

Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 121/122 (1943)
Heft: 4

Artikel: Graphische Statik der Formänderungsprobleme
Autor: Amstutz, E.
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-53135>

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften auf E-Periodica. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Zeitschriften und ist nicht verantwortlich für deren Inhalte. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern beziehungsweise den externen Rechteinhabern. Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen sowie auf Social Media-Kanälen oder Webseiten ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. [Mehr erfahren](#)

Conditions d'utilisation

L'ETH Library est le fournisseur des revues numérisées. Elle ne détient aucun droit d'auteur sur les revues et n'est pas responsable de leur contenu. En règle générale, les droits sont détenus par les éditeurs ou les détenteurs de droits externes. La reproduction d'images dans des publications imprimées ou en ligne ainsi que sur des canaux de médias sociaux ou des sites web n'est autorisée qu'avec l'accord préalable des détenteurs des droits. [En savoir plus](#)

Terms of use

The ETH Library is the provider of the digitised journals. It does not own any copyrights to the journals and is not responsible for their content. The rights usually lie with the publishers or the external rights holders. Publishing images in print and online publications, as well as on social media channels or websites, is only permitted with the prior consent of the rights holders. [Find out more](#)

Download PDF: 30.04.2026

ETH-Bibliothek Zürich, E-Periodica, <https://www.e-periodica.ch>

INHALT: Graphische Statik der Formänderungsprobleme. — Bestimmung des Bremsgewichtes der mit Druckluftbremse ausgerüsteten Eisenbahnfahrzeuge. — Ein Hallenbau aus Eisenbeton-Elementen. — Wettbewerb kathol. Kirche St. Gallen-Ost. — Mitteilungen: Akustischer Landeshöhenmesser für Flugzeuge. Persönliches. Ein Baugrundarchiv

für Zürich. Das «Gleis» statt Geleise. — Wettbewerbe: Erweiterungsbau des Zürcher Kunsthhauses. Ortsgestaltungsplan der Gemeinde Rüschlikon. Neugestaltung der Munotzinne Schaffhausen. — Literatur. — Mitteilungen der Vereine.

Band 122

Der S. I. A. ist für den Inhalt des redaktionellen Teils seiner Vereinsorgane nicht verantwortlich. Nachdruck von Text oder Abbildungen ist nur mit Zustimmung der Redaktion und nur mit genauer Quellenangabe gestattet.

Nr. 4

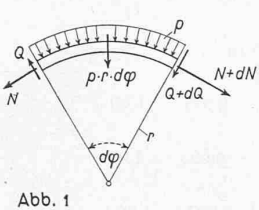


Abb. 1

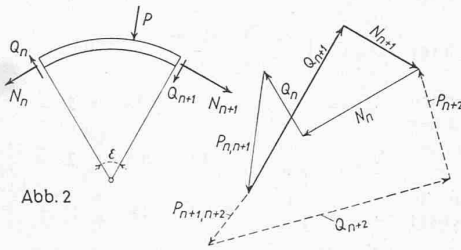


Abb. 2

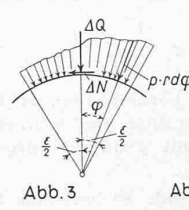


Abb. 3

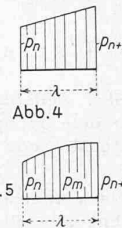


Abb. 4

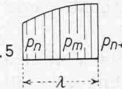


Abb. 5

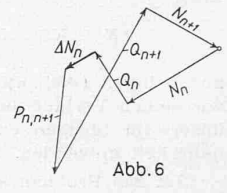


Abb. 6

587

Graphische Statik der Formänderungsprobleme

Von Dipl. Ing. E. AMSTUTZ, Eisenbaugesellschaft Zürich

Die klassische Statik setzt bekanntlich die Formänderungen der Tragwerke als so klein voraus, dass sie bei der Bestimmung der Schnittkräfte vernachlässigt werden können. Bei der heutigen Tendenz, die Tragwerke leicht und damit biegsam zu gestalten, wird es sich aus Sicherheitsgründen als unbedingt notwendig erweisen bei gedrückten Bauteilen den Einfluss der Formänderungen zu berücksichtigen.

