

# Stand- und Entgleisungssicherheit bei Zahnradbahnen: Ergänzungen und Korrekturen

Autor(en): **Borgeaud, G.**

Objektyp: **Article**

Zeitschrift: **Schweizerische Bauzeitung**

Band (Jahr): **89 (1971)**

Heft 7

PDF erstellt am: **08.08.2024**

Persistenter Link: <https://doi.org/10.5169/seals-84769>

## **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.

# Stand- und Entgleisungssicherheit bei Zahnradbahnen

## Ergänzungen und Korrekturen

DK 625.33:625.032.84

Von G. Borgeaud, dipl. Ing., Winterthur

In einer früheren Arbeit (SBZ 87 [1969], H. 4 u. 5, S. 51 u. 71) wurde unter dem Titel «Zusammenfassung» bereits darauf hingewiesen, dass sich die vor allem durch eine Erhöhung der Zuglasten und das Bedürfnis nach Mehrfachtraktion gekennzeichnete Modernisierung der Bergbahnen stark auf die Entgleisungssicherheit auswirkt. Bei der Ausarbeitung der neuen Nebenbahn-Verordnung muss die damit beauftragte Kommission u. a. den einzuhaltenden Stabilitätsfaktor  $\varnothing$  festlegen. Durchgeführte Bremsversuche und entsprechende Berechnungen zeigen, dass der bisher für diesen Faktor vorgesehene Wert oft ohne Entgleisung unterschritten wird. Es ist daher notwendig, ihn kleiner zu wählen und gegebenenfalls den Betriebsverhältnissen, bzw. der Art des Fahrzeuges (ob Triebfahrzeug oder Vorstellwagen) anzupassen. Eine Verkleinerung der Sicherheitsmarge kann aber nur bei viel genauerer Erfassung der Vorgänge verantwortet werden. Die frühere Untersuchung und die vorliegende Ergänzung zeigen, wie die diesbezüglichen Berechnungen durchzuführen sind.

In der früheren Arbeit wurde vorausgesetzt, dass die notwendigen Zug- oder Bremskräfte – ausgenommen die Bremskräfte  $X_A$  – allein durch den Zahnradantrieb entwickelt werden. Ferner wurde im Falle der Zahnradlagerung auf einer Radsatzachse nur die normale Triebwerkanordnung in Betracht gezogen, bei welcher das Zahnrad durch einen Achsantrieb angetrieben wird, der durch eine vertikale oder horizontale Drehmomentstütze mit dem Gestellrahmen verbunden ist.

Nachträglich zeigte die Behandlung verschiedener konkreter Fälle, dass diese Voraussetzungen – im Hinblick auf die Erstellung eines möglichst allgemein gültigen Computerprogrammes – zu starke Einschränkungen mit sich bringen. So können zum Beispiel Anordnungen vorkommen, bei welchen die Zug- oder Bremskräfte sowohl durch den Zahnrad- als auch durch einen Adhäsionsantrieb ohne Verkoppelung derselben erzeugt werden. Ferner können bei Drehgestellfahrzeugen auch Achsantriebe vorkommen, bei welchen die horizontale Drehmomentstütze nicht am Gestellrahmen, sondern am Kasten angelenkt ist. Schliesslich sind noch Anordnungen möglich, bei welchen der einzelne Zahnradantrieb mit einem oder mehreren Radsätzen verkuppelt ist. Auch können bei Drehgestellfahrzeugen Lastausgleichsvorrichtungen zur Verbesserung der Stabilitätsverhältnisse vorgesehen werden. Schliesslich wurde im Falle des Drehgestellfahrzeuges stillschweigend angenommen, dass das einzelne Drehgestell vertikal und quer in der gleichen Längslage mit dem Kasten verbunden ist. Es kommen jedoch Anordnungen vor, bei welchen dies nicht der Fall ist. Es ist daher notwendig, die Längslage jeder Art der Kastenverbindung besonders festzuhalten. Die Ausarbeitung des Computerprogrammes zeigte, dass es ohne grosse Änderungen und Ergänzungen möglich ist, diese ursprünglich nicht berücksichtigten Möglichkeiten ebenfalls einzuschliessen.

Die Berücksichtigung der neu hinzukommenden Antriebsanordnung mit horizontaler, am Kasten angelenkter Drehmomentstütze bedingt die in Tabelle 1a des neuen, nachfolgend angeführten Abschnittes 1.7 angegebene Gruppierung der Antriebsarten. Zu deren Kennzeichnung werden die neuen Faktoren  $\nu$ ,  $\Phi$  und  $\Gamma$  zusätzlich zu den bisherigen Faktoren  $\nu$  und  $\lambda$  mit den in Tabelle 1a angegebenen Werten eingeführt. Die dabei aufgeführten vier Antriebsarten kommen sowohl für den Zahnradantrieb als auch für den allfällig zusätzlich vorhandenen Adhäsionsantrieb in Betracht. Dies gilt ebenso für die zugehörigen Faktoren.

Da gegebenenfalls ausser zwei Zahnradantrieben auch ein Adhäsionsantrieb vorhanden sein kann, ist es notwendig, die Antriebe besonders zu bezeichnen. Sie werden daher als Antrieb  $n$  und die dazugehörigen Grössen mit dem Index  $n$  gekennzeichnet (z. B.  $\zeta_n$ ,  $\alpha_n$ ,  $\lambda_n$  usw.). Die vom Antrieb  $n$  herrührenden und sich für das einzelne Zahnrad  $z$  bzw. für den einzelnen Radsatz  $r$  ergebenden Grössen werden mit den Indizes  $nz$  bzw.  $nr$  versehen (z. B.  $\zeta_{nz}$ ,  $Z_{nz}$ ).

Die infolge des Zahnradantriebes mit vertikaler Drehmomentstütze entstehenden Laständerungen wurden bisher mit  $\Delta_z L$ ,  $\Delta_z R$  und  $\Delta_z Q$  bezeichnet. Da jetzt der Adhäsionsantrieb ebenfalls betrachtet wird, sollen die entsprechenden Laständerungen mit  $\Delta_n L$ ,  $\Delta_n R$  und  $\Delta_n Q$  bezeichnet werden.

