Ein Verfahren zur Berechnung der Entgleisungssicherheit von Schienenfahrzeugen. Teil III: Beispiel zur Berechnung

Autor(en): **Pribnow, Hans-Hermann**

Objekttyp: **Article**

Zeitschrift: **Schweizer Ingenieur und Architekt**

Band (Jahr): **102 (1984)**

Heft 7

PDF erstellt am: **28.03.2024**

Persistenter Link: https://doi.org/10.5169/seals-75408

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Inhalten der Zeitschriften. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern.
Die auf der Plattform e-periodica veröffentlichten Dokumente stehen für nicht-kommerzielle Zwecke in Lehre und Forschung sowie für die private Nutzung frei zur Verfügung. Einzelne Dateien oder Ausdrucke aus diesem Angebot können zusammen mit diesen Nutzungsbedingungen und den korrekten Herkunftsbezeichnungen weitergegeben werden.
Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. Die systematische Speicherung von Teilen des elektronischen Angebots auf anderen Servern bedarf ebenfalls des schriftlichen Einverständnisses der Rechteinhaber.

Haftungsausschluss

Alle Angaben erfolgen ohne Gewähr für Vollständigkeit oder Richtigkeit. Es wird keine Haftung übernommen für Schäden durch die Verwendung von Informationen aus diesem Online-Angebot oder durch das Fehlen von Informationen. Dies gilt auch für Inhalte Dritter, die über dieses Angebot zugänglich sind.

Ein Dienst der *ETH-Bibliothek*
ETH Zürich, Rämistrasse 101, 8092 Zürich, Schweiz, www.library.ethz.ch

http://www.e-periodica.ch

Ein Verfahren zur Berechnung der Entgleisungssicherheit von Schienenfahrzeugen – Teil III

Beispiel zur Berechnung

Von Hans-Hermann Pribnow, Nussbaumen (AG)
(Teil II vgl. H. 5/84)

15 Beispiel zur Berechnung

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

Auf einer Zahnstangenstrecke mit 200 ‰ Neigung in einer auslaufenden überhöhten Kurve von 80 m Radius fährt ein Zug talwärts. Der Zug (Bild 15) besteht aus zwei Triebwagen *TW* und einem zwischengekuppelten Beiwagen *BW*. 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. Wegen eines technischen Fehlers sprechen die Bremsen des bergseitigen Triebwagens nicht an, das Fahrzeug läuft ungebremst auf. Am Beiwagen tritt die volle Bremskraft auf. Die Aufgabe besteht darin, die Entgleisungssicherheit des Beiwagens zu ermitteln.

In der nachfolgenden Berechnung sind die gleichen Bezeichnungen verwendet wie in den theoretischen Betrachtungen in den Abschnitten 1 bis 13. Die Gleichungen werden mit den gleichen Nummern bezeichnet.

15.1 Daten für die Berechnung

15.1.1 Daten der Stelle im Gleis nach Abschnitt 2.2

$R = 80$ m
$\alpha = 11°20'$, $\tan\alpha = 0{,}2$, $\sin\alpha = 0{,}197$, $\cos\alpha = 0{,}9805$
$\beta = 1°06'$, $\sin\beta = 0{,}0192$, $\cos\beta = 0{,}999$
$\beta_1 = \beta_2 = 0{,}001$
$z = 60$ mm
$\alpha_z = 15°$, $\tan\alpha_z = 0{,}268$
$\sigma = 9$ mm

15.1.2 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

$B_g = 437000$ N $B_{wt} = 384000$ N

Weitere Daten nach getrennten Berechnungen

$G_g = 90300$ kg $m_{rg} = 40700$ kg
$G_{wt} = 33000$ kg $m_{rt} = 20000$ kg
$G_{wb} = 41000$ kg $m_{rb} = 20000$ kg

Da nach obiger Bemerkung der Zug kurz vor dem Stillstand betrachtet wird, ist

$v_F = 0$ m/s.

15.1.3 Daten des betrachteten Fahrzeugs nach Abschnitt 2.4

Das betrachtete Fahrzeug ist der Beiwagen. Er besitzt nur ein Bremszahnrad auf dem talseitigen Radsatz des talseitigen Drehgestells, hat damit also verschiedene Drehgestelle. Diese werden im folgenden mit «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 Fahrzeugkästen angelenkt und bilden im gekuppelten Zustand eine starre Verbindung zwischen den Anlenkpunkten.

Bremskräfte
$B_a = 20600$ N $B_F = 53000$ N
$B_b = 10300$ N $B_t = 42700$ N

$B_1 = B_2 = B_3 = B_4 = \frac{1}{4} B_a = 5150$ N

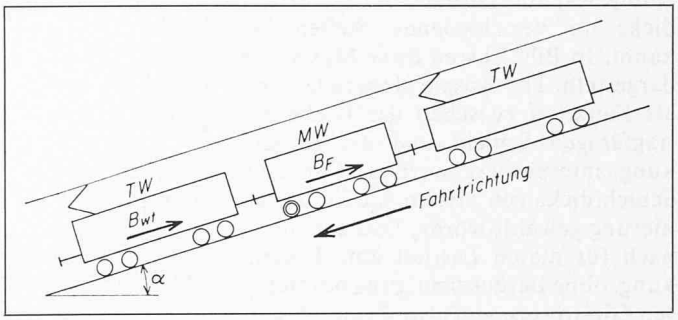


Bild 15. Schema der Zugkomposition des Berechnungsbeispiels

Gewichte und Massen
$G_K = 12300$ kg
$G_{Dt} = 2075$ kg (talseitig) $G_{Db} = 1925$ kg (bergseitig)
$m_r' = 700$ kg

Angriffswinkel der Kupplungskräfte

Aus hier nicht wiedergegebenen zeichnerischen Untersuchungen ergibt sich

$\gamma_b = \gamma_t = -2°$, $\sin\gamma_b = \sin\gamma_t = -0{,}035$
$\varepsilon_b = 1°30'$, $\sin\varepsilon_b = 0{,}026$
$\varepsilon_t = 0°$.

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.

Daten und 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 und F_s nicht bestimmt zu werden.

Die Ausdrehwinkel der Drehgestelle sind

$\varphi_b = \varphi_t = -3°$, $\sin\varphi_b = \sin\varphi_t = -0{,}052$.

Die Torsionssteifigkeit des Fahrzeugkastens ist

$c_t = 3000$ N/mm.

Daten und Abmessungen am Drehgestell

$2a = 1600$ mm $h_d = 450$ mm
$e_b = e_t = 800$ mm $2s = 1050$ mm
$e_{b1} = e_{t1} = e_{b2} = e_{t2} = 800$ mm $t_1 = 0$
$c_r = \infty$ (Drehgestellrahmen steif angenommen)
$\delta = 62°$, $\tan\delta = 1{,}881$, $\operatorname{ctg}\delta = 0{,}532$
$r = 330$ mm $r_z = 270$ mm

Die vorstehenden Daten sind für beide Drehgestelle gleich.

Daten der Federung nach Abschnitt 2.4.6

Das Fahrzeug besitzt zwischen Fahrzeugkasten und Drehgestellen Pendelgehänge, die hinsichtlich des Ausdrehwiderstandes die gleiche Wirkung haben wie Flexicoilfedern.

$b = 1500$ mm $v = 1380$ mm
$c_A = 790$ N/mm $c_W = 390$ N/mm

c_{q1} = 68 N/mm c_{q2} = 101 N/mm
h_w = 830 mm

15.1.4 Allgemeine Daten nach Abschnitt 2.5

g = 9,81 m/s² w = 0,005
v_w = 0 (Windstille angenommen)
μ_s = 0,3 (aus Vorschrift: Ausführungsbestimmungen zur Eisenbahnverordnung, Entwurf 1. Juni 1979, Art. AB 59.2) μ_z = 0,15

15.1.5 Bemerkungen

Die Grössen aus den Abschnitten 2.2 bis 2.5, für die in den Abschnitten 15.1.1 bis 15.1.4 keine Zahlenwerte aufgeführt werden, sind für das betrachtete Beispiel nicht zutreffend.

15.2 Bewegungszustand nach Abschnitt 3.2

Die kurz vor Stillstand erreichte Bremsverzögerung ist

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

$$= \frac{437000 - 90300 \cdot 9{,}81 \cdot (0{,}197 - 0{,}005)}{90300 + 40700} = 2{,}04 \text{ m/s}^2$$

15.3 Kräfte und Belastungen aus der Streckenneigung nach Abschnitt 3.3

Hangabtrieb für den Fahrzeugkasten

(2) $H_{K1} = G_K g \sin\alpha = 12300 \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}197 = 23770$ N

Hangabtrieb für die Drehgestelle

(3) $H_{D1t} = G_{Dt} g \sin\alpha = 2075 \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}197 = 4010$ N
(3) $H_{D1b} = G_{Db} g \sin\alpha = 1925 \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}197 = 3720$ N

Wirksame Überhöhung

(6) $$\ddot{u}_m = 2s \sin\beta - \frac{e_z}{2}\beta_1$$

$$= 1050 \cdot 0{,}0192 - \frac{8200}{2} \cdot 0{,}001 = 16{,}06 \text{ mm}$$

(7) $$\sin\beta' = \frac{\ddot{u}_m}{2s} = \frac{16{,}06}{1050} = 0{,}0153 \rightarrow \cos\beta' = 0{,}999$$

In den nachfolgenden Gleichungen (8) bis (13) wird β' an Stelle von β eingesetzt.

