

Fachheft:

Personenwagen.

II. Teil.

Zum 10. Jahrestag der Geschäftsübernahme bietet die Schriftleitung ihren geschätzten Lesern das Fachheft „Personenwagen, II. Teil“. Das im vorigen Jahrgang (Heft 2/3) herausgegebene Fachheft „Personenwagen, I. Teil“ war den Umwälzungen im Aufbau der Personenwagen gewidmet. Im vorliegenden II. Teil werden die theoretischen Grundlagen für die Erzielung möglichst günstiger Laufeigenschaften der Wagen behandelt wie sie insbesondere bei der von der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft geschaffenen Versuchsabteilung für Wagen erforscht werden. Ferner werden Untersuchungen über die Heizung der Wagen wiedergegeben. Die Beiträge fußen auf Untersuchungen, die in dieser Abteilung durchgeführt sind.

Einfluß der Lastübertragung und des Zustandes der Wagenkästen der Personenwagen auf den Lauf.

Von Reichsbahnrat Dipl.-Ing. F. Lutteroth, Berlin-Steglitz.

Inhalt:

- I. Untersuchung der bei betriebsmäßiger Abstützung auf den Wagenkasten wirkenden Kräfte und Verdrehungsmomente und Ermittlung der für den Wagenlauf günstigsten Lastübertragung.
- II. Untersuchung ungünstiger Laufeigenschaften als Folge nicht ausreichender Steifigkeit der Wagenkästen und als Folge exzentrischer Radsätze.
- III. Untersuchung ungünstiger Laufeigenschaften als Folge innerer Verspannungen von Wagenkästen.

Um einen einwandfreien Lauf der Personenwagen zu erreichen, müssen Bauart und Zustand des Wagens und des Gleises einwandfrei sein. Ein guter baulicher Zustand der Wagen wird durch sorgfältige Arbeitsausführung angestrebt. Für Bau und Unterhaltung der Drehgestellwagen sind hochwertige Prüfeinrichtungen geschaffen, die es ermöglichen, Maßabweichungen der Drehgestelle und Wagenkästen mit größter Genauigkeit festzustellen. Obwohl die Sollmaße der Wagenkästen sorgfältig nachgeprüft und Maßabweichungen der für den Lauf wichtigen Teile sorgfältig beseitigt werden, ist es nicht immer zu erreichen, daß Wagen derselben Bauart unter gleichen Verhältnissen die gleichen Laufeigenschaften zeigen. Vereinzelt kommt es sogar vor, daß von einer größeren Reihe durchaus einwandfrei laufender Wagen gleicher Bauart ein Wagen unruhig läuft, obwohl an Drehgestellen und am Wagenkasten Maßabweichungen oder äußerlich erkennbare Mängel nicht festzustellen sind.

Laufuntersuchungen derartiger unruhig laufender Wagen haben ergeben, daß die Ursachen des nicht einwandfreien Laufes in den meisten Fällen auf den Zustand des Wagenkastens oder auf unrichtige Übertragung der Wagenkastenlast auf die Drehgestelle zurückzuführen sind.

Zur näheren Aufklärung der Ursachen wurde durch Untersuchungen festgestellt, welchen Einfluß

1. die Art der Lastübertragung des Wagenkastens auf seine Drehgestelle,
2. die Steifigkeit der Wagenkästen,
3. innere Verspannungen der Wagenkästen

auf den Wagenlauf ausüben.

Es wurden hierzu Drehgestellwagen verschiedener Bauarten verwendet, die unruhige Laufeigenschaften hatten, obwohl an Drehgestellen und Wagenkästen äußerlich keine Mängel erkennbar waren. Die Erscheinungen, die zur Beanstandung dieser Wagen geführt hatten, waren verschiedener Art. Bei einigen Wagen traten während der Fahrt heftige waagerechte Schwingungen in Richtung der Y-Achse (die Lage der genannten Bezugsachse ist aus Abb. 1 zu entnehmen)

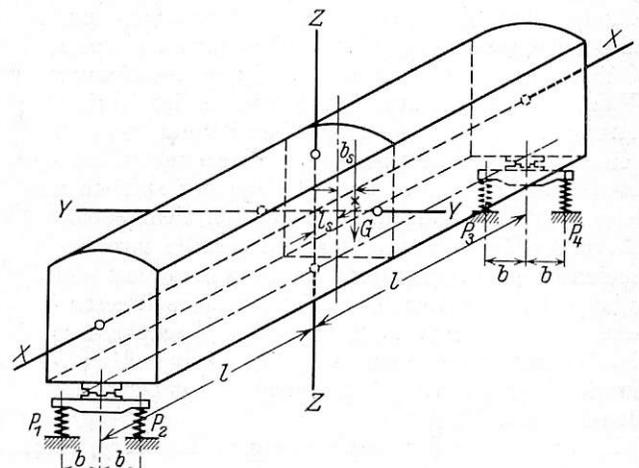


Abb. 1. Schematische Darstellung der betriebsmäßigen Abstützung und Lage der Bezugsachsen.

und teilweise auch Drehschwingungen (Wanken) um die X-Achse auf. Andere Wagen führten heftige senkrechte Schwingungen und Zitterbewegungen in Richtung der Z-Achse aus.

Bei Durchführung der Untersuchungen wurde zunächst die Art der Lastübertragung des Wagenkastens auf die Drehgestelle und ihr Einfluß auf den Wagenlauf geklärt, da diese Frage grundsätzlich alle Drehgestellwagen betrifft. Nach Klärung dieser Frage wurden dann die Untersuchungen über den Einfluß der Steifigkeit und innerer Verspannungen der Wagenkästen auf den Wagenlauf ausgeführt. Die letzt-

genannten Untersuchungen betreffen zwar im allgemeinen nur einzelne Wagen bzw. Wagenbauarten, sind aber von nicht weniger großer Wichtigkeit, da vielfach gerade Wagenkästen mit nicht genügender Steifigkeit oder mit inneren Verspannungen besonders unruhigen Lauf haben.

I. Untersuchung der auf den Wagenkästen wirkenden Kräfte und Verdrehungsmomente (Ermittlung der für den Wagenlauf günstigsten Lastübertragung).

Bei den Drehgestellpersonenwagen der üblichen Bauart wird, wie Abb. 2 zeigt, der Wagenkasten nur auf den Dreh-

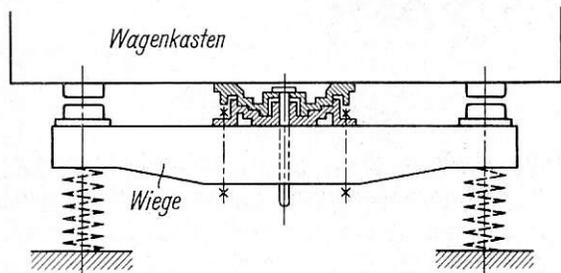


Abb. 2. Drehpfannenabstützung.

pfannen der Drehgestelle abgestützt. Die Drehpfannen sind als Stufendrehpfannen ausgebildet. Die je nach Bauart des Drehgestells verschieden gegen den Drehgestellrahmen abgedefederte Wiege trägt eine untere Drehpfanne, in der die am Wagenkasten befestigte obere Drehpfanne gelagert ist. Die seitlich von der Drehpfanne angebrachten Gleitstücke sollen nicht aufeinanderliegen, sondern ein Spiel von 0,5 bis 1,0 mm haben. Da ein Kippen der oberen in der unteren Drehpfanne während der Fahrt, wie durch vielfache Beobachtungen festgestellt ist, nicht eintritt, haben die Gleitstücke an der Kraftübertragung keinen Anteil.

In Abb. 1 ist schematisch die Art der Lastübertragung eines Wagenkastens auf die Drehgestelle dargestellt. Hierbei ist jeweils die auf einer Drehgestellseite liegende, aus Wiegen-, Schrauben- und Achslagerblattfedern bestehende Federgruppe durch eine Schraubenfeder angedeutet. Diese Abstützung des Wagenkastens auf zwei Stufenpfannen ist statisch unbestimmt. Eine rechnerische Ermittlung der auf die einzelnen Federgruppen vom Wagenkasten ausgeübten Belastungskräfte ist mit Hilfe der statischen Gleichgewichtsbedingungen nicht möglich, denn sobald die Lage der Drehpfannen der Drehgestelle vor dem Aufsetzen des Wagenkastens nicht genau mit der Lage der Drehpfannen des Wagenkastens übereinstimmt, werden nach Aufsetzen des Wagenkastens auf ihn Verdrehungsmomente ausgeübt, die ohne Heranziehen der Formänderungsbeziehungen nicht berechnet werden können.

Zur Ermittlung der Lastübertragung und ihres Einflusses auf den Wagenlauf ist im folgenden zunächst theoretisch die Art der bei statisch unbestimmter Abstützung auf den Wagenkasten wirkenden Verdrehungsmomente festgestellt, dann unter der Voraussetzung, daß zusätzliche aus der Abstützung sich ergebende Verdrehungsmomente vermieden werden, rechnerisch die günstigste Lastübertragung ermittelt und schließlich durch Versuche geprüft, wie diese errechnete günstigste Lastübertragung im Betrieb erreicht werden kann und welchen Einfluß sie auf den Wagenlauf hat.

a) Art der bei betriebsmäßiger Abstützung auf den Wagenkästen wirkenden Verdrehungsmomente.

Das Gewicht des Wagenkastens G wird von den vier Federgruppen getragen. Es ist $P_1 + P_2 + P_3 + P_4 = G = \text{Gewicht}$

des Wagenkastens. Die Lage des Schwerpunktes ergibt sich, wenn die Einzelkräfte bekannt sind, aus folgenden Beziehungen:

$$l_s = \frac{(P_3 + P_4) \cdot l - (P_1 + P_2) \cdot l}{G}$$

$$b_s = \frac{(P_2 + P_4) \cdot b - (P_1 + P_3) \cdot b}{G}$$

Sofern die Lage der Schwerpunktsenkrechten nicht mit der Mittelsenkrechten des Wagenkastens zusammenfällt, ist eine gleichmäßige Belastung der einzelnen Federgruppen P_1 bis P_4 nicht möglich. Das Drehgestell, nach dem der Schwerpunkt in Längsrichtung um das Maß l_s hin verschoben ist, wird mehr belastet werden als das andere Drehgestell, und zwar gilt für eine Schwerpunktslage, wie in Abb. 1 angegeben, folgende Beziehung für diese Mehrbelastung:

$$\frac{P_3 + P_4}{P_1 + P_2} = \frac{l + l_s}{l - l_s}$$

Ebenso werden die beiden Federgruppen, die auf der Wagenlängsseite liegen, nach der der Schwerpunkt in der Querrichtung um das Maß b_s verschoben ist, mehr belastet werden, als die auf der anderen Längsseite liegenden beiden Federgruppen. Die dieser Mehrbelastung entsprechende Gleichung lautet:

$$\frac{P_2 + P_4}{P_1 + P_3} = \frac{b + b_s}{b - b_s}$$

Die Mehrbelastung der einen Längsseite wird als seitliches Übergewicht bezeichnet und beträgt $\ddot{U} = (P_2 + P_4) - (P_1 + P_3)$. Es ist $\ddot{U} \cdot b = G \cdot b_s$.

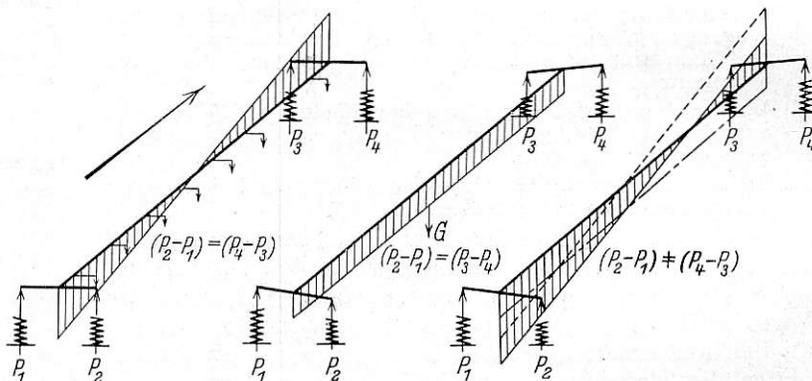


Abb. 3 a.

Abb. 3 b.

Abb. 3 c.

Abb. 3. Auf den Wagenkästen wirkende Verdrehungsmomente.

- a) im Falle, daß das Übergewichtsmoment von beiden Drehgestellen je zur Hälfte getragen wird,
- b) im Falle, daß die Drehpfannen windschief sind und das Übergewichtsmoment = 0 ist,
- c) im Falle, daß das Übergewichtsmoment von den beiden Drehgestellen nicht je zur Hälfte getragen wird.

Die Abweichung der Schwerpunktsenkrechten von der Wagenmittelsenkrechten (Z-Achse) in Richtung der Wagenlängsachse (X-Achse) ist im Verhältnis zum Drehzapfenabstand im allgemeinen bei Personenwagen üblicher Bauart mit zur Querachse symmetrischer Platzanordnung gering, sodaß nennenswerte Unterschiede in der Gewichtsbelastung der Drehgestelle nicht auftreten. Für die Untersuchung der im Wagenkasten wirkenden Verdrehungsmomente hat die Mehrbelastung eines Drehgestells keine Bedeutung, da durch sie keine Verdrehungsmomente um die Wagenlängsachse (X-Achse) verursacht werden.

Die der Abweichung der Schwerpunktsenkrechten b_s von der Z-Achse in Querrichtung (Y-Achse) entsprechende Mehrbelastung der auf der betreffenden Wagenlängsseite liegenden beiden Federgruppen dagegen ist im allgemeinen

beträchtlicher. Eine solche seitliche Abweichung läßt sich nicht vermeiden, da die Platzanordnung zur Wagenlängsachse im allgemeinen unsymmetrisch ist. In diesem Falle ändert sich der seitliche Schwerpunktabstand entsprechend dem Belastungszustand des Wagens. Bei einem D-Zugwagenkasten mit Seitengang und 80 Sitzplätzen z. B. verlagert sich bei voller Besetzung der Schwerpunkt des Wagenkastens gegenüber dem leeren Zustand um etwa 60 mm in Richtung der Abteilseite.

Durch den seitlichen Schwerpunktabstand b_s wird eine Schrägstellung des Wagenkastens hervorgerufen. Um eine zu starke Schrägstellung zu vermeiden, gibt man dem Schwerpunkt des leeren Wagenkastens nach Möglichkeit einen derartigen Abstand b_s von Wagenmitte in Richtung der Gangseite, daß der Schwerpunkt bei voll besetztem Wagenkasten um das gleiche Maß b_s von der Wagenmitte nach der Abteilseite abweicht, im gewählten Beispiel also von 30 mm.

Dadurch, daß der Schwerpunkt in der Wagenquerrichtung von der Wagenmitte abweicht, wird ferner auf den Wagenkasten ein Verdrehungsmoment ausgeübt. In Abb. 3a ist unter der Annahme, daß das Schwerpunktsmoment von beiden Drehgestellen je zur Hälfte getragen wird, der Verlauf des Verdrehungsmomentes eingetragen. Hierbei ist zugrunde gelegt, daß das auf einer Wagenlängsseite vorhandene Übergewicht über die Wagenlänge gleichmäßig verteilt ist. Die schraffierte Fläche gibt das im jeweiligen Querschnitt wirkende Verdrehungsmoment M_0 als Strecke dargestellt an. Hierbei ist ein Verdrehungsmoment, das bei Blick auf einen Querschnitt in Pfeilrichtung Uhrzeigersinn hat, als positiv bezeichnet und nach unten, und ein Moment mit umgekehrtem Drehsinn als negativ bezeichnet und nach oben angetragen.

Auf jede Wagenhälfte wirken gleich große, aber entgegengesetzte Verdrehungsmomente. Bei gleichmäßiger Steifigkeit des Wagenkastens gegen Verwinden, wird in diesem Fall die Neigung, die die beiden Drehpfannen gegeneinander haben, auch bei Änderung der Größe von b_s nicht verändert, da die Verwindung der einen Wagenhälfte jeweils durch die gleich große entgegengesetzte Verwindung der anderen Wagenhälfte aufgehoben wird. Die dargestellten Verdrehungsmomente sind nur durch das Übergewichtsmoment des Schwerpunktes verursacht. Durch die Stützkräfte der Drehgestelle wird auf den Wagenkasten kein zusätzliches Verdrehungsmoment ausgeübt, denn das Moment $(P_2 - P_1) \cdot b - (P_4 - P_3) \cdot b$ ist gleich Null.

Ein zusätzliches Verdrehungsmoment wird unabhängig von der Lage des Schwerpunktes, auf den Wagenkasten durch die Abstützung ausgeübt, sobald die Lage und Neigung der Drehpfannen der Drehgestelle vor der Belastung nicht genau mit der Lage der Drehpfannen des Wagenkastens übereinstimmen. Wenn z. B. die eine Drehpfanne des Wagenkastens in Querrichtung eine bestimmte Neigung gegen die Waagerechte und die andere Drehpfanne des Wagenkastens eine entgegengesetzte Neigung hat, während die Drehpfannen der Drehgestelle beide in der Waagerechten liegen, so wird auf diesen Wagenkasten beim Aufsetzen auf die Drehgestelle ein über die ganze Wagenlänge sich erstreckendes zusätzliches Verdrehungsmoment ausgeübt werden, da das eine Drehgestell den Wagen nach der einen Seite und das andere Drehgestell nach der entgegengesetzten Seite zu drehen sucht. In Abb. 3b ist der Verlauf eines derartigen Verdrehungsmomentes dargestellt für den Fall, daß die Schwerpunktsenkrechte die Wagenlängsachse schneidet. Durch die Stützkräfte der Drehgestelle wird hierbei auf den Wagenkasten ein Verdrehungsmoment von $(P_2 - P_1) \cdot b = (P_3 - P_4) \cdot b$ ausgeübt. Wirkt ein derartiges Verdrehungsmoment auf den Wagenkasten ein, so wird dadurch die Neigung, die die beiden Drehpfannen gegeneinander haben, verändert. Der Wagenkasten wird verwunden. Die Größe der hierbei auftretenden Form-

änderung ist von der Größe des Verdrehungsmomentes und von der Steifigkeit des Wagens gegen Verdrehen abhängig.

In Abb. 3c ist der Verlauf des Verdrehungsmomentes für einen beliebigen Fall dargestellt, bei dem das vom seitlichen Übergewicht herrührende Verdrehungsmoment von den beiden Drehgestellen nicht je zur Hälfte aufgenommen wird. Es gilt also nur die allgemeine Beziehung $(P_2 - P_1) \cdot b + (P_4 - P_3) \cdot b = \ddot{U} \cdot b$, aber nicht die Beziehung $(P_2 - P_1) \cdot b = (P_4 - P_3) \cdot b = \frac{\ddot{U} \cdot b}{2}$.

In diesem Fall wirkt auf den Wagenkasten außer dem vom Übergewichtsmoment des Schwerpunktes herrührenden Verdrehungsmoment noch ein zusätzliches von den Stützkräften der Drehgestelle verursachtes Verdrehungsmoment ein, denn das Moment $(P_2 - P_1) \cdot b - (P_4 - P_3) \cdot b$ ist nicht mehr gleich Null. Dementsprechend sind, wie Abb. 3c zeigt, die positiven und negativen Verdrehungsmomentenflächen nicht mehr gleich. Der Wagenkasten wird auch in diesem Fall verwunden und nimmt eine andere Form an, als sie bei gleichmäßigem Tragen des seitlichen Übergewichtes durch beide Drehgestelle sein würde.

Unter Berücksichtigung der zu Abb. 3a und 3b gemachten Ausführungen kann man die in Abb. 3c dargestellte Verdrehungsmomentfläche zerlegen in eine Verdrehungsmomentfläche, die sich aus dem seitlichen Übergewichtsmoment bei gleichmäßiger Verteilung des Übergewichtsmomentes auf beide Drehgestelle ergibt und in eine Fläche, die durch das zusätzliche Verdrehungsmoment bei ungleicher Neigung der Drehpfannen des Wagenkastens und der Drehgestelle hervorgerufen wird. Hierfür gelten folgende Beziehungen. Das am vorderen Wagenende herrschende gesamte Verdrehungsmoment ist $+(P_2 - P_1) \cdot b$ und das am hinteren Wagenende herrschende $-(P_4 - P_3) \cdot b$. Das aus dem Übergewicht allein sich ergebende Verdrehungsmoment beträgt für das vordere Wagenende $+\frac{\ddot{U}}{2} \cdot b$ und für das hintere Wagenende $-\frac{\ddot{U}}{2} \cdot b$.

Das von der Abstützung herrührende zusätzliche konstante Verdrehungsmoment M_z wird durch Subtraktion des vom Übergewicht herrührenden Verdrehungsmomentes vom gesamten Verdrehungsmoment bestimmt und beträgt

$$M_z = +(P_2 - P_1) \cdot b - \frac{\ddot{U}}{2} \cdot b = -(P_4 - P_3) \cdot b + \frac{\ddot{U}}{2} \cdot b.$$

In Abb. 3c ist diese Überlagerung graphisch durchgeführt. Die aus dem Übergewichtsmoment sich ergebende Momentenlinie ist gestrichelt und die aus der Abstützung sich ergebende zusätzliche Verdrehungsmomentenlinie ist strich-punktiert dargestellt.

Zusammenfassend kann über die Art der auf den Wagenkasten wirkenden Verdrehungsmomente folgendes gesagt werden.

Auf einen Wagenkasten kann außer den aus dem seitlichen Übergewicht sich ergebenden Verdrehungsmomenten noch ein von der Abstützung herrührendes zusätzliches Verdrehungsmoment einwirken. Ein zusätzliches Verdrehungsmoment tritt auf, sobald die Lage und Neigung der Drehpfannen des Wagenkastens nicht mit der der Drehgestelle zwanglos übereinstimmt. In dem Falle, daß auf den Wagenkasten nur die von dem Übergewicht herrührende Verdrehungsmomente einwirken, wird das Übergewichtsmoment von beiden Drehgestellen je zur Hälfte getragen. Die auf der Seite des Übergewichtes liegende Federgruppe jedes Drehgestells wird dann um das gleiche Maß mehr belastet als die auf der anderen Wagenlängsseite liegende Federgruppe jedes Drehgestells.

b) Rechnerische Ermittlung der Lastübertragung unter der Voraussetzung, daß kein zusätzliches Verdrehungsmoment durch die Abstützung ausgeübt wird.

Während die Berechnung der statisch unbestimmten Lastübertragung für einen beliebigen Fall nicht möglich ist,

kann sie unter gewissen Voraussetzungen durchgeführt werden. Von Wichtigkeit ist die Berechnung für den Fall, daß auf den Wagenkasten durch die Abstützung kein zusätzliches Verdrehungsmoment einwirkt, da hierbei, wie in vorstehendem Abschnitt gezeigt, das vom Übergewicht herrührende Verdrehungsmoment von den beiden Drehgestellen je zur Hälfte getragen wird. Unter dieser Voraussetzung ergibt sich für die Lastübertragung eines Wagenkastens mit beliebiger Schwerpunktslage nach Abb. 4 folgende Berechnung.

Es ist:

$$\begin{aligned} P_1 + P_2 + P_3 + P_4 &= G \\ (P_2 - P_1) - (P_4 - P_3) &= 0 \text{ (laut Voraussetzung)} \\ \frac{P_1 + P_2 + P_3 + P_4}{2 P_2 + 2 P_3} &= \frac{G}{G} \\ P_1 + P_2 &= G \cdot \frac{1 + l_s}{2l} = \frac{G}{2} \cdot \left(1 + \frac{l_s}{l}\right) \\ P_1 + P_3 &= G \cdot \frac{b - b_s}{2b} = \frac{G}{2} \cdot \left(1 - \frac{b_s}{b}\right) \\ \frac{2 P_1 + P_2 + P_3}{2 P_1} &= \frac{\frac{G}{2} \left(2 + \frac{l_s}{l} - \frac{b_s}{b}\right)}{\frac{G}{2} \left(1 + \frac{l_s}{l} - \frac{b_s}{b}\right)} \\ P_2 + P_3 &= \frac{G}{2} \\ P_1 &= \frac{G}{4} \left(1 + \frac{l_s}{l} - \frac{b_s}{b}\right) \\ P_1 &= \frac{G}{4} \left(1 + \frac{l_s}{l} - \frac{b_s}{b}\right) \end{aligned}$$

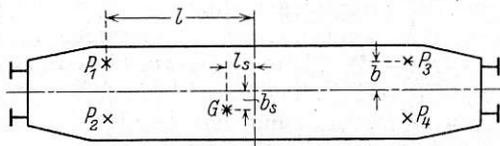


Abb. 4. Lage des Schwerpunktes und der Belastungskräfte.

Die Berechnung der auf die Feldergruppen P_2 , P_3 und P_4 entfallenden Belastung erfolgt in entsprechender Weise, so daß sie nicht weiter durchgeführt werden soll. Es ergibt sich folgende Lösung:

$$\begin{aligned} P_1 &= \frac{G}{4} \left(1 + \frac{l_s}{l} - \frac{b_s}{b}\right) \\ P_2 &= \frac{G}{4} \left(1 + \frac{l_s}{l} + \frac{b_s}{b}\right) \\ P_3 &= \frac{G}{4} \left(1 - \frac{l_s}{l} - \frac{b_s}{b}\right) \\ P_4 &= \frac{G}{4} \left(1 - \frac{l_s}{l} + \frac{b_s}{b}\right) \end{aligned}$$

Mit Hilfe dieser Gleichungen kann für jeden Wagenkasten, dessen Schwerpunktslage durch Verwiegen bestimmt ist, die Lastübertragung unter der Voraussetzung, daß auf ihn durch die Abstützung kein zusätzliches Verdrehungsmoment übertragen wird, ermittelt werden.

c) Messung der Lastübertragung der Wagenkästen bei betriebsmäßiger Abstützung.

Eine mit den rechnerisch ermittelten Werten übereinstimmende Lastübertragung eines Wagenkastens auf die einzelnen Federgruppen seiner Drehgestelle kann nur erwartet werden, wenn Lage und Neigung der Drehpfannen des Wagenkastens bei Stand auf seinen Drehgestellen mit der Lage und Neigung der Drehpfannen der Drehgestelle zwanglos übereinstimmt, denn nur in diesem Falle wird von der Abstützung auf den Wagenkasten kein zusätzliches Drehmoment auf den Wagenkasten ausgeübt.

Sofern Drehgestelle und Wagenkasten vollkommen starr wären, würden sich schon bei aller kleinsten Unterschieden in

der Höhenlage und Neigung der Flächen der Drehpfannen erhebliche zusätzliche Verdrehungsmomente ergeben und eine der Schwerpunktslage anteilmäßig entsprechende Lastverteilung auf die einzelnen Federgruppen der Drehgestelle würde nicht mehr zu erwarten sein. Die Drehpfannen würden nicht plan aufeinanderliegen, da sich ihre Lage bei starren Körpern nicht einander anpassen könnte. Da aber die Drehpfannen der Drehgestelle durch die Federn elastisch gelagert sind, und auch der Wagenkasten eine gewisse Elastizität hat, werden bei Belastung diese Teile gleiche Lage annehmen, auch im Falle, daß die Drehpfannen des Wagenkastens nicht die den Drehpfannen der Drehgestelle entsprechende Neigung haben.

Bei der Ermittlung, ob eine der rechnerischen Feststellung entsprechende Lastübertragung der Wagenkästen tatsächlich möglich ist, wurde daher von dem Zustand ausgegangen, bei dem Lage und Neigung der Drehpfannen der Wagenkästen und Drehgestelle zwanglos übereinstimmen. Durch Verwiegen wurde die Lage der Schwerpunktsenkrechten ermittelt, dann die auf die einzelnen Federgruppen entfallenden Belastungsgewichte berechnet und schließlich die bei betriebsmäßiger Abstützung auf die einzelnen Federgruppen entfallenden Belastungen gemessen. Vermessen und Verwiegen erfolgte auf der Vorrichtung zur Wagenkastenuntersuchung*). Beide Vorgänge werden dabei in einem Arbeitsgang durchgeführt, wobei, wie in Abb. 5a schematisch dargestellt ist, der Wagenkasten auf seinen beiden Drehpfannen abgestützt wird. Die eine der beiden Drehpfannen ist dabei jedoch unter Abweichung von den Betriebsverhältnissen mittels einer Kreuzschneide frei einstellbar gelagert. Diese Abstützungsart ergibt beim Verwiegen die gleichen Werte wie eine Dreipunkt-abstützung des Wagenkastens auf zwei Gleitstücken und der Mitte der gegenüberliegenden Drehpfanne. Wie aus Abb. 5a ersichtlich ist, tragen die beiden Federn, auf denen der Querbalken mit frei einstellbarer Drehpfanne gelagert ist, das auf diese Drehpfanne entfallende Wagengewicht je zur Hälfte, und zwar ist $P_c + P_d = G_H$, während die Federn P_a und P_b , auf denen der Querträger mit fester Drehpfanne ruht, die gleichen Kräfte aufnehmen müssen, die bei der Dreipunkt-abstützung auf die entsprechenden Gleitstücke entfallen. An Stelle der bei betriebsmäßiger Abstützung in Abschnitt Ia gegebenen Gleichungen treten für die Schwerpunktslage bei der Abstützung nach Abb. 5a folgende Beziehungen:

$$\begin{aligned} l_s &= \frac{l(G - 2 G_H)}{G} \\ b_s &= \frac{b(P_b - P_a)}{G} \end{aligned}$$

Die Abstützungsart auf einer festen und einer beweglichen Drehpfanne ist mit Rücksicht auf das Vermessen gewählt und wird für das Verwiegen gleichfalls angewendet, weil dies dann im gleichen Arbeitsgang mit durchgeführt werden kann. Während bei der früher beim Vermessen allgemein angewendeten Abstützung auf vier starren Stützpunkten der Wagenkasten infolge seiner Elastizität stets die Lage der starren Auflagerpunkte annehmen muß, auch wenn seine Form dieser Lage nicht entspricht, wird bei der in Abb. 5a dargestellten Abstützungsart der Wagenkasten seine natürliche Form zwanglos annehmen. Ein Wagenkasten, dessen Schwerpunktsenkrechte die Wagenlängsachse schneidet, hat bei dieser Abstützungsart dieselbe Form, die er bei Stand auf seinen Drehgestellen hat, falls bei betriebsmäßiger Abstützung auf ihn kein zusätzliches Verdrehungsmoment ausgeübt wird. Sofern jedoch der Schwerpunkt seitlich in Richtung der Y-Achse verschoben ist, so wird der Wagenkasten bei Abstützung nach Abb. 5a nicht mehr genau die gleiche Form

*) Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1932, Heft 2/3 (Lutteroth und Putze), Behandlung der Personenwagen in der Wagenversuchsabteilung Grunewald, Seite 51/54.

annehmen, die er bei Abstützung auf seinen Drehgestellen hat, denn wie in Abb. 5b gezeigt ist, wirkt bei dieser Abstützung auf den Wagenkasten nicht das gleiche Verdrehungsmoment, wie bei betriebsmäßiger Abstützung. Bei Vermessungsabstützung kommt zu der in Abb. 5b gestrichelt gezeichneten Verdrehungsmomentenlinie die sich aus dem Übergewichtsmoment des Schwerpunktes bei betriebsmäßiger Abstützung nach Abb. 3a ergibt, noch zusätzlich ein konstantes Verdrehungsmoment (in der Abb. 5b strich-punktiert eingetragen) hinzu, das gleich dem halben aus dem Übergewichtsmoment des Schwerpunktes sich ergebenden Verdrehungsmoment ist.

Obwohl demnach bei Vermessungsabstützung auf einer festen Drehpfanne und einer Kreuzschneide auf den Wagenkasten, sofern seine Schwerpunktsenkrechte nicht zufällig die Wagenlängsachse (X-Achse) schneidet, außer dem aus dem Übergewichtsmoment des Schwerpunktes sich ergebenden Verdrehungsmoment noch ein zusätzliches konstantes Verdrehungsmoment ausgeübt wird, so ist diese Abstützungsart einer Abstützung auf vier starren Punkten beim Vermessen vorzuziehen, da bei letzterer unkontrollierbare Verdrehungsmomente und Verformungen des Wagenkastens auftreten können, während bei der Vermessungsabstützung auf beiden Drehpfannen unter Verwendung einer Kreuzschneide das zusätzliche Verdrehungsmoment, dessen Größe jeweils dem halben Übergewichtsmoment des Schwerpunktes entspricht, auch bei ungünstiger Schwerpunktslage verhältnismäßig gering bleibt und dementsprechend nur eine ganz geringe Verwindung des Wagenkastens zur Folge hat. Diese Verwindung ist, wie später gezeigt wird, so klein, daß sie vernachlässigt werden kann.

Als Bezugslage, in die jeder Wagen vor dem Vermessen zu bringen ist, wurde die Lage festgesetzt, bei der der Wagen zu einer waagerechten Ebene (N—N) nach Möglichkeit lotrecht steht, und zwar ist unter Berücksichtigung, daß der Wagen eine windschiefe Form haben kann, die Bezugslage unter Anwendung der Bezeichnungen der Abb. 5a folgendermaßen festgelegt worden:

$$\begin{aligned} h_1 &= h_4 \\ h_2 &= h_3 \\ h_1 - h_2 &= h_4 - h_3. \end{aligned}$$

Durch Nachmessen mit Loten wurde außerdem nachgeprüft, ob die Seitenwände zu den Querträgern senkrecht stehen. Da diese Nachprüfungen ergeben haben, daß die Abweichungen von der lotrechten Form sehr gering waren, wurde bei allen Wagen, die unter Bezug auf die Drehpfannenquerträger eingestellte Bezugslage ohne zusätzliche Korrektur bei sämtlichen Messungen angewendet.

Bei Einhaltung einer derartigen Bezugslage wird mithin jedem Wagenkasten beim Vermessen und Verwiegen eine derartige Lage gegeben, wie er sie unter Zugrundelegen der ihm eigenen Form bei betriebsmäßiger Abstützung auf seinen Drehgestellen in dem Falle haben soll, daß sein seitliches Übergewicht gleich Null ist.

Beim Vermessen wurde festgestellt, daß sämtliche Wagenkästen in gewissen Grenzen windschief sind, und auch die Lage der Drehpfannen meist in gewissen Grenzen windschief ist. Bei neueren Stahlwagen ergaben sich für die Wagenkästen in Bezugslage im allgemeinen Abweichungen von der lotrechten Form innerhalb der Grenzen von $h_1 - h_2 = h_4 - h_3 = \pm 3$ mm und dementsprechend eine Neigung der Drehpfannen gegeneinander von etwa $\text{tg } \alpha = \pm \frac{2}{520}$ (bezogen auf

die Länge der Drehpfannengrundplatte von 520 mm). Es wurden jedoch vereinzelt auch bei neueren Wagen größere Abweichungen vorgefunden. Bei hölzernen Wagen waren die entsprechenden Werte vielfach etwas größer. Im ungünstigsten Falle betrug bei einem Wagen der Winkel, den die beiden windschiefen Drehpfannenträger miteinander bilden,

$$\text{tg } \alpha = \frac{4,6}{520}.$$

Zur Ermittlung der Lastübertragung auf die Federgruppen bei betriebsmäßiger Abstützung wurde ebenfalls die im ersten Teil des Fachheftes für Personenwagen beschriebene Vorrichtung zur Untersuchung von Wagenkästen verwendet. Bei beiden Prüfgeräten der Vorrichtung wird zu diesem Zweck der auf den Meßfedern ruhende Querbalken mit festen Drehpfannenunterteilen zur Abstützung des Wagenkastens hergerichtet. Die Abstützung entspricht der in Abb. 1 dargestellten betriebsmäßigen Drehpfannenabstützung. Wenn auch bei beiden Prüfgeräten an Stelle jeder aus Wiege-, Schrauben- und Achslagerblatffedern bestehenden Federgruppe nur eine als Schraubenfeder ausgebildete Meßfeder

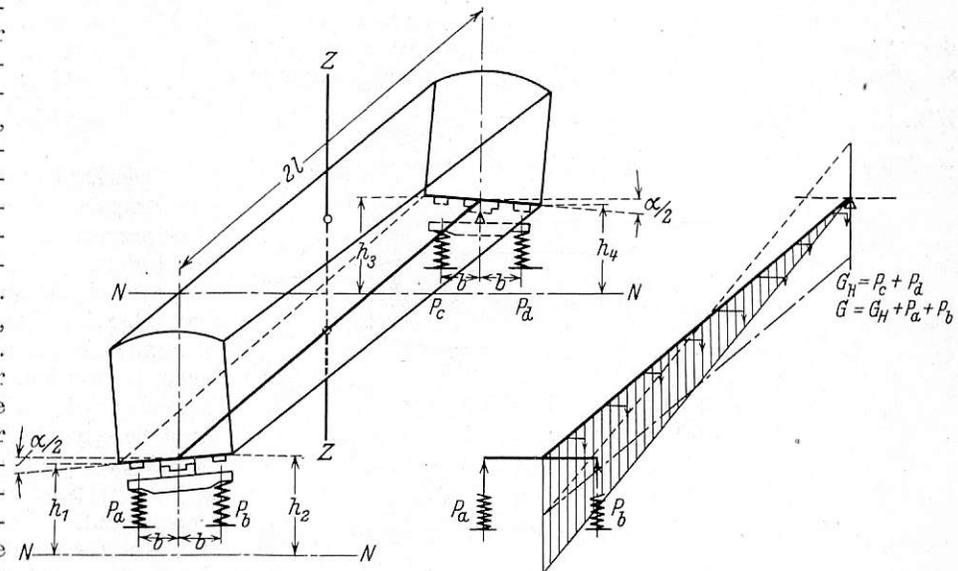


Abb. 5a.

Abb. 5b.

Abb. 5. Vermessungsabstützung.

a) Masse für Bezugslage, b) auf den Wagenkasten wirkende Drehmomente.

verwendet wird, so entspricht diese Meßfederanordnung jedoch fast genau der betriebsmäßigen Abstützung auf den Drehgestellen. Die Federkonstante einer Meßfeder beträgt 483 kg/cm, während die Gesamtcharakteristik einer Federgruppe bei einem neueren D-Zugwagen-Drehgestell einen Wert von 420 bis 480 kg/cm hat. Der Abstand der Meßfedern voneinander kann auf das gleiche Maß, wie bei den verschiedenen Drehgestellbauarten die Federgruppen voneinander entfernt sind, eingestellt werden.

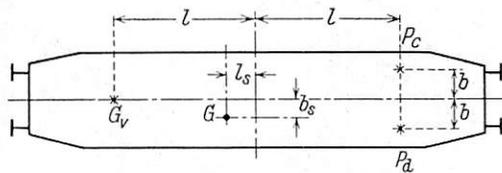
Bei Durchführung der Messungen wurden die Drehpfannen der Prüfgeräten in unbelastetem Zustand in waagerechte Ebene eingestellt. Sofern der Schwerpunkt des Wagenkastens seitlich in Richtung der Y-Achse von der Wagenlängsachse abweicht, wird der Wagenkasten nach Aufsetzen auf die Prüfgeräten eine schräge Lage einnehmen. Solche Wagenkästen wurden durch gleichmäßiges Heben der beiden auf der schweren Längsseite des Wagens liegenden Federn in Bezugslage gebracht. Die beiden Drehpfannen der Prüfgeräten würden dann in unbelastetem Zustand eine bestimmte Neigung gegen die Waagerechte haben. Die Neigung ist in diesem Falle aber bei beiden Drehpfannen gleich, so daß sie in einer Ebene liegen und nicht windschief sind. Nachdem

der Wagen auf diese Weise in Bezugslage gebracht war, wurde die Belastung der einzelnen Federn an den Belastungsanzeigern abgelesen.

Die durchgeführten Versuche ergaben, daß die gemessenen Belastungsdrücke mit den rechnerisch aus den Verwiegeergebnissen ermittelten gut übereinstimmen, sofern die Drehpfannen der untersuchten Wagenkästen beim Vermessen in einer Ebene lagen. Bei Wagenkästen mit windschiefer Lage der Drehpfannen dagegen traten größere Abweichungen von der rechnerisch ermittelten Lastübertragung ein.

Um bei Wagen mit windschiefer Lage der Drehpfannen eine gute Übereinstimmung mit der rechnerisch ermittelten Lastübertragung zu erzielen, mußte die Lage der Drehpfannen durch Unterlegen von Keilen derartig berichtigt werden, daß sie bei Bezugslage des Wagenkastens in horizontaler Ebene lagen, oder es mußte, wenn von einer Berichtigung der Drehpfannen des Wagenkastens abgesehen wurde, den Wiegebalken der Prüfgestelle in unbelastetem Zustand dieselbe windschiefe Form gegeben werden, wie sie die Wagenkasten-Drehpfannen hatten.

Die Abweichung der gemessenen Lastübertragung von der rechnerisch ermittelten betrug bei Wagenkästen mit windschiefen Drehpfannen, sofern der Winkel, den diese miteinander bilden, innerhalb der Grenzen von $\text{tg } \alpha = \pm \frac{2}{520}$ lag, etwa ± 75 kg. Bei einer größeren Neigung der Drehpfannen z. B.



$P_c = 5920$ kg	$l = 7020$ kg
$P_d = 6970$ „	$b = 735$ „
$G_v = 13005$ „	$l_s = 31,2$ „
$G = 25895$ „	$b_s = 29,8$ „

Abb. 6. Ergebnisse der Dreipunktverwiegung.

bei $\text{tg } \alpha = \pm \frac{4,6}{520}$ treten Unterschiede der Belastung von etwa ± 175 kg auf.

Der Einfluß der windschiefen Lage der Drehpfannen auf die Lastübertragung bleibt nach diesem Befund also im allgemeinen gering, da der Winkel, den diese Drehpfannen miteinander bilden, bei den Wagen meistens verhältnismäßig gering ist, und $\text{tg } \alpha = \pm \frac{2}{520}$ nicht überschritten wird.

Bei den Drehgestellen jedoch wird die Abweichung der Drehpfannen von ihrer Sollage vielfach größer sein, da mit Fehlern bei Auswahl der Federn und bei Einstellung der Wiegependel und der Drehgestellrahmen gerechnet werden muß. Im ungünstigsten Falle wurde festgestellt, daß bei den Drehgestellen eines Wagens, infolge ungleichmäßiger Einstellung der Schwingenpendel die Wiegen, bzw. die Drehpfannen in unbelastetem Zustand derartig windschief waren, daß zwei diagonal gegenüberliegende Gleitstücke 40 bis 50 mm höher waren, als die beiden anderen diagonal gegenüberliegenden Gleitstücke. Es wurde daher durch Versuche auch festgestellt, welchen Einfluß Drehgestelle mit derartig windschiefen Drehpfannen auf die Lastübertragung eines Wagenkastens haben. Zu diesem Zweck wurden die Drehpfannen der Prüfvorrichtung absichtlich windschief eingestellt und zwar wurden in einem Fall die Federn 1 und 4 um je 42 mm und im zweiten Falle die Federn 2 und 3 um je 18 mm gehoben.

Die zahlenmäßigen Ergebnisse dieser an einem vierachsigen stählernen Durchgangspersonenwagen durchgeführten Untersuchungen sind in Zahlentafel 1 angegeben. Die Ergebnisse der Dreipunktverwiegung dieses Wagens sind in Abb. 6 enthalten.

Zahlentafel 1.

Rechnerisch ermittelte und bei betriebsmäßiger Abstützung gemessene Lastverteilung bei verschiedener Neigung der Drehgestell-Drehpfannen.

Fall	1	2	3	4
		Auf Prüfvorrichtung gemessen		
	Rechnerisch ermittelt aus Dreipunktverwiegung	Wiegebalken unbelastet parallel	Wiegebalken windschief, Meßfed. 1 u. 4 gegenüber Fall 2 um je 42 mm gehoben	Wiegebalken windschief, Meßfed. 2 u. 3 gegenüber Fall 2 um je 18 mm gehoben
P_1	6805 kg	6285 kg	7085 kg	5960 kg
P_2	6700 „	6715 „	5930 „	7050 „
P_3	6248 „	6265 „	5480 „	6610 „
P_4	6643 „	6625 „	7420 „	6280 „
G	25896 kg	25890 kg	25915 kg	25900 kg

Die Zahlentafel 1 zeigt, in welchem Maße sich die Lastübertragung ändern kann, wenn die Drehgestelle nicht einwandfrei hergerichtet sind. Bei Fall 2, bei dem Wiegebalken und Drehpfannen der Prüfgestelle parallele Lage haben, stimmt die tatsächlich gemessene Lastübertragung mit der errechneten gut überein. Durch Anheben der Federn 1 und 4 um etwa 1 mm wäre die rechnerisch ermittelte Lastübertragung genau erreicht worden. Bei Fall 3 und 4 jedoch ergeben sich entsprechend der windschiefen Lage der Drehpfannen der Prüfgestelle ganz bedeutende Abweichungen der Lastübertragung von den rechnerisch ermittelten Werten. Hierbei treten sehr erhebliche zusätzliche Verdrehungsmomente im Wagenkasten auf.

In Zahlentafel 2 sind für die Lastverteilung der vier Fälle die jeweils in den durch die beiden Drehpfannen gelegten Querschnitten des Wagenkastens wirkende Momente zahlenmäßig angegeben. Außerdem sind noch die für die einzelnen Fälle gemessene Wagenkastenform, die Schwerpunktsabstände von Wagenmitte, und die Größe des dieser Schwerpunktslage entsprechenden Übergewichtes angegeben. Die Berechnung der jeweils auf den Wagenkasten wirkenden zusätzlichen Verdrehungsmomente ist dabei entsprechend der vorstehend in Abschnitt Ia gegebenen Zerlegungsart durchgeführt. Diese Momente können, wie die Tafel 2 zeigt, ein Vielfaches des Verdrehungsmomentes, das der Schwerpunktsabweichung b_s entspricht, sein. In Abb. 7a bis c sind für Fall 2, 3 und 4 die auf den Wagenkasten jeweils wirkenden Verdrehungsmomente aufgezeichnet. Die schraffierte Fläche gibt hierbei den Verlauf der gesamten, die gestrichelte Linie die dem Übergewichtsmoment allein entsprechende und die strichpunktierte Linie die zusätzlich durch die Abstützung auf den Wagenkasten einwirkenden Verdrehungsmomente an. Der Momentenmaßstab ist bei den Abb. 7a, b und c der gleiche.

Durch zusätzliche Verdrehungsmomente ändert sich die Lage des Schwerpunktes bei Einhaltung der Bezugslage nicht, wie Zahlentafel 2 zeigt. Hieraus ergibt sich, daß eine nicht einwandfreie Lastübertragung nicht durch Einbau von Ausgleichgewichten berichtigt werden kann, sondern nur durch Berichtigung der Drehpfannenlage.

Die Werte der Zahlentafel 2 zeigen weiter, daß der Wagenkasten gegen Verwinden sehr steif ist. Die

Zahlentafel 2.

Auf den Wagenkasten wirkendes Verdrehungsmoment bei Lastübertragung nach Zahlentafel 1.