Wird ein Zahnradantrieb  $n$  mit einem oder mehreren Radsätzen  $r$  verkuppelt, so wird dies mit Hilfe des Faktors  $\Theta_n$  festgehalten, der in diesem Falle den Wert 1, sonst den Wert 0 aufweist. Die von den betreffenden Radsätzen am Umfang entwickelte Kraft  $U$  und der aufgenommene Anteil an der Kraft  $X_{B_g}$  werden mit  $\bar{U}_n$  und  $\bar{\beta}_n$  bezeichnet.

Zur Berücksichtigung der bei Drehgestellfahrzeugen möglicherweise vorgesehenen Lastausgleichsvorrichtung werden die bei jedem Drehgestell talseitig und bergseitig zwischen Kasten und Gestellrahmen wirkenden Ausgleichskräfte  $D_o$  und  $D_u$  sowie die zugehörigen Abstände  $s_1$  und  $s_2$  neu eingeführt. Desgleichen werden für den eventuellen Fall einer vertikalen Abstützung der benachbarten Fahrzeuge die Stützkkräfte  $N_o$  und  $N_u$  sowie ihre Abstände  $s_o$  und  $s_u$  neu eingeführt (siehe Bild 18).

Zur Berücksichtigung der unterschiedlichen Längslage der Abstützung und der Quermitnahme des Kastens ist es notwendig, die Grössen  $g$ ,  $g'$ ,  $g''$ ,  $c_1$  und  $c_2$  neu zu definieren und die neuen Grössen  $d'$ ,  $d''$ ,  $\bar{c}_1$  und  $\bar{c}_2$  einzuführen. Davon werden die Gleichungen (44.2), (53) und (54) sowie die Bilder 15 und 16 betroffen.

Im weitern haben die Ausarbeitung des Computerprogrammes und die damit durchgeführte Berechnung verschiedenartiger Fälle gezeigt, dass einige der bisherigen Grössen nicht genügend klar definiert sind, was zu einer gewissen Unsicherheit bei der Festlegung der Eingabedaten führte. Es ist daher angezeigt, diese genauer zu definieren oder durch andere zu ersetzen bzw. zu ergänzen. Dies betrifft vor allem die Richtkraft  $P_{II}$ , die Anteilfaktoren  $\zeta$  und  $\varphi$  sowie die rotierenden Massen  $m_{rot}$ .

Entsprechend dem meist auftretenden Fall der normalen Spiessgangstellung wurden  $P_I$  und  $P_{II}$  als positiv definiert, wenn  $P_I$  nach innen und  $P_{II}$  nach aussen wirken. Der Spurkranzdruck  $\mathfrak{P}$  wurde dagegen allgemein, das heisst für alle Radsätze, als positiv definiert, wenn er wie  $P_I$  nach innen wirkt. Damit wiesen  $P_{II}$  und  $\mathfrak{P}_{II}$  entgegengesetzte positive Wirkungsrichtungen auf. Da sie eng miteinander verbunden sind, führte dies zu einer gewissen Verwirrung in der Beurteilung der Ergebnisse. Es erwies sich nachträglich im Interesse der Eindeutigkeit als angebracht, die gleiche positive Wirkungsrichtung für alle Richtkräfte  $P$  und Spurkranzdrücke  $\mathfrak{P}$  zu wählen und daher die positive Wirkungsrichtung von  $P_{II}$  zu ändern.

Die rotierenden Massen  $m_{rot}$  wurden mit Hilfe der Anteilfaktoren  $\zeta$  und  $\varphi$  auf die einzelnen Triebgestelle und Zahnräder bzw. Radsätze verteilt. Der Klarheit halber werden sie jetzt mit  $m_{rotzi}$ ,  $m_{rotzg}$ ,  $m_{rotzn}$ ,  $m_{rotai}$ ,  $m_{rotag}$  und  $m_{rotan}$  unmittelbar bezeichnet. Damit wirken sich die jetzigen Anteilfaktoren  $\zeta$ ,  $\alpha$  und  $\beta$  nur auf die Kräfte  $X_Z$ ,  $X_A$  und  $X_B$  aus.

\*

In der früheren Fassung bedingen nachträglich festgestellte Unstimmigkeiten folgende *Korrekturen*:

Index  $g$ : lies ( $g$  ist gleichwertig mit  $i$ ).

$$\text{Masse } m_{rot}: \text{ lies } m_{rot} = \frac{4 \sum (\Theta \dot{u})^2}{D_z^2}$$

Längen  $h_c$ ,  $h_a$ ,  $h_r$ ,  $h_k$ : streiche  $h_a$ .

Gleichungen (45') und (45'') S. 63: ersetze die Schlussklammer des ersten Gliedes ] nach ( $M' + M''$ ).

Gleichung (49.1) S. 64: lies in der [ ]-Klammer der ersten Gleichung  $+\lambda_2(a-z_2)\bar{A}_2$  statt  $\lambda_2(a-z_2)Z_2$ .

Gleichung (62), S. 66: lies  $-(q_L - q_R)_r$  statt  $-(q_L - q_R)$ .

Gleichung (72a), S. 72: lies  $-eU_{ar}$  statt  $-eU_{ar}$ .

Gleichungen (103), (104) und (106), S. 76 u. 78: lies  $\sin \delta$  statt  $\sin \gamma$ .

Dritte Textzeile nach Gleichung (43.2), S. 63: lies Moment  $M$  statt Moment  $D$ .

Zweite Textzeile nach Bild 28, S. 77: lies Bild 28 statt 27.

Dritte und fünfte Textzeile nach Gleichung (106), S. 78: lies Gleichung (106) statt (109).

Vierte Textzeile nach Gleichung (97), S. 75: lies Glied **M** statt Glied **D**.

Sechste Textzeile nach Gleichung (97): lies Anteil  $t_z \lambda_z Z_{qz}$  statt Anteil  $t_z \nu_z Z_{qz}$ .

