

Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 91 (1973)
Heft: 16

Artikel: Ein Verfahren zur Berechnung der Entgleisungssicherheit von Schienenfahrzeugen. 4. Teil: Beispiel zur Berechnung
Autor: Pribnow, Hans-Hermann
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-71850>

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: 20.02.2026

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

kaum noch zu bezahlen. Deshalb lassen viele Leute, die nicht verkaufen wollen, ihre Liegenschaften verlottern: Die Schätzungscommission stuft sie dann niedriger ein, und die Steuern werden kleiner. Die Frage der Abschöpfung der Planungsgewinne ist sehr komplex und muss auch in der Schweiz gut durchdacht werden.

Trotz Schwierigkeiten in Bau und Betrieb ist die Schnellbahn San Francisco somit ein Publikumserfolg und gibt den Befürwortern des öffentlichen Verkehrs recht.

Adresse des Verfassers: E. Jud, dipl. Bauing. ETH, Verkehrsplaner SVI, Zürcherstrasse 44, 8102 Oberengstringen.

Ein Verfahren zur Berechnung der Entgleisungssicherheit von Schienenfahrzeugen

Von H.-H. Pribnow, Pratteln

DK 625.2: 625.33: 525.032.84

Fortsetzung von H. 47/1972, S. 1203–1220 und H. 9/1973, S. 221–226

4. Teil: Beispiel zur Berechnung

11. Allgemeines

Das Vorgehen bei der Berechnung der Entgleisungssicherheit soll an einem Beispiel erläutert werden.

Auf einer Zahnstangenstrecke mit 200% Neigung, in einer Kurve von 80 m Radius, fährt ein Zug talwärts. Der Zug (Bild 8) besteht aus zwei Triebwagen TW und einem zwischengekuppelten Beiwagen MW. Der talseitige Triebwagen und der Beiwagen sind leer, der bergseitige Triebwagen ist voll besetzt. Es entsteht eine Gefahrensituation, in der gleichzeitig eine Sicherheitsbremse (Federspeicherbremse) automatisch ausgelöst wird und der Triebwagenführer unabhängig davon eine Notbremsung mit der Druckluftbremse einleitet. Durch einen technischen Fehler sprechen die Bremsen des bergseitigen Triebwagens nicht an, das Fahrzeug läuft unbremst auf. Am Beiwagen tritt die volle Bremskraft auf. Die Aufgabe besteht darin, die Entgleisungssicherheit des Beiwagens für diesen Fall zu ermitteln.

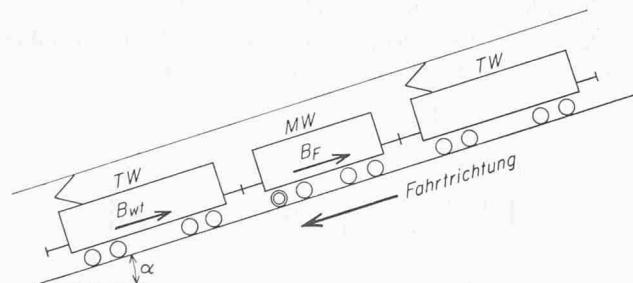


Bild 8. Schema der Zugkomposition

11.1 Bemerkungen

In der nachfolgenden Berechnung sind die gleichen Bezeichnungen verwendet wie in den theoretischen Betrachtungen, Abschnitte 1 bis 9. Die Gleichungen werden mit den gleichen Nummern bezeichnet.

12. Daten für die Berechnung

12.1 Daten der Stelle im Gleis nach Abschnitt 2.2

$$R = 80 \text{ m}$$

$$\alpha = 11^\circ 20', \tan \alpha = 0,2, \sin \alpha = 0,197, \cos \alpha = 0,9805$$

$$\beta = 1^\circ 06', \sin \beta = 0,0192, \cos \beta = 0,999$$

$$z = 60 \text{ mm}$$

$$\alpha_z = 15^\circ, \tan \alpha_z = 0,268$$

$$\sigma = 9 \text{ mm}$$

12.2 Daten der Zugkomposition nach Abschnitt 2.3

Die Bremskraft der Zugkomposition ist gleich der Bremskraft des talseitigen Triebwagens und des Beiwagens. Aus getrennten, hier nicht wiedergegebenen Berechnungen ergibt sich für die Endphase der Bremsung, also kurz vor dem Stillstand

$$B_g = 43700 \text{ kp} \quad B_{wt} = 38400 \text{ kp}$$

Weitere Daten nach getrennten Berechnungen:

$$G_g = 90300 \text{ kg} \quad m_{rg} = 4070 \text{ kp} \cdot \text{s}^2/\text{m}$$

$$G_{wt} = 33000 \text{ kg} \quad m_{rt} = 2000 \text{ kp} \cdot \text{s}^2/\text{m}$$

$$G_{wb} = 41000 \text{ kg} \quad m_{rb} = 2000 \text{ kp} \cdot \text{s}^2/\text{m}$$

Da nach obiger Bemerkung der Zug kurz vor Stillstand betrachtet wird, ist für die folgenden Betrachtungen

$$v = 0 \text{ m/s}$$

12.3 Daten des betrachteten Fahrzeugs nach Abschnitt 2.4

Das betrachtete Fahrzeug ist der Beiwagen. Er besitzt nur ein Bremszahnrad auf der talseitigen Achse des talseitigen Drehgestells, hat damit also verschiedene Drehgestelle. Diese werden im folgenden «talseitig» und «bergseitig» bezeichnet, die Formelzeichen werden für beide gleich eingesetzt, erhalten jedoch einen zusätzlichen Index «*b*» bzw. «*t*».

Die Fahrzeuge sind mit automatischen Mittelpufferkupplungen ausgerüstet; diese sind an den Wagenköpfen angelehnt und bilden im gekuppelten Zustand eine starre Verbindung zwischen den Anlenkpunkten.

12.3.1 Bremskräfte

$$B_a = 2060 \text{ kp} \quad B_F = 5300 \text{ kp}$$

$$B_b = 1030 \text{ kp} \quad B_t = 4270 \text{ kp}$$

12.3.2 Gewichte und Massen

$$G_K = 12300 \text{ kg}$$

$$G_{dt} = 2075 \text{ kg} \text{ (talseitig)}$$

$$G_{db} = 1925 \text{ kg} \text{ (bergseitig)}$$

$$G'_D = 900 \text{ kg} \text{ (talseitig und bergseitig)}$$

$$m_r = 70 \text{ kp} \cdot \text{s}^2/\text{m}$$

$$n = 1$$

Da die rotierenden Massen klein sind und die Zahnstange nicht hoch über der Schienenoberkante liegt, kann

$$m'_r = m_r = 70 \text{ kp} \cdot \text{s}^2/\text{m}$$

gesetzt werden.

12.3.3 Angriffswinkel der Kupplungskräfte

Aus hier nicht wiedergegebenen zeichnerischen Untersuchungen ergibt sich

$$\gamma_b = \gamma_t = -2^\circ, \sin \gamma_b = \sin \gamma_t = 0,035$$

$$\varepsilon_b = 1^\circ 30', \sin \varepsilon_b = 0,026$$

$$\varepsilon_t = 0^\circ$$

Da der bergseitige Triebwagen besetzt und entsprechend eingefedert ist, ergibt sich an der bergseitigen Kupplung des betrachteten Fahrzeuges eine Höhendifferenz der Kupplungs-Anlenkpunkte von etwa 50 mm. Dies führt zu dem Winkel ε_b .

12.3.4 Abmessungen am Fahrzeugkasten

a_b	= 4100 mm	h_k	= 1500 mm
a_t	= 4100 mm	h_q	= 295 mm
a_{pb}	= 1500 mm	h_{pb}	= 720 mm
a_{pt}	= 1500 mm	h_{pt}	= 720 mm
e_z	= 8200 mm	h_p	= $h_{pt} = h_{pb}$ = 720 mm
h_h	= 360 mm		

Es wird Windstille angenommen; daher brauchen die Werte für h_f , w_b , w_t , F_s und c nicht bestimmt zu werden.

Die Auslenkwinkel der Drehgestelle sind

$$\gamma_b = \gamma_t = -3^\circ, \sin \gamma_b = \sin \gamma_t = -0,052$$

12.3.5 Abmessungen am Drehgestell nach Abschnitt 2.4.6

a_{zb}	= 0	h_d	= 450 mm
a_{zt}	= 0	h_h	= 360 mm
e	= 1600 mm	h_q	= 295 mm
e_b	= e_t = 800 mm	s	= 1050 mm
e_{b1}	= e_{t1} = 800 mm	δ	= $28^\circ, \operatorname{tg} \delta = 0,532$
e_{b2}	= e_{t2} = 800 mm	r	= 330 mm
e_z	= $e - a_{zt} = e = 1600$ mm		
h_a	= 120 mm	r_z	= 270 mm

Die vorstehenden Daten sind für beide Drehgestelle gleich.

