

### Die Berechnung geschichteter Blattfedern \*).

Von Dr. Ing. Hans Bieck.

#### Einleitung.

Die Biegefedern in Gestalt einer geschichteten Blattfeder sind sehr geeignete und viel benutzte Mittel, um als elastische Zwischenglieder zwischen Laufwerk und Wagenkasten die Härte der von der Fahrbahn ausgehenden Stöße zu mildern. Bei Bemessung und Ausbildung der geschichteten Blattfeder beschränkt man sich in den im Eisen- und Straßenbahnwesen üblichen Anwendungsfällen meist auf eine nur statische Berechnung unter ruhender Last; die dynamischen Wirkungen werden durch Einfügen von Erfahrungszuschlägen oder durch Herabsetzen der zulässigen Beanspruchung berücksichtigt.

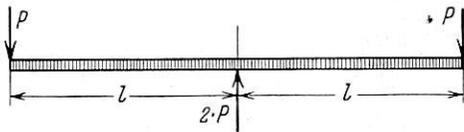


Abb. 1. Ursprungsform.

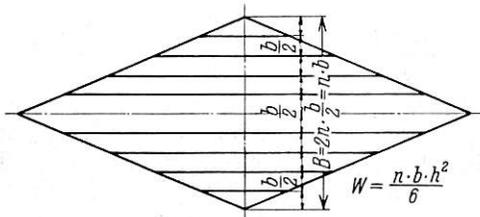


Abb. 2.

Die einfache Dreieckfeder (Abb. 1 und 2) kann bekanntlich als Ursprungsform der geschichteten Blattfeder angesehen werden. Durch Zerlegen in Streifen von der Breite  $b/2$  und geeignetes Zusammenfügen der Streifen entsteht die in Abb. 3 und 4 dargestellte übliche Grundform der geschichteten

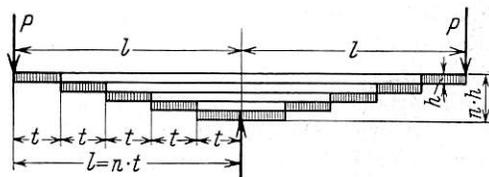


Abb. 3. Grundform der geschichteten Blattfeder.

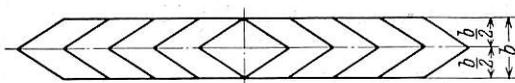


Abb. 4. Untersicht zu Abb. 3.

Blattfedern. Zu den äußeren Eigenschaften dieser Grundform gehören dreieckförmige Blattenden sowie gleichmäßige Abstufung und gleiche Dicke aller Einzelblätter. Da man gewöhnlich die einfache Dreieckfeder der Abb. 1 und 2 und die Grund-

form der Abb. 3 und 4 in ihrer Wirkungsweise gleichsetzt, wendet man die einfachen Beziehungen des auf Biegen beanspruchten Trägers, die für die einfache Dreieckfeder gelten, auch zur Berechnung der geschichteten Blattfeder an:

$$\text{Spannung: } \sigma = \frac{P \cdot l}{W} = \frac{6 P \cdot l}{n \cdot b \cdot h^2} \dots \dots \dots \text{ Gl. 1)}$$

$$\text{Federweg: } f = \frac{P \cdot l^3}{2 E \cdot J} = \frac{6 P \cdot l^3}{E \cdot n \cdot b \cdot h^3} \dots \dots \dots \text{ Gl. 2)}$$

Diese Gleichungen würden zutreffen, wenn in der geschichteten Blattfeder an allen Stellen die gleiche einheitliche Spannung wie in der Dreieckfeder auftreten würde, und wenn

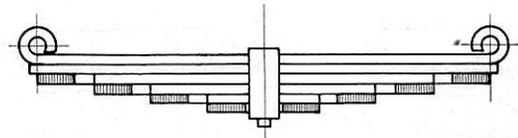


Abb. 5. Übliche Ausführungsform.

die Verformungen der Einzelblätter nach gleichen Krümmungshalbmessern wie bei der Dreieckfeder erfolgen würden.

Bei der Grundform sind diese Voraussetzungen bis auf einige durch die Blattdicke bedingte Abweichungen der Krümmungshalbmesser erfüllt. Die in Abb. 5 und 6 wieder-

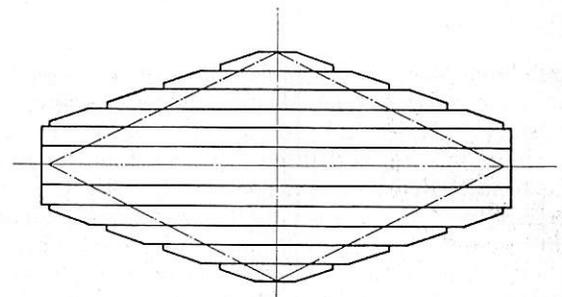


Abb. 6.

gegebene wirkliche Formgebung der geschichteten Blattfeder weicht indes wesentlich von der Grundform ab. Aus Herstellungsgründen wird gewöhnlich das Blattende trapezförmig gestaltet; auch werden in der Absicht, dem Federauge eine bessere Unterstützung zu geben, die beiden oder auch die drei oberen Blätter gleichlang ausgebildet. Diese Abweichungen von der Grundform müssen die nach Gl. 1) und 2) erhaltenen Werte beeinflussen, und es erscheint erforderlich, den Einfluß dieser abweichenden Ausführungen auf die größte Spannung  $\sigma$  und den Federweg  $f$  genauer aufzuklären.

Zur Durchführung der Untersuchung wird von der vereinfachenden Annahme ausgegangen, daß die Übertragung und Weiterleitung der angreifenden Kraft auf die unteren Federblätter durch Einzelkräfte an den Blattenden erfolgt. Damit wird zunächst das Problem auf die Berechnung eines statisch unbestimmten Systems von Freitragern zurückgeführt, die jeweils unweit ihres eigenen belasteten Endes eine

\*) Dissertation. Technische Hochschule Berlin 1931.

zusätzliche Unterstützung von dem nächst unteren Träger erfahren, wie es die Darstellungen der Kräfte und Momente der Abb. 7 bis 9 bei verschiedenen Trägersystemen zeigen.

Die Annahme der ausschließlichen Wirkung von Blattendkräften ist durch eine Untersuchung der Formänderungen der einzelnen Federblätter auf ihre Zulässigkeit zu prüfen; denn nur im Fall, daß sich die aus den so errechneten Blattendkräften folgenden Biegelinien benachbarter Blätter nicht gegenseitig ausschließen, wird diese Annahme zutreffen. Ergibt hingegen die Nachrechnung Durchdringungen der Biegelinien, so reicht die einfache Annahme von Blattendkräften allein nicht aus, vielmehr werden außer an den Blattenden noch an anderen Stellen Kräfte zwischen den Federblättern im „Innern“ der Blattfeder auftreten.

Zur Beurteilung der Federwerke ist die Erkenntnis wertvoll, ob die an den Blattenden wirkende Kräftegruppe ein reines Kräftepaar bildet. Wie die Ergebnisse an gleichmäßig gestuften Federwerken zeigen werden, wirkt sich gesetzmäßig eine Verschiedenheit der Endkräfte an den oberen Blättern in zunehmendem Maße nach unten hin aus. Nur bei gleichen Blattendkräften sind die Einspannmomente aller Einzelblätter gleich (Abb. 7). Nach unten anwachsende Blattendkräfte ergeben Einspannmomente gemäß Abb. 8, während Abb. 9

des untersten Federblattes beschäftigt, ferner die in der Praxis vielfach benutzte Formel von Witzig<sup>6)</sup>, der — von der Grundrißgestalt der Abb. 6 ausgehend — eine Berichtungszahl für die Grundgleichungen 1) und 2) aufgestellt hat. Die Arbeiten von Marié<sup>7)</sup> und Tanaka<sup>8)</sup>, die eine allgemeine Lösung des Federproblems erstrebten, werden anschließend im Zusammenhang mit der Abgrenzung der vorliegenden Arbeit noch kurz erwähnt werden.

Das Ziel der vorliegenden Neubearbeitung ist die systematische Erfassung des Einflusses, den die Abweichungen von der Grundform auf die Beanspruchungen und auf das berührungsfreie oder nicht berührungsfreie Verhalten der Federwerke ausüben. Zu diesem Zweck wird eine allgemeine analytische Formel abgeleitet, in der die Beziehungen zwischen dem am Einzelblatt wirkenden Blattendkräfte enthalten sind.

Diese Aufgabe wird unter folgenden Einschränkungen durchgeführt:

1. Der Einfluß der Vorspannungen ist nicht berücksichtigt, denn den Vorspannungen wird im Schienenfahrzeugbau nicht die gleiche Bedeutung wie im Kraftfahrzeugbau beigemessen.

2. Der aus der Einspannung in den Federbunden herrührende Einfluß ist gleichfalls außer Acht gelassen<sup>9)</sup>.

3. Bei der vorliegenden Betrachtung des Federwerkes als statisch unbestimmten Systems mit senkrechten Kraftübertragungen ist ferner der Einfluß von Horizontalkräften außer Betracht geblieben. Diese treten bei Federaufhängungen in schräg gestellten Federlaschen auf, und rufen bei großen Pfeilhöhen zusätzliche Biegemomente im oberen Federblatt hervor. Der Einfluß der schräg angreifenden Kraft  $P$  ist von Tanaka<sup>8)</sup> untersucht; gleichzeitig untersucht Tanaka auch die Mitwirkung der Blattreibung und eines konstant vorausgesetzten Anfangsdruckes zwischen den Federblättern und ferner den Einfluß des veränderlichen Trägheitsmomentes an den Blattenden. Nach seinen Ergebnissen ist der Einfluß der Reibung und des Anfangsdruckes sehr gering, während die Einflüsse der Blattendform und einer Schrägstellung der angreifenden Kraft bemerkenswert sind.

4. Schließlich ist auch der von Marié<sup>7)</sup> behandelte Einfluß der Federreibung in der vorliegenden Bearbeitung nicht berücksichtigt. Gemäß der hier zugrunde gelegten Kräftewirkung arbeiten die Einzelblätter ohne gegenseitige Berührung im Innern. Die Ableitungen von Marié, der ein Anliegen der Federblätter und dementsprechende Gleitwege auf die ganze Blattlänge gleichmäßig in Ansatz bringt, und auch diejenigen von Tanaka, der bezüglich des Anfangsdruckes von ähnlichen Vorstellungen wie Marié ausgeht, unterscheiden sich daher von der hier zugrunde gelegten

6) Schweiz. Bauztg., Dezember 1918, „Zur Berechnung von Tragfedern“.

7) „les dénivellations de la voie et les oscillations du matériel des chemins de fer“, Ann. Mines, Paris 1905/06.

8) „Allgemeine Theorie der Blattfeder“, Z. angew. Math. Mech., Februar 1922.

9) Z.VDI, Dezember 1931, Zwischenbericht des Federausschusses beim VDI. Die Ermittlungen des Ausschusses ergaben, daß der aus der Federbundeinspannung herrührende Einfluß von untergeordneter Bedeutung auf Eigenschaften und Arbeitsweise der Blattfeder ist.

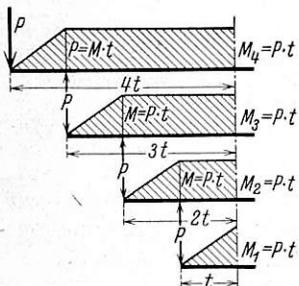


Abb. 7.

bei gleichen Blattendkräften.

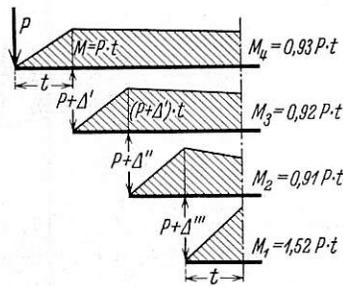


Abb. 8.

Momentenflächen der Einzelblätter

bei nach unten anwachsenden Blattendkräften.

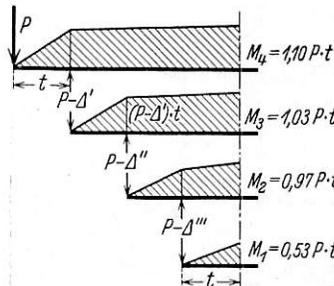


Abb. 9.

bei nach unten abnehmenden Blattendkräften.

die Darstellung der Momente für nach unten abnehmende Blattendkräfte zeigt. (Die Werte sind den späteren Ausrechnungen Abb. 17 (S. 426) und Taf. 7 (S. 429) entnommen.)

In einer unveröffentlichten Untersuchung<sup>1)</sup> aus dem Jahre 1920 hatte der Verfasser das Problem der Übertragung von Blattendkräften an gleichmäßig gestuften Federwerken mit nicht zugeschnittenen Blattenden behandelt, und hierbei für das statisch unbestimmte Tragwerk die Einspannmomente im Federbund als statisch unbestimmte Größen benutzt. Anschließend hieran befaßte sich Kreissig<sup>2)</sup> mit Federwerken, deren obere Blätter vorgezogen sind, und in denen „innere“ Kräfteübertragungen hinzutreten. Neuerdings ist von Stark<sup>3)</sup> eine Arbeit veröffentlicht, in der zur Berücksichtigung der im Automobilbau gebräuchlichen Vorspannungen die Berechnung aus beim Zusammenbauen zur geschichteten Blattfeder gemessenen Formänderungen abgeleitet ist, und bei der auch unterschiedliche Blattdicken zugrunde gelegt sind. Abgesehen von der grundlegenden Arbeit von Castigliano<sup>4)</sup>, auf die im folgenden mehrfach einzugehen ist, liegen noch Untersuchungen vor, in denen einzelne der Abweichungsarten von der Grundform Gegenstand der Bearbeitung sind, z. B. diejenige von Helfer<sup>5)</sup>, der sich mit abweichender Länge

1) Die Ergebnisse sind die gleichen wie die hier im Abschnitt III, 5 auf Seite 425 und 426 angegebenen.

2) Glasers Ann., 15. September 1924.

3) Dissertation T. H. Berlin 1930 und Automob.-techn. Z. Heft 33 vom 30. November 1931, vergl. hier Abschnitt IV, 10.

4) „Theorie der Biegungs- und Torsionsfedern“, Wien 1888.

5) Org. Fortsch. Eisenbahnwes., April 1926.

Betrachtungsweise, die sich in ihren Grundzügen bereits bei Castigliano und früher bei Redtenbacher<sup>10)</sup> findet.

5. Bemerkte sei schließlich noch, daß nur gleicharmige und symmetrische Federwerke betrachtet sind.

Gang der Untersuchung. Zunächst wird in Abschnitt I die zugehörige Formzahl  $z$  für unterschiedlich gestaltete Einzelblätter bestimmt. Anschließend ist die allgemeine Beziehung zwischen dem Federweg und der Formzahl derjenigen Einzelblätter aufgestellt, bei denen nur die Blattenden unterschiedliche Gestalt aufweisen.

Der folgende Abschnitt II enthält die Lösung des statisch unbestimmten Problems durch Ableitung der Hauptgleichung für die an jedem Einzelblatt wirkenden Blattendkräfte.

Sodann wird in Abschnitt III die Hauptgleichung auf gleichmäßig gestufte Federwerke angewendet, deren Blattenden unterschiedliche Gestalt aufweisen, während der anschließende Abschnitt IV sich mit den anderen Abweicharten beschäftigt, insbesondere mit ungleichmäßig gestuften Federwerken infolge Vorziehens der oberen Federblätter.

### I. Das einzelne Federblatt.

1. Ermittlung der Formzahl  $z$  eines über die ganze Länge verjüngten Federblattes aus dem Federweg.

Aus dem Vergleich der Federwege an Einzelblättern, bei denen die unterschiedliche Gestalt zunächst auf die ganze Blattlänge ausgedehnt ist, wird der von der Querschnittform abhängige Elastizitätsgrad ermittelt; er läßt sich anschaulich durch einen zum Trägheitsmoment  $J$  hinzuzufügenden Beiwert, die „Formzahl  $z$ “ kennzeichnen.

In der Taf. 1 sind die untersuchten Einzelblattformen aufgeführt; sie weisen sowohl „Zuschnitt“ d. h. Veränderlichkeit der Blattbreite als auch „Anschärfung“ d. h. Veränderlichkeit der Blattdicke auf. Neben dem nicht zugeschnittenen Einzelblatt sind dreieckförmig und unterschiedlich trapezförmig zugeschnittene, außerdem auch zwei verschieden stark gradlinig angeschärfte Einzelblätter untersucht.

Tafel 1.

Zusammenstellung der Formzahlen  $z$ .

A) Blattdicke $h$ konstant		B) Blattbreite $b$ konstant	
1. Rechteck $b$ und $h$ konstant	2. Breite $b$ veränderlich		$h$ geradlinig abnehmend
	Dreieck	Trapez	
	$b_0 = 0$	$b_0 = \frac{b}{3}$	$b_0 = \frac{b}{4}$
	$h_0 = \frac{h}{2}$	$h_0 = \frac{h}{4}$	$h_0 = \frac{h}{4}$
$z = 3$	2	2,427	2,339
			1,834
			1,188

Die zu ermittelnden Federwege  $f$  (Abb. 10) am Ende der betrachteten Einzelblätter lassen sich auf mathematischem Wege mittels zweimaliger Integration der Differentialgleichung der Biegelinie

$$\frac{d^2 y}{dx^2} = \frac{M_x}{E \cdot J_x} = \frac{P \cdot (l-x)}{E \cdot J_c} \cdot \left(\frac{J_c}{J_x}\right) \dots \text{Gl. 3)}$$

errechnen.

Entsprechend der Veränderlichkeit des Querschnitts ist die Reduzierung des Trägheitsmomentes  $J_x$  auf den Einheitsquerschnitt in der Einspannstelle und dessen Trägheitsmoment

<sup>10)</sup> „Die Gesetze des Lokomotivbaues“, Mannheim 1855.

$J_c$  vorzunehmen. Für den Reduktionsfaktor gilt die Beziehung  $\frac{J_c}{J_x} = \frac{1}{(1-x)}$ . Allgemein läßt sich das Verhältnis der Träg-

heitsmomente für „Zuschnitt“ angeben zu  $\frac{J_c}{J_x} = \frac{b}{b_x}$  und für

„Anschärfung“ zu  $\frac{J_c}{J_x} = \frac{h^3}{h_x^3}$ .