\*

Zur Berücksichtigung der oben erwähnten neuen Möglichkeiten und zur genaueren Präzisierung gewisser Grössen sind ausser den oben angegebenen Korrekturen folgende *Ergänzungen* notwendig:

### Bezeichnungen

*Allgemeine Voraussetzungen* (S. 51)

Zu Punkt **g**) lies: Mit Ausnahme der Richtkräfte  $P$  und der Spurrandrücke  $\mathfrak{B}$

Neue Punkte:

- h) Ist im betrachteten Fahrgestell zusätzlich zum Zahnradantrieb auch ein Adhäsionsantrieb vorhanden, dann besteht keine Verkopplung zwischen beiden Antriebsarten.
- i) Der Gestellrahmen ist verwindungssteif.
- j) Die Räder der angetriebenen, miteinander verkuppelten Radsätze weisen alle den gleichen Laufdurchmesser auf.

*Neue Indizes; sie verweisen*

A	auf den Adhäsionsantrieb
n	auf den Antrieb (Zahnrad- oder Adhäsionsantrieb)
nr	auf den Antrieb $n$ , der auf dem Radsatz $r$ gelagert ist (z. B. bedeuten $B_{32}, f_{32}, b_{32}$ die Grössen $B, f$ und $b$ des auf dem Radsatz 2 gelagerten Antriebes 3)
n	darauf, dass die betreffende Grösse von den Antrieben herrührt.
B	auf die Klotzbremse (auf die Räder der Radsätze wirkend)

*Massen* (neue Bezeichnungen)

$m_{rotZ}$	die auf den Zahnradteilkreis reduzierte Masse der rotierenden Teile des Zahnradantriebes
$m_{rotA}$	die auf den Radumfang der Radsätze reduzierte Masse des Adhäsionsantriebes

*Kräfte*

ersetze $\bar{A}$ durch	
$\bar{A}_z, \bar{A}_{zr}$	durchschnittlicher Zahnradauftrieb des Zahnrades $z$ bzw. des auf der Achse $r$ gelagerten Zahnrades $z$
$N$	ergänze am Schluss: oder auf den Triebwagenkasten
$P_{II}$	lies: Richtkraft des hinteren Radsatzes (positiv, wenn gegen Kurvenzentrum auf Radsatz wirkend)

*Neue Bezeichnungen*

$U_r$	ergänze am Schluss: , im allgemeinen
$\bar{U}_r$	die Umfangskraft $U_r$ des Radsatzes $r$ im speziellen Fall des verkuppelten Zahnradantriebes
$\bar{U}_n$	Summe der Umfangskräfte $\bar{U}_r$ der mit dem Zahnradantrieb $n$ verkuppelten Radsätze
$D$	die durch eine Ausgleichvorrichtung gegebenen und zwischen Kasten und Drehgestellrahmen wirkenden Druckkräfte ( $D'_o, D'_u, D''_o, D''_u$ )

Ersetze  $X_z$  durch

$X_z$	und ergänze am Schluss der Definition ( $X_{zi}, X_{zg}, X_{zn}, X_{zz}$ )
-------	--

Ersetze  $X_A$  durch

$X_B$	Anteil von $X_b$ , der durch die mittelbar auf die Radsätze wirkende Klotzbremse erzeugt wird
$X_A$ (neu)	Anteil von $X_m$ bzw. $X_b$ der vom Adhäsionsantrieb geliefert wird

Ersetze  $X$  durch

$X_i, X_t$	Beschleunigungs- oder Verzögerungskraft des Fahrzeuges $i$ bzw. des ganzen Zuges
------------	--

Ersetze  $\Delta_z L, \Delta_z R, \Delta_z Q$  durch

$\Delta_n L, \Delta_n R, \Delta_n Q$	Lager-, Rad- und Achsdruckänderung infolge der Achsantriebe mit vertikaler Drehmomentstütze
--------------------------------------	---

Ersetze  $\Delta_A L, \Delta_A R$  durch

$\Delta_B L, \Delta_B R$	Lager- und Raddruckänderungen infolge der Klotzbremse
--------------------------	---

*Wichtige Längen*

Ersetze  $c, g, k, w$  durch

$c, \bar{c}, d, g, k, w$	Längen, die in den Bildern 15, 17 und 18 genauer definiert sind, wobei sich die Längen $c$ und $g$ auf die Punkte der vertikalen Abstützung und die Längen $\bar{c}$ und $d$ auf die Quermitnahmepunkte des Kastens beziehen
--------------------------	--

*Faktoren*

Ersetze die für  $\zeta_g, \zeta_z$  und  $\zeta_r$  gegebenen Definitionen durch

$\zeta_g, \alpha_g, \beta_g$	der dem Triebgestell $g$ zufallende proportionale Anteil der Kraft $X_{Zi}$ bzw. $X_{Ai}$ bzw. $X_{Bi}$ : ( $X_{Zg} = \zeta_g X_{Zi}, X_{Ag} = \alpha_g X_{Ai}, X_{Bg} = \beta_g X_{Bi}$ )
$\zeta_n, \alpha_n$	der dem Zahnrad- bzw. Adhäsionsantrieb $n$ zufallende proportionale Anteil der Kraft $X_{Zg}$ bzw. $X_{Ag}$ : ( $X_{Zn} = \zeta_n X_{Zg}, X_{An} = \alpha_n X_{Ag}$ )
$\zeta_{nz}$	der dem Zahnrad $z$ zufallende proportionale Anteil des vom Zahnradantrieb $n$ entwickelten Zahndruckes $Z_n$ : ( $Z_z = \zeta_{nz} Z_n$ )
$\alpha_{nr}$	der dem Radsatz $r$ zufallende proportionale Anteil der vom Adhäsionsantrieb $n$ entwickelten Kraft ( $X_{An} - \mathfrak{h} m_{rotAn}$ ): ( $X_{Ar} - \mathfrak{h} m_{rotAr}$ ) = $\alpha_{nr} (X_{An} - \mathfrak{h} m_{rotAn})$
$\beta_r$	der dem Radsatz $r$ zufallende proportionale Anteil der Kraft $X_{Bg}$ : ( $X_{Br} = \beta_r X_{Bg}$ )
$\bar{\beta}_n$	der den mit dem Zahnradantrieb $n$ verkuppelten Radsätzen zufallende proportionale Anteil der Bremskraft $X_{Bg}$
$\delta_{rn}$ (neu)	Anteil der Umfangskraft $\bar{U}_r$ des verkuppelten Radsatzes $r$ an der vom Zahnradantrieb $n$ übernommenen totalen Umfangskraft $\bar{U}_n$

