

# Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens

Technisches Fachblatt des Vereins Mitteleuropäischer Eisenbahnverwaltungen

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

94. Jahrgang

1. September 1939.

Heft 17

## Über die Regelung von Dampfheizungs- und Bewetterungsanlagen in amerikanischen Eisenbahnpersonenwagen.

Von Dipl.-Ing. Helmut Baur WVV, Reichsbahnrat, Berlin.

In den vergangenen fünf Jahren hat die selbsttätige Regelung der Personenwagenheizung bei den europäischen Bahnen und ganz besonders bei der Deutschen Reichsbahn\*) in großem Umfang Eingang gefunden. Die Regelungsanlage arbeitet in den deutschen Wagen elektrisch und entnimmt ihre Energie aus der Lichtbatterie. Dem Dampfleinlaßregler der Dampfheizung sind elektromagnetische Ventile für die Heizfläche jedes Fahrgastraums nachgeschaltet, die von Thermostaten gesteuert werden. Die Thermostate besitzen als temperaturempfindliche Steuerglieder Kontaktthermometer oder Zweimetallstreifen; Thermostate mit flüssigkeitsgefüllten Ausdehnungs-dosen sind inzwischen verlassen worden. Bei Heizung der Fahrzeuge durch elektrische Widerstandsöfen auf elektrisch betriebenen Strecken steuern dieselben Thermostate Schütze, die die elektrischen Öfen der einzelnen Wagenräume schalten.

Im Hinblick auf diese Entwicklung ist es wertvoll, die Heizungsregelung in den Eisenbahnwagen des Landes zu betrachten, in dem die klimatischen Verhältnisse und die Reisedauer eine besonders aufmerksame Beachtung dieses Gebietes erfordern: Nordamerika\*\*). In die Betrachtung ist die Regelung der Bewetterungsanlagen oder Klimaanlage einbezogen, die heute zur Normalausrüstung der amerikanischen Eisenbahnpersonenwagen rechnen und einen bedeutenden hygienischen Wertzuwachs gegenüber den üblichen Heizungs- und Lüftungsanlagen der Eisenbahnfahrzeuge darstellen.

Die allgemeine Grundform der Personenwagenheizung bestand und besteht, wie in Europa, so auch bei den nordamerikanischen Bahnen in Gruppen von Heizrohren oder Heizkörpern unmittelbar über dem Fußboden. Zu dem Dampfheizungsnetz sind in den letzten Jahren in immer steigendem Maße Bewetterungsanlagen getreten, die mittels elektromotorisch angetriebener Gebläse den Fahrgasträumen gefilterte, im Winter erwärmte, im Sommer gekühlte Luft zuführen. Die Luft wird mit Eiswasser, durch Verdichter-kältemaschine, oder durch Dampfstrahlkältemaschine gekühlt; die Verdichter-kältemaschinen werden teils durch Elektromotoren, teils unmittelbar von einer Wagenachse unter Zwischenschaltung einer elektromagnetischen Kupplung (Pullman), teils auch durch Propan-Verbrennungsmotor angetrieben. Gegenwärtig sind bereits mehr als 10000 Personen- und Speisewagen der amerikanischen und kanadischen Bahnen sowie Schlaf- und Aufenthaltswagen der Pullman-Gesellschaft mit Bewetterungsanlagen ausgerüstet. Sowohl die Dampfheizung als auch die Bewetterungsanlagen werden durch Thermostate auf elektrischem Wege vollselbsttätig geregelt.

\*) Heizung und Lüftung 1938, Heft 9; Baur, Heizung und Lüftung neuer D-Zug- und Personenzugwagen der Deutschen Reichsbahn.

\*\*\*) Gesundheitsingenieur 1939, Heft 5 und 6; Baur, Heizung, Lüftung und Luftkühlung der amerikanischen Eisenbahnpersonenwagen. Heizung und Lüftung 1939, Heft 4; Baur, Bewetterungsanlagen in amerikanischen Eisenbahnpersonenwagen.

Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens. Neue Folge. LXXVI. Band. 17. Heft 1939.

### 1. Regelung der Dampfheizung.

Dem Dampfheizungsnetz (Abb. 1\*) wird der Heizdampf von der Hauptdampfleitung des Wagens von 2" = 51 mm IW über einen Siebeinsatz, Hauptabsperrentil und Dampfleinlaßregler zugeführt. Die Heizrohre sind in mehrere Kreise unterteilt, die einzeln mit Schiebern abgesperrt werden können (Abb. 1, Darstellung einer Wagenseite). Restdampf und Kondensat fließen zum Dampfleinlaßregler zurück. Die Heizrohre liegen an den Fensterwänden des Fahrgast-Großraums, der in der Regel den ganzen Wagenraum zwischen den Einsteigräumen, Aborten und Waschräumen an den Wagenenden umfaßt. Zur Abort- und Waschräumebeheizung sind die Heizrohre auch an deren Stirnwänden verlegt. Die Einsteigräume bleiben unbeheizt.

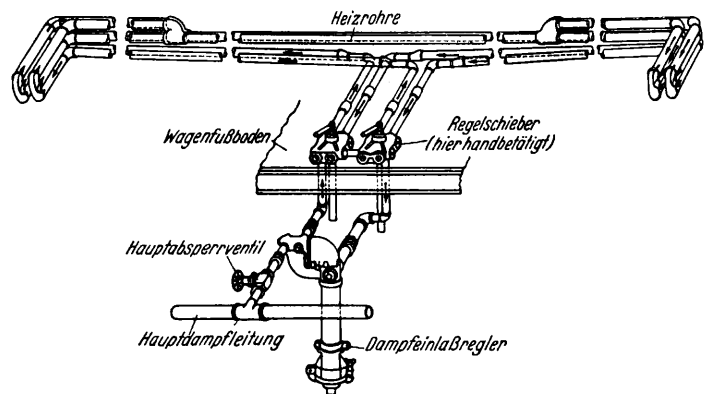


Abb. 1. Dampfheizungsrohrnetz eines amerikanischen Personenwagens (Darstellung einer Wagenseite).

Den Dampfleinlaßregler stellen Abb. 2 und 3 in Ansicht und Schnitt dar. Er besteht aus einem winkelförmigen Gußeisengehäuse, in dessen unterem Teil sich eine Membrandose befindet, die mit einer Verdampfungsflüssigkeit gefüllt ist und vom Restdampf und Kondensat beeinflusst wird, die aus dem Heiznetz abfließen. Die Flüssigkeit in der Membrandose besitzt eine Siedetemperatur von 82,5°: bei 100° hat sich die Dose unter der Wirkung des Flüssigkeitsdampfdrucks um 9,5 mm gedehnt. Die Ausdehnungsbewegung der Dose wird mittels Gestänge und Winkelhebel auf das Reglerventil im oberen Teil des Gehäuses übertragen. Die Ausdehnungs-membran steuert das Ventil so, daß im Heizrohrnetz des Wagens nur etwa atmosphärischer Druck herrscht, also mit dem Kondensat nur leichte Dampfschwaden aus der Abfluß-öffnung des Reglers austreten. Sobald sich ein höherer Dampfdruck einzustellen sucht, läßt die über 100° ansteigende

\*) Die Abb. 1 bis 8, 11, 14, 15 wurden von der Vapor Car Heating Co., Inc., Chicago Ill., die Abb. 9 und 10 von der Minneapolis Honeywell Regulator Co., Abb. 13 von der Association of American Railroads, Division of Equipment Research, Chicago Ill., die Abb. 16 bis 19 von der American Schaeffer & Buddenberg Div., Bridgeport, Conn. in dankenswerter Weise zur Verfügung gestellt.

Sättigungstemperatur dieses höher gespannten Dampfes die Membran sich stärker ausdehnen und das Ventil schließen. Die Membran kühlt sich ab, da nicht mehr von Dampf umspült, und öffnet das Ventil wieder. Das Mantelrohr des senkrechten

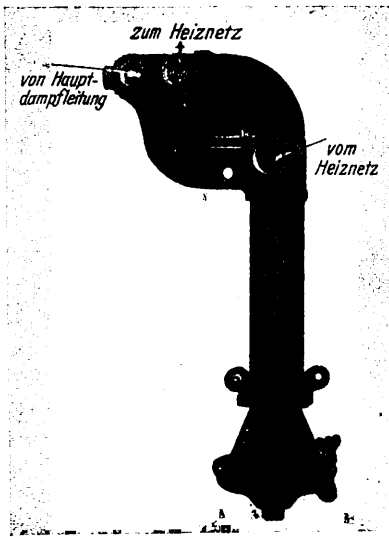
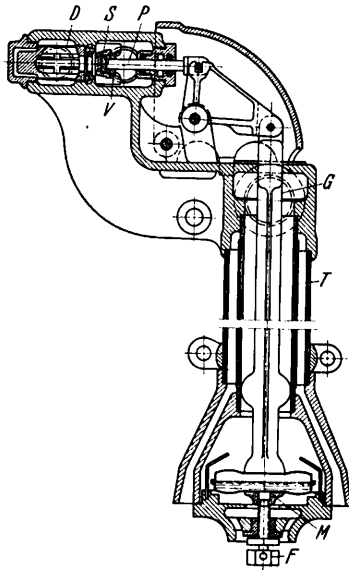


Abb. 2. Dampfleinlaßregler, Ansicht.

Abb. 3. Dampfleinlaßregler,  
Längsschnitt.

Zu Abb. 3: D = Frischdampf-  
filter, S = Regelventil, P = Ventil-  
stange, V = Anschluß zum Heiz-  
netz, G = Kondensat- und Rest-  
dampf-Anschluß vom Heiznetz,  
M = Ausdehnungs-  
membran mit Verdampfungs-  
flüssigkeit, T = Wärmeschutz-  
rohr, F = Einstellschraube.

Reglerteils verhindert Einfrieren des abfließenden Kondensats und schützt insbesondere die Membran vor zu starker Abkühlung, die ein zu weites Öffnen des Reglerventils und Dampfverlust zur Folge haben würde. Ein Wagen hat im allgemeinen zwei Dampfleinlaßregler, einen für jede Wagenseite, einen weiteren für die Steuerung der Dampfzufuhr zum Lufterwärmer, wenn der Wagen eine Bewetterungsanlage besitzt. Der Grund für die Verwendung mehrerer Regler liegt offenbar in dem Streben, mit einer Baugröße auszukommen und ferner in dem Vorteil, nicht das ganze Heiznetz abschalten zu müssen, wenn ein Regler schadhaft wird. Das Gewicht einer Wagenausrüstung für die Dampfheizung, umfassend also zwei Regler mit den Anschlußrohren, beträgt etwa 70 kg.

Dieser Dampfleinlaßregler wird, in seinen Grundzügen unverändert, seit etwa 18 Jahren gebaut und hat sich im Betrieb gut bewährt. Für die Membrandose gibt der Hersteller eine Gewährleistungsfrist von drei Jahren. Dies erscheint verständlich, weil sich derartige Dosen, im Gegensatz zu ausgedehnten Steuerflüssigkeitssystemen mit Verbindungsrohren und zahlreichen Lötstellen, mit Sicherheit dicht herstellen lassen und ein wirklich betriebssicheres Steuermittel bilden.

Während die Dampfleinlaßregler den Hauptleitungsdampfdruck auf angenähert atmosphärischen Druck im Heizrohrnetz zu drosseln und auf dieser Höhe zu halten sowie Dampfverlust am Kondensatabfluß zu vermeiden haben, fällt den Absperrschiebern im Wagen die Aufgabe zu, die Zufuhr des niedergespannten Heizdampfes zu den Heizrohren entsprechend dem Wärmebedarf des Wagens zu regeln. Diese zweite Regelstufe war früher auf Handbedienung abgestellt (s. handbetätigte Schieber, Abb. 1). Seit Ende des vorigen Jahrzehnts werden die Absperrschieber mit elektromagnetischer Betätigung und Thermostatsteuerung ausgeführt. Heute sind angenähert alle im planmäßigen Verkehr laufenden Wagen mit selbsttätiger Heizregelung ausgerüstet, und diese Ausrüstung gehört zu den Standardeinrichtungen jedes Neubauwagens.

In den neueren Wagen sind die elektromagnetisch angetriebenen Schieber in den Fußboden versenkt; die wärme-  
geschützte Fußbodenaussparung ist bündig mit dem Fußboden  
abgedeckt. Abb. 4 bis 7 zeigen Einzelheiten des Schiebers.

Sein Dampfteil stimmt mit dem des handbetätigten Schiebers grundsätzlich überein, lediglich der elektromagnetische Antrieb ist hinzugekommen. In der offenen Stellung (Abb. 5, links) verbindet der runde Schieberkörper den Frischdampfanschluß des Dampfleinlaßreglers mit dem Heizrohrvorlauf, den Heizrohrrücklauf mit dem Abdampfanschluß des Reglers. In der Abschlußstellung, nach Drehung des Schieberkörpers um 90°, ist die Verbindung der Regleranschlüsse mit den Heizrohren unterbrochen, statt dessen sind die Heizrohre mit einem unter den Wagenboden geführten Rohr verbunden, das der Entwässerung und Belüftung der Rohre dient. Der Heizdampfkreis ist dann über den Schieber kurz geschlossen, so daß der vom Regler kommende Dampf unmittelbar zum Reglerückdampfstopfen zurückkehrt und durch stärkere Erwärmung der Membrandose die weitere Frischdampfzufuhr drosselt.

Der elektrische Antriebsteil (Abb. 6) ist, durch eine mittels Feder selbstspannende Stopfbuchse gegen den Dampfteil abgedichtet, auf das Schiebergehäuse aufgesetzt. Er enthält zwei Elektromagnete, deren Anker miteinander verbunden sind. Das Verbindungsstück nimmt bei Bewegung der Anker in der einen oder anderen Richtung einen Hebel mit, der auf dem Schieberkörper sitzt und den Schieber jeweils um 90° dreht. Der Schieber ist kein Dauerstromverbraucher, vielmehr auf Stoßstromsteuerung eingerichtet. Nur für den Umsteuervorgang wird also elektrische Energie erforderlich. Der Kippschalter, der den Arbeitsstrom der Magnete nach Einleitung der Umschaltung unterbricht und

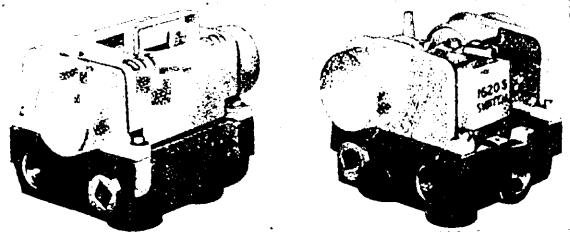


Abb. 4. Elektromagnetisch betätigter Dampfschieber für die Heizungsregelung. Obenansicht: links mit, rechts ohne Schutzkappe für den Antriebsteil.

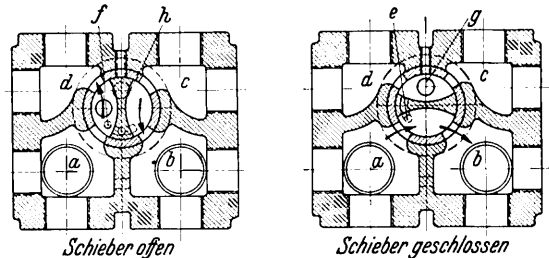


Abb. 5. Elektromagnetischer Dampfschieber. unten waagerechter Schnitt durch den Dampfteil.

a = vom Dampfleinlaßregler, b = zum Dampfleinlaßregler, c = vom Heizrohrnetz, d = zum Heizrohrnetz, e = Belüftungsbohrung offen, f = Belüftungsbohrung geschlossen, g = Entwässerungsbohrung offen, h = Entwässerungsbohrung geschlossen.

anschließend den anderen Magneten auf Arbeitsbereitschaft schaltet (Abb. 7), ist über den Magneten angebracht. Seine Feder dient gleichzeitig zur Sicherung der Endstellungen für

den übrigen Mechanismus. Aus dem Gehäuse des elektrischen Schieberantriebs ragt ein Hebel heraus, mit dem man in Störungsfällen den Schieber von Hand betätigen kann. Jeder der Steuermagnete nimmt für die kurzzeitige Dauer des Umsteuerungsvorgangs 8 bis 13 A (bei 32 V) auf. Die elektrische Energie für die Heizregelung liefern die elektrischen Lichtanlagen der Wagen mit einer Betriebsspannung von 32 V.

Als Thermostate werden von verschiedenen Firmen Kontaktthermometer-, Zweimetall- und Flüssigkeitsausdehnungsdosen-Thermostate geliefert. Die Kontaktthermometer-Thermostate (Abb. 8) überwiegen bei weitem und sind nach jahrelanger Arbeit, insbesondere durch richtige Bemessung der Thermometerkapillare und durch sorgfältig hergestellte Luftleere zu betriebssicheren Geräten entwickelt worden. Ein solcher Thermostat besteht aus einem Preßblech-Grundrahmen (auch Kunstharz-Grundplatten sind gebräuchlich), auf dem hinter einer abnehmbaren, unten und oben offenen, seitlich durchbrochenen Schutzkappe der Thermometerträger befestigt ist. In ihm sind unter Zwischenschaltung von Gummibuchsen die Thermometer mit ihren oberen Enden eingespannt. An die beiden Kontakttringe sind Litzenkabel angelötet, die an Klemmschrauben auf einer Isolierstoffplatte des Grundrahmens angeklemt werden. Bei Stößen können die Kontaktthermometer also in ihrer elastischen Einspannung innerhalb gewisser Grenzen frei ausschlagen und sind dadurch weitgehend gegen Bruch geschützt. Federnde Klemmen, in die man die Thermometer mit ihren Kontakttringen einsetzt und ebenso einfach bei Beschädigung wieder herausnimmt, ohne Klemmschrauben festzuziehen oder zu lösen, werden von den Amerikanern abgelehnt mit der Begründung, bei dieser Ausführung unsicheren Kontakt durch Oxydation der Kontakttringe oder Klemmen befürchten zu müssen. An der Rückseite des Thermostat-Grundrahmens sitzen Hilfsschalter (Relais) — notwendig für die Steuerung der Magnetschieber —, sofern sie nicht auf der großen Steuerschalttafel angebracht sind (s. u.). Im allgemeinen enthält ein Thermostat drei Kontaktthermometer mit Steuertemperaturen von 10°, 21° und 22,5° C. Die 10°-Stufe tritt nur in Tätigkeit, wenn der Wagen im Freien abgestellt wird (s. u.). Bei Personenbesetzung kann

wahlweise das 21°- oder 22,5°-Thermometer in den Regelungsstromkreis eingeschaltet werden.

Einige Angaben über die Kontaktthermometer:

Gesamtlänge . . . . .	102 mm
Länge der Quecksilberblase . . . . .	25 „
Außendurchmesser des Halses . . . . .	6,3 „
Durchmesser der Kapillare . . . . .	0,4 „
Anzahl der Kontakte eines Thermometers . . . . .	2 „
Betriebsmäßige Strombelastung der Kapillare (Betriebsspannung 32 V) . . . . .	0,06 A.

Die Thermostate besitzen, jedoch nicht als Regelausführung, auch elektrische Zusatzheizung in Form einer Widerstandsheizwicklung, um die Übersteuerung der eingestellten Temperatur infolge der Wärmeträgheit des Thermostaten möglichst herabzusetzen: die Zusatzheizung soll insbesondere auch den Einfluß der kalten Wagenwand ausgleichen, der der Erwärmung

der der Erwärmung der Raumluft entgegenwirkt.

Der Thermostat befindet sich im allgemeinen auf der Steuerschalttafel, auf der alle die Heizung und Bewetterung betreffenden Schaltergeräte vereinigt sind. Je nach Wunsch kann er jedoch auch mit dem Thermostaten vereinigt geliefert oder gesondert

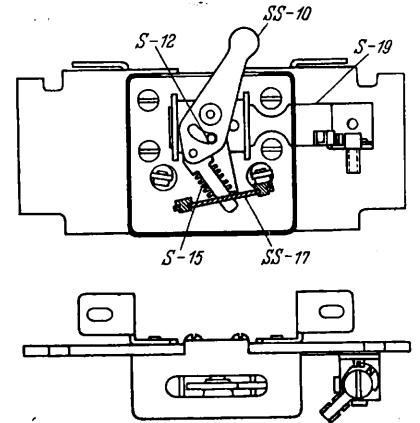


Abb. 7. Elektromagnetischer Dampfschieber, Kniehebelmechanismus mit Endausschalter (Kippschalter).

SS—10 = Schalterhebel, S—12 = Mitnehmerstift, S—15 = Schalterfeder, SS—17 = Kontaktbrücke, S—19 = Anker der Schieberbetätigungsmagnete.

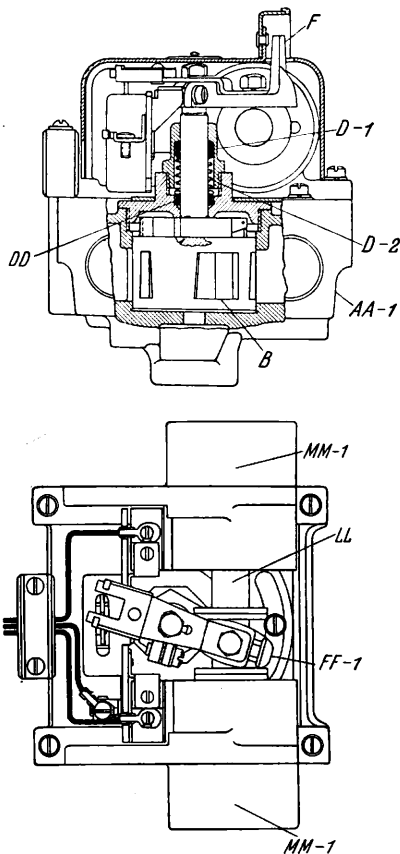
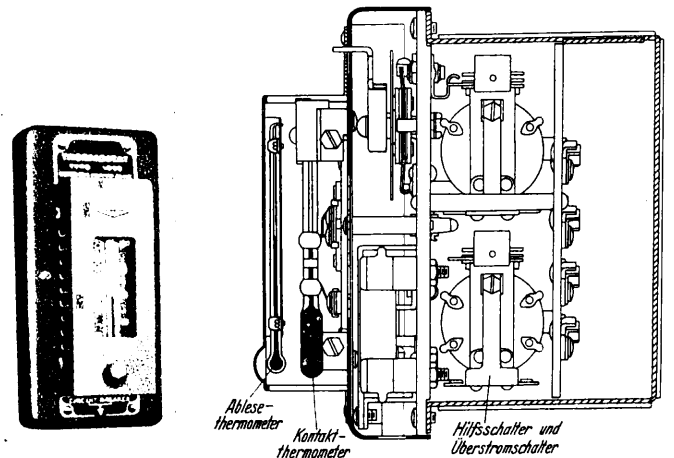


Abb. 6. Elektromagnetischer Dampfschieber, Grundriß und senkrechter Mittelschnitt.

