Stand- und Entgleisungssicherheit bei Zahnradbahnen

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

Objekttyp: **Article**

Zeitschrift: **Schweizerische Bauzeitung**

Band (Jahr): **87 (1969)**

Heft 4

PDF erstellt am: **23.05.2024**

Persistenter Link: https://doi.org/10.5169/seals-70587

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

HERAUSGEGEBEN VON DER VERLAGS-AKTIENGESELLSCHAFT DER AKADEMISCHEN TECHNISCHEN VEREINE, ZÜRICH

Stand- und Entgleisungssicherheit bei Zahnradbahnen

DK 625.33:625.032.84

Von Dr. **G. Borgeaud**, dipl. Ing., Winterthur

Zusammenfassung

Bei Adhäsionsbahnen bleiben die Zug- und Bremskräfte durch die Reibungsverhältnisse zwischen Rad und Schiene begrenzt. Bei Zahnradbahnen hingegen gestattet es die Zahnstange, viel grössere Kräfte auszuüben, deren Begrenzung durch die Festigkeit der Zahnstange einerseits und durch die Stabilitätsverhältnisse anderseits gegeben ist. Diese Zug- oder Bremskräfte haben zur Folge, dass die vorlaufenden Achsen bei Zugkraftausübung bzw. die nachlaufenden Achsen bei Bremsung entlastet werden. Bei Adhäsionstriebfahrzeugen kann diese Entlastung bis über 20% des Achsdruckes betragen. Bei Zahnradtriebfahrzeugen hingegen kann sie im Zusammenhang mit dem Zahnauftrieb, besonders bei Bremsung, bis 100% und mehr erreichen, was zu einer Entgleisung führt. Bei Adhäsionsbahnen wirkt sich diese Entlastung praktisch nur auf die Zugkraft aus, bei Zahnradbahnen hingegen auf die Standsicherheit. Bisher wurde diese Standsicherheit nur für den Lauf in der Geraden untersucht und in bezug auf die Achsdrücke beurteilt. Mit den modernen Triebfahrzeugen werden die Zugkräfte allgemein höher. Ferner tritt die Frage der Mehrfachtraktion immer häufiger auf. Es ist somit notwendig, die Zulässigkeit der gewünschten Betriebsart auf Grund einer viel tiefergreifenden Untersuchung zu prüfen, als dies bis anhin der Fall war. Insbesondere dürfen die Verhältnisse nicht mehr allein für den Lauf in der Geraden betrachtet werden, sondern vor allem auch für den Lauf in der Kurve. Die Entgleisungssicherheit muss auf Grund der einzelnen Raddrücke beurteilt werden und nicht mehr auf Grund der Achsdrücke. In der folgenden Untersuchung wird eine Berechnungsmethode angegeben, die nicht Anspruch auf volle Genauigkeit erhebt, die aber alle auftretenden Faktoren in annehmbarer Weise berücksichtigt.

Bezeichnungen

Allgemeine Voraussetzungen

a) Die Untersuchung beschränkt sich auf Fahrzeuge mit zweiachsigen Fahrgestellen.

b) Die Trieb- und Bremszahnräder werden kurzerhand als Zahnräder bezeichnet.

c) Die zwischen den einzelnen Fahrzeugen auftretenden Zug- oder Stosskräfte werden Kupplungskräfte genannt.

d) Die Bezeichnung senkrecht ist in der Weise zu verstehen, dass die betreffende Grösse senkrecht zum Gleis steht.

e) Für die Betrachtung des dynamischen Beschleunigungs- oder Bremsvorganges ist die positive Bewegungsrichtung bergwärts.

f) Bei Kurvenfahrt befindet sich das Kurvenzentrum in Blickrichtung bergwärts rechts vom Fahrzeug.

g) Mit Ausnahme der Richtkraft P_I und der Spurkranzdrücke $\mathfrak{P}$ gelten alle Querkräfte als positiv, wenn sie sich nach links auf die Radsätze auswirken.

Numerierung der Fahrzeuge und Radsätze

Für die Untersuchung der sich bei Bremsung in Talfahrt oder bei Zugkraftausübung in Bergfahrt ergebenden Verhältnisse ist es von Vorteil, die einzelnen Fahrzeuge oder Radsätze und die Fahrzeugseiten in beiden Fällen gleich zu bezeichnen. Die Fahrzeuge und Radsätze werden daher mit den arabischen Zahlen 1, 2 ... auf der Talseite beginnend in Bergrichtung numeriert und die Fahrzeugseiten mit Blickrichtung bergwärts als links (Index L) und rechts (Index R) bezeichnet. Für die Untersuchung beim Kurvenlauf ist es hingegen notwendig, die Radsätze der Fahrtrichtung gemäss zu bezeichnen. Beginnend mit der vorlaufenden Achse werden sie deshalb mit römischen Zahlen numeriert. Somit erhält die Achse 1 bei der Kurvenuntersuchung die Nummer I bei Talfahrt und II bei Bergfahrt. Ebenso werden die Fahrzeug- bzw. Radsatzseiten mit aussen (Index a) und innen (Index i) bezeichnet. Entsprechend der Voraussetzung f) befindet sich die Aussenseite links und die Innenseite rechts, so dass die Bezeichnungen a und L einerseits und i und R anderseits gleichwertig sind.