Seitlicher Hangabtrieb für den Fahrzeugkasten

(8) $H_{K2} = G_K g \sin\beta' = 12300 \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}0153 = 1846$ N

Seitlicher Hangabtrieb für die Drehgestelle

(9) $H_{D2t} = G_{Dt} g \sin\beta' = 2075 \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}0153 = 311$ N
(9) $H_{D2b} = G_{Db} g \sin\beta' = 1925 \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}0153 = 289$ N

Die senkrecht zum Gleis wirkenden Gewichtskomponenten sind für den Fahrzeugkasten

(12) $G_{K3} = G_K g \cos\alpha \cos\beta' = 12300 \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}9805 \cdot 0{,}999 = 118132$ N

für die Drehgestelle

(13) $G_{D3t} = G_{Dt} g \cos\alpha \cos\beta' = 2075 \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}9805 \cdot 0{,}999 = 19939$ N

(13) $G_{D3b} = G_{Db} g \cos\alpha \cos\beta' = 1925 \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}9805 \cdot 0{,}999 = 18497$ N

15.4 Kupplungskräfte nach Abschnitt 3.4

talseitig

(16f) $$P_t = G_{wt} g (\sin\alpha - w) + b_{Bt} (G_{wt} + m_{rt}) - B_{wt}$$
$$= 33000 \cdot 9{,}81 \cdot (0{,}197 - 0{,}005) + 2{,}04 \cdot (33000 + 20000) - 384000$$
$$= -213720 \text{ N}$$

bergseitig

(17f) $$P_b = -G_{wb} g (\sin\alpha - w) - b_{Bt} (G_{wb} + m_{rb})$$
$$= -41000 \cdot 9{,}81 \cdot (0{,}197 - 0{,}005) - 2{,}04 \cdot (41000 + 20000)$$
$$= -201660 \text{ N}$$

Die Horizontalkomponenten der Kupplungskräfte sind

(18) $P_{tq} = P_t \sin\gamma_t = (-213720) \cdot (-0{,}035) = 7480$ N
(19) $P_{bq} = P_b \sin\gamma_b = (-201660) \cdot (-0{,}035) = 7058$ N

Die Vertikalkomponenten der Kupplungskräfte sind

$P_{tv} = 0$ (s. Abschnitt 15.1.3)

(21) $P_{bv} = P_b \sin\varepsilon_b = (-201660) \cdot 0{,}026 = -5240$ N

15.5 Windkraft nach Abschnitt 3.5

Windkraft tritt nach den Annahmen in Abschnitt 15.1.4 nicht auf.

15.6 Horizontale Belastungen der Radsätze nach Abschnitt 4

15.6.1 Horizontale Belastungen der Drehgestellauflagen in Fahrzeuglängsrichtung

(25b) $$D_{b1} = -G_{Db} g (\sin\alpha - w)$$
$$= -1925 \cdot 9{,}81 \cdot (0{,}197 - 0{,}005) = -3626 \text{ N}$$

(26b) $$D_{t1} = +G_{Dt} g (\sin\alpha - w)$$
$$= +2075 \cdot 9{,}81 \cdot (0{,}197 - 0{,}005) = +3908 \text{ N}$$

(27) $D_{b2} = -G_{Db} b_{Bt} = -1925 \cdot 2{,}04 = -3927$ N

(28) $D_{t2} = +G_{Dt} b_{Bt} = +2075 \cdot 2{,}04 = +4233$ N

(29b) $$D_{b3} = B_b - m'_r b_{Bt}/2 = 10300 - \frac{700 \cdot 2{,}04}{2} = +9586 \text{ N}$$

(30b) $$D_{t3} = -B_t + m'_r b_{Bt}/2 = -42700 + \frac{700 \cdot 2{,}04}{2} = -41986 \text{ N}$$

(33.1) $D_b = D_{b1} + D_{b2} + D_{b3} = -3626 - 3927 + 9586 = +2033$ N

(33.2) $D_t = D_{t1} + D_{t2} + D_{t3} = +3908 + 4233 - 41986 = -33845$ N

15.6.2 Horizontale Belastungen der Drehgestellauflagen in Fahrzeugquerrichtung

(34) $D_{b11} = D_b \sin\varphi_b = 2033 \cdot (-0{,}052) = -106$ N

(35) $D_{t11} = D_t \sin\varphi_t = -33845 \cdot (-0{,}052) = +1760$ N

(36) $D_{b12} = -P_{tq} a_{pt}/e_z = -7480 \cdot 1500/8200 = -1368$ N

(37) $D_{t12} = +P_{tq} (a_{pt} + e_z)/e_z = +7480\ (1500 + 8200)/8200$
$= +8848$ N

(38) $D_{b13} = +P_{bq} (a_{pb} + e_z)/e_z = +7058\ (1500 + 8200)/8200$
$= +8349$ N

(39) $D_{t13} = -P_{bq} a_{pb}/e_z = -7058 \cdot 1500/8200 = -1291$ N

$D_{b14} = D_{t14} = 0$, da die Kupplungen am Fahrzeugkasten angelenkt sind.

$D_{b15} = D_{t15} = 0$, da keine Windkraft vorhanden ist.

$D_{b16} = D_{t16} = 0$, da $v_F = 0$.

(46) $D_{b17} = -H_{K2} a_t/e_z = -1846 \cdot 4100/8200 = -923$ N

(47) $D_{t17} = -H_{K2} a_b/e_z = -1846 \cdot 4100/8200 = -923$ N

(48.1) $D_{bq} = D_{b11} + D_{b12} + D_{b13} + D_{b17} =$
$= -106 - 1368 + 8349 - 923 = +5952$ N

(48.2) $D_{tq} = D_{t11} + D_{t12} + D_{t13} + D_{t17} =$
$= 1760 + 8848 - 1291 - 923 = +8394$ N

15.6.3 Horizontale Belastung der einzelnen Radsätze

(49.1) $H_{1.1} = +D_{tq} e_{b2}/2a = +8394 \cdot 800/1600 = +4197$ N

(49.2) $H_{2.1} = +D_{tq} e_{t2}/2a = +8394 \cdot 800/1600 = +4197$ N

(49.3) $H_{3.1} = +D_{bq} e_{b2}/2a = +5952 \cdot 800/1600 = +2976$ N

(49.4) $H_{4.1} = +D_{bq} e_{t2}/2a = +5952 \cdot 800/1600 = +2976$ N

(51.1) $H_{1.3} = -H_{D2t} e_b/2a = -311 \cdot 800/1600 = -155$ N

(51.2) $H_{2.3} = -H_{D2t} e_t/2a = -311 \cdot 800/1600 = -155$ N

(51.1) $H_{3.3} = -H_{D2b} e_b/2a = -289 \cdot 800/1600 = -145$ N

(51.2) $H_{4.3} = -H_{D2b} e_t/2a = -289 \cdot 800/1600 = -145$ N

15.6.4 Horizontale Belastung durch den Ausdrehwiderstand

Da das Pendelgehänge die gleiche Wirkung hat wie Flexicoilfedern, wird die Berechnung nach Abschnitt 4.4.1 durchgeführt.

(54) $e_d = \frac{b}{2} \cdot \sin\varphi = \frac{1500}{2} \cdot 0{,}052 = 39$ mm

(55) $F = e_d\, c_{q1} = 39 \cdot 68 = 2652$ N

(56) $M_a = F\, b = 2652 \cdot 1500 = 3978000$ Nmm

(57.1) $H_{1.5} = M_a/2\,a = 3978000/1600 = +2486$ N

(57.2) $H_{2.5} = -M_a/2\,a = -3978000/1600 = -2486$ N

(57.3) $H_{3.5} = -M_a/2\,a = -3978000/1600 = -2486$ N

(57.4) $H_{4.5} = M_a/2\,a = 3978000/1600 = +2486$ N

15.6.5 Gesamte horizontale Belastung an den Radsätzen

(60.1) $H_1 = H_{1.1} + H_{1.3} + H_{1.5} = 4197 - 155 + 2486 = 6528$ N

(60.2) $H_2 = H_{2.1} + H_{2.3} + H_{2.5} = 4197 - 155 - 2486 = 1556$ N

(60.3) $H_3 = H_{3.1} + H_{3.3} + H_{3.5} = 2976 - 145 - 2486 = 345$ N

(60.4) $H_4 = H_{4.1} + H_{4.3} + H_{4.5} = 2976 - 145 + 2486 = 5317$ N

15.6.6 Äquivalente Querkraft

(61.1) $H_{rt} = H_1 + H_2 = 6528 + 1556 = 8084$ N

(62.1) $a_{ht} = \frac{H_2}{H_{rt}} 2\,a = \frac{1556}{8084} \cdot 1600 = 308$ mm

(61.2) $H_{rb} = H_3 + H_4 = 345 + 5317 = 5662$ N

(62.2) $a_{hb} = \frac{H_4}{H_{rb}} 2\,a = \frac{5317}{5662} \cdot 1600 = 1502$ mm

15.7 Vertikale Belastungen der Räder nach Abschnitt 5

15.7.1 Statische Belastungen der Drehgestellauflagen

(63) $D_{10} = D_{20} = \frac{1}{2} G_{K3} \frac{a_b}{e_z} = \frac{1}{2} \cdot 118132 \cdot \frac{4100}{8200} = 29533$ N

(64) $D_{30} = D_{40} = \frac{1}{2} G_{K3} \frac{a_t}{e_z} = \frac{1}{2} \cdot 118132 \cdot \frac{4100}{8200} = 29533$ N

15.7.2 Änderungen der Belastungen an den Drehgestellauflagen

(65) $\Delta D_{11} = \Delta D_{21} = +H_{K1}\,(h_k - h_h)/2\,e_z = +23770 \cdot (1500-360)/2 \cdot 8200 = +1652$ N

(66) $\Delta D_{31} = \Delta D_{41} = -H_{K1}\,(h_k - h_h)/2\,e_z = -23770 \cdot (1500-360)/2 \cdot 8200 = -1652$ N

(67) $\Delta D_{12} = \Delta D_{32} = +H_{K2}\,(h_k - h_q)/4\,s = +1846 \cdot (1500-295)/2 \cdot 1050 = +1059$ N

(68) $\Delta D_{22} = \Delta D_{42} = -H_{K2}\,(h_k - h_q)/4\,s = -1846\ (1500-295)/2 \cdot 1050 = -1059$ N

(69) $\Delta D_{13} = \Delta D_{23} = +G_K\, b_{Bt}\,(h_k - h_h)/2 \cdot e_z = +12300 \cdot 2{,}04 \cdot (1500-360)/2 \cdot 8200 = +1744$ N

(70) $\Delta D_{33} = \Delta D_{43} = -G_K\, b_{Bt}\,(h_k - h_h)/2\,e_z = -12300 \cdot 2{,}04 \cdot (1500-360)/2 \cdot 8200 = -1744$ N.

