

Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 96 (1978)
Heft: 37

Artikel: Stand- und Entgleisungssicherheit bei Zahnradbahnen
Autor: Borgeaud, Gaston
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-73745>

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. 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. [Siehe Rechtliche Hinweise.](#)

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. [Voir Informations légales.](#)

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. [See Legal notice.](#)

Download PDF: 14.05.2025

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

Methode ermittelten Alter dazurechnen. Bisher war nicht sicher, wie weit das auch für Europa gilt. Untersuchungen von *Bandkeramik-Gebrauchsgegenständen* durch die Heidelberger archäometrische Arbeitsgruppe haben jedoch zu ähnlichen Aussagen geführt: Auch bei uns muss man 500 bis 800 Jahre dazurechnen.

Die Idee, Strahlenschäden in Mineralien zu geologischen Zeitbestimmungen zu benutzen, tauchte bereits Anfang dieses

Jahrhunderts auf, bald nach der Entdeckung der Radioaktivität. Doch erst die Verfeinerung der Messmethoden und die interdisziplinäre Zusammenarbeit von Physikern, Geologen und Archäologen, wie sie in den letzten Jahren vor allem bei der Untersuchung von Meteoriten und Mondmaterie entwickelt wurde, hat daraus eine der heute wichtigsten Methoden zur Altersbestimmung gemacht.

Robert Gerwin, München.

Stand- und Entgleisungssicherheit bei Zahnradbahnen

Von Gaston Borgeaud, Winterthur

V. Teil (Schluss)*

11 Fall des Rahmenfahrzeuges

Ein zweiachsiges Rahmenfahrzeug lässt sich mit einem der beiden Gestelle des hier behandelten Drehgestellfahrzeuges identifizieren, wenn die massgebenden Grössen derart eingesetzt werden, dass sich keine Kräfte am anderen Gestell und am Kasten ergeben.

Wird zum Beispiel das Fahrzeug mit dem bergseitigen Gestell identifiziert und wird die Untersuchung mit Computer durchgeführt, so kann das für das Drehgestellfahrzeug aufgestellte Programm mit folgenden Eingaben unmittelbar verwendet werden:

- a) Kastendaten
- | | |
|---|-----------------|
| Gewicht G_c , Masse $\bar{m}_c$ und Trägheitskraft $\mathfrak{Z}_c$ | } Wert 0 |
| Momente $\mathbf{M}'$ und $\mathbf{M}''$ | |
| Faktor ξ_c | |
| Höhen h_c , h_w , h_q und h_x | |
| Längenmasse g , g' , g'' , d , d' , d'' und w | : Wert ∞ |
- b) Daten des talseitigen Gestells
- | | |
|---|-----------------------------|
| Gewichte G und Trägheitskräfte $\mathfrak{Z}$ | } Wert 0 |
| Massen m und rotierende Massen m_{rot} | |
| Massenmomente $\mathbf{m}$ | |
| Kräfte X | |
| Faktoren α , β , ζ , ξ_o und ξ_u | |
| Längenmasse | : beliebig, jedoch $\neq 0$ |
- (am einfachsten gleich wie beim bergseitigen Gestell)
- c) Ein gegebenenfalls auftretender Winddruck W kann als Querkraft T'' mit den zugehörigen h_T und t berücksichtigt werden.
- d) Wirken Stützkkräfte N_u und N_o der Nachbarfahrzeuge auf das betrachtete Fahrzeug, so sind diese Kräfte als solche zu betrachten, die auf den fiktiven Kasten wirken und von diesem aus über die Kräfte D_u'' und D_o'' auf das bergseitige Gestell (= untersuch-

tes Rahmenfahrzeug) übertragen werden. Die Kräfte N_u und D_u'' bzw. N_o und D_o'' müssen die gleiche Grösse und die gleiche Lage haben. Es müssen somit (siehe Bild 33):

$$(143) \quad D_u'' = N_u, \quad D_o'' = N_o$$

$$(144) \quad s_1'' = m - c_1'', \quad s_2'' = s_o - c_2''$$

$$(145) \quad s_u = m - g$$

eingesetzt werden, wobei m den Abstand der Kraft N_u vom bergseitigen Stützpunkt bedeutet.

12 Vorgehen im Falle einer Linkskurve

Laut Voraussetzung b wurden alle Gleichungen für den Fall der Rechtskurve abgeleitet. Das Bild 34b zeigt den Fall eines durch eine Linkskurve fahrenden Gestelles, wobei alle massgebenden Grössen in positiver Richtung gemäss Definition eingetragen sind. Das Bild 34c zeigt das Spiegelbild davon, das für die Untersuchung auf Grund der für die Rechtskurve aufgestellten Beziehungen massgebend ist. Der Vergleich zwischen Bildern 34a und 34c zeigt, dass es nötig ist,

- das Vorzeichen der Grössen q_x , m_x , $\mathbf{M}$, q_c , q' , q'' , d_o' , d_o'' , d_u' und d_u'' zu ändern
- die Grössen e_L und e_R jedes Radsatzes umzutauschen
- bei jedem Tatzelagerantrieb die Grösse f_n durch $(2e - f_n)$ zu ersetzen.