Laufende Bezeichnung

i	des einzelnen Fahrzeuges im Zug
p	des einzelnen rotierenden Teiles
r	des einzelnen Radsatzes im Fahrgestell
z	des einzelnen Zahnrades im Fahrgestell

Indices

Diese weisen auf das Organ hin, auf das sich die indizierte Grösse bezieht.

c	auf den Kasten (caisse) des Drehgestellfahrzeuges – z. B. G_c –
d	auf das gesamte Drehgestell – z. B. G_d –
f	auf den gefederten Teil des Drehgestells – z. B. G_f –
g	auf das einzelne Fahrgestell (g ist gleichwertig mit i beim Rahmenfahrzeug und mit d beim Drehgestellfahrzeug)
i	auf das Fahrzeug i des Zuges, wenn dieses einzeln betrachtet wird – z. B. G_i –
j	auf die einzelnen Fahrzeuge des Zuges, wenn sie gemeinsam betrachtet werden – z. B. ΣG_j –
k	auf die Zug- und Stossvorrichtung
o	auf den oberen, gefederten Teil des Rahmenfahrzeuges – z. B. G_o –
p	auf den einzelnen rotierenden Teil p
r	auf den Radsatz r des Fahrgestelles – z. B. G_r –
r	auf die Radsätze im allgemeinen oder im Falle, wo die betreffende Grösse für alle Radsätze gleich ist
t	auf den ganzen Zug (t = train) – z. B. G_t –
w	auf die Wagen – z. B. G_w –
z	auf das einzelne Zahnrad z des Fahrgestelles (befindet sich das Zahnrad auf der Radsatzachse r, dann wird z durch r ersetzt, wenn die betreffende Grösse nicht allgemein betrachtet wird) – z. B. ΣZ_z, Z_r –
z	auf die Zahnräder im allgemeinen oder auf den Zahnradantrieb
q	Bezeichnung der Querkomponenten
v	Bezeichnung der senkrechten Komponenten
L, R	Bezeichnung der in Blickrichtung bergwärts auf der linken bzw. rechten Fahrzeugseite auftretenden Grössen
a, i	Bezeichnung der bei Kurvenfahrt auf der inneren bzw. äusseren Kurvenseite auftretenden Grössen
′, ″	Hinweis darauf, dass die betreffende Grösse beim talseitigen bzw. bergseitigen Drehgestell auftritt

Massen

$\overline{m}$	translatorisch bewegte Masse
m_{rot}	die auf den Zahnradteilkreis reduzierte Masse aller rotierenden Teile

$$m_{rot} = \frac{\Sigma(\Theta\, ü^2)_p}{D_z^2} = \frac{\Sigma(G\, D^2\, ü^2)_p}{g\, D_z^2}$$

$m_g = \overline{m} + m_{rot}$ gesamte träge Masse

Kräfte

A	Zahnradauftrieb
A_h	Zahnauftrieb, wenn die Zahnreibung nach oben (haut) wirkt
A_b	Zahnauftrieb, wenn die Zahnreibung nach unten (bas) wirkt
$\overline{A}$	Durchschnittlicher Zahnauftrieb
B	Kraft am Ende der Drehmomentstütze

C_q, C_x Mitnahmekräfte zwischen Kasten und Drehgestell in Quer- und Längsrichtung (positiv, wenn bergwärts bzw. nach rechts auf den Kasten wirkend)

C_v Stützkraft des Kastens auf das einzelne Drehgestell

F_{ar}, F_{ir} Reibungskraft zwischen dem Aussen- bzw. Innenrad und seiner Schiene beim Radsatz r

$F_r = F_{ar} + F_{ir}$ Gesamte Reibungskraft des Radsatzes

G Gewicht

H_r Lagerquerkraft des Radsatzes r (positiv, wenn nach aussen auf Radsatz wirkend)

H_{Tr} Der durch die auf das Fahrgestell wirkenden äusseren Querkräfte gegebene Anteil an der Lagerquerkraft H_r

K_{oi}, K_{ui} Kupplungskraft an der oberen bzw. unteren Zug- oder Stossvorrichtung des Fahrzeuges i (positiv, wenn bergwärts auf das Fahrzeug wirkend)

K_d Kupplungskraft an der Zug- oder Stossvorrichtung des Drehgestells (positiv, wenn bergwärts auf das Drehgestell wirkend)

K_{oq}, K_{uq}, K_{dq} Querkomponenten der Kupplungskräfte K_o, K_u und K_d

K_{ov}, K_{uv}, K_{dv} Senkrechte Komponenten der Kupplungskräfte K_o, K_u und K_d