In die Ausgangsgleichung [Gl. 3)] läßt sich danach für  $\frac{J_c}{J_x}$

einsetzen:

für das nicht zugeschnittene Einzelblatt:

$$\frac{J_c}{J_x} = 1$$

für das dreieckförmig zugeschnittene Einzelblatt:

$$\frac{J_c}{J_x} = \frac{1}{(1-x)}$$

für das trapezförmig zugeschnittene Einzelblatt:

$$\frac{J_c}{J_x} = \frac{b \cdot l}{b \cdot l - x(b - b_0)}$$

für das angeschärfte Einzelblatt:

$$\frac{J_c}{J_x} = \frac{h^3 \cdot l^3}{[h \cdot l - x(h - h_0)]^3}$$

Die Ausrechnung ergibt folgende Federwege:

für das nicht zugeschnittene Einzelblatt:

$$f = \frac{P \cdot l^3}{3 \cdot E \cdot J_c}$$

für das dreieckförmig zugeschnittene Einzelblatt:

$$f = \frac{P \cdot l^3}{2 \cdot E \cdot J_c}$$

für das trapezförmig zugeschnittene Einzelblatt:

$$f = \frac{b}{(b - b_0)} \cdot \left[ b_0^2 \cdot \ln \frac{b}{b_0} + \frac{3 b_0^2 - 4 b b_0 + b^2}{2} \right] \cdot \frac{P \cdot l^3}{E \cdot J_c}$$

für das angeschärfte Einzelblatt:

$$f = \frac{h^3}{(h - h_0)^3} \cdot \left[ \ln \frac{h}{h_0} - \frac{1}{2} + \frac{(-2 h^2 + 4 h \cdot h_0 - h_0^2)}{2 h^2} \right] \cdot \frac{P \cdot l^3}{E \cdot J_c}$$

Allgemein läßt sich daher die Gleichung für den Federweg eines Einzelblattes auf die Form

$$f = \frac{P \cdot l^3}{z \cdot E \cdot J_c} \dots \text{Gl. 4)}$$

bringen, worin der Beiwert  $z$  den Einfluß der unterschiedlichen Form anzeigt. Diese Formzahl  $z$  beträgt für das nicht zugeschnittene Blatt  $z = 3$ , für das dreieckförmig zugeschnittene Blatt  $z = 2$ . Unter Einsetzung der für bestimmte Trapez-Zuschnittverhältnisse üblichen Zahlenwerte (z. B. bei der Personenwagenfeder  $b_0 = \frac{b}{3}$ , und bei der Güterwagenfeder

$b_0 = \frac{b}{4}$ ) und ebenso bestimmter Zahlenwerte für das Anschärfungsverhältnis (z. B.  $h_0 = \frac{h}{2}$  und  $h_0 = \frac{h}{4}$ ) ergeben sich die der Taf. 1 angegebenen Werte.

Die Formzahlen der Güterwagenfeder  $z = 2,427$  und der Personenwagenfeder  $z = 2,339$  reihen sich entsprechend der Verjüngung der Querschnitte zwischen die Werte des nicht zugeschnittenen und des dreieckförmig zugeschnittenen Federblattes ein. Die Formzahl  $z = 1,834$  für die Anschärfung  $h_0 = \frac{h}{2}$

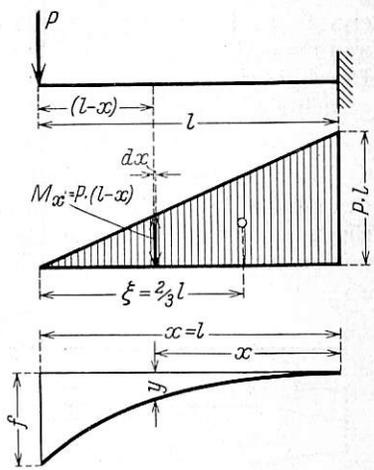


Abb. 10. Momentenfläche und Biegelinie des Federblattes von unveränderlichem Querschnitt.

zeigt an, daß bereits bei Anschärfung auf die halbe Blattdicke eine größere Elastizität als bei dreieckförmigem Zuschnitt vorhanden ist.

2. Ermittlung des Federweges eines nur am Ende verjüngten Blattes.

An den Einzelblättern innerhalb der Federwerke beschränkt sich die Veränderlichkeit des Querschnitts auf die Blattenden. Zur Bestimmung des Federweges dieser vorn zugeschnittenen bzw. angeschärften Einzelblätter wendet man zweckmäßig die bekannte graphische Methode an, die auf der Auswertung der Momentenfläche beruht (Abb. 10). Danach ergibt das Produkt aus dem Inhalt der Momentenfläche  $F_M$  und dem Abstand  $\xi$  ihres Schwerpunktes von der Stelle, deren Durchbiegung zu ermitteln ist — also vom Blattende — den gesuchten Federweg  $f$ :

$$E \cdot J_c \cdot f = F_M \cdot \xi \dots \dots \dots \text{Gl. 5)}$$

Infolge der Veränderlichkeit des Trägheitsmomentes  $J_x$  des Blattendes (Abb. 11) läßt sich das auf Gl. 5) beruhende, für unveränderliches Trägheitsmoment  $J_c$  geltende Verfahren mittels Ausmultiplizieren der Werte  $F_M$  und  $\xi$  nicht unmittelbar durchführen, vielmehr

müssen zunächst die Biegemomente im Verhältnis  $J_c : J_x$  reduziert werden. Wie in Abb. 11 am Beispiel des Trapezzuschnittes dargestellt, ist zunächst die Unterteilung der reduzierten Momentenfläche in die Fläche  $F_{M_1}$ , die dem Bereich  $(l-t)$  des sich nicht ändernden Querschnitts und Trägheitsmomentes entspricht, und in die Fläche  $F_{M_2}$  vorzunehmen, die dem Bereich  $t$  des Blattendes mit veränderlichem Trägheitsmoment zugehört.

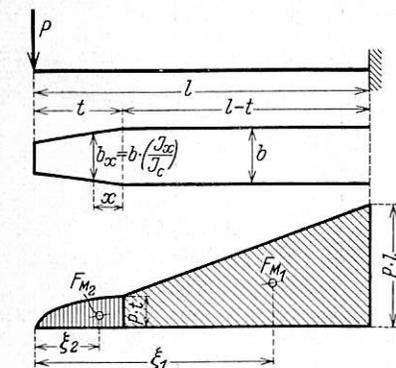


Abb. 11. Reduzierte Momentenfläche des am Blattende trapezförmig zugeschnittenen Federblattes.

Für beide Teile sind alsdann getrennt die Inhalte und deren Schwerpunktabstände vom Blattende zu ermitteln, so daß Gl. 5) geschrieben werden kann:

$$E \cdot J_c \cdot f = F_{M_1} \cdot \xi_1 + F_{M_2} \cdot \xi_2 \dots \dots \text{Gl. 5a)}$$

Der erste Beitrag  $F_{M_1} \cdot \xi_1$  leitet sich unmittelbar aus Abb. 11 ab:

$$F_{M_1} \cdot \xi_1 = \frac{P \cdot l + P \cdot t}{2} \cdot (l-t); \quad \xi_1 = t + \frac{(l-t)}{3} \cdot \frac{(2Pl + Pt)}{Pl + Pt}$$

$$F_{M_1} \cdot \xi_1 = P \cdot \frac{(l^3 - t^3)}{3}$$

Der zweite Beitrag  $F_{M_2} \cdot \xi_2$ , der die Durchbiegung des verjüngten Blattendes liefert, braucht nicht neu berechnet zu werden, vielmehr können die in Abschnitt 1 erhaltenen Werte unmittelbar benutzt werden. In Anlehnung an Gl. 4) kann man schreiben:  $F_{M_2} \cdot \xi_2 = \frac{P \cdot t^3}{z}$ , wobei  $z$  die im Abschnitt 1 berechnete Formzahl ist.

Der Federweg eines Federblattes mit beliebiger Blattendform lautet daher:

$$E \cdot J_c \cdot f = P \cdot \left( \frac{l^3 - t^3}{3} + \frac{t^3}{z} \right) \dots \dots \text{Gl. 6)}$$

Je größer an einem Federblatt der Anteil  $(l-t)$ , der dem Bereich des konstanten Trägheitsmomentes entspricht, gegenüber dem Bereich  $t$  des Blattendes ist, um so mehr tritt der Einfluß der Formzahl  $z$  zurück.

II. Berechnung der geschichteten Blattfeder als statisch unbestimmtes Tragwerk.

3. Die Blattendkräfte als statisch unbestimmte Größen und die zugehörigen Federwege.

Wie schon in der Einleitung erwähnt, soll hier die Berechnung der geschichteten Blattfeder unter der vereinfachenden Annahme durchgeführt werden, daß die einzelnen Federblätter nur an den Blattenden Stützkräfte auf das darüberliegende Federblatt ausüben, daß aber im übrigen die Federblätter keine Kräfte auf das darüberliegende Blatt übertragen. Ein beliebiges Federblatt ist also, abgesehen von der Einspannung am einen Ende, durch zwei Kräfte belastet, die gemäß Abb. 12 bezeichnet werden sollen: z. B. für das  $n^{\text{te}}$  Blatt durch die Blattendkraft  $X_n$  und im Abstand  $t$  vom freien Ende durch die Stützskraft  $X_{(n-1)}$ , mit der das Ende des darunterliegenden Blattes das  $n^{\text{te}}$  Federblatt stützt.

Die Annahme „Kraftübertragung allein an den Blattenden“ führt also zu dem in Abb. 12 schematisch dargestellten statisch unbestimmten System von Freitragern, in dem die Blattendkräfte als Unbekannte auftreten. Zu ihrer Berechnung

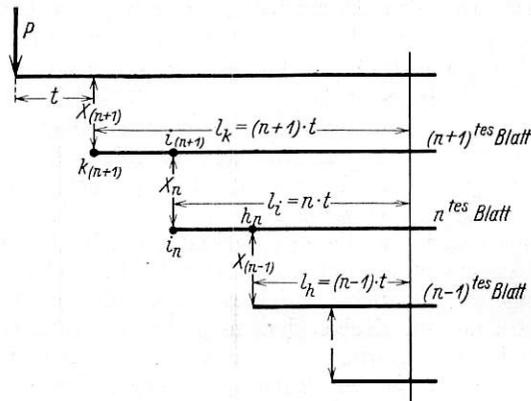


Abb. 12. Statisch unbestimmtes System der Blattendkräfte.

muß man Beziehungen zwischen den Formänderungen der einzelnen Federblätter aufstellen:

Es müssen nämlich die gemeinsamen Berührungs- und Angriffspunkte über den Blattenden am  $n^{\text{ten}}$  und  $(n+1)^{\text{ten}}$  Blatt gleiche Federwege  $f_{i_n}$  und  $f_{i_{(n+1)}}$  beschreiben und diese Wege lassen sich als Funktionen der Unbekannten ausdrücken, wozu wiederum das auf Gl. 5) sich aufbauende Verfahren zweckmäßig verwendet wird. (Es können auch andere Verfahren angewendet werden, z. B. bedient sich Castigliano der Ableitung der Arbeitsgleichung, auch kann das Einspannmoment als statisch Unbestimmte verwendet werden.)

Die Gleichheit der Federwege des Punktes  $i$  am  $(n+1)^{\text{ten}}$  und  $n^{\text{ten}}$  Blatt läßt sich ausdrücken durch:

$$[f_{i_{(n+1)}}] = [f_{i_n}] \dots \dots \dots \text{Gl. 7)}$$

Jeder dieser Wege hängt nicht nur von der in den Punkten  $i_{(n+1)}$  und  $i_n$  wechselseitig wirkenden Kraft  $X_n$ , sondern auch von der anderen an dem betreffenden Blatt wirkenden Kraft ab; Wege und Kräfte stehen in folgendem Zusammenhang: der Punkt  $i_{(n+1)}$  des oberen Blattes wird von der Kraft  $X_{(n+1)}$  in  $k_{(n+1)}$  abwärts und von  $X_n$  in  $i_{(n+1)}$  aufwärts bewegt, am unteren Blatt wird der Punkt  $i_n$  von der Kraft  $X_n$  in  $i_n$  abwärts, und von der Kraft  $X_{(n-1)}$  in  $h_n$  aufwärts bewegt (Abb. 13 bis 16). Die Gleichheitsbeziehung (Gl. 7) kann damit in die Form gebracht werden:

$$[f_{i_{(n+1)}}]^{X_{(n+1)}} - [f_{i_{(n+1)}}]^{X_n} = [f_{i_n}]^{X_n} - [f_{i_n}]^{X_{(n-1)}} \dots \text{Gl. 8)}$$

In den Abb. 13 bis 16 sind die zu den Kräften  $X_{(n+1)}$ ,  $X_n$  und  $X_{(n-1)}$  am  $(n+1)^{\text{ten}}$  und  $n^{\text{ten}}$  Blatt zugehörigen Momenten-

flächen dargestellt, aus denen die statischen Werte der einzelnen Federwege abzuleiten sind:

a) Federweg  $[f_{i(n+1)}]^{X(n+1)}$  . . . . Abb. 13.

$$F_M = X_{(n+1)} \cdot \frac{(l_k + t)}{2} \cdot l_i; \quad \xi = \frac{l_i}{3} \cdot \frac{X_{(n+1)} \cdot (2 l_k + t)}{X_{(n+1)} \cdot (l_k + t)}$$

$$E \cdot J \cdot [f_{i(n+1)}]^{X(n+1)} = X_{(n+1)} \cdot \frac{l_i^2}{6} \cdot (2 l_i + 3 t) \dots \text{Gl. 9}$$

b) Federweg  $[f_{i(n+1)}]^{X_n}$  . . . . Abb. 14.

$$F_M = X_n \cdot \frac{l_i \cdot l_i}{2}; \quad \xi = \frac{2}{3} l_i$$

$$E \cdot J \cdot [f_{i(n+1)}]^{X_n} = X_n \cdot \frac{l_i^3}{3} \dots \text{Gl. 10}$$

c) Federweg  $[f_{i_n}]^{X_n}$  . . . . Abb. 15 ergibt sich nach Gl. 6)

$$E \cdot J [f_{i_n}]^{X_n} = X_n \left( \frac{l_i^3 - t^3}{3} + \frac{t^3}{z} \right) \dots \text{Gl. 11}$$

d) Federweg  $[f_{i_n}]^{X(n-1)}$  . . . . Abb. 16.

$$F_M = X_{(n-1)} \cdot \frac{l_h \cdot l_h}{2}; \quad \xi = t + \frac{2}{3} l_h$$

$$E \cdot J \cdot [f_{i_n}]^{X(n-1)} = X_{(n-1)} \cdot \frac{(l_i - t)^2}{6} \cdot (2 l_i + t) \dots \text{Gl. 12}$$

#### 4. Die elastische Hauptgleichung für die Blattendkräfte.

Die unbekannt Blattendkräfte  $X_1, X_2, \dots, X_n$  lassen sich berechnen, wenn man in der Gl. 8) die einzelnen Federwege gemäß den Gl. 9) bis 12) durch die erzeugenden Kräfte ausdrückt. Beachtet man noch, daß wegen der gleichmäßigen Abstufung der Feder das  $n^{\text{te}}$  Federblatt die Länge  $n \cdot t$  hat usw., und daß alle Federblätter das gleiche Trägheitsmoment  $J_e$  und den gleichen Elastizitätsmodul  $E$  haben, so erhält man die Hauptgleichung für die Blattendkräfte:

$$X_{(n+1)} \cdot \left[ \frac{n^2 \cdot (2n+3)}{6} \right] - X_n \cdot \left[ \frac{2n^3-1}{3} + \frac{1}{z} \right] + X_{(n-1)} \cdot \left[ \frac{(n-1)^2 \cdot (2n+1)}{6} \right] = 0 \dots \text{Gl. 13}$$

Für jedes Paar benachbarter Federblätter erhält man eine derartige Gleichung, also eine weniger als Blätter vorhanden sind. Man hat daher gerade die genügende Zahl von Gleichungen, um die zwischen den Federblättern auftretenden Blattendkräfte zu berechnen. Mit dem Ausrechnungsverfahren ist bei dem untersten Federblattpaar zu beginnen. Man erhält alsdann der Reihe nach die Verhältniswerte der Blattendkräfte benachbarter Federblätter.

### III. Anwendung auf gleichmäßig gestufte Blattfedern.

5. Blattfedern mit nicht zugeschnittenen Blattenden.

Für die Formzahl  $z = 3$  nicht zugeschnittener Federblätter lautet die Hauptgleichung:

$$X_{(n+1)} \cdot \left[ \frac{n^2 \cdot (2n+3)}{6} \right] - X_n \cdot \frac{2n^3}{3} + X_{(n-1)} \cdot \left[ \frac{(n-1)^2 \cdot (2n+1)}{6} \right] = 0.$$

Die für eine achtlagige Blattfeder (Abb. 17) durchgeführte Berechnung ergibt die nachfolgenden Verhältniswerte  $X_n : X_{(n+1)}$  und weiterhin die auf die angreifende Kraft  $P$  bezogenen tatsächlichen Werte. (Siehe nächste Spalte oben.)

Die Momentenflächen der Einzelblätter werden, wie Abb. 17 zeigt, von geraden Linien begrenzt; ihr Verlauf wird von zwei Werten bestimmt, einmal von dem Biegemoment über dem Ende des nächstunteren Blattes  $M = P \cdot t, \dots, X_4 \cdot t, \dots, X_1 \cdot t$ , sodann von dem Einspannmoment

$$M_n = X_n \cdot n \cdot t - X_{(n-1)} \cdot (n-1) \cdot t.$$

n = 1	$X_1 = 1,250\ 00 X_2$	$X_1 = 1,517\ 27 P$
n = 2	$X_2 = 1,087\ 38 X_3$	$X_2 = 1,213\ 81 P$
n = 3	$X_3 = 1,044\ 44 X_4$	$X_3 = 1,116\ 28 P$
n = 4	$X_4 = 1,026\ 84 X_5$	$X_4 = 1,068\ 78 P$
n = 5	$X_5 = 1,017\ 93 X_6$	$X_5 = 1,040\ 84 P$
n = 6	$X_6 = 1,012\ 86 X_7$	$X_6 = 1,022\ 52 P$
n = 7	$X_7 = 1,009\ 59 P$	$X_7 = 1,009\ 59 P$

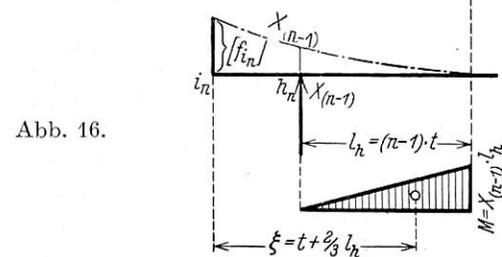
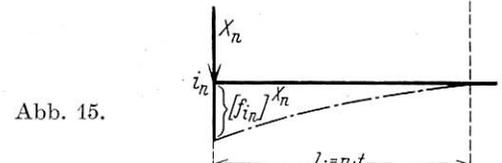
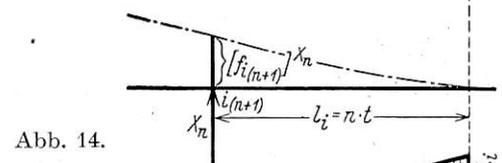
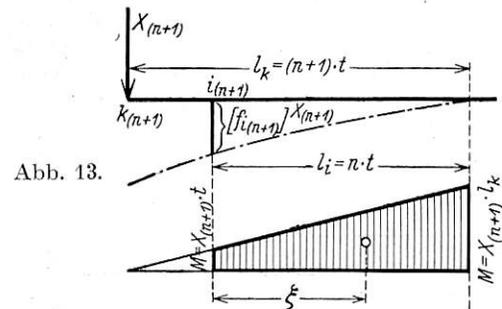


Abb. 13 bis 16. Momentenflächen und Federwege der Blattendkräfte  $X_{(n+1)}, X_n, X_{(n-1)}$ .

In der folgenden Zusammenstellung sind außer den Einspannmomenten  $M_n$  auch die Differenzen der Blattendkräfte  $X_{(n-1)} - X_n$  angegeben.