12.4 Allgemeine Daten, nach Abschnitt 2.5

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2 \quad w = 0,005$$

$$\mu_s = 0,3 \quad \mu_z = 0,15$$

$$v_w = 0, \gamma = 0 \text{ (Windstille angenommen)}$$

12.5 Bemerkungen

Die Größen aus den Abschnitten 2.2 bis 2.5, für die in den Abschnitten 12.1 bis 12.4 keine Zahlenwerte auftreten, sind für das betrachtete Beispiel nicht zutreffend.

13. Berechnung des Fahrzeugs, Adhäsionsanteil

13.1 Bewegungszustand nach Abschnitt 3.2

Die erreichte Bremsverzögerung kurz vor Stillstand ist

$$(1c) \quad b_{Bt} = \frac{B_g - G_g (\sin \alpha - w)}{\frac{G_g}{g} + m_{rg}} =$$

$$= \frac{43700 - 90300 \cdot (0,197 - 0,005)}{\frac{90300}{9,81} + 4070} = 1,98 \text{ m/s}^2$$

13.2 Kräfte und Belastungen aus der Streckensteigung nach Abschnitt 3.3

Hangabtrieb für den Fahrzeugkasten:

$$(2) \quad H_{K1} = G_K \sin \alpha = 12300 \cdot 0,197 = 2423 \text{ kp}$$

Hangabtrieb für die Drehgestelle:

$$(3) \quad H_{D1t} = G_{Dt} \sin \alpha = 2075 \cdot 0,197 = 409 \text{ kp (talseitig)}$$

$$(3) \quad H_{D1b} = G_{Db} \sin \alpha = 1925 \cdot 0,197 = 379 \text{ kp (bergseitig)}$$

Seitlicher Hangabtrieb für den Fahrzeugkasten:

$$(6) \quad H_{K2} = G_K \sin \beta = 12300 \cdot 0,0192 = 236 \text{ kp}$$

Seitlicher Hangabtrieb für das Drehgestell:

$$(7) \quad H_{D2t} = G_{Dt} \sin \beta = 2075 \cdot 0,0192 = 40 \text{ kp (talseitig)}$$

$$(7) \quad H_{D2b} = G_{Db} \sin \beta = 1925 \cdot 0,0192 = 36 \text{ kp (bergseitig)}$$

Die senkrecht zum Gleis wirkenden Gewichtskomponenten sind für den Wagenkasten:

$$(10) \quad G_{K3} = G_K \cos \alpha \cos \beta = 12300 \cdot 0,9805 \cdot 0,999 = 12048 \text{ kp}$$

für das Drehgestell

$$(11) \quad G_{D3t} = G_{Dt} \cos \alpha \cos \beta = 2075 \cdot 0,9805 \cdot 0,999 = 2032 \text{ kp (talseitig)}$$

$$(11) \quad G_{D3b} = G_{Db} \cos \alpha \cos \beta = 1925 \cdot 0,9805 \cdot 0,999 = 1884 \text{ kp (bergseitig)}$$

13.3 Kräfte und Belastungen aus der Bewegung des betrachteten Fahrzeuges nach Abschnitt 3.4

Der Fliehkräfteinfluss entfällt, da $v = 0$.

Bei den vorliegenden Verhältnissen ist der Grenzradius für den Übergang von Freilauf zu Spiessgang

$$(14) \quad R_g = \frac{s^2}{8\sigma} \left[1 + \sqrt{\left[\left(\frac{2e}{s} \right)^2 + 1 \right]^2 + 4 \sqrt{1 + \left(\frac{2e}{s} \right)^2}} \right] =$$

$$= \frac{1050^2}{8 \cdot 9} \cdot \left[1 + \sqrt{\left[\left(\frac{2 \cdot 1600}{1050} \right)^2 + 1 \right]^2 + 4 \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{2 \cdot 1600}{1050} \right)^2}} \right] =$$

$$= 182120 \text{ mm} \approx 182 \text{ m}$$

mit $R = 80 \text{ m}$ (siehe 11.1) ist

$$(14.0b) \quad R < R_g$$

Damit tritt Spiessgang auf.

Die vorläufige, in Gleisebene wirksame statische Radlast ist für das bergseitige Drehgestell

$$(14.1a) \quad Q = \frac{1}{4} \left(\frac{1}{2} G_{K3} + G_{D3} \right) =$$

$$= \frac{1}{4} \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot 12048 + 1884 \right) = 1977 \text{ kp}$$

Das talseitige Drehgestell unterscheidet sich vom bergseitigen durch das am talseitigen Radsatz angebrachte Brems-

zahnrad und die zugehörige Bremse. Alle diese Teile haben ein Gewicht von

$$\Delta G = 2075 - 1925 = 150 \text{ kp} \text{ (siehe 12.3.2)}$$

und können als auf den talseitigen Radsatz konzentriert betrachtet werden. Somit sind die vorläufigen statischen Radlasten im talseitigen Drehgestell:

$$\begin{aligned} Q'_{11} &= Q'_{12} = Q + \frac{1}{2} \Delta G \cos \alpha \cos \beta = \\ &= 1977 + \frac{1}{2} \cdot 150 \cdot 0,9805 \cdot 0,999 = 2050 \text{ kp} \\ Q'_{21} &= Q'_{22} = 1977 \text{ kp} \end{aligned}$$

Für die folgende Berechnung der Richtkräfte erscheint die Annahme gleicher Radlasten wegen der verhältnismässig kleinen Radlastunterschiede zulässig; daher können die in Abschnitt 3.4.2 angegebenen Formeln angewandt werden. In den Formeln (15.5b) und (15.6b) werden jedoch die unterschiedlichen Radlasten eingesetzt. Die hierdurch entstehenden Ungenauigkeiten können nach den Ausführungen in Abschnitt 1.1 in Kauf genommen werden.

Der wirksame Richtarm ist bei Spiessgang

$$(15.2) \quad p_s = \frac{e}{2} + \frac{R \sigma}{e} = \frac{1600}{2} + \frac{80000 \cdot 9}{1600} = 1250 \text{ mm}$$

Der Wert für R ist hier in mm einzusetzen.

Die Richtkraftfaktoren sind

$$(15.3) \quad a_s = \frac{\frac{s^2}{4e} + p_s}{\sqrt{p_s^2 + \frac{s^2}{4}}} + \frac{\frac{s^2}{4e}}{\sqrt{(e - p_s)^2 + \frac{s^2}{4}}} =$$

$$= \frac{\frac{1050^2}{4 \cdot 1600} + 1250}{\sqrt{1250^2 + \frac{1050^2}{4}}} +$$

$$+ \frac{\frac{1050^2}{4 \cdot 1600}}{\sqrt{(1600 - 1250)^2 + \frac{1050^2}{4}}} = 1,322$$

$$(15.4) \quad b_s = \frac{\frac{s^2}{4e}}{\sqrt{p_s^2 + \frac{s^2}{4}}} + \frac{e - p_s + \frac{s^2}{4e}}{\sqrt{(e - p_s)^2 + \frac{s^2}{4}}} =$$

$$= \frac{\frac{1050^2}{4 \cdot 1600}}{\sqrt{1250^2 + \frac{1050^2}{4}}} +$$

$$+ \frac{1600 - 1250 + \frac{1050^2}{4 \cdot 1600}}{\sqrt{(1600 - 1250)^2 + \frac{1050^2}{4}}} = 0,955$$

Damit sind die Richtkräfte:

$$(15.5b) \quad R_{12} = 2 Q'_{12} \mu_s a_s = 2 \cdot 2050 \cdot 0,3 \cdot 1,322 = 1626 \text{ kp}$$

$$(15.5b) \quad R_{32} = 2 Q \mu_s a_s = 2 \cdot 1977 \cdot 0,3 \cdot 1,322 = 1568 \text{ kp}$$

$$(15.6b) \quad R_{21} = R_{41} = 2 Q \mu_s b_s = 2 \cdot 1977 \cdot 0,3 \cdot 0,955 = 1133 \text{ kp}$$

13.4 Kupplungskräfte nach Abschnitt 3.5

talseitig:

$$(16f) \quad P_t = G_{wt} (\sin \alpha - w) + b_{Bt} \left(\frac{G_{wt}}{g} + m_{rt} \right) +$$

$$+ V_{wt} - B_{wt} =$$

$$= 33000 \cdot (0,197 - 0,005) +$$

$$+ 1,98 \cdot \left(\frac{33000}{9,81} + 2000 \right) - 38400 = -21440 \text{ kp}$$

bergseitig:

$$(17f) \quad P_b = -G_{wb} (\sin \alpha - w) - b_{Bb} \left(\frac{G_{wb}}{g} + m_{rb} \right) -$$

$$- V_{wb} + B_{wb} =$$

$$= -41000 \cdot (0,197 - 0,005) -$$

$$- 1,98 \cdot \left(\frac{41000}{9,81} + 2000 \right) = -20107 \text{ kp}$$

Die Horizontalkomponenten der Kupplungskräfte sind

$$(18) \quad P_{ta} = P_t \sin \gamma_t = (-21440) \cdot (-0,035) = 750 \text{ kp}$$

$$(19) \quad P_{ba} = P_b \sin \gamma_b = (-20107) \cdot (-0,035) = 704 \text{ kp}$$

Die Vertikalkomponenten der Kupplungskräfte sind

$$P_{tv} = 0 \text{ (siehe 12.3.3)}$$

$$(21) \quad P_{bv} = P_b \sin \varepsilon_b = (-20107) \cdot 0,026 = -522 \text{ kp}$$

13.5 Windkraft nach Abschnitt 3.6

Windkraft tritt nach Annahme in Abschnitt 12.4 nicht auf.