L Effektiver Lagerdruck des einzelnen Lagers

L_l Lagerdruck, der infolge der allein in der vertikalen Längsebene wirkenden Kräfte entsteht

$\mathscr{L}$ Lagerdruck, der infolge der allein in der vertikalen Längsebene wirkenden Kräfte entsteht, wenn keine Zahnräder auf den Radsatzachsen gelagert sind

N Eventuelle Stützkraft des Vorstellwagens auf die Lokomotive

P_{I} Richtkraft der vorlaufenden führenden Achse I (Richtkraft der den Spurkranz ersetzenden Führungsrolle: positiv, wenn gegen Kurvenzentrum auf den Radsatz wirkend)

P_{II} Richtkraft des bei Spiessgang innen anlaufenden hinteren Radsatzes II (positiv, wenn nach aussen auf Radsatz wirkend)

$\mathfrak{P}$ Querkomponente des Spurkranzdruckes, kurzerhand Spurkranzdruck genannt (positiv, wenn nach rechts auf Rad wirkend)

Q_l, R_l Achsdruck bzw. Raddruck infolge der allein in der vertikalen Längsebene wirkenden Kräfte

Q_o, R_o Statischer Achsdruck bzw. Raddruck auf horizontalem Gleis

Q, R Der sich beim betrachteten Vorgang ohne Berücksichtigung des Spurkranzauftriebes ergebende Achs- bzw. Raddruck

$\mathfrak{Q}$, $\mathfrak{R}$ Achs- bzw. Raddruck, der beim betrachteten Vorgang unter Berücksichtigung des Spurkranzauftriebes entsteht

S_{ar}, S_{ir} Querkomponenten der Reibungskräfte F_a und F_i beim Radsatz r (positiv, wenn nach aussen auf Rad wirkend)

S_r Summe der beiden Querkomponenten S_a und S_i beim Radsatz r

T_g, T_R Allgemeine, quer auf das Fahrgestell bsw. auf den Fahrgestellrahmen auf der Höhe h_T über Radsatzachse wirkende äussere Kraft (positiv, wenn nach aussen auf Fahrzeug wirkend)

$\mathfrak{T}$ Trägheitskraft (positiv, wenn nach links wirkend)

U_{ar}, U_{ir} Längskomponenten der Reibungskräfte F_a und F_i beim Radsatz r (positiv, wenn in Fahrtrichtung auf Fahrzeug wirkend)

U_r Summe der beiden Längskomponenten U_a und U_i beim Radsatz r.

Im Falle unverkuppelter Zahnräder ergibt sich U_r aus der Beziehung $(\sum U_r)_{i=X_{Ai}}$ sonst aus Gleichungen (81)

V Durch den Spurkranzdruck $\mathfrak{P}$ entstehender Auftrieb

W Winddruck (positiv, wenn nach links wirkend)

X_m Zugkraft, von den Motormomenten gegeben

X_b Totale Bremskraft, von den Bremsmomenten gegeben

X_z Anteil von X_m bzw. X_b der über Zahnräder übertragen wird

X_A Anteil von X_m bzw. X_b, der durch die unmittelbar auf die Laufräder wirkenden Antriebs- bzw. Bremsmomente erzeugt wird. (Ist nur bei unverkuppelten Zahnrädern gleich ψ ($\sum U_r$).

X Beschleunigungs- oder Verzögerungskraft

Z Zahndruck, d. h. Längskraft zwischen Zahnrad und Zahnstange

Die Kräfte X und der Zahndruck Z sind positiv, wenn bergwärts auf das Fahrzeug wirkend

ΔL, ΔR, ΔQ Lager-, Rad- und Achsdruckänderung (positiv, wenn den betreffenden Druck erhöhend)

$\Delta_z L$, $\Delta_z R$, $\Delta_z Q$ Lager-, Rad- und Achsdruckänderung infolge der Ausübung einer Zug- oder Bremskraft über Zahnrad

$\Delta_A L$, $\Delta_A R$ Lager- und Raddruckänderung infolge Abbremsung der Laufräder (A = Adhäsion)

$\Delta_q L$, $\Delta_q R$ Lager- und Raddruckänderung infolge Querkräfte

$\Delta_{\mathfrak{M}} L$ Lagerdruckänderung infolge des Reaktionsmoments der rotierenden Teile

Momente

M Moment der äusseren Kräfte auf den Zentralpunkt der vorlaufenden Achse beim Kurvenlauf

M_c Stützmoment des Kastens beim Drehgestellfahrzeug (Gl. 46)

M_x Stützmoment des gefederten Teiles des Rahmenfahrzeuges (Gl. 51. 1)

M_{gx} bzw. M'_x, M''_x Stützmoment des Triebgestellrahmens (Gl. 51. 2)

Die Momente M_c und M_x werden durch die äusseren Querkräfte verursacht und sind positiv, wenn in Blickrichtung bergwärts gegen den Uhrzeigersinn auf die Drehgestelle bzw. die Radsätze wirkend.

