wagenkastens nach Abb. 4 aufgestellt. Dabei ist das Schwingungsaggregat auf einem äußerst kräftigen Eisengerüst aus zusammengeschnittenen Profilträgern aufmontiert, das in der Lage ist, ohne Eigenschwingungen die Schwingungen des Schwingers auf den Wagenkasten zu übertragen. Dieses Eisengerüst ist mit den Langträgern des Wagenkastens verbunden und in den Nuten des Wellblechfußbodens unterteilt. Das Gestell hat die Aufgabe, die Schwingungskräfte auf die Seitenwände des Wagenkastens zu übertragen und ein Mitschwingen des aus dünnem Wellblech bestehenden Fußbodens und der schwachen Untergestellquerträger zu vermeiden. In der in Abb. 4 dargestellten Lage wird der Wagenkasten lotrecht in Schwingungen versetzt. Durch Kippen des Schwingers um 90° kann der Wagenkasten waagrecht quer zur Wagenkastenslängsachse schwingen.

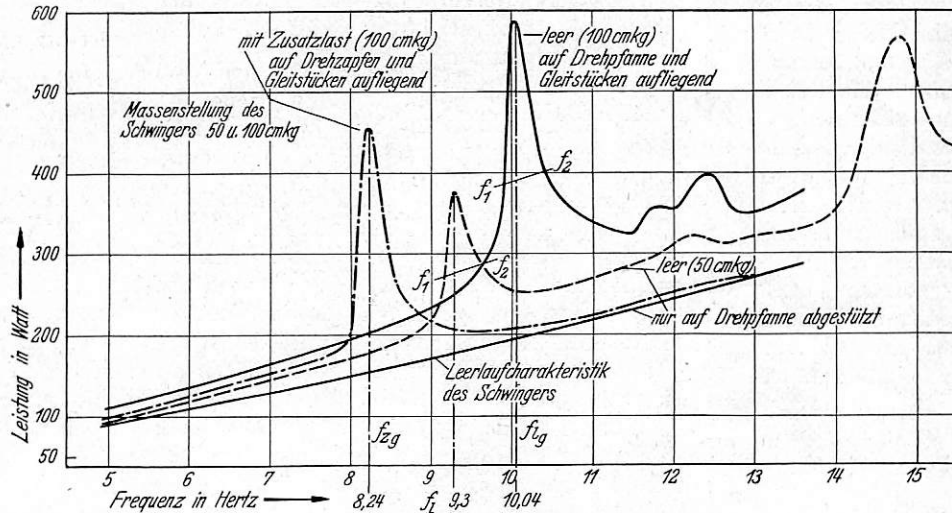


Abb. 3. Schwingerkurven.

Für einen Träger, der an seinen beiden Enden unterstützt ist und der mit einem in Trägermitte angreifenden Gewicht G in Schwingung versetzt wird, ergibt sich seine Eigenfrequenz zu

$$f_1 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g c}{G}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g c}{m g}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c}{m}}$$

wobei $g = 9,81 \text{ m/sec}^2$, m die auf die Trägermitte reduzierte Masse und c die Federkonstante ist. Da ein Wagenkasten nicht an seinen Enden, sondern an den weiter innen liegenden Hauptquerträgern aufliegt, also an beiden Wagenenden mehr oder weniger große und schwere Überhänge vorhanden sind, die sich schwingungstechnisch anders verhalten als der zwischen den Drehzapfen befindliche Wagenkastenteil, so kann die Formel für f_1 nur in einer ganz rohen Annäherung auf den in Schwingung versetzten Wagenkasten angewendet werden. Immerhin zeigt die Formel, daß die Eigenschwingungszahl eines Wagenkastens abhängig ist von dem Verhältnis der Federkonstante zur reduzierten Masse. Die Federkonstante ist die Last in Kilogramm, mit der der Wagenkasten belastet werden muß, bis er sich um 1 cm senkt.

Ein Wagenkasten wird die günstigsten Laufeigenschaften aufweisen, wenn er eine möglichst große Eigenfrequenz, d. h. wenn die reduzierte Masse möglichst klein und die Federkonstante möglichst groß ist.

Da in der Schwingungsgleichung c und m unbekannte Größen sind, muß durch einen weiteren Schwingerversuch, bei dem eine bekannte Masse in der Mitte des Wagenkastens fest mit dem Schwinger verbunden ist, eine zweite Gleichung aufgestellt werden. Als zusätzliches Gewicht wurden bei diesem Versuch 2000 kg verwendet, d. h. eine Masse von $2000 : 981 = \sim 2$. Es ergibt sich hierfür dann folgende Gleichung:

$$f_z = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{c}{m + m_z}} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{c}{m + 2}}$$

wobei m_z die zusätzliche Masse darstellt. Für die Berechnung der reduzierten schwingenden Masse ergibt sich durch Umformen der beiden genannten Gleichungen folgende Beziehung:

$$m = \frac{2}{\left(\frac{f_1}{f_z}\right)^2 - 1} \text{ in kg sec}^2 \text{ cm}^{-1}.$$

Die durch den Schwingerversuch ermittelten Werte für f_1 , m und c geben bei Vergleichsversuchen mit verschiedenen Wagenkastenbauarten ein Maß für seine Steifigkeit und außerdem einen vorläufigen Anhalt für die zu erwartende Laufgüte eines Wagens. Die Schwingerversuche im Resonanzbereich können aber auch so lange fortgesetzt werden, bis sich an einzelnen Stellen der Konstruktion Anrisse zeigen. Bei solchen Zerstörungsversuchen sind die Lastwechselzahlen zu ermitteln, bei welchen die Zerstörung einzelner Bauteile eintritt. Aus diesen Lastwechselzahlen kann beurteilt werden, ob die Dauerfestigkeit an dem beschädigten Bauteil als ausreichend zu bezeichnen ist, oder ob

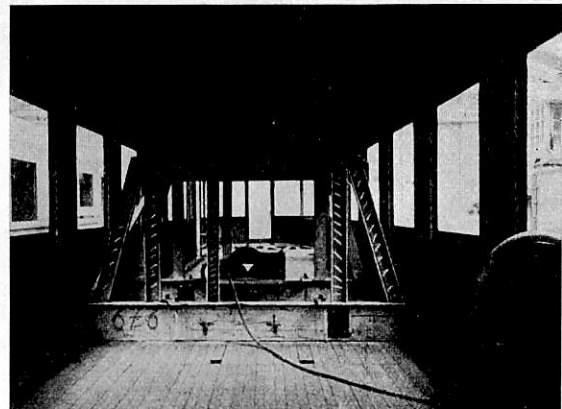


Abb. 4. Schwingeranordnung.

Konstruktionsverbesserungen erforderlich sind. Dabei ist jedoch die Größe der Amplitude des in Schwingung versetzten Wagenkastens mit den bei Laufversuchen festgestellten größten Amplituden zu vergleichen. Aus dem Unterschied der beiden Größen der Amplituden kann geschlossen werden, ob Verstärkungen einzelner Bauteile notwendig oder solche nur zweckmäßig sind um einen idealen Wagenkasten zu erhalten, der an allen Stellen seiner Konstruktion gleiche Festigkeit aufweist.

Auflaufversuche.

Zu Ziffer 11. Es ist nicht möglich Wagenkästen so zu bauen, daß diese bei katastrophalen Zugzusammenstößen oder Ent-

gleisungen und den dabei auftretenden gewaltigen Zerstörungskräften unter allen Umständen vollkommen unverseht bleiben. Personenzüge müssen jedoch so gebaut werden, daß die bei Unfällen auftretenden unvermeidlichen Formänderungen des Wagenkastens die Reisenden nicht gefährden. Der Wagenkasten kann also bei höheren Fahrgeschwindigkeiten an gewissen Stellen eingedrückt, er darf aber keineswegs vollständig deformiert werden. Neuzeitliche schnellaufende Personenzüge werden so gebaut, daß an den beiden Wagenenden Vorräume angeordnet werden, die während der Zugfahrt meist unbesetzt sind. Tatsächlich wurden bei Zugzusammenstößen die Vorräume der eisernen Wagenkästen wohl eingedrückt; die Zerstörungen waren aber selten groß. Die Wirkungen eines Aufstoßes werden um so kleiner sein:

1. Je kleiner die Masse des auflaufenden Wagens ist. Bekanntlich hat die Einführung eiserner Wagenkästen gegenüber den damals üblichen hölzernen Wagen eine nicht unbeträchtliche Gewichtserhöhung zur Folge gehabt. Im Verhältnis zu dieser Gewichtserhöhung stieg die lebendige Kraft beim Aufstoß. Die höhere Widerstandsfähigkeit der genieteten eisernen Wagenkästen wurde zum Teil wieder ausgeglichen durch die im Verhältnis zum höheren Wagengewicht größeren Aufstoßkraft. Da ein nach den Grundsätzen der Leichtbautechnik hergestellter Wagen aber mindestens die gleich große Festigkeit hat wie die bisherigen Schwerbauwagen, sein Eigengewicht aber wesentlich — etwa 30 bis 40 v. H. — geringer ist, nehmen die Stoßkräfte im Verhältnis dieser Gewichtsverminderung bei Aufstößen ab. Die Wirkung des Anpralles wird also erheblich gemildert.

2. Je größer die Federung des auflaufenden Wagenkastens ist. Der Wagenkasten soll so konstruiert werden, daß er in seinen Endräumen möglichst elastisch die Aufstoßkräfte aufnehmen kann. Bei hohen Aufstoßgeschwindigkeiten soll die Energie vernichtet werden durch Verbiegen und Faltungen der Blechträger und Profile. Die Träger sollen dabei möglichst knicksteif sein.

3. Je widerstandsfähiger die Stirnwand ist. An Stelle der bisherigen Rammwinkel, die nur in geringem Maße knicksteif sind, sind über die Stirnwand hinaus, wellblech- oder sickentartige Rammkonstruktionen vorzusehen, die beim Eindringen große Stoßenergien verzehren. Diese Rammkonstruktionen müssen scherstift mit dem Kopfstück und dem rammstifen Dach verbunden sein, damit die Stoßkräfte auf Untergestell und Dach weitergeleitet werden.

4. a) Je größer die Endkraft und der Hub der Pufferfeder ist und

4. b) je knicksteifer die Pufferhülse und je beulfester die Pufferteller sind, wodurch ein Aufklettern der Wagen verhindert wird. In dieser Beziehung ist der Hülsenpuffer dem Stangenpuffer bedeutend überlegen, weil er eine viel größere Widerstandsarbeit zu leisten, d. h. eine viel größere Stoßkraft zu vernichten vermag. Außerdem bieten die Pufferplatte und die Pufferhülse eine höhere Widerstandsfähigkeit gegen ein Verbiegen durch Aufstoß und wirken dadurch der Neigung zum Aufklettern entgegen. Die günstigsten Puffer wären diejenigen, die sich nach vollständiger Zusammendrückung der Pufferfeder noch in waagerechter Richtung verformen können, bevor die Verformung des Untergestells beginnt.

5. Durch möglichst scherstifte Verbindung zwischen Seitenwand und Untergestell einerseits und Seitenwand und Dach andererseits. Die Seitenwandsäulen sind daher am besten mit dem Untergestell und Dach zu verschweißen, da Nietverbindungen unter der Wirkung des Stoßes abplatzen können. Aus den gleichen Gründen ist angeschweißten Seitenwandblechen der Vorzug zu geben.

6. Durch Verwendung von splitterfreiem Baustoff. Aus diesem Grund soll Holz für die Innenverkleidung möglichst vermieden werden.

Es soll nun durch eine überschlägige Rechnung untersucht werden, wie sich Schwer- und Leichtbauwagen bei Auflaufversuchen verhalten. Man kann dabei vier Fälle unterscheiden:

1. Ein Schwerbauwagen läuft gegen einen Schwerbauwagen.
2. Ein Leichtbauwagen läuft gegen einen Leichtbauwagen.
3. Ein Schwerbauwagen läuft gegen einen Leichtbauwagen.
4. Ein Leichtbauwagen läuft gegen einen Schwerbauwagen.

Der Versuchsanordnung entsprechend soll der eine Wagen in Ruhe, aber frei beweglich sein, während der andere mit einer bestimmten Geschwindigkeit auf ihn aufläuft. Die größte Sicherheit gegen Auflaufstöße wird in dem Fall gegeben sein, in dem die größte Auflaufgeschwindigkeit erzielt wird, ohne daß sich der Wagenkasten dauernd verformt. Als Vergleichsmaß hätte der Fall 1 Schwerbauwagen gegen Schwerbauwagen zu gelten. Hat man nun die zulässige größte Auflaufgeschwindigkeit für die Fälle 2 und 4 ermittelt, so bildet das Verhältnis dieser Auflaufgeschwindigkeiten zu der im Fall 1 zulässigen ein Maß für die Sicherheit der Leichtbauwagen gegen Auflaufstöße. Dabei soll Pufferhub und Pufferendkraft für alle vier Fälle gleich angenommen werden, da diese Größen nur in engen Grenzen veränderlich sind und mit der Bauweise in keinem Zusammenhang stehen, wie ja auch praktisch beide Bauarten mit denselben Puffern versehen werden können.

Wenn ein Wagen 1 mit der Masse m_1 der Auflaufgeschwindigkeit v_1 und der Federkonstante c_1 (in Wagenlängsrichtung) auf einen stillstehenden Wagen 2 mit der Masse m_2 und der Federkonstante c_2 aufläuft, so drückt, sobald die Wagen im Eingriff sind, Wagen 1 auf den Wagen 2. Die dabei auftretende Stoßkraft ist in jedem Augenblick für beide Wagen gleichgroß. Wagen 1 wird dabei verzögert, Wagen 2 beschleunigt. Die Zusammendrückung, oder anders ausgedrückt, die Annäherung der beiden Wagen geht so lange vor sich, als die augenblickliche Geschwindigkeit des Wagens 1 größer ist als die zugehörige Geschwindigkeit des Wagens 2. Die Annäherung der Schwerpunkte ist beendet, wenn die Geschwindigkeit der beiden Wagen gleich ist. In diesem Augenblick hat die Stoßkraft, weil die Zusammendrückung am größten ist, ihren Höchstwert erreicht.

Bei Voraussetzung vollkommen elastischer Körper bleibt die Bewegungsgröße während des gesamten Stoßvorgangs konstant, es ist also in jedem Augenblick:

$$m_1 v_1' + m_2 v_2' = m_1 v_1 = \text{konst.}$$

v_1' = Momentangeschwindigkeit des Wagens 1.

v_2' = Momentangeschwindigkeit des Wagens 2.

$m_1 v_1$ = Bewegungsgröße des Wagens 1 bei Beginn des Auflaufes.

Bei der größten Stoßkraft ist die Geschwindigkeit der beiden Wagen gleich, also $v_1' = v_2' = V$.