14. Belastungen der Drehgestellauflage

14.1 Vertikale Belastungen nach Abschnitt 4.1

$$(25) \quad D_{10} = D_{20} = \frac{1}{2} G_{K3} \frac{a_b}{e_z} =$$

$$= \frac{1}{2} \cdot 12048 \cdot \frac{4100}{8200} = 3012 \text{ kp}$$

$$(26) \quad D_{30} = D_{40} = \frac{1}{2} G_{K3} \frac{a_t}{e_z} =$$

$$= \frac{1}{2} \cdot 12048 \cdot \frac{4100}{8200} = 3012 \text{ kp}$$

$$(27) \quad \Delta D_{11} = \Delta D_{21} = H_{K1} \frac{h_k - h_h}{2 e_z} =$$

$$= 2423 \cdot \frac{1500 - 360}{2 \cdot 8200} = 168 \text{ kp}$$

$$(28) \quad \Delta D_{31} = \Delta D_{41} = -H_{K1} \frac{h_k - h_h}{2 e_z} =$$

$$= -2423 \cdot \frac{1500 - 360}{2 \cdot 8200} = -168 \text{ kp}$$

$$(29) \quad \Delta D_{12} = \Delta D_{32} = H_{K2} \frac{h_k - h_q}{2 s} =$$

$$= 236 \cdot \frac{1500 - 295}{2 \cdot 1050} = 135 \text{ kp}$$

$$(30) \quad \Delta D_{22} = \Delta D_{42} = -H_{K2} \frac{h_k - h_q}{2 s} = \\ = -236 \cdot \frac{1500 - 295}{2 \cdot 1050} = -135 \text{ kp}$$

$$(31) \quad \Delta D_{13} = \Delta D_{23} = \frac{G_K b_{Bt} (h_k - h_h)}{2 g e_z} = \\ = \frac{12300 \cdot 1,98 \cdot (1500 - 360)}{2 \cdot 9,81 \cdot 8200} = 172 \text{ kp}$$

$$(32) \quad \Delta D_{33} = \Delta D_{43} = -\frac{G_K b_{Bt} (h_k - h_h)}{2 g e_z} = \\ = -\frac{12300 \cdot 1,98 \cdot (1500 - 360)}{2 \cdot 9,81 \cdot 8200} = -172 \text{ kp}$$

$\Delta D_{14} = \Delta D_{24} = \Delta D_{34} = \Delta D_{44} = 0$ (n. Annahme in Abschnitt 12.2)

$\Delta D_{15} = \Delta D_{25} = \Delta D_{35} = \Delta D_{45} = 0$ (n. Annahme in Abschnitt 12.4)

$$(37) \quad \Delta D_{16} = \Delta D_{26} = -P_{bv} \frac{a_{pb}}{2 e_z} = \\ = -(-522) \cdot \frac{1500}{2 \cdot 8200} = 48 \text{ kp}$$

$$(38) \quad \Delta D_{36} = \Delta D_{46} = P_{bv} \frac{a_{pb} + e_z}{2 e_z} = \\ = -522 \cdot \frac{1500 + 8200}{2 \cdot 8200} = -310 \text{ kp}$$

$\Delta D_{17} = \Delta D_{27} = \Delta D_{37} = \Delta D_{47} = 0$ wegen $P_{tr} = 0$

$$(41) \quad \Delta D_{18} = \Delta D_{28} = -(P_b - P_t) \frac{h_p - h_h}{2 e_z} = \\ = -[-20107 - (-21440)] \cdot \frac{720 - 360}{2 \cdot 8200} = \\ = -29 \text{ kp}$$

$$(42) \quad \Delta D_{38} = \Delta D_{48} = (P_b - P_t) \frac{h_p - h_h}{2 e_z} = \\ = [-20107 - (-21440)] \cdot \frac{720 - 360}{2 \cdot 8200} = 29 \text{ kp}$$

$$(43) \quad \Delta D_{19} = \Delta D_{39} = -(P_{bq} + P_{tq}) \frac{h_p - h_q}{2 s} = \\ = -(704 + 750) \cdot \frac{720 - 295}{2 \cdot 1050} = -294 \text{ kp}$$

$$(44) \quad \Delta D_{29} = \Delta D_{49} = (P_{bq} + P_{tq}) \frac{h_p - h_q}{2 s} = \\ = (704 + 750) \cdot \frac{720 - 295}{2 \cdot 1050} = 294 \text{ kp}$$

Da keine rotierende Massen abzubremsen sind, deren Reaktion sich auf die Drehgestellauflagen auswirkt, ist

$$\Delta D_{110} = \Delta D_{210} = \Delta D_{310} = \Delta D_{410} = 0$$

Gesamte vertikale Belastung der Drehpfannenauflagen:

$$(45.1) \quad D_1 = D_{10} + \Delta D_{11} + \dots + \Delta D_{110} = \\ = 3012 + 168 + 135 + 172 + 48 - 29 - 294 = \\ = 3212 \text{ kp}$$

$$(45.2) \quad D_2 = D_{20} + \Delta D_{21} + \dots + \Delta D_{210} = \\ = 3012 + 168 - 135 + 172 + 48 - 29 + 294 = \\ = 3530 \text{ kp}$$

$$(45.3) \quad D_3 = D_{30} + \Delta D_{31} + \dots + \Delta D_{310} = \\ = 3012 - 168 + 135 - 172 - 310 + 29 - 294 = \\ = 2232 \text{ kp}$$

$$(45.4) \quad D_4 = D_{40} + \Delta D_{41} + \dots + \Delta D_{410} = \\ = 3012 - 168 - 135 - 172 - 310 + 29 + 294 = \\ = 2550 \text{ kp}$$

14.2 Horizontale Belastungen der Drehgestellauflage in Fahrzeuglängsrichtung nach Abschnitt 4.2

In den folgenden Gleichungen werden bei D_{b1} und D_{b2} das Gewicht des bergseitigen Drehgestells ($G_{Db} = 1925 \text{ kg}$) sowie bei D_{t1} und D_{t2} das Gewicht des talseitigen Drehgestells ($G_{Dt} = 2075 \text{ kg}$) eingesetzt.

$$(46b) \quad D_{b1} = -G_{Db} (\sin \alpha - w) = -1925 \cdot (0,197 - 0,005) = -370 \text{ kp}$$

$$(47b) \quad D_{t1} = G_{Dt} (\sin \alpha - w) = 2075 \cdot (0,197 - 0,005) = 398 \text{ kp}$$

$$(48) \quad D_{b2} = -G_{Db} \frac{b_{Bt}}{g} = -1925 \cdot \frac{1,98}{9,81} = -388 \text{ kp}$$

$$(49) \quad D_{t2} = G_{Dt} \frac{b_{Bt}}{g} = 2075 \cdot \frac{1,98}{9,81} = 419 \text{ kp}$$

Die Bremskräfte an den Drehgestellen sind

$$(50b) \quad D_{b3} = B_b = 1030 \text{ kp}$$

$$(51b) \quad D_{t3} = B_t = -4270 \text{ kp}$$

$D_{b4} = D_{t4} = 0$, da Kupplungen am Wagenkasten angelehnt sind.