M_q Das beim Rahmenfahrzeug infolge der Längskräfte entstehende Stützmoment des gefederten Teiles (Gl. 48), positiv, wenn in Blickrichtung nach links gegen Uhrzeigersinn auf die Radsätze wirkend

$\mathfrak{M}_x$, $\mathfrak{M}_q$ Reaktionsmoment der rotierenden Teile um die Quer- bzw. Längsachse ($\mathfrak{M}_x$ beim Rahmenfahrzeug, $\mathfrak{M}_{gx}$ bzw. $\mathfrak{M}'_x$ oder $\mathfrak{M}''_x$ beim Triebgestellfahrzeug; desgleichen für $\mathfrak{M}_q$)

$\mathfrak{M}_r$ Das in bezug auf den Fahrzeugpol N durch die Reibungskräfte F_a und F_i des Radsatzes r gegebene Moment

$\mathfrak{M}$ Summe aller Momente $\mathfrak{M}_r$

$\mathbf{M}'$, $\mathbf{M}''$ Der vom Kasten auf den Triebgestellrahmen um eine vertikale Achse ausgeübte Moment

$\mathfrak{Z}_r$ Das in bezug auf den Zentralpunkt O_{I} des vorlaufenden Radsatzes I durch die Reibungskräfte F_a und F_i des Radsatzes r gegebene Moment

$\mathfrak{Z}$ Summe aller Momente $\mathfrak{Z}_r$

Geschwindigkeiten

V Fahrgeschwindigkeit

w Gleitgeschwindigkeit

n_z, n_r Drehzahl der Zahnräder bzw. der Laufräder

Winkel

α Neigungswinkel der Strecke

β Eingriffswinkel der Zahnstange

γ Neigungswinkel des Spurkranzes

δ Überhöhungswinkel des Gleises (positiv, wenn linke Schiene höher liegt)

Φ Winkel, nach welchem sich die Reibungskraft $\mu_z Z$ zwischen Zahnrad und Zahnstange in ihre querliegenden und senkrechten Komponenten zerlegt.

Wichtige Längen

a	Radstand des einzelnen Fahrgestelles
a_r	Abstand des Radsatzes r vom ersten
b	Armlänge der Drehmomentstütze
d	Drehzapfenabstand des Drehgestellfahrzeuges
e	Eingriffslänge
$2\,e$	Distanz zwischen beiden Aufstandspunkten des Radsatzes
f	Lagedistanz der Drehmomentstütze (Bild 15)
$h_c, h_d, h_f, h_k, h_o, h_w, h_T$	Höhen über Radsatzachse (Bilder 16, 18, 19, 20 und 21)
$2\,l$	Lagerdistanz
p	Zahnstangenteilung
s	– Wirkungsabstand der Stützkraft N sowie – Spurspiel
t	Wirkungsabstand der einzelnen äusseren Querkräfte von der führenden Achse I
x	– Weg in Bergrichtung sowie – Abstand des Momentanzentrums M von der vorlaufenden seitlich führenden Achse I
z_z	Distanz des einzelnen Zahnrades z von der talseitigen Achse 1 (Bilder 17 und 18)
c, g, k, w	Längen, die in den Bildern 15, 17 und 18 genauer definiert sind
D_r	Durchmesser des Laufrades
D_z	Teilkreisdurchmesser des Zahnrades
R	Kurvenradius
η	Ordinate des Momentanzentrums M in bezug auf die Längsachse des Radsatzes
$\bar{\eta}$	Ordinate des Momentanzentrums M in bezug auf den Aufstandspunkt des betrachteten Rades