Nach den Annahmen in den Abschnitten 15.1.2 und 15.1.4 sind

$\Delta D_{14} = \Delta D_{24} = \Delta D_{34} = \Delta D_{44} = 0$

$\Delta D_{15} = \Delta D_{25} = \Delta D_{35} = \Delta D_{45} = 0$

(75) $\Delta D_{16} = \Delta D_{26} = -P_{bv}\, a_{pb}/2\,e_z = +5420 \cdot 1500/2 \cdot 8200 = +479$ N

(76) $\Delta D_{36} = \Delta D_{46} = +P_{bv}\,(a_{pb} + e_z)/2\,e_z = -5240 \cdot (1500 + 8200)/2 \cdot 8200 = -3099$ N

(79) $\Delta D_{18} = \Delta D_{28} = -(P_b - P_t)\,(h_p - h_h)/2\,e_z = -(-201660 + 213720) \cdot (720-360)/2 \cdot 8200 = -264$ N

(80) $\Delta D_{38} = \Delta D_{48} = +(P_b - P_t)\,(h_p - h_h)/2\,e_z = +(-201660 + 213720) \cdot (720-360)/2 \cdot 8200 = +264$ N

(81) $\Delta D_{19} = \Delta D_{39} = -(P_{bq} + P_{tq})\,(h_p - h_q)/4\,s = -(7058 + 7480) \cdot (720-295)/2 \cdot 1050 = -2942$ N

(82) $\Delta D_{29} = \Delta D_{49} = +(P_{bq} + P_{tq})\,(h_p - h_q)/4\,s = +(7058 + 7480) \cdot (720-295)/2 \cdot 1050 = +2942$ N.

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

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

15.7.3 Gesamte vertikale Belastungen der Drehgestellauflagen

(83.1) $D_1 = D_{10} + \Delta D_{11} + \ldots + \Delta D_{110} = 29533 + 1652 + 1059 + 1744 + 479 - 264 - 2942 = 31261$ N

(83.2) $D_2 = D_{20} + \Delta D_{21} + \ldots + \Delta D_{210} = 29533 + 1652 - 1059 + 1744 + 479 - 264 + 2942 = 35027$ N

(83.3) $D_3 = D_{30} + \Delta D_{31} + \ldots + \Delta D_{310} = 29533 - 1652 + 1059 - 1744 - 3099 + 264 - 2942 = 21419$ N

(83.4) $D_4 = D_{40} + \Delta D_{41} + \ldots + \Delta D_{410} = 29533 - 1652 - 1059 - 1744 - 3099 + 264 + 2942 = 25185$ N

15.7.4 Statische vertikale Radlasten

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

$\Delta G = G_{Dt} - G_{Db} = 2075 - 1925 = 150$ kg (s. Abschnitt 15.1.3)

und können als auf dem talseitigen Radsatz konzentriert betrachtet werden. Damit können die Radlasten nach den Gleichungen (84.1) bis (84.8) mit dem Drehgestellgewicht des bergseitigen Drehgestells (G_{Db} = 1925 kg) berechnet werden; die Radlasten am Radsatz 1 erhalten noch den Zuschlag $\Delta G/2$. Damit ist

(84.1) $Q_{11.0} = D_{10}\, e_{b1}/2\,a + G_{D3b}\, e_b/4\,a + {}^1\!/_2 \cdot g\,\Delta G = 29533 \cdot 800/1600 + 18497 \cdot 800/2 \cdot 1600 + \frac{1}{2} \cdot 9{,}81 \cdot 150 = 20126$ N

(84.2) $Q_{12.0} = D_{20}\, e_{b1}/2\,a + G_{D3b}\, e_b/4\,a + \frac{1}{2} \cdot g\,\Delta G = 29533 \cdot 800/1600 + 18497 \cdot 800/2 \cdot 1600 + \frac{1}{2} \cdot 9{,}81 \cdot 150 = 20126$ N

(84.3) $Q_{21.0} = D_{10}\, e_{t1}/2\,a + G_{D3b}\, e_t/4\,a = 29533 \cdot 800/1600 + 18497 \cdot 800/2 \cdot 1600 = 19390$ N

(84.4) $Q_{22.0} = D_{20}\, e_{t1}/2\,a + G_{D3b}\, e_t/4\,a = 29533 \cdot 800/1600 + 18497 \cdot 800/2 \cdot 1600 = 19390$ N

(84.5) $Q_{31.0} = D_{30}\, e_{b1}/2\,a + G_{D3b}\, e_b/4\,a = 29533 \cdot 800/1600 + 18497 \cdot 800/2 \cdot 1600 = 19390$ N

(84.6) $Q_{32.0} = D_{40}\, e_{b1}/2\,a + G_{D3b}\, e_b/4\,a = 29533 \cdot 800/1600 + 18497 \cdot 800/2 \cdot 1600 = 19390$ N

(84.7) $Q_{41.0} = D_{30}\, e_{t1}/2\,a + G_{D3b}\, e_t/4\,a = 29533 \cdot 800/1600 + 18497 \cdot 800/2 \cdot 1600 = 19390$ N

(84.8) $Q_{42.0} = D_{40}\, e_{t1}/2\,a + G_{D3b}\, e_t/4\,a = 29533 \cdot 800/1600 + 18497 \cdot 800/2 \cdot 1600 = 19390$ N

15.7.5 Änderungen der vertikalen Radlasten

(85.1) $\Delta Q_{11.1} = (D_1 - D_{10})\, e_{b1}/2\,a = (31261 - 29533) \cdot 800/1600 = +864$ N

(85.2) $\Delta Q_{12.1} = (D_2 - D_{20})\, e_{b1}/2\,a = (35027 - 29533) \cdot 800/1600 = +2747$ N

(85.3) $\Delta Q_{21.1} = (D_1 - D_{10})\, e_{t1}/2\,a = (31261 - 29533) \cdot 800/1600 = +864$ N

(85.4) $\Delta Q_{22.1} = (D_2 - D_{20})\, e_{t1}/2\,a = (35027 - 29533) \cdot 800/1600 = +2747$ N

(85.5) $\Delta Q_{31.1} = (D_3 - D_{30})\, e_{b1}/2\,a = (21419 - 29533) \cdot 800/1600 = -4057$ N

(85.6) $\Delta Q_{32.1} = (D_4 - D_{40})\, e_{b1}/2\,a = (25185 - 29533) \cdot 800/1600 = -2174$ N

(85.7) $\Delta Q_{41.1} = (D_3 - D_{30})\, e_{t1}/2\,a = (21419 - 29533) \cdot 800/1600 = -4057$ N

(85.8) $\Delta Q_{42.1} = (D_4 - D_{40})\, e_{t1}/2\,a = (25185 - 29533) \cdot 800/1600 = -2174$ N

Für die Radlaständerungen durch den Hangabtrieb der Drehgestelle wird angenommen, dass das nach Abschnitt 15.7.4 auf dem talseitigen Radsatz des talseitigen Drehgestells konzentriert gedachte Zusatzgewicht ΔG = 150 kg keine Radlaständerungen am Radsatz 1 verursacht. Daher wird der Hangabtrieb des bergseitigen Drehgestells für beide Drehgestelle eingesetzt.

(86.1) $\Delta Q_{11.2} = \Delta Q_{12.2} = \Delta Q_{31.2} = \Delta Q_{32.2} = + H_{D1b}\, h_d/4a = + 3720 \cdot 450/2 \cdot 1600 = +523$ N

(86.2) $\Delta Q_{21.2} = \Delta Q_{22.2} = \Delta Q_{41.2} = \Delta Q_{42.2} = - H_{D1b}\, h_d/4a = -3720 \cdot 450/2 \cdot 1600 = -523$ N

Nach Annahmen in Abschnitt 15.1.2 ist
$\Delta Q_{11.3} = \Delta Q_{12.3} = \ldots = \Delta Q_{42.3} = 0$

Bei der Berechnung der Radlaständerungen infolge der horizontalen Kräfte in Fahrzeuglängsrichtung an den Drehgestellauflagen gelten für das talseitige Drehgestell die Gleichungen für Zahnrad-Drehgestelle, während für das bergseitige Drehgestell die Gleichungen für Adhäsions-Drehgestelle angewendet werden.

(88.1b) $\Delta Q_{11.4} = \Delta Q_{12.4} = - D_t\,(h_h - z)/4a = + 33845 \cdot (360-60)/2 \cdot 1600 = +3173$ N

(88.2b) $\Delta Q_{21.4} = \Delta Q_{22.4} = + D_t\,(h_h - z)/4a = - 33845 \cdot (360-60)/2 \cdot 1600 = -3173$ N

(88.3a) $\Delta Q_{31.4} = \Delta Q_{32.4} = + D_b\, h_h/4a = + 2033 \cdot 360/2 \cdot 1600 = + 229$ N

(88.4a) $\Delta Q_{41.4} = \Delta Q_{42.4} = - D_b\, h_h/4a = - 2033 \cdot 360/2 \cdot 1600 = - 229$ N

(89.1) $\Delta Q_{11.5} = \Delta Q_{21.5} = - D_{tq}\, h_q/4s = - 8394 \cdot 295/2 \cdot 1050 = -1179$ N

(89.2) $\Delta Q_{12.5} = \Delta Q_{22.5} = + D_{tq}\, h_q/4s = + 8394 \cdot 295/2 \cdot 1050 = +1179$ N

(89.3) $\Delta Q_{31.5} = \Delta Q_{41.5} = - D_{bq}\, h_q/4s = - 5952 \cdot 295/2 \cdot 1050 = - 836$ N

(89.4) $\Delta Q_{32.5} = \Delta Q_{42.5} = + D_{bq}\, h_q/4s = + 5952 \cdot 295/2 \cdot 1050 = + 836$ N

Für die Radlaständerungen durch die Trägheitskraft wird angenommen, dass das nach Abschnitt 15.7.4 auf dem talseitigen Radsatz des talseitigen Drehgestells konzentriert gedachte Zusatzgewicht $\Delta G = 150$ kg keine Radlaständerungen am Radsatz 1 verursacht. Daher wird die Trägheitskraft des bergseitigen Drehgestells für beide Drehgestelle eingesetzt.