Ersetze  $\lambda_z$  und  $\nu_z$  durch

$\lambda_z, \lambda_n$	Faktor mit dem Wert 1, wenn das Zahnrad $z$ bzw. der Antrieb $n$ im Rahmen gelagert ist, und
$\nu_z, \nu_n$	Faktor mit dem Wert 1, wenn das Zahnrad $z$ bzw. der Antrieb $n$ auf einer Achse gelagert ist
$\nu_{zr}$	Faktor mit dem Wert 1, wenn das Zahnrad $z$ auf der Achse $r$ gelagert ist
$\bar{\nu}_n$	Faktor mit dem Wert 1, wenn der auf einer Radachse gelagerte Antrieb $n$ eine vertikale Drehmomentstütze aufweist
$\Theta_n$ (neu)	Faktor mit dem Wert 1 beim verkuppelten bzw. mit dem Wert 0 beim unverkuppelten Zahnradantrieb
$\Phi_n$ (neu)	Faktor mit dem Wert 1 bei den Achsantrieben mit horizontaler Drehmomentstütze bzw. mit dem Wert 0 bei dem Achsantrieb mit vertikaler Drehmomentstütze (vgl. Tabelle 1a)
$\Gamma_n$ (neu)	Faktor mit dem Wert 1 bei den Achsantrieben mit am Kasten angreifender Drehmomentstütze bzw. mit dem Wert 0 bei den anderen Achsantrieben (vgl. Tabelle 1a)

*Füge vor der Einleitung S. 53 hinzu:*

Die an verschiedenen Stellen angegebenen Summen sind jeweils auf alle betreffenden Grössen des betrachteten Fahrgestells zu beziehen. Zum Beispiel ist die Summe  $\sum \Phi_n Z_n$  der Gleichungen (48.2) auf alle Zahnradantriebe des Rahmenfahrzeuges bzw. die Summe  $\sum (\Phi_n Z_n)_g$  auf alle Zahnradantriebe des talseitigen Gestells zu beziehen.

**Gleichungen**

Gl. (13.1), (13.2) und (14) fallen hier weg.

Die beiden bisherigen Gleichungen (15) und (16) werden neu mit (16a) und (16b) numeriert.

Gleichungen (44.2):

Ergänze  $c_1', c_2', c_1''$  und  $c_2''$  zu  $\bar{c}_1', \bar{c}_2', \bar{c}_1''$  und  $\bar{c}_2''$

Gleichung (48.1): Die zweite Linie der Gleichung muss lauten

$$+ \mathfrak{M}_a + \frac{D_z}{2} \Sigma \Phi_n Z_n + \frac{D_r}{2} \left\{ X_{Bt} - \Sigma \Phi_n \Theta_n (\bar{\beta}_n X_B - \psi \bar{U}_n)_i + \Sigma \Phi (\alpha_n X_A - \mathfrak{b} m_{rotAn})_i \right\}$$

Gleichungen (48.2):

$$M_{q'} = h_{x'} C_{x'} + \mathfrak{M}_{q'} + h_{t'} (G_{t'} \sin \alpha + \mathfrak{b} \bar{m}_{t'}) - \xi_a h_k K_u + \frac{D_z}{2} \Sigma (\Phi_n Z_n)_{g'} + \frac{D_r}{2} \left\{ X_{Bg'} - \Sigma [\Phi_n \Theta_n (\bar{\beta}_n X_{Bg} - \psi \bar{U}_n)]_{g'} + \Sigma [\Phi_n (\alpha_n X_{Ag} - \mathfrak{b} m_{rotAn})]_{g'} - \Sigma [(b_n - h_x) \Gamma_n B_n]_{g'} \right\}$$

$$M_{q''} = h_{x''} C_{x''} + \mathfrak{M}_{q''} + h_{t''} (G_{t''} \sin \alpha + \mathfrak{b} \bar{m}_{t''}) - \xi_a h_k K_o + \frac{D_z}{2} \Sigma (\Phi_n Z_n)_{g''} + \frac{D_r}{2} \left\{ X_{Bg''} - \Sigma [\Phi_n \Theta_n (\bar{\beta}_n X_{Bg} - \psi \bar{U}_n)]_{g''} + \Sigma [\Phi_n (\alpha_n X_{Ag} - \mathfrak{b} m_{rotAn})]_{g''} - \Sigma [(b_n - h_x) \Gamma_n B_n]_{g''} \right\}$$