Faktoren

w	Spezifischer Fahrwiderstand
γ^*	Auftriebsfaktor des Spurkranzdruckes
ε	Eingriffsdauer
ζ_g	Verteilfaktor des totalen Zahndruckes Z_i des Fahrzeuges i auf das einzelne Fahrgestell g
ζ_z, ζ_r	Verteilfaktor des Zahndruckes $Z_g = \zeta_g Z_i$ auf das einzelne Zahnrad z bzw. des Anteiles X_{Ag} auf den einzelnen Radsatz r des Fahrgestelles g
ϑ_{qp}	Faktor zur Ermittlung des Vorzeichens des Kippmomentes $\mathfrak{M}_p$. ($\vartheta = +1$ bzw. -1 je nachdem der um eine Querachse rotierende Teil p bei Bergfahrt und bei Betrachtung von rechts im Uhrzeigersinn oder dagegen dreht)
ϑ_{xp}	Faktor zur Ermittlung des Vorzeichens des Kippmomentes $\mathfrak{M}_p$. ($\vartheta = +1$ bzw. -1 je nachdem der um eine Längsachse rotierende Teil p bei Bergfahrt und bei Betrachtung bergwärts im Uhrzeigersinn oder dagegen dreht)
$\varkappa$	Faktor zur Berücksichtigung der Richtung der Quergleitung $\varkappa = +1$ bei vorradialer Stellung des Radsatzes bzw. des Zahnrades $\varkappa = -1$ bei hinterradialer Stellung des Radsatzes bzw. des Zahnrades
λ_z	Faktor mit dem Wert 1, wenn die Zahnräder im Rahmen, bzw. auf der Radsatzachse bei horizontal wirkender Drehmomentenstütze, gelagert sind (bei $\lambda_z = 1$ ist $\nu_z = 0$)
μ_s	Reibungskoeffizient zwischen Radlauffläche und Schienenkopf
μ_{sq}	Der zur Querkomponente S der Reibungskraft F führende Reibungskoeffizient
μ_b	Reibungskoeffizient zwischen Spurkranz und Schiene (b = boudin)
μ_z	Reibungskoeffizient zwischen Zahnrad und Zahnstange
μ_{zv}, μ_{zq}	Der zur Quer- und zur senkrechten Komponente der Zahnradreibung führende Reibungskoeffizient
ν_z	Faktor, der den Wert 1 aufweist, wenn ein Zahnrad auf der Achse des Radsatzes r bei vertikal wirkender Drehmomentenstütze gelagert ist (bei $\nu_z = 1$ ist $\lambda_z = 0$)
ξ_c, ξ_d	Faktoren zur Berücksichtigung des Kupplungsortes: $\xi_c = 1, \xi_d = 0$: Zug- und Stossvorrichtung am Kasten $\xi_d = 1, \xi_c = 0$: Zug- und Stossvorrichtung am Drehgestell
ϱ_L, ϱ_R	Faktor zur Berücksichtigung der Anlaufseite: $\varrho_L = 1, \varrho_R = 0$: wenn der Radsatz links anläuft $\varrho_R = 1, \varrho_L = 0$: bei Anlauf auf der rechten Seite
$\sigma, \mathfrak{S}$	Stabilitätsfaktor, durch Gl. (4) bzw. (5) definiert
τ', τ''	Verteilfaktoren des Kastenmomentes M_c auf das einzelne Drehgestell
τ_r	Verteilfaktor der Lagerdruckänderungen im einzelnen Fahrgestell
χ_o, χ_u	Der zur Querkomponente K_{oq} bzw. K_{uq} der Kupplungskraft K_o bzw. K_u führende Faktor (durch geometrische Einstellung der Fahrzeuge im Gleis gegeben; ist positiv, wenn die Kupplung gegen Uhrzeigersinn gegenüber der Fahrzeuglängsachse ausschlägt. Führt dann bei positiver Kupplungskraft K zu einer positiven, d. h. nach aussen gerichteten Komponente K_q)
ψ	Faktor zur Berücksichtigung der Bewegungsrichtung: $\psi = +1$ bei Bewegung bergwärts $\psi = -1$ bei Bewegung talwärts

Diverse Grössen

$\ddot{u}_p$	Übersetzungsverhältnisse $= \dfrac{\text{Drehzahl } n_p \text{ des Teiles } p}{\text{Drehzahl des Zahnrades}}$
t	Zeit
$\mathfrak{b}$	Beschleunigung bzw. Verzögerung (gleiches Vorzeichen wie d^2x/dt^2, also positiv, wenn Beschleunigung in Bergfahrt bzw. Verzögerung in Talfahrt)
g	Erdbeschleunigung

Wichtige Punkte und Geraden

M	Momentanzentrum der Radgleitung (Reibungsmittelpunkt)
N	Schwenkpol des Fahrzeuges: Schnittpunkt des Hauptradius und der Längsachse des Radsatzes
O_r	Zentralpunkt des Radsatzes
O_q, O_x	Punkt der Mitnahme des Kastens in Quer- bzw. Längsrichtung beim Drehgestellfahrzeug

Hauptradius: Die durch das Kurvenzentrum gehende parallele Gerade zur Radachse

Einleitung

Der im Betrieb zwischen Radoberfläche und Schienenkopf entstehende Raddruck R setzt sich primär aus einem statischen Anteil R_o und sekundär aus verschiedenen dynamisch bedingten Anteilen ΔR zusammen, die sich je nach Ursache positiv, das heisst mehrbelastend, oder negativ, das heisst entlastend, auswirken. Diese sekundären, dynamisch bedingten Anteile können grundsätzlich in zwei Gruppen eingeteilt werden, je nachdem sie von den Quer- oder Längskräften herrühren. Im ersten Fall bezeichnen wir sie mit ΔR_q und im zweiten mit ΔR_l.

Die Querkräfte, die zu den Raddruckänderungen ΔR_q führen, sind vor allem die

Zentrifugalkraft bei Fahrt in der Kurve

Querkomponente des Gewichtes bei Fahrt auf überhöhtem Gleis

Kräfte aus Winddruck

Querkräfte bei der Zug- und Stossvorrichtung

Reibungskräfte zwischen Rad und Schiene

Reibungskräfte zwischen Zahnrad und Zahnstange.