AA—1 = Schiebergehäuse, B = Schieberkörper, DD und D—1 = Stopfbuchspackung, D—2 = Stopfbuchsfeder, MM—1 = Elektromagnete, LL = Anker, FF—1 = Betätigungshebel für Schieber und Kniehebelmechanismus, F = Hebelansatz für Handbetätigung bei Störung.

die Thermometer mit ihren Kontakttringen einsetzt und ebenso einfach bei Beschädigung wieder herausnimmt, ohne Klemmschrauben festzuziehen oder zu lösen, werden von den Amerikanern abgelehnt mit der Begründung, bei dieser Ausführung unsicheren Kontakt durch Oxydation der Kontakttringe oder Klemmen befürchten zu müssen. An der Rückseite des Thermostat-Grundrahmens sitzen Hilfsschalter (Relais) — notwendig für die Steuerung der Magnetschieber —, sofern sie nicht auf der großen Steuerschalttafel angebracht sind (s. u.). Im allgemeinen enthält ein Thermostat drei Kontaktthermometer mit Steuertemperaturen von 10°, 21° und 22,5° C. Die 10°-Stufe tritt nur in Tätigkeit, wenn der Wagen im Freien abgestellt wird (s. u.). Bei Personenbesetzung kann



Ansicht  
Abb. 8. Kontaktthermometer-Thermostat.

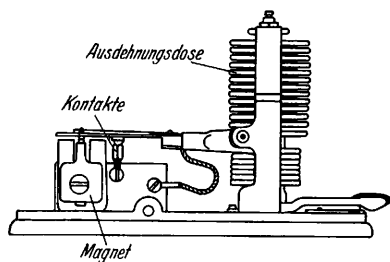
vom Thermostaten im Fahrgastraum angeordnet werden. Diese Ausführungen kommen für kleinere Einzelräume (compartments) in Betracht. Die Thermostatkappen werden nach Wunsch mit oder ohne Ablesethermometer geliefert.

Die Steuergenauigkeit der Thermostate wird mit  $\pm 0,5$  bis  $1,0^\circ$  angegeben.

Beispiele für Thermostate mit flüssigkeitsgefüllter Ausdehnungsdose oder Zweimetallspirale zeigen Abb. 9 und 10. Um schleichendes Schalten und damit Kontaktbrand, sowie Flattern der Kontaktzunge durch die Fahrer-

schütterungen zu vermeiden, ist unterhalb des beweglichen Kontakts ein Dauermagnet vorgesehen. Nach den amerikanischen Erfahrungen sind die Zweimetall-Thermostate angeblich den Kontaktthermometern unterlegen, weil das Zweimetall altert und dadurch die Steuergenauigkeit verringert wird, die Kontakte abbrennen und oxydieren und die Fahrerschütterungen die Kontaktzungen zu Schwingungen anregen. Es erscheint jedoch außer Zweifel, daß sich diese Mängel weitgehend beseitigen lassen. Die Thermostate mit Ausdehnungsdose sind angeblich zu teuer für eine größere Verbreitung; außerdem trifft der 2. und 3. bei den Zweimetallgeräten genannte Mangel auch für sie zu.

Abb. 9. Thermostat mit flüssigkeitsgefüllter Ausdehnungsdose.



Die übliche elektrische Schaltung der Reglungsanlage enthält Abb. 11. Der Arbeitsstrom für die Umsternmagnete des Dampfschiebers (unten links) wird von einem Hilfsschalter geschaltet. In dem dargestellten Betriebszustand ist der Thermostat-Umschalter auf „hoch“ = 22,5°-Thermometer geschaltet, das jedoch seinen Steuerstromkreis noch nicht geschlossen hat. Die Spule des Hilfsschalters ist stromdurchflossen, seine Kontaktzunge liegt am „auf“-Kontakt, der den Steuermagneten des Schiebers für die Stellung „auf“ an das elektrische Netz legt. Strom fließt in diesem Steuermagneten jedoch nicht mehr, da der Kippschalter im Schieber ihn nach Einleitung des Umschalt-

vorgangs in die Stellung „auf“ bereits unterbrochen hat. Der Kippschalter hat damit gleichzeitig auf den Steuermagneten „zu“ geschaltet. Dieser Magnet erhält jedoch erst dann Spannung und schließt den Schieber, wenn das Kontaktthermometer auf 22,5° erwärmt ist und seinen Stromkreis geschlossen hat. Damit schließt es nämlich die Spule des Hilfsschalters kurz; der Strom fließt nicht mehr von + über Be-

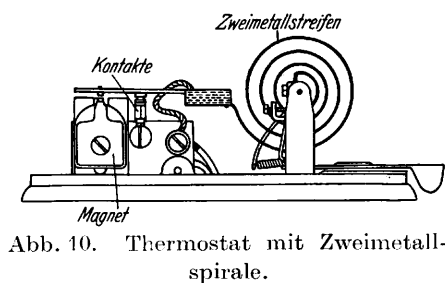
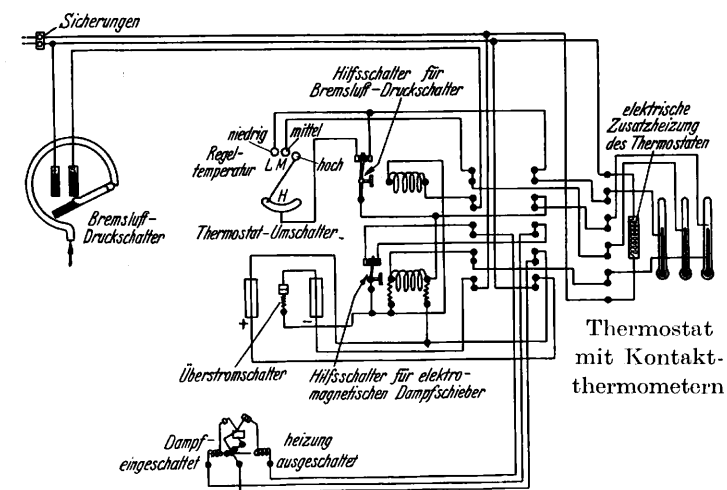


Abb. 10. Thermostat mit Zweimetallspirale.

grenzungswiderstand — Hilfsschalterspule — Begrenzungswiderstand, sondern nur über das Kontaktthermometer und die Begrenzungswiderstände. Der Hilfsschalter fällt infolgedessen ab und schließt damit den Stromkreis des „zu“-Schiebermagneten, der den Schieber auf Abschlußstellung umsteuert, seinen Stromkreis dabei aber gleichzeitig durch den Kippschalter im Schieber unterbricht. Ist die Temperatur am Thermostaten wieder unter 22,5° gesunken, so unterbricht das Kontaktthermometer wieder den Kurzschlußstromkreis der Hilfsschalterspule, die Spule ist stromdurchflossen, legt den „auf“-Steuermagneten des Schiebers an Spannung und der Schieber wird in die geöffnete Stellung umgesteuert. Wenn der Thermostatschalter auf „mittel“ oder „niedrig“ steht, steuern die entsprechenden Kontaktthermometer auf dieselbe Weise bereits bei ihren niedrigeren Steuertemperaturen den Schieber. Wie aus dem Schaltbild ersichtlich, ist die Schaltung so getroffen, daß das 22,5°-Thermometer in Tätigkeit tritt, wenn das 10°- oder 21°-Thermometer versagt. Das 22,5°-Thermometer dient also, falls nicht selbst eingeschaltet, als Reserve.



Elektromagnetischer Dampfschieber

Abb. 11. Schaltbild der selbsttätigen elektrischen Heizungsregelung mit Kontaktthermometer-Thermostat.

Der Dauerstromverbrauch der Reglungsanlage beschränkt sich auf den Verbrauch des Hilfsschalterstromkreises. Er beträgt nach amerikanischer Angabe nur etwa  $\frac{1}{10}$  Amp., ist also

grenzungs-widerstand — Hilfsschalterspule — Begrenzungswiderstand, sondern nur über das Kontaktthermometer und die Begrenzungswiderstände. Der Hilfsschalter fällt infolgedessen ab und schließt damit den Stromkreis des „zu“-Schiebermagneten, der den Schieber auf Abschlußstellung umsteuert, seinen Stromkreis dabei aber gleichzeitig durch den Kippschalter im Schieber unterbricht. Ist die Temperatur am Thermostaten wieder unter 22,5° gesunken, so unterbricht das Kontaktthermometer wieder den Kurzschlußstromkreis der Hilfsschalterspule, die Spule ist stromdurchflossen, legt den „auf“-Steuermagneten des Schiebers an Spannung und der Schieber wird in die geöffnete Stellung umgesteuert. Wenn der Thermostatschalter auf „mittel“ oder „niedrig“ steht, steuern die entsprechenden Kontaktthermometer auf dieselbe Weise bereits bei ihren niedrigeren Steuertemperaturen den Schieber. Wie aus dem Schaltbild ersichtlich, ist die Schaltung so getroffen, daß das 22,5°-Thermometer in Tätigkeit tritt, wenn das 10°- oder 21°-Thermometer versagt. Das 22,5°-Thermometer dient also, falls nicht selbst eingeschaltet, als Reserve.

Eine besondere Eigenart stellt der Bremshauptleitungs-Druckschalter mit seinem Hilfsschalter dar. Ist der Wagen im Verkehr, die Bremshauptleitung also mit Druckluft gefüllt, so sind die Kontakte des Druckschalters dank der Spreizung seiner Bourdonfeder offen. Die Hilfsschalterspule ist spannungslos und das 10°, 21°- oder 22,5°-Thermometer kann mit dem Thermostatschalter wahlweise in den Regelungsstromkreis eingeschaltet werden. Wird der Wagen abgestellt und ist die Bremshauptleitung ohne Druckluft, so liegt, da die drucklose Bourdonfeder die Schalterkontakte geschlossen und der Hilfsschalter infolgedessen seinen Anker angezogen hat, das 10°-Thermometer im Stromkreis, und die Raumtemperatur des Wagens wird unabhängig von der Stellung des Thermostatschalters auf diesem Wert gehalten. Mit einem Druckknopf läßt sich der Druckschalter auch von Hand ausschalten, um auf den Abstellbahnhöfen, wenn die Bremsleitung ohne Druck, die Regelanlage prüfen zu können. Diese Einrichtung ist für die amerikanischen Betriebsverhältnisse geschaffen. Die Personenwagen für den fahrplanmäßigen Bedarf werden nicht in Hallen, sondern ausschließlich im Freien abgestellt und ständig mit Dampf aus den Dampfkesselanlagen der Wagenbehandlungsstellen beheizt, um die Wasserbehälter nicht entleeren zu müssen und die Wagen innen reinigen und ausbessern zu können. Hierfür genügen 10° im Wagenraum: da die Wagen früher ohne Regelung auf 21 bis 27° geheizt wurden, ergibt sich durch den Luftdruckschalter mit 10°-Kontaktthermometer eine beträchtliche Dampfersparnis, die nach den amerikanischen Ermittlungen zu 60% angegeben wird.

Die elektrische Zusatzheizung zum Ausgleich der kühlenden Wirkung der Fensterwand bei Wandthermostaten liegt dauernd an Spannung.

Außer durch doppelpolige Absicherungen ist der elektromagnetische Schieberantrieb noch durch einen thermischen Überstromschalter gegen Überlast gesichert, die elektrische der mechanische Ursachen (z. B. Hängenbleiben des Schiebers auf einer Zwischenstellung) haben kann. Der Schalter ist mit dem Thermostaten baulich vereinigt oder befindet sich auf der Hauptschalttafel.

Die Thermostate für die Dampfheizung sind teils an den Fensterwänden in halber Raumhöhe angebracht, teils auch in Mitte Wagen unter einer Sitzbank, jedoch nach dem Mittelgang des Wagens hin, so daß die Strahlung der Heizrohre nicht auf sie wirken kann. Die letztgenannte Anordnung wurde in neuen Wagen beobachtet. Die Thermostatkappe ist in diesem Fall sehr einfach gehalten, ohne Ablesethermometer.

Der Dauerstromverbrauch der Reglungsanlage beschränkt sich auf den Verbrauch des Hilfsschalterstromkreises. Er beträgt nach amerikanischer Angabe nur etwa  $\frac{1}{10}$  Amp., ist also

für die ohnehin starken Wagenbatterien ohne jede Erschöpfungsfahrer erträglich.

## 2. Regelung der Bewetterungsanlagen.

Bei den ältesten Bewetterungsanlagen wurde die Temperatur in den Fahrgasträumen vom Zugbegleitpersonal von Hand gesteuert. Inzwischen hat sich längst die thermostatische Steuerung durchgesetzt. Der Thermostat für Luftkühlung sitzt meistens nahe der Umluftansaugöffnung oder unmittelbar hinter ihr im Umluftkanal, seltener im Fahrgastraum selbst. Hierzu ist ergänzend zu bemerken, daß, um Kälteleistung und Heizleistung zu sparen, nicht ausschließlich Frischluft dem Wagen zugeführt, sondern etwa 50% der eingeblasenen Luft als „Umluft“ aus dem Wagenraum entnommen wird. Kontaktthermometer werden fast ausschließlich für die Regelung benutzt, und zwar in der Stufung 23,5; 25,5; 27,5°. Dem Zugbegleitpersonal wird vorgeschrieben, die Kühlung einzuschalten, sobald die Lufttemperatur im Wagen über 24° steigt: die 23,5°.

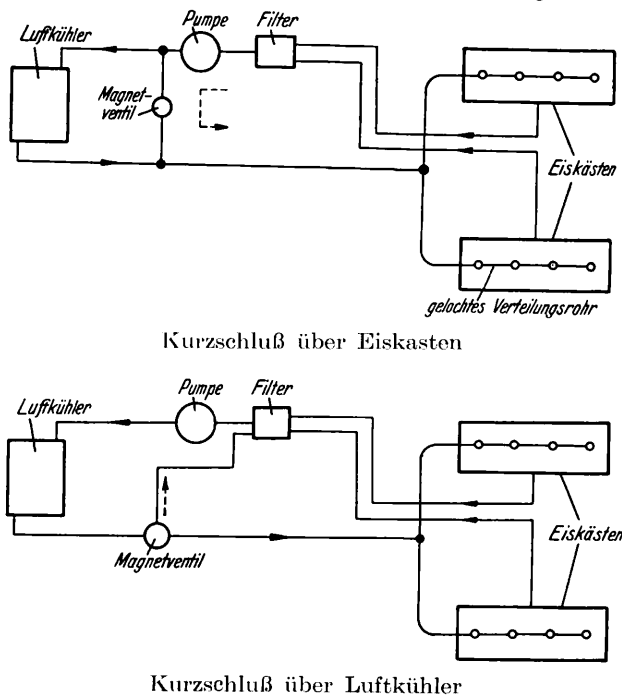


Abb. 12. Umgangsteuerung von Eisbewetterungsanlagen. Eiswasserkreisläufe.

Stufe soll bis 26,5° Außenlufttemperatur im Schatten eingeschaltet bleiben, die 25,5°-Stufe von 27 bis 32°, die 27,5°-Stufe von 32,5° an. Die Kontaktthermometer der Steuerstufen können mit einem Umschalter wahlweise in den Steuerstromkreis eingeschaltet werden. Die angegebenen Temperaturbeziehungen entsprechen ungefähr den empfohlenen gesundheitlichen Bestwerten (s. a. die Ausführungen über Differenzthermostate). Aus eigener Beobachtung wurde festgestellt, daß bei sorgsamer Bedienung des Thermostat-Umschalters die gewünschten Temperaturen sich mit guter Genauigkeit halten lassen.

Bei Luftkühlung mit Eiswasser schaltet der Thermostat über einen Hilfsschalter den Antriebsmotor der Eiswasser-Umwälzpumpe ein und aus oder er schließt und öffnet ein Magnetventil in einer Umgeleitung (Abb. 12, oben); über sie kehrt das Eiswasser zum Eiskasten zurück, ohne den Luftkühler zu durchströmen, wenn die Lufttemperatur die eingestellte Steuertemperatur erreicht hat und das Magnetventil geöffnet ist. Die erste Form der Steuerung hat den Vorteil des geringeren Verbrauchs an elektrischer Energie, die zweite den Vorteil geringerer Beanspruchung der Schaltgeräte. Für die Umgangsteuerung wird neuerdings eine andere Schaltung des

Wasserumlaufs ausgeführt (Abb. 12, unten), bei der der Kurzschluß des Eiswasserkreislafs durch Magnetventil nicht über den Eiskasten, sondern über den Luftkühler hergestellt wird, wenn die Steuertemperatur der gekühlten Luft erreicht ist. Dies bietet den Vorteil, daß dann nicht das Eiswasser im Eiskasten umgewälzt wird und der Eisvorrat die Kälteverluste der Rohrleitungen zu decken hat; nur wenn die Kühlluft über der Steuertemperatur der Thermostaten liegt, fließt das Wasser über den Eiskasten.

In Anlagen mit Verdichterkältemaschinen wird bei elektrischem Antrieb der Kältemaschinenmotor durch den Thermostaten über Hilfsschalter geschaltet, bei direktem Aehsantrieb (Pullman) die elektrische Induktionskupplung zwischen Wagenachtrieb und Kältemaschine, bei Antrieb mit Propan-Verbrennungsmotor der elektrische Starter und die Zündung des Motors. Bei Dampfstrahlkältemaschinen steuert der Thermostat die Dampfzufuhr zum Ejektor durch ein Motorventil, die Kondensator-Kühlwasserpumpe und das Kondensatorgebläse, während die Kaltwasser-Umwälzpumpe dauernd läuft.

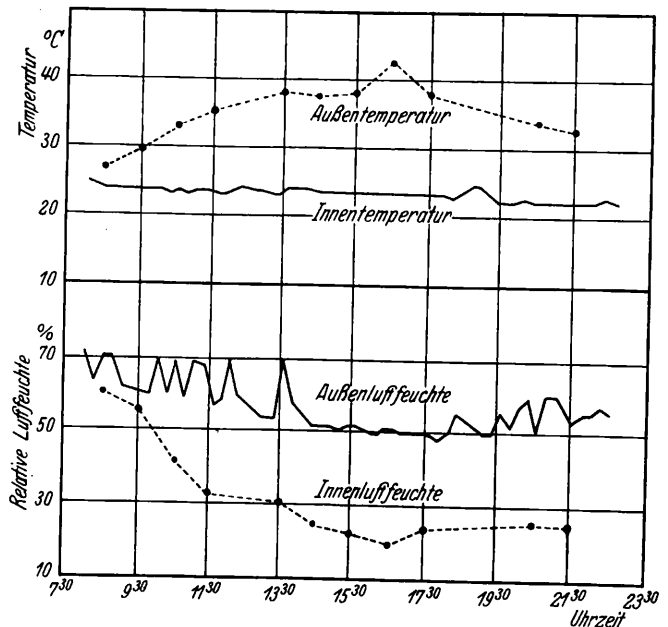


Abb. 13. Verlauf der Lufttemperatur und relativen Luftfeuchte in einem amerikanischen Personenwagen mit Bewetterungsanlage; Kühlungsbetrieb.

Der Warmluftthermostat für Winterbetrieb ist in den Deckenkanal für die Luftverteilung in Mitte oder an dem der Lufteinströmung entgegengesetzten Ende eingebaut. Kontaktthermometer werden hierfür ebenfalls verwendet, die wahlweise in den Steuerstromkreis eingeschaltet werden können. Ihre Steuertemperaturen sind 18,5; 21,5 und 23,5°. Der Thermostat steuert über einen Hilfsschalter einen Magnetschieber, der den Abschluß des Magnetventils keine plötzliche Abkühlung der Luftherwärmer-Heizfläche zu erhalten und scharfe Temperaturunterschiede zu vermeiden, werden die Luftherwärmerrohre bei Abschlußstellung des Schiebers nur durch eine kleine Bohrung belüftet, so daß sich durch die Kondensation des Dampfgehalts im Luftherwärmer ein gewisses Vakuum ausbilden kann. Es gleicht sich allmählich gegen die Atmosphäre aus und saugt während seines Bestehens durch eine weitere kleine Bohrung im Schieberkörper eine geringe Dampfmenge in den Luftherwärmer nach, so daß die durchgeblasene Luft allmählich kühler wird. Im allgemeinen ist für den Luftherwärmer ein besonderer Dampfeinlaßregler gleich dem für die Dampfheizanlage benutzten vorgesehen (Abb. 2 und 3), der den Heizdampf von Hauptleitungsdruck auf angenähert atmosphärischen Druck abspannt.

Außer der Temperaturreglung ist z. T. auch noch die Gebläseluftmenge durch Änderung der Drehzahl in drei Stufen veränderlich.

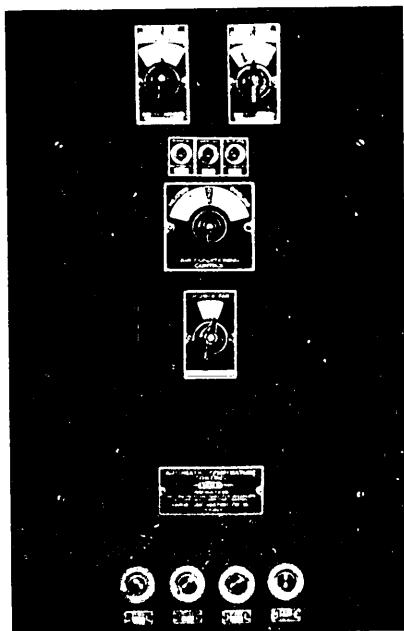


Abb. 14. Steuerschalttafel für Dampfheizung und Bewetterungsanlage (Gebläse, Lufterwärmung und Luftkühlung).

wenig begrüßenswerte Komplizierung der Bahnbewetterungsanlagen. Ein anderer Teil sieht derartige Einrichtungen als

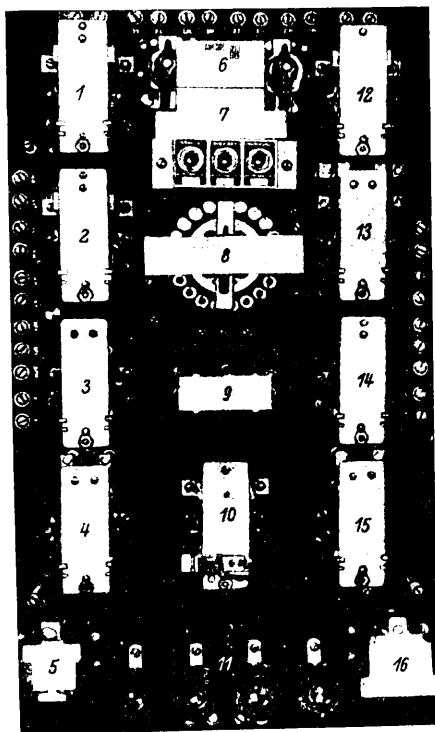


Abb. 15. Steuerschalttafel für Dampfheizung und Bewetterungsanlage, Deckplatte abgenommen.

Den Erfolg der Temperaturreglung in der gegenwärtigen Form macht die Abb. 13 für den Kühlbetrieb offensichtlich.