Wir erhalten dann

$$m_1 V + m_2 V = m_1 v_1$$

oder

$$V = \frac{m_1}{m_1 + m_2} v_1.$$

Da beim vollkommen elastischen Stoß, wie vorausgesetzt, kein Energieverlust eintritt, so ist außerdem in jedem Augenblick auch die Summe aller potentiellen und kinetischen Energien konstant, und zwar gleich der ursprünglich vorhandenen kinetischen Energie des auflaufenden Wagens. Daraus folgt für jeden Augenblick:

$$\frac{m_1 v_1'^2}{2} + \frac{m_2 v_2'^2}{2} + A = \frac{m_1 v_1^2}{2} = \text{konst.}$$

A ist die in der Federung der Puffer und der Wagenkästen aufgespeicherte potentielle Energie.

Im Moment der größten Stoßkraft gilt dann:

$$\frac{m_1 V^2}{2} + \frac{m_2 V^2}{2} + A = \frac{m_1 v_1^2}{2}$$

oder

$$A = \frac{m_1 v_1^2}{2} - \frac{m_1 + m_2}{2} V^2.$$

Für V den obigen Wert eingesetzt, erhält man

$$\begin{aligned} A &= \frac{m_1 v_1^2}{2} - \frac{m_1 + m_2}{2} \left(\frac{m_1}{m_1 + m_2} v_1 \right)^2 \\ &= \frac{m_1 v_1^2}{2} - \frac{m_1^2}{2(m_1 + m_2)} v_1^2 \\ &= m_1 v_1^2 \left(1 - \frac{m_1}{m_1 + m_2} \right) \\ &= \frac{m_1 m_2}{2(m_1 + m_2)} v_1^2. \end{aligned}$$

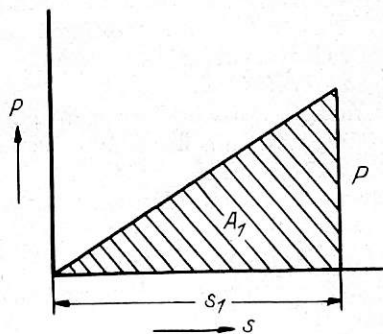


Abb. 4a. Arbeitsdiagramm.

Die Stoßkraft P kann während der Pufferzusammendrückung und der elastischen Verformung des Wagenkastens proportional der Annäherung der beiden Wagen angenommen werden, also:

$$\begin{aligned} P &= c \cdot s \\ c &= \text{Federkonstante} \\ s &= \text{Weg der Zusammendrückung.} \end{aligned}$$

Die von dem Wagen 1 aufgenommene Arbeit ist

die schraffierte Fläche des Dreiecks (Abb. 4a); sie ist

$$A_1 = \frac{P s_1}{2}$$

und da

$$P = c_1 s_1 \text{ oder } s_1 = \frac{P}{c_1},$$

so ist

$$A_1 = \frac{P^2}{2 c_1};$$

ebenso gilt für den Wagen 2

$$A_2 = \frac{P^2}{2 c_2}.$$

Daraus ergibt sich die Gesamtfederungsarbeit zu

$$\begin{aligned} A &= A_1 + A_2 = \frac{P^2}{2 c_1} + \frac{P^2}{2 c_2} \\ &= \frac{P^2}{2} \frac{c_1 + c_2}{c_1 \cdot c_2}. \end{aligned}$$

Für den Fall der größten Annäherung erhält man unter Einsetzung des für A weiter oben ermittelten Wertes

$$\frac{P_{\max}^2}{2} \frac{c_1 + c_2}{c_1 \cdot c_2} = \frac{m_1 m_2}{2(m_1 + m_2)} v_1^2$$

oder

$$P_{\max} = v_1 \sqrt{\frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} \cdot \frac{c_1 c_2}{c_1 + c_2}}.$$

Zu Fall 1: (schwerer Wagen gegen schweren Wagen).

Es wird angenommen, daß ein schwerer D-Zugwagen mit einem Eigengewicht von 40 t und 7,8 t Nutzlast auf einen gleichschweren D-Zugwagen gleicher Bauart aufläuft. Es ist also $m_1 = m_2 = m$ und $c_1 = c_2 = c$. Die ermittelte Formel für die größte Stoßkraft geht also über in:

$$P_{\max} = v_1 \sqrt{\frac{m^2 \cdot c^2}{2 m \cdot 2 c}} = v_1 \sqrt{\frac{m c}{4}}.$$

Für einen solchen Wagen ist bei einer über die ganze Wagenlänge gleich großen Druckkraft von 200 t durch Druckversuche eine Kürzung von 0,66 cm ermittelt worden. Bei dem Auflauf eines Wagens auf einen anderen nimmt jedoch die Stoßkraft von ihrem Höchstwert an der einen Stirnwand etwa linear bis auf Null an der anderen Stirnwand ab. Für den reinen Druckstab ergibt sich die Verkürzung aus der Formel:

$$\Delta l = \frac{\alpha \cdot P \cdot l}{f}.$$

Hierin bedeuten:

$$\begin{aligned} \Delta l &= \text{Kürzung;} \\ \alpha &= \frac{1}{E} \text{ Dehnungszahl;} \\ P &= \text{Druckkraft;} \\ l &= \text{Länge des Druckstabes;} \\ f &= \text{Stabquerschnitt.} \end{aligned}$$

Aus dem statischen Druckversuch wurde für den Wagenkasten eine Kürzung von 0,66 cm ermittelt, und zwar in direkter proportionaler Abhängigkeit von der Druckkraft. Für eine überschlägige Berechnung kann daher gesetzt werden

$$\Delta l = \frac{\alpha \cdot P \cdot l}{f} = 0,66 \text{ cm.}$$

Beim aufstoßenden Wagen ist $P = \frac{200}{l} \cdot x$, wenn P linear von Null auf 200 t ansteigt und x der Abstand des jeweils betrachteten Querschnittes von der Stirnwand ist. Die Kürzung ergibt sich daher für diesen Kraftverlauf zu:

$$\begin{aligned} \Delta l &= \int_0^l \frac{\alpha \cdot 200}{l f} x \, dx = \frac{\alpha \cdot 200}{l f} \int_0^l x \, dx \\ &= \frac{\alpha \cdot 200 l^2}{l f \cdot 2} = \frac{1}{2} \frac{\alpha \cdot 200 l}{f}. \end{aligned}$$

Es verhält sich somit die Kürzung beim Auflauf eines Wagens zur Kürzung beim statischen Druckversuch wie 1:2 oder

$$\Delta l = \frac{l}{2} \cdot 0,66 = 0,33 \text{ cm.}$$

Die Kürzung des Wagenkastens bei einem Auflaufstoß bis $P_{\max} = 200 \text{ t}$ kann somit zu 0,33 cm angenommen werden. Da diese Kürzung nach der ermittelten Formel der Stoßkraft wiederum direkt proportional ist, läßt sich für den Fall des Aufstoßes die Federkonstante c des schweren Wagens ermitteln zu

$$c = \frac{200000}{0,33} = 606000 \text{ kg/cm.}$$

Setzt man diese Werte für die Masse und für die Federkonstante ein, dann ergibt sich unter vorläufiger Außerachtlassung der Pufferfedern und einer für Wagenkästen dieser Bauart durch Versuch ermittelten zulässigen statischen Druckkraft von 200 t aus

$$\begin{aligned} 200000 &= v_1 \sqrt{\frac{47800 \cdot 606000}{981 \cdot 4}} \\ v_1 &= \frac{200000}{\sqrt{\frac{47800 \cdot 606000}{981 \cdot 4}}} = 73,5 \text{ cm/sec} \end{aligned}$$

oder in km/Std. umgerechnet

$$v_1 = \frac{73,5 \cdot 3600}{100 \cdot 1000} = 2,65 \text{ km/h.}$$

Für den Fall 2 (leichter Wagen gegen leichten Wagen) ergibt sich in gleicher Weise bei einem Gewicht leichter D-Zugwagen von 29 t und der gleichen Nutzlast von 7,8 t, einer auf entsprechendem Wege ermittelten Federkonstanten

$$c = \frac{200000 \cdot 2}{1,28} = 312000 \text{ kg/cm}$$

und unter Zugrundelegung der gleichfalls durch einen statischen Druckversuch ermittelten zulässigen Druckkraft von 200 t die zulässige Auflaufgeschwindigkeit zu

$$v_1 = 4,2 \text{ km/h.}$$

Für die Fälle 3 und 4, in denen ein schwerer Wagen gegen einen leichten Wagen läuft und umgekehrt, wird unter Einsetzung der entsprechenden Werte

$$v_1 = 3,45 \text{ km/h.}$$

Läßt man an Stelle der beladenen Wagen die leeren Wagen auf leere Wagen auflaufen, dann wird die zulässige Auflaufgeschwindigkeit

im Falle 1: $v_1 = 2,8 \text{ km/h}$

im Falle 2: $v_1 = 4,7 \text{ km/h}$

im Falle 3 und 4: $v_1 = 3,8 \text{ km/h.}$

**Zusammenstellung
der zulässigen Auflaufgeschwindigkeiten:**

Es laufen gegeneinander:	Zulässige Auflaufgeschwindigkeit bei beladenen Wagen km/h	Zulässige Auflaufgeschwindigkeit bei leeren Wagen km/h
Zwei schwere Wagen . .	2,65	2,8
Zwei leichte Wagen . .	4,2	4,7
Ein leichter und ein schwerer Wagen . . .	3,45	3,8

Es kann somit die zulässige Auflaufgeschwindigkeit im Falle 2 (leichter Wagen gegen leichten Wagen) bei beladenen Wagen um $\frac{4,2 - 2,65}{2,65} \cdot 100 = 58\%$, bei leeren Wagen um 68% und in den Fällen 3 und 4 (leichter Wagen gegen schweren Wagen und umgekehrt) um 28% bei beladenen Wagen und um 35% bei leeren Wagen höher angesetzt werden als im

Falle 1. Dabei ist allerdings die Wirkung der Pufferfederung, die Pufferreibung und die innere Reibung des Wagenkastens noch nicht berücksichtigt. Der Einfluß der Pufferfederung ergibt sich aus nachfolgenden Überlegungen.

In der vorausgegangen Rechnung hatten wir den Verlust an lebendiger Energie, den das System bis zu dem Augenblick der größten Stoßkraft erleidet mit

$$A = \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} \cdot \frac{V_1^2}{2}$$

ermittelt.

Dieser Energieverlust ist aber beim rein elastischen Stoß gleich

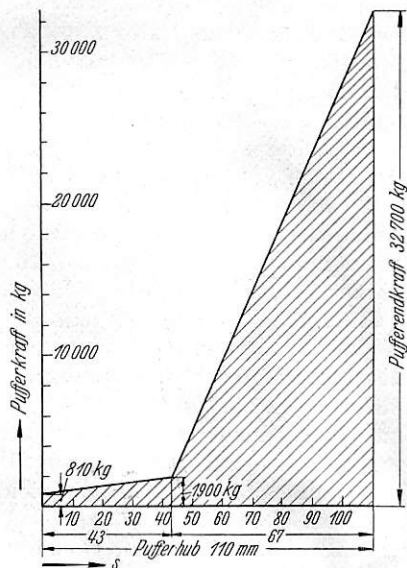


Abb. 5. Federdiagramm des 32 t Ringfederpuffers.

der potentiellen Energie der jetzt in den Puffern und in der Wagenkästen aufgespeicherten Federungsarbeiten. Die Arbeit der Pufferfeder geht aus dem Federdiagramm hervor.

Das Federdiagramm eines 32 t-Ringfederpuffers ist in Abb. 5 dargestellt. Daraus ist zu ersehen, daß die Puffer mit einer Vorspannung von 810 kg in den Wagen eingebaut werden. Beim Aufstoß bleiben daher die Puffer bis zu einer Stoßkraft von $2 \cdot 810 = 1620 \text{ kg}$ unwirksam. Es wirkt also zunächst bis zu dieser Stoßkraft nur die Elastizität der Wagenkästen. Im weiteren Verlauf werden Puffer und Wagenkästen gleichzeitig zusammengedrückt. Nach Erreichung des Pufferenddruckes wirkt wiederum nur die Elastizität der Wagenkästen. Für die Rechnung ist es aber nicht notwendig, das resultierende Gesamtdiagramm aufzustellen sondern wir können die aus den Einzeldiagrammen ermittelten Federungsarbeiten von Puffer und Wagenkasten einfach addieren.

Die Federungsarbeit des Ringfederpuffers ist gleich der schraffierten Fläche des Diagramms in Abb. 5 und ergibt sich zu

$$\frac{810 + 1900}{2} \cdot 0,043 + \frac{1900 + 32700}{2} \cdot 0,067 = 1216 \text{ mkg.}$$

Da beim Aufstoß vier Puffer zusammengedrückt werden, ist die gesamte Pufferarbeit

$$4 \cdot 1216 = 4864 \text{ mkg.}$$

Bei den Wagenkästen ist zwischen leichten und schweren Wagen zu unterscheiden. In einer früheren Rechnung haben wir die Zusammendrückung bei einem Aufstoß mit 200 t für den schweren Wagen zu $0,33 \text{ cm} = 0,0033 \text{ m}$ festgestellt. Da nach den Versuchen die Federkonstante, wie bereits früher erwähnt, unveränderlich angenommen werden kann, ist das Federdiagramm ein Dreieck und wir erhalten als Federungsarbeit

$$\frac{l}{2} \cdot 200000 \cdot 0,0033 = 330 \text{ mkg.}$$

In gleicher Weise ergibt sich für den leichten Wagen die Federungsarbeit zu

$$\frac{l}{2} \cdot 200000 \cdot 0,0064 = 640 \text{ mkg.}$$

Dabei ist zu beachten, daß immer zwei Wagen zusammengedrückt werden. Wir können jetzt die höchstzulässige Auflaufgeschwindigkeit für die betrachteten vier Fälle berechnen.

Fall 1: Schwerer Wagen gegen schweren Wagen.

$$\frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} \cdot \frac{V_1^2}{2} = \text{Federungsarbeit der vier Puffer} + \text{Federungsarbeit der beiden Wagenkasten} = 4864 + 2 \cdot 330 = 5524 \text{ mkg}$$

$$m_1 = m_2 = 4870.$$

Daraus:

$$\frac{4870 \cdot 4870}{2 \cdot 4870} \cdot \frac{V_1^2}{2} = 5524 \text{ mkg}$$

oder:

$$V_1 = 2,13 \text{ m/sec} = 2,13 \cdot \frac{3600}{1000} = 7,7 \text{ km/h.}$$

Fall 2: Leichter Wagen gegen leichten Wagen.

$$m_1 = m_2 = 3750$$

$$\frac{3750 \cdot 3750}{2 \cdot 3750} \cdot \frac{V_1^2}{2} = 4864 + 2 \cdot 640 = 6144 \text{ mkg}$$

$$V_1 = 2,55 \text{ m/sec} = 9,2 \text{ km/h.}$$

Fall 3 und 4: Leichter Wagen gegen schweren Wagen und umgekehrt.

$$m_1 = 4870 \quad m_2 = 3750 \text{ mkg}$$

$$\frac{4870 \cdot 3750}{4870 + 3750} \cdot \frac{V_1^2}{2} = 4864 + 330 + 640 = 5834$$

$$V_1 = 2,34 \text{ m/sec} = 8,4 \text{ km/h.}$$

Auf diese Weise wurden die Werte in nachstehender Tabelle ermittelt.