$M_8 = P \cdot 8 t - X_7 \cdot 7 t = 0,932\ 86 P \cdot t$	$X_7 - P = + 0,009\ 59 P$
$M_7 = X_7 \cdot 7 t - X_6 \cdot 6 t = 0,932\ 04 P \cdot t$	$X_6 - X_7 = + 0,012\ 93 P$
$M_6 = X_6 \cdot 6 t - X_5 \cdot 5 t = 0,930\ 87 P \cdot t$	$X_5 - X_6 = + 0,018\ 33 P$
$M_5 = X_5 \cdot 5 t - X_4 \cdot 4 t = 0,929\ 12 P \cdot t$	$X_4 - X_5 = + 0,027\ 93 P$
$M_4 = X_4 \cdot 4 t - X_3 \cdot 3 t = 0,926\ 28 P \cdot t$	$X_3 - X_4 = + 0,047\ 50 P$
$M_3 = X_3 \cdot 3 t - X_2 \cdot 2 t = 0,921\ 20 P \cdot t$	$X_2 - X_3 = + 0,097\ 54 P$
$M_2 = X_2 \cdot 2 t - X_1 \cdot t = 0,910\ 36 P \cdot t$	$X_1 - X_2 = + 0,303\ 45 P$
$M_1 = X_1 \cdot t = 1,517\ 27 P \cdot t$	

In der Blattfeder mit nicht zugeschnittenen Einzelblättern wird also die Kraft P keineswegs mit stets gleichen Blattendkräften und Biegemomenten weitergeleitet. Die nach unten anwachsenden Kräfte X entfernen sich in den oberen Lagen allmählich, in den unteren Lagen stark anwachsend, von dem Einheitswert P. Die Begründung hierfür liegt in dem aus Gl. 6) erkennbarem Einfluß der Formzahl z, da mit der Zunahme des Verhältnisses von Blattende zu Blattlänge in den unteren Lagen auch der die Veränderlichkeit der Federung bedingende Einfluß der Formzahl z in den unteren Lagen erheblich anwächst. Das zweituntere Blatt erfährt über seiner Unterstüzung eine Überbeanspruchung von 21%, das unterste an seiner Einspannung eine solche von 51%. Auffällig ist der sprunghafte Rückgang des Einspannmomentes vom untersten zum zweitunteren Blatt. Am untersten Blatt kommt nur das Biegemoment  $X_1 \cdot t$  zur Auswirkung, während an der Einspannung des zweitunteren Blattes die paarweise Wirkung von

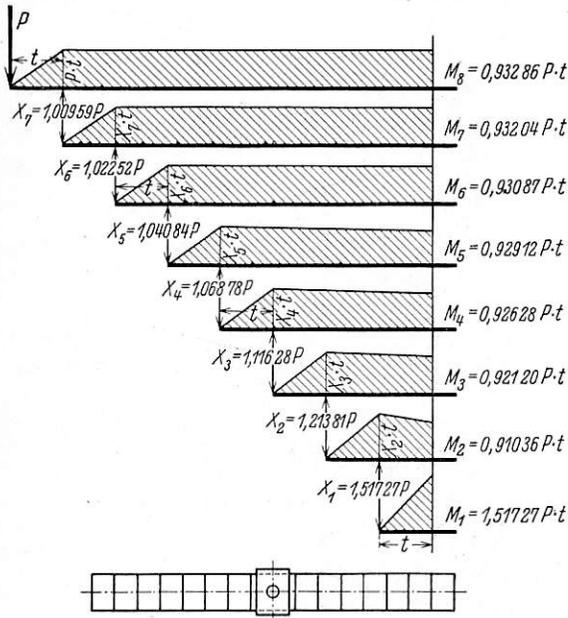


Abb. 17. Momentenflächen einer achtlagigen Blattfeder ohne Zuschnitt an den Blattenden.

$X_2 \cdot 2t - X_1 \cdot t$  dazu führt, daß der Einheitswert  $P \cdot t$  unterschritten wird. Die Einspannmomente der übrigen Blätter zeigen entgegen der nach unten gerichteten Zunahme der Blattendkräfte in umgekehrter Richtung ein — wenn auch nicht großes — so doch stetiges Anwachsen und zwar von dem Wert  $M_2 = 0,91 P \cdot t$  bis hin zu  $M_8 = 0,93 P \cdot t$ .

Nachdem somit alles wesentliche hinsichtlich der Beanspruchungen in der gleichmäßig gestuften Blattfeder mit nicht zugeschnittenen Einzelblättern ermittelt ist, muß die Prüfung des elastischen Verhaltens angeschlossen werden. Die zugrundegelegte Annahme der ausschließlichen Wirkungsweise von Blattendkräften ist nur zulässig, wenn die Blätter im Innern berührungsfrei bleiben. Zum Zweck des Nachweises der Zulässigkeit der Theorie ist daher durch systematische Ausrechnung der Biegelinien nach dem Schema der Abb. 18 zu prüfen, daß die Biegelinien sich nicht überlagern oder durchdringen; d. h. es muß festgestellt werden, daß für zwei benachbarte Federblätter jeweils die Ordinaten  $y_{(m+1)}$  der Biegelinien im oberen Blatt kleiner sind als die Ordinaten  $y_m$  im unteren Blatt.

Castigliano folgerte für das Federwerk mit nicht zugeschnittenen Blättern wegen des Anwachsens der Einspannmomente  $M_n$  vom zweitunteren bis zum obersten Blatt, daß infolge der Beziehung zwischen Krümmung und Biege-

moment  $\frac{1}{\rho} = \frac{d^2 y}{d x^2} = \frac{M}{E \cdot J}$  auch das zweite Blatt von unten eine geringere Krümmung als das dritte, dieses eine geringere als das vierte und so fort annehmen müsse. Diese Ausbildung der Biegelinien sei aber in einem Federwerk mit dicht aufeinander geschichteten Blättern nicht möglich, und die erhaltenen Resultate könnten nur verwirklicht werden, wenn man entweder nach einer schon bei Redtenbacher angegebenen Bauart eine künstliche Trennung der Blätter vornähme — eine praktische Bedeutung kommt dieser Bauart nicht zu — oder aber wenn zu dreieckförmigem Blattend-Zuschnitt entweder nur am untersten Blatt oder aber an allen Blättern übergegangen wird. Bevor auf die Veränderung des Zuschnitts

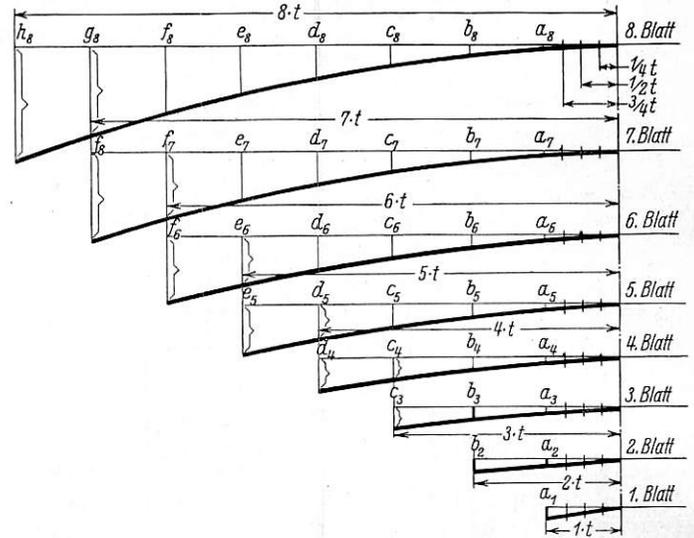


Abb. 18. Schema der Biegelinien.

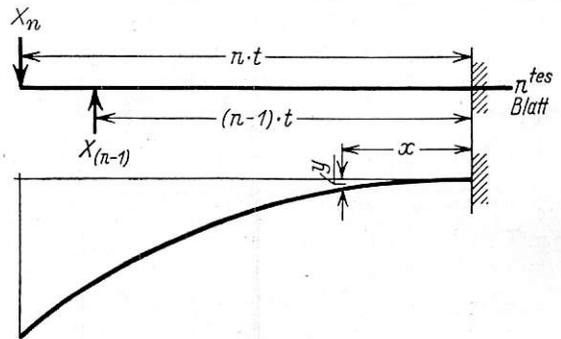


Abb. 19. Zur Ermittlung des Momenten- und Federweg-Wertes an beliebiger Stelle x.

eingegangen wird, soll indes auf diese Beurteilung Castiglianos der nicht zugeschnittenen Blattfeder noch näher eingegangen werden.

Die Gleichung für die Ordinate y der Biegelinie erhält man aus der zweifachen Integration der Grundgleichung  $\frac{d^2 y}{d x^2} = \frac{M_x}{E \cdot J}$ . Nach Abb. 19 ist

$$M_x = X_n \cdot [n \cdot t - x] - X_{(n-1)} \cdot [(n-1) \cdot t - x];$$

somit wird

$$E \cdot J \cdot y = [X_n \cdot n \cdot t - X_{(n-1)} \cdot (n-1) \cdot t] \cdot \frac{x^2}{2} - [X_n - X_{(n-1)}] \cdot \frac{x^3}{6}$$

In dem ersten Klammerausdruck ist der Wert des Einspannmomentes  $M_n$ , im zweiten derjenige der Kräfteffferenz enthalten. Die auf die Form:

$$E \cdot J \cdot y = M_n \cdot \frac{x^2}{2} + [X_{(n-1)} - X_n] \cdot \frac{x^3}{6} \quad \dots \text{Gl. 14}$$

gebrachte Ordinatengleichung läßt die unterschiedlichen Bei-

träge aus dem Einspannmoment und der Kräftedifferenz erkennen. Bei der Blattfeder mit nicht zugeschnittenen Blattenden steht der Abnahme der Momente  $M_n$  von oben nach unten eine Zunahme der Kräftedifferenz in sich nach unten steigendem Maße gegenüber. Für die zahlenmäßige Gegenüberstellung der Ordinaten  $y$  in benachbarten Blättern führt die Summenbildung nach Gl. 14) dazu, daß — sobald man sich um einen geringen Betrag von der Einspannung entfernt — der Einfluß des nach oben anwachsenden Momentes  $M_n$  von dem Beitrag der nach unten anwachsenden Kräftedifferenz  $X_{(n-1)} - X_n$  übertroffen wird, so daß in den Hauptbereichen die Ordinaten der oberen Lagen kleiner sind als die in den unteren Lagen. Wie aus den Tafeln 2a und 2b zu entnehmen ist,

Abart, Dreieckzuzchnitt des untersten Blattes. Aus der Gl. 6) ist zu erkennen, daß der Einfluß einer Blattänderung sich am stärksten am Federweg des untersten Blattes  $[f_1] X_1$  bemerkbar machen muß, weil hier der Zuschnitt und der Einfluß der Formzahl  $z$  sich auf die ganze Blattlänge erstreckt. Hierin ist auch die Erklärung für die bereits bei Castigliano angeführte Variation der nicht zugeschnittenen Blattfeder enthalten, bei welcher in der Blattfeder aus nicht zugeschnittenen Blättern nur das unterste mit dreieckförmigem Zuschnitt versehen wird. Die in der Taf. 3 errechneten Kräfte und Momente lassen erkennen, daß das Anwachsen der Kräfte nach unten sich wesentlich verringert hat, und daß die Einspannmomente  $M_n$  nur noch eine nach unten anwachsende

Tafel 2 a.

Ordinaten  $y$  der Biegelinien einer Blattfeder ohne Zuschnitt der Blattenden.

$$y = [ \dots ] \frac{P \cdot t^3}{E \cdot J}$$

In die Klammer [...] sind die untenstehenden Zahlen einzusetzen.  
Bereich der Abstufungen  $x = 1 \cdot t$  bis  $x = 7 \cdot t$ .

$x = 7 \cdot t$	$x = 6 \cdot t$	$x = 5 \cdot t$	$x = 4 \cdot t$	$x = 3 \cdot t$	$x = 2 \cdot t$	$x = 1 \cdot t$
$g_8 = 23,403\ 459$	$f_8 = 17,136\ 833$ ↑	$e_8 = 11,860\ 617$ ↑	$d_8 = 7,565\ 220$ ↑	$c_8 = 4,241\ 050$ ↑	$b_8 = 1,878\ 517$ ↑	$a_8 = 0,468\ 031$ ↑
$g_7 = 23,403\ 459$	$f_7 = 17,242\ 034$	$e_7 = 11,919\ 78$	$d_7 = 7,594\ 193$	$c_7 = 4,252\ 346$	$b_7 = 1,881\ 315$	$a_7 = 0,468\ 175$
	$f_6 = 17,242\ 034$	$e_6 = 12,017\ 731$	$d_6 = 7,642\ 470$	$c_6 = 4,271\ 396$	$b_6 = 1,886\ 179$	$a_6 = 0,468\ 490$
		$e_5 = 12,017\ 731$	$d_5 = 7,730\ 864$	$c_5 = 4,306\ 712$	$b_5 = 1,895\ 473$	$a_5 = 0,469\ 213$
			$d_4 = 7,730\ 864$	$c_4 = 4,382\ 014$	$b_4 = 1,915\ 893$	$a_4 = 0,471\ 058$
				$c_3 = 4,382\ 014$	$b_3 = 1,972\ 448$	$a_3 = 0,476\ 856$
					$b_2 = 1,972\ 448$	$a_2 = 0,505\ 756$
						$a_1 = 0,505\ 756$

$g_8 = g_7, \dots, d_5 = d_4, \dots, a_2 = a_1$

Tafel 2 b.

Bereich der Abstufungen  $x = 1/4 t$  bis  $x = t$ .

$x = t$	$x = 3/4 t$	$x = 1/2 t$	$x = 1/4 t$
$a_8 = 0,468\ 031$ ↑	$y_8 = 0,263\ 043$ ↑	$y_8 = 0,116\ 808$	$y_8 = 0,029\ 177$
$a_7 = 0,468\ 175$	$y_7 = 0,263\ 045$	$y_7 = 0,116\ 774$	$y_7 = 0,029\ 160$
$a_6 = 0,468\ 490$	$y_6 = 0,263\ 096$	$y_6 = 0,116\ 741$	$y_6 = 0,029\ 137$
$a_5 = 0,469\ 213$	$y_5 = 0,263\ 277$	$y_5 = 0,116\ 721$ ↓	$y_5 = 0,029\ 108$
$a_4 = 0,471\ 058$	$y_4 = 0,263\ 857$	$y_4 = 0,116\ 779$	$y_4 = 0,029\ 070$
$a_3 = 0,476\ 856$	$y_3 = 0,265\ 945$	$y_3 = 0,117\ 182$	$y_3 = 0,029\ 041$ ↓
$a_2 = 0,505\ 756$	$y_2 = 0,279\ 376$	$y_2 = 0,120\ 117$	$y_2 = 0,029\ 239$
$a_1 = 0,505\ 756$	$y_1 = 0,320\ 049$	$y_1 = 0,158\ 049$	$y_1 = 0,043\ 463$

sind die Ordinaten  $y_{(m+1)}$  kleiner als  $y_m$ , ausgenommen in der unmittelbaren Nähe der Einspannung (für  $x = 1/4 t$ , und in den oberen Lagen für  $x = 1/2 t$ ). Im Bereich des Federbundes liegen jedoch an sich schon durch das Aufschumpfen des Bundes außergewöhnliche Verhältnisse vor, denen gegenüber die Berührung der Blätter und geringfügige Beeinflussung der Biegelinien im Bereich des Bundes unwesentlich erscheinen muß; es kann daher das an allen Blättern in ihrem wesentlichen Bereich festgestellte Abheben der Blätter im Inneren als Beweis dafür genommen werden, daß die Kraftübertragung in der Blattfeder mit nicht zugeschnittenen Blattenden in der Tat mit der zugrundegelegten Annahme der Kraftübertragung allein an den Blattenden für praktische Zwecke genügend genau übereinstimmt. Diese Erkenntnis wird durch den Vergleich mit der nachfolgend untersuchten trapezförmig zugeschnittenen Blattfeder bestätigt.

Tendenz aufweisen. Die gleichzeitige Zunahme von  $M_n$  und  $[X_{(n-1)} - X_n]$  sichert, daß stets die unteren Ordinaten größer ausfallen müssen als die oberen, so daß bezüglich des Abhebens der Einzelblätter nunmehr völlige Übereinstimmung mit der Annahme der alleinigen Wirkung von Blattendkräften herbeigeführt sein würde.

### 6. Blattfedern mit dreieckig zugeschnittenen Blattenden.

Die Hauptgleichung 13) lautet für die Blattfeder mit dreieckig zugeschnittenen Blättern, deren Formzahl  $z=2$  ist:

$$X_{(n+1)} \cdot \left[ \frac{n^2 \cdot (2n+3)}{6} \right] - X_n \cdot \left[ \frac{2n^3-1}{3} + \frac{1}{2} \right] + X_{(n-1)} \cdot \left[ \frac{(n-1)^2 \cdot (2n+1)}{6} \right] = 0.$$

Die Ausrechnung ergibt überall gleiche Blattendkräfte  $X_1 = X_2 = X_3 = \dots = P$  und in allen Blättern gleiche Feld- und Einspannmomente  $M = P \cdot t$  (vergl. Abb. 7). Bei der Prüfung des elastischen Verhaltens ergibt sich ferner, daß, da  $M_x$  in allen Blättern den gleichen Wert hat, auch die Krümmung  $\frac{1}{\rho} = \frac{d^2 y}{dx^2} = \frac{M_x}{E \cdot J}$  in allen Blättern die gleiche ist. Die dreieckig zugeschnittene Blattfeder bildet den Grenzfall, in dem sich weder die Einzelblätter trennen, noch die Biegelinien durchdringen, sondern bei der die Blätter sich ohne Kräfteübertragung im Innern gerade berühren. Für diese Grundform der geschichteten Blattfeder ist daher die eingangs erwähnte Gleichsetzung mit der „Ursprungs“form des dreieckigen Einzelblattes zulässig, weil hier wie dort die gleiche Einheitsbeanspruchung und die gleiche Federung vorliegen.

7. Blattfedern mit trapezförmig zugeschnittenen Blattenden.

Wird in die Hauptgleichung 13) der Zahlenwert der für Trapezzuschnitt ermittelten Formzahl  $z$  eingesetzt, so ergeben

Tafel 3.

Achtlagige Blattfeder ohne Zuschnitt der Blattenden, bei der jedoch das unterste Blatt dreieckig zugeschnitten ist.

Verhältnismerte der Blattendkräfte	Blattendkräfte	Einspannmomente und Differenzen der Blattendkräfte der achtlagigen Blattfeder	
$X_7 = 1,007\ 56\ X_5$	$X_7 = 1,007\ 56\ P$	$M_8 = 0,947\ 10\ P \cdot t$	$X_7 - P = + 0,007\ 56\ P$
$X_6 = 1,009\ 72\ X_7$	$X_6 = 1,017\ 35\ P$	$M_7 = 0,948\ 81\ P \cdot t$	$X_6 - X_7 = + 0,009\ 79\ P$
$X_5 = 1,012\ 92\ X_6$	$X_5 = 1,030\ 49\ P$	$M_6 = 0,951\ 63\ P \cdot t$	$X_5 - X_6 = + 0,013\ 14\ P$
$X_4 = 1,017\ 87\ X_5$	$X_4 = 1,048\ 90\ P$	$M_5 = 0,956\ 84\ P \cdot t$	$X_4 - X_5 = + 0,018\ 41\ P$
$X_3 = 1,025\ 80\ X_4$	$X_3 = 1,075\ 96\ P$	$M_4 = 0,967\ 73\ P \cdot t$	$X_3 - X_4 = + 0,027\ 06\ P$
$X_2 = 1,037\ 04\ X_3$	$X_2 = 1,115\ 81\ P$	$M_3 = 0,996\ 27\ P \cdot t$	$X_2 - X_3 = + 0,039\ 85\ P$
$X_1 = X_2$	$X_1 = 1,115\ 81\ P$	$M_2 = 1,115\ 81\ P \cdot t$	$X_1 - X_2 = 0$
		$M_1 = 1,115\ 81\ P \cdot t$	

Tafel 4.