Mit diesen Änderungen wird der Fall der Linkskurve auf den Fall der Rechtskurve zurückgeführt und kann somit als solcher behandelt werden.

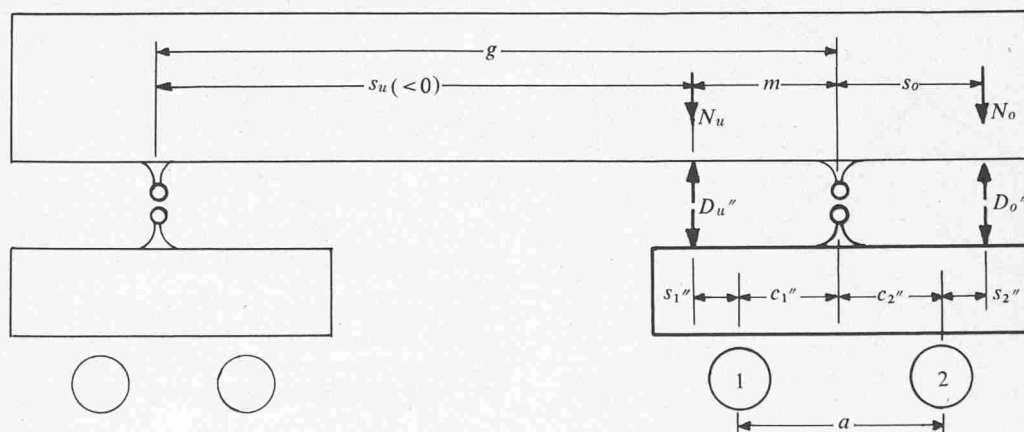


Bild 33. Die zur Behandlung des Rahmenfahrzeuges einzusetzenden Grössen D_u'' , D_o'' , s_1'' , s_2'' und s_u

* I. Teil (mit Bezeichnungen): Heft 27/28, S. 535–550, II. Teil: Heft 30/31, S. 583–589, III. Teil: Heft 32, S. 598–608, IV. Teil: Heft 35, S. 644–651

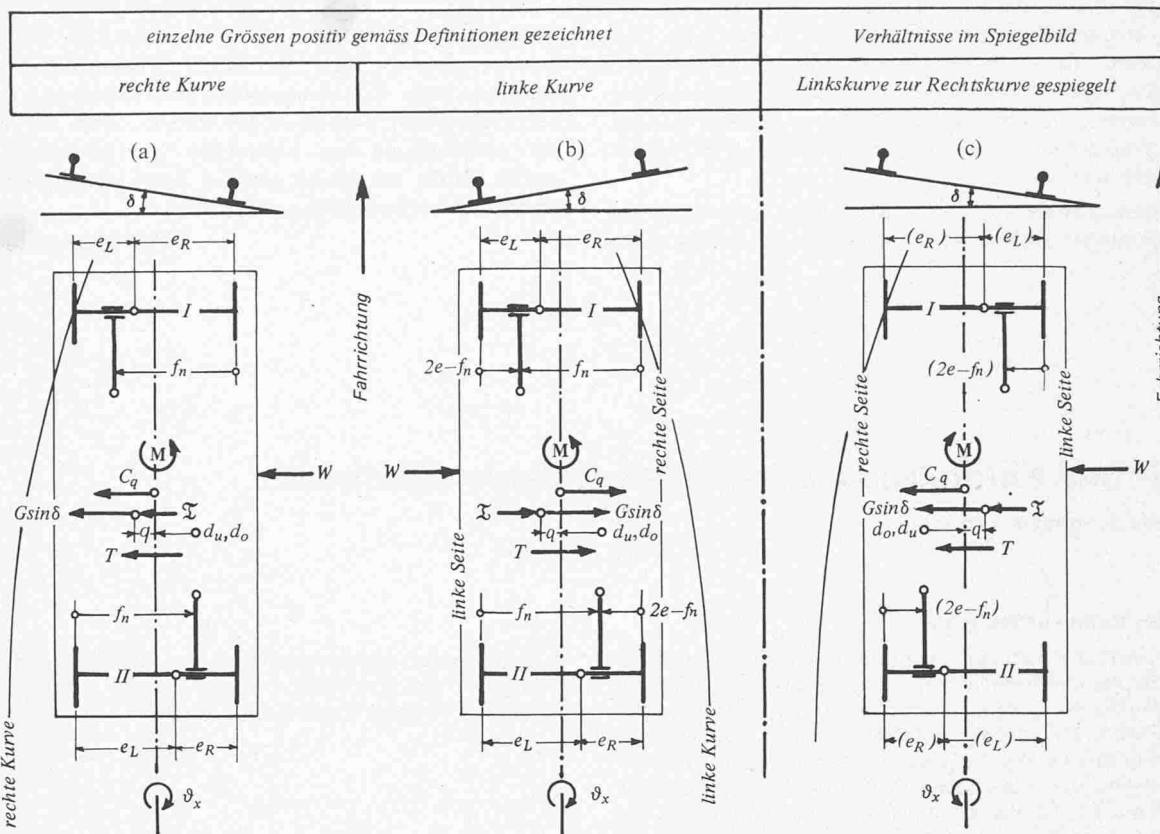


Bild 34. Fahrt in einer Linkskurve: Rückführung auf den Fall der Fahrt in einer Rechtskurve durch Spiegelung