Das Biegemoment M eines unter der Druckkraft S stehenden Stabes¹⁾ mit der Biegesteifigkeit EJ und der Querbewegung p ist gegeben durch

$$M'' + \frac{M}{r^2} = -p \quad \text{mit} \quad r = \sqrt{\frac{EJ}{S}} \quad \dots \quad (1)$$

Die Lösung der Differentialgleichung (1) führt auf Kreisfunktionen. Für die praktische Anwendung ist die mathematische Behandlung jedoch zu umständlich, da im Allgemeinen Unstetigkeiten in der Belastung p oder dem «Steifigkeitsradius» r vorkommen und die Belastung p beliebig veränderlich sein kann. Bei der Lösung kommt uns nun der glückliche Umstand zu statten, dass wir ein Problem, das einer entsprechenden Differentialgleichung gehorcht, mit dem elementarsten baustatischen Mittel, nämlich dem Kräftepolygon, beherrschen. Ich denke an die Ermittlung der Schnittkräfte in einem ringförmigen Träger, der radial belastet ist.

Um zur Differentialgleichung dieses Problems zu gelangen, stellen wir die Gleichgewichtsbedingungen an einem kleinen Element mit dem Zentriwinkel $d\varphi$ auf. Als äussere Belastung wirkt die Radialbelastung p , die die Elementresultierende $p dx = p r d\varphi$ ergibt. Die Schnittkräfte bestehen aus den Normalkomponenten N und den Querkraften Q , ferner tritt ein Biegemoment hinzu, das aber für unsere Zwecke ausser Betracht fällt.

Nach Abb. 1 leiten wir folgende Komponentengleichungen ab:

tangential $dN - Q d\varphi = 0$ also $Q = \frac{dN}{d\varphi} \dots \dots \dots (2)$

radial $N d\varphi + dQ + p r d\varphi = 0 \dots \dots \dots (3)$

Die Elimination von Q liefert $N + \frac{d^2 N}{d\varphi^2} = -p r \dots \dots \dots (4)$

Um Gleichung (4) mit (1) vergleichen zu können, ersetzen wir den Zentriwinkel φ durch die Bogenabwicklung x , also

$$d\varphi = \frac{dx}{r} \dots \dots \dots (5)$$

somit $\left. \begin{aligned} \frac{dN}{d\varphi} &= \frac{dN}{dx} \frac{dx}{d\varphi} = r \frac{dN}{dx} \\ \frac{d^2 N}{d\varphi^2} &= r \frac{d}{dx} \left(r \frac{dN}{dx} \right) \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (6)$

Gleichung (4) geht damit über in $\frac{N}{r} + \frac{d}{dx} \left(r \frac{dN}{dx} \right) = -p \dots \dots \dots (7)$

und Gleichung (2) in $Q = r \frac{dN}{dx} \dots \dots \dots (8)$

Im Falle $r = \text{konst.}$ nimmt (7) die Form an $\frac{(rN)'}{r^2} + (rN)'' = -p \dots \dots \dots (7')$

und (8) $Q = \frac{d}{dx} (rN) \dots \dots \dots (8')$

Stellen wir Formänderungsproblem (1) und Kreisringgleichnis (7') einander gegenüber, so erkennen wir: *Das Biegeproblem des gedrückten Stabes hat das Biegeproblem des Kreisringes als Gleichnis.* Dem Biegemoment M entspricht das *Zentrumsmoment* rN der Normalkraft N in Bezug auf das Ringzentrum, die Bedeutung von Querkraft und Belastung stimmen überein. Der Radius des Kreisringes ist gleich dem «Steifigkeitsradius» gegeben durch Formel (1).

