

### Untersuchungen über das Kräftespiel zwischen Fahrzeug und Oberbau.

Bearbeitet nach einer der Hauptverwaltung der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft vorgelegten Denkschrift der Arbeitsgemeinschaft zur Aufklärung von Entgleisungsursachen und der Mechanischen Abteilung des Heinrich-Hertz-Institutes für Schwingungsforschung an der Technischen Hochschule zu Berlin.

Hierzu die Tafeln 22 bis 26.

*Die Erforschung des Kräftespiels zwischen Fahrzeug und Oberbau hat zu mannigfachen theoretischen Betrachtungen und rechnerischen Untersuchungen Anlaß gegeben. Die wachsende Zahl dieser Arbeiten beweist, welche Bedeutung man den Vorgängen zwischen Rad und Schiene zuerkennt.*

*Die Sicherheit gegen Entgleisen des an vorderster Stelle führenden Rades ist gewahrt, wenn das Verhältnis des quer zur Schiene von innen nach außen gerichteten Führungsdruckes ( $Y$ ) zum lotrechten Raddruck ( $Q$ ) einen gewissen Grenzwert nicht überschreitet. Alles, was Bau und Unterhaltung von Gleis und Fahrzeug zu leisten haben, muß darauf abzielen, diesem Erfordernis zu genügen. Die Hauptschwierigkeit hat aber von jeher darin bestanden, darüber Klarheit zu schaffen, wie groß dieses Verhältnis ziffernmäßig höchstens sein darf, damit das führende Rad vor dem Hochsteigen an der Schienenflanke bewahrt wird.*

*Statische und dynamische Bestandteile bilden  $Y$  und  $Q$ . Die statischen Bestandteile von  $Y$  und  $Q$  glaubte man bisher mit hinreichender Genauigkeit erfassen zu können. Man berechnete  $Y$  nach Uebelacker, Heumann oder Jahn und lastete das Fahrzeug nach den Gesetzen der Statik aus, wobei man der Reibung in den Blattfedern, Federgehängen, Achslagerführungen und Ausgleichhebeln keine maßgebende Bedeutung beilegte. Auch die elastische Durchbiegung des Fahrzeugrahmens und der Schienen wurden im rechnerischen Ansatz vernachlässigt.*

*Die dynamischen Bestandteile von  $Y$  und  $Q$  sind aber noch wenig erforscht worden. Die bedeutendste Abhandlung über die dynamischen Verhältnisse bei der Führung von Eisenbahnfahrzeugen verdanken wir Uebelacker (Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1930): „Über die Massenwirkungen bei plötzlichen Richtungsänderungen von Eisenbahnfahrzeugen“, der dort in streng mathematischer Form die Zusammenhänge entwickelt und auch darlegt, worin die Schwierigkeiten liegen, die der zahlenmäßigen Erfassung der Größe von  $Y$  entgegenstehen.*

*Die Ermittlung der tatsächlich auftretenden Kräfte war Gegenstand der nachstehend beschriebenen Versuche.*

Einige Entgleisungen, deren Ursachen nicht ermittelt werden konnten, haben die Hauptverwaltung der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft veranlaßt, eine Arbeitsgemeinschaft zur Aufklärung dieser Unfälle einzusetzen.

Bei der Untersuchung einiger Unfälle hat sich ergeben, daß die Ursachen der Entgleisung ohne praktische Versuche nicht ermittelt werden konnten.

#### I. Wahl der Meßmethoden.

Die Arbeitsgemeinschaft\*) beschloß zunächst, mit einfachen Geräten die Schwankungen der lotrechten Raddrücke der führenden Achsen während der Fahrt zu messen. Man suchte diese Aufgabe durch eine Vorrichtung zu lösen, die auf einem durch einen Elektromotor angetriebenen Papierbande Schaubilder aufzeichnet, deren Ordinaten jeweils einer bestimmten Federeinsenkung entsprechen. Die Durchbiegung der Federn bei verschiedenen Belastungen wurde als Maß für den diesen

verschiedenen Belastungen entsprechenden Raddruck verwendet. Der Maßstab ist durch Eichung auf einer Gleiswaage ermittelt worden.

Die Arbeitsgemeinschaft war sich von vornherein klar darüber, daß die Brauchbarkeit der Feder als Maßstab für den Raddruck durch die Reibung in den Achslagerführungen, Federgehängen, Ausgleichhebeln und in den Federn selbst ganz erheblich in Frage gestellt wird. Tatsächlich machte sich in den Eichschaubildern der Einfluß der Reibung durch eine starke Hysterisis bemerkbar. Da sich aber durch die während der Fahrt auftretenden Stöße die Reibungsverhältnisse ändern, suchte man diesen Einflüssen dadurch nahe zu kommen, daß man die Federn durch Hammerschläge erschütterte. Das auf diese Weise gewonnene Schaubild zeigt eine wesentlich kleinere Hysterisis. Ob sich aber die Hysterisis während der Fahrt soweit verringert, daß sie vernachlässigt werden kann, war nach wie vor ungewiß. Die bisher verwendete Meßvorrichtung gestattete auch keinen Einblick in die Wirkungen der Trägheitskräfte des Radsatzes.

Noch ehe diese Versuche abgeschlossen waren, war die Mechanische Abteilung des Heinrich-Hertz-Institutes\*) für Schwingungsforschung an der Technischen Hochschule zu Berlin veranlaßt worden, sich an den Untersuchungen der Arbeitsgemeinschaft zu beteiligen. Man hoffte durch diese Zusammenarbeit nicht nur über den Zusammenhang des Federspiels mit den Raddruckänderungen, sondern vor allem auch über die Wirkung der Beschleunigungskräfte des Radsatzes Aufschluß zu erhalten.

Die Forschungsarbeiten bezogen sich zunächst — entsprechend der gestellten Aufgabe — nur auf das lotrechte Spiel der Tragfedern und auf die Schwankungen des Raddruckes in lotrechter Richtung.

Später, als es gelungen war, geeignete Meßinstrumente zu entwickeln, wurden auch die zwischen dem Drehgestellzapfen und der Rückstellvorrichtung sowie zwischen den Rädern und den Achslagern wirksamen Querdrücke ermittelt.

Hiernach erstreckten sich die Messungen auf

1. die lotrechte Beschleunigung des Achslagergehäuses,
2. die waagrechte Beschleunigung des Achslagergehäuses,
3. die lotrechte Verschiebung des Achslagergehäuses gegenüber dem Drehgestellrahmen,
4. die Querverschiebung des Drehgestellzapfens gegenüber dem Drehgestellrahmen,
5. den lotrechten Druck auf das Achslager,
6. den waagrechten Druck auf das Achslager,
7. den Druck des Drehgestellzapfens auf die Rückstellvorrichtung.

Die Versuche wurden mit einer S 3/6-Lokomotive bayrischer Bauart und mit einer Einheitslokomotive der Bauartreihe 01 sowie mit den Tendern der beiden Lokomotiven durch-

\*) Vorsitzender: Vizepräsident Metzger. Mitglieder: Direktor bei der Reichsbahn Professor Baumann, Reichsbahnoberrat Hörmann, Reichsbahnoberrat Jaehn, Reichsbahnoberrat Michael, Reichsbahnoberrat Neumann, Direktor bei der Reichsbahn Dr. Saller. Schriftführer: Reichsbahn-Diplom-Ingenieur Webering. Mitarbeiter von der Versuchsabteilung für Lokomotiven beim Reichsbahnausbesserungswerk Grunewald: Reichsbahnoberrat Günther, Reichsbahnrat Helberg, Reichsbahnrat du Bois-Reymond.

\*) Abteilungsleiter: Professor Dr. W. Hort. Mitarbeiter: Diplom-Ingenieure Gebhardt, Waas, H. Behrmann, W. Behrmann.

geführt. Die Arbeitsgemeinschaft hatte sich eigentlich nur mit der S 3/6-Lokomotive und ihrem Tender zu befassen. Da es sich aber bei den Versuchen um ein völlig neues Gebiet handelte, wäre die Bewertung der Ergebnisse ohne Vergleichsmaßstab nicht möglich gewesen. Man hat daher auch die 01-Lokomotive und ihren Tender den gleichen Versuchsbedingungen wie die S 3/6-Lokomotive und den S 3/6-Tender unterworfen.

Als Geber-Instrumente (Instrumente an den Meßstellen) sind verwendet worden

1. Beschleunigungsmesser zum Messen der Trägheitskräfte des Radsatzes,

2. Verschiebungsmesser zum Messen des Spiels der Tragfedern und der Auslenkung des Drehgestellzapfens aus seiner Mittellage,

3. Meßdosen zum Messen des lotrechten und waagrechten Druckes auf das Achslager und der auf den Drehzapfen wirkenden Rückstellkraft.

Zur Messung der Trägheitskräfte kamen zunächst zwei Meßverfahren in Frage: das piezoelektrische Verfahren und das Kohleldruckverfahren.

Das piezoelektrische Verfahren beruht darauf, daß ein Quarzkristall bei Druckschwankungen — hervorgerufen z. B. durch Beschleunigungen — seine elektrischen Eigenschaften ändert. Die Änderungen sind aber so gering, daß sie nur bei erheblicher Verstärkung meßbar sind. Da dieses Verfahren demnach sehr umständlich ist, wurde es nicht weiter verfolgt.

Die Arbeitsgemeinschaft entschied sich also nach dem Vorschlag des Heinrich-Hertz-Institutes für das Kohleldruckverfahren.

Wirkt auf eine in einen elektrischen Stromkreis eingeschaltete Säule aus dünnen Kohleplättchen ein Druck, z. B. der Massendruck eines Gewichtes bei Beschleunigung, so wird ihr elektrischer Widerstand geändert. Diese Widerstandsänderung hat bei gleichbleibender Spannung eine Änderung der Stromstärke zur Folge, die in unserem Falle mittels der Wheatstoneschen Brückenschaltung auf eine Oszillographen-Meßschleife übertragen wird.

Zum Messen des Spiels der Tragfedern und der Auslenkungen des Drehzapfens waren ursprünglich zwei Meßmethoden in Erwägung gezogen worden:

die Methode der Wheatstoneschen Brücke, bei der die Änderung der Federfeilhöhe die Änderung eines elektrischen Widerstandes in einer Wheatstoneschen Brücke bewirkt (Ohmscher Verschiebungsmesser) und

die Kondensator-Methode, bei der die Federdurchbiegung in Verschiebungen von Kapazitätsplatten eines Meßkondensators umgesetzt wird (kapazitiver Verschiebungsmesser).

Weil man befürchtete mit der Methode der Wheatstoneschen Brücke wegen raschen Verschleißes der Widerstände und wegen Kontaktschwierigkeiten bei Erschütterungen während der Fahrt einwandfreie Ergebnisse nicht erzielen zu können, entschloß man sich zunächst zur Wahl der Kondensator-Methode.

Bei einer Versuchsfahrt, die bei sehr schlechtem Wetter (Regen und Schneetreiben) ausgeführt wurde, zeigte sich aber, daß der Verschiebungsmesser unter dem Einfluß der Feuchtigkeit versagte. Es schien daher angezeigt, die Kondensator-Methode zu verlassen und auf die Methode der Wheatstoneschen Brücke überzugehen. Hiergegen bestanden um so weniger Bedenken, als Versuche, die in der Zwischenzeit mit verschiedenen auf dem Ohmschen Gesetz beruhenden Verschiebungsmessern vorgenommen worden waren, zu einem guten Ergebnis geführt hatten.

Die bei der Durchbildung des Beschleunigungsmessers gewählte Kohleldruck-Methode (Widerstandsänderung einer

Säule aus Kohleplättchen bei veränderlichem Druck) wurde auch auf die Meßdose angewendet.

Alle drei Geber-Instrumente beruhen sonach in ihrer endgültigen Ausführungsform auf elektrischer Widerstandsmessung. Die Änderung des elektrischen Widerstandes im Geber-Instrument ruft eine Änderung der Stromstärke hervor. Diese Änderung wird mittels der Wheatstoneschen Brückenschaltung auf Anzeigeeinstrumente (Amperemeter, Oszillographen) im Meßwagen übertragen.

## II. Entwicklung und Beschreibung der Meßeinrichtung.

### A. Geber-Instrumente mit Zubehör.

#### a) Beschleunigungsmesser.

Der Beschleunigungsmesser ist dazu bestimmt, die Trägheitskräfte (Beschleunigungen, Verzögerungen) der unabgefederten Massen des Radsatzes zu messen.

Auf einem Hebel, der an einem Ende drehbar gelagert ist, sitzt ein Gewicht. Erfährt das Instrument eine Beschleunigung nach oben, so drückt die Masse des Gewichtes nach unten. Die untere Säule erhält hierbei größeren, die obere kleineren Druck. Mit diesen Druckänderungen ändert sich der Ohmsche

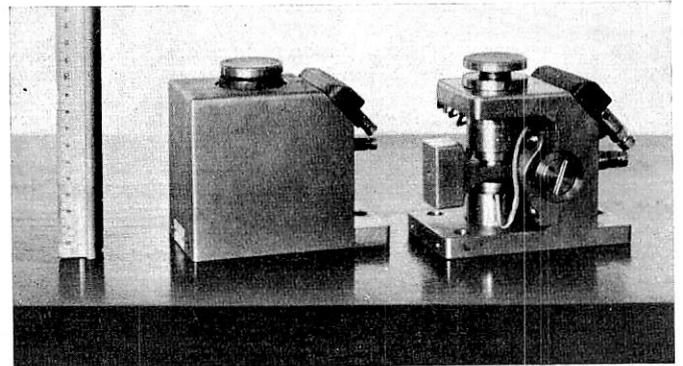


Abb. 1. Beschleunigungsmesser.

Widerstand der Kohleplättchensäule und damit die Stromstärke in der Oszillographenschleife. Bei Beschleunigung des Instrumentes nach unten spielt sich der Vorgang umgekehrt ab.

Der Beschleunigungsmesser ist in einer Reihe von Entwicklungsstufen erprobt worden. Die letzte Ausführungsform ist in den Abb. 1 und 2 dargestellt.

In einem Gehäuse (1) (Abb. 2) ist eine träge Masse (2) auf einer Achse (3) drehbar gelagert. Sie liegt zwischen einem unteren (4) und oberen (5) Einsatztopf, und zwar mit einer Vorspannung, die mit einer Druckschraube (10) veränderlich einstellbar ist. In den Einsatztöpfen liegen die Kohleringe (6) auf einem isolierenden Führungspilz (7).

Durch starke Erschütterungen werden die Kohleplättchensäulen etwas zusammengerüttelt. Damit die Vorspannung dabei erhalten bleibt, ist zwischen die Druckschraube und die obere Säule eine Membrane (8) als elastisches Zwischenglied eingeschaltet. Die Kugel (9) sorgt für zentrische Kraftübertragung. Würden sich die Kohleplättchensäulen mit den Einsatztöpfen verdrehen, so würden dadurch Schwankungen in der Größe der Berührungsflächen der Kohleplättchen und damit in der Empfindlichkeit hervorgerufen. Die Einsatztöpfe wurden deshalb durch Federn (11) gegen Verdrehen gesichert. Zur Messung der Beschleunigungen legt man mit den drei Klemmen (12) die beiden Kohleplättchensäulen als einen Zweig in eine Wheatstonesche Brückenschaltung.

Bei der Erprobung der Beschleunigungsmesser während der Fahrt traten Schwingungen hoher Frequenz auf, die viel

leicht von Eigenschwingungen des Trägers des Beschleunigungsmessers herrühren oder auch Eigenschwingungen des Instrumentes selbst sein konnten. Diese Schwingungen hoher Frequenz wurden durch den Einbau von Siebketten mit Transformator vollständig beseitigt. Unter einer Siebkette versteht man in der Elektrotechnik eine Reihe mehrerer gleichartiger Glieder (Kapazitäten, Selbstinduktionen), die in der Weise geschaltet sind, daß sie für bestimmte Frequenzen durchlässig und für andere nicht durchlässig sind. Für die Zwecke der Arbeitsgemeinschaft mußten die Siebketten so bemessen werden, daß alle Frequenzen bis etwa 200 Hz unverändert hindurchgingen, höhere Frequenzen dagegen unterdrückt wurden.

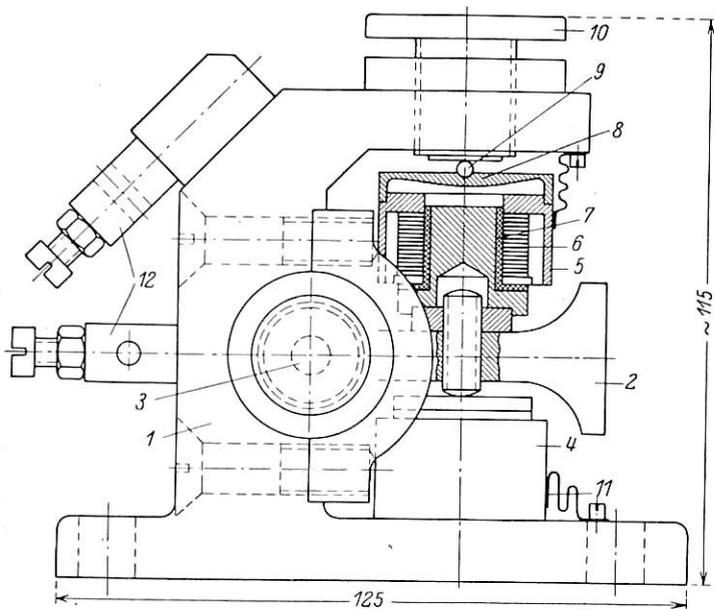


Abb. 2. Beschleunigungsmesser.

Teil	Benennung	Werkstoff
1	Gehäuse	Messingguß
2	Träge Masse	Stahl
3	Drehachse	Stahl
4	Unterer Einsatztopf	Messing
5	Oberer Einsatztopf	Messing
6	Kohleringe	Sonderkohle der Fa. Hoffmann u. Siemens — Plania
7	Führungspilz	Messing mit Pertinax-Hülse
8	Membrane	Stahl
9	Druckkugel	Stahl
10	Druckschraube	Stahl
11	Sicherung gegen Verdrehen	Messing
12	Anschlußklemmen	Messing

b) Verschiebungsmesser.

Der Verschiebungsmesser ist dazu bestimmt, die Verschiebung von Fahrzeugteilen gegeneinander — hier das Spiel der Tragfedern und die Auslenkung des Drehgestellzapfens aus seiner Mittellage — zu messen.

Der Verschiebungsmesser in seiner endgültigen Ausführungsform ist in den Abb. 3, 4 und 5 dargestellt.

Die zu messende Verschiebung wird durch den über die Rolle (8) geführten Drahtzug in eine Drehbewegung des Rotors (3) verwandelt. Die Rotorachse trägt außer der angetriebenen Rolle einen Schleifbügel (3) und (5). Dieser schleift bei Drehung der Achse an einem kreisförmig verlegten Schleifdraht (10) entlang. Der Schleifdraht ist in einen Pertinaxring (2) eingelassen, der in das zylindrische Gehäuse (1)

eingesetzt ist. Die beiden Abschnitte des Schleifdrahtes vor und hinter dem Schleifbügel stellen die beiden Zweige der Wheatstoneschen Brücke dar. Die Stärke des Brückenstromes ist von der jeweiligen Stellung des Kontaktes abhängig. Der Strom wird durch eine isolierte Leitung an den Schleifdraht herangeführt und durch den Schleifbügel über Achse und Gehäuse an Erde abgeleitet. Auf diese Weise ist die Stromzuführung an bewegte Teile vermieden, sie hätte einen erhöhten Bewegungswiderstand und eine Störungsquelle bedeutet. Alle Teile des Rotors sind so leicht wie möglich gehalten, weil sich bei Versuchen mit Verschiebungsmessern älterer Ausführungsformen gezeigt hatte, daß die bewegten Teile infolge der Trägheitswirkung bei Beschleunigungen über 10 g dem nachlassenden Zugseil nicht mehr rasch genug folgen konnten. Hierdurch wurde das Zugseil schlaff, die aufgezzeichneten Schaubilder wurden teilweise verzerrt, Beschleunigungen über 6 g wurden nicht einwandfrei aufgezeichnet (s. S. 356).

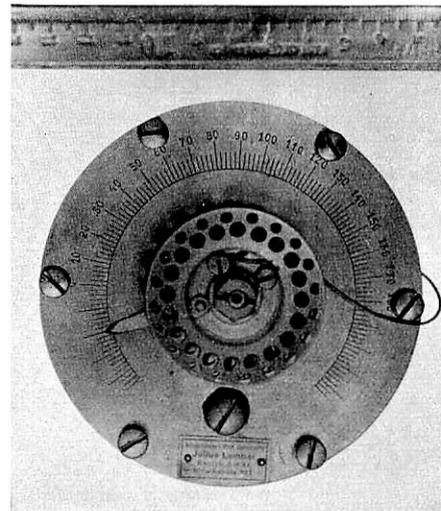


Abb. 3. Verschiebungsmesser. Vorderansicht.

Da von einem Verschiebungsmesser, der für die Zwecke der Arbeitsgemeinschaft geeignet sein sollte, auch bei wesentlich höheren Beschleunigungen noch einwandfreie Aufzeichnungen gefordert werden mußten, wurde die Rolle (8) aus Aluminium gefertigt und mit zahlreichen Aussparungen versehen. Die Achse des Rotors wird mit einer kräftigen Schraubenfeder (6), deren Vorspannung durch einen verstellbaren Ring (4) verändert werden kann, dem Drehsinn des Drahtzuges entgegen gespannt. Damit wird erreicht, daß der Schleifbügel raschen Wechsels der Drehrichtung folgt, ohne daß die Spannung des Drahtzuges nachläßt. Der Anschlag (7) ist das Ergebnis der Erfahrung,

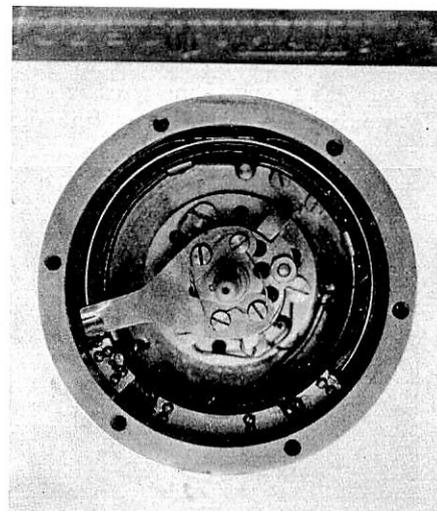


Abb. 4. Verschiebungsmesser. Innenansicht.

daß bei ausgehängtem Drahtzug der Schleifkontakt durch den Druck der Feder beschädigt wurde. Die gemessene Verschiebung wird auf einen Oszillographen übertragen, sie kann aber auch am Verschiebungsmesser unmittelbar abgelesen werden; ein auf der Achse befestigter Zeiger gibt auf einer in den Deckel (9) des Gehäuses eingravierten Teilung den Verdrehungswinkel an. Zur Verminderung der Abnutzung und zur Verbesserung der Wärmeabfuhr ist das Gehäuse mit Öl gefüllt.