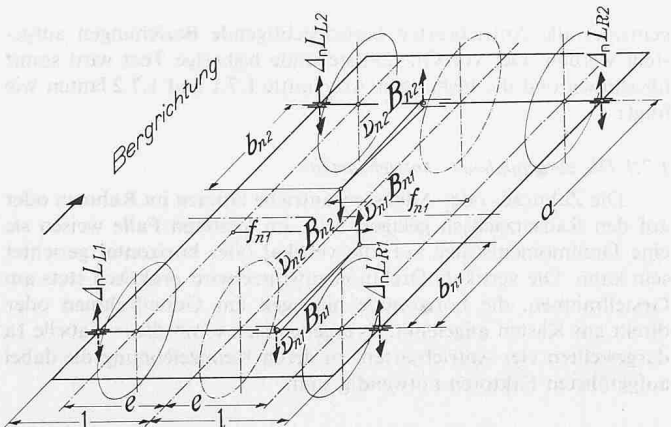


Bild 13. Die vom Antrieb oder von der Bremse aus entstehenden Kräfte

Gleichungen (49.2). Ergänze in der Klammer

erste Gleichung:  $+ (a + s_1) D_u - s_2 D_o$

zweite Gleichung:  $+ (a + s_2) D_o - s_1 D_u$

Gleichungen (53') und (53''):

$$C_{v'} = \frac{1}{g} \left\{ g'' G_c \cos \alpha + (h_c - h_x) (G_c \sin \alpha + \mathfrak{b} \bar{m}_c) - \xi_c (h_k - h_x) (K_o + K_u) + \Sigma [(b_n - h_x) \Gamma_n B_n]_{g'} + \Sigma [(b_n - h_x) \Gamma_n B_n]_{g''} + D_o'' (c_2'' + s_2'') - D_u'' (c_1'' + s_1'') - D_o' (g - c_2' - s_2') - D_u' (g + c_1' + c_2') + N_u (g + s_u) - N_o s_o \right\}$$

$$C_{v''} = \left\{ \frac{1}{g} g' G_c \cos \alpha + (h_c - h_x) (G_c \sin \alpha + \mathfrak{b} \bar{m}_c) + \xi_c (h_k - h_x) (K_o + K_u) - \Sigma [(b_n - h_x) \Gamma_n B_n]_{g'} - \Sigma [(b_n - h_x) \Gamma_n B_n]_{g''} - D_o'' (g + c_2'' + s_2'') - D_u'' (g - c_1'' - s_1'') - D_o' (c_2' + s_2') + D_u' (c_1' + s_1') - N_u s_u + N_o (g + s_o) \right\}$$

in Gl. (54') lies:  $(G_{d'} + G_c \frac{g''}{g}) \psi_w$  statt  $(G_{d'} + G_c \frac{g''}{d}) \psi_w$

in Gl. (54'') lies:  $(G_{d''} + G_c \frac{g'}{g}) \psi_w$  statt  $(G_{d''} + G_c \frac{g'}{d}) \psi_w$

In Gleichungen (56) lies:

$$\left[ \Delta_n R_{Lr} - v_{zr} \frac{\bar{A}_{zr}}{2} \right] \text{ bzw. } \left[ \Delta_n R_{Rr} - v_{zr} \frac{\bar{A}_{zr}}{2} \right] \text{ statt } v \left[ \Delta_z R - \frac{A_r}{2} \right]$$

In Gleichung (57) lies:

$$+ u v_{zr} Z_{qzr} \text{ statt } + v u Z_{qr}$$

In Gleichungen (92) bis (102) lies:

$$- P_{II}, - (x - a) P_{II} \text{ und } - a P_{II} \text{ statt } + P_{II}, + (x - a) P_{II} \text{ und } + a P_{II}$$

In Gleichungen (103), (104), (107) sowie unnummerierte Gleichung vor (107), streiche  $(\varrho_L - \varrho_R)$

Gleichungen (108) und (109) lies im Zähler  $\gamma^* |P_r|$  statt  $\gamma^* P_r$

**Tabellen**

Tabelle 5: Ergänze  $c_1$  und  $c_2$  zu  $\bar{c}_1$  und  $\bar{c}_2$ .

Tabellen 8 und 11: Die für  $P_{II}, P_{RII}$  und  $\gamma^* P_{RII}$  angegebenen Werte sind mit Minuszeichen zu versehen.

**Bilder**

Die Bilder 13, 15 und 18 sind durch folgende zu ersetzen:

Bild 13. Änderung von  $\Delta_z L$  zu  $\Delta_n L$  und besondere Bezeichnung der Grössen  $b$  und  $f$ .

Bild 15. Änderung der Grössen  $g'$  und  $g''$  zu  $d'$  und  $d''$  und Ergänzung der Grössen  $c$  zu  $\bar{c}$ .

Bild 18. Eintragung der Grösse  $g$ , der Ausgleichskräfte  $N$  und  $D$  und deren Abstände  $s$ .

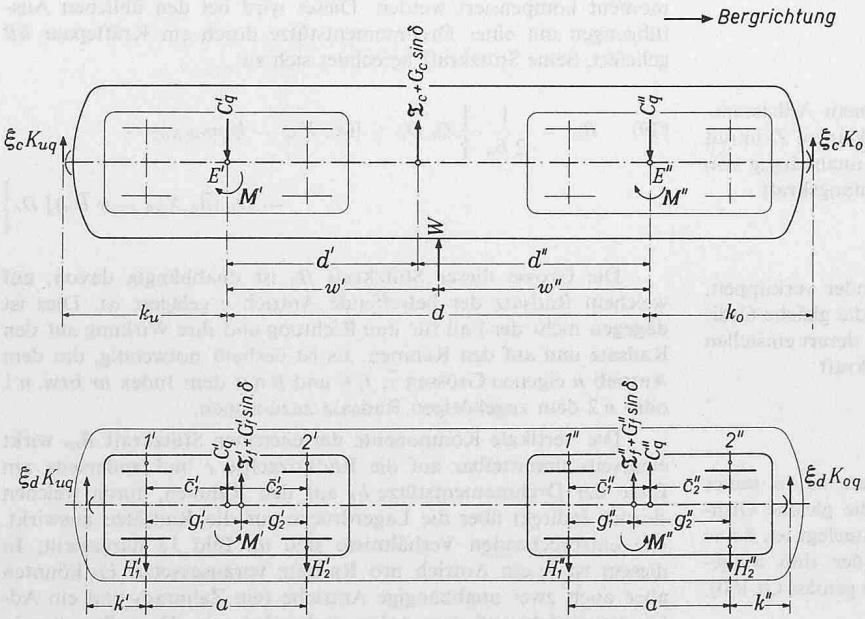


Bild 15. Die auf den Kasten und die einzelnen Triebgestelle eines Drehgestell-Fahrzeuges wirkenden äusseren Querkräfte