Fall		1	2	3	4
Abstützungsart		Abstützung nach Abb. 3a angenommen	Betriebsmäßige Abstützung nach Abb. 2		
Wagenkastenform		—	$h_1 - h_2 = h_4 - h_3 = 0,25 \text{ mm}$	$h_1 - h_2 = h_4 - h_3 = 1,25 \text{ mm}$	$h_2 - h_1 = h_3 - h_4 = 0,20 \text{ mm}$
Schwerpunktabstand b_s		29,8 mm	29,8 mm	29,6 mm	29,4 mm
l_s		30,9 „	29,8 „	31,2 „	32,5 „
Übergewicht $\ddot{U} = (P_2 + P_4) - (P_1 + P_3)$		+ 790 kg	+ 790 kg	+ 785 kg	+ 780 kg
$P_2 - P_1$		+ 395 kg	+ 430 kg	- 1155 kg	+ 1110 kg
$P_4 - P_3$		+ 395 kg	+ 360 kg	+ 1940 kg	- 330 kg
Am vorderen Wagenende wirkendes Verdrehungsmoment ¹⁾	laut Messung $= (P_2 - P_1) \cdot b_1$	$395 \cdot 0,978 = + 386 \text{ mkg}$	$430 \cdot 0,978 = + 420 \text{ mkg}$	$- 1155 \cdot 0,978 = - 1130 \text{ mkg}$	$+ 1110 \cdot 0,978 = + 1085 \text{ mkg}$
	von Schwerpunktabweichung b_s herrührend	$395 \cdot 0,978 = + 386 \text{ mkg}$	$395 \cdot 0,978 = + 386 \text{ mkg}$	$392,5 \cdot 0,978 = + 384 \text{ mkg}$	$390 \cdot 0,978 = + 381 \text{ mkg}$
	von nicht einwandfreier Abstützung herrührend	$386 - 386 = 0 \text{ mkg}$	$420 - 386 = + 34 \text{ mkg}$	$- 1130 - 384 = - 1514 \text{ mkg}$	$1085 - 381 = + 704 \text{ mkg}$
Am hinteren Wagenende wirkendes Verdrehungsmoment ¹⁾	laut Messung $= - (P_4 - P_3) \cdot b_1$	$- 395 \cdot 0,978 = - 386 \text{ mkg}$	$- 360 \cdot 0,978 = - 352 \text{ mkg}$	$- 1940 \cdot 0,978 = - 1898 \text{ mkg}$	$330 \cdot 0,978 = + 323 \text{ mkg}$
	von Schwerpunktabweichung b_s herrührend	$- 395 \cdot 0,978 = - 386 \text{ mkg}$	$- 395 \cdot 0,978 = - 386 \text{ mkg}$	$- 392,5 \cdot 0,978 = - 384 \text{ mkg}$	$- 390 \cdot 0,978 = - 381 \text{ mkg}$
	von nicht einwandfreier Abstützung herrührend	$- 386 + 386 = 0 \text{ mkg}$	$- 352 + 386 = + 34 \text{ mkg}$	$- 1898 + 384 = - 1514 \text{ mkg}$	$323 + 381 = + 704 \text{ mkg}$

¹⁾ Die Vorzeichen der Verdrehungsmomente geben, wie im Abschnitt Ia beschrieben, den Drehsinn der Momente an.

Federung der Drehgestelle muß die Unterschiede verschiedener Neigung zwischen den Drehpfannen des Wagenkastens und der Drehgestelle durch entsprechende Zusammendrückung bzw. Entlastung fast allein ausgleichen, während der Wagenkasten dazu nur ganz unwesentlich durch ganz geringe Änderung seiner Form beiträgt.

Diese Feststellung rechtfertigt die Zulässigkeit der beim Vermessen angewendeten Abstützungsart auf einer festen und einer frei einstellbaren Drehpfanne nach Abb. 5, bei der, um unkontrollierbare Verdrehungsmomente auszuschalten, ein zusätzliches Verdrehungsmoment von der Größe des halben Übergewichtsmomentes zugelassen wird. Bei den vorliegenden Untersuchungen z. B. wirkte infolge der Vermessungsabstützung entsprechend dem verhältnismäßig großen Schwerpunktabstand von $b_s = 29,8 \text{ mm}$ ein zusätzliches konstantes Verdrehungsmoment von $\frac{\ddot{U}}{2} = 386 \text{ mkg}$ (laut

Zahlentafel 2). Bei betriebsmäßiger Abstützung wurde im Fall 2 das zusätzliche Verdrehungsmoment auf 34 mkg beschränkt. Die Form des Wagenkastens, die bei Vermessungsabstützung durch eine waagerechte Lage der Drehpfannen und Drehpfannenquerträger gekennzeichnet war, änderte sich bei Verringerung des zusätzlichen Verdrehungsmomentes von 386 auf 34 mkg jedoch nur ganz unwesentlich. Bei Vermessungs-

abstützung im Fall 1 war $h_1 = h_2 = h_3 = h_4$ und bei betriebsmäßiger Abstützung im Fall 2 war $h_1 - h_2 = h_4 - h_3 = 0,25 \text{ mm}$. Die bei Vermessungsabstützung infolge des zusätzlichen Ver-

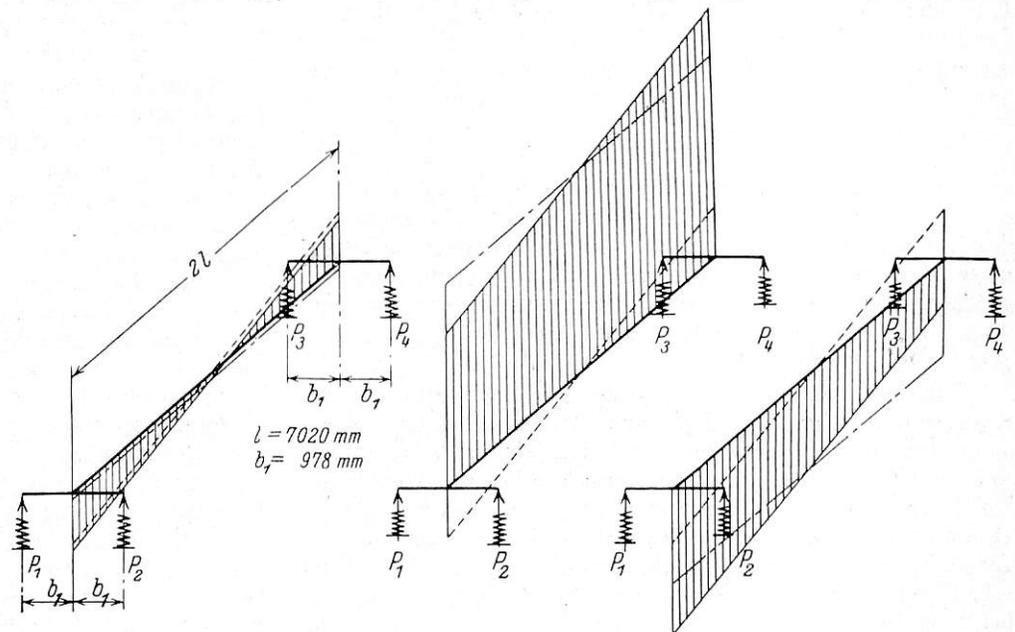


Abb. 7a.

Abb. 7b.

Abb. 7c.

Abb. 7. Verlauf der Verdrehungsmomente.

a) für Fall 2, b) für Fall 3, c) für Fall 4 der Zahlentafel 1 und 2.

drehungsmoments sich ergebende Abweichung von der natürlichen Form des Wagenkastens bei betriebsmäßiger Abstützung wird also immer sehr gering sein, und der Fehler wird dementsprechend innerhalb der zulässigen Grenzen liegen.

d) Einfluß der Lastübertragung auf den Wagenlauf.

Maßnahmen für Einhaltung der günstigsten Lastübertragung.

Laufuntersuchungen von Wagenkästen, auf die durch die Abstützung größere zusätzliche Verdrehungsmomente einwirkten, haben ergeben, daß diese Wagen zu stärkerem seitlichen Schwingen in Richtung der Y-Achse und Dreh-schwingungen um die X-Achse neigen. Dieses ungünstige Verhalten wird darauf zurückgeführt, daß durch zusätzliche Verdrehungsmomente stets zwei diagonal gegenüberliegende Federgruppen zusätzlich mehr belastet und die beiden anderen entlastet werden. Die bei ungleicher Belastung verschiedenen Schwingungszeiten und Durchbiegungen werden sich bei von der Fahrbahn ausgehenden Kräften bzw. Stößen auf das eine Drehgestell in entgegengesetztem Sinne als auf das andere Drehgestell auswirken. Versuche, die nach Beseitigung der zusätzlichen Verdrehungsmomente mit demselben Wagen ausgeführt sind, haben eine Bestätigung dieser Annahme insofern gebracht, als in allen Fällen eine Laufverbesserung erreicht wurde.

Eine einwandfreie Lastübertragung, bei der das dem Übergewicht entsprechende Drehmoment von beiden Drehgestellen je zur Hälfte getragen wird, ist demnach für die Erreichung eines einwandfreien Laufes unbedingt notwendig.

Laufversuche, die mit verschieden großem Schwerpunkt- b_s durchgeführt wurden, dagegen haben ergeben, daß eine Änderung der Laufeigenschaften bei Änderung von b_s in nur geringem Maße eintritt. Die Laufeigenschaften sind bei $b_s = 0$ am besten. Die bei Vergrößerung von b_s innerhalb der Grenzen von $b_s = \pm 30$ mm sich ergebende Verschlechterung der Laufeigenschaften ist jedoch so gering, daß sie kaum zu empfinden ist.

Von dem Wagenkasten muß daher verlangt werden, daß seine Drehpfannen bei lotrechter Lage in einer horizontalen Ebene und die Gleitstücke in einer 0,5 mm bis 1,0 mm höheren Ebene liegen. Falls der Wagenkasten windschief ist, ist die Lage der Drehpfannen und Gleitstücke durch keilförmige Unterlagen zu berichtigen. Die Abweichungen von der waagerechten Lage müssen klein gehalten werden. In Frage käme für die Drehpfannen-Neigung ein Abmaß von etwa

$\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} = \pm \frac{1}{520}$, was einer Abweichung der Lastübertragung

von den rechnerisch ermittelten Werten für Stahlwagen von etwa ± 75 kg entspricht. Der Schwerpunktsenkrechten ist, damit der seitliche Abstand b_s von der Y-Achse nicht unnötig groß wird, eine derartige Lage zu geben, daß bei mittlerer Belastung $b_s = 0$ und bei ungünstigster Belastung, d. h. bei leerem und vollbesetztem Wagen, b_s gleich groß aber entgegengesetzt ist.

Um diese Lage der Drehpfannen, der Gleitstücke und der Schwerpunktsenkrechten einhalten zu können, muß der Wagenkasten vermessen, verwogen und gegebenenfalls berichtigt werden. Diese Arbeiten werden zweckmäßig bei Abstützung des Wagenkastens auf einer festen und einer frei einstellbaren Drehpfanne vorgenommen, da bei dieser Abstützung das Einstellen des Wagens in die Bezugslage am einfachsten und schnellsten erfolgt. Das Vermessen und Verwiegen kann auch bei betriebsmäßiger Abstützung des Wagens, d. h. auf zwei festen Drehpfannen vorgenommen werden. Hierbei kann die natürliche Form des Wagenkastens bei betriebsmäßiger Abstützung fehlerfrei ermittelt werden, doch ist hierzu nötig, daß zunächst die Schwerpunktlage aus den Wiegeergebnissen berechnet, dann die Lastverteilung rechnerisch ermittelt, und dann die rechnerisch ermittelte Lastverteilung durch entsprechendes Heben oder Senken der Meßfedern genau eingestellt wird, da nur in diesem Falle der Wagen die der

einwandfreien betriebsmäßigen Abstützung entsprechende Form annimmt. Dieses Einrichten der Meßfedern bzw. Querbalken der Prüfvorrichtung muß sehr sorgfältig durchgeführt werden. Die Anwendung der betriebsmäßigen Abstützung beim Vermessen und Verwiegen bedingt daher mehr Zeitaufwand und bringt gegenüber der Abstützung auf einer festen und einer frei einstellbaren Drehpfanne keinen wesentlichen Vorteil, da auch diese Abstützung die Form, der der Wagenkasten bei betriebsmäßiger Abstützung einnimmt, mit genügender Genauigkeit festzustellen gestattet. Hinsichtlich der Ermittlung der Schwerpunktlage sind beide Verfahren gleichwertig, da in beiden Fällen die Schwerpunktlage aus den Wiegeergebnissen berechnet werden muß, und bei betriebsmäßiger Abstützung auch dann richtig ermittelt wird, wenn auf den Wagenkasten ein zusätzliches Verdrehungsmoment ausgeübt wird.

Von den Drehgestellen muß verlangt werden, daß die einzelnen Federgruppen gleiche Charakteristik und eine derartige Höhe haben, daß die Wiegebalken der Drehgestelle und ihre Drehpfannen bei gleichmäßiger Einstellung der Schwingenpendel genau waagerechte Lage haben. Die zulässigen Grenzmaße wird man ebenfalls möglichst klein halten. Da mit einer innerhalb bestimmter Grenzen verschiedenen Pfeilhöhe und Charakteristik der Federn gerechnet werden muß, wird man aber Abmaße, wie sie für den Wagenkasten anzustreben sind, nicht einhalten können. Die Abmaße wird man für Drehgestelle, deren Rahmen und Wiege ohne Verstellen der Schwingenpendel einstellbar sind, enger begrenzen können als bei Drehgestellen, die diese Einstellbarkeit nicht haben. Bei diesen muß man durch sorgfältigste Auswahl der Federn die Abmaße so klein wie möglich halten.

Bei richtiger Einstellung der Drehgestelle muß bei zentrischer Belastung der Drehpfannen der Drehgestelle unter Verwendung einer Kreuzschneide die Lage der Drehpfannen waagrecht sein. Diese Nachprüfung ist bei Verwendung eines geeigneten Prüfstandes sehr einfach.

Wird ein Wagenkasten mit beliebiger Lage der Schwerpunktsenkrechten, dessen Drehpfannen bei Bezugslage in waagerechter Ebene liegen, auf einwandfrei hergerichtete Drehgestelle gesetzt, so wird die Lastverteilung zwangsläufig richtig sein, da im Wagenkasten außer dem der seitlichen Abweichung des Schwerpunkts von Wagenmitte zwangsläufig entsprechenden Verdrehungsmoment kein zusätzliches Verdrehungsmoment auftreten kann. Der Wagenkasten wird ohne zusätzliche Verwindung eine seiner Schwerpunktlage entsprechende Schräglage einnehmen.

Eine Nachprüfung, ob die Lastübertragung richtig ist, ist am fertigen Wagen verhältnismäßig einfach, sofern die Charakteristik und Pfeilhöhe der Federn bekannt ist. Richtig ist die Lastübertragung, wenn das seitliche Übergewicht des Wagenkastens bei Stand auf waagerechtem Gleis von den beiden Drehgestellen je zur Hälfte getragen wird, d. h., wenn der Belastungsunterschied der Federgruppen oder entsprechender Federn bei beiden Drehgestellen gleich ist. Um Ungenauigkeiten zu vermeiden, wird es sich empfehlen, hierbei nach Möglichkeit die Zusammendrückung der Schraubfedern nachzuprüfen, da diese keine nennenswerte Reibung haben, und ihre Zusammendrückung daher die Belastung genauer angibt. Falls die Zusammendrückung der Blattfedern nachgeprüft wird, wird man zweckmäßig die Messung mehrfach wiederholen, nachdem man die Wagen mittels Brechstanze zum Schaukeln gebracht hat.

Eine Nachprüfung der Lastverteilung durch Nachmessen der Wagenkastenform ist unzweckmäßig, da diese sich auch bei sehr großen zusätzlichen Verdrehungsmomenten gegenüber ihrer natürlichen Form bei zwangloser Abstützung nur ganz wenig verändert. Ein Nachstellen einzelner Feder-

gruppen bzw. Pendel, um an der Wagenkastenform etwas zu ändern, oder um den Pufferstand zu berichtigen, wie es gelegentlich beobachtet wurde, muß unter allen Umständen unterbleiben, da hierbei jegliche Kontrolle für Änderung der Lastübertragung fehlt.

II. Untersuchung ungünstiger Laufeigenschaften.

Bei den Untersuchungen der Ursachen des unruhigen Laufes von Drehgestellpersonenwagen, bei denen im Stand an den Wagenkästen keine Maßabweichungen von den Sollmaßen festgestellt wurden und deren Lastübertragung einwandfrei war, konnte bei einer Anzahl von Wagen die Ursache auf nicht ausreichende Steifigkeit der Wagenkästen und bei einigen anderen Wagen auf exzentrische Radsätze zurückgeführt werden.

a) Einfluß nicht genügender Steifigkeit gegen Durchbiegungen.

Bei den Untersuchungen von Wagen, die während der Fahrt heftige senkrechte Schwingungen in Richtung der Z-Achse ausführten, wurde festgestellt, daß es sich meist um Durchbiegungsschwingungen des Wagenkastens handelt. Hierbei ist zu unterscheiden zwischen Wagen, bei denen nur vorübergehend bei Gleisunebenheiten unabhängig von der Fahrgeschwindigkeit diese Durchbiegungsschwingungen auftraten und Wagen, bei denen diese Schwingungen hauptsächlich nur bei einer bestimmten Fahrgeschwindigkeit in Erscheinung traten.

Stoßerregung der Durchbiegungsschwingungen.

Durch Schwingungsuntersuchungen von Wagen, die bei der Fahrt vorübergehend senkrechte Schwingungen und Zitterbewegungen ausführten, wurde festgestellt, daß es sich um Durchbiegungsschwingungen der Wagenkästen handelt. Die Messung der bei den Schwingungen auftretenden Beschleunigungen ergab, daß die Schwingungen in Wagenmitte am größten, über den Drehgestellen am kleinsten waren und an den Wagenenden wieder größer wurden, aber entgegengesetzte Richtung wie in Wagenmitte hatten. Die Schwingungszahl der Durchbiegungsschwingungen war bei den einzelnen Wagen bei allen Fahrgeschwindigkeiten konstant. Bei den untersuchten Wagen wurden Schwingungszahlen etwa zwischen 20 und 25 Hertz festgestellt. Die Durchbiegungsschwingungen traten hauptsächlich beim Überfahren von Gleisunebenheiten auf. Die Heftigkeit der Schwingungen nahm mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit zu. Resonanzartig dauernd anhaltende Durchbiegungsschwingungen wurden nicht beobachtet.

Aus dem Umstand, daß die Schwingungszeit bei allen Fahrgeschwindigkeiten konstant bleibt, ergibt sich, daß es sich nicht um erzwungene Schwingungen, sondern um eine Eigenschwingung, und zwar um die Eigendurchbiegungsschwingung des Wagenkastens, handelt. Eine Eigenschwingung der gedehnten Massen kann nicht vorliegen, da ihre Schwingungszahl bedeutend tiefer liegt (etwa 1,2 Hertz). Je tiefer die Eigenschwingungszahl der Durchbiegungsschwingungen der Wagenkästen ist, d. h. je weicher die Wagenkästen sind, und je geringer die den Durchbiegungsschwingungen entgegenwirkenden dämpfenden Kräfte sind, desto heftiger und länger führt der Wagen bei Stößen Durchbiegungsschwingungen aus.

Solche Durchbiegungsschwingungen wurden fast ausschließlich in Wagenkästen festgestellt, die auf Grund ihrer Bauart geringere Steifigkeit haben, als die Wagen der üblichen Bauart, und zwar waren es meistens Wagen, deren Seitenwände große Fensterauschnitte hatten oder die wenig Abteilzwischenwände aufwiesen. Mehrfach zeigten stählerne Wagenkästen dieser Bauart stärkere Durchbiegungsschwingungen als hölzerne Wagen.

Da angenommen wurde, daß die während der Fahrt bei solchen Wagen auftretenden senkrechten Durchbiegungs-

schwingungen durch Versteifung des Wagenkastens auf ein erträgliches Maß zurückgeführt werden könnten, wurde eine Anzahl von Wagenkästen nachträglich versteift. Laufversuche, die mit diesen Wagen ausgeführt wurden, ergaben die Richtigkeit dieser Annahme. Eine Versteifung der Wagenkästen durch Einbau von Dachpfetten, Verstärkung der Seitenwände und ihrer Ober- und Untergurte und gegebenenfalls auch durch Verstärkung der Zwischenwände brachte in allen Fällen eine Verbesserung des Laufes. Die durch Stoßerregung hervorgerufenen Durchbiegungsschwingungen waren weniger heftig und kamen schneller zum Abklingen. Ihre Heftigkeit war so vermindert, daß die Durchbiegungsschwingungen nunmehr in erträglichen Grenzen lagen.

b) Resonanzregung der Durchbiegungsschwingungen.

Zur Klärung der Ursachen der bei einzelnen Wagen bei einer bestimmten Fahrgeschwindigkeit auftretenden starken senkrechten Schwingungen und Zitterbewegungen wurde bei mehreren Wagen, die wegen derartiger Erscheinungen beanstandet waren, unter Verwendung der Einrichtungen des „Meßwagens für Laufuntersuchungen der Wagenversuchsabteilung Grunewald“ die Art der auftretenden Schwingungen eingehend untersucht. Bei den beanstandeten Wagen handelte es sich im allgemeinen um Sonderwagen (Salonwagen). Durch die Schwingungsmessungen wurde festgestellt, daß es sich auch bei diesen Wagen um Durchbiegungsschwingungen der Wagenkästen handelte. Während die Schwingungen bei Fahrgeschwindigkeiten unter 110 km/Std. im allgemeinen in erträglichen Grenzen lagen und nur gelegentlich bei Stoßerregung durch ungünstige Gleislage stärker fühlbar wurden, nahmen sie bei Fahrgeschwindigkeiten zwischen 110 und 120 km/Std. resonanzartige sehr heftige Werte an. Die Schwingungszahl blieb bei den einzelnen Wagen bei allen Fahrgeschwindigkeiten konstant und lag im Bereich von etwa 10 Hertz.

Bei der Untersuchung, von welchem Teil die Resonanz-erzeugung herrühren könnte, wurde festgestellt, daß die Resonanz hervorrufenden Impulse nur von den Radsätzen ausgehen können, da diese allein im Bereich von 110 bis 120 km/Std. Fahrgeschwindigkeit dieselbe Frequenz (Umdrehungszahl) von etwa 10 Hertz haben.

Zur genauen Feststellung der kritischen Fahrgeschwindigkeit wurden im Geschwindigkeitsbereich, in dem die Resonanzerscheinungen beobachtet wurden, die bei den Durchbiegungsschwingungen auftretenden Beschleunigungen oszillographisch aufgenommen. Abb. 8 zeigt eine Aufnahme eines untersuchten Wagens bei der Fahrt auf einem Streckenabschnitt mit einwandfreiem Oberbau bei verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten. In dieser Abbildung ist über den mit b bezeichneten Beschleunigungslinien jeweils die gleichfalls oszillographisch aufgenommene Radumdrehungszahl als Linie a, die bei jeder Umdrehung einen Ausschlag macht, angegeben.

Die Auswertung der Oszillogramme ergab, daß in jedem Fall die Durchbiegungsschwingung des Wagenkastens eine Frequenz von 10,3 Hertz bzw. eine Schwingungszeit von 0,097 Sek. hat. Die gleiche Umdrehungszahl von 10,3 Umdrehungen haben die Radsätze, die einen Laufkreisdurchmesser von 995 mm hatten, bei einer Fahrgeschwindigkeit von 117 km/Std. Wie Abb. 8 deutlich zeigt, ist das Resonanzgebiet sehr eng begrenzt. Bei Fahrgeschwindigkeit von 112 km/Std. ist von einer Eigenschwingung von 10,3 Hertz noch kaum etwas zu merken, bei Geschwindigkeiten von 115 und 120 km/Std. traten vorübergehend deutlich Eigenschwingungen dieser Frequenz auf, und bei 118 km/Std. tritt eine deutliche Resonanz ein.

Beobachtungen, die bei Fahrgeschwindigkeiten zwischen 55 und 60 km/Std. durchgeführt wurden, ergaben, daß auch

bei halber kritischer Fahrgeschwindigkeit in dem sehr eng begrenzten Geschwindigkeitsbereich von 58 bis 59 km/Std. Resonanz eintritt. Die auftretenden Durchbiegungsschwingungen waren aber nicht so heftig wie bei der kritischen Geschwindigkeit (bei 114 bis 120 km/Std.).

Die von den Radsätzen ausgehende Resonanzerrregung der Wagenkastendurchbiegungsschwingungen wurde auf unrunde oder exzentrische Radreifen zurückgeführt. Tatsächlich wurde beim Vermessen festgestellt, daß alle vier Radsätze

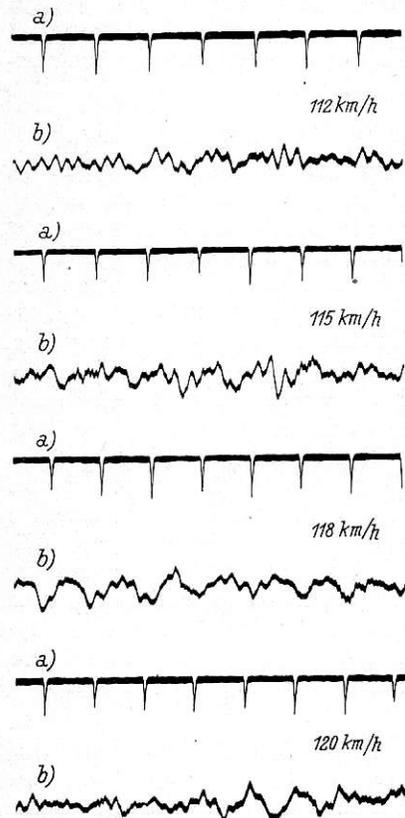


Abb. 8. Kurven der senkrechten Beschleunigungen im Resonanzbereich.

- a) Radumdrehungskontaktlinie.
- b) Beschleunigungskurve.

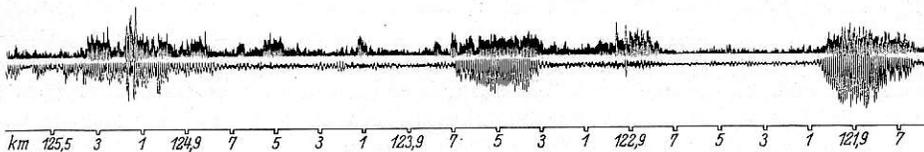


Abb. 9. Diagramm des senkrechten Laufes bei 90 km/h Fahrgeschwindigkeit.

der Eigendurchbiegungsschwingungen übereinstimmt, Resonanz der Durchbiegungsschwingungen des Wagenkastens hervorzurufen. Diese Resonanzerscheinungen können derartige Stärke annehmen, daß ein längerer Aufenthalt in einem solchen Wagen unerträglich wird. Bei den in Abb. 8 wiedergegebenen Beschleunigungskurven betragen die auf dem Fußboden in Wagenmitte gemessenen Beschleunigungen $\pm 4,5 \text{ m/sec}^2$, und die entsprechenden Durchbiegungsamplituden $\pm 1,07 \text{ mm}$.

Für eine Laufverbesserung solcher Wagen kommt nach den vorstehenden Feststellungen die Vermeidung der erregenden Schwingung, d. h. Verwendung einwandfreier Radsätze und außerdem eine Versteifung des Wagenkastens in Frage, die den Zweck haben soll, die kritische Fahrgeschwindigkeit in einen höheren Fahrgeschwindigkeitsbereich als er im Betriebe erreicht wird, zu verlegen.

Laufversuche, die nach Ersatz der exzentrischen durch einwandfreie Radsätze durchgeführt wurden, hatten zum Erfolg, daß resonanzartige Durchbiegungsschwingungen bei kritischer Fahrgeschwindigkeit nicht mehr oder nur vorübergehend in ganz geringem Maße beobachtet wurden. Die Durchbiegungsschwingungen, die durch Unebenheiten der Fahrbahn hervorgerufen wurden, traten aber in demselben Maß wie vor Austausch der Radsätze auf.

Durch Versteifen der Wagenkästen, wie vorstehend schon beschrieben, konnten die Resonanzschwingungen nicht vermieden werden, da bei den vorhandenen Wagen durch zusätzliche Versteifungen die kritische Geschwindigkeit nicht außerhalb des im Betriebe vorkommenden Geschwindigkeitsbereiches verlegt werden konnte. Die Stärke der auftretenden Resonanzerscheinungen und die bei Stoßerregung auftretenden Durchbiegungsschwingungen wurden aber durch die Versteifung vermindert.

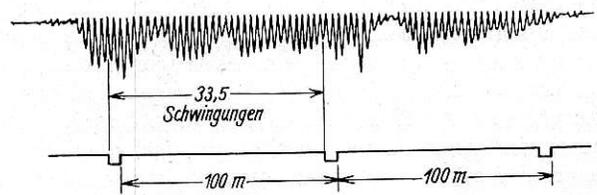


Abb. 10. Aufnahme der Schwingungszahl in Abhängigkeit vom zurückgelegten Weg.

c) Einfluß exzentrischer Radsätze bei genügender Steifigkeit des Wagenkastens.

In einem Sonderfall wurde die Feststellung gemacht, daß die senkrechten Schwingungen und Zitterbewegungen nicht auf Durchbiegungsschwingungen des Wagenkastens zurückzuführen waren. Es handelte sich hierbei um einen neueren vierachsigen stählernen Personendurchgangswagen 3. Klasse. Die Steifigkeit des Wagenkastens ist entsprechend seiner Bauart so groß, daß die Eigenschwingungszahl der Durchbiegungsschwingungen sehr hoch liegt. Eine Feststellung dieser Eigenschwingungszahl war bisher noch nicht möglich. Bei der Laufuntersuchung wurde festgestellt, daß in gewissen Zwischenräumen von gleicher Weglänge periodisch starke, unangenehm empfundene senkrechte Schwingungen auftraten. Diese Schwingungen waren jeweils über einem der beiden Drehgestelle besonders heftig und wurden bei Fahrgeschwindigkeiten im Bereich von 60 bis 90 km/Std. am stärksten. In Abb. 9 ist ein im Wagenkasten über Drehgestellmitte aufgenommenes Schwingungsdiagramm abgebildet, das deutlich zeigt, wie die Schwingungen periodisch einsetzen und dann wieder abklingen. Diese Schwingungserscheinungen wiederholten sich meist in einer Streckenentfernung von etwa 1,6 km.

Bei einer Untersuchung der Schwingungen mit einem Schwingungsmesser mit hoher Eigenschwingungszahl (etwa 15 Hertz), zeigte es sich, daß die Schwingungszahl nicht konstant, sondern der Fahrgeschwindigkeit proportional war. Bei den Untersuchungen wurde ferner festgestellt, daß unabhängig von Art und Zustand des Gleises jeweils bei 100 m zurückgelegtem Weg 33,5 Schwingungen ausgeführt wurden (s. Abb. 10). Nach diesem Befunde kann es sich nicht um Eigenschwingungen, sondern nur um erzwungene Schwingungen handeln, die auch bei diesem Wagen auf eine von den Radsätzen ausgehende Erregung des Wagenkastens zurückgeführt werden mußten. Tatsächlich ergab eine Untersuchung der Radsätze, daß ihre Laufkreisdurchmesser im Mittel 953 mm groß waren, so daß sie bei 100 m Laufweg die gleiche Anzahl

von 33,5 Umdrehungen machten, wie senkrechte Schwingungen des Wagenkastens bei 100 m Laufweg auftraten. Ferner wurde auch bei diesen Radsätzen eine auf Herstellungsfehler zurückzuführende Exzentrizität von Achsschenkelmitten gegenüber Laufkreismitten von 1,5 mm festgestellt. Nach Unterstellung einwandfreier Radsätze lief der Wagen einwandfrei. Bei den vorstehend behandelten Schwingungen handelte es sich nach dem Untersuchungsbefund also um Schwingungen der gesamten Masse des Wagenkastens auf den Tragfedern.

Für die Tatsache, daß die senkrechtsten Schwingungen, wie in Abb. 9 gezeigt, nur in größeren Zwischenräumen periodisch auftraten, wird folgende Erklärung gegeben: Die auf den exzentrischen Radsätzen ruhenden Achslager führen beim Lauf senkrechte Schwingungen von 1,5 mm Amplitude aus. Bei einem zweiachsigen Drehgestell ist die auf die Rahmenmitte übertragene senkrechte Bewegung jedoch von der Lage abhängig, die die Exzentrizitäten der beiden Radsätze gegeneinander annehmen. Eine senkrechte Erregung des Rahmens mit Amplituden von $\pm 1,5$ mm wird sich nur ergeben, wenn die Mittenverlagerungen beider Radsätze gleiche Richtung haben. Sofern die Radsätze nicht gleiche Umdrehungszahl haben, was bei ungleichen Raddurchmessern der Fall sein muß, wird sich während des Laufes die Lage der Mittenverschiebungen gegeneinander ändern. Die Laufkreisdurchmesser der einzelnen Radsätze wichen um tatsächlich 1 bis 3 mm voneinander ab. Gegenüber einem Radsatz von 953 mm Laufkreisdurchmesser wird ein Radsatz von 1,28 mm kleinerem Laufkreisdurchmesser auf 1600 m Weg um eine volle Umdrehung (360°) zurückbleiben. Der Wagen hat danach nur dann unangenehm empfundene erzwungene Schwingungen ausgeführt, wenn die Exzenter der Radsätze eines Drehgestells etwa gleiche Richtung hatten.

Daß bei Fahrgeschwindigkeiten von 60 bis 90 km/Std. bzw. bei 5,5 bis 8,4 Hertz Erregung unangenehm empfundene Schwingungsausschläge auftraten, obwohl die Eigenschwingungszahl der gefederten Wagenmasse nur etwa 1,2 Hertz betrug, dürfte darauf zurückzuführen sein, daß die Blattfedern (Achslagertragfedern und Wiegefedern) der verwendeten Drehgestelle der Bauart Görlitz III leicht*) vermutlich infolge ihrer Reibung bei den verhältnismäßig kleinen Durchbiegungsamplituden noch nicht angesprochen haben. Die Federung ist in diesem Falle von den Schraubenfedern allein übernommen worden. Dann beträgt die Schwingungszahl der gefederten Wagenmasse etwa 4,2 Hertz. Liegt ihre Eigenschwingungszahl aber so hoch, so werden die Amplituden der gefederten Masse bei normaler Größe der der Schwingung entgegenwirkenden Dämpfung angenähert die gleiche Größe wie die Amplituden der erregenden Schwingung haben. Eine Resonanz mit der Eigenschwingungszahl von 4,2 Hertz bei entsprechenden Fahrgeschwindigkeiten wird aber nicht auftreten können, da in diesem Falle die Durchbiegungsamplituden der Federn so groß werden, daß die Blattfedern mit ansprechen würden, und hierbei die Schwingungszahl der gefederten Wagenmasse unter Einschluß der Blattfedern wieder auf 1,2 Hertz zurückgehen würde. Außerdem würde im Resonanzfall die Reibung der Blattfedern der Schwingung dämpfend entgegenwirken.

Bauliche Maßnahmen am Wagenkasten, um in derartigen Sonderfällen erzwungene Schwingungen zu vermeiden, sind nicht notwendig. Bei Verwendung vorschriftsmäßiger Radsätze können erzwungene Schwingungen, wie vorstehend geschildert, nicht auftreten.

III. Untersuchung ungünstiger Laufeigenschaften als Folge innerer Verspannungen von Wagenkästen.

Bei einer Anzahl von Wagen, die beim Lauf starke seitliche Schwingungen in Richtung der Y-Achse und Dreh-

*) Hierüber ist an anderer Stelle dieses Heftes ausführlicher berichtet (Speer).

bewegungen um die X-Achse ausführten, ohne daß an Wagenkästen und Drehgestellen bei der Untersuchung im Stand irgendwelche Mängel und Maßabweichungen von den Sollmaßen gefunden wurden, wurde zunächst rein gefühlsmäßig die Ursache der schlechten Laufeigenschaften ebenfalls auf den Zustand des Wagenkastens zurückgeführt, und zwar wurde angenommen, daß im Wagenkasten zusätzliche, dem Eigengewicht und der Abstützung nicht entsprechende innere Verspannungen herrschen müßten.

Bei einer Anzahl solcher Wagen gelang es durch Austausch der Drehgestelle den unruhigen Lauf soweit zu verbessern, daß er als befriedigend bezeichnet werden konnte. In diesen Fällen waren die Wagen ursprünglich mit amerikanischen Drehgestellen ausgerüstet, bei denen Schwingungen der gefederten Wagenmasse infolge der ausschließlichen Verwendung von Schraubenfedern bei Abstützung des Drehgestellrahmens auf den Radsätzen nur wenig gedämpft werden. Durch Austausch der amerikanischen Drehgestelle gegen Drehgestelle der Görlitzer Bauart*) wurde entsprechend der günstigeren Federanordnung dieser Drehgestelle, die den Schwingungen der gefederten Wagenmasse entgegenwirkenden dämpfenden Kräfte erheblich vergrößert. Auf den Einfluß dieser größeren Dämpfung dürfte die erreichte Laufverbesserung in erster Linie zurückzuführen sein. Man hatte somit die ungünstigen Auswirkungen innerer Verspannungen der Wagenkästen nach Möglichkeit aufgehoben, ohne jedoch hierbei die Ursachen der inneren Verspannungen zu beseitigen. Erfahrungen und Beobachtungen über das Wesen der inneren Verspannungen waren bisher nur in einigen wenig bekannten Fällen gemacht worden.

a) Innere Verspannungen von Wagenkästen, Beseitigung ihres ungünstigen Einflusses.

Ein zweiachsiger gedeckter Güterwagen entgleiste wiederholt in engen Kurven, ohne daß durch Besichtigung eine Ursache festgestellt werden konnte, während andere Wagen der gleichen Gattungen anstandslos durch die Krümmungen hindurchfuhren. Bei der Untersuchung in der Werkstätte wurde festgestellt, daß der Wagenkasten eine gewisse windschiefe Form hatte. Bei dem Versuch ihn zu richten, zeigte sich, daß der Wagen dem Verdrehen in lotrechte Form auffällig hohen, dem Verdrehen in entgegengesetzter Richtung aber nur geringen Widerstand entgegensetzte. Als das Dach abgenommen werden sollte, ergab sich, daß bereits nach Abnahme der Dachhaut der Wagenkasten lotrechte Form annahm. Auch seine Steifigkeit gegen Verwinden entsprach nun normalen Verhältnissen. Nach sorgfältigem Neuaufbringen der Dachdecke waren die Mängel endgültig behoben. Der Wagen durchlief anstandslos den Gleisbogen, in dem er früher entgleist war und konnte ohne Bedenken dem Betriebe übergeben werden.

In einem zweiten Falle wurden ähnliche Beobachtungen an einem zweiachsigen stählernen Abteil-Personenwagen mit Holzdach gemacht. Dieser Wagen wurde bald nach seiner Lieferung vom Betrieb wegen starker seitlicher Schwingungen in Richtung der Y-Achse und Drehbewegungen um die X-Achse beanstandet. Bei der von der Wagenversuchsabteilung Grunewald durchgeführten Untersuchung ergab sich, daß eine Ecke des Untergestells bei Stand des Wagens auf geradem, waagrechttem Gleis etwa 11 mm höher lag als die übrigen Ecken. Eine Nachprüfung der vier Achslagertragfedern ergab, daß diese angenähert gleiche Charakteristik und gleiche Pfeilhöhe hatten. Wie in Abschnitt I a) behandelt, muß in diesem Fall durch die Abstützung auf den Wagenkasten ein zusätzliches Verdrehungsmoment ausgeübt werden. Um eine richtige Lastverteilung zu erreichen, wurden die am windschiefen Wagenkasten befestigten Federböcke durch Unterlegen in

*) Hierüber ist an anderer Stelle dieses Heftes ausführlicher berichtet (Speer).

eine Ebene gebracht. Die Nachprüfung der Federhöhen unter Last ergab nun eine richtige Lastübertragung. Bei einer Versuchsfahrt in diesem Zustand wurde aber festgestellt, daß sich der Lauf des Wagens nur unwesentlich gebessert hatte.

Zur weiteren Klärung der Ursache des unruhigen Laufes wurde auch bei diesem Wagen das Dach abgenommen. Diese Arbeit wurde, um sich etwa ergebende Formänderungen beobachten zu können, bei Stand des Wagens auf seinen Federn vorgenommen. Nach Abnahme der Dachdecke wurde eine Senkung der hochstehenden Ecke von 3 mm und nach Abnahme der Holzverschalung des Daches eine weitere Senkung um 12 mm gegenüber den drei anderen Ecken festgestellt.

Eine Laufuntersuchung des Wagens nach sorgfältiger Wiederherstellung unter Vermeidung jeglicher Verwindung des Wagenkastens ergab, daß auch in diesem Falle die Maßnahmen zu einem vollen Erfolg geführt hatten. Die beanstandeten starken ruckartigen seitlichen Schwingungen traten nicht mehr auf und der Lauf war nunmehr einwandfrei. Dieser Wagen war also im Anlieferungszustand offensichtlich dadurch verspannt, daß

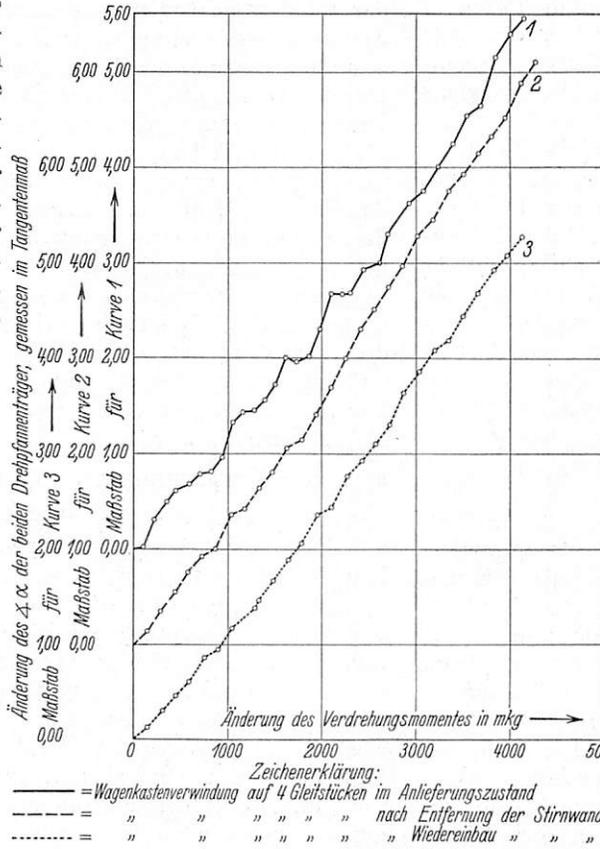
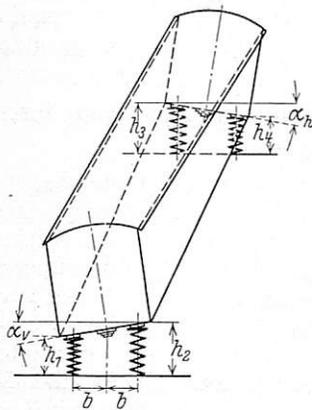


Abb. 11. Verwindungslinie eines Wagens vor und nach Berichtigung der inneren Verspannungen.

die natürliche Form des Wagenkastens durch Aufbringen und Befestigen des Daches verzogen war. Bei Stillstand des Wagens waren diese Spannungen äußerlich nicht erkennbar, da sich unter Einnahme einer windschiefen Form ein Gleichgewichtszustand zwischen den Spannungen der Einzelteile bildete. Während der Fahrt jedoch, bei der mit gewissen ungleichmäßigen Kräften und Verdrehungsmomenten bei Überfahren einseitiger Gleisunebenheiten (Weichen, Kreuzungen, nicht vorschriftsmäßige Schienenlage usw.) immer zu rechnen ist, machten sich die Verspannungen durch heftiges seitliches Schwingen und durch ruckartiges Wanken des Wagenkastens fühlbar.

Weitere Erfahrungen über innere Verspannungen wurden an einem stählernen Drehgestellwagen älterer Bauart mit hölzernem Dach und stählernen Rammblechen gesammelt, der wegen unruhigen Laufes (Seitenbewegungen) aus dem Verkehr gezogen werden mußte. Die Festigkeit des Wagenkastens war einwandfrei, ebenso war die Lastübertragung des Wagenkastens richtig, wie eine Prüfung der Federbelastung der Drehgestelle ergab.

Der Wagenkasten hatte auch keine besonders starke windschiefe Form. Die Abweichungen lagen innerhalb der bei anderen Drehgestellwagen gemessenen Größe und betragen $h_1 - h_2 = h_4 - h_3 = 1,4$ mm.

Um festzustellen, ob trotzdem die Ursache des unruhigen Laufes auch bei diesem Schlafwagen auf innere Verspannungen des Wagenkastens zurückzuführen wäre, wurde das Dach ebenfalls abgenommen. Die auftretenden Formänderungen waren jedoch außerordentlich klein und ergaben zusammen eine Änderung von $h_1 - h_2 = h_4 - h_3 =$ von noch nicht 1 mm. Als nunmehr auch die Nieten an den Verbindungsstellen zwischen Seitenwandungen und Hauptlangträger entfernt wurden, zeigte sich, daß die Bohrungen der Rungen und Langträger etwas gegeneinander (etwa 1 bis 2 mm) versetzt waren. Meßbare Änderungen der windschiefen Form des Wagenkastens traten bei Entfernen dieser Niete aber nicht auf. Von der Überlegung ausgehend, daß die Steifigkeit gegen Verwinden hauptsächlich in den Eckverbindungen liegt, wurde nunmehr noch eine Stirnwand des Wagenkastens entfernt. Hierbei ergab sich, daß die windschiefe Form des Wagenkastens sich wieder in geringerem Maße änderte. Die Bohrungen der Stirnwand waren nach Entfernen der Niete gegenüber den entsprechenden Bohrungen an den Seitenwänden um etwa 2 bis 3 mm versetzt. Die windschiefe Form des Wagenkastens hatte sich im ganzen (nach Abnahme der Rammbleche des Holzdaches und der Stirnwand) um etwa $h_1 - h_2 = h_4 - h_3 = 2,5$ mm geändert.

Zur Gegenprobe wurde der nunmehr als verwindungsfrei anzusehende Wagenkasten wieder betriebsfertig zusammengebaut und hierbei sorgfältig darauf geachtet, daß er seine Form nicht wieder änderte. Hierbei wurden sämtliche nicht genau übereinanderliegende Bohrungen aufgerieben und mit Nieten von entsprechend größerem Durchmesser versehen.

Eine nach Ausführung dieser Arbeiten mit dem Wagen ausgeführte Versuchsfahrt ergab eine wesentliche Verbesserung der Laufeigenschaften. Auch hier muß also als Ursache des unbefriedigenden Laufes innere Verspannung angenommen werden.

Trotzdem bei dem Wagen bei den Berichtigungsarbeiten nur eine verhältnismäßig kleine Formänderung des Wagenkastens um 2,5 mm eingetreten ist, müssen hierbei ganz erhebliche Verdrehungsmomente frei geworden sein. Bei den im Abschnitt I c beschriebenen Verwindungsversuchen z. B. mußte zur Verwindung um das Maß $h_1 - h_2 = h_4 - h_3 = 1,25$ mm ein Verdrehungsmoment von 1514 mkg aufgewendet werden.

b) Meßtechnische Nachweisung und Beseitigung innerer Verspannungen.