Tabelle.

Es laufen gegeneinander:	Zulässige Auflauf- geschwindigkeit für beladene Wagen km/h	Zulässige Auflauf- geschwindigkeit für leere Wagen km/h
Zwei schwere Wagen . .	7,7	8,4
Zwei leichte Wagen . .	9,2	10,4
Ein leichter und ein schwerer Wagen . . .	8,4	9,4

Wie zu erwarten war, erhöht sich die zulässige Auflaufgeschwindigkeit bei Verwendung von Puffern ganz bedeutend, und zwar um das etwa $2\frac{1}{2}$ fache. Aber auch hier zeigt sich die Überlegenheit des leichten Wagens. Es ergibt sich, daß bei Verwendung von leichten Wagen allein bei gleicher zulässiger Höchstdruckkraft von 200 t die Auflaufgeschwindigkeit je nach Beladung der Wagen um etwa 19,5 bis 24% höher sein kann als bei schweren Wagen, ohne daß eine Vermehrung der Aufschäden eintreten wird. Läuft ein leichter Wagen gegen einen schweren Wagen und umgekehrt, so kann in gleicher Weise die zulässige Auflaufgeschwindigkeit um 9 bis 12% höher angesetzt werden. Ähnliche Verhältnisse werden sich auch bei Aufstoß ganzer Wagenzüge ergeben. Diese Überlegenheit gründet sich neben der geringeren Masse auch auf die größere Arbeitsfähigkeit des leichten Wagens.

In den vorstehenden Berechnungen ist die zulässige größte Endkraft sowohl für den leichten als auch für den schweren Wagen nach dem Ergebnis der statischen Druckversuche mit 200 t eingesetzt worden. Unter Berücksichtigung der Forderung, was bei noch stärkeren Auflaufstößen die dann auftretende Zerstörungsarbeit in den Vorbauten vernichtet werden, der übrige Wagenkasten aber in seiner Form erhalten bleiben soll, ergibt sich, daß die Stoßkraft, bei der die Zerstörung beginnt, im wesentlichen durch die Bauart der Vorbauten der vorhandenen schweren Wagen bedingt ist. Durch geeignete Bauweise in Verbindung mit der Schweißung wird es stets gelingen, auch einen leichten Wagen für die gleiche zulässige Endkraft, die die Vorbauten der vorhandenen schweren Wagen aushalten, zu bauen. Durch einen angemessenen Zuschlag ergibt sich dann die Kraft, für die der Wagenmittelteil zu bemessen wäre. Daß es möglich ist, auch einen Leichtwagen ausreichend steif zu bauen, haben die statischen Druckversuche bereits erwiesen.

Die Rechnung sollte nur ein ungefähres Bild über die Verhältnisse beim Aufstoß von schweren und von leichten Wagen geben. So wurden wie bereits erwähnt, die Stoßverluste infolge Puffer- und innerer Wagenkastenreibung nicht berücksichtigt. Ferner wurde die Endkraft von 200 t für den Wagenkasten durch statische Versuche bestimmt. Eine rasch ansteigende Stoßkraft wird sich aber auf den Wagenkasten anders auswirken als das allmähliche Zusammendrücken beim statischen Druckversuch. Es ist anzunehmen, daß die Stoßkraft als Druckwelle durch den Wagen läuft. Andererseits ist die Verfestigung des Baustoffes beim Stoß rechnerisch nicht erfaßbar. Alle diese Umstände werden jedoch das gewonnene Bild nicht wesentlich verschieben. Im Betriebe kommen im wesentlichen folgende Aufstöße vor:

- a) Aufstoß, zentrisch auf die Puffer wirkend;
- b) Aufstoß eines aufgekletterten Wagens;
- c) Aufstoß auf die Wagenseitenwand, schräg oder quer zur Seitenwand;
- d) Entgleisungen.

Die Wirkungen der unter a) und b) genannten Aufstöße können durch Auflaufversuche festgestellt werden. Auflauf-

versuche auf die Seitenwand können nur sehr schwer durchgeführt werden. Aus den unter a) und b) gewonnenen Erkenntnissen wird man aber auch auf das Verhalten der Seitenwand im Falle eines Aufpralls schließen können. Die Wirkungen eines solchen Aufpralls werden um so geringer sein, je kleiner der gegenseitige Abstand der umlaufenden Spanten ist, je knicksteifer die Seitenwandsäulen sind, je zuverlässiger ihre Verbindung mit Seitenwand, Untergestell und Decke (daher Schweißung), je quersteifer Untergestell und Dachlangrahmen sind und je beulfester die Seitenwand ist. Mit Rücksicht auf die Knicksteifigkeit der Seitenwandsäulen, darf der Abstand zwischen Innenverschalung und Außenwand nicht zu klein angenommen werden. Die äußeren Seitenwände wären am besten auszusteifen durch knicksteife Zwischenwände. Die bisherige Befestigung der Quergepäcknetze an den schwachen hölzernen Abteilmitteln ist ungünstig, weil sie nicht zur Quersteifigkeit beitragen. Aus diesem Grund wäre es viel besser die Quergepäcknetze an der Außenwand und der stabil auszuführenden Seitengangwand zu befestigen. In die Seitenwände eingepreßte Sicken sind in der Lage Stoßenergien zu verzehren. Auch feste Fenster, die mit Rücksicht auf die Wünsche der Fahrgäste nicht zugelassen werden können, würden eine größere Sicherheit gegen seitliche Aufstöße bringen.

Entgleisungen, auch bei hohen Fahrgeschwindigkeiten, haben in der Regel bei eisernen Wagenkästen keine die Fahrgäste gefährdenden Zerstörungen der Wagenkästen im Gefolge, wenn die Wagen sich nicht querlegen, weil die auftretenden Stoßkräfte meist nicht größer sind als die der Berechnung zugrunde gelegten Werte. Entgleisungsversuche durchzuführen ist daher nicht erforderlich.

Zu B 12. Bei den Auflaufversuchen wird der Versuchswagenkasten mit unterbauten Drehgestellen und behelfsmäßig eingebauter Inneneinrichtung mit verschiedenen Geschwindigkeiten gegen einen beladenen Om-Wagen von 30 t Gesamtgewicht gefahren. Die Geschwindigkeiten, beginnend mit 5 km/h, werden in Stufen von je 5 km/h so lange gesteigert, bis sich an einzelnen Stellen dauernde Verformungen zeigen. Auf diese Weise wird festgestellt, von welcher Auflaufgeschwindigkeit an mit einer Verformung des Untergestells gerechnet werden muß. Der Versuch zeigt aber auch besonders Stellen an, die vom Konstrukteur zu schwach bemessen wurden oder eine ungünstige Bauform erhalten haben. Hierauf wird der Versuchswagen in entgegengesetzter Richtung, also mit dem noch nicht verformten Wagenende, mit höherer Geschwindigkeit (etwa 50 km/h) auf den beladenen Om-Wagen aufgefahren. Der Auflauf des Versuchswagens auf den Om-Wagen wird zweckmäßig kinematographisch (Zeitlupe) aufgenommen, um die einzelnen Phasen der auftretenden Verformungen verfolgen zu können. Die Geschwindigkeit von 50 km/h wird für ausreichend gehalten um genügende Zerstörungen hervorzurufen und diese in einem Zeitraum entstehen zu lassen, in dem sie noch ausreichend mit der Zeitlupe beobachtet werden können. Aus der Art der Zerstörung des Wagenkastens wird man auf die Sicherheit der Fahrgäste bei Zusammenstößen schließen können. Die Tür- und Fensterauschnitte der Seitenwände werden kreuzweise mit Drähten bespannt um etwaige Verformungen leicht feststellen zu können, aus welchen geschlossen werden kann, ob beim Aufstoß die Fenster gebrochen oder die Schiebetüren nach dem Auflauf noch gangbar wären. Endlich wird die Seitenwand mit einem Netz senkrecht und waagrecht verlaufender weißer Linien versehen, aus dem ebenfalls etwaige Verformungen der Seitenwand leicht ermittelt werden können.

Zu B 13. Bei den Absturzversuchen soll der Wagenkasten entweder durch Winden oder noch besser durch Entgleisung bei einer Fahrgeschwindigkeit von etwa 20 km/h über eine möglichst hohe Böschung geworfen werden, so daß er sich mehrmals überschlägt. Aus den hierbei entstandenen Be-

schädigungen soll auf die gesamte Steifigkeit des Wagenkastens und damit wieder auf die Sicherheit der in Leichtbauwagen untergebrachten Fahrgäste bei Entgleisungen, bei denen Wagen umstürzen, geschlossen werden. Auch dieser Vorgang ist kinematographisch (Zeitlupe) aufzunehmen.

Endlich scheint es erforderlich zu sein, Vergleichsversuche anzustellen mit älteren Wagenbauarten. Es wird genügen, solche Vergleichsversuche mit eisernen Wagenkästen genietet oder geschweißter Bauart anzustellen, die nicht nach den Regeln der Leichtbauweise hergestellt wurden. Dabei ist es notwendig, sämtliche der obengenannten 13 Versuche durchzuführen. Erst auf diese Weise wird ein abschließendes Urteil über die Festigkeitseigenschaften der Leichtbaufahrzeuge möglich sein.

B. Durchführung der Versuche.

Die Festigkeits- und Zerstörungsversuche wurden durchgeführt mit dem Rohbauwagenkasten des vierachsigen Einheitssteuerwagens 3. Klasse. Die Hauptdaten dieses Wagens, dessen Grund- und Aufriß in Abb. 6 dargestellt ist, sind:

Wagenlänge über Puffer	21940 mm
Wagenkastenlänge	21000 „
Wagenhöhe über SO.	3670 „
Achszahl	4
Sitzplatzzahl 3. Kl. einschließlich Klappsitze	87
Leergewicht	20470 kg
Gewicht/Sitzplatz	235 „
Wagenkastengewicht ohne Inneneinrichtung .	6600 „
Wagenkastengewicht mit Inneneinrichtung .	13600 „

Bezogen auf einen Sitzplatz treffen also beim Einheitssteuerwagen 235,3 kg totes Gewicht, während bei den Eilzugwagen 3. Kl. bisheriger Bauart 443,2 kg und bei D-Zugwagen 555,5 kg benötigt werden. Die Gewichtsersparnis beträgt also beim Einheitssteuerwagen 46,9 v. H. gegenüber den Eilzugwagen und 57,6 v. H. gegenüber einem D-Zugwagen.

Das Untergestell kann in drei Abschnitte unterteilt werden, nämlich in die beiden Wagenenden, von denen das eine den Posträum, den Hauptquerträger und die anschließende Einstiegepartie, das andere den Führerstand und Einstiege teil bis zum Hauptquerträger umfaßt und dem mittleren Wagenteil, über welchem im wesentlichen die Fahrgasträume untergebracht sind. Die beiden Untergestell-Endteile sind in reiner Blechträgerbauweise hergestellt, weil bei dieser Bauform sowohl die Ober- und Untergurtbleche als auch die Stege der Blechträger der End- und Hauptquerträger und die Einstiege die beste Gewähr bieten, daß die Pufferstöße gut in das Untergestell eingeleitet und zweckmäßig verteilt werden. Die Blechträgerbauweise war insbesondere notwendig für die Posträumeite des Untergestells, weil in diesem Teil der die Drehpfanne tragende Hauptquerträger im Bereich der Einstiege liegt. Die Wagenfußbodenoberkante liegt nur 1100 mm über SO. Mit Rücksicht auf die Kopfträger, deren mittlere Höhe 1060 mm über SO. liegt und die die Puffer tragen, mußte der Steg der Langträger gegen die Wagenenden nach oben vergrößert werden. Diese Anordnung hatte zur Folge, daß zwar der Untergurt des Langträgers eben durchgeführt werden konnte, daß aber sein Obergurt an den beiden Wagenenden einen Knick nach oben aufweist. Die Blechträgerkonstruktion der beiden äußeren Untergestellteile sind in den Gurten und Stegen mit größeren Ausschnitten versehen um einerseits eine möglichst große Gewichtsersparnis zu erzielen und andererseits eine gute Zugänglichkeit zu den Schweißnähten zu erhalten. Im mittleren Wagenteil über eine Länge von 11794 mm bestehen die beiden äußeren Langträger aus einem Z-Profilblech 120.80.7.7 mm, wobei der Steg des Profilträgers waagrecht liegt. In einer Länge von 17000 mm ist das Untergestell mit einem aufgenieteten Wellblech versehen, dessen Rippen in Wagenlängsrichtung verlaufen. Dieses Wellblech ist 0,85 mm

stark und hat die Aufgabe, das Untergestell nicht nur zu versteifen, sondern sich auch an der Aufnahme der Pufferstöße zu beteiligen.

Zwischen dem äußeren Langträger sind meist im Abstand von je 800 mm eine Anzahl von Querträgern aus leichtem Mannstaedtprofil (in der Regel \square 140.4.50.5 mm) stumpf eingeschweißt, deren Stege ebenfalls aus Gründen der Gewichtersparnis mit Aussparungen versehen sind. Weitere Zwischenlangträger waren wegen des Fußbodenwellbleches nicht notwendig.

Die Seitenwände sind als Tragkonstruktion ausgebildet. Für die Seitenwandsäulen sind leichte Mannstaedtprofile (Winkelblech 30.50.3 mm) verwendet, deren einer Schenkel stumpf an das Seitenwandblech angeschweißt ist. Für die Türsäulen sind Z-Profile 51.33.3.3 mm verwendet. Sämtliche Säulen sind stumpf auf das Untergestell aufgeschweißt. Die Fensterbrüstungsleiste wird gebildet durch eine in das Seitenwandblech eingepreßte Sicke, deren Höhe 70 mm und deren Tiefe 20 mm beträgt. In die Sicke sind senkrechte Stege (Rippen) eingesetzt. Die über der Fensterbrüstung angeordneten Regenschutzleisten der Fensterausschnitte sind mit einem Versteifungsblech durch Lochschweißung miteinander verbunden. Der obere Seitenwandlangrahmen besteht aus einem liegenden Z-Profilblech 80.50.4,5.5,5 mm, das mit dem Seitenwandblech und mit dem Dachlangrahmen ebenfalls durch Lochschweißung verbunden ist. Das Seitenwandblech ist unterhalb der Fensterbrüstung 2 mm, oberhalb derselben 1,5 mm stark.