Achtlagige Blattfeder mit trapezförmig zugeschnittenen Blattenden.

$$b_0 = \frac{b}{3}, z = 2,427$$

Verhältnismerte der Blattendkräfte	Blattendkräfte	Einspannmomente und Differenzen der Blattendkräfte der achtlagigen Blattfeder	
$X_7 = 1,004\ 95\ X_8$	$X_7 = 1,004\ 95\ P$	$M_8 = 0,965\ 32\ P \cdot t$	$X_7 - P = + 0,004\ 95\ P$
$X_6 = 1,006\ 58\ X_7$	$X_6 = 1,011\ 57\ P$	$M_7 = 0,965\ 27\ P \cdot t$	$X_6 - X_7 = + 0,006\ 62\ P$
$X_5 = 1,009\ 17\ X_6$	$X_5 = 1,020\ 84\ P$	$M_6 = 0,965\ 20\ P \cdot t$	$X_5 - X_6 = + 0,009\ 27\ P$
$X_4 = 1,013\ 64\ X_5$	$X_4 = 1,034\ 76\ P$	$M_5 = 0,965\ 17\ P \cdot t$	$X_4 - X_5 = + 0,013\ 92\ P$
$X_3 = 1,022\ 42\ X_4$	$X_3 = 1,057\ 95\ P$	$M_4 = 0,965\ 17\ P \cdot t$	$X_3 - X_4 = + 0,023\ 19\ P$
$X_2 = 1,043\ 71\ X_3$	$X_2 = 1,104\ 19\ P$	$M_3 = 0,965\ 50\ P \cdot t$	$X_2 - X_3 = + 0,046\ 24\ P$
$X_1 = 1,124\ 10\ X_2$	$X_1 = 1,241\ 22\ P$	$M_2 = 0,967\ 17\ P \cdot t$	$X_1 - X_2 = + 0,137\ 03\ P$
		$M_1 = 1,241\ 22\ P \cdot t$	

Tafel 5.

Achtlagige Blattfeder mit trapezförmig zugeschnittenen Blattenden.

$$b_0 = \frac{b}{4}, z = 2,339$$

Verhältnismerte der Blattendkräfte	Blattendkräfte	Einspannmomente und Differenzen der Blattendkräfte der achtlagigen Blattfeder	
$X_7 = 1,004\ 04\ X_8$	$X_7 = 1,004\ 04\ P$	$M_8 = 0,971\ 71\ P \cdot t$	$X_7 - P = + 0,004\ 04\ P$
$X_6 = 1,005\ 36\ X_7$	$X_6 = 1,009\ 43\ P$	$M_7 = 0,971\ 73\ P \cdot t$	$X_6 - X_7 = + 0,005\ 39\ P$
$X_5 = 1,007\ 46\ X_6$	$X_5 = 1,016\ 96\ P$	$M_6 = 0,971\ 77\ P \cdot t$	$X_5 - X_6 = + 0,007\ 53\ P$
$X_4 = 1,011\ 09\ X_5$	$X_4 = 1,028\ 23\ P$	$M_5 = 0,971\ 85\ P \cdot t$	$X_4 - X_5 = + 0,011\ 27\ P$
$X_3 = 1,018\ 20\ X_4$	$X_3 = 1,046\ 95\ P$	$M_4 = 0,972\ 10\ P \cdot t$	$X_3 - X_4 = + 0,018\ 72\ P$
$X_2 = 1,035\ 42\ X_3$	$X_2 = 1,084\ 03\ P$	$M_3 = 0,972\ 79\ P \cdot t$	$X_2 - X_3 = + 0,037\ 08\ P$
$X_1 = 1,400\ 35\ X_2$	$X_1 = 1,492\ 81\ P$	$M_2 = 0,975\ 24\ P \cdot t$	$X_1 - X_2 = + 0,108\ 78\ P$
		$M_1 = 1,492\ 81\ P \cdot t$	

sich die Blattendkräfte und Einspannmomente gemäß den Zahlentafeln 4 und 5. Bezüglich des Verhaltens der Blattendkräfte und der Beanspruchungen reihen sich die Blattfedern mit trapezförmigem Zuschnitt zwischen die beiden bislang betrachteten Federarten ein, insofern als bei der nicht zugeschnittenen Blattfeder ein Anwachsen der Kräfte nach unten um 50% stattfand, bei der Dreieckfeder gar kein Anwachsen eintrat, und hier bei der trapezförmig zugeschnittenen Feder das Anwachsen der Beanspruchungen nach unten auf 24 bzw. 19% zurückgegangen ist. Auch die Einspannmomente erscheinen erheblich ausgeglichener als bei der nicht zugeschnittenen Blattfeder. Das Anwachsen der Momente vom zweitunteren Blatt bis zum obersten läßt sich bei der Feder mit dem Trapezzuschnitt  $b_0 = \frac{b}{3}$  kaum noch feststellen (Taf. 4),

während beim Zuschnitt  $b_0 = \frac{b}{4}$  die Einspannmomente die ganz mit Castiglianos Forderung übereinstimmende nach oben abnehmende Tendenz zeigen (Taf. 5).

In der Ordinaten Gleichung 14):

$$E \cdot J \cdot y = M_n \cdot \frac{x^2}{2} + [X_{(n-1)} - X_n] \cdot \frac{x^3}{6}$$

liefern daher die Beiträge aus  $M_n$  fast unveränderte Werte, bzw. sie fallen in den oberen Lagen kleiner aus als in den unteren. Der zweite Beitrag aus der Kräftedifferenz, der wiederum wegen des Anwachsens der Kräfte nach unten stets ein positiver Wert ist, ergibt wegen der gesteigerten Zunahme der Kräfte stets einen in den unteren Lagen größeren Wert. Die Summenbildung ergibt, wie die Taf. 6 erkennen läßt, größere Werte der Ordinaten  $y$  in den untern Lagen, so daß bei der trapezförmig zugeschnittenen Blattfeder die Blätter sich unter der Wirkung der Blattendkräfte voneinander abheben und unbehindert ihre Biegelinien bilden. Der Vergleich mit den in Taf. 2 enthaltenen Ordinaten der Blattfeder mit nicht zugeschnittenen Blättern zeigt, daß dort die Unterschiede  $y_{(m+1)} - y_m$  größer sind, daß also bei der trapezförmig zugeschnittenen Feder die Blätter weniger klaffen.

8. Blattfedern mit angeschärften Blattenden.

Die Anwendung der Hauptgleichung auf eine Blattfeder, deren Blattenden eine starke Anschärfung beispielsweise  $b_0 = \frac{h}{4}$  mit der Formzahl  $z = 1,188$  besitzen, würde die in der Taf. 7 aufgeführten Blattendkräfte und Einspannmomente ergeben.

Bezüglich der Blattendkräfte ist hier das umgekehrte Verhalten gegenüber den bislang untersuchten Federarten festzustellen, insofern als die Blattendkräfte in stetiger Steigerung nach unten abnehmen, und auch die Einspannmomente ein ununterbrochenes Abnehmen vom obersten bis zum untersten Blatt aufweisen. Die Unterbeanspruchung würde hier  $0,53\ P \cdot t$  im untersten Blatt erreichen. Bei der Beurteilung des elastischen Verhaltens ergibt sich, daß, da

Tafel 6.

Ordinaten  $y$  der Biegelinien einer Blattfeder mit trapezförmigem Zuschnitt der Blattenden.

$$y = [\dots] \cdot \frac{P \cdot t^3}{E \cdot J_c}$$

In die Klammer [...] sind die untenstehenden Zahlen einzusetzen.

$x = 7 \cdot t$	$x = 6 \cdot t$	$x = 5 \cdot t$	$x = 4 \cdot t$	$x = 3 \cdot t$	$x = 2 \cdot t$	$x = 1 \cdot t$
$g_8 = 24,037\ 84$	$f_8 = 17,636\ 22$	$e_8 = 12,230\ 54$	$d_8 = 7,816\ 77$	$c_8 = 4,390\ 875$	$b_8 = 1,948\ 81$	$a_8 = 0,486\ 52$
$g_7 = 24,037\ 57$	$f_7 = 17,685\ 18$	$e_7 = 12,258\ 92$	$d_7 = 7,831\ 33$	$c_7 = 4,397\ 04$	$b_7 = 1,950\ 65$	$a_7 = 0,486\ 76$
	$f_6 = 17,685\ 15$	$e_6 = 12,304\ 00$	$d_6 = 7,854\ 48$	$c_6 = 4,406\ 85$	$b_6 = 1,953\ 25$	$a_6 = 0,487\ 15$
		$e_5 = 12,304\ 12$	$d_5 = 7,895\ 01$	$c_5 = 4,424\ 04$	$b_5 = 1,958\ 93$	$a_5 = 0,487\ 81$
			$d_4 = 7,894\ 96$	$c_4 = 4,458\ 69$	$b_4 = 1,969\ 16$	$a_4 = 0,489\ 17$
				$c_3 = 4,458\ 70$	$b_3 = 1,995\ 02$	$a_3 = 0,492\ 57$
					$b_2 = 1,995\ 02$	$a_2 = 0,505\ 75$
						$a_1 = 0,505\ 75$

sowohl die  $M_n$ -Werte als auch die  $[X_{(n-1)} - X_n]$ -Werte der Gl. 14) stets in der oberen Lage größer sind als in der unteren, stets die Ordinate  $y_{(m+1)}$  größer als  $y_m$  ist; d. h. die Biegelinien würden sich behindern, und für diese Blattfederart ist die Anwendung der Theorie der Blattendkräfte nicht zulässig. Die Untersuchung dieser in der praktischen Anwendung nicht gebräuchlichen Federart diene vor allem zur Klarstellung, daß für die regelmäßig gestuften Blattfedernarten die Berechnung mit ausschließlich wirkenden Blattendkräften brauchbare Ergebnisse liefert, sofern die Zuschnitte der Blattenden innerhalb der Grenzen des Nichtzuschnittes und des Dreieckszuschnittes liegen, d. h. sofern die Formzahlen zwischen den Grenzen  $z = 3$  und  $z = 2$  liegen.

#### IV. Schwierigkeiten und Grenzen des Verfahrens.

##### 9. Blattfedern mit vorgezogenen oberen Federblättern.

Der Versuch, die in der Hauptgleichung enthaltene allgemeine Beziehung auch auf Blattfedern mit anderen Abweichungen von der Grundform anzuwenden, führt sowohl bei Ungleichmäßigkeiten der Längeneinteilung als auch der Blattdicken zu einem negativen Ergebnis. Da Blattfedern mit verschieden starken Blättern

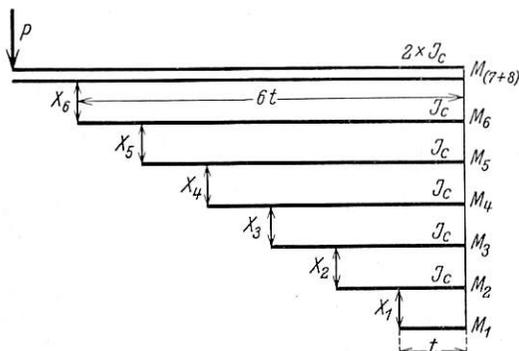


Abb. 20. Blattfeder mit zwei gleichlangen oberen Blättern.

im Eisenbahnfahrzeugbau nicht verwendet werden, interessiert hier vor allem die Betrachtung der Blattfedern, in denen vorgezogene obere Federblätter die Gleichmäßigkeit stören.

Würde man auf ein Federwerk mit zwei bzw. drei gleichlangen Blättern die Gleichungen anwenden, so ist bei der Ausrechnung an die Stelle der zwei bzw. drei oberen gleich-

Tafel 7.

Achtlagige Blattfeder mit Anschärfung der Blattenden.

$$\text{Anschärfungsgrad } h_0 = \frac{h}{4}, z = 1,188$$

Verhältniszahlen der Blattendkräfte	Blattendkräfte	Einspannmomente und Differenzen der Blattendkräfte der achtlagigen Blattfeder	
$X_7 = 0,984\ 40 X_8$	$X_7 = 0,984\ 40 P$	$M_8 = 1,109\ 19 P \cdot t$	$X_7 - P = -0,015\ 60 P$
$X_6 = 0,979\ 35 X_7$	$X_6 = 0,964\ 08 P$	$M_7 = 1,106\ 36 P \cdot t$	$X_6 - X_7 = -0,020\ 32 P$
$X_5 = 0,971\ 27 X_6$	$X_5 = 0,936\ 38 P$	$M_6 = 1,102\ 55 P \cdot t$	$X_5 - X_6 = -0,027\ 70 P$
$X_4 = 0,957\ 03 X_5$	$X_4 = 0,896\ 14 P$	$M_5 = 1,097\ 36 P \cdot t$	$X_4 - X_5 = -0,040\ 24 P$
$X_3 = 0,940\ 08 X_4$	$X_3 = 0,842\ 44 P$	$M_4 = 1,057\ 22 P \cdot t$	$X_3 - X_4 = -0,053\ 70 P$
$X_2 = 0,888\ 80 X_3$	$X_2 = 0,748\ 76 P$	$M_3 = 1,029\ 79 P \cdot t$	$X_2 - X_3 = -0,093\ 68 P$
$X_1 = 0,709\ 27 X_2$	$X_1 = 0,531\ 08 P$	$M_2 = 0,966\ 45 P \cdot t$	$X_1 - X_2 = -0,217\ 68 P$
		$M_1 = 0,531\ 08 P \cdot t$	

langen Blätter ein Ersatzblatt einzusetzen, welches mit dem zwei- bzw. dreifachen Wert des normalen Trägheitsmomentes  $J_c$

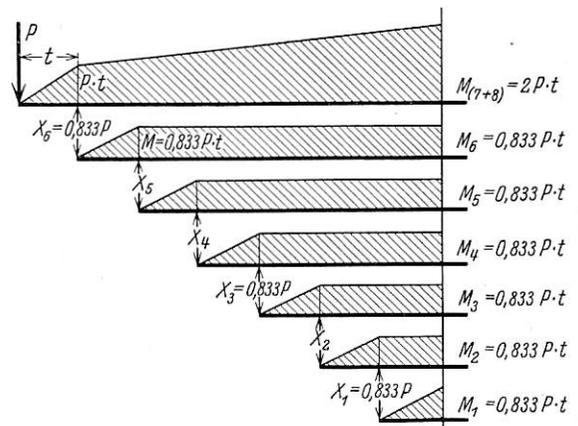


Abb. 21. Momentenflächen zu Abb. 20 unter der Annahme ausschließlich wirkender Blattendkräfte.

zu versehen ist (Abb. 20). Alsdann ergibt die Rechnung jedoch so große Biegemomente in diesem obersten Ersatzblatt (Abb. 21), daß die Ordinaten  $y$  der beiden obersten Blätter größer wären als die der unteren (während in den unteren Blättern Werte sich einstellen würden, die mit der Annahme alleiniger Wirkung

von Blattendkräften übereinstimmen). Da diese Ordinaten nicht mit den Voraussetzungen übereinstimmen, ist das Ergebnis unbrauchbar, und in diesem Federwerk treten außer den Blattendkräften zusätzliche innere Kräfteübertragungen zwischen den einzelnen Blättern ein.

Zunächst sei jedoch auf die beiden Möglichkeiten eingegangen, mit deren Hilfe das Federwerk mit vorgezogenen Blättern auf eine der Grundform entsprechende Kräfteübertragung zurückgeführt werden kann. Die erste Möglichkeit findet sich bereits bei Castigliano. Man soll die Dicke der oberen gleichlangen Blätter so verringern, daß die Summe der Einzelträgheitsmomente der gleichlangen Blätter gleich dem normalen Trägheitsmoment  $J_c$  der unteren gleichmäßig gestuften Blätter wird; hierbei verhalten sich die zwei bzw. drei oberen Blätter wie das normale obere Blatt gleichmäßig gestufter Blattfedern, und am Übergang zwischen dem ersten gestuften Blatt und den oberen gleichlangen Blättern läßt sich alsdann das im Abschnitt III errechnete Verhältnis  $X:P$  wieder herstellen.

Für die Blattfeder mit zwei gleichlangen oberen Blättern ist, wenn  $h_1$  die Blattdicke der oberen Blätter und  $h_c$  die normale Blattdicke ist

$$\frac{2 b \cdot h_1^3}{12} = \frac{b \cdot h_c^3}{12}, \text{ d. h. } h_1 = 0,794 h_c = \text{rund } 0,8 h_c.$$

Für die Blattfeder mit drei gleichlangen oberen Blättern wird

$$h_1 = \sqrt[3]{\frac{h_c^3}{3}} = 0,694 h_c = \text{rund } 0,7 h_c$$

werden. In den oberen gleichlangen Blättern würde dabei gleichzeitig das Widerstandsmoment auf  $\frac{2 b \cdot h_1^2}{6} = 1,26 W_c$ ,

bei drei gleichlangen Blättern auf  $\frac{3 b \cdot h_1^2}{6} = 2,08 W_c$ , d. h.

auf  $\frac{5}{4}$  bzw. auf das Doppelte des Widerstandsmomentes  $W_c$  der normalen Blätter anwachsen. Man erkennt hieraus, daß nicht die auch neuerdings wieder angestellte Erwägung, das oberste Blatt zu verstärken, sondern im Gegenteil eine Verminderung der Blattdicke oberer gleichlanger Blätter die Eigenschaften der Grundform der geschichteten Blattfeder besser und zweckmäßiger wiederherstellt.

Die zweite Möglichkeit, in Blattfedern mit gleichlangen oberen Blättern die der Grundform entsprechende Beziehung der Blattendkräfte auch in den oberen Lagen wiederherzustellen, besteht in einer entsprechenden Veränderung der Länge der obersten Vorziehung, die bislang stets mit 1.t ausgebildet wurde.

Für das Beispiel dreieckiger Blattzuspitzung und Vorziehung des zweitoberen Blattes (Abb. 22) ergäbe sich die Gleichung am Übergang zwischen dem ersten abgestuften und den oberen gleichlangen Federblättern, indem unter sinngemäßer Anwendung der Gl. 9) bis 12) die Federwege am oberen Blatt mit dem zweifachen Trägheitsmoment  $J_c$  bewertet werden:

$$\frac{P}{2 \cdot J_c} \cdot \frac{n^2 \cdot t^2}{6} \cdot [2l + 1 - n \cdot t] - \frac{X_n}{2 \cdot J_c} \cdot \frac{n^3 \cdot t^3}{3} = \frac{X_{n-1}}{J_c} \cdot t^3 \left( \frac{n^3 - 1}{3} + \frac{1}{2} \right) - \frac{X_{(n-1)}}{J_c} \cdot \frac{(n-1)^2 \cdot t^2}{6} \cdot (2n + 1) \cdot t.$$

Da bei dreieckigem Zuschnitt Gleichheit der Kräfte  $X_{(n-1)} = X_n = P$  besteht, ergibt sich  $l = (n \cdot t + 2 \cdot t)$ , d. h. der Überstand der vorgezogenen beiden Blätter beträgt das Doppelte der normalen Abstufungslänge  $t$  (Abb. 23).