Unter Berücksichtigung der Erfahrungen, die an den drei vorstehend geschilderten Wagen gemacht worden waren, wurde nunmehr versucht, ein Prüfverfahren zu entwickeln, das eine meßtechnische Nachweisung innerer Verspannungen in Wagenkästen ohne Abnehmen einzelner Bauteile ermöglicht. Hierbei wurde von folgenden Überlegungen ausgegangen: Bei allen drei Wagen wurde der unruhige Lauf darauf zurückgeführt, daß infolge innerer Verspannungen die Steifigkeit des Wagenkastens gegen Verdrehen ungleichmäßig ist und

infolgedessen bei ungleichmäßigen von der Schienenbahn ausgehenden Kräften und hierdurch hervorgerufener Verdrehung des Wagenkastens ruckartige Bewegungen und Schwingungen auftreten müssen. Die Einwirkung innerer Verspannungen kann man bisweilen an verspannten Blechkästen beobachten. Versucht man einen derartigen Blechkasten zu verwinden, so nimmt er ruckartig eine bestimmte andere Form an. Solange man ihm keine bleibende Formänderung erteilt, nimmt er bei allen Verwindungsversuchen seine ursprüngliche oder die plötzlich ruckartig angenommene

vier Gleitstücken auf die Prüfgestelle gesetzt und durch Anheben bzw. Senken zweier diagonal gegenüberliegender Federn verwunden, und zwar wurden die beiden Federn dabei jeweils um etwa 2 mm gehoben bzw. gesenkt und dann jedesmal die auf die vier Federn ausgeübten Drücke abgelesen und die Form des Wagenkastens nachgeprüft. Aus den abgelesenen Federbelastungen wurde für jede Zwischenmessung, wie im Abschnitt Ia) angegeben, das auf den Wagenkasten durch die Abstützung ausgeübte zusätzliche Verdrehungsmoment errechnet. Die bei den einzelnen Zwischenmessungen

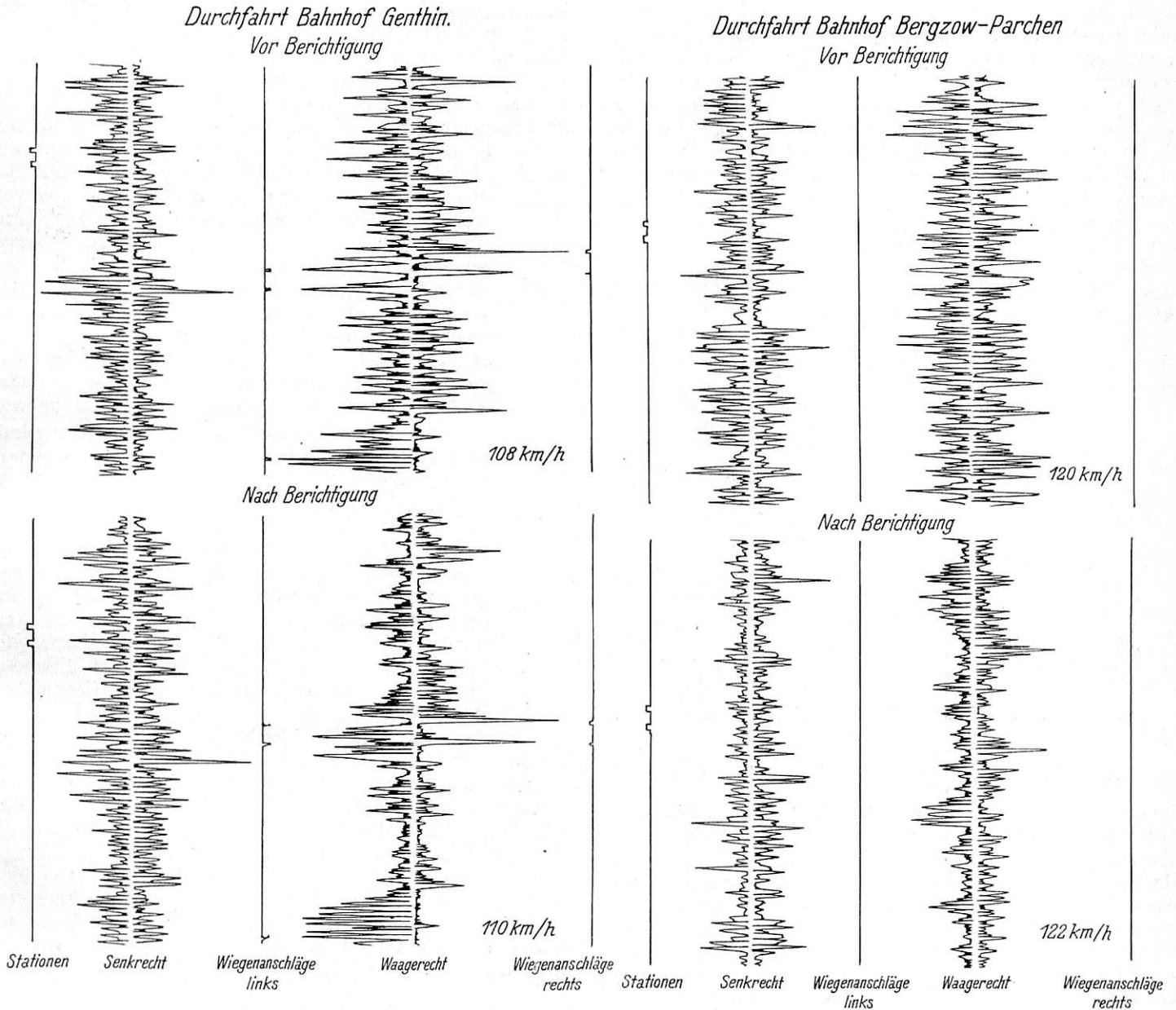


Abb. 12. Laufdiagramm eines Wagens vor und nach Berichtigung der inneren Verspannungen.

Form an, ohne daß es möglich ist, ihm eine zwischen diesen Stellungen liegende beliebige Form zu geben. Hat ein Wagenkasten solche Eigenschaften, wie sie übertrieben an dem Beispiel des Blechkastens beschrieben sind, so muß er, wenn man ihn auf vier Federn abstützt, und durch Anheben einer Feder verwindet, seine Form sprunghaft ändern.

An einem wegen unruhigen Laufes beanstandeten vierachsigen Durchgangspersonenwagen, bei dem innere Verspannungen vermutet wurden, wurde untersucht, ob er bei Verwinden seine Form gleichmäßig ändere. Der Wagenkasten wurde zu diesem Zweck, wie in Abb. 11 dargestellt, mit seinen

festgestellte Wagenkastenform wurde in Abhängigkeit von diesem Verdrehungsmoment aufgetragen.

In Abb. 11 sind drei Diagramme der Verwindungssteifigkeit des Wagens wiedergegeben. Die Abstützungsart auf den vier Gleitstücken wurde gewählt, weil sich bei Drehpfannenabstützung nach Abb. 1 ergeben hatte, daß infolge der Elastizität der Drehpfannenquerträger die Formänderungen des Wagenkastens bei Drehpfannenabstützung etwas stetiger waren als bei Vierpunktabstützung auf den Gleitstücken.

Kurve 1 in Abb. 11 zeigt die Verwindungslinie des Wagenkastens im beanstandeten Zustand. Die Neigung dieser Kurve

gegenüber der Ordinate $\text{tg } \alpha = \frac{\text{Verdrehungsmoment}}{\text{Verdrehung}}$ gibt die

Federkonstante der Federung des elastischen Wagenkastens bei Verdrehen an. Tatsächlich verläuft die Kurve, wie angenommen wurde, nicht proportional dem Verdrehungsmoment, sondern zeigt Unstetigkeiten. Bei gleichmäßig zu- oder abnehmendem Verdrehungsmoment ändert sich die Form des Wagenkastens z. T. ruckartig. In bestimmten Stellungen ist der Wagen starrer als in anderen.

Um nachzuprüfen, ob diese Unstetigkeit der Federkonstante auf innere Verspannungen des Wagenkastens zurückzuführen wäre, wurde eine Stirnwand des Wagenkastens entfernt, und zwar wurde diejenige gewählt, bei der auf Grund von Verwindungskurven, die bei Abstützung auf jeweils zwei Gleitstücken und der gegenüberliegenden Drehpfanne aufgenommen wurden, die größeren Unstetigkeiten vermutet wurden. Hierbei ergab sich, daß wie in den drei vorstehend beschriebenen Fällen der Wagenkasten seine Form etwas änderte, und zwar wurde eine Änderung von der Größe $h_2 - h_1 = h_3 - h_4 = 1,8 \text{ mm}$ festgestellt. Beim Abnehmen dieser Stirnwand ist also bei einer mittleren Feder-

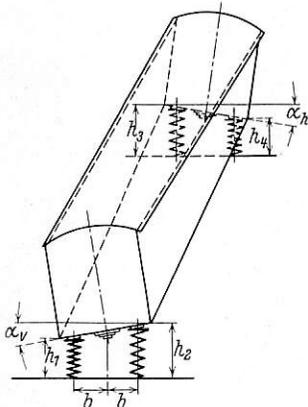
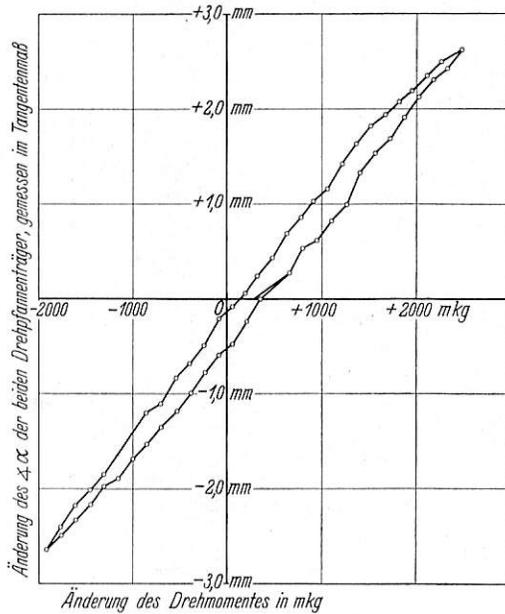


Abb. 13. Verwindungsdiagramm eines gut laufenden Wagens.



konstante von $\frac{900 \text{ mkg}}{1 \text{ mm Verdrehung}}$ der Verwindungskurve 1 ein

Drehmoment von $1,8 \cdot 900 = 1620 \text{ mkg}$ frei geworden. Nach Entfernen der Stirnwand wurde wiederum die Verwindungslinie aufgenommen und in Abb. 11 als Kurve 2 eingetragen. Diese Kurve verläuft bedeutend stetiger. Die geringere Neigung gegenüber der Ordinate, die sie durchweg aufweist, ist darauf zurückzuführen, daß nach Entfernen einer Stirnwand der Wagenkasten verwindungsweicher geworden ist. Da die Kurve in diesem Zustand sehr stetig verläuft, kann hieraus geschlossen werden, daß durch Abnehmen einer Stirnwand tatsächlich vorher im Wagenkasten herrschende innere Verspannungen beseitigt sind.

Um nachzuprüfen, ob nach spannungslosem Wiedereinbau der Stirnwand die Verwindungslinie stetig bleiben würde, wurde der Wagenkasten sorgfältig wieder zusammengebaut. Die in diesem Zustand aufgenommene Verwindungslinie ist in Abb. 11 als Kurve 3 eingezeichnet. Tatsächlich zeigt die Verwindungslinie nicht mehr die Unstetigkeit der Verwindungslinie Nr. 1, die vor Abnahme der Stirnwand aufgenommen wurde. Eine Versuchsfahrt, die in diesem Zustand mit dem Wagen ausgeführt wurde, ergab, daß die ausgeführten Berichtigungsarbeiten zu vollem Erfolg geführt hatten. In Abb. 12 sind Abschnitte von Laufdiagrammen, die im An-

lieferungszustand und nach Berichtigung des Wagenkastens aufgenommen worden sind, wiedergegeben.

Die Ergebnisse dieses Untersuchungsverfahrens können vorläufig aber noch nicht verallgemeinert werden, da bisher erst ein einziger verspannter Wagenkasten nach diesem Verfahren untersucht worden ist. Weitere derartige Untersuchungen sind vorbereitet und werden demnächst durchgeführt werden.

Im Rahmen der vorstehend geschilderten Verwindungsuntersuchungen ist bisher lediglich zum Vergleich noch die Verwindungslinie eines gut laufenden vierachsigen Personendurchgangswagens gleicher Bauart aufgenommen worden. In Abb. 13 ist der Verlauf dieser Verwindungslinie abgebildet. Die Untersuchung wurde in der Lage des Wagenkastens begonnen, in der auf ihn kein Verdrehungsmoment durch die Abstützung ausgeübt wird. Dann wurde der Wagenkasten erst in der einen und dann nach der anderen Richtung verwinden. Der Verlauf der Verwindungslinie dieses gut laufenden Wagens ist sehr stetig, stimmt also mit den vorstehenden Betrachtungen voll überein. Die Form, die der Wagenkasten bei gleichem Verdrehungsmoment annimmt, ist jedoch bei abnehmendem Verdrehungsmoment anders als bei wachsendem. Die bei zu- und abnehmendem Verdrehungsmoment sich ergebenden Verwindungslinien umschließen also eine Hysteresefläche und lassen darauf schließen, daß bei der Verwindung des Wagenkastens innere Reibungswiderstände überwunden werden müssen.

Die Art der Darstellung der Verwindungslinie nach Abb. 13, bezogen auf ein Koordinatensystem mit positiven und negativen Flächen, muß als zweckmäßiger bezeichnet werden als eine Darstellung nach Abb. 11. Sie macht jedoch zur Voraussetzung, daß der Nullpunkt für die Form des Wagenkastens, d. h., für den Fall, daß alle vier Gleitstücke in horizontaler Ebene liegen, genau ermittelt werden kann. Während bei der verwendeten Prüfeinrichtung die relativen Formänderungen einwandfrei bis auf hundertstel Millimeter festgestellt werden können, ist aber die Genauigkeit der Einstellung einer waagerechten Meßebeane, auf die alle Maße bei Darstellung nach Abb. 13 zu beziehen sind, und mithin die Feststellung der absoluten Nullage z. Z. bei der Prüfeinrichtung mit der gleichen Genauigkeit noch nicht möglich. Bei der Darstellung der drei Verwindungslinien der Abb. 11 sind aus diesem Grunde die einzelnen Kurven auf relative Änderungen der Verdrehungsmomente und der Wagenkastenform bezogen. Die Verwindungslinien in dieser Abbildung sind bei zunehmendem Verdrehungsmoment, wenn dieses von negativem Werte auf positive Werte anwächst, aufgenommen und entsprechen dem unteren Ast der Verwindungslinien der Abb. 13.

Schlußbetrachtung.

Die vorstehenden Ausführungen hatten zum Ziel, die Ergebnisse der neueren Untersuchungen über die Ursachen des unruhigen Laufes, soweit sie noch nicht bekannt waren, mitzuteilen. Diese Untersuchungen sind aber, abgesehen von einzelnen Teilergebnissen, z. B. für das Auftreten senkrechter resonanzartiger Durchbiegungsschwingungen, deren Ursache grundsätzlich geklärt sein dürfte, noch nicht abgeschlossen, und die Ergebnisse werden weiter zu vervollständigen sein. Insbesondere werden die Untersuchungen über innere Verspannungen von Wagenkästen und über ihren durch Aufnehmen der Verwindungslinie gegebenenfalls möglichen Nachweis weiter fortgesetzt werden.

Spannungsuntersuchungen an Personenwagenkästen.

Von Reichsbahnbaumeister Helmut Baur.

Neben den Eigenschaften der Drehgestelle und ihrer Einzelteile wirkt sich auf den Fahrzeuglauf die Beschaffenheit des Wagenkastens aus. Die Versuchsabteilung für Wagen hat daher auch für Wagenkästen — und zwar für Kästen von Schnellzugwagen, deren Laufeigenschaften ja den größten Anforderungen unterliegen — planmäßige Untersuchungen in die Wege geleitet. In ihrem Rahmen wurde einerseits die Eignung einer Reihe von Kastenbauarten für einen einwandfreien Fahrzeuglauf — Hauptforderung für jeden Wagenkasten — dadurch erprobt, daß man mit verschiedenen Wagenkästen Laufversuche auf den gleichen Drehgestellen und der gleichen Strecke unternahm und so vergleichbare Versuchsergebnisse hinsichtlich der Abhängigkeit des Fahrzeuglaufs vom Wagenkasten erhielt. Andererseits wurden Standversuche angesetzt, und außer Verwiegung und Vermessung Spannungsuntersuchungen an den einzelnen Kastenteilen, ferner Formänderungsuntersuchungen des ganzen Wagenkastens durchgeführt. Man versucht, zwischen den Ergebnissen dieser Versuchsreihen und der Güte des Fahrzeuglaufs Zusammenhänge zu finden. Darüber hinaus streifen die Spannungsuntersuchungen die Frage der Wirtschaftlichkeit im Wagenkastenbau; sie können zeigen, ob die Werkstoffausnutzung in dem durch die Sicherheitsanforderungen gezogenen Bereich bis zur oberen Grenze getrieben ist. Daß in diesem Zusammenhang die während des Laufes auftretenden und von den Gleisebenen herrührenden dynamischen Einflüsse nicht unberücksichtigt zu lassen sind, bedarf nur eines Hinweises. Die folgenden Ausführungen umreißen in kurzen Zügen, wie die oben genannten Spannungsuntersuchungen vorgenommen wurden und welche vorläufigen Ergebnisse sich einstellten.

Spannungen können auf zwei Wegen ermittelt werden: Theoretisch-rechnerisch und praktisch-versuchsmäßig. Die Schwierigkeit der Spannungsberechnung bei Wagenkästen liegt darin, daß man zur Lösung gewisse Annahmen machen muß und diese Annahmen in einer Weise zu treffen hat, die möglichst wirklichkeitsnahe Ergebnisse zeitigt; die Schwierigkeit des Versuchs, der Messung darin, geeignete Meßmittel zu verwenden, die Fehlermöglichkeiten zu erkennen und zu berücksichtigen. Beide Lösungswege wurden beschritten mit dem besonderen Ziel, festzustellen, welche Rechenmethode den gemessenen, wirklichkeitsnahen Spannungswerten am ehesten gleichkommt. Die Untersuchungen befaßten sich mit den Bauteilen, die der Lastübertragung vornehmlich dienen: dem Drehpfannenträger und den Seitenwänden, und zwar von Wagen der Ganzstahlbauarten, die heute ausschließlich von Bedeutung sind. Wie schon erwähnt, handelte es sich um Standversuche, die also nur die statischen Belastungsverhältnisse wiedergeben konnten.

I. Rechnung.

1. Drehpfannenträger.

Für den Drehpfannenträger ergeben sich mehrere verschiedenartige Abstützungsmöglichkeiten mit unterschiedlichem, jedem dieser Abstützungsfälle zugeordneten Momenten- und Spannungsverlauf.

Nach Vorschrift der Reichsbahn soll zwischen einem Gleitstück des Drehpfannenträgers am Wagenkasten und dem entsprechenden des Drehgestell-Drehpfannenträgers ein Zwischenraum von 0,5 mm bestehen (bei unbelastetem Wagen). In diesem Fall würde sich der Drehpfannenträger des Wagenkastens nur auf die Drehpfanne stützen. Wird das genannte Maß nicht eingehalten, so ist denkbar, daß der Träger ausschließlich auf den Gleitstücken aufliegt. Die Momentenlinie und damit das Spannungsbild ändert sich weiter, wenn

bei derselben Abstützung die Belastung unsymmetrisch — statt, wie bisher, symmetrisch — angenommen wird. Unter der gleichen Annahme für die Lastverteilung ergibt sich ferner die Möglichkeit einer Abstützung auf Drehpfanne und einem Gleitstück. Schließlich ist vorstellbar, daß der Träger auf der Drehpfanne und beiden Gleitstücken ruht, sich also als Balken auf drei Stützen darstellt. Demnach liegen folgende fünf mögliche Abstützungsfälle vor:

1. Der Drehpfannenträger stützt sich nur auf die Drehpfanne, Balken auf einer Stütze, symmetrische Belastung (= Balken auf zwei Stützen, Belastung in Mitte Balken).

2. Der Drehpfannenträger stützt sich nur auf die Gleitstücke, Balken auf zwei Stützen, unter symmetrischer Belastung.

3. Der Drehpfannenträger stützt sich (wie bei 2.) nur auf die Gleitstücke, Balken auf zwei Stützen, jedoch mit unsymmetrischer Belastung.

4. Der Drehpfannenträger stützt sich auf die Drehpfanne und ein Gleitstück, Balken auf zwei Stützen, unsymmetrische Belastung.

5. Der Drehpfannenträger stützt sich auf die Drehpfanne und beide Gleitstücke, Balken auf drei Stützen, symmetrische oder unsymmetrische Belastung.

Die Lastenfiguren und Momentenlinien sind in Abb. 1 bis 5 zusammengestellt. Vergleicht man sie, so ergibt sich, daß zur Berechnung des Querschnittes in Trägermitte Fall 1, zur Berechnung des Querschnittes an den Gleitstücken Fall 2 zugrunde zu legen ist; eine Berücksichtigung der verhältnismäßig geringen Momenten- und Spannungserhöhung infolge unsymmetrischer Belastung (Fall 3 und 4) kann zugunsten einfacher Rechnung unterbleiben. Besondere Beachtung erfordert Fall 5 (Drehpfannenträger als Balken auf drei Stützen). Diese Abstützungsmöglichkeit läßt sich auffassen als Übergang zwischen

Fall 1 und 2. Denkt man sich den Träger zunächst nur auf der Drehpfanne abgestützt (Fall 1) und belastet ihn an den Enden, so biegt er sich durch, die Gleitstücke senken sich, bis sie die Gleitstücke des Drehgestell-Drehpfannenträgers

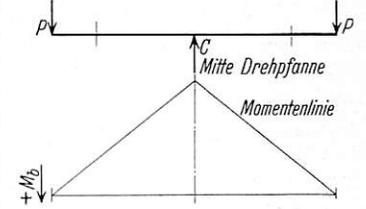


Abb. 1. Drehpfannenträger als Balken auf einer Stütze, Fall 1.

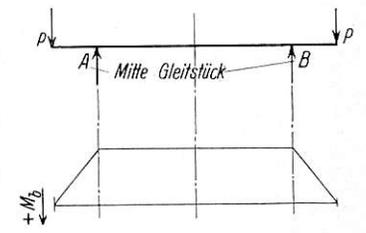


Abb. 2. Drehpfannenträger als Balken auf zwei Stützen, Fall 2.

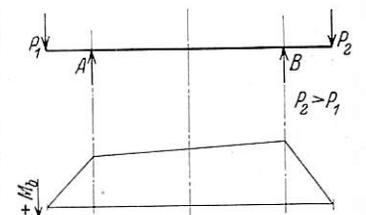


Abb. 3. Drehpfannenträger als Balken auf zwei Stützen (Gleitstücke), unsymmetrische Belastung, Fall 3.

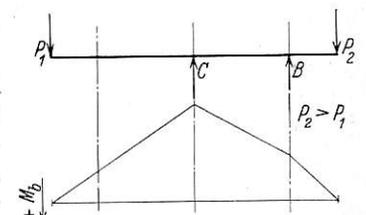


Abb. 4. Drehpfannenträger als Balken auf zwei Stützen (Drehpfanne und ein Gleitstück), unsymmetrische Belastung, Fall 4.

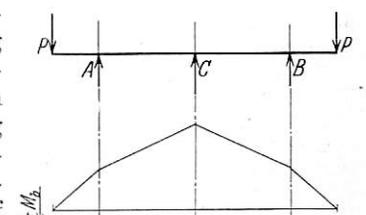


Abb. 5. Drehpfannenträger als Balken auf drei Stützen, Fall 5.

berühren. Bei weiterer Belastung geht die Auflagerung auf die Gleitstücke über. Es fragt sich, ob die oben erwähnte Übergangsstufe eines Balkens auf drei Stützen überhaupt eintritt oder ob der Wechsel vom Zustand Balken auf einer Stütze in den Zustand Balken auf zwei Stützen unmittelbar erfolgt.

Die Beantwortung dieser Frage soll auf folgende Weise versucht werden: Man betrachtet den Träger als Balken auf einer Stütze und berechnet die Größe der an jedem Trägerende angreifenden Kraft P , die erforderlich ist, um den Träger so weit durchzubiegen, daß die Gleitstücke einander gerade berühren, an der Lastübertragung also noch nicht teilnehmen; Fall 1 würde bei geringster Belastungssteigerung nicht mehr bestehen. Die Trägerdurchbiegung an den Gleitstücken müßte — vorschrittmäßige Ausführung des Trägers vorausgesetzt — 0,5 mm betragen (s. a. o.).

Man betrachtet dann den Träger als Balken auf drei Stützen und berechnet, wie groß P sein muß, damit die Auflagerkraft in Trägermitte $C=0$ wird, also Fall 2 gerade eintritt. Werden die beiden Werte von P gleich groß, so gehen Fall 1 und 2 unmittelbar ineinander über. Sind sie verschieden groß, so folgt daraus, daß die Zwischenstufe „Balken auf drei Stützen“ bestehen kann, und die beiden errechneten P -Werte stellen die Lastgrenzen dar, zwischen denen dieser Zustand herrscht.

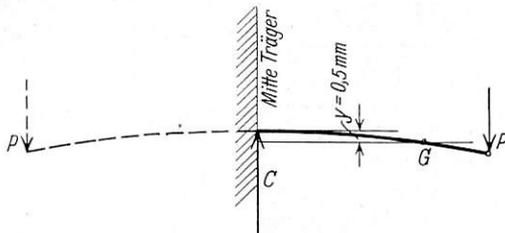


Abb. 6. Zur Betrachtung des Drehpfannenträgers als Balken auf drei Stützen, Grenzfall I.

Zur Lösung des Problems dient das Verfahren von Maxwell.

1. Welche Last P muß am Ende des Trägers angebracht werden, damit er sich bei Mitte Gleitstück (bei G) um $y=0,5$ mm durchbiegt? (Abb. 6).

(Statt des ganzen Trägers wird — als für die vorliegende Untersuchung statisch gleichwertig — nur eine Trägerhälfte, in Trägermitte eingespannt, betrachtet. Die Symmetrie des Trägerkörpers und der Belastung gestatten dies; die Rechnung wird dadurch vereinfacht).

Es ist

$$y = P \cdot \delta_{GP}$$

Einflußzahl δ_{GP} = Durchbiegung des Trägers bei G unter der Einheitslast 1 kg bei P (am Trägerende)

$$P = \frac{y}{\delta_{GP}}$$

Die graphische Ermittlung der Einflußzahl δ_{GP} erfolgte in bekannter Weise so, daß die Trägerenden belastet angenommen — mit dem 10ⁿ-fachen der Einheitslast 1 kg (hier mit dem 10⁴-fachen: $E=10000$ kg), um im Interesse geringen Meßfehlers einen großen Durchbiegungsbetrag in der bildlichen Darstellung zu erhalten — und die Momentenlinie, verzerrte Momentenlinie (zur Berücksichtigung der über die Trägerlänge verschiedenen großen Trägheitsmomente) und Biegelinie entworfen wurden. Aus dieser ließ sich bei G (Gleitstück) die Durchbiegung des Trägers für die Last $E=10000$ kg abgreifen, und als Durchbiegung für eine Last von 1 kg ergab sich durch Umrechnung die Einflußzahl

$$\delta_{GP} = \frac{1,32}{10000} = 1,32 \cdot 10^{-4} \text{ mm.}$$

Man erhält demnach:

$$P = \frac{0,5}{1,32 \cdot 10^{-4}} = 3780 \text{ kg.}$$

2. Wie groß muß P sein, damit die Auflagerkraft in Trägermitte $C=0$, das mittlere Balkenaufleger (Drehpfanne) also gerade entlastet wird? (Abb. 7).

Es ist

$$y_C = P \cdot \delta_{CP} + P \cdot \delta_{CP} + C \cdot \delta_{CC}$$

$$y_C = 2 \cdot P \cdot \delta_{CP} + C \cdot \delta_{CC}$$

Nach dem Maxwellschen Verschiebungssatz können die Zeiger (Indizes) der Einflußzahlen vertauscht werden: $\delta_{CP} = \delta_{PC}$

$$y_C = 2 \cdot P \cdot \delta_{PC} + C \cdot \delta_{CC}$$

Für $C=0$ wird

$$y_C = 2 \cdot P \cdot \delta_{PC}$$

$$P = \frac{y_C}{2 \cdot \delta_{PC}}$$

y_C = Durchbiegung der Trägermitte gegenüber den Gleitstücken, also $y_C = y = 0,5$ mm. Einflußzahl δ_{PC} = Durchbiegung des Trägers bei P unter der Einheitslast 1 kg bei C .

Die Einflußzahl δ_{PC} wurde in grundsätzlich gleichem Verfahren gefunden wie δ_{GP} :

$$\delta_{PC} = 6 \cdot 10^{-5} \text{ mm.}$$

Somit wird

$$P = \frac{0,5}{2 \cdot 6 \cdot 10^{-5}} = 4160 \text{ kg.}$$

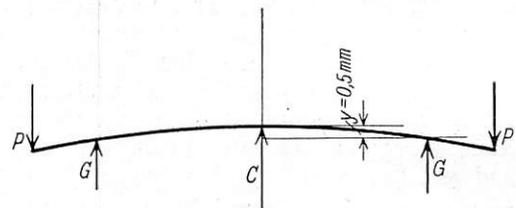


Abb. 7. Zur Betrachtung des Drehpfannenträgers als Balken auf drei Stützen, Grenzfall II.

Nach dem Ergebnis dieser Rechnung scheint sich der Zustand des Trägers als Balken auf drei Stützen einstellen zu können. Ein Erklärungsversuch für das bei flüchtiger Betrachtung überraschende Resultat:

Die Biegelinie eines Balkens auf einer Stütze mit zwei Einzellasten an den Enden (Fall 1) oder, was dasselbe ist, eines Balkens auf zwei Stützen mit einer Einzellast in der Mitte (Umkehrung), stellt eine kubische Parabel dar mit der Gleichung

$$y = \frac{P \cdot l^3}{16 \cdot E \cdot J} \cdot \left(\frac{x}{l} - \frac{4}{3} \cdot \frac{x^3}{l^3} \right)$$

Die Biegelinie eines Balkens auf zwei Stützen mit zwei Einzellasten an den Enden (Fall 2) oder, was gleichzusetzen, die Biegelinie eines Balkens auf zwei Stützen mit zwei Einzellasten zwischen den Auflagern (Umkehrung), ist bekanntlich wegen der Unveränderlichkeit des Biegemomentes innerhalb der beiden Einzellasten ein Kreisbogen.

Bei dem Übergang der Trägerabstützung von Fall 1 auf Fall 2 wandelt sich demnach die Biegelinie zwischen den Gleitstücken aus einer kubischen Parabel in einen Kreisbogen um. Diese Umwandlung erfordert offenbar für ihr Zustandekommen den Zuwachs der Kraft P von 3780 kg auf 4160 kg, innerhalb dessen der Träger auf Drehpfanne und Gleitstücken ruht, also einen Balken auf drei Stützen darstellt.

2. Seitenwand.

Die Berechnungsverfahren für die Spannungen in Gurten und Pfosten der Wagenkastenseitenwände zeigen mannigfache Abwandlungen. Sie lassen sich zunächst einteilen in solche, die das System statisch bestimmt auffassen und entweder die Einwirkung der Querkkräfte gar nicht berücksichtigen

oder für ihre Verteilung auf Ober- und Untergurt Annahmen machen; ferner in solche, die die Wand als statisch unbestimmtes System ansehen. Eine weitere Variation bietet die Berücksichtigung oder Nichtberücksichtigung der Bekleidungsbleche als Tragelement.

Aus der ersten Gruppe ragt als viel verwendet eine Methode hervor, die sich auf die von Engesser entwickelten Rahmen-trägerberechnungen stützt; dabei wird angenommen, daß die Querkräfte sich auf den Ober- und Untergurt verteilen im Verhältnis der Trägheitsmomente ihrer Querschnitte. Die zweite Gruppe enthält einen Rechnungsweg, der das Problem auf einfache statische Unbestimmtheit zurückführt unter der Annahme, daß die Pfosten des Rahmenträgers, den eine Wagenkasten-Seitenwand darstellt, im Untergurt fest eingespannt, mit dem Obergurt dagegen gelenkig verbunden sind (Abb. 8); diese Voraussetzung wird gestützt durch das verhältnismäßig sehr geringe Widerstandsmoment des Obergurts gegenüber dem Untergurt (mit Berücksichtigung der Blechbekleidung), das den Obergurt nur einen verschwindend kleinen, praktisch gleich Null zu setzenden Anteil vom Biegemoment aufnehmen läßt, ihm vielmehr ausschließlich Normalbeanspruchungen zuweist. Beide Rechenverfahren sind im Schrifttum ausführlich beschrieben worden*). Nach beiden Methoden wurden die Seitenwände mehrerer Stahlwagenkastenbauarten durchgerechnet und dabei Momente und Querkräfte graphisch nachgeprüft (Abb. 9).

II. Messung.

1. Die Meßmittel und ihre Fehler.

An Meßmitteln standen zur Verfügung:

- a) Ein akustisches Maihak-Dehnungsmeßgerät nach Dr. O. Schäfer mit einer größeren Anzahl Meßsaiten,
- b) ein mechanischer Dehnungsmesser von Albrecht, Dresden.

a) Maihak-Dehnungsmesser.

Das Meßorgan, die „Meßsaite“ zeigt Abb. 10. Ihre Dehnung — gleich der des Bauteils, auf dem sie befestigt ist — wird in bekannter Weise auf akustischem Wege ermittelt: Die Saite, mit einem über ihr angeordneten und für diesen Vorgang kurzzeitig an eine Batterie angeschlossenen Elektromagneten angezupft, schwingt und ändert dadurch das Feld des Magneten; in seiner Wicklung werden elektromotorische Ströme verstärkt und auf einen Kopfhörer übertragen. Der Dehnung der Saite, bis zur Proportionalitätsgrenze proportional ihrer Spannung, entspricht die Saitenschwingungszahl und damit die Höhe des abgehörten Tons. Man gewinnt das Meßergebnis in Tongraden (T^0), und erhält durch Multiplikation mit einer jeder Meßsaite zugeordneten Kennziffer k [cm Längenänderung/ T^0] die Dehnung (Längenänderung) oder mit einer entsprechenden Kennziffer σ [kg/cm² je T^0] die Spannungsänderung.

Die Meßergebnisse sind einwandfrei, wenn es sich um reine Zug- oder Druckbeanspruchungen handelt; der Meßfehler beschränkt sich dann auf die beim Abhören mögliche Abweichung von $\sim \pm \frac{1}{2} T^0 \sim 12 \text{ kg/cm}^2$.

Sobald Biegebungsbeanspruchungen auftreten, kann die Fehlerhaftigkeit erheblich werden. Man erhält durch die Messung dann nämlich nicht die Verlängerung der Randfaser des Objekts, sondern mißt außerhalb dieser die Dehnung einer ideellen Faser; ferner bleibt die Faserkrümmung unberücksichtigt (Abb. 11).

*) Wagg.- u. Lokom.-Bau, Januar 1925: Bieck, Über Konstruktion und Berechnung des Tragwerks eiserner Straßenbahnwagen. — Glasers Annalen, Bd. 101, Heft 11 und 12: Bieck, Berechnung des Rahmenträgersystems in den Seitenwänden der neuen eisernen Wagen der Berliner Hochbahn.

Der Meßfehler wurde für die folgende Untersuchung nach diesem Gesichtspunkt aufgeteilt, und der Einfluß jedes der beiden Teilfehler f_1 und f_2 ermittelt (Abb. 11).

Es bedeuten:

l_0 die ursprüngliche Länge der Randfaser = konstante Länge der neutralen Faser = Meßlänge.

$l' - l_0$ die gemessene Längenänderung der Saite (= Δl).

$b - l_0$ die zu messende Längenänderung der Randfaser. s Sehne unter dem Bogen b .

s_0 Sehne unter dem Bogen l_0 .

Nach Beendigung des Verformungsvorganges ist also zu messen b , tatsächlich wird gemessen l' . Daraus ergibt sich ein Fehler

$$f = l' - b.$$

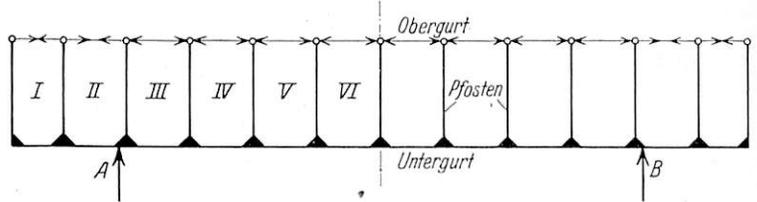


Abb. 8. Wagenkasten als statisch einfach unbestimmtes System.

Die Abweichung der Verlängerung der Meßsaite von der Verlängerung der Bogensehne ist:

$$(l' - l_0) - (s - l_0) = l' - s = f_1.$$

Die gemessene Verlängerung der Meßsaite ist gegenüber der Verlängerung der Sehne zu groß.

Abweichung der wirklichen Faserlänge von der Verlängerung der Bogensehne:

$$(b - l_0) - (s - l_0) = b - s = f_2.$$

Man mißt in der Bogensehne gegenüber der wirklichen Faser

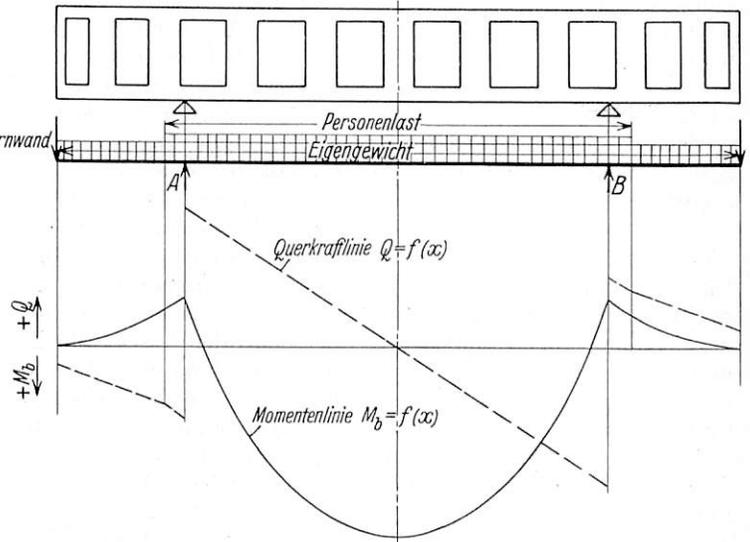


Abb. 9. Wagenkastenseitenwand. — Querkraft- und Momentenlinie.

zu kurz. Der Gesamtfehler ergibt sich, da der erste Fehler eine Vergrößerung gegenüber dem wahren Wert, der zweite eine Verkleinerung darstellt, den ersten also teilweise aufhebt, aus der Differenz beider Fehler:

$$f_1 - f_2 = f$$

$$(l' - s) - (b - s) = l' - b \quad (\text{s. o.}).$$

Bestimmung des Fehlers f_1 .

$\frac{a}{e} = \frac{l' - s}{s - s_0}$ a Abstand der Saite vom Meßobjekt.

e Abstand der Randfaser von der neutralen Faser.

$$s = \frac{a \cdot s_0 + e \cdot l'}{a + e}$$

$$l_0 = \sqrt{s_0^2 + \frac{16}{3} h_0^2}$$

mit $h_0 \sim h$ wird

$$s_0 = \sqrt{l_0^2 - \frac{16}{3} h^2}$$

$$s = \frac{a \cdot \sqrt{l_0^2 - \frac{16}{3} h^2} + e \cdot l'}{a + e}$$

$$f_1 = l' - s = l' - \frac{a \cdot \sqrt{l_0^2 - \frac{16}{3} h^2} + e \cdot l'}{a + e}$$

Bestimmung des Fehlers f_2 .

$$b = \sqrt{s^2 + \frac{16}{3} h^2}$$

$$f_2 = b - s = \sqrt{s^2 + \frac{16}{3} h^2} - s$$

Gesamtfehler $f = f_1 - f_2$

$$f = l' - b = l' - \sqrt{s^2 + \frac{16}{3} h^2}$$

$l' = l_0 + \Delta l$ und h erhält man aus der Messung, alle anderen Größen sind als Festwerte bekannt oder lassen sich aus ihnen berechnen. Selbstverständliche Voraussetzung für eine derartige Fehlerermittlung ist die Kenntnis von e , d. h. der Lage der neutralen Faser.

Die Größe des Fehlers hängt bei annähernd gleichem l' — also bei gleichem Spannungswert — zweier nach Bauhöhe und Lage der neutralen Faser verschiedener Balken ab von h und e . Um die an verschiedenen hohen Bauteilen unterschiedliche Fehlergröße zu ermitteln, sind Meßsaiten an einem C-Träger NP 14½ angebracht und im Rahmen eines Vorversuchs untersucht worden; die Ergebnisse wurden den wesentlich anderen Verhältnissen am Wagenkasten mit seinem ungleich größeren e gegenübergestellt. Die zahlenmäßige Ermittlung der Fehlergröße ergab, daß bei dem Versuchsträger der auf den Spannungswert umgerechnete Fehler $f = 130 \text{ kg/cm}^2$ ist, in einem Spannungsbereich von 800 bis 1300 kg/cm^2 , bei der Wagenkastenseitenwand $f = 20 \text{ kg/cm}^2$. Diese große Differenz erklärt sich, wie aus dem oben Gesagten zu schließen, aus der sehr unterschiedlichen Größe des Wertes e , des Abstandes der Randfaser von der neutralen Faser. Macht man die Belastung bei der Spannungsmessung am Wagenkasten genügend groß, so daß sich ausreichend hohe Absolutwerte für die Spannungen in den einzelnen Bauteilen ergeben, so sinkt der verhältnismäßige Einfluß des Fehlers so weit, daß er vernachlässigt werden kann; dies gilt besonders für den Fehler f_2 . Die Maihak-Meßsaite erweist sich demnach für genügend hohe Bauteile und ausreichend große Spannungswerte auch bei Biegungsbeanspruchung als brauchbar, wenn man sich mit einer Fehlerhaftigkeit von 5 bis 10 v. H. zufrieden gibt. Für die Auswertung der Messungen am Drehpfannenträger wurden die Ergebnisse des Vorversuchs aus Korrektionskurven entnommen: Drehpfannenträger und der beim Vorversuch verwendete Träger NP 14½ haben annähernd die gleiche Höhe.

b) Mechanischer Dehnungsmesser.

Der mechanische Dehnungsmesser besteht aus einem Rahmen mit Festschneide, in dem mehrere hintereinander geschaltete Hebel gelagert sind. Der erste Hebel trägt ebenfalls eine Schneide an seinem kurzen Arm; die Entfernung zwischen

dieser und der Festschneide ist die Meßstrecke. Der letzte Hebel endet in einem Zeiger, der über einer Skala spielt. Eine Schraubzwinde preßt den Dehnungsmesser mit den Schneiden auf das Meßobjekt. Fehlerhaft kann sich, ebenso wie bei der Maihak-Meßsaite, die Abweichung f_2 der gemessenen Sehnenlänge von der zu messenden Bogenlänge der Randfaser auswirken; dieser Fehler ist, wie sich in der zahlenmäßigen Fehlerermittlung ergab, bei den geringen hier in Frage kommenden Bogenhöhen vernachlässigbar (s. a. o.). Ferner kann die Reibung in den Hebellagern zu Fehlmessungen führen; sie ist nicht zu erfassen und wirkt sich naturgemäß bei Messung kleiner Spannungen stärker aus als bei größeren Spannungswerten. Man versucht, sie durch leichte Hammerschläge, die vor und nach Belastung gegen das Objekt in der Nähe der Meßstelle geführt werden, auszuschalten.

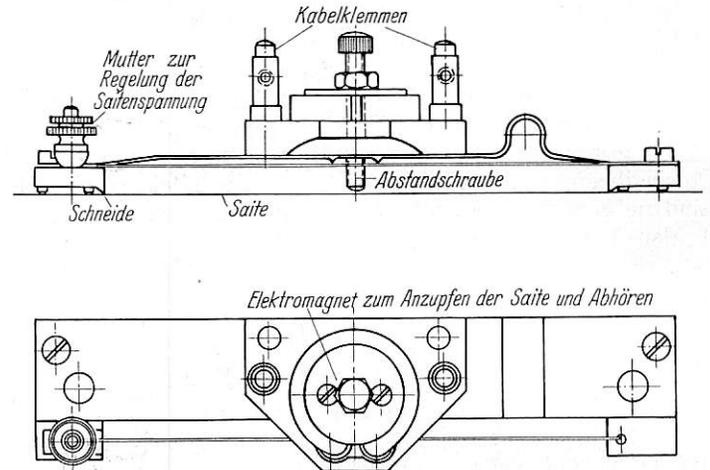


Abb. 10. Meßsaite des akustischen Dehnungsmessers.

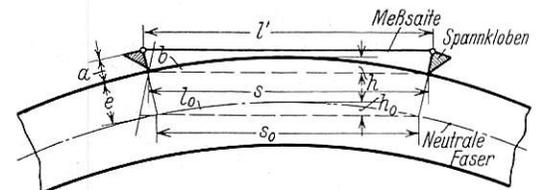


Abb. 11. Zur Ermittlung des Meßsaitenfehlers.

2. Messung, Meßergebnisse und ihre Vergleichung mit den Rechnungsergebnissen.

Die auf ihren eigenen Drehgestellen ruhenden Wagenkästen wurden mit Sandsäcken im Gesamtgewicht von 6750 kg beladen und die Meßsaiten an verschiedenen Stellen der Seitenwand-Unter- und Obergurte und der Drehpfannenträger angebracht, der mechanische Dehnungsmesser neben einer der Meßsaiten zur Kontrollmessung. Durch Abhören bzw. Ablesen der Meßmittelanzeigen vor und nach Belastung ergaben sich die Spannungsänderungen in den einzelnen Bauteilen. Zur Gegenüberstellung von Rechnung und Messung wurden die Spannungen auf rechnerischem Wege für die gleiche Last und Lastverteilung ermittelt, die für die Messung vorgesehen waren. Um die statisch unbestimmte Lagerung der Drehpfannenträger (auf Drehpfanne und Gleitstücken, Balken auf drei Stützen, s. o. Fall 5) zu vermeiden, für die sich mangels Kenntnis der Lastverteilung auf Drehpfanne und Gleitstücke eine einwandfrei der Messung gleichwertige Vergleichsrechnung nicht hätte aufstellen lassen, fanden die Drehpfannenträger eine statisch bestimmte Abstützung: In die Drehpfanne wurden Flacheisenstücke gelegt, so daß der Wagenkasten ausschließlich auf den Drehpfannen lag und die Gleitstücke mehrere Millimeter Abstand voneinander hatten. (Drehpfannenträger als Balken auf einer Stütze mit gleich großen Lasten

an den Balkenenden = Balken auf zwei Stützen mit Einzellast in Balkenmitte, Fall 1).

Nummer	Meßstelle	Spannung		
		Rechnungswert		Meßwert
		ohne Berücksichtigung der Bleche	mit Berücksichtigung der Bleche	
kg/cm ²				
1	Untergurt Feld IV, V L	+ 394	+ 59	+ 36
2	Untergurt Feld VI, V L	+ 318	+ 92	{ Saite + 142 Mech. Dehnungs- messer + 161
3	Untergurt Feld IV, H R	+ 394	+ 59	
4	Untergurt Feld VI, H L	+ 318	+ 92	+ 98
5	Obergurt Feld IV, H R	+ 287	- 112	+ 98
6	Obergurt Feld VI, H R	- 111	- 366	+ 72
7	Drehpfannenträger H L	- 148	}	- 84
8	Drehpfannenträger H R			- 64

Die Zahlentafel enthält die Zusammenstellung der Rechnungs- und Meßergebnisse eines Wagenkastens. Von den Buchstaben für die Meßstellenbezeichnung bedeuten V und H Vorder- und Hinterseite des Wagens, L und R linker und rechter Wagenteil; - Druck, + Zug; Feldernummerung s. Abb. 8. Die Vergleichsrechnung ist durchgeführt nach Engesser (s. o.) ohne und mit Berücksichtigung der Bekleidungsbleche. Auf die Berechnung der Seitenwand als einfach statisch unbestimmtes System (Abb. 8) wurde hier aus folgendem Grunde verzichtet: Die dabei gemachte Voraussetzung, daß der Obergurt keine Biegebungsbeanspruchung erhält, vielmehr in einzelne Stäbe zerlegt und mit den Pfosten gelenkig verbunden gedacht wird, ist in Frage zu stellen; denn einmal wird die Obergurt- und Pfostenverbindung so steif ausgeführt, daß die Aufnahme eines Teils des Biegemoments durch den Obergurt (trotz seines verhältnismäßig kleinen Trägheitsmoments) wahrscheinlich ist, und ferner kann das Dach in diesem Zusammenhang nicht übersehen werden. Es dürfte dem Obergurt einen durchaus biegeunelastischen Charakter verleihen. Dafür sprechen auch die Meßergebnisse der Meßstellen 5 und 6: Sie zeigen an der Unterkante des Obergurts — dort waren die Meßsaiten angebaut — Zug, d. h. Durchbiegung nach unten. Die Abweichung der Rechen- ergebnisse nach Vorzeichen und Größe erklärt sich offenbar daraus, daß das Dach, wie vielfach üblich, rechnermäßig nicht berücksichtigt wurde.