## c) Meßdosen.

Die Meßdosen sind dazu bestimmt, den veränderlichen Druck zwischen zwei Bauteilen zu messen. Die kleine zur Verfügung stehende Bauhöhe zwang zur Anwendung eines Meßgerätes mit kleinen Abmessungen. Ein solches war aber nicht vorhanden und mußte daher erst entwickelt werden. Zunächst wurde eine Meßdose hergestellt, die zwischen den Federbund und das Achslagergehäuse eingebaut werden und so den Druck der Feder auf das Achslagergehäuse unmittelbar

Nachdem es gelungen war, brauchbare Meßdosen mit so geringen Ausmaßen herzustellen, wurden auch die Dosen zur Messung des lotrechten Druckes nicht mehr unmittelbar unter dem Federbund, sondern im Inneren des Achslagergehäuses angebracht, weil durch die zwischen den Federbund und das Achslagergehäuse eingeschaltete Meßdose der vielleicht nicht unbedeutende Einfluß der Reibung zwischen dem Achslagergehäuse und der Achslagerführung nicht erfaßt werden kann.

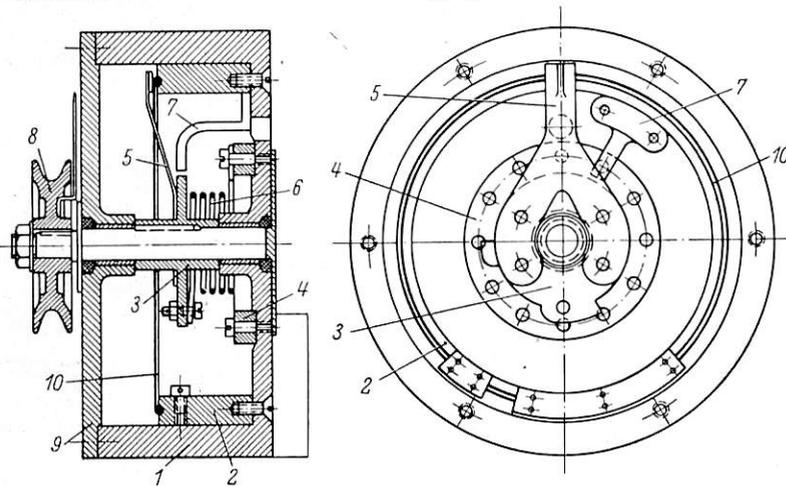


Abb. 5. Verschiebungsmesser mit einem Schleifdraht.

- |  |  |
|--|--|
| 1 Gehäuse                                      | 5 Schleifbügel                               |
| 2 Isolierring (Pertinax) für den Schleifdraht  | 6 Schraubenfeder                             |
| 3 Rotor mit Schleifbügel (5) und Anschlägen    | 7 Anschlagbügel                              |
| 4 Verstellring zur Spannung der Schraubenfeder | 8 Schnurrolle für den Bowdenzug (mit Zeiger) |
|  | 9 Deckel mit Teilung                         |
|  | 10 Schleifdraht                              |

messen sollte. Es erschien angezeigt, die bereits bei der Durchbildung des Beschleunigungsmessers gewählte Kohledruckmethode (Widerstandsänderung einer Säule aus Kohleplättchen bei veränderlichem Druck) auch auf die Meßdose anzuwenden. Da derartige Kohleplättchen nur mit geringem Druck — etwa bis zu  $30 \text{ kg/cm}^2$  — belastet werden dürfen, ergab sich die Notwendigkeit, nur einen Teil der zu messenden großen

Die Dosen sind schließlich in zwei Größen ausgeführt worden, eine für  $5000 \text{ kg}$  Höchstlast mit einem größten Durchmesser von  $30 \text{ mm}$  und eine für  $10000 \text{ kg}$  Höchstlast mit einem größten Durchmesser von  $40 \text{ mm}$ . Der Einsatz ist bei beiden Dosen gleich (Durchmesser  $15,5 \text{ mm}$ , Höhe  $8 \text{ mm}$ ). Die Stärke der Membranen ist so bemessen, daß sie sich unter der Höchstlast um etwa  $0,25 \text{ mm}$  durchbiegen und dadurch einen Teil der Last ( $0,2$  bis  $0,5\%$ ) auf den Einsatz übertragen können. Der Einsatz stellt einen Zweig einer Wheatstoneschen Brücke dar. Die Änderungen der Brückenstromstärke, die unter dem Einfluß der Druckschwankungen in den Meßdosen entstehen, werden auf eine Oszillographenschleife übertragen.

Die endgültige Form der Meßdosen — das Ergebnis langwieriger Entwicklungsarbeit im Laboratorium und bei Versuchsfahrten — ist in den Abb. 6 und 7 dargestellt.

Die Meßdose besteht aus einer Membrane mit zylindrischem Gewindeansatz (1), in die das Einsatzgehäuse (2) eingeschraubt ist. Das Gehäuse enthält einen Pertinaxeinsatz (3) mit drei Kohleplättchensäulen (4). Durch mehr oder weniger starkes Einschrauben des Einsatzgehäuses erhalten die drei Säulen über die Druckplatte (5) und die Druckkegel (6) eine veränderliche auf die drei Säulen gleichmäßig verteilte Vorspannung. Eine Kugel überträgt den Druck von außen her auf die Membrane (1). Die Membrane biegt sich proportional diesem Druck durch. Entsprechend dieser Durchbiegung erhalten die drei Kohleplättchensäulen zusätzlichen Druck und verändern damit ihren elektrischen Widerstand. Die drei Säulen sind elektrisch hintereinander geschaltet und mit den Anschlußklemmen (7) verbunden.

Zum Messen des Druckes werden die Meßdosen, wie schon oben erwähnt, in eine Wheatstonesche Brückenschaltung gelegt.

## d) Leitungen.

Die Geber-Instrumente werden an die Anzeige-Instrumente durch Panzerkabel elektrisch angeschlossen. Die Kabel sind an die Beschleunigungsmesser und Verschiebungsmesser unmittelbar angeklemt. Bei den Meßdosen sind sie zunächst an Klemmleisten am gefederten Teil angeschlossen (Abb. 8). Von hier führen durch Isolierschlauch geschützte Litzen zu den Meßdosen.

Die Panzerkabel werden in einem Klemmkasten auf dem Tender vereinigt. Von dort führen zwei biegsame Sammelkabel mit je 38 Adern zum Meßwagen.

## B. Ausrüstung des Meßzuges.

Drücke auf die Kohle selbst wirken zu lassen. Diese Druckminderung konnte am einfachsten durch Einschalten einer Membrane erreicht werden.

Die Bestrebungen, nicht nur den lotrechten Druck der Räder auf die Schienen zu ermitteln, sondern auch die Querdrücke, die von den Rädern auf die Achslager und von diesen auf den Rahmen übertragen werden, der Messung zugänglich zu machen, führten zur Entwicklung von Meßdosen mit sehr kleinen Abmessungen, die im Inneren der Achslagergehäuse untergebracht werden können.

Als Meßwagen ist ein vierachsiger Packwagen ausgerüstet worden. Der Meßwagen enthielt zwei Schleifenoszillographen mit Antrieb, die elektrische Schaltanlage und die Stromquellen, die die Vorströme lieferten. Bei Meßfahrten war er stets mit einem Beiwagen gekuppelt, in dem die Batterie zum Betrieb der Oszillographen untergebracht war. Außerdem enthielt der Beiwagen eine Dunkelkammer, einen Auflagetisch für die Meßstreifen und einen Werkstatt- und Geräteraum.

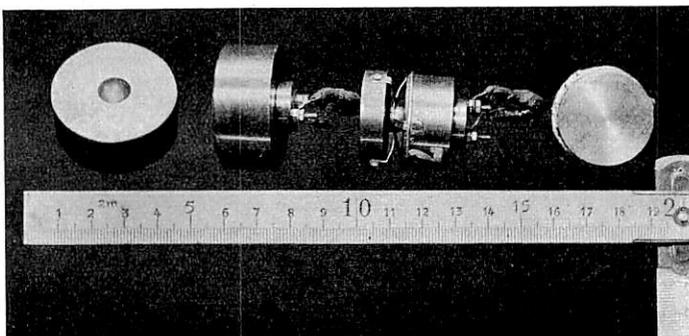


Abb. 6. Meßdosen.

Die Papierstreifen der Oszillographen wurden in der Regel rein mechanisch bewegt. Auf einer Achse des Meßwagens war ein Zahnkranz befestigt, auf dem eine Gliederkette lief. Diese Kette wirkte auf ein Wendegetriebe, das den Fahrtrichtungswechsel ausglich. Vom Wendegetriebe waren Kardanwellen bis zu den Oszillographen geführt. Durch ein Wechselgetriebe an jedem der beiden Oszillographen konnten wahlweise drei verschiedene Papiergeschwindigkeiten eingestellt werden. Durch eine Umschaltkupplung konnte vom rein mechanischen Antrieb auch auf elektrischen Antrieb umgeschaltet werden. Die Elektromotoren lagen in den Oszillographen. Sie waren an die Batterie im Beiwagen angeschlossen. Auf dem Papier-

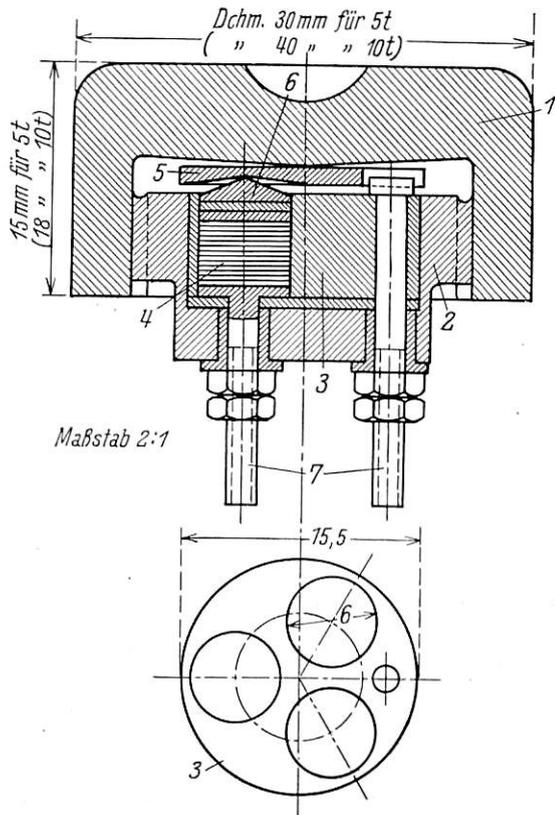


Abb. 7. Meßdose.

Teil	Benennung	Werkstoff
1	Membrane	Chromnickelstahl
2	Einsatzgehäuse	Messing
3	Einsatz mit drei Kohleplättchensäulen	Pertinax
4	Kohleplättchensäulen	Sonderkohlen der Firma Hoffmann, Friedrichshagen
5	Druckplatte	Stahl
6	Druckkegel	Stahl
7	Anschlußklemmen	Messing

streifen der Oszillographen wurden außer dem Verlauf der Schleifenablenkung ein Zeitmaßstab und nach Bedarf auch Wegmarken abgebildet.

Die Schaltanlage (Abb. 9) war, soweit sie regelmäßig bedient werden mußte (Amperemeter, Widerstände und Schalter), auf der Deckplatte eines Schranktisches übersichtlich angeordnet. Im Schrank selbst waren die Siebketten und die Batterien für die Vorströme untergebracht. Die Schaltanlage umfaßte insgesamt 19 Brückenschaltungen, davon sechs für Beschleunigungsmesser, fünf für Verschiebungsmesser und acht für Meßdosen.

Mit durchgehenden Schaltstangen konnten für jede be-

liebige Schaltung die Vorströme ein- und ausgeschaltet werden. Mit ebensolchen Schaltstangen wurde vom Nullpunkt-Instrument auf die Oszillographenschleife umgeschaltet.

### C. Einbau der Geber-Instrumente in die Lokomotiven und Tender.

Für die Meßfahrten ist von jeder Lokomotive und von jedem Tender nur die erste Achse mit Meßinstrumenten ausgerüstet worden. Die Beschleunigungsmesser waren bei der Lokomotive S 3/6 und bei den beiden Tendern am Achslagergehäuse, bei der Lokomotive 01 am Schwanenhals über dem Laufachslager befestigt (Abb. 8, 10 und 11).

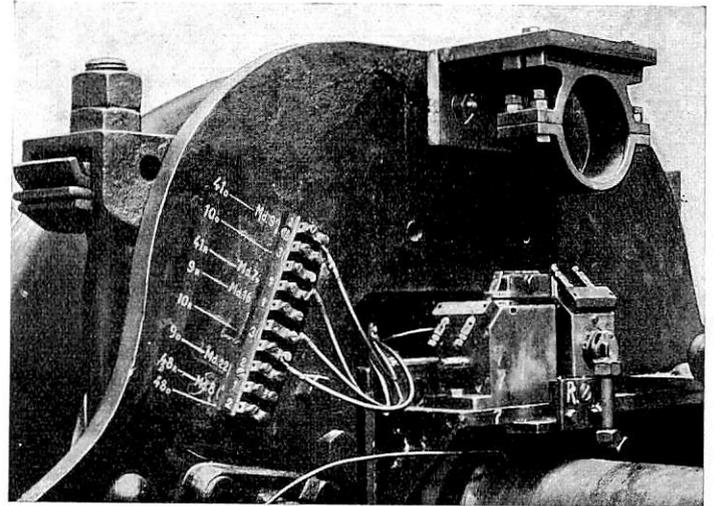


Abb. 8. Instrumente und Leitungen an einem Drehgestell.

Die Verschiebungsmesser zum Messen der lotrechten Verschiebung des Achslagergehäuses gegenüber dem Drehgestellrahmen waren an den Rahmenwangen der Drehgestelle, die Mitnehmer für das Zugseil am Achslagergehäuse angebracht (Abb. 12 und 13).

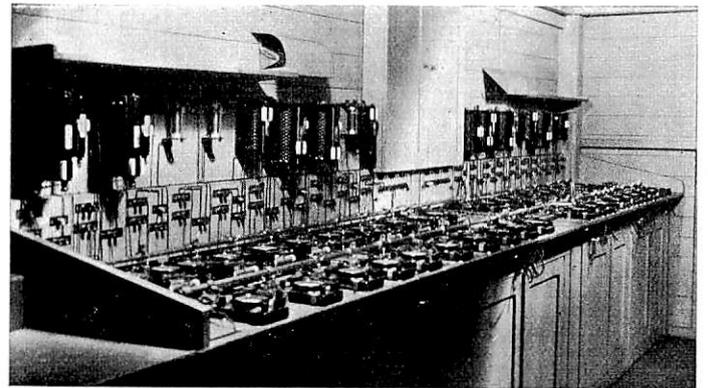


Abb. 9. Schaltanlage im Meßwagen.

Die Verschiebungsmesser zur Ermittlung der Querverschiebung des Drehgestellzapfens gegenüber dem Drehgestellrahmen waren am Drehgestell, die Mitnehmer für das Zugseil am Drehgestellzapfen befestigt.

Die lotrechten Meßdosen (zwei in jedem Achslager) waren zwischen das Achslagergehäuse und die Lagerschale eingebaut (Abb. 14 und 15). Sie stützten sich einerseits auf eine von unten in die Decke des Achslagergehäuses eingedrehte Fläche, andererseits mit der in die Membrane eingelegten Kugel auf eine Pfanne. Die Pfanne konnte auf einem in die Lagerschale (bei den Tendern in die Druckplatte) eingelassenen geschliffenen Plättchen gleiten. Auf diese Weise war

den unvermeidlichen Ungenauigkeiten beim Zusammenbau und dem Einfluß der Wärmedehnung Rechnung getragen.

Die lotrechte Bewegung zwischen Lagerschale und Gehäuse, die der Durchbiegung der Membrane entspricht, war durch einen Luftspalt von 2 mm ermöglicht. Damit diese lotrechte Bewegung nicht durch Reibung behindert wurde, lag die Lagerschale mit einem Spiel von 1 mm auf jeder Seite zwischen den Seitenteilen des Achslagergehäuses. Der Druck zwischen der Lagerschale und dem Lagergehäuse in Richtung

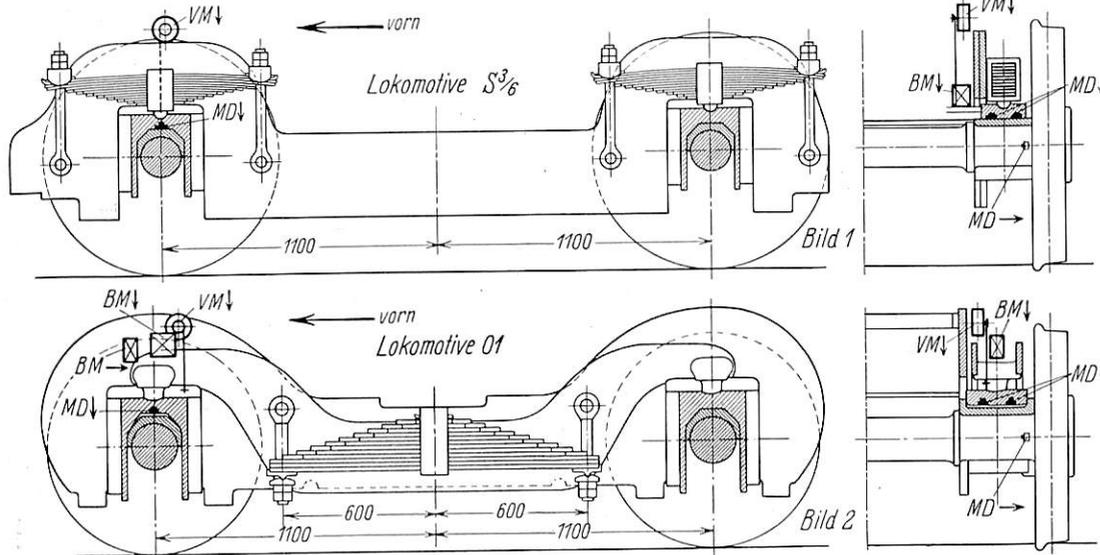


Abb. 10. Anordnung der Geber-Instrumente an den Drehgestellen der Versuchslokomotiven.

der Fahrzeuglängsachse wurde durch Längskugellager aufgenommen, zwischen denen die Lagerschale gewissermaßen eingespannt war. Die lotrechten Bewegungen hatten demnach bei den Lokomotiven nur rollende Reibung der Kugeln zu überwinden.

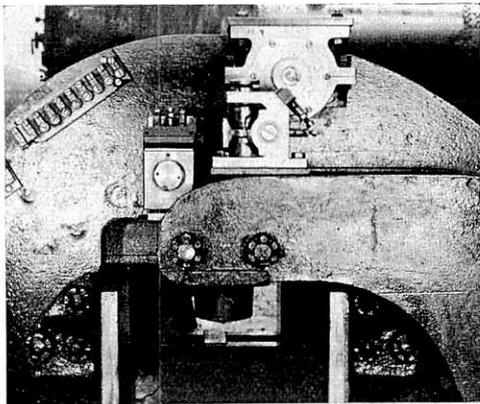


Abb. 11. Instrumente und Leitungsanschlüsse am Lokomotivdrehgestell der 01.

Bei den Tendern waren zur Aufnahme der seitlichen Drücke zwischen die Lagerschale und das Gehäuse besondere Stützzapfen mit kugelförmigen Endflächen eingesetzt (Abb. 15). Durch die Kugelflächen sollte die Reibung zwischen der Lagerschale und dem Gehäuse auf ein Mindestmaß herabgesetzt werden.

Bei den Laufachsen der Lokomotiven lagen die beiden Meßdosen in der Längsrichtung des Achsschenkels (Abb. 14), bei den Tenderachslagern quer zum Achsschenkel nebeneinander (Abb. 15).

Die waagrechten Meßdosen an den Meßachsen der Lokomotiven (zwei Dosen in jedem Lager) waren ebenfalls in

das Achslagergehäuse eingelassen (Abb. 10 und 14). Sie lagen zu beiden Seiten des Achsschenkels in Höhe einer waagrecht durch das Achsmittel gelegten Ebene. Zwischen die Radnabe und die im Achslagergehäuse liegenden Meßdosen mußte eine Druckplatte (Abb. 14) eingeschaltet werden, die durch Leisten (bei der 01 auch noch durch einen Zapfen) gegen Verdrehen gesichert war, damit von dem umlaufenden Rad rein achsiale Drücke auf die Meßdosen übertragen werden konnten. Die Druckplatte bestand aus zwei Hälften, die

die Achswelle ringartig umschlossen. Der Raum für diese ungefähr 20 mm starke Platte war im wesentlichen durch Verkürzen der Lagerschale gewonnen worden. Die Gleitbewegung der Radnabe wurde von einem Stirnausfluß aus Weißmetall aufgenommen. Zur Schmierung des Weißmetallausgusses war am Hauptrahmen der Lokomotiven ein Dochtschmiergefäß mit beweglicher Rohrleitung angebracht. Die andere Seite der Platte stützte sich über Kugelgleitpfannen und Kugeln gegen die waagrechten Meßdosen. Die Lagerschalen waren soweit verkürzt, daß jeweils nur die waagrechten Meßdosen auf einer Seite der Achse Druck erhielten. Auf der

gegenüberliegenden Seite entstand zwischen der Druckplatte und den Meßdosen ein Zwischenraum. Damit die Kugeln und Kugelgleitpfannen, wenn sie drucklos wurden, sich nicht verlagern oder herunterfallen konnten, waren sie durch ein seesternförmiges federndes Gestell aus dünnem Blech an den Meßdosen befestigt (Abb. 16).