Bei Trapezzuschnitt und drei oberen gleichlangen Blättern würde unter Bewertung der Federwege des rechnerischen obersten Ersatzblattes mit dem dreifachen  $J_c$ -Wert, und unter Einsetzung der Werte  $X_{(n-1)}:X_n:P$  gemäß Taf. 5 die Länge

der Vorziehung der drei oberen Blätter für eine achtlagige Feder mit  $l = 7,74 t$ , d. h. mit dem nicht ganz dreifachen der normalen Abstufungslänge  $t$  errechnet.

10. Annahme zusätzlicher Kräfteübertragung im „Innern“.

Werden an Blattfedern mit vorgezogenen oberen Blättern weder die Dicken der oberen Blätter verringert, noch die erste

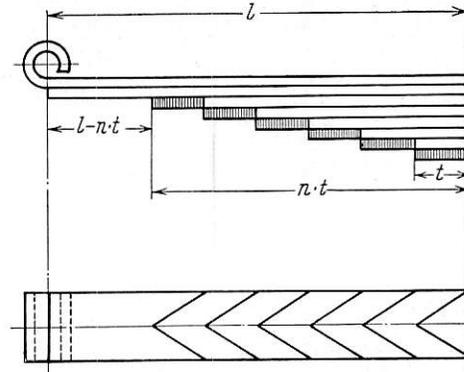


Abb. 22.

Veränderung des Überstandes gleichlanger oberer Blätter.

Abstufung verlängert, so muß für die Berechnung die zusätzliche Wirksamkeit von senkrechten Kräfteübertragungen im Innern zugrunde gelegt werden. Hierbei entfernt man sich von der Grundlage einer einfachen und theoretisch einwandfreien Berechnungsmöglichkeit, und man begibt sich auf ein Gebiet, das ähnlich problematisch wie die Berechnung der Eisenbahnschwelle ist, die eine flächenmäßige elastische Lagerung erfährt. Castigliano stellte bereits die Schwierigkeit fest, für aufeinander reibende Federblätter ein Berechnungsverfahren durchzuführen. Er bediente sich hierzu der Überlegung: wenn ein oberes Blatt auf dem unteren aufliegt, wenn

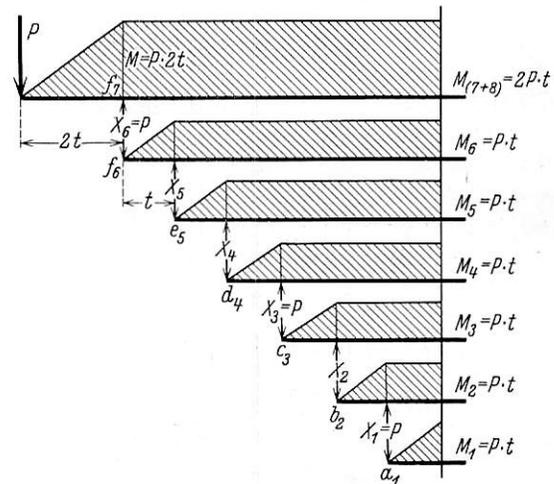


Abb. 23. Momentenflächen zu Abb. 22.

also beide Blätter gleiche Biegungslinien  $\frac{d^2y}{dx^2} = \frac{M_x}{E \cdot J}$  aufweisen,

dann muß auch die Ableitung  $\frac{dM}{dx} = Q$ , bzw.  $\frac{d^3y}{dx^3} = \frac{Q}{E \cdot J}$ , d. h.

die Querkraft in aufeinanderliegenden Blättern gleich sein. Aus dem auf ein Blatt entfallenden — dem Anteil seines Trägheitsmomentes entsprechenden — Moment  $M_x = \frac{P(l-x)}{\sum J}$

ermittelt er den Verlauf der Querkräfte in den einzelnen Blättern. Hieraus könnten weiterhin Belastung und Momentenflächen der Einzelblätter abgeleitet werden. Wendet man

jedoch diese Untersuchungsart auf Blattfedern mit vorgezogenen Blättern unter Berücksichtigung verschiedener Zuschnittformen an, so gelangt man zu folgenden Ergebnissen.

In der sechslagigen Blattfeder mit nicht zugeschnittenen Blattenden und mit drei gleichlangen oberen Blättern (Abb. 24) ergibt sich die Querkraft im äußeren Bereich I zu  $\frac{P}{3}$ . Sie nimmt

in den Bereichen II bis IV stetig ab auf  $\frac{P}{4}$ ,  $\frac{P}{5}$  und zuletzt  $\frac{P}{6}$ ,

hieraus ergeben sich die Querkraftfläche und Belastungsfigur Abb. 24. Konstruiert man hieraus jedoch die Momentenflächen der einzelnen Blätter, so ergeben sich in den oberen

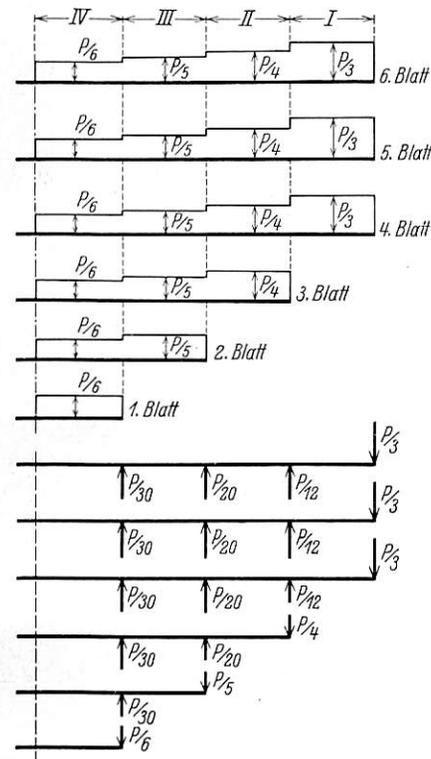


Abb. 24.

Querkraftermittlung für eine sechslagige nicht zugeschnittene Blattfeder mit drei gleichlangen oberen Blättern bei Annahme vollständiger Berührung.

solange die Querkräfte an den übereinander gelegenen Stellen den gleichen Verlauf vom Federende bis zur Einspannung nehmen (wie beispielsweise in Abb. 24), würden die Querkräfte benachbarter Blätter stets im Sinne einer gegenseitigen Pressung von Blatt zu Blatt wirken. Sobald jedoch Querkräfte auftreten, die an den sich berührenden Blättern verschieden groß sind, und noch dazu eine Zunahme der Querkräfte bedeuten (wie beispielsweise im Abschnitt I des zweitoberen Blattes der Abb. 25), so ist dies das Anzeichen dafür, daß Gleichheit der Querkräfte nicht vorhanden sein kann, daß vielmehr, wie Castigliano schon nachweist, zwischen dem ersten und zweiten Blatt in diesem Bereich entweder eine Zugkraft von dem oberen auf das untere Blatt ausgeübt werden müßte, oder aber daß zwischen beiden Blättern hier Trennung der Berührung eintritt. (Diese Erscheinung wiederholt sich übrigens in allen folgenden Blättern jeweils über den Blattenden.) Es stehen also auch in diesem Falle die Ergebnisse nicht in Übereinstimmung mit der zugrundegelegten Annahme, daß alle Blätter sich berühren.

Aus beiden Beispielen läßt sich jedoch die Erkenntnis gewinnen, daß die Federblätter teilweise sich berühren und teilweise klaffen müssen. Wie aus Abb. 25 gefolgert werden

kann, wird dieses Klaffen im Bereich der oberen Blätter über der Unterstützung der Blattenden eintreten. Je nach Anzahl der vorgezogenen Blätter und der Blattendform wird dieses teilweise Klaffen der Blätter verschieden sein.

Ähnliche wenig befriedigende Ergebnisse liefert die von Kreissig angewandte Methode von Ersatzeinzelkräften, in denen die Flächenpressungen abschnittsweise zusammengefaßt gedacht werden (Abb. 26 und 27). Bei Anwendung dieses Berechnungsverfahrens ist wegen der gesteigerten hochgradigen statischen Unbestimmtheit der mehrlagigen Blattfeder der Nachteil in Kauf zu nehmen, daß die Ausrechnung außerordentlich langwierig ist, und daß verhältnismäßig zuverlässige Ergebnisse sich nur mit einem unverhältnismäßig hohen Einsatz von Rechenarbeit erzielen lassen. Hinzukommt, daß einige der inneren Ersatzkräfte — nach den vorausgegangenen Untersuchungen werden sie neben den Blattenden zu erwarten sein — negative Werte annehmen, wie es Taf. 8 zeigt. Streng genommen dürfte man sich alsdann die Mühe nicht verdrießen lassen, die Rechnung unter Fortlassung von Einzelkräften an den Stellen der negativen Werte zu wiederholen, da hier offensichtlich Trennungen der Blätter auftreten müssen; es wird

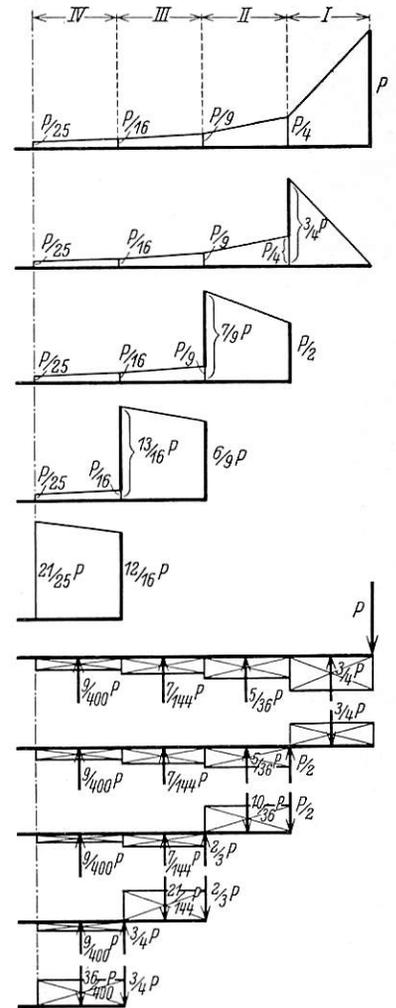


Abb. 25. Querkräfte und Belastungsfigur für eine fünfblättrige zugeschnittene Blattfeder mit zwei gleichlangen oberen Lagen bei Annahme vollständiger Berührung.

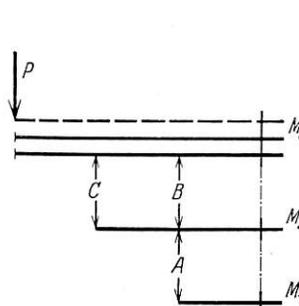


Abb. 26.

Belastungsschema nach Kreissig für eine Blattfeder mit vorgezogenen oberen Blättern und mit drei Abstufungen.

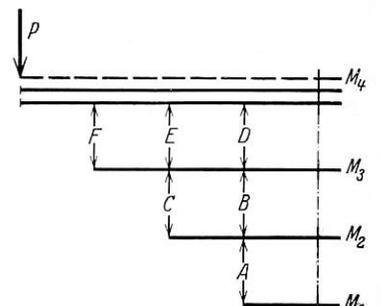


Abb. 27.

Belastungsschema nach Kreissig für eine Blattfeder mit vorgezogenen oberen Blättern und mit vier Abstufungen.

sich indes zeigen, daß auch alsdann das Ergebnis noch nicht befriedigt, indem noch weitere negative Werte auftreten.

Zur Aufstellung der Gleichungen für die Unbekannten sind ähnlich wie bei der Ableitung der Hauptgleichung die Federwege einzeln zu bestimmen, jedoch mit dem Unterschied, daß hier außer den Blattendkräften alle inneren Einzelkräfte ihren Einfluß auf alle Federwege ausüben und daß hier an den Stellen der inneren Einzelkräfte zusätzliche Beziehungen zwischen den Formänderungen der einzelnen Blätter aufzustellen sind. Die Entwicklung, die nichts wesentlich Neues bringt, sei hier im einzelnen übergangen.

Tafel 8.

Kräfte und Momente in der Blattfeder mit innerer Kräfteübertragung.

A. Blattfeder mit drei Abstufungen Abb. 26			B. Blattfeder mit vier Abstufungen Abb. 27		
I. Zwei gleichlange obere Blätter	II. Drei gleichlange obere Blätter		I. Zwei gleichlange obere Blätter	II. Drei gleichlange obere Blätter	
1. Dreieckzuschnitt			1. Dreieckzuschnitt		
A	0,727 P	0,572 P	A	0,785 P	0,647 P
B	0,218 P	0,254 P	B	0,126 P	0,163 P
C	0,640 P	0,471 P	C	0,735 P	0,582 P
			D	0,040 P	0,072 P
			E	0,215 P	0,251 P
			F	0,641 P	0,472 P
M <sub>1</sub>	0,727 P.t	0,572 P.t	M <sub>1</sub>	0,785 P.t	0,647 P.t
M <sub>2</sub>	0,771 P.t	0,623 P.t	M <sub>2</sub>	0,811 P.t	0,680 P.t
M <sub>3</sub>	2×0,751 P.t	3×0,601 P.t	M <sub>3</sub>	0,798 P.t	0,663 P.t
			M <sub>4</sub>	2×0,803 P.t	3×0,670 P.t
2. Ohne Zuschnitt			2. Ohne Zuschnitt		
A	1,000 P	0,800 P	A	1,100 P	0,884 P
B	0,095 P	0,171 P	B	-0,032 P	-0,018 P
C	0,762 P	0,571 P	C	0,893 P	0,714 P
			D	0,133 P	0,053 P
			E	0,057 P	0,131 P
			F	0,756 P	0,568 P
M <sub>1</sub>	1,000 P.t	0,800 P.t	M <sub>1</sub>	1,100 P.t	0,884 P.t
M <sub>2</sub>	0,618 P.t	0,514 P.t	M <sub>2</sub>	0,654 P.t	0,526 P.t
M <sub>3</sub>	2×0,691 P.t	3×0,562 P.t	M <sub>3</sub>	0,761 P.t	0,605 P.t
			M <sub>4</sub>	2×0,743 P.t	3×0,661 P.t

Trotz der nicht jeder Kritik standhaltenden Annahme darf man wohl aus den Ergebnissen dieses Abschnittes folgern: Im Innern verteilen sich die Berührungskräfte der Blätter keineswegs gleichmäßig über die Blattlängen; die inneren Kräfte betragen nur Bruchteile der Blattendkräfte. Zum Trennen und Klaffen der Blätter zeigen die Blattfedern ohne zugeschnittene Blattenden eine größere Neigung und Veranlassung als die Blattfedern mit dreieckig zugeschnittenen Blattenden.

Der Gedanke Kreissigs, nicht nur an den Blattenden, sondern auch im Innern einer Blattfeder Kräfteübertragungen zwischen den Federblättern anzunehmen, ist in der erst nach Abschluß dieser Arbeit erschienenen Dissertation von Stark<sup>5)</sup> weiter entwickelt worden. Dort ist ein Verfahren abgeleitet,

das nicht nur die Verhältnisse der Berührung im Innern der Blattfeder, sondern darüber hinaus auch diejenigen des Klaffens der Federblätter an oberen Lagen im Bereich der Blattenden zum Ausgang nimmt, und das somit der Wirklichkeit näher kommende Ergebnisse liefert. Weil über dem Ende des (n-1)<sup>ten</sup> Blattes ein Klaffen zwischen den beiden darüber liegenden Blättern entsteht (Abb. 28), wird die Blattendkraft

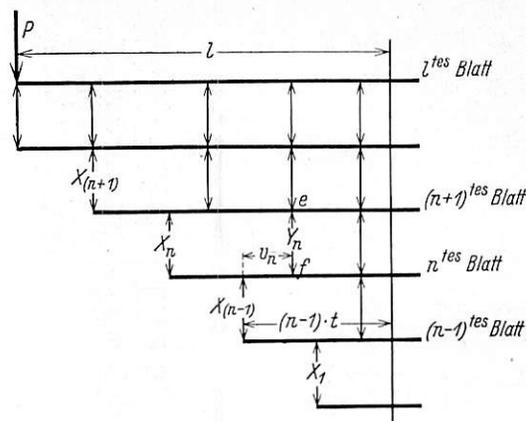


Abb. 28. Belastungsschemata nach Stark.

$$M_e = \left\{ P \cdot [l - (n-1) \cdot t + v] - X_n(t + v_n) \right\} \cdot \frac{J_{(n+1)}}{\sum (J_{(n+1)} \text{ bis } J_1)}$$

$$M_f = X_n \cdot (t + v_n) - X_{(n-1)} \cdot v_n$$

X<sub>(n-1)</sub> nicht auf das (n+1)<sup>te</sup> Blatt unmittelbar weitergeleitet, Stark bringt deshalb eine Versetzung der nach oben weiterzuleitenden Kraft Y<sub>n</sub> um die Strecke v<sub>n</sub> nach dem Blattinnern zu in Ansatz. Stark benutzt alsdann zur Ausrechnung der an dem jeweils zu betrachtenden Federblatt vorhandenen beiden Unbekannten X<sub>n</sub> und v<sub>n</sub> außer der Gleichheit der Federwege am n<sup>ten</sup> Blattende die Gleichheit der Momente an der Stelle Y<sub>n</sub>: Das Moment M<sub>e</sub> am oberen (n+1)<sup>ten</sup> Blatt leitet er aus der Castiglionoschen Überlegung  $M \cdot \frac{J}{\sum J}$  ab, während das Moment M<sub>f</sub> am n<sup>ten</sup> Blatt unmittelbar sich anschreiben läßt, nachdem die Kraft X<sub>(n-1)</sub> zuvor aus den Beziehungen X<sub>1</sub>:X<sub>2</sub> usw. errechnet ist.

V. Ergebnisse und Zusammenfassung.

Die Betrachtungsweise der Blattfeder als statisch unbestimmtes Tragwerk, die sich auf der Kräfteübertragung nur durch Blattendkräfte aufbaut, gibt eine Handhabe für die vergleichende Untersuchung der Blattfederarten.

Soweit es sich um gleichmäßig gestufte Blattfedern handelt, liegt im wesentlichen Übereinstimmung mit der Kräftewirkung der Grundform geschichteter Blattfedern vor, d. h. es wird bei den ohne Vorspannung zusammengebauten Blattfedern mit praktisch genügender Genauigkeit die Voraussetzung erfüllt, daß sich die Blätter nicht berühren. Da nämlich in der Praxis die Blattdicken Herstellungsungenauigkeiten aufweisen, kann man sich damit begnügen, nach einem Näherungsverfahren zu rechnen.

Bei den verschiedenen Zuschnittformen, die zwischen dem Rechteck mit der Formzahl z = 3 und dem Dreieck mit der Formzahl z = 2 in Frage kommen, verhalten sich die betrachteten Federwerke derart, daß bei der Blattfeder mit nicht zugeschnittenen Blättern in der Nähe des Federbundes zwar eine gewisse Berührung stattfindet, während in den Hauptbereichen alle Blätter stark klaffen, daß bei Trapezzuschnitt auch die Berührung in den Federbunden zurückgeht bzw. nicht mehr besteht, wobei gleichzeitig in den übrigen Bereichen die Blätter sich weniger voneinander abheben als bei Nicht-zuschnitt, und daß bei Dreieckzuschnitt keine Trennung

mehr, sondern eine gleichmäßige pressungsfreie Berührung stattfindet. Am ungleichmäßigsten wird die Blattfeder ohne jeden Zuschnitt der Blattenden beansprucht, während die Dreieckfeder ganz einheitliche Beanspruchungen aufweist. Die Beanspruchung der Feder mit Trapezzuschnitt liegt dazwischen.