Die Luftfeuchte wird nur selten durch besondere Regelgeräte beeinflusst. Durch zweckentsprechende Bemessung der Luftkühleroberfläche und der Temperatur der kühlen Luft gelingt es im allgemeinen, die relative Luftfeuchte unterhalb der zulässigen Obergrenze von 70% zu halten. Daß sie unter die untere Grenze von 30% sinkt, verhindert die Wasserdampf-abgabe der Wageninsassen. Ein Teil der amerikanischen Fachleute hält deshalb die Feuchtesteuerung für nicht erforderlich, ebensowenig die Luftbefeuchtung im Winter und erklärt diese Maßnahmen für eine

- 1 Hilfsschalter für elektromagnetischen Dampfheizungsschieber, linke Wagenseite.
- 2 Hilfsschalter für Dampfschieber des Lufterhitzers.
- 3 Gebläsemotor-Schütz.
- 4 Hilfsschalter für Sicherheitsthermostat gegen Kaltluftereinblasung bei Heizbetrieb.
- 5 Hilfsschalter für Merklampe der Dampfschieber.
- 6 Thermostat-Umschalter Dampfheizung.
- 7 Störungs-Ausschalter für elektromagnetische Dampfschieber.
- 8 Luftkühlungs- und Erwärmungs-Steuerschalter für Bewetterungsanlage.
- 9 Gebläsemotor-Schalter.
- 10 Thermischer Überstromschalter.
- 11 Sicherungen.
- 12 Hilfsschalter für elektromagnetischen Dampfheizungsschieber, rechte Wagenseite.
- 13 Hilfsschalter für Bremsluft-Druckschalter (zur 10°-Stufe des Dampfheizungs-Thermostaten).
- 14 Schütz für Kältemaschinen.
- 15 Hilfsschalter zur gegenseitigen Verriegelung, Heizen/Kühlen der Bewetterungsanlage.
- 16 Hilfsschalter für Merklampe der Kältemaschine.

Eine Luftfeuchterege lung läßt sich im Kühlbetrieb so erreichen, daß die Luft genügend tief gekühlt wird, um eine ausreichende Entfeuchtung auch für den größten Feuchteanfall zu erreichen. Da die Lufttemperatur dann aber für die Einblasung in den Fahrgastraum zu niedrig ist, muß nachgewärmt werden, wozu mangels anderer Wärmequellen die Abluft aus dem Fahrgastraum oder Außenluft benutzt wird. Im Winter kann durch Zerstäubung von Wasser oder Zuführung von Dampf in den Zuluftstrom die Luft befeuchtet werden. Als Regelgeräte kommen Haargeräte oder besser Geräte mit trockenem und feuchtem Thermometer in Betracht.

### 3. Anordnung der Schaltgeräte.

Die Steueranlagen für die Bewetterungsanlagen sind bereits seit Jahren weitgehend vereinheitlicht. Sämtliche dazugehörigen Schaltgeräte und Sicherungen sind zu einer Steuerschalttafel vereinigt, die sich in einem vom Abort oder Mittelgang an einem Wagende her dem Zugbegleitpersonal zugänglichen Schrank befindet.

In die Schalttafel sind die Steuergeräte für die Dampfheizung einbezogen. Die zweckmäßige und übersichtliche Anordnung der Tafel stellen Abb. 14 und 15 dar. Die Deckplatte kann nach Lösen von vier Schrauben abgenommen werden und gibt sämtliche Geräte mit ihren Anschlüssen frei. Die Geräte sitzen auf Stiftschrauben der Tafel, die Abdeckplatte hat Ausschnitte für Schalter und Sicherungen. In der senkrechten Mittelachse der Tafel folgen einander von oben nach unten:

1. Die beiden Umschalter für die Thermostate der Dampfheizung (s. a. Schaltbild Abb. 11); mit ihnen können die drei Temperaturstufen der Thermostate eingeschaltet werden (10°, 21°, 22,5°). Da für die Heizschlangen jeder Wagenseite ein Thermostat vorgesehen ist, befinden sich auf der Tafel auch zwei Umschalter.

2. Je ein Störungs-Ausschalter für die Heizschlangen-Magnetschieber beider Wagenseiten und des Lufterhitzers. Kündet die über der Tafel sitzende Merklampe durch wechselndes Aufleuchten und Erlöschen (unter dem Einfluß des thermischen Überstromschalters, der unter 5. noch behandelt wird und im Abschnitt „Regelung der Dampfheizung“ schon erwähnt wurde) an, daß eine Störung im Heizungs-Steuerstromkreis vorliegt, so kann man durch nacheinander erfolgende Betätigung der drei Schalter den fehlerhaften Stromkreis feststellen, ihn ausschalten und den betreffenden Schieber weiterhin von Hand betätigen.

3. Luftkühlungs- und Erwärmungs-Steuerschalter für die Bewetterungsanlage, der in der Mitte die „Aus“-Stellung, auf der linken Seite die drei Steuertemperaturstufen für die Erwärmung, auf der rechten Seite für die Kühlung der in den Wagen einzublasenden Luft enthält.

4. Gebläsemotor-Schalter. Er ist mit dem Luftkühlungs- und Erwärmungs-Steuerschalter so verriegelt, daß erst das Gebläse eingeschaltet werden muß, bevor der Dampfzufluß zum Lufterhitzer geöffnet oder die Kältemaschine für die Luftkühlung in Betrieb gesetzt werden kann, sofern der Steuerschalter auf Heizen oder Kühlen steht. In seiner Mittelstellung kann die Anlage in reinem Lüftungsbetrieb ohne Erwärmung oder Kühlung der Luft betrieben werden.

5. Thermischer Sicherheits-Überstromschalter zum Schutz der Magnetschieber bei Kurzschluß ihres elektrischen Teils oder dessen Zuleitungen, Festsitzen des Schieberkörpers im Gehäuse und ähnlichen Störungen.

6. Sicherungen für die einzelnen Steuerstromkreise.

wünschenswert an, und es erscheint durchaus nicht ausgeschlossen, daß die Luftfeuchterege lung im Zuge der weiteren Verfeinerung der Bewetterungsanlagen künftig an Bedeutung zunimmt.

Die linke Schalttafelseite enthält:

7. Hilfsschalter für den Dampfheizungs-Magnetschieber der linken Wagenseite (s. a. Schaltbild Abb. 11).

8. Hilfsschalter für den elektromagnetischen Dampfschieber des Lufterhitzers.

9. Gebläsemotor-Schütz.

10. Hilfsschalter zur Verhinderung der Einblasung von großen Mengen kalter Luft bei Heizbetrieb. Der Hilfsschalter wird von einem zusätzlichen Kontaktthermometer im Lufterwärmungs-Thermostaten im Deckenkanal gesteuert und setzt die Drehzahl des Gebläses durch Feldverstärkung seines Antriebsmotors stark herab, wenn die Temperatur der Einblasluft unter etwa 18° sinkt.

11. Hilfsschalter für die Merklampe der Magnet-Dampfschieber der Dampfheizung und des Lufterhitzers (s. a. unter 2.).

Auf der rechten Seite der Tafel befinden sich:

12. Hilfsschalter für den Dampfheizungs-Magnetschieber der rechten Wagenseite.

13. Hilfsschalter für den Bremsluft-Druckschalter zum Umschalten des Dampfheizungs-Thermostaten auf die 10<sup>0</sup>-Stufe, wenn der Wagen außer Betrieb abgestellt wird, die Bremshauptleitung also drucklos ist (s. a. Schaltbild Abb. 11).

14. Schütz für Kältemaschine.

15. Hilfsschalter zur gegenseitigen Verriegelung des Lufterhitzer-Magnetdampfschiebers und der Kältemaschine, so daß die Luft entweder nur erwärmt oder nur gekühlt werden kann. Bei Stellung „Kühlen“ des Steuerschalters für die Lufterwärmung und -kühlung werden die Thermostate der Dampfheizung selbsttätig auf die 10<sup>0</sup>-Stufe geschaltet, so daß, selbst wenn die Hauptheizleitung unter Dampfdruck steht, keine Gegenwirkung der Dampfheizung gegen die Luftkühlanlage möglich ist. Diese Verriegelung ist auf die amerikanischen Betriebsverhältnisse zugeschnitten, die es bei Fahrten über weite Strecken, z. B. im transkontinentalen Ost-West-Verkehr mit sich bringen, daß im Osten des Landes geheizt, im Westen jedoch gekühlt werden muß.

16. Merklampen-Hilfsschalter für die Kältemaschine.

Zur Steueranlage gehören ferner für den Verdichtermotor ein Selbstanlasser, im allgemeinen stromabhängig über elektromagnetisch oder thermisch betätigte Schütze, mit den zugehörigen Anlaßwiderständen in zwei oder drei Stufen, ein thermischer Überstromschalter und ein Mindestspannungsschütz. Anlasser und Überstromschalter sind auch für den Wechselstromteil des Motors vorgesehen (für Standbetrieb mit Drehstrom von 220 V, 60 Hz aus dem Landesnetz, zum Vorkühlen der Wagen vor Fahrtbeginn); der Überstromschalter dient zugleich als Schutz gegen Zweiphasenlauf. Ferner ist ein Sicherheitsschütz gegen Phasenvertauschung vorhanden.

Gleichstrom- und Wechselstromteil des Verdichter-Antriebsmotors sind elektrisch gegeneinander verriegelt, so daß nur immer einer unter Spannung sein kann.

#### 4. Differenzthermostate.

Für die Regelung der Lufttemperatur sind in letzter Zeit Thermostate gebaut worden, die nicht auf feste Temperaturwerte steuern, sondern die Lufttemperatur im Wagen in Abhängigkeit von der Außenlufttemperatur regeln. Derartige „Differenzthermostate“ erhalten eine Steuerkennlinie, die sie befähigt, die Differenz zwischen der Außen- und Innentemperatur auf dem hygienischen Bestwert zu halten. Der Wunsch, Differenzthermostate zu verwenden, ist mit der steigenden Entwicklung der Bewetterungsanlagen immer stärker geworden, weil die üblichen Thermostate mit Stufenschalter die Klimagüte im Wagen von der Aufmerksamkeit und Sorgfalt des Zugbegleitpersonals abhängig machen. Insbesondere konnte zu starke Kühlung der Wagen beobachtet werden, die Erkältungsgefahr für die Fahrgäste mit sich bringt.

Abb. 16 gibt einen Differenzthermostaten im Bild, Abb. 17 in grundsätzlicher Darstellung mit Schaltschema wieder. Als Steuerglied wird für die Innentemperatur ein Zweimetallstreifen

verwendet, für die Außentemperatur ein Fühler mit Membran-dose und Verbindungsrohrchen, die eine Gasfüllung enthalten. Steigt die Temperatur im Wageninnern, so biegt sich der Zweimetallstreifen nach oben, bis die Kontakte H und C sich schließen. Dadurch wird der Spulenstromkreis eines Zweikontakt-Hilfsschalters geschlossen; über die rechte Kontaktfeder L<sub>2</sub>-A ist, wenn der Kühlungs-Heizungs-Umschalter BSVA auf A-S, d. i. „Kühlen“ steht, die Verdichter-Kältemaschine eingeschaltet. Die zweite, linke Kontaktfeder H-C

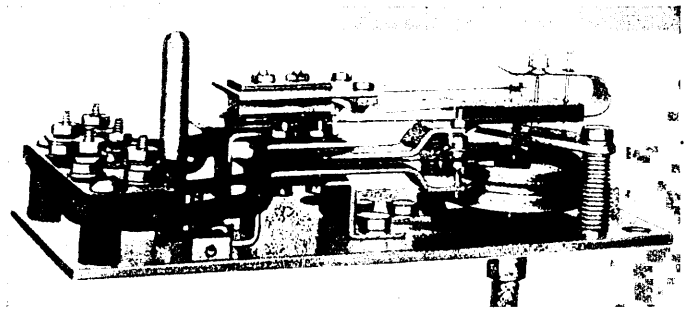


Abb. 16. Differenzthermostat, Ansicht ohne Schutzkappe.

des Hilfsschalters hat gleichzeitig die Kontakte H-C kurzgeschlossen, stellt also einen Haltekontakt dar, durch den der Hilfsschalter seine Spule selbst unter Spannung hält. Unter dem Einfluß der arbeitenden Kühlanlage sinkt die Raumtemperatur. Der Zweimetallstreifen unterbricht Stromkreis

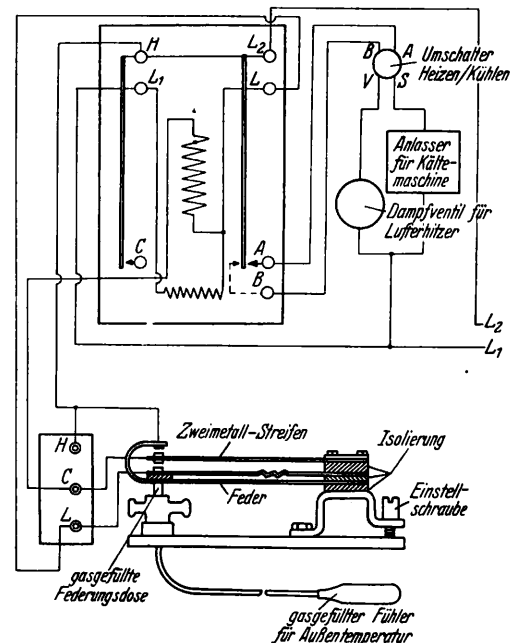


Abb. 17. Differenzthermostat, Schaltbild und grundsätzliche Darstellung.

H-C. Da dieser aber durch die linke Hilfsschalterkontaktfeder kurzgeschlossen ist, ändert sich nichts, die Kältemaschine läuft weiter. Erst wenn der Zweimetallstreifen sich so weit nach unten gebogen hat, daß die Kontakte C und L geschlossen werden, fällt der Hilfsschalter ab, da seine Spule kurzgeschlossen ist. Damit wird auch der Arbeitsstrom der Kältemaschine durch Kontaktfeder L<sub>2</sub>-A unterbrochen. Diese Schaltung hat den Vorteil, daß die kleinen Kontakte des Thermostaten den Steuerstrom nur schließen, die Stromkreisunterbrechung jedoch von den kräftigen Hilfsschalterkontakten H-C vorgenommen wird. Kontaktabbund des Thermostaten wird damit vermieden. Die Haltekontaktfeder H-C macht ferner

ein Flattern des Zweimetallstreifens infolge der Fahrerschütterungen unschädlich.

Die räumliche Lage der Kontakte H und L ist nun nicht fest, sondern wird in Abhängigkeit von der Außenlufttempera-

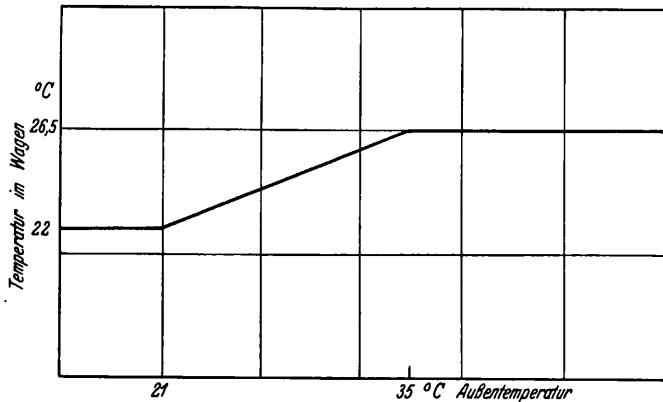


Abb. 18. Kennlinie eines Differenzthermostaten.

tur geändert. Steigt sie z. B., so dehnt das Steuergas in der Membrandose diese weiter aus und hebt die Kontakte L und H. Die Folge ist, daß Kontakt C den Kontakt H erst nach stärkerer

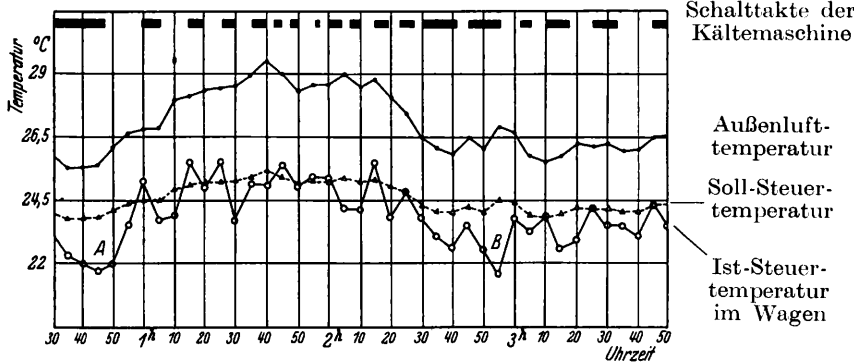


Abb. 19. Soll- und Ist-Temperaturverlauf eines Differenzthermostaten.

Krümmung, also bei höherer Innentemperatur erreicht, als wenn die Außenlufttemperatur niedriger ist. Die Innentemperatur wird demnach mit steigender Außenlufttemperatur ebenfalls auf einen höheren Wert geregelt, und gesundheitlich unzulässig tiefe Kühlung des Wagenraums unter die Außenlufttemperatur wird so vermieden. Bei Senkung der Außenlufttemperatur, Drucksenkung des Steuergases und Zusammenziehen der Membran tritt der umgekehrte Vorgang ein.

Über einen Gegenkontakt B für die rechte Hilfsschalter-Kontaktfeder und die Stellung B—V, d. i. „Heizen“ des Umschalters steuert der Thermostat ein Magnetventil oder einen Magnetschieber für die Dampfheizung. Das Temperaturintervall, innerhalb dessen der Thermostat schaltet, läßt sich auf 1° oder mehr einstellen. Mit Hilfe eines weiteren Hilfsschalters läßt sich der Kühlungs-Heizungs-Handumschalter umgehen und das Umschalten von Köhlen auf Heizen und umgekehrt bei einer bestimmten Außenlufttemperatur selbsttätig bewerkstelligen. Die Hauptmaße der Thermostaten sind 178,83.63 mm.

Abb. 18 stellt die Steuerkennlinie eines Differenzthermostaten dar, die sich in der Temperaturlage ihrer Zweige nach Wunsch des Käufers ausbilden läßt. Die Kennlinie in Abb. 18 entspricht den von der Amer. Soc. of Heating and Ventilating Engineers empfohlenen Richtwerten für die Beziehung zwischen Innen- und Außentemperatur. Nach dieser Kennlinie wird die Innentemperatur bis zu einer Außentemperatur von 70° F = 21° C konstant auf 72° F = 22° C gehalten, d. h. bei einer Außentemperatur unter 21° C ist die Kühlmaschine abgeschaltet, solange die Innentemperatur unter 22° C liegt. Steigt die Innentemperatur über 22° C und die Außentemperatur über 21° C, so ändert sich die Innentemperatur in jenem gesundheitlich empfehlenswerten linearen Verhältnis zur Außentemperatur bis zu einer Grenze von 95° F = 35° C Außentemperatur und 80° F = 27° C Innentemperatur. Von da ab bleibt die Innentemperatur konstant, steigt also bei sich

weiter erhöhender Außentemperatur nicht weiter, bis die Leistungsgrenze der Kühlmaschine sie wiederum ansteigen läßt. Abb. 19 zeigt den gemessenen Temperaturverlauf, wobei der Thermostat nach einer gegenüber Abb. 18 geänderten Kennlinie geeicht war. Die oberste stark ausgezogene unterbrochene Linie stellt die Laufzeiten der Kältemaschine dar, die sich im Verlauf der Innentemperatur, gemessen am Thermostaten, deutlich widerspiegeln. Die Punkte der gestrichelten Linie sind die Soll-Innentemperaturen entsprechend Kennlinie und der jeweils herrschenden Außen-

temperatur. Das Verhältnis dieses Linienzuges zur gesteuerten Innentemperatur gibt ein Bild der recht guten Steuergenauigkeit von 1 bis 2° F = etwa 0,5 bis 1° C.

Eine andere Differenzthermostatausführung arbeitet mit einem System wechselnd elektrisch beheizter, sich gegenseitig beeinflussender Zweimetallkontaktstreifen, das eine ähnliche Steuerkennlinie ergibt wie Abb. 18. Eine dritte Bauart benutzt sowohl für Innen- wie für Außentemperatur steuergasgefüllte Membrandosen als Temperaturfühler.

## Die Veränderlichkeit der Bremsgestängelagen an Lokomotiven und Tendern und die dadurch bedingte Form der Nachstellung.

Von techn. Reichsbahnoberinspektor H. Kröger, Mülheim (Ruhr)-Speldorf.

Die nachfolgenden Ausführungen bezwecken, Aufklärung zu schaffen über die inneren Zusammenhänge verwickelter Bremsgestängeanordnungen mit doppelseitiger Abbremsung und den Nachweis zu liefern, daß die Nachstellung solcher Bremsgestänge nach vorgeschriebenen, von der Bauart des Gestänges abhängigen Zahlenwerten die Gewähr für eine zweckentsprechende Nachstellung, gleichmäßige volle Bremswirkung und möglichst gleichmäßigen Verschleiß bietet. Da die doppelseitige Anordnung der Bremsklötze an etwa 25% der Lokomotiven der Deutschen Reichsbahn angewendet ist, erscheint ein besonderes Bedürfnis für eine solche Anweisung gegeben.

Die Übertragung des Bremszylinderdrucks bei Druckluftbremsen auf die einzelnen Bremsstellen an Lokomotiven und Tendern geschieht in den weitaus meisten Fällen über ein zwischen Bremskolbenstange und Bremsklötze eingeschaltetes

Gestänge. Mit jeder Bewegung des Bremskolbens innerhalb der vorgeschriebenen Grenzen ändert sich die Lage des Gestänges. Während Zug- und Druckstangen eine hin- und hergehende Bewegung vollführen, tritt bei Hebeln je nach ihrer Anordnung nur eine schwingende oder außer der schwingenden noch eine hin- und hergehende Bewegung ein. Dabei muß vermieden werden, daß durch die Veränderung in den Hebelneigungen zwischen Zug- oder Druckstangen Lagen entstehen, welche die Bremswirkung ungünstig beeinflussen oder gar aufheben.

Laufradbremsen können von der Betrachtung ausscheiden, da sie in ihrem Aufbau so einfach sind, daß die Einhaltung brauchbarer Gestängelagen keine Schwierigkeiten bietet. Ebenso haben Drehgestell- und Tenderbremsen mit Bremsgestängeübertragung in der Regel eine einfache Gestänge-



anordnung, so daß die Bedingungen für die Einhaltung günstiger Gestängelagen hier verhältnismäßig einfach sind.

Unter den Treibradbremsten gibt es doppelseitig und einseitig wirkende. Die einseitig wirkenden Treibradbremsten, die besonders bei den nach dem Kriege entstandenen Bremsanordnungen bevorzugt wurden, haben meist nur eine oder zwei parallel gelagerte Nachstelleinrichtungen, durch deren Betätigung ebenso wie durch die Brems- und Lösevorgänge nur parallelogrammartige Verschiebungen des Gestänges hervorgerufen werden.