Wir gehen nun dazu über, das Kreisringproblem graphisch zu behandeln. Wir teilen den Ring in eine Anzahl Segmente mit beliebigen Öffnungswinkeln ϵ ein und formulieren das Gleichgewicht eines Segmentes durch das sich schliessende Kräfte-Polygon seiner Schnittkräfte und äusseren Belastungen (Abb. 2). P ist die Resultierende der auf das Segment entfallenden Belastung p .

Die Kräftepolygone aufeinanderfolgender Segmente reihen sich zu einem Kräfteplan aneinander wie in Abb. 2 durch das gestrichelte Polygon angedeutet. Auf diese Art lassen sich, ausgehend von bekannten Anfangswerten Q_0 und N_0 , alle nachfolgenden Werte schrittweise konstruieren. Ist einer der Anfangswerte, z. B. Q_0 , nicht bekannt, dafür aber ein Endwert Q_z oder N_z , so konstruiert man vorerst den Kräfteplan mit beliebigem Anfangswert $Q_0 -$ z. B. $Q_0 = 0$ — und ermittelt zudem eine «Schlusslinie» mit $Q_0 = 1, M_0 = 0$ und bei fehlender Belastung p . Diese ist in solchem Masstab zu superponieren, dass die Randbedingung am Trägerende — z. B. $M_z = 0$ — erfüllt ist.

Es bleibt uns noch die Aufgabe zu lösen, die Teilbelastung eines Ringsegmentes zur Resultierenden P zu summieren. Zweckmässig bestimmen wir die Komponenten von P parallel und senkrecht zur Winkelhalbierenden des Segmentes, die wir mit ΔN und ΔQ bezeichnen wollen. Nach Abb. 3 erhält man:

$$\Delta Q = \int_{-\frac{\epsilon}{2}}^{+\frac{\epsilon}{2}} p r \cos \varphi d\varphi \dots \dots \dots (9)$$

$$\Delta N = \int_{-\frac{\epsilon}{2}}^{+\frac{\epsilon}{2}} p r \sin \varphi d\varphi \dots \dots \dots (10)$$

Im Falle linearer Belastung p (Abb. 4) wird speziell:

$$\Delta Q = \lambda (p_n + p_{n+1}) \frac{\sin(\frac{\epsilon}{2})}{\epsilon} \cong \lambda \frac{p_n + p_{n+1}}{2} \left(1 - \frac{\epsilon^2}{24}\right) \dots \dots \dots (11)$$

$$\Delta N = \lambda (p_{n+1} - p_n) \left[\frac{\cos(\frac{\epsilon}{2})}{\epsilon} + 2 \frac{\sin(\frac{\epsilon}{2})}{\epsilon^2} \right] \cong \lambda (p_{n+1} - p_n) \frac{\epsilon}{12} \dots \dots \dots (12)$$

Im Falle parabolischer Belastungsverteilung (Abb. 5) integriert man zweckmässigerweise mit Hilfe der Simpson'schen Flächenregel:

$$\Delta Q \cong \frac{\lambda}{6} \left(p_n \cos \frac{\epsilon}{2} + 4 p_m + p_{n+1} \cos \frac{\epsilon}{2} \right) \dots \dots \dots (13)$$

$$\Delta N \cong \frac{\lambda}{6} (p_{n+1} - p_n) \sin \frac{\epsilon}{2} \cong \lambda (p_{n+1} - p_n) \frac{\epsilon}{12} \dots \dots \dots (14)$$

Bis jetzt haben wir vorausgesetzt, dass der «Steifigkeitsradius» r , bzw. der Radius des Ersatzringes konstant sei. Diese Voraussetzung ist auch dann noch erfüllt, wenn sich r an einer

¹⁾ Graphische Methode für gezogene Stäbe siehe: E. Amstutz: «Erweiterte Theorie des Seilpolygons zur Berechnung von Hängebrücken», Abhandlungen der Int. ver. f. Brückenbau und Hochbau, Bd. 6.