Wendet man jedoch andere Abweichungen von der Grundform geschichteter Blattfedern an, insbesondere gleichlange obere Federblätter, so gibt man eine Eigenschaft der Grundform, die Freiheit von inneren Kräfteübertragungen, auf. In derartigen Blattfedern treten außer den Blattendkräften Flächenpressungen auf. Ihre exakte Berechnung stößt auf große Schwierigkeiten, die Anhaltsrechnungen ergeben, daß teilweise Trennungen zwischen den Blättern stattfinden, und zwar unweit des Blattendes; auch hier spielt hinsichtlich der mehr oder weniger gleichmäßigen Verteilung der Beanspruchungen die Form der Blattenden eine Rolle. Zweckmäßig könnte die Verringerung der Dicken vorgezogener Blätter sein; sie sichert erstens die zuverlässige Ermittlung der Bean-

spruchungen, und zweitens das Auftreten geringerer Beanspruchungen in den oberen Blättern. Die möglichst genaue Annäherung an die Grundform ist empfehlenswert.

Abschließend soll noch kurz darauf eingegangen werden, ob der Einfluß der Abweichungen von der Grundform durch Hinzufügen eines Koeffizienten zu den Grundgleichungen in einfacher Weise erfaßt werden kann. Hinsichtlich der

Spannungsgleichung  $\sigma = \frac{6 P \cdot l}{n \cdot b \cdot h^2}$  und bei gleichmäßiger Stufung

der Federblätter kann dies ohne weiteres geschehen, wenn entsprechend der Überbeanspruchung im untersten Blatt prozentuale Zuschläge hinzugefügt werden: Für Nichtzuschnitt beträgt dieser bei Federn aus zwei Blättern 25%, aus acht Blättern rund 50%, aus elf Blättern 54,5%, während er für eine achtagige Güterwagenfeder 24% und für die achtagige Personenwagenfeder 19% beträgt — gleichmäßige Stufung vorausgesetzt —. Bei ungleichmäßiger Stufung besteht für diese Werte nicht mehr die sichere Gewähr, immerhin können sie als Anhalt dienen.

### Teiltagung der Weltkraftkonferenz in Skandinavien 1933.

Die letzte Volltagung der Weltkraftkonferenz fand bekanntlich im Jahre 1930 in Berlin statt. Die im folgenden behandelte Teiltagung wurde in den Städten Kopenhagen, Stockholm, Helsingfors und Oslo unter Führung Schwedens vom 26. Juni bis 9. Juli abgehalten. Der Hauptverhandlungsstoff war die Energieversorgung der Großindustrie und des Verkehrswesens. Zu dem hier einschlägigen Abschnitt „Kraftfragen der Eisenbahnen“ (Dampf-, Diesel- und elektrischer Betrieb) lagen 23 Berichte, darunter zwei aus Deutschland, vor. Ein Bericht von Stähle und Boestad (Schweden) enthielt Versuchsergebnisse mit einer kondensatorlosen 1 D-Turbinenlokomotive, die von Nydqvist & Holm A. B. Trollhätten gebaut wurde, auf der 114 km langen Strecke Grängesberg—Oxelösund. Anlaß zum Bau der Lokomotive waren Schwierigkeiten mit dem Kondensator der bekannten Ljungström-Turbinenlokomotive. Die Hauptverhältnisse dieser Lokomotive sind: Dienstgewicht 117 t, Reibungsgewicht 72 t, wasserberührte Heizfläche 149,2, Überhitzerheizfläche 100, Rostfläche 3 m<sup>2</sup>, Kesseldruck 13 kg/cm<sup>2</sup>, Dampftemperatur 400° C, Höchstgeschwindigkeit 70 km/h, Zugkraft am Umfang der Treibräder 20000 kg. Die Turbine mit Zahnradübersetzung liegt vor Kopf der Maschine und treibt über Blindwelle und Kuppelstangen die Räder an. Die Turbine leistet mit einem Curtisrad und einer Reaktionstrommel 1370 PS. Der übliche Kessel wird mit Kohlen gefeuert und der Schornsteinzug durch ein Blasrohr mit regelbarer Düse erhalten. Der gegenwärtige Zug von 0,4 kg/cm<sup>2</sup> soll auf 0,15 bis 0,2 kg/cm<sup>2</sup> durch Verwendung einer Blasrohreinrichtung, die der bei der Deutschen Reichsbahn im Gebrauch befindlichen ähnelt, verringert werden, um einen möglichst niedrigen, für die Turbine und den Brennstoffverbrauch günstigen Gegendruck zu erhalten. Die Versuche wurden in Vergleichung mit einer dreizylindrigen Kolbendampflokomotive entsprechender Bauart durchgeführt. Nach Änderungen am Überhitzer und Blasrohr ergab sich bei Fahrten im Juni d. J. die Höchstleistung zu 1500 PS und die Kohlenersparnis zu nahezu 20%. Ein Zug von 1750 t Wagengewicht konnte leicht über eine Strecke mit 10<sup>0</sup>/<sub>00</sub> Steigung bei einer Geschwindigkeit von 32 km/h gezogen werden. Auf 1 Zug-PS<sub>h</sub> ergab sich der Wasserverbrauch zu 10,7 kg, der Kohlenverbrauch zu 13 kg (6940 kcal/kg). Die Turbine und das Getriebe haben sich im Betrieb, nach dem Bericht, sehr gut bewährt und zeigten nach 30196 km Fahrt keinen Verschleiß.

Nach den verschiedenen Berichten herrscht bei allen Eisenbahnverwaltungen reges Interesse für die Dieselmotor-Zugförderung, da nach E. Trechsel (Schweiz) (24) mit dieser den Bahnen ein Mittel an die Hand gegeben ist, gegen die Fahrzeuge der Straße erfolgreich bestehen zu können. Bei den Dänischen Staatsbahnen sind nach dem Bericht von P. Due-Petersen zehn dieselelektrische Personenwagen für je 64 Sitze, mit Gepäckraum, 54 t Gewicht im Bau, die zur Entwicklung einer Fahrgeschwindigkeit von etwa 120 km/h zwei Dieselmotoren mit gleichachsigem Generator mit einer Gesamtleistung von 480 PS

erhalten. Der Antriebssatz ist im Drehgestell eingebaut und kann durch Anheben des Wagenkastens um nur 150 mm leicht ausgetauscht werden. Die Dieselmotoren wiegen infolge Verwendung von Leichtmetall und einer Kolbengeschwindigkeit von 9 m/sec nur 5,5 kg/PS<sub>e</sub>. Durch die hohen Drehzahlen von etwa 1800/Min. bei den kleineren Typen bis 250 PS und von 1000 bei den größeren bis 500 PS konnte auch das Dynamogewicht erheblich vermindert werden. Die Wagenkasten werden in Stahl und Leichtmetall ausgeführt, doch so dauerhaft, daß eine Lebensdauer von 20 bis 25 Jahre sichergestellt ist. Auf die Normalisierung der Motorenteile wird großer Wert gelegt. Nach den bisherigen Erfahrungen der Dänischen Staatsbahnen mit ihren zahlreichen Dieselfahrzeugen können diese im gewöhnlichen Dienst leicht 120000 km/Jahr und Fahrzeug zurücklegen. Die 1000 PS-Lokomotiven haben gegenwärtig ständigen Dienst von 30 Stunden Kursdauer und legen monatlich 15000 km zurück. Es wird erwartet, daß die Ersparnisse in Brennstoff, Mannschaft und Unterhaltungskosten gegenüber dem Dampfbetrieb noch größer werden, wenn erst gewisse Gebiete ausschließlich mit Dieselfahrzeugen betrieben werden, da dann die Kohlen- und Wasserstationen und deren Unterhaltung fortfallen. Nach Ove Muncck (Dänemark) beabsichtigt man die Dieselfahrzeuge mit Brennlötkanlagen von derartigem Fassungsraum zu versehen, daß zwischen zwei Füllungen bis zu 1400 km zurückgelegt werden können. Paul Hansen (Dänemark) erwähnt in seinem Bericht einen dieselelektrischen Triebwagen, der von der „De Forenede Automobilfabrikker A. S. Odense-Dänemark“ gebaut wurde und mit einem 350 PS Burmeister & Wain Zweitakt-Dieselmotor, der mit 1100 Umdr./Min. läuft, ausgerüstet ist. Der Motor hat gleichströmende Spülung des Zylinders von unten nach oben mittelst Gebläse. Der Spülluft-einlaß liegt im Zylinder am Kolbenauszug und wird durch den Kolben selbst geregelt, der Auslaß liegt im Zylinderkopf und wird durch ein Ventil geregelt. Die Kurbelwelle ist mit Schwingungsdämpfer versehen. Bei gleicher Leistung kann die Zweitaktmaschine leichter sein als die Viertaktmaschine, auch unter Berücksichtigung des Spülluftgebläses. Die Maschinenanlage liegt in einem Fahrgestell, das unter dem Wagenboden zwischen den Drehgestellen angeordnet ist. Die Anlage ist vollständig staubsicher eingeschlossen und eignet sich besonders dort, wo der Oberbau viel Staub und Sand führt. Der Zweitaktdieselmotor muß für Lokomotiven und Triebwagen noch ausprobiert werden. Doch würde er sich einführen und sei am besten geeignet für die Anforderungen, die an einen Dieselmotor für Zugförderung zu stellen seien.

Alan Chorlton geht in seinen „Angaben über englische dieselelektrische Praxis“ besonders auf die Verringerung des Gewichts bei den neuen Dieselmotoren durch geschweißte Konstruktionen ein und verweist hierzu auf die Motoren von Davey Paxman & Company, Colchester in der Leistung von 75 bis 800 PS mit 500 bis 900 Umdr./Min. In allen Ländern seien die Erfahrungen

mit Dieselmotorfahrzeugen günstig. Nach dem Vorbild des „Fliegenden Hamburgers“ will man einen diesel-elektrischen Schnellzug aus zwei Einheiten zu je drei Wagen, Gesamtgewicht 100 t, 800 PS, 220 Fahrgäste, zwischen Manchester und Liverpool laufen lassen. Einen ähnlichen Fahrdienst will man zwischen London und Birmingham einrichten.

Ein weiterer großer Fortschritt wird in einem Bericht in der Entwicklung hydraulischer Getriebe in der Diesel-Zugförderung gesehen. Zur Zeit ist die diesel-elektrische Kraftübertragung zwischen Motor und Räder die erfolgreichste Bauart, soweit nicht Zahnradübertragung verwendet ist. Die diesel-elektrische Übertragung gestattet günstige Regelbarkeit, doch sie ist schwer und teuer und ihr Wirkungsgrad im allgemeinen verhältnismäßig gering. Im Bericht 123 ist das hydraulische Getriebe von Lysholm-Smith beschrieben, das gegenwärtig in einem 85 PS-Autobus der Stockholmer Straßenbahngesellschaft und in einem 200 PS-Triebwagen der L. M. S. Railway (Northern Counties Committee) erprobt wird. In beiden Fällen soll der Betrieb zufriedenstellend sein. Das Getriebe besteht aus einem mit der Antriebswelle gekuppelten Pumpenrad und einer mit der Sekundärwelle gekuppelten dreistufigen Turbine mit zwei festen Leitschaukelringen. Das Getriebe hat über ein großes Geschwindigkeitsgebiet einen hohen Wirkungsgrad (er soll Max. 90% sein). Ferner ist es mit direktem Gang bei hohen Geschwindigkeiten eingerichtet, um hier hydraulische Verluste gänzlich zu vermeiden. Der Bedienungshebel dient auch zur Betätigung des Wendegetriebes. Für Lokomotivzwecke wird vorzugsweise eine Konstruktion mit verstellbaren Pumpenschaufeln verwendet, wodurch eine Reibungskupplung zwischen Motor und Getriebe entbehrt werden kann. Das hydraulische Getriebe verringert Herstellungspreis und Gewicht mit steigender Lokomotivgröße. Das Gewicht einer 500 PS-diesel-elektrischen Lokomotive mit 124 kg/PS verringert sich bei einer diesel-hydraulischen Lokomotive mit normalem Motor auf 76 kg/PS und mit leichtem Motor auf 50 kg/PS.

Auch für die Druckluftübertragung bei der Diesellokomotive lagen neue Lösungen vor. Bei den Nydqvist & Holm A. B. Trollhätten wurde nach dem Vorschlag von Erik Johansson der A. B. Götaverken die „Gota-Lokomotive“ gebaut, bei der in einem Generator, der aus einem kompressorlosen vierzylindrigen Zweitakt-Dieselmotor und zweizylindrigen, doppeltwirkenden Luftkompressor mit Aufnehmer besteht, eine Mischung von Luft und Verbrennungsgasen von 4 kg/cm<sup>2</sup> Druck erzeugt wird, die in einer Turbine auf atmosphärischen Druck expandiert; die Turbine treibt mittelst Zahnradgetriebe, Blindwelle und Kuppelstangen die Räder an. Die Lokomotive hat die Achsanordnung 2 D 2. Die Leistung der Lokomotive richtet sich nach dem Gasdruck, der zwischen 0,5 und 4 kg/cm<sup>2</sup> geregelt werden kann, und beträgt bei Höchstdruck 500 PS. Die Höchstzugkraft der Lokomotive ist 6000 kg, die Höchstgeschwindigkeit 70 km/h, das Dienstgewicht 54 t, das Adhäsionsgewicht 27 t. Die heißen Abgase aus den Dieselzylindern treten in den Aufnehmer, wo sie mit dem Rest der im Kompressor erzeugten Verbrennungs- und Spilluft gemischt werden. Man erwartet, daß die Ersparnis an Betriebskosten im Vergleich mit einer gleich starken Dampflokomotive 30% betragen wird.

Dr. Max Mayer, MAN, Augsburg legte in seinem Bericht den Entwurf einer 2-C-1 Schnellzug-Diesellokomotive mit kombinierter Druckluft- und direkter Übertragung als ein Beispiel für die Weiterentwicklung der reinen Druckluftübertragung vor. Bei dieser Lokomotive treten zu den außenliegenden Zylindern der reinen Druckluftübertragung noch zwei weitere innenliegende Zylinder, die als doppeltwirkende Zweitakt-Dieselzylinder ausgebildet sind. Derart entsteht eine Vierzylinderlokomotivmaschine, bei welcher im Anfahren sämtliche Zylinder mit Druckluft arbeiten und nach Erreichen der Zündzahl die innenliegenden direkt wirkenden Dieselzylinder auf Dieselbetrieb umgestellt werden. Die Abluft der mit Druckluft weiter betriebenen Lokomotivzylinder dient als Spül- und Ladeluft für die direkten Dieselzylinder. Aus der Leistungscharakteristik für die Lokomotive wird gefolgert, daß die Lokomotiven dieses Systems bei höheren Fahrgeschwindigkeiten eine beträchtlich höhere Zugkraft zu entwickeln vermögen als Lokomotiven mit reiner Druckluftübertragung bzw. mit Dampf. Mit der weiteren Entwicklung der Diesel-Zugförderung werden derartige Großlokomotiven auf bestimmte Zuggattungen, wie internationale Durchgangsschnell-

züge oder den Großgüterverkehr beschränkt sein, während der interne Personenverkehr auch auf längeren Strecken dem Dieseltriebswagenverkehr vorbehalten sein wird. Hier bringt die MAN. einen Dieseltriebswagen mit 450 PS Einheitsmaschinenanlage, die im Drehgestell untergebracht ist und nur so weit über den Wagenfußboden hervorragte, daß der Raum über dem Dieselmotor z. B. als Gepäckraum benutzbar ist, in Vorschlag.

In den Erörterungen auf der Tagung wurde auch dem Betrieb der Fahrzeuge mit Holzgas, das aus Holzkohle mit im Fahrzeug mitgeführten Generatoren gewonnen wird, große Beachtung geschenkt. Nach dem Bericht von Kyrklund hat die finnische Eisenbahnverwaltung Versuche mit einem Holzgas-elektrischen Triebwagen für 60 Personen aufgenommen. Die Motorleistung von 110 bis 120 PS beim Sauggasbetrieb läßt eine mittlere Geschwindigkeit von 50 bis 60 km/h zu. Der Wagen wiegt 50 t, läßt sich aber leichter bauen. Ein betriebssicherer Gasbetrieb erfordert noch weitere Erfahrungen.

Auf dem Gebiet des elektrischen Bahnbetriebs wurde vornehmlich die Entnahme der Bahnenergie aus der allgemeinen Landesstromversorgung erörtert, da durch diese eine Verringerung der Betriebskosten infolge billigeren Stroms erwartet wird. Der Standpunkt der großen Elektrizitätsunternehmen hat sich in der Tarifrage gewandelt, da die Bahnen als Großverbraucher ein wertvolles Mittel sind, die Fortleitungskosten als Hauptkostenfaktor in der Energieerzeugung zu senken, und die Erfahrung gezeigt hat, daß die gefürchteten Schwankungen und Spitzen nicht annähernd so hoch, wie angenommen wurde, sind. Ferner erübrigt sich ein besonderer Kapitalaufwand für eigene Energieerzeugung für die Bahnen. Schwierigkeiten an den Motoren bei der Kommutierung, sowie hinsichtlich der Fernhaltung von Störungen gegenüber Schwachstromleitungen bestehen heute nicht mehr, so daß jedes für den jeweiligen Stromanschluß wirtschaftlich beste Bahnsystem gewählt werden kann. Dr. Ing. e. h. Wilhelm Wechmann (Deutschland) hatte einen Bericht „Bahnstrom aus der öffentlichen Elektrizitätsversorgung unter Berücksichtigung der neuesten Technik“ eingesandt. Im ersten Teil werden die Maschinenumformer, im zweiten die Stromrichter behandelt. Der Quecksilberdampf-Gleichrichter verdrängt immer stärker die Drehstrom-Gleichstrommaschinenumformer. Seine technischen und wirtschaftlichen Vorzüge seien bekannt. Die neuesten Gleichrichter, z. B. für die Berliner S-Bahn (Deutsche Reichsbahn) erhalten Gittersteuerung zur Überstromabschaltung. Die Gitter werden über eine synchron mit der Drehstromfrequenz umlaufende Kontaktwalze aufgeladen. Für Gleichstrombahnen ist wichtig, daß Bremsenergie ins Drehstromnetz zurückgeliefert werden kann. Die Umschaltung des Gleichrichters und der Gitter geschieht selbsttätig. Als ruhender Frequenzwandler wirkt der gittergesteuerte Umrichter. Nach dem Verfahren von Dr. Löbl wird Drehstrom in Bahnstrom von 16<sup>2</sup>/<sub>3</sub> Hertz synchron umgeformt. Asynchrone Frequenzwandlung gestattet ein Umrichter von Siemens-Schuckert, wie auch der AEG. in „Krämer“-Schaltung. Der Einbau der von Gleichrichtern mit gitterbeeinflusster Spannungsregelung und von Gleichstrommotoren in Lokomotiven vereinfacht sehr die Steuerung. Auch ermöglicht die Gittersteuerung weiterhin den Übergang zum kommutatorlosen Hauptstrommotor. Derartige Motoren für Stromrichterlokomotiven sind bereits von BBC. und AEG. entwickelt. Das Ergebnis weiterer Versuche mit derartigen Lokomotiven dürfte auf die künftige Entwicklung der elektrischen Zugförderung entscheidenden Einfluß erlangen. Die DRG. ist mit den Firmen AEG. — BBC. — SSW. um die weitere Durchbildung des Stromrichters für ortsfeste Umrichteranlagen als auch Stromrichterlokomotiven bemüht.