13 Fall des gemäss Bild 35 gelenkig zusammengesetzten Gestellrahmens

Dieser Fall kann auch nach der hier dargelegten Methode behandelt werden, wenn die vorgesehenen Antriebe (Antriebe und Bremsen) derart abgestützt sind, dass sich der Rahmen wie ein steifer Rahmen verhalten kann. Dies ist der Fall, wenn

- beim Rahmenantrieb sich das um die Querachse auf den Rahmen ausgeübte Moment gleich auf beide Längsträger verteilt
- beim Tatzenlagerantrieb die Drehmomentstütze an der mittleren Traverse greift.

Sind diese Bedingungen erfüllt, dann gelten die Faktoren ϱ_r , κ_r und τ_r , die in Tabelle 6 für die Varianten A und B angegeben sind.

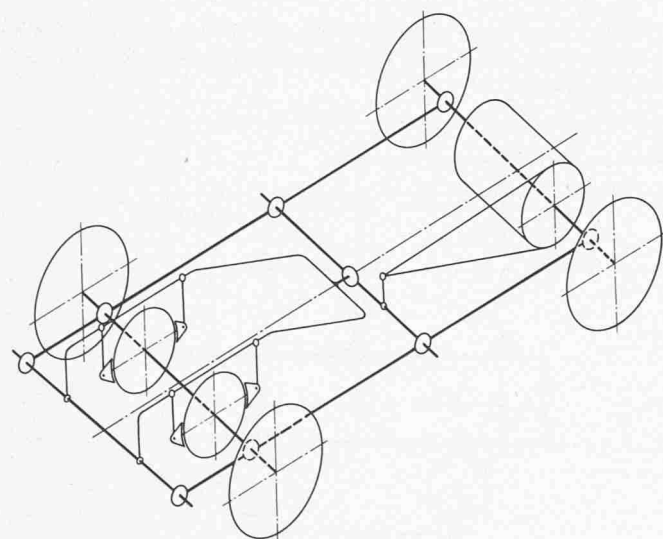


Bild 35. Gelenkig zusammengesetzter Gestellrahmen; links: Rahmenantrieb, rechts: Tatzenlagerantrieb

14 Zur Bemessung der Bremsen

14.1 Vorschriften

Die Eisenbahnverordnung schreibt zwei voneinander unabhängige mechanische Bremsen vor, die jede im Stande sein müssen, die talwärts fahrende Zugskomposition mit einer durchschnittlichen Verzögerung $\bar{p}$ ab Stoppbefehl bis zum Stillstand anzuhalten, wobei die massgebende Fahrgeschwindigkeit V_o in drei Geschwindigkeitsreihen in Abhängigkeit des Gefälles festgehalten wird.

Für die Nachkontrolle der Bremswirkung sieht sie zwei Möglichkeiten vor, je nachdem die Bremsenleitung durch den

- a) Triebfahrzeugführer (Bremsenleitung a)
- oder
- b) Übergeschwindigkeitsauslöser (Bremsenleitung b) geschieht.

14.1.1 Verhältnisse bei der Bremsenleitung durch den Triebfahrzeugführer

Für diesen Fall der Bremsenleitung schreibt die Verordnung vor, dass die durchschnittliche Verzögerung $\bar{p}$ auf Grund des Bremsweges X , d. h. auf Grund der Gleichung

$$(146) \quad \bar{p}_X = \frac{v_o^2}{2X}$$

zu ermitteln ist, wobei der Mindestwert von $\bar{p}_X$ mit $0,3 \text{ m/s}^2$ verlangt wird.

Infolge der Reaktionszeit τ_1 des Führers sowie der Anlegezeit τ_2 und der Aufbauzeit τ_3 der Bremse, kommt diese erst nach der Verlustzeit $(\tau_1 + \tau_2 + \tau_3)$ voll zur Wirkung. Innerhalb der toten Zeit $(\tau_1 + \tau_2)$ ist die Zugskomposition ungebremst, beschleunigt sich mit

$$(147) \quad \alpha = \frac{G_i \sin \alpha - \sum G_j w_j - \sum X_{w_j}}{\sum (\bar{m} + m_{\text{rot}})} = \frac{\sum G_j (\sin \alpha - w_j) - \sum X_{w_j}}{m_{\text{gl}}}$$