Damit ist

$$(54.1) \quad D_b = D_{b1} + D_{b2} + D_{b3} = -370 - 388 + 1030 = 272 \text{ kp}$$

$$(54.2) \quad D_t = D_{t1} + D_{t2} + D_{t3} = 398 + 419 - 4270 = -3453 \text{ kp}$$

14.3 Horizontale Belastung der Drehgestellaufage in Fahrzeugquerrichtung nach Abschnitt 4.3

$$(55) \quad D_{b11} = D_b \sin \varphi_b = 272 \cdot (-0,052) = -14 \text{ kp}$$

$$(56) \quad D_{t11} = D_t \sin \varphi_t = -3453 \cdot (-0,052) = 180 \text{ kp}$$

$$(57) \quad D_{b12} = -P_{tq} \frac{a_{pt}}{e_z} = -750 \cdot \frac{1500}{8200} = -137 \text{ kp}$$

$$(58) \quad D_{t12} = P_{tq} \frac{a_{pb} + e_z}{e_z} = \\ = 750 \cdot \frac{1500 + 8200}{8200} = 887 \text{ kp}$$

$$(59) \quad D_{b13} = P_{bq} \frac{a_{pb} + e_z}{e_z} =$$

$$= 704 \cdot \frac{1500 + 8200}{8200} = 833 \text{ kp}$$

$$(60) \quad D_{t13} = -P_{bq} \frac{a_{pt}}{e_z} = -704 \cdot \frac{1500}{8200} = -129 \text{ kp}$$

$D_{b14} = D_{t14} = 0$, da Kupplungen am Wagenkasten angelenkt sind

$D_{b15} = D_{t15} = 0$, da keine Windkraft vorhanden (siehe Abschnitt 12.4)

$D_{b16} = D_{t16} = 0$, da $v = 0$ (siehe Abschnitt 11.2)

$$(67) \quad D_{b17} = -H_{K2} \frac{a_t}{e_z} = -236 \cdot \frac{4100}{8200} = -118 \text{ kp}$$

$$(68) \quad D_{t17} = -H_{K2} \frac{a_b}{e_z} = -236 \cdot \frac{4100}{8200} = -118 \text{ kp}$$

Damit ist

$$(69.1) \quad D_{bq} = D_{b11} + \dots + D_{b17} = -14 - 137 + 833 - 118 = 564 \text{ kp}$$

$$(69.2) \quad D_{tq} = D_{t11} + \dots + D_{t17} = 180 + 887 - 129 - 118 = 820 \text{ kp}$$

15. Belastung der einzelnen Räder nach Abschnitt 5

15.1 Horizontale Belastung in Drehgestell-Querrichtung nach Abschnitt 5.1

Hierbei werden nur die positiven Werte berücksichtigt.

$$(70.2) \quad H_{12.1} = D_{tq} \frac{e_{b2}}{e} = 820 \cdot \frac{800}{1600} = 410 \text{ kp}$$

$$(70.4) \quad H_{22.1} = D_{tq} \frac{e_{t2}}{e} = 820 \cdot \frac{800}{1600} = 410 \text{ kp}$$

$$(70.6) \quad H_{32.1} = D_{bq} \frac{e_{b2}}{e} = 564 \cdot \frac{800}{1600} = 282 \text{ kp}$$

$$(70.8) \quad H_{42.1} = D_{bq} \frac{e_{t2}}{e} = 564 \cdot \frac{800}{1600} = 282 \text{ kp}$$

$H_{12.2} = H_{22.2} = H_{32.2} = H_{42.2} = 0$, da $v = 0$ (siehe Abschnitt 12.2)

$$(72.1) \quad H_{11.3} = H_{D2t} \frac{e_b}{e} = 40 \cdot \frac{800}{1600} = 20 \text{ kp}$$

$$(72.2) \quad H_{21.3} = H_{D2t} \frac{e_t}{e} = 40 \cdot \frac{800}{1600} = 20 \text{ kp}$$

$$(72.1) \quad H_{31.3} = H_{D2b} \frac{e_b}{e} = 36 \cdot \frac{800}{1600} = 18 \text{ kp}$$

$$(72.2) \quad H_{41.3} = H_{D2b} \frac{e_t}{e} = 36 \cdot \frac{800}{1600} = 18 \text{ kp}$$

$H_{11.4} \dots H_{42.4} = 0$, da Kupplungen am Fahrzeugkasten angelenkt sind. Der Auslenkwiderstand kann bei der vorliegenden Konstruktion vernachlässigt werden. Daher ist

$$H_{11.5} \dots H_{42.5} = 0.$$

Gesamte horizontale Belastung an den Radaufstandspunkten:

$$(74.1) \quad H_{11} = R_{11} + H_{11.1} + \dots + H_{11.5} = 20 \text{ kp}$$

$$(74.2) \quad H_{12} = R_{12} + H_{12.1} + \dots + H_{12.5} = 1626 + 410 = 2036 \text{ kp}$$

$$(74.3) \quad H_{21} = R_{21} + H_{21.1} + \dots + H_{21.5} = 1133 + 20 = 1153 \text{ kp}$$

$$(74.4) \quad H_{22} = R_{22} + H_{22.1} + \dots + H_{22.5} = 410 \text{ kp}$$

$$(74.5) \quad H_{31} = R_{31} + H_{31.1} + \dots + H_{31.5} = 18 \text{ kp}$$

$$(74.6) \quad H_{32} = R_{32} + H_{32.1} + \dots + H_{32.5} = 1568 + 282 = 1850 \text{ kp}$$

$$(74.7) \quad H_{41} = R_{41} + H_{41.1} + \dots + H_{41.5} = 1133 + 18 = 1151 \text{ kp}$$

$$(74.8) \quad H_{42} = R_{42} + H_{42.1} + \dots + H_{42.5} = 282 \text{ kp}$$

Die Werte für $R_{12} \dots R_{42}$ sind in Abschnitt 13.3 berechnet.

15.2 Statische vertikale Radlasten nach Abschnitt 5.2

Das talseitige Drehgestell unterscheidet sich vom bergseitigen durch das am talseitigen Radsatz angebrachte Bremszahnrad und die zugehörige Bremse. Alle diese Teile haben ein Gewicht von

$$\Delta G = 2075 - 1925 = 150 \text{ kp} \quad (\text{siehe 12.3.2})$$

und können als auf den talseitigen Radsatz konzentriert betrachtet werden. Damit können die Radlasten nach den Formeln (75.1) bis (75.8) mit dem Drehgestellgewicht des bergseitigen Drehgestells ($G_{Db} = 1925 \text{ kp}$) berechnet werden; die Radlasten am Radsatz 1 erhalten noch einen Zuschlag von $\Delta G/2$. Damit ist

$$(75.1) \quad Q_{11} = D_{10} \frac{e_{b1}}{e} + G_{D3b} \frac{e_b}{2e} + \frac{1}{2} \Delta G = 3012 \cdot \frac{800}{1600} + 1884 \cdot \frac{800}{2 \cdot 1600} + \frac{1}{2} \cdot 150 = 2052 \text{ kp}$$

$$(75.2) \quad Q_{12} = D_{20} \frac{e_{b1}}{e} + G_{D3b} \frac{e_b}{2e} + \frac{1}{2} \Delta G = 3012 \cdot \frac{800}{1600} + 1884 \cdot \frac{800}{2 \cdot 1600} + \frac{1}{2} \cdot 150 = 2052 \text{ kp}$$

$$(75.3) \quad Q_{21} = D_{10} \frac{e_{t1}}{e} + G_{D3b} \frac{e_t}{2e} = 3012 \cdot \frac{800}{1600} + 1884 \cdot \frac{800}{2 \cdot 1600} = 1977 \text{ kp}$$

$$(75.4) \quad Q_{22} = D_{20} \frac{e_{t1}}{e} + G_{D3b} \frac{e_t}{2e} = 3012 \cdot \frac{800}{1600} + 1884 \cdot \frac{800}{2 \cdot 1600} = 1977 \text{ kp}$$

$$(75.5) \quad Q_{31} = D_{30} \frac{e_{b1}}{e} + G_{D3b} \frac{e_b}{2e} = 3012 \cdot \frac{800}{1600} + 1884 \cdot \frac{800}{2 \cdot 1600} = 1977 \text{ kp}$$

$$(75.6) \quad Q_{32} = D_{40} \frac{e_{b1}}{e} + G_{D3b} \frac{e_b}{2e} = 3012 \cdot \frac{800}{1600} + 1884 \cdot \frac{800}{2 \cdot 1600} = 1977 \text{ kp}$$

$$(75.7) \quad Q_{41} = D_{30} \frac{e_{t1}}{e} + G_{D3b} \frac{e_t}{2e} = \\ = 3012 \cdot \frac{800}{1600} + 1884 \cdot \frac{800}{2 \cdot 1600} = 1977 \text{ kp}$$

$$(75.8) \quad Q_{42} = D_{40} \frac{e_{t1}}{e} + G_{D3b} \frac{e_t}{2e} = \\ = 3012 \cdot \frac{800}{1600} + 1884 \cdot \frac{800}{2 \cdot 1600} = 1977 \text{ kp}$$