Das Dach besteht aus sechs Dachlängsspriegeln aus 16.30.2 mm starken Winkeln und aus 36 Dachquerspriegeln aus 20.4.4 mm Winkelporfilen, die zusammen ein engmaschiges steifes Gerippe darstellen, auf das das 1 mm starke Dach aufgenietet ist. Der Dachlangrahmen besteht aus einem Sonderprofil mit einem waagerechten Steg, zwei nach oben gehenden Stegen und einer nach unten reichenden Nase. Der eine Steg dient zum Anschluß des Dachbleches, der andere bildet den äußeren Abschluß einer Regenrinne. Die Dachspriegel sind an dem Langrahmen angeschweißt, das Dachblech ist an diesem angenietet. Für den Wagenkasten und das Untergestell ist St 37 verwendet, mit Ausnahme einiger besonders hoch beanspruchter Teile (wie Hauptquerträger), die aus St 52 bestehen.

An beiden Stirnseiten ist je eine Zugvorrichtung in Leichtbauweise angeordnet, deren Zugfeder mit 12 t Endkraft sich auf eine am Kopfstück befestigte Platte abstützt. Die Stoßvorrichtung besteht aus leichten Hülsenpuffern mit ebenfalls 12 t Endkraft. Die Pufferlänge beträgt 620 mm; der Durchmesser der Pufferteller 500 mm und der Hub 120 mm. An jeder Wagenstirnseite ist eine Übergangsbrücke angeordnet; die Übergangstüren befinden sich jeweils in der Mitte der Stirnwände. Bekanntlich stellen solche, für den Betrieb notwendige Übergangstüren eine Schwächung der Stirnwände dar.

Belastungsversuche mit der Betriebshöchstlast.

Dieser Belastungsversuch wurde durchgeführt mit der im Betriebe voraussichtlich vorkommenden Höchstlast. Diese Prüflast ergibt sich aus der folgenden Gewichtszusammenstellung.

Gewicht des Rohbauwagenkastens	6600 kg
Gewicht der Inneneinrichtung und der sonstigen Ausrüstungsteile	7000 „
Gewicht der Personenlast	4650 „
100 v. H. Zuschlag zur Personenlast	4650 „
Gewicht für Wasser und Kohle (Heizungsvorrat)	565 „
Gewicht für Gepäck	2000 „
Gewicht für Fahrpersonal	150 „
hierzu 30 v. H. Stoßzuschlag	7685 „
Summe:	33300 kg

Die Prüflast für die im Betriebe vorkommende Höchstlast ergibt sich daher zu $33300 - 6600 = 26700$ kg.

Die Länge des Wagenkastens gemessen über Puffer beträgt 21940 mm bei einem Drehzapfenabstand von 14160 mm. Die Gesamtlänge des Wagenkastens ist daher größer als die eines C4ü-Wagens der Regelbauart, die nur 21270 mm beträgt, bei einem Drehzapfenabstand von 14270 mm. Es erscheint beachtenswert, daß trotz dieser größeren Wagenkastenlänge

trägers. Die Durchbiegung der Hauptquerträger wurde an den Meßstellen 2, 11, 12 bzw. 6, 9, 8 abgelesen. Die Messungen sind bei den folgenden Belastungsstufen vorgenommen worden: 7000 kg, 13000 kg, 19000 kg und sodann mit der Höchstlast = 26700 kg; hierauf wurden nach entsprechender Entlastung bei 7000 kg und 0 kg der Rückgang der Durchbiegung festgestellt. Mit Hilfe der Meßuhren konnte daher ermittelt werden:

- a) Die Durchbiegungslinie des Langträgers der rechten Wagenseite (Nichtabortseite).
- b) Die Durchbiegung des Langträgers der linken Wagenseite (Abortseite) in Wagenmitte.
- c) Die Durchbiegung der beiden Hauptträger.

Die Durchbiegungslinien in Abhängigkeit von der Prüflast sind in Abb. 7 graphisch dargestellt. Werden fabrikneue Wagenkästen erstmals belastet, so ist nach Entlastung festzustellen, daß die Wagenkästen nicht wieder in ihre ursprüngliche Ruhelage zurückgehen; man sagt, der Wagenkasten hat sich gesetzt. Der Wagenkasten nimmt also erst nach seiner erstmaligen Belastung seine endgültige Lage ein. Mit dem Versuchswagenkasten des Einheitssteuerwagens konnte keine solche Vorbelastung vorgenommen werden. Aus den Biegungslinien der Abb. 7 kann aber das Setzen des Wagenkastens entnommen werden aus der Differenz zwischen der O-Linie und der Biegungslinie nach voll-

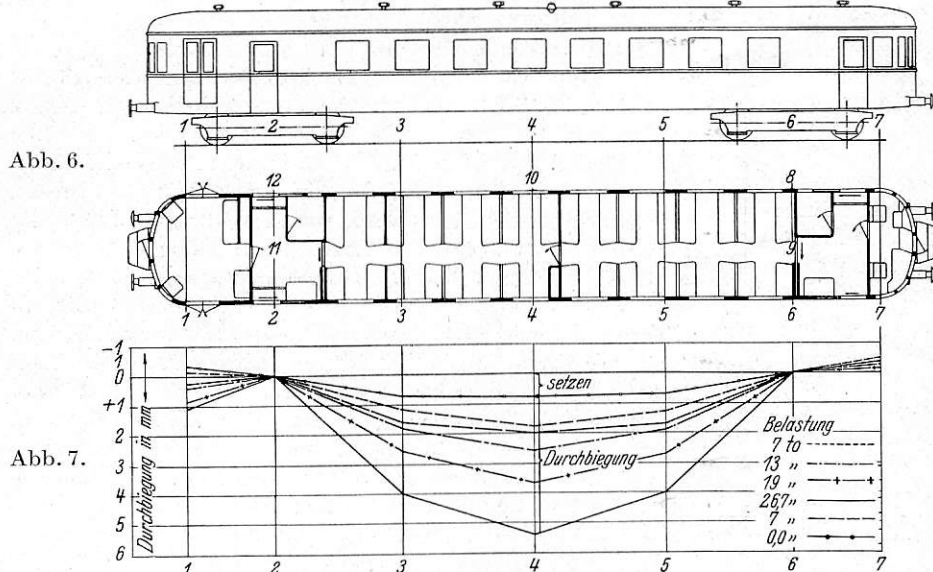


Abb. 6. Grundriß und Aufriß des Einheitssteuerwagens 3. Klasse.
Abb. 7. Durchbiegungslinie.

der Rohbauwagenkasten des leichten Steuerwagens um 4140 kg, d. s. 37,6 v. H. leichter ist als der 10740 kg schwere geschweißte Rohbauwagenkasten eines C4ü-Wagens der Regelbauart. Die Belastungsversuche, bei welchen die Lasten gleichmäßig auf dem mit Brettern belegten Fußboden verteilt waren, hatten den Zweck, die Durchbiegungslinien der Langträger und der Hauptquerträger und die unter dem Einfluß

kommener Entlastung. Hiernach hat sich der Langträger auf der Nichtabortseite um etwa 0,7 mm und der Langträger auf der Abortseite um etwa 1,5 mm gesetzt. Unter Berücksichtigung dieses erstmaligen Setzens haben sich daher die Langträger unter dem Einfluß der Höchstlast von 26700 kg in Wagenmitte auf der rechten Wagenseite (Nichtabortseite) um 7,4 mm und auf der linken Wagenseite um 4,8 mm elastisch durchgebogen. Der gegen das Führerstandsende zu liegende Hauptquerträger bog sich bei dieser Höchstlast um 2,1 mm, der andere unter dem Postraum liegende Hauptquerträger um 1,5 mm durch. Diese elastischen Durchbiegungen sind beachtlich gering.

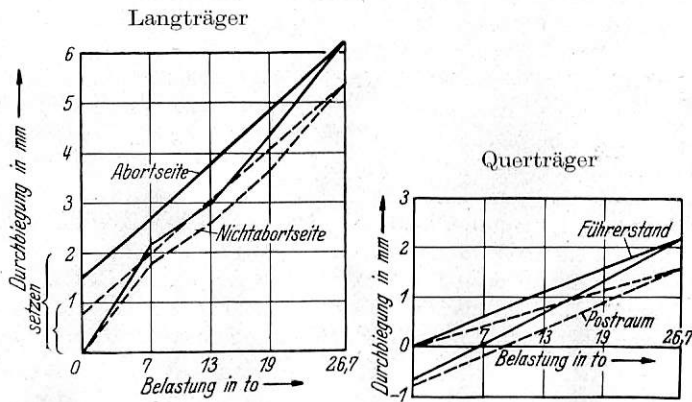


Abb. 7a.

der Prüflast sich bildenden Ausbauchungen der Seitenwände und des Daches festzustellen. Die aufgetretenen Durchbiegungen wurden an zwölf Meßstellen mittels Meßuhren gemessen (vergl. Abb. 6). An der Nichtabortseite wurden insgesamt sieben Meßstellen am Langträger verteilt angeordnet, wobei sich je eine Meßstelle in der Mitte des Hauptquerträgeranschlusses (Meßstelle 2 und 6) und eine (Meßstelle 4) in der Langträgermitte befindet. Am anderen Langträger (Abortseite) genügt es, nur drei Meßstellen (Meßstelle 8, 10 und 12) vorzusehen, da die Meßergebnisse dieses Langträgers die gleiche Charakteristik zeigen, wie die des gegenüberliegenden Lang-

Die unter dem Einfluß der Belastung eintretenden Weitungen bzw. Verengungen der Seitenwandabstände wurden an vier Meßstellen ermittelt (vergl. Abb. 8). Die Meßstellen 1, 4 und 5 befinden sich hierbei in Höhe der Fensterbrüstung; die Meßstelle 2 in Höhe des Dachlangrahmens. Die Änderungen der lichten Weite des Wagenkastens wurden mittels Stangen und angesetzten Mikrometerschrauben an den genannten Meßstellen festgesetzt. Die gemessenen Werte der Verformung des Wagenkastenquerschnittes sind in Abb. 8 bildlich aufgetragen. Hieraus ist zu ersehen, daß infolge der Durchbiegung der Untergestellquerträger bei der Höchstlast von 26,7 t die beiden Seitenwände in der Mitte des Wagenkastens sich etwas näherten und zwar um etwa 5 mm in Höhe der Fensterbrüstung und um etwa 2 mm in Höhe des Dachlangrahmens, wobei sich der Abstand der Dachoberkante von Fußbodenoberkante leicht vergrößerte. An den Meßstellen 4 und 5, d. i. oberhalb der Hauptquerträger treten in Höhe der Fensterbrüstung geringere Verformungen auf. An diesen Stellen vergrößert sich der Abstand der Seitenwände voneinander um 0,5 mm am Führerstandsende bzw. um 3,5 mm am Postraumende. Die Meßvergrößerung ist daher am Führerstandsende kleiner als am Postraumende. Da die Durchbiegung des Hauptquerträgers am Führerstandsende größer war als am Postraumende, so

hätte auch beim Führerstand eine größere Seitenwandausbauschung eintreten müssen. Wenn jedoch am Führerstands-ende kleinere Maßvergrößerungen gemessen wurden, so ist dies darauf zurückzuführen, daß das Führerstands-ende steifer ausgebildet werden konnte als das Postraumende, da hier die Seitenwände durch je zwei Türen unterbrochen und daher sehr nachgiebig sind. Die Verformungen der Seitenwände gingen nach Entlastung wieder vollkommen zurück; sie waren daher rein elastisch.

Während des Belastungsversuches wurden auch Spannungsmessungen an zwölf Stellen der Wagenseitenwand (Nichtabortsseite) durch Maihak-Dehnungsmesser und an drei Stellen parallel zu den Maihak-Dehnungsmessern nach dem Glasritzverfahren durchgeführt. Da die Spannungsmesser und die Meßmethoden im Org. Fortschr. Eisenbahnwes. Jahrg. 1933, Heft 7/8, von Baur, Spannungsuntersuchungen an Personenwagenkästen beschrieben wurden, genügt ein Hinweis auf diese

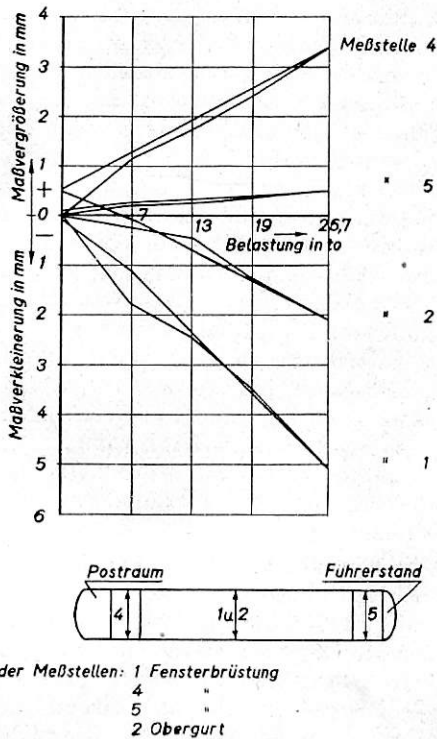


Abb. 8. Verformung des Wagenkastenquerschnittes.

Veröffentlichung. In der Abb. 9 sind die Meßstellen eingezeichnet. Die Maihak-Spannungsmesser wurden an Stellen angesetzt, die besonders ungünstig beansprucht sind; also Wagenkastenmitte (Meßstellen 1, 2, 3), Anschluß des Hauptquerträgers an die Seitenwand (Meßstellen 6, 7, 8 bzw. 9, 10, 12), in der Drehzapfenebene (Meßstelle 4, 5). Eine weitere Meßstelle (11) wurde am Wagenende oberhalb des letzten Seitenwandfensters angeordnet. Am Untergestell-Langträger befinden sich vier Meßstellen (4, 6, 1 und 9), in Höhe der Fensterbrüstungsleiste drei Meßstellen (7, 2, 10) und am oberen Langrahmen fünf Meßstellen (11, 5, 8, 3, 12). Die gemessenen Spannungswerte an den einzelnen Meßstellen sind in Abb. 9 a bildlich in Abhängigkeit von der Belastung dargestellt. Aus diesen Schaubildern ist zu entnehmen, daß im Untergestell-Langträger (Meßstellen 4, 6, 1, 9) nur Zugspannungen herrschen und zwar an der Meßstelle 4 nur 65 kg/cm², an der Meßstelle 6 etwa 49 kg/cm², an der Meßstelle 1 der Höchstwert von 355 kg/cm² und an der Meßstelle 9 ebenfalls eine geringe Zugspannung von nur 9 kg/cm² bei der Höchstlast von 26,7 t. In Höhe der Fensterbrüstungsleiste wurden in Wagenkastenmitte (Meßstelle 2) 185 kg/cm² Druckspannung gemessen, während an der Meßstelle 7 eine Druckspannung von nur 100 kg/cm²

und an der Meßstelle 10 eine Zugspannung von etwa 35 kg/cm² festgestellt wurde. Am oberen Dachlangrahmen ist der größte Spannungswert in Wagenkastenmitte (Meßstelle 3) und an der Meßstelle 8 mit 275 kg/cm² Druckspannung gemessen worden, während die Meßstelle 12, die symmetrisch zur Meßstelle 8, bezogen auf die Wagenmitte liegt, nur eine Druckspannung von etwa 100 kg/cm² aufweist. Die Meßstellen 11 und 5 sind auch bei der höchsten Prüflast praktisch spannungslos. Addiert man zu diesen Spannungen noch die geringen Spannungen, die durch das Eigengewicht des Wagenkastens hinzukommen, so ergeben sich für die Seitenwand im oberen und unteren Langrahmen bei der höchstvorkommenden Last Spannungswerte, die als äußerst gering bezeichnet werden können, d. h. mit Rücksicht auf die gemessenen Spannungswerte könnte noch weiterer Baustoff gespart werden; es bleibt jedoch zu berücksichtigen, daß an den Fensterecken größere Spannungswerte auftreten können, deren Größe mit den zur Verfügung stehenden Maihak-Spannungsmessern nicht einwandfrei ermittelt werden konnte. Die Maihak-Spannungsmesser benötigen eine Meßlänge von etwa 150 mm; an den Fensterecken ändern sich die auftretenden Spannungen jedoch im Bereich so großer Längen ganz beträchtlich. Zur einwandfreien Prüfung der Spannungen in diesen Feldern wären Spannungsmesser notwendig mit Meßlängen unter 15 mm. In der folgenden Übersicht sind die beim Belastungsversuch bei der Höchstlast von 26,7 t gemessenen Werte den aus der statischen Berechnung sich ergebenden Werten einander gegenübergestellt.