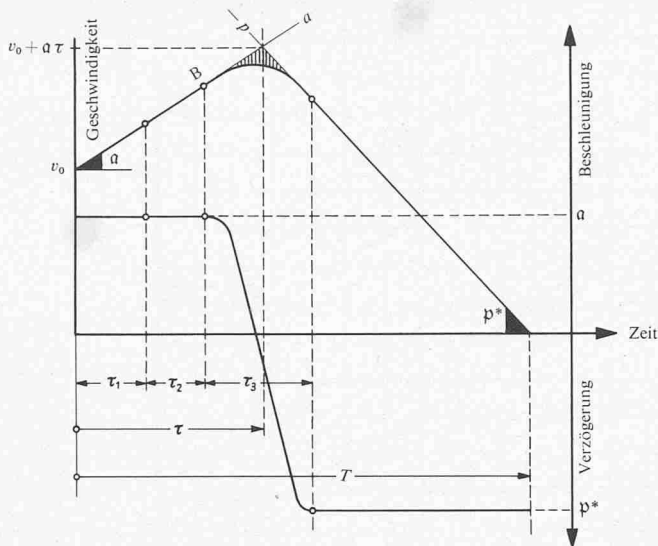


Bild 36. $v(t)$ -Diagramm beim Bremsvorgang

und erreicht bei $t = \tau_1 + \tau_2$ die Geschwindigkeit $v_0 + a(\tau_1 + \tau_2)$. Mit der sich dann aufbauenden Bremskraft geht im Zeitintervall τ_3 die Beschleunigung a allmählich in die Verzögerung p über, wie dies im Geschwindigkeit-Zeit-Diagramm des Bildes 36 gezeigt ist.

Wird zur einfacheren Behandlung der Vorgänge angenommen, dass sich die Bremskraft nicht allmählich aufbaut, sondern plötzlich voll zur Wirkung kommt, dann kann für ihr Einsetzen derjenige Zeitpunkt in Betracht gezogen werden, bei dem sich die Beschleunigungsgerade a mit der Verzögerungsgeraden p schneidet (siehe Bild 37). Diese Aufnahme führt zur gleichen Bremszeit T aber zu einem Bremsweg, der um den Betrag der im Bild schraffiert angegebenen Fläche zu gross ist. Dieser Betrag ist aber klein genug, um vernachlässigt werden zu können.

Obiger Annahme entsprechend tritt im Zeitintervall 0 bis τ die Beschleunigung a und im Zeitintervall τ bis T die Verzögerung p^* auf. Zur Zeit τ ist die Geschwindigkeit auf $(v_0 + a\tau)$ gestiegen und wird in der Zeit von τ bis T durch p^* auf den Wert 0 gebracht. Die Bremszeit T ergibt sich somit zu

$$(148) \quad T = \frac{v_0 + a\tau}{p^*} + \tau = \frac{v_0 + (a + p^*)\tau}{p^*}$$

Der durchlaufene Weg beträgt im Zeitintervall 0 bis τ

$$(149) \quad x_1 = \left(v_0 + \frac{a\tau}{2}\right)\tau$$

und im Zeitintervall τ bis T

$$x_2 = \frac{v_0 + a\tau}{2}(T - \tau) = \frac{(v_0 + a\tau)^2}{2p^*}$$

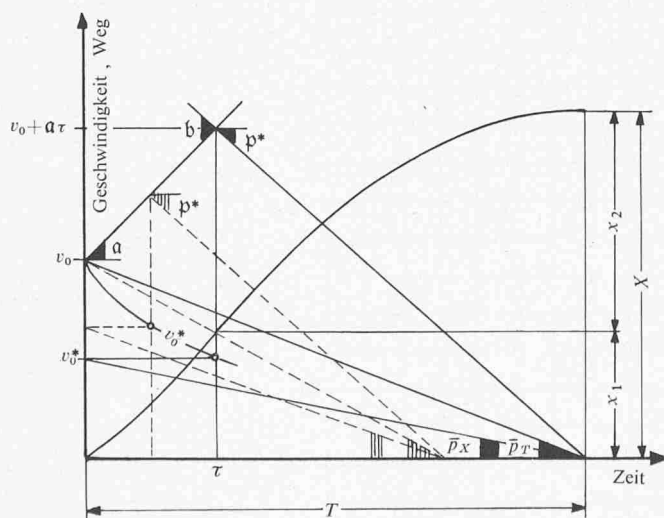


Bild 37. $v(t)$ - und $x(t)$ -Diagramm beim Bremsvorgang

Der totale Bremsweg wird somit zu

$$(150) \quad X = x_1 + x_2 = \frac{v_0^2 + \tau(a + p^*)(2v_0 + a\tau)}{2p^*}$$

Für die durchschnittliche Verzögerung $\bar{p}_X$ ergibt sich nach Einführung dieser Gleichung in Gleichung (145) die Beziehung

$$(151) \quad \bar{p}_X = \frac{v_0^2 p^*}{v_0^2 + \tau(a + p^*)(2v_0 + a\tau)}$$

Im Bild 37 wird gezeigt, wie $\bar{p}_X$ bei gegebenen v_0 , p^* und a graphisch ermittelt werden kann. Dabei wird $\bar{p}_X$ nach der Beziehung

$$(152) \quad \bar{p}_X = \frac{v_0^*}{T}$$

bestimmt, wobei v_0^* eine reduzierte Geschwindigkeit bedeutet, die sich nach der Gleichung

$$(153) \quad v_0^* = \frac{v_0^2 [v_0 + \tau(a + p^*)]}{v_0^2 + \tau(a + p^*)(2v_0 + a\tau)}$$

errechnen lässt und im Diagramm mit Hilfe der nach dieser Beziehung in Abhängigkeit von τ ermittelten $v_0^*(\tau)$ -Kurve gefunden werden kann. Diese Kurve zeigt übersichtlich wie rasch die Verzögerung $\bar{p}_X$ mit zunehmendem τ abnimmt.