Nach dem Bericht von van Lessen „Die Stromversorgung für die elektrische Zugförderung der niederländischen Eisenbahnen“ sind jetzt alle elektrisierten Bahnstrecken an die allgemeine Elektrizitätsversorgung angeschlossen. Der Betrieb erfolgt im Gleichstromsystem mit 1500 V Fahrdrahtspannung auf 179 km Streckenlänge. Hierzu kommen noch 20 km der Strecke Rotterdam — Dordrecht, deren Betrieb im kommenden Jahr aufgenommen werden soll. Die Praxis hat gezeigt, daß die Elektrizitätswerke sich vollständig allen Anforderungen angepaßt haben, die bei Stromlieferung an einen Eisenbahnbetrieb gestellt werden, so daß in dieser Hinsicht keinerlei Grund besteht, die gewählte Lösung zu bedauern. Der mittlere Preis je kWh Drehstrom gemessen im Kraftwerk betrug im Jahre 1932 3,42 Cent. Günstigere Preis-

stellung ist mit Sicherheit zu erwarten, da sich die Zahl der Betriebsstunden im Jahr bis zu 3698 ergeben hat und der Verlauf der Belastung günstig liegt. Die Gleichrichter in den Unterwerken haben sich sehr gut bewährt. Letztere sind unbewacht, das Einschalten der Gleichrichter erfolgt vom nächstliegenden Bahnhof.

Th. Boveri (Schweiz) bespricht in seinem Bericht die „Stromsysteme für elektrische Bahnen“ auch das Problem der direkten Speisung der Kontaktleitung mit ungefähr 50-periodigem Wechselstrom in einphasiger Anordnung, das nie ganz in Vergessenheit geraten sei, weil es eben doch die denkbar einfachste Anordnung verwirklichen würde. Eine einzige derartige Anlage bestehe in Ungarn auf der Strecke Budapest—Komarom—Hegyeshalom, die direkt aus der allgemeinen dreiphasigen Energieversorgung einphasig gespeist wird, wobei die Unterwerke so auf die einzelnen Phasen verteilt sind, daß sie genügend gleichmäßig belastet sind. Durch Erhöhung der Fahrdrachtspannung auf etwa 23,5 kV bei 50 Hertz würden sich etwa dieselben Spannungsverhältnisse wie bei  $16\frac{2}{3}$  Hertz und 15 kV ergeben. Zu einer Verminderung der Spannungsabfälle und der Schwachstromstörungen wäre bei 50 Hertz eine Schaltung in Erwägung zu ziehen, bei der der Rückleiter mit z. B. einfacher Fahrdrachtspannung gegen Erde und doppelter Fahrdrachtspannung gegen die Fahrleitung betrieben würde. Sehr wichtig sei die Konstruktion geeigneter Fahrzeuge für 50 Hertz. Hierfür biete der gittergesteuerte Quecksilberdampfgleichrichter zur Umformung des zugeführten Wechselstroms in Gleichstrom und der kommutatorlose Einphasenmotor große Aussichten. Allgemeine Untersuchungen führen zu dem Ergebnis, daß ein 50 Hertz-Fahrzeug zu einer besseren Wirtschaftlichkeit führt, wenn es gelänge, dies so zu konstruieren, daß sein Gewicht und Preis nicht mehr als um 30% die der gegenwärtigen  $16\frac{2}{3}$  Hertz-Fahrzeuge und der mit Gleichstrom von 4 kV betriebenen überschreitet. Den in Ungarn erwähnten Bahnbetrieb mit 50 Hertz Wechselstrom nach dem Kandoschen Phasenumformersystem behandelte Prof. L. de Verebely in seinem Bericht. Im zweiten Abschnitt werden die neuen Kandoschen Phasenumformerlokomotiven für 2500 PS Stundenleistung beschrieben. Das Hauptmerkmal dieser Lokomotiven ist der synchrone Phasenumformer (Motor, Transformator und Generator in einer Einheit), welcher Wechselstrom von 50 Hertz und 16 kV vom Fahrdracht erhält, damit als Synchronmotor mit 1500 Umdr./Min. läuft und Mehrphasenstrom von rund 1000 V dem asynchronen Haupttriebmotor der Lokomotive liefert. Während des Anlassens mittels eines automatisch gesteuerten Wasserwiderstandes und während der Fahrt wird automatisch auf höchsten Wirkungsgrad des Motors und auf Leistungsfaktor 1 oder etwas voreilend geregelt.

Bianchi (Italien) führte aus, daß die italienischen Bahnen fernerhin nur noch im Anschluß an die allgemeine Elektrizitätsversorgung mit Gleichstrom von 3 kV elektrisiert werden. Bei der Bahnstromversorgung in Norwegen hat man neuerdings die Einphasen-Eigenerzeugung mit der öffentlichen Drehstromanlage durch Regelumformer verbunden, den die SSW. geliefert haben. Erfahrungen in der Energieversorgung der elektrisch betriebenen Linien der Österreichischen Bundesbahnen, die Hruschka in seinem Bericht bekannt gibt, haben erwiesen, daß die Stromspitzen nur 10% über den Mittelwert steigen. Der Strom für die 519 km umfassenden Strecken wird fünf Wasserkraftwerken entnommen. Zu speichern sind täglich nur 4 bis 6% gegen bis 20% in öffentlichen Werken mit Licht- und Kraftabgabe, um die Spitzen zu decken. Die Grundlast beträgt im Bahnkraftwerk 50%, in den öffentlichen Werken nur 24 bis 31%. Demgemäß ist die Stromspeisung einer Bahn viel günstiger als die für Licht und Kraft in einem allgemeinen Netz.

Gysel (Schweiz) behandelt in seinem Bericht den „mechanischen Aufbau elektrischer Lokomotiven größter Leistung“. Beschrieben werden die beiden seit vorigem Jahr in Betrieb

befindlichen Gotthard-Lokomotiven in der Bauanordnung:  $1B_01B_01+1B_01B_01$ . Die eine Maschine hat acht Triebmotoren und BBC.-Antrieb mit einer Leistung von 7500 PS, die andere 16 Triebmotoren und Universalantrieb SLM. Winterthur mit einer Leistung von 8800 PS. Auf der größten Steigung von  $27\frac{0}{00}$  kann ein Zug von etwa 750 t mit 59 km/h bzw. 62 km/h Geschwindigkeit befördert werden. Das Gewicht der Lokomotiven beträgt 246 bzw. 244 t. Der Achsstand ist 29 m, die Gesamtlänge über die Puffer 34 m. Eine bemerkenswerte Neuerung an beiden Lokomotiven ist der Adhäsionsvermehrter, der darin besteht, daß die mittlere Tragachse jeder Halblokomotive mit Hilfe von Druckluft entlastet wird, womit eine Mehrbelastung der vier Triebachsen und in geringerem Maße auch der äußeren Laufachse eintritt. Die Vermehrung des Triebachsdrukkes beträgt im Mittel rund 1,5 t, diejenige des Adhäsionsgewichts der ganzen Lokomotive etwa 12 t. Der Adhäsionsvermehrter wird bei dem Anfahren mit Höchstlasten oft betätigt. Die beiden Lokomotiven sind für Geschwindigkeiten bis  $\sim 110$  km/h ausprobiert worden.

Aus dem Bericht von Sidney Withington zur neuen Zugkraftentwicklung bei der New Haven Railroad sei nur die elektrische Personenzuglokomotive in der Bauart  $2C+C2$  mit sechs Paar Zahnradmotoren und die Dampflokomotive „New Haven“ in der Bauart  $2D1$  mit Speisewasservorwärmer und großer Feuerbuchse über einer hinteren Antriebsachse angeführt. Letztere besitzt ein Gesamtgewicht von 271 t, ein Triebgewicht von 118 t und eine durchschnittliche Zugkraft von 32 t.

Bei den schwedischen Staatsbahnen in einer Gesamtlänge von etwa 6700 km sind nach dem Bericht von H. Bager 910 km in elektrischem Betrieb, 862 km im Bau (Stockholm—Malmö) und 933 km beschlossen und projektiert, so daß die Gesamtlänge der elektrisch betriebenen schwedischen Staatsbahnstrecken 2705 km d. h. ungefähr 40% des ganzen Netzes betragen wird. Der elektrisch beförderte Zugverkehr beläuft sich dann auf etwa 70% in Zugkilometern und auf etwa 80% in Wagenachskilometern des gesamten Staatsbahnverkehrs. Für den Zugdienst benutzt man eine einzige Lokomotivgattung der Achsanordnung D mit der Höchstgeschwindigkeit 100 ( $D_s$ ) und 75 ( $D_g$ ) km/h, Gesamtgewicht 79,5 t, Gesamtleistung 1660 PS, höchste Zugkraft 17 t. Im Jahre 1931 betrug die Durchschnittsleistung im Jahre bei der Untergattung  $D_g$  81 000, bei  $D_s$  127 000 und über alle Lokomotiven 100 000 km. Die Malmöer Strecken und weitere beziehen die elektrische Energie aus staatlichen Drehstrom-Wasserkraftwerken. Der Drehstrom von 50 Hertz, 6300 V wird in Bahnunterwerken mittels rotierender Umformer in einphasigen Wechselstrom von  $16\frac{2}{3}$  Hertz umgeformt und dann auf 16 000 V transformiert. Die Abrechnung erfolgt mit Zählern auf der Drehstromseite der Unterwerke. Einer gekauften Energiemenge von 1 kWh entsprechen 0,80 kWh Energie am Stromabnehmer der Lokomotive. Für ein ganzes Jahr berechnet, entspricht 1 kWh am Stromabnehmer der Lokomotive der als einphasiger Strom zugeführten Energie ungefähr 1,6 kg Steinkohle auf der Dampflokomotive. Bei den Verschiebelokomotiven sind es 2,5 kg Kohle. Auch hier zeigte sich die Strombelastung des Lieferers durch den Bahnbetrieb bedeutend gleichmäßiger, als man anfangs erwartet hatte, was zur Ermäßigung des Strompreises führte, der jetzt auf der Strecke Stockholm—Göteborg 2,6 Oere je kWh Drehstrom beträgt. Mit weiterer Ausdehnung des elektrischen Betriebes soll eine weitere Senkung des Strompreises auf etwa 2,1 Oere erfolgen. Nach Erörterung der verschiedenen Betriebskosten in Parallele des elektrischen Betriebes zum Dampfbetrieb wird betont, daß die wesentlichste Ersparnis durch den elektrischen Betrieb dem Personalkonto zuzuschreiben ist. Während der Tagung fand auch eine Besichtigung der Elektrisierungsarbeiten auf den „Malmöer Strecken“ statt. Die Anordnung der Oberleitung ist weitgehend normalisiert, so daß sich die Montage leicht und schnell gestaltet.

Przygode.

## Aus amtlichen Erlassen.

### Zur neuen Reichsbahnvorschrift für geschweißte Fahrzeuge.

Das Schweißen im Fahrzeugbau, auch bei der Neufertigung, ist zwar älter als im Stahlbau, aber die behördliche Regelung erforderte eine längere Erfahrungszeit über das Verhalten der Schweißverbindungen im Betriebe als sie für Hoch- und

Brückenbauten bedingt erschien. Die unterschiedliche Einstellung der Schweißtechniker ist hauptsächlich in der verschiedenartigen Bewertung der angreifenden äußeren Kräfte, die der Konstrukteur in seinen Berechnungen zugrunde legen

muß, begründet. Während der Stahlbauer die angreifenden Kräfte und damit die Beanspruchung seines Bauwerks nach Art, Richtung und Größe hinreichend genau ziffernmäßig erfassen kann, sind die im Eisenbahnbetrieb auf das Fahrzeug wirkenden Kräfte weniger genau bekannt und müssen aus mühsam im Betriebe und in der Werkstatt beobachteten elastischen und bleibenden Verformungen ermittelt werden. Diese Schwierigkeiten bestanden allerdings schon für die Berechnung genieteter Fahrzeuge. Die hierfür entwickelten Erfahrungswerte genügten jedoch nicht mehr für die strengeren Anforderungen an geschweißte Konstruktionen, deren Sicherheitsgrad keinesfalls auf unbekannte Berechnungsgrundlagen abgestellt werden durfte. Die Verschiedenheit der Aufgabe und Beanspruchung von Untergestell und Wagenkasten im Wagenbau bringt es mit sich, daß nicht nur Querschnitte von verschiedener Dicke, sondern auch verschiedener Stahlsorten z. B. St 52 und St 37 zu verbinden sind. Auch die Fertigungsbelange sind im Stahl- und Fahrzeugbau verschieden. Die ausführende Werkstatt hat sich für Stahlbauten in der Regel auf einmalige Ausführung einer Konstruktion einzustellen, während in den Fahrzeugbauanstalten der Auftrag sich auf Reihen bestimmter Typen bezieht und dementsprechend der Schweißplan für die einzelnen Fertigungsstufen viel größere Bindungen enthalten muß, um spannungsfreien Fertigungszustand mit vorgeschriebenen Festigkeitswerten abliefern zu können. Die behördliche Regelung der Fahrzeugvorschriften für geschweißte Bauarten an sich war eine selbstverständliche Maßnahme. So kam es, daß bei Aufstellung der „Vorläufigen Vorschriften für geschweißte Fahrzeuge in Anlehnung an Din 4100 (Vogefa)“ aus der älteren Din 4100 für geschweißte Stahlbauten nur die Abschnitte, die sich auf allgemeine Gesichtspunkte der Schweißtechnik beziehen, z. B. 1 bis 3, 7 bis 10, sinngemäß übernommen werden konnten, diejenigen hingegen, in denen die vorerwähnten Unterschiede im Wesen von Stahlbau und Fahrzeugbau bemerkbar werden, z. B. 4 bis 6, auf die anders gearteten Bau- und Betriebsverhältnisse abgestellt werden mußten.

Die einzelnen Abschnitte der Vogefa machen in ihrer Abfassung den auf Reichsbahnbauten eingeschränkten Geltungsbereich bemerkbar, da für andere Auftraggeber nicht zu sorgen war. Eingang ist vermerkt, daß alle sonstigen Reichsbahnvorschriften für den Fahrzeugbau ihre Geltung behalten.

Folgende Einzelheiten sind hervorzuheben:

**Zu 1 Allgemeines:** Die Leistungsprüfung des Auftragnehmers bezieht sich nicht nur auf das Vorhandensein geeigneter Fachingenieure, sondern auch auf Werkstatteinrichtungen. Die Überwachung der Schweißer durch den Werkingenieur ist geblieben. Dem zuständigen Abnahmeamt ist etwaiger Wechsel des verantwortlichen Fachingenieurs anzuzeigen.

**Zu 2:** Unter den schweißbaren Werkstoffen werden auch St 52, Stahlgußsorten und Feuerbuchkupfer genannt. Die Schweißzusatzstoffe sind nach der geforderten Festigkeit und für die zu verwendende Arbeitslage des Werkstücks zu wählen und müssen den Lieferbedingungen der Reichsbahn entsprechen. Für letztere ist zur Zeit die Ausgabe 1933 maßgebend, in der die Bezeichnung der Schweißdrähte auf die Stahlsorte, die verschweißt werden soll, abgestellt ist, z. B. bezeichnen E 34, E 37, E 52, Schweißdrähte für die Stahlsorten St 34, St 37, St 52. Ein weiteres Zeichen h bedeutet Verwendbarkeit für hochbeanspruchte Verbindungen, z. B. E 34 h eine Elektrode für hochbeanspruchte Dampfkessel. Bei Bestellungen für Gas-schmelzschweißung tritt an Stelle des Buchstaben E der Buchstabe G. Die neue Vorschrift, die unter dem Namen „Vorläufige Technische Lieferbedingungen für Schweißdraht für Verbindungs- und Auftragsschweißung an genormten Stahlsorten nach dem Gas- und Lichtbogenschmelzverfahren“ 1933 herausgegeben ist, enthält im übrigen alle Anforderungen an

äußere und innere Beschaffenheit, Güteprüfung, Muster, Lieferung und Ersatz.

**Zu 3:** Der Abschnitt Schweißverfahren ist sinngemäß der gleiche wie in der Din 4100.

**Zu 4:** Die Berechnungsvorschriften für Schmelzschweißnähte sind bereits in der Abschnittsüberschrift aus den eingangs erwähnten Gründen als Richtlinien gekennzeichnet worden. In Ziffer 2 wird das sogenannte Anschlußprinzip erläutert. Die zugehörigen Abbildungen (3 und 4) sind als Beispiele für die Verhältnisse des Fahrzeugbaus gewählt.

**Zu 5:** Die zulässigen Spannungen der Schweißnähte sind entsprechend den Fortschritten der Schweißtechnik gegen die Werte der Din 4100 um rund 25% erhöht worden. Erfreulicherweise haben auch die mit der Umarbeitung der Din 4100 beauftragten Fachkreise im Mai 1933 eine ähnliche Erhöhung vorgenommen. Für den Kesselbau wurden die Forderungen des Preußischen Handelsministers vom Jahre 1930 sinngemäß übernommen.

**Zu 6:** Die Gesichtspunkte für die bauliche Durchbildung sind ebenfalls als Richtlinien zusammengestellt. Den Ergebnissen der großangelegten Dauerfestigkeitsversuche des besonderen vom Fachausschuß für Schweißtechnik beim VDI ins Leben gerufenen Kuratoriums Rechnung tragend, kann der Stumpfstoß ohne Laschensicherung verwendet werden. Anschlüsse sind möglichst unter einem Winkel von 90° anzuordnen. Die Randzone von Bauteilen, sofern sie unter Spannung steht, ist von auslaufenden Schweißstellen freizuhalten. Schweißnähte sollen gut zugänglich angeordnet werden. Niet- und Schweißen am gleichen Anschluß ist unerwünscht.

**Zu 7:** Die Vorschriften für die Prüfung der Schweißer sind im wesentlichen geblieben. Das zur Kreuzstabprobe gehörige Bild 7 ist den gebräuchlichen Abmessungen im Fahrzeugbau entsprechend vereinfacht worden. Die Bruchspannung für die Verbindung aus St 37 wurde von 2500 auf 2600 kg/cm<sup>2</sup> erhöht, die für St 52 auf = 3900, d. h. um 50% höher als für St 37 neu zugesetzt.

**Zu 8:** In der Zulassungsprüfung für den Auftragnehmer wurde ebenfalls die Stahlsorte St 52 mit Gütewerten um 50% höher als für St 37 einbezogen, außerdem die am Kesselbau verwendete Sorte St 34. Die Abmessungen der Probe für die Flankennahtverbindung sind geblieben, die für den Stumpfstoß wurden dem Verlangen der Industrie nach niedrigen Herstellungskosten Rechnung tragend, durch kreisförmige Einschnürung in der Nahtzone sichergestellt. In der Anordnung des Biegeversuchs nach Abb. 11 ist der Rollendurchmesser von 100 mm auf 50 mm verkleinert worden, um zu erzwingen, daß an der Verformung tunlichst nur das Volumen der Probe, das unter die Einwirkung der Schweißhitze gelangt ist, teilnimmt. Für hochwertige Schweißverbindungen sind besondere Gütewerte des Zug- und Biegeversuchs auf Grund eingehender Versuche eingesetzt worden, außerdem erstmalig Kerbschlagzähigkeitswerte, bezogen auf die vom DVM genormte Probenform. Wesentliche Bestimmung ist, daß Prüfungen für hochwertige Schweißverbindungen nur auszuführen sind, wenn diese als solche in den Zeichnungen kenntlich gemacht sind.