Nr.	Meßstelle Bezeichnung	Spannung in kg/cm ²		
		Meßwert	Meßwert nach Engesser	Biek
1	Untergestell-Langträger Wagenmitte	+ 355	+ 130	+ 325
2	Fensterbrüstung Wagenmitte	- 185	+ 130	- 317
3	Dachlangrahmen Wagenmitte	- 275	- 300	- 194
4	Untergestell-Langträger am Hauptquerträger	+ 64	- 27	- 20
5	Dachlangrahmen über Hauptquerträger	+ 25	+ 48	+ 37
6	Untergestell-Langträger am Querträger neben Hauptquerträger links	+ 49	+ 70	+ 170
7	Fensterbrüstung über Querträger neben Hauptquerträger links	- 100	+ 70	- 150
8	Dachlangrahmen über Querträger neben Hauptquerträger links	- 275	- 160	- 116
9	Untergestell-Langträger am Querträger neben Hauptquerträger rechts	+ 15	+ 70	+ 16
10	Fensterbrüstung über Querträger neben Hauptquerträger rechts	+ 35	+ 70	+ 87
11	Dachlangrahmen am Postraumende	0	-	-
12	Dachlangrahmen über Querträger neben Hauptquerträger rechts	- 100	- 77	- 86

Die positiven Werte bedeuten Zugspannungen, die negativen Druckspannungen. Die Vergleichsrechnung ist durchgeführt nach dem Verfahren Engesser und außerdem nach dem Verfahren von Biek. Die Meßwerte entsprechen mit ziemlicher Annäherung, mit Ausnahme der Meßpunkte 1, 2 und 4 den nach dem Verfahren Engesser ermittelten Rechnungswerten. Bekanntlich ist das Engessersche Rechnungsverfahren in erster Linie für Brücken bestimmt, bei denen die einzelnen Träger (Ober- und Untergurt) eine verhältnismäßig niedere Bauhöhe im Vergleich zur gesamten Bauhöhe des Rahmens besitzen. Wendet man die Engessersche Berechnungsmethode

auf die Seitenwand eines Wagenkastens an, so ist zu berücksichtigen, daß der untere Träger dargestellt wird durch die vom Untergestell-Langträger bis zur Fensterbrüstung reichende Seitenwand, d. i. praktisch die halbe Seitenwandhöhe. Daraus ist erklärlich, daß die Spannungen im Obergurt dieses hohen Trägers (also in der Fensterbrüstung) durch das auf dem Wagenkasten angewendete Engessersche Verfahren ungenau erfaßt werden, insbesondere wenn man berücksichtigt, daß die

sich ergebenden Normalspannungen sehr klein, dagegen die Querkraft sehr groß, so daß die zusätzlichen Biegespannungen durch die Querkraft von entscheidendem Einfluß sind. Es wäre daher bei der Messung richtiger gewesen, den Spannungsmesser in der Nähe der neutralen Fasern (im Schwerpunkt des Querschnitts) anzubringen. In diesem Bereich herrschen ziemlich labile Verhältnisse, die wegen der durch die Anordnung der Fenster und Türen bedingten Unsymmetrie des Wagenkastens noch verstärkt werden. Das Berechnungsverfahren, das zudem noch ein Näherungsverfahren ist, kann daher in einem solch komplizierten Bereich kaum einwandfreie Werte ergeben; es genügt aber trotzdem, weil es die geringe Höhe der Spannungsweite feststellt.

Auch das Verfahren von Biek, bei welchem die Verbindung zwischen oberem Langrahmen und Seitenwandpfosten gelenkig angenommen wird, nimmt an, daß nur die Seitenwand tragender Bauteil ist, und als Rahmenfachwerk aufgefaßt werden kann. Dabei ist ebenfalls vorausgesetzt, daß die Träger, aus denen der Rahmen zusammengesetzt ist, in ihrer Höhe gegenüber den Rahmenabmessungen gering sind, was wie bereits erwähnt, für den Untergurt des Fachwerks und die Pfosten jedoch keinesfalls zutrifft. Der Vergleich mit den Meßwerten des Belastungsversuchs zeigt, daß die Rechnungswerte nach Biek gleiche Vorzeichen besitzen, d. h. an Stellen, wo nach der Berechnung Zug- oder Druckspannung angenommen wurden, treten tatsächlich solche Zug- oder Druckspannungen auf. Am besten ist die Übereinstimmung in Wagenkastenmitte, wo die klarsten Spannungsverhältnisse herrschen. Es wurden festgestellt im Obergurt Druckspannungen von 275 kg/cm² nach der Messung und 194 kg/cm² nach Biek; im Untergurtlangträger Zugspannungen von 355 bzw. 325 kg/cm² und in der Fensterbrüstung Druckspannungen von 185 bzw. 317 kg/cm².

Vergleicht man allgemein die gemessenen Werte mit den nach beiden Verfahren errechneten Werte, so fällt die verhältnismäßig gute Übereinstimmung in der Größenordnung auf; sowohl die gemessenen als auch die berechneten Werte bewegen sich in einem Intervall von ± 350 kg/cm². Mit Rücksicht auf die Berechnungsannahmen von Engesser und Biek kann keine volle Übereinstimmung zwischen Messung und Rechnung erwartet werden. Berücksichtigt man aber, daß sowohl Engesser als auch Biek nur die Seitenwand als Tragwerk betrachten, der geschweißte Versuchswagenkasten aber eine tragende Röhre ist, bei dem auch die Dachwölbung und die Untergestellwölbung mitträgt, so kommt man zu dem Ergebnis, daß die beiden Berechnungsmethoden für geschweißte, röhrenförmige Wagenkästen keine völlig einwandfreien Rechnungswerte ergeben können, sondern daß sie dem Konstrukteur nur einen mehr oder weniger genügenden ersten Anhalt für die Konstruktion bringen. Daraus ergibt sich aber auch zwingend die Notwendigkeit, daß zur Gewinnung der benötigten Erkenntnisse der tatsächlichen Spannungsverhältnisse Spannungsmessungen an allen wichtigen Stellen der geschweißten Wagenkästen erforderlich sind. Nur über den Weg solcher Spannungsmessungen sind die Beanspruchungen des Baustoffes zu ermitteln, die Voraussetzung die zur Erzielung des optimalen Leichtbaues bilden. Der Versuchswagenkasten ist durch die Anordnung der Außentüren sehr unsymmetrisch. Für erste Versuche wäre zur einfacheren Gewinnung von Erkenntnissen über die Spannungsverhältnisse ein Wagenkasten günstiger, der nur an den Wagenenden, also symmetrisch angeordnete Einstiegtüren hat, im übrigen aber keine weitere Schwächung

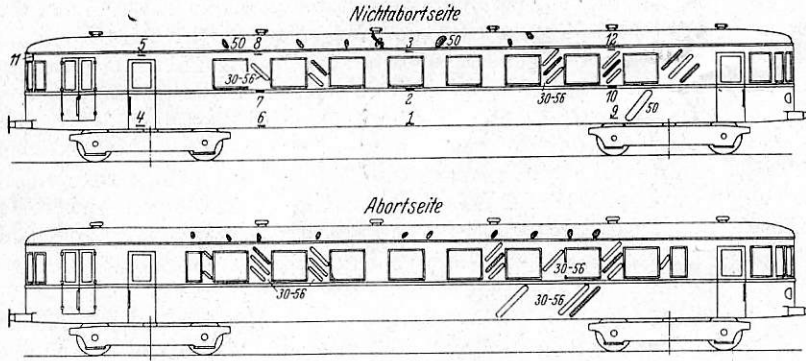


Abb. 9. Belastungsversuch, Spannungsmessungen.

Fensterbrüstung viel schwächer ist, als der Untergestell-Langträger. In den Meßpunkten 2 und 7 (Fensterbrüstung) wurden Druckspannungen gemessen, während nach Engesser Zugspannungen anzunehmen sind. Das Vorhandensein von Druckspannungen in der Fensterbrüstung läßt darauf schließen, daß die Rechnung nach Engesser aus den obenerwähnten Gründen

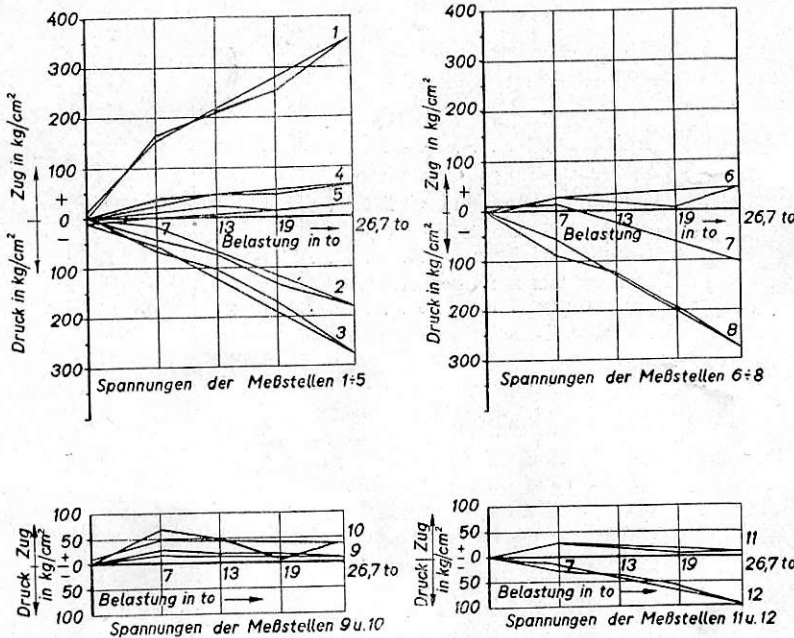


Abb. 9a. Spannungswerte beim Belastungsversuch.

hier keine ganz einwandfreien Werte ergibt. Die Druckspannung in der Fensterbrüstung zeigt, daß dieser Bauteil im Vergleich zum Untergestell-Langträger nicht allzu gering bemessen werden darf. Im Meßpunkt 4 (Untergestell-Langträger am Hauptquerträger) wurde eine Zugspannung von 64 kg/cm² gemessen, während die Berechnung nach Engesser eine Druckspannung von 27 kg/cm² ergibt. An sich sind die beiden auf verschiedene Weise festgestellten Werte so klein, daß es belanglos ist, ob an der Meßstelle eine Zug- oder Druckspannung herrscht. Der Meßpunkt 4 (Türfelduntergurt) liegt in der Nähe des Auflagers, also an einer Stelle, wo die Durchbiegung des Langträgers nach unten in eine Durchbiegung nach oben übergeht. In der Nähe des Auflagers sind das Biegemoment und die daraus

der Seitenwand durch Türausschnitte aufweist. Bei solchen Messungen müssen die Spannungsmesser an Stellen angebracht werden, an denen die Spannungen einwandfrei berechnet werden können und an denen die Richtung der Spannung nach allgemeinem Überlegen als bekannt angenommen werden kann, also möglichst in den Feldmitten und in der Nähe der System-schwerlinien. Daneben sind aber auch Stellen, an denen örtliche Spannungsspitzen zu erwarten sind, besonders zu messen; z. B.

in den Fensterecken und in Mitte Seitenwandblech. Für solche Meßpunkte sind Tensometer mit geringen Meßlängen notwendig. Gerade die Messungen an solchen Stellen sind wichtig, weil daraus Schlüsse für eine zweckmäßige Konstruktion gezogen werden können. Es erscheint auch notwendig, die Messungen an demselben Wagen öfters zu wiederholen, um sichere Meßwerte zu erhalten.

(Schluß folgt.)

Die Eisenbahnfahrzeuge auf der Schweizerischen Landesausstellung Zürich 1939.

Von Dr. Ing. W. Lübsen.

Hierzu Tafel 24.

Die auf der diesjährigen Schweizerischen Landesausstellung in Zürich ausgestellten Eisenbahnfahrzeuge geben einen vielseitigen und ausgezeichneten Überblick über die Entwicklungslinien des neuzeitlichen Eisenbahnwesens im allgemeinen und in der Schweiz im besonderen.

Von den drei ausgestellten Fahrzeugen mit Dampftrieb beanspruchen zwei nur technisch-geschichtliche Aufmerksamkeit, während das dritte ein Spezialfahrzeug ist.

Eine der Dampflokomotiven ist die B 2'-Tenderlokomotive „Speiser“ der ehemaligen Schweizerischen Central-Bahn. Diese Maschine wurde im Jahr 1857 von der Maschinenfabrik Eßlingen gebaut. Sie ist die einzige heute noch vorhandene Vertreterin der Bauart Engerth, die seinerzeit für Gebirgsbahnen in Österreich und der Schweiz, aber auch in Frankreich sehr verbreitet waren. Ihre Erhaltung zeigt, daß man auch in der Schweiz die Bedeutung der Technikgeschichte erkannt hat und zu würdigen weiß.

Die zweite Dampflokomotive ist die im Jahr 1872 als Bahn-Nr. 1 und Werks-Nr. 1 von der Schweizerischen Lokomotiv- und Maschinenfabrik in Winterthur (SLM) für die Bahn Vitznau—Rigikult gebaute Zahnradmaschine Bauart Riggenbach mit stehendem Kessel. Die Lokomotive erhielt im Jahr 1910 einen liegenden Ersatzkessel, mit dem sie bis zur Aufnahme des elektrischen Betriebes im Jahr 1937 in Dienst stand. Für die Ausstellung wurde sie wieder mit einem Modell des ursprünglichen stehenden Kessels ausgerüstet. Als erster europäischen Zahnradlokomotive gebührt ihr zweifellos der Ehrenplatz, den sie in der Ausstellung einnimmt.