Intervallgrenze sprunghaft ändert, innerhalb des Segmentes aber konstant bleibt. Nur müssen wir dann beachten, dass nicht mehr N sondern das «Zentrummoment» rN vom einen Segment auf das andere zu übertragen ist, wodurch zum Ausdruck gebracht wird, dass das Moment im gedrückten Stab keinen Sprung aufweist. Man hat also:

$$r_r N_r = r_l N_l \text{ bzw. } N_r = \frac{r_l}{r_r} N_l \dots (15)$$

d. h. es ist an der Unstetigkeitsstelle eine äussere Tangentialkraft

$$\Delta N = N_r - N_l = \left(\frac{r_l}{r_r} - 1 \right) N_l = - \frac{\Delta r}{r_r} N_l \dots (16)$$

anzubringen (Abb. 6). Ist r beliebig veränderlich, so ersetzen wir seinen Verlauf durch eine Treppelinie und können daher unsere im übrigen exakte Methode mit genügend grosser Genauigkeit anwenden.

Ist das Problem statisch unbestimmt, so berechne man die Ueberzähligen wie gewohnt aus Elastizitätsgleichungen, wobei die Verschiebungsgrössen gegeben sind durch

$$\alpha_{ik} = \int \frac{M_i^* M_k}{EJ} dx + \dots = \int \frac{M_i M_k^*}{EJ} dx + \dots (17)$$

Die mit * bezeichneten Schnittkräfte sind ohne Formänderungseinfluss zu ermitteln.

Hierbei kann es vorkommen, dass die Belastung S nahe an der Knicklast des Grundsystems liegt, sodass im Grundsystem sehr grosse Schnittkräfte und daher bei der Superposition Ungenauigkeiten entstehen. Zeichnerisch zeigt sich dies darin, dass die Schlusslinie eine nahe bei Null liegende Endordinate hat und daher in grossem Massstab zu superponieren ist um die Randbedingung zu erfüllen. In diesem Falle wählt man zweckmässigerweise ein dem wirklichen System besser angepasstes Grund-System, z. B. bei einem Zweigelenkbogen einen Dreigelenkbogen an Stelle des frei aufliegenden Balkens.

Für den Fall grosser Steifigkeitsradien r , d. h. bei kleiner Stabbelastung S , versagt die graphische Methode, weil sich dann die Normalkräfte N im Verhältnis zu den Querkraften Q sehr klein ergeben und daher nur ungenau zu ermitteln sind. Sofern man den Formänderungseinfluss dann überhaupt noch ermitteln will, muss die graphische Methode durch eine analytische ersetzt werden. Dies bereitet keine Schwierigkeiten, da jede graphische Methode durch algebraische Gleichungen ausgedrückt werden kann. In unserem Falle erhält man bei Annahme linearer Belastung p die Rekursionsformeln:

$$Q_{n+1} = Q_n \cos \varepsilon - \frac{M_n}{\lambda} \varepsilon \sin \varepsilon - \frac{\lambda}{2} \left[p_n \left(1 - \frac{\varepsilon^2}{4} \right) + p_{n+1} \left(1 - \frac{\varepsilon^2}{12} \right) \right] (18)$$

$$M_{n+1} = M_n \cos \varepsilon + \lambda Q_n \frac{\sin \varepsilon}{\varepsilon} - \frac{\lambda^2}{6} \left[2 p_n \left(1 - \frac{\varepsilon^2}{10} \right) + p_{n+1} \left(1 - \frac{\varepsilon^2}{20} \right) \right] (19)$$

Man kann die Querkraften auch eliminieren und erhält dreigliedrige Gleichungen in M^2 .

Berechnungsbeispiel

Momente und Querkraften in einem Hallenständer mit den Abmessungen, den Belastungen und den Trägheitsmomenten wie in Abb. 7 unten links angegeben, sollen graphisch ermittelt werden. Entsprechend einer 1,7-fachen Sicherheit gegen Fließen erhöhen wir bei der Ermittlung des Steifigkeitsradius r die Stabbelastungen S um 70%. Im übrigen führen wir die Belastungen in wirklicher Grösse ein, sodass der Spannungsnachweis in der üblichen Form geführt werden kann.