Als Beispiel möge die Darstellung der Treibradbremse einer einseitig abgebremsten 03 Lokomotive dienen, deren Gestängelagen auf Abb. 1 in verschiedenen Hub- und Verschleißstellungen dargestellt sind. Man ersieht daraus die parallele Verschiebung des Gestänges durch Kolbenhub und Nachstellung bei maßhaltiger Ausführung und gleichmäßiger Abnutzung. In der Darstellung bedeuten:

$A_e$  = Spannschloßzugstange in der Einbaulage,  $A_v$  = in der Verschleißlage.

$B$  = Bremsbalkenabstand = Bremsgehängeträgerabstand,

$H$  = Bremsklotzhängeeisen,  $n$  = Zahl der Nachstellungen,

$x$  = Verschiebung durch Kolbenhub von 0 bis 70 mm,

$y$  = Verschiebung durch Kolbenhub von 70 bis 130 mm oder Verkürzung für eine Nachstellung,

$z$  = Verschiebung durch Kolbenhub von 0 bis 130 mm.

Es ist also:  $x + y = z$ .

Lösestellungen sind durch ausgezogene, Stellungen bei 70 mm Hub durch gestrichelte, bei 130 mm Hub durch strichpunktierte Linien dargestellt. Kräftige Linien gelten für Einbaulage, dünne Linien für die Verschleißlage. Bremskolbenstange und Bremshebel jedoch decken sich in beiden Lagen.

Die Einbaulage ist die Lage bei neuen Radreifen und neuen Bremsklötzen bis zum ersten Verschleißabschnitt (etwa 9 mm). Die Verschleißlage ist die Lage bei abgenutzten Radreifen und abgenutzten Bremsklötzen, letzter Verschleißabschnitt (81 bis 90 mm). Der zulässige Verschleiß ist angenommen mit 50 mm für Radreifen, 40 mm für Bremsklötze.

Die Veränderungen in den Neigungen der Übertragungs- und Ausgleichhebel sind dabei so geringfügig und bei zwei Nachstelleinrichtungen so leicht regelbar, daß besondere Maßnahmen zur Verhütung ungünstiger Schräglagen nicht erörtert zu werden brauchen.

Abgesehen von der an Lokomotiven neuester Bauart üblichen Form des Gestänges mit scherenartigen Doppelgehängen und einfacher Nachstelleinrichtung lassen sich bei den vorkommenden doppelseitig abgebremsten Treibradbremsten zwei Anordnungen unterscheiden und zwar:

1. Bremsgestänge, bei denen der Bremszylinderdruck unter Zwischenschaltung einer fest gelagerten Bremswelle auf das davor oder dahinter liegende Gestänge übertragen wird.

2. Bremsgestänge, bei denen der Bremszylinderdruck unter Zwischenschaltung einer schwingend aufgehängten Bremswelle auf das zum Teil vor, zum Teil hinter der Bremswelle liegende Gestänge übertragen wird.

Im Fall 1 sind die Verschiebungen zu untersuchen, welche das Gestänge ohne die Kolbenstange erleidet, im zweiten Fall die Verschiebungen des Gestänges und die Schiefstellungen der Kolbenstange. Der zweite Fall wird nachstehend behandelt. Er umfaßt gewissermaßen alle Möglichkeiten, welche vorkommen können, ist also grundsätzlich richtunggebend für die Betrachtung sämtlicher Bewegungsvorgänge in Bremsgestängen der verschiedensten Ausführungsformen.

Bei den neuzeitlichen Lokomotiven hat man aus der Erkenntnis heraus, daß die ordnungsmäßige Behandlung doppelseitiger Bremsanordnungen der bisher üblichen Form für den

Betrieb eine übermäßige Belastung darstellt, auf die Möglichkeit einer einfachen Nachstellung der Bremse unter Vermeidung von vielen Hebeln und Nachstelleinrichtungen Bedacht genommen (vergl. Scherengehänge der Einheitslokomotiven).

Als Grundlage für die an alten Lokomotiven noch vorhandenen schwierigen Gestänge wurde das für diese Darstellung besonders geeignete Gestängeschema der älteren doppelseitig abgebremsten Lokomotive 78<sup>0-10</sup> (T 18) gewählt (Abb. 2). Daß von dieser Bauart nur neun Ausführungen bestehen, ist unwesentlich, da sie sich von den anderen nur durch senkrechte statt waagerechter Lage der Übertragungs-

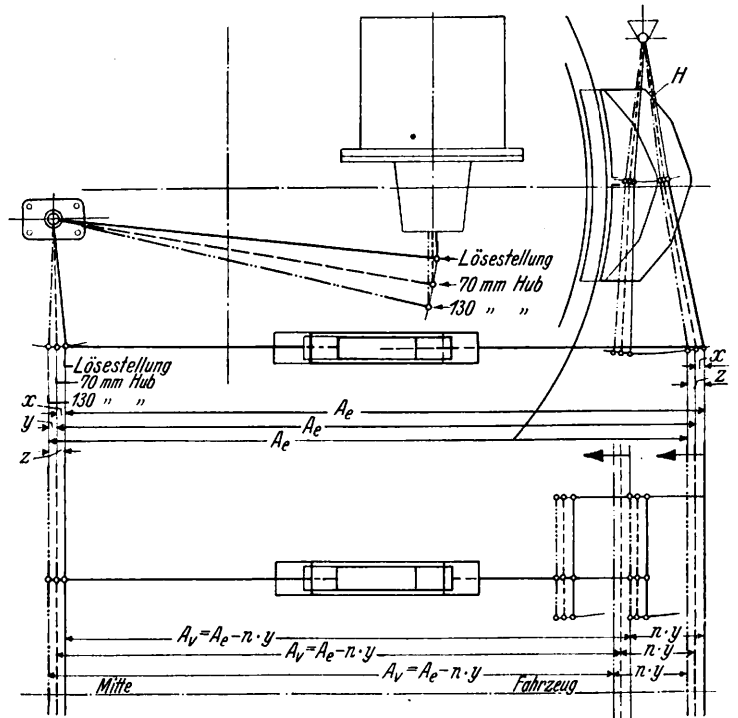
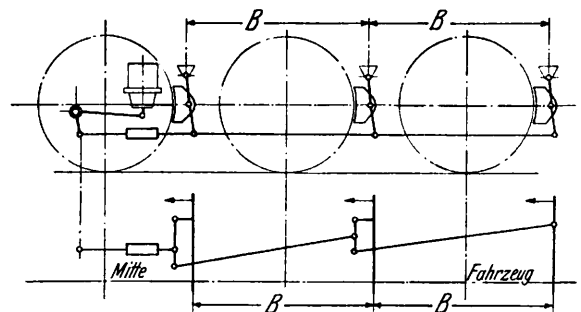


Abb. 1. Einseitig abgebremste 03 Lokomotive. Gestängeverschiebungen durch Kolbenhub und Nachstellung.



Zu Abb. 1. Gesamtanordnung.

hebel unterscheidet, während die Art der Bewegungsvorgänge in beiden Fällen die gleiche ist. Das vordere Gehänge mit der Nachsteckstange D liegt vor, der übrige Teil des Gestänges liegt hinter der Bremswelle. Die Nachsteckstangen A, B, C sind untereinander und mit den mittleren Bremsgehängen durch Übertragungshebel 80 . 80 und Gewindestangen G 1 und G 2 verbunden. Verschiebungen im Gestänge werden hervorgerufen 1. durch den Brems- bzw. Verschleißhub und im entgegengesetzten Sinn durch den Lösehub, 2. durch die Nachstellung des Gestänges.

Einer der Gesichtspunkte, die bei dem Entwurf von Bremsgestängen maßgebend sind, ist der, daß die Übersetzung im Gestänge so zu verteilen ist, daß die Bremsklotzdrücke

(damit auch die Bremsklotzwege für bestimmte Kolbenhübe) an allen Bremsstellen gleich sind (soweit nicht besondere Rücksichten andere Forderungen stellen, wie bei vorauslaufenden Laufachsen).

Das vorliegende Bremsgestänge entspricht dieser Forderung, wenn man von einem ganz unerheblichen Unterschied absieht, der in der Bemessung der Hängeeisenlängen liegt. Es entfallen also  $\frac{1}{6}$  jeder Bewegung durch Betätigung des Kolbens auf den vorderen Teil des Gestänges mit einer Bremsstelle,  $\frac{5}{6}$  auf den hinteren Teil des Gestänges mit fünf Bremsstellen. Um sich die Gesamtbewegung des Gestänges am

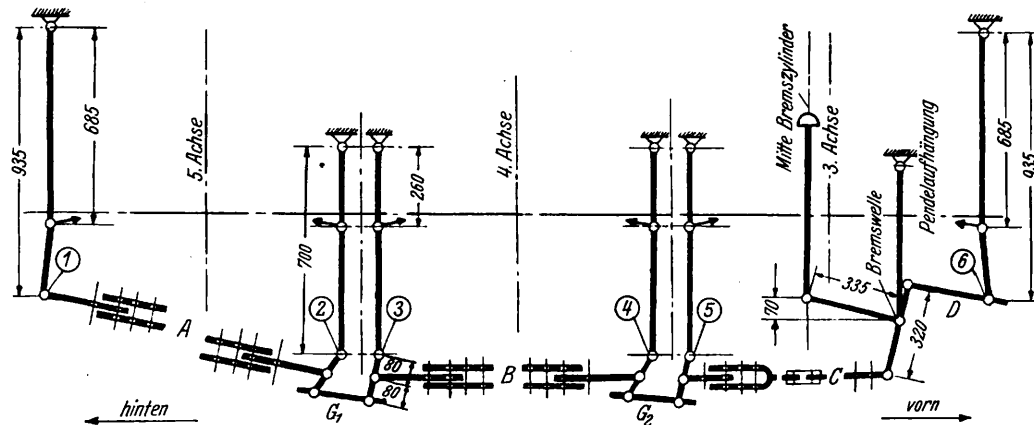


Abb. 2. Gesamtdarstellung. Lage:  $E_0$ , Bremsgestänge an Lokomotive 78<sup>0-1</sup> (T 18).

Bremshebel zu veranschaulichen, denke man sich den vorderen Teil mit D feststehend (Abb. 3). Dann wird bei Betätigung des Kolbens der Hebel (130 + 190) eine Schwenkung um den Drehpunkt an D machen, und zwar im Verhältnis der Hebel  $\frac{130 + 190}{335}$ . Vergrößert sich der Kolbenhub um 30 mm, so

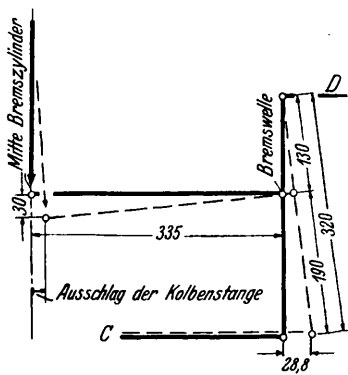


Abb. 3. Ausschluss des Bremshebels (130 + 190) unten bei feststehendem D.

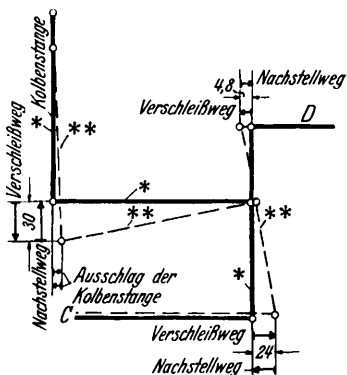


Abb. 4. Tatsächlicher Ausschlag des Bremshebels (130 + 190). Anteile bei C und D.

\* Lage bei 70 mm Kolbenhub.  
\*\* Lage bei 100 mm Kolbenhub.

erleidet das Gestänge eine Verschiebung nach vorn von  $\frac{30 \cdot 320}{335} = 28,8$  mm (Abb. 3). Da sich in Wirklichkeit (Abb. 4)

nach vorstehendem D um  $\frac{28,8}{6} = 4,8$  nach hinten, C um

$\frac{5 \cdot 28,8}{6} = 24$  mm nach vorn bewegt, stellt sich die Bremswelle

mit Hebel entsprechend der in Abb. 4 angegebenen Lage ein. Die Kolbenstange steht etwas nach vorn geneigt und kehrt bei 30 mm Lösehub in die alte Lage zurück. Der Kolbenhub von 30 mm entspricht dem vorgesehenen Verschleißhub von 70 bis 100 mm. Nach Erreichung des Grenzhubes von 100 mm

muß das Gestänge so nachgestellt werden, daß der Anfangshub von 70 mm in Bremslage wieder erreicht wird. In dieser Lage steht der Hebel 335 waagrecht. Da durch den Verschleißhub von 70 nach 100 mm D um 4,8 mm nach hinten gerückt war, C um 24 mm nach vorn, würde man diese Ausgangslage von 70 mm Kolbenhub wieder erreichen, wenn man D um 4,8, C um 24 mm verkürzt.

Die in Abb. 4 dargestellte Neigung der Kolbenstange nach vorn ist zurückzuführen auf die Hebelteilung  $130:190 = 1:1,46$ . Wäre die Hebelteilung z. B.  $53:265 = 1:5$  entsprechend der Verteilung der Bremsstellen nach vorn und nach hinten, so

würde die Kolbenstange — abgesehen von der durch die Bogenbewegung des Hauptbremshebels bedingten Abweichung — ihre Lage in Richtung der Zylinderachse bei jedem Kolbenhub beibehalten.

Aus praktischen Gründen liegt wohl immer eine größere Hebelteilung vor als das Verhältnis der Bremsstellen vor und hinter der Bremswelle. Die dadurch notwendigen verschiedenen großen Übersetzungen an den einzelnen Bremsstellen zur Erreichung gleicher Bremsdrücke werden in den Bremsklotzhängeeisen an den einzelnen Stellen herbeigeführt. Um die Ausweichungen der Kolbenstange nach

Größe und Richtung festzulegen, geht man aus von einem bestimmten Kolbenhub, bei dem die Kolbenstange in der Richtung der Bremszylinderachse liegt und senkrecht zum Hauptbremshebel steht. Steigt der Kolbenhub über dieses Maß, so weicht die Kolbenstange nach vorn aus, fällt der Kolbenhub unter dieses Maß, so weicht die Kolbenstange nach hinten aus (Abb. 4).

Bei Bremsanordnungen mit schwingender Bremswelle pendelt also die Kolbenstange während einer Verschleißperiode innerhalb bestimmter Grenzen. Die Richtung des Ausschlags ist abhängig von der Ausgangslage bei einem bestimmten Kolbenhub, bei dem die Kolbenstange in Richtung Zylinderachse senkrecht zum Hauptbremshebel steht. Unterhalb dieser Hublage pendelt sie nach hinten, oberhalb dieser Hublage pendelt sie nach vorn aus. Die Größe des Ausschlags ist abhängig von dem Hubunterschied gegenüber der Ausgangslage, der Länge des Hauptbremshebels und den Teillängen des Doppelhebels zum Bremsgestänge. Die Pendelbewegung der Kolbenstange wiederholt sich nach dem oben Gesagten innerhalb der gleichen Grenzen in sämtlichen Verschleißperioden, wenn die Nachstellmaße der vor und hinter der Bremswelle angreifenden Gestänge mit den an diesen Stellen durch den Verschleiß hervorgerufenen entgegengesetzten gerichteten Verschiebungen übereinstimmen.

Dies ist zu ersehen aus der Darstellung in Abb. 4, welche die Übereinstimmung der Nachstellwege mit den Verschleißwegen und damit die Rückführung der Kolbenstange aus der Verschleißlage in die alte Lage zeigt. Man kann also durch richtige Verteilung der Nachstellmaße dafür Sorge tragen, daß die Kolbenstange stets günstige Lagen einnimmt. Die frühere allgemeine Vorschrift, die Lage der Kolbenstange einzuregulieren, ist dadurch hinfällig geworden und wurde in die neuen Nachstellanweisungen nicht aufgenommen. Bei der vorliegenden Bremsanordnung wurde das Maß für die Nachstellung von D aus praktischen Gründen aus 4,8 in 5 mm geändert. Die geringe Abweichung, die mit wachsendem Verschleiß ein allmähliches Wandern des unteren Auges der Kolbenstange nach vorn bis zum Höchstmaß von 5 mm be-

wirkt, ist aber so geringfügig, daß man sie unbedenklich zulassen kann. Im vorliegenden Fall ist freilich die nach jeder Verschleißlage sich regelmäßig wiederholende Nachstellung von D um das gleiche Maß von 5 mm nur durchführbar, weil bei D vor der Bremswelle und hinter der Bremswelle (bei C) Feineinstellung mit Gewinde vorgesehen ist. Enthält dagegen das Bremsgestänge auf einer Seite, also entweder vor oder hinter der Bremswelle, nur Nachstelllöcher, so wird die Größe der Ausweichungen der Kolbenstange schwanken und muß dann durch geschickte Verteilung der Nachstellung so beschränkt werden, daß sie innerhalb zulässiger Werte bleibt.

Nach den Betrachtungen über die Lagenänderungen der Kolbenstange und der Bremswelle sei das Bremsgestänge behandelt, wobei nur der hinter der Bremswelle liegende Teil in Betracht zu ziehen ist. Um sich den Einfluß der Kolbenhöhe, deren gleichmäßig verteilte Einwirkung auf alle Bremsstellen vorauszusetzen ist, klar zu machen, betrachte man am besten jede Bremsstelle für sich. Durch den Verschleißhub von 30 mm, also  $\frac{30}{6} = 5$  mm für jede Bremsstelle bewegen sich (Abb. 2

und 5) die Punkte ① und ⑥ um  $\frac{5 \cdot 320}{335} = 4,8$  mm nach vorn

bzw. nach hinten, die Punkte ② und ④ um  $\frac{5 \cdot 320}{335} \cdot \frac{160}{80} = 9,6$  mm nach hinten, die Punkte ③ und ⑤ um 9,6 mm nach vorn. Die Bewegung von Punkt ① (für sich betrachtet) wirkt sich aus auf den Teil des Gestänges, der zwischen ① und dem Bremskolben liegt, mit Ausnahme der Punkte ②, ③, ④, ⑤ und des vorderen Gestängeteils. Die Bewegung von Punkt ② (für sich betrachtet) wirkt sich aus auf den Teil des Gestänges, der zwischen ② und dem Bremskolben liegt mit Ausnahme der Punkte ③, ④, ⑤, des vorderen Gestängeteils und des hinter Punkt ② liegenden Gestängeteils. Sinngemäß sind die Auswirkungen bei Punkt ③, ④ und ⑤. Der Verschleiß an einer Bremsstelle bzw. der an dieser Stelle wirksame Teil des Kolbenhubs verursacht also Verschiebungen in dem Teil des Gestänges, der zwischen dieser Bremsstelle und dem Bremskolben liegt mit Ausnahme der dazwischen liegenden Bremsgehänge.

Die durch Nachstellen des Bremsgestänges erzeugten Verschiebungen wirken denen des Verschleißes entgegengesetzt. Wenn man daher die Nachstellwerte zweckmäßig verteilen könnte, so würde man bei dem hinter der Bremswelle liegenden Gestänge das Gleiche erreichen, wie bei der Kolbenstange, d. h. die Schräglagen des Gestänges würden sich in allen Verschleißperioden in bestimmten Grenzen wiederholen. Man könnte so leicht dafür sorgen, daß sie nie ungünstige Werte erreichen.

Wie oben gezeigt wurde, beträgt der Nachstellwert für den hinter der Bremswelle liegenden Gestängeteil rund 24 mm. Dieser ist anteilmäßig auf A, B und C zu verteilen, und zwar entfallen je  $\frac{2}{5} = 9,6$  mm auf A für die Stellen ① und ②, auf B für die Stellen ③ und ④. Der Rest von 4,8 mm entfällt auf C für Stelle ⑤. Diese Werte decken sich mit den für die Stellen ① bis ⑤ errechneten Verschleißwerten. Dabei ist zu beachten, daß die Bewegungen durch Verschleiß bei Punkt ② bis ⑤ mit 9,6 mm sich entsprechend der Hebelübersetzung 80:160 nur je zur Hälfte auf die Stangen A, B und C auswirken. Bei den so ermittelten Nachstellwerten ist aber noch nicht berücksichtigt, daß die Punkte ② und ③ bzw. ④ und ⑤ sich um je  $2 \cdot 9,6 = 19,2$  mm durch den Verschleißhub voneinander entfernen. Um das gleiche Maß müßte man  $G_1$  und  $G_2$  verlängern, wenn man auf die bisherige Hebelneigungen der Übertragungshebel 80 : 80 wieder zurückkommen will. Diese Verlängerung von 19,2 mm wirkt sich aber als Verkürzung der Nachstell-

werte aus und muß durch entsprechende weitere Nachstellung bei A, B und C ausgeglichen werden. Anteilmäßig entfallen von der Verlängerung 19,2 der Stange  $G_1$  je  $\frac{19,2}{2} \cdot \frac{80}{160} = 4,8$  mm

auf A und B, von der Verlängerung 19,2 der Stange  $G_2$  je 4,8 mm auf B und C, d. h. die zusätzlichen Nachstellungen durch die Verlängerungen von  $G_1$  und  $G_2$  betragen für  $A = -4,8$  mm, für  $B = -2 \cdot 4,8 = -9,6$  mm, für  $C = -4,8$  mm, Die gesamten Nachstellwerte betragen demnach:  $A = -(9,6 + 4,8) = -14,4$  mm,  $G_1 = +19,2$  mm,  $B = -(9,6 + 9,6) = -19,2$  mm,  $G_2 = +19,2$  mm,  $C = -9,6$  mm,  $D = -5$  mm.

Diese Werte müßten also bei jeder Nachstellung angewendet werden, wenn die Hebelneigungen regelmäßig in ungefähr den gleichen Grenzen wiederkehren sollen. Einhalten ließen sich nur die Werte von C und D, die Gewindeeinstellung besitzen. Die Werte von  $G_1 = G_2 = 19,2$  mm lassen sich trotz der Ausführung als Gewindestangen nicht einhalten, wie unten noch nachgewiesen wird. Die Stangen A und B sind Nachsteckstangen. Die Steckloch-Entfernungen von A lassen nur Nachstellungen von 30 oder 60 mm, von B nur Nachstellungen von 20 oder 40 mm zu. Diese Werte weichen ganz erheblich von den erforderlichen Werten ab.

Es ist deshalb nötig, eine Verteilungsform zu finden, die eine möglichst gleichmäßige Verteilung der Bremskräfte und damit in Zusammenhang möglichst günstige Gestängeeinstellungen in allen vorkommenden Gestängelagen gewährleistet. Bei der verwickelten Bauart des Gestänges ist es nicht richtig, brauchbare Nachstellungen des Gestänges der mehr oder weniger großen Geschicklichkeit des Personals zu überlassen, weil fast kein Anhalt vorhanden ist, um fehlerhafte Gestängelagen durch Nachprüfungen zu erkennen und, weil nicht ohne weiteres zu übersehen ist, ob Gestängelagen, welche unmittelbar nach der Nachstellung noch brauchbar sind, durch die Verschiebungen während des Verschleißvorgangs äußerst ungünstig werden. Auch ist es bei der unvorteilhaften Verteilung der Nachstellmöglichkeiten oft sehr schwierig, ohne bestimmten Anhalt eine zweckmäßige Form der Nachstellung herauszufinden.