(90.1) $\Delta Q_{11.6} = \Delta Q_{12.6} = \Delta Q_{31.6} = \Delta Q_{32.6} = + G_{Db}\, b_{Bt}\, h_d/4a = +1925 \cdot 2{,}04 \cdot 450/2 \cdot 1600 = + 552$ N

(90.2) $\Delta Q_{21.6} = \Delta Q_{22.6} = \Delta Q_{41.6} = \Delta Q_{42.6} = - G_{Db}\, b_{Bt}\, h_d/4a = -1925 \cdot 2{,}04 \cdot 450/2 \cdot 1600 = -552$ N

Für die Radlaständerungen durch seitlichen Hangabtrieb wird das Gewicht des bergseitigen Drehgestells für beide Drehgestelle eingesetzt. Der seitliche Hangabtrieb des Zusatzgewichtes $\Delta G = 150$ kg verursacht nur Radlaständerungen am Radsatz 1.

(91.1) $\Delta Q_{11.7} = + H_{D2b}\, h_d/4s + \Delta G\, g \frac{r}{2s} \sin\beta' = + 289 \cdot 450/2 \cdot 1050 + 150 \cdot 9{,}81 \cdot \frac{330}{1050} \cdot 0{,}0153 = + 69$ N

(91.1) $\Delta Q_{21.7} = \Delta Q_{31.7} = \Delta Q_{41.7} = + H_{D2b}\, h_d/4s = + 289 \cdot 450/2 \cdot 1050 = +62$ N

(91.2) $\Delta Q_{12.7} = - H_{2b}\, h_d/4s - \Delta G\, g \frac{r}{2s} \sin\beta' = - 289 \cdot 450/2 \cdot 1050 - 150 \cdot 9{,}81 \cdot \frac{330}{1050} \cdot 0{,}0153 = -69$ N

(91.2) $\Delta Q_{22.7} = \Delta Q_{32.7} = \Delta Q_{42.7} = - H_{D2b}\, h_d/4s = - 289 \cdot 450/2 \cdot 1050 = -62$ N

Radlaständerungen durch Reaktionen rotierender Massen und durch Getriebeabstützungen im Drehgestell treten nicht auf, daher werden

$\Delta Q_{11.8} = \Delta Q_{12.8} = \ldots = \Delta Q_{42.8} = 0$
$\Delta Q_{11.9} = \Delta Q_{12.9} = \ldots = \Delta Q_{42.9} = 0.$

Da die Kupplungen am Fahrzeugkasten angelenkt sind, werden

$\Delta Q_{11.10} = \Delta Q_{12.10} = \ldots = \Delta Q_{42.10} = 0$
$\Delta Q_{11.11} = \Delta Q_{12.11} = \ldots = \Delta Q_{42.11} = 0.$

Für die Fahrt durch die Überhöhungsrampe von $1\,‰$ ergeben sich nach Abschnitt 5.3.13 die folgenden Daten.

Äquivalente Wiegenfederkonstante
(94) $c_{Wt} = 4\, c_t = 4 \cdot 3000 = 12000$ N/mm

Gesamte Wiegenfederkonstante
(95) $c_{W1} = c_W\, c_{Wt}/(c_W + c_{Wt}) = 390 \cdot 12000/(390 + 12000) = 378$ N/mm

Gesamte Wiegenfederkonstante, bezogen auf den Querabstand der Achsfedern

(102) $c_{Wv} = c_{W1}\, b^2/v^2 = 378 \cdot 1500^2/1380^2 = 446$ N/mm

Gemeinsame Federkonstanten

(103) $c_k = 2\, c_A\, c_{Wv}/(2\, c_A + c_{Wv}) = 2 \cdot 790 \cdot 446/(2 \cdot 790 + 446) = 348$ N/mm

(104.1) $c_{Wv1} = c_W\, b^2/v^2 = 390 \cdot 1500^2/1380^2 = 461$ N/mm

(104.2) $c_{k1} = 2\, c_A\, c_{Wv1}/(2\, c_A + c_{Wv1}) = 2 \cdot 790 \cdot 461/(2 \cdot 790 + 461) = 357$ N/mm

Radlaständerungen durch die Fahrt auf der Überhöhungsrampe

(107.1) $\Delta Q_{11.12} = \Delta Q_{21.12} = \Delta Q_{32.12} = \Delta Q_{42.12} = + \frac{1}{8} \beta_1\, e_z\, c_k \left(\frac{v}{2s}\right)^2 = + \frac{1}{8} \cdot 0{,}001 \cdot 8200 \cdot 348 \cdot \left(\frac{1380}{1050}\right)^2 = +616$ N

(107.2) $\Delta Q_{12.12} = \Delta Q_{22.12} = \Delta Q_{31.12} = \Delta Q_{41.12} = - \frac{1}{8} \beta_1\, e_z\, c_k \left(\frac{v}{2s}\right)^2 = - \frac{1}{8} \cdot 0{,}001 \cdot 8200 \cdot 348 \cdot \left(\frac{1380}{1050}\right)^2 = -616$ N

(110.1) $\Delta Q_{11.13} = \Delta Q_{22.13} = \Delta Q_{31.13} = \Delta Q_{42.13} = + \frac{1}{4} \beta_2\, 2a\, c_A \left(\frac{v}{2s}\right)^2 = + \frac{1}{4} \cdot 0{,}001 \cdot 1600 \cdot 790 \cdot \left(\frac{1380}{1050}\right)^2 = +546$ N

(110.2) $\Delta Q_{12.13} = \Delta Q_{21.13} = \Delta Q_{32.13} = \Delta Q_{41.13} = - \frac{1}{4} \beta_2\, 2a\, c_A \left(\frac{v}{2s}\right)^2 = - \frac{1}{4} \cdot 0{,}001 \cdot 1600 \cdot 790 \cdot \left(\frac{1380}{1050}\right)^2 = -546$ N

Aus dem Wanken entstehen

(111) $f_a = -H_{K2}\, h_w/2\, v\, c_{k1} = -1846 \cdot 830/2 \cdot 1380 \cdot 357 = -1{,}55$ mm

(112a) $w_s = +2\, h_w\, f_a/v = -2 \cdot 830 \cdot 1{,}55/1380 = -1{,}86$ mm

(113.1) $\Delta Q_{11.14} = \Delta Q_{21.14} = \Delta Q_{31.14} = \Delta Q_{41.14} = - G_{K3}\, w_s/8s = - 118132 \cdot (-1{,}86)/4 \cdot 1050 = + 52$ N

(113.2) $\Delta Q_{12.14} = \Delta Q_{22.14} = \Delta Q_{32.14} = \Delta Q_{42.14} = + G_{K3}\, w_s/8s = + 118132 \cdot (-1{,}86)/4 \cdot 1050 = - 52$ N

(114) $w_1 = -H_{K2}/4\, c_{q2} = - 1846/4 \cdot 101 = -4{,}6$ mm

(115.1) $\Delta Q_{11.15} = \Delta Q_{21.15} = \Delta Q_{31.15} = \Delta Q_{41.15} = - G_{K3}\, w_1/8s = - 118132 \cdot (-4{,}6)/4 \cdot 1050 = +129$ N

(115.2) $\Delta Q_{12.15} = \Delta Q_{22.15} = \Delta Q_{32.15} = \Delta Q_{42.15} = + G_{K3}\, w_1/8s = + 118132 \cdot (-4{,}6)/4 \cdot 1050 = - 129$ N

15.7.6 Gesamte vertikale Radlaständerungen

(116.1) $\Delta Q_{11} = \Delta Q_{11.1} + \ldots + \Delta Q_{11.15} = + 864 + 523 + 3173 - 1179 + 552 + 69 + 616 + + 546 + 52 + 129 = + 5354$ N

(116.2) $\Delta Q_{12} = \Delta Q_{12.1} + \ldots + \Delta Q_{12.15} = + 2747 + 523 + 3173 + 1179 + 552 - 69 - 616 - - 546 - 52 - 129 = +6762$ N

(116.3) $\Delta Q_{21} = \Delta Q_{21.1} + \ldots + \Delta Q_{21.15} = + 864 - 523 - 3173 - 1179 - 552 + 62 + 616 - - 546 + 52 + 129 = -4250$ N

(116.4) $\Delta Q_{22} = \Delta Q_{22.1} + \ldots + \Delta Q_{22.15} = + 2747 - 523 - 3173 + 1179 - 552 - 62 - 616 + + 546 - 52 - 129 = -635$ N

(116.5) $\Delta Q_{31} = \Delta Q_{31.1} + \ldots + \Delta Q_{31.15} = - 4057 + 523 + 229 - 836 + 552 + 62 - 616 + + 546 + 52 + 129 = -3416$ N

(116.6) $\Delta Q_{32} = \Delta Q_{32.1} + \ldots + \Delta Q_{32.15} = - 2174 + 523 + 229 + 836 + 552 - 62 + 616 - - 546 - 52 - 129 = -207$ N

(116.7) $\Delta Q_{41} = \Delta Q_{41.1} + \ldots + \Delta Q_{41.15} =$
$= -4057 - 523 - 229 - 836 - 552 + 62 - 616 -$
$- 546 + 52 + 129 = -7116$ N

(116.8) $\Delta Q_{42} = \Delta Q_{42.1} + \ldots + \Delta Q_{42.15} =$
$= -2174 - 523 - 229 + 836 - 552 - 62 + 616 +$
$+ 546 - 52 - 129 = -1723$ N

15.8 Vorgänge am Bremszahnrad nach Abschnitt 6

Gemäss den Definitionen in Abschnitt 2.6.3 erhält das vorhandene Zahnrad die Zummer I.