²⁾ E. Amstutz: «Neue Methoden der analytischen Statik linearer Probleme» in Schweiz. Archiv f. angew. Wiss. u. Techn. April 1943.

Es ist:

$$r_{01} = \sqrt{\frac{2100 \cdot 17600}{1,7 \cdot 9,3}} \cong 1530 \text{ cm} = 15,3 \text{ m} \quad \Delta r_1 = - 6,7 \text{ m} \quad - \frac{\Delta r_1}{r_{12}} = + 0,78$$

$$r_{12} = \sqrt{\frac{2100 \cdot 17600}{1,7 \cdot 29,3}} \cong 860 \text{ cm} = 8,6 \text{ m} \quad \Delta r_2 = + 2,9 \text{ m} \quad - \frac{\Delta r_2}{r_{23}} = - 0,25$$

$$r_{23} = \sqrt{\frac{2100 \cdot 31300}{1,7 \cdot 29,3}} \cong 1150 \text{ cm} = 11,5 \text{ m}$$

$$\varepsilon_{01} = \frac{4}{15,3} = 0,262 = 15^\circ \quad 1 - \frac{\varepsilon_{01}^2}{24} = 0,997 \cong 1,00$$

$$\varepsilon_{12} = \frac{3}{8,6} = 0,349 = 20^\circ \quad 1 - \frac{\varepsilon_{12}^2}{24} = 0,995 \cong 1,00$$

$$\varepsilon_{23} = \frac{3}{11,5} = 0,261 = 15^\circ \quad 1 - \frac{\varepsilon_{23}^2}{24} = 0,997 \cong 1,00$$

Der Ersatzring des Problems ist in Abb. 7 links oben dargestellt. Zuerst zeichnen wir das Kräftepolygon rechts oben für die äusseren Lasten unter der Annahme $N_0 = 0$ und $Q_0 = 0$. Das Polygon beginnt mit der Teilkraft $P_{01} = 4 \cdot 0,3 \cdot 0,997 \cong 1,20 \text{ t}$. Als einzige Belastung des ersten Segmentes ist dies zugleich die resultierende Schnittkraft in 1 und wird nach Q_1 und N_1 zerlegt. Hinzu kommt nun der Zuwachs $\Delta N_1 = 0,78 N_1$ entsprechend der Aenderung Δr . Als äussere Belastung schliesst sich