15.3 Änderung der vertikalen Radlasten nach Abschnitt 5.3

15.3.1 Radlaständerungen durch Änderung der vertikalen Belastung der Drehgestellauflage

$$(76.1) \quad \Delta Q_{11.1} = (D_1 - D_{10}) \frac{e_{b1}}{e} = \\ = (3212 - 3012) \cdot \frac{800}{1600} = 100 \text{ kp}$$

$$(76.2) \quad \Delta Q_{12.1} = (D_2 - D_{20}) \frac{e_{b1}}{e} = \\ = (3530 - 3012) \cdot \frac{800}{1600} = 259 \text{ kp}$$

$$(76.3) \quad \Delta Q_{21.1} = (D_1 - D_{10}) \frac{e_{t1}}{e} = \\ = (3212 - 3012) \cdot \frac{800}{1600} = 100 \text{ kp}$$

$$(76.4) \quad \Delta Q_{22.1} = (D_2 - D_{20}) \frac{e_{t1}}{e} = \\ = (3530 - 3012) \cdot \frac{800}{1600} = 259 \text{ kp}$$

$$(76.5) \quad \Delta Q_{31.1} = (D_3 - D_{30}) \frac{e_{b1}}{e} = \\ = (2232 - 3012) \cdot \frac{800}{1600} = -390 \text{ kp}$$

$$(76.6) \quad \Delta Q_{32.1} = (D_4 - D_{40}) \frac{e_{b1}}{e} = \\ = (2550 - 3012) \cdot \frac{800}{1600} = -231 \text{ kp}$$

$$(76.7) \quad \Delta Q_{41.1} = (D_3 - D_{30}) \frac{e_{t1}}{e} = \\ = (2232 - 3012) \cdot \frac{800}{1600} = -390 \text{ kp}$$

$$(76.8) \quad \Delta Q_{42.1} = (D_4 - D_{40}) \frac{e_{t1}}{e} = \\ = (2550 - 3012) \cdot \frac{800}{1600} = -231 \text{ kp}$$

15.3.2 Radlaständerung durch den Hangabtrieb der Drehgestelle

Für diese Radlaständerungen wird angenommen, dass das nach Abschnitt 15.2 auf dem talseitigen Radsatz des talseitigen Drehgestells konzentriert gedachte Zusatzgewicht $\Delta G = 150 \text{ kp}$ keine Radlaständerungen am Radsatz 1 verursacht.

Daher wird der Hangabtrieb des bergseitigen Drehgestells für beide Drehgestelle eingesetzt.

$$(77.1) \quad \Delta Q_{11.2} = \Delta Q_{12.2} = \Delta Q_{31.2} = \Delta Q_{32.2} = H_{D1b} \frac{h_a}{2e} = \\ = 379 \cdot \frac{120}{2 \cdot 1600} = 14 \text{ kp}$$

$$(77.2) \quad \Delta Q_{21.2} = \Delta Q_{22.2} = \\ = \Delta Q_{41.2} = \Delta Q_{42.2} = -H_{D1b} \frac{h_a}{2e} = \\ = -379 \cdot \frac{120}{2 \cdot 1600} = -14 \text{ kp}$$

15.3.3 Radlaständerungen durch Fliehkraft

$\Delta Q_{11.3} = \Delta Q_{12.3} \dots \Delta Q_{42.3} = 0$ (nach Annahme in Abschnitt 11.2)

15.3.4 Radlaständerung durch horizontale Kräfte an der Drehgestellauflage

Diese Radlaständerungen werden vorerst für beide Drehgestelle berechnet und in Abschnitt 15.5 für das talseitige Drehgestell ergänzt.

$$(79.1) \quad \Delta Q_{11.4} = \Delta Q_{12.4} = -D_t \frac{h_h}{2e} = \\ = -(-3453) \cdot \frac{360}{2 \cdot 1600} = 388 \text{ kp}$$

$$(79.2) \quad \Delta Q_{21.4} = \Delta Q_{22.4} = D_t \frac{h_h}{2e} = \\ = -3453 \cdot \frac{360}{2 \cdot 1600} = -388 \text{ kp}$$

$$(79.3) \quad \Delta Q_{31.4} = \Delta Q_{32.4} = D_b \frac{h_h}{2e} = \\ = 272 \cdot \frac{360}{2 \cdot 1600} = 30 \text{ kp}$$

$$(79.4) \quad \Delta Q_{41.4} = \Delta Q_{42.4} = -D_b \frac{h_h}{2e} = \\ = -272 \cdot \frac{360}{2 \cdot 1600} = -30 \text{ kp}$$

$$(80.1) \quad \Delta Q_{11.5} = \Delta Q_{21.5} = -D_{tq} \frac{h_q}{2s} = \\ = -820 \cdot \frac{295}{2 \cdot 1050} = -115 \text{ kp}$$

$$(80.2) \quad \Delta Q_{12.5} = \Delta Q_{22.5} = D_{tq} \frac{h_q}{2s} = \\ = 820 \cdot \frac{295}{2 \cdot 1050} = 115 \text{ kp}$$

$$(80.3) \quad \Delta Q_{31.5} = \Delta Q_{41.5} = -D_{bq} \frac{h_q}{2s} = \\ = -564 \cdot \frac{295}{2 \cdot 1050} = -79 \text{ kp}$$

$$(80.4) \quad \Delta Q_{32.5} = \Delta Q_{42.5} = D_{bq} \frac{h_q}{2s} = \\ = 564 \cdot \frac{295}{2 \cdot 1050} = 79 \text{ kp}$$

15.3.5 Radlaständerungen durch Trägheitskräfte

Für diese Radlaständerungen wird angenommen, dass das nach Abschnitt 15.2 auf dem talseitigen Radsatz des talseitigen

Drehgestells konzentriert gedachte Zusatzgewicht $\Delta G = 150 \text{ kp}$ keine Radlaständerungen am Radsatz 1 verursacht. Daher wird die Trägheitskraft des bergseitigen Drehgestells für beide Drehgestelle eingesetzt.

$$(81.1) \quad \Delta Q_{11.6} = \Delta Q_{12.6} = \Delta Q_{31.6} = \Delta Q_{32.6} = \\ = G_{D2b} \frac{b_{Bt} h_a}{2 e g} = 1925 \cdot \frac{1,98 \cdot 120}{2 \cdot 1600 \cdot 9,81} = 15 \text{ kp}$$

$$(81.2) \quad \Delta Q_{21.6} = \Delta Q_{22.6} = \Delta Q_{41.6} = \Delta Q_{42.6} = \\ = -G_{D2b} \frac{b_{Bt} h_a}{2 e g} = -1925 \cdot \frac{1,98 \cdot 120}{2 \cdot 1600 \cdot 9,81} = \\ = -15 \text{ kp}$$

15.3.6 Radlaständerungen durch seitlichen Hangabtrieb

Für diese Radlaständerungen wird gemäss der Bemerkung in Abschnitt 15.3.2 das Gewicht des bergseitigen Drehgestells für beide Drehgestelle eingesetzt. Der seitliche Hangabtrieb des Zusatzgewichtes $\Delta G = 150 \text{ kp}$ verursacht Radlaständerungen am Radsatz 1:

$$\Delta Q'_{11.7} = \Delta G \sin \beta \frac{r}{s} = \\ = 150 \cdot 0,0192 \cdot \frac{330}{1050} = 1 \text{ kp}$$

$$\Delta Q'_{12.7} = -\Delta G \sin \beta \frac{r}{s} = \\ = -150 \cdot 0,0192 \cdot \frac{330}{1050} = -1 \text{ kp}$$

Diese Radlaständerungen können vernachlässigt werden. Damit wird

$$(82.1) \quad \Delta Q_{11.7} = \Delta Q_{21.7} = \\ = \Delta Q_{31.7} = \Delta Q_{41.7} = H_{D2b} \frac{h_a}{2 s} = \\ = 36 \cdot \frac{450}{2 \cdot 1050} = 8 \text{ kp}$$

$$(82.2) \quad \Delta Q_{12.7} = \Delta Q_{22.7} = \\ = \Delta Q_{32.7} = \Delta Q_{42.7} = -H_{D2b} \frac{h_a}{2 s} = \\ = -36 \cdot \frac{450}{2 \cdot 1050} = -8 \text{ kp}$$

15.3.7 Radlaständerung durch Auftrieb am Spurkranz

(nach Abschnitt 5.3.8)

Bedingungen für Horizontalkräfte:

$$(86.1b) \quad H'_{12} = H_{12} - H_{11} = 2036 - 20 = 2016 \text{ kp}$$

$$(86.2a) \quad H'_{21} = H_{21} - H_{22} = 1153 - 410 = 743 \text{ kp}$$

$$(86.3b) \quad H'_{32} = H_{32} - H_{31} = 1850 - 18 = 1832 \text{ kp}$$

$$(86.4a) \quad H'_{41} = H_{41} - H_{42} = 1151 - 282 = 869 \text{ kp}$$

Es zeigt sich, dass die nach Abschnitt 13.3 ermittelte Spiessgangstellung im Gleis erhalten bleibt. Dies ist aber nicht zwangsläufig der Fall; durch die anderen, in den Abschnitten 5.1.1 bis 5.1.6 behandelten Einflüsse können in anderen Fällen auch Freilauf, Aussenanlauf oder Innenanlauf der Radsätze auftreten.