In die Achslagergehäuse der Tender sind waagrechte Meßdosen nicht eingebaut worden.

Die waagrechten Meßdosen mußten besonders sorgfältig eingebaut werden, wenn bei den außerordentlich beschränkten Raumverhältnissen einwandfreie Meßergebnisse erzielt werden sollten.

Zum Messen des Druckes der Rückstellvorrichtung auf den Drehgestellzapfen war je eine 10 t-Meßdose zwischen die beiden Rückstellfedern und den Drehzapfen eingeschaltet. Die Rückstellvorrichtungen der beiden Versuchslokomotiven sind verschieden. Dementsprechend sind auch die Meßdosen bei den beiden Lokomotiven verschieden angeordnet worden.

Bei der 01 lagen sie im Stein (Abb. 17). Bei Auslenkung des Zapfens nach einer Seite wurde jeweils nur eine Meßdose belastet. Bei Auslenkung des Zapfens nach der entgegengesetzten

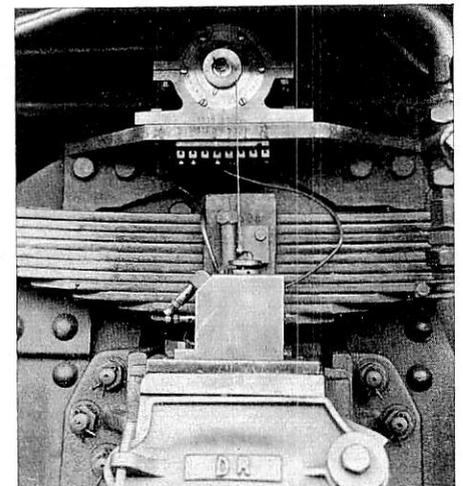


Abb. 12. Beschleunigungsmesser, Verschiebungsmesser und Leitungsanschlüsse am Tenderdrehgestell der S3/6.

Richtung löste sich die Meßdose mit dem Stein vom Federbund ab. Kugel und Pfanne waren deshalb auch hier durch ein

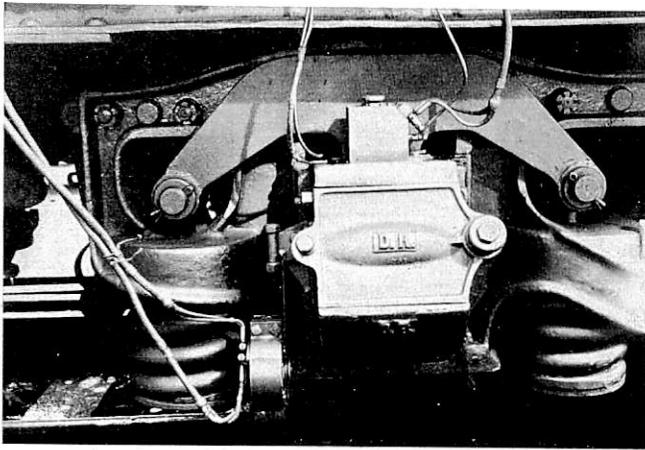


Abb. 13. Beschleunigungsmesser, Verschiebungsmesser und Leitungsanschlüsse am Tenderdrehgestell der 01.

federndes Gestell gegen Herunterfallen gesichert. Bei Mittelstellung des Drehzapfens waren beide Meßdosen drucklos.

Bei der S 3/6 lagen die Meßdosen im Federbund (Abb. 18) und drückten dauernd auf eine zwischen der Feder und dem Stein liegende Stützplatte. Sie konnten niemals drucklos werden; der Druck schwankte von der Federvorspannung in der Mittellage bis zum Höchstwert bei Auslenkung des Zapfens nach beiden Seiten. Da die Meßdosen bei dieser Rückstellvorrichtung mechanisch in Reihe geschaltet waren, mußten sie stets den gleichen Druck anzeigen. Bei den Versuchen brauchte man daher nur eine Dose zur Anzeige heranzuziehen.

#### D. Eichung und Alterung der Geber-Instrumente.

##### a) Beschleunigungsmesser.

Zur dynamischen Eichung der Beschleunigungsmesser ist im Heinrich-Hertz-Institut ein „Schütteltisch“ gebaut worden (Abb. 19). Zwei an den Enden eingespannte waagrecht liegende Schienen aus Flachstahl tragen in der Mitte einen Querbalken. Vermöge der Elastizität der Schienen und der trägen Masse des Balkens ist das System schwingungsfähig. Die Anordnung der Schienen gestattet nur eine lotrechte Bewegung des Trägers. Diese kann durch einen Schreiber auf einem am Umfang eines Rades befestigten berußten Papierstreifen aufgezeichnet werden. Das Rad wird durch einen Elektromotor angetrieben. Auf dem Querbalken des Schütteltisches ist der zu eichende Beschleunigungsmesser befestigt und daher

den gleichen Beschleunigungen ausgesetzt, wie dieser. Zur Eichung wird ein am Schütteltisch befestigter Draht mit einem langen Hebel gespannt bis er reißt. Der Schütteltisch macht nun eine schwach gedämpfte Sinusschwingung. Trägt man die vom Beschleunigungsmesser im Oszillographen aufgeschriebenen Amplituden über den wirklichen Beschleunigungen auf, die sich aus den gleichzeitig über der Rußlinie aufgenommenen Schütteltischamplituden [S. 368, Gl. 20)] errechnen lassen, so erhält man die Eichschaulinie des Beschleunigungsmessers (Abb. 20).

Die Eichschaulinien blieben bei mehrmaliger Eichung der Beschleunigungsmesser nicht konstant. Sie verlagerten sich im Sinne einer Vergrößerung der Empfindlichkeit. Es zeigten sich also Alterungserscheinungen.

Eine schnelle Alterung wurde mit der im Heinrich-Hertz-Institut angefertigten Alterungsvorrichtung erzielt. Die Vorrichtung besteht im wesentlichen aus einem Balken, der durch eine von einem Elektromotor angetriebene Exzenter-scheibe vier- bis sechsmal in der Sekunde auf und ab bewegt wird, wobei das freie Ende, auf dem der zu eichende Beschleunigungsmesser sitzt, gegen einen Amboß schlägt. Dabei ergab sich, daß die Konstanz des Eichschaubildes durch 5000 Erschütterungen mit je 100 g Beschleunigung innerhalb eines Tages erreicht wird (Abb. 21).

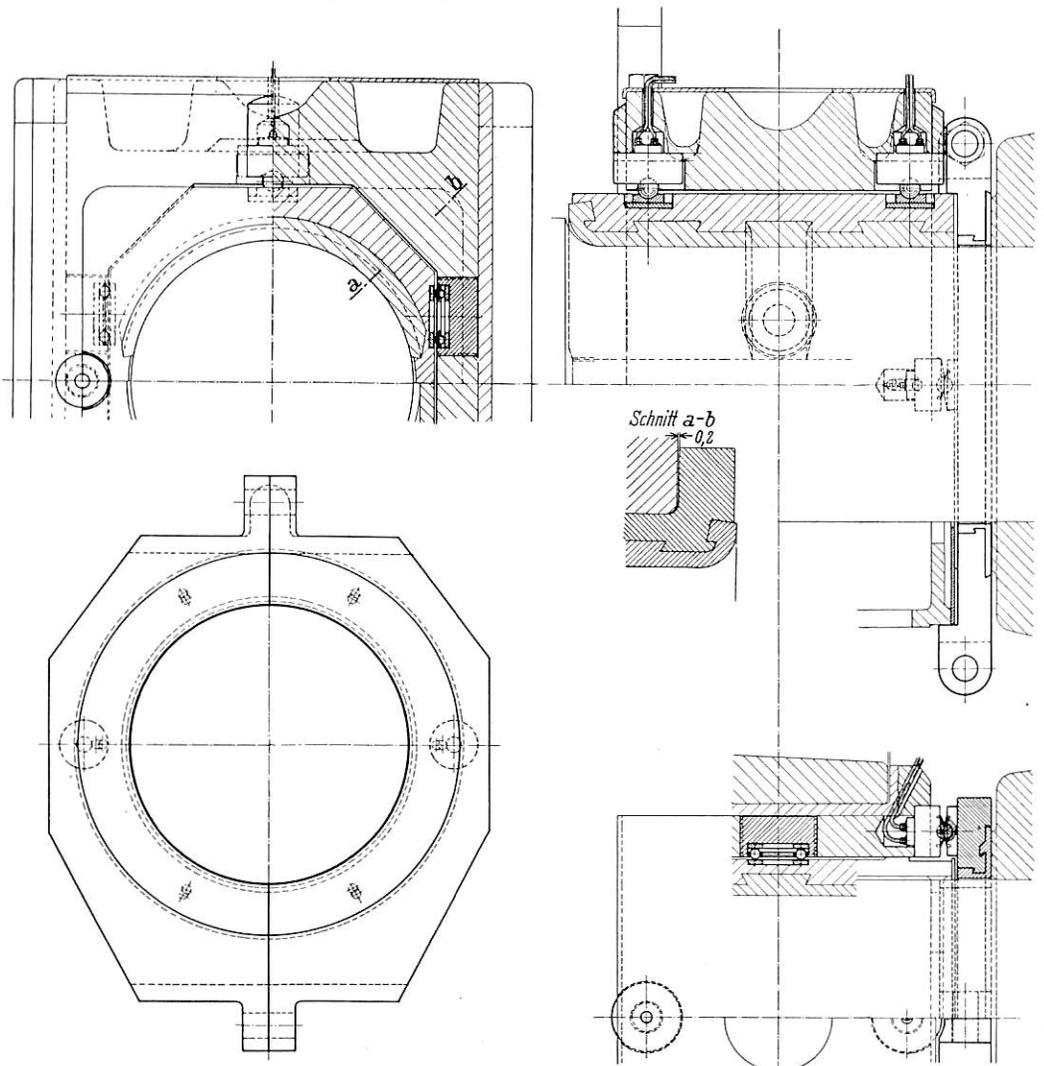


Abb. 14. Einbau der Meßdosen in ein Lokomotivachslager.

Die einzelnen Punkte des Eichschaubildes sind durch statische Eichung in der Weise ermittelt worden, daß der Hebel des Beschleunigungsmessers mit einem Gewicht belastet wurde, dessen Druck etwa einer Beschleunigung von

10 g entsprach. Die Anzeige wurde im Oszillographen aufgezeichnet. Zur laufenden Kontrolle wurden die Beschleunigungsmesser vor und nach jeder Versuchsfahrt ebenfalls statisch nachgeeicht.

#### b) Verschiebungsmesser.

Die Verschiebungsmesser sind ebenfalls im Heinrich-Hertz-Institut mit Hilfe des Schütteltisches geeicht worden. Der Verschiebungsmesser wird auf der Grundplatte der Vorrichtung aufgebaut (Abb. 19). Das Ende des Zugseiles ist am Schütteltisch befestigt und macht daher die Bewegungen des Tisches mit. Der Verschiebungsmesser wird in gleicher Weise wie der Beschleunigungsmesser durch Ausschwingversuch geeicht. Hierzu wird der Schütteltisch wieder mit einem Zerreißdraht angestoßen. Die Beziehung der Ver-

Augenblick des Anstoßes bei A wird der Läufer des Verschiebungsmessers durch den Drahtzug in Bewegung gesetzt. Kehrt die Bewegungsrichtung um, läßt also die Spannung des Zugseiles nach, so muß die Spiralfeder den Läufer im entgegengesetzten Drehsinn beschleunigen. Im vorliegenden Falle ist nun das Massenträgheitsmoment des Läufers zu groß und die Federkraft zu klein, so daß die Beschleunigung des Läufers der Bewegung des hin- und hergehenden Seilendes nicht mehr entspricht. Der Läufer kann dem nachlassenden Zugseil nicht mehr rasch genug folgen, das Seil wird schlaff, und die Bewegung des Läufers ist ganz anders als die des hin- und hergehenden Seilendes (S. 351).

Bei der Stelle B (Abb. 23) ist die Schwingung und die entsprechende Beschleunigung bereits so gering geworden,

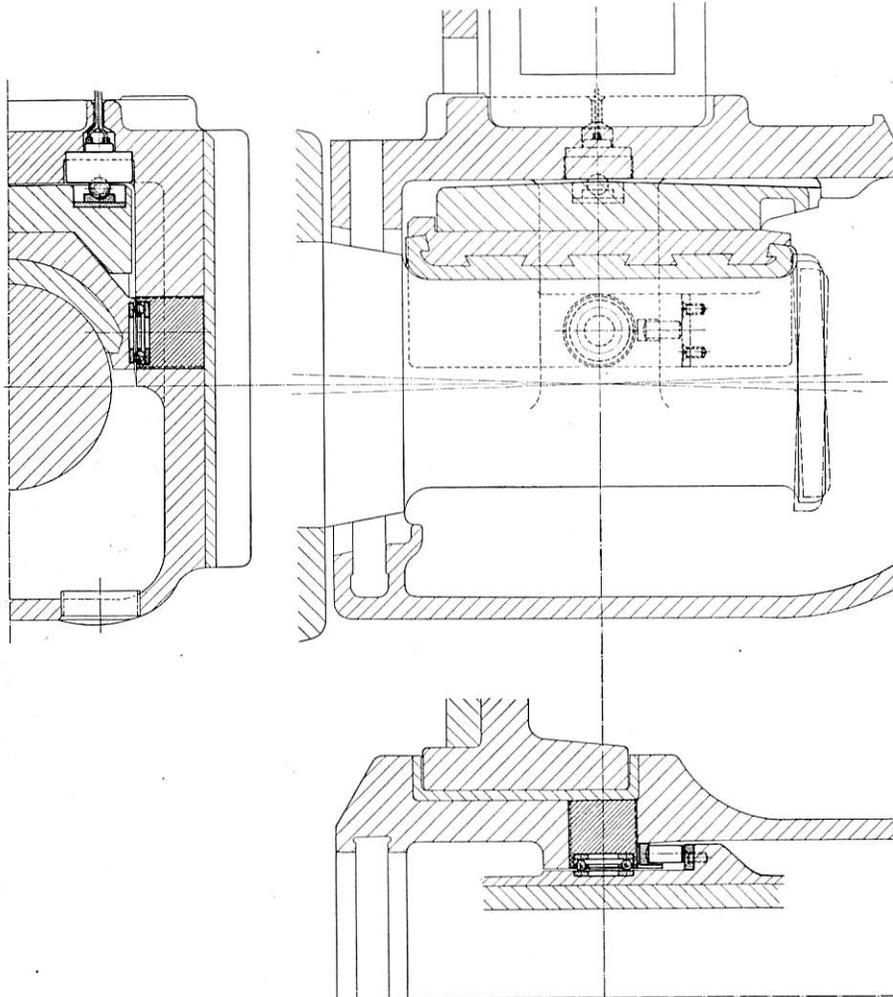


Abb. 15. Einbau der Meßdosen in ein Tenderachslager.

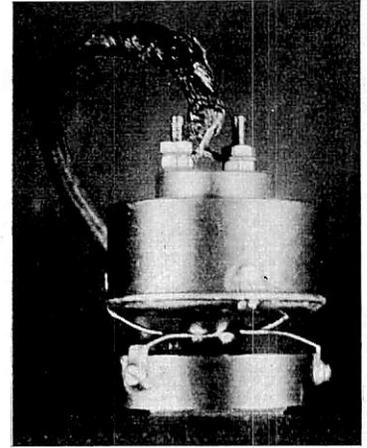


Abb. 16. Waagerechte Meßdose mit Kugel- und Kugelpfannenhalter.

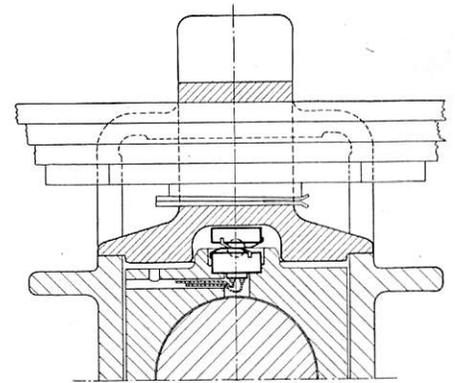


Abb. 17. Meßdosen in der Rückstellvorrichtung des Drehgestelles der 01.

schiebungsmesseranzeige im Oszillographen zu der auf dem Rußstreifen aufgezeichneten Schütteltischbewegung ergibt die Eichschaulinie (Abb. 22).

Wenn das auf der berußten Fläche aufgezeichnete Schaubild nicht mit der Anzeige des Verschiebungsmessers auf dem Papierband des Oszillographen übereinstimmt, so muß ein Mangel am Verschiebungsmesser vorliegen, wie dies bei einem Verschiebungsmesser einer älteren, noch nicht endgültigen Ausführungsform der Fall war.

Eine Übereinstimmung der Anzeige des Verschiebungsmessers (Abb. 23) mit der wirklichen Schwingung (Abb. 24) ist zwischen den Punkten A und B überhaupt nicht vorhanden. Erst von der Stelle B ab zeigt auch der Verschiebungsmesser eine sinusförmige gedämpfte Schwingung. Die Fehl Anzeige im Gebiet zwischen A und B ist wie folgt zu erklären: Im

daß sie nicht mehr größer ist als die höchste Beschleunigung, die durch die Spiralfeder des Verschiebungsmessers erzeugt werden kann. Von hier ab entspricht daher die Bewegung des Läufers der hin- und hergehenden Bewegung des Seilendes, d. h. die Anzeige des Verschiebungsmessers ist einwandfrei. Die Auswertung der Schwingungslinie nach der Abb. 23 ergibt als größten Betrag einer noch richtig aufgezeichneten Beschleunigung den Wert von 6 g.

Der endgültige Verschiebungsmesser (Abb. 3, 4 und 5) mit stärkerer Feder und wesentlich verringertem Trägheitsmoment des Läufers ergibt ein Oszillogramm, das hinsichtlich Frequenz und Beschleunigung bis zu 70 Hz und 70 g zu keiner Beanstandung Anlaß gibt, wie die Abb. 25 und 26 zeigen. Seine Eichschaulinie (Abb. 22) ist ganz geradlinig.

Der eingebaute Verschiebungsmesser wird in der Weise

nachgeeicht, daß der Läufer von Hand um einen bestimmten Betrag gedreht und gleichzeitig das Oszillogramm aufgenommen wird.

c) Meßdosen.

Zum Eichen der Meßdosen ist eine Spindelpresse benützt worden, deren Druck mit Hilfe eines Meßbügels abgelesen werden kann. In dieser Vorrichtung werden die Meßdosen von 0 kg bis zur Höchstlast stufenweise belastet, wobei die Stromänderung in Abhängigkeit von der Belastung aufgezeichnet wird (Abb. 27). Die so gewonnenen Schaulinien geben durch ihre Steilheit ein Maß für die Empfindlichkeit der Meßdosen.

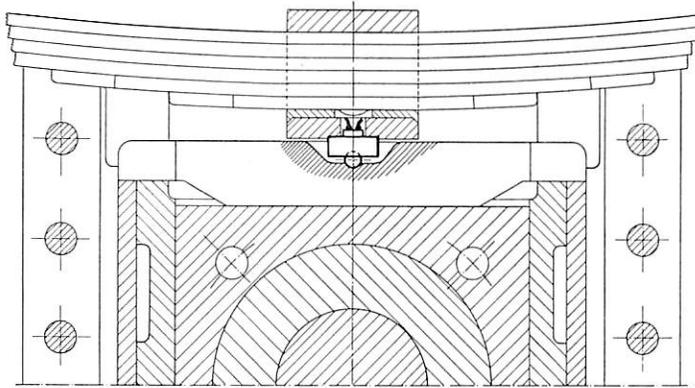


Abb. 18. Meßdosen in der Rückstellvorrichtung des Drehgestelles der S 3/6.

Zur Ermittlung, inwieweit die Erwärmung der Lager die Meßdosenanzeige beeinflußt, wurde diese Eichung im Ölbad von 60° C wiederholt. Die Empfindlichkeit ist bei 60° nur etwa 5% größer als bei 20°.

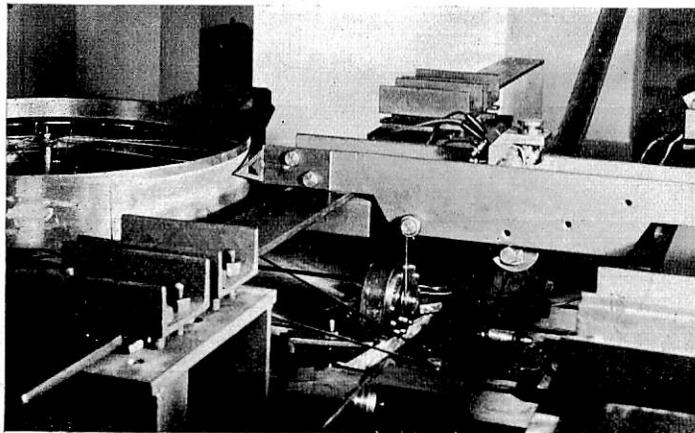


Abb. 19. Schütteltisch zur Eichung der Beschleunigungs- und Verschiebungsmesser.

Ähnlich wie bei den Beschleunigungsmessern unterliegen auch bei den Meßdosen die Kohleplättchensäulen der Alterung durch Wechselbelastung. Diese Alterung äußert sich auch hier in der Veränderung der Empfindlichkeit. Daher wurden die Meßdosen vor dem Einbau auf einer Pulsatormaschine in der Weise gealtert, daß sie mehrere Stunden lang mit 250 Kraftwechseln in der Minute beansprucht wurden und zwar die 10 t-Dose mit Kraftwechseln von 1300 bis 8000 kg und die 5 t-Dose mit Kraftwechseln von 800 bis 4000 kg.