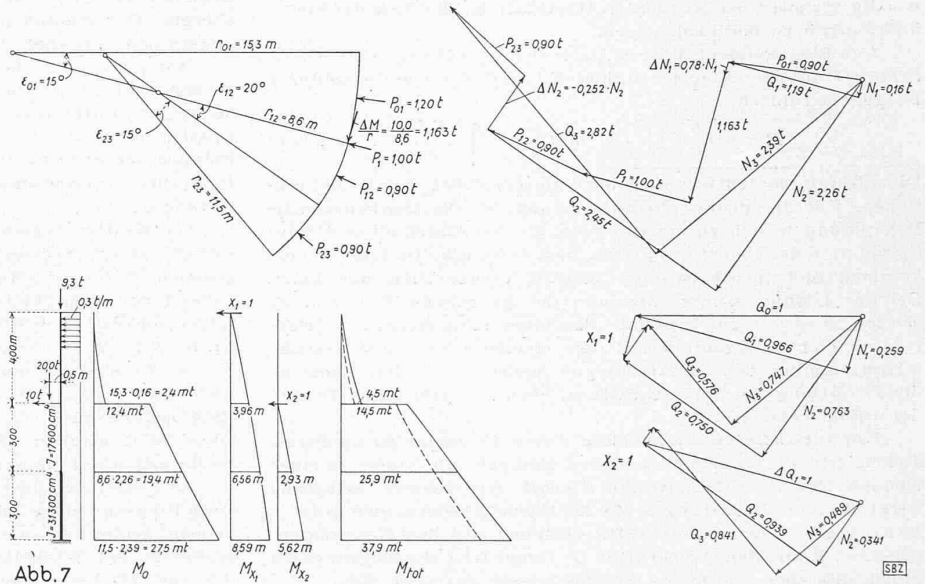


Abb. 7

$\frac{\Delta M_1}{r_{12}} = \frac{20 \cdot 0,5}{8,6} = 1,16 \text{ t}$ an. Nun folgen die äusseren Kräfte $P_1 = 1 \text{ t}$ und $P_{12} \cong 0,90 \text{ t}$, worauf die Gesamtresultierende nach N_2 und Q_2 zerlegt wird. Auf diese Art geht die Konstruktion weiter. Im zweiten Kräfteplan ist die Schlusslinie für $X_1 = Q_0 = 1$ konstruiert. Die Bedingung zur Ermittlung der Ueberzähligen X_1 lautet

$$Q_3 = 10 \cdot 0,3 + 1,0 = 4,0 \text{ t} \dots (20)$$

da wegen der vertikalen Tangente der elastischen Linie η an der Einspannstelle die Vertikallasten keinen Formänderungsanteil an Q_3 geben können.

Wir haben noch zu beachten, dass im Punkte 1 wegen der Neigung der elastischen Linie die Auflast $P = 20 \cdot 1,7 = 34 \text{ t}$ eine Querkraftänderung

$$\Delta Q_1 = \eta'_1 P \dots (21)$$

erzeugt, die von der Verformung abhängig ist. Wir haben es also hier mit einem Problem zu tun, das ohne Berücksichtigung der Formänderung statisch bestimmt ist, bei Berücksichtigung dieser Formänderung aber statisch unbestimmt wird. Die Schnittkräfte der zweiten Ueberzähligen $X_2 = \Delta Q_1 = 1$ sind im untersten Kräfteplan konstruiert.

Die Neigungen η' ergeben sich durch Integration der $\frac{1}{EJ}$ -fachen Momentenflächen (Abb. 7, unten links), wobei im vorliegenden Fall genügend genau trapezförmiger Verlauf angenommen werden kann.

Aus äusseren Lasten $\eta_1' = \frac{1240 + 1940}{2} \cdot \frac{300}{2100 \cdot 17600} + \frac{1940 + 2750}{2} \cdot \frac{300}{2100 \cdot 31300} = 0,0236$

Aus $X_1 = 1$ $\eta_1' = 0,00771$
 Aus $X_2 = 1$ $\eta_1' = 0,00314$

Gleichung (20) lautet $2,82 + 0,576 X_1 + 0,841 X_2 = 4,00$ und Gleichung (21) $X_2 = 34 (0,0236 + 0,00771 X_1 + 0,00314 X_2)$. Die Auflösung dieser zwei Gleichungen nach X_1 und X_2 ergibt $X_1 = Q_0 = 0,52$ t und $X_2 = \Delta Q_1 = 1,05$ t

Die Superposition liefert schliesslich das in Abb. 7 eingetragene Momentendiagramm M_{10t} . Zum Vergleich sind die Momente ohne Formänderungseinfluss gestrichelt eingetragen. Die Momentenfläche lässt sich auch bei sehr weiter Teilung zuverlässig auftragen, da in jedem Punkt auch die Tangente (Querkraft Q) bekannt ist. Eine analytische Vergleichsberechnung mit den Formeln (18) und (19) hat übereinstimmende Resultate ergeben.

Bestimmung des Bremsgewichtes der mit Druckluftbremse ausgerüsteten Eisenbahnfahrzeuge

Von Ing. Dr. F. CHRISTEN, Sektionschef der SBB, Bern

Die Schweiz. Bundesbahnen haben zur Bestimmung des Bremsgewichtes¹⁾ und zur Untersuchung des Einflusses der Bremsmerkmale eingehende Versuche mit vierachsigen Personenzugwagen üblicher Bauart (ABC⁴ 2977) und der Leichtbauart mit R-Bremse (C⁴ 9643), und einem zweiachsigen gedeckten Güterwagen (K³ 42909) durchgeführt.