Die zur Verwirklichung der Verzögerung $\bar{p}_X$ notwendige effektive Verzögerung ergibt sich aus Gleichung (151) zu

$$(154) \quad p^* = \frac{(v_0 + a\tau)^2 \bar{p}_X}{v_0^2 - \bar{p}_X \tau (2v_0 + a\tau)}$$

Aus dieser Beziehung kann man u. a. erkennen, dass die Verzögerung $\bar{p}_X$ unendlich gross wird, wenn der Nenner auf der rechten Seite den Wert Null annimmt. Dies ist der Fall bei

$$(155) \quad \tau^* = \frac{v_0}{a} \left(\sqrt{\frac{\bar{p}_X + a}{\bar{p}_X}} - 1 \right)$$

Setzt man dies in Gleichung (148) ein, dann führt diese zu

$$x_1 = \frac{v_0^2}{2\bar{p}_X} = X$$

Dies bedeutet, dass der gemäss Gleichung (146) durch $\bar{p}_X$ festgelegte Bremsweg X bereits erreicht ist, wenn die Bremse zum Einsetzen kommt und daher nur durch eine unendlich grosse Verzögerung p^* eingehalten werden kann.

Das Diagramm des Bildes 38 zeigt die Auswertung der Gleichung (154). Die für $a = 2,5 \text{ m/s}^2$, $v_0 = 12 \text{ km/h}$ und $\bar{p}_X = 0,3 \text{ m/s}^2 = 0,12 a$ gestrichelt gezeichneten Linienzüge zeigen, dass p^* den Wert $0,63 \text{ m/s}^2$ bei $\tau = 0,5 \text{ s}$, $1,22$ bei $\tau = 1 \text{ s}$ und $5,1$ bei $\tau = 2 \text{ s}$ aufweisen muss (die genaueren gerechneten Werte sind $0,635$ bzw. $1,221$ bzw. $5,068$).

Das Bild 39 zeigt den Verlauf der $p^*(\tau)$ -Kurven für verschiedene Werte von $\bar{p}_X$ bei gegebenen V_0 und a . Diese Kurven zeigen eindeutig, wie wichtig es ist, die Verlustzeit τ möglichst klein zu halten, da die Verzögerung p^* eine wesentliche Rolle für die Stabilität spielt. Allgemein ist festzuhalten, dass der schlechte Einfluss von τ um so grösser wird, je kleiner die Geschwindigkeit v_0 und je grösser die freie Beschleunigung a und die zu verwirklichende Verzögerung $\bar{p}_X$ sind.

Die Gleichung (7) führt bei ($\psi = -1$) und bei Wirkung einer einzelnen Bremse unmittelbar zu

$$\sum X_{bj} = \sum X_{mbj} - \sum X_{wj} = m_{gt} \left(p^* + \frac{\sum G_j (\sin \alpha - w_j) - \sum X_{wj}}{m_{gt}} \right)$$

bzw. zu

$$(156) \quad \sum X_{bj} = \sum X_{mbj} - \sum X_{wj} = m_{gt} (p^* + a)$$

Daraus folgt, dass die von der Bremse zu entwickelnde Bremskraft nicht nur die effektive Verzögerung p^* zu bewirken hat, sondern auch die freie Beschleunigung a kompensieren muss.

Nach Einsetzen von Gleichung (152) wird Gleichung (154) zu

$$(157) \quad \sum X_{bj} = m_{gt} \frac{(a + \bar{p}_X) v_0^2}{v_0^2 - \tau \bar{p}_X (2v_0 + a\tau)}$$