**Zu 9:** Für die Ausführung der Werkstattarbeit sind einige Gesichtspunkte neu aufgenommen worden, Rücksichtnahme auf Zugaben beim Zuschneiden der zu verschweißenden Teile wegen der Schrumpfung, Beschränkungen der Kaltformgebung von Teilen, an denen geschweißt werden soll. Die Verpflichtung des leitenden Ingenieurs zur Aufstellung eines Schweißplans, der nach Fertigstellung des Bauteils möglichst geringe Formänderung und Spannungen hinterläßt, wird hervorgehoben. Das Normalglühen geschweißter Kessel ist nach ihrer Beanspruchungsart geregelt.

**Zu 10:** Anstatt Abnahmevorschriften werden solche für die Bauüberwachung gegeben, auf deren Dienst besonderer Wert zu legen ist. Je nach den in den Zeichnungen vorkommenden Verbindungsarten und verwendeten Werkstoffen können die in den §§ 7 und 8 geforderten Prüfungen erweitert werden. Prüfungen am fertigen Fahrzeug mit Zerstörung der Naht ist mit dem Lieferwerk zu vereinbaren, ohne Zerstörung der Naht

mit bahneigenem Gerät bleibt der Beschaffungsstelle vorbehalten.

Die Zahl der Reichsbahnaufträge an geschweißten Fahrzeugen ist z. Z. ansehnlich. Behörden und Industrie haben Gelegenheit, die neue Vorschrift sich einleben zu lassen. Eine Überprüfung nach Jahresfrist ist beabsichtigt, ehe die vorläufigen Vorschriften in endgültige umgewandelt werden. F ü c h s e l.

## Rundschau.

### Neuartige Sicherheitshandgriffe für Einsteigtüren von Schienen- und Straßenfahrzeugen.

Um das Ein- und Aussteigen zu fördern, haben die Eisenbahnverwaltungen in ihren zwischenstaatlichen Vereinbarungen vorgeschrieben, daß alle Verschlüsse von nach außen aufschlagenden Einsteigtüren in den Seitenwänden der Personenwagen so beschaffen sein müssen, daß sie durch einen einzigen Griff geöffnet werden können. Da die üblichen abwärts zu drückenden Türklinken eine erhöhte Gefahr des unbeabsichtigten Öffnens mit sich bringen, wurde die weitere Vorschrift aufgestellt, daß entweder zwei ge-

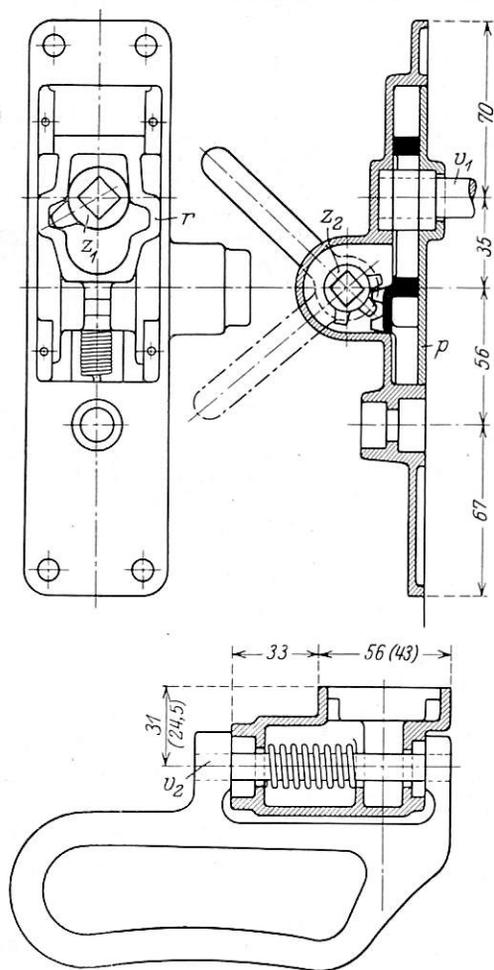


Abb. 1.

trennte Verschußteile zu verwenden sind oder ein Verschußteil, der in zwei Absätzen arbeitet. Diese Bestimmung atmet ganz offensichtlich den Geist des aufgezwungenen Kompromisses zwischen hoher Gefahr und zu weit gehender Beschränkung, denn es ist klar, daß auch zehn Verschlüsse, wenn diese alle durch einen einzigen Griff betätigt werden können, die Sicherheit gegen das Hinausfallen nicht erhöhen.

In der Erkenntnis, daß die Gefahr nur in der Betätigung der Verschlüsse und nicht in diesen selbst liegt und daß alle Bemühung, die Gefahr durch die Bauart der Schlösser zu verringern, diese immer nur verwickelter gestaltet und die Anschaffungs- und Erhaltungskosten immer mehr erhöht, haben die Österreichischen

Bundesbahnen nach einjähriger, mit den besten Erfahrungen verbundener Erprobung im normalen Betriebe, die in den Kurs Wien—Amsterdam eingestellten vierachsigen Personenwagen neuester eiserner Bauart mit einer neuartigen Betätigung der Einsteigtürschlösser versehen lassen, bei der die früheren Drücker durch in sich vollkommen geschlossene, ösenartige Handgriffe ersetzt sind (Abb. 1 und 2). Diese drehen sich nicht, wie die Drücker, parallel zur Türwand, sondern vermittelst der im Schloßschild untergebrachten Kupplungseinrichtung in einer zur Tür Ebene senkrechten Richtung. Setzt man nämlich nach Entfernen des vorhandenen Drückers und Schildes an deren Stelle das neue Schloßschild, das auch den Handgriff trägt, auf, so kuppelt sich der Vierkant des Schlosses (Abb. 1), der früher den Drücker getragen hat, mit einem im oberen Teile des Schildinnern gelagerten Zahnsegment und alle Bewegungen die früher der Drücker gemacht hat werden über den Schieber auf die zur Drückerachse senkrecht gelagerte Vierkantachse des neuen Handgriffes (Abb. 2) übertragen. Der Raum, in dem sich der Schieber bewegt und in dem auch die beiden Zahnsegmente gelagert sind, ist rückwärts durch eine Deckplatte p staubdicht abgeschlossen. Da entsprechend

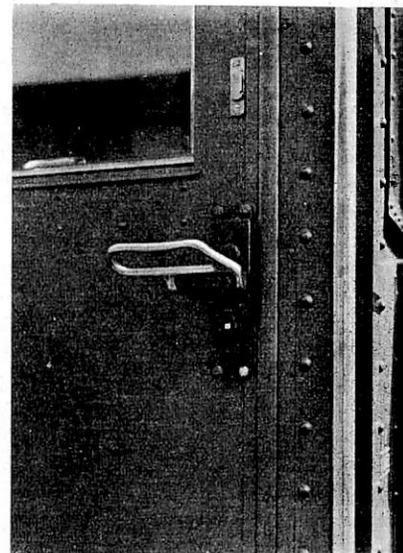


Abb. 2.

den bestehenden zwischenstaatlichen Bauvorschriften für nach außen aufschlagende Einsteigtüren in den Seitenwänden von Personenwagen der Handgriff außen im verriegelten Zustande ebenso wie früher der Drücker schräg nach oben steht, braucht man sich beim Öffnen nur an ihn anzuhängen. Der Handgriff dreht sich dabei nach abwärts, dabei wird der Verschuß über das untere auf der Vierkantachse des Handgriffes aufgekeilte Zahnsegment  $z_2$ , über den Schieber r und das auf der früheren Drückerachse aufsitzende obere Zahnsegment  $z_1$  wie früher mittels des Drückers entriegelt. Die Tür öffnet sich mit demselben Zuge. Beim Schloßschild im Wageninnern wird das obere Zahnsegment so gelagert, daß es in die entgegengesetzte (rechte) Zahnlicke des Schiebers r eingreift, so daß hier der Handgriff in der Verriegelstellung schräg nach abwärts gerichtet ist und beim Öffnen der Türe nach oben gehoben werden muß.

Durch diese neuartigen Sicherheitshandgriffe wird also, ohne an den vorhandenen Schlössern etwas ändern zu müssen, nicht nur das Ein- und Aussteigen erleichtert und beschleunigt, sondern es wird auch die Gefahr eines Unfalles durch unbeabsichtigtes Aufstützen auf den Handgriff beseitigt. Der ohnehin stark hindernde Schutzbügel über dem Türdrücker im Wageninnern ist überflüssig; die geänderte Bewegungsrichtung der Handgriffe wird durch gegenseitigen Vertausch der vorgeschriebenen Aufschrifttafeln „offen“ und „zu“ und bis zur Angewöhnung der Reisenden durch einen nach aufwärts gerichteten Pfeil gekennzeichnet. Die ösenartigen Türgriffe dienen auch zum Anhalten und erleichtern dadurch das Ein- und Aussteigen.

Bei Verwendung der neuartigen Sicherheitshandgriffe kann in Zukunft beim Neubau der mittelst Vierkantschlüssels zu betätigende, getrennte Wagenverschluß im Schloß selbst entfallen, dieses also viel einfacher und billiger gestaltet werden, wenn im Schilde ein Vorreiber, der den Schieber wahlweise festhält oder freiläßt, vorgesehen wird.  
Ing. Fr. Klausner.

### Elektrische Schnellfahrten auf der Strecke München—Stuttgart.

Über diese hochbeachtlichen Schnellfahrversuche, die nach einer Reihe von Vorversuchen am 28. Juni 1933 im Beisein von Herren der Hauptverwaltung, der Gruppenverwaltung, der Reichsbahndirektionen und der Elektrizitätsfirmen Höchstgeschwindigkeiten bis zu 151,5 km/h auf der Strecke München—Ulm—Stuttgart durchgeführt wurden, entnehmen wir der „Reichsbahn“ folgende nähere Mitteilungen.

Der Versuchszug wurde von einer elektrischen Schnellzuglokomotive der Bauart 1 Co 1 Reihe E 04 befördert und bestand aus sieben Wagen von zusammen 309,7 t Gewicht, die in der Reihenfolge Meßwagen, Packwagen und fünf Schnellzugwagen liefen. Die obenerwähnte größte Geschwindigkeit wurde zwischen München und Augsburg erreicht, mit Fahrgeschwindigkeiten über 140 km/h wurde auf dieser Strecke, wie auch auf der Strecke Augsburg—Ulm eine längere Strecke zurückgelegt. Auf der Strecke Ulm—Stuttgart betrug die Höchstgeschwindigkeit 131 km/h, während auf einer Reihe von Streckenabschnitten Geschwindigkeiten von 125 bis 130 km/h eingehalten wurden.

Bei den hohen Geschwindigkeiten konnte festgestellt werden, daß sowohl der Lauf der Lokomotive, wie der des Wagenzuges auf gutem Oberbau in der Geraden wie auch in Krümmungen und Weichen überraschend gut war. Allerdings sind die Laufeigenschaften in hohem Maß von der Beschaffenheit des Oberbaues abhängig, kleine Abweichungen in der Höhenlage der beiden Schienenstränge, in der Spurweite, in den Übergangsbögen, sowie schlechte Bodenbeschaffenheit (Moorboden) machen sich bei den hohen Geschwindigkeiten sofort durch Schwanken der Fahrzeuge und unruhigen Lauf oder durch Stöße unangenehm bemerkbar. Es mußten daher bei den Vorversuchen sorgfältig diejenigen Streckenstücke ausgesucht werden, auf denen die hohen und höchsten Geschwindigkeiten zugelassen werden können. Sie sind unterbrochen durch Abschnitte, die nur mit verminderter Geschwindigkeit befahren werden können. Dadurch sind dauernde Erhöhungen und Verminderungen der Geschwindigkeit bedingt. Sollen die zeitweise möglichen hohen Geschwindigkeiten einigermaßen zur Fahrzeitverkürzung ausgenutzt werden, so muß die Lokomotive — besonders auch im Bereich von 80 km/h bis zur Höchstgeschwindigkeit — über hohe Zugkräfte und großes Beschleunigungsvermögen verfügen. Bei den Schnellfahrten wurden kurzzeitig ohne Anstand Leistungen bis zu 3200 kW dem Fahrdraht für Beschleunigung entnommen und Zugkräfte am Zughaken der Lokomotive von 5,5 bis 3,0 t zwischen 100 und

150 km/h entwickelt, wobei zu bemerken ist, daß die Lokomotive eine Stundenleistung von 2190 kW und eine Dauerleistung von 2010 kW hat. Mit der Lokomotivgrenzleistung gelang es auf fast ebener Strecke (durchschnittliche Steigung 0,4<sup>0</sup>/<sub>00</sub>), den rund 310 t schweren Wagenzug in 174 Sek. vom Stillstand auf 110 km/h und in 302 Sek. auf 150 km/h zu beschleunigen, wobei ein Weg von 2,7 km bzw. 7,6 km zurückgelegt wurde.

Unter voller Ausnutzung der durch den Zustand des Oberbaues möglichen Höchstgeschwindigkeiten sowie der Leistung der Lokomotive wurde in 36 Min. von München nach Augsburg, in 51 Min. von Augsburg nach Ulm und in 59 Min. von Ulm nach Stuttgart gefahren. Die reine Fahrzeit von München nach Stuttgart betrug damit 146 Min.

Die mittlere Fahrgeschwindigkeit betrug für die 61,89 km lange Strecke München—Augsburg 103 km/h, für die 86,01 km lange Strecke Augsburg—Ulm 101 km/h und für die 93,36 km lange Strecke Ulm—Stuttgart 95 km/h. Im Mittel der ganzen 241,26 km langen Strecke betrug sie 99 km/h. Die durchschnittliche Reisegeschwindigkeit würde bei Durchfahrt von Augsburg und Ulm 100 km/h etwas überschritten haben.

Der Energieaufwand für die Beförderung des einschließlich Lokomotive rund 400 t schweren Zuges betrug für die Hinfahrt 2121 kWh. Auf der Rückfahrt, die 146,5 Min. Fahrzeit und 2526 kWh Energieaufwand erforderte, wurde die Geislinger-Steige (22,5<sup>9</sup>/<sub>00</sub>) mit 68 km/h befahren. Diese Geschwindigkeit wurde auf der Steilrampe konstant gehalten mit einer Zugkraft von 7,9 t am Zughaken und 2200 kW Leistungsaufnahme der Lokomotive. Die rund 5 km lange Steilrampe überwindet einen Höhenunterschied von 112 m. Der 400 t schwere Zug durchfuhr die Steigung in 260 Sek. und erreichte die für sein Gewicht beträchtliche Hubgeschwindigkeit von 0,43 m/sec.

Der Wagenzug war zur Vermeidung von Stößen beim Anfahren und Bremsen eng gekuppelt. Die Spannung der Zugapparatefedern betrug im Stillstand rund 2 t bei jedem Wagen mit Ausnahme des Zugapparates am Meßwagen, mit dem die Zugkraft gemessen wurde. Außer dem Meßwagen waren alle Wagen (Pw, Bü und Cü Wagen) mit Schnellbremse ausgerüstet. Bei den Vorversuchen wurde eine Reihe von Bremsungen vorgenommen und bei Abbremsung von 144 km/h auf 0 ein Bremsweg von 1170 m festgestellt. Dementsprechend mußte die Bremsung jeweils weit vor den Vorsignalen eingeleitet und eine sehr sorgfältige Signalbeobachtung auf der Lokomotive vorgesehen werden.

Die Schnellfahrten haben gezeigt, daß Geschwindigkeiten bis zu 150 km/h bei gutem Oberbau, bestem Wagen- und Lokomotivmaterial und vorzüglichem Lokomotivpersonal betriebsmäßig gefahren werden können.

Die Versuche wurden mit der gleichen Lokomotivgattung und einem gleichen Wagenzug am 3. Oktober im Beisein des Herrn Generaldirektors wiederholt und lieferten die gleichen Ergebnisse. Als Höchstgeschwindigkeit wurde, wieder auf der Strecke München—Augsburg, 153 km/h erreicht.

## Bücherschau.

**Die Investierungspolitik der Deutschen Reichsbahn** von L. Röbe, Reichsbahndirektor und Mitglied der Hauptverwaltung der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft. Heft 4 der Schriftenreihe „3. Studienkonferenz der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft“, Berlin 1933, 59 Seiten mit 3 Tabellen. 2,— *R.M.* Verlag der Verkehrswissenschaftlichen Lehrmittelgesellschaft m. b. H. bei der Deutschen Reichsbahn. Berlin W 9, Voßstraße 6.

**Reichsbahn und Wissenschaft.** Ein Auskunftsbuch für Universitäten, Hochschulen und Behörden von Geh. Baurat Dr. Ing. Schwarze, Reichsbahndirektor und Mitglied der Hauptverwaltung der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft. Berlin 1933. 103 Seiten mit 4 Abbildungen. 3,60 *R.M.* (Reichsbahner erhalten Vorzugspreis!) Verlag der Verkehrswissenschaftlichen Lehrmittelgesellschaft m. b. H. bei der Deutschen Reichsbahn. Berlin W 9, Voßstraße 6.

Die vorliegende Arbeit beruht auf den Erfahrungen des Verfassers bei der Leitung der Studienkonferenzen, die die Deutsche Reichsbahn mit Professoren der Universitäten und Hochschulen — in diesem Jahre nunmehr zum vierten Male — veranstaltet. Bei diesen Konferenzen hatte es sich gezeigt, daß eine der ersten

Voraussetzungen für ein fruchtbares Zusammenarbeiten — die Kenntnis der beiderseitigen Einrichtungen und Arbeiten — nicht überall erfüllt war. Der Verfasser hat daher das Material, das für die Zusammenarbeit von Reichsbahn und Hochschulen von besonderem Wert ist, in diesem Heftchen zusammengefaßt und so ein wertvolles Auskunftsbuch geschaffen.

**Schuchardt & Schüttes Technisches Hilfsbuch**, herausgegeben von Dr. Ing. e. h. J. Reindl †, Berlin, achte verbesserte Auflage. Berlin: Julius Springer 1933 mit 500 Abbildungen im Text und auf einer Tafel, 556 Seiten. Preis gebunden 8,— *R.M.*

Das Buch erscheint in der achten Auflage, die vom ersten Herausgeber Dr. Ing. e. h. Jos. Reindl, der im Frühjahr 1932 starb, noch durchgesehen und dem neuesten Stand der Technik angepaßt ist. Das Buch ist bei Werkstattingenieuren gut bekannt und eingeführt. Abgesehen von den für die Werkstattpraxis nötigen Tabellen und Angaben über Stoffe enthält es in seinem Hauptteil eingehende Angaben über spanabhebende Werkzeugmaschinen und ihre Werkzeuge, über Schleifmaschinen und feinste Bearbeitung; die Normenblätter des Deutschen Normenausschusses sind mit Genehmigung des Deutschen Normenausschusses dem Taschenbuch beigegeben.