Da die Pulsatormaschine immer gleichmäßige Lastwechsel erzeugt, beim Fahren mit der Lokomotive aber Stöße auftreten, die eine weitere geringfügige Nachalterung bewirken, sind mit den Lokomotiven nach Einbau der Meßdosen noch längere Alterungsfahrten gemacht worden. Diese doppelte Alterung hat sich als ausreichend erwiesen. Das zeigt der

Vergleich der Eichschaubilder eingebauter Meßdosen, von denen je eines vor Beginn und nach Beendigung der Meßfahrten aufgenommen worden ist (Abb. 28). Eine Änderung der Empfindlichkeit (Steilheit der Eichschaulinie) ist hier fast gar nicht mehr eingetreten; sie beträgt im allgemeinen etwa 8%. Diese Fehlergrenze ist nicht größer als beispielsweise die Ungenauigkeit, die beim Auswerten der Oszillogramme durch Umrechnung der Federebene in die Radebene entsteht. Diese Eichschaulinie ist denn auch zur Auswertung der Oszillogramme verwendet worden.

Nachdem die 10 t-Meßdosen eingebaut waren, wichen ihre Anzeigen von dem auf der Presse erhaltenen Eichschau-

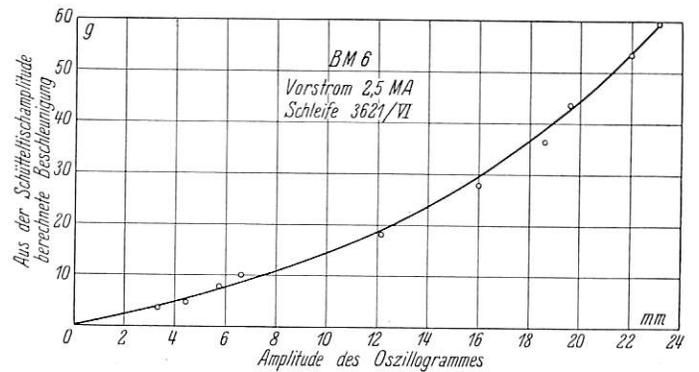


Abb. 20. Eichschaulinie eines Beschleunigungsmessers.

bild ab. Als Grund dafür wurde erkannt, daß der Sitz der Meßdosen in den Achslagern usw. nicht immer einwandfrei war. Die spezifische Formänderung war daher hier eine andere. Maßgebend ist aber die im folgenden beschriebene Eichung der Meßdose im eingebauten Zustand.

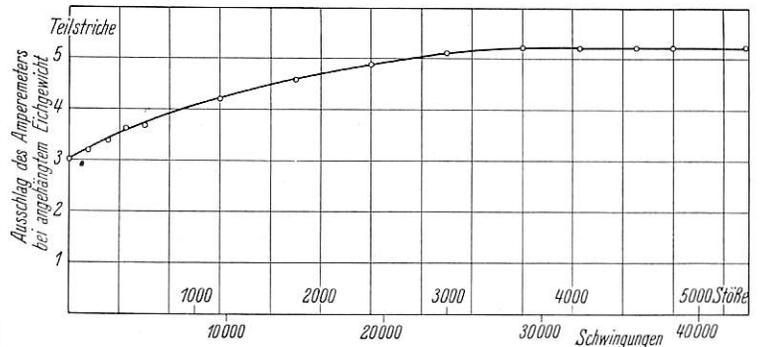


Abb. 21. Änderung der Empfindlichkeit eines Beschleunigungsmessers während der Alterung auf der Stoßvorrichtung (mit schwingender Zusatzmasse).

Beschleunigung durch den Stoß . . . . . ~ 60 g  
Beschleunigung durch die schwingende Zusatzmasse ~ 40 g

Das Fahrzeug wurde zur Eichung auf der Gleiswaage aufgestellt. Der Meßradsatz wurde zunächst in den praktisch möglichen Grenzen überlastet. Dies geschah entweder durch Aufladen von Gewichten oder durch Heben des Rahmens an entfernt liegenden Punkten. Durch Winden, die so nahe wie möglich am Meßradsatz angriffen, wurde dieser sodann stufenweise entlastet. Bei jeder Stufe wurden Raddruck und Oszillogramm der Meßdosen aufgenommen. Vor jeder Ablesung wurden zur Beseitigung von Reibungswiderständen die Tragfedern mit einem Bleihammer erschüttert. Die Meßdosen wurden so unmittelbar auf Raddrücke geeicht. Zur Sicherheit wurden Ent- und Belastungen des Radsatzes mehrfach wiederholt. Hierbei zeigte sich, daß sich die Eichschaulinien verschieben und einer Grenzlage zustreben. Es ist nicht ohne weiteres möglich, diese Erscheinung zu erklären; sie ist vermutlich z. T. als ein Einspielen der stromdurchflossenen

Kohleplättchensäulen unter den starken Belastungsänderungen zu verstehen. Dieses Einspielen findet jedesmal statt, wenn der Strom nach längerem Ruhezustand wieder eingeschaltet wird und sodann Belastungsänderungen auftreten. Aber auch die Feder ändert ihr Verhalten nach mehreren Be- und Entlastungen und trägt somit ebenfalls zu dieser Erscheinung des allmählichen Einspielens bei. Auf der Meßfahrt wird diese Wirkung schon vor Eintritt in die Meßstelle durch Erschütterungen und Stöße von selbst erreicht. Beim Eichen

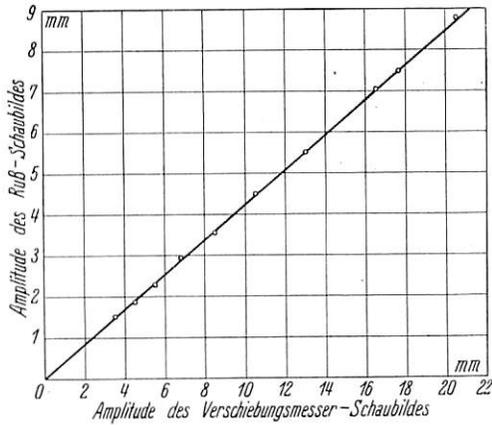


Abb. 22. Eichschaubild für den Verschiebungsmesser mit einem Schleifdraht.

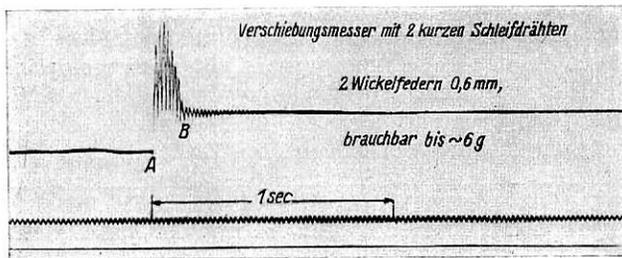


Abb. 23.

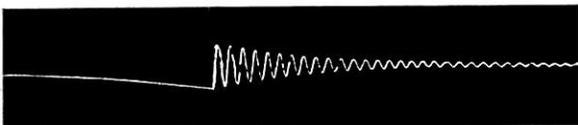


Abb. 24. Vom Rußschreiber aufgezeichnete Schwingungslinie des Schütteltisches. Frequenz 51 Hz, Anfangsamplitude 4,5 mm.

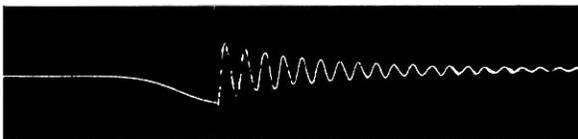


Abb. 25. Vom Rußschreiber aufgezeichnete Schwingungslinie des Schütteltisches. Frequenz 56 Hz, Anfangsamplitude 5,8 mm. Größte Beschleunigung 70 g.

auf der Gleiswaage wurde der Meßradsatz zunächst so oft be- und entlastet, bis die Meßdosen im Oszillographen bei gleichen Belastungszuständen gleiche Werte anzeigten. Erst dann wurden die zwei für die Eichung maßgebenden Ent- und Belastungen durchgeführt. Ein so erhaltenes Eichschaubild zeigt die Abb. 28.

Außer der Empfindlichkeit war auch die Lage der Nulllinie der Eichschaubilder gewissen Veränderungen unterworfen. Diese konnten durch die Alterung nicht beseitigt werden, weil sie von zufälligen Einflüssen beim Übergang von

einem Versuch zum nächsten abhängen. Deshalb mußte für jede Meßfahrt eine Nulllinie für die Meßdosenanzeige festgelegt werden. Hierzu wurde der Verschiebungsmesser zu Hilfe genommen. Für einen bestimmten Einbauzustand des Verschiebungsmessers entspricht jede Schleifenauslenkung im Oszillographen einer ganz bestimmten Federdurchbiegung und — abgesehen von der Reibung — einem ganz bestimmten Raddruck. Auf der Gleiswaage wurde der Raddruck, nachdem die Reibung durch Beklopfen der Federn und Lager weit-

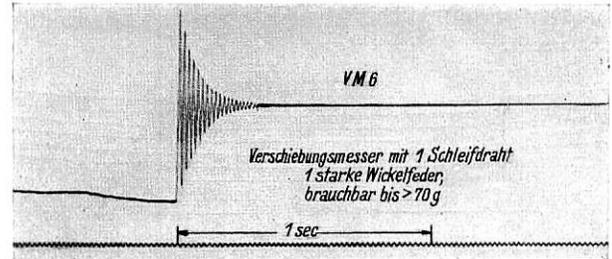


Abb. 26.

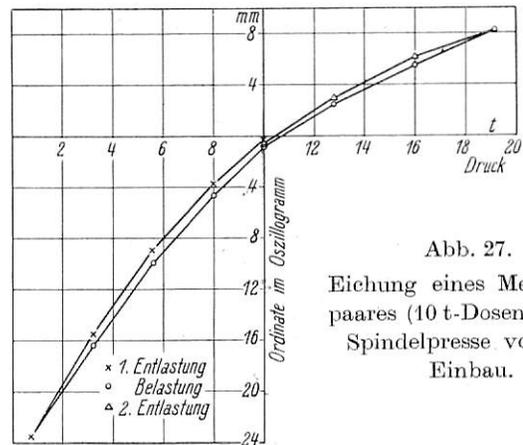
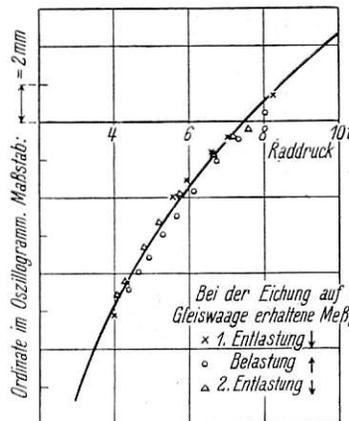
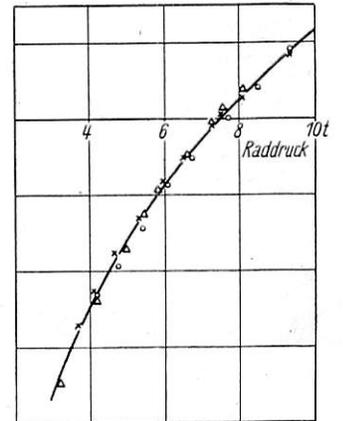


Abb. 27. Eichung eines Meßdosenpaares (10 t-Dosen) in der Spindelpresse vor dem Einbau.



Vor Beginn der Meßfahrten



Nach Beendigung der Meßfahrten

Abb. 28. Eichung eines Meßdosenpaares (10 t-Dosen) vor Beginn und nach Beendigung der Meßfahrten.

gehend herausgebracht war, abgelesen und die Anzeige des Verschiebungsmessers aufgezeichnet. Man erhält so auf dem Oszillogramm eine gerade Linie, die Nulllinie des Verschiebungsmessers. An den Stellen, wo auf einem während der Versuchsfahrt aufgenommenen Oszillogramm die Anzeige des Verschiebungsmessers um diese Nullage herum spielt, was bei der Fahrt in der Geraden in der Regel zutrifft, muß auch die Gleichgewichtslage, um die die Meßdosenlinie des Oszillogramms während der gleichen Zeit spielt, eine Nullage darstellen, die dem auf der Gleiswaage gewonnenen Raddruck

entspricht (statischer Raddruck). Diese Beziehung zwischen der Nullage der Meßdosen- und Verschiebungsmesserslinien gilt für die beiden Versuchslokomotiven und ihre Tender, obwohl bei der Lokomotive 01 der Verschiebungsmesser nicht die tatsächliche Federdurchbiegung anzeigte (S. 362). Erst durch Einzeichnung dieser Linie in das Oszillogramm liegt der Maßstab für die Meßdosenanzeige fest.

Durch die Wiederholung der Eichung vor und nach jeder Meßfahrt werden die Meßdosen ständig überwacht. Eine weitere Bestätigung für die Richtigkeit der Meßdosenanzeige liegt darin, daß in den Oszillogrammen die Raddruckänderungen, die auf Grund von mehreren Messungen an der gleichen Stelle bei gleicher Fahrgeschwindigkeit gewonnen worden sind, übereinstimmen.

Auf die Eichung der waagrechten Meßdosen an den Lokomotiven ist wegen der praktischen Schwierigkeiten verzichtet worden. Diese Meßdosen sind erst nach dem Ausbau des Meßradsatzes nachgeeicht worden. Damit der Einfluß des Sitzes an der Einbaustelle auch bei diesen kleinen Meßdosen erfaßt werden konnte, sind sie mit dem Achslagergehäuse unter die Spindelpresse genommen worden. Ihre Eichschaulinien stimmten mit den vor dem Einbau aufgenommenen Linien gut überein. Daß der Sitz hier keinen merklichen Einfluß hat, hatte auch ein früherer Versuch schon gezeigt.

### III. Verfahren zur Auswertung der Versuchsergebnisse.

#### A. Grundgleichungen.

Bezeichnungen:

- Q (t) = lotrechter Raddruck.  
 P<sub>l</sub> (t) = lotrechter Lagerdruck (lotrechter Druck auf das Lager).  
 Y (t) = Führungsdruck (waagrechter Druck, mit dem das führende Rad die Schiene seitlich zu verschieben sucht).  
 P<sub>w</sub> (t) = waagrechter Lagerdruck (waagrechter Druck auf das Lager).  
 m (t sec<sup>2</sup> cm<sup>-1</sup>) = Masse des Radsatzes.  
 m', m<sub>0</sub> (t sec<sup>2</sup> cm<sup>-1</sup>) = Ersatzmassen.  
 b<sub>l</sub>, b<sub>w</sub> (cm sec<sup>-2</sup>) = lotrechte und waagrechte Beschleunigungen an der Einbaustelle.  
 b<sub>l</sub>', b<sub>w</sub>' (cm sec<sup>-2</sup>) = Beschleunigungen in den Bezugspunkten des Ersatzsystems der Achse.  
 G<sub>A</sub> (t) = Achsgewicht (Gewicht des Radsatzes und der Lagerschalen).  
 K (t) = Korrekturglied der Umrechnung des lotrechten Lagerdruckes in Raddruck.  
 s (cm) = gegenseitiger Abstand der Laufkreisebenen der Räder.  
 a (cm) = gegenseitiger Abstand der Meßdosen zur Ermittlung des lotrechten Lagerdruckes.  
 μ = Reibungszahl rollender Räder beim Schräggleiten auf der Schiene.

Der lotrechte Raddruck auf eine Schiene, etwa die rechte ist

$$1) \dots Q_{rechts} = \frac{m'}{2} \cdot b'_{rechts} + \frac{G_A}{2} + P_{l, rechts} + K,$$

wobei

$$2) \dots K = f(P_{l, rechts}, P_{l, links}).$$

Der Führungsdruck ist

$$3) \dots Y_{rechts} = P_{w, rechts} \pm \mu \cdot Q_{links} - m \cdot b_w \text{ (Abb. 29)}.$$

#### B. Instrumente an den Achsen.

Die Instrumente liefern auf den Oszillogrammen Ordinaten, die jeweils mit

- BM ↓ (Beschleunigungsmesser lotrecht)  
 BM → (Beschleunigungsmesser waagrecht)

VM ↓ (Verschiebungsmesser lotrecht)

MD ↓ (Meßdose lotrecht)

MD → (Meßdose waagrecht)

bezeichnet sind. Mit Hilfe dieser Ordinaten sind die Glieder der Gl. 1) und 2) nun zu bestimmen.

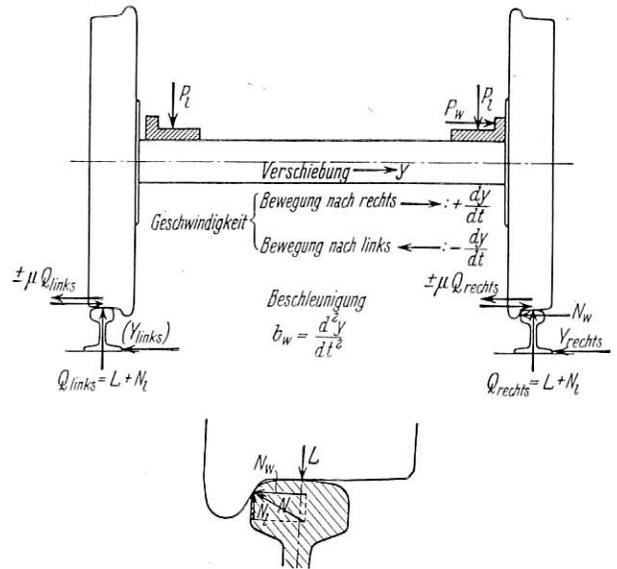


Abb. 29. Kräfte zwischen Rad und Schiene\*).

\*) Es bedeuten:

- P<sub>l</sub> den lotrechten Druck auf die Achslager  
 P<sub>w</sub> den waagrechten Druck auf das Achslager  
 Q<sub>rechts</sub> den Raddruck rechts  
 Q<sub>links</sub> den Raddruck links  
 N den Spurkranzdruck  
 N<sub>l</sub> die lotrechte Seitenkraft von N  
 N<sub>w</sub> die waagrechte Seitenkraft von N  
 L den lotrechten Druck im Radaufstandspunkt auf den Schienenkopf (Q = L + N<sub>l</sub>)  
 m die Masse des Radsatzes  
 b<sub>w</sub> die waagrechte Beschleunigung =  $\frac{d^2y}{dt^2}$   
 μ die Reibungszahl  
 Y den Führungsdruck.

Auf den ganzen Radsatz wirken bei rollender und dabei gleichzeitig quergleitender Bewegung des Radsatzes außer den lotrechten Kräften auch waagrechte Kräfte.

Bewegt sich der Radsatz von links nach rechts bis zum Anlaufen rechts, so besteht für die waagrechten Kräfte die aus dem Gleichgewicht der Kräfte (einschließlich der Trägheitskraft  $m \frac{d^2y}{dt^2}$ )

folgende Beziehung:

$$1) \dots m \frac{d^2y}{dt^2} = -N_w - \mu Q_{links} - \mu Q_{rechts} + P_w.$$

Wird dagegen der Radsatz durch die rechte Schiene von rechts nach links bewegt, so lautet die Beziehung:

$$1a) \dots m \frac{d^2y}{dt^2} = -N_w + \mu Q_{links} + \mu Q_{rechts} + P_w.$$

Bezeichnet man nun in 1) die Summe der waagrechten Kräfte, mit denen die rechte Schiene auf das rechte Rad wirkt (N<sub>w</sub> + μ Q<sub>rechts</sub>), mit Y<sub>rechts</sub>:

$$2) \dots N_w + \mu Q_{rechts} = Y_{rechts},$$

so ist der Führungsdruck an der rechten Schiene für Radsatzbewegung nach rechts gefunden. Werden die Beschleunigungen  $b_w = \frac{d^2y}{dt^2}$  vernachlässigt, was hier zulässig ist, so ergibt sich aus

$$1) \text{ und } 2)$$

$$3) \dots Y_{rechts} = P_w - \mu Q_{links}.$$

Verschiebt sich aber der Radsatz von links nach rechts, so wird — wenn man in 1a) N<sub>w</sub> — μ Q<sub>rechts</sub> als Y<sub>rechts</sub> zusammenfaßt — der Führungsdruck an der rechten Schiene für diesen Bewegungsfall (ebenfalls mit Vernachlässigung von m · b<sub>w</sub>)

$$4) \dots Y_{rechts} = P_w + \mu Q_{links}.$$

a) Beschleunigungsmesser lotrecht ( $BM \downarrow$ ).

Die Ordinaten der Beschleunigungsmesser liefern unter Berücksichtigung der zugehörigen Eichschaulinien die Beschleunigungen an der Einbaustelle

4) . . . . .  $BM \downarrow = b_1$ .

Aus diesen lotrechten Beschleunigungen an den Einbaustellen rechts und links sind die durch die Beschleunigung des Radsatzes verursachten lotrechten Kräfte auf die Schiene zu ermitteln.

Der Radsatz erhält im allgemeinen eine lotrechte Schiebeschleunigung und eine Drehbeschleunigung um die Fahrzeuglängsachse. Die hierbei auftretenden Beschleunigungen durch Fliehkräfte können außer Acht gelassen werden. Um die an der Lauffläche angreifenden äußeren Kräfte zu bestimmen, die mit der Beschleunigung im Gleichgewicht stehen, muß man für den Radsatz ein Ersatzsystem nach der Abb. 30

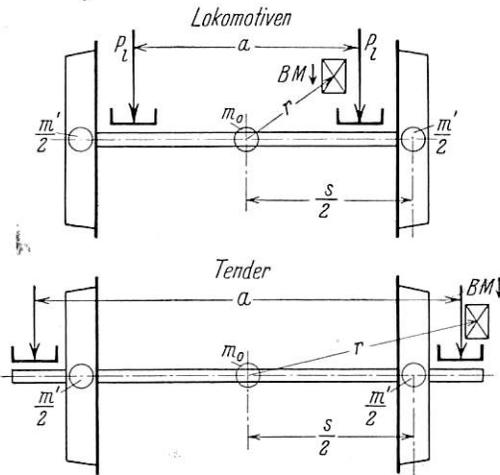


Abb. 30. Erläuterungsskizzen zur Ermittlung der Beschleunigungsdrücke der Radsätze.