Als drittes Dampf Fahrzeug zeigt die Bernina-Bahn in Gemeinschaft mit der Rhätischen Bahn eine C'C gekuppelte Schneeschleudermaschine für Meterspur. Auch diese im Jahr 1911 von der SLM gebaute Maschine kann als bekannt gelten (Schweiz. Bauztg. Bd. 58, S. 59).

Der gerade auf den im Hochgebirge liegenden Strecken der Schweiz und besonders der Bernina-Bahn sehr wichtigen Aufgabe der Schneeräumung dient auch ein ebenfalls von dieser Verwaltung ausgestelltter Schneepflug, der jedoch keinerlei Besonderheiten aufweist.

Die übrigen ausgestellten neuzeitlichen Fahrzeuge sollen in nachstehenden ausführlicher beschrieben werden.

Elektrische 12000 PS-Schnellzuglokomotive Reihe Ae 8/14 Nr. 11852 der Schweizerischen Bundesbahnen (SBB).

Diese in Abb. 1 dargestellte Lokomotive ist die Fortentwicklung einer im Jahr 1932 von der SBB eingeführten ähnlichen Lokomotive. Bei der neuen Ausführung wurde die elektrische Ausrüstung verstärkt und die äußere Form entsprechend den neueren Anschauungen über Windschnittigkeit geändert und verbessert. Die Maschine ist als Doppellokomotive gebaut und besitzt die Achsanordnung 1' B₀ 1 B₀ 1'—1' B₀ 1 B₀ 1', der mechanische Teil wurde von der SLM hergestellt, während die elektrische Ausrüstung von der Maschinenfabrik Oerlikon (MFO) stammt. Die Hauptabmessungen sind:

Fahrdrahtspannung	15 kV	
Pulszahl	16 ² / ₃ H	
Länge über Puffer	34 m	
Radstand, gesamt	29 "	
Radstand einer Lokomotivhälfte	12,5 "	
Treibraddurchmesser, neu	1350 mm	
Laufraddurchmesser, neu	950 "	
Anzahl der Triebmotoren	16	
Übersetzung der Zahnräder	1:3,47	
Anzahl der Umspanner	2	
		einstündig dauernd
Leistung an den Motorwellen		
(IEV)	12100	10800 PS
Zugkraft am Radumfang	44000	36500 kg
Dazu gehörige Geschwindigkeit	72	77,2 km/h
Höchstgeschwindigkeit		110 km/h

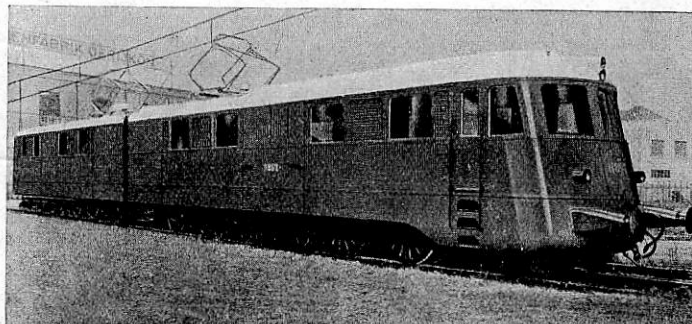


Abb. 1. Elektrische Schnellzuglokomotive Ae 8/14 Nr. 11852 der Schweizerischen Bundesbahnen.

Gewichte:

Mechanischer Teil	119,5 t
Elektrische Ausrüstung	112,2 "
Personal, Sand usw.	1,3 "
Dienstgewicht	233,0 t
Reibungsgewicht	160,0 "
Desgl. mit Reibungsmehrer	172,0 "

Die beiden Teile der Lokomotive sind bis auf gewisse Teile der elektrischen Ausrüstung vollkommen gleich ausgeführt. In der Mitte jedes Fahrzeugs befindet sich ein Umspanner, wodurch sich die obengenannte Achsanordnung von selbst ergibt. Die Lokomotive besitzt Innenrahmen. Die äußeren Laufachsen jeder Hälfte sind mit der benachbarten Treibachse zu einem Java-Drehgestell zusammengefaßt. Dabei haben die Laufachsen nach jeder Seite ein Seitenspiel von 120 mm, der Drehzapfen 2 . 55 mm und die Treibachse je 20 mm Seitenspiel. Die beiden inneren Treibachsen sind mit einem Seitenspiel von 2 . 10 mm ausgeführt, während die Laufachse in der Mitte ein solches von 2 . 30 mm aufweist. Trotzdem das Fahrzeug damit keinen sogenannten festen Achsstand hat, ist bei der großen geführten Länge der Lauf auch bei der größten

Geschwindigkeit vollkommen ruhig, wie dies die Ergebnisse mit der früher gebauten Lokomotive Nr. 11851 gezeigt haben. Ebenso werden Weichen von 195 m Halbmesser ohne Zwängen durchlaufen.

Die im Rahmen hochgelagerten Motoren treiben die Achsen über ein doppeltes Vorgelege nach Bauart der SLM an. Je zwei in einer Querebene liegende Motoren arbeiten auf die gleiche Achse. Je zwei in der Fahrzeuglängsachse benachbarte Motoren werden durch einen gemeinsamen Lüftersatz gekühlt. Diese Lüftergruppen dienen gleichzeitig auch zur Kühlung des Öles des Umspanners, indem zwischen der Luftansaugöffnung in der Seitenwand und dem Lüfter jeweils ein Ölkühler eingebaut ist.

An den beiden äußeren Enden jeder Lokomotivhälfte befindet sich ein großer Führerstand. Der Wagenkasten der Lokomotive hat gegen die frühere Ausführung ebenfalls gewonnen. In den Stirnseiten sind die Übergangstüren fortgefallen, außerdem sind diese zur Verringerung des Luftwiderstandes stark abgerundet. Aus dem gleichen Grund ist das Laufwerk durch eine an der Stirnseite tief herabgezogene Schürze teilweise abgedeckt. Das hochgewölbte Dach ist zum Einbau und zur Untersuchung der elektrischen Einrichtung abnehmbar. Der Rahmen ist 30 mm stark und wird durch die Lagerböcke der Antriebe und Motoren reichlich versteift.

Die Abbremsung erfolgt durch Druckluft. Dabei sind die sämtlichen Treibachsen mit je vier, die äußeren Laufachsen mit je zwei Bremsklötzen ausgerüstet.

Der elektrische Strom gelangt über die beiden Scherenstromabnehmer zu dem in der einen Lokomotivhälfte eingebauten Hauptölschalter im Dach und von dort zu den Umspannern jeder Lokomotivhälfte. Die Steuerung der Maschine erfolgt hochspannungsseitig. Dementsprechend besteht jeder Umspanner (Abb. 2) aus einem Regel- und zwei Sekundärumspannern. Der Hochspannungsstufenschalter ist in einem be-

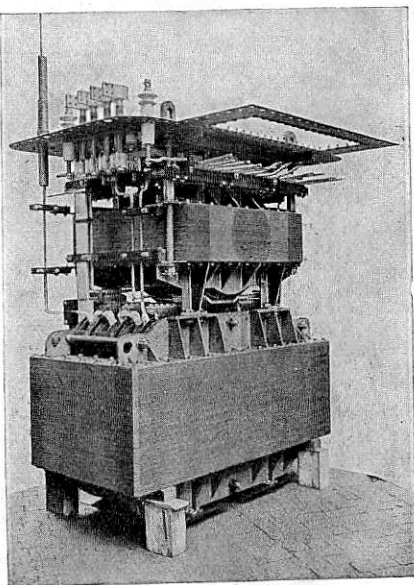


Abb. 2. Umspanner der Lokomotive Ae 8/14 Nr. 11852 der SBB.

sonderen Ölkessel mit der Umspannergruppe zusammengebaut. Die beiden Triebmotoren einer Achse sind dauernd hintereinander, die vier Gruppen jeder Hälfte dauernd parallel geschaltet. Auf Gefällstrecken kann die Maschine durch Stromrückgewinnung ihr eigenes Gewicht abbremsen.

Zur sonstigen Ausrüstung der Lokomotive gehören Totmännleinrichtung, induktive Zugsicherung und induktive Anzeige der Fahrdrabtspannung auch bei gesenktem Stromabnehmer durch ein sogenanntes magisches Auge.

Dieselelektrische 1200 PS-Lokomotive Reihe Am 4/4 Nr. 1001 der SBB.

Diese von den Firmen Gebrüder Sulzer in Winterthur, Brown, Boveri & Co. (BBC) in Baden (Schweiz) und der SLM gebaute Lokomotive mit der Achsanordnung $B_0' B_0'$ dient zur Beförderung von Zügen auf den noch nicht auf elektrischen

Betrieb umgestellten Strecken der SBB. (Abb. 3.) Ihre Hauptabmessungen sind:

Länge über Puffer	14900 mm
Drehzapfenabstand	8300 „
Drehgestellachsstand	2700 „
Treibraddurchmesser	1040 „
Stundenleistung des Dieselmotors	1200 PS bei 750 Umdr./Min.
Dauerleistung des Dieselmotors	1050 „ „ 660 „
Stundenzugkraft am Radumfang	4370 kg „ 50,6 km/h
Dauerzugkraft am Radumfang	3090 „ „ 72,5 „
Höchstgeschwindigkeit	110 km/h
Dienstgewicht	65,5 t.

Die beiden Drehgestelle sind mit Pendelwiegen ausgerüstet. Der Lokomotivkasten stützt sich in je zwei seitlichen Pfannen auf diesen Wiegen ab. Der Drehzapfen mit 35 mm Seitenspiel dient lediglich zur Führung. Die Wiege ist mit längs angeordneten Blattfedern am vollständig geschweißten Drehgestellrahmen aufgehängt. Dieser wieder stützt sich mit Schraubenfedern und Ausgleichhebeln auf die Achsbüchsen Bauart Friedmann. Die Achslagerführungen sind mit einem nichtmetallischen Futter versehen, wodurch sich eine Schmierung derselben erübrigt. Die beiden eigenbelüfteten Motoren

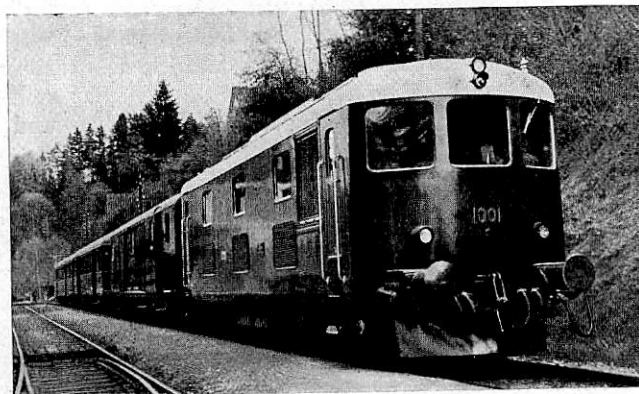


Abb. 3. Dieselelektrische 1200 PS Lokomotive Reihe Am 4/4 Nr. 1001 der SBB.

jedes Drehgestells sind vollständig abgefedert gelagert und treiben die Achsen über BBC-Federantriebe mit einer Übersetzung von 1:5,37.

Die Abfederung der Drehgestellachsen und die Anordnung der Bremse ist der Ausführung an den neuen vierachsigen Personenwagen der SBB nachgebildet.

Der Achtzylinder-Viertakt-Dieselmotor besitzt eine Bohrung von 280 mm bei 360 mm Kolbenhub. Sein Gehäuse ist durch die Verbundbauart aus Stahlgußteilen mit verschweißten Stahlblechwänden bemerkenswert. Die Schmierung des Motors ist vollständig selbsttätig. In den einteiligen Zylinderblock sind die Zylinderbüchsen aus Sondergußeisen eingesetzt. Die Kurbelwelle ist neunfach gelagert. Jeder Zylinder hat seine eigene Brennstoffpumpe, alle Brennstoffleitungen sind gleichlang. Die Leistungsreglung erfolgt bei gleichbleibender Drehzahl durch Änderung der Brennstoffmenge. Der Regler kann auf vier Drehzahlen eingestellt werden. Der Motor ist mit einem Abgasgebläse Bauart BBC-Büchi ausgerüstet.

Die Kühler für Wasser und Öl sind in der Seitenwand des Lokomotivkastens angeordnet. Wasser und Öl werden durch besondere Pumpen durch die Kühler gedrückt. Der im Dach angeordnete Lüfter saugt die Luft durch die Kühler und drückt sie nach oben hinaus. Beim Abstellen des Dieselmotors läuft die Wasserpumpe weiter, wird auch sie abgestellt, so läuft der

Kühler von selbst leer, sodaß im Winter ein Einfrieren verhindert wird.

Die Stromerzeugungsanlage besteht aus einem mit dem Dieselmotor starr gekuppelten Gleichstromhauptgenerator, einem Einphasengenerator für die Zugheizung und einem Gleichstromhilfsgenerator für die Nebenbetriebe. Zum Anwerfen des Maschinensatzes ist noch eine Sammlerbatterie vorgesehen, die zu beiden Seiten der Lokomotive untergebracht ist. Die Nebenbetriebe sind z. T. ebenfalls an diesen Sammler angeschlossen, können also auch bei Stillstand des Dieselmotors laufen.

Die an den beiden Kopfseiten angeordneten Führerstände weisen die üblichen zur Führung der Lokomotive erforderlichen Einrichtungen auf, erwähnt seien nur Vielfachsteuerung und Totmanneinrichtung.

Wie bei den Drehgestellen wurde auch beim Lokomotivkasten von der Schweißung weitgehend Gebrauch gemacht.

Elektrische 6000 PS-Lokomotive Reihe Ae 6/8 Nr. 205 der Berner Alpenbahn-Gesellschaft (Bern—Lötschberg—Simplon, BLS).

Die gesteigerten Anforderungen des Zugverkehrs auf der Lötschberglinie veranlaßten die Berner Alpenbahn-Gesellschaft zur Beschaffung dieser Lokomotive. Im grundsätzlichen wurde dabei die Bauart der vier in den Jahren 1926 und 1931 beschafften (1'C') (C1')-Lokomotiven beibehalten (Abb. 4), jedoch

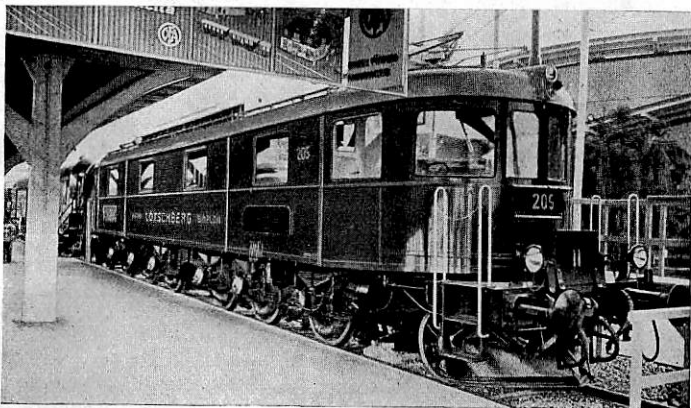


Abb. 4. 6000 PS Elektrische Großlokomotive Ae 6/8 Nr. 205 der Lötschbergbahn.

die Leistung der Motoren verstärkt und die Höchstgeschwindigkeit auf 90 km/h vergrößert. Die gesamte elektrische Ausrüstung stammt wieder von der S. A. de Sécheron in Genf, während der mechanische Teil von der SLM gebaut wurde. Die Hauptabmessungen der Maschine sind:

Länge über Puffer	20 260 mm
Gesamter Radstand	16 600 „
Treibraddurchmesser	1 350 „
Laufreddurchmesser	950 „
Anzahl der Zwillingsmotoren	6
Übersetzung der Zahnräder	1:5,312
	einstündig dauernd
Leistung am Radumfang	6000 5130 PS
Zugkraft am Radumfang	28 500 22 500 kg
Dazugehörige Geschwindigkeit	56,5 61,5 km/h
Höchstgeschwindigkeit	90 km/h
Größte Anfahrzugkraft	36 000 kg
Gewichte:	
Mechanischer Teil einschließlich Hohlwellen und Federantrieb	78 t
Elektrischer Teil einschließlich Luftver- dichtern	64 „

Reibungsgewicht	114 t
Gesamtgewicht einschließlich Werkzeugen und Vorräten	142 „
Stromart	Einphasen-Wechselstrom 15 kV, 16 ² / ₃ H.