Die interessanten Versuchsergebnisse, die zum Teil auf Grund neuer Gesichtspunkte ermittelt wurden, sind geeignet zur besseren Erkenntnis des Bremsvorganges und weitem Entwicklung des Verfahrens zur Ermittlung des Bremsgewichtes beizutragen.

Nachfolgend werden im wesentlichen nur die Versuche mit dem vierachsigen Personenzugwagen der Leichtbauart mit R-Bremse²⁾ behandelt. Die Bauart dieses Wagens zeichnet sich aus durch das geringe Eigengewicht von rd. 27 t, die Verwendung von Kugellagern für die Achslager und die gute Abfederung des Wagens. Die Druckluftbremse besitzt die beiden Stellungen «RIC» und «R». In der Stellung RIC arbeitet die Bremse wie allgemein üblich, gemäss den Vorschriften für die Personenzugbremse des Internationalen Eisenbahnverbandes (I.E.V.) und in der Stellung R mit erhöhter Abbremsung, mittels eines Zusatzbremszylinders, der von einem Bremsdruckregler gesteuert wird, den ein Geschwindigkeitsmesser überwacht.

Der einzelne Bremsklotzdruck $\frac{P}{c}$ und die Abbremsung $\frac{P}{G_{Tara}} = \frac{\text{totaler Bremsklotzdruck}}{\text{Bruttogewicht}}$ betragen:

In Stellung RIC		In Stellung R	
bei allen Fahrgeschwindigkeiten V		$V = 0$ bis 80 km/h und 50 km/h bis 0	V ab 80 km/h und höher und bis 50 km/h hinunter
theoretisch	auf der Fahrt	wie in Stellung RIC	wie in Stellung RIC
$\frac{P}{c} = 1180$ kg	1090 kg	2360 kg	2180 kg
$\frac{P}{G} = 70\%$	64,7%	140%	129%

Für die Bestimmung des Bremsgewichtes für den zwischenstaatlichen Verkehr sind vom I.E.V. Vorschriften aufgestellt worden, vorerst für die Güterzug- und einige Jahre später auch für die Personenzug-Bremse. Für die erste sind die Bremsgewichte nach einem bestimmten Verfahren zu berechnen und für die letztgenannte durch Versuche zu ermitteln. Das Verfahren für die Güterzugbremse war für die Personenzugbremse nicht anwendbar.

Auch für die Einheit des Bremsgewichtes wurden für die Güterzug- und Personenzugbremse verschiedene Werte festgelegt und zwar:

Güterzugbremse:

$$B_G = P \frac{10}{7} \gamma$$

wobei $\gamma = 1$ für $\frac{P}{c} = 1690$ kg, $a = 20\%$ und $t_f = 28$ sec.

Es bedeuten:
 B_G Bremsgewicht für Güterzugbremse in t
 γ eine Rechnungsgrösse
 c Anzahl der Bremsklötze
 $\frac{P}{c}$ Druck eines Bremsklotzes während der Fahrt in kg
 a Verhältnis des Klotzdruckes am Ende des Ansprungs zum Endklotzdruck
 t_f Füllzeit in sec des Bremszylinders bis zu dem Zeitpunkt, da der Druck im Bremszylinder 95 % seines Höchstwertes erreicht.

Personenzugbremse:

Das Bremsgewicht eines vierachsigen Drehgestellwagens mit einem Eigengewicht von 50 t und mit 16 gewöhnlichen gusseisernen Bremsklötzen, einem wirklichen Bremsklotzdruck während der Fahrt von 80 % des Eigengewichtes, somit 40 t (2,5 t pro Klotz) und einer Bremszylinderfüllzeit von 4,7 sec, ist gleich dem Eigengewicht, d. h. 50 t. Es ergibt sich für diesen Wagen (Einheitsbremswagen, E.W.) bei einer Schnellbremsung nach dem Abstossen bei einer Fahrgeschwindigkeit von 120 km/h ein Bremsweg von 730 m und bei 100 km/h ein solcher von 472 m.