Trägheitskräfte infolge unruhigen Laufes werden nicht berücksichtigt, weil sie zufolge der kleinen Fahrgeschwindigkeit ohne Bedeutung sind.

Von der Querreibung an der Zahnstange abgesehen, sind die Verhältnisse bei Normal- und Zahnradbahnen in bezug auf die Querkräfte grundsätzlich gleich.

Die Raddruckänderungen ΔR_l ergeben sich aus den Zug- und Bremskräften, den damit verbundenen Trägheitswirkungen sowie den Gewichtskomponenten entsprechend dem Gefälle. Diese Raddruckänderungen ΔR_l und die entsprechenden Achsdruckänderungen ΔQ_l werden bei Normalbahnen nur zur Bestimmung der Adhäsionsverhältnisse berücksichtigt, unseres Wissens aber nicht zur Berechnung der Entgleisungsgefahr, weil sie dazu nicht von so grosser Bedeutung sind. Ganz anders ist es bei Zahnradbahnen, wo einerseits das Adhäsionsproblem nur in seltenen Fällen von Interesse sein kann und wo anderseits das Gefälle viel grösser ist und die Zug- und Bremskräfte viel mehr ins Gewicht fallen.

In gewissen Fällen ist es möglich, die beim betrachteten Vorgang entstehenden Raddrücke unmittelbar aus den Gleichgewichtsbedingungen der auf das Fahrzeug wirkenden äusseren Kräfte zu bestimmen. Dies ist zum Beispiel bei einem Rahmenfahrzeug mit im Rahmen gelagerten Zahnrädern der Fall. Bei den meisten modernen Triebfahrzeugen sind aber die Zahnräder auf den Radsatzachsen gelagert. Es treten dadurch interne Kräfte auf, so dass es besonders bei unsymmetrischer Antriebsanordnung des Fahrgestelles unerlässlich ist, zuerst die einzelnen Lagerdruckkräfte L zu ermitteln. Mit diesen kommt man unter Berücksichtigung der direkt auf die Radsatzachsen wirkenden, vom Antrieb oder von der Bremsung herrührenden Kräfte zu den einzelnen Raddrücken R. Der einheitlichen Darstellung wegen werden wir in der folgenden Untersuchung in diesen beiden Etappen vorgehen.

Da es bei einem gegebenen Problem möglich ist, die auf das Fahrzeug wirkenden Quer- und Längskräfte praktisch von Anfang an festzulegen, können die Lagerdruckänderungen ΔL_l und ΔL_q getrennt voneinander ermittelt werden. Die Untersuchung kann daher in zwei Schritten vorgenommen werden. Im ersten werden zunächst die ohne Querwirkungen entstehenden Raddrücke R_l ermittelt.

$$R_l = R_o + \Delta R_l \,. \tag{1}$$

Im zweiten Schritt wird der Einfluss der Querwirkungen berücksichtigt, womit sich die resultierenden Raddrücke zu

$$R = R_l + \Delta R_q \tag{2}$$

ergeben. Wird bei einem Rad R von R_o bis auf null verringert, dann kann das Rad sich abheben und seine Spurkranzführung verlieren. Die Standsicherheit verlangt somit, dass R noch einen Mindestbetrag aufweist, und es scheint logisch zu sein, diesen Mindestbetrag auf den Raddruck R_o der Ruhe zu beziehen, woraus sich die Sicherheitsbedingung

$$R/R_o = \sigma > \sigma^* \tag{3}$$

ableiten lässt, in der der Faktor σ kleiner als 1 ist. Aus diesem Grunde kann er nicht als Sicherheitsfaktor gewählt werden, welcher grundsätzlich grösser als 1 sein sollte. Es ist daher üblich, den Raddruck R_o auf die entstehende Entlastung zu beziehen und den Sicherheitsfaktor $\mathfrak{S}$ wie folgt zu definieren[1]):

$$\mathfrak{S} = \frac{\text{Raddruck der Ruhe}}{\text{Entlastung}} = \frac{R_o}{R_o - R} \,. \tag{4}$$

Zwischen σ und $\mathfrak{S}$ bestehen die Beziehungen

$$\mathfrak{S} = \frac{1}{1-\sigma} \quad \text{oder} \quad \sigma = \frac{\mathfrak{S}-1}{\mathfrak{S}} \,. \tag{5}$$

Bei der Fahrt auf der Geraden können der Winddruck und die Querkomponenten der Zug- oder Stosskräfte bei den Zug- und Stossvorrichtungen als mögliche Querkräfte auftreten. Werden solche Kräfte ausser Betracht gelassen, dann haben normalerweise beide Räder der gleichen Achse den gleichen Raddruck. Die Standsicherheit kann in diesem Falle auf Grund des Achsdruckes Q_l beurteilt werden, wobei der Sicherheitsfaktor $\mathfrak{S}$ grundsätzlich nach Gl. (4) ermittelt werden kann, übersichtlicherweise aber nach folgender, gleich aufgebauten Beziehung

[1]) Unseres Wissens wurde diese Definition zum ersten Male von *Seefehlner* auf Seite 455 seines Buches «Elektrische Zugförderung» (Verlag Springer, 1922) aufgeführt. Voraussichtlich wird sie in die sich zurzeit in Bearbeitung befindenden neuen Vorschriften aufgenommen.