Reibungskoeffizienten

(117) $\mu_1 = \mu_2 = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \mu_z = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot 0{,}15 = 0{,}106$

Zahnkraft

(119b) $Z_I = (B_F - B_a)/n - m'_{rz} \cdot b_{Bt}/n = 53000 - 20600 = 32400$ N

Zahnquerkraft

(120.1) $Z_{q1} = Z_I \cdot \mu_2 = 32400 \cdot 0{,}106 = 3434$ N

Zahnauftrieb

(121.1) $A_I = Z_I (\operatorname{tg} \alpha_z + \mu_1)/(1 - \mu_1 \operatorname{tg} \alpha_z) =$
$= 32400 \cdot (0{,}268 + 0{,}106)/1 - 0{,}106 \cdot 0{,}268 = 12472$ N

Radlaständerungen

(122.1) $\Delta Q_{11.21} = \Delta Q_{12.21} = -A_I \frac{2a}{4a} = -\frac{1}{2} \cdot 12472 = -6236$ N

$\Delta Q_{21.21} = \Delta Q_{22.21} = \ldots = \Delta Q_{42.21} = 0$

15.9 Effektive Radlasten

Die bisher bestimmten effektiven Radlasten sind

(123.1) $Q_{11} = Q_{11.0} + \Delta Q_{11} + \Delta Q_{11.21} =$
$= + 20126 + 5345 - 6236 = 19235$ N

(123.2) $Q_{12} = Q_{12.0} + \Delta Q_{12} + \Delta Q_{12.21} =$
$= + 20126 + 6762 - 6236 = 20652$ N

(123.3) $Q_{21} = Q_{21.0} + \Delta Q_{21} = 19390 - 4250 = 15140$ N

(123.4) $Q_{22} = Q_{22.0} + \Delta Q_{22} = 19390 - 635 = 18755$ N

(123.5) $Q_{31} = Q_{31.0} + \Delta Q_{31} = 19390 - 3416 = 15974$ N

(123.6) $Q_{32} = Q_{32.0} + \Delta Q_{32} = 19390 - 207 = 19183$ N

(123.7) $Q_{41} = Q_{41.0} + \Delta Q_{41} = 19390 - 7116 = 12274$ N

(123.8) $Q_{42} = Q_{42.0} + \Delta Q_{42} = 19390 - 1723 = 17667$ N

15.10 Vorgänge zwischen Rad und Schiene nach Abschnitt 7

15.10.1 Querreibungskoeffizient

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

(124) $R_g = \frac{s^2}{2\sigma}\left[1 + \sqrt{\left[\left(\frac{2a}{s}\right)^2 + 1\right]^2 + 4\sqrt{1 + \left(\frac{2a}{s}\right)^2}}\right] =$

$= \frac{525^2}{2 \cdot 9}\left[1 + \sqrt{\left[\left(\frac{1600}{525}\right)^2 + 1\right]^2 + 4\sqrt{1 + \left(\frac{1600}{525}\right)^2}}\right] =$

$= 182120$ mm ≈ 182 m

Mit $R = 80$ m (siehe Abschnitt 15.1.1) ist

$R < R_g$,

damit tritt Spiessgang auf.

Der Richtarm ist hierbei

(125b) $p_s = a + R\sigma/2a = 800 + 80000 \cdot 9/1600 = 1250$ mm

Der Anlaufwinkel ergibt sich zu

(126b) $\alpha_1 = p_s/R = 1250/80000 = 0{,}0156$

Damit ist der Querreibungskoeffizient

$\mu = 0{,}6$.

15.10.2 Einfluss der Bremskräfte

Richtungswinkel

talseitiges Drehgestell

(128.1) $\sin \xi_{11.0} = s/\sqrt{s^2 + p_s^2} = 525/\sqrt{525^2 + 1250^2} = 0{,}3872$

(128.2) $\sin \xi_{12.0} = s/\sqrt{s^2 + p_s^2} = 525/\sqrt{525^2 + 1250^2} = 0{,}3872$

(128.3) $\sin \xi_{21.0} = s/\sqrt{s^2 + (2a - p_s)^2} =$
$= 525/\sqrt{525^2 + (1600 - 1250)^2} = 0{,}8320$

(128.4) $\sin \xi_{22.0} = s/\sqrt{s^2 + (2a - p_s)^2} =$
$= 525/\sqrt{525^2 + (1600 - 1250)^2} = 0{,}8320$

bergseitiges Drehgestell

(128.5) $\sin \xi_{31.0} = \sin \xi_{11.0} = 0{,}3872$
(128.6) $\sin \xi_{32.0} = \sin \xi_{12.0} = 0{,}3872$
(128.7) $\sin \xi_{41.0} = \sin \xi_{21.0} = 0{,}8320$
(128.8) $\sin \xi_{42.0} = \sin \xi_{22.0} = 0{,}8320$

Die hier nicht wiedergegebene Berechnung nach Abschnitt 7.2.4 ergibt

am talseitigen Drehgestell
$e_1 = -348$ mm
$e_2 = -377$ mm

am bergseitigen Drehgestell
$e_3 = -400$ mm
$e_4 = -421$ mm.

Damit sind die Richtungswinkel

(130.1) $\sin \xi_{11} = (s + e_1)/\sqrt{(s + e_1)^2 + p_s^2} =$
$= (525 - 348)/\sqrt{(525 - 348)^2 + 1250^2} = 0{,}1402$

(130.2) $\cos \xi_{11} = p_s/\sqrt{(s + e_1)^2 + p_s^2} =$
$= 1250/\sqrt{(525 - 348)^2 + 1250^2} = 0{,}9901$

(130.3) $\sin \xi_{12} = (s - e_1)/\sqrt{(s - e_1)^2 + p_s^2} =$
$= \sqrt{(525 + 348)^2 + 1250^2} = 0{,}5726$

(130.4) $\cos \xi_{12} = p_s/\sqrt{(s - e_1)^2 + p_s^2} =$
$= 1250/\sqrt{(525 + 348)^2 + 1250^2} = 0{,}8198$

(130.5) $\sin \xi_{21} = (s + e_2)/\sqrt{(s + e_2)^2 + (2a - p_s)^2} =$
$= (525 - 377)/\sqrt{(525 - 377)^2 + (1600 - 1250)^2} = 0{,}3895$

(130.6) $\cos \xi_{21} = 2a - p_s/\sqrt{(s + e_2)^2 + (2a - p_s)^2} =$
$= (1600 - 1250)/\sqrt{(525 - 377)^2 + (1600 - 1250)^2} =$
$= 0{,}9210$

(130.7) $\sin \xi_{22} = (s - e_2)/\sqrt{(s - e_2)^2 + (2a - p_s)^2} =$
$= (525 + 377)/\sqrt{(525 + 377)^2 + (1600 - 1250)^2} =$
$= 0{,}9323$

(130.8) $\cos \xi_{22} = (2a - p_s)/\sqrt{(s - e_2)^2 + (2a - p_s)^2} =$
$= (1600 - 1250)/\sqrt{(525 + 377)^2 + (1600 - 1250)^2} =$
$= 0{,}3617$

(130.9) $\sin \xi_{31} = (s + e_3)/\sqrt{(s + e_3)^2 + p_s^2} =$
$= (525 - 400)/\sqrt{(525 - 400)^2 + 1250^2} = 0{,}0995$

(130.10 $\cos \xi_{31} = p_s/\sqrt{(s + e_3)^2 + p_s^2} =$
$= 1250/\sqrt{(525 - 400)^2 + 1250^2} = 0{,}9950$

(130.11) $\sin \xi_{32} = (s - e_3)/\sqrt{(s - e_3)^2 + p_s^2} =$
$= (525 + 400)/\sqrt{(525 + 400)^2 + 1250^2} = 0{,}5948$

(130.12) $\cos \xi_{32} = p_s/\sqrt{(s - e_3)^2 + p_s^2} =$
$= 1250/\sqrt{(525 + 400)^2 + 1250^2} = 0{,}8038$

(130.13) $\sin \xi_{41} = (s + e_4)/\sqrt{(s + e_4)^2 + (2a - p_s)^2} =$
$= (525 - 421)/\sqrt{(525 - 421)^2 + (1600 - 1250)^2} =$
$= 0{,}2848$

(130.14) $\cos \xi_{41} = (2a - p_s)/\sqrt{(s + e_4)^2 + (2a - p_s)^2} =$
$= (1600 - 1250)/\sqrt{(525 - 421)^2 + (1600 - 1250)^2} =$
$= 0{,}9586$

(130.15) $\sin \xi_{42} = (s - e_4)/\sqrt{(s - e_4)^2 + (2a - p_s)^2} =$
$= (525 + 421)/\sqrt{(525 + 421)^2 + (1600 - 1250)^2} =$
$= 0{,}9379$

(130.16) $\cos \xi_{42} = (2a - p_s)/\sqrt{(s - e_4)^2 + (2a - p_s)^2} =$
$= (1600 - 1250)/\sqrt{(525 + 421)^2 + (1600 - 1250)^2} =$
$= 0{,}3470$

Damit werden die Bremskräfte

am talseitigen Drehgestell

(131.1) $B_{11} = + \mu Q_{11} (\sin \xi_{11} - \sin \xi_{11.0}) =$
$= + 0{,}6 \cdot 19235 \cdot (0{,}1402 - 0{,}3872) = -2851$ N