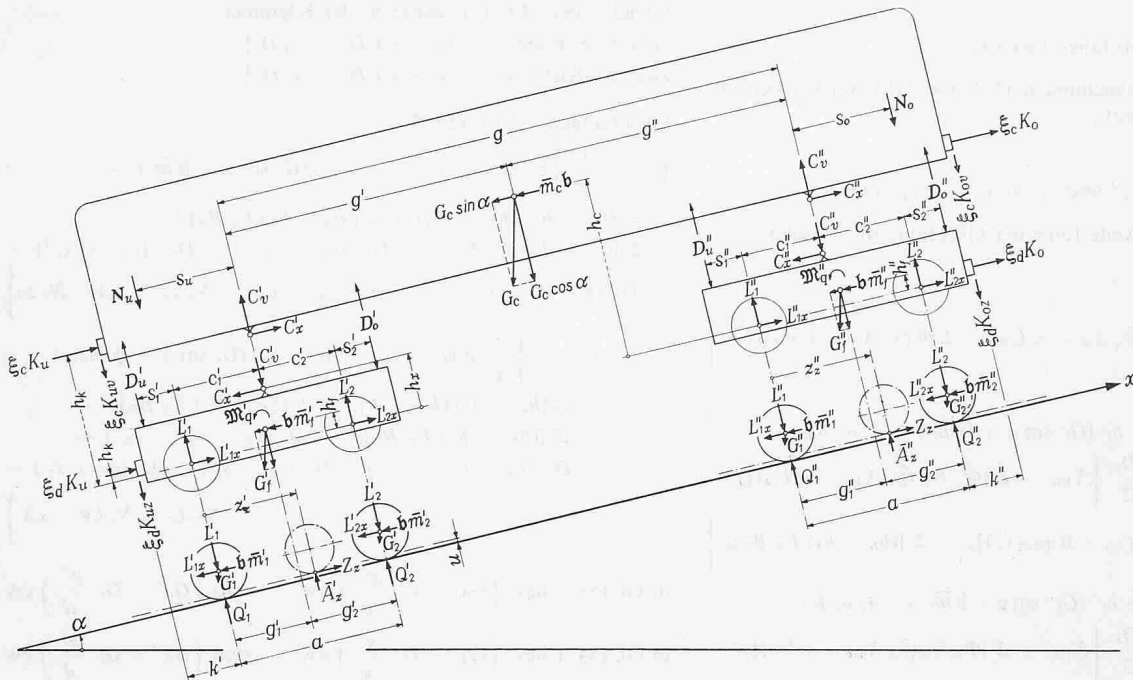


Bild 18. Die auf den Kasten und das einzelne Triebgestell eines Drehgestell-Fahrzeuges in der senkrechten Längsebene wirkenden Kräfte

**Abschnitt 1.3:** Dieser Abschnitt ist ganz durch folgenden zusetzen:  
**1.3 Die Zahnkräfte  $Z$  und die Umfangskräfte  $U$**

Von der eventuellen Zugkraft  $X_m$  bzw. Bremskraft  $X_b$  des betrachteten Fahrzeuges  $i$  bzw. Fahrgestelles wird unmittelbar im Fahrzeug selbst der Anteil  $h m_{rot}$  zur Beschleunigung der rotierenden Massen  $m_{rot}$  verbraucht, so dass sich die an der Zahnstange zur Wirkung kommende Zugkraft  $Z$  zu

$$(12.1) \quad Z_i = (X_{mi} \text{ bzw. } X_{bi}) - h m_{rot i} - \psi (\Sigma U_r)_i$$

im Falle des Fahrzeuges  $i$  bzw. zu

$$(12.2) \quad Z_g = (X_{mg} \text{ bzw. } X_{bg}) - h m_{rot g} - \psi U_g$$

im Falle des Fahrgestelles  $g$  ergibt und bergwärts auf das Fahrzeug bzw. Fahrgestell wirkt, wenn sie positiv ausfällt. Seinerseits ergibt sich der vom einzelnen Zahnradantrieb  $n$  entwickelte Zahndruck zu

$$(12.3) \quad Z_n = (\zeta_n X_{zg} - h m_{rot zn}) + \Theta_n [\bar{\beta}_n X_{Bg} - \psi \bar{U}_n]$$

und der auf das Zahnrad  $z$  entfallende Anteil zu

$$(12.4) \quad Z'_z = \zeta'_{nz} Z'_n \text{ bzw. } Z''_z = \zeta''_{nz} Z''_n.$$

Entsprechend der Voraussetzung  $h$ , ist der von einem Adhäsionsantrieb  $n$  angetriebene Radsatz  $r$  grundsätzlich mit keinem Zahnrad verkuppelt. Daher kann er sich in seiner Drehzahl unabhängig von der Zahnstange einstellen und selbständig seine Umfangskraft

$$(13) \quad U_r = \alpha_{nr} (\alpha_n X_{Ag} - h m_{rot An}) + \beta_r X_{Bg}$$

entwickeln. Sind dagegen beide Radsätze miteinander verkuppelt, dann drehen beide gleich schnell. Sie weisen daher die gleiche Ordinate  $\eta$  ihres Momentanzentrums  $M$  auf, welche sich derart einstellen muss, dass beide Radsätze zusammen die Umfangskraft

$$(14) \quad (U_1 + U_2) = (X_{Ag} - h m_{rot Ag}) + X_{Bg}$$

aufweisen.

Der mit einem Zahnradantrieb verkuppelte Radsatz ist in seiner Drehzahl an die Zahnstange gebunden. Er weist die gleiche Ordinate  $\eta$  auf, die entsprechend Gl. (89) kinematisch festgelegt ist. Seine Umfangskraft  $U_r$  hängt daher nicht mehr von der ihm aufzuwendenden Kraft  $X$  ab. Sie ergibt sich in diesem Falle gemäss Gl. (80).