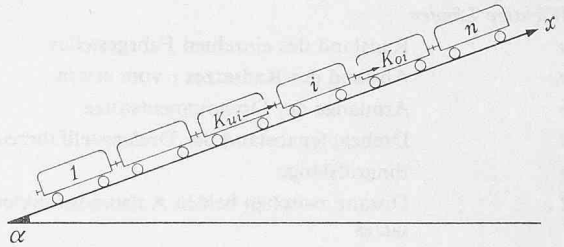


Bild 1. Zugskomposition: Numerierung der einzelnen Fahrzeuge

$$\mathfrak{S} = \frac{Q_o}{Q_o - Q} \tag{6}$$

zu bestimmen ist[2]).

Treten aber Querkräfte auf, wie dies bei der Fahrt durch eine Kurve der Fall ist, so ist es unerlässlich, die beiden Raddrücke R_L und R_R des betrachteten Radsatzes zu ermitteln und für jedes Rad die Standsicherheit auf Grund der Gleichung (3) oder (4) nachzuprüfen.

1. Allgemeine Sonderfragen

Bevor auf das eigentliche Problem der Lager- bzw. Raddrücke eingegangen wird, ist es notwendig, zuerst einige Sonderfragen zu behandeln, die sowohl beim Lauf in der Geraden als auch beim Kurvenlauf auftreten.

1.1 Die infolge Zugkraftausübung entstehende Beschleunigung $\mathfrak{b}$

Um ein allgemeines Bild zu erhalten, wird eine ganze Zugskomposition gemäss Bild 1 vorausgesetzt, von der jedes einzelne Fahrzeug i eine Zugkraft X_{mi} oder eine Bremskraft X_{bi} ausübt, die für nicht treibende oder bremsende Fahrzeuge späterhin einfach als null angenommen wird.

Bei jedem einzelnen Fahrzeug sind rotierende Massen vorhanden, die bei normalen Personenwagen klein sind, beim Triebfahrzeug aber sehr grosse Werte erreichen können. Bei jedem Beschleunigungs- oder Verzögerungsvorgang sind somit nicht nur die translatorischen Massen $\overline{m}$, sondern auch die rotierenden Massen m_{rot} zu beschleunigen oder zu verzögern. Bei einem solchen Vorgang ist somit beim einzelnen Fahrzeug i die Masse

$$m_{\text{g}i} = (\overline{m} + m_{\text{rot}})_i \tag{7}$$

und bei der Zugskomposition die Gesamtmasse

$$m_{\text{g}t} = \sum_1^n m_{\text{g}j} = \sum_1^n (\overline{m} + m_{\text{rot}})_j \tag{8}$$

zu berücksichtigen.

Werden beim einzelnen Fahrzeug i der Fahrwiderstand $G_i\, w_i$ und die Gewichtskomponente $G_i \sin\alpha$ von der Zugkraft X_{mi} abgezogen, so verbleibt die Zugkraft

$$X_i = X_{mi} - \psi\, G_i\, w_i - G_i \sin\alpha \tag{9m}$$

die zur Beschleunigung der trägen Massen zur Verfügung steht. Dabei hat der Faktor ψ den Wert

$\psi = +1$, wenn sich der Zug bergwärts bewegt

bzw. $\psi = -1$, wenn seine Bewegung talwärts gerichtet ist.

Die zur Beschleunigung des ganzen Zuges verbleibende Zugkraft ergibt sich somit zu

[2]) Nach den bisher gültigen Vorschriften des Eidg. Amtes für Verkehr (EAV) ist $\mathfrak{S}$ wie folgt definiert:

$$\mathfrak{S} = \frac{\cos\alpha\,(\text{Achsdruck auf horizontalem Gleis})}{\text{Enlastung}}$$

wobei die nicht genauer definierte Entlastung auf den sich allein durch die senkrechten Komponenten $G \cos\alpha$ der einzelnen Gewichte ergebenden Achsdruck bezogen wird. Die Kippwirkung der Längskomponenten $G \sin\alpha$ wird also nicht berücksichtigt. Diese Definition ist somit nicht ganz logisch. Sinnvoller ist die Definition nach Gl. (4), die in den neuen Vorschriften des EAV zu Grunde gelegt sein wird.

(10m) $X_t = \sum X_{mj} - \psi \sum G_j w_j - G_t \sin \alpha$

und führt zur Beschleunigung

(11) $\mathfrak{b} = \dfrac{X_t}{m_{gt}}$.

Entsprechend der für die Längskraft X getroffenen Definition wirkt $\mathfrak{b}$ bergwärts, wenn sie positiv ist. Die einer positiven Beschleunigung $\mathfrak{b}$ entsprechenden Trägheitskräfte sind daher talwärts gerichtet.