Diese Überlegung führte dazu, die Form der Nachstellungen für Bremsanordnungen mit mehreren Nachstellmöglichkeiten in auf rechnerischen Grundlagen aufgebauten Zusammenstellungen festzulegen. Nur auf diese Weise ist es denkbar, den praktisch erreichbaren Höchstgrad an Gleichmäßigkeit in der Bremswirkung und im Verschleiß zu erzielen.

Zur Prüfung, ob die durch die Zusammenstellungen angegebenen Werte brauchbar sind, müssen die einzelnen Verschleißlagen, wie sie sich aus den Werten ergeben, aufgezeichnet werden. Erforderlich wären dabei mindestens die Grenzlagen von 0 und 100 mm Hub für jede Verschleißperiode. Es würden etwa 50 Schemas für die vorliegende Anordnung in Frage kommen. Sobald sich aber bei Einhaltung der Werte im Laufe der Aufzeichnungen ungünstige Gestängelagen ergeben, wird damit die Zusammenstellung wertlos und es muß eine neue Zusammenstellung mit anderer Einteilung erprobt werden. Die Arbeit wäre außerordentlich zeitraubend und würde kaum zum Ziel führen. Es ist deshalb versucht worden, durch ein zusammengesetztes Verfahren graphisch und rechnerisch den gewollten Zweck zu erreichen. Dies ist in der nachstehend geschilderten Weise gelungen.

Als Ausgangsstellung für die Entwicklung sämtlicher Gestängelagen vom Einbau neuer Radreifen und Bremsklötze bis zum vollen Verschleiß beider Teile wurde die Einbaulage bei 70 mm Kolbenhub (abgekürzt:  $E_{70}$ ) gewählt. Diese wurde zeichnerisch ermittelt, wobei die Werte für A,  $G_1$ , B,  $G_2$ , C und D so bemessen wurden, daß eine günstige Ausgangslage der Übertragungshebel entstand und die Kolbenstangenachse

bei waagerechter Stellung des Hauptbremshebels sich mit der senkrechten Achse des Bremszylinders deckte. Die Verlagerungen der Kolbenstange während der ganzen Verschleißdauer sind nach den früheren Ausführungen belanglos. Sie können ebenso außer Betracht bleiben wie das vordere Bremsgestänge, in dem ungünstige Verschiebungen nicht auftreten können. Zu untersuchen bleibt nur der hintere Teil des Gestänges. Bei diesem sind es wieder nur Übertragungshebel, welche starken Veränderungen ihrer Neigung gegenüber den Stangen A, B, C,  $G_1$  und  $G_2$  ausgesetzt sind. Diese Neigung ist durch

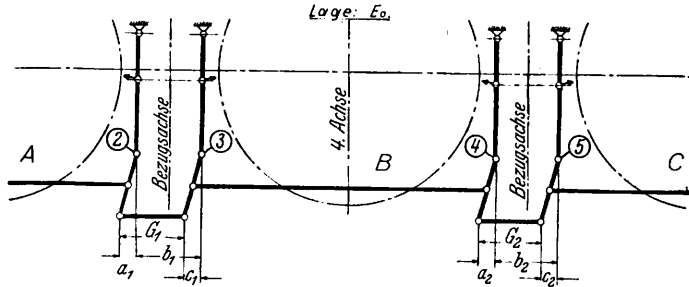


Abb. 5. Gestänge hinter der Bremswelle. Übertragungshebel.

die Größe ihrer Projektion auf die Waagerechte in Abb. 5 mit den Werten  $a_1, c_1, a_2, c_2$  dargestellt. Die Abbildung enthält außerdem die Werte  $b_1, b_2$  als Entfernungsmaß der unteren Hängeeisenlagen zwischen A und B bzw. zwischen B und C. Für die Ausgangsstellung haben die Strecken bestimmte Werte, die in die später zu erläuternde Zahlentafel 3 eingetragen sind. Für den gesamten Ablauf des Verschleißes gilt dann der Grundsatz, daß die Summe der Nachstellwerte einer Sanget

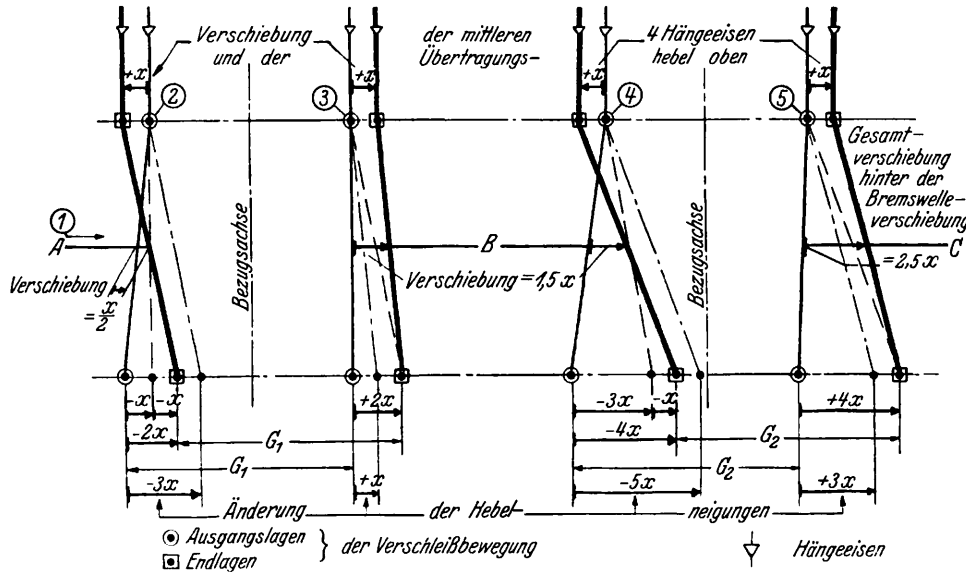


Abb. 6. Gestänge hinter der Bremswelle. Größe der Verschiebung durch Kolbenhub (Verschleißrichtung).

sich mit der Summe der durch Verschleiß entstehenden Verschiebungen an dieser Stange deckt.

Die erforderliche Zahl der Nachstellungen ergibt sich aus der Formel

$$N = \frac{90 \cdot 8,4}{30} - 1 = 24.$$

Hierin ist 90 = dem zulässigen Gesamtverschleiß zwischen Bremsklotz (40 mm)\* und Radreifen (50 mm). 30 = Ver-

\*) Die Nachstellmöglichkeiten älterer Bremsanordnungen sind auf einen Gesamtverschleiß von 90 mm (50 für den Radreifen 40 für den Bremsklotz) abgestellt. Der Berechnung wurde deshalb ein größter Bremsklotzverschleiß von 40 mm zugrunde gelegt. Nach den „Vorschriften für den Bremsdienst“ der Deutschen Reichsbahn, Teil III, S. 56, ist für Bremsklotze ein größter Verschleiß von 50 mm zugelassen.

schleißhub (von 70 nach 100 mm Hub),  $8,4 =$  Gesamtübersetzung

$$= \frac{335}{190 + 130} \cdot \left( \frac{935}{685} + \frac{80}{160} \cdot \frac{700}{260} + \frac{80}{160} \cdot \frac{700}{260} + \frac{80}{160} \cdot \frac{700}{260} + \frac{80}{160} \cdot \frac{700}{260} + \frac{935}{685} \right)$$

$$\frac{90 \cdot 8,4}{30} = 25,2 = \text{Zahl der Verschleißstufen.}$$

Da der Verschleiß in der Einbaulage und nach jeder Nachstellung eintritt, ist die erforderliche Zahl der Nachstellungen um 1 geringer, also  $N = 24$ .

Die nach jeder Nachstellung erforderliche Verlängerung von  $G_1$  und  $G_2$  konnte aus konstruktiven Gründen statt  $2 \cdot 19,2$  nur mit  $2 \cdot 16$  mm eingesetzt werden. Diese Verlängerungen ( $2 \cdot 16$ ) wirken sich zur Hälfte auf die Stangen A, B, C aus und erfordern bei diesen eine zusätzliche Gesamtnachstellung in halber Höhe. Das Gesamtmaß für eine Nachstellung des hinteren Gestängeteils muß daher statt  $- 24$  zu  $- 40$  mm eingesetzt werden. Zahlentafel 1 enthält die vier verschiedenen Anordnungen der Nachstellung, welche angewendet wurden und die Ordnungszahlen der Nachstellungen, für welche sie in Frage kommen. Zieht man die Quersumme der Werte A, B, C,  $\frac{G_1 + G_2}{2}$ , so erhält man stets den Wert  $- 24$ .

Die Verschiebungswerte, welche durch diese Nachstellungen entstehen, sind ebenfalls in Zahlentafel 1 enthalten. Da durch das Nachstellen die Punkte ① bis ⑤ nicht beeinflusst werden, schwingen beim Nachstellen nur die Übertragungshebel um die Punkte ②, ③, ④, ⑤, und zwar erstreckt sich die Schwingbewegung nur auf die Übertragungshebel, welche zwischen der Nachsteckstelle und dem Bremskolben liegen. Nachstellen bei A beeinflusst alle vier Hebel, Verlängerung bei  $G_1$  nur die drei vorderen Hebel, Nachstellung bei B nur die zwei vorderen Hebel, Verlängerung bei  $G_2$  nur den vordersten Hebel. Nachstellungen bei C sind ohne Einfluß. Die Nachstellwerte für A und B wirken sich auf die unteren Endpunkte der betroffenen Übertragungshebel in doppelter Größe aus (wegen der Hebelübersetzung 1:2). Bewegungen und Lagen auf die in Abb. 5 erkennbaren Bezugsachsen hin werden negativ, von der Bezugsachse weg positiv bewertet. Bestimmend für den Verschiebungswert nach Größe und Richtung ist die Relativbewegung der unteren Endpunkte der Übertragungshebel gegenüber den oberen Endpunkten ②, ③, ④ und ⑤ (siehe Abb. 6). Ausgangspunkte für die Bestimmung der Änderungen in der Lage der Übertragungshebel nach Größe und Richtung sind die oberen Endpunkte, deren Entfernungen

von der Bezugsachse  $= \frac{b_1}{2}$  unter ② und ③,  $\frac{b_2}{2}$  unter ④ und ⑤

sind (siehe Abb. 5). Die Entfernungen der unteren Endpunkte von der Bezugsachse schwanken zwischen größeren und kleineren Werten. In der dargestellten Lage sind sie:  $\frac{b_1}{2} + a_1$

und  $\frac{b_2}{2} + a_2$ , also positiv unter ② und ④,  $\frac{b_1}{2} - c_1$  und  $\frac{b_2}{2} - c_2$ ,

also negativ unter ③ und ⑤.

Die Verschiebungen durch Verschleiß findet man in folgender Weise: Nach früherem war die Bewegung von

Punkt ① nach vorn = 4.8. von Punkt ② und ④ nach hinten = 9.6. von Punkt ③ und ⑤ nach vorn = 9.6 mm.

In Abb. 6 ist  $9.6 = x$ .  $4.8 = \frac{x}{2}$  eingesetzt. Man verfolgt die Bewegungen, indem man annimmt, daß der Verschleiß sich zuerst bei ① auswirkt, dann auf ② übergreift, bis er schließlich bei ⑤ angelangt ist. Man erkennt, daß die Änderung der Hebelneigung bei der vorliegenden Teilung 80:80 durch die Werte  $-3x$ ,  $+x$ ,  $-5x$ ,  $+3x$  unter den vier Punkten ② bis ⑤ festgelegt ist und die Verschiebungen der Stangen A, B, C nach vorn durch die Werte:  $0.5x$ ,  $1.5x$ ,  $2.5x$ . Setzt man für  $x$  den vorgenannten Wert 9.6 ein, so erhält man die in Zahlentafel 2 angegebenen Werte für  $a_1$ ,  $c_1$ ,  $a_2$ ,  $c_2$ . Die Verschiebung von C mit  $2.5 \cdot 9.6 = 24$  mm deckt sich mit dem Wert, der oben als Anteil von C an der Verschleißbewegung ermittelt wurde.

Wie für den Verschleißhub von 30 mm kann man natürlich auch für andere Hübe die Änderungen der Hebelneigungen  $a_1$ ,  $c_1$ ,  $a_2$ ,  $c_2$  bestimmen, indem man für  $x$  den Grundwert einsetzt, der für den betreffenden Hub in Frage kommt. Das ist für  $100 \text{ Hub } x = \frac{9.6 \cdot 100}{30} = 32 \text{ mm}$ , für  $70 \text{ Hub } x = \frac{9.6 \cdot 70}{30} = 22.4 \text{ mm}$ . Für Lösewege gelten natürlich die gleichen Werte, aber mit umgekehrten Vorzeichen. Die Werte für die hier genannten Kolbenhübe enthält ebenfalls Zahlentafel 2.

Aus den beiden Zahlentafeln für die Verschiebungswerte durch Nachstellung (1) und Verschiebungswerte durch Verschleiß und Lösen (2) ist nun die Zusammenstellung, Zahlentafel 3, entstanden. Sie enthält die Nachstellreihen, die Verschleiß- und Nachstellwege, die Nachstellwerte für die einzelnen Stangen in den verschiedenen Nachstellreihen, die tatsächlichen Stangenlängen in den verschiedenen Nachstellreihen, die Hebellagen  $a_1$ ,  $c_1$ ,  $a_2$ ,  $c_2$  bei  $E_0$  und allen Hublagen von 70 und 100 mm, sowie die jeweiligen Entfernungen  $h_1$ ,  $h_2$  der mittleren Hängeisenpaare voneinander.

#### Aufbau der Nachstelltablelle 1.

Setzt man die Werte  $a_1$  usw. für  $E_0$  als bekannt voraus (zeichnerische Festlegung), so erhält man die Werte für  $E_{70}$ , indem man aus Zahlentafel 2, Nr. 6 die Verschiebungswerte für den Anbrems- und Absetzhub zu = oder absetzt. Z. B. für  $a_1$ :  $+82 - 67.2 = +14.8$ .  $c_1 = -28 + 22.4 = -5.6$  usw. Geht man auf die Reihe  $E_{100}$  über (Zahlentafel 2, Nr. 5), dann wird  $a_1 = +14.8 - 28.8 = -14$ .  $c_1 = -5.6 + 9.6 = +4$ . Bei der ersten Nachstellung ändert sich (gemäß Zahlentafel 1, Nr. 1)  $a_1$  nicht,  $c_1$  wird  $= +4 + 16 = +20$ ,  $a_2 = -72 + 24 = -48$ .  $c_2 = +62 - 8 = +54$ . In dieser Weise setzt sich der Aufbau der Zahlentafel fort. Verschiebungen durch Verschleiß wechseln ab mit Verschiebungen durch Nachstellung. Die so erhaltenen Werte lassen unschwer erkennen, ob man die vorkommenden Hebelneigungen zulassen kann oder nicht. Findet man an einer Stelle einen ungünstigen Wert, so kann man durch Austausch mit einer wesentlich günstigeren Nachstellreihe eine günstigere Hebelneigung erzielen. Es ändern sich dabei sämtliche Werte der ersten Austauschreihe und der zwischen der ersten und letzten Austauschreihe liegenden Reihen. Vertauscht man z. B. die Nachstellung der 15. mit derjenigen der 20. Reihe, so ändern sich sämtliche Werte der 15. Reihe bis zur 19. Reihe einschließlich. Dieser Tausch wurde bei der Entwicklung der Zahlentafel tatsächlich vorgenommen. Die ersten Entwürfe der Zahlentafel ergaben starke Schwankungen in den Hebelneigungen und teilweise sehr ungünstige Werte. Aber die Übersicht, welche die Zahlentafel über die tatsächliche Höhe der Einzelwerte bietet, ließ sofort erkennen, wo Änderungen in der Nachstellfolge nötig waren. Einige Tauschmaßnahmen ergaben schließlich, daß bei der ersten Nachstellung B und erst bei der zweiten Nachstellung A nachgestellt wird.

In den ersten Reihen wechseln zwei Formen der Nachstellung miteinander ab. Diese abwechselnde Verteilung der Nachstellreihen schließt mit der siebten Nachstellung ab. In den darauf folgenden Reihen waren teilweise erhebliche Abweichungen nötig, um ungünstige Gestängelagen zu verhüten. Diese Unregelmäßigkeiten sind einzig darauf zurückzuführen, daß die tatsächlichen Nachstellwerte der Stangen A, B,  $G_1$ ,  $G_2$  in keinem günstigen Verhältnis zu den Nachstellwerten stehen, welche den Verschiebungen durch Verschleiß entsprechen. Zahlentafel 4 enthält die aus Zahlentafel 3 ermittelten ungünstigsten Werte der Hebelneigungen. Den größten Wert erreicht hier  $a_2$  in der Lage 6/0 mit  $+124$  mm. Da es sich aber um die Lösestellung handelt, bestehen keine Bedenken gegen die Zulassung dieses Wertes. Die Werte für 0 mm Hub sind in der Zahlentafel 3 nicht genannt. Man erhält sie mit Hilfe der Zahlentafel 2, Nr. 8.

Die Werte für 100 mm Hub sind durchweg sehr günstig. Den Höchstwert erreicht wieder  $a_2$ , aber erst in der Schlußstellung 24/100 mit  $-108$  mm entsprechend einem Neigungswinkel zur Waagerechten von  $48^\circ 30'$ . Auch dieser Wert gibt zu Bedenken keinen Anlaß, zumal er erst nach vollem Verschleiß von Radreifen und Bremsklötzen eintritt. Bei  $a_2$  ist überhaupt die Einhaltung günstiger Werte am schwierigsten, weil der Pendelausschlag dieses Punktes für 100 mm Hub die Größe von 160 mm hat. Die geringsten Änderungen in der Form der Nachstellung wirken sich deshalb hier sehr stark aus.

In Zahlentafel 5 sind nochmals die Endwerte  $a_1$ ,  $c_1$ ,  $a_2$ ,  $c_2$  für 24/100 errechnet aus den Gesamtwerten für Verschleiß und Nachstellung und  $E_{100}$  als Ausgangslage. Sie stimmen mit den Endwerten der Zahlentafel 3 überein und beweisen damit deren Richtigkeit. Die Nachprüfung wurde trotzdem noch weiter getrieben, indem die ungünstigsten Lagen 14/0, 23/0, 6/0 usw. der Zahlentafel 4 aufgezeichnet wurden, wobei sich die gleichen Werte ergaben. Zahlentafel 3 bietet somit eine einwandfreie Grundlage für die Aufstellung der in die Nachstellanweisung der Lokomotive zu übernehmenden eigentlichen Nachstelltablelle.

#### Abweichungen im Betrieb.

Die gefundenen Werte sind, wie bereits an anderer Stelle betont, theoretische Werte. In der Praxis werden Abweichungen vorkommen, die, richtige Vermessung aller Teile vorausgesetzt, verschiedene Ursachen haben können. In erster Linie handelt es sich dabei um ungleichmäßigen Verschleiß der Bremsklötze. Dieser kann entstehen:

1. Durch Fehler in der Nachstellung.
  2. Durch verschiedene Härte des Baustoffes der Bremsklötze.
  3. Durch verschieden hohen Klotzdruck, der bei ordnungsmäßiger Ausführung und Einstellung der Bremse um so geringer wird je weiter die Bremsstelle vom Hauptbremshebel entfernt sitzt.
- Weitere Ungenauigkeiten können verursacht sein:
4. Durch teilweisen Ersatz von Bremsklötzen, sei es wegen Verschleiß oder Bruch bei Beibehaltung der übrigen Klötze.
  5. Durch Unterschiede im Pufferstand vorn und hinten.
  6. Durch Unterschiede in der Höhe neuer Klötze.
  7. Durch das mit wachsendem Verschleiß zunehmende Spiel in den Gestängeverbindungen.

Diese Abweichungen werden nie ganz vermeidbar sein. Sie werden aber bei ordnungsmäßiger Behandlung der Bremsen nach der Tabelle 1 wesentlich geringer ausfallen als bei unsachgemäßer Nachstellung. Nach Möglichkeit muß man bei größeren Abweichungen, die immerhin vorkommen können, durch gegenseitigen Austausch von Bremsklötzen einen Ausgleich versuchen. Derartige Abweichungen von dem ordnungs-

Zahlentafel 1.

Verschiebungswerte durch Nachstellen. (Hierzu Abb. 3 bis 5.)

(Mit gleichen Zahlen benannte Spalten der Zahlentafeln 1 bis 6 stehen in ursächlichem Zusammenhang.)

Nachstell-anordnung		9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	
Lfd. Nr.	Zahl	Ordnungszahlen der Nachstellungen	Verschiebungswerte											
			A	a <sub>1</sub>	b <sub>1</sub>	c <sub>1</sub>	G <sub>1</sub>	B	a <sub>2</sub>	b <sub>2</sub>	c <sub>2</sub>	G <sub>2</sub>	C	D
1	10	1, 3, 5, 7, 9, 13, 16, 18, 20, 24	—	± 0	—	+ 16	+ 16	— 20	+ 24	—	— 8	+ 16	— 20	— 5
2	6	8, 10, 14, 19, 21, 23	— 30	+ 60	—	— 44	+ 16	—	+ 44	—	— 28	+ 16	— 10	— 5
3	3	11, 15, 22	—	± 0	—	+ 16	+ 16	— 40	+ 64	—	— 48	+ 16	—	— 5
4	5	2, 4, 6, 12, 17	— 30	+ 60	—	— 44	+ 16	— 20	+ 84	—	— 68	+ 16	+ 10	— 5

Zahlentafel 2.

Verschiebungswerte durch Kolbenhübe.

		9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Lfd. Nr.		Verschiebungswerte durch Verschleiß und Lösen. Längenänderungen b <sub>1</sub> , b											
		A	a <sub>1</sub>	b <sub>1</sub>	c <sub>1</sub>	G <sub>1</sub>	B	a <sub>2</sub>	b <sub>2</sub>	c <sub>2</sub>	G <sub>2</sub>	C	D
5	Verschleißhub 70—100	—	— 28,8	+ 19,2	+ 9,6	—	—	— 48	+ 19,2	+ 28,8	—	—	—
6	Anbremshub 0— 70	—	— 67,2	+ 44,8	+ 22,4	—	—	— 112	+ 44,8	+ 67,2	—	—	—
7	Gesamthub 0—100	—	— 96	+ 64	+ 32	—	—	— 160	+ 64	+ 96	—	—	—
8	Lösehub 100— 0	—	+ 96	— 64	— 32	—	—	+ 160	— 64	— 96	—	—	—

Zahlentafel 4.

Ungünstigste Werte für die Hebelneigungen.

		10		12		15		17	
Hub	Reihe	a <sub>1</sub>	Reihe	c <sub>1</sub>		Reihe	a <sub>2</sub>	Reihe	c <sub>2</sub>
0	14	+ 98,8	23	— 99,2	—	6	+ 124,4	17	— 120,4
100	16	— 54,8	23	— 67,2	—	24	— 108	1	+ 82,8

Zahlentafel 5.