Die zwei kurzgekuppelten Drehgestelle besitzen Außenrahmen. Die äußeren Laufachsen sind als Bisselachsen ausgeführt. Die Laufachsen sind für sich abgefedert, die Federn der drei Treibachsen jedes Drehgestells sind untereinander durch Ausgleichhebel verbunden. Die selbsttätige Luftdruckbremse wirkt nur auf die Treibräder mit doppelseitigen Bremsklötzen. Die Handbremse in jedem Führerstand wirkt nur auf die Klötze des benachbarten Gestells.

Die im Rahmen fest gelagerten Doppeltriebmotoren treiben die Achsen vermittels des bekannten Sécheron-Antriebs. Die Gehäuse der Motoren sind geschweißt.

Der Lokomotivhauptrahmen stützt sich in seitlichen Auflagern auf die Drehgestelle. Den Drehzapfen, von denen der eine fest ist, der andere Seitenspiel hat, fallen also nur Führungsaufgaben zu.

Der Lokomotivkasten weist neuzeitliche Formgebung mit abgerundeten Stirnseiten auf. Die Führerstände sind sehr geräumig und weisen für den Führer einen bequemen Sitz auf. Aus diesem Grund sind die Schaltwalze und der Führertisch geneigt angeordnet.

Die Scherenstromabnehmer sind mit Breitflächenschleifstücken versehen. Von ihnen führt die Leitung über Trennmesser zum Hauptölschalter. Der Umspanner ist in einem besonderen Ölkessel untergebracht, das Öl wird durch Luft gekühlt. Die Steuerung mit 24 Fahrstufen wird mechanisch-pneumatisch betätigt. Je zwei zu einem Doppelmotor zusammengefaßte Motoren sind dauernd hintereinander geschaltet. Die Steuerung ist für elektrische Nutzbremung eingerichtet.

Die drei Motorsätze jedes Drehgestells werden von einem gemeinsamen im Lokomotivkasten aufgebautem Lüfter gekühlt. Ein besonderer Umformer liefert Gleichstrom von 36 V für die Beleuchtung. Bei gesenkten Stromabnehmern oder Ausbleiben der Fahrdrachtspannung kann die Beleuchtung von einer Nickel-Cadmium-Batterie gespeist werden. Von der übrigen Ausrüstung sei die Luftdruckbremse Bauart Westinghouse, Scheibenheizung und pneumatischer Fensterwischer im Führerhaus und Totmanneinrichtung erwähnt.

Elektrischer Doppelschnelltriebwagen Reihe Re 4/8 Nr. 301 der SBB.

Der ausgestellte Doppelschnelltriebwagen (Abb. 5) ist als eine Fortentwicklung des sogenannten „Roten Pfeil“ der SBB anzusehen. Er soll weniger dem ausgesprochenen Linienverkehr als zur Ausführung von Gesellschaftsreisen dienen. Dabei stellt er ein Gemeinschaftserzeugnis von der nahezu gesamten schweizerischen fahrzeugtechnischen Industrie dar. Der mechanische Teil stammt von der SLM, die Innenausstattung lieferte die Schweizerische Wagons- & Aufzügefabrik A. G. in Schlieren-Zürich, während die drei Elektrofabriken Oerlikon (MFO), BBC und Sécheron sich in die elektrische Ausrüstung teilten.

Das Fahrzeug setzt sich aus zwei äußerlich gleichen kurzgekuppelten Hälften zusammen. Seine Hauptabmessungen sind:

Länge einer Wagenhälfte	22 800 mm
Drehzapfenabstand einer Wagenhälfte	17 500 „
Achsstand eines Drehgestells	2 700 „
Länge über alles	46 200 „
Raddurchmesser	900 „
Zahnradübersetzung	1:2,64

Stundenleistung an den Triebmotorenwellen (IEV)	} bei 115 km/h	1180 PS
Stundenzugkraft am Rad		2750 kg
Dauerleistung an den Motorwellen	} bei 124 km/h	1000 PS
Dauerzugkraft am Rad		2150 kg
Größte Anfahrzugkraft		4500 „
Höchstgeschwindigkeit		150 km/h
Sitzplätze		112
Klappsitze		16
Plätze am Bufett		6
Dienstgewicht des besetzten Triebwagens		102 t

Entsprechend der vorgesehenen hohen Fahrgeschwindigkeit ist auf die äußere Form des Fahrzeugs besondere Sorgfalt verwendet worden. Diesem Zweck dienen auch die sich dem Wagenquerschnitt anpassende Schürze zwischen den beiden Fahrzeugteilen und die tief herabgezogenen Seitenwände. Der Wagenkasten ist als selbsttragendes Stahlgerüst unter weitgehender Verwendung der Schweißung ausgeführt.

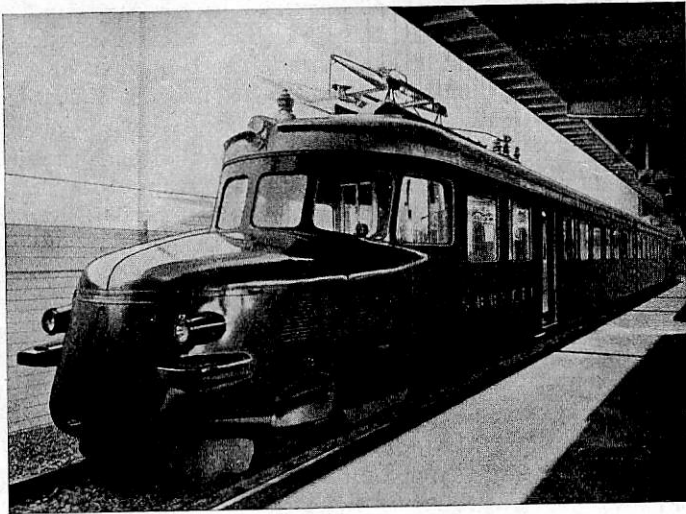


Abb. 5. Elektrischer Doppelschnelltriebwagen Bauart Re 4/8
Nr. 301 der SBB.

Die beiden sehr flachen Umspanner und die Mehrzahl der sonstigen Hilfsmaschinen sind in niedrigen Vorbauten an den Außenenden des Doppelwagens angeordnet. Die vier Fahrmotoren treiben die Achsen der inneren Drehgestelle. Bis auf den Einbau der Motoren sind die Drehgestelle gleich ausgebildet. Die Treibachsen sind mit dem BBC-Federantrieb ausgerüstet. Das Dach ist als Doppeldach ausgeführt und dient gleichzeitig zur Unterbringung der Bremswiderstände, der Wasserbehälter, eines Heißwasserkessels, sowie zweier Eisbehälter für die künstliche Lüftung des Wagens.

Die geschweißten Drehgestelle liegen außerhalb der Räder. Sie haben einen tiefdurchgekröpften Rahmen. Die Wiege ist mit Öldämpfung versehen. Die Pendelrollenlager der Achsen sind mit Schraubenfedern am Drehgestellrahmen aufgehängt. Der größte Bremsdruck beträgt bei den Triebgestellen 160%, bei den Laufgestellen 150% des Dienstgewichts. Außer der Luftdruckbremse ist die elektrische Schaltung des Wagens auch für elektrische Bremsung ausgeführt, diese tritt jedoch erst bei Geschwindigkeiten über 50 km/h in Wirksamkeit.

Der Innenraum des Wagenkastens konnte nahezu vollständig als Fahrgastraum ausgenutzt werden. An den Führerstand, der mit einem bequemen Sessel für den Führer ausgestattet ist, schließt sich ein Raum mit 16 in Fahrtrichtung liegenden Sitzplätzen mit umklappbaren Rückenlehnen an. Sodann folgt ein Vorraum mit den zweiflügeligen Einstiegtüren.

Diese Türen können vom Führerstand aus geöffnet und geschlossen werden. Dann folgt ein großer Fahrgastraum mit 40 Sitzplätzen, an welchem sich bei dem einen Teil eine Bar mit Bufett und sechs auf einer Bank angeordneten Längssitzen anschließt, während der entsprechende Raum des anderen Teils von den Aborten, einer kleinen Küche und einem Kofferraum ausgefüllt wird. Sämtliche Sitze sind gepolstert. Die großen Fenster gestatten einen freien Ausblick auf die durchfahrene Landschaft.

Die Beleuchtung ist in einem Längslichtbalken in Wagenmitte zusammengefaßt, außerdem befinden sich zusätzliche Leselampen in den Seitenwänden zwischen den Fenstern. Die Heizung ist als Warmluftheizung ausgeführt. Im Sommer kann sie durch Umkehrung des Luftstroms zur Kühlung des Wagens herangezogen werden. Eine Lautsprecheranlage dient zur Übertragung von Schallplattenmusik sowie zu Ansagen an die Fahrgäste. Der Wagen führt nur eine Wagenklasse.

Elektrischer Doppel-Leichttriebwagen Reihe BCFZe 4/6 Nr. 731 der Bern—Lötschberg—Simplon-Bahn (BLS).

Die Hauptabmessungen dieses Doppeltriebwagens sind:

Länge über alles	41 500 mm
Drehzapfenabstand einer Wagenhälfte	16 500 „
Achsstand der Triebdrehgestelle	3 600 „
Achsstand des Mittelgestells	4 400 „
Treibraddurchmesser	900 „
Zahnradübersetzung	1:3,5

		einstündig	dauernd
Leistung am Radumfang } je Motor	230	208 PS	
Zugkraft	815	695 kg	
Dazugehörige Geschwindigkeit	76	81 km/h	
Höchstgeschwindigkeit		110 „	
Dienstgewicht des besetzten Triebwagens		85 t.	

Der Wagen (Abb. 6) ist besonders bemerkenswert durch die Ausbildung des Laufwerks und durch die Unterbringung der elektrischen Einrichtung.

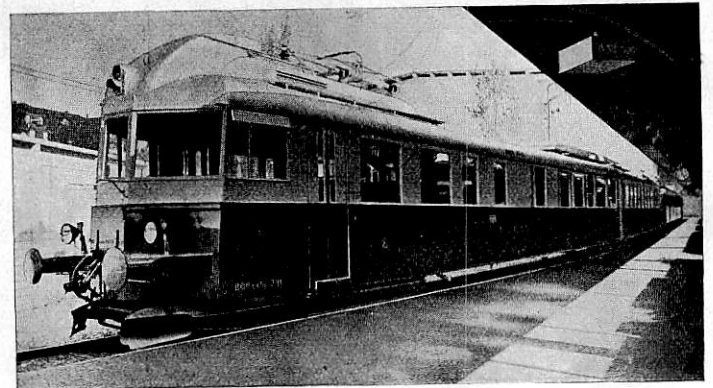


Abb. 6. Elektrischer Leichttriebwagenzug Bauart BCFZe 4/6
(Blauer Zug) der Lötschbergbahn.

Die Erbauerin des mechanischen Teils, die Schweizerische Industrie-Gesellschaft in Neuhausen, hat die Drehgestelle nach der Bauart Liechty ausgeführt. Bei dieser Bauart sind die Achsen des Drehgestells im Drehgestellrahmen nicht festgelagert, sondern wieder für sich nach dem Krümmungshalbmesser einstellbar. Der Wagenkasten stützt sich auf das Drehgestell durch eine mittlere Ringpfanne und seitliche Längsfedern ab. Die beiden äußeren Drehgestelle tragen je zwei Motoren, die die Achsen über einen von Sécheron entwickelten Gelenkantrieb antreiben.

Das mittlere Drehgestell besitzt zwei Drehpfannen, auf die sich je eine Wagenhälfte abstützt. Zur leichteren Instand-

haltung des Wagens ist das mittlere Drehgestell so ausgeführt, daß bei einer Trennung der beiden Wagenhälften das mittlere Drehgestell ebenfalls getrennt werden kann. Die Hauptholme sind zu diesem Zweck in der Mitte verstärkt.

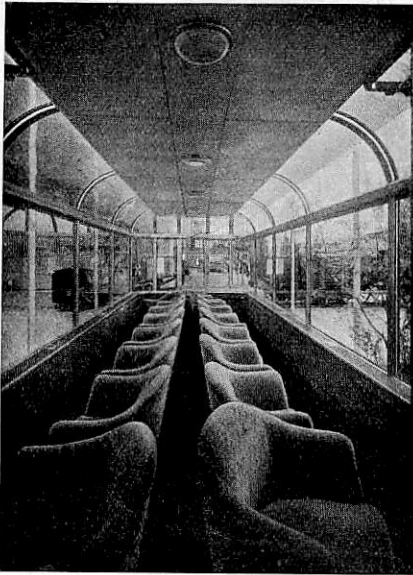


Abb. 7. Aussichtswagen Reihe B⁴ Nr. 201 der Brüniglinie.

Durch Unterbringung der von Sécheron gelieferten elektrischen Ausrüstung, Umspanner, Schaltwerk und Widerstände, im Dach des Wagens konnte der Innenraum des Fahrzeugs vollständig für Fahrgäste, Gepäck und Postraum freigehalten werden.

Die beiden Führerstände sind für sitzenden Führer ausgerüstet. Die übrige Ausstattung der Fahrgasträume entspricht neuzeitlichen Gesichtspunkten. Die drei Einstiege jeder Seite besitzen Falttüren und umklappbare Trittstufen. Sie werden von den Führerständen aus mit Druckluft ferngesteuert.

Außer diesem Triebwagen hat die Schweizerische Industriegesellschaft noch drei weitere Eisenbahnfahrzeuge ausgestellt. Es sind dies ein vierachsiger Aussichtswagen Reihe B⁴, Nr. 201 für die Brüniglinie der SBB (Abb. 7), ein vierachsiger Postwagen Z⁴¹ der Schweizerischen Postverwaltung (PTT) Nr. 923 und ein Kippwagen für Schotterbeförderung.