Das Ziel dieser Untersuchungen ist die Beantwortung der Frage, welche der wesentlichen, in der Praxis verwendeten Rechenweisen zur Ermittlung der Seitenwandspannungen sich in ihren Ergebnissen den Spannungsmeßwerten am meisten nähert. Soll die Frage entsprechend den beschriebenen ersten Versuchen einer Vergleichung von Messung und Rechnung bereits eine Antwort finden, so wäre sie in folgendem Sinne zu geben: Die Ergebnisse der Rechnung nach Engesser mit Berücksichtigung der Wagenwandbekleidungsbleche kommen den Meßwerten in der Größenordnung ziemlich nahe; diese Rechenweise scheint einen einfachen Weg zur Gewinnung von Spannungswerten zu bieten, die sich der Wirklichkeit ausreichend nähern.

Die Meßwerte für die Drehpfannenträger liegen unter den berechneten; diese Erscheinung kann folgende Ursache haben: Der Träger wird nach Zusammenbau nach unten durchgesprengt; es ist denkbar, daß dadurch im Untergurt des Trägers Zugvorspannungen entstehen, welche die bei Belastung auftretenden Druckspannungen teilweise aufheben. Abweichungen

der gemessenen von den berechneten Spannungswerten könnten ferner in Beanspruchungen begründet sein, die die Bauteile bei der Montage erhalten und die natürlich durch Rechnung nicht zu erfassen sind.

Ausblick.

Als die geschilderten Vergleichsversuche abgeschlossen wurden, erhob sich die Frage nach der Richtung, in der sie fortzuführen wären. Hier treten zwei Gesichtspunkte in den Vordergrund.

Besondere Beachtung verdient die absolute Größe der Meßwerte. Die Lasten, denen die Wagenkästen bisher ausgesetzt werden konnten, ergaben verhältnismäßig kleine Formänderungen. Je geringer die absolute Größe der Meßwerte ist, desto mehr wächst, wie vorstehend schon angedeutet, der Einfluß der Fehler. Höhere Belastungen sind erforderlich um größere Formänderungen zu erhalten und so die Auswirkung der Fehler genügend einzugrenzen.

Einleitend wurde bereits hingewiesen auf die Notwendigkeit einer Ergänzung der statischen Spannungsmessungen durch Ermittlung der zusätzlichen dynamischen Beanspruchungen, die der Wagenkasten während der Fahrt erleidet. Für die wichtigsten Konstruktionsteile soll die einwandfreie

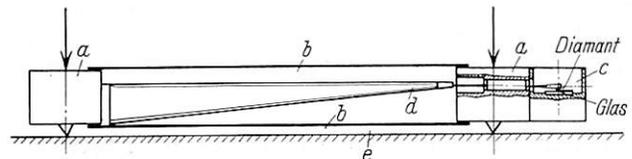


Abb. 12. Bildliche Darstellung des Ritzschreibdehnungsmessers.

Feststellung von „Stoßzahlen“ versucht werden, mit denen die errechneten statischen Beanspruchungen zu multiplizieren wären, um die Gesamtbeanspruchung rechnerisch zu gewinnen. Wie Vorversuche unlängst ergaben, scheint sich für diesen Zweck eine Meßmethode geeignet zu zeigen, die bereits im Flugzeugbau wertvolle Dienste geleistet hat. Das Ritzschreibverfahren*), von der Deutschen Versuchsanstalt für Luftfahrt entwickelt, besteht darin, daß eine Diamantspitze auf einem Glasplättchen, das unter ihr verschoben wird, die zu ermittelnden Formänderungen unvergrößert aufzeichnet. Die Ritzschriebe werden dann unter dem Mikroskop ausgewertet. Das Verfahren trennt also Formänderungsaufzeichnung und -vergrößerung völlig; es arbeitet ohne Hebelübersetzung und ihre Fehler (Lagerspiel, Reibung) und holt die Vergrößerung durch „optische Übersetzung“ mit der sehr geringen Fehlerhaftigkeit moderner Mikroskope nach. Für die vorliegende Aufgabe wurde das Ritzschreibgerät in einen Dehnungsmesserrahmen eingesetzt verwendet (Abb. 12), und dieser Rahmen auf dem Bauteil, dessen dynamische Formänderungen zu erforschen waren, aufgeklebt, ähnlich dem Maihak-Dehnungsmesser (vergl. Abb. 10); es handelte sich um die Untersuchung einiger Seitenwandpfosten von Schnellzugwagen. Die Meßvorrichtung setzt sich zusammen aus den beiden Aufspannblöcken a, die durch zwei dünne Bleche b verbunden sind, dem Ritzschreibgerät c und einem leichten Blechträger d. Das Schreibgerät ist an dem einen, der Träger an dem anderen Aufspannblock befestigt, sein freies Ende führt daher eine Parallelbewegung zur Bewegung der Aufspannblockschneide aus. Die Bewegung der Schneide entspricht der Formänderung der Randfaser e, und diese Formänderung wird auf das am Trägerende angelenkte Schreibgerät übertragen. Man schreibt also die Formänderung der wirklichen, der Randfaser, nicht die einer ideellen Faser auf. Daraus ergibt sich der Vorteil, Fehler zu vermeiden, die bei anderen Meßmitteln durch Messen in einer ideellen Faser ent-

*) Pabst, Aufzeichnen schneller Schwingungen nach dem Ritzverfahren. Z. VDI 1929, Heft 46.

stehen. Allerdings sind diese Fehler, wie sich nach den beschriebenen Untersuchungen herausstellte, bei Messungen an den Hauptteilen von Eisenbahnfahrzeugen von geringem Einfluß; jedoch ist beabsichtigt, auch Messungen unter statischer Belastung mit dem Ritzschreib-Dehnungsmesser vorzunehmen. Bei dynamischen Fahrzeuguntersuchungen

kommt es darauf an, stoßartig auftretende Beanspruchungen und Formänderungen zu erfassen. Das Ritzschreibgerät erfüllt die Hauptforderungen, die hierfür zu stellen sind, nämlich Zuverlässigkeit der Messung, genügende Empfindlichkeit und die Möglichkeit, schnelle Schwingungen praktisch träge aufzuzeichnen.

Die Federn der Personenwagen.

Von Dipl.-Ing. Paul Speer, Reichsbahnrat, Berlin.

Hierzu Tafel 13 und 14.

Obwohl die Abfederung für die Güte des Laufes, an die bei Personenwagen naturgemäß hohe Ansprüche zu stellen sind, von größter Wichtigkeit ist, herrschte über manche Voraussetzungen für ihre zweckmäßige Gestaltung bis vor kurzem noch nicht völlige Klarheit. In neuerer Zeit sind nun von der Deutschen Reichsbahn gemeinsam mit hervorragenden Fachleuten Versuche und Untersuchungen eingeleitet worden, um die bestehenden Mängel zu beseitigen. Einige wichtige Ergebnisse über das Verhalten der einzelnen Feder bei Belastung liegen bereits vor. In folgenden Ausführungen soll zunächst dargelegt werden, mit welcher Gestaltung man nach den derzeitigen Kenntnissen die zweckmäßige Abfederung erreicht. Anschließend daran soll über bisher durchgeführte Versuche berichtet und auf weitere auf diesem Gebiete auszuführende Arbeiten hingewiesen werden.

I. Die zweckmäßige Gestaltung der Federn.

Man kann die Einflüsse beim Lauf, die senkrechte Beschleunigungen hervorrufen, im wesentlichen in drei Gruppen einteilen:

1. Das Rad läuft an Hindernisse z. B. Schienenlücken an. Dieser Vorgang wird bei Eisenbahnwagen allgemein als „Stoß“ bezeichnet.
2. Das Fahrzeug bewegt sich auf und ab infolge Unebenheiten der Fahrbahn, die allmählich verlaufen. Bei geringer Länge der Unebenheit und bei großer Fahrgeschwindigkeit kann die Wirkung ebenfalls als „Stoß“ empfunden werden.
3. Der Wagenkasten bewegt sich auf und ab infolge fehlerhaften Zustandes der Räder.

Die durch Stoßwirkung hervorgerufenen Einflüsse, die einen sehr hohen Wert annehmen können, lassen sich durch Federn aus gehärtetem Stahl auf ein erträgliches Maß mildern. Zum Abfedern von Eisenbahnfahrzeugen verwendet man deshalb Blatt- und Schraubenfedern.

Im Ruhezustand ist die Feder infolge der Belastung bereits zusammengedrückt. Diese Formänderung kann man als „statische Federung“ bezeichnen. Infolge der Zentrifugalkraft beim Bogenlauf und infolge Neigung des Fahrzeuges bei schräger Gleislage ändert sich die statische Federung langsam in einer Richtung verlaufend. Entsprechend dem Abklingen des erzeugenden Einflusses geht sie allmählich wieder in die Ruhelage zurück. Beim Fahren über Schienenlücken tritt durch Aufnahme von Stoßarbeit eine weitere Federung auf. Die wieder frei werdende Stoßarbeit bewirkt eine Bewegung in umgekehrter Richtung über die Ruhelage hinaus. Die die Feder belastende Masse gerät also infolge des Stoßes in Schwingungen. Da die Schwingungsdauer erheblich länger als die Stoßzeit ist, und da der Weg, den die Masse beim Schwingen zurücklegt, wesentlich größer ist als der der aufeinanderstoßenden Teile beim Zusammendrücken, so wird der kurzzeitige Stoßvorgang mit großen Kräften oder Beschleunigungen in langzeitige Schwingungen mit kleinen Beschleunigungskräften verwandelt. Wäre der Vorgang verlustlos, so würde eine eingeleitete Schwingung sich dauernd mit gleichbleibender Größe der Ausschläge fortsetzen. In

Wirklichkeit wirken dem aber Widerstände entgegen, so daß die Schwingungen allmählich kleiner werden, bis sie schließlich ganz aufhören. Die Schwingungsfederung wird man als „dynamische Federung“ bezeichnen dürfen. Man hat demnach zu unterscheiden:

1. Statische Federung, hervorgerufen durch das Eigengewicht; im Ruhezustand vorhanden.
2. Statische Federung, langsam in nur einer Richtung aus der Ruhelage verlaufend als Folge einer Schrägstellung beim Fahren und
3. dynamische Federung. Hin- und Herbewegung erzeugt durch die Stoßarbeit (Schwingungen).

Durch Gleisunebenheiten hervorgerufene Beschleunigungen, die sich als Stoß auswirken, werden durch die Federn ebenfalls gemildert, wobei das Verhältnis der Eigenschwingungsdauer zur Stoßzeit (die Wirkungsweise der Feder kennzeichnet*). Die von Mängeln an den Rädern herrührenden Bewegungen werden sich als Schwingungen des Wagenkastens auf den Federn nur selten äußern**).

Die Untersuchung der Schwingungsverhältnisse und die für den Entwurf einer geeigneten Abfederung zu ziehenden Folgerungen wären verhältnismäßig einfach, wenn es sich um ein einfaches Schwingungsgebilde, bestehend aus einer mit einer Masse belasteten Feder handeln würde, wenn ferner Art und Verlauf der Erregung gesetzmäßig und genau bekannt wären. In Wirklichkeit ist die Masse aber bei einem Fahrzeug auf mehrere Federn oder Federgruppen verteilt, die gleichzeitig verschiedenartige Bewegungen ausführen und sich hierbei gegenseitig beeinflussen können. Der Wagenkasten hat demnach verschiedene Schwingungsmöglichkeiten oder Freiheitsgrade. Neben Art und Größe der Erregung haben Bauart des Laufwerks, Aufhängung der Last, Verteilung der Massen und Lage des Schwerpunktes Einfluß auf die Schwingungen. Auch der Zustand des Wagenkastens, seine Elastizität wie das Vorhandensein etwaiger Verspannungen, im Wagenkasten selbst liegend oder durch falsche Einstellung des Laufwerks hervorgerufen**), kann den Verlauf der Schwingungen beeinflussen. Die Erforschung dieses Schwingungsgebildes wäre außerordentlich schwierig, wenn mehrere Möglichkeiten gleichzeitig in größerem Maße in Erscheinung treten würden. Werden mehrere Federgruppen verwendet, zwischen denen noch eine schwingende Masse angeordnet ist, wie beispielsweise bei Drehgestellen der Eisenbahnwagen, so sind die Verhältnisse noch verwickelter.

Wie jahrelange Beobachtungen bei zahlreichen Versuchsfahrten gezeigt haben, ist beim laufenden Eisenbahnfahrzeug die Erregung der einzelnen Feder durch das Befahren der Schienenstöße von so überragender Bedeutung für die Schwingungen des Wagenkastens auf den Federn, daß die hierauf beruhenden Untersuchungen von entscheidender Bedeutung sind, wenn sie auch nach vorstehenden Erörterungen das

*) Dieser Fall ist ausführlich behandelt in einem Aufsatz von Dr. Ing. Lehr: „Schwingungsfragen der Fahrzeugfederung“, Z. VDI Nr. 32 vom 9. August 1930.

**) Ausführlich behandelt an anderer Stelle dieses Heftes (Lutteroth).

Gebiet nicht voll erschöpfen. Die nachstehenden Ausführungen stützen sich deshalb im wesentlichen auf die Untersuchung dieses Teilgebietes.

Die Güte der Abfederung hängt von der Schwingungsdauer und von Größe und Art der dem Schwingen entgegenwirkenden Einflüsse ab.

Faßt man in den Formeln für die Federung alle bei einer Feder mit bestimmten Abmessungen bekannten Werte zusammen, so ergibt sich sowohl für Blatt- wie auch für Schraubenfedern:

$$f = C \cdot P.$$

Der Festwert „C“, „die spezifische Federung“, Durchbiegung für die Kräfteinheit, ist also ein Kennzeichen für die Güte der Abfederung. Je größer C ist, desto größer ist bei gleicher Kraft die Federung, desto weicher ist der Wagenlauf.

Der Kehrwert $c = \frac{1}{C}$, Kraft für Längeneinheit der Durchbiegung, wird als Federkonstante bezeichnet.

Die Schwingungsdauer bei freier Schwingung ist:

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{m}{c}} = 2\pi \sqrt{\frac{f}{g}} \approx 0,2 \sqrt{f},$$

worin m die die Feder belastende Masse, c die Federkonstante, f die statische Federung unter der Last P und g die Erdbeschleunigung bedeuten.

Je größer demnach die statische Federung bei einer bestimmten Belastung ist, desto größer wird die Schwingungsdauer und desto kleiner die beim Schwingen in den Wagenkasten gelangenden Stoßkräfte, desto weicher läuft also das Fahrzeug.

Die Eigenschaften einer Feder lassen sich am besten aus ihrer Kennlinie, die die Beziehung der Federung zur einwirkenden Kraft darstellt, erkennen. Sind Widerstände gegen freies Schwingen in der Feder selbst nicht vorhanden, so fallen Be- und Entlastungslinie zusammen. Eine solche Kennlinie ist unter Voraussetzung geradlinigen Verlaufs in Abb. 1 als Gerade AB dargestellt. Beim Entlasten auf den Anfangszustand gibt die Feder die gleiche Arbeit, die sie beim Belasten aufgenommen hat, wieder ab. Ihre Größe ist:

$$A = ABC = \frac{P \cdot f}{2}.$$

Der Neigungswinkel α der Kennlinie gegen die Durchbiegungsordinate kennzeichnet die spezifische Federung und die Federkonstante.

Treten beim Zusammendrücken der Feder Widerstände z. B. Reibungskräfte auf, so fallen Be- und Entlastungslinien nicht mehr zusammen. Zum Zusammendrücken auf ein bestimmtes Maß z. B. f' muß, wie in Abb. 1 dargestellt ist, eine um den Widerstand R größere Kraft ausgeübt werden. Beim Entlasten ist die Spannkraft der Feder um denselben Betrag R kleiner. Die Kennlinie wird also aus der einfachen Geraden AB aufgelöst in zwei Gerade, die Belastungslinie AB' und die Entlastungslinie AB'', die abgegebene Arbeit wird kleiner als die aufgenommene. Es wird also während des Vorganges Be- und Entlasten Arbeit abgeführt, deren Größe sich ergibt zu:

$$A_R = AB'C - AB''C = AB'B''.$$

Ist die Feder beim Beginn einer mit einem Hub f'' hin- und hergehenden Bewegung bereits um das Maß f' zusammengedrückt, so wird die Fläche der Reibungsarbeit ein Trapez B'B''D''D'. Bei kleinen Hubhöhen darf man jedoch die Fläche mit ausreichender Genauigkeit als ein Parallelogramm ansehen.

Die Kennlinien weichen in Wirklichkeit von der Geraden ab. Bei Blattfedern ist dies darauf zurückzuführen, daß sich die Federkonstante infolge der Veränderung der wirksamen Federlängen beim Durchbiegen ändert. Bei Schraubenfedern

legen sich die Endwindungen, da sie, um parallele Endflächen zu erhalten, nicht mehr mit Steigung gewickelt werden, auf die nächsten auf. Bis sie zum vollem Aufliegen kommen, ist die Feder also weicher, die Kennlinie mithin steiler.

Wie später noch ausführlich gezeigt werden soll, ist die beim Schwingen abgeführte Arbeit bei Eisenbahnwagenfedern fast vollständig auf Reibung „R“ zurückzuführen. Aus Kennlinien, über die später noch berichtet wird, kann man deutlich erkennen, welchen Einfluß die Reibung sowohl auf die Federung wie auch auf die Kräfte haben kann. In dem in Abb. 1 dargestellten Falle kann bei einer bestimmten Belastung z. B. „P“ die Durchbiegung jeden Wert zwischen f und f' annehmen. Aus dem Werte „R“ kann man auf die Empfindlichkeit der Feder schließen. Nimmt man an, daß im Ruhezustand durch die Last eine Kraft „P“ auf die Feder ausgeübt wird, so wird die Masse erst dann zu schwingen beginnen, wenn die Stoßkraft größer als „R“ ist. Kräfte, die kleiner als „R“ sind, werden also, ohne eine Federung hervorzurufen, auf den Wagenkasten übertragen. Bei großer Reibung können sie einen verhältnismäßig hohen Wert erreichen. Der Vorteil der Reibung liegt darin, daß sie ein schnelles Abklingen des Schwingens bewirkt, und hierdurch Resonanzerscheinungen auf ein geringes erträgliches Maß herabmindert*). Günstiger wirkt naturgemäß eine Dämpfung, die der Geschwindigkeit der schwingenden Masse proportional ist. Da ihre Größe sich der jeweiligen Geschwindigkeit anpaßt, so tritt sie unabhängig von der Größe der Kräfte in Erscheinung, wirkt heftigen Schwingungen stärker entgegen als langsam verlaufenden. Schädliche Resonanzerscheinungen würden durch eine solche Dämpfung vermieden werden. Um sie zu verwirklichen, muß man

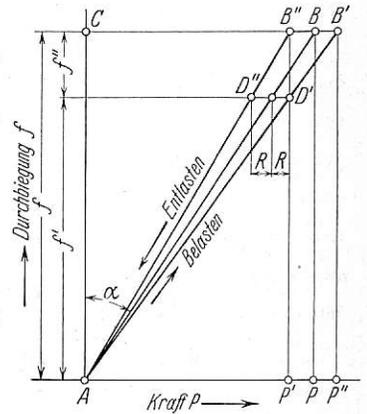


Abb. 1.

Kennlinie einer idealen Feder.

aber besondere Vorrichtungen vorsehen. Da die Schwingungen meist nur eine kleine Amplitude haben, müßte der Dämpfer bei einem sehr kleinen Hub bereits einwandfrei wirken. Mit ausreichender Genauigkeit läßt sich aber eine Dämpfungs- vorrichtung in der für den vorliegenden Zweck notwendigen einfachen Ausführung nicht schaffen.

Beim Schwingen der Schraubenfeder sind die Reibungskräfte sehr klein. Eine geringe Reibung entsteht lediglich an den Aufgewindungen, wenn diese beim Belasten das Bestreben haben, sich aufzudrehen, wodurch eine wenn auch geringe Bewegung entsteht. Die Feder spricht schon bei sehr kleinen Belastungsunterschieden an. Die eingeleitete Schwingung klingt sehr langsam ab. Eine Neigung zu lang anhaltendem Schwingen mit großen Ausschlägen, das sich leicht zu schädlichen Resonanzerscheinungen steigern kann, ist deshalb vorhanden. An sich ist bei Ausnutzung der zulässigen Federung der Lauf eines mit Schraubenfedern ausgerüsteten Fahrzeuges sehr weich, da auch kleine Stoßkräfte durch Schwingungen gemildert werden, also nicht unvermindert in den Wagenkasten gelangen. Man könnte daraus den Schluß ziehen, daß sie der Blattfeder für die Abfederung der Eisenbahnfahrzeuge insbesondere der Personenwagen überlegen sei. Aber abgesehen davon, daß die Blattfeder, wie erwähnt, für den Einbau und für andere Zwecke als für die Stoßmilderung wesentliche

*) Resonanzerscheinungen treten auf, wenn die Stoßfolgezeit mit der Eigenschwingungsdauer der abgefederten Masse übereinstimmt.

Vorteile bietet, so hat ihre Blattreibung, wenn sie in zulässigen Grenzen bleibt, gerade für die Fahrzeugabfederung großen Nutzen.

Für die Federung sind durch die baulichen Verhältnisse und für die Beanspruchung durch die Stoffeigenschaften Höchstwerte gegeben. Um die bestmögliche Stoßmilderung zu erreichen, wird man danach streben müssen, für beide die höchstzulässigen Werte zu erreichen. Für Blattfedern ergibt sich unter diesen Voraussetzungen, wenn unter Berücksichtigung der zu erwartenden Schwingungen für den Unterschied f zwischen der Federung des beladenen und des leeren Wagens und für die Beanspruchung σ die höchstzulässigen Werte eingesetzt werden und wenn Q_1 das Gewicht des beladenen Wagens nach Abzug der ungefederten Teile, Q_2 das Ladegewicht und h die Blattstärke bedeuten, die Länge der ganzen Feder zu:

$$L = 2 \sqrt{\frac{k \cdot f \cdot E \cdot h}{2 \cdot \sigma} \cdot \frac{Q_1}{Q_2} *).$$

Läßt man für einfach gefederte Personenwagen einen Unterschied zwischen tiefster und höchster Stellung von 10 cm zu und nimmt man die Durchbiegung beim Fahren zu 3,5 cm an, so wird $f = 6,5$ cm. Nimmt man für $E = 2130000$ kg/cm² und für $\sigma = 7500$ kg/cm² an, so ergeben sich für die meist verwendeten Stahlstärken von 16 mm und 13 mm die in Abb. 2 dargestellten Werte für die Länge der Blattfeder. Aus ihnen läßt sich bei Annahme einer Blattbreite b die Blattzahl bestimmen zu:

$$n = \frac{6}{\sigma \cdot b \cdot h^2} \cdot P \cdot l,$$

Abb. 2. Federlänge bei Ausnützung der zulässigen Beanspruchung und Durchbiegung ($f = f_1 - f_2 = 65$ mm).

bedeuten. In Abb. 3 sind die sich hieraus ergebenden Blattzahlen für verschiedene Blattquerschnitte dargestellt ($\sigma = 7500$ kg/cm²).

Die nach vorstehenden Ausführungen durchgeführte Ermittlung ergibt bei gegebenen baulichen Verhältnissen und bei Ausnützung der zulässigen Beanspruchung die größte Weichheit, die mit einer einfachen Blattfeder zu erreichen ist. Für die Güte des Laufes ist diese aber, wie bereits angedeutet wurde, nicht allein entscheidend. Eine weiche Blattfeder mit großer Blattreibung kann einen erheblich rauheren Lauf ergeben als eine härtere mit geringer Blattreibung. Durch glatte Blattoberfläche und Einfetten kann man die Blattreibung auf ein kleines Maß herabsetzen. Betriebseinflüsse können jedoch den Zustand wieder verschlechtern, so daß anfänglich geringere Reibung allmählich einen höheren Wert annehmen kann. Man wird deshalb zweckmäßig beim Entwurf der Feder bereits darauf Rücksicht nehmen, daß die Blattreibung einen erreichbaren Kleinstwert erhält. Die Erfahrung hat gezeigt, daß die Größe der Blattreibung weniger von der

Fläche der aufeinanderliegenden Blätter als von der Blattzahl abhängt, was wohl darauf zurückzuführen ist, daß die Reibungswiderstände im wesentlichen nur an den Enden der Blätter wirken. Eine Vergrößerung der Blattstärke bringt, wie Abb. 3 zeigt, eine wesentliche Verringerung der Blattzahl, mithin auch der Reibung. Die Verringerung der Reibung auf ein Kleinstmaß genügt, wie später noch durch Erörterung über Versuchsergebnisse dargelegt werden wird, noch völlig, ein zu lange anhaltendes Schwingen zu verhindern.

Wenn auch die bisherigen Betrachtungen und die noch zu ziehenden Folgerungen volle Gültigkeit nur für den Fall haben, daß eine Feder durch den Lauf eines Rades auf der Schiene erregt wird, so gelten sie sinngemäß auch für die wirklich vorhandenen Koppelschwingungen. Wie bereits erwähnt, überwiegt die Energiezufuhr beim Befahren der Schienenstöße alle andere Erscheinungen. Durch Beobachtungen im fahrenden Wagen wird dies voll bestätigt.

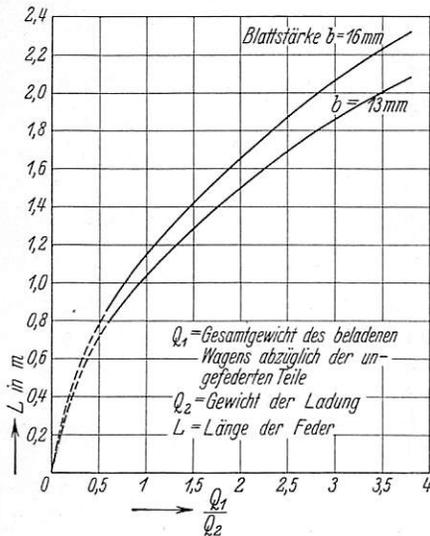
II. Folgerungen für den Personenwagenbau.

Für den Personenwagen wird man einen besonders weichen senkrechten Lauf erstreben müssen. Auf die Art der Abfederung werden naturgemäß die Ansprüche, die an den Wagen gestellt werden, sowie gewisse durch den Verwendungszweck festgelegte Abmessungen Einfluß haben. Besonders die Kastenlänge spielt eine gewisse Rolle. Wichtig ist die Entscheidung, ob es baulich möglich und wirtschaftlich zu vertreten ist, Drehgestelle zu verwenden. Zutreffendenfalls ist man in der Lage, ohne bauliche Schwierigkeiten eine vorteilhafte Unterteilung der ganzen zulässigen Federung in mehrere hintereinander angeordnete Federgruppen verschiedener Bauart vorzunehmen. Das Laufwerk erhält bei Drehgestellen ein höheres Gewicht, das sich aber bei grundsätzlich gleichbleibender Bauart mit zunehmender Länge des Wagenkastens nicht oder nur unwesentlich vergrößert. Bei langen Wagen wird deshalb der Anteil des Mehrgewichts der Drehgestelle gegenüber einfachen Achsen im Verhältnis zum Gesamtgewicht ziemlich klein werden. Seitdem Drehgestellbauarten bekannt sind, deren Unterhaltung gegenüber einfachen Lenkachsen bei Berücksichtigung des größeren Fassungsraumes langer Wagen kaum erheblichen Mehraufwand verursacht und die verhältnismäßig leicht sind, wird man dem Drehgestellwagen, wenn der Verkehr eine gewisse Wagenlänge zuläßt, unbedingt den Vorzug geben. Nur Wagen mit geringer Länge, z. B. solche für Nebenbahnen, wird man noch mit Lenkachsen ausführen, wenn es die Bogenhalbmesser der Strecke zulassen.

Früher wurden Lenkachsen in größerem Umfange verwendet, da die damals bekannten Drehgestelle für allgemeine Verwendung zu unwirtschaftlich schienen. Man verwendete Drehgestelle nur, wenn das Wagengewicht mehr als drei Achsen erforderte, wenn man auf besonders guten Lauf Wert legte, oder wenn die Bogenhalbmesser sehr klein waren.

Lenkachswagen.

Solange man noch nicht über ausreichende Erfahrungen in der Ausbildung der Federn verfügte, wurde vielfach der dreiachsige dem zweiachsigen Lenkachswagen vorgezogen. In



10 cm zu und nimmt man die Durchbiegung beim Fahren zu 3,5 cm an, so wird $f = 6,5$ cm. Nimmt man für $E = 2130000$ kg/cm² und für $\sigma = 7500$ kg/cm² an, so ergeben sich für die meist verwendeten Stahlstärken von 16 mm und 13 mm die in Abb. 2 dargestellten Werte für die Länge der Blattfeder. Aus ihnen läßt sich bei Annahme einer Blattbreite b die Blattzahl bestimmen zu:

$$n = \frac{6}{\sigma \cdot b \cdot h^2} \cdot P \cdot l,$$

worin l die Länge der halben Feder und P die auf eine Federhälfte entfallende Höchstlast

bedeuten. In Abb. 3 sind die sich hieraus ergebenden Blattzahlen für verschiedene Blattquerschnitte dargestellt ($\sigma = 7500$ kg/cm²).

Die nach vorstehenden Ausführungen durchgeführte Ermittlung ergibt bei gegebenen baulichen Verhältnissen und bei Ausnützung der zulässigen Beanspruchung die größte Weichheit, die mit einer einfachen Blattfeder zu erreichen ist. Für die Güte des Laufes ist diese aber, wie bereits angedeutet wurde, nicht allein entscheidend. Eine weiche Blattfeder mit großer Blattreibung kann einen erheblich rauheren Lauf ergeben als eine härtere mit geringer Blattreibung. Durch glatte Blattoberfläche und Einfetten kann man die Blattreibung auf ein kleines Maß herabsetzen. Betriebseinflüsse können jedoch den Zustand wieder verschlechtern, so daß anfänglich geringere Reibung allmählich einen höheren Wert annehmen kann. Man wird deshalb zweckmäßig beim Entwurf der Feder bereits darauf Rücksicht nehmen, daß die Blattreibung einen erreichbaren Kleinstwert erhält. Die Erfahrung hat gezeigt, daß die Größe der Blattreibung weniger von der

*) Diese Beziehung ergibt sich aus einer Vereinigung der Formeln für Federung und Beanspruchung. „ k “ ist ein Festwert: Er ersetzt den in der Formel für die Durchbiegung des Trägers gleicher Festigkeit enthaltenen Wert „ 2 “. Durch ihn werden die Abweichungen der wirklichen Feder von der Form des Trägers gleicher Festigkeit berücksichtigt.

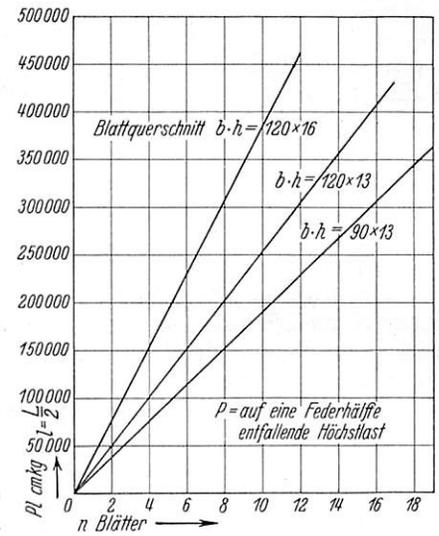


Abb. 3. Blattzahl.

bezug auf die senkrechte Stoßaufnahme hat der dreiaxige Wagen den Vorteil, daß der Wagenkasten, wenn ein Rad Höhenunterschiede zu überwinden hat, immer noch von den Federn einer weiteren Achse mit abgefangen wird. Die Schwingungsdauer und damit die Weichheit ist bei beiden Bauarten gleich, wenn die Federn unter gleichen Voraussetzungen entworfen werden. Durch Verwenden eines größeren Blattquerschnittes bei gleichzeitiger Vergrößerung der Federung, für die man früher das zulässige Maß nicht voll ausgenutzt hatte, ist es gelungen, zweiachsige Personenwagen zu bauen, die den damals verwendeten dreiachsigen in bezug auf die Abfederung nicht nachstehen. Mit einer gleichen Maßnahme könnte naturgemäß auch der dreiaxige Wagen weiter verbessert werden. Ein Höchstmaß der Güte läßt sich aber mit einfachen Blattfedern nicht erreichen, da die Blattreibung auch bei bester Schmierung und vollkommen glatter Blattoberfläche noch einen Wert behält, der merkbare Kräfte in den Wagenkasten gelangen läßt.

Da die Schwingungsdauer mit zunehmender Last größer wird, so wird ein beladener Wagen weicher als ein leerer laufen. Bei leichten Wagen mit großer Nutzlast kann dies dazu führen, daß der Lauf des leeren Wagens wesentlich härter ist als der des beladenen.

Im folgenden sollen nun die Laufeigenschaften von einfach gefederten Personenwagen geprüft werden. Als Beispiele sollen zwei Grenzfälle erörtert werden: Je ein zweiachsiger Personenwagen mit einem besonders ungünstigen und einem besonders günstigen Verhältnis des Leergewichts zur Nutzlast.

Im ersten Falle soll das Leergewicht 17 t und die größte Nutzlast 6 t betragen. Nach Abb. 2 erhält man die günstigste Federlänge für:

16 mm starken Stahl zu 2190 mm und für
13 „ „ „ „ 1970 „

Die Blattzahl ergibt sich nach Abb. 3 für:
einen Blattquerschnitt von 120/16 zu 7,
„ „ „ 120/13 „ 10 und
„ „ „ 90/13 „ 13.

Man sieht aus diesem Beispiel die außerordentliche Überlegenheit des Querschnittes 120/16 mm gegenüber den schwächeren. Die spezifische Federung und die Beanspruchung ist in allen drei Fällen nahezu gleich. Dagegen wird die Blattzahl und damit auch die Reibung beim größten Blattquerschnitt wesentlich geringer als bei den beiden anderen. Mit Rücksicht auf Herstellung und Unterhaltung wird man eine größere Länge als 2100 mm nicht ausführen dürfen. Hierdurch wird die spezifische Federung im vorliegenden Falle nur unwesentlich verringert. Sie beträgt 39 mm/t. Die Schwingungsdauer würde beim beladenen Wagen bei einer Federlänge von 2100 mm 0,9 Sek. und beim leeren 0,74 Sek. betragen. Der Unterschied ist also ziemlich groß.

Im zweiten Falle wird das Leergewicht zu 21 t und die größte Nutzlast zu 4 t angenommen. Nach Abb. 2 würde sich die günstigste Federlänge zu über 3000 mm ergeben. Man darf diese aber wie erwähnt nicht ausnutzen, sondern muß sich mit 2100 mm begnügen. Für einen Blattquerschnitt von 120 x 16 mm müßte man bei einer Beanspruchung von 7150 kg/cm² acht Blätter verwenden. Hierbei würde die spezifische Federung 35 mm/t und die Schwingungsdauer beim beladenen Wagen 0,885 Sek. und beim leeren 0,8 Sek. betragen. Der Unterschied ist wesentlich geringer als im ersten Falle. Trotz des günstigeren Lastverhältnisses kann aber, wie ein Vergleich der Schwingungszeiten zeigt, bei diesem Wagen im Mittel kein besserer Lauf erreicht werden als bei dem anderen, solange man nicht eine längere Feder verwenden darf.

An diesen Beispielen sieht man deutlich, daß es an sich vorteilhaft ist, wenn die Nutzlast im Verhältnis zum Leer-

gewicht klein ist. Ein großes Eigengewicht müßte also eigentlich für die Abfederung günstiger sein als ein geringes. Der Vorteil läßt sich aber nur ausnutzen, wenn man die günstigste Federlänge verwenden kann. Ist dies nicht der Fall, wie in dem vorstehend angeführten zweiten Beispiel, so würde man bei einem geringeren Eigengewicht, bei dem die günstigste Federlänge ausgeführt werden könnte, einen weicherer Lauf erreichen. Allerdings würde sich der Unterschied der Weichheit zwischen beladenen und leeren Wagen vergrößern, was aber ohne weiteres in Kauf genommen werden könnte, da der Lauf auch in letzterem Falle noch weicher wäre als bei dem Wagen mit größerem Leergewicht.

Im folgenden soll nun noch untersucht werden, wie sich bei einfacher Abfederung der Personenwagen Resonanzerscheinungen bemerkbar machen werden. In Abb. 4 ist die Zeitfolge der Stöße beim Lauf auf 12 und 15 m langen Schienen bei Geschwindigkeiten bis 150 km/h aufgezeichnet worden. Die oben angegebenen Eigenschwingungszeiten gelten, da sie ja lediglich von der Federung abhängen, nahezu auch für Schraubenfedern, wenn man diese so weich wie möglich ausbildet, d. h. den Unterschied zwischen der zugelassenen höchsten und tiefsten Stellung des Wagenkastens ausnutzt, was im ersten der erörterten Fälle annähernd erreicht wurde. Die Grenzfälle der Eigenschwingungsdauer sind als St_1 und St_2 in Abb. 4 eingetragen worden. Man sieht, daß eine Resonanzerscheinung als Folge des Laufes der Räder über Schienenstöße bei Geschwindigkeiten auftreten muß, die gerade mit Lenkachspersonenwagen häufig gefahren werden. Hieraus geht ohne weiteres hervor, daß eine reine Schraubenfeder für Eisenbahnfahrzeuge nicht brauchbar ist, wenn man sie so weich ausbildet, wie es eine den Unterschied zwischen höchster und tiefster zugelassene Stellung des Wagenkastens ausnutzende Federung gestattet. Wegen der geringen Bewegungswiderstände in der Feder selbst, werden im Resonanzgebiet sehr unangenehme große Ausschläge auftreten. Auch bei halber Fahrgeschwindigkeit wird dies noch der Fall sein, da die Schwingungen nur sehr langsam abklingen, so daß die Ausschläge noch groß sind, wenn eine neue Erregung erfolgt. Da, wie erwähnt, besondere Dämpfungsrichtungen bei Eisenbahnfahrzeugen aus baulichen Gründen nicht verwendet werden können, so muß man, wenn man die Ausschläge auf ein erträgliches Maß herabsetzen will, die Schraubenfeder so hart machen, daß ihr Resonanzgebiet bei im Betriebe nicht mehr vorkommenden Fahrgeschwindigkeiten liegt. Infolge der großen Härte werden die Ausschläge dann auch bei halber Fahrgeschwindigkeit in erträglicher Höhe bleiben. Eine solche Feder würde aber so hart sein, daß der mit der Verwendung der Schraubenfeder erstrebte weiche Lauf nicht erreicht würde. Die Blattfedern sind in dieser Beziehung günstiger. Im Resonanzgebiet bleiben die Ausschläge infolge der Blattreibung immer noch in durchaus erträglichen Grenzen. Bei halber Stoßfolgezeit ist das durch einen Stoß eingeleitete Schwingen bereits abgeklungen, wenn die nächste Erregung

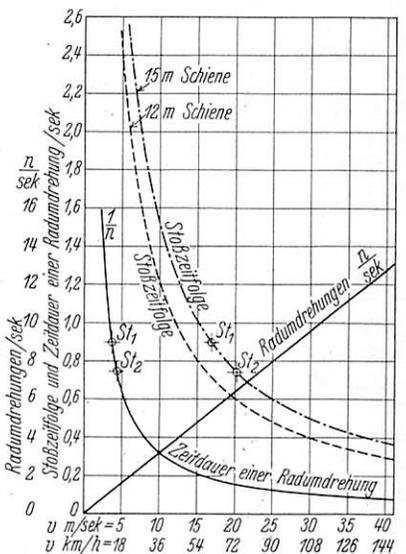


Abb. 4.
Zeitfolge der Erregung durch Schienenstöße und Radumdrehungen.

erfolgt. Unangenehme große Ausschläge können also nicht auftreten. Bei höheren Ansprüchen macht sich aber die Blattreibung, auch wenn sie auf ein geringstes Maß verringert ist, noch störend bemerkbar. Die beste Lösung wäre eine Hintereinanderschaltung von Blattfedern und Schraubenfedern, bei der letztere noch auf kleine Kräfte ansprechen, aber durch die Blattfedern gehindert werden, in Resonanzschwingungen zu geraten. Derartige Bauarten sind auch ausgeführt worden. Da aber bei Lenkachsen der Radsatz gegenüber dem Wagenkasten in Quer- und Längsrichtung Bewegungen ausführen muß, und da die Federn als Lenkmittel des Wagenkastens dienen, so bereitet eine Doppelfederung solche baulichen Schwierigkeiten, daß man sie meist wieder verlassen hat.

Mehrfach sind Vorschläge gemacht worden, den Unterschied der Weichheit zwischen leerem und beladenen Wagen dadurch zu verringern, daß die Federlänge durch geeignete Vorrichtungen bei zunehmender Nutzlast verändert wird oder daß bei einer gewissen Durchbiegung weitere Federn hinzugeschaltet werden. Solche Anordnungen bieten aber wegen der wechselnden Belastung bei Personenwagen derartige bauliche Schwierigkeiten, daß man bei diesen fast allgemein von ihrer Ausführung Abstand genommen hat.

Drehgestelle.

Da die Radsätze gegenüber dem Drehgestellrahmen nicht verschiebbar sind, so hat man bei Drehgestellen in der Anordnung der Achslagertragfedern wesentlich größere Freiheit als bei Lenkachsen. Bei dem ersten in größerem Umfang eingeführten, in Abb. 1, Taf. 13 dargestellten sogenannten Regeldrehgestell hat man von dieser Möglichkeit bereits Gebrauch gemacht. Der Drehgestellrahmen ist gegen die Achslager durch hintereinander geschaltete Blatt- und Schraubenfedern abgedefert. Ihre Federung ist verhältnismäßig gering, die Schwingungsdauer infolgedessen ziemlich klein. Eine Resonanzgefahr für die Schraubenfedern liegt also nicht vor. Sie spricht auch bei kleinen Kräften an, kommt aber infolge der Hintereinanderschaltung der beiden Federn erheblich schneller wieder zur Ruhe als wenn sie allein vorhanden wäre. Solange die Blattfeder sich nicht durchbiegt, sind die Amplituden der Schraubenfedern klein, da die Erregerkräfte klein sind. Schwingt die Blattfeder mit, so wirkt ihre Reibung als Widerstand gegen das Schwingen des ganzen Systems. Infolgedessen werden auch bei einer Erregung, bei der die Schwingungsdauer der Federn ein gerader Bruchteil der Erregungsfolgezeit ist, unangenehm fühlbare Resonanzerscheinungen nicht auftreten, da die Schwingungen entweder vollkommen aufgehört haben oder wenigstens die Ausschläge bereits einen sehr kleinen Wert erhalten haben, wenn neue Erregung erfolgt. Der Drehgestellrahmen wird also etwas hart, aber doch ruhig laufen. Der Wagenkasten ist gegen ihn durch sogenannte Wiegenfedern abgedefert. Für diese wird der größere Teil der verfügbaren Federung gewählt. Sie sind deshalb weicher als die Achslagerfedern. Der Grundgedanke der Federanordnung ist zweifellos gut. Dem Regeldrehgestell hafteten aber erhebliche Mängel an. Wie Abb. 1, Taf. 13 zeigt, wurden die Wiegenfedern zwischen einem oberen und einem unteren Wiegenbalken angeordnet. Man mußte Doppelfedern, die auf die Bunde abgestützt sind, verwenden. Aus Raumangel mußten sie quer zur Längsachse des Drehgestells angeordnet werden. Ihre Länge wird hierdurch auf ein kleines Maß begrenzt. In bezug auf die Ausnutzung der zulässigen Federung und Beanspruchung wird dieser Mangel durch die doppelte Anordnung der Federn ausgeglichen. Die Stoßaufnahme durch die Bunde ist unzweckmäßig, da die ganze Federmasse die Stoßenergie aufnehmen muß, also selbst ins Schwingen geraten kann. Der größte Nachteil dieser Anordnung besteht aber darin, daß der Abstand zwischen den Bunden nach

Aufsetzen des Wagenkastens nicht mehr geändert werden kann. Da aber seine Höhenlage von diesem Maß abhängt, darf man für den Bundabstand nur geringe Abmaße zulassen. Man muß die Pfeilhöhen der Federn sehr genau dem auf sie durch den Wagenkasten ausgeübten Druck anpassen. Die Kennlinie jeder einzubauenden Feder muß also genau bekannt sein. Eine unrichtige Höhenlage des Kastens wird man erst im betriebsfertig zusammengebauten Wagen erkennen. Will man den Mangel ohne Verstellen der Schwingependel beseitigen, so bleibt nichts übrig, als die Federn auszuwechseln. Da sich hieraus große Schwierigkeiten in der Unterhaltung ergeben können, hat man die Schwingependel, in denen die Wiege aufgehängt ist, mit Gewinde versehen, so daß eine Höheneinstellung des Wagenkastens ermöglicht worden ist. Hierin liegt aber eine große Gefahr für die Güte des Laufes, die nicht nur von der richtig bemessenen Länge der Schwingependel selbst abhängt, sondern besonders davon, daß sie alle gleich lang sind.

Gegenüber den Lenkachswagen hatte man in bezug auf Abfederung durch die Regeldrehgestelle zweifellos einen Fortschritt erreicht. Das Ziel genügte aber den Ansprüchen noch nicht. Ausreichende Erfahrungen über Blattreibung, Bemessung der Federn, insbesondere auch der Schraubenfedern lagen noch nicht vor, so daß die Wagen noch verhältnismäßig hart liefen. Die einzige Möglichkeit, eine Verbesserung zu schaffen, glaubte man darin finden zu können, daß man der Schraubenfeder einen größeren Anteil an der Gesamtfederung zuteilte. Hieraus entstand das in Abb. 2, Taf. 13 dargestellte amerikanische Drehgestell. Die zweifache Achslagerfederung ersetzte man durch reine Schraubenfedern. Um diese unterbringen zu können, mußte man beide Achslager durch einen Balken, der wegen seiner eigenartigen Form als Schwanenhalsträger bezeichnet wird, verbinden. Am Rahmen und Wiege wurde im wesentlichen nichts geändert. Ein Erfolg in bezug auf das erstrebte Ziel war zweifellos festzustellen. Die Wagen laufen sehr weich. Es zeigte sich aber auch der große Nachteil der reinen Schraubenfeder. Führt man sie so weich aus, wie es der verfügbare Raum für die Federung zuläßt, so erhält man eine Schwingungsdauer, die bei den üblichen Fahrgeschwindigkeiten häufig zu Resonanzerscheinungen führt. Dann tritt ein Schwingen mit großen Ausschlägen auf, das unangenehm empfunden werden kann, obwohl der Lauf weich ist. Die Drehgestelle sind sehr empfindlich. Unvermeidliche Mängel im Gleis oder im Wagenkasten machen sich nicht nur in senkrechtem Schwingen, sondern auch in heftigen seitlichen Bewegungen bemerkbar. Man kann dies nur vermeiden, wenn man die Federn wesentlich härter ausbildet, um die Schwingungsdauer und die Ausschläge zu verringern. Der Lauf wird aber hierdurch so hart, daß der Vorteil des amerikanischen Drehgestells gegenüber dem Regeldrehgestell beseitigt wird, wozu noch weitere Nachteile kommen. Während bei dem Regeldrehgestell wenigstens noch die Möglichkeit besteht, den Drehgestellrahmen durch Verstellen der Achslagerfedern in seine richtige Höhenlage einzustellen, fehlt beim amerikanischen Drehgestell diese Möglichkeit. Also auch die Schraubenfedern müssen eine sehr genau der auf sie ausgeübten Last entsprechende Höhe haben. Der Schwanenhalsträger vergrößert die ungefederte Masse erheblich, wodurch die Beanspruchung des Oberbaues ungünstig beeinflusst wird. Der Drehgestellrahmen neigt wegen seiner ungünstigen Abstützung zum Kippen, was besonders beim Bremsen sehr unangenehm in Erscheinung tritt.

Man hat auch dreiachsige Regel- und amerikanische Drehgestelle gebaut und hiermit zweifellos den Lauf in bezug auf die Stoßaufnahme verbessert. Die Nachteile beider Bauarten insbesondere in bezug auf die Unterhaltung sind aber noch vergrößert worden.