Errechnung der Endwerte für die Hebelneigungen (24/100. Tabelle 4) a<sub>1</sub>, c<sub>1</sub>, a<sub>2</sub>, c<sub>2</sub>, aus den Gesamtwerten für Nachstellen, Verschleiß und Ausgangslage E/100.

		10		12		15		17	
Gesamtverschiebungen	Lfd. Nr.	a <sub>1</sub>		c <sub>1</sub>		a <sub>2</sub>		c <sub>2</sub>	
durch Nachstellen	1	10 ×	—	—	+ 160	—	—	+ 240	— 80
	2	6 ×	+ 360	—	— 264	—	—	+ 264	— 168
	3	3 ×	—	—	+ 48	—	—	+ 192	— 144
	4	5 ×	+ 300	—	— 220	—	—	+ 420	— 340
	1—4	—	+ 660	—	— 276	—	—	+ 1116	— 732
durch Verschleiß	5	24 ×	— 691,2	—	+ 230,4	—	—	— 1152	+ 691,2
Ausgangslage E/100			— 14	—	+ 4	—	—	— 72	+ 62
Endstellung 24/100			— 45,2	—	— 41,6	—	—	— 108	+ 21,2

Zahlentafel 3.  
Ablauf einer Verschleißperiode von E/o bis 24/100 (Zusammenstellung der Zahlenwerte).

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	
Verschleiß- und Nachstellwege		Nachstellwerte						Stangenlängen A, B, C, D, G <sub>1</sub> , G <sub>2</sub> , Größen b <sub>1</sub> , b <sub>2</sub> und Hebellagen a <sub>1</sub> , c <sub>1</sub> , a <sub>2</sub> , c <sub>2</sub>												
Reihe	Hubweg	A - 30	G <sub>1</sub> + 16	B - 40 - 20	G <sub>2</sub> + 16	C nach Be- durf	D - 5	A	a <sub>1</sub>	b <sub>1</sub>	c <sub>1</sub>	G <sub>1</sub>	B	a <sub>2</sub>	b <sub>2</sub>	c <sub>2</sub>	G <sub>2</sub>	C	D	
E 0	-	-	-	-	-	-	-	1960	+ 82	90	- 28	144	1930	+ 88	90	- 34	144	1630	300	
E 70	0 - 70	-	-	-	-	-	-	-	+ 14,8	134,8	- 5,6	-	-	- 24	134,8	+ 33,2	-	-	-	
E 100	70 - 100	-	-	-	-	-	-	-	- 14	154	+ 4	-	-	- 72	154	+ 62	-	-	-	
1	E 100 - 1/70 70 - 100	-	+ 16	- 20	+ 16	- 20	- 5	-	- 14 - 42,8	173,2	+ 20 + 29,6	160	1910	- 48 - 96	173,2	+ 54 + 82,8	160	1610	295	
2	1/100 - 2/70 70 - 100	- 30	+ 16	- 20	+ 16	+ 10	- 5	1930	+ 17,2 - 11,6	192,4	- 14,4 - 4,8	176	1890	- 12 - 60	192,4	+ 14,8 + 43,6	176	1620	290	
3	2/100 - 3/70 70 - 100	-	+ 16	- 20	+ 16	- 20	- 5	-	- 11,6 - 40,4	211,6	+ 11,2 + 20,8	192	1870	- 36 - 84	211,6	+ 35,6 + 64,4	192	1600	285	
4	3/100 - 4/70 70 - 100	- 30	+ 16	- 20	+ 16	+ 10	- 5	1900	+ 19,6 - 9,2	230,8	- 23,2 - 13,6	208	1850	± 0 - 48	230,8	- 3,6 + 25,2	208	1610	280	
5	4/100 - 5/70 70 - 100	-	+ 16	- 20	+ 16	- 20	- 5	-	- 9,2 - 38	250	+ 2,4 + 12	224	1830	- 24 - 72	250	+ 17,2 + 46,0	224	1590	275	
6	5/100 - 6/70 70 - 100	- 30	+ 16	- 20	+ 16	+ 10	- 5	1870	+ 22 - 6,8	269,2	- 32 - 22,4	240	1810	+ 12 - 36	269,2	- 22,0 + 6,8	240	1600	270	
7	6/100 - 7/70 70 - 100	-	+ 16	- 20	+ 16	- 20	- 5	-	- 6,8 - 35,6	288,4	- 6,4 + 3,2	256	1790	- 12 - 60	288,4	- 1,2 + 27,6	256	1580	265	
8	7/100 - 8/70 70 - 100	- 30	+ 16	-	+ 16	- 10	- 5	1840	+ 24,1 - 4,1	307,6	- 40,8 - 31,2	272	-	- 16 - 64	307,6	- 0,4 + 28,4	272	1570	260	
9	8/100 - 9/70 70 - 100	-	+ 16	- 20	+ 16	- 20	- 5	-	- 4,4 - 33,2	326,8	- 15,2 - 5,6	288	1770	- 40 - 88	326,8	+ 20,4 + 49,2	288	1550	255	
10	9/100 - 10/70 70 - 100	- 30	+ 16	-	+ 16	- 10	- 5	1810	+ 26,8 - 2	346	- 49,6 - 40	304	-	- 44 - 92	346	+ 21,2 + 50	304	1540	250	
11	10/100 - 11/70 70 - 100	-	+ 16	- 40	+ 16	-	- 5	-	- 2 - 30,8	365,2	- 24 - 14,4	320	1730	- 28 - 76	365,2	+ 2 + 30,8	320	-	245	
12	11/100 - 12/70 70 - 100	- 30	+ 16	- 20	+ 16	+ 10	- 5	1780	+ 29,2 + 0,4	384,4	- 58,4 - 48,8	336	1710	+ 8 - 40	384,4	- 37,2 - 8,4	336	1550	240	
13	12/100 - 13/70 70 - 100	-	+ 16	- 20	+ 16	- 20	- 5	-	+ 0,4 - 28,4	403,6	- 32,8 - 23,2	352	1690	- 16 - 64	403,6	- 16,4 + 12,4	352	1530	235	
14	13/100 - 14/70 70 - 100	- 30	+ 16	-	+ 16	- 10	- 5	1750	+ 31,6 + 2,8	422,8	- 67,8 - 57,6	368	-	- 20 - 68	422,8	- 15,6 + 13,2	368	1520	230	
15	14/100 - 15/70 70 - 100	-	+ 16	- 40	+ 16	-	- 5	-	+ 2,8 - 26	442	- 41,6 - 32	384	1650	- 4 - 52	442	- 34,8 - 6	384	-	225	
16	15/100 - 16/70 70 - 100	-	+ 16	- 20	+ 16	- 20	- 5	-	- 26 - 54,8	461,2	- 16 - 6,4	400	1630	- 28 - 76	461,2	- 14 + 14,8	400	1500	220	
17	16/100 - 17/70 70 - 100	- 30	+ 16	- 20	+ 16	+ 10	- 5	1720	+ 5,2 - 23,6	480,4	- 50,4 - 40,8	416	1610	+ 8 - 40	480,4	- 53,2 - 24,4	416	1510	215	
18	17/100 - 18/70 70 - 100	-	+ 16	- 20	+ 16	- 20	- 5	-	- 23,6 - 52,4	499,6	- 24,8 - 15,2	432	1590	- 16 - 64	499,6	- 32,4 - 3,6	432	1490	210	
19	18/100 - 19/70 70 - 100	- 30	+ 16	-	+ 16	- 10	- 5	1690	+ 7,6 - 21,2	518,8	- 59,2 - 49,6	448	-	- 20 - 68	518,8	- 31,6 - 2,8	448	1480	205	
20	19/100 - 20/70 70 - 100	-	+ 16	- 20	+ 16	- 20	- 5	-	- 21,2 - 50	538	- 33,6 - 24	464	1570	- 44 - 92	538	- 10,8 + 18	464	1460	200	
21	20/100 - 21/70 70 - 100	- 30	+ 16	-	+ 16	- 10	- 5	1660	+ 10 - 18,8	557,2	- 68 - 58,4	480	-	- 48 - 96	557,2	- 10 + 18,8	480	1450	195	
22	21/100 - 22/70 70 - 100	-	+ 16	- 40	+ 16	-	- 5	-	- 18,8 - 47,6	576,4	- 42,4 - 32,8	496	1530	- 32 - 80	576,4	- 29,2 - 0,4	496	-	190	
23	22/100 - 23/70 70 - 100	- 30	+ 16	-	+ 16	- 10	- 5	1630	+ 12,4 - 16,4	595,6	- 74,8 - 67,2	512	-	- 36 - 84	595,6	- 28,4 + 0,4	512	1440	185	
24	23/100 - 24/70 70 - 100	-	+ 16	- 20	+ 16	- 20	- 5	-	- 16,4 - 45,2	614,8	- 51,2 - 41,6	528	1510	- 60 - 108	614,8	- 7,6 + 21,2	528	1420	180	

Zahlentafel 6.

Ausgangsspalten, Zahlentafel 3 zu den nachfolgenden Spalten der Nachstelltabelle.

		1		3		5		7		7		4 6		8		9		14		19		13 18		20	
		↓		↓		↓		↓		↓		↓		↓		↓		↓		↓		↓		↓	
Tabelle zu den Nachstellanweisungen für RAW und Bw.																									
Gestängelage	Nachstellung														Länge der Stangen					a bei 70mm Kol- ben- hub					
	Nachstecklöcher														Spann- schloß C	Spann- schr.		A	B		C	G <sub>1</sub> G <sub>2</sub>	D		
	A			B			C			verk. vehl.	G <sub>1</sub> G <sub>2</sub>	D													
	Stelle																								
	hinten I   II		vorn II   I		hinten I   II		vorn II   I		hinten I   II		vorn		um		mm										
Einbaulage . . . . .	—	2	2	—	—	2	2	—	—	1	1	—	—	16	5	940	930	1130	144	300	951				
1. Nachstellung. . .	—	—	—	—	—	1	—	1	—	—	—	20	—	16	5	940	910	1110	160	295	948				
2. „ . . . . .	1	—	2	—	1	—	—	1	—	—	—	—	10	16	5	910	890	1120	176	290	944				
3. „ . . . . .	—	—	—	—	—	3	2	—	—	—	—	—	20	—	16	5	910	870	1100	192	285	941			
4. „ . . . . .	1	—	—	1	—	3	—	1	—	—	—	—	10	16	5	880	850	1110	208	280	937				
5. „ . . . . .	—	—	—	—	2	—	—	1	—	—	—	—	20	—	16	5	880	830	1090	224	275	933			
6. „ . . . . .	2	—	2	—	—	3	3	—	—	—	—	—	10	16	5	850	810	1100	240	270	930				
7. „ . . . . .	—	—	—	—	2	—	3	—	—	—	—	—	20	—	16	5	850	790	1080	256	265	926			
8. „ . . . . .	—	3	3	—	—	—	—	—	—	2	—	—	—	50	16	5	820	790	1070	272	260	922			
9. „ . . . . .	—	—	—	—	2	—	—	2	—	—	—	—	20	—	16	5	820	770	1050	288	255	918			
10. „ . . . . .	2	—	3	—	—	—	—	—	—	—	—	—	10	16	5	790	770	1040	304	250	915				
11. „ . . . . .	2	—	—	—	—	4	—	2	—	—	—	—	—	16	5	790	730	1040	320	245	911				
12. „ . . . . .	2	—	—	2	4	—	—	1	—	—	—	—	10	16	5	760	710	1050	336	240	908				
13. „ . . . . .	—	—	—	—	—	5	3	—	—	—	—	—	20	—	16	5	760	690	1030	352	235	904			
14. „ . . . . .	—	3	—	3	—	—	—	—	—	—	—	—	10	—	16	5	730	690	1020	368	230	901			
15. „ . . . . .	—	—	—	—	4	—	—	2	—	—	—	—	—	16	5	730	650	1020	384	225	897				
16. „ . . . . .	—	—	—	—	—	5	4	—	—	3	—	—	40	16	5	730	630	1000	400	220	894				
17. „ . . . . .	2	—	—	3	—	4	—	4	—	—	—	—	10	16	5	700	610	1010	416	215	890				
18. „ . . . . .	—	—	—	—	3	—	—	4	—	—	—	—	20	—	16	5	700	590	990	432	210	887			
19. „ . . . . .	2	—	5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	10	—	16	5	670	590	980	448	205	883			
20. „ . . . . .	—	—	—	—	—	5	5	—	—	—	—	—	20	—	16	5	670	570	960	464	200	879			
21. „ . . . . .	—	4	5	—	—	—	—	—	—	—	2	—	50	16	5	640	570	950	480	195	876				
22. „ . . . . .	—	—	—	—	4	—	—	4	—	—	—	—	—	16	5	640	530	950	496	190	872				
23. „ . . . . .	—	4	—	4	—	—	—	—	—	—	—	—	10	—	16	5	610	530	940	512	185	869			
24. „ . . . . .	—	4	—	4	—	6	5	—	—	—	—	—	20	—	16	5	610	510	920	528	180	865			

Vermerk: Die in dem stark umrahmten Feld angegebenen Stangenlängen sind Richtmaße.

mäßigen Zustand einer Konstruktion sind natürlicherweise möglichst an ihren Ursprungsstellen, im vorliegenden Fall also an den Verschleißstellen zwischen Bremsklötzen und Radreifen, wieder zu beseitigen. Dagegen ist eine Abweichung von den Tabellenwerten (Zahlentafel 1) der Nachsteckstangen zu verwerfen. Denn es würde damit eine willkürliche Handhabung der Nachstellung begünstigt, andererseits würden derartige Abweichungen in vielen Fällen sogar das an bestimmten Stellen festgestellte Übermaß an Verschleiß noch vergrößern. Denn stärkerer Verschleiß ist meist das Zeichen eines übermäßigen Bremsdrucks. Die Bremsklotzdrücke haben aber das Bestreben sich im Laufe einer Verschleißperiode gegeneinander auszugleichen. Man kann daher annehmen, daß am Ende einer Verschleißperiode ein gewisser Ausgleich dadurch eingetreten ist, daß die am Anfang zu starkem Druck ausgesetzten Stellen stärker verschlissen sind. Es würde verkehrt sein, wenn an diesen Stellen stärker nachgestellt und dadurch wieder ein übermäßig hoher Bremsklotzdruck erzeugt würde.

Nachstelltabelle, endgültige Form.

Die für den praktischen Gebrauch und damit für die Aufnahme in die Nachstellanweisungen für Reichsbahnausbese-

rungs- und Betriebswerke bestimmte Nachstelltabelle deckt sich nach Form und Inhalt mit Zahlentafel 6. Während aber die Ausgangstafel 3 die jeweiligen vollen Stiehmaßlängen und Nachstecklängen aller Nachsteckstangen in Millimeter enthält, wurde für Zahlentafel 6 eine vereinfachte Form der Wertangaben gewählt, die eine wesentliche Erleichterung der Nachstellarbeit mit sich bringt. Am Beispiel der Nachsteckstange A sei dies erläutert (Abb. 7). Diese zerfällt in drei Hauptteile, und zwar je ein Bremsdreieck an den Enden und als Verbindungsglied zwischen ihnen ein Zugstangenpaar aus Flacheisen. Die flach auslaufende Spitze jedes Dreiecks enthält zwei Bolzenlöcher I und II, das Flacheisenpaar an jedem Ende fünf Nachstecklöcher 1 bis 5. Als Einstellänge von A ist der Abstand der Lochstellen II der Bremsdreiecke voneinander (bei  $E_0 = 940$ ) eingesetzt, während in Tafel 3 der Abstand der Dreieckszapfen, der um die festen Maße:  $2 \cdot (420 + 90) = 1020$  größer ist (bei  $E_0 = 1960$ ) und die ganze Stangenlänge darstellt, eingetragen wurde. Die Veränderungen beider Abstandsmaße durch die Nachstellarbeit stimmen stets miteinander überein. Das Messen der kürzeren Abstandsmaße bedeutet aber für den Bremsschlosser eine wesentliche Ver-



einfachung. Da die Lochstellen der Bremsdreiecke von außen nicht erkannt werden können, weil die Dreiecksenden von dem Flacheisenpaar verdeckt werden, ist die Lage der der Messung dienenden Lochstelle II durch seitlich angebrachte Nockenmarken gekennzeichnet. Die Nockenmarken sind kleine aufgeschweißte Kegel. Die Einstelllänge von A stellt man also fest, indem man den Abstand der Nockenmarken mißt.

Als Nachstellängen für die einzelnen Nachstellreihen sind in Zahlentafel 3 die Werte in Millimeter eingesetzt, in Zahlentafel 6 ist hiervon abgesehen. Statt dessen wird die durch das vorgeschriebene Nachstellmaß der Zahlentafel 3 erreichte Lage angegeben. Während z. B. in der Einbaulage bei Stange A vorn

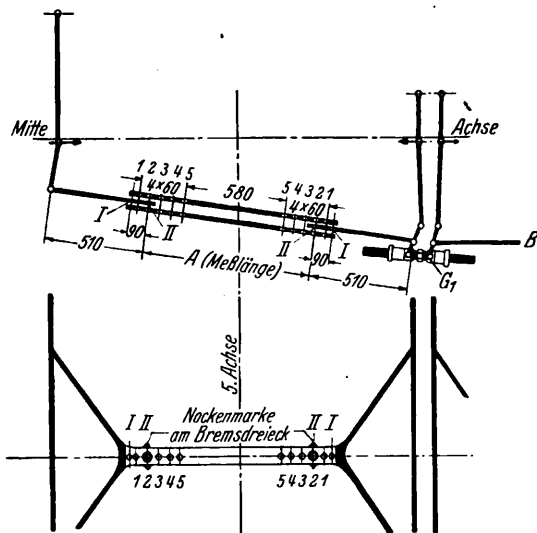


Abb. 7. Nachsteckstange A (Einbaulage). Verteilung der Nachstecklöcher-Meßlänge für den Betrieb.

und hinten die Löcher 2 der Flacheisenstange mit den Stellen II der Bremsdreiecke durch Bolzen verbunden sind, werden bei der zweiten Nachstellung die Bolzen so umgesteckt, daß sich hinten Loch 1 mit Stelle I deckt, während vorn die Lage: Loch 2 in Stelle II bestehen bleibt. Die Umstellung hinten entspricht aber der gemäß Zahlentafel 3 durch Nachstecken vorgeschriebenen Verkürzung um 30 mm. In gleicher Weise wird bei B verfahren. Bei C sind hinten (mittels Bremsdreiecks) und vorn (Gabelzugstange) Nachstecklöcher angeordnet, in der Mitte dagegen befindet sich ein Spannschloß. Die durch Nachstellungen entstandenen Veränderungen der Stangenlänge C sind deshalb für die beiden Enden durch Kennzeichnung der Lochlage wie bei A und B, für den Spannschloßteil durch Angabe der Nachstellwerte festgelegt worden. Bei  $G_1 = G_2$  und bei D handelt es sich um Spannschrauben. Die Nachstellwerte der Zahlentafel 3 in Millimeter wurden daher unverändert in Zahlentafel 6 übernommen. Die Anbringung von Nockenmarken wurde mit Ausnahme der Verbindungsstelle

von C mit dem Bremshebel 190 an allen Meßstellen von A, B, C und D durchgeführt.

Die kürzeren Meßentfernungen bei A, B und C, die Kennzeichnung der Lochlage an diesen Stangen und die Anbringung der Nockenmarken erleichtern dem Bremsschlosser wesentlich die Übersicht über die eingestellten Gestängelagen und die Nachstellarbeit selbst. Die Maße für  $G_1$  und  $G_2$  stellen den Abstand der Zapfenlöcher der Übertragungshebel 80 . 80 dar. Ihre Einstellung und Nachprüfung ist einfach. Außer den auf Grund der Zahlentafel 3 entwickelten Angaben enthält Zahlentafel 6 noch eine Spalte für „a“. Dieses Maß stellt den Abstand zwischen Mitte Achse und Bremsklotzbolzen dar. Es vermindert sich, ausgehend von seinem Größtwert bei neuen Radreifen und neuen Bremsklötzen bis zu einem um 90 mm kleineren Wert bei vollem Verschleiß beider Teile. Es dient als Anhalt für die Auffindung der vorliegenden Nachstellreihen bei falsch eingestellter Bremse. Die Art seiner Anwendung ist in den Nachstellenanweisungen näher erläutert.

Die vorstehenden Ausführungen sind gedacht als Beitrag zur Erkenntnis der Wirkungsweise von Bremsgestängen jeglicher Art und damit zu ihrer richtigen Nachstellung, Instandhaltung und Behandlung. Dies Ziel wird aber noch sicherer erreicht werden, wenn man daneben nachstehende allgemeine Gesichtspunkte nicht unbeachtet läßt.

Um gute Bremswirkung zu erzielen, sind zwei Grundbedingungen zu erfüllen: 1. Richtige Bemessung und Verteilung der Druckluft. 2. Richtige Ausführung und Einstellung des Bremsgestänges als des Mittels zur Übertragung der Antriebskraft vom Bremszylinder auf die einzelnen Bremsstellen. Bei den in vorgeschriebenen Zeitabständen vorzunehmenden Bremsuntersuchungen müssen demnach 1. alle der Erzeugung und Verteilung der Druckluft dienenden Teile, 2. das Bremsgestänge in seiner Einstellung und in der Beschaffenheit seiner Einzelteile auf gebrauchsfähigen Zustand hin überprüft werden. Die Bremswirkung kann nur dann einwandfrei sein, wenn beiden Grundbedingungen genügt wird. Alle mit der Neuaufstellung der Bremsnachstellenanweisungen in Verbindung stehenden Arbeiten sind darauf abgestimmt. Sie sollen dem Praktiker die Möglichkeiten richtiger Herstellung, Instandhaltung und Behandlung der Bremsgestänge geben. Dem Theoretiker sollen sie — das gilt besonders für die vorliegende Abhandlung — eine Handhabe sein, die Erkenntnis der inneren Zusammenhänge der Bewegungsvorgänge und der daraus zu ziehenden Folgerungen so zu fördern, daß man jederzeit in der Lage ist, die mehr oder weniger guten Eigenschaften aller Bremsgestänge zu überschauen und danach im Bedarfsfall seine Maßnahmen zu treffen. Theorie und Praxis müssen Hand in Hand gehen, wenn das dem Verfasser vorschwebende Ziel — zuverlässige Wirkungsweise aller Bremsgestänge — so restlos erreicht werden soll, daß es zur Selbstverständlichkeit wird. Aber nur dann werden die ausführenden Stellen in den RAW.s und Bw.s dieser Forderung gerecht werden können, wenn sie die richtige Anleitung erhalten von denen, die Theorie und Praxis in ausreichendem Maße beherrschen.