Die Radlaständerungen werden vorerst für beide Drehgestelle berechnet und für das talseitige Drehgestell in Abschnitt 16.5 ergänzt.

$$(87.1b) \quad \Delta Q_{12.8} = -H'_{12}(\operatorname{tg} \delta + \mu_s) \\ = -2016 \cdot (0,532 + 0,3) = -1677 \text{ kp}$$

$$(87.2a) \quad \Delta Q_{21.8} = -H'_{21}(\operatorname{tg} \delta + \mu_s) \\ = -743 \cdot (0,532 + 0,3) = -618 \text{ kp}$$

$$(87.3b) \quad \Delta Q_{32.8} = -H'_{32}(\operatorname{tg} \delta + \mu_s) \\ = -1832 \cdot (0,532 + 0,3) = -1524 \text{ kp}$$

$$(87.4a) \quad \Delta Q_{41.8} = -H'_{41}(\operatorname{tg} \delta + \mu_s) \\ = -869 \cdot (0,532 + 0,3) = -723 \text{ kp}$$

15.3.8 Andere Radlaständerungen

Radlaständerungen durch Reaktionen rotierender Massen treten nicht auf. Daher sind

$$\Delta Q_{11.9} = \Delta Q_{12.9} = \dots = \Delta Q_{42.9} = 0$$

Weiter sind

$$\Delta Q_{11.10} = \Delta Q_{12.10} = \dots = \Delta Q_{42.10} = 0,$$

$$\Delta Q_{11.11} = \Delta Q_{12.11} = \dots = \Delta Q_{42.11} = 0,$$

da die Kupplungen am Fahrzeugkasten angelenkt sind.

15.3.9 Gesamte vertikale Radlaständerungen

$$(90.1) \quad \Delta Q_{11} = \Delta Q_{11.1} + \dots + \Delta Q_{11.11} = \\ = 100 + 14 + 388 - 115 + 15 + 8 = 410 \text{ kp}$$

$$(90.2) \quad \Delta Q_{12} = \Delta Q_{12.1} + \dots + \Delta Q_{12.11} = \\ = 259 + 14 + 388 + 115 + 15 - 8 - 1677 = \\ = -894 \text{ kp}$$

$$(90.3) \quad \Delta Q_{21} = \Delta Q_{21.1} + \dots + \Delta Q_{21.11} = \\ = 100 - 14 - 388 - 115 - 15 + 8 - 618 = \\ = -1042 \text{ kp}$$

$$(90.4) \quad \Delta Q_{22} = \Delta Q_{22.1} + \dots + \Delta Q_{22.11} = \\ = 259 - 14 - 388 + 115 - 15 - 8 = -51 \text{ kp}$$

$$(90.5) \quad \Delta Q_{31} = \Delta Q_{31.1} + \dots + \Delta Q_{31.11} = \\ = -390 + 14 + 30 - 79 + 15 + 8 = -402 \text{ kp}$$

$$(90.6) \quad \Delta Q_{32} = \Delta Q_{32.1} + \dots + \Delta Q_{32.11} = \\ = -231 + 14 + 30 + 79 + 15 - 8 - 1524 = \\ = -1625 \text{ kp}$$

$$(90.7) \quad \Delta Q_{41} = \Delta Q_{41.1} + \dots + \Delta Q_{41.11} = \\ = -390 - 14 - 30 - 79 - 15 + 8 - 723 = \\ = -1243 \text{ kp}$$

$$(90.8) \quad \Delta Q_{42} = \Delta Q_{42.1} + \dots + \Delta Q_{42.11} = \\ = -231 - 14 - 30 + 79 - 15 - 8 = -219 \text{ kp}$$

15.4 Effektive Radlasten

$$(91.1) \quad R_{e11} = Q_{11} + \Delta Q_{11} = 2052 + 410 = 2462 \text{ kp}$$

$$(91.2) \quad R_{e12} = Q_{12} + \Delta Q_{12} = 2052 - 894 = 1158 \text{ kp}$$

$$(91.3) \quad R_{e21} = Q_{21} + \Delta Q_{21} = 1977 - 1042 = 935 \text{ kp}$$

$$(91.4) \quad R_{e22} = Q_{22} + \Delta Q_{22} = 1977 - 51 = 1926 \text{ kp}$$

$$(91.5) \quad R_{e31} = Q_{31} + \Delta Q_{31} = 1977 - 402 = 1575 \text{ kp}$$

$$(91.6) \quad R_{e32} = Q_{32} + \Delta Q_{32} = 1977 - 1625 = 352 \text{ kp}$$

$$(91.7) \quad R_{e41} = Q_{41} + \Delta Q_{41} = 1977 - 1243 = 734 \text{ kp}$$

$$(91.8) \quad R_{e42} = Q_{42} + \Delta Q_{42} = 1977 - 219 = 1758 \text{ kp}$$

15.5 Statische Radlasten in der Horizontalen

Nach den Erläuterungen in Abschnitt 15.2 ist:

$$(92) \quad R_{011} = R_{012} = \frac{1}{8} \cdot G_K + \frac{1}{4} \cdot G_{Db} + \frac{1}{2} \cdot \Delta G \\ = \frac{1}{8} \cdot 12300 + \frac{1}{4} \cdot 1925 + \frac{1}{2} \cdot 150 \\ = 2095 \text{ kp}$$

$$(92) \quad R_{021} = R_{022} = R_{031} = R_{032} = R_{041} = R_{042} \\ = \frac{1}{8} \cdot G_K + \frac{1}{4} \cdot G_{Db} \\ = \frac{1}{8} \cdot 12300 + \frac{1}{4} \cdot 1925 = 2020 \text{ kp}$$

15.6 Sicherheitskoeffizient

$$(93.1) \quad S_{11} = \frac{R_{011}}{R_{011} - R_{e11}} = \frac{2095}{2095 - 2462} = (-5,70)$$

$$(93.2) \quad S_{12} = \frac{R_{012}}{R_{012} - R_{e12}} = \frac{2095}{2095 - 1158} = 2,23$$

$$(93.3) \quad S_{21} = \frac{R_{021}}{R_{021} - R_{e21}} = \frac{2020}{2020 - 935} = 1,86$$

$$(93.4) \quad S_{22} = \frac{R_{022}}{R_{022} - R_{e22}} = \frac{2020}{2020 - 1926} = 21,50$$

$$(93.5) \quad S_{31} = \frac{R_{031}}{R_{031} - R_{e31}} = \frac{2020}{2020 - 1575} = 4,55$$

$$(93.6) \quad S_{32} = \frac{R_{032}}{R_{032} - R_{e32}} = \frac{2020}{2020 - 352} = 1,21$$

$$(93.7) \quad S_{41} = \frac{R_{041}}{R_{041} - R_{e41}} = \frac{2020}{2020 - 734} = 1,57$$

$$(93.8) \quad S_{42} = \frac{R_{042}}{R_{042} - R_{e42}} = \frac{2020}{2020 - 1758} = 7,70$$

Die Sicherheitskoeffizienten $S_{11} \dots S_{22}$ werden im folgenden Abschnitt 16. noch korrigiert (s. Abschnitt 16.8).

Bemerkungen:

Der Sicherheitskoeffizient S_{11} ist negativ; dies bedeutet, dass der Radsatz 1 zusätzlich belastet wird. Eine Entgleisungsgefahr besteht nicht.

Der Wert S_{32} liegt unter dem zulässigen Wert für die Entgleisungssicherheit. Da das betrachtete Fahrzeug einfach aufgebaut ist, brauchten keine weitgehenden Vereinfachungen während der Rechnung getroffen zu werden. Es ist unwahrscheinlich, dass eine genaue Berechnung eine um oder über dem zulässigen Wert von 1,4 liegende Sicherheit bringt.

Im Rahmen des vorliegenden Beispiels wird daher auf eine Neuberechnung verzichtet; in einem konkreten Anwendungsfall könnten eine Konstruktionsänderung vorgesehen und eine entsprechende Neuberechnung durchgeführt werden.

Die berechneten Sicherheitskoeffizienten beziehen sich auf das Fahrzeug als Adhäsionsfahrzeug. Im folgenden Abschnitt wird der Einfluss des Bremszahnrades für den Radsatz 1 behandelt.

16. Berechnung für den Zahnradanteil

Die Berechnung des Einflusses des Bremszahnrades an Radsatz 1 erfolgt nach Teil 3, Abschnitte 8 und 9; das Bremszahnrad hat nach der Definition im 1. Teil, Abschnitt 2.6.3 die Nummer I.