Bild 38. Diagramm zur Ermittlung der effektiven Verzögerung p^*

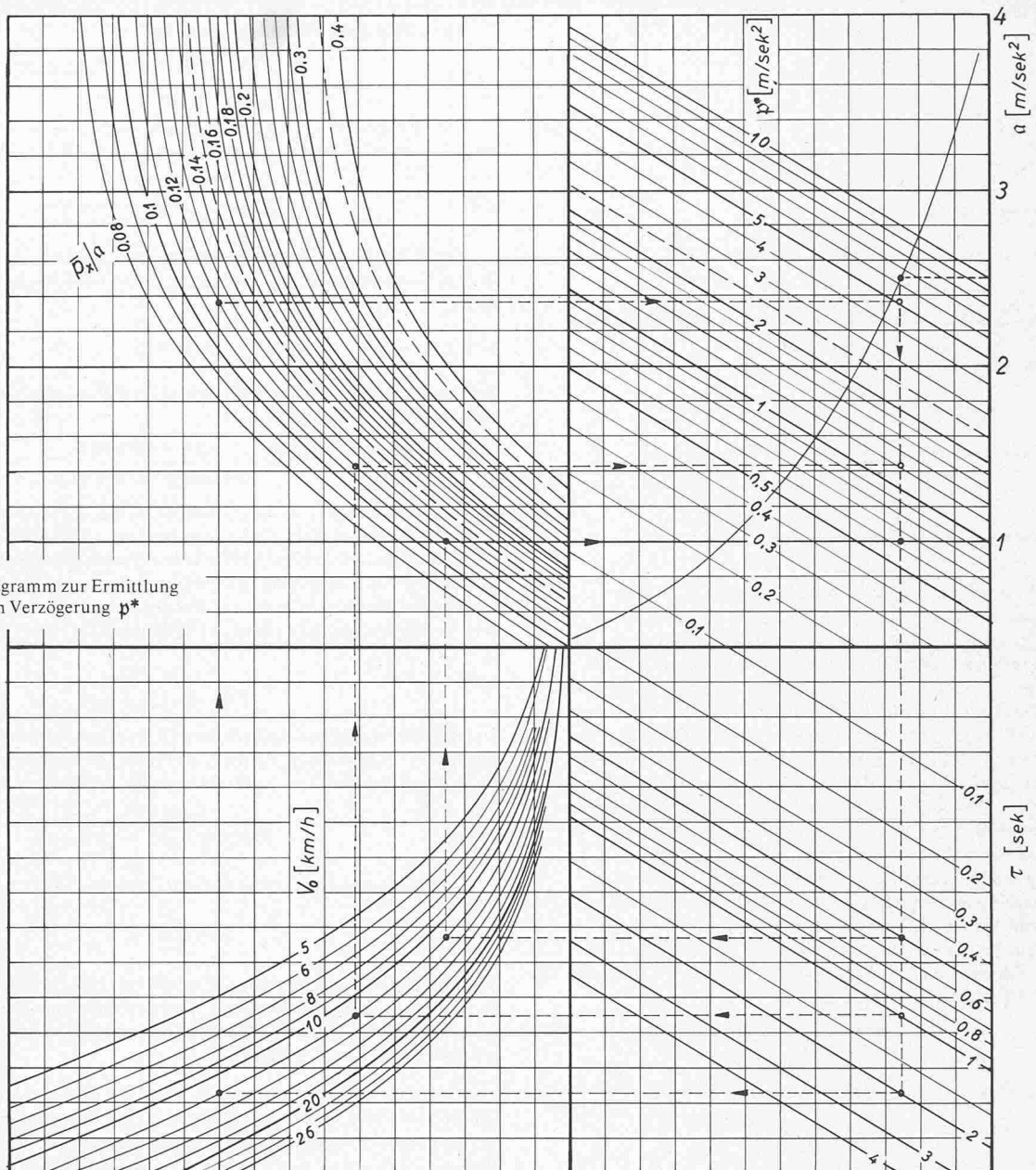
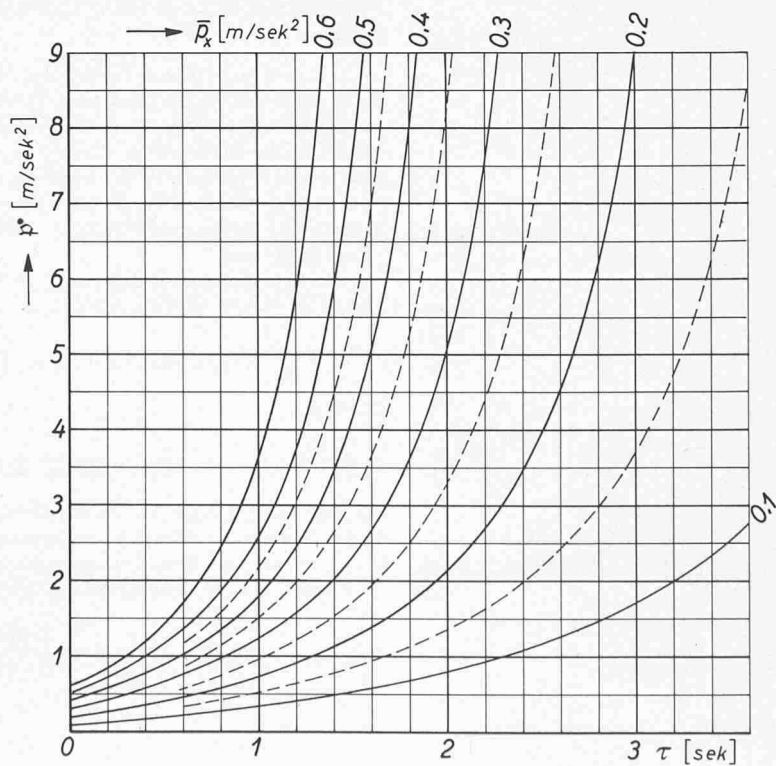


Bild 39. $p^*(\tau)$ -Kurven bei gegebenen Werten von V_0 und α und verschiedenen Werten von $\bar{p}_x$ ($V_0 = 12 \text{ km/h}$, $\alpha = 2,5 \text{ m/s}^2$)