	Lokomotive		Tender	
	01	S 3/6	01	S 3/6
$\frac{s}{2}$	750	750	750	750
$r$	640	460	1060	1000
$\frac{s}{2r}$	1,2	1,6	0,7	0,75

berechnen. Ein solches Ersatzsystem besteht grundsätzlich aus drei Massen, von denen hier zwei in die Mittelpunkte der Laufkreise ( $\frac{m'}{2}$ ) und die dritte in den Schwerpunkt des Radsatzes ( $m_0$ ) verlegt worden sind. Bei dem überwiegenden Einfluß der beiden Radmassen kann aber die dritte Masse (im Schwerpunkt der Achse) vernachlässigt werden. Somit wird

5) . . . . .  $m' = m$ .

Zur Bestimmung des auf die rechte Schiene wirkenden Beschleunigungsdruckes genügt die Betrachtung einer Radsatzhälfte allein, wenn man die Beschleunigung der Masse  $\frac{m}{2}$  auf der rechten Seite kennt. Bei einer Schiebeschwingung ist die Beschleunigung gleich der Beschleunigung an der Einbaustelle

6) . . . . .  $b_1' = b_1$ .

Bei Drehschwingungen beträgt sie

7) . . . . .  $b_1' = \frac{s}{2r} \cdot b_1$ .

Zur Feststellung, ob es sich um eine Dreh- oder Schiebeschwingung handelt, sind die Angaben des linken und rechten

Beschleunigungsmessers zu vergleichen. Bei Phasengleichheit besteht Schiebeschwingung, bei entgegengerichteten Phasen Drehbeschwingung. Die Ermittlung der Phasen ist aus den Oszillogrammen wegen des aus besonderen Gründen gewählten langsamen Papiervorschubes nicht möglich. Für die Lokomotivachse wurde die Beziehung 7), für die Tenderachse die Beziehung 6) angewandt. Damit wurden immer die ungünstigsten Verhältnisse erfaßt, weil nach der Lage der Beschleunigungsmesser im ersten Falle  $\frac{s}{2} > r$ , im zweiten Falle  $\frac{s}{2} < r$  ist.

Das Beschleunigungsglied in der Gl. 1) ist nun aus den Gl. 4), 5), 6) und 7) ermittelt

8a) . . . . .  $\frac{m'}{2} \cdot b_1' = BM \downarrow \cdot \frac{s}{2r} \cdot \frac{m}{2}$  für die Lokomotiven

8b) . . . . .  $\frac{m'}{2} \cdot b_1' = BM \downarrow \cdot \frac{m}{2}$  für die Tender.

b) Meßdose lotrecht ( $MD \downarrow$ ).

Die Meßdose ist zwischen das Achslagergehäuse und die Lagerschale eingebaut. Das Eichschaubild der Meßdose ist aber nicht auf den Druck an der Einbaustelle, sondern auf den Raddruck bezogen, weil sich dieser bei der Eichung auf einer Gleiswaage unmittelbar ergibt.

Die Meßdose zeigt also Lagerdruck  $P$  + halbes Radsatzgewicht  $\frac{G_A}{2}$  an, es ist also

9) . . . . .  $MD \downarrow = P_1 + \frac{G_A}{2}$ .

Da die Meßdosen nicht in der Laufkreisebene des Rades eingebaut sind, müssen bei rechts und links ungleichen Belastungen die Raddrücke unter Berücksichtigung des Abstandes  $s$  der Laufkreisebenen sowie des Abstandes  $a$  der Meßdosen (Abb. 31, Bilder 1 und 2) berechnet werden. Es ist ein Korrekturglied  $K$  zu bestimmen, um das man  $MD \downarrow$  vergrößern oder verkleinern muß.

Es ist

10) . . .  $Q_{\text{rechts}} \cdot s - \frac{G_A}{2} \cdot s = P_{1\text{rechts}} \cdot \frac{s+a}{2} + P_{1\text{links}} \cdot \frac{s-a}{2}$ .

11) . . .  $Q_{\text{links}} \cdot s - \frac{G_A}{2} \cdot s = P_{1\text{links}} \cdot \frac{s+a}{2} + P_{1\text{rechts}} \cdot \frac{s-a}{2}$ .

12) . . . . .  $P_{1\text{rechts}} = Q_{\text{rechts}} - \frac{G_A}{2} - K$ .

Daraus ergibt sich

13) . . .  $K = \frac{MD \downarrow_{\text{links}} - MD \downarrow_{\text{rechts}}}{2} \cdot \left(1 - \frac{a}{s}\right)$ .

Man erkennt, daß für symmetrische Belastungen ( $MD \downarrow_{\text{links}} = MD \downarrow_{\text{rechts}}$ ) — wie sie auch auf der Gleiswaage bestehen — das Korrekturglied  $K$  verschwindet.

In den Bildern 3, 4, 5 und 6 der Abb. 31 sind für die einzelnen Versuchsfahrzeuge entsprechend ihren Abmessungen  $a$  und  $s$  Nomogramme zur Ermittlung des Korrekturgliedes  $K$  gezeichnet. Der sich aus zwei zusammengehörigen Meßdosen drücken jeweils ergebende Wert  $K$  kann in den Nomogrammen unmittelbar abgegriffen werden.

Zu a) und b):

Nunmehr sind alle Bestimmungsstücke für den lotrechten Raddruck bekannt und die Gl. 1) erhält die Form

14)  $Q = \frac{m}{2} \cdot \frac{s}{2r} \cdot BM \downarrow + MD \downarrow + K$  für die Lokomotiven

14a) . . .  $Q = \frac{m}{2} \cdot BM \downarrow + MD \downarrow + K$  für die Tender.

Weiter unten (Abschnitt D) wird nachgewiesen, daß für die Zwecke der vorliegenden Untersuchung das Beschleunigungsglied vernachlässigt werden kann.

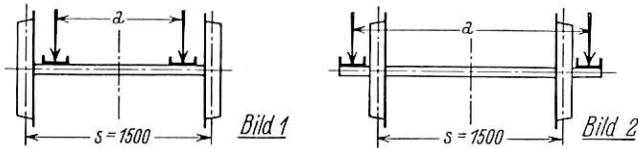
Für die Auswertung der Versuchsergebnisse kann somit statt der Gl. 14) und 14a) gesetzt werden

15) . . . . .  $Q = MD \downarrow + K.$

c) Beschleunigungsmesser waagrecht (BM  $\rightarrow$ ).

Die Beschleunigungsmesser zeigen die Beschleunigungen an der Einbaustelle an, es ist also

16) . . . . .  $BM \rightarrow = b_w.$



Beispiel:  $MD \downarrow \text{rechts} = 5t$   
 $MD \downarrow \text{links} = 9t$   
 $K = 0,5t$   
 $R \text{ rechts} = 5 + 0,5t$   
 $R \text{ links} = 9 - 0,5t$

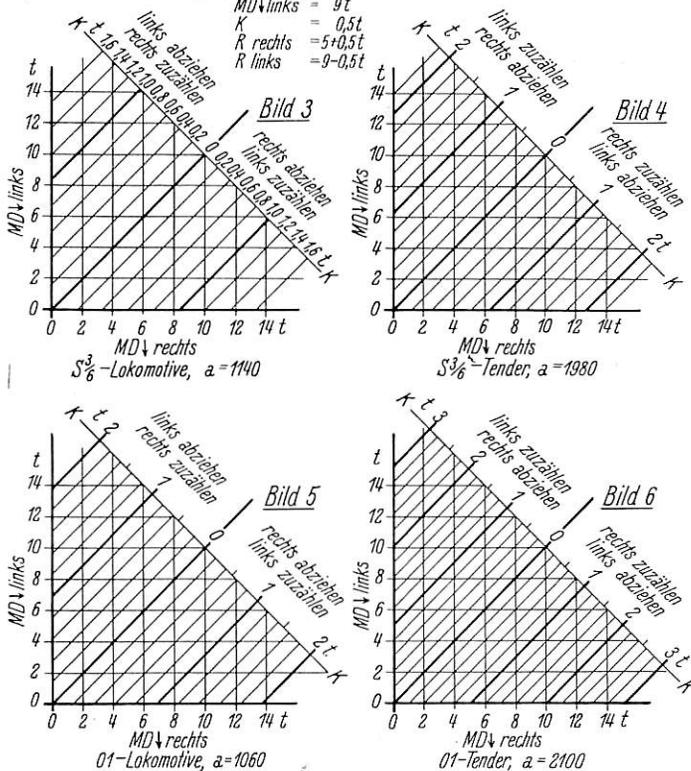


Abb. 31. Umrechnung des lotrechten Lagerdruckes in Raddruck.

Bestimmung des Korrekturgliedes K.

Gleichung für die Schar der Geraden  $K = \text{konst.}$ :

$$MD \downarrow \text{links} = MD \downarrow \text{rechts} + K \frac{2}{1 - \frac{a}{s}}$$

Die Beschleunigung an der Einbaustelle kann aber nicht als die Beschleunigung des Rades angesehen werden, weil seitlich kein kraftschüssiger Zusammenhang zwischen dem Lagergehäuse und der Achse besteht. Das Glied  $m \cdot b_w$  in der Gl. 3) läßt sich also aus den Aufzeichnungen des Beschleunigungsmessers nicht bestimmen. Das ist aber belanglos weil — wie sich später (Abschnitt D, S. 368) zeigt — dieses Glied für die vorliegenden Untersuchungen vernachlässigt werden kann.

Die Gl. 3) erhält somit die Form

17) . . . . .  $Y_{\text{rechts}} = P_w \text{ rechts} \pm \mu \cdot Q_{\text{links}}.$

d) Meßdose waagrecht (MD  $\rightarrow$ ).

Die Meßdose zeigt ohne Umrechnung den gesamten vom Rahmen auf den Radsatz ausgeübten waagrechten Lagerdruck  $P_w$  an. Weil nach den gewählten Einbauverhältnissen

immer nur ein Lager waagrechten Druck erhalten kann (S. 354), ist

18) . . . . .  $MD \rightarrow = P_w.$

Der in dem Glied  $\mu \cdot Q$  der Gl. 3) vorkommende Wert  $\mu$  ist unbekannt. Es ist denkbar, daß die Reibung stellenweise bei lotrechten Schwingungen hoher Frequenz ganz ausfällt. Die Reibungskraft  $\mu \cdot Q$  des nicht anlaufenden Rades wirkt im Sinne einer Förderung oder Behinderung der Entgleisung, je nachdem, ob die Kraft, die den Radsatz seitlich zu verschieben sucht, von der Schiene oder vom Fahrzeugrahmen ausgeht.

Förderung der Entgleisung durch  $\mu \cdot Q$  des nicht anlaufenden Rades (Abb. 32).

Beim Einfahren in den Bogen und im Bogen selbst wird der Anlaufvorgang durch die nach der Fahrzeuglängsachse hinlaufende Schiene (Außenschiene des Bogens) eingeleitet. Der Radsatz muß durch die Außenschiene, die gegen den Spurradsatz drückt, nach innen verschoben werden. Die Bewegungsrichtung des Radsatzes quer zu beiden Schienen ist immer nach der Innenseite des Bogens gerichtet. Die am inneren Rad auftretende Reibungskraft wirkt also nach außen, erhöht somit den Führungsdruck  $Y$  des äußeren Rades. Dieser Führungsdruck muß also zunächst die Reibung des anderen Rades überwinden, ehe er einen Seitendruck  $P_w$  auf den

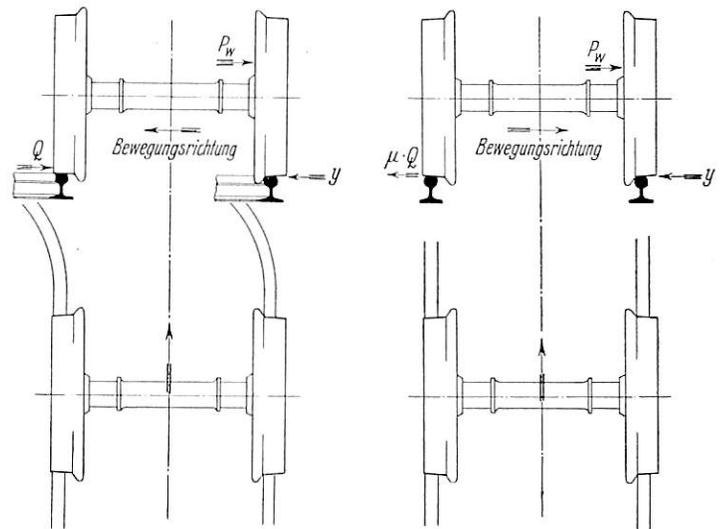


Abb. 32. Förderung

Abb. 33. Behinderung

der Entgleisung durch  $\mu \cdot Q.$

Lokomotivrahmen ausübt. Demnach äußere Kräfte auf den Radsatz

17a) . . . . .  $Y_{\text{rechts}} = P_w \text{ rechts} + \mu \cdot Q_{\text{links}}.$

Der Führungsdruck  $Y$  ist also um den Gleitwiderstand  $\mu \cdot Q$  des nicht anlaufenden Rades größer als der waagrechte Lagerdruck  $P_w.$

Behinderung der Entgleisung durch  $\mu \cdot Q$  des nicht anlaufenden Rades (Abb. 33).

Übt im geraden Gleis der Lokomotivrahmen eine seitliche Kraft auf den Radsatz aus, so wird der Radsatz quer zu den Schienen verschoben. Die Reibungskraft  $\mu \cdot Q$  des nicht anlaufenden Rades und der Führungsdruck  $Y$  des anlaufenden Rades haben gleiche Richtung und halten der Seitenkraft  $P_w$  des Lokomotivrahmens das Gleichgewicht. Demnach äußere Kräfte auf den Radsatz

17b) . . . . .  $\mu \cdot Q_{\text{links}} + Y_{\text{rechts}} = P_w \text{ rechts}$

17c) . . . . .  $Y_{\text{rechts}} = P_w \text{ rechts} - \mu \cdot Q_{\text{links}}.$

Der Führungsdruck  $Y$  ist also um den Gleitwiderstand  $\mu \cdot Q$  des nicht anlaufenden Rades kleiner als der waagrechte Lagerdruck  $P_w.$

Von den Bestimmungsstücken für den Führungsdruck  $Y$  konnte bei den Versuchen nur das Glied  $P_w$  gemessen werden.

e) Verschiebungsmesser lotrecht ( $VM \downarrow$ ).

Die Verschiebungsmesser zeigen auf Grund des durch Eichung erhaltenen Maßstabes die lotrechten Verschiebungen zwischen Achslagergehäuse und Drehgestellrahmen an. Die Aufzeichnungen der Verschiebungsmesser erscheinen in den Gl. 1) und 2) nicht, trotzdem ist die Aufzeichnung der Verschiebung von großer Wichtigkeit zur Überprüfung der Meßdosenanzeige und besonders zur Festlegung der Nulllinien. Außerdem liefert der Verschiebungsmesser wichtige Aufschlüsse über den Einfluß der Federreibung während der Fahrt. Denn mit Hilfe der Federdruck- und Federdurchbiegungslinie läßt sich das Druck—Wegschaubild der Feder zeichnen.

Die Federdrucklinie ist in den Oszillogrammen nach Abzug des halben Radsatzgewichtes in der  $MD \downarrow$ —Linie gegeben, während die Federdurchbiegung aus der Verschiebungsmesserlinie  $VM \downarrow$  umgerechnet werden muß. Diese Umrechnung ist notwendig, weil Federebene und Verschiebungsmesserebene nicht zusammenfallen. Sie ergibt sich an Hand der Skizze auf Taf. 26, Bild 1 nach der Gleichung

$$19) \dots \frac{f_{\text{links}} - f_{\text{rechts}}}{VM \downarrow_{\text{links}} - VM \downarrow_{\text{rechts}}} = \frac{a}{v},$$

d. h. der Unterschied der Federdurchbiegungen  $f_{\text{links}}$  und  $f_{\text{rechts}}$  verhält sich zum Unterschied der entsprechenden Verschiebungsmesseranzeigen wie der Abstand  $a$  der Federn zum Abstand  $v$  der Verschiebungsmesser.

Bei der ersten Laufachse der Lokomotive 01 gibt der Verschiebungsmesser eine Bewegung an, die sich aus den Bewegungen beider Drehgestellachsen zusammensetzt. Seine Anzeige ist daher der Druckanzeige der Meßdose — auch wenn man die Federreibung vernachlässigt — nicht proportional (S. 359 und Bild 2 der Abb. 10) und deshalb zur Ermittlung von Federschaulinien nicht brauchbar.

f) Beispiel für die Ermittlung des Raddruckes  $Q$  und der Federdurchbiegung  $f$ .

Im Bild 1 der Taf. 26 sind die Meßdosenlinien  $MD \downarrow$  und die aus ihnen nach b) ermittelten Raddrucklinien  $Q$  zusammengezeichnet.

Die für alle Federschaulinien erforderliche Umrechnung der Verschiebungsmesseranzeigen  $VM \downarrow$  in Federdurchbiegungen  $f$  nach e) ist ebenfalls angegeben.

### C. Instrumente an den Drehzapfen.

Zur Messung der Seitenbewegung des Drehzapfens im Drehgestellrahmen und des Druckes zwischen Drehzapfen und Rückstellvorrichtung sind in beide Lokomotiven Instrumente eingebaut worden.

a) Verschiebungsmesser am Drehzapfen ( $VM \rightarrow_{\text{Drzpf}}$ ).

Die Verschiebungsmesser geben die waagrechte Bewegung zwischen Drehzapfen und Drehgestellrahmen an, und zwar ergibt eine Verschiebung des Drehgestelles nach links eine Auslenkung in der Schaulinie nach unten, eine Verschiebung nach rechts eine Auslenkung nach oben. Die Anordnung ist so gewählt, daß die entsprechenden seitlichen Anlaufdrücke an der Radnabe ( $MD \rightarrow$ ) und die Verschiebung des Drehzapfens gleichsinnige Auslenkungen im Oszillogramm ergeben, so daß der Zusammenhang zwischen diesen beiden Auslenkungen gut ersichtlich ist.

b) Meßdosen am Drehzapfen ( $MD \rightarrow_{\text{Drzpf}}$ ).

Lokomotive S 3/6.

Bei der Lokomotive S 3/6 wird die Schaulinie nur von einer Meßdose aufgezeichnet. Diese Dose gibt den Feder-

druck auf das Querhaupt der Rückstellvorrichtung an. Der Federdruck ist auf der linken und rechten Seite gleich; daher können aus der Meßdosenanzeige Rückschlüsse auf die Auslenkungsrichtung nicht gezogen werden. Hierzu ist die Angabe des Drehzapfen-Verschiebungsmessers zu berücksichtigen.

Die Meßdose zeigt nur dann den Drehzapfendruck an, wenn er die Vorspannung der Rückstellfedern (im vorliegenden Falle 2,4 t) erreicht oder überschritten hat.

#### Lokomotive 01.

Bei der Lokomotive 01 wird die Anzeige im Oszillogramm von zwei rechts und links vom Drehzapfen eingebauten Meßdosen aufgezeichnet, die auf eine gemeinsame Meßschleife geschaltet sind. Je nach der Richtung der Auslenkung erhält die eine oder die andere Meßdose Druck. Die Schaltung ist so gewählt, daß für Auslenkung des Drehgestelles nach rechts der obere und für Auslenkung nach links der untere Maßstab gilt. Die Meßdosen zeigen hier im ganzen Meßbereich von 0 kg bis zum Höchstwert den Drehzapfendruck an.

### IV. Versuchsfahrten und ihre Ergebnisse.

Die Versuchsfahrten fanden im Bahnhof Belzig z. T. auf Gleisen statt, wie sie sich an Ort und Stelle eben vorfinden. Z. T. sind die Versuchsgleise für die Zwecke der Untersuchung besonders vorbereitet worden. Mit der Ausführung der besonders hergerichteten Gleisstellen wurde der Zweck verfolgt, die Auswirkungen zu erforschen, die ganz außergewöhnliche Verhältnisse zur Folge haben. Es liegt auf der Hand, daß das Außergewöhnliche durch eine ungewöhnliche Gleislage zu erbringen war, und daß man zu prüfen hatte, wie sich geläufige Lokomotivbauarten auf solchem Gleis verhalten.

Bekanntlich bringen windschiefe Gleisflächen, also Rampen in einem der beiden Schienenstränge, die empfindlichsten Änderungen in den Raddrücken. Je steiler diese Rampen sind, um so ungünstiger sind die Auswirkungen. Die Oberbauvorschriften der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft schreiben deshalb vor, daß die Neigung der Überhöhungsrampen nicht steiler als 1:400 sein darf. Die Beschäftigung mit den der Arbeitsgemeinschaft zur Begutachtung übergebenen Entgleisungsfällen zeigte, daß in Wirklichkeit schärfere Neigungen vorkommen. Die Arbeitsgemeinschaft hat deshalb beschlossen, die Raddruckänderungen auf Neigungen von 1:100 und 1:50 im geraden Gleis und auf Neigungen von 1:140 und 1:75 im Bogen zu erforschen und, da man vermutete, daß Abweichungen in Richtung sich besonders ungünstig auswirken, auch seitliche Gleisknicke im geraden Gleis von  $\frac{1}{2}^0$  und  $1^0$  zu befahren. Die erwähnten windschiefen Gleisflächen mit Neigungen von 1:140 bis 1:50 sind durch Einlegen kurzer Rampen in einen Schienenstrang hergestellt worden.

#### A. Lotrechter Raddruck.

##### a) Versuchsgleise.

Das gerade Gleis wurde so vorbereitet, daß der linke Schienenstrang gerade und waagrecht verlief, während der rechte Schienenstrang gegenüber dem linken wahlweise um 0,025 m (Neigung 1:100) oder 0,05 m (Neigung 1:50) abgesenkt werden konnte (Abb. 34).