Der meterspurige Aussichtswagen weist in zwei Abteilen 16 und 12 bequeme Sessel auf. Der Einstieg und der Abort sind in der Wagenmitte angeordnet. Der Oberteil des Wagens besteht ganz aus Glas. Beim Bau des Wagens ist weitgehend Leichtmetall verwendet worden.

Der Postwagen ähnelt in seinem Aufbau den neueren deutschen Wagen.

Der Kippwagen ist sowohl für seitliche Entladung als auch für Entladung zwischen den Gleisen eingerichtet.

Bücherschau.

Liechty's Lokomotivsystem für große Fahrgeschwindigkeiten und dessen Vorgeschichte. Verlag A. Francke AG. Bern. Gebunden 5,20 *R.M.*

In dieser Schrift bringt der durch seine Bestrebungen zur Verbesserung des Bogenlaufes der Eisenbahnfahrzeuge bekannte Verfasser das Ergebnis seiner langjährigen Studien und die Vorschläge in denen sie gipfeln vor die Öffentlichkeit.

Die Schrift — 59 Seiten mit 24 Tafeln Lokomotivbildern — enthält zunächst auf 38 Seiten eine umfangreiche, entwicklungsgeschichtlich interessante Übersicht über die Lokomotiven aus den älteren Zeiten bis zur Gegenwart unter dem Gesichtspunkt der Führung von Lokomotiven durch im Hauptrahmen gelagerte Achsen, durch Drehgestelle, durch Treibdrehgestelle mit und ohne Laufachsen. Die mannigfachen Ausbildungsmöglichkeiten der Gelenklokomotiven, welche teils mit getrennten teils mit miteinander verbundenen Triebwerken und mit Antriebsmaschinen teils im Hauptrahmen teils in den Treibgestellen ausgeführt wurden, werden in einer außerordentlich großen Reihe von Lokomotiven, darunter auch einer Anzahl weniger bekannter Typen der verschiedensten Zeiten und Bahnverwaltungen, mit kurzem verbindendem Text im Bilde dargestellt. Die Bilder sind fast ausschließlich Ansichten der Lokomotiven, die das Wesen der Bauart oft nicht deutlich erkennen lassen. Ihr Verständnis setzt daher ein gewisses Vertrautsein mit der Geschichte der Dampflokomotiven voraus.

Anschließend an diesen geschichtlichen Teil entwickelt Liechty in Abschnitt 13 dann sein System für die Bauart von Lokomotiven für große Zugkräfte, also von Lokomotiven mit einer großen Anzahl Triebachsen, bei möglichst widerstandsloser und sicherer Führung im Gleis. Das Wesen seiner Vorschläge besteht darin, daß er — als Erläuterungsbeispiel ist eine Sz-Dampflokomotive mit vier Triebachsen gewählt — bei vollständig symmetrischer Ausbildung die Triebräder paarweise in zwei besonderen Rahmen „Schwenkrahmen“ lagert. Jeder Schwenkrahmen dreht sich um einen Drehzapfen, der gegen die Lokomotivmitte zu an dem den Kessel tragenden Hauptrahmen drehbar, nicht auch seitlich verschiebbar, befestigt ist. Die Schwenkrahmen werden am äußeren Ende durch ein seitliches, nicht verschiebbares Drehgestell geführt, während in der Lokomotivmitte ein zweiachsiges Laufgestell ohne Drehzapfen angeordnet ist, auf dessen Enden die Schwenkrahmen sich gelenkig aufstützen. Dieses mittlere Laufachsgestell soll die beiden Schwenkrahmen in die Bogeneinstellung steuern. An den

Fahrzeugenden sind die Schwenkrahmen mit dem Hauptrahmen durch Rückstellfedern verbunden. Die Triebräder sollen entweder seitlich verschiebbar im Schwenkrahmen gelagert werden, so daß sie sich selbst führen, oder überhaupt ohne Spurkranz ausgeführt werden.

Ob die nach Vogel in Abb. 72 dargestellte Einstellung, bei der das mittlere Laufgestell als Sehne zur inneren Schiene gezeichnet ist, zutrifft, ist schwer zu sagen, hängt jedenfalls von der Belastung der Räder ab. Das Vorderrad dieses Steuergestelles erfährt von dem vorderen Schwenkrahmen eine Einwirkung nach innen, das hintere durch den hinteren Schwenkrahmen eine Einwirkung nach außen. Vielleicht könnten über die Einstellung, die für die führenden Kräfte von Bedeutung ist, Modellversuche Aufschluß bringen.

Die weiteren Ausführungen enthalten Vorschläge der Anwendung dieser Grundgedanken auf Lokomotiven für verschiedene Verwendung und Leistung, sie gehen — wohl nur, um die Anwendbarkeit der Bauart auch für die größten denkbaren Lokomotiven zu zeigen — bis zu einer 2 B₀ 2 C₀ 2 B₀ 2 C₀ 2-Lokomotive mit zehn Triebachsen.

Die Liechty'schen Vorschläge bedingen begreiflicherweise vermehrtes Gewicht und eine umständlichere Werkstättenbehandlung. Eine Erprobung ihrer Brauchbarkeit würde sich am leichtesten an einer elektrischen Gelenklokomotive mit Einzelachs-antrieb durchführen lassen. Denn bei ihr würden die bei Dampflokomotiven immer schwierigen Zu- und Abführungsleitungen des Dampfes nach den in den Schwenkgestellen untergebrachten Maschinen wegfallen, fraglich bleibt es immer noch, ob man über die schweren Schlingerschwingungen, denen alle Fahrzeuge ausgesetzt sind, durch die vorgeschlagenen baulichen Maßnahmen in Verbindung mit den statischen Seitenkräften von Rückstellfedern Herr werden kann. Dies könnte nur ein wirklicher Versuch lehren.

Dr. Uebelacker.

Mechanische Hafenausrüstungen insbesondere für den Umschlag. Von Oberbaurat a. D. Dipl.-Ing. Oskar Wundram VDI, VDE, HTG. Berlin: Julius Springer 1939. 172 Seiten mit 153 Textabbildungen. Preis 18,00 *R.M.*

Hebezeuge und Förderanlagen können in unendlicher Vielfältigkeit ausgeführt und mit Leichtigkeit jedem Zweck angepaßt werden. Dies erleichtert einerseits ihren Einsatz, bringt aber andererseits die Schwierigkeit einer gewissen Unübersichtlichkeit

mit sich. So bringt denn auch der Umschlagsbetrieb im Hafen eine Fülle von Aufgaben und Lösungsmöglichkeiten mit sich, daß es unbedingt erwünscht ist, wenn diese einmal von erfahrener Seite übersichtlich zusammengestellt werden. Diese Aufgabe hat sich der Verfasser des Buches gestellt und in ansprechender Weise erfüllt. Das Buch ist vom Betriebsstandpunkt aus geschrieben und interessiert darum auch über den Kreis der Fördertechniker und Hebezeugkonstrukteure hinaus alle, die mit dem Hafenbetrieb in Verbindung stehen und an der Planung von Hafenanlagen mitzuarbeiten haben.

Die Hauptaufgabe des Hafens ist der Güterumschlag. Dementsprechend umfaßt der größere Teil des Buches auch die dafür erforderlichen mechanischen Ausrüstungen. Sie werden nach einer allgemeinen Betrachtung über Leistung, Planung, Betrieb und Unterhaltung der Umschlagstechnik sowie über die Kraftversorgung und Steuerung der Umschlagsgeräte unter dem maßgebenden Gesichtspunkt des Stückgut- und Schüttgutumschlags betrachtet, wobei das Fördergut wie z. B. Kohlen, Erz, Petroleum, Fische, Bananen, Kali, Getreide usw. und die sich daraus ergebenden Bedingungen eingehend erläutert werden. Die Ausführungen dürften in dieser Hinsicht vollständig sein und zeigen, daß hier ein Mann mit reichen Erfahrungen spricht. Die Einflüsse

der Hafenanlage selbst, ob Kai- oder Pierbauweise, der Umladung von Schiff zu Schiff, der Lagerung in Kaischuppen oder Lagerhäusern sowie der Zwischenbehandlung des Förderguts (Sortieren, Stapeln, Verwiegen usw.) und der Umladung in Eisenbahn oder Fuhrwerk bzw. umgekehrt werden behandelt. Daß dazu auch die Flurförderung und Wiegeeinrichtungen und dergleichen gehören, ist selbstverständlich.

Das alles wird sehr ausführlich gebracht. Dem Gestalter der Förderanlagen würde eine eingehende Zergliederung der Förderwege und kritischere Behandlung der Anlagen auf Kosten der in diesem Rahmen wohl nicht so wichtigen Steuerungsorgane, die notgedrungen unvollständig bleiben, wünschenswert erscheinen.

Vervollständigt wird das Buch durch ein Kapitel über die mechanischen Ausrüstungen zur Erhaltung und Sicherung des Hafens (Bagger, Eisbrecher, Taucher, Rammen, Wasserstandanzeiger, Feuer- und Gesundheitsschutz) von Baurat O. Maasch und ein Kapitel über die Ausrüstungen für Hafenverkehrsanlagen (Schleusentorantriebe, bewegliche Brücken, Verkehrstunnel, Hafenfähren usw.). Den Schluß bilden wirtschaftliche Betrachtungen mit Gebühren und Selbstkostenberechnungen.

Das Buch ist eine empfehlenswerte Bereicherung des Schrifttums über Förderanlagen. E. vom Ende.

Verschiedenes.

Zwei neue Gasturbinen.

Von der Maschinenfabrik Escher Wyss in Zürich ist nach den Plänen von Prof. Dr. Ackeret und Dr. Keller eine neuartige Wärmekraftanlage gebaut worden, die gegenwärtig eingehenden Versuchen unterworfen wird. Wenn man den Grundgedanken dieser Anlage in kurzen Worten ausdrücken will, so kann man am besten von einer Turbine mit geschlossenem Gaskreislauf sprechen. Die Anlage besteht also aus Gaserhitzer, Turbine, Wärmeaustauscher, Verdichter und Nachkühler, sowie einem Vorwärmer für die Verbrennungsluft. Als Betriebsgas kann sowohl Luft, als auch grundsätzlich jedes andere Gas angewandt werden. Die Anlage kann sowohl mit festen, flüssigen als auch gasförmigen Brennstoffen betrieben werden. Die Verbrennungsgase gelangen nicht wie beim bisher bekannten Gasturbinenverfahren in die Beschaukelung der Turbine, sondern geben ihre Wärme über metallische Flächen an das Betriebsgas ab. Die Abhitze des Gaserhitzers wird im Vorwärmer für die Verbrennungsluft noch weiter ausgenutzt.

Das verdichtete und erhitzte Gas gelangt in die Beschaukelung der Turbine, in der es unter Druckentspannung sein Arbeitsvermögen weitgehend abgibt. Zur Ausnutzung der Restwärme durchströmt es sodann einen Wärmeaustauscher, hinter den noch ein besonderer Nachkühler geschaltet ist. Nach Verlassen des Nachkühlers gelangt das Gas in den auf der Turbinenwelle sitzenden Kreisverdichter, in welchem es möglichst isothermisch verdichtet wird. Das so verdichtete Gas wird im Wärmeaustauscher im Gegenstrom vorgewärmt und gelangt dann in den Gaserhitzer, womit der Kreislauf geschlossen ist. Neben dem Vorteil, daß bei dieser Anordnung die Beschaukelung der Turbine von Verschmutzungen durch Verbrennungsrückstände frei bleibt, ergibt sich der weitere grundlegende Vorzug, daß man die Temperaturgrenzen des Verfahrens beliebig festlegen kann und nicht mit für die Festigkeitseigenschaften der Baustoffe unerwünscht hohen Temperaturen rechnen muß.

Bei gegebener Anfangs- und Endtemperatur ist der thermische Wirkungsgrad der verlustlosen Maschine in diesem Fall nur vom Druckverhältnis, nicht aber von der Größe der Drücke, zwischen denen das Verfahren verläuft, abhängig. Je kleiner das Druck-

verhältnis ist, desto größer wird der thermische Wirkungsgrad, im Grenzfall wird der Carnotsche Wirkungsgrad erreicht.

Da das eben Gesagte auch weitgehend für den Vorgang in der ausgeführten Maschine gilt, so ergibt sich daraus ein betriebstechnisch bemerkenswerter Vorteil gegenüber der üblichen Dampfturbine. Diese ist, um eine gute Wärmeausnutzung zu erreichen, an die Anwendung hoher Drucke bei gleichzeitig hohen Temperaturen gebunden. Bei der vorliegenden Anlage treten Abwärmeverluste nur an drei Stellen auf. 1. Die in den Verbrennungsgasen nach Durchströmen des Vorwärmers verbliebene Restwärme. 2. Die im Nachkühler an das Kühlwasser abgegebene Wärme. Diese Nachkühlung ist notwendig damit der Verdichter möglichst kalte Luft ansaugt. 3. Die im Verdichter zum Erreichen einer isothermischen Verdichtung an das Kühlwasser abgegebene Wärme. Diese Kühlwasserverluste müssen in Kauf genommen werden um den Verdichter möglichst klein und mit günstigem Wirkungsgrad bauen zu können. Jedoch ist der Wasserverbrauch für diese Zwecke nur ein Bruchteil des bei einer gleichstarken Dampfturbinenanlage benötigten.

Für diese Anlage ergibt sich auch eine überraschend leichte Regelmöglichkeit lediglich durch Änderung des Kreislaufdruckes bzw. der Dichte ohne Änderung der Temperaturen. Außerdem ist man bei diesem Verfahren von der Einwirkung des Erdschwerefeldes frei, wodurch sich in der räumlichen Anordnung Vorteile ergeben können. Nach weiterer Erprobung ist auch an die Übertragung dieses Verfahrens auf Schiffs- und Fahrzeugantriebe gedacht.

Eine ähnliche Maschine, deren Wirkungsweise auf dem gleichen Grundverfahren beruht, wurde in Ungarn von dem Ingenieur Jendrassik entwickelt und von Arpay durchgebildet. Sie wurde mit Unterstützung des ungarischen Ministeriums für industrielle Angelegenheiten gebaut. Bei den Versuchen ergab sich bei einer Nutzleistung von 98,5 PS_e ein wirtschaftlicher Wirkungsgrad an der Bremse von 21,2 v. H. bezogen auf die im Brennstoff zugeführte Wärme.

Dr. Lübsen.

(Schweiz. Bauztg. 1939, Nr. 19 und 21.)

Berichtigung.

Nach einer Mitteilung des Verfassers sind in der Besprechung von „Liechtys Studien und Messungen der Bogenläufigkeit von

Eisenbahnfahrzeugen“ in Heft 13, Seite 256, im 1. Absatz, die Worte „Vom Verfasser erfundenen“ zu streichen.

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: Abteilungspräsident a. D. Dr. Ing. Heinrich Uebelacker in Nürnberg. — Verlag von Julius Springer in Berlin.

Druck von Carl Ritter & Co., Wiesbaden.