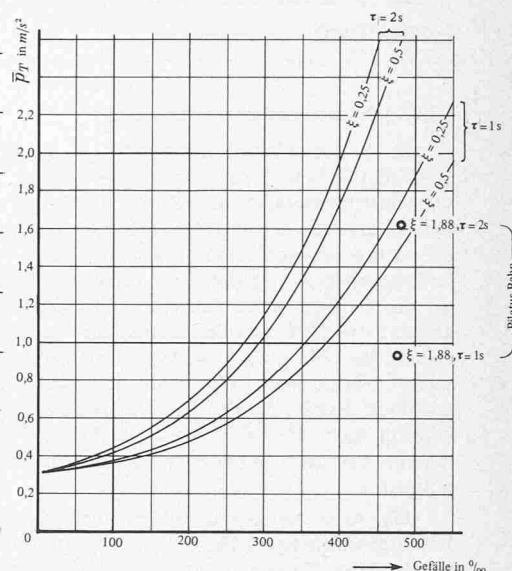
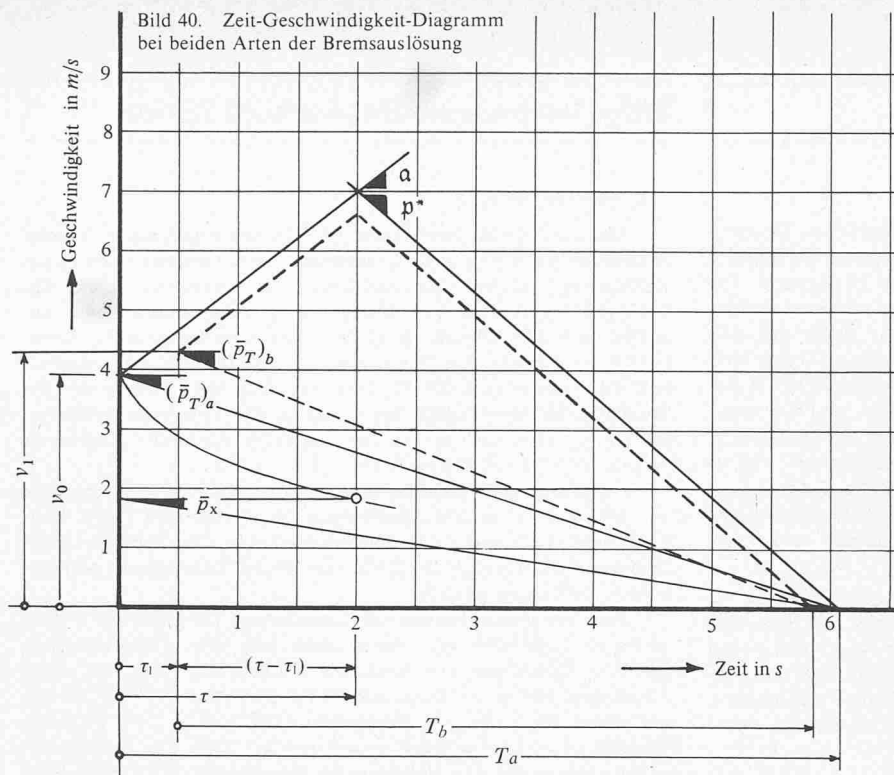


Bild 41. Abhängigkeit $\bar{p}_T(s)$ für $\bar{p}_x = 0,3 \text{ m/s}^2$, $\tau_1 = 0,5 \text{ s}$ und verschiedene Werte von ϵ und τ .

womit die von der Bremse zu entwickelnde Bremskraft festgelegt ist, die zum vorgeschriebenen Wert von $\bar{p}_x$ bei gegebener Verlustzeit τ führt.

Bemerkungen

- Der beim Bremsversuch entstehende Bremsweg X kann am einfachsten direkt von der Strecke aus gemessen werden, indem der Stoppbefehl beim Vorbeifahren an einer Ortsmarke gegeben wird. Er kann aber auch durch Integration der Geschwindigkeitskurve ermittelt werden, wenn diese graphisch aufgenommen wird.
- Es kann auch eine durchschnittliche Verzögerung $\bar{p}$ auf Grund der Bremszeit T nach der Beziehung

$$(158) \quad \bar{p}_T = \frac{v_0}{T}$$

ermittelt werden. Nach Einführung von Gleichung (148) schreibt sich diese Gleichung auch

$$(159) \quad \bar{p}_T = \frac{v_0 p^*}{v_0 + \tau(\alpha + p^*)}$$

Bei $\tau = 0$ führen beide Gleichungen zum gleichen Wert von $\bar{p}_T$ bzw. $\bar{p}_x$ nämlich zum Wert von p^* . Wie rasch $\bar{p}_x$ mit zunehmendem Wert von τ von $\bar{p}_T$ abweicht, geht aus der v_0^* -Kurve im Bild 37 hervor. Diese zeigt, wie sehr verschieden die Brems beurteilt werden kann, je nachdem dies nach $\bar{p}_x$ oder nach $\bar{p}_T$ geschieht.