### Experimentelle und theoretische Untersuchung des Schlingerns von Lokomotiven in Gleisbögen.

In einer umfangreichen, in der Revue générale des Chemins de Fer, im Februar 1939 veröffentlichten Arbeit berichtet der Chefingenieur der ehemaligen Compagnie de l'Est der französischen Bahnen, M. Lanos, über Versuche, die er zusammen mit einigen anderen Ingenieuren im Auftrage seiner Verwaltung 1934 und 1935 ausgeführt hat zur Klärung des Einflusses des Lokomotivtyps, der Gleisbogenkrümmung, der Geschwindigkeit, des Spurspiels, der Überhöhung und vor allem der Gleislage auf das Verhalten der Lokomotiven in Gleisbögen. Über die sehr bemerkenswerte Arbeit sei im folgenden berichtet.

Untersucht wurde vor allem die Querbewegung des Hauptgestells einer 2 D 1-Lokomotive von etwa 18,7 t Achsdruck und einer 2 C 1-Lokomotive von etwa 18,5 t Achsdruck gegenüber dem Gleis, und zwar 1934 in einem 40 m langen Stück einer 600- und einer 1000 m-Kurve mit schlechter Gleislage von 1445 mm Spurweite, 1935 in einem 60 m langen Stück einer 600 m-Kurve mit guter Gleislage von 1435 mm Spurweite, bei verschiedener Geschwindigkeit, verschiedenem Spurspiel und verschiedener starker Rückstellfederung des voranlaufenden Laufdrehgestells. Das Hauptgestell der 2 D 1-Lokomotive hatte 1934 Spurkranzdicken von 20, 25, 23,

25 mm, 1935 solche von 26, 24, 25, 31,5 mm. In den beiden schlechtliegenden 600- und 1000 m-Kurvenstücken schwankte der wirkliche Bogenhalbmesser zwischen 429 und 857 bzw. zwischen 621 und 2572 m, in dem gutliegenden Gleis zwischen 515 und 720 m. Die Überhöhung wich höchstens um 6 mm nach oben und unten ab von dem Regelmaß 150 bzw. 60 mm. Das Stück des 1000 m-Bogens von guter Gleislage hatte kräftigere und längere Schienen und kleineren Schwellenabstand als die anderen Versuchsstrecken, außerdem Diagonalversteifung des Gleises und seitliche Schienenstützen.

Die Querbewegung jedes Treib- und Kuppelradsatzes gegenüber dem Gleis wurde in folgender Weise aufgezeichnet. Auf die Stirnfläche jedes Rades war ein zur Drehachse konzentrischer Ring aufgesetzt, im Durchmesser etwas kleiner als das Rad, an jedem der drei bzw. vier Räder in etwas anderem, um 200 mm herum liegendem, Abstand von der Reifenstirnfläche. Diese Ringe liefen an ihrem äußeren Rande in kreisförmige Schneiden aus, die mit einer Farbflüssigkeit bestimmter Farbe getränkt wurden. Diese Schneiden drückten auf waagrecht liegende Streifen von Zinkblättern auf Brettern, die federnd dicht außerhalb des Gleises parallel zu den Schienen fortlaufend angebracht waren, jedes Brett mit Zinkauflage 2 m lang, etwas kürzer als der kleinste Radstand, so breit, daß die drei bis vier Schneiden ihre Bahn nebeneinander gut erkennbar aufzeichnen konnten und jedes Brett auf zwei Federstützen so gelagert, daß es sich senkrecht etwa 25 mm, waagrecht längs und quer aber so gut wie gar nicht verschieben konnte. Da die so gewonnenen Räderbahnen den Abstand der Spurkränze von ihren benachbarten Schienen angeben sollten, mußte auf den Zinkblättern noch als Null- oder Bezugslinie eine Linie genau parallel zur Längsrichtung der benachbarten Schiene, bzw. konzentrisch zu ihr, eingetragen werden und mußte weiter derjenige Abstand dieser Nulllinie von einer der drei oder vier Räderbahnen genau bestimmt werden, der der „Anlaufstellung“ des betreffenden Rades entspricht, d. h. derjenigen Stellung, in der bei Annäherung des Rades von innen her an die Schiene der Spurkranz die Berührung mit der Innenflanke des Schienenkopfes gerade eben aufnimmt oder das Rad mit seiner Hohlkehle auf die Schiene aufzusteigen beginnt. Diese Stellung des Rades zur Schiene im Augenblick des Anlaufbeginns hängt von dem Umriß beider ab und ist vom Verfasser sorgfältig ermittelt. Wählt man den Abstand der Nulllinie von einer der Räderbahnen für die Anlaufstellung zu Null und überschneidet irgendwo diese Räderbahn die Nulllinie, so muß an dieser Stelle die angelaufene Schiene durch den Anlaufdruck des Rades nach außen ausgebogen sein, und gibt die Größe der Überschneidung einen Anhalt für die Größe des Anlaufdruckes. Im übrigen gibt dies Verfahren nur Aufschluß über die Größe der Bewegungen, nicht über die Größe der Anlaufdrücke.

In der angeführten Veröffentlichung sind die interessantesten Aufzeichnungen wiedergegeben, von den 1935er Versuchen für alle fünf Geschwindigkeitsstufen von 6, 80, 100, 110, 120 km/h, von den 1934er Versuchen nur für 80 und 110 km/h. Diese Aufzeichnungen sind nicht in ihrer wirklichen Form wiedergegeben, sondern 1. in einer 500fachen Verkürzung der Länge gegenüber der Höhe und 2. nicht auf die gekrümmte Nulllinie des durchfahrenen Bogens bezogen, sondern auf eine Gerade! Die erste Änderung verdeutlicht die Natur der Bewegungen, die zweite kann sie leicht etwas verdunkeln. Die in dieser Wiedergabe auftretenden Gegenbögen der Räderbahnen sind nämlich in Wirklichkeit nicht aufgetreten, sondern erst durch die Streckung der Bezugslinie entstanden; in Wirklichkeit sind nach Angabe des Verfassers die Bahnen stets nach der gleichen Seite, und zwar nach der Bogeninnenseite hin gekrümmt mit oft stark, teilweise periodisch, veränderlicher Krümmung. Die in Wirklichkeit auftretenden „Schwingungen“

oder „Pendelbewegungen“ sind also nicht freie Schwingungen um eine sich geradlinig fortbewegende Mittellage wie in dieser Wiedergabe, sondern erzwungene um eine Mittellage, die durch eine äußere ständig nach innen gerichtete Führungskraft auf einem Kreisbogen fortbewegt wird, in grundsätzlichem Gegensatz zum Lauf der Fahrzeuge in der Geraden. Das ist bei der Beurteilung der kinematischen und dynamischen Bedeutung dieser Diagramme zu beachten.

Die wiedergegebenen Linienzüge sind stetig, scharf und klar. Wenn ihnen hierin die aufgenommenen gleichen, ist es erstaunlich, was mit den verblüffend einfachen Versuchseinrichtungen bis zu einer Geschwindigkeit von 120 km/h erreicht worden ist. Es ist anzunehmen, daß in der Wiedergabe die einzelnen Räderbahnen der Länge nach so zueinander liegen, wie sie aufgenommen worden sind, daß also die angegebenen Streckenlängenmaße nur für eine der vier oder drei Achsen, die um die Radstände auseinander liegen, gelten, wahrscheinlich für die erste; gesagt ist darüber nichts. Zur richtigen Beurteilung des Seitenabstandes der einzelnen Räderbahnen voneinander und von der gemeinsamen Nulllinie der Schienenanlaufkante ist die verschiedene Spurkranzdicke zu beachten. Auffällig ist, daß die Linienzüge der verschiedenen Räderbahnen sich überwiegend an den gleichen Stellen heben und senken; das deutet daraufhin, daß der Oberbau maßgebenden Einfluß auf die Bewegungen der Achsen im Gleis hatte. Besonders stark tritt der Einfluß der Schienenstöße in Erscheinung.

Die Versuche von 1935 mit der 2 D 1 bei einem Spurspiel der Vorderachse von 16,5, der Hinterachse von nur 5,5 mm, einer Rückstellfederkraft des vorderen Drehgestells von 4,62 bis 6,65 t, in dem 600 m-Bogenstück mit guter Gleislage zeigen folgendes.

Bei der Schrittgeschwindigkeit  $V = 6$  km/h liefen in dem stark überhöhten Bogen die Achsen 2 und 3 ständig innen an, außerdem öfter 1 und 4, was nur bei Durchbiegung von Rad und Schiene möglich war, die allerdings nur klein zu sein brauchte, weil die Spurkränze der Achse 4 erheblich dicker als die der Achse 3 waren.

Bei der Geschwindigkeit  $V = 80$ , für welche die vorhandene Gleisüberhöhung noch um 22 mm zu groß war für genauen Fliehkraftausgleich, lief Achse 3 ständig, Achse 4 fast ständig, Achse 1 gar nicht mehr innen an; die Lokomotive „pendelte“ leicht mit ihrem Vorderende um die innen anlaufende Hinterachse, wobei die Achse 2 noch einige Male mit der Innenschiene in Berührung kam.

Bei  $V = 100$ , entsprechend einer bereits um 50 mm zu kleinen Überhöhung, also schon mit Fliehkraftüberschuß, lief die Achse 1 auf  $\frac{3}{4}$  der Versuchsstreckenlänge  $l$  schon außen, Achse 4 nur noch mit vielen Unterbrechungen auf etwa  $\frac{1}{3} l$  innen an. Die Lokomotive „pendelte“ stark, wobei Achse 2 und 3 nicht mehr zum Anlauf kamen.

Bei  $V = 110$ , entsprechend einer um 93 mm zu kleinen Überhöhung, lief Achse 1 außen an auf etwa  $\frac{3}{4} l$ . Die Achse 4 lag der Außenschiene näher als bei  $V = 80$  und kam einmal auf 1 m Länge schon mit ihr in Berührung, lief im übrigen noch in vier Zonen von einer Gesamtlänge von etwa  $\frac{1}{6} l$  innen an. Demgemäß „pendelte“ das Hauptgestell stark mit seinem Hinterende um sein außen anlaufendes Vorderrad; die Hinterachse kam zum Außenanlauf an einer Stelle, an der die Vorderachse energisch von der Außenschiene abgewiesen wurde.

Bei  $V = 120$  schließlich, entsprechend einer um 117 mm zu kleinen Überhöhung, liefen beide Endachsen fast ständig außen an, ohne die Innenschiene jemals zu berühren; das Hauptgestell lag sehr ruhig, die größte Querbewegung einer Endachse betrug nur 5 mm.

Aus diesem regelmäßigen Verhalten schließt der Verfasser richtig auf folgende vier „dauerhafte Gleichgewichtsstellungen“

bei fehlerloser Gleislage, gekennzeichnet durch Anlauf zweier Achsen:

1. Innenanlauf 2 und 3 bei  $V = 6$  km/h;
2. Innenanlauf 3 und 4 bei  $V \approx 80$  km/h;
3. Innenanlauf 4 und Außenanlauf 1 bei  $V \approx 110$  km/h;
4. Außenanlauf 1 und 4 bei  $V \geq 120$  km/h.

Aber auch die Zwischenstellungen mit Anlauf von nur einer Achse: Innenanlauf 3 oder Innenanlauf 4 oder Außenanlauf 1 und sogar die etwa auftretende „Freilauf“-stellung des Hauptgestells, d. h. eine Stellung ohne Anlauf einer seiner Achsen, sind „Gleichgewichtsstellungen“ bei fehlerloser Gleislage, nur weniger stabil als die genannten vier. Und sie treten bei guter Gleislage nicht nur bei ganz bestimmten Geschwindigkeiten, wie der Verfasser behauptet, auf, sondern in Geschwindigkeitsbereichen bestimmter Ausdehnung. Eine Änderung der Gleiskrümmung und damit der Fliehkraft verschiebt natürlich diese Geschwindigkeitsbereiche. Die festgestellte Lage der vier Hauptgleichgewichtsstellungen steht in Übereinstimmung mit der in Deutschland entwickelten Bogenlauftheorie, die auch Aufklärung gibt über die Zwischengleichgewichtsstellungen und ihre Bereiche. Erleidet das Fahrzeug in einer Zwischengleichgewichtsstellung eine seitliche Störung, so wird es, auch wenn die Störungsursache nur klein ist, durch diese aus seiner Gleichgewichtslage herausgeworfen und sucht sie in abklingenden Schwingungen wieder einzunehmen. Wird das Fahrzeug in einer der vier Hauptgleichgewichtslagen mit Anlauf zweier Achsen durch eine Störung getroffen, so muß diese eine gewisse Größe haben, um das Fahrzeug aus seiner Lage zu bringen. Danach ist die Forderung des Verfassers, Hauptgleichgewichtsstellungen anzustreben, berechtigt; es ist aber zu beachten, daß auch in den Zwischengleichgewichtsstellungen das Hauptgestell nicht vollkommen führungslos, sondern mindestens vorn durch das Drehgestell geführt ist und daß durch Dämpfung an dieser Stelle und an etwaigen anderen Führungsstellen auch die Zwischengleichgewichtsstellungen wirksam stabilisiert werden können, diese daher nicht unbedingt so ungünstig sind, wie der Verfasser annimmt. Das gilt auch für die Freilaufstellung.

Bei den Versuchen von 1934 lief die bis auf erheblich dünnere Spurräder gleiche Lokomotive auf dem 600 m-Bogenstück schlechter Gleislage viel unruhiger. Ruhige direkte Führung durch eine Schiene war nur bei der kleinsten Geschwindigkeit von 6 km/h vorhanden, bei der die zweite und die dritte Achse ziemlich ununterbrochen innen anlagen. Bei allen größeren Geschwindigkeiten jedoch lag die Vorderachse nur vorübergehend, im ganzen auf höchstens 17% der Versuchslänge, und hin und wieder stoßweise noch die zweite Achse außen an; sonst lief das Hauptgestell ohne seitliche Berührung mit den Schienen, und „pendelte“ stark, mit scharfer Abweisung der anlaufenden Räder von der Außenschiene. Daß das Hauptgestell dabei nicht innen anstieß, ist nur auf das erheblich größere Spurspiel zurückzuführen. In dem 1000 m-Bogen schlechter Gleislage verhielt die Lokomotive sich ganz ähnlich. Dies Verhalten zeigt deutlich den sehr ungünstigen Einfluß schlechter Gleislage, was der Verfasser mit Recht scharf betont.

Die 2 C 1-Lokomotive verhielt sich ähnlich. Sie erreichte auf dem guten Gleisstück ihre günstige Hauptgleichgewichtslage der direkten Führung durch die Außenräder der beiden Endachsen des Hauptgestells wohl etwas früher; aber diese Lage war bei ihr wohl nicht ganz so stabil und die dabei auftretenden Anlaufdrücke der ersten Achse waren wohl etwas größer. Auf dem schlechten Gleis lief die 2 C 1-Lokomotive bis zu etwa 100 km/h im allgemeinen etwas ruhiger mit etwas geringeren Seitenbewegungen und etwas kleineren Anlaufdrücken als die 2 D 1. Im ganzen schien sie sich den Gleisunregel-

mäßigkeiten etwas leichter anzupassen als die 2 D 1. Daß sie ihren Innenanlauf erst bei größerer Geschwindigkeit verlor als die 2 D 1, ist auf ihr kleineres Spurspiel zurückzuführen.

Mit der kleineren Rückstellfederkraft von 3,4 bis 5,5 t zeigte das Hauptgestell der 2 D 1-Lokomotive stärkere Außenanlaufdrücke der ersten Achse und größere Querbewegungen im Gleis. Der Verfasser legt sich daher die Frage vor, ob es nicht zweckmäßig sei, zur Verringerung beider Größen mit der Rückstellfederkraft noch über 4,62 bis 6,65 t hinaufzugehen. Er verneint diese Frage, weil dann bei kleinerem und mittlerem  $V$  die zweite Hauptgestellachse mit sehr großem Führungsdruck innen anläuft, weil bei größerem  $V$  Freilauf des Hauptgestells auftreten könne und weil der Führungsdruck der ersten Drehgestellachse zu hoch werde. Das ist richtig, wenn auch der Freilauf wie gesagt etwas zu ungünstig beurteilt ist.

Weiterhin erörtert der Verfasser theoretisch die Frage, warum in Bögen mit stark veränderlicher Krümmung, entsprechend schlechter Gleislage, die erste Achse sich bei großen Geschwindigkeiten stark (brutalement) von der Außenschiene entfernt, heftiges Schlingern des Hauptgestells einleitet. Zunächst stellt er einen genauen Ausdruck für die „mittlere“ Krümmung des Bogens auf bei Verschiedenheit der Krümmung der augenblicklich von der steifen Vorder- und der steifen Hinterachse durchfahrenen Bögen und beantwortet dann jene Frage, indem er ermittelt, wie sich der von der Massenwirkung des Hauptgestells herrührende Anlaufdruck der ersten Achse bei Krümmungsvergrößerung ändert. Diese Rechnung zeigt, daß im Augenblick der Ablösung der Achse 4 von der Außenschiene auch der Anlaufdruck der Achse 1 sehr stark sinkt, auf 0 oder gar darunter und auch diese sich daher ablöst. Diese Rechnung vernachlässigt allerdings die nicht geringe Änderung der statischen Widerstände, die hierbei auftritt.

Die vom Tender auf die Lokomotive ausgeübte Seitenkraft, die in allen Rechnungen der Arbeit mit niedrigem konstantem Wert eingesetzt ist, kann nach Angabe des Verfassers ziemlich groß werden und kann in gewissen Krümmungen bei gewissen Geschwindigkeiten in gewissen Lagen der Lokomotive ihre Richtung plötzlich wechseln und ungünstig auf das Verhalten der Lokomotive einwirken. Die Ausführungen des Verfassers darüber sind ohne genaue Kenntnis der Bauart des Tenders und der Tenderkupplung nicht ganz zu verstehen.

Ein bestimmter Einfluß der vorliegenden kleinen Schwankungen der Schienenüberhöhung auf das Verhalten des Fahrzeugs konnte aus den Aufzeichnungen nicht festgestellt werden; dazu waren diese Schwankungen zu klein.

Über den Einfluß des Spurspiels ergaben die Versuche mit der 2 D 1 folgendes: 1935 lief die Lokomotive mit der großen Federrückstellkraft und dem kleinen Spurspiel in dem 600 m-Bogenstück guter Gleislage bei mittlerem  $V$  zwar innen an, aber nur leicht mit der Hauptgestellhinterachse, was sie nicht getan hätte bei großem Spurspiel. In dem 1934 durchfahrenen 1000 m-Bogen schlechter Gleislage würde bei Geschwindigkeiten von mehr als 80 km/h selbst bei kleinem Spurspiel überhaupt kein Innenanlauf vorgekommen sein. Somit zeigte bei dieser Maschine mit der großen Federrückstellkraft das kleine Spurspiel keine Nachteile. Mit der kleinen Federrückstellkraft von 3,4 bis 5,5 t dagegen wäre die gleiche Maschine in den schlechtliegenden Bögen bei kleinem Spurspiel bei großem  $V$  heftig mit der Vorderachse abwechselnd außen und innen angelaufen; für diese Anordnung erscheint daher bei schlechter Gleislage ein großes Spurspiel besser. Bei der 2 C 1-Lokomotive war es ähnlich.

Allgemein überschätzt der Verfasser wohl die Gefährlichkeit des Innenanlaufs bei großer Überhöhung, wie sie hier vorlag, wenn er behauptet, die Entgleisungsgefahr steige dabei gegenüber derjenigen auf waagrechtem Gleis um 80%! Er berücksichtigt nämlich bei seiner Rechnung nicht, daß bei der

vorliegenden Querneigung des Gleises von etwa 1:10 nicht nur der Flankenwinkel des innen anlaufenden Spurkranzes gegenüber der Waagrechten kleiner wird, sondern auch die statischen und dynamischen Führungsdrücke und Widerstände ihre Richtung ändern!

Der Verfasser benutzt die Versuchsaufzeichnungen von 1935 dazu, für die Lage des 2 D 1-Lokomotiv-Hauptgestells im 600 m-Bogen guter Gleislage den Zahlenwert des „moment d'orientation“ zu bestimmen, d. h. des Moments, das bei „freilaufendem“ Hauptgestell durch die waagrecht liegenden Gleitreibungswiderstände an den Aufstandspunkten seiner Radreifen auf den Schienenköpfen erzeugt wird. Diese Bestimmung hat meines Erachtens zwei grundsätzliche Fehler, 1. daß dies Moment als Kräftepaar angesehen wird, während es in Wirklichkeit nur ausnahmsweise das ist, fast immer vielmehr eine recht beträchtliche resultierende Querkraft hat,

und 2., daß dies Moment als unabhängig von der Winkelstellung des Fahrzeugs im Gleis angesehen wird, während es in Wirklichkeit stark von dieser abhängt. Diese Zusammenhänge sind durch die in Deutschland entwickelte Bogenlauftheorie völlig aufgeklärt.

Durch diese kleinen Beanstandungen soll der Wert der Arbeit nicht herabgesetzt werden, wird ja auch ihre wichtigere Seite, die experimentelle, gar nicht getroffen. Auf sehr einfache experimentelle Weise sind wesentliche Aufschlüsse über das Verhalten von Eisenbahnfahrzeugen in Gleisbögen bei kleinen und großen Fahrgeschwindigkeiten gewonnen, vor allem in seiner Abhängigkeit von der Gleislage, und es sind praktisch wertvolle Schlüsse daraus gezogen. Auf alle Einzelheiten der interessanten Arbeit konnte hier nicht eingegangen werden; ihr genaues Studium kann auf jeden Fall empfohlen werden.

Heumann.

### Seitenschwingung der Eisenbahnfahrzeuge.

In einem im „Engineering“ vom 3. März 1939 erschienenen Aufsatz gibt Dr. R. D. Davies einen Auszug aus seinem vor der Institution of Civil Engineers gehaltenen Vortrag\*) über Versuche bezüglich der Seitenschwingung der Eisenbahnfahrzeuge. Dieser enthält folgende Untersuchungen:

1. Einleitende Modellversuche mit einem zweiachsigen Fahrzeug über das „creep“, wörtlich das „Kriechen“, d. h. die Verformung solcher Räder, die Umfangskräften ausgesetzt sind, welche noch nicht ausreichen, die Räder zum eigentlichen vollen Gleiten zu bringen. Das „creep“ ist ein Übergangszustand zwischen Rollen und Gleiten. Es spielt nach Ansicht von Dr. Carter\*\*) eine große Rolle bei den Seitenschwingungen verbundenen Massenwirkungen.

2. Modellversuche über Schlingern mit einer Einzelachse und einem zweiachsigen Fahrzeug in  $\frac{1}{5}$  natürlicher Größe.

3. Mathematische Untersuchung — fehlt im Auszug —.

4. Schlingerversuche in Schrittgeschwindigkeit („crawl“) mit einem Einzelradsatz und einem Drehgestell in natürlicher Größe.