Die Rampen A und B wurden durch Schienenstücke von 2,50 m Länge gebildet, die durch gebogene Laschen mit den anschließenden waagrechten Schienen verbunden wurden. Hierdurch wurde ein scharfer Knick am Neigungswechsel erreicht. Vorbedingung für einen guten Verlauf der Versuchsfahrten war eine durchaus feste Schwellenlage. Deshalb wurden die Eisenschwellen auf der Versuchsstrecke beseitigt und durch kräftige Brückenschwellen mit guten Auflagern ersetzt. Die Absenkung des rechten Schienenstranges wurde dadurch ermöglicht, daß die Schwellen auf der rechten Seite unter den Unterlagsplatten um 0,05 m ausgefräst und mit Rambacher-

Platten versehen wurden. Die Höhe der Rambacher-Platten betrug bei gleicher Höhenlage der linken und rechten Schiene 0,05 m. Bei 0,025 m Absenkung des rechten Schienenstranges waren die Platten 0,025 m hoch. Bei 0,05 m Absenkung lagen die Unterlagsplatten unmittelbar auf den Ausfräsungen.

In den Rampen wurden entsprechend den Neigungen Platten verschiedener Stärke eingebaut.

Im Bogen sind die Rampen am Ende eines Kreisbogens, also am Beginn des Übergangsbogens und der Überhöhungsrampe eingelegt worden. Das Gleis ist so hergerichtet worden, daß man den linken Schienenstrang vom Ende des Kreisbogens an auf eine Länge von 2,50 m um 0,018 m oder 0,033 m absenken und so Überhöhungsrampen von 1:140 oder 1:75 bilden konnte (Abb. 35).

Die Höhenlage wurde wiederum mit Rambacher-Platten hergestellt.



Abb. 34. Rampen im rechten Schienenstrang des geraden Gleises.

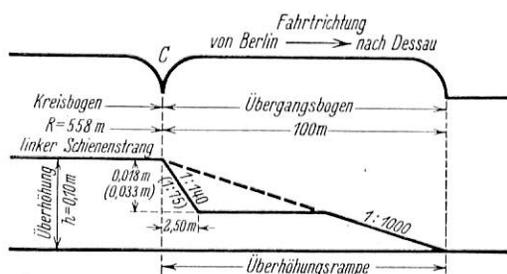


Abb. 35. Rampe im äußeren Schienenstrang des Gleisbogens.

b) Schwankungen des lotrechten Raddruckes bei den einzelnen Fahrzeugen.

Die Rampen wurden zunächst mit Schrittgeschwindigkeit, dann mit verschiedenen Geschwindigkeiten bis zu 80 km/h befahren.

Beispiele der auf den Rampen erhaltenen Oszillogramme sind auf den Taf. 22, 23 und 24 gegeben. Beim Vergleich verschiedener Oszillogramme, die bei Fahrgeschwindigkeiten von 3, 10, 15 und 20 km/h aufgenommen worden sind zeigen sich überhaupt keine ins Gewicht fallenden Unterschiede. Die Raddrücke, die bei Versuchsfahrten mit Fahrgeschwindigkeiten bis zu 10 km/h ermittelt worden sind, können somit unbedenklich als „statische“ bezeichnet werden. Aus den Oszillogrammen sind zum Zweck der Auswertung die an den Rampen und in ihrer nächsten Umgebung gewonnenen Schaulinien der Meßdosen herausgezeichnet (Taf. 26, Bilder 2, 3, 4 und 5). Dabei sind die von der lotrechten Meßdose angezeigten Werte aus der Federebene in die Radenebene umgerechnet und in linearem Maßstab dargestellt.

Auf dem oberen Teil dieser Bilder sind für alle vier Fahrzeuge bei der Fahrt in der Geraden die Änderungen des lotrechten Raddruckes auf der abgesenkten Seite aufgezeichnet, und zwar stellt jedesmal die ausgezogene Linie die Änderungen auf der steileren und die gestrichelte Linie die Änderungen auf der flacheren Rampe dar. Unterhalb dieser Darstellungen finden sich die entsprechenden Schaulinien für die Rampen im Bogen.

Zunächst ist besonders auffällig, daß sich bei den größeren Absenkungen kaum stärkere Raddruckänderungen ergaben als bei den kleineren. Denn die Absenkungen verhalten sich überall wie 1:2, bei den größeren Absenkungen (ausgezogene Schaulinien) sind aber die Entlastungen bei weitem nicht

doppelt so groß als bei den kleineren Absenkungen (gestrichelte Schaulinien). Diese beiden Linien kommen mit zwei Ausnahmen sogar fast zur Deckung (Ausnahmen: Lokomotive 01 in der Geraden und Tender 01 im Bogen). Nach der statischen Rechnung ohne Berücksichtigung der Reibung müßten sich die Entlastungen ebenfalls wie 1:2 verhalten. Eine Erklärung dieser Erscheinung kann nur durch ausgedehntere Untersuchungen über die Reibung in den Federn, Federgehängen, Ausgleichhebeln und Achslagerführungen gefunden werden. Hierauf soll unter e) noch näher eingegangen werden.

Legt man die Bilder 2 bis 5 auf der Taf. 26 einem Vergleich der Änderungen der lotrechten Raddrücke bei den vier untersuchten Fahrzeugen zugrunde, so kann man feststellen, daß der verbleibende geringste Raddruck bei der 01 etwas kleiner ist als bei der S 3/6 (Bilder 2 und 3 der Taf. 26).

Dagegen ergibt sich ohne weiteres, daß sich der 01-Tender in dieser Hinsicht wesentlich besser und der S 3/6-Tender bedeutend schlechter verhält als die beiden Lokomotiven (Bilder 4 und 5 der Taf. 26).

Die Untersuchung des dynamischen Einflusses wird in den Bildern 6, 7, 8, 9 und 10 auf der Taf. 26 durchgeführt. Während in den Bildern, die den statischen Vorgang darstellen, nur die Raddruckverhältnisse für die abgesenkten Seiten gezeichnet sind, kann man bei der Betrachtung des dynamischen Vorgangs nicht auf die andere, nicht abgesenkte Seite verzichten, weil erst dadurch ein Einblick in die Bewegungsverhältnisse der Lokomotive gewonnen werden kann. Diese Verhältnisse sollen im folgenden an Hand des Bildes 6 der Taf. 26 betrachtet werden. Es handelt sich um die Lokomotive 01 bei Fahrt in der Geraden mit Gefällrampe 1:50 in der rechten Schiene. Hier sind zunächst im oberen Teil die Raddrucklinien für die linke, nicht abgesenkte Seite und im unteren Teil für die abgesenkte Seite dargestellt, und zwar sind jeweils die bei den Fahrgeschwindigkeiten 10, 40, 60 und 80 km/h gewonnenen Schaulinien untereinander gezeichnet. Bei den Fahrgeschwindigkeiten 40 bis 80 km/h wurden die Raddrucklinien für 10 km/h nochmals gestrichelt mit eingezeichnet. Beim Vergleich der Raddrücke rechts und links bei 10 km/h ergibt sich folgendes Bild: Von dem Augenblick an, in dem das rechte vordere Laufrad der Lokomotive die Rampe befährt, sinkt der Raddruck rechts sehr stark — in schwächerem Maße auch links — ab und zwar so lange, bis das rechte Rad die Rampe ganz hinuntergefahren ist. Jetzt laufen beide Räder waagrecht, das linke nach wie vor oben, das rechte unten. Entsprechend dem Nachrücken der einzelnen Räder auf die Rampe steigt nun der Raddruck bis zur normalen Höhe an, und zwar zuerst und ziemlich plötzlich auf der linken Seite (auf der nicht abgesenkten Schiene). Nun erfährt die nicht abgesenkte Seite entsprechend der immer größer werdenden Querneigung der Lokomotive und der damit verbundenen Schwerpunktsverlagerung eine fortschreitende Entlastung, bis die letzte Lokomotivachse die Rampe heruntergefahren ist; auf der rechten Seite treten keine bemerkenswerten Raddruckänderungen mehr ein.

Die im einzelnen beschriebene Änderung der Raddrücke deutet auf folgenden Vorgang an der ganzen Lokomotive hin: Während die Lokomotive mit dem rechten Rade der ersten Laufachse die Absenkung hinunterfährt, beginnt sie sich weniger nach vorn als nach der rechten Seite zu neigen (die sofort eintretende Raddruckverminderung auf der nicht abgesenkten Seite ist durch diese Neigung zu erklären). Die Neigung nach vorn und das damit verbundene Wiederrücksteigen des Druckes auf beiden Seiten der Vorderachse tritt erst ein, wenn bereits mehrere Achsen der Lokomotive die Rampe erreicht haben. Die Neigung nach vorn (Drehung um die Querachse) erreicht einen Größtwert und geht wieder

zurück, während die Querneigung (Drehung um die Längsachse) bis zum Beginn der Steigungsrampe bestehen bleibt.

Bei 40 km/h sind die zu diesen Bewegungen hinzukommenden dynamischen Einflüsse im allgemeinen noch unbedeutend wie nicht nur die Linien auf dem Bild 6 der Taf. 26, sondern auch alle übrigen Oszillogramme genügend erkennen lassen.

Die Fahrt mit 60 km/h zeigt bereits zwei besonders auffallende Stellen, die bei 80 km/h noch deutlicher hervortreten und auf Einflüsse von Trägheitskräften der Lokomotive zurückzuführen sind. Es handelt sich um die Stellen auf der rechten und linken Seite von Meter 15 bis 20 und auf der linken Seite von Meter 25 bis 31. Der zwischen Meter 15 und 20 auftretende dynamische Einfluß besteht in einer langdauernden Entlastung auf der abgesenkten Seite und einer entsprechenden Belastung auf der nicht abgesenkten Seite, deutet also darauf hin, daß die Lokomotive an der entsprechenden Gleisstelle bei 80 km/h noch nicht so schräg liegt wie bei 40 km/h. Die Querneigung der Lokomotive tritt bei 40 km/h zwischen Meter 15 und 18, bei 80 km/h infolge der Massenträgheit um die Längsdrehachse des abgefederten Teils erst zwischen Meter 18 und 21 ein und überschreitet dann weiter zwischen Meter 25 und 30 weit den bei 40 km/h vorhandenen Betrag; die Lokomotive schwingt also über ihre Gleichgewichtslage hinaus.

Besserer Übersicht halber sind nun in den Bildern 7 bis 10 auf der Taf. 26 zum Vergleich des Einflusses der Rampen diese dynamischen Verhältnisse nicht für alle Fahrgeschwindigkeiten gezeichnet worden. Für das Verständnis genügt es, wenn die bei 70 bis 80 km/h erhaltene Schaulinie und die bei 40 km/h erhaltene Schaulinie übereinander gezeichnet sind.

Vergleicht man zunächst die Verhältnisse in der Geraden für beide Lokomotiven (Bilder 7 und 8 auf der Taf. 26), so erkennt man, daß auch für die Lokomotive S 3/6 im wesentlichen die bei der Besprechung des Bildes 6 auf der Taf. 26 für die 01 angestellten Betrachtungen gelten. Allerdings sind die bei der Lokomotive 01 besprochenen dynamischen Wirkungen erheblich größer, was wohl dadurch zu erklären ist, daß der abgefederte Teil der 01 eine höhere Schwerpunktlage und somit ein größeres Trägheitsmoment um die Längsdrehachse hat. Auch hier zeigt sich der dynamische Einfluß hauptsächlich bei der Querneigung.

Die Verhältnisse im Gleisbogen liegen anders als in der Geraden, denn hier hat die Lokomotive bei 70 km/h infolge der Fliehkraft eine andere Querneigung als bei 40 km/h. Bei 70 km/h neigt sich die Lokomotive gegen die Gleisebene nach außen, bei 40 km/h nach innen. Diese Verhältnisse bestehen auch noch, solange die Lokomotive die Rampe befährt. Somit wird das führende Rad bei 40 km/h nicht in dem Maße in die außen liegende Absenkung hineingedrückt wie bei 70 km/h. Die auf der Außenschiene verbleibenden Raddrücke sind demnach bei höheren Fahrgeschwindigkeiten etwas größer als bei den niedrigeren.

c) Vergleich der Schwankungen des lotrechten Raddruckes bei den vier untersuchten Fahrzeugen.

Bei der Auswertung der Oszillogramme sind die größten Radentlastungen zusammengestellt worden, die sich bei der Fahrt auf Rampen ergeben haben.

Ordnet man die Fahrzeuge nach der Größe des verbleibenden Raddruckes an den verschiedenen Meßstellen und bei den verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten, so ergibt sich fast durchweg die gleiche Reihenfolge. Fast an allen Meßstellen sind die Entlastungen des Tenders der 01 am geringsten. Es folgt dann die Lokomotive S 3/6, hierauf die Lokomotive 01 und am ungünstigsten stellt sich der Tender der S 3/6.

Nach der bisherigen Betrachtung der Änderungen der lotrechten Raddrücke treten bei beiden Lokomotiven etwa

die gleichen Entlastungen an den Rampen auf. Diese Tatsache widerspricht der Theorie, die sich auf die statischen Betrachtungen beschränkt und die Stützdruckänderung unter Annahme eines starren Balkens und reibungsfreier Federn berechnet. Hierbei ergeben sich für die Lokomotive mit drei Stützebenen (S 3/6) größere Raddruckänderungen als für die Lokomotive mit zwei Stützebenen (01).

Es ist nicht anzunehmen, daß dieser Widerspruch zur Theorie durch unrichtiges Anzeigen der eingebauten Instrumente entstanden ist. Für die Richtigkeit der Instrumentanzeige ergeben der Umfang und die große Zahl der Messungen soviel gegenseitige Kontrollen, daß durch eine besondere Nachprüfung nach dieser Richtung kein abweichendes Ergebnis zu erwarten ist. Es wäre interessant, durch Versuchsfahrten mit weiteren S 3/6- und 01-Lokomotiven festzustellen, ob sich der erwähnte Widerspruch mit der Theorie bei allen Lokomotiven der gleichen Gattung wiederholt, oder ob sich ein Unterschied entsprechend den verschiedenen Stützungsarten ergibt.

d) Vergleich der durch die Versuchsfahrten, durch Wägung auf einer Gleiswaage und durch Rechnung ermittelten Änderungen des lotrechten Raddruckes.

Zum Vergleich mit den beim Fahren gemessenen Änderungen der Raddrücke führender Räder hat man die Raddrücke auch durch Wägung und Rechnung bestimmt und diese Ermittlung auf alle Räder der stillstehenden Lokomotive ausgedehnt (Abb. 36). Die Absenkung des rechten vorderen Laufrades beim Befahren der Gefällrampe ist auf der Gleiswaage dadurch nachgeahmt worden, daß die übrigen elf Räder um 50 mm gehoben worden sind. Um die Reibungswiderstände in den Führungen usw. zu verringern hat man die Federn und Gehänge durch Beklopfen erschüttert. Die auf diese Weise bei der stillstehenden Lokomotive hervorgerufenen Raddruckänderungen sind den Rechnungsergebnissen gegenübergestellt. Der Unterschied zwischen den gerechneten und gemessenen Raddruckänderungen ist bei der 01 bedeutend größer als bei der S 3/6. Es überrascht, daß der Linienzug der gemessenen Raddruckänderungen der 01 besonders auf der Seite der Absenkung weit mehr als der der S 3/6 von den berechneten Beträgen abweicht und daß die Linienzüge dieser durch Wägung festgestellten Raddruckänderungen der 01 im großen und ganzen denen der S 3/6 gleichen, die in drei Stützebenen auf sechs Punkten gestützt ist. Die rechnermäßigen Vorzüge der statischen Stützung der 01-Lokomotive in zwei Stützebenen auf vier Punkten traten also bei diesen Versuchen nicht in die Erscheinung. Bei allen diesen Vorgängen sprechen zweifellos die Reibungsverhältnisse in sehr maßgebender Weise mit.

e) Einfluß der Reibung in den Federn, Federgehängen, Ausgleichhebeln und Achslagerführungen auf die Lastverteilung.

Daß die Federreibung einen gewissen Einfluß auf die Raddruckverteilung hat, wurde zwar von jeher angenommen (S. 349), aber derartige Abweichungen von der Theorie, wie sie die vorliegenden Messungen bringen, hatte man beim bewegten Fahrzeug nicht erwartet. Die auf den Abb. 37 und 38 aufgezeichneten Schaubilder zeigen einen solchen Einfluß der Federreibung, daß die zu den Kräften gehörigen Verschiebungen, die man auf Grund der Federkonstanten in die Theorie eingeführt hat, oft um mehrere 100% falsch sind.

Die Federschaubilder auf den Abb. 37 und 38 enthalten in der Ordinate die durch Umrechnung der Verschiebungsmessungen erhaltenen Federdurchbiegungen und in der Abszisse die zwischen der Achsbuchse und Lagerschale aufgetretenen Drücke (= Meßdosenanzeige MD ↓). Die von der

so erhaltenen Linie umschlossene Fläche enthält somit die gesamte Reibungsarbeit der auf der Abb. 39 gezeichneten Kräfte, also Reibung der Federn, Federgehänge und Achslagerführungen.

von etwa sechs Tonnen ihre Mittellage hat, um die sie mehr oder weniger schwankt. Bei den Gefällrampen 1:100 (gestrichelt) und 1:50 (ausgezogen) ergeben sich in beiden Fällen Überschneidungen. Diese Überschneidungen sind vorerst

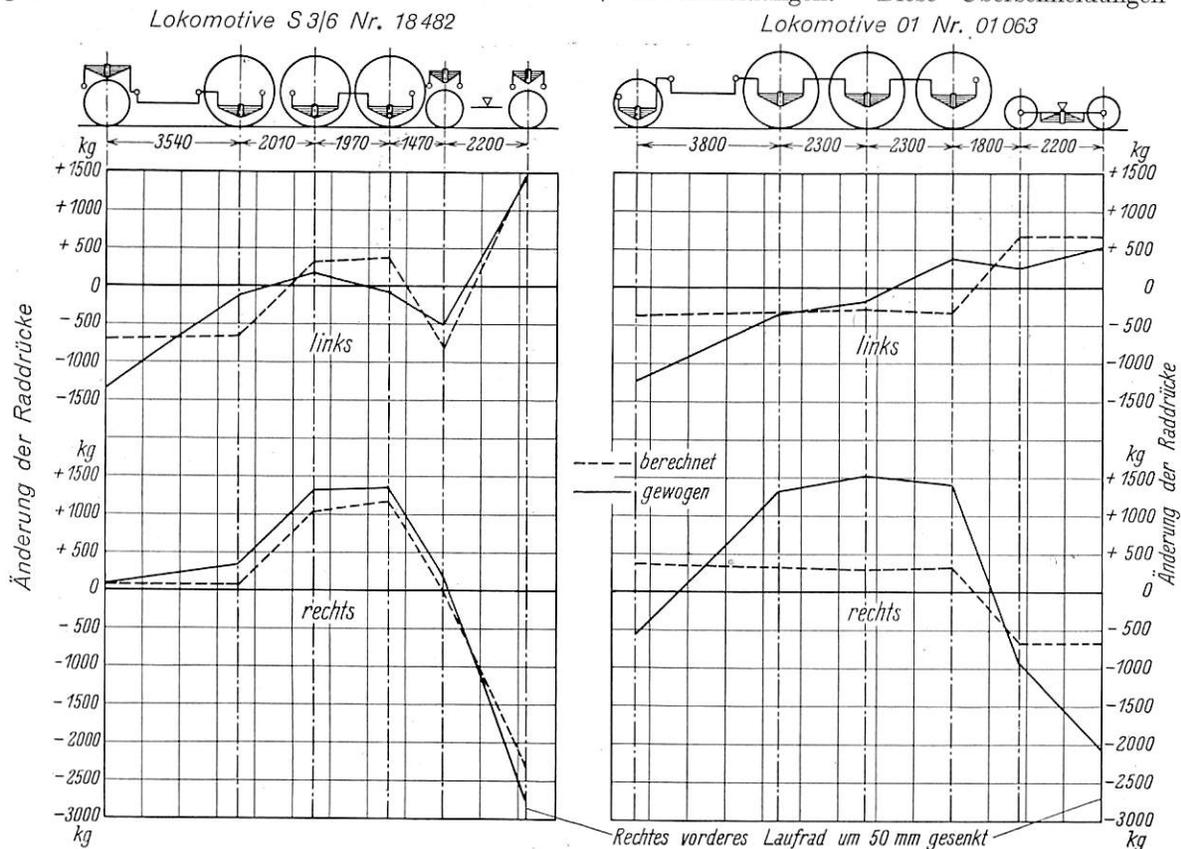


Abb. 36. Einfluß ungleicher Stützhöhen auf die Raddrücke von Lokomotiven mit zwei und mit drei Stützebenen.