14.1 Verhältnisse bei der Bremsseinleitung durch den Übergeschwindigkeitsauslöser

Bei dieser Art der Bremsseinleitung kann der Bremsweg X nicht direkt gemessen werden, weil es nicht möglich ist, den Streckenort genügend genau festzuhalten, der dem Ansprechen des Übergeschwindigkeitsauslösers entspricht. Im Gegensatz dazu kann die Bremszeit T_1 unmittelbar ermittelt werden: ungenau mit Hilfe einer Stoppuhr, genau wenn der Zeitpunkt dieses Ansprechens im aufgenommenen Geschwindigkeits- oder Verzögerungsdiagramm markiert wird. Es kann somit grundsätzlich eine durchschnittliche Verzögerung $\bar{p}_T$ gemäss Gleichung (158) errechnet werden, wobei für v die Ansprechgeschwindigkeit v_1 des Auslösers und für die Bremszeit, die Zeit $T_1 = T - \tau_1$ ab Zeitpunkt des Ansprechens einzusetzen ist.

Setzt man voraus, dass die zu kontrollierende Bremse die gleiche effektive Verzögerung bei beiden Arten der Bremsseinleitung bewirkt, dass sie ferner die gleichen Anlage- und Aufbauzeiten τ_2 und τ_3 aufweist, dann ergeben sich die im Bild 40 gezeigten Verhältnisse, die sich beispielsweise für $v_0 = 3,9 \text{ m/s}$, $\alpha = 1,7 \text{ m/s}^2$,

$\tau_1 = 0,5 \text{ s}$ und $\tau = 2 \text{ s}$ ergeben, wobei die effektive Verzögerung p^* bei der Bremsseinleitung durch den Triebfahrzeugführer die Bedingung $\bar{p}_x = 0,3 \text{ m/s}^2$ gemäss Gleichung (153) erfüllt.

Bei der hier betrachteten Art der Bremsseinleitung ist das Ansprechen des Übergeschwindigkeitsauslösers als Stoppbefehl festzuhalten. Die Verlustzeit beträgt somit $(\tau - \tau_1)$. Andererseits ist für die Ansprechgeschwindigkeit $v_1 = 1,lv_0$ einzusetzen. Werden diese Werte sinngemäss in Gleichung (14) berücksichtigt, dann wird

$$(160) \quad T = \frac{1,lv_0 + (\alpha + p^*)(\tau - \tau_1)}{p^*}$$

Dementsprechend ergibt sich die durchschnittliche Verzögerung $\bar{p}_x$ zu

$$\bar{p}_T = \frac{1,lv_0}{T} = \frac{1,lv_0 p^*}{1,lv_0 + (\alpha + p^*)(\tau - \tau_1)}$$

wobei p^* durch Gleichung (154) festgelegt ist. Die Einführung dieser Gleichung führt nach Umformungen zu

$$(161) \quad \bar{p}_T = \frac{1,1(v_0 + \alpha\tau)^2 \bar{p}_x}{1,1[v_0^2 - \tau \bar{p}_x(2v_0 + \alpha\tau)] + v_0(\tau - \tau_1)(\alpha + \bar{p}_x)}$$

Diese Beziehung lässt erkennen, dass der Zusammenhang zwischen $\bar{p}_x$ und $\bar{p}_T$ von den vielen Faktoren v_0 , s , ξ , τ und τ_1 abhängt, und deshalb kein einfacher ist. Ihre Auswertung für $\bar{p}_x = 0,3 \text{ m/s}^2$, $\tau_1 = 0,5 \text{ s}$, $\xi = 0,25, 0,5$ und $1,88$ (Pilatus-Bahn) ist im Bild 41 niedergelegt. Dieses Bild zeigt dass es nicht möglich ist, einen Wert von $\bar{p}_T$ vorzuschreiben. Aus diesem Grunde schreibt die Verordnung lediglich die Kontrolle nach p^* vor.

14.2 Die für die Stabilitätsuntersuchung massgebende Verzögerung

Die Verordnung schreibt vor, dass die Stabilität beim gleichzeitigem Wirken der beiden unabhängigen Bremsen genügend sein muss.

Dieser Bedingung entsprechend ergibt sich die für die Stabilitätsuntersuchung massgebende Verzögerung zu

$$p = \frac{1}{m_{gt}} \left[(\sum X_{bj})_1 + (\sum X_{bj})_2 - [\sum G_j(\sin \alpha - w_j) - \sum X_{wj}] \right]$$

d. h. zu

$$(162) \quad p = \frac{1}{m_{gt}} [(\sum X_{bj})_1 + (\sum X_{bj})_2 - \alpha = p_1^* + p_2^* - \alpha]$$

wobei sich die Indices 1 und 2 auf die beiden Bremsen beziehen, die jede ihre Bremskraft gemäss Gleichung (157) liefern müssen.

Adresse des Verfassers: Dr. G. Borgeaud, dipl. Ing., Zum Hölzli 15, 8405 Winterthur-Seen