**Abschnitt 1.7:**

Durch die Einführung der Faktoren  $\Phi_n$ ,  $I_n$  und  $v_n$  konnten all-

gemeine, alle Antriebsarten berücksichtigende Beziehungen aufgestellt werden. Der vor Gl. (29) stehende bisherige Text wird somit überflüssig und die bisherigen Abschnitte 1.7.1 und 1.7.2 lauten wie folgt:

#### 1.7.1 Die verschiedenen Antriebsarten

Die Zahnrad- oder Adhäsionsantriebe können im Rahmen oder auf den Radsatzachsen gelagert sein. Im letzteren Falle weisen sie eine Drehmomentstütze auf, die vertikal oder horizontal gerichtet sein kann. Die vertikale Drehmomentstütze wird praktisch stets am Gestellrahmen, die horizontale hingegen am Gestellrahmen oder direkt am Kasten angelenkt. Es ergeben sich somit die in Tabelle 1a dargestellten vier Antriebsarten, zu deren Kennzeichnung die dabei aufgeführten Faktoren notwendig sind.

#### 1.7.2 Die Lagerdruckänderungen

Im Falle der Antriebslagerung auf den Radsatzachsen muss das Antriebs- oder Bremsmoment durch ein entsprechendes Reaktionsmoment kompensiert werden. Dieses wird bei den üblichen Ausführungen mit einer Drehmomentstütze durch ein Kräftepaar  $bB$  geliefert. Seine Stützkraft berechnet sich zu

$$(29) \quad B_n = \frac{1}{2 b_n} \left\{ Z_n D_z + [(\alpha_n X_{Ag} - h m_{rot An}) - \Theta_n (\bar{\beta}_n X_{Ag} - \psi \bar{U}_n)] D_r \right\}$$

Die Grösse dieser Stützkraft  $B_n$  ist unabhängig davon, auf welchem Radsatz der betreffende Antrieb  $n$  gelagert ist. Dies ist dagegen nicht der Fall für ihre Richtung und ihre Wirkung auf den Radsatz und auf den Rahmen. Es ist deshalb notwendig, die dem Antrieb  $n$  eigenen Grössen  $\bar{v}$ ,  $f$ ,  $b$  und  $B$  mit dem Index  $nr$  bzw.  $n1$  oder  $n2$  dem zugehörigen Radsatz zuzuordnen.

Die vertikale Komponente der einzelnen Stützkraft  $B_{nr}$  wirkt einerseits unmittelbar auf die Radsatzachse  $r$  und andererseits am Ende der Drehmomentstütze  $b_n$  auf den Rahmen, durch welchen sie sich indirekt über die Lagerdrücke auf die Radsätze auswirkt. Die entsprechenden Verhältnisse sind im Bild 13 dargestellt. In diesem ist je ein Antrieb pro Radsatz vorausgesetzt. Es könnten aber auch zwei unabhängige Antriebe (ein Zahnrad- und ein Adhäsionsantrieb) auf einer Achse vorhanden sein. Deshalb sollen in folgenden Ableitungen jeweils die Kräfte  $B_{n1}$  und  $B_{n2}$  sowie ihre Momente summiert über  $n$  in Betracht gezogen werden.

Werden diese Kräfte auf das Zentrum des Gestellrahmens verlegt, dann wirken dort

eine Kraft  $\Sigma \bar{v}_{n1} B_{n1} - \Sigma \bar{v}_{n2} B_{n2}$

ein Moment  $M_{nx} = + \Sigma [\bar{v}_n B_n (f_n - e)]_g$

ein Moment  $M_{nq} = - \Sigma \left[ \bar{v}_n B_n \left( \frac{a - 2b_n}{2} \right) \right]_g$

Unter der Voraussetzung, dass beide Federn des einzelnen Radsatzes gleich steif sind und dass der Rahmen verwindungsfrei ist, ergeben sich die Lagerdruckänderungen zu

$$\begin{aligned} \Delta_n L_{L1} &= - \frac{\Sigma \bar{v}_{n1} B_{n1} - \Sigma \bar{v}_{n2} B_{n2}}{4} + \tau_1 \frac{M_{nx}}{2l} + \frac{M_{nq}}{2a} \\ &= - \Sigma \frac{\bar{v}_{n1} B_{n1}}{2} \left[ \left( \frac{a - b_{n1}}{a} \right) - \tau_1 \left( \frac{f_{n1} - e}{l} \right) \right] + \\ &\quad + \Sigma \frac{\bar{v}_{n2} B_{n2}}{2} \left[ \left( \frac{b_{n2}}{a} \right) + \tau_1 \left( \frac{f_{n2} - e}{l} \right) \right] \\ \Delta_n L_{R1} &= - \frac{\Sigma \bar{v}_{n1} B_{n1} - \Sigma \bar{v}_{n2} B_{n2}}{4} - \tau_1 \frac{M_{nx}}{2l} + \frac{M_{nq}}{2a} \\ &= - \Sigma \frac{\bar{v}_{n1} B_{n1}}{2} \left[ \left( \frac{a - b_{n1}}{a} \right) + \tau_1 \left( \frac{f_{n1} - e}{l} \right) \right] + \\ (30) \quad &\quad + \Sigma \frac{\bar{v}_{n2} B_{n2}}{2} \left[ \left( \frac{b_{n2}}{a} \right) - \tau_1 \left( \frac{f_{n2} - e}{l} \right) \right] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Delta_n L_{L2} &= - \frac{\Sigma \bar{v}_{n1} B_{n1} - \Sigma \bar{v}_{n2} B_{n2}}{4} + \tau_2 \frac{M_{nx}}{2l} - \frac{M_{nq}}{2a} \\ &= - \Sigma \frac{\bar{v}_{n1} B_{n1}}{2} \left[ \left( \frac{b_{n1}}{a} \right) - \tau_2 \left( \frac{f_{n1} - e}{l} \right) \right] + \\ &\quad + \Sigma \frac{\bar{v}_{n2} B_{n2}}{2} \left[ \left( \frac{a - b_{n2}}{a} \right) + \tau_2 \left( \frac{f_{n2} - e}{l} \right) \right] \\ \Delta_n L_{R2} &= - \frac{\Sigma \bar{v}_{n1} B_{n1} - \Sigma \bar{v}_{n2} B_{n2}}{4} - \tau_2 \frac{M_{nx}}{2l} - \frac{M_{nq}}{2a} \\ &= - \Sigma \frac{\bar{v}_{n1} B_{n1}}{2} \left[ \left( \frac{b_{n1}}{a} \right) + \tau_2 \left( \frac{f_{n1} - e}{l} \right) \right] + \\ &\quad + \Sigma \frac{\bar{v}_{n2} B_{n2}}{2} \left[ \left( \frac{a - b_{n2}}{a} \right) - \tau_2 \left( \frac{f_{n2} - e}{l} \right) \right] \end{aligned}$$