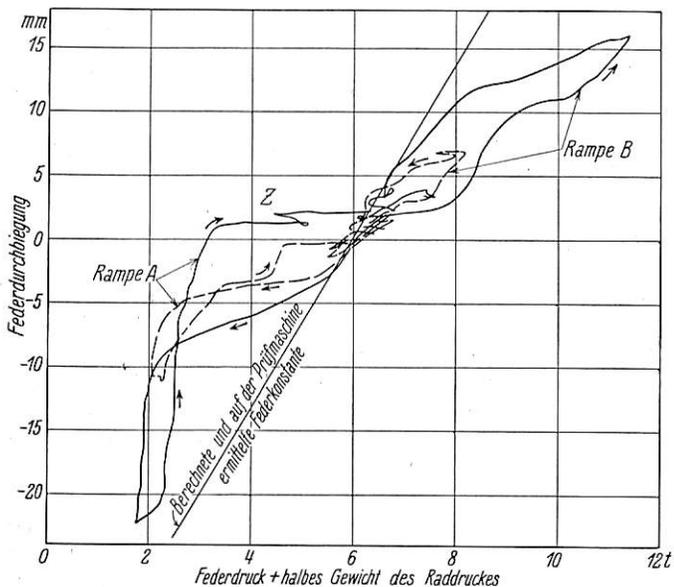


Abb. 37. Kraft—Weg—Schaubild der rechten Feder an der ersten Achse der Lokomotive S3/6. Fahrten über die Rampen A und B Fahrsgeschwindigkeit 10 km/h  
--- Rampen 1:100  
— Rampen 1:50

Zunächst seien die Reibungsverhältnisse bei einer Fahrsgeschwindigkeit von 10 km/h betrachtet. Auf der Abb. 37 sind die Schaulinien der rechten Feder des vorderen Laufwadsatzes für verschiedene Gefäll- und Steigungsrampen übereinander gezeichnet. Man erkennt, daß die Feder im Gebiet

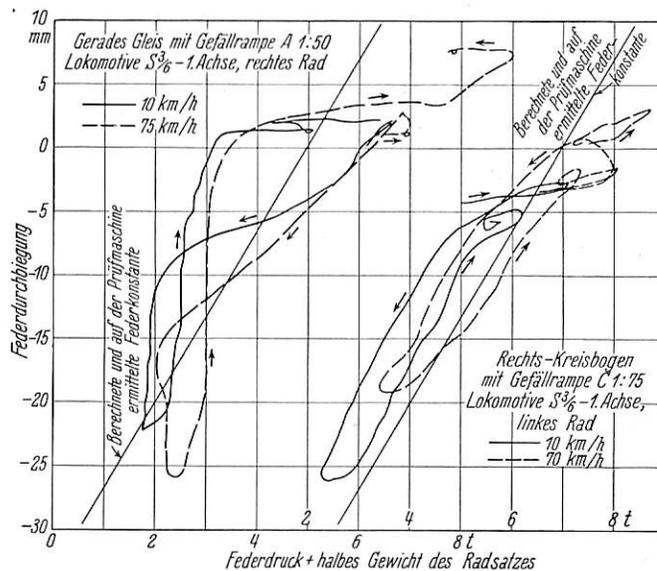


Abb. 38. Einfluß verschiedener Fahrgeschwindigkeiten auf die Reibung in den Federn, Federgehängen, Ausgleichhebeln und Achslagerführungen.

Das charakteristische Verhalten der Feder an einer bestimmten Gleisstelle wird durch die Fahrgeschwindigkeit nicht wesentlich beeinflusst.

noch nicht recht verständlich. Sie können vielleicht gedeutet werden als Einwirkungen der anderen, nicht gemessenen Federn auf die Relativbewegung zwischen Drehgestellrahmen und Achsbuchse. Bei Versuchen mit einzelnen Federn auf der Prüfmaschine haben sich solche Überschneidungen nicht ergeben.

Die Gefällrampen A ergeben Federdiagramme von der

Nullage aus nach unten, die Steigungsrampen B solche nach oben. Ein Vergleich mit der eingezeichneten berechneten und auf der Prüfmaschine in gleicher Größe ermittelten Federkonstanten ergibt ein anschauliches Maß dafür, wie unsicher die Annahmen der Theorie sind, die aus dieser Federkonstanten die Raddruckverteilung berechnet. So entspricht z. B. an der in der Abb. 37 mit Z bezeichneten Stelle einer Raddruck-

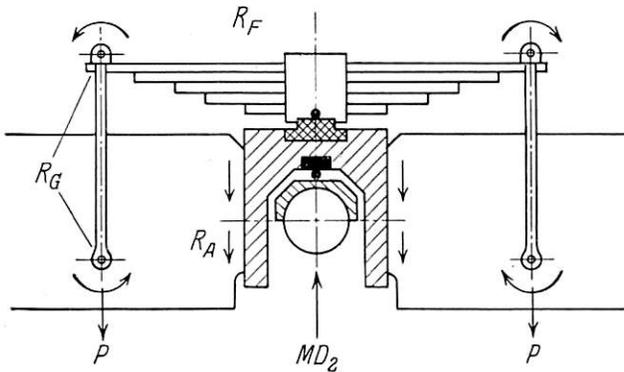


Abb. 39. In der Meßdosenanzeige an der ersten Achse der Lokomotive S 3/6 enthaltene Reibungskräfte.

Neueste Bauart:  $MD_2 = 2 \cdot (P + R_G + R_F + R_A)$ .

Frühere Bauart:  $MD_1 = 2 \cdot (P + R_G + R_F)$ .

steigerung von 3 auf 6 t eine wirkliche Federdurchbiegung von etwa 3 mm; die der Theorie zugrunde gelegte Federkonstante ergibt für eine solche Druckschwankung eine Durchbiegung von 20 mm, also in diesem Falle fast das Siebenfache.

Der Einfluß verschiedener Fahrgeschwindigkeiten auf die Federreibung ist auf der Abb. 38 dargestellt. Es sind deutlich

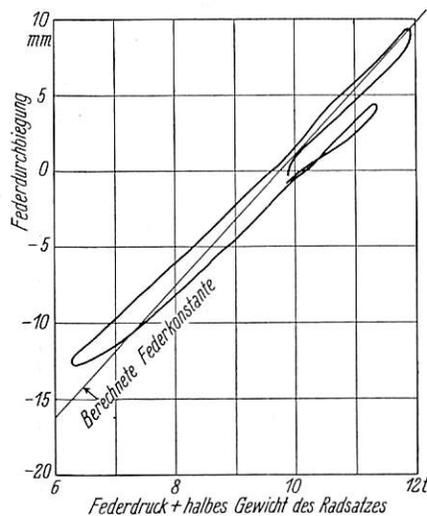


Abb. 40. Ermittlung der Reibung in den Schraubenfedern, Federgehängen und Achslagerführungen. Kraft-Weg-Schaubild der linken Feder an der ersten Achse des Tenders der 01. Fahrt über die Rampe C 1:75, Fahrgeschwindigkeit 70 km/h.

die dynamischen Einflüsse in der gestrichelt eingezeichneten Linie erkennbar. Aber trotzdem wird das charakteristische Verhalten der Feder viel mehr durch die Bedingungen der Gleisstelle bestimmt als durch die Fahrgeschwindigkeit, wie aus den beiden Vergleichsstellen auf der Abb. 38 hervorgeht, von denen die eine für eine Gefällrampe rechts und die andere für eine solche links gezeichnet ist. Das Federschaubild, das zur Gefällrampe C im Bogen gehört, zeigt übrigens eine verhältnismäßig gute Übereinstimmung mit der berechneten Federkonstanten, wenig-

stens an manchen Stellen. Daraus geht hervor, daß unter gewissen Bedingungen eine Feder den erwarteten Gesetzmäßigkeiten auch im eingebauten Zustand entspricht. Übrigens ist es gelungen, diese Bedingungen auch für die Zwecke unserer Eichung auf der Gleiswaage zu schaffen. Von besonderem Interesse ist ein Vergleich der eben beschriebenen Federschaubilder mit dem Schaubild einer Schraubenfeder (Abb. 40). Das Schaubild zeigt eine außerordentliche gute Übereinstimmung mit der berechneten Feder-

konstanten. Der im wesentlichen konstant auftretende Reibungsbetrag von etwa 500 kg stellt wohl die Reibung in den Achslagerführungen dar. Daß die hier gezeichneten Linien nicht nur zufällig der berechneten Federkonstanten entsprechen, ergibt die Betrachtung der zu der Achse des 01-Tenders gehörigen Meßdosens- und Verschiebungsmesserslinien, die im Gegensatz zu denen der übrigen drei untersuchten Fahrzeuge praktisch vollkommen gleich verlaufen. Es könnte also in diesem Falle der Verschiebungsmesser mit genügender Genauigkeit ein Maß für die Raddruckänderungen abgeben, was für die übrigen Fahrzeuge nicht gilt.

Diese Gegenüberstellung der mit Schraubenfedern und Blattfedern erhaltenen Ergebnisse bestätigt die oben ausgesprochene Annahme über den Einfluß der Reibung und über die Zuverlässigkeit der Instrumentanzeigen.

In den Abschnitten c) und d) ist festgestellt worden, daß entgegen der Theorie die führende Achse der in vier Punkten gestützten 01 ungefähr ebenso entlastet wird, wie die führende Achse der in sechs Punkten gestützten S 3/6. Die Erklärung hierfür wird wohl, wie folgt, in dem Einfluß der Reibung zu suchen sein.

Durch die Stützung des gefederten Gewichtes der 01 in zwei Stützebenen auf vier Punkten (Balken auf zwei Stützen) will man Änderungen der Teilbeträge des gefederten Gewichtes vermeiden, die auf die vordere Stützgruppe (Drehgestell) und auf die hintere Stützgruppe (die vier im Hauptraumen ge-

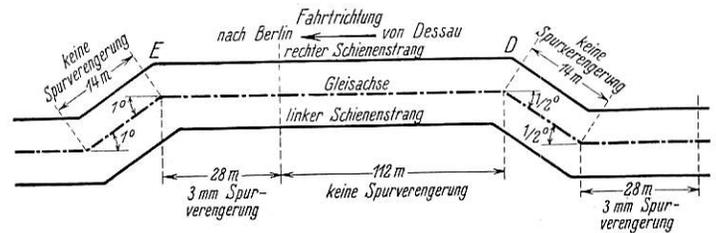


Abb. 41. Seitliche Knickungen im geraden Gleis.

lagerten Achsen) entfallen. Innerhalb jeder Stützgruppe werden die Räder der einen Lokomotivseite beim Lauf über windschiefe Gleisflächen entlastet und die der anderen Lokomotivseite zusätzlich belastet. Durch die Verteilung auf eine größere Anzahl von Federn (bei der 01) wird der auf jede Feder entfallende Betrag unter Umständen so gering, daß er den Grenzwert nicht erreicht, der erforderlich ist, um die Federreibung zu überwinden und eine Durchbiegung einzuleiten. Die Federreibung und Achslagerführungsreibung eines Rades beeinträchtigt ferner nicht nur die Durchbiegung an dieser Stelle, sondern auch die Durchbiegung der durch Ausgleichhebel mit ihr verbundenen Federn, und zwar um so mehr, je mehr Achsen zu einer Stützgruppe durch Längsausgleichhebel verbunden sind. Diese Zusammenhänge sind gesetzmäßig noch nicht erkannt. Wir stehen vor einem Problem, das noch der Klärung harret, und das man vielleicht das Problem der „Reibungskopplung“ benennen darf. Der Ausgleichvorgang wird also gehemmt. Die 01 verhält sich daher mehr oder weniger wie eine Lokomotive mit einer statisch unbestimmten Stützungsart, bei der die mittleren Räder den Hauptanteil des Gewichtes übernehmen, das von der vorderen Stützebene nach hinten abwandert. Sie gleicht also in dieser Gewichtsverteilung der in drei Stützebenen gestützten S 3/6.

### B. Querdruck.

#### a) Versuchsgleise.

Der Querdruck wurde bei allen Fahrten in der Geraden und in Bögen gemessen. Zur Bestimmung des Einflusses außergewöhnlicher seitlicher Ablenkungen ist ein Gleis mit starken seitlichen Knicken nach der Abb. 41 verlegt worden:

In einem geraden Gleis wurde auf zwei Schienenlängen eine Spurverengung von 3 mm hergestellt. Hieran schlossen sich: ein Knick (Ablenkung unter einem Winkel von  $\frac{1}{2}^{\circ}$  nach rechts),

eine Gerade von 14 m Länge ohne Spurverengung, ein Knick (Ablenkung unter einem Winkel von  $\frac{1}{2}^{\circ}$  nach links),

eine Gerade von 112 m Länge ohne Spurverengung, eine Gerade von 28 m Länge mit 3 mm Spurverengung, ein Knick (Ablenkung unter einem Winkel von  $1^{\circ}$  nach links),

eine Gerade von 14 m Länge ohne Spurverengung, ein Knick (Ablenkung unter einem Winkel von  $1^{\circ}$  nach rechts).

b) Schwankungen des Querdruckes bei den beiden Versuchslokomotiven.

Die Bilder 3 und 4 der Taf. 25 behandeln die Fahrten der 01 durch das so vorbereitete Gleis. Auf dem Bild 3 auf der Taf. 25 zeigt die waagrechte Meßdose an der Vorderachse bei der Fahrt in der Geraden fast dauernd einen seitlichen Lagerdruck von etwa 1 t an. Die seitlichen Lagerdrücke an den Knicken selbst waren auffallend gering. Beim Durchfahren einer anschließenden schlecht liegenden Weiche 1:9 haben sich höhere Lager- und Drehzapfendrucke ergeben. Das ist nicht verwunderlich, denn wenn auch der Winkel der Zungenunterschneidung bei den Weichen geringer ist, so liegt dieser Winkel doch zwischen zwei Tangenten, denen nach beiden Richtungen stärker geneigte Tangenten folgen.

Beim Befahren von Gleisbögen mit Halbmessern  $R = 500$  bis 600 m, die in Richtung und Höhenlage stetig verliefen, zeigte sich, daß sich der Querdruck mit zunehmender Geschwindigkeit nicht merklich ändert.

Der seitliche Lagerdruck des führenden Rades mußte entsprechend den Verschiedenheiten in der Größe und in dem Aufbau der beiden Lokomotiven verschieden sein, denn eine 01 erfordert größere Führungsdrücke als eine S 3/6. Leider war es nicht möglich, in den Meßergebnissen hierfür eine Bestätigung zu finden. Festgestellt wurde nur, daß die 01 im Rechtsbogen und im Linksbogen von gleichem Halbmesser auch nicht angenähert gleiche Führungsdrücke benötigte. Das Gleiche war bei der S 3/6 der Fall, nur war dort links gegen rechts vertauscht. Das war wohl in erster Reihe darauf zurückzuführen, daß bei der 01 im Linksbogen durch eine ihr eigene ganz außerordentliche Neigung zum Linkslauf der Führungsdruck ermäßigt und bei der S 3/6 im Linksbogen durch eine ihr eigene Neigung zum Rechtslauf der Führungsdruck erhöht wurde. Bei der 01 war die Neigung zum Linkslauf so groß, daß sie sich sogar in einem Linksbogen noch im gelegentlichen Anlaufen nach der linken (inneren) Seite hin bemerkbar machte. Wenn bei der 01 die waagrechte Meßdose auf der linken Seite auch in der Geraden fast dauernd einen Druck von etwa 1 t anzeigte, so muß — da diese Unsymmetrie in der Zapfenrichtkraft nicht erkennbar ist — angenommen werden, daß der Anlaß innerhalb des Drehgestells liegt. Zwar ist zu vermuten, daß es sich hierbei um Eigentümlichkeiten der beiden Versuchslokomotiven, nicht aber um Eigentümlichkeiten der beiden Gattungen handelt. Die Drehzapfenrichtkräfte der beiden Lokomotiven verhielten sich zueinander ungefähr wie die von den Drehzapfen gelenkten Lokomotivgewichte. Über die Beziehungen zwischen dem waagrechten Lagerdruck und der Drehzapfenrichtkraft geben die Versuche aber noch keine Klarheit, da der Anteil des von der zweiten Drehgestellachse aufgenommenen Querdruckes sowie der Einfluß der Reibung in den Stützpfannen des Drehgestells unbekannt sind. Durch das einseitige Anlaufen der Lokomotiven war die Auswirkung der Verschiedenheiten in der Stützung, in der Bauart und in der Massenverteilung der beiden Lokomotiv-

gattungen verwischt worden. Der Arbeitsgemeinschaft war es darnach nicht möglich aus den Meßergebnissen allgemeine Schlüsse auf die Verschiedenheit der waagrechten Lagerdrücke bei beiden Gattungen zu ziehen, da ihre Versuche auf diese beiden Lokomotiven zu beschränken waren.

### C. Das Verhältnis Y:Q.

Die Sicherheit gegen Entgleisen ist gewahrt, solange das Verhältnis des Führungsdruckes Y zum lotrechten Raddruck Q einen gewissen Grenzwert nicht überschreitet. Dieser Grenzfall würde am ehesten erreicht werden, wenn ein Größtwert des Führungsdruckes mit einem Kleinstwert des lotrechten Raddruckes zusammenfallen würde. Die Versuche haben aber gezeigt, daß im allgemeinen starke Entlastungen und starke Querdrücke nicht zusammenfallen. Von den besonders hergerichteten Gleisen hätte die Rampe C (Abb. 35) vielleicht ein solches Zusammentreffen erwarten lassen. Infolge der Fliehkraft sind aber bei der Fahrt über Rampen im äußeren

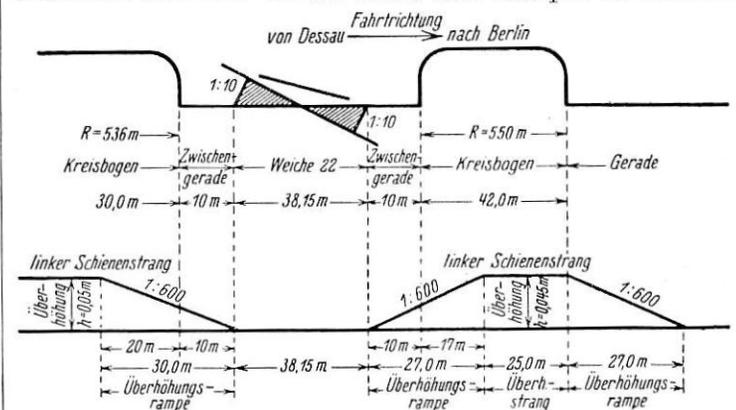


Abb. 42.

Fahrten aus einem Rechtskreisbogen durch eine Zwischengerade und den geraden Strang einer Weiche und einen Rechtskreisbogen.

Schienenstrang eines Gleisbogens die auf der Außenschiene verbleibenden Raddrücke bei höheren Geschwindigkeiten größer als bei der Fahrt über entsprechende Rampen in der Geraden. Der Querdruck setzte bei der Fahrt über die Rampe C aus und erschien erst wieder beim Befahren der abgesenkten waagrechten Schiene (Taf. 23, Bild 3 und Taf. 24, Bild 3). Die beabsichtigte Unstetigkeit des Gleises in lotrechter Richtung war durch Einbau einer Rampenschiene hergestellt, bedurfte also einer Stoßverbindung. Der Stoß im Gleisbogen bedeutet aber eine unvermeidliche Unstetigkeit in Richtung. Auch aus Oszillogrammen, die bei anderen Fahrten durch Gleisbögen aufgenommen wurden, geht hervor, daß im allgemeinen der Querdruck an den Schienenstößen unterbrochen wird. So erreicht auch an der Rampe C weder der lotrechte Raddruck noch der Querdruck einen absoluten Größt- oder Kleinstwert und die Scheitelwerte fallen nicht zusammen.

Bei der Fahrt durch die Knicke trafen waagrechte und lotrechte Lagerdrücke ebenfalls nicht besonders ungünstig zusammen, denn immer da, wo die seitlichen Lagerdrücke groß waren, waren auch die lotrechten Raddrücke groß. Daß dieses Zusammentreffen nicht zufällig ist, läßt sich aus näheren Betrachtungen über das Zustandekommen der bei den Ablenkungen auftretenden Kräfte erkennen. Jede seitliche Ablenkung durch die Schiene löst Kräfte aus, die den lotrechten Raddruck auf die ablenkende Schiene erhöhen.

Ein Beispiel dafür, daß unter Umständen doch auch Querdruck und starke Entlastung gleichzeitig auftreten können, ist auf den Bildern 1 und 2 der Taf. 25 gegeben. Es handelt sich um die Fahrt der S 3/6 aus einem Rechtskreisbogen durch eine Zwischengerade und den geraden Strang einer Weiche in einen Rechtskreisbogen. Die Kreisbögen waren ohne Übergangsbogen an die Geraden angeschlossen (Abb. 42).

Im Bogen zeigt sich eine starke und in Form von Schwingungen auftretende Entlastung des rechten (inneren) Rades. Sie erreicht etwa 3 t und ist eine Auswirkung der Fliehkraft, die noch in nahezu voller Größe wirkt, während das Drehgestell schon in die Gerade übergegangen ist. Gleichzeitig treten an den Stellen, wo die Kreisbögen in die Gerade übergehen, also am Ende der Bögen  $R = 536$  m und  $R = 550$  m, auf der Innenseite an dem entlasteten Rad starke seitliche Kräfte auf. Diese Kräfte werden durch die plötzliche Verminderung der Drehgeschwindigkeit der Lokomotive um ihre Hochachse hervorgerufen. Das Anlaufen an der Innenseite wird durch die Reibungswiderstände, die bei der Rückführung des nach innen ausgelenkten Drehgestells in die Mittellage auftreten, noch verstärkt. Die Reibung in der Rückstellvorrichtung und besonders die Pfannenreibung ist so groß, daß das Drehgestell nach der Auslenkung durch die Rückstellfedern allein nicht wieder in die Mittellage kommt. Dies ist deutlich aus dem unteren Oszillogramm auf dem Bild 2 der Taf. 25 am Ende des Bogens  $R = 536$  m zu ersehen. Die rechte waagrechte Meßdose zeigte bereits Druck an, während der Drehzapfen noch um 20 mm nach links ausgelenkt war. Beim Übergang von dem Kreisbogen in die Gerade lief also das Drehgestell an der Innenseite an. Aus dem Bild 2 der Taf. 25 geht hervor, daß dieser Anlauf um so stärker war, je weiter der Drehzapfen während der Fahrt im Bogen ausgelenkt war.

**D. Bedeutung der Angaben der Beschleunigungsmesser und Meßdosen für die Zwecke der Untersuchungen.**

Aufgabe der Untersuchungen war die Feststellung der Sicherheit gegen Entgleisen. Hierzu genügt es aber nicht, nur die Größe der wirksamen Kräfte zu kennen, es muß auch die Dauer der Kraftwirkung berücksichtigt werden. Denn kurzzeitig wirkende Kräfte können den Radsatz nur wenig bewegen, sind also außer Acht zu lassen (S. 361).