16.1 Zahnkraft nach Abschnitt 8.1

$$(131b) \quad Z = B_F - B_a = 5300 - 2060 = 3240 \text{ kp}$$

16.2 Vorgänge am Zahnrad nach Abschnitt 8.2

$$(132) \quad A'_{11} = Z \operatorname{tg} \alpha_z = 3240 \cdot 0,268 = 868 \text{ kp}$$

$$(133) \quad A'_{12} = Z \mu_z = 3240 \cdot 0,15 = 486 \text{ kp}$$

$$(134) \quad R_Z = Z \mu_z = 486 \text{ kp}$$

Für die weitere Berechnung im Rahmen des vorliegenden Beispiels wird eingesetzt:

$$\mu_1 = \mu_2 = \frac{\mu_z}{\sqrt{2}} = \frac{0,15}{\sqrt{2}} = 0,106$$

Damit ist

$$(136.4) \quad \begin{cases} \mu_1^2 + \mu_2^2 = 0,106^2 + 0,106^2 = 0,0225 \\ \mu_z^2 = 0,15^2 = 0,0225 \end{cases}$$

mit diesen Werten wird

$$(136.1) \quad A'_{12} = Z \mu_1 = 3240 \cdot 0,106 = 343 \text{ kp}$$

$$(136.2) \quad H_Z = Z \mu_2 = 3240 \cdot 0,106 = 343 \text{ kp}$$

16.3 Zahnkräfte nach Abschnitt 9.1

$$(137.b) \quad Z_1 = Z = 3240 \text{ kp}$$

16.4 Zusätzliche Horizontalbelastung nach Abschnitt 9.2

$$(138.1) \quad H_{11.21} = -Z_1 \mu_2 \frac{e_z + a_{zb}}{e} = -Z_1 \cdot \mu_2 = \\ = -3240 \cdot 0,106 = -343 \text{ kp}$$

$$(138.1) \quad H_{12.21} = Z_1 \mu_2 \frac{e_z + a_{zb}}{e} = Z_1 \cdot \mu_2 = \\ = 3240 \cdot 0,106 = 343 \text{ kp}$$

Da $H_{11.21} = 0$ gesetzt wird, ist $H_{11.0} = H_{11} = 20 \text{ kp}$ (s. Absch. 15.1).

$$(140.2) \quad H_{12.0} = H_{12} + H_{12.21} = 2036 + 343 = 2379 \text{ kp}$$

16.5 Änderung der vertikalen Radlasten nach Abschnitt 9.3

$$(141.1) \quad \Delta Q_{11.31} = \Delta Q_{12.31} = -D_t \frac{h_h - z}{2e} = \\ = -(-3453) \cdot \frac{360 - 60}{2 \cdot 1600} = 324 \text{ kp}$$

$$(141.2) \quad \Delta Q_{21.31} = \Delta Q_{22.31} = D_t \frac{h_h - z}{2e} = \\ = -3453 \cdot \frac{360 - 60}{2 \cdot 1600} = -324 \text{ kp}$$

Radlaständerungen durch Auftrieb am Spurkranz:

$$(142.1b) \quad H'_{12.0} = H_{12.0} - H_{11.0} = 2379 - 20 = 2359 \text{ kp}$$

$$(143.1b) \quad \Delta Q_{12.32} = -H'_{12.0} (\operatorname{tg} \delta + \mu_s) = \\ = -2359 \cdot (0,532 + 0,3) = -1963 \text{ kp}$$

$$\Delta Q_{21.32} = \Delta Q_{21.8} = -618 \text{ kp}$$

Zahnauftrieb nach Abschnitt 9.3.4.1

$$(144.1) \quad A_1 = Z_1 (\operatorname{tg} \alpha_z + \mu_1) = \\ = 3240 \cdot (0,268 + 0,106) = 1212 \text{ kp}$$

$$(145.1) \quad \Delta Q_{11.33} = \Delta Q_{12.33} = -A_1 \frac{e_z + a_{zb}}{2 e} = \\ = -1212 \cdot \frac{1600}{2 \cdot 1600} = -606 \text{ kp}$$

Gesamte vertikale Radlaständerung nach Abschnitt 9.3.5.
Die gesamte vertikale Radlaständerung wird für die Räder 11 bis 22 neu berechnet:

$$(147.1) \quad \Delta Q_{11.0} = \Delta Q_{11.1} + \dots + \Delta Q_{11.11} + \\ + \Delta Q_{11.31} + \dots + \Delta Q_{11.33} = \\ = 100 + 14 - 115 + 15 + 8 + 324 - 606 = \\ = -260 \text{ kp}$$

$$(147.2) \quad \Delta Q_{12.0} = \Delta Q_{12.1} + \dots + \Delta Q_{12.11} + \\ + \Delta Q_{12.31} + \dots + \Delta Q_{12.33} = \\ = 259 + 14 + 115 + 15 - 8 + 324 - 1963 = \\ = -606 = -1850 \text{ kp}$$

$$(147.3) \quad \Delta Q_{21.0} = \Delta Q_{21.1} + \dots + \Delta Q_{21.11} + \\ + \Delta Q_{21.31} + \dots + \Delta Q_{21.33} = \\ = 100 - 14 - 115 - 15 + 8 - 324 - 618 = \\ = -978 \text{ kp}$$

$$(147.4) \quad \Delta Q_{22.0} = \Delta Q_{22.1} + \dots + \Delta Q_{22.11} + \\ + \Delta Q_{22.31} + \dots + \Delta Q_{22.33} = \\ = 259 - 14 + 115 - 15 - 8 - 324 = 13 \text{ kp}$$

16.6 Effektive Radlasten

$$(148.1) \quad R_{e11.0} = Q_{11} + \Delta Q_{11.0} = 2052 - 260 = 1792 \text{ kp} \\ (148.2) \quad R_{e12.0} = Q_{12} + \Delta Q_{12.0} = 2052 - 1850 = 202 \text{ kp} \\ (148.3) \quad R_{e21.0} = Q_{21} + \Delta Q_{21.0} = 1977 - 978 = 999 \text{ kp} \\ (148.4) \quad R_{e22.0} = Q_{22} + \Delta Q_{22.0} = 1977 + 13 = 1990 \text{ kp}$$

16.7 Statische Radlast in der Horizontalen

Nach Berechnung in Abschnitt 15.5:

$$R_{011} = R_{012} = 2095 \text{ kp} \\ R_{021} = R_{022} = 2020 \text{ kp}$$

16.8 Sicherheitskoeffizient

$$(149.1) \quad S_{11.0} = \frac{R_{011}}{R_{011} - R_{e11.0}} = \frac{2095}{2095 - 1792} = 6,90 \\ (149.2) \quad S_{12.0} = \frac{R_{012}}{R_{012} - R_{e12.0}} = \frac{2095}{2095 - 202} = 1,11 \\ (149.3) \quad S_{21.0} = \frac{R_{021}}{R_{021} - R_{e21.0}} = \frac{2020}{2020 - 999} = 1,99 \\ (149.4) \quad S_{22.0} = \frac{R_{022}}{R_{022} - R_{e22.0}} = \frac{2020}{2020 - 1990} = 68$$

Die Sicherheitskoeffizienten für die Räder 31 bis 42 sind dem Abschnitt 15.6 zu entnehmen ($S_{31} \dots S_{42}$).

Bemerkungen:

Der Wert $S_{12.0}$ liegt so weit unter dem zulässigen Grenzwert von 1,4, dass eine Neuberechnung mit verfeinerten Rechnungsmethoden kaum sinnvoll erscheint. Die betrachtete Zugskomposition (siehe Abschnitt 11) kann damit nicht zugelassen werden. In einem konkreten Anwendungsfall könnte eine Konstruktionsänderung vorgesehen und eine entsprechende Neuberechnung durchgeführt werden.

17. Schlussbemerkung

Das berechnete Beispiel zeigt sehr deutlich, dass bei jedem Rechnungsschritt Überlegungen anzustellen sind, ob die entsprechenden Formeln gültig sind oder durch andere, unter Umständen neu abzuleitende Formeln ersetzt werden müssen. Diese Überlegungen für den konkreten Fall können auch auf Berechnungswege führen, die von dem in den Abschnitten 1 bis 8 gegebenen Verfahren abweichen.

Sind alle Angaben zum betrachteten Fahrzeug, zu den anderen im Zugverband laufenden Fahrzeugen und zum Gleiskörper bekannt, so kann eine Entgleisungssicherheits-Berechnung nach dem beschriebenen Verfahren durchgeführt werden. Für einen geübten Techniker dürfte die reine Rechenzeit bei etwa 12 h unter Verwendung eines Rechenschiebers und bei etwa 6 h liegen, wenn eine Tischrechenmaschine eingesetzt wird. Für allenfalls nötige schriftliche Bemerkungen muss zusätzlich Zeit aufgewendet werden.

Sollen einzelne Parameter variiert werden, so kann bei Einsatz einer Tischrechenmaschine mit etwa 20 min Rechenzeit je variiertem Parameter angenommen werden; dabei ist unerheblich, ob von einem neu eingesetzten Parameter ausgehend die Entgleisungssicherheit berechnet oder der für einen geforderten Sicherheitskoeffizienten nötige Wert eines Parameters ermittelt wird.

Dieser verhältnismäßig geringe Zeitaufwand erlaubt es, z.B. bei der Projektierung von Zahnradbahn-Fahrzeugen schnell die wesentlichen Konstruktionsmerkmale herauszuarbeiten und damit von Anfang an realisierbare Fahrzeuge offerieren, diskutieren und konstruieren zu können. Auch eine schnelle Ermittlung möglicher Zugskompositionen ist möglich.