(131.2) $B_{12} = -\mu Q_{12} (\sin \xi_{12} - \sin \xi_{12.0}) =$
$= -0{,}6 \cdot 20652 \cdot (0{,}5726 - 0{,}3872) = -2299$ N

(131.3) $B_{21} = +\mu Q_{21} (\sin \xi_{21} - \sin \xi_{21.0}) =$
$= +0{,}6 \cdot 15140 \cdot (0{,}3895 - 0{,}8320) = -4020$ N

(131.4) $B_{22} = -\mu Q_{22} (\sin \xi_{22} - \sin \xi_{22.0}) =$
$= -0{,}6 \cdot 18755 \cdot (0{,}9323 - 0{,}8320) = -1130$ N

am bergseitigen Drehgestell

(131.5) $B_{31} = +\mu Q_{31} (\sin \xi_{31} - \sin \xi_{31.0}) =$
$= +0{,}6 \cdot 15974 \cdot (0{,}0995 - 0{,}3872) = -2760$ N

(131.6) $B_{32} = -\mu Q_{32} (\sin \xi_{32} - \sin \xi_{32.0}) =$
$= -0{,}6 \cdot 19183 \cdot (0{,}5948 - 0{,}3872) = -2390$ N

(131.7) $B_{41} = +\mu Q_{41} (\sin \xi_{41} - \sin \xi_{41.0}) =$
$= +0{,}6 \cdot 12274 \cdot (0{,}2848 - 0{,}8320) = -4030$ N

(131.8) $B_{42} = -\mu Q_{42} (\sin \xi_{42} - \sin \xi_{42.0}) =$
$= -0{,}6 \cdot 17667 \cdot (0{,}9379 - 0{,}8320) = -1120$ N

Die Summen der Bremskräfte sind

(132.1) $B_1 = B_{11} + B_{12} = -2851 - 2299 = -5150$ N
(132.2) $B_2 = B_{21} + B_{22} = -4020 - 1130 = -5150$ N
(132.3) $B_3 = B_{31} + B_{32} = -2760 - 2390 = -5150$ N
(132.4) $B_4 = B_{41} + B_{42} = -4030 - 1120 = -5150$ N

Dies entspricht den am Fahrzeug vorhandenen Bremskräften, s. auch Abschnitt 15.1.3.

15.11 Richtkräfte nach Abschnitt 7.3.

15.11.1 Richtkräfte am talseitigen Drehgestell

Zuerst wird die Stellung des Drehgestells im Gleis ermittelt, indem in Gleichung (136)

$R_{21} = 0$

gesetzt wird. Die Gleichung ist dann erfüllt, wenn

$p = 1709$ mm.

Hierfür werden die Richtungswinkel nach hier nicht wiedergegebener Berechnung analog den Gleichungen (130.1) bis (130.8)

$\sin \xi_{11} = 0{,}1030$
$\sin \xi_{12} = 0{,}4549$
$\sin \xi_{21} = 0{,}8052$
$\sin \xi_{22} = 0{,}9928$
$\cos \xi_{21} = -0{,}5930$
$\cos \xi_{22} = -0{,}1200.$

Der Wert für die Richtkraft ist damit

(136) $R_{21} = \mu (Q_{21} \cos \xi_{21} + Q_{22} \cos \xi_{22}) +$
$+ \frac{s}{2a} \mu (Q_{11} \sin \xi_{11} + Q_{12} \sin \xi_{12} + Q_{21} \sin \xi_{21} +$
$+ Q_{22} \sin \xi_{22}) -$
$- \frac{1}{2a} (t_1 Z_{q1} + a_{ht} H_{rt}) =$

$= 0{,}6 \cdot (-15140 \cdot 0{,}5930 - 18755 \cdot 0{,}1200) +$
$+ \frac{525}{1600} \cdot 0{,}6 \cdot (19235 \cdot 0{,}1030 + 20652 \cdot 0{,}4549 +$
$+ 15140 \cdot 0{,}8052 + 18755 \cdot 0{,}9928) -$
$- \frac{1}{1600} \cdot (0{,}3434 + 308 \cdot 8084) = 11$ N

Der Restbetrag von $R_{21} = 11$ N anstatt $R_{21} = 0$ kann toleriert werden.

Das Kriterium für Spiessgang

$p > a + R\,\sigma/2a = 800 + 80000 \cdot 9/1600 = 1250$ mm

ist erfüllt, es herrscht also Spiessgang mit

(138) $p_s = a + R\,\sigma/2a = 800 + 80000 \cdot 9/1600 = 1250$ mm.

Damit bleiben die in Abschnitt 15.10.2 mit den Gleichungen (130.1) bis (130.8) bestimmten Richtungswinkel erhalten, und die Richtkräfte ergeben sich zu

(136) $R_{21} = \mu (Q_{21} \cos \xi_{21} + Q_{22} \cos \xi_{22}) +$
$+ \frac{s}{2a} \mu (Q_{11} \sin \xi_{11} + Q_{12} \sin \xi_{12} + Q_{21} \sin \xi_{21} +$
$+ Q_{22} \sin \xi_{22}) -$
$- \frac{1}{2a} (t_1 Z_{q1} + a_{ht} H_{rt}) =$

$= 0{,}6 \cdot (15140 \cdot 0{,}9210 + 18755 \cdot 0{,}3617) +$
$+ \frac{525}{1600} \cdot 0{,}6 \cdot (19235 \cdot 0{,}1402 + 20652 \cdot 0{,}5726 +$
$+ 15140 \cdot 0{,}3895 + 18755 \cdot 0{,}9323) -$
$- \frac{1}{1600} \cdot (0 \cdot 3434 + 308 \cdot 8084) =$
$= 18343$ N

(133) $R_{12} = Z_{q1} + H_{rt} + \mu Q_{11} \cos \xi_{11} + \mu Q_{12} \cos \xi_{12} -$
$- \mu Q_{21} \cos \xi_{21} - \mu Q_{22} \cos \xi_{22} + R_{21} =$
$= 3434 + 8084 + 0{,}6 \cdot 19235 \cdot 0{,}9901 + 0{,}6 \cdot 20652 \cdot$
$\cdot 0{,}8198 - 0{,}6 \cdot 15140 \cdot 0{,}9210 - 0{,}6 \cdot 18755 \cdot 0{,}3617$
$+ 18343 = 39009$ N

15.11.2 Richtkräfte am bergseitigen Drehgestell

Die Berechnung erfolgt in gleicher Weise wie für das talseitige Drehgestell, wobei die Bezeichnungen nach der Tabelle in Abschnitt 7.3.9 eingesetzt werden.

Wird in Gleichung (136)

$R_{41} = 0$

gesetzt, so wird sie erfüllt mit

$p = 1632{,}5$ mm.

Hierfür sind analog den Gleichungen (130.9) bis (130.16)

$\sin \xi_{31} = 0{,}0763$
$\sin \xi_{32} = 0{,}4930$
$\sin \xi_{41} = 0{,}9545$
$\sin \xi_{42} = 0{,}9994$
$\cos \xi_{41} = -0{,}2983$
$\cos \xi_{42} = -0{,}0343.$

Der Wert für die Richtkraft ist damit

(136) $R_{41} = \mu (Q_{41} \cos \xi_{41} + Q_{42} \cos \xi_{42}) +$
$+ \frac{s}{2a} \mu (Q_{31} \sin \xi_{31} + Q_{32} \sin \xi_{32} + Q_{41} \sin \xi_{41} +$
$+ Q_{42} \sin \xi_{42}) -$
$- \frac{1}{2a} a_{hb} H_{rb} =$
$= 0{,}6 \cdot (-12274 \cdot 0{,}2983 - 17667 \cdot 0{,}0343) +$
$+ \frac{525}{1600} \cdot 0{,}6 \cdot (15974 \cdot 0{,}0763 + 19183 \cdot 0{,}4930 +$
$+ 12274 \cdot 0{,}9545 + 17667 \cdot 0{,}9994) -$
$- \frac{1}{1600} \cdot 1502 \cdot 5662 = 9$ N.

Der Restbetrag von $R_{41} = 9$ N anstatt $R_{41} = 0$ kann toleriert werden. Da

$p > a + R\,\sigma/2a = 800 + 80000 \cdot 9/1600 = 1250$ mm

ist, herrscht Spiessgang mit

(138) $p_s = 1250$ mm

(s. Abschnitt 15.11.1).

Damit bleiben die in Abschnitt 15.10.2 mit den Gleichungen (130.9) bis (130.16) bestimmten Richtungswinkel erhalten, und die Richtkräfte werden

(136) $R_{41} = \mu (Q_{41} \cos \xi_{41} + Q_{42} \cos \xi_{42}) +$
$+ \frac{s}{2a} \mu (Q_{31} \sin \xi_{31} + Q_{32} \sin \xi_{32} + Q_{41} \sin \xi_{41} +$
$+ Q_{42} \sin \xi_{42}) -$
$- \frac{1}{2a} a_{hb} H_{rb} =$
$= 0{,}6 \cdot (12274 \cdot 0{,}9586 + 17667 \cdot 0{,}3470) +$
$+ \frac{525}{1600} \cdot 0{,}6 \cdot (15974 \cdot 0{,}0995 + 19183 \cdot 0{,}5948 +$
$+ 12274 \cdot 0{,}2848 + 17667 \cdot 0{,}9379) -$
$- \frac{1}{1600} \cdot 1502 \cdot 5662 = 11932$ N.

(133) $R_{32} = H_{rb} + \mu Q_{31} \cos \xi_{31} + \mu Q_{32} \cos \xi_{32} -$
$- \mu Q_{41} \cos \xi_{41} - \mu Q_{42} \cos \xi_{42} + R_{41} =$
$= 5662 + 0{,}6 \cdot 15974 \cdot 0{,}9950 + 0{,}6 \cdot 19183 \cdot 0{,}8038 -$
$- 0{,}6 \cdot 12274 \cdot 0{,}9586 - 0{,}6 \cdot 17667 \cdot 0{,}3470 +$
$+ 11932 = 25696$ N.