Aus dem Bestreben, die Mängel zu beseitigen, entstand das Görlitzer Drehgestell, das in seiner ersten Ausführung, genannt „Görlitz 2 schwer“, in Abb. 3, Taf. 13 dargestellt ist. Bei der Abfederung des Drehgestellrahmens gegen die Achslager kehrte man zu der an sich guten Anordnung des Regeldrehgestells zurück. Die inzwischen in bezug auf die Ausbildung von Federn gemachten Erfahrungen wurden berücksichtigt, so daß eine wesentliche Verbesserung erreicht wurde. Neuartig für den vorliegenden Zweck war die Art der Abfederung des Wagenkastens gegen den Drehgestellrahmen. Aus der Forderung, eine Möglichkeit des Einstellens der Feder zu schaffen, folgte zwangsläufig, daß man die zweiteilige Wiege durch eine einteilige ersetzte und die Federn anstatt quer in Längsrichtung unterbringen mußte. An der Aufhängung der Wiege in Schwingependeln hielt man aber zunächst noch fest. Um eine einfache Auflagerung der die Pendel tragenden Bolzen zu ermöglichen, wurden an jeder Langseite des Drehgestells je zwei Federn angeordnet. Diese wurden an Querverbindungen des Rahmengestells in mit Gewinde versehenen Bolzen aufgehängt. Man kann also alle Federn unabhängig voneinander am betriebsfertigen Wagen einstellen, also auf einfache Weise ohne Änderung der Pendellänge die richtige Höhenlage des Wagenkastens herrichten. Verbessert werden konnte ferner die Lastübertragung. Der Achsstand ließ sich erheblich vergrößern, ohne daß das Gewicht entsprechend größer wurde. Außerdem konnte die Abstützung der Last auf die Federn weiter außen angeordnet werden, ebenfalls ein Vorteil, da hierdurch das Rückstellmoment der Federn gegen Schrägstellen des Wagenkastens vergrößert wird. Die Stöße werden nicht in die Bunde, sondern in die Federenden geleitet. Eigenschwingungen der Federmasse werden hierdurch wesentlich verringert.

Neben guten Erfahrungen zeigten sich aber auch gewisse Mängel bei dieser Bauart. Die Aufhängung der Wiege erschien noch zu vielteilig. Die Pendel mit Zubehör sind schlecht zugänglich, ihr Zustand am fertigen Wagen nicht einfach genug zu erkennen, so daß leicht Mängel auftreten können, die die Güte des Laufes ungünstig beeinflussen. Aus diesen Erwägungen heraus entstand eine vereinfachte Ausführung, das in Abb. 4, Taf. 13 dargestellte, für schwere Wagenkästen bestimmte Drehgestell „Görlitz 3 schwer“. Die Anordnung der Federn in bezug auf die Lastübertragung wurde beibehalten. Die Wiege wurde aber unmittelbar auf die Wiegefedern aufgelegt und deren Enden in Schaken aufgehängt, so daß sie seitlich schwingen können. Auf diese Weise wurden besondere Schwingependel mit Zubehör überflüssig, die Wirkung einer Wiege aber beibehalten. Die Einstellmöglichkeit der Wiegefedern wurde dadurch gewahrt, daß die Schaken an mit Gewinde versehenen Kloben aufgehängt wurden. Auf diese Weise ist eine außerordentlich einfache Bauart entstanden, die allen Anforderungen an ein Drehgestell in vollem Maße entspricht. Für leichte Wagenkästen konnte es noch wesentlich vereinfacht werden. Für die Aufnahme der Last genügte bei ihnen an jeder Seite eine Wiegefeder. Auf diese Weise entstand das in Abb. 5, Taf. 13 dargestellte Drehgestell „Görlitz 3 leicht“.

III. Versuche.

Die vorstehenden Ausführungen stützen sich zum Teil auf Betriebsbeobachtungen, Erfahrungen und reine Überlegungen. Wenn auch im Laufe der Zeit Fortschritte gemacht werden konnten, so wurde es doch störend empfunden, daß man über wichtige Erscheinungen auf Vermuten und Schätzen angewiesen war. Es hatte sich als dringend erforderlich erwiesen, die Fragen der Abfederung von Eisenbahnfahrzeugen gründlich durch Versuche zu klären. Die Wagenversuchsabteilung Grunewald der Deutschen Reichsbahn hat es deshalb

als eine ihrer wichtigsten Aufgaben angesehen, die hierfür notwendigen Einrichtungen*) zu schaffen und umfangreiche Versuche einzuleiten.

Wenn auch die Versuche noch in vollem Gange sind und bis zu einem Abschluß noch geraume Zeit vergehen wird, so liegen doch bereits einige bemerkenswerte Ergebnisse vor, über die im folgenden berichtet werden soll.

Die Versuche bewegen sich im wesentlichen in zwei Richtungen:

Untersuchung der Federn auf Prüfmaschinen und Feststellen ihres Verhaltens während der Fahrt.

Versuche auf Prüfmaschinen.

Beim laufenden Fahrzeug handelt es sich wie erwähnt fast durchweg um gekoppelte Schwingungen mit verschiedenartiger und wechselnder Erregung, deren Untersuchung außerordentlich schwierig und umständlich ist. Zur Ermittlung der Eigenschaften der Federn, die für ihre Gestaltung besonders wichtig sind, wie u. a. die Schwingungswiderstände, muß man ihr Verhalten bei genau bekannten Verhältnissen prüfen. Hierzu dienen die Untersuchungen auf Prüfmaschinen.

Auf einer statischen Federprüfmaschine werden vorwiegend alle Eigenschaften der Federn bei erzwungener Zusammendrückung untersucht. Die Maschine ist mit einem sehr genau arbeitenden Kraftmesser ausgerüstet, der die auf die Feder in jedem Augenblick der Durchbiegung ausgeübte Kraft aufzeichnet. Aus dieser Kennlinie kann man alle mit der statischen Federung zusammenhängenden Erscheinungen erkennen. Die Untersuchungen ermöglichen einen Vergleich rechnerischer Ermittlungen gegenüber dem wirklichen Verhalten der Feder. Hieraus werden dann Folgerungen für neue Entwürfe und für die jeweilig empfehlenswerte Bauart der Federn gezogen.

Der wirkliche Spannungsverlauf in den einzelnen Blättern wurde in folgender Weise festgestellt: Auf die geschliffenen Schmalseiten der Blätter wurden mit einem Diamanten feine Risse eingeritzt. Bei verschiedenen Belastungen wurden Lichtbilder aufgenommen. Auf einem besonders hochwertigem Mikroskop wurde festgestellt, wie die Risse bei Belastung ihre Winkellage zueinander geändert haben und hieraus der Verlauf der Beanspruchung ermittelt.

Besonderer Wert wird auf die Ermittlung von Art und Größe der dem Schwingen entgegenwirkenden Widerstände also Reibungskräfte und geschwindigkeitsproportionale Dämpfung gelegt. Diese Arbeiten sind unter Mitwirkung von Dr. Ing. Stark, der auf diesem Gebiete über besondere Erfahrungen verfügt, durchgeführt worden.

Einen Weg, aus der auf der statischen Federprüfmaschine aufgenommenen Kennlinie die der Federung entgegenwirkenden Widerstände zu ermitteln, gibt Dr. Ing. Lehr in seiner Abhandlung „Schwingungsfragen der Fahrzeugabfederung**“) an. Die Feder wird mit einer Kraft vorgespannt, die ihrer Belastung im Ruhezustand entspricht. Darauf wird sie mittels eines Kurbelantriebes auf- und abbewegt, wobei Ausschlag und Hubzahl den wirklichen Betriebsverhältnissen angepaßt werden. Während der Bewegung wird die Kraftweglinie aufgezeichnet. Die von ihr umschlossene Fläche gibt die während einer Auf- und Abbewegung durch die dem Schwingen entgegenwirkenden Kräfte verbrauchte Arbeit an, die in Wärme umgesetzt wird. Die der Bewegung entgegengerichtete Reibungsarbeit, die unabhängig von der Geschwindigkeit ist, bildet einen Teil der Arbeitsfläche der Kennlinie, für den man bei den in Frage kommenden Hüben mit ausreichender Genauigkeit ein Parallelogramm setzen darf, dessen in der Kraft-

*) Ausführlich beschrieben im „Org. Fortschr. Eisenbahnwes.“, Heft 2/3 vom 1. Februar 1932.

**) Z. VDI 1932, Nr. 32.

richtung liegende Seite die Reibungskraft $2R$ darstellt. Der Gesamthalt, also die Reibungsarbeit ist:

$$A_R = 4R \cdot f,$$

worin $2f$ der Gesamthub während des Vorganges ist. Das Parallelogramm erhält man am einfachsten durch Probieren. Ist auch geschwindigkeitsproportionale Dämpfung vorhanden, so ist der übrigbleibende Teil der Fläche eine Ellipse, aus der man den Dämpfungswiderstand ermitteln kann.

Abb. 5 zeigt den Versuch, aus einer bei hin- und hergehender Belastung aufgenommenen Kennlinie die Schwingungswiderstände einer Personenwagenfeder von 2050 mm Länge und acht Blättern mit einem Querschnitt von 120/16 mm auf Reibungskräfte und geschwindigkeitsproportionale Dämpfung zu untersuchen. Die von der Kennlinie eingeschlossene Fläche zeigt eine so große Annäherung an ein Parallelogramm, daß die Bestimmung einer Dämpfungselipse nicht möglich ist. Die kleinen Abrundungen beim Übergang vom Be- zum Entlasten und umgekehrt sind darauf zurückzuführen, daß

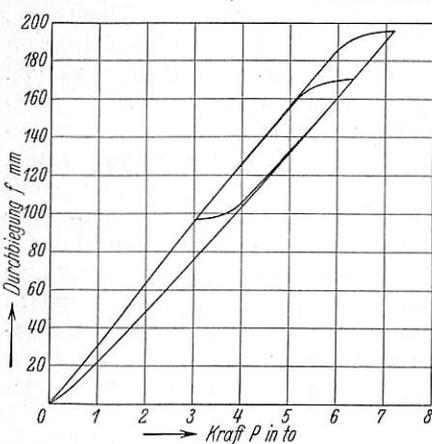


Abb. 5. Ermittlung der Schwingungswiderstände einer Wiegenfeder.

die Reibung nicht plötzlich ihren vollen Wert annehmen kann, da die Bewegung der einzelnen Blätter gegeneinander nicht gleichzeitig sondern nacheinander einsetzt. Der Widerstand besteht also fast ausschließlich aus Reibungskräften. Die Richtigkeit dieser Feststellung wurde dadurch bestätigt, daß bei mehrfachen Änderungen der Geschwindigkeit beim Belasten von einer ganz geringen bis zu einer beträchtlichen Größe die

Kennlinie einen genau gleichbleibenden Verlauf hatte, woraus ebenfalls hervorgeht, daß die Widerstände von der Geschwindigkeit unabhängig sind.

Um den Einfluß des Zustandes der Blattoberfläche auf die Reibung zu ermitteln, wurde folgender Versuch durchgeführt: Die Kennlinien einer Personenwagenfeder von 2100 mm Länge, acht Blätter (Querschnitt 120/16 mm), wurden aufgenommen bei folgenden Zuständen der Blattoberfläche:

1. rau und trocken,
2. gut gereinigt und trocken,

3. gut gereinigt und geschmiert,
4. geglättet und trocken,
5. geglättet und geschmiert.

Im Falle 1 war der Zustand der Blattoberfläche sehr schlecht. Unebenheiten, Rost, Fremdkörper usw. waren vorhanden. Im Falle 2 und 3 waren sie durch Abbürsten mit einer weichen Stahlbürste und mittels eines Schabers sorgfältig gereinigt. Im Falle 4 und 5 waren Unebenheiten

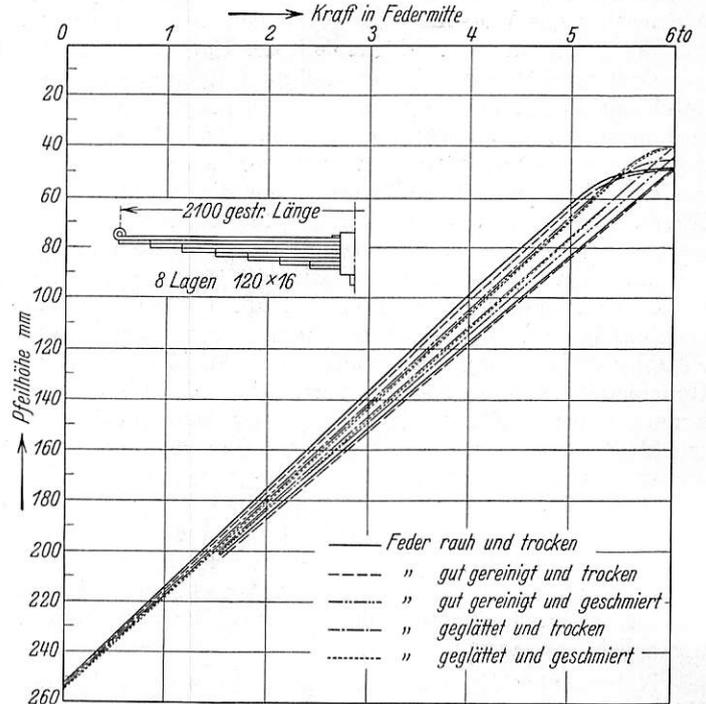


Abb. 6. Kennlinie einer Personenwagen-Blattfeder, Blattoberflächen in fünf verschiedenen Zuständen.

durch Bearbeiten mit einer rotierenden mit Filz belegten Holzscheibe, um die ein Streifen Schmirgelleinwand gelegt war, soweit beseitigt, daß man den Zustand als vollkommen glatt nahezu wie geschliffen ansehen konnte. In bezug auf Vorsprengung der einzelnen Blätter entsprach die Feder den zu stellenden Anforderungen. Abb. 6 zeigt die Kennlinien. Zur besseren Übersicht sind die Werte, aus denen die Versuchsergebnisse zu ersehen sind, in Zahlentafel 1 zusammengestellt.

Aus Spalte 9 kann man deutlich ersehen, daß der Zustand der Blattoberfläche einen erheblichen Einfluß auf die Reibungskräfte hat. Ein Vergleich der Fälle 1, 2 und 4 zeigt, daß

Zahlentafel 1.

Statische Untersuchung einer Personenwagenblattfeder in fünf verschiedenen Zuständen der Blattoberfläche.

Länge der Feder = 2100 mm, Blattzahl = 8, Blattquerschnitt = 120/16 mm.

Lfd. Nr.	Zustand der Blattoberflächen	Durchbiegung bei $P = 4000$ kg							Reibungskraft R
		berechnet nach		gemessen			$\frac{f + f'}{2}$		
		Dreieckformel $f_1^{1)}$	neuer Formel f_2	größte f	kleinste f'	$f - f'$			
1	2	3	4	5	6	7	8	9	
1	Rauh und trocken	165	142	23	154,5	135,5	19	145	250
2	Gut gereinigt und trocken . .	165	142	23	154,0	136	18	145	237,5
3	Gut gereinigt und geschmiert	165	142	23	149	141	8	145	110
4	Geglättet und trocken	165	142	23	149	141	8	145	100
5	Geglättet und geschmiert . .	165	142	23	148	142	6	145	72,5

1) Wegen der Bezeichnungen siehe Abb. 1.

ein bloßes Reinigen eine verhältnismäßig kleine, ein Glätten dagegen eine erhebliche Verringerung der Reibung herbeiführt. Die Schmierung setzt bei einer gut gereinigten, aber nicht bearbeiteten Oberfläche, wie Fall 2 und 3 zeigen, die Reibung erheblich herab. Bei glatten Oberflächen (Fall 4 und 5) hat die Schmierung keine allzu große Bedeutung mehr. Besonders wichtig ist es, daß der Unterschied zwischen Fall 3 und 4 sehr gering ist. Man darf die Versuchsergebnisse dahin zusammenfassen, daß man besonderen Wert auf saubere glatte Blattoberflächen legen muß. Ist diese vorhanden, so bringt die Schmierung einen weiteren Vorteil, der aber nicht mehr allzu erheblich ist. Es wird also dann genügen, die Blattoberflächen gelegentlich mit einem geeigneten Stoff einzufetten.

Aus Spalte 7 kann man ersehen, wie groß der Unterschied der Pfeilhöhe der Feder infolge der Reibungskräfte sein kann. Auch hieraus ist deutlich zu erkennen, wie wichtig es ist, daß sie keinen zu hohen Wert erhalten. Ein Vergleich der Spalten 2, 3 und 8 zeigt, wie gut das Ergebnis der Rechnung nach der neuen Formel im Gegensatz zu demjenigen nach der Dreieckformel mit der wirklichen Durchbiegung übereinstimmt.

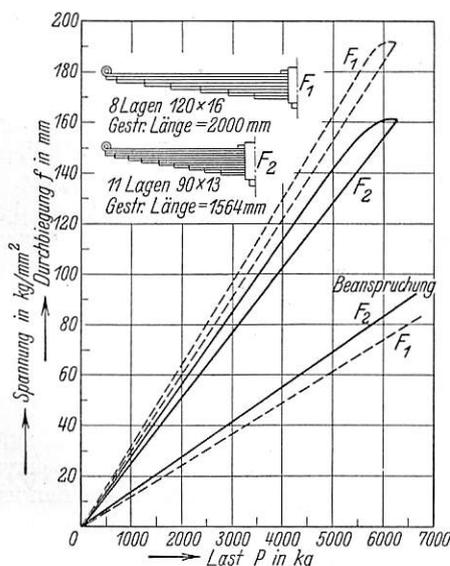


Abb. 7. Vergleich zweier Blattfedern für gleichen Verwendungszweck mit verschiedenen Blattquerschnitten.

Die Zahlentafel 2 zeigt deutlich die große Überlegenheit der Feder F_1 mit großem gegenüber der Feder F_2 mit kleinem Querschnitt.

Obwohl die Beanspruchung der Feder F_1 wesentlich kleiner ist als diejenige von F_2 , ist sie bedeutend weicher. Ihre Blattriebung ist wesentlich geringer. Man erreicht mit dieser Feder demnach bei größerer Haltbarkeit einen besseren Lauf. Die Federn sind ausgeführt worden. Versuchsfahrten haben die Erwartungen in vollem Maße erfüllt. Der Zustand

der Blattoberflächen und die Vorsprengung der einzelnen Blätter gegeneinander waren völlig gleichartig. Das Beispiel zeigt auch treffend, daß die Blattriebung vorwiegend von der Blattzahl abhängt. Die aufeinanderliegenden Flächen sind bei der Feder F_1 mit geringerem Reibungswiderstand wesentlich größer als bei der anderen.

Abb. 8 zeigt, welchen Einfluß die Abweichung von der Dreieckform haben kann. Untersucht wurden je eine Blattfeder mit sieben und acht Blättern von 2050 mm Länge und einem Blattquerschnitt von 120×16 mm. Die siebenlagige Feder F_1 war aus einer sechslagigen dadurch entstanden, daß man dieser zu den üblichen zwei Blättern größter Länge ein drittes hinzugefügt hatte. Hierdurch wurde, wie man aus den Kennlinien ohne weiteres ersehen kann, die Weichheit so erheblich verringert, daß sie härter wurde als die achtlagige Feder F_2 . Die erhöhte Abweichung von der Dreieckform bringt also eine ganz erhebliche Verringerung der Federung. Die geprüfte siebenlagige Feder hat außerdem wegen rauherer Blattoberfläche eine wesentlich größere Reibung als die achtlagige, so daß es nicht überraschte, daß der Wagen, als die letztere eingebaut war, weicher lief als mit der ersteren. Die

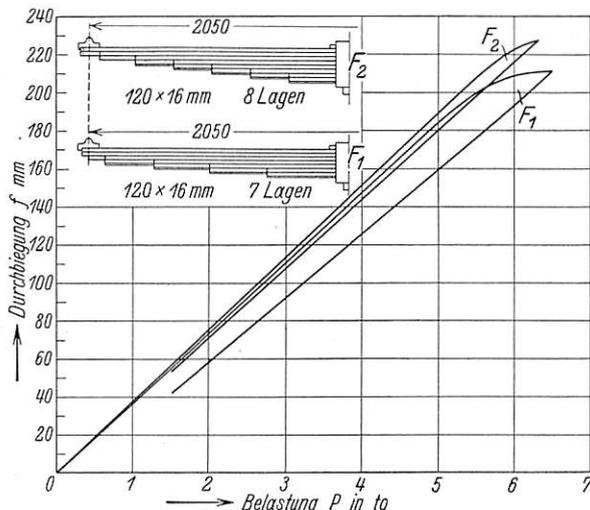


Abb. 8. Einfluß der Abweichung der Blattfeder von der Dreieckform auf die Federung.

Angabe der Blattzahl allein genügt also nicht für eine Beurteilung der zu erwartenden Laufeigenschaften.

Abb. 9 zeigt die Kennlinie eines Schraubenfedersatzes für ein amerikanisches Drehgestell. Man sieht, daß die Be- und Entlastungslinien nahezu gleichen Verlauf haben. Die eingeschlossene Fläche ist fast gleich Null. Soweit sie überhaupt vorhanden ist, dürfte sie auf Reibung in der Auflagerung, bei der ja wie erwähnt, ein Drehen der Feder auftreten kann, zurückzuführen sein. Auch hier zeigte sich deutlich, daß eine geschwindigkeitsproportionale Dämpfung bei Federn für Eisenbahnwagen nicht festzustellen ist.

Zahlentafel 2.

Vergleich zweier Blattfedern mit verschiedenen Blattquerschnitten für den gleichen Verwendungszweck.

F e d e r				Durchbiegung bei $P = 5500$ kg					Reibungs- kraft R	Beanspruchung σ bei $P = 5500$ kg kg/mm ²
Länge mm	Blatt- querschnitt mm \times mm	Blatt- zahl	Aufeinanderliegende Blattoberfläche cm ²	errechnet nach neuer Formel mm	gemessen größte f_1	gemessen kleinste f_2	$f_1 - f_2$			
F_1	2000	120×16	8	10000	173	179	168	11	170	67,5
F_2	1560	90×13	11	8130	148	155,5	140,5	15	270	76,5

Die statischen Untersuchungen werden durch eingehende Untersuchung der Schwingungseigenschaften auf einer Schwingmaschine ergänzt. Besonders wichtig ist natürlich die Kenntnis der wirklichen Schwingungen beim laufenden Fahrzeug. Dadurch, daß reine freie Schwingungen beim Lauf kaum auftreten, ist es nicht möglich, die Schwingungseigenschaften der Federn durch Fahrversuche restlos zu erfassen. Die Erforschung aus den beim Aufzeichnungen der Federbewegungen würde bei einer außerordent-

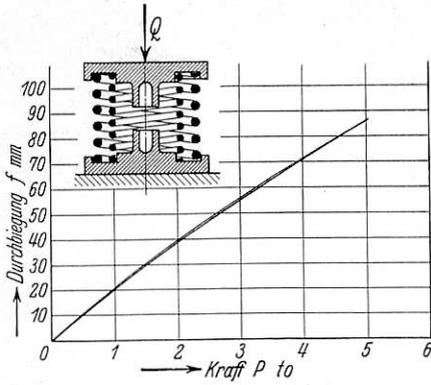


Abb. 9.

Kennlinie einer Doppelschraubenfeder für amerikanische Drehgestelle. (Äußere Feder = 34 mm \varnothing , innere Feder = 23,5 mm \varnothing .)

Aufzeichnungen der Federbewegungen würde bei einer außerordent-

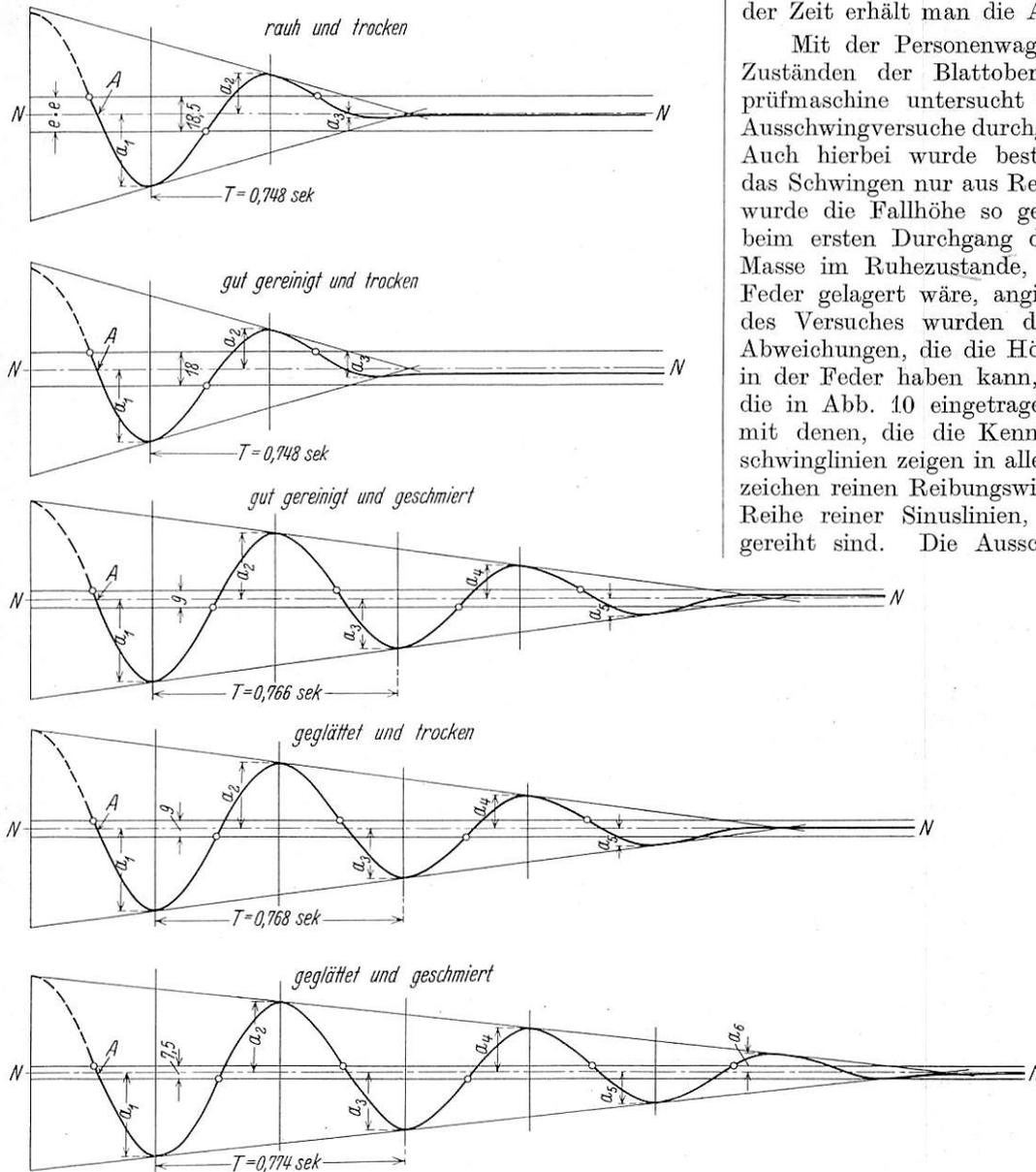


Abb. 10.

Ausschwingversuch mit einer Blatfeder in fünf verschiedenen Zuständen der Blattoberfläche.

lich umständlichen Auswertung immer nur ein kleines Teilgebiet des Laufes, in dem Zufälle verschiedenster Art eine

Rolle spielen können, erfassen. Die die Federung erzeugenden Kräfte wären kaum zu ermitteln. So wertvoll die Ergebnisse, wie später noch gezeigt werden soll, für gewisse Zwecke sind, so müssen sie doch durch Untersuchungen auf einer Feder-schwingmaschine ergänzt werden. Diese ermöglichen die Aufzeichnung reiner freier Schwingungen bei genau bekannten Bedingungen und Kräften ohne Beeinflussung durch ungewollte oder unübersehbare Erscheinungen. Die auf der Prüfmaschine erkannten Eigenschaften der Federn sind, wie bei zahlreichen Versuchsfahrten festgestellt worden ist, auch für den Verlauf der Koppelschwingungen beim Lauf des Fahrzeuges entscheidend.

Der wichtigste Versuch ist der Ausschwingversuch. Die Feder wird auf einer festen Unterlage abgestützt und mit einem Gewicht von der Größe des auf sie entfallenden Anteils der Fahrzeuglast belastet. Durch Anheben des Belastungsgewichts wird die Feder bis zu einer bestimmten Höhe entlastet. Durch plötzliche Beseitigung der Unterstüzung gerät das Gewicht mit der Feder in Schwingen, das allmählich ausklingt. Durch Aufzeichnen der Schwingungen in Abhängigkeit von der Zeit erhält man die Ausschwinglinie.

Mit der Personenwagenfeder, die in fünf verschiedenen Zuständen der Blattoberfläche auf der statischen Federprüfmaschine untersucht worden ist (Abb. 6), wurden auch Ausschwingversuche durchgeführt. Das Ergebnis zeigt Abb. 10. Auch hierbei wurde bestätigt, daß der Widerstand gegen das Schwingen nur aus Reibung besteht. In allen fünf Fällen wurde die Fallhöhe so gewählt, daß die kinetische Energie beim ersten Durchgang durch die Linie, die die Lage der Masse im Ruhezustande, wenn sie auf einer reibungsfreien Feder gelagert wäre, angibt, gleich groß war. Vor Beginn des Versuches wurden durch einen Belastungsversuch die Abweichungen, die die Höhenlage der Masse infolge Reibung in der Feder haben kann, ermittelt. Die erhaltenen Werte, die in Abb. 10 eingetragen sind (2e), stimmen gut überein mit denen, die die Kennlinie (Abb. 6) ergeben. Die Ausschwinglinien zeigen in allen fünf Fällen fast genau die Kennzeichen reinen Reibungswiderstandes. Sie bestehen aus einer Reihe reiner Sinuslinien, die an den Scheiteln aneinander gereiht sind. Die Ausschläge werden schnell kleiner und klingen nach kurzer Zeit ab. Die Schwingungsdauer ist in allen Fällen nahezu genau gleich groß. Der Unterschied in der Größe der aufeinanderfolgenden Amplituden ist bei jeder Ausschwinglinie gleich. Die Verbindung der Scheitelpunkte ist eine Gerade. Beim Aufhören der Schwingung ist die Höhenlage der belastenden Masse nicht genau die gleiche wie vor Beginn der Versuche. Obwohl alle Kennzeichen den Beweis dafür liefern, daß der Widerstand gegen das Schwingen nur aus Reibungskräften besteht, so zeigt sich in den Fällen, bei denen die Reibung groß ist, bei der letzten Schwingung noch eine Umkehr der Bewegungsrichtung innerhalb des Reibungsgebietes. Dies dürfte auf die gleiche Ursache zurückzuführen sein, die die Abrundungen der Kennlinie in Abb. 5 hervorgerufen hat. Da die einzelnen Blätter nacheinander zur Ruhe kommen, werden die Reibungskräfte kurz vor Beendigung der Bewegung kleiner.

Die Versuchsergebnisse sind in Zahlentafel 3 zusammengestellt.

Zahlentafel 3.

Untersuchung einer Blattfeder mit fünf verschiedenen Zuständen der Blattoberfläche.

Lfd. Nr.	Zustand der Feder	Verschiebung der Nulllinie e mm	Fallhöhe mm	Kinetische Energie in A cmkg	Amplituden bei						Δa mm	$T^1)$ Sek.	$T_1^2)$ Sek.
					a_1	a_2	a_3	a_4	a_5	a_6			
1	Rau und trocken	9,25	45,0	~ 3378	39,0	20,5	—	—	—	—	18,5	0,748	1,09
2	Gut gereinigt und trocken . .	9,0	45,0	~ 3378	39,5	21,5	—	—	—	—	18,0	0,748	1,09
3	Gut gereinigt und geschmiert	4,5	49,0	~ 3378	44,5	35,5	26,5	17,5	9,5	—	9,0	0,766	2,23
4	Geglättet und trocken	4,5	49,0	~ 3378	44,5	35,5	26,5	17,5	9,5	—	9,0	0,768	2,23
5	Geglättet und geschmiert . .	3,75	49,5	~ 3378	46,0	38,5	31,0	23,5	16,5	10,0	7,5	0,774	2,77

1) T = Schwingungsdauer. — 2) T_1 = Ausschwingzeit bis zur Ruhelage.

Auch bei bestem Oberflächenzustand und guter Schmierung kommt die Masse bereits nach etwa 3,5 Schwingungen zur Ruhe. Also auch in diesem Falle äußert sich die Blattrreibung noch ausreichend auf die Beruhigung der eingeleiteten Schwingungen. Die Schwingungsdauer beträgt 0,774 Sek. Die Zeit, nach welcher die Schwingung beendet ist, beträgt 2,77 Sek. Resonanzerscheinungen würden also gemäß Abb. 4 bei einer

zeigt sich, daß der Widerstand nur in einer Reibungskraft, die allerdings nicht sehr groß ist, besteht. Die Schwingungen sind aus reinen Sinuslinien zusammengesetzt. Die Scheitelverbindung ist eine Gerade. Eine geschwindigkeitsproportionale Dämpfung ist auch bei dieser Feder nicht festzustellen. Die Schwingungsdauer beträgt 0,51 Sek., die Dauer bis zum Aufhören des Schwingens 14 Sek. Resonanzerscheinungen

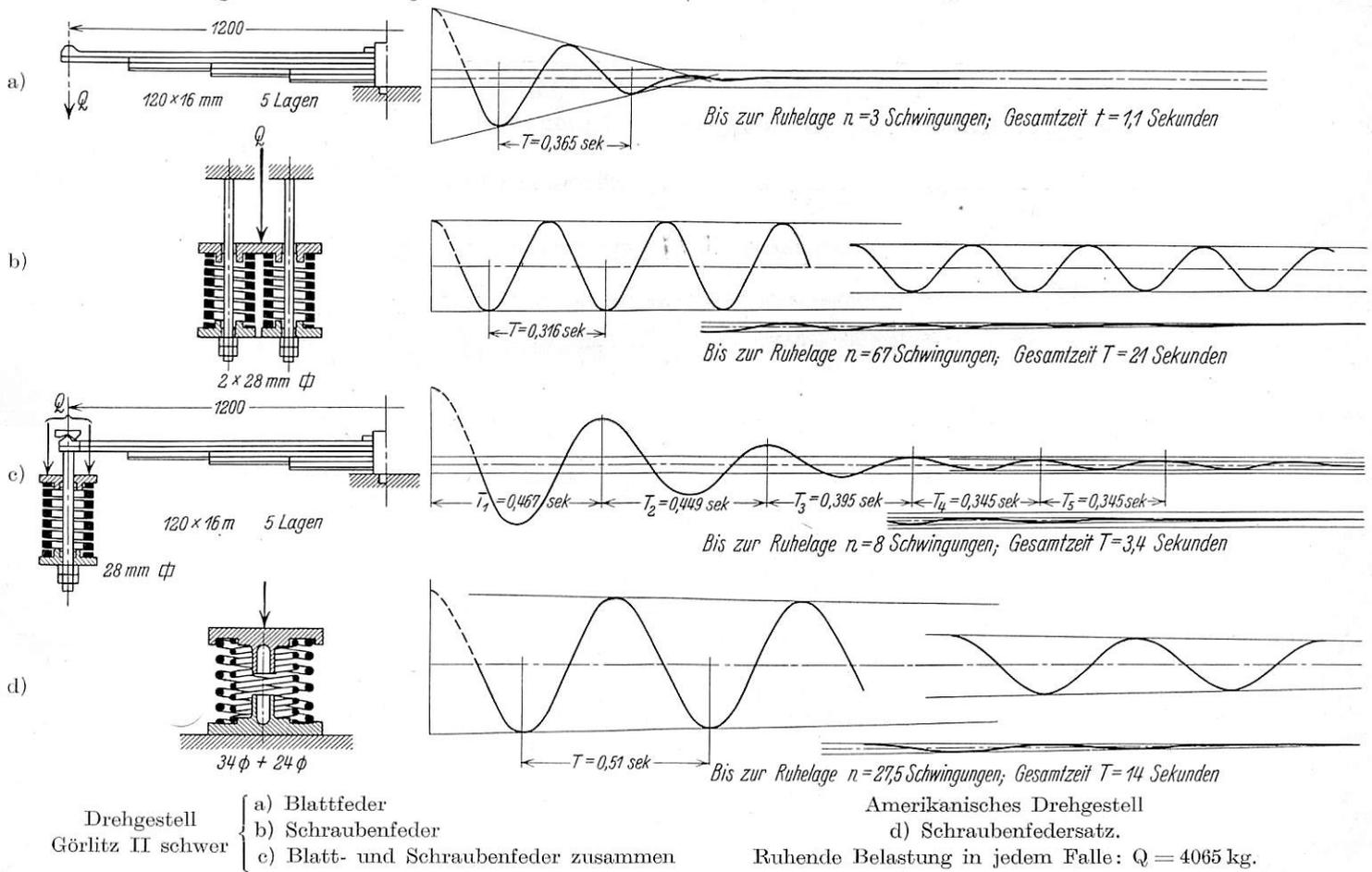


Abb. 11. Ausschwingversuch mit Achslagerfedern von Drehgestellen.

Fahrgeschwindigkeit von ~70 km/h eintreten, werden sich aber infolge der immer noch in genügendem Maße vorhandenen Bremskräfte nicht allzu stark bemerkbar machen.

In Abb. 11 d ist die Ausschwinglinie eines beim amerikanischen Drehgestell verwendeten Schraubenfederersatzes dargestellt. Hier zeigt sich deutlich, daß in der Feder selbst Reibung nicht vorhanden ist. Die Ausschläge werden nur sehr allmählich kleiner. Die Masse kommt erst nach 27,5 Schwingungen zur Ruhe. Auch bei dieser Schraubenfeder

würden nach Abb. 4 bei einer Geschwindigkeit von ungefähr 106 km/h auftreten, aber auch bei Geschwindigkeiten von 53 und 35 km/h werden sie sich deutlich bemerkbar machen, da hier die Stoßfolge ein zwei- bzw. dreifaches der Schwingungsdauer ist und bei Auftreten des nächsten Stoßes noch große Ausschläge vom vorhergehenden vorhanden sind.

Der Einfluß einer Blattfeder auf die Schwingungen von Schraubenfedern, wenn sie hintereinander wirken, wurden durch einen Ausschwingversuch mit einem Achslagerfederersatz

des Drehgestells „Görlitz 2 schwer“ untersucht. In Abb. 11 a, b und c sind die Ausschwinglinien der Blattfeder und der Schraubenfedern einzeln und die des zusammengebauten Satzes dargestellt. Die Schraubenfedern allein kommen erst in 21 Sek. nach 67 Schwingungen zur Ruhe, würden also zweifellos bei verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten unangenehme Bewegungen hervorrufen. Der zusammengebaute Satz (Abb. 11 c) führt bei gleicher Erregung nur acht Schwingungen in 3,4 Sek. aus. Man sieht hieraus deutlich den günstigen Einfluß der Blattfeder auf die Schwingungen der Schraubenfedern. Die Ausschläge werden so schnell kleiner, daß unangenehme Resonanzerscheinungen mit Sicherheit vermieden werden, obwohl in den Schraubenfedern selbst Reibungskräfte nicht wirken, sie also auch auf sehr kleine Kräfte ansprechen. Die Schwingungsdauer des Satzes ist annähernd die gleiche wie die der Schraubenfeder für amerikanische Drehgestelle, über deren in Abb. 11 d dargestellte Ausschwinglinie bereits berichtet worden ist. Die Weichheit der Achslagerfederung ist also in beiden Fällen nahezu gleich. Unangenehme lange anhaltende Schwingungen mit großen Ausschlägen können aber bei der Doppelfederung im Gegensatz zum reinen Schraubenfedersatz nicht auftreten.

günstige Einfluß der Blattfeder auf die Schraubenfedern deutlich zu erkennen. Wie aus Abb. 3, Taf. 14 zu ersehen ist, bleiben die Höchstausschläge in durchaus erträglichen Grenzen. Die Bewegungen bei der Schraubenfeder wurden so heftig, daß der kritische Geschwindigkeitsbereich schnell verlassen werden mußte, da die Gefahr einer Beschädigung der Maschine bestand. Die dargestellten Linien zeigen deshalb noch nicht die möglichen Höchstausschläge, die bei der reinen Schraubenfederung auftreten können.

Fahrversuche.

Die Aufzeichnungen der Federung während der Fahrt sollen vor allem einwandfreie Unterlagen für Berechnung und Entwurf von Federn schaffen. Sie ermöglichen aber auch eine Beurteilung des Einflusses der Bauart auf die Güte des Laufes.

Da die statischen und dynamischen Federungen während der Fahrt bisher nicht bekannt waren, war man bei Berechnung der Bruch- und Schwingungsfestigkeit der Federn auf Vermutungen und Schätzungen angewiesen. Die Ansichten über diese Werte gingen weit auseinander. Insbesondere lagen über dynamische Schwingungen während der Fahrt und

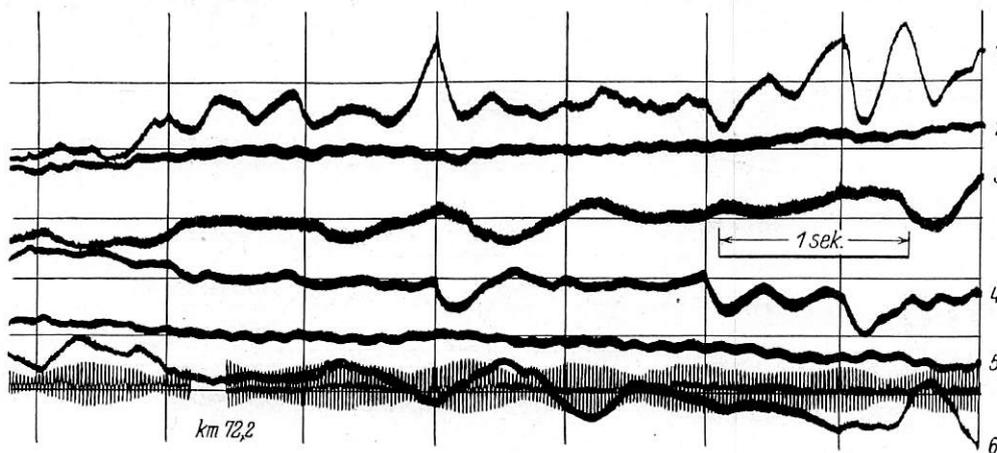


Abb. 12. Einlauf eines zweiachsigen Lenkachswagens in einen Gleisbogen.

Um den Einfluß der Schienenstöße auf die Federung beim Lauf zu untersuchen, werden Schwingversuche mit taktmäßiger Erregung durchgeführt. Die mit einem der Betriebslast entsprechenden Gewicht belastete Feder wird durch eine Rolle auf ein Erregerrad abgestützt. Auf letzterem befindet sich eine Schiene mit einer Stoßlücke. Die Schienenenden sind elastisch gelagert, so daß beim Drehen des Erregerrades gleiche Wirkung auf die Stützrolle ausgeübt wird wie beim Lauf der Räder über Schienenverbindungen. Die Elastizität der Schienenenden ist verstellbar. Durch Veränderung der Drehzahl kann man beliebige Stoßfolgezeiten bis zu einem Werte, der 225 km/h bei einer Schienenlänge von 15 m entspricht, erzeugen. In Abb. 1, 2 und 3, Taf. 14 sind die Ergebnisse eines solchen Versuches mit denselben Federn eines Görlitzer Drehgestells, mit denen der Ausschwingversuch (Abb. 11 a, b und c) durchgeführt worden ist, dargestellt. Die Geschwindigkeit wurde allmählich bis zu 150 km/h (Schienenlänge zu 15 m angenommen) gesteigert. Die mittleren Linien stellen in jedem der drei Fälle die größten aufgezeichneten Ausschläge dar. Man sieht deutlich, daß für die reine Schraubenfederung zwei Gebiete mit Resonanzerscheinungen vorhanden sind, während solche bei der Blattfeder nicht hervortreten. Die Höchstausschläge hierbei sind nur unwesentlich größer als diejenigen bei anderen Geschwindigkeiten. Bei niedrigen Geschwindigkeiten kommt die Masse auf der Blattfeder zwischen zwei Erregungen vollständig zur Ruhe, bei den Schraubenfedern nicht. Auch bei diesem Versuch ist der

somit über die einwandfreie Berücksichtigung der Schwingungsfestigkeit überhaupt keine Erfahrung vor. Aus diesem Grunde wird besonderer Wert darauf gelegt, diese Fragen zu klären.

Die Kenntnis der größten während der Fahrt auftretenden Federung, also der dynamischen und der zusätzlichen statischen zusammen, ist ferner notwendig, um festzustellen, welcher Anteil des durch den zulässigen höchsten und tiefsten Stand des Wagenkastens festgelegten Maßes für die Federung beim Fahren frei zu lassen ist. Hieraus ergibt sich dann die Federung, die man für die ruhende Last zulassen darf.

Aus der statischen Federung beim Fahren durch Gleisbögen kann man das Schiefstellen des Wagenkastens als Folge der Gleisüberhöhung und der Zentrifugalwirkungen ermitteln. Resonanzerscheinungen und Einflüsse des Oberbauzustandes lassen sich feststellen.

Die Federungen werden mittels Meßbrücken durch Oszillographen aufgezeichnet. Bisher wurden nur Versuche beim Lauf durch Gleisbögen durchgeführt. Hierfür wurde eine besonders geeignete Strecke, auf der zahlreiche Bögen mit kleinen Halbmessern darunter solche von 340 m und 360 m vorhanden sind, gewählt.

In Abb. 12 zeigen Linienzug 1 und 4 die statischen und dynamischen Bewegungen der Tragfedern eines zweiachsigen Lenkachswagens beim Einlauf in einen Gleisbogen von 340 m Halbmesser bei einer Geschwindigkeit von 75 km/h. Von den anderen Linienzügen zeigen 2 und 5 die Bewegung der Lenkachse in Wagenlängsachse und 3 und 6 diejenige quer

zum Wagenkasten. Die ferner noch sichtbaren gleichmäßigen Schwingungen sind als Zeitmarke von einer Stimmgabel mit einer Eigenschwingungszahl von 50 Hertz aufgezeichnet. Die Unterbrechungen dieser Schwingungen sind Streckenmarken, die einen Vergleich verschiedener Aufnahmen an der gleichen Stelle der Strecke ermöglichen. Die Geraden auf dem Bild geben die Lage der Federn und der Achse bei Stand des Wagens im geraden Gleis an. Die Bewegungen der Federn und der Achse beim Einlauf des Wagens aus der Geraden in den Gleisbogen sind deutlich zu erkennen. Linienzug 1 zeigt steigende und Linienzug 4 fallende Richtung, was bedeutet, daß eine Feder entlastet, die andere zusätzlich belastet wird. Der Wagenkasten neigt sich also nach der einen Seite. Entspräche die gefahrene Geschwindigkeit der Gleisüberhöhung, so müßten beide Federn durch die Zentrifugalwirkung mit gleicher Kraft zusätzlich belastet werden, d. h. beide Linienzüge müßten in gleicher Richtung verlaufen. Die Abweichungen der Linien von den entsprechenden Geraden geben die zusätzliche Federung der Federn gegenüber dem Zustand der Ruhe infolge der durch Schwerpunktsverschiebung und Zentrifugalwirkung hervorgerufenen Schräglage des Wagenkastens in Gleisbögen an. Für die statische Berechnung wird

Bei einer weiteren Versuchsreihe wurden verschiedene Federanordnungen an Drehgestellen der Bauart „Görlitz 3 schwer“ untersucht. Hierbei sollte vor allem das Arbeiten hintereinander geschalteter Federgruppen geprüft werden. Als Achslagerblattfedern wurde in allen Fällen eine fünflagige Feder von 1200 mm Länge und einem Blattquerschnitt 120×16 mm verwendet. Gewechselt wurden die Zusatzschraubenfedern und die Wiegenfedern und zwar: Zusatzschraubenfeder 24, 26, 28 und 30 mm Quadrat mit einem Außendurchmesser von 145 mm, Wiegenfeder sechs, sieben und acht Lagen, Länge 2000 mm, Blattquerschnitt 120×16 mm. Jede der Wiegenfedern wurde nacheinander mit den einzelnen Schraubenfedern untersucht. Um den Einfluß des Zustandes verschiedener Wagenkästen auszuschalten, wurden sämtliche Versuche mit dem gleichen Wagenkasten ausgeführt. Die der Federung entsprechenden Belastungskräfte wurden auf der statischen Federprüfmaschine festgestellt. Zur Ermittlung der Schwingungseigenschaften wurden auf der dynamischen Federprüfmaschine Ausschwinglinien aufgenommen.