Bei der Wahl dieser Bremswege ist der I.E.V. mit Rücksicht auf die Aufstellung der festen Signale auf der Strecke von einem Höchstbremsweg von 1000 m für einen Zug einschliesslich der nicht abgebremsen Lokomotive ausgegangen.

Die vom I.E.V. für das Bremsgewicht der Güterzug- und der Personenzugbremse gewählten Einheiten lassen sich auf Grund der I.E.V.-Versuchswerte nicht miteinander vergleichen. Bei den für die Güterzugbremse von der Deutschen Reichsbahn für den I.E.V. ausgeführten Versuchen wurde eine Gruppe von offenen Güterwagen von je rd. 30 t Bruttogewicht bei einer Höchstfahrgeschwindigkeit von 60 km/h abgestossen, wobei nur der erste Wagen abgebremsen war und soviel weitere Wagen angehängt wurden, bis sich ein Bremsweg von 700 m bzw. 400 m ergab. Für die für die Einheit $\gamma = 1$ gewählten Werte betrug das Wagengewicht rd. 115 t bzw. 52 t.

Für die nachfolgende Untersuchung wird für das Bremsgewicht die vom I.E.V. für die Personenzugbremse festgelegte Einheit benützt.

Die Bestimmung des Bremsgewichtes gemäss den I.E.V.-Vorschriften für die Personenzugbremse erfolgt auf Grund des durch Versuche auf einer geraden, ebenen Strecke mittels einer Schnellbremsung erreichten Bremsweges, für einzelne Wagen mit Hilfe der in Abb. 1 angegebenen I.E.V.-Kurven, die für den Einheitsbremswagen ermittelt wurden.

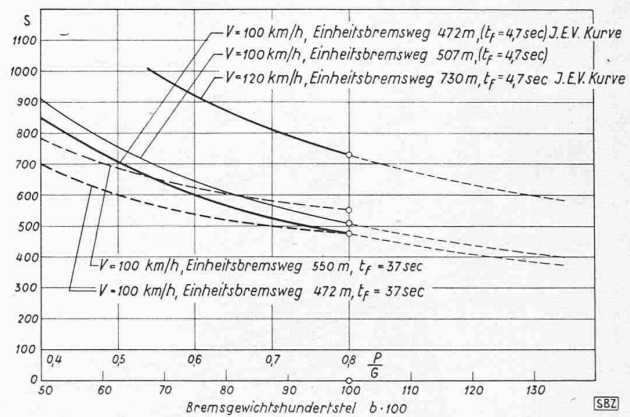


Abb. 1. I. E. V.-Kurven zur Bestimmung des Bremsgewichtes B [$B = b \cdot 6$]

Diese I.E.V.-Kurven sind nur für ein Verhältnis

$$\frac{P}{G} = \text{rd. } 0,4 \div 0,8$$

aufgestellt worden, für höhere Abbremsungen, z. B. 1,3 für den Wagen C⁴ 9643, sind sie nicht benützbar. Mit Hilfe der nachfolgenden Ableitung ist es nun möglich, auch für hohe Abbremsungen das Bremsgewicht zu bestimmen und die Kurven der Abb. 1 entsprechend zu verlängern.

Das Bremsgewicht wird gewöhnlich definiert als Produkt des gesamten Bremsklotzdruckes und einer Bremsbewertungszahl, die von der Bremsausrüstung des Wagens abhängt:

$$B = P \beta_0$$

Allgemein entspricht die auf einer ebenen geraden Strecke bis zum Stillstand des Wagens zu leistende Bremsarbeit der bei

¹⁾ Vgl. W. Müller, SBZ, Bd. 120, S. 253*, 28. Nov. 1942.

²⁾ SBZ, Bd. 110, S. 116*, Sept. 1937.