15.11.3 Vereinfachte Berechnung der Richtkräfte nach Abschnitt 8

Die vereinfachte Berechnung wird in Abschnitt 16 behandelt.

15.12 Spurkranzauftrieb nach Abschnitt 9

An den Rädern, an denen Richtkräfte auftreten, entstehen Spurkranzauftriebe; der Auftriebsfaktor hierfür ist

$$(148)\quad q = \frac{(\operatorname{ctg}\delta + \mu_s)/(1-\mu_s \operatorname{ctg}\delta)}{1+\mu\,(\operatorname{ctg}\delta+\mu_s)/(1-\mu_s\operatorname{ctg}\delta)} = \frac{(0{,}532+0{,}3)/(1-0{,}3\cdot 0{,}532)}{1+0{,}6\,(0{,}532+0{,}3)/(1-0{,}3\cdot 0{,}532)} = 0{,}621.$$

Damit sind die Spurkranzauftriebe

(148.2) $\Delta Q_{12.20} = -R_{12}\cdot q = -38076\cdot 0{,}621 = -23645$ N
(148.3) $\Delta Q_{21.20} = -R_{21}\cdot q = -18343\cdot 0{,}621 = -11391$ N
(148.6) $\Delta Q_{32.20} = -R_{32}\cdot q = -25696\cdot 0{,}621 = -15957$ N
(148.7) $\Delta Q_{41.20} = -R_{41}\cdot q = -11932\cdot 0{,}621 = -7409$ N

15.13 Radlasten nach Abschnitt 10

Die momentanen effektiven Radlasten sind

(149.1) $Q_{e11} = Q_{11} = 19235$ N
(149.2) $Q_{e12} = Q_{12} + \Delta Q_{12.20} = 20652-23645 = -2993$ N
(149.3) $Q_{e21} = Q_{21} + \Delta Q_{21.20} = 15140-11391 = 3749$ N
(149.4) $Q_{e22} = Q_{22} = 18755$ N
(149.5) $Q_{e31} = Q_{31} = 15974$ N
(149.6) $Q_{e32} = Q_{32} + \Delta Q_{32.20} = 19183-15957 = 3226$ N
(149.7) $Q_{e41} = Q_{41} + \Delta Q_{41.20} = 12274-7409 = 4865$ N
(149.8) $Q_{e42} = Q_{42} = 17667$ N

Nach den Erläuterungen in Abschnitt 15.7.4 sind die statischen Radlasten in der Horizontalen

$$(150)\quad R_{011} = R_{012} = \frac{1}{8}g\,(G_K + 2\,G_{Db}) + \frac{1}{2}g\,\Delta G = \frac{1}{8}\cdot 9{,}81\cdot(12300+2\cdot 1925) + \frac{1}{2}\cdot 9{,}81\cdot 150 = 20540\text{ N}$$

$$(150)\quad R_{021} = R_{022} = R_{031} = R_{032} = R_{041} = R_{042} = \frac{1}{8}g\,(G_K + 2\,G_{Db}) = \frac{1}{8}\cdot 9{,}81\cdot(12300+2\cdot 1925) = 19804\text{ N}.$$

15.4 Sicherheitskoeffizienten

Die Sicherheitskoeffizienten sind

(151.1) $S_{11} = 1 + Q_{e11}/R_{011} = 1 + 19235/20540 = 1{,}94$
(151.2) $S_{12} = 1 + Q_{e12}/R_{012} = 1 + (-2993/20540) = 0{,}85$
(151.3) $S_{21} = 1 + Q_{e21}/R_{021} = 1 + 3749/19804 = 1{,}19$
(151.4) $S_{22} = 1 + Q_{e22}/R_{022} = 1 + 18755/19804 = 1{,}95$
(151.5) $S_{31} = 1 + Q_{e31}/R_{031} = 1 + 15974/19804 = 1{,}81$
(151.6) $S_{32} = 1 + Q_{e32}/R_{032} = 1 + 3226/19804 = 1{,}16$
(151.7) $S_{41} = 1 + Q_{e41}/R_{041} = 1 + 4865/19804 = 1{,}25$
(151.8) $S_{42} = 1 + Q_{e42}/R_{042} = 1 + 17667/19804 = 1{,}89.$

15.15 Anmerkungen

Die in dem aufgeführten Beispiel berechneten Sicherheitskoeffizienten entsprechen nicht den Sicherheitsanforderungen, nach denen $S > 1$ sein muss; daher könnte in einem konkreten Fall die behandelte Zugkomposition unter den gestellten Bedingungen nicht zugelassen werden.

Nach den heute in der Schweiz geltenden Vorschriften ist der Querreibungskoeffizient zwischen Rad und Schiene mit $\mu = 0{,}3$ einzusetzen, wobei dann der Sicherheitskoeffizient mindestens

$S = 1{,}2$

betragen muss. Grenzwerte für die Sicherheitskoeffizienten bei höheren Querreibungskoeffizienten sind bisher nicht bekannt.

15.16 Entgleisungssicherheitskriterium nach Abschnitt 13

An den Rädern, an denen Richtkräfte auftreten, soll noch das Entgleisungssicherheitskriterium bestimmt werden.

Die Führungskräfte sind

(152.2) $Y_{12} = R_{12} - \mu\,Q_{12} = 38076-0{,}6\cdot 20652 = 25685$ N
(152.3) $Y_{21} = R_{21} - \mu\,Q_{21} = 18343-0{,}6\cdot 15140 = 9259$ N
(152.6) $Y_{32} = R_{32} - \mu\,Q_{32} = 25696-0{,}6\cdot 19183 = 14186$ N
(152.7) $Y_{41} = R_{41} - \mu\,Q_{41} = 11932-0{,}6\cdot 12274 = 4568$ N.

Die Ausdrücke für die Entgleisungssicherheit sind damit

(153.2) $j_{12} = Y_{12}/Q_{12} = 25685/20652 = 1{,}24$
(153.3) $j_{21} = Y_{21}/Q_{21} = 9259/15140 = 0{,}62$
(153.6) $j_{32} = Y_{32}/Q_{32} = 14186/19183 = 0{,}74$
(153.7) $j_{41} = Y_{41}/Q_{41} = 4568/12274 = 0{,}37.$

Der zulässige Grenzwert ist

(154) $j_e = (\operatorname{tg}\delta - \mu_s)/(1+\mu_s\operatorname{tg}\delta) = (1{,}88-0{,}3)/(1+0{,}3\cdot 1{,}88) = 1{,}01.$

Auch nach diesem Kriterium wäre eine Zulassung des Fahrzeuges unter den angenommenen Bedingungen nicht möglich, da für das Rad 12 der Grenzwert überschritten wird.

16 Vereinfachte Berechnung der Richtkräfte nach Abschnitt 8

Die vereinfachte Berechnung soll hier ebenfalls behandelt werden, um den Rechnungsgang darzulegen und die praktische Vergleichbarkeit der Ergebnisse zu zeigen.

Der Richtarm ist für beide Drehgestelle nach Abschnitt 15.10.1

$p_s = 1250$ mm.

Die Richtkraftfaktoren sind

$$(140)\quad a_p = \frac{(s^2/2a)+p_s}{\sqrt{p_s^2+s^2}} + \frac{s^2/2a}{\sqrt{(2a-p_s)^2+s^2}} = \frac{(525^2/1600)+1250}{\sqrt{1250^2+525^2}} + \frac{525^2/1600}{\sqrt{(1600-1250)^2+525^2}} = 1{,}322$$

$$(141)\quad b_p = \frac{s^2/2a}{\sqrt{p_s^2+s^2}} + \frac{(s^2/2a)+2a-p_s}{\sqrt{(2a-p_s)^2+s^2}} = \frac{525^2/1600}{\sqrt{1250^2+525^2}} + \frac{(525^2/1600)+1600-1250}{\sqrt{(1600-1250)^2+525^2}} = 0{,}955.$$

Damit werden die Richtkräfte (ohne äussere Querkräfte)

(143.1) $R'_{12} = \mu\,(Q_{11}+Q_{12})\,a_p = 0{,}6\cdot(19235+20652)\cdot 1{,}322 = 31638$ N
(143.2) $R'_{21} = \mu\,(Q_{21}+Q_{22})\,b_p = 0{,}6\cdot(15140+18755)\cdot 0{,}955 = 19416$ N
(143.3) $R'_{32} = \mu\,(Q_{31}+Q_{32})\,a_p = 0{,}6\cdot(15974+19183)\cdot 1{,}322 = 27887$ N
(143.4) $R'_{41} = \mu\,(Q_{41}+Q_{42})\,b_p = 0{,}6\cdot(12274+17667)\cdot 0{,}955 = 17151$ N

An den einzelnen Radsätzen wirken die Querkräfte

(146.1) $H'_1 = Z_{q1} + H_{rt}\,(2a-a_{ht})/2a = 3434 + 8084\cdot(1600-308)/1600 = 9962$ N
(146.2) $H'_2 = H_{rt}\,a_{ht}/2a = 8084\cdot 308/1600 = 1556$ N
(146.3) $H'_3 = H_{rb}\,(2a-a_{hb})/2a = 5662\cdot(1600-1502)/1600 = 347$ N
(146.4) $H'_4 = H_{rb}\,a_{hb}/2a = 5662\cdot 1502/1600 = 5315$ N.

Die wirksamen Richtkräfte ergeben sich zu

(147.2) $R''_{12} = R'_{12} + H'_1 = 31638 + 9962 = 41600$ N
(147.3) $R''_{21} = R'_{21} - H'_2 = 19416 - 1556 = 17860$ N
(147.6) $R''_{32} = R'_{32} + H'_3 = 27887 + 374 = 28261$ N
(147.7) $R''_{41} = R'_{41} - H'_4 = 17151 - 5315 = 11836$ N.