Abb. 13 zeigt ein Oszillogramm, das beim Einlauf des Drehgestells in einen Gleisbogen von 340 m Halbmesser bei einer Geschwindigkeit von 70 km/h aufgenommen wurde.

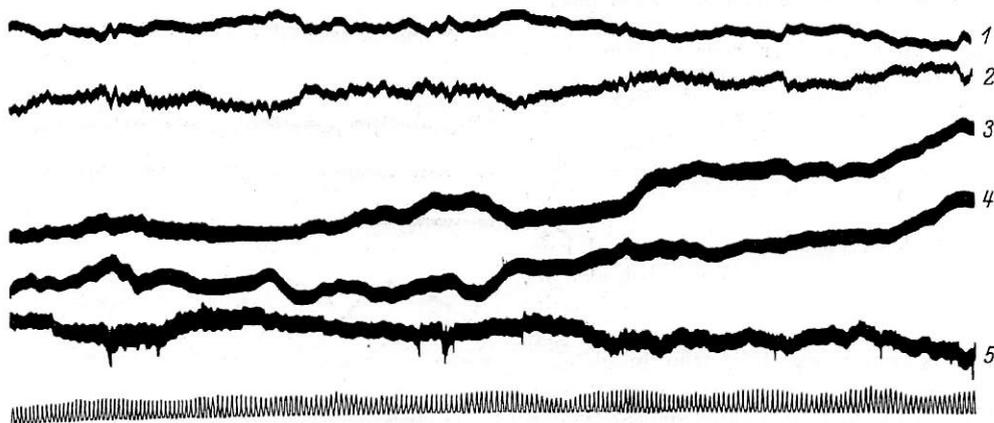


Abb. 13. Einlauf eines D-Zugwagens mit Drehgestellen „Görlitz III schwer“ in einen Gleisbogen.

- | | | |
|--------------------------------------|------------------------|-----------------------------------|
| 1 Achslagerblatt- und Schraubenfeder | 3 Wiegenfeder (rechts) | 5 Achslagerschraubenfeder (links) |
| 2 Achslagerschraubenfeder (rechts) | 4 Wiegenfeder (links) | |

nur der mittlere Verlauf der Linienzüge zugrunde gelegt, für die Schwingungsfestigkeit die Amplituden der Schwingungen. Aus der Federung kann man an Hand der auf der statischen Federprüfmaschine aufgenommenen Kennlinien die auftretenden Federkräfte ermitteln.

Die senkrechten Geraden in Abb. 12 zeigen die Schienenstöße an. Deutlich lassen sich einige schlechte Schienenstöße erkennen, während andere wiederum kaum in Erscheinung treten. Am Ende des Linienzuges 1 sieht man eine gut ausgeprägte sinusförmige Schwingung. Die Feder auf der anderen Seite derselben Achse (Linienzug 4) macht diese Bewegung nur während der ersten halben Schwingung mit, im weiteren Verlauf schwingt dann nur noch die eine Feder weiter. Eine Folge davon ist, daß der Wagen in Wanken und waagrechtes Schwingen gerät, was aus den Linienzügen 3 und 6 deutlich zu erkennen ist. Bei einer oberflächlichen Betrachtung der sinusförmigen Schwingungen gewinnt man den Eindruck, daß eine Eigenschwingung der Masse, erregt durch einen Schienenstoß, vorliegt. Die großemäßige Auswertung ergibt aber, daß die Schwingungszeit 0,37 Sek. betrug, während die Eigenschwingungsdauer bei ungefähr 0,6 Sek. liegt. Es muß sich also um eine vom Oberbau aufgezwungene Schwingung handeln. Eine Bestätigung dieser Annahme liegt darin, daß ähnliche Schwingungen desselben Wagens mit derselben Federung an anderen Stellen der Strecke mit anderer Schwingungsdauer auftraten.

Man sieht deutlich die zusätzlichen statischen Federungen als Folge der Schiefstellung des Wagenkastens und die erheblich kleineren dynamischen Schwingungen.

Die Ergebnisse haben gezeigt, daß die Unterschiede der Federungen der Federn mit den verschiedenen Abmessungen gering waren. Ein Vergleich von Achslagerblattfeder, Schrauben- und Wiegenfeder ergab im Durchschnitt Werte, die sich wie 1 : 1, 7 : 1,5 verhalten. Ein bemerkenswerter Unterschied der Federungen für die verschieden starken Wiegenfedern im Verhältnis ihrer Abmessungen in dem Sinne, daß z. B. die achtlagige Wiegenfeder im Verhältnis 7 : 8 weniger durchfedert als die siebenlagige, trat nicht ein. Die Federungsunterschiede sind an sich klein. Die einzelnen Werte streuen mehr oder weniger. Eine gesetzmäßige Vergrößerung durch halbe und volle Nutzlast war nicht festzustellen. Bei den Wiegenfedern wurden offenbar die Werte durch verschiedenen Zustand der Blattreibung, deren Größe bei Durchführung der Versuchsfahrten nicht bekannt war, stark beeinflusst. Eine nachträgliche genaue Untersuchung der Federn auf der Prüfmaschine bestätigt diese Annahme.

Die Mittelwerte der zusätzlichen statischen Federungen betragen in den Gleisbögen der Versuchsstrecke für die Achslagerblattfeder 4,8 mm, für die Wiegenfeder 36,3 mm und für die Schraubenfeder von 30 Quadrat 5,2 mm, 28 Quadrat 6,5 mm, 26 Quadrat 7,3 mm und 24 Quadrat 11,8 mm.

Aus den Kennlinien, die auf der statischen Federprüf-

maschine aufgenommen wurden, war zu ersehen, daß die bei den Versuchsfahrten verwendeten achtlagigen Wiegenfedern bedeutend geringere Blattreibung hatten als die sechs- und siebenlagigen. Während die achtlagige Wiegenfeder bei 4000 kg

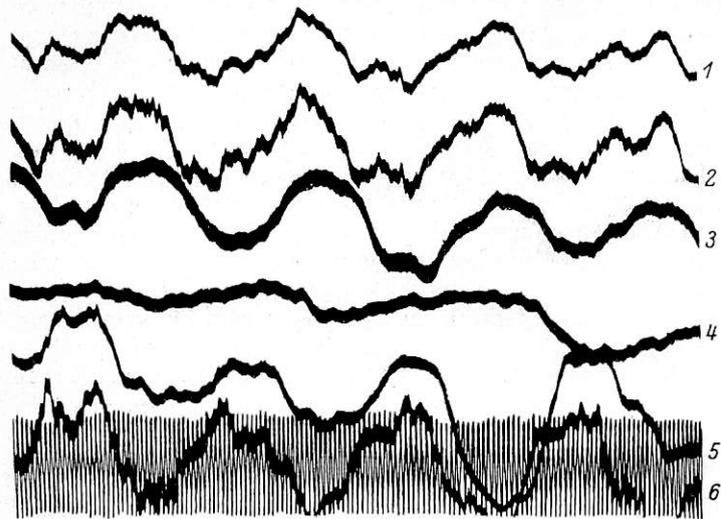


Abb. 14. Sinusförmige Schwingungen der Federn eines Drehgestells „Görlitz III schwer“.

- | | |
|--------------------------------------|-----------------------------------|
| 1 Achslagerblatt- und Schraubenfeder | 4 Wiegespiel |
| 2 Achslagerschraubenfeder (rechts) | 5 Wiegefeder (links) |
| 3 Wiegefeder (rechts) | 6 Achslagerschraubenfeder (links) |

Belastung Unterschiede in der Höhe zwischen Be- und Entlastungslinie von 5 mm hatte, waren die Werte bei gleicher Belastung bei der siebenlagigen Feder 10,5 mm und bei der sechslagigen 11,5 mm. Nachdem die sechs- und siebenlagige Blattfeder durch gute Reinigung und Einfetten in gleichen

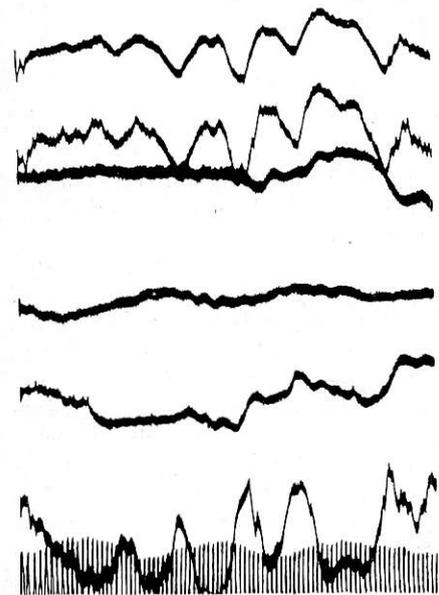


Abb. 15. Schwingungen der Federn eines Drehgestells „Görlitz III schwer“ mit höherer Frequenz als Eigenschwingung.

Zustand gebracht war, wie die achtlagige ergaben sich bei allen drei Federn annähernd gleiche Werte für die Reibung.

Aus den Kennlinien wurde nunmehr die größte Belastungskraft ermittelt, die sich aus der Belastung beim Überlegen des Wagenkastens in Gleisbögen ergibt. Für den beladenen Wagen ergab sich als Mehrbelastung infolge des Überlegens gegenüber der ruhenden Last für die Wiegenfedern im Mittel 23%, für die Achslagerblattfeder 8,4% und für die Schraubenfedern 8,8%.

Die Auswertung der Oszillogramme hat ergeben, daß es zur Eigenschwingung der Masse

bei den während der Versuchsfahrt eingehaltenen Geschwindigkeiten nicht gekommen ist. Die Eigenschwingungen wurden auf der dynamischen Federprüfmaschine im Ausschwingversuch ermittelt. Bei den Wiegenfedern zeigte sich hierbei, daß bei gleichem Fallweg die achtlagigen Federn mehr Schwingungen

bis zur Ruhelage ausführen als die sechs- und siebenlagigen, am wenigsten die letzteren. Durch dieses unterschiedliche Verhalten wurde ebenfalls der Einfluß der Reibung festgestellt.

Annähernd sinusförmige Schwingungen wurden nur auf einem kurzen Fahrabschnitt festgestellt. Eine Aufzeichnung dieser Erscheinungen zeigt Abb. 14. Diese Schwingungen erfolgten im Takt der Schienenstöße. Jeweils zeigten sich fünf ausgeprägte Schwingungen. Ihr Auftreten kann nur darauf zurückzuführen sein, daß auf diesem Abschnitt die Gleislage ungünstig war. Die Schienenenden werden derartig herabgebogen sein, daß das Gleis eine annähernd sinusförmige Lage hat. Es handelt sich also um ausgesprochene erzwungene Schwingungen. Die Federn machen bei der Fahrt über diesem Abschnitt eine sinusförmige Schwingung mit. An anderen Stellen sind Schwingungen mit höherer Frequenz als der Eigenschwingung und zwar 6 bis 12 Hertz, im Mittel 8 bis 9 Hertz aufgezeichnet worden. Die Ursachen dieser in Abb. 15 dargestellten Erscheinungen konnten nicht geklärt werden.

Aus den Aufzeichnungen sind nun sowohl für die im Schienentakt erfolgenden Schwingungen von 1,39 Hertz als auch für die schneller verlaufenden Schwingungen von etwa 8 bis 9 Hertz für jede Feder die größten Schwingungsaus-

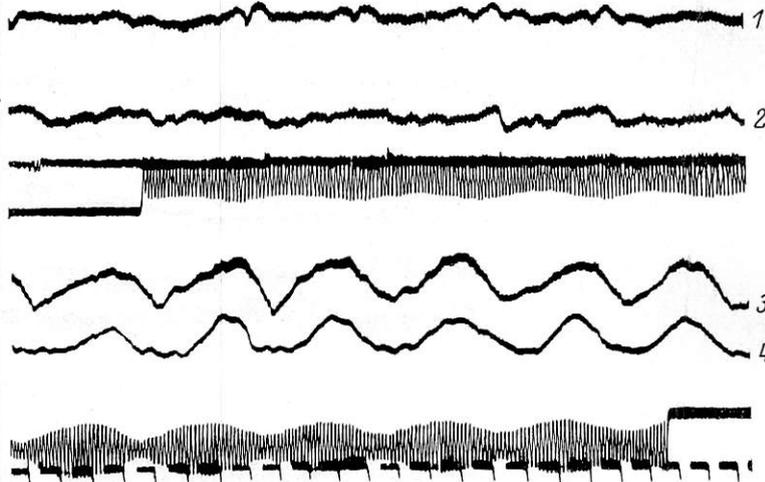


Abb. 16. Schwingungen der Achslagerfederung des Görlitzer und amerikanischen Drehgestells bei 70 km/h Geschwindigkeit auf 12 m langen Schienen.

- | |
|---------------------------------------------------------------|
| 1 Achslagerfedersatz des Görlitzer Drehgestells (rechts) |
| 2 Desgl. (links) |
| 3 Schraubenfedersatz des amerikanischen Drehgestells (rechts) |
| 4 Desgl. (links) |

schläge festgestellt. Für die langsamen Schwingungen von 1,39 Hertz ergeben sich folgende Mittelwerte:

Schraubenfedern	5,91 mm
Achslagerblattfedern	1,91 „
Wiegenfedern	7,16 „

Für die Schwingungen von 8 bis 9 Hertz:

Schraubenfedern	4,12 mm
Achslagerblattfedern	1,96 „
Wiegenfedern	3,03 „

Um festzustellen, wie weit die Mittelwerte der Ausschläge im Gebiet der größten Häufigkeit liegen, wurden sämtliche Ausschläge aufgezeichnet und die Mittelwertgerade eingezeichnet. Es hat sich ergeben, daß die Mittelwerte im Gebiet der größten Häufigkeit liegen und daß die Anzahl der Spitzenwerte so gering ist, daß sie vernachlässigt werden dürfen.

Der Unterschied des Laufes zwischen Drehgestellen mit einer Achslagerfederung bestehend aus reinen Schraubenfedern und einer solchen mit Doppelfedern ist aus Abb. 16 deutlich zu erkennen. Dargestellt sind Oszillogramme der Achslagerfederung eines Görlitzer Drehgestells (Linien 1 und 2)

und der Schraubenfedern eines amerikanischen Drehgestells (Linien 3 und 4) bei einer Fahrgeschwindigkeit von 70 km/h auf 12 m langen Schienen auf demselben Streckenabschnitt. Die Eigenschwingungsdauer der abgefederten Massen beträgt 0,6 Sek., die Folgezeit der Stoßerregung nach Abb. 4 = 0,61 Sek. Man sieht deutlich, daß bei 70 km/h die amerikanischen Drehgestelle Resonanzerscheinungen zeigten, die sich in unangenehmen großen senkrechten Schwingungen äußerten, während der Lauf auf Görlitzer Drehgestellen durchaus ruhig und angenehm blieb. Die aufgezeichneten Schwingungen der Schraubenfedern haben eine Dauer von 0,6 Sek., sind also tatsächlich Eigenschwingungen. Die Sinusschwingungen sind von unwesentlichen anderen Bewegungen überlagert, die wohl auf die Koppelung mit anderen Erregungen zurückzuführen sein werden. Bei anderen Geschwindigkeiten liefen beide Wagen gut. Dieses Beispiel bestätigt die Richtigkeit der Annahme, daß die Erregung der Schwingungen durch den Lauf des Rades über die Schienenstöße auch bei Drehgestellen alle anderen Erscheinungen weit überwiegt.

Versuche mit der Heizung der Personenwagen zur Feststellung ihres Wärmebedarfs und Wärmeverbrauchs.

Von Reichsbahnrat Dipl. Ing. Oswald Putze, Berlin.

Hierzu Tafel 15.

- A. Theoretische Untersuchung des Wärmebedarfs der Heizung.
- B. Wärmebedarf der Heizung.
- C. Wärmeverbrauch der Zugheizung aus den Verbrauchszahlen der Dampfheizung und Druckabfall in den Hauptdampfleitungen.
- D. Wirtschaftlichkeit der hauptsächlichsten Zugheizungsbauarten.
- E. Zusammenstellung der Versuchsergebnisse.

Unter dem Leistungsaufwand bei der Zugförderung nehmen die Kosten für das Heizen der Züge eine besondere Stelle ein. Zur Untersuchung der bei der Heizung auftretenden Fragen, insbesondere des Wärmeverbrauchs und der Wirtschaftlichkeit der verschiedenen Heizungsarten wurden bei der Deutschen Reichsbahn umfangreiche Versuche angestellt. Sie wurden in der Wagenversuchsabteilung Grunewald auf den Strecken Grunewald—Nürnberg—Grunewald, Leipzig—Magdeburg—Leipzig und München—Salzburg—München der Deutschen Reichsbahn mit Hilfe eines Wärmemeßwagens*), der elektrischen Meßwagen und stationärer Meßeinrichtungen durchgeführt.

Neben der Berechnung und versuchsmäßigen Ermittlung der Wärmeverluste durch Leitung, Strahlung und Verlust des Wärmeträgers selbst nehmen die Wärmeverluste der Personenwagen durch Konvektion (Luftwechsel) eine besondere Stellung ein.

In dem vorliegenden Aufsatz werden jedoch nur der Wärmebedarf und Wärmeverbrauch der Personenwagen und die sich daraus ergebende Wirtschaftlichkeit der in größerem Umfange bei der Deutschen Reichsbahn eingeführten Zugheizungsbauarten näher behandelt.

Unter Wärmebedarf wird die geringste zur Erreichung bzw. zur Aufrechterhaltung der Innentemperatur (+20° C) benötigte Wärmemenge verstanden, die für den Zeitpunkt des Anheizens und des Beharrungszustandes bei Stillstand und bei verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten dem Personenwagen zugeführt werden muß; der Wärmebedarf setzt sich einerseits aus der Wärmemenge zusammen, die den Luftinhalt, sowie die Inneneinrichtung auf eine bestimmte Temperatur bringt und andererseits aus den Wärmemengen, die zur

*) Siehe: „Behandlung der Personenwagen in der Wagenversuchsabteilung Grunewald der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft“. (Fachheft: Personenwagen I. Teil Organ für Fortschritte des Eisenbahnwesens 1932, Heft 2/3 und „Elektrische Meßwagen der Deutschen Reichsbahn“. (Zeitschrift: „Elektrische Bahnen“ Juni 1930.)

Schlußbetrachtung.

Die vorstehenden Ausführungen konnten nur einen kurzgefaßten Überblick über Teile des umfangreichsten Gebietes der Abfederung von Eisenbahnpersonenwagen geben. Sie zeigen, daß bereits wertvolle Aufschlüsse über die zweckmäßige Ausbildung der Federn geschaffen worden sind. Die eingeleiteten Versuche müssen jedoch weiter fortgesetzt werden. Sie werden sich auch auf von der bisherigen abweichenden Gestaltung, wie z. B. andere Blattquerschnitte der Blattfedern, erstrecken müssen. Die Fahrversuche sind für alle in Frage kommenden Streckenverhältnisse, Fahrgeschwindigkeiten, Belastungen und Bauarten durchzuführen. Aus den sich hierbei ergebenden Werten für die Federungen sollen dann entsprechend ihrer Häufigkeit einwandfreie bei Berechnung der Federn anzunehmende Werte für Beanspruchung und Federung ermittelt werden. Für die Beurteilung der zweckmäßigen Ausgestaltung der Federung sind Messungen des Stoßverlaufs erforderlich. Solche Versuche sind bereits eingeleitet worden. Sie lassen wertvolle Aufschlüsse erhoffen.

Deckung der Verluste nach außen aufgebracht werden müssen. Der Wärmeverbrauch ist die Wärmemenge, die zur Erreichung einer bestimmten Innentemperatur an die Heizung eines Zuges abgegeben werden muß. Der Wärmeverbrauch unterscheidet sich also von dem Wärmebedarf nur durch die beim Heizen der Züge mit Dampf zusätzlich auftretenden Verluste. Diese Verluste setzen sich hauptsächlich zusammen aus den Verlusten durch Kondensation in der Hauptdampfleitung, in den Heizkupplungen und am Schlußhahn des Zuges.

Die Einrichtung der verschiedenen Heizungsbauarten wird als bekannt vorausgesetzt. Der Wärmebedarf und Wärmeverbrauch der Heizung sind vorerst nur für die D-Zug- und vierachsigen Personenwagen bestimmt worden. Für die Durchführung aller Versuche bei Stand und Fahrt wurden immer dieselben Personenwagen verwendet.

Während es gelang, die hier nicht näher beschriebenen Wärmeverluste durch Leitung, Strahlung und den mit dem Wärmeträger verloren gehende Wärme einwandfrei zu bestimmen, sind zur Feststellung der Verluste durch Konvektion wegen der Neuartigkeit der Versuchsmethode, insbesondere bei den vierachsigen Personenwagen weitere Versuchsreihen nötig. Weiterhin war es nicht möglich, bei den Fahrgeschwindigkeiten von 75 und 100 km/h den Wärmebedarf der Personenwagen bei Beharrung versuchsmäßig zu ermitteln, da es bei der Deutschen Reichsbahn noch keine so ausgedehnten elektrischen Strecken gibt, um diese Geschwindigkeit auf längere Zeit (Eintritt der Beharrung) durchzuhalten.

A. Theoretische Untersuchung des Wärmebedarfs der Heizung.

Wird einem vollkommen wärmedicht abgeschlossenen Körper in der Zeiteinheit gleichbleibend eine Wärmemenge q_k zugeführt, so wird der Anstieg der Temperatur t in der Zeit z nach der Gleichung

$$q_k \cdot z = c \cdot G \cdot t$$

verlaufen und solange sich die spezifische Wärme c , nicht ändert, eine gerade Linie sein.

Bei dem wirklichen Anheizvorgang werden dauernd Wärmemengen an die Umgebung abgegeben, die sich in einer Temperaturerniedrigung auswirken. Um ihre Größe zu erfassen wird zuerst der reine Abkühlungsvorgang untersucht.

Ein Körper habe z. Z. $z=0$ eine höhere Temperatur t_{max} als seine Umgebung. Eine Wärmezufuhr soll nicht stattfinden.

Es ist die durch die Oberfläche mit der Wärmeübergangszahl α und der augenblicklichen Übertemperatur t abgeführte Wärme in der Zeit dz :

$$dQ = \alpha F t \cdot dz$$

und die hierdurch herbeigeführte Temperatursenkung beim Körpergewicht G und der spezifischen Wärme c

$$dQ = cGdt.$$

Aus diesen Gleichungen folgt

$$-dt = \left(\frac{1}{s}\right) \cdot t dz$$

$$\ln t = -\frac{1}{s} \cdot z + \ln c$$

$$t = c \cdot e^{-z/s}.$$

Der Wert s bedeutet darin den Ausdruck $\frac{c G}{F \alpha}$.

Zur Zeit $z=0$ hat t den Wert t_{max} . Somit wird der Wert für die Integrationskonstante $c = t_{max}$ und die Gleichung wird:

$$t = t_{max} \cdot e^{-z/s}.$$

Die Temperatur würde also über der Zeit nach einer einfachen Exponentialfunktion abnehmen. Eine diese Funktion darstellende Kurve hat unveränderliche Subtangente, die den Wert s darstellen.

Es steht somit eine Methode zur Verfügung, einen Abkühlungsvorgang daraufhin zu untersuchen, ob er sich nach dem Gesetz einer Exponentialfunktion vollzogen hat. Zahlreiche Untersuchungen derartiger aufgenommenen Abkühlungskurven haben ergeben, daß zum mindesten sehr gute, wenn nicht völlige Übereinstimmung mit diesem Gesetz zu finden ist, solange nicht durch übermäßige Strahlung oder durch Änderung der Außentemperatur Störungen dieser Gesetzmäßigkeit eintreten.

Die Erwärmungsgleichung eines Körpers, der gleichzeitig durch innere Wärmequellen aufgeheizt wird und andererseits infolge Wärmedurchlässigkeit an seine Umgebung eine bestimmte Höhe seiner Temperatur durch Wärmeabgabe verliert, ergibt sich, wenn von der Temperaturlinie (konstante Wärmezufuhr pro Stunde) die Temperaturkurve der Abkühlung abgezogen wird.

Der Zustand folgt der Gleichung $cG dt = [\alpha_1 F_1 (t_{max} - t) - \alpha_2 F_2 t] dz$, woraus wenn $\alpha_1 F_1 (t_{max} - t) = q_e$ der in der Zeiteinheit zugeführten unveränderlichen Wärmemenge ist, folgt: $t_{\ddot{u}} = t_{max} (1 - e^{-z/s})$. Diese Anheizkurve, sowie die Abkühlungskurve $t_z = t_{max} e^{-z/s}$, für welche die Größen t_{max} und s

die gleichen Werte haben ist in Abb. 1 dargestellt. Der Wert $\frac{q_k}{\alpha \cdot F}$

gibt die Temperatur t_{max} an, welcher der Körper zustrebt, wenn die Heizung unendlich lange fortgesetzt wird. Es gibt dann die Gleichung:

$$q_v = \alpha \cdot F \cdot t_{max} = q_k.$$

Sämtliche zugeführte stündliche Wärmemenge q_k wird dann nur noch zur Deckung der Verluste nach außen verwendet.

Der Klammerausdruck $(1 - e^{-z/s})$ gibt an, welchen Bruchteil von t_{max} der Wert zur Zeit z erreicht hat. Er ist eine Funktion, der dimensionslosen Kenngröße z/s . Wird z in Stunden ausgedrückt, so muß auch die Subtangente s (Zeitkonstante) diese Dimension haben. Je kleiner sie ist, um so größer sind die Verluste, um so schneller erreicht die Kurve ihren Maximalwert. Somit ist sie ein Maß dafür, in welcher Zeit der Wert

$$t_z = t_{max} = \frac{q_k}{c \cdot G}$$

erreicht werden wird, solange s sich nicht ändert. Die aufgetragenen Temperaturen (s. Abb. 1) sind eine Folge der zugeführten Wärmemengen und sind ihnen direkt proportional.

Wird also in demselben Maßstabe wie Temperaturen die Wärmemenge q_k , q_e und q_v in WE/h über der Zeit aufgetragen, so ändert sich im Verlauf der Kurven nichts, jedoch ergibt sich der Vorteil, daß das Produkt aus den Ordinaten und Abszissenabschnitten gebildet werden kann.

$$\int q \cdot dz = Q$$

Q_k teilt sich in die Wärmemenge Q_e , die zur Temperaturerhöhung beiträgt und Q_v , die zur Deckung der Verluste dient.

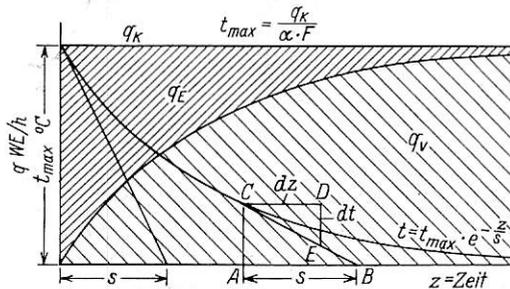


Abb. 1.

Es ist zu erkennen, daß z. B. für $z=1$ die Wärmemengen/h, die zur Aufwärmung des Körpers verbraucht werden, groß sind gegenüber den Wärmemengen, die als Verlust abgewandert sind. Mit zunehmender Zeit wird dieses Verhältnis immer kleiner werden bis für $z = \infty$, $q_e = 0$ wird und $\frac{q_e}{q_v} = \frac{0}{q_v} = 0$ beträgt. In diesem Fall tritt keine Temperaturerhöhung mehr ein. $q_k = q_v$ wird voll und ganz nur noch zur Deckung der Verluste verwendet.

Die aufgestellten Formeln für den Anheizvorgang eines homogenen Körpers gelten auch für einen vollkommen dicht angenommenen Personenwagen.

Eine Reihe von Anheizkurven wurde errechnet und die einzelnen Größen in verschiedener Abhängigkeit voneinander in Abb. 2 graphisch aufgetragen.

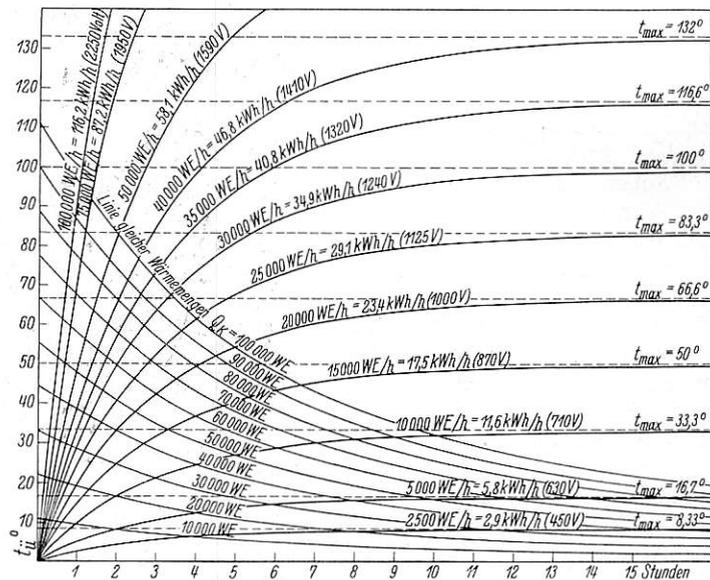


Abb. 2. Errechnete Anheizkurven für einen Personenwagen.

Sie sollen die Formel $t_{\ddot{u}} = \frac{q_k}{k \cdot F} (1 - e^{-z/s})$ erläutern und die Auswirkung einer Veränderung der einzelnen Größe zeigen.

Die Verluste $(k \cdot F)$ in Wärmeeinheiten pro Grad Celsius und Stunde = 300, sowie die Subtangente $s = \frac{c \cdot G}{k \cdot F} = 3$ sind

für alle Werte als konstant angenommen worden. Berechnet wurden die Übertemperaturen für die einzelnen Stunden und zwar für verschiedene zugeführte Wärmemengen $Q = q \cdot z$, die nötig waren, um die Temperatur unter den gemachten Voraussetzungen zu erreichen.

Die errechneten Übertemperaturen sind über der Zeit aufgetragen. Dieselben Kurven sind bei den durchgeführten Versuchen praktisch erreicht worden.

Werden die Temperaturen, zu deren Erreichung dieselben Wärmemengen erforderlich waren, miteinander verbunden, so ergeben sich Kurven gleicher Wärmemengen. Auf der $t_{\bar{u}}$ -Achse beginnen sie mit einem festen Wert. Für $z = 0$ können keine Verluste auftreten, es verbleibt also die gesamte Fläche Q zur Temperaturerhöhung. Da $s = (cG)/(kF)$ ist, wird für $cG = s(kF) = 3 \cdot 300 = 900$. Wird für 1°C Temperaturerhöhung $c \cdot G = 900$ Wärmeeinheiten gebraucht, so wäre beispielsweise für $Q = 90000$ WE die erreichbare Temperatur und somit der Schnittpunkt der Kurve mit der Temperaturachse bei $t_{\bar{u}} = \frac{90000}{900} = 100^\circ\text{C}$. Mit größer werdender Zeit nähern sich die Kurven sämtlich dem Wert $t_e = 0$. Wird eine, wenn auch noch so große Gesamtwärmemenge Q in unendlich langer Zeit dem Wagen zugeführt, so werden sie voll und ganz nach außen hin verloren gehen, eine Wärmespeicherung bzw. eine Temperaturerhöhung kann nicht stattfinden, somit bleibt $t_e = 0$.

Die Asymptoten der Temperaturkurven (die maximal erreichbaren Temperaturen haben gleichen Abstand von einander, sofern die stündlichen Wärmemengen q_k gleichmäßig gestuft sind. q_k und t_{max} stehen also in linearer Beziehung; mit doppelten Wärmeeinheiten kann beispielsweise die doppelte Temperaturhöhe erreicht werden.

B. Wärmebedarf der Heizung.

I. Der Wärmebedarf der Wagen beim Anheizen.

1. Versuchsdurchführung, auftretende störende Einflüsse und ihre Beseitigung.

Die Durchführung und Auswertung der Anheizversuche waren mit erheblichen Schwierigkeiten verbunden. Um möglichst einwandfreie Versuchsergebnisse zu erhalten, mußten störende Einflüsse bei der Durchführung der Heizversuche vermieden werden. Es werden deshalb vorerst folgende Einschränkungen gemacht:

a) Die Versuche werden zuerst nur im Stillstand durchgeführt.

b) Der zu heizende Wagen steht in einem geschlossenen Raum. Wind, Regen, Schwanken der Luftfeuchtigkeit, sowie der Einfluß der Sonnenstrahlung werden hierdurch weitgehend ausgeschaltet.

c) Bei Anheizversuchen muß die Innentemperatur des Wagens gleich der Außentemperatur sein. Ist diese Forderung nicht erfüllt, so ergeben sich nach Abb. 3 Kurven nicht wie nach a), sondern nach b), bei denen der erste Teil der Kurve fehlt. In letzterem Fall wäre es daher auf empirischem Wege kaum möglich, den mathematischen Verlauf durch eine Formel festzulegen, besonders wenn noch die im folgenden dargestellten Einflüsse sich geltend gemacht haben bzw. anscheinende Gleichheit zwischen Innen- und Außentemperatur infolge zusätzlicher Wärmemengen eine zu kurze Erwärmungszeit ergeben hat.

Um die Versuche möglichst bei gleicher Innen- und Außentemperatur zu beginnen, wurde zwischen zwei Anheizversuchen mindestens ein Zeitraum von 24 Stunden eingeschoben, damit sich der Wagen auskühlen d. h. damit in allen seinen Teilen $t_i = t_a$ werden konnte.

Bei der Untersuchung eines Personenwagens wurde ein Flachthermometer in die Zwischenwand eines Mittelabteils, ein weiteres Flachthermometer zwischen die Polster eines Sitzes an derselben Wand geschoben. Unter diesem Sitz befand sich kein Heizkörper. Diese Temperaturen wurden gleichzeitig mit den Lufttemperaturen des Wagens beim Anheizen aufgezeichnet. Die Temperaturen der Einbauten bleiben gleich von Versuchsbeginn an erheblich unter den Lufttemperaturen zurück; erreicht die Lufttemperatur praktisch einen Beharrungszustand, so strebt die Temperatur der Einbauten praktisch auch einem Beharrungszustand zu. Trotzdem der Versuch insgesamt 43 Stunden dauerte, wurde die Differenz zwischen den Temperaturen der Luft und der Einbauten kaum geringer; es ist daher kaum anzunehmen, daß die Temperaturen der Einbauten auf die gleiche Höhe der Lufttemperaturen kommen. Dieses verschiedene Verhalten der Stoffe, Polster, Holz und Luft während des Anheizens erschwert die Untersuchung der Vorgänge, erklärt aber auf der anderen Seite manche schwer zu deutende Erscheinung. Die Verschiedenheit der spez. Wärmen kann nicht allein die Ursache für den abweichenden Verlauf der Kurven sein. Beim Abkühlungsvorgang müßten die Temperaturen der Einbauten in demselben Maße, wie sie vorher gegenüber der Temperatur der Luft zurückblieben, jetzt höher liegen; sie streben aber alle gleichzeitig einem gemeinsamen Werte zu. Diese Erscheinung wird wie folgt erklärt:

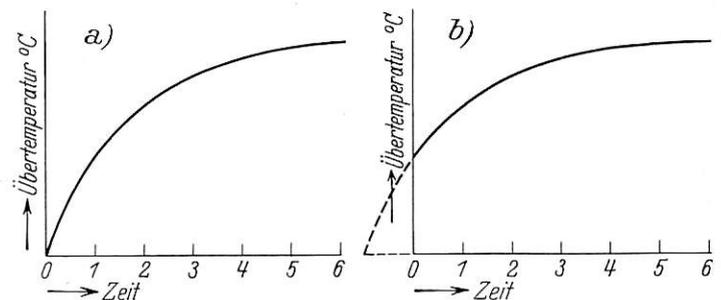


Abb. 3.

Beim Anheizen haften an den Gegenständen, besonders an den Polstern kleine Luftschichten, die als schlechte Wärmeleiter einen Wärmeübergang von der wärmeren Luft an die Oberfläche der Stoffe verhindern. Diese nun schon kälteren, und spezifisch schwereren Luftschichten haben infolge Fehlens des Auftriebes kein Bestreben sich abzulösen. Bei Beginn des Anheizens werden sie durch die Luftströmungen abgelöst, bei beginnender Beharrung jedoch und damit geringer werdenden Strömungen bleiben sie haften. Die Temperaturen der Einbauten streben mehrere Grad Celsius tiefer liegend eben falls der Beharrung zu.

Beim Abkühlen treten die umgekehrten Verhältnisse auf. Die anhaftenden Luftschichten lösen sich, da wärmer, infolge des Auftriebes leicht ab und erzeugen noch eine gewisse Strömung und Wirbelung, die das Loslösen der Luft unterstützt, so daß die Einbauten von isolierenden Luftschichten entblößt, sich beinahe gleichzeitig mit der Luft abkühlen. Diese Erklärung wird von der Theorie der Prandlschen Grenzschicht unterstützt, die sich bei laminarer Strömung ergibt und in demselben Maße die Wärmeisolerfähigkeit der Luft unterstützt.

Diese noch nicht völlig geklärten Vorgänge werden z. Z. mit Hilfe der Schlierenmethode (Sichtbarmachung thermodynamischer Vorgänge) näher untersucht.

d) Es wird nur elektrisch geheizt. Bei der Heizung der Wagen mit Satttdampf wäre eine genaue Messung der den Wagen zugeführten Wärmemengen nur unter großen Schwierigkeiten möglich.

e) Bei den Anheizvorgängen muß unbedingt die Forderung erfüllt sein, daß die stündlich zugeführte Wärmemenge q_k konstant ist.

f) Undichtigkeiten der Wagen sind nach Möglichkeit unwirksam zu machen. Bei den ersten Versuchen mit der Zugheizung konnten Beziehungen für die einzelnen Größen gefunden werden. Wurden jedoch die Versuche unter anscheinend genau den gleichen Bedingungen wiederholt, so ergaben sich häufig für denselben Vorgang ganz andere Gesetzmäßigkeiten. Besonders zu Beginn des Heizens weichen die Anheizkurven für die verschiedenen Wärmemengen stark voneinander ab. Auf Abb. 4 ist eine Anheizkurve für einen Personenwagen auf logarithmischen Verlauf hin wie er oben entwickelt wurde untersucht worden. Es zeigte sich, daß die Subtangenten auf die Asymptote der Kurven gezogen nicht konstant sind, sondern mit steigender Übertemperatur stetig zunehmen.

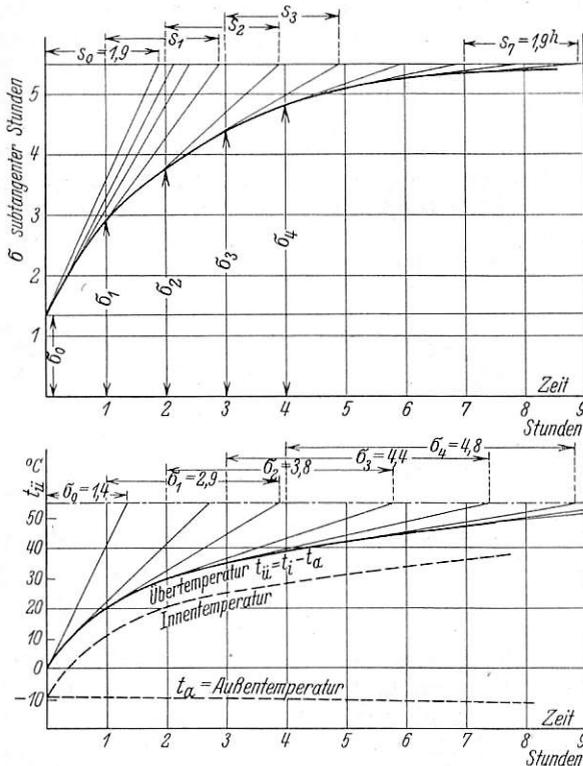


Abb. 4. Untersuchung einer Anheizkurve.

Wurden diese variablen Subtangenten für jeden Zeitpunkt wieder über der Zeit aufgetragen, so ergab sich eine neue Kurve, für die die Subtangenten konstant waren, also ein logarithmischer Verlauf vorlag (s. Abb. 4). Erfüllt eine Anheizkurve die Gleichung: $t_{\bar{u}} = \frac{q k}{k F} (1 - e^{-z/s})$, so sind ihre Subtangenten s für jeden Zeitpunkt gleich, sofern sie auf die Asymptote der Kurve gezogen werden. Auf jede andere Gerade also auch auf die Zeitachse der Kurve gezogen, sind die Subtangenten der Kurve nicht mehr konstant. Ändert sich nun wie auf Abb. 4 die Subtangente, so darf also eigentlich nicht die Asymptote der Kurve benutzt werden. Die Kurve hätte für jede Subtangente ein anderes Maximum, d. h. eine andere Asymptote, auf welche die Subtangente zu ziehen ist. Die Subtangente hat die Größe: $s = c G/k F$. Da sich $c G$ die spezifische Wärme, sowie das Gewicht nicht ändern, müssen sich die Verluste ändern, wenn sich s ändert. Die Verluste $k \cdot F$ werden sich ohne Zweifel (wie auch später bewiesen wird) in der Weise ändern, daß sie mit steigender Übertemperatur $t_{\bar{u}}$ wachsen. Aus der Formel ist ersichtlich, daß kleine Verluste, wie sie zu Anfang der Erwärmung zu erwarten sind, große Subtangenten ergeben, die mit wachsen-

der Übertemperatur kleiner werden. In Wirklichkeit liegen die Vorgänge also gerade umgekehrt. Würde man die Subtangenten an die ihnen zugehörigen Asymptoten, die alle höher liegen müssen, als die der wirklichen Kurve, heranziehen, so hätte man mit zunehmender Übertemperatur $t_{\bar{u}}$ und Zeit z kleiner werdende Subtangenten s , infolge größer werdender Verluste $k \cdot F$. Wesentlich einfacher liegt der Fall bei den Abkühlungskurven. Hier ist die Asymptote für sämtliche Kurven und sämtliche Subtangenten die gleiche, nämlich die Zeitachse. Eine Untersuchung der Kurven zeigt auch hier, daß bei höherer Übertemperatur (große Verluste) kleine Subtangenten, bei geringen Übertemperaturen sich große Subtangenten ergaben. Ein einwandfreies Gesetz der Zunahme der Subtangenten konnte aber bisher nicht festgestellt werden, da bei den Versuchen die Außentemperaturen auf eine längere Zeit nicht konstant waren.

Versuche über Undichtigkeit der Personenwagen haben ergeben, daß der Luftwechsel sich ebenfalls nach einer Exponentialfunktion vollzieht. Es lag daher die Vermutung nahe, daß der Grund für die Änderung der Subtangente in der Raumdichtigkeit der Wagen zu suchen sei, zumal die in die Personenwagen eingebauten Lüfter, selbst wenn der Hebel auf „zu“ steht, noch etwa 30% geöffnet sind. Weitere Anheizversuche mit Personenwagen, bei denen die Lüfter abgedichtet waren, ergaben Kurven, die mit ziemlicher Genauigkeit den Verlauf einer reinen e-Funktion zeigten.

2. Wärmebedarf für das Anheizen.

Im folgenden werden die Versuchsergebnisse besprochen, die in der Hauptsache dazu dienen sollen, die einzelnen Größen für die Formel

$$t_{\bar{u}} = \frac{q k}{k \cdot F} (1 - e^{-z/s})$$

zahlenmäßig für die untersuchten Wagenarten zu bestimmen. Für die Aufstellung der Kurven wurde nur die Übertemperatur, die Differenz $t_{\bar{u}} = t_i - t_a$ benutzt. Die Kurven für abgedichtete Lüfter zeigen gute Übereinstimmung mit der theoretischen Formel. Betrachtet man hiergegen die Anheizkurven für nicht abgedichtete Lüfter, so fällt sofort eine erhebliche Unregelmäßigkeit der Kurven untereinander auf.

Für eine größere Anzahl von Anheizkurven für einen Wagen mit nicht abgedichteten Lüftern wurde ein Potenzgesetz aufgestellt, das eine gute Übereinstimmung mit dem Verlauf der Kurven ergab. So wurde z. B. für die Anheizkurve auf Abb. 4 die Beziehung gefunden:

$$t_{\bar{u}_z} = t_{\bar{u}_0} + 24 \sqrt[2.9]{z}$$

worin $c = 24$ eine Konstante bedeutet, welche zur Umrechnung der Maßeinheiten, Stunden und Temperaturen nötig ist. Sie hat die Dimension: $c = 24^0 \text{ C/h}$.

Für andere Kurven wurden teils annähernd die gleichen, teilweise aber auch andere Wurzelexponenten und Konstante gefunden.

Es zeigte sich, daß der Exponent und die Konstante je nach der Größe der zugeführten Wärmemenge q verschieden groß ist. Die gemessenen Temperaturen innerhalb des warmen kegelförmigen Luftstromes bedingen größere Abweichungen des Exponenten und evtl. auch der Konstanten.

Ein Vergleich zwischen zwei Anheizkurven annähernd gleicher Wärmemenge für nicht abgedichtete und abgedichtete Lüfter ergab, daß bei nicht abgedichteten Lüftern besonders im Anfang sich ein steilerer Verlauf bemerkbar macht. Werden die Heizkörper unter den Sitzen warm, so steigt die warme Luft infolge des spezifischen Gewichts nach oben. Sind die Lüfter offen, so wird der in Kegelform dem Lüfter zustrebende heiße Luftstrom noch bedeutend stärker.

Meist waren die Thermometer mitten in den Abteilen genau unter den Lüftern etwa in Gepäcknetzöhe angebracht. Bei den Kurven für nicht abgedichtete Lüfter dürften die Übertemperaturen in dem anfänglichen Anstieg nur die Temperaturen des warmen Luftstroms bedeuten, während bei abgedichteten Lüftern mehr eine mittlere Temperatur des Innenraums gemessen wurde.

Der Anheizvorgang nach der Formel:

$$t_{\bar{u}} = \frac{q_k}{k \cdot F} (1 - e^{-z/s})$$

wird neben der Übertemperatur $t_{\bar{u}}$ und der Zeit bestimmt durch q_k , ($k \cdot F$) und s , welche als Konstante einzusetzen sind. Auf zahlenmäßige Bestimmung von s ist besonders Wert gelegt worden. In Zusammenstellung 1 sind die errechneten Subtangenten von insgesamt zehn Anheizkurven aller vier untersuchter Wagen zusammengestellt worden.