Zusammenfassung

Die vorliegende Arbeit befasst sich mit der rechnerischen Ermittlung der Entgleisungssicherheit von Schienenfahrzeugen. Alle Gegebenheiten, die die Entgleisungssicherheit beeinflussen, werden einzeln erläutert und, auf die Radbelastung bezogen, in Formeln dargestellt; daraus ergibt sich ein mit einfachen Mitteln anwendbares Berechnungsverfahren.

Die ersten beiden Teile der Arbeit behandeln die Entgleisungssicherheit von Adhäsionsfahrzeugen, der dritte bringt die zusätzlichen Einflüsse bei Zahnradbahnen, und der vierte zeigt die Anwendung des Verfahrens an einem Beispiel.

Résumé

Cet exposé se réfère au calcul de la sécurité contre le déraillement de matériel ferroviaire. Tous les facteurs, pouvant influencer la sécurité contre le déraillement, sont traités séparément et exprimés en formules en fonction de la charge par roue. Il en résulte une méthode de calcul simple.

Les deux premières parties de l'exposé traitent la sécurité contre le déraillement de véhicules à adhérence, la troisième tient compte des influences additionnelles sur la crémaillère et la quatrième montre l'application du procédé par un exemple.

Summary

This report concerns the calculation of security against derailment of railway vehicles. All factors which influence the security against derailment are dealt with separately and exhibited in formulas in function of the wheel load. A simple method of calculation is the result.

The first two parts of the report refer to the security against derailment of adhesion vehicles, the third takes into account the additional influences in rack and pinion operation, and the forth shows the application of the method.

Resumen

El presente trabajo se refiere a la determinación teórica de la seguridad contra el descarrilamiento de vehículos ferroviarios. Todos los datos que influencian la seguridad contra el descarrilamiento vienen detallados, especificados en fórmulas y referenciados a la carga sobre los ejes; de ahí se obtiene un proceso sencillo para la aplicación del sistema de cálculo.

Las dos primeras partes de este trabajo tratan de la seguridad contra el descarrilamiento de vehículos de adhesión, la tercera se refiere a la influencia adicional en los ferrocarriles de cremallera, y la cuarta parte presenta un ejemplo de este procedimiento de cálculo.

Adresse des Verfassers: Hans-Hermann Pribnow, Dipl.-Ing., in Firma Schindler Waggon AG, 4133 Pratteln.

Zum Rücktritt von Baudirektor Max von Tobel

DK 62

Der Direktor der eidg. Bauten, dipl. Architekt BSA/SIA *Max von Tobel*, ist altershalber von seinem Posten zurückgetreten. 1907 als Bürger von Hombrechtikon ZH und Bern geboren, studierte er 1926–1930 Architektur an der ETH Zürich. Nach einem Aufenthalt bei den Architekten Le Corbusier und P. Jeanneret in Paris, wo er das Projekt für den Schweizer Pavillon an der Cité Universitaire in Paris bearbeitete, war er 14 Jahre in der Privatwirtschaft tätig; er befasste sich vorwiegend mit Wohn-, Industrie- und Verwaltungsbauten. 1946 trat er in die Sektion Hochbau der Generaldirektion SBB ein, die er von 1949 bis zu seinem Übertritt in die Direktion der eidg. Bauten im Jahre 1962 leitete. Am 1. April 1963 erfolgte seine Wahl zum Direktor der eidg. Bauten.

In seiner zehnjährigen Amtszeit hatte sich Baudirektor von Tobel mit einer Reihe grosser Bauaufgaben zu befassen: PTT-Zentren Lausanne-Gare, Bern-Schanzenpost, Bern-Ostermundigen; Zollanlage Chiasso; Alkohollager Dailens; Neubau Botschaft London; Verwaltungsgebäude der Generaldirektion PTT in Bern und des Bundes an der Taubenhalde in Bern; landwirtschaftliche Forschungsanstalten in Zürich-Reckenholz, Grangeneuve FR und Changins VD; drei Armeemotorfahrzeugparks und mehrere unterirdische Anlagen; Waffenplätze Bure, Bremgarten AG, Drogrens FR, Wangen a.A. und Isone. Die gewichtigsten Bauaufgaben dieser Zeit betrafen den Weiterausbau der ETH Zürich und der mit ihr verbundenen Anstalten im ETH-Zentrum auf dem Hönggerberg, in Würenlingen, Villigen und Dübendorf sowie den Ausbau der ETH Lausanne und die Schaffung ihrer

neuen Anlagen in Ecublens. Für diese Aufgaben haben die Eidgenössischen Räte in den Jahren 1963 bis 1970 Kredite im Betrag von rund 880 Mio Fr. bewilligt, während eine weitere Kreditvorlage von rund 583 Mio Fr. eben im Ständerat behandelt worden ist.

Nebst der Bewältigung dieses Bauvolumens hat sich Baudirektor von Tobel zielbewusst für eine zeit- und kosten sparende Rationalisierung im Bauwesen eingesetzt. Im technischen Sektor entstanden Typenpläne für Laborgebäude, Kasernen- und Ausbildungsanlagen, Lager- und Mehrzweckhallen, unter- und oberirdische Munitionsmagazine, geschützte Operationstrakte, Sendeantennen und Telefonzentralen der PTT usw. Im administrativen Sektor erfolgte die Einführung des Baukostenplanes (welcher eine einheitliche Gliederung und bessere Transparenz der Baukosten ermöglicht) und der Normpositionenkataloge (Vereinfachung der Ausschreibung und der Abrechnung). Ferner war Baudirektor von Tobel massgebend an der Ausarbeitung der neuen Submissionsverordnung des Bundes vom 31.3.1971 beteiligt, die zu einer fühlbaren Liberalisierung der Wettbewerbsbedingungen und zu einer weitgehenden Gleichstellung der vergebenden Stellen des Bundes mit privaten Bauherren führte.

Die Bemühungen des scheidenden Baudirektors um eine bessere Koordination des Bauwesens des Bundes führten 1968 zur Schaffung der Konferenz der Bauorgane des Bundes, die er seither präsidierte. Ferner wirkte er bei der Revision verschiedener Normen und Richtlinien von Fachverbänden persönlich mit.

Vorschau auf die Elektrizitätsversorgung der Schweiz 1972-1980

DK 620.9

Seit zehn Jahren orientieren die grossen Produktionswerke der schweizerischen Elektrizitätswirtschaft Behörden und Öffentlichkeit in bestimmten Zeitabständen über den gegenwärtigen Stand und die Massnahmen, die zur langfristigen Bedarfsdeckung an elektrischer Energie notwendig sind. Im Jahre 1963 wurde der erste derartige Informationsbericht vorgelegt.¹⁾ Zu den zehn Werken, die ihn verfasst hatten, gehören die sechs Überlandwerke Aare-Tessin (ATEL), Bernische Kraftwerke (BKW), Centralschweizerische Kraftwerke (CKW), Elektrizitätsgesellschaft Laufenburg (EGL), SA l'Energie de l'Ouest-Suisse (EOS), Nordostschweizerische Kraftwerke (NOK) und die drei Städtewerke Basel, Bern und Zürich sowie die Schweizerischen Bundesbahnen (SBB).

Nach weiteren ergänzenden Berichten, welche in den Jahren 1965 und 1968 erschienen sind, liegt nun der *vierte Bericht* vor. Darin wird die Untersuchung über den voraussichtlichen Elektrizitätsverbrauch und dessen Deckung fort-

geführt. Die Studie erstreckt sich über einen Zeitraum, der bis ins Jahr 1980 reicht und sehr konkrete Probleme bringen wird.

Betrachtet man den Verbrauchszuwachs in den letzten zehn Jahren, so liegen die Durchschnittswerte des jährlichen Anstiegs für die ganzen Jahre bei 4,5%, für die Winterhalbjahre bei 5,1% und für die Sommerhalbjahre bei 4,1%. Auf Grund der durchgeführten Untersuchungen ist es gegeben, auch in den nächsten Jahren mit Zuwachsraten zwischen 5 und 5,5% für die Winterhalbjahre und zwischen 4 und 4,5% für die Sommerhalbjahre zu rechnen. Wesentlichste Einflussgrösse auf die Nachfrage nach elektrischer Energie wird die allgemeine Entwicklung der schweizerischen Volkswirtschaft sein. Von erheblicher Bedeutung ist sodann die Preisentwicklung substitutiv verwendbarer anderer Energieträger, der Zwang zur Rationalisierung in der Industrie wie auch der steigende Verbrauch in den Haushalten als Folge des höheren Lebensstandards und der höheren persönlichen Bedürfnisse. Nicht zuletzt ist auch auf die sehr hohe Steigerungsrate des Elektrizitätsverbrauchs im Dienstleistungssektor hinzuweisen.

¹⁾ Er erschien unter dem Titel: Über die Eingliederung der ersten Atomkraftwerke in die Schweizerische Energiewirtschaft in SBZ 81 (1963) H. 52, S. 907-910.