Da die Richtkräfte nach dem vereinfachten Verfahren nicht die Einflüsse von Vortriebs- und Bremskräften berücksichtigen, können die Werte von R''_{12} bis R''_{41} nicht direkt mit den in den Abschnitten 15.11.1 und 15.11.2 gefundenen Richtkräften R_{12} bis R_{41} verglichen werden.

Wenn in den Berechnungen der Abschnitte 15.11.1 und 15.11.2 die Einflüsse der Bremskräfte nicht berücksichtigt werden, so ergeben sich nach hier nicht wiedergegebener Berechnung die Richtkräfte nach den Gleichungen (133) und (136) zu

$R_{12.0} = 40740$ N
$R_{21.0} = 18423$ N
$R_{32.0} = 28855$ N
$R_{41.0} = 12220$ N.

Die Werte für die Richtkräfte nach den einzelnen Berechnungen sind in der nachfolgenden Tabelle zusammengefasst.

Richtkraft in N an →	Rad 12	Rad 21	Rad 32	Rad 41
nach Abschnitten 15.11.1 und 15.11.2 mit Bremskraft	39009	18343	25696	11932
dito, ohne Bremskrafteinfluss	40740	18423	28855	12220
vereinfacht nach Abschnitt 16	41600	17800	28261	11836

Die prozentuale Abweichung der Ergebnisse der vereinfachten Berechnung gegenüber der nach den Abschnitten 15.11.1 und 15.11.2 ohne Bremskrafteinfluss sind an

Rad 12 +2,1 %
Rad 21 −3,3 %
Rad 32 −2,1 %
Rad 41 −3,1 %.

Diese Abweichungen zeigen, dass das vereinfachte Verfahren nach Abschnitt 8 die Richtkräfte mit einer Genauigkeit bringt, die für erste Dimensionierungen, wie sie z. B. bei der Projektierung vorkommen, als ausreichend angesehen werden kann.

17 Anmerkungen zum berechneten Beispiel

Das berechnete Beispiel behandelt die gleiche Situation wie das Beispiel in der früheren Arbeit [1], jedoch unter anderen Voraussetzungen. Während früher die Gleisverwindung und die Bremskrafteinflüsse an den Adhäsionsrädern unberücksichtigt blieben und der Querreibungskoeffizient mit $\mu = 0{,}3$ eingesetzt wurde, enthalten die Ergebnisse des Beispiels in der vorliegenden Arbeit alle diese Einflüsse. Ausserdem sind die Sicherheitskoeffizienten nach der inzwischen neu formulierten Definition ermittelt. Damit sind die Ergebnisse des früheren und des heutigen Beispiels kaum vergleichbar. Beide führen aber zu der Aussage, dass die beschriebene Situation den Sicherheitsanforderungen nicht genügt.

Die zahlenmässige Berechnung wurde mit einem kleinen Tischrechner ausgeführt und enthält daher kleine Ungenauigkeiten durch das Auf- und Abrunden von Zahlen, z. B. bei den Winkelfunktionen. Wenn nach dem vorgestellten Verfahren auf einer Grossrechenanlage gearbeitet wird, so ist zu erwarten, dass beim Durchrechnen des gezeigten Beispiels geringfügige Abweichungen in den Zahlenwerten auftreten.

Das berechnete Beispiel zeigt sehr deutlich, dass bei jedem Rechnungsschritt Überlegungen anzustellen sind, ob die entsprechenden Gleichungen gültig sind oder durch andere, unter Umständen neu zu entwickelnde Beziehungen ersetzt werden müssen. Diese Überlegungen für den konkreten Fall können auch auf Berechnungswege führen, die von dem in den Abschnitten 1 bis 13 gegebenen Verfahren abweichen.

Adresse des Verfassers: *H.-H. Pribnow,* Dipl.-Masch.-Ing., General-Guisan-Str. 47, 5415 Nussbaumen

Buchbesprechungen

Zum Lauf eines vierachsigen Reisezugwagens

Von *Joh. Nicolin* (Bogenstr. 37, D-51 Aachen). Über den Einfluss von torsionselastischen Radsatzwellen auf das Laufverhalten eines Schienenfahrzeugs. Dissertation RWTH Aachen 1983.

Die Dissertation zeigt mit den Ergebnissen einer nichtlinearisierten Zeitschrittsimulation das Laufverhalten eines vierachsigen Reisezugwagens mit torsionselastischen Radsätzen. Die Variation der Torsionselastizität von null bis unendlich erfasst auch Losradsätze und starre Radsätze heutiger Bauart, so dass Vergleiche und Aussagen zu heutigen Fahrzeugen möglich werden. Das hochgradig nichtlineare Schwingungssystem Rad/Schiene wird ohne jede Linearisierung in einer Zeitsimulation behandelt, wodurch das gegenüber einem linearen System völlig unterschiedliche Verhalten klar herausgearbeitet werden kann.

Die lineare Eigenschaft geht bereits dann verloren, wenn das kegelige Laufflächenprofil durch ein Hohlprofil (Heumann-Lotter, DB 2, ORE S 1002) ersetzt und/oder Hohlkehle und Spurkranz in die Berührungsgeometrie einbezogen werden. Die Ableitung der linearen Differentialgleichung 2. Ordnung nach Heumann und Klingel mit der Sinuslösung wird dann nichtlinear, und die Lösung ist keine reine harmonische Sinuslösung mehr, was bereits Heumann wusste. Auch die Kraftschlussfunktion Rad/Schiene bedeutet eine nicht zu vernachlässigende Abweichung von der Linearität.

Wichtige Aufschlüsse gibt das Phasenporträt, d.h. die Aufzeichnung der Wendebewegung ψ als Ordinate über der Querbewegung y als Abszisse in einem Diagramm. Bei einer Sinusbewegung haben beide einen Phasenwinkel von 90° gegeneinander, und das Phasenporträt ist eine Ellipse oder ein Kreis. Auf den Aachener Rollprüfständen aufgenommene Phasenporträts zeigten jedoch bei höheren Geschwindigkeiten stark schräg verzerrte Formen, die eindeutig auf Nichtlinearitäten hinwiesen. Bei der nichtlinearen Simulation ergab sich bei niedriger Geschwindigkeit auf idealem, nicht gestörtem Gleis zunächst ein ellipsenähnliches Diagramm, das sich bei zunehmender Geschwindigkeit unter Verringerung des Phasenwinkels zur gleichen Form verzerrte wie das Prüfstandsdiagramm. Bei weiterer Steigerung der Geschwindigkeit verzerrt sich das Simulationsdiagramm weiter und nimmt die Form einer schräg liegenden Zitrone mit zwei Spitzen an, die auf das starke Wenden des Radsatzes bei Hohlkehlenberührung zurückzuführen sind. Wiederholt man die Simulation mit gestörtem Gleis, so zeigt sich bei geringer Geschwindigkeit wegen der Gleisstörung keine ellipsenartige Form, sondern ein stochastisch völlig unregelmässiges Diagramm, das bei steigender Gechwindigkeit in die bereits bei ungestörtem Gleis beschriebene Zitronenform mit überlagerten Störungen übergeht. Das bedeutet, dass bei niedriger Geschwindigkeit der Lauf des Fahrzeuges durch die Gleisstörungen bestimmt wird. Bei zunehmender Geschwindigkeit setzt sich die Eigendynamik des Fahrzeugs durch und überwiegt bei hohen Geschwindigkeiten. Hiermit wird eine Beobachtung Sperlings bestätigt und analytisch erklärt, der bereits vor Jahrzehnten bei Messfahrten keine Sinusbewegungen, sondern stochastische, wellenartige Bewegungen feststellte, die bei zunehmender Geschwindigkeit in den von ihm so benannten Zickzacklauf übergingen. Eigene Messungen bei verschiedenen Strassenbahnunternehmen vor etwa 15 Jahren zeigten, dass die beobachtete, als Sinusbewegung vermutete Wellenbewegung der Radsätze typisch stochastische Eigenschaften hatte, die in keiner Weise mit dem Sinuslauf nach Heumann/Klingel in Übereinstimmung zu bringen waren. Damals kamen wir zum Schluss, dass die Ursache in Gleisstörungen zu suchen war.

Bei hoher Geschwindigkeit zeigen die Bewegungsbilder von y_R und ψ_R, dass das System unter Veränderung von Frequenz und Amplitude plötzlich von einem Bewegungszustand in einen anderen übergeht und auch wieder in den ersten Zustand wechselt, ein Verhalten nichtlinearer Schwinger, das mit linearisierten Verfahren nicht darstellbar ist.

Selbst bei unruhigem Zickzacklauf wurde die Entgleisungsgrenze bei der Simulation bis zur Geschwindigkeit von 120 m/s nicht erreicht. Wohl steigerte sich die Verschleissarbeit im Berührungspunkt Rad/Schiene z.T. um eine bis zwei Zehnerpotenzen. Wieweit dabei Festigkeitsgrenzen z.B. der Achswelle erreicht oder überschritten wurden, konnte wegen des Umfangs der Arbeit noch nicht untersucht werden. Bei sehr hohen Geschwindigkeiten konnte mehrfach ein Überschreiten der Prudhommeschen Kennzahl gegen Gleisverschiebungen festgestellt werden. Das Spurspiel hat zusammen mit dem Radreifenumriss beachtlichen Einfluss auf das Laufverhalten.

Hinsichtlich der Torsionselastizität zeigen die Untersuchungen, dass bei richtiger Abstimmung eine Verbesserung des Laufs bei hohen Geschwindigkeiten sowohl in der Geraden als auch im Bogen erreichbar ist. Für Losräder bestätigen sich die bereits bekannten ungünstigen Eigenschaften.

Durch die nichtlineare Behandlung konnte das Verhalten des Rad/Schiene-Systems vom leichten Wellenlauf bis zum heftigen Zickzacklauf als Eigenschaft des nichtlinearen Systems dargestellt und analytisch interpretiert werden.

Prof. Dr. Ing. *Johannes Nöthen,*
Geitlingstr. 4, D-43 Essen