5. Schlingerversuche in Regelgeschwindigkeit im Betriebe auf einer Hauptlinie der L. M. S. Railway.

1. Der zweiachsige Modellwagen hatte Losräder, je eins auf jeder Achse, von genau gleichem Durchmesser und zylindrische Radreifen; die Hinterachse trug eine Bremscheibe, durch die ein bekanntes kleines, zum Gleiten nicht ausreichendes, Moment auf das auf der Achse feste Rad, das als rechtes betrachtet sei, übertragen wurde. Beide Achsen waren versehen mit Vorrichtungen zur genauen Feststellung der Winkelstellung ihrer Räder zueinander. Die Schienen bestanden aus hochkant gestellten Flacheisen mit genau eben bearbeiteten Kopfflächen. Durch verschiedene Neigung dieser Schienen konnte Punkt- und Flächenberührung mit den zylindrischen Rädern hergestellt werden. Die Spurweite betrug etwa 300 mm.

Das Längs-„Kriechen“ wurde in folgender Weise ermittelt. Durch eine dicht über SO. in der Lafebene des gebremsten und ungebremsten rechten Rades am Fahrzeugrahmen angreifende und in Gleislängsrichtung laufende Schnur wurde das Fahrzeug ein Stück des geradlinigen Gleises entlang gezogen. Der Unterschied der Wege des gebremsten und ungebremsten rechten Rades, aus ihren Winkelstellungen vor und nach der Fahrt genau ermittelt, ergab das „creep“ und das Verhältnis des „creep“ zum zurückgelegten Weg nach Carters Definition pas „longitudinal creepage“ infolge einer Umfangslängskraft L. Es zeigte sich abhängig von dem Verhältnis der Umfangskraft L zum Raddruck Q, vom Raddruck und vom Raddurch-

messer d, und zwar stieg es bei unveränderlichem Q und d mit von 0 aus zunehmendem  $\frac{L}{Q}$  zunächst diesem verhältnisgleich an, von  $L/Q = 0,05$  an schneller und etwa bei  $L/Q = 0,125$  unendlich schnell an. Zunahme des Raddruckes und Abnahme des Raddurchmessers ließen es schneller ansteigen. Die Beziehungen sind in Kurven anschaulich dargestellt. Sie stimmen gut überein mit den Ergebnissen der Sachsschen Versuche.

Zur Ermittlung des Quer-„Kriechens“ infolge einer kleinen quergerichteten Umfangskraft U wurde das Gleis mit Fahrzeug unter einem bekannten Winkel verschieden stark quergeneigt, alle Räder auf ihren Achsen festgelegt und gleichmäßig belastet und das Fahrzeug mehrmals hin und her gezogen genau bis zu seinem Anfangspunkt, über eine bekannte Gesamtlänge. Der durch genaue Messungen festgestellte Unterschied der seitlichen Lage der Räder zu den Schienen am Anfang und am Ende der Fahrt ergab das Querkriechen. Bis zu  $U/Q = 0,06$  war es gleich dem Längskriechen, darüber hinaus etwas anders, doch mag diese Abweichung auf Ungenauigkeiten des Verfahrens zurückzuführen sein. Die Rollgeschwindigkeit betrug im allgemeinen etwa 0,5 m/sec; eine Steigerung auf das Doppelte änderte das „creep“ nicht.

2. Die Modellschlingerversuche fanden auf den gleichen Schienen mit waagerechten Kopfflächen und gleicher Spurweite statt. Der zweiachsige Wagen hatte lauter gleich belastete feste Räder mit unter 1:20 kegelförmigen Laufflächen ohne Spurkränze. Der Wagenkasten war derart an den Achsen aufgehängt, daß diese sich innerhalb gewisser Grenzen in waagerechter Richtung frei gegenüber dem Wagenkasten quer bewegen und drehen konnten. Mitten zwischen den Schienen war in Gleislängsrichtung ein mit Wachs überzogener Papierstreifen auf einem Brett angebracht, in den ein vom Wagenkasten nach unten ragender Stift beim Fahren seine Bahn eingrub. Ein Gummizugkatapult versetzte das Fahrzeug in die gewünschte Geschwindigkeit, die weiterhin durch eine schwache Längsneigung des Gleises aufrecht erhalten wurde. Das Gleis war gerade und etwa 15 m lang. Der Start des Fahrzeugs konnte genau in Gleismitte und etwas seitlich verschoben gegen diese geschehen. Das Fahrzeug lief in reinen Sinuslinien.

3. Nach der Rechnung soll bei Drehgestellfahrzeugen die Masse der Drehgestelle möglichst klein gegenüber der Masse des Wagenkastens, dessen Eigenschwingungszahl niedrig und seine Wiegenaufhängung schwach gedämpft sein.

4. Die Schlingerversuche in Schrittgeschwindigkeit mit Fahrzeugen in natürlicher Größe fanden statt auf einer Werkstrecke von etwa 180 m Länge, deren eine Hälfte neues, die andere altes Oberbaumaterial aufwies, und zwar mit verschiedenen Einzelachsen und einem zweiachsigen Drehgestell.

\*) Veröffentlicht im J. Institn. Civil Engr. Nr. 5, vom März 1939.

\*\*) Carter: Rly. Electr. traction 1922.

Deren Bahnen wurden aufgezeichnet auf einem neben dem Gleis herlaufenden Brett mit Hilfe eines seitlich aus der Achse bzw. dem Drehgestellrahmen herausragenden Arms. Auch auf dem guten Gleisstück wichen die aufgezeichneten Bahnen wesentlich von Sinuslinien ab, was der Verfasser richtig damit begründet, daß schon die Wellen und Knicke eines gut liegenden Gleises beträchtlich sind gegenüber der möglichen Seitenbewegung des Fahrzeugs im Gleis. Der wirkliche Weg der Achse hängt ab von dem Zusammenwirken ihrer natürlichen Wellenbewegung mit diesen Unvollkommenheiten und wird völlig gestört durch jeden Spurkranzanlauf. Die aufgezeichneten Bahnen der gleichen Achse bzw. des gleichen Drehgestells waren einander sehr ähnlich wohl infolge der Spurkranzanläufe an den gleichen Gleisknicke.

5. Hier wurde der Lauf des Wagenkastens und des hinteren Drehgestells eines vierachsigen Personenwagens untersucht, der als letzter in einem Zug lief mit einer Geschwindigkeit bis zu etwa 120 km/h, und zwar mit Hilfe von aufschreibenden Beschleunigungsmessern, die auf dem Wagenfußboden über der Drehgestellmitte und am Drehgestell angebracht waren. Bei neuen Radsätzen — wohl mit einer Kegelneigung von 1:20 — zeigten die Aufzeichnungen des in der Nähe der Drehgestellmitte angebrachten Beschleunigungsmessers bei einer Geschwindigkeit von 117 km/h deutlich die Grundwelle der Radsätze von etwa 18,3 m Länge entsprechend einer Schwingungszahl von 1,77 in der Sekunde. An einer oder zwei Stellen zeigte sich eine Schwingungszahl von 5,5, das ist die Eigenschwingungszahl der Seitenschwingungen des Drehgestellrahmens. Der Beschleunigungsmesser auf dem Wagenfußboden hinten über der Drehgestellmitte verzeichnete gleichzeitig eine Grundwelle von etwa 40 m Länge, entsprechend der Eigenschwingungszahl der Seitenschwingung des Wagenkastens in seiner Wiege, überlagert von der Radsatzwelle von 18,3 m Länge, die bei Geschwindigkeiten unter 97 km/h im allgemeinen nicht auftrat und nirgends heftig war. Bei abgenutzten Radsätzen zeigte bei  $V = 113$  km/h das Drehgestell eine Wellenlänge von nur 9,8 m, entsprechend der großen Schwingungszahl von 3,2, und sehr viel größere Ausschläge der Grundwelle der Radsätze; das Wagenkasteninstrument zeigte wieder die Grundwelle des Wagenkastens, überlagert von der Radsatzwelle mit durch die dämpfende Wagenkastenaufhängung stark

verringerten Ausschlägen, die auch bei Geschwindigkeiten von weniger als 97 km/h zuweilen erschienen und bei höheren oft sehr stark wurden.

Der Verfasser zieht folgende Schlüsse aus seiner Untersuchung, wohl einschließlich der nicht wiedergegebenen theoretischen: Eine Einzelachse durchläuft ein gerades Gleis in einer Sinuslinie, deren Wellenlänge abhängt von der Kegelneigung der Reifen, dem Raddurchmesser und der Spurweite, und die bei den üblichen Abmessungen 15,2 bis 1,83 m beträgt. Mit wachsender Geschwindigkeit wächst der Ausschlag und jeder folgende Ausschlag ist größer als der vorhergehende um einen Bruchteil, der verhältnisgleich der Wurzel aus der Geschwindigkeit und umgekehrt verhältnisgleich der Wellenlänge ist. Die Abnutzung im Betriebe höhlt die Reifen aus und führt zur Verkürzung der Wellenlänge und stärkerem Anwachsen der Ausschläge mit zunehmender Geschwindigkeit. In den Fahrzeugen und Drehgestellen sind die verschiedenen Spiele im allgemeinen so groß, daß die Achsen ihre individuelle Bahn laufen können: die Drehgestelle haben die gleiche Wellenlänge wie eine Einzelachse; bei kleinerer Geschwindigkeit wirkt wohl die Achsbuchsaufhängung ein wenig dämpfend. Nach Angabe des Verfassers stimmt die bei den Betriebsversuchen mit neuen Reifen festgestellte Wellenlänge gut überein mit der aus der Kegelform errechneten. Die Wirkung der Spurkranzanläufe will der Verfasser später untersuchen; sie müssen seiner Ansicht nach bei der Verkürzung der Wellenlänge der ausgehöhlten Reifen stark mitgewirkt haben. Richtig macht der Verfasser darauf aufmerksam, daß es falsch ist, die Reifen zylindrisch zu machen, um die Sinusschwingungen zu vermeiden. Denn damit gibt man auch die Vorteile der Kegelform, nämlich selbsttätigen Ausgleich kleiner Verschiedenheiten im Raddurchmesser und Selbstlenkung bei kleiner Schrägstellung des Radsatzes auf. Richtig empfiehlt er daher eine schwache Reifenkegelneigung. Doch kann man, wie ich hinzufügen möchte, auch auf andere Weise, wie etwa durch Spielfreiheit der Achsen in ihrem Rahmen, die Wellenlänge vergrößern und erreicht dies durch Verminderung der Reifenkegelneigung allein auf die Dauer nicht, wenn man nicht auch gleichzeitig die Schienenneigung entsprechend verringert. Außerdem steigt die Gefahr der Spurkranzanläufe mit abnehmender Kegelneigung.  
Heumann.

## Bücherschau.

**Die vereinfachte Berechnung zweiseitig gelagerter Trägerroste.** Von Dr. Ing. Fritz Leonhardt. Berlin: Wilhelm Ernst u. Sohn. 1939. 63 Seiten mit 61 Textabbildungen. Preis geh. 4,80 *R.M.*

In den letzten Jahren ist der Untersuchung von Trägerrosten die ihrer Bedeutung gemäß Beachtung geschenkt worden (Faltus, Gentner, Ostenfeld, Krabbe). Der Verfasser hat daher auch, ehe er die von ihm entwickelten Gedanken vorträgt, die bisher erschienenen Arbeiten kurz besprochen, so daß der Leser eine gute Einführung in den Stoff erhält.

Das Buch verdient insofern besondere Beachtung, als es dem Ingenieur, der sich mit diesen Aufgaben befassen muß, sowohl einen Weg zur Lösung durch Versuche (trägeheitsmomentenähnliche Modelle) zeigt, als auch auf ihre rechnerische Erfassung eingeht. Nach Behandlung des Trägerrostes mit einem und mehreren Querträgern gibt Leonhardt Formeln für die Ermittlung der Einflußordinaten der Querverteilung (Querverteilungszahlen) für Trägerroste mit drei und vier Hauptträgern, mit denen ohne Modell die Querverteilung der Lasten ermittelt werden kann. Außerdem liefert das Buch einen wertvollen Beitrag, die Forderung: „weitgehendst gleichmäßige Baustoffbeanspruchung in allen Bauwerksteilen“ zu erfüllen, was wiederum nur bei genauer Kenntnis der Lastanteile der verschiedenen Tragelemente möglich ist. Der Verfasser weist nach, daß bei den bis jetzt z. T. noch angewandten Berechnungsarten (d. h. ohne Berücksichtigung der Querverteilung) örtlich teils wesentliche Überbeanspruchungen auftreten, teils die Spannungen unter den zulässigen Grenzen bleiben.

Infolge dieser Erkenntnis gewinnt aber auch die vorliegende Berechnungsweise bezüglich des Baustoffaufwandes an Bedeutung, so daß hier Ersparnisse erzielt werden können.

Bei Anwendung der in dem Buch gewonnenen Ergebnisse können also Vorteile sowohl in der baulichen Durchbildung als auch bei Erörterung der Kostenfrage einer Bauplanung erreicht werden. Dem Buch ist daher eine weite Verbreitung zu wünschen.  
Eckner.

**Tafeln zum Abstecken von Kreiskurven und Übergangsbogen in neuer Teilung (400°).** Von J. Gysin und E. Moll, Verlag von Lüdlin u. Co., Liestal (Schweiz), Auslieferung für Deutschland Konrad Wittwer, Stuttgart. 184 Seiten. Taschenform, Ganzleinen 5,80 *R.M.*

Das Buch liegt in der 7. Auflage vor. Schon seit seinem erstmaligen Erscheinen — im Jahre 1884 — ist es auf die Kreisteilung zu 400° abgestellt. Diese Teilung war demnach in der Schweiz offenbar weiter verbreitet als in Deutschland, wo sie künftig, allerdings allein, herrschen wird. Zum ersten Male aber wenden sich die Tafeln von Gysin und Moll mit dem Einbeziehen des Übergangsbogens an die Hauptbahnen, während sie früher vorwiegend für „Sekundärbahnen“ bestimmt waren. Das Buch geht in schmuckem Gewande einher, es zielt auf Verminderung des Umfangs und Erleichterung der Rechenarbeit ab. Gebrauchsanweisungen sind für das gesamte Buch, weiter für jeden Abschnitt beigefügt. Sie sind wohlthuend knapp und klar.  
Dr. Bl.

**Graphische Untersuchung von Fangedämmen und Ankerwänden unter Berücksichtigung starrer Wände.** Von Dr. Ing. Hellmut Homburg. Berlin: Wilhelm Ernst u. Sohn, 1938. 42 Seiten. Lex. 8. Preis geb. 5,60 *ℛ.ℳ.*

Die Schrift entwickelt nach den neueren Lehren vom Erd- druck Berechnungen für den beiderseitig begrenzten Erdkörper im Fangedamm, ferner für den Erdwiderstand im Fangedamm und vor Ankerwänden. Der Verfasser baut Lehren von Brennecke, Agatz, Krey u. a. weiter aus, findet auch praktische Hinweise. Beim Bau von Brücken und Hafenbahnhöfen wird die Schrift auch für den Eisenbahningenieur von Nutzen werden. Dr. Bl.

**„Was jeder von der Deutschen Reichsbahn wissen muß“.** Von Dr. Sarter und Dr. Kittel. Leipzig 1938. Verlag der Verkehrs- wissenschaftlichen Lehrmittelgesellschaft m. b. H. 63 Seiten.

Die wohlbekannte und geschätzte kurze Übersicht über Werden, Wesen und Wirken der Deutschen Reichsbahn ist neu- bearbeitet in 6. Auflage erschienen. Wieder bietet sie in licht- voller Gedrängtheit einen Einblick in die Rechtsverhältnisse, in Wirtschaftsführung und Finanzwesen, in die kaufmännische Be- tätigung, in die Personalverhältnisse und den betrieblichen Aufbau der Reichsbahn. Der Abschluß des Büchleins fiel gerade in die Zeit, als das Sudetenland sich wieder mit dem Reich vereinigte. So geben die sechs Auflagen, als Ganzes gesehen, manchen Hin- weis auf die Zeitgeschichte und ihre Auswirkung auf die Deutsche Reichsbahn. Dr. Bl.

**Klingelberg. Technisches Hilfsbuch.** Herausgegeben von E. Preger und R. Reindl. Berlin: Julius Springer. Preis gebunden 10,50 *ℛ.ℳ.*

Das Buch stellt die 9. Auflage des bekannten, unter dem Namen der Firma Schuchardt und Schütte bisher herausgegebenen technischen Hilfsbuches dar. Es beschränkt sich auf die Grund- lagen des Technikers in Büro und Werkstätte und behandelt diese in besonderer Ausführlichkeit mit einer außerordentlich großen Zahl von Angaben der verschiedensten Arten und in über- sichtlicher leicht faßbarer Darstellung. Durch Berücksichtigung der neuzeitlichen Anschauungen über die Festigkeit der Werk- stoffe, der neuen zur Verwendung gelangten Stoffe, ist das Buch auf den neuesten Stand der Technik gebracht. Normblätter sind zahlreich wiedergegeben. Aus dem Gebiet der Maschinenelemente sind die Befestigungs- und Verbindungsmittel, ferner Zahnräder-, Ketten- und Riemengetriebe aufgenommen; auf dem Gebiet der Arbeitsverfahren haben Schweißen, Härten sowie die spanab- hebenden Arbeitsvorgänge ausführliche Darstellung gefunden.

Die Mitarbeit einer namhaften Zahl in der Praxis stehender Verfasser sichert dem Buch Zuverlässigkeit und Vollständigkeit bezüglich der neuesten technischen Fortschritte.

**Elsners Taschenbuch für den Werkstätten- und Betriebs- maschinendienst bei der Deutschen Reichsbahn.** 1939, 4. Jahr- gang. Otto Elsner Verlagsgesellschaft, Berlin. 587 Seiten. Taschenbuchformat, in Leinen gebunden. Preis 3,50 *ℛ.ℳ.*

Der wiederum von Fachleuten aus dem Werkstätten-, Betriebs- maschinen- und Verwaltungsdienst bearbeitete 4. Jahrgang des Taschenbuches enthält weitere neue, gut geeignete Beiträge für die Schulung und Fortbildung in dem umfangreichen Gebiet der Fahrzeugerhaltung- und Behandlung. Im 1. Abschnitt sind ausführlich Luftpumpen, Speisepumpen und die Vorwärmer der Dampflokomotiven, dazu unter anderem auch die Werkstoff- prüfung nach dem Magnetpulververfahren beschrieben. Die Instandsetzung der Personen- und Güterwagen in den RAW. ist ergänzend behandelt. Im Abschnitt „Betriebsmaschinendienst“ finden sich Merkblätter und Vorschriften besonders für die schnell fahrenden Lokomotiven und ihre Einrichtungen, dazu die Beschreibung der verschiedenen Arten von Führerbremssventilen sowie der Magnetschienen- und Trommelbremsen. Aus dem

Gebiet des technischen Verwaltungsdienstes sind die neuen Finanzvorschriften mit den Vorschriften für die Aufstellung und Behandlung von Kostenanschlägen, die Werkstättenbuchführung in den RAW. und die Gedingeordnung für RAW. und Bw. be- handelt. Breitschaft.

**Verzeichnis der oberen Reichsbahnbeamten.** Verlag der Verkehrs- wissenschaftlichen Lehrmittelgesellschaft 1939. 595 Seiten. Preis 10,80 *ℛ.ℳ.*

Der neue Jahrgang dieses Verzeichnisses wurde heuer be- sonders sehulichst erwartet, da ja die großen politischen Ereignisse des Jahres 1938 und 1939 eine Eingliederung der Österreichischen Bundesbahnen sowie der Bahnen des Sudetenlandes brachte und dies einen Zuwachs von etwa 20% der Streckenlänge des alten Reichsbahnnetzes zur Folge hatte. Dementsprechend ist auch im Personalkörper der oberen Beamten ein entsprechender Zuwachs eingetreten, der in dem Verzeichnis erstmals berücksichtigt ist. Im übrigen ist die Einteilung und Gliederung beibehalten, so daß das Buch auch weiterhin ein praktisches Nachschlagewerk nicht nur bezüglich der Organisation und Gliederung der Deutschen Reichsbahn sondern auch eine willkommene Unterlage ist, um den Dienstsitz, die Dienststellung und das Dienstalter der einzelnen Beamten, die ja ständigem Wechsel unterliegen, rasch nach- schlagen zu können.

Ferner gingen uns zu:

**Die Southern Pacific Company, ihre Geschichte, Finanzierung und Rentabilität.** Eine betriebswirtschaftlich-statistische Unter- suchung. Von Dr. rer. pol. Heinz Gutsche. X. 166 Seiten und Anhang mit zahlreichen Tabellen, 3 graphischen Dar- stellungen, sowie einer Landkarte. Leipzig: A. Deichertsche Verlagsbuchhandlung, Königstraße 17. Preis 7,50 *ℛ.ℳ.*

**VDI-Jahrbuch 1939.** Die Chronik der Technik. Herausgegeben im Auftrag des Vereins Deutscher Ingenieure von A. Leitner VDI. DIN A 5, 306 Seiten. Berlin 1939. VDI-Verlag GmbH. Brosch. 3,50 *ℛ.ℳ.*, für VDI-Mitglieder 3,15 *ℛ.ℳ.*

Das vorliegende „VDI-Jahrbuch 1939“ ist das sechste in der seit 1934 erscheinenden Reihe. 96 anerkannte Fachleute haben auf 91 Einzelgebieten aus dem reichen Schatz ihrer Erfahrungen und ihres Wissens die Entwicklungsrichtung für die Zeit von Ende 1937 bis Ende 1938 aufgezeigt und rufen Einzelleistungen dieses Zeitabschnittes in die Erinnerung des Lesers zurück. Dieser wird aus dem mit etwa 10000 Stellen erschlossenen Schrifttum neue Anregungen für seine Arbeit schöpfen. Jeder Abschnitt wird durch eine Zusammenstellung der wichtigsten Buch-Neuerschei- nungen (mit Verlags- und Preisangaben) aus dem Berichtsjahr abgeschlossen. Das umfangreiche lexikonartige Sachverzeichnis mit rund 3000 Stichworten erschließt den vielseitigen Inhalt des Jahrbuches und erleichtert das Auffinden des gesuchten Stoffes wesentlich.

Ein Beitrag über den VDI. im nationalsozialistischen Aufbau und der Abschnitt „Gedenktage der Technik“ (Rückschau auf 1938 und Vorschau auf 1939) bilden den Schluß dieser technischen Jahreschronik, welche nicht nur für jeden in der Technik Schaffenden unentbehrlich ist, sondern auch für alle an den tech- nischen Errungenschaften Interessierten von Nutzen ist.

**Fragenheft zum Leitfaden für den Dampflokomotivdienst.** Von Leop. Niederstraßer und Erwin Stürzebecher. Verlag der Verkehrswissenschaftlichen Lehrmittelgesellschaft, Berlin. 75 Seiten. Din A 5, Preis kartoniert 0,90 *ℛ.ℳ.*

Das Heft wendet sich, ebenso wie der „Leitfaden“ an die Lokomotivführer, denen es die Aufnahme des Stoffes und die Selbstprüfung inwieweit sie den Inhalt des Leitfadens sich zu eigen gemacht haben, erleichtert. Das Fragenheft erscheint darum als willkommene und zweckmäßige Ergänzung.

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

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