Diese Lagerdruckänderungen führen zu den Raddruckänderungen

$$\begin{aligned} \Delta_n R_{L1} &= + \Sigma \frac{\bar{v}_{n1} B_{n1}}{2} \left[ \frac{b_{n1}}{a} - (1 - \tau_1) \left( \frac{f_{n1} - e}{e} \right) \right] + \\ &\quad + \Sigma \frac{\bar{v}_{n2} B_{n2}}{2} \left[ \frac{b_{n2}}{a} + \tau_1 \left( \frac{f_{n2} - e}{e} \right) \right] \\ \Delta_n R_{R1} &= + \Sigma \frac{\bar{v}_{n1} B_{n1}}{2} \left[ \frac{b_{n1}}{a} + (1 - \tau_1) \left( \frac{f_{n1} - e}{e} \right) \right] + \\ (31) \quad &\quad + \Sigma \frac{\bar{v}_{n2} B_{n2}}{2} \left[ \frac{b_{n2}}{a} - \tau_1 \left( \frac{f_{n2} - e}{e} \right) \right] \\ \Delta_n R_{L2} &= - \Sigma \frac{\bar{v}_{n1} B_{n1}}{2} \left[ \frac{b_{n1}}{a} - \tau_2 \left( \frac{f_{n1} - e}{e} \right) \right] - \\ &\quad - \Sigma \frac{\bar{v}_{n2} B_{n2}}{2} \left[ \frac{b_{n2}}{a} + (1 - \tau_2) \left( \frac{f_{n2} - e}{e} \right) \right] \end{aligned}$$

Tabelle 19. Gruppierung und Kennzeichnung der Antriebsarten

Lagerung des Antriebes				
	Im Rahmen	Auf Radsatzachse		
		Drehmomentsstütze		
		vertikal	horizontal, verbunden mit	
		Gestellrahmen	Kasten	
		Antriebsart		
		1	2	3
b	∞	wie vorhanden		
λ	1	0	0	0
ν	0	1	1	1
ν̄	0	1	0	0
Φ	1	0	1	1
Γ	0	0	0	1

$$\begin{aligned} \Delta_n R_{R2} &= - \Sigma \frac{\bar{v}_{n1} B_{n1}}{2} \left[ \frac{b_{n1}}{a} + \tau_2 \left( \frac{f_{n1} - e}{e} \right) \right] - \\ &\quad - \Sigma \frac{\bar{v}_{n2} B_{n2}}{2} \left[ \frac{b_{n2}}{a} - (1 - \tau_2) \left( \frac{f_{n2} - e}{e} \right) \right] \end{aligned}$$

woraus sich die Achsdruckänderungen zu

$$(32) \quad \begin{cases} \Delta_n Q_1 = + \\ \Delta_n Q_2 = - \end{cases} \frac{\Sigma \bar{v}_n B_n b_n}{a}$$

ergeben. Bei symmetrischer Anordnung der Antriebe und bei gleich starker Wirkung derselben auf ihre Radsätze wird

$$\Sigma \bar{v}_{n1} B_{n1} = \Sigma \bar{v}_{n2} B_{n2} = 1/2 \Sigma \bar{v}_n B_n$$

Wird ferner gleiche Steifigkeit der beiden Radsatzfedern ( $\tau_1 = \tau_2 = 0,5$ ) vorausgesetzt, dann vereinfachen sich Gl. (30) und (31) zu

$$(33) \quad \begin{cases} \Delta_n L_{L1} = - \\ \Delta_n L_{R2} = + \\ \Delta_n L_{R1} = - \\ \Delta_n L_{L2} = + \end{cases} \frac{1}{4} \Sigma \bar{v}_n B_n \left[ \left( \frac{a - 2b_n}{a} \right) - \left( \frac{f_n - e}{l} \right) \right]$$

und

$$(34) \quad \begin{cases} \Delta_n R_{L1} = \Delta_n R_{R1} = + \\ \Delta_n R_{L2} = \Delta_n R_{R2} = - \end{cases} \Sigma \frac{\bar{v}_n B_n b_n}{2a}$$

Diese Gleichungen zeigen, dass im Falle

$$\Sigma \bar{v}_{n1} B_{n1} = \Sigma \bar{v}_{n2} B_{n2} = 1/2 \Sigma \bar{v}_n B_n$$

beide Räder des gleichen Radsatzes die gleiche Raddruckänderung aufweisen. Ist nur ein Antrieb vorhanden oder in Wirkung, dann tritt in den Gleichungen (30) und (31) nur die entsprechende Kraft  $B_{11}$  oder  $B_{12}$  auf, so dass die Raddruckänderungen unsymmetrisch werden.

Wird beim einzelnen Fahrgestell  $g$  ein Bremsmoment  $X_{Bg} D_r/2$  unmittelbar auf die Laufräder ausgeübt, dann ergeben sich dadurch zusätzlich die Druckänderungen

$$(35) \quad \begin{cases} \Delta_B L_{L1} = \Delta_B L_{R1} = \Delta_B R_{L1} = \Delta_B R_{R1} = + \\ \Delta_B L_{L2} = \Delta_B L_{R2} = \Delta_B R_{L2} = \Delta_B R_{R2} = - \end{cases} X_{Bg} \frac{D_r}{4a}$$