Der Wert s ist konstant für jeden Zeitpunkt z , sowohl für den Anheizvorgang als auch für die Abkühlung, solange sich keine der fünf Größen, welche den Wert s bestimmen, ändert. Die Werte für G , F und c werden sich bei den angestellten Versuchen nicht geändert haben, für k kann ein Mittelwert angenommen werden, so daß annähernd sein müßte:
 $s = \text{konstant.}$

Eine geometrische Ermittlung der Werte erschien zu ungenau. Sie wurden daher errechnet nach:

$$s_I = \frac{z \cdot \log e}{\log \left(\frac{t_{\max}}{t_{\max} - t_{\bar{u}_z}} \right)} \text{ für die Erwärmung } I_E$$

und

$$s_I = \frac{z \cdot \log e}{\log \left(\frac{t_{\max}}{t_{\bar{u}_z}} \right)} \text{ für die Abkühlung } I_A.$$

Diese Formeln müssen richtige Werte ergeben, solange der Verlauf der Kurve nach einer reinen Exponentialfunktion erfolgt, wenn für:

$$z = 0 \\ t_i - t_a = 0 \text{ ist.}$$

Subjektive Fehler beim Ablesen vom Meßstreifen, sowie fehlerhaftes Anzeigen des Sechsfarbenschreibers zu einer bestimmten Zeit wirken sich bei dieser Formel gering aus. Liegt jedoch keine reine Exponentialfunktion vor, oder ist der Verlauf der Kurve erst einmal gestört, so wird besser nach:

$$s_{II} = \frac{1 \cdot \log e}{\log \frac{t_{\max} - t_{\bar{u}_1}}{t_{\max} - t_{\bar{u}_z}}} \text{ für die Erwärmung } II_E$$

$$s_{II} = \frac{1 \cdot \log e}{\log \frac{t_{\bar{u}_1}}{t_{\bar{u}_z}}} \text{ für die Abkühlung } II_A$$

gerechnet. Bei dieser Formel ist der zu errechnende Wert für s stets nur beeinflusst vom Verlauf der Kurve bei $z = 1$ Stunde vorher. Die Fehler infolge Störungen in der Kurve werden erheblich herabgemindert. Andererseits wirken sich subjektive Fehler in der Ablesung vom Meßstreifen und einmaliges falsches Anzeigen der Meßeinrichtung sehr stark aus. Nach dieser Formel muß gerechnet werden beim Anheizvorgang, wenn für $z = 0$, t_i und t_a voneinander abweichen, also $t_{\bar{u}}$ schon einen Wert hat, der größer als Null ist.

In Zusammenstellung 1 ist ein ziemliches Schwanken der s -Werte zu erkennen. Eine Änderung von $0,1^\circ \text{C}$ bedeutet, da s als Exponent auftritt, schon viel; es ist dies zum großen Teil auf eine Änderung der Außentemperatur zurückzuführen, der sich die Temperatur nicht so schnell anpassen kann.

Infolgedessen ergeben sich Übertemperaturen, die nicht in den mathematischen Verlauf der Kurve passen. Wärmeströmungen der Luft, besonders in den ersten Anheizstunden mit großer Temperaturerhöhung mögen eine weitere Fehlerquelle sein. Bei geringen Übertemperaturen machen sich die prozentualen Fehler stärker bemerkbar. Es wird hier mit $0,1^\circ \text{C}$ gerechnet, obwohl das Meßinstrument eine Fehlergrenze von $\pm 0,5^\circ \text{C}$ hat. Auch die Bildung der Mittelwerte aus den fünf verschiedenen Meßstellen im Wagen ist ein Grund für Abweichungen. Bei den meisten Anheizkurven wird s mit größer werdender Temperatur größer. Es müssen aber hier genau dieselben Überlegungen durchgeführt werden, wie bei der Besprechung der Versuchsdurchführung. War dort bei der geometrischen Konstruktion eine Asymptote verwendet worden, die nur für die Konstruktion ganz bestimmter Subtangenten benutzt werden darf, so ist auch hier in der Formel eine Asymptote als t_{\max} eingesetzt worden, die nicht für alle Werte s gültig ist; so muß auch hier angenommen werden, daß mit zunehmender Übertemperatur in Wirklichkeit die Subtangenten kleiner werden, wie die Verluste steigen.

Es dürfte erwiesen sein, daß die noch verbliebenen Undichtigkeitsverluste des Wagens diese Wirkung auf die Größe der Subtangenten ausüben. Die starke Wirkung der Undichtigkeit zeigt die Kurve $q_k = 18,7 \text{ kW/h}$ vom 19. April 1932 (s. Taf. 15). Hier waren die Lüfter noch nicht so gut abgedichtet, wie bei den übrigen Versuchen. Die Wirkung der geöffneten Fenster ist an der anschließenden Abkühlungskurve gezeigt. Die Folge ist eine ziemlich stark über $t_{\bar{u}}$ ansteigende Zeitkonstante. Ein weiterer Grund für die Änderung der Subtangenten, die bei den meisten Kurven stetig vor sich geht, ist weiter unten angegeben.

Die während des Anheizens dem Wagen stündlich zugeführte konstante Wärmemenge q_k dient einerseits dazu, die auftretenden Verluste q_v nach außen hin zu decken. Die Verluste pro Grad Celsius Übertemperatur und Stunde ($k \cdot F$) sind für jeden Wagen eine konstante Zahl, deren Ermittlung weiter unten behandelt wird. Der andere Teil der zugeführten Wärmemenge q_k dient zur Temperaturerhöhung q_E und wird im Wagen aufgespeichert. Diese zur Aufladung benötigte Wärmemenge ist nach zwei völlig voneinander verschiedenen Methoden ermittelt worden; für die Subtangenten gilt:

$$s = \frac{c \cdot G}{k \cdot F}$$

Multipliziert man also s mit den Verlusten $k \cdot F$, so erhält man

$$c \cdot G = s \cdot k \cdot F$$

d. h. die bei Abkühlung verlorene Wärme entspricht, wenn keine Wärme zugeführt wird, der durch Temperaturerniedrigung dem Körper entzogenen.

Dies sind die Wärmemengen, die auch nötig sind, um eine Temperatursteigerung von 1°C zu bewirken. Multipliziert man $c \cdot G$ mit $t_{\bar{u}}$, so ist

$$Q_E = c \cdot G \cdot t_{\bar{u}} = s \cdot k \cdot F \cdot t_{\bar{u}},$$

die bis zu einem bestimmten Zeitpunkt, der durch $t_{\bar{u}}$ gekennzeichnet ist, aufgespeicherte Wärmemenge. Bis zum Eintreten des Beharrungszustandes ist dann:

$$Q_{Ez} = c \cdot G \cdot t_{\max} = s \cdot k \cdot F \cdot t_{\max}.$$

In Zusammenstellung 1 ist diese Rechnung für alle Wagenarten durchgeführt worden. Bei Betrachtung der Werte der Zusammenstellung 1 kann wohl behauptet werden, daß für alle vier Wagenarten der Wert der Subtangenten gleich sein dürfte. Bei Annahme gleicher Verluste für sämtliche Wagen würden nach diesem Verfahren, also auch die zur Aufladung benötigten Wärmemengen annähernd die gleichen sein. Ein anderer Weg die Wärmemenge

$$Q_E = c \cdot G \cdot t_{\bar{u}}$$

zu ermitteln ist folgender:

Zusammen-
Beim Anheizvorgang zur Aufladung benötigte Wärmemenge

Formeln zur Berechnung der Subtangenten: für die Erwärmung (I) $s_I = \frac{z \cdot 0,434}{\log\left(\frac{t_{\max}}{t_{\max} - t_{ü_z}}\right)}$ und (II) $s_{II} = \frac{0,434}{\log\left(\frac{t_{\max} - t_{ü}}{t_{\max}}\right)}$

Stunde	C 4i (72044 Breslau) Verluste (k. F) = 300 $\frac{WE}{^{\circ}h}$																B 4i (25007 Breslau)						
	19. V. 32 $q_k = 18,7 \frac{kWh}{h} = 16090 \frac{WE}{h}$ $t_{\max} = 43,0^{\circ} C$				2. V. 32 $q_k = 22,4 \frac{kWh}{h} = 19300 \frac{WE}{h}$ $t_{\max} = 49,0^{\circ} C$				23. IV. 32 $q_k = 27,8 \frac{kWh}{h} = 24000 \frac{WE}{h}$ $t_{\max} = 55,2^{\circ} C$				28. IV. 32 $q_k = 32,5 \frac{kWh}{h} = 27900 \frac{WE}{h}$ $t_{\max} = 66,3^{\circ} C$				4. VI. 32 $q_k = 13,5 \frac{kWh}{h} = 11610 \frac{WE}{h}$ $t_{\max} = 29,5^{\circ} C$						
	t_a	$t_{\bar{u}}$	s_I	s_{II}	t_a	$t_{\bar{u}}$	s_I	s_{II}	t_a	$t_{\bar{u}}$	s_I	s_{II}	t_a	$t_{\bar{u}}$	s_I	s_{II}	t_a	$t_{\bar{u}}$	$s_I^{2)}$	$s_{II}^{2)}$			
	$^{\circ} C$	$^{\circ} C$			$^{\circ} C$	$^{\circ} C$			$^{\circ} C$	$^{\circ} C$			$^{\circ} C$	$^{\circ} C$			$^{\circ} C$	$^{\circ} C$					
1	12,0	11,5	3,21	3,21	20,8	13,8	3,04	3,04	17,0	15,0	3,15	3,15	17,0	19,7	2,87	2,87	17,0	8,0	3,17	3,17			
2	12,0	18,5	3,54	3,95	20,6	23,2	3,11	3,22	17,5	25,1	3,29	3,29	17,0	32,7	2,95	3,14	17,5	12,5	3,63	4,33			
3	12,0	23,5	3,77	4,40	20,6	29,9	3,21	3,34	17,7	32,3	3,39	3,69	17,0	41,2	3,10	3,62	18,0	15,5	3,95	5,17			
4	12,5	27,6	3,90	4,25	20,2	35,0	3,20	3,22	17,7	38,3	3,38	3,29	16,5	48,5	3,06	2,88	18,2	18,0	4,25	5,12			
5	13,0	30,6	4,04	4,82	19,8	38,9	3,16	3,06	17,5	42,2	3,45	3,80	16,0	53,7	3,04	2,91	18,3	20,3	4,28	4,43			
6	13,5	33,0	4,10	4,48	19,2	41,6	3,17	3,22	17,2	45,3	3,47	3,65	16,0	56,9	3,09	3,31	18,5	22,3	4,27	4,07			
7	14,0	34,5	4,27	4,35	18,8	43,7	3,14	3,02	16,8	48,1	3,38	3,03	15,5	59,6	3,08	2,92	18,0	24,0	4,17	3,69			
8	14,0	36,0	4,40	5,15	18,4	45,2	3,13	3,02	16,2	50,1	3,36	3,01	15,0	61,6	3,07	2,61	17,5	25,5	3,95	3,13			
9	14,0	37,5	4,31	4,12	18,2	46,3	3,10	3,17	16,0	51,6	3,29	2,88	14,8	62,6	3,17	4,02	17,0	27,0	3,65	2,13			
10	14,0	39,0	4,18	3,14	18,0	47,1	3,09	2,86	16,0	52,1	3,44	(0,71)	15,0	63,6	3,32	3,88	16,5	28,0	3,36	1,96			
Mittelwert für s =			3,99	4,21			3,13	3,12			3,36	3,33			3,07	3,21			3,87	3,72			
Abkühlung	0	14,0	40,9		16,0	48,2			13,8	55,3			19,5	61,0			17,0	29,5					
	1 ¹⁾	14,0	18,9	1,29	1,30	16,0	38,8	4,34	4,34	14,0	42,4	3,75	3,75	20,0	47,4	3,95	3,95	17,0	24,0	4,82	4,82		
	2	14,0	10,4	1,46	1,46	16,0	30,2	4,15	3,99	14,0	33,0	3,97	3,65	20,6	36,4	3,87	3,85	17,0	19,0	4,55	4,30		
	3	14,0	6,6	1,55	1,64	16,3	23,9	4,18	4,40	14,0	26,2	4,17	4,32	21,0	28,6	3,96	4,13	17,0	16,0	4,90	5,80		
	4	14,0	4,4	1,63	1,79	16,3	19,4	4,34	4,82	13,5	21,2	4,17	4,72	21,6	22,4	4,00	4,13	17,0	13,0	5,87	4,82		
	5	14,5	3,3	1,87	2,09	16,3	15,8	4,42	4,80	14,0	16,7	4,17	4,17	21,4	18,1	4,11	4,75	17,0	11,0	5,05	6,02		
	6	14,5	2,8	2,11	2,24	16,2	12,9	4,49	4,92	14,2	13,5	4,25	4,72	21,0	15,2	4,32	5,75	17,0	9,5	5,30	6,72		
	7	14,5	2,4	2,33	2,46	16,2	10,6	4,57	5,13	14,3	11,1	4,36	5,12	20,2	13,0	4,53	6,38	17,0	8,5	5,62	9,00		
	8	14,5	2,0	2,51	2,64	16,0	8,8	4,65	5,35	15,5	8,1	4,17	3,17	19,7	11,3	4,58	7,17	17,0	7,7	5,95	7,52		
	9	14,5	1,8	2,72	2,88	16,0	7,5	4,83	6,20	15,0	7,5	4,42	6,05	19,0	10,0	4,98	8,19	17,0	7,0	6,25	10,50		
	10	14,5	1,5	2,85	3,03	16,0	6,6	5,02	7,90	15,0	6,0	4,50	4,47	18,7	8,3	5,01	5,27	16,5	6,5	6,67	13,00		
Mittelwert für s =			2,03	2,15			4,49	5,21			4,19	4,41			4,33	5,37			5,39	7,25			
$s = 4,4 h$																$s \cdot 300 = c \cdot G = 1320 \frac{WE}{^{\circ}C}$				$40 \cdot c \cdot G = 52800 WE$			
Wahrscheinlichster Wert für s																$s = 4,7$							
Wärmebedarf für 1 ^o C Temperaturerhöhung s. k. F. = c . G																$s \cdot 350 = c \cdot G = 1645 \frac{WE}{^{\circ}C}$							
Aufgespeicherte Wärme bei $t_{\bar{u}} = 40^{\circ}$ $Q_E = 40 \cdot c \cdot G$ (Aufladung)																$40 \cdot c \cdot G = 65800 WE$							
31,44 cm ² 1870 WE/cm ² 1370 WE/ ^o C 54800 WE				31,25 cm ² 1970 WE/cm ² 1260 WE/ ^o C 50300 WE				37,75 cm ² 2160 WE/cm ² 1470 WE/ ^o C 59000 WE				39,54 cm ² 2110 WE/cm ² 1260 WE/ ^o C 50400 WE				20,68 cm ² 1970 WE/cm ² 1380 WE/ ^o C 55400 WE							

1) Fenster geöffnet. — 2) Polster noch zu sehr angewärmt vom vorhergehenden Versuch. — 3) Zu starkes und schnelles Absinken der Außentemperatur.

Die aufgezeichneten Anheizkurven (siehe Taf. 15) geben die Übertemperaturen über der Zeit an. Es ist oben nachgewiesen, daß die aufgewendeten Wärmemengen über der Zeit aufgetragen genau denselben Verlauf haben. Für die Kurven wäre also nur der Maßstab der senkrechten Achse auf Wärmemengen umzurechnen.

Dann stellt, wie Abb. 1 zeigt, die schraffierte Fläche die gesuchte, zur Aufladung benötigte Wärmemenge $Q_E = q_E \cdot z$ dar.

Die Fläche Q_E ist bei zehn Anheizkurven ausplanimetriert und auf Wärmemengen umgerechnet worden.

In Zusammenstellung 1 sind die nach dieser Methode erhaltenen Ergebnisse zusammengestellt. Die Werte müßten zum mindesten theoretisch für jeden Wagen gleich sein, es zeigen sich jedoch starke Unterschiede. Die gezeichnete Übertemperaturlinie ist das Mittel aus fünf verschiedenen, in demselben Wagen gemessenen Temperaturen. Besonders bei den Abteilwagen (D-Wagen) wird dies die Ursache zu Fehlerquellen

stellung 1.

ermittelt a) aus den Subtangenten, b) durch Planimetrieren der Anheizkurven.

für die Abkühlung (I) $s_I = \frac{z \cdot 0,434}{\log\left(\frac{t_{\max}}{t_z}\right)}$ und (II) $s_{II} = \frac{0,434}{\log\left(\frac{t_{ü1}}{t_{ü2}}\right)}$

Verluste (k. F) = 350 $\frac{WE}{0h}$				C4ü (16269 Breslau) Verluste (k. F) = 300 $\frac{WE}{0h}$								AB4ü (21563 Halle) Verluste (k. F) = 350 $\frac{WE}{0h}$							
1. VI. 32 $q_k = 23,4 \frac{kWh}{h} = 20150 \frac{WE}{h}$ $t_{\max} = 43,5^0C$				9. V. 32 $q_k = 15,4 \frac{kWh}{h} = 13230 \frac{WE}{h}$ $t_{\max} = 34,0^0C$				6. V. 32 $q_k = 21,1 \frac{kWh}{h} = 18110 \frac{WE}{h}$ $t_{\max} = 42,0^0C$				17. V. 32 $q_k = 12,6 \frac{kWh}{h} = 10800 \frac{WE}{h}$ $t_{\max} = 25,0^0C$				14. V. 32 $q_k = 18,0 \frac{kWh}{h} = 15500 \frac{WE}{h}$ $t_{\max} = 33,5^0C$			
t_a °C	$t_{\ddot{u}}$ °C	s_I	s_{II}	t_a °C	$t_{\ddot{u}}$ °C	s_I	s_{II}	t_a °C	$t_{\ddot{u}}$ °C	s_I	s_{II}	t_a °C	$t_{\ddot{u}}$ °C	$s_I^{(3)}$	$s_{II}^{(3)}$	t_a °C	$t_{\ddot{u}}$ °C	s_I	s_{II}
16,5	9,5	3,65	3,65	17,0	8,5	3,15	3,15	14,5	12,5	2,82	2,82	26,0	5,6	4,05	4,05	23,0	8,4	3,33	3,33
16,5	18,0	3,74	3,46	17,5	12,9	4,15	5,24	14,0	19,0	3,35	4,02	26,2	9,8	4,07	4,05	23,5	13,9	3,73	4,04
16,2	24,3	3,66	3,54	17,5	17,1	4,17	4,47	14,0	23,8	3,58	4,24	26,0	13,3	3,95	3,81	23,5	18,0	3,90	4,25
16,0	29,0	3,64	3,57	17,0	21,1	4,12	3,71	14,0	28,1	3,62	3,70	25,8	16,1	3,88	3,65	23,5	21,0	4,05	4,64
15,3	33,2	3,47	2,92	16,5	24,1	4,04	3,75	13,5	31,9	3,51	3,14	25,0	18,4	3,76	3,34	23,6	23,4	4,17	4,72
15,5	35,7	3,49	3,58	16,0	26,5	3,97	3,60	14,0	33,4	3,77	6,20	24,2	20,5	3,50	2,62	23,6	25,6	4,14	4,05
15,5	37,3	3,59	4,33	16,0	28,0	4,03	4,47	14,5	34,9	3,93	6,25	23,5	22,0	3,28	2,46	23,0	27,4	4,06	3,87
15,2	38,8	3,57	3,61	15,5	29,5	3,95	3,46	14,5	36,5	3,93	4,68	23,2	22,8	3,30	4,27	22,5	28,7	4,12	4,20
15,0	40,0	8,58	3,38	15,0	30,6	3,91	3,55	14,5	37,5	4,03	4,48	22,8	23,5	3,23	2,63	22,0	30,6	3,69	2,00
14,8	40,7	3,64	4,48	15,0	31,2	4,80	5,13	14,5	38,5	4,03	3,99	22,4	24,1	3,00	2,63	21,8	31,4	3,28	3,09
		3,60	3,65			3,95	4,05			3,66	4,40			3,60	3,35			3,85	3,82
16,0				15,0	32,8			16,0	39,6			20,2	26,8			21,0	36,0		
16,5	34,5	4,35	4,35	15,0	26,5	4,67	4,70	16,0	31,8	4,52	4,52	20,7	21,9	3,68	3,68	21,5	28,4	4,05	4,05
17,0	27,5	4,37	4,38	15,0	21,5	4,72	4,75	15,5	27,1	5,10	6,37	20,6	18,3	6,40	5,60	22,0	22,9	5,25	4,65
17,5	22,0	4,42	4,47	15,5	17,6	4,83	5,02	15,5	22,7	5,42	4,90	21,0	15,0	5,72	4,65	22,5	18,7	5,16	4,92
18,0	18,0	4,52	4,96	15,0	15,5	5,33	7,88	16,0	18,8	5,32	5,32	21,3	12,2	5,57	4,86	23,0	15,6	5,30	5,47
18,0	15,5	4,84	6,65	15,5	13,5	5,64	7,15	17,0	15,0	5,15	4,42	21,8	10,2	5,57	5,58	23,5	13,1	5,32	5,75
18,5	12,0	4,67	3,94					17,0	13,0	5,37	6,93	22,0	8,5	5,57	5,48	24,0	10,8	5,30	5,16
19,5	9,5	4,62	4,25					17,0	11,0	5,45	6,00	22,0	7,5	5,76	3,50	24,5	8,9	5,28	5,13
20,0	7,5	4,54	4,24									22,0	6,8	6,12	10,0	25,2	7,3	5,24	5,03
20,0	6,0	4,55	4,47									21,8	6,1	6,37	7,15	25,5	6,0	5,23	5,13
20,0	5,2	4,70	6,94									22,0	5,5	6,62	9,55	25,5	5,0	5,25	5,47
		4,55	4,86			5,04	5,90			5,19	5,49			5,74	6,00			5,15	5,08
s = 4,7 s . 350 = c . G = 1645 $\frac{WE}{0C}$ 40 . c . G = 65800 WE				s = 4,6 s . 300 = c . G = 1380 $\frac{WE}{0C}$ 40 . c . G = 55200 WE								s = 4,8 s . 350 = c . G = 1680 $\frac{WE}{0C}$ 40 . c . G = 67200 WE							
33,09 cm ² 2320 WE/cm ² 1770 WE/°C 70800 WE				25,80 cm ² 1950 WE/cm ² 1480 WE/°C 59200 WE				29,00 cm ² 2150 WE/cm ² 1480 WE/°C 59400 WE				17,80 cm ² 2170 WE/cm ² 1530 WE/°C 62100 WE				24,57 cm ² 2310 WE/cm ² 1690 WE/°C 67600 WE			

sein, da q_k die stündliche Wärmezufuhr infolge Schwanken der Netzspannung nicht genau konstant gewesen ist. Dieser Fehler wirkt sich nicht nur auf den Verlauf der Kurven, sondern besonders bei der Errechnung des Maßstabs aus. Die aufgespeicherte Wärme ist bei den Wagen der Polsterklasse etwas höher, doch ist der größte Wert bei Kurven der einzelnen Wagen untereinander stets bei den ersten aufgenommenen Kurven zu finden. Es besteht die Möglichkeit, daß die Einbauten der Wagen, die ja vor den Versuchen im Freien standen, noch nicht die Innentemperatur der Halle angenommen hatten, als mit den ersten Anheizversuchen begonnen wurde. Mit Sicherheit kann nicht festgestellt werden, daß die Polster-

klassenwagen zur Aufladung mehr Wärme benötigen. Es ist zwar bekannt, daß die Polsterklassenwagen sich schwerer anheizen lassen. Mit dem Thermometer, das ja nur die Temperatur der Luft gemessen hat, läßt sich ein Unterschied nicht feststellen, wie ja auch der Kurvenverlauf auf Taf. 15 bei Holz- und Polsterklasse etwa der gleiche ist. Dennoch ist auch bei den Versuchen festgestellt worden, daß man in einem schnell hochgeheizten B4i-Wagen z. B. das Gefühl geringerer Wärmeempfindung hatte, als in einem gleichzeitig mit derselben Wärmemenge hochgeheizten C4i-Wagen, obwohl die Lufttemperaturen in beiden die gleichen waren.

Auch die Bestimmung der Subtangenten, die sehr sorg-

Zusammen-
Wärmebedarf eines Personenwagens C4i

Standversuche

Zeit			nur für Verluste $q_E = 0$ q_k		bei Beharrung			K = k · F		F=203m ² V=138m ³		Undichtigkeit	Bemerkungen
					t _i	t _a	t _ü			k			
Tag 1932	Uhr	Std. Σ	kWh/h	WE/h	°C	°C	°C	kWh/h	WE/h	WE/hm ²	WE/hm ³		
							0÷40	0,349	300	1,48	2,17	0	Versuch mit Wärmeflußplatten
10. IV.	9 45		6,33	5450	27	10	17	0,372	320	1,58	2,32	Lüfter verstopft	Nach jedem Versuch wurde etwa 32 Std. abgekühlt bis t _i = t _a und der nächste Versuch mit einer neuen Anheizkurve begonnen (vergl. Taf. 15)
14. IV.	3 30		8,6	7340	32,5	9,7	22,8	0,376	324	1,60	2,35		
26. IV.	6 00		8,8	7610	35,5	13	22,5	0,392	337	1,66	2,44		
16. IV.	5 00		11,6	9990	40,5	12	28,5	0,394	348	1,71	2,52		
8. V.	7 00		14,3	12030	44,8	10,8	34	0,412	354	1,74	2,56		
18. IV.	5 00		15,1	13030	46,5	10,5	36	0,421	362	1,78	2,62		
20. IV.	2 30		18,7	16090	55,5	12,5	43	0,435	374	1,84	2,71		
22. IV.	7 00		22,6	19480	60,3	12,3	48	0,473	(407)	2,01	2,95		
3. V.	6 00		22,4	19300	66,5	17,5	49	0,458	383	1,89	2,88		
25. V.	8 00		27,8	24000	69,2	14	55,2	0,504	(433)	2,13	3,14		
29. IV.	5 00		32,5	27900	80,5	14,2	66,3	0,491	421	2,07	3,05		ohne kW-Schreib.
4. III.	13 00	0	Heizbeginn		17,0	10,0	7,0					Lüfter unverstopft d. h. 30% offen Hebel auf „Zu“	Stand des Wagens in der Halle des RAW Grunewald Thermometer hingen stets an derselben Stelle unter den Lüftern in Augenhöhe
5. III.	4 00	15	24,1	20700	61,0	6,5	54,5	0,441	380	1,87	2,76		
5. III.	10 20	21	21,8	11800	61,5	10,5	51,0	0,428	368	1,81	2,68		
5. III.	12 00	23	Strom ausgesch.		62,0	11,0	51,0						
5. III.	18 00	29	Strom eingesch.		15,0	10,0	5,0						
6. III.	4 00	39	8,7	7500	32,0	7,0	25,0	0,348	299	1,47	2,16		
6. III.	6 00	41	8,6	7380	31,5	6,5	25,0	0,343	296	1,46	2,14		
6. III.	7 30	42	q _k erhöht		31,5	7,0	24,5						
6. III.	17 30	52,5	11,9	16280	39,5	8,5	31,0	0,384	330	1,63	2,39		
6. III.	18 00	53	q _k erhöht		39,5	8,5	31,0						
7. III.	4 00	63	21,3	18300	57,0	7,0	50,0	0,426	366	1,80	2,65		Meist keine ausreichende Beharrung. Beeinflussung durch Regen, Schnee, Wind und Sonnenstrahlung, vielfach schnelle und starke Änderung der Außentemperatur.
7. III.	10 30	70,5	26,7	17700	59,0	11,5	47,5	0,436	375	1,85	2,72		
23. II.	4 00		14,2	12200	44,5	7,5	37,0	0,382	329	1,62	2,33		
3. III.	15 00		15,2	13050	41,7	+ 8,5	33,2	0,457	394	1,54	3,12		
11. III.	3 00		18,8	16200	24,5	- 13,0	37,5	0,501	431	2,12	3,20		
13. III.	21 00		27,2	23400	49,8	- 5,0	54,8	0,496	426	2,10	3,09		
14. III.	10 30		27,2	23400	56,5	+ 0,5	56,0	0,481	414	2,04	3,00		
14. III.	20 30		27,2	23400	58,0	+ 0,5	57,5	0,469	404	1,99	2,93		

fällig durchgeführt wurde, hat keine sicheren Unterschiede im Verhalten der einzelnen Wagenarten untereinander gebracht. Es kann daher angenommen werden, daß bei der Untersuchung des Anheizvorgangs mittels Thermometern, in der Hauptsache der Luftinhalt des Wagens und seine spezifische Wärme ausschlaggebend ist. Da diese bei allen vier Wagenarten etwa der gleiche ist, kann festgestellt werden, daß die Holz- und Polsterklassenwagen praktisch gleiche Anheizkurven haben.

II. Der Wärmebedarf der Wagen bei Beharrung.

1. Der Wärmebedarf bei Stand des Wagens.

Theoretisch würde t_{max} und damit der Beharrungszustand erst nach unendlich langer Zeit erreicht werden. Jedoch werden die Unterschiede zwischen t_{max} und der erreichten Übertemperatur bald — im Durchschnitt etwa nach 10 bis 12 Std. — so gering, daß man praktisch von Beharrung sprechen kann. Dieser Unterschied ist dadurch gekennzeichnet, daß ein Gleichgewicht, zwischen zugeführter und abgeführter Wärmemenge besteht. Dividiert man den Wert q_k durch die Übertemperatur bei Beharrung t_{max}, so erhält man die Wärmebedarfszahl:

$$K = \frac{q_k}{t_{max}}$$

welche angibt, wieviel Wärmeeinheiten der Wagen für 1^o Übertemperatur pro Stunde braucht, um diese Innentemperatur zu halten, bzw. wie groß die Wärmeverluste k · F des Wagens an die Umgebung pro 1^o C Übertemperatur und Stunde sind. Auf Taf. 15 sind an jede Kurve die maximal erreichten Übertemperaturen, welche, um möglichst genaue Ergebnisse zu erhalten, auf längere Zeit durchgehalten wurden, eingezeichnet worden; ebenso sind angegeben der Leistungsverbrauch in kWh/h und WE/h. Die aus diesen Werten errechneten Verluste k · F sind für jede einzelne Wagenart zusammengestellt worden. Die Werte für einen C4i-Wagen ergeben sich aus Zusammenstellung 2. Dividiert man die Wärmebedarfszahl K in Wärmeeinheiten pro Grad Celsius und Stunde durch die Außenoberfläche, die für einen C4i-Wagen 200 m² beträgt, so erhält man:

$$\frac{K}{F} = k'$$

eine neue Größe.

Dieses k' darf nicht mit der Wärmedurchgangszahl k verwechselt werden, da die Verluste durch Konvektion (Lüfter) mit in diesem Wert enthalten sind. Die k'-Werte verschiedener Wagenarten können miteinander verglichen werden. k' gibt

stellung 2.

eingebaute Heizleistung 23 kW.

Fahrversuche auf der Strecke Leipzig—Biederitz—Leipzig

Fahrten- gruppe	Fahrge- schwindigkeit		Zeit		t _i °C	t _a °C	t _ü °C	nur für Verluste q _k		K=k.F		Ermittelte Werte					Undichtigkeit		
			Tag 1932	Uhr				kWh h	WE h	kWh °h	WE °h	t _ü °C	q _k WE h	K=k.F WE °C	F=203m ² k			V=138m ³ WE	
															WE °h m ²	WE °h m ³			
1i	50 km/h	Hinfahrt	13. II.	22 ⁰⁰	26,5	5,5	21,0	13,2	11350	0,628	>549	0÷40		~400	1,97	2,90	0 ¹⁾ Lüfter unversehrt Hebel auf „Zu“ = 30% offen		
		Hinfahrt	13. II.	23 ⁰⁰	26,7	6,0	20,7	13,2	11350	0,638	•550	0	0	588	2,80	4,26			
		Hinfahrt	13. II.	24 ⁰⁰	27,0	7,0	20,0	13,2	11350	0,660	<570	10	6020	602	2,97	4,36			
		Rückfahrt	4. II.	3 ⁰⁰	32,7	7,0	25,0	17,2	14800	0,660	<580	20	12360	618	3,05	4,48			
		Hinfahrt	4. II.	6 ⁰⁰	32,5	7,5	25,0	18,1	15570	0,724	<620	30	19020	634	3,12	4,59			
		Rückfahrt	4. II.	3 ⁰⁰	34,3	7,5	26,8	17,4	14970	0,649	•550	40	26000	650	3,21	4,71			
12i		Hinfahrt	14. II.	24 ⁰⁰	51,0	-1,5	49,5	27,4	23590	0,538	>436						0 ¹⁾ Lüfter unversehrt Hebel auf „Zu“ = 30% offen		
		Rückfahrt	15. II.	2 ³⁰	43,7	0	43,7	23,9	20580	0,546	>471								
		Hinfahrt	15. II.	6 ⁰⁰	31,3	+1,8	29,5	17,5	15060	0,592	•509								
		Rückfahrt	15. II.	8 ³⁰	26,5	+0,5	26,0	15,2	13080	0,585	•503								
4i	75 km/h	Hinfahrt	6. V.	23 ³⁰	27,8	-5,0	32,8	18,9	16250	0,576	>500	0÷40		~425	2,10	3,08	0 ¹⁾ Lüfter unversehrt		
		Rückfahrt	7. V.	2 ³⁰	27,6	-4,0	31,0	20,1	17300	0,524	<560	0	0	682	3,36	4,04			
		Hinfahrt	7. V.	4 ⁰⁰	26,2	-6,0	32,2	19,8	17010	0,614	>530	10	6950	695	3,42	5,04			
		Rückfahrt	7. V.	5 ³⁰	24,6	-6,5	31,1	19,9	17100	0,638	<550	20	14220	711	3,50	5,16			
11i		Hinfahrt	13. V.	23 ³⁰	45,0	1,0	46,0	27,3	23500	0,593	>510	40	29760	744	3,67	5,39	Lüfter unversehrt		
		Rückfahrt	14. V.	2 ⁰⁰	41,0	-3,0	44,0	23,7	20400	0,539	>460								
		Rückfahrt	14. V.	5 ⁰⁰	28,0	-1,5	29,5	15,2	13080	0,514	>440								
8i	100 km/h	Hinfahrt	10. V.	23 ⁰⁰	22,0	-12,5	34,5	20,6	17700	0,599	>520	0÷40		~450	2,22	3,26	0 ¹⁾ Lüfter unversehrt		
		Hinfahrt	11. V.	6 ⁰⁰	17,0	-14,5	31,5	18,4	15810	0,580	>500	0	0	772	3,81	5,60			
		Rückfahrt	11. V.	8 ⁰⁰	17,5	-15,5	33,0	18,8	16200	0,569	>490	10	7860	786	3,88	5,70			
												20	16040	802	3,96	5,81			
												30	24540	818	4,03	5,93			
												40	33360	834	4,11	6,04			

1) Durch Wärmeflußplatten.

direkt die Verluste für eine m²-Fläche an, ist also ein Maß für die Wärmedichtigkeit der Wagen. Eine weitere Spalte der Zusammenstellung 2 enthält den Wärmebedarf der Wagen, bezogen auf 1 m³ umbauten Raums ein Begriff, der ebenfalls zu Vergleichszwecken herangezogen werden kann.

$$k'' = \frac{WE/h^{\circ}C}{V m^3}$$

Am Anfang der Zusammenstellung 2 steht der Wärmeverlust der Wagen, wie er mit Hilfe von Wärmeflußplatten (ohne Konvektion) bestimmt wurde.

2. Der Wärmebedarf der Wagen bei Fahrt.

Um den Wärmebedarf der Personenwagen bei Fahrt ermitteln zu können, wurden auf der elektrischen Strecke Leipzig—Magdeburg und zurück Versuchsfahrten ausgeführt. Die Fahrten wurden nur des Nachts durchgeführt, um den Einfluß der Sonnenstrahlung auszuschalten.

Die Versuche wurden bei einer Fahrgeschwindigkeit von 50, 75 und 100 km/h durchgeführt. Tagsüber wurden die Wagen bis zu einer gewünschten Übertemperatur hochgeheizt, die dann als Beharrungszustand bis zur Abfahrt des Zuges durchgehalten wurden. Infolge des Fahrwindes während

der Fahrt (Abkühlung und erhöhter Luftwechsel) sank die Temperatur in den Wagen, die mit derselben Wärmemenge q_k weitergeheizt wurden, stark ab, um dann je nach den Umständen nach etwa 6 bis 10 Std. wieder in einen neuen Beharrungszustand überzugehen.

Die Ermittlung des Wärmebedarfs der Zugheizung erfolgte wie bei den Standversuchen, die Ergebnisse für einen C4i-Wagen sind in Zusammenstellung 2 zusammengestellt.

C. Wärmeverbrauch der Zugheizung, aus den Verbrauchszahlen der Dampfheizung und Druckabfall in den Hauptdampfleitungen.

1. Wärmeverbrauch.

Um den Wärmeverbrauch der Dampfheizung der Personenwagen im Stand und bei Fahrt zu bestimmen, wurde eine größere Reihe von Versuchsfahrten auf der Strecke Berlin—Nürnberg—Berlin durchgeführt. Der Dampf wurde von einem Heizkesselwagen geliefert. Gemessen wurden der Dampfverbrauch und die erreichten Temperaturen bei vierachsigen Durchgangswagen mit Pintsch-Umlaufheizung. Der Vollständigkeit halber sind die Dampfverbrauchszahlen auch für die Hoch- und Niederdruckheizung angegeben.

Die ermittelten Dampfverbrauchszahlen sind in Zusammenstellung 3 zusammengestellt. In diesen Dampfverbrauchszahlen sind die Wärmeverluste durch Kondensation in der Heizung, in den Kupplungen und die Verluste durch den Schlußhahn am Ende des letzten Wagens am Zuge einbegriffen. Der Dampfabschlußhahn am letzten Wagen am Zuge wurde bei allen Versuchen mit einer Bohrung von 3 mm versehen, um allen Versuchen die gleichen Verluste zugrunde legen zu können. Bei den Versuchen wurden zweiteilige Heizkupplungen mit großer lichter Weite (45 mm) verwendet, auf Dichtigkeit dieser Kupplungen wurde besonderer Wert gelegt. Um die Dampfverbrauchszahlen nur für die Heizung im Wagen zu bestimmen, wurden die Verluste durch die Kupplungen, Hauptdampfleitungen und Schlußhahn besonders bestimmt (s. Abb. 5).

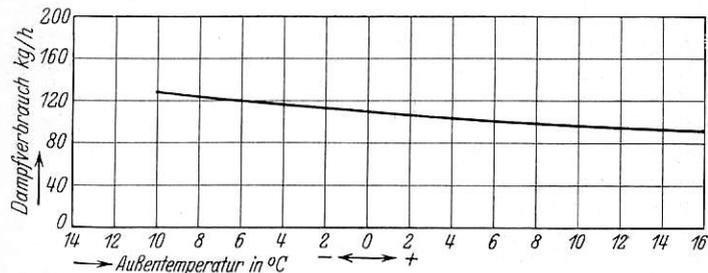


Abb. 5. Dampfverbrauch der Hauptleitung der Kupplungen und des Schlußhahnes im Beharrungszustand bei neun Wagen.

Die in Zusammenstellung 3 zusammengestellten Verbrauchswerte stellen die geringstmöglichen Werte der Pintsch-umlaufheizung dar, die auftreten können. Bei den Versuchsfahrten wurden sorgfältig sämtliche Fenster und Türen, sowie die Lüftungseinrichtungen geschlossen.

Zusammenstellung 3.

Durchschnittliche Dampfverbrauchszahlen einschließlich der Verluste (Kupplungen, Hauptdampfleitung und Schlußhahn), nach Versuchen je °C (rund 60 km/h Reisegeschwindigkeit) Wagen und Stunde.

1. Pintsch-Heizung: (Nuhz)

AB 4ü = 1,31 kg bei Stand	} Mittel aus Fahr- versuchen 1,66 kg/h
AB 4ü = 1,6 „ „ Fahrt	
C 4ü = 1,37 „ „ Stand	
C 4ü = 1,72 „ „ Fahrt	
C 4i = 2,25 „ „ Mittel aus Fahrversuchen	} 2,47 kg/h.
B 4i = 2,72 „ „	

2. Hoch- und Niederdruckheizung: (Nhhz)

Mittelwert: 5,33 kg je °C und Stunde und Wagen bei Fahrt.

Die Dampfverbrauchsmessungen bei planmäßig gefahrenen Zügen (Strecke Berlin—Köln—Berlin) ergaben einen etwa 1,5fachen Verbrauch. Dieser Mehrverbrauch ist durch das mehrfache Öffnen der Fenster, Türen und Lüftungseinrichtungen, durch unsachgemäßes Einstellen des Schlußhahnes bedingt. Außerdem ist der Feuchtigkeitsgehalt des Dampfes beim Heizen von der Lokomotive aus wesentlich größer als beim Heizen mit Heizkesselwagen. Dieser Grund ist hauptsächlich durch die ungünstige Lage des Dampfentnahmestutzens auf der Lokomotive dicht über dem Wasserspiegel bedingt.

Die Dampfverbrauchszahlen im praktischen Betrieb sind in Zusammenstellung 4 zusammengestellt.

2. Druckabfall in der Hauptdampfleitung.

Außer durch den Dampfverbrauch für die Zugheizung ist der Stärke des zu heizenden Zuges durch den Druckabfall in den Hauptdampfleitungen und der Kupplungen der einzelnen

Zusammenstellung 4.

Dampfverbrauchswerte (kg/h) bei Fahrt (60 km/h) für einen Wagen im praktischen Betrieb bei Innentemperatur = plus 20° C.

Außen-temperatur	Pintsch-Umlaufheizung				Hoch- und Niederdruckheizung: D-Wagen (Mittel)
	AB 4ü	C 4ü	AB 4ü u. C 4ü (Mittel)	B 4i u. C 4i (Mittel)	
+ 10	24,0	25,8	24,9	37,1	80,0
± 0	48,0	51,6	49,8	74,2	160,0
- 10	72,0	77,4	74,7	111,3	240,0
- 20	96,0	103,2	99,6	148,4	320,0

Wagen eine Grenze gesetzt. Im allgemeinen wird für die Heizung der Züge bei größerer Kälte auf der Lokomotive ein Dampfdruck von 4 bis 5 at gehalten. Nach durchgeführten Versuchen (s. Abb. 6) beträgt der Druckabfall bei niederen Heizstufen etwa 0,1, bei mittleren Heizstufen etwa 0,15 und bei der höchsten Heizstufe etwa 0,25 at je Wagen.

D. Wirtschaftlichkeit der hauptsächlichsten Zugheizungsarten.

Die ermittelten Wärmebedarfswerte für die Zugheizung werden dazu benutzt, im Zusammenhang mit den Verbrauchszahlen den Wirkungsgrad der Lokomotiv- und elektrischen Heizung zu bestimmen und eine Wärmewirtschafts- und Kostenrechnung aufzustellen.

I. Wärmewirtschaftsrechnung.

Nach den Versuchsergebnissen beträgt der Wärmebedarf in einem D-Zugwagen (AB 4ü) bei 60 km/h Reisegeschwindigkeit bei 10° C Kälte rund $630 \times 30 = 20000$ WE. Aus den oben erhaltenen Dampfverbrauchswerten für die Zugheizung müssen für die Vergleichsberechnung der obigen Heizungsarten noch die entsprechenden Verbrauchszahlen durch Rückwärtsrechnung oder auch durch Übertragung der Verhältniszahlen der Teilverluste bestimmt werden (s. Abb. 7).

Der Dampfverbrauch eines D-Wagens in einem geschlossenen Zuge beträgt bei $-10^\circ \text{C} = 30 \cdot 1,66 = 50$ kg/h. Davon entfallen nach Standversuchen etwa 15 kg Dampf auf die Hauptleitung und den Schlußhahn (V_e) (s. Abb. 5). Für die Heizung des Wagens allein bleiben also 35 kg Dampf/Std. Die Gesamtkondensatverluste (einschließlich der Hauptleitung) sind unter der Annahme, daß der ganze Dampf sich kondensiert, insgesamt $50 \cdot 95 = 4750$ (V_k). Die Kondensatverluste für die Heizung im Wagen betragen $35 \cdot 95 = 330$ (V_{kw}). Bei 100%igem Wirkungsgrad der Heizung müßte das Kondensat nur mit 20° C, d. h. also mit der Innentemperatur des Wagens abgeschieden werden, es dürfen also nur $35 \cdot 20 = 700$ WE/h verloren gehen. Die auftretenden Wärmeverluste für den Betrieb der Heizung im Innern eines Wagens ergeben sich also zu $35 \cdot (95 - 20) = 2600$ WE/h.

Im praktischen Betrieb ist der Gesamtdampfverbrauchswert 1,5mal so groß wie bei den Versuchswerten. Bei -10°C werden $30 \cdot 1,66 \cdot 1,5 = 75$ kg Dampf/h für einen D-Wagen benötigt. Durch schlechtere Einstellung der Heizung usw. erhöht sich der Verlust bei Fahrt um etwa 5% bei gleicher Innentemperatur. Die Gesamtverluste (V_g) beziffern sich auf 43,5 kg Dampf/h, die Gesamtkondensatverluste (V_k) auf $75 \cdot 95 = 7100$ WE/h (s. Abb. 7). Für reine Übertragungs- bzw. Strömungsverluste in der Hauptleitung (V_{ii}) gehen 33 kg Dampf verloren. Es ist anzunehmen, daß das Verhältnis der Verlustanteile innerhalb der Gesamtkondensatverluste beim Versuch und im Betrieb annähernd konstant bleiben. Durch

entsprechende Übertragung ergeben sich dann die Verluste während der Fahrt im Betriebe (V_1) zu 35 kg Dampf/h und V_h zu 3900 WE/h.

wirkungsgrad bezogen auf Kohle unter dem Lokomotivkessel $\eta = 0,27$.

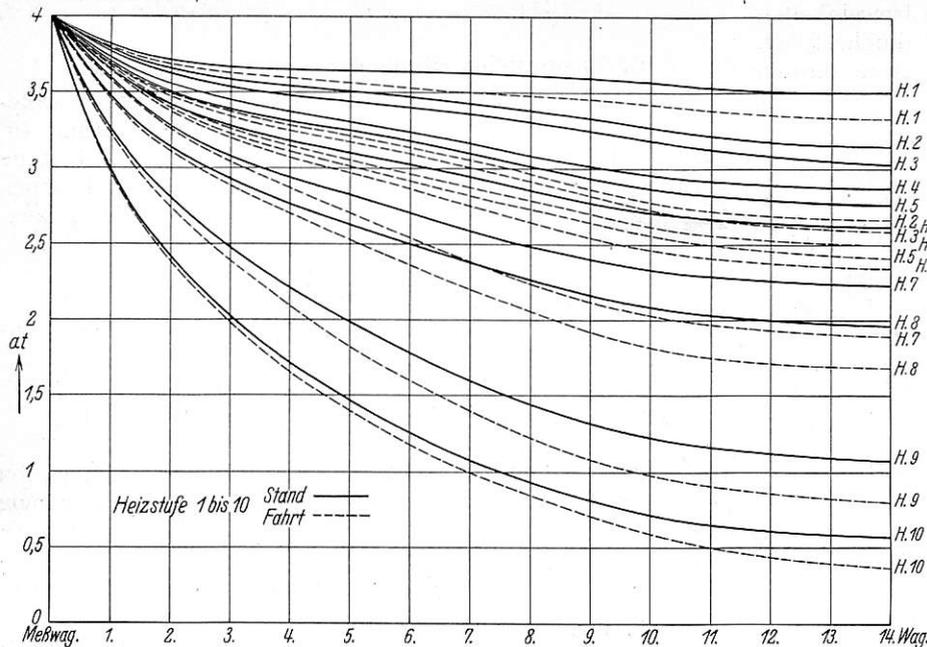


Abb. 6. Druckabfall in einem Zuge von 14 Wagen bei gleichem Druck und verschiedenen Heizstufen bei $+3,5^\circ$ Außentemperatur.

Die übrigen Einzelverluste der Pintsch-Umlaufheizung sind aus Abb. 7 zu entnehmen. Der Gesamtwirkungsgrad der Heizung ab Lokomotivkessel beträgt unter Zugrundlegung der oben errechneten Werte $\eta = 0,42$ und der Wirkungsgrad der „unvollkommenen Heizung“ als Teil des Gesamtwirkungsgrades des Wagens $\eta = 0,87$.