An Hand der Oszillogramme läßt sich zeigen, daß die Angaben  $BM \downarrow$  nur solche kurzzeitigen Kräfte ergeben. Zu diesem Zweck sind die Oszillogramme 326 A und 338 A (von Taf. 24, Bild 2) als Oszillogramme 324 A und 345 A auf dem Bild 11 der Taf. 26 in fünffachem Wegmaßstab aufgenommen worden. Bei geringer Fahrgeschwindigkeit ergeben sich keine nennenswerten Beschleunigungen. Erst bei 60 km/h fallen sie ins Gewicht. Sie haben in diesem Fall — auch in den übrigen Oszillogrammen vorherrschende — Frequenzen von etwa 50 und 125 Hz, die gleichzeitig auftreten und eine Linie ergeben, die die beiden Frequenzen überlagert enthält. Die Trennung dieser Frequenzen ist auf dem Bild 11 der Taf. 26 dargestellt. Oberhalb der  $BM \downarrow$ —Linie ist die Linie von 50 Hz herausgezeichnet. Ihre Beschleunigungsamplitude ist 2,5 g nach dem beigeschriebenen Beschleunigungsmaßstab, die entsprechende Wegamplitude 0,25 mm nach der Beziehung  $20) \dots b = a \cdot \omega^2$ , wobei  $b =$  Beschleunigung  
 $a =$  Wegamplitude  
 $\omega =$  Kreisfrequenz.

Die Beschleunigungslinie von 125 Hz ist unten herausgezeichnet. Aus ihr ist ersichtlich, daß die größte Beschleunigungsamplitude 6,8 g beträgt; diesem Wert entspricht eine Wegamplitude von 0,11 mm.

Die größten lotrechten Gesamtwegamplituden ergeben sich als Summe der beiden Teilwege  $0,25 + 0,11 = 0,36$  mm, und zwar einmal nach oben und nach einer halben Schwingung wieder nach unten.

Die Dauer einer ganzen Schwingung beträgt für 50 Hz 0,02 Sek., für 125 Hz 0,008 Sek.

Die Dauer einer Halbschwingung beträgt für 50 Hz 0,01 Sek., für 125 Hz 0,004 Sek.

Diese Zeiten und Wege sind so klein, daß sie für die Beurteilung der Entgleisungsgefahr nicht von Bedeutung sind. Auch an Stellen, wo die Beschleunigungen erheblich größer sind (wie z. B. auf Bild 4 der Taf. 22 und Bild 1 der Taf. 23), werden Amplituden von 1 mm nicht überschritten.

Lok. 01 — 1. Achse linkes Rad in der Absenkung von 0 033 m.

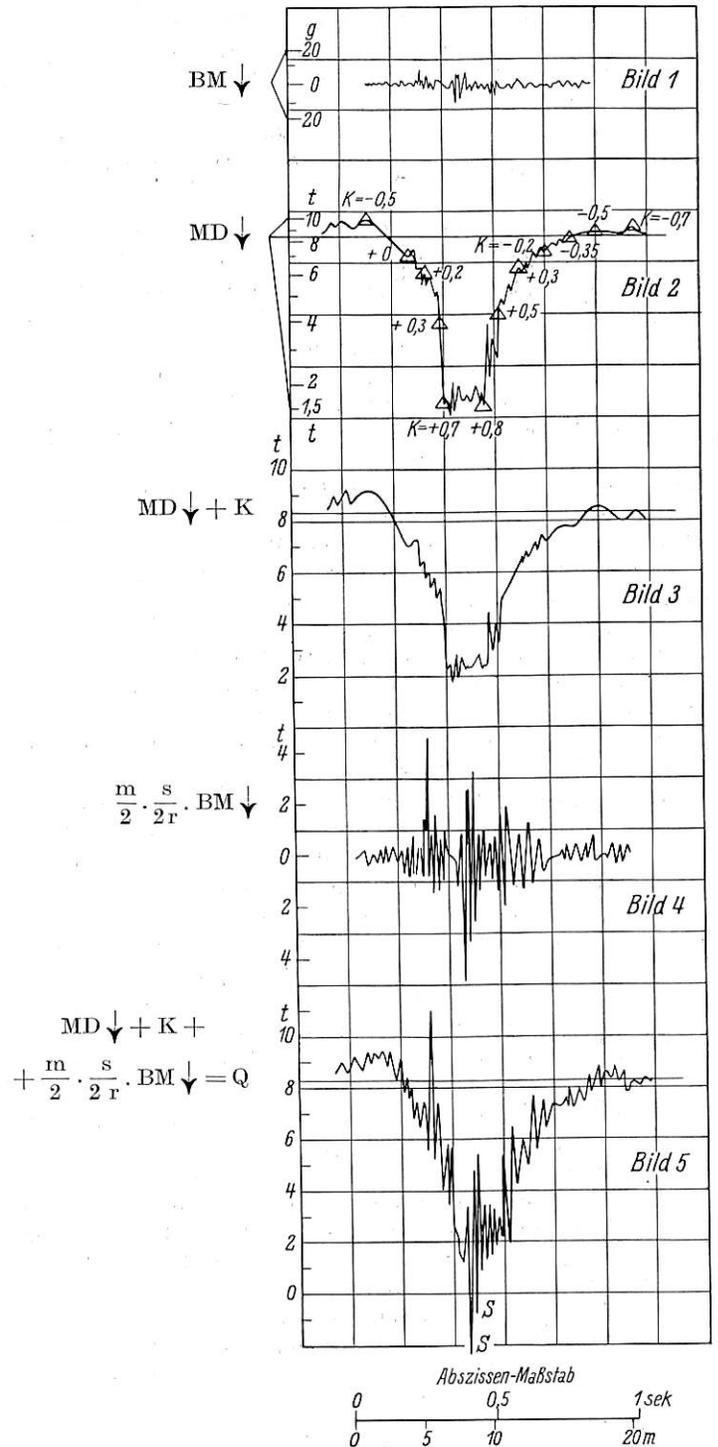


Abb. 43. Ermittlung des lotrechten Raddruckes Q (Taf. 24 Oszillogramm 338 A Rampe C).

In der Abb. 43 ist das Ergebnis einer nach Gl. 1) durchgeführten Raddruckermittlung aus den Oszillogrammen dargestellt. Der Raddruckverlauf ergibt sich in der Abb. 43, Bild 5 als Überlagerung der verhältnismäßig ruhig verlaufenden  $MD \downarrow$ -Linie (Bilder 2 und 3) und der Beschleunigungsdrucklinie (Bild 4), die fast dauernd scharfe Ausschläge nach oben und unten macht.

Interessant ist übrigens, daß hier an zwei Stellen (S) der Einfluß der Beschleunigung rechnerisch zu einem negativen Raddruck führt. Da negative Werte des Raddruckes in Wirklichkeit nicht auftreten können, so ist an diesen Stellen nur ein Verschwinden des Raddruckes anzunehmen, verbunden mit einem allerdings sehr kurzzeitigen Abheben des Rades von der Schiene. Die ungefähr sinusförmige Schwingung hat nach Gl. 20) eine Wegamplitude von 0,12 mm; etwa in der Höhe der halben Amplitude wird  $Q=0$  erreicht. Für die Höhe des Abhebens bleiben also noch 0,06 mm übrig (Abb. 43, Bild 5). Die Dauer des Abhebens beträgt etwa  $\frac{1}{4}$  der Schwingung, bei 125 Hz also 0,002 Sek. In der Abb. 44 ist das Bild 5 der Abb. 43 vergrößert dargestellt.

Demnach können die Einflüsse der gemessenen Beschleunigungen vernachlässigt werden, wenn es — wie hier — auf größere Wege des Rades ankommt.

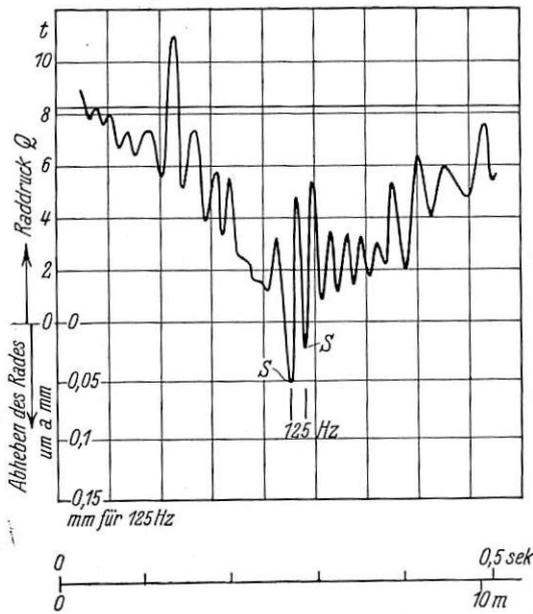


Abb. 44. Vergrößerte Darstellung des Bildes 5 der Abb. 43.

$$a = \frac{b}{\omega^2}$$

a = Wegamplitude  
b = Beschleunigung  
 $\omega$  = Kreisfrequenz

Für die Auswertung der Fahrdiagramme konnte somit statt der Gl. 14) gesetzt werden:

$$Q = MD \downarrow + K \dots \text{(Gleichung 15)}$$

Ähnlich, wenn auch nicht in der gleichen Weise quantitativ erfassbar, sind die Einwirkungen der seitlichen Beschleunigungen, so daß auch hier statt der Gl. 3) gilt:

$$Y_{\text{rechts}} = P_{\text{w rechts}} \pm \mu \cdot Q_{\text{links}} \dots \text{(Gleichung 17)}$$

Auch in den Schaulinien  $MD \rightarrow$  treten bisweilen kurzzeitige Spitzen auf. Der Einfluß einer plötzlichen Erhöhung von  $P_w$  auf die Querbewegung ist an einer Stelle im Bild 12 auf der Taf. 26 untersucht. Die Kraftspitze  $F$  könnte den Radsatz — wenn sonst alle übrigen am Radsatz angreifenden Kräfte gleich Null wären, d. h. wenn er frei schwebte — nur soviel beschleunigen, daß ein seitlicher Weg von 8 mm entstehen würde. Diesen Wert ergibt die Berechnung des Weges aus der beschleunigenden Kraft und der Masse des Radsatzes durch zweimalige Integration. Die Annahme, daß der Radsatz frei schwebt, wurde zunächst nur deshalb gemacht, weil sich für diesen Fall die seitliche Auslenkung genau berechnen läßt. In Wirklichkeit tritt dieser Zustand des freien Schwebens überhaupt nicht ein, denn das Freischweben hätte zur Voraussetzung, daß der Raddruck für beide Seiten der Achse verschwindet. Dies ist aber an keiner Stelle unserer Diagramme auch nur annähernd der

Fall. Wenn man also die Reibung bei Schräggleitung auf der Schiene mitberücksichtigt und außerdem noch bedenkt, daß für das Anlaufen und Hochklettern des Spurkranzes ebenfalls ein beträchtlicher Teil der äußeren Kraft verzehrt wird, so läßt sich einsehen, daß die oben behandelte Kraftspitze  $F$  nur eine ganz unbedeutende seitliche Verschiebung des Radsatzes hervorrufen kann. Die Berücksichtigung von derartigen Spitzen würde zu einem falschen Bild von der Entgleisungsgefahr führen. Daher sind solche Spitzen, die etwa einer Zeitdauer von 0,03 Sek. und darunter entsprechen, abzurunden.

### E. Zusammenfassung der Versuchsergebnisse.

Das für die geschilderten Versuche entwickelte Meßverfahren hat sich bei seiner Erprobung bewährt und zur Lösung der Aufgabe, die Schwankungen der Raddrücke führender Lokomotiv- und Tenderachsen während der Fahrt fortlaufend zu messen, als geeignet erwiesen.

Nachstehend sind die wichtigsten Einzelergebnisse der Versuchsfahrten zusammengestellt:

a) Bei Fahrgeschwindigkeiten von 3 km/h bis zu ungefähr 20 km/h sind in den Oszillogrammen wesentliche Unterschiede im Verlauf der Raddruckänderungen, also dynamische Einflüsse, nicht zu bemerken.

b) Die Raddruckänderungen, die beim Befahren besonders hergestellter Absenkungen gemessen wurden, waren der Tiefe der Absenkung nicht proportional, und zwar ergaben sich bei geringen Absenkungen verhältnismäßig stärkere Raddruckänderungen als bei großen Absenkungen. Die über Erwarten großen Reibungskräfte in den Federn, Federgehängen, Ausgleichhebeln und Achslagerführungen machen dieses durch die Rechnung nicht zu erklärende Verhalten der ersten Lokomotivachse verständlich.

c) Die Änderungen des lotrechten Raddruckes der führenden Achse unterscheiden sich bei beiden Versuchslokomotiven nicht wesentlich voneinander. Der Raddruck des führenden Rades wird bei der S 3/6 relativ weniger verringert als bei der 01. Beim S 3/6-Tender ergibt sich an der führenden Achse stets eine größere relative Radentlastung, als bei den Lokomotiven. Der 01-Tender dagegen zeigt von den vier untersuchten Fahrzeugen die geringsten Raddruckänderungen. Diese nach der Größe des verbleibenden Raddruckes bestimmte Rangordnung der Fahrzeuge ergibt sich aus allen an den Absenkungen gewonnenen Oszillogrammen.

d) Die Raddruckänderungen, die beim Befahren der abgesenkten Gleisstellen gemessen wurden, waren bei der Lokomotive 01, deren Rahmen in zwei Ebenen auf vier Punkten gestützt ist, nicht geringer als bei der in drei Ebenen auf sechs Punkten gestützten Lokomotive S 3/6. Dies besagt also, daß die Ausgleichhebel, die an der 01 angebracht sind, um die Abstützung in nur zwei Ebenen zu verwirklichen, nicht die erwartete Wirkung auf die Raddruckverteilung gebracht haben. Diese Erscheinung läßt sich vielleicht so erklären, daß durch die Ausgleichhebel gewissermaßen die Reibung in den Federn der einzelnen Stützgruppen gekoppelt wird.

e) Eine Wägung auf der Gleiswaage, bei der das rechte vordere Laufrad tiefer lag als die übrigen Räder der Lokomotive, bei der also Verhältnisse nachgeahmt worden sind, wie sie beim Befahren der Gefällrampe A eintraten, hat das Ergebnis gehabt, daß die Raddruckänderungen der 01 im großen und ganzen denen der S 3/6 gleichen. Das Ergebnis stimmt hierin mit dem der Versuchsfahrten überein.

f) Aus Federschaubildern, die aus den Meßergebnissen der Versuchsfahrten abgeleitet sind, ist zu ersehen, daß bei geschichteten Blattfedern das Verhältnis der Federbelastung zur Federdurchbiegung infolge der Reibung bei weitem nicht der berechneten Federkonstanten entspricht.

Von einer Konstanz der Federstärke kann namentlich bei kleinen Belastungsänderungen oder Durchbiegungen überhaupt nicht gesprochen werden. Entsprechende Federschaubilder, die für die Schraubenfedern des 01-Tenders abgeleitet worden sind, zeigen demgegenüber eine ganz verschwindende Abweichung von der berechneten Federkonstanten. Diese Tatsache spricht für die Mitverwendung von Schraubenfedern bei führenden Achsen.

g) Der seitliche Lagerdruck des anlaufenden Rades war bei der Fahrt durch stetige Gleisbögen mit Halbmessern von  $R = 500$  bis  $600$  m von der Geschwindigkeit fast unabhängig.

h) Seitliche Gleisknicke mit einem Ablenkungswinkel von  $1^\circ$  ergaben geringere seitliche Lagerdrücke und Drehzapfenrichtkräfte als eine in Ablenkung befahrene Weiche mit einem Anfallwinkel von  $\frac{2}{3}^\circ$ , ein Beweis, daß im Betriebe ungünstigere Verhältnisse auftreten, als sie für die Versuchsfahrten besonders geschaffen worden sind. Hierzu ist zu bemerken, daß man von der Herstellung eines Knickes mit einem Ablenkungswinkel von mehr als  $1^\circ$  glaubte absehen zu sollen, weil dieser Winkel die äußerste Grenze für einen noch zwanglosen Lauf der untersuchten Lokomotiven darstellte.

i) Die S 3/6 hatte eine gewisse Neigung zum Rechtslauf, die 01 dagegen eine starke Neigung zum Linkslauf, die sich sogar in einem Lingsbogen noch in gelegentlichem Anlaufen nach der linken (inneren) Seite hin bemerkbar machte. Im Gegensatz zum seitlichen Lagerdruck waren die Drehzapfenrichtkräfte nahezu gleich groß.

Die Drehzapfenrichtkräfte der beiden Lokomotiven verhielten sich zueinander ungefähr wie die von den Drehzapfen gelenkten Lokomotivgewichte.

k) Aus einem der Oszillogramme ist zu entnehmen, daß bei der Fahrt aus einem Rechtsbogen in eine Gerade am rechten — noch entlasteten — Rade der vorderen Laufachse bereits ein Querdruck auftritt, während der Drehzapfen das Drehgestell noch nach außen drückt. Die Reibung in den Stützpfannen verhindert das Drehgestell dem Druck des Zapfens zu folgen.

l) Beschleunigungen des Radsatzes von einer Größe, die an sich hinreichen würde, bedenkliche Entlastungen des Rades hervorzubringen, kommen nur bei Schwingungen hoher Frequenz vor. Bei hoher Frequenz ist aber der lotrechte Weg des entlasteten Rades und daher auch seine gleichzeitig mögliche Seitenbewegung sehr klein, so daß diese Bewegungsvorgänge die Sicherheit der Führung nicht beeinträchtigen können. Die Einflüsse der gemessenen Beschleunigungen können daher vernachlässigt werden.

#### Schlußbemerkung.

Die Arbeiten der Arbeitsgemeinschaft und des Heinrich-Hertz-Institutes stellen einen Beitrag zur Klärung des Problems „Laufsicherheit der Fahrzeuge“ dar, das seit vielen Jahrzehnten Praxis und Wissenschaft beschäftigt. Die Bedeutung dieser Arbeiten wird darin erblickt, daß neue Wege zur zahlenmäßigen Erforschung der dynamischen Auswirkungen bewegter Fahrzeuge gezeigt, die Meßvorrichtungen dazu geschaffen und Richtlinien für ihren weiteren Gebrauch gegeben worden sind.

Der Hauptverwaltung der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft gebührt der Dank dafür, daß sie durch Bereitstellung erheblicher Geldmittel die Durchführung der Versuche ermöglicht hat.

## Bücherschau.

**Schwingungstechnik**, 2. Band, von Dr. E. Lehr. Berlin: Julius Springer.

Während Lehr im 1. Band seiner Schwingungstechnik die freien Schwingungen untersucht hat, behandelt er hier zunächst die Schwingungselemente: Masse, Federung und Dämpfung und deren Schaltung sehr ausführlich. Sodann werden als Hauptteil des Werkes die erzwungenen Schwingungen besprochen.

Daran reiht sich eine übersichtliche Untersuchung über die sogenannten selbststeuernden Systeme, z. B. elektrische Klingel, Uhrhemmung, Elektronengitterröhren, Pendeln von Kraftmaschinen. Gerade dieser ausführliche Abschnitt verdient besondere Hervorhebung, da hierüber wohl vereinzelt Aufsätze, aber noch keine gemeinsame Abhandlung erschienen sind.

Schließlich werden noch die pseudoharmonischen Schwingungen untersucht und in klaren Schaubildern dem Verständnis näher gebracht. Besonders wohltuend wirkt die stetige außerordentlich anschauliche Gegenüberstellung von mechanischen und elektrischen Schwingungsvorgängen. Der Elektriker, der das Buch liest, wird sich dadurch leichter in die mechanischen Schwingungsprobleme und der Maschineningenieur wesentlich leichter in die elektrischen Schwingungsvorgänge einarbeiten. Neben der großen Anzahl übersichtlicher Kurvendarstellungen und der häufigen Wiedergabe der Leistungsverhältnisse liegt in dieser dauernden Gegenüberstellung der Hauptwert des Buches.

Lehr hat in demselben auch sehr eingehend eine Anzahl von Schwingungsvorgängen behandelt, die bisher in der Praxis noch keine Rolle spielen. Daneben hat er andere Vorgänge in einer neuartigen Weise untersucht, z. B. die den Eisenbahnmann besonders interessierenden Kräfte- und die Geschwindigkeitsverhältnisse beim Kurbelgetriebe. Seine Methode muß allerdings abgelehnt werden, da sie gegenüber dem klassischen allgemein angewandten Verfahren zu groben Vereinfachungen gezwungen ist. Allgemein sollten neue Berechnungsmethoden nur

dann angeführt werden, wenn sie entweder offenkundig mehr leisten als die gebräuchlichen oder bedeutend rascher zum Ziele führen. Auch an einigen sonstigen Stellen finden sich Ausführungen, die zum Widerspruch veranlassen. Z. B.:

Wenn Lehr auf Grund seiner Theorie für jedes größere Maschinenfundament eine wirksame Schwingungsisolierung für notwendig hält, so ist dem entgegenzuhalten, daß erfahrungsgemäß mittlere und größere Maschinen überwiegend ohne Isolierung und doch völlig anstandslos laufen.

Abgesehen hiervon verdient das 370 Seiten umfassende Werk alle Anerkennung und einen guten Platz in der Bücherei des Schwingungsfachmanns und des Ingenieurs, der öfters mit Schwingungsvorgängen zu tun hat. Gr.

**Theorie und Praxis der Schwingungsprüfmaschine** von Dr. W. Späth. 98 Seiten. Preis 12 *R.M.* Berlin: Julius Springer.

Zur Vermeidung von Mißverständnissen sei bemerkt, daß der Verfasser unter Schwingungsprüfmaschinen nur solche versteht, welche durch Fliehkraftwirkung zweier gegenläufig rotierender Massen sinusförmig wechselnde Kräfte auf das zu untersuchende Bauwerk ausüben.

Nach einem einleitenden allgemeinen theoretischen Teil werden die Theorie der vorgenannten Schwingungsprüfmaschinen, technische Einzelheiten, insbesondere aber die verschiedenen Meßverfahren (Ausschlag, Phase, Leistung, Beschleunigung usw.) behandelt.

Der 2. Teil befaßt sich mit der praktischen Anwendung der geschilderten Prüfmaschinen bei Eisenbahnbrücken, Schiffen, Bodenuntersuchungen, Fundamenten, Eisenbahnfahrzeugen usw. und ist trotz seines geringen Umfanges für die Praxis von besonderem Wert.

Das Werk kann jedem, der mit derartigen Untersuchungen zu tun hat, warm empfohlen werden. Gr.