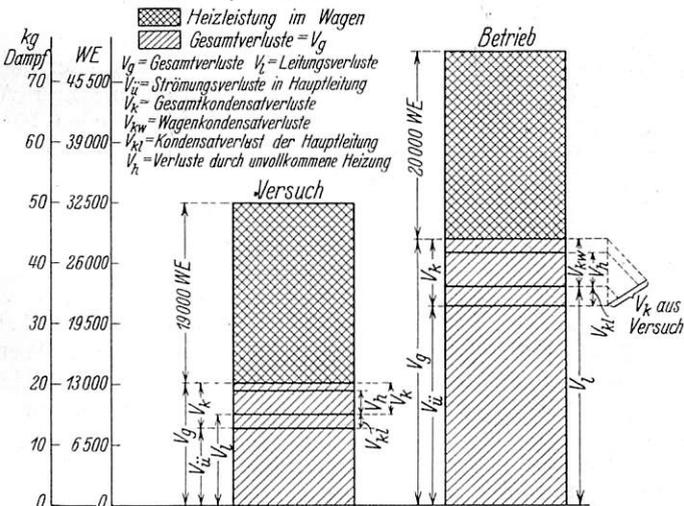


Abb. 7.

Bei der Gegenüberstellung der einzelnen Heizungssysteme wurde der ermittelte Wärmebedarf eines D-Wagens = 20000 WE/h zugrunde gelegt, und der Vergleich des Heizungssystems bis auf die ursprüngliche Energie (Kohle) ausgedehnt. Es waren folgende Überlegungen notwendig.

1. Lokomotivdampfheizung.

Der Wirkungsgrad ab Lokomotive wurde oben zu $\eta = 0,42$, der zugleich Kondensat-, Leitungs- und Heizungsverlust einschließt, errechnet. Hinzu kommt der Kesselwirkungsgrad der Lokomotive $\eta = 0,65$. Daraus ergibt sich ein Wärmeverbrauch von: $\frac{20000}{0,42 \cdot 0,65} = 74000$ WE/h und der Gesamt-

2. Elektrische Widerstandsheizung (Steinkohlenkraftwerk).

Die Übertragungsverluste bis zum Wagen (einschließlich Spannungsabfall innerhalb des Zuges etwa 1,2%) seien 17%. Ferner ist der Generatorverlust 5%, so daß also im Kraftwerk $\frac{20000}{0,83 \cdot 0,95} = 25500$ WE = 29,5 KW erzeugt werden müssen. Ein mittleres Kraftwerk braucht etwa 1 kg Kohle (7000 WE/kg) für eine Kilowattstunde (Kesselwirkungsgrad $\eta_k = 0,7$). Der Gesamtwärmeverbrauch bezogen auf Steinkohle ist also:

$$\begin{aligned} \text{Wärmeverbrauch} &= \\ &= 29,5 \cdot 7000 = 207000 \text{ WE/h und} \\ \eta_{el} \cdot W \text{ (Steinkohle)} &= 0,097 \sim 0,1. \end{aligned}$$

3. Elektrische Widerstandsheizung (Braunkohlenkraftwerk).

Es treten dieselben Verhältnisse wie unter 2. auf. Lediglich der schlechtere Wirkungsgrad des Kessels $\eta = 0,65$ bei Braunkohlenverbrennung erhöht den Gesamtwärmeverbrauch:

$$\begin{aligned} \text{Wärmeverbrauch} &= \frac{29,5 \cdot 7000 \cdot 0,74}{0,65} = \\ &= 236000 \text{ WE/h} \\ \eta_{el} \cdot W \text{ (Braunkohle)} &= 0,085 \sim 0,09. \end{aligned}$$

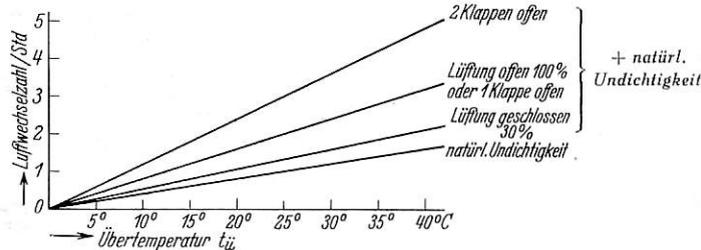


Abb. 8. Luftwechselzahl je Stunde für verschiedene Lüftungsanordnungen abhängig von der Übertemperatur.

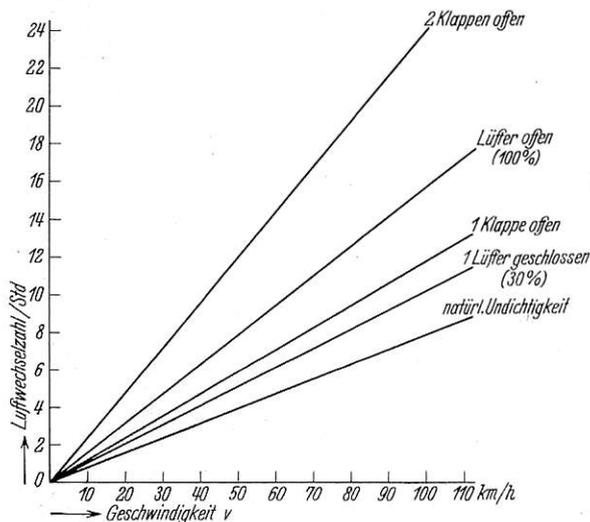


Abb. 9. Luftwechselzahl je Stunde bei verschiedenen Lüftungsanordnungen abhängig von der Fahrgeschwindigkeit.

II. Kostenrechnung.

Während bei der wärmewirtschaftlichen Gegenüberstellung der Zugheizungsbaarten auf Grund von Erfahrungswerten eine für Vergleichszwecke hinreichend genaue Werte ermittelt werden konnten, ist dies für die Kostenberechnung für die

Heizung der Wagen mit einem Wärmeverbrauch von 20000 WE — sofern die Anlagekosten berücksichtigt werden sollen — nicht ohne weiteres möglich. Die Kostenrechnung wird aus diesem Grunde nur für die aufgewendeten Wärmeinheiten bezogen auf den Preis der Ursprungsenergie durchgeführt. Anlage-, Verzinsungs-, Abschreib- und Unterhaltungskosten müssen also noch ergänzt werden.

verfeuert Braunkohle 2300 WE enthält, so betragen die Gesamtwärmekosten für die 236000 WE:

$$GW = \frac{236000}{2300} \cdot 0,335 = 34,5 \text{ Rpfl.}$$

E. Zusammenstellung der Versuchsergebnisse.

1. Bezogen auf 1⁰ Übertemperatur wurden die Wärmeverluste der untersuchten Wagen (C4ü, AB4ü, C4i und B4i) durch Leitung und Strahlung bezogen auf einen Wagen bestimmt zu (s. Zusammenstellung 5):

Zusammenstellung 5.

Bei einer Geschwindigkeit von:

0 km/h	= 300 WE/h °C
50 „	= 400 „
75 „	= 425 „
100 „	= 450 „

2. Die Verluste durch Konvektion (nur C4ü und AB4ü) sind abhängig von der Größe der Luftmenge, die durch die verschiedenen Lüftungseinrichtungen und die natürlichen Undichtigkeiten den Wagen verläßt. Für die Bestimmung des stündlichen Luftwechsels wurde die Luftwechselzahl $l = \lambda \cdot t_{\bar{u}} + \mu \cdot v^n$ in Abhängigkeit von der Übertemperatur (siehe Abb. 8) und der Fahrgeschwindigkeit (s. Abb. 9) ermittelt. Diese Luftwechselzahlen gelten nur für den Beharrungszustand. Mit der Luftwechselzahl $l = \lambda \cdot t_{\bar{u}} + \mu \cdot v^n$ kann die austretende Luftmenge je Stunde für einen Wagen ($L = l \cdot I$) errechnet werden.

AB4ü $L = 80 l$
 C4ü $L = 100 l$

Die Wärmeverluste der Personenwagen durch Konvektion in ihrer Abhängigkeit von den verschiedenen Übertemperaturen können mit Hilfe der Luftwechselzahlen l bestimmt werden.

$$Q = L \cdot \gamma \cdot c_p \cdot t_{\bar{u}}$$

$\gamma = 1,293 \text{ kg/m}^3$
 $c_p = 0,241 \text{ WE/kg}^{\circ}\text{h}$

AB4ü $Q = 0,31 \cdot 80 \cdot l \cdot t_{\bar{u}} = 24,8 \cdot l \cdot t_{\bar{u}}$
 C4ü $Q = 0,31 \cdot 100 \cdot l \cdot t_{\bar{u}} = 31,0 \cdot l \cdot t_{\bar{u}}$

Es ergeben sich nach Einsetzung der entsprechenden Werte die benötigten Wärmemengen bei der entsprechenden Übertemperatur, Fahrgeschwindigkeit und nach einer bestimmten Zeit.

3. Die Gesamtverluste eines AB4ü (Verluste durch Wärmeleitung, Strahlung und Konvektion) in Abhängigkeit von der Übertemperatur, Fahrgeschwindigkeit und verschiedenen Lüftungsmöglichkeiten sind in Abb. 10 a bis 10 c zusammengestellt.

4. Die Wärmebilanz eines Personenwagens (AB4ü) ergaben die auf Abb. 11 a bis 11 c aufgetragenen Werte.

Der Vergleich der Sankey-Diagramme läßt erkennen, daß im Stillstand die Verluste durch Wärmeleitung und Strahlung den größten Anteil haben, unter diesen überwiegen entsprechend der Größe ihrer Flächen die Verluste durch das Dach und die Seitenwände. Bei Fahrt tritt jedoch der Einfluß der Lüftung hervor, der bei höheren Geschwindigkeiten fast 40% der gesamten Verluste ausmacht.

5. Der Wärmebedarf der Personenwagen pro Wagen/h und Grad Celsius Übertemperatur sollte im Stand bei 50, 75

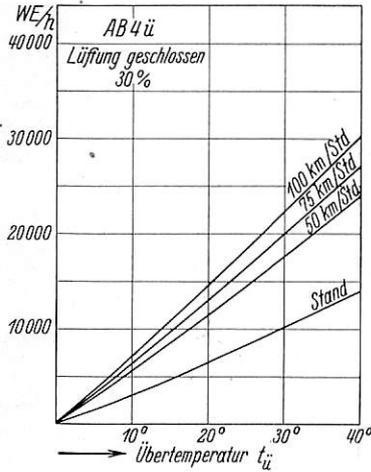


Abb. 10 a.

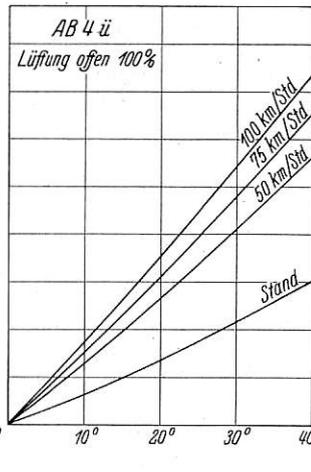


Abb. 10 b.

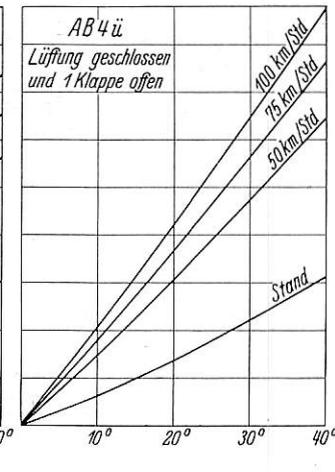


Abb. 10 c.

Gesamt-Wärmeverluste Q in WE/h.

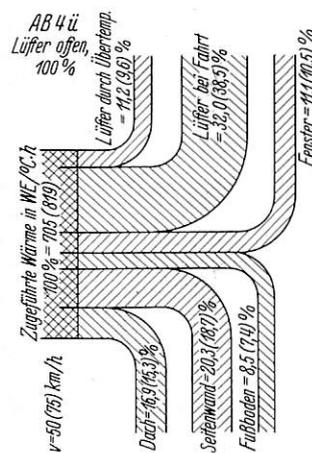


Abb. 11 a.

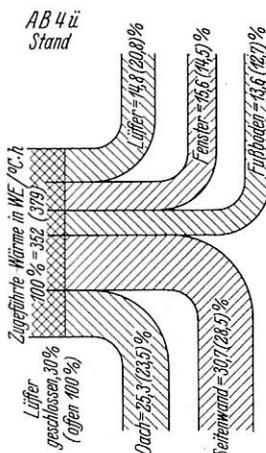


Abb. 11 b.

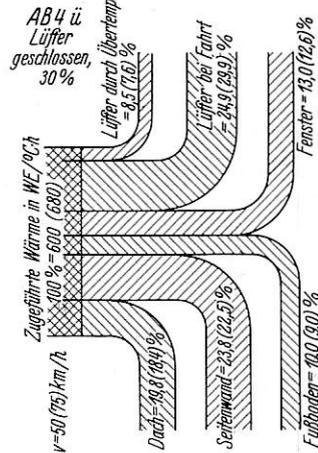


Abb. 11 c.

Wärmebilanz eines AB4ü D-Zugwagens.

1. Lokomotivheizung.

Benötigt werden 74000 WE, was etwa 10,6 kg Kohle vom Heizwert 7000 entspricht. 1 kg Kohle ab Tender kostet etwa 2,43 Rpfl Gesamtwärmekosten:

$$GW = 10,6 \cdot 2,43 = 26 \text{ Rpfl/Std.}$$

2. Elektrische Widerstandsheizung (Steinkohlenkraftwerk).

Es sind 207000 WE erforderlich. Zur Verfeuerung kommt schlesische Steinkohle (5984 WE/kg), die nach dem Jahresbericht der RBD. Breslau von 1930, im Mittel 1,18 Rpfl/kg kostet. Die Wärmekosten betragen in diesem Fall:

$$GW = \frac{20700}{5984} \cdot 0,0118 \text{ RM} = 41 \text{ Rpfl/Std.}$$

3. Elektrische Widerstandsheizung (Braunkohlenkraftwerk).

Die RBD. Halle rechnet nach dem Jahresbericht von 1930 mit 1,45 RM für 1000000 WE; 1 kg Braunkohle würde also 0,335 Rpfl kosten. Berücksichtigt man, daß 1 kg der dort

und 100 km/h Fahrt ermittelt werden; während es gelang, die Versuche im Stand und die bei 50 km/h Geschwindigkeiten gleichmäßig und ohne übermäßig häufiges und langes Halten beim Wenden (Strecke Leipzig—Magdeburg—Leipzig) durchzuführen, müssen für die Geschwindigkeiten von 75 und 100 km/h noch weitere Versuche unternommen werden.

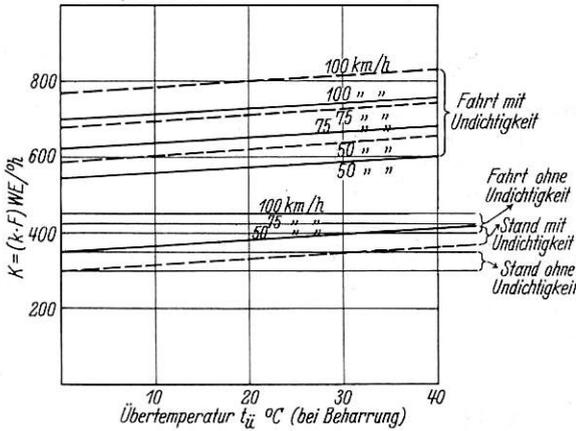


Abb. 12 a.

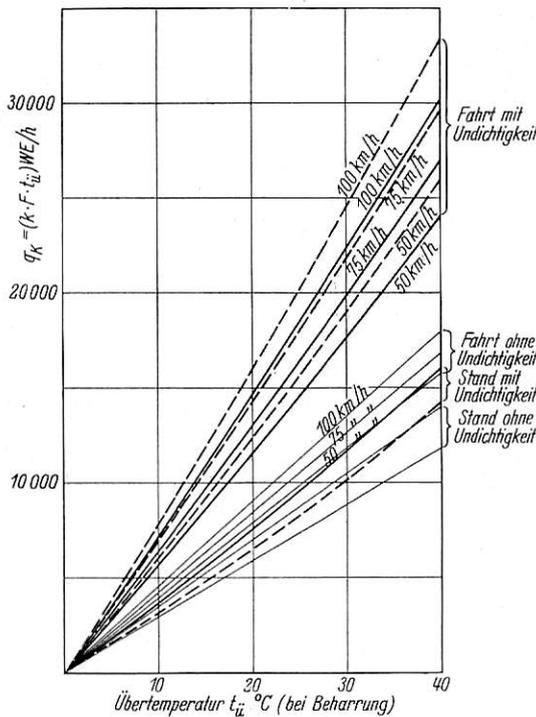


Abb. 12 b.

Wärmebedarf der D-Zug- und vierachsigen Personenwagen.

- C Wagen
 - B und AB Wagen
 - C, B und AB Wagen ohne Undichtigkeiten.
- } mit Undichtigkeiten.

In Zusammenstellung 6 sind die Werte für den Wärmebedarf der Personenwagen bei Beharrung zusammengestellt. Die Werte für 75 und 100 km/h Fahrt sind unter Benutzung der Ergebnisse aus den ergänzenden Versuchen über Undichtigkeit der Personenwagen ermittelt worden.

Der Wärmebedarf in Abhängigkeit von der Undichtigkeit und der Fahrgeschwindigkeit ist in Abb. 12 a und 12 b zusammengestellt.

6. Die zur Aufladung der Personenwagen (Wagen und Einrichtung) nötigen Wärmemengen ergeben sich aus Zusammenstellung 7.

Zusammenstellung 6.

Wärmebedarf der Personenwagen in WE bei Beharrung bzw. auf °C Übertemperatur und Stunde bei 30% geöffnetem Lüfter rund:

	Stand	50 km/h	75/km/h	100 km/h
AB 4ü	380	600	680	750
C 4ü	350	650	750	850
C 4i	350	650	710	850
B 4i	380	600	680	750

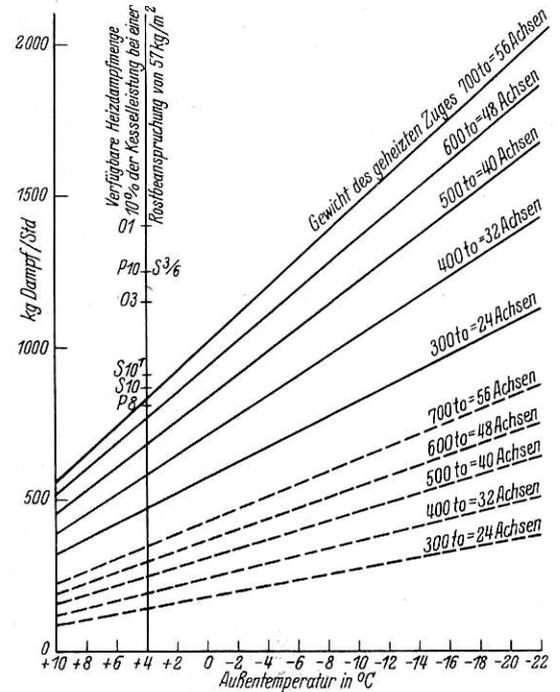


Abb. 13. Dampfverbrauch für das Heizen der Reisezüge.

- nach Zuko (Dienstvorschrift für die Berechnung der Kosten einer Zugfahrt).
- nach Versuchswerten (D-Zugwagen mit Pintsch-Umlaufheizung).

Zusammenstellung 7.

Wärmebedarf zur Aufladung (Wagen und Einrichtungen).

	Aufgespeicherte WE °C im Mittel	Aufgespeicherte WE bei 40° Übertemperatur im Mittel
AB 4ü	1610	64 500
C 4ü	1480	59 000
C 4i	1340	53 500
B 4i	1575	63 000

Den ermittelten Werten sind die Verluste bei Stand k · F zugrunde gelegt bei:

$$\left. \begin{matrix} B 4i \\ AB 4ü \end{matrix} \right\} = 350 \text{ WE}/^{\circ} \text{h}$$

$$\left. \begin{matrix} C 4i \\ C 4ü \end{matrix} \right\} = 300 \text{ WE}/^{\circ} \text{h}$$

7. Der Dampfverbrauch der Heizung bei versuchsmäßig gefahrenen Zügen (Pintsch-Umlaufheizung) pro Stunde Grad Celsius Übertemperatur und Wagen einschließlich Hauptdampfleitung und Kupplung bei einem durchschnittlichen Feuchtigkeitsgehalt des Dampfes von 8,31% beträgt:

AB 4ü 1,60 kg bei Fahrt	C4i 2,25 kg bei Fahrt
C4ü 1,72 „ „ „	B4i 2,72 „ „ „
AB 4ü 1,31 kg bei Stand	
C4ü 1,37 „ „ „	(siehe Abb. 13).

Bei Verwendung der Hoch- und Niederdruckheizung schwankt der Dampfverbrauch bei den Versuchsfahrten zwischen 5 und 6 kg/h °C und Wagen.

8. Der Dampfverbrauch im Betrieb ist infolge des höheren Feuchtigkeitsgehaltes des Heizdampfes (im vorliegenden Falle 18,1% gegenüber 8,31% bei den Versuchsfahrten) des öfteren Öffnens der Fenster und Türen durch die Reisenden, des unsachgemäßen Einstellens des Abschlußhahnes und der Heizstufen, sowie Undichtigkeiten in den Heizkupplungen nach Messungen im Betrieb rund 1,5mal so groß wie bei den Versuchsfahrten.

9. Der Dampfverbrauch der Hauptdampfleitung (Schlußhahn) und der Kupplungen beträgt bei abgestellter Heizung etwa 15 kg/h und Wagen.

10. Zur Aufladung (auf rund 90° C) der Heizungseinrichtungen, der Hauptdampfleitung und der Heizkupplungen werden für einen Wagen gebraucht:

Heizungseinrichtung	8000 WE
Hauptdampfleitung und Kupplungen	2000 „
Gesamt	10000 WE

11. Der Druckabfall in der Hauptdampfleitung bei Verwendung von zweiteiligen Heizkupplungen mit einem Durchmesser von 45 mm ist in den ersten Wagen am größten und wird mit jedem weiteren Wagen allmählich geringer. Bei der Hoch- und Niederdruckheizung ist der Druckabfall höher, als bei der Pintsch-Umlaufheizung. Der Druckabfall beträgt:

a) Pintsch-Umlaufheizung	0,10—0,25
b) Hoch- und Niederdruckheizung	0,20—0,3

Die Pintsch-Umlaufheizung arbeitet bei einem Dampfdruck von 0,3 at noch einwandfrei, so daß bei einem Dampfdruck von 4,0 bis 5,0 at auf der Lokomotive bei 14 vierachsigen Wagen mit Pintsch-Umlaufheizung der Dampfdruck am letzten Wagen zur Heizung desselben ausreicht.

Rundschau.

Internationale Automobil- und Motorrad-Ausstellung 1933.

Die Ausstellung fand nach zweijähriger Pause in den Berliner Ausstellungshallen vom 11. bis 23. Februar statt. Ein Merkstein der Ausstellung war die Verwendung des schnellaufenden Dieselmotors bei Lastkraftwagen von bereits 1½ t Nutzlast an und auch bei Omnibussen, der infolge verbesserter Verbrennung des im Luftwirbel fein verteilten Brennstoffs auch bei Drehzahlen von 2000 bis 2500 Umdr./Min. rauch- und geruchlos, weich und ruhig läuft. Büssing-NAG haben eine neue Dieselseihe zu Drei-, Vier- und

kommen für Schienenomnibusse und Leichttriebwagen in Frage. Viel Beachtung fand der schnellaufende Zweitakt-Michelmotor mit seinem Sternzylinder und drei gegenläufigen Kolben, zwischen deren Köpfen der gemeinsame Verbrennungsraum liegt. Die Kolben arbeiten auf drei Wellen, die durch ein Dreieck gekuppelt sind, in dem die Spülpumpe eingebaut ist. Ein 160/200 PS-Motor ist für Schwerlastwagen, ein 60/70 PS für leichte Schnelllastwagen und Personenwagen bestimmt. Henschel baut einen Sechszyl.-Dieselmotor, Lizenz Lanova, mit einer Leistung von 110 PS, dessen

Abmessungen eine Auswechslung gegen den Sechszyl.-Vergasermotor zulassen. Bei der Vomag ist der 140 PS-Sechszyl.-Wirbelkammer-Dieselmotor zu erwähnen. Die MAN hatte sehr beachtliche Fortschritte ihres Dieselmotorenbaus in einem neuen 70 PS-Sechszyl.- und in einem 100 PS-Sechszyl.-Stahl-Dieselmotor in geschweißter Ausführung zur Schau gestellt. Bei letzteren sind Kurbel- und Zylindergehäuse, sowie die Lager zur Aufhängung und das Gehäuse für das Schwungrad vollkommen geschweißt. Als Zylinder dienen eingezogene Gußlaufbüchsen, die leicht ausgewechselt werden können. Durch die Schweißung wird das Gewicht um 15% herabgesetzt und der Dieselmotor einem gleich starken Vergasermotor im Gewicht gleich. Weiter wurde auf der Ausstellung zum ersten Male der 140/150 PS-Dieselmotor als stärkster Dieselmotor für Dreiachser und Schienenomnibusse gezeigt.

Entsprechend der Entwicklung des Nutzkraftfahrzeugbaus zu kleineren, leistungsfähigen, beweglichen und schnellaufenden Fahrzeugen waren in der Gewichtsklasse zu 2 bis 2½ t und 3 bis 4 t Nutzlast verschiedene neue Fahrzeuge zu sehen. So hatte die MAN ein neues Dieselfahrgestell Typ Z 1 für Schnelllastwagen und Omnibusse (35 Personen) mit 70 PS-Sechszyl.-Motor, Radstand 4500 mm, Rahmentragfähigkeit 3700 kg mit völlig niet- und schraubenlosen Rahmen und geschweißten Querträgern, Geschwindigkeit 75 km/Std. ausgestellt. Auch Magirus zeigte ein 2½ t-Fahrzeug mit Sechszyl.-Dieselmotor

für Lastkraftwagen und Omnibusse mit geschweißtem Fahrgestellrahmen. Hanomag hatte bei einem 3 bis 3½ t-Diesellastkraftwagen den Motor mit Getriebe und Antrieb unter den Fahrgestellrahmen zwischen Vorder- und Hinterachse gelegt, so daß die Fahrgestellfläche besser wie üblich ausgenutzt werden kann. Bei Daimler-Benz war eine Neuerscheinung ein 2¾ Tonner (Radstand 4250 mm) mit 65 PS-Diesel- oder Vergasermotor und einem verwindungssteifen Stahlrahmen, in den das Motoraggregat elastisch und schwingungsfrei gelagert ist, und ein 3½ Tonner, der mit einem 95 PS-Sechszyl.-Dieselmotor ausgerüstet ist und 60 km/Std. fährt. In dem neuartigen Tiefzugrahmen ist der Motor elastisch gelagert. Der Wagen hat Bosch-Dewandre-Vierradbremse und Vierganggetriebe mit angeflanschem Schnell- und Schongang, also acht Geschwindigkeitsstufen, zur Anpassung an alle Geländeverhältnisse. Die Omnibusaufbauten für diese Fahrgestelle sind in Ganzstahl aus-

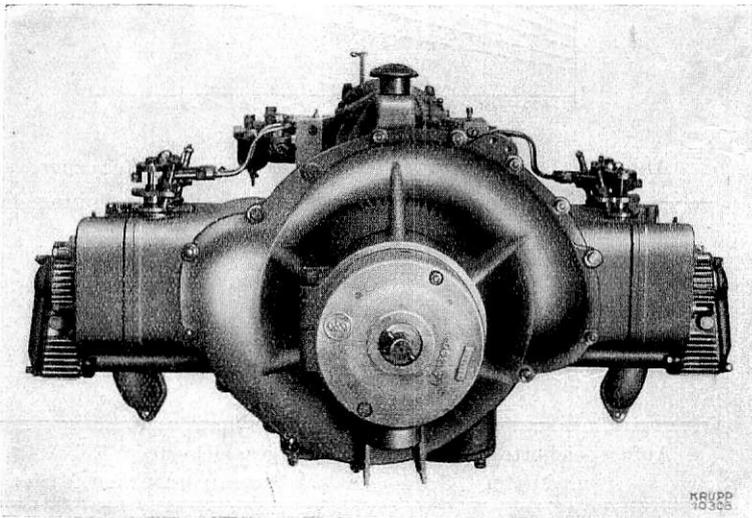


Abb. 1. Luftgekühlter 50 PS Krupp-Dieselmotor.

Sechszylinder geschaffen, die in vielen Teilen austauschbar sind und sich nur durch die Zylinderzahl in der Leistung unterscheiden. Daimler-Benz bauen für Eisenbahnfahrzeuge einen neuen Vierzylinder 60/75 PS-Schienenomnibus- und Sechszylinder 135/150 PS-Triebwagen-Dieselmotor. Krupp zeigte den ersten luftgekühlten Dieselmotor mit 50 PS Leistung (Abb. 1), der reihenmäßig hergestellt wird und durch Austausch weniger Teile schnell in einen Vergasermotor umgewandelt werden kann, was bei der Unsicherheit in der Preisbildung der verschiedenen Treibstoffe von hohem Wert ist. Das Gewicht des Motors beträgt 6,5 kg/PS. Auf Wunsch wechselt Krupp Vergasermotoren durch Krupp-Junkers-Fahrzeugdieselmotoren aus, die nach dem Gegenkolbenverfahren als Zweitaktmaschinen mit Strahlenspritzung ohne Vorkammer oder Luftspeicher arbeiten. Die Motoren laufen ohne Hilfseinrichtung (wie Glühkerzen) an. Die 80 und 110 PS-Typen

geführt. Für Eilomnibusverkehr mit 100 km/Std. Fahr- geschwindigkeit wird der 3 $\frac{1}{2}$ Tonner mit einem neuen Achtzyl.- Vergasermotor ausgerüstet, der bei normaler Drehzahl 150 PS und mit Kompressor 200 PS leistet. Eine automatische, durch Saugluft gesteuerte Kupplungs- betätigung, ermöglicht leichtes und geräuschloses Schalten und bietet gleichzeitig die Vorteile des Freilaufs zu wesentlicher Brennstoffersparnis. Bemerkenswert war auch der Wochenendwagen für fünf bis sieben Personen mit 55 PS-Dieselmotor, der einen kombinierten Wohn- und Schlafraum sowie eine eingebaute Kleinküche mit Petroleumpreßgasherd enthält. Büssing-NAG haben ein 4 t-Fahrgestell für Omnibusse Typ 400 (36 Personen) mit einem Achtzyl.-Motor in V-Form von 155 PS_{ef} herausgebracht, der dem Fahrzeug eine Spitze-ge-

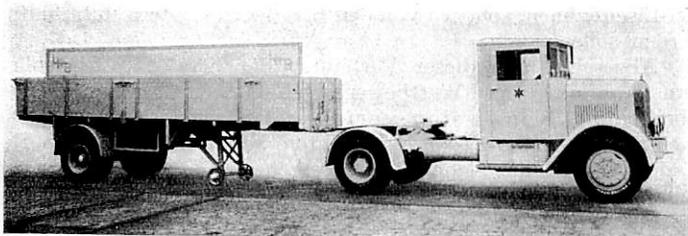


Abb. 2. Sattelschlepperzug zur Beförderung einer Nutzlast von 9,5 t. Henschel-Zugmaschine. — LHB-Anhänger.

geschwindigkeit von 100 km/Std. verleiht und infolge guten Beschleunigungsvermögens gestattet, eine mittlere Reisegeschwindigkeit von 70 bis 80 km/Std. über lange Strecken und ohne Überanstrengung der Maschine durchzuhalten. Dreiachser hatten ein Fünfganggetriebe, dessen fünfter Gang als Spar- oder Schnellgang ausgebildet ist, und einen hinter dem Getriebe angeordneten Freilauf. Alle Gänge werden durch Druckluft geschaltet. Die Verbindung von Freilauf und Spargang gibt bei geschickter Ausnutzung die Möglichkeit erheblicher Brennstoffersparnis. Ein Dreiachsomnibus mit 320 PS Sechszyl.-Doppelmotor, der auch für Triebwagen verwendet werden kann, erreicht ohne Rücksicht auf Steigungen und Gefälle eine mittlere Reisegeschwindigkeit von über 80 km/Std. Dieser Wagen kennzeichnet die Entwicklung des modernen Schnellverkehrs in naher Zukunft.

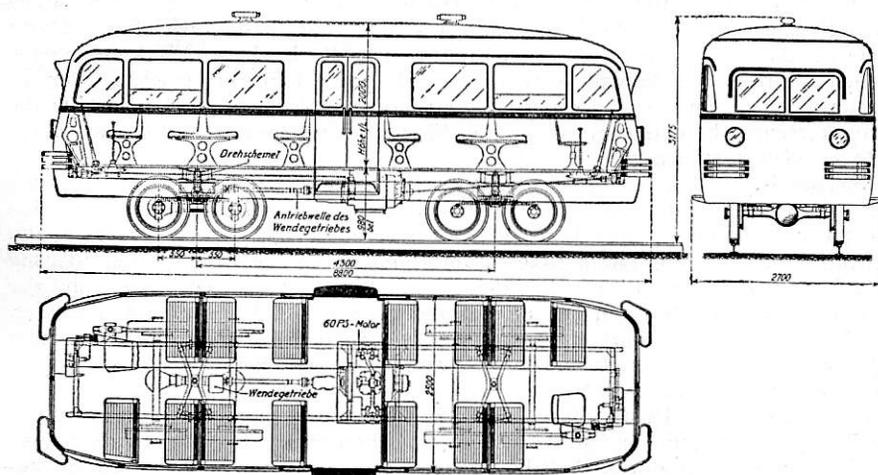


Abb. 3. Krupp-Fahrgestell für einen Normalspur-Schienenomnibus mit 30 Sitzplätzen.

Ein sehr beliebt gewordener Fahrzeugtyp ist der Sattelschlepper (Abb. 2). Der Anschaffungspreis bei hohen Nutzlasten, die Betriebskosten im Brennstoffverbrauch und Bedienung sind gering. Die steuerliche Belastung auf die Tonne Nutzlast bezogen, beträgt nur etwa ein Drittel der für Lastkraftwagen. Die Fahrzeuge sind wendig und besonders im Pendelverkehr brauchbar. Die Mitführung eines zweiten Anhängers ist zulässig, so daß Nutzlasten bis zu 16 t bei entsprechender Motorleistung befördert werden können. Demgemäß sind alle Firmen zur Herstellung dieser Fahrzeuge übergegangen. Die MAN baut solche für Nutzlasten bis zu 9500 kg, Daimler-Benz für 4, 6 und 8 t Nutzlast, Krupp etwa

die gleichen Größen. Zum Antrieb wird der Dieselmotor mit Achtgang-Getriebe genommen. Die Anhängerkupplung ermöglicht ein selbsttätiges Zusammenkuppeln und Verriegeln beider Fahrzeuge bei jeder Belastung und Winkelstellung. Die Anhänger liefern meist Karosseriefirmen. Henschel, der seine Zugmaschinen für eine Nutzlast bis zu 10 t herstellt, zeigte einen Sattelschlepper mit LHB-Anhänger für 9,5 t mit vollautomatischer Kupplung, bei der gleichzeitig und selbsttätig mit dem Kuppelvorgang auch die Stützräder der Hilfsachse nach oben geschwenkt werden. Die Länge des Zuges beträgt 9,4 m, die Ladefläche 6,5 × 2,2 m. Für Schlepper von 4 t Nutzlast mit leichten Opel-Blitz-, Ford-, Chevrolet- usw. Zugmaschinen wird eine billige feste Kupplung geliefert. Der „Opel-Blitz 6“ wurde auch mit einem Kässbohrer-Omnibusaufbau für 40 Sitzplätze gezeigt, der nur 15000 RM kostet und etwa 4,5 t wiegt. Ein derartiger 50-Sitzer läuft auf der Strecke Dessau—Wolfen seit Juni v. Js. Die Anhänger für Lastkraftwagen werden meist in Baustahl zur Gewichtsersparnis ausgeführt. Erwähnt sei nur Lindner, Gaubschat, Kässbohrer. Bei letzterem wiegt z. B. ein Anhänger für 7200 kg Nutzlast 2800 kg, für 2500 kg nur 1000 kg. Die Firma hatte auch für empfindliche Güter einen 7 t-Ferntransportanhänger mit Schwingachsen ausgestellt. Derartige Anhänger waren auch bei Gaubschat, Christoph & Unmack, Möller zu sehen. Die Konstruktionen in der Federanordnung, an der die Räder hängen, weichen voneinander ab.

Zu den schon mehr als Eisenbahnfahrzeuge anzusehenden Schienenomnibussen hatte Henschel einen für die DRG bereits gelieferten Typ eines zweiachsigen Fahrgestells mit zwei Führerständen, 65 PS Vierzyl.-Vergasermotor, Hydroflexflüssigkeitsgetriebe zum Antrieb nur einer Achse, Stahlscheibenrädern für Normalspur ausgestellt. Das Getriebe stellt eine Kombination des bekannten Föttinger Transformators mit einer Föttinger-Kupplung dar, wobei die Schaltung selbsttätig durch innere Strömungsvorgänge erfolgt und das Fahrzeug nur durch die Betätigung des Gashebels gefahren wird. Das Fahrzeug für etwa 35 Personen wiegt 6700 kg, die Höchstgeschwindigkeit wird bei 60 km/Std. erreicht. Achsstand 5 m. In der Abb. 3 ist das Fahrgestell des leichten Krupp-Schienenomnibusses für 30 Personen ersichtlich. Es hat zwei Drehgestelle, von denen die Achsen des einen durch einen luftgekühlten 60 PS Vergasermotor, der in der Mitte des Rahmens aufgehängt ist, angetrieben werden. Die Schaltung des

Viergang-Aphongetriebes mit Umkehrgetriebe zu den Geschwindigkeiten von 13 bis 74 km/Std. erfolgt von jedem der beiden Führersitze hydraulisch. Die Scheibenräder haben zu geräusch- und erschütterungsfreiem Wagenlauf Gummilaufkranz, Stahlspurkranz und Gummiringe zwischen Spurkranz und Radscheibe. Das Dienstgewicht beträgt 4300 kg. Die Waggonfabrik Uerdingen stellte einen zweiachsigen Schienenomnibus, Uerdinger Leichtbauart für Klein- und Nebenbahnen, mit 50 PS Opel-Benzinmotor, Führerstand an jedem Wagenende, der bei 38 Sitz- und 12 Stehplätzen nur etwa 5 t (140 kg für den Sitzplatz) wiegt, aus. Das Fahrwerk ist als Steifrahmengestell (DRP) angeordnet, das unmittelbar auf gummigefederten (Conti)Rädern ruht und den auswechselbaren Maschinenrahmen trägt. Der Wagenkasten ist gegen das Fahrgestell durch weiche Blattfedern abgedefert. Die Gesamtwagenlänge beträgt 8800 mm. Die Triebwagen A. G. war mit den Dieselmotorgetrieben für 60/70 PS-Schienenomnibusse und 100/175 PS-Leichttrieb- wagen, Heinrich Kämper mit einem Motorgenerator für Rangierlokomotiven der DRG vertreten. Die

Imbert-Gas-Generatoren-Gesellschaft hatte einen Henschel 100 PS-Fünftonner und einen Komnick-Schlepper mit eingebautem Imbert-Gasgenerator für die Vergasung von Abfallholz und Antrieb des Motors durch Holzgas ausgestellt.

Zum Schluß sei noch bemerkt, daß mit der Zunahme der Wagengröße, namentlich bei den Lastwagen sich auch das Bedürfnis gezeigt hat, die Betätigung des Kuppelns und Lenkens mit Krafthilfe auszuführen. Derartige Einrichtungen werden von der Knorr-Gesellschaft gezeigt. Auch die Druckluftbremseinrichtung dieser Firma hat eine Vervollkommnung erfahren insofern die Bedienung durch den Bremsfußhebel vorgenommen wird, wobei

je nach dem Grad des Durchtretens die Bremse stärker oder weniger stark wirkt. Przygode.

Schienenbahn und Landstraße.

Zu den zahlreichen Veröffentlichungen der letzten Jahre, die das Problem Eisenbahn-Kraftwagen behandeln, ist die Niederschrift der unter dem Vorsitz des Mr. Salter zusammengetretenen englischen Arbeitsgemeinschaft „Schienenbahn und Landstraße“, gekommen. Diese ist besonders bemerkenswert, weil sie die gegnerischen Parteien — je vier Vertreter der Eisenbahn- und der Kraftfahrverbände — zu ersprießlicher Arbeit zusammenbrachte. Wir geben deshalb die von der Hauptverwaltung der DRG herausgegebene deutsche Übersetzung auszugsweise wieder.

Der Ausschuß beschäftigte sich nur mit der Güterbeförderung. Es wird auf die mißliche Lage hingewiesen, in welche die Eisenbahnen aus bekannten Gründen geraten sind (Wirtschaftskrise, Kraftwagenwettbewerb). Es muß versucht werden, den durch die schlechte Wirtschaftslage bedingten Verkehrsausfall nach überstandener Krise durch Erweiterung des Betätigungsfeldes und Erhöhung des Lebensstandards auszugleichen. Im Wettbewerb mit dem Kraftwagen, der zweiten Ursache des Verkehrsrückganges, ist die Eisenbahn sehr benachteiligt, weil diese dem Beförderungs- und Tarifzwang, ferner größeren sozialen Lasten unterliegt als der freie Kraftfahrunternehmer, und ihre Fahrbahn selbst verzinsen und unterhalten muß. Die Kraftfahrzeugsteuer dagegen hat bis jetzt für die Instandsetzung der Straßen nur z. T. ausgereicht. Deshalb verlangen die Vertreter der Eisenbahn eine gerechte Aufteilung der Straßenkosten auf die verschiedenen Fahrzeugklassen. Die zusätzlichen Unterhaltungskosten, die durch das „Allgemeine Benutzungsrecht“, d. h. durch die Benutzung der Straßen auch durch andere Wegebenutzer wie Fuhrwerke, Fußgänger und Radfahrer entstehen, soll durch das „Vermächtnis der Vergangenheit“, d. h. durch zinslose Überlassung des vorhandenen Straßennetzes an den Kraftwagen ausgeglichen sein. Mit Hilfe eines Schlüssels sollen die Straßenkosten auf die einzelnen Fahrzeuge aufgeteilt werden. Die Einführung der Geschwindigkeitstonne (normale Stundengeschwindigkeit \times Nutztonne) allein genügt nicht, da die Ab- und Benutzung der Straße wohl mit der Geschwindigkeit zunimmt, aber nicht geradlinig. Da auch der Brennstoffverbrauch ein Maßstab für die Geschwindigkeit und die Fahrleistung ist, wollte man 80 v. H. der Gesamtsteuer als Benzin- oder Benzolsteuer erheben. Dagegen ist aber einzuwenden, daß der spezifische Brennstoffverbrauch von alten und neuen Fahrzeugen gleicher Leistung verschieden ist, also die Besitzer von alten Wagen nicht nur den Nachteil höherer Unterhaltungskosten, sondern auch höhere Benzinsteuer haben. Ferner gibt es viele Kraftwagen, die keine Vergaser-, sondern Dampf-, Schweröl-, oder Holzgasmotoren haben. Um für all diese Fälle gerechte Abstufungen zu erhalten, reicht der Spielraum von 20 v. H. nicht aus. Als weitere Grundlage für die neue Kraftfahrzeugsteuer sollte deshalb die Tonnenmeile gelten. Danach sollen die Fahrzeuge entsprechend der pro Jahr geleisteten Tonnenmeilen besteuert werden. Dieses Verfahren hat den Nachteil, daß die Geschwindigkeit unberücksichtigt bleibt. Es würden deshalb die leichten, schnellen Personenwagen im Verhältnis zu den schweren, langsamen Lastkraftwagen zu gering belastet sein. Dabei bedingen gerade die hohen Geschwindigkeiten des Personenverkehrs besondere Maßnahmen, wie Verbreiterung und Verringerung der Bögen von Straßen, Verkehrsregelung und dergl. Aus diesem Grunde wurden die Steuern sowohl aus dem Brennstoffverbrauch, als auch aus den Tonnenmeilen berechnet und das Mittel der beiden Werte genommen. Dazu wurde noch für Personen-

wagen ein Zuschlag vorgesehen. Bei Fahrzeugen, die nicht zur Benzinsteuer herangezogen werden können, wurde die Tonnenmeilensteuer um 50 bis 70 v. H. bei den kleineren, um 30 bis 50 v. H. bei den größeren Wagen erhöht. Eine Ausnahme bilden Lastkraftwagen mit elektrischem Antrieb. Ein Unterschied in der Besteuerung von Fahrzeugen mit Voll- und Luftgummibereifung tritt bei mehr als 2 t Eigengewicht ein und beträgt 10 bis 20 v. H.

Die Untersuchungen ergaben, daß von den jährlich anfallenden Straßenkosten in Höhe von etwa 60 Mio £ etwa 36,5 Mio auf die Personenwagen, die übrigen 23,5 Mio auf die Lastkraftwagen treffen. Bei Erhöhung dieser Kosten soll auch die Steuer erhöht werden. Ferner verlangen die Vertreter der Eisenbahngesellschaften, daß die schienengleichen Wegübergänge nicht mehr von den Eisenbahnen, sondern von den Straßenbauämtern unterhalten werden sollen.

Abgesehen von dieser Verteilung der Straßenkosten sollen zum Ausgleich der Wettbewerbsbedingungen besondere Vorschriften und Konzessionsverfahren angewendet werden. Die unentgeltliche Konzession wird durch besonders errichtete Behörden erteilt, die sich davon überzeugen, daß die Fahrzeuge sich in betriebssicherem Zustande befinden, ausreichende Löhne bezahlt werden und für die Kraftfahrer angemessene Arbeitsbedingungen bestehen. Die Zahl der Fahrzeuge soll nur beim gewerblichen Güterkraftverkehr, nicht aber beim sog. Werkverkehr beschränkt werden. Die Erlaubnis kann versagt werden, wenn schon ein Überangebot an Beförderungsmöglichkeiten vorhanden, eine Verkehrsstauung oder Überlastung der Straßen eintreten würde oder der Antragsteller schlecht beleumundet ist. Es soll dadurch vermieden werden, daß trotz der vielen Konkurse bestehender Unternehmen mit Hilfe des Teilzahlungsverfahrens immer wieder neue gegründet werden. In Zweifelsfällen entscheidet der Verkehrsminister, der von einem ständigen zentralen Beratungsausschuß unterstützt wird. Die örtlichen Behörden sollen Zwischenkonzessionen erteilen können; gegen ihre Entscheidungen soll eine Berufung möglich sein.

Um die Vorschriften über Höchstgewicht und Arbeitsstunden zu überwachen, sollen Fahrtberichte geführt werden, in welche die Nutzlast der Güter, die Arbeits- und Ruhezeiten der Kraftfahrer usw. eingetragen werden. Die von den Vertretern der Eisenbahnverwaltungen geforderte Veröffentlichungspflicht der Kraftfahrtarife wurde von den Kraftverkehrsverbänden wegen der angeblichen Schwierigkeiten vorderhand abgelehnt. Dafür soll die Konzessionsbehörde das Recht haben, Erkundigungen über die vom Antragsteller erhobenen Tarife einzuziehen. Daraufhin beantragten die Eisenbahnverwaltungen, daß auch für die Kraftfahrlinien, die der Eisenbahn gehören, kein Tarifzwang bestehen soll.

Hinsichtlich der Arbeitsverteilung der Güterbeförderung wurde von beiden Parteien der Standpunkt eingenommen, daß ein weiteres Abziehen des Schwergüterverkehrs von der Eisenbahn auf die Landstraße zu unterbinden ist. Auch soll die Beförderung auf weite Strecken den Eisenbahnen vorbehalten bleiben und der Kraftwagen im allgemeinen nur als Zubringer und Verteiler, ferner dort eingesetzt werden, wo der Anteil der Rollfuhr- und Umladezeit an der Gesamtbeförderungszeit ein gewisses Maß überschreitet.

In der Frage der Kraftfahrzeugsteuer ist der Ausschuß zu einem eindeutigen Ergebnis gekommen. Der Haupterfolg liegt aber darin, daß die beiden Gegner sich zu sachlicher Arbeit zusammengefunden haben, so daß die bis jetzt nicht ganz befriedigenden Lösungen des Konzessionsverfahrens und der damit zusammenhängenden Fragen in Kauf genommen werden können.

Gzm.