1.2 Die bei Bremsung entstehende Verzögerung $\mathfrak{b}$

Werden die Bremskräfte als positiv definiert, wenn sie bergwärts auf die Fahrzeuge wirken, dann ergibt sich bei jedem Fahrzeug die von der entwickelten Bremskraft X_{bi} übrig bleibende Verzögerungskraft X_i zu

(9b) $X_i = X_{bi} - \psi G_i w_i - G_i \sin \alpha$.

Daraus entsteht für den ganzen Zug die Verzögerungskraft

(10b) $X_t = \sum X_{bj} - \psi \sum G_j w_j - G_t \sin \alpha$

die gemäss Gl. (11) zur Verzögerung $\mathfrak{b}$ führt.

Laut Definition ist $\mathfrak{b}$ grundsätzlich gleich d^2x/dt^2. Bei positivem Wert entspricht sie somit einer Verzögerung bei Talfahrt und einer Beschleunigung bei Bergfahrt.

1.3 Die an der Zahnstange wirkenden Längskräfte Z

Von der eventuellen Zugkraft Xm_i bzw. Bremskraft X_{bi} des betrachteten Fahrzeuges i wird unmittelbar im Fahrzeug selbst der Anteil $\mathfrak{b}\, m_{\mathrm{rot}\,i}$ zur Beschleunigung der rotierenden Massen $m_{\mathrm{rot}\,i}$ verbraucht, so dass sich die an der Zahnstange zur Wirkung kommende Zugkraft Z_i zu

(12) $Z_i = (X_{mi} \text{ bzw. } X_{bi}) - \mathfrak{b}\, m_{\mathrm{rot}\,i} - \psi \left(\sum U_r\right)_i$

ergibt und ebenfalls bergwärts auf das Fahrzeug wirkt, wenn sie positiv ausfällt. Wird vom Fahrzeug i keine Zugkraft geliefert, dann verringert sich die Zahnstangenkraft Z_i zu

$$Z_i = -\mathfrak{b}\, m_{\mathrm{rot}\,i} - \psi \left(\sum U_r\right)_i$$

und dient zur Beschleunigung der rotierenden Masse.

Im Falle des Rahmenfahrzeuges verteilt sich diese Zahnstangenkraft Z_i nach der Beziehung

(13.1) $Z_z = \zeta_z Z_i$

auf die einzelnen Zahnräder und im Falle des Drehgestell-Fahrzeuges nach den Beziehungen

(14) $Z'_{\mathrm{d}} = \zeta'_{\mathrm{d}} Z_i$ und $Z''_{\mathrm{d}} = \zeta''_{\mathrm{d}} Z_i$

auf die beiden Drehgestelle bzw.

(13.2) $Z'_z = \zeta'_z \zeta'_{\mathrm{d}} Z_i$ und $Z''_z = \zeta''_z \zeta''_{\mathrm{d}} Z_i$

auf die einzelnen Zahnräder.

1.4 Kupplungskräfte K, die beim betrachteten Vorgang an den Zug- oder Stossvorrichtungen auftreten

Bei jedem einzelnen Fahrzeug i treten, ausser den Kupplungskräften K, folgende Kräfte auf, die, bergwärtsgerichtet, positiv zählen:

die Gewichtskomponente: $-G_i \sin \alpha$
der Fahrwiderstand: $-\psi G_i w_i$
die Trägheitskraft: $-\mathfrak{b}\, \overline{m}_i$
die eigene Bremskraft bzw. Zugkraft an der Zahnstange: Z_i.

Diese Kräfte stehen im Gleichgewicht mit beiden Kupplungskräften K_{oi} und K_{ui} ($K_{\mathrm{oben}\,i}$, $K_{\mathrm{unten}\,i}$). Für diese gelten grundsätzlich die beiden Gleichheiten

$$K_{oi} = -K_{u(i+1)}, \qquad K_{ui} = -K_{o(i-1)}.$$

Diese Kupplungskräfte seien ebenfalls als positiv definiert, wenn sie auf das betreffende Fahrzeug bergwärts wirken. Dann ergeben sich für K_{ui} und K_{oi} die Beziehungen

$$K_{ui} = -\sum_{i}^{n} [Z_j + \psi\, \Sigma\, (U_r)_j - \psi\, G_j w_j - \mathfrak{b}\, \overline{m}_j + G_j \sin \alpha]$$

$$K_{oi} = +\sum_{i+1}^{n} [Z_j + \psi\, \Sigma\, (U_r)_j - \psi\, G_j w_j - \mathfrak{b}\, \overline{m}_j + G_j \sin \alpha]$$

die sich unter Berücksichtigung von Gl. (12) auch

(15) $K_{ui} = -\sum_{i}^{n} [(X_{mj} \text{ bzw. } X_{bj}) - \mathfrak{b}\, m_{gj} - \psi\, G_j w_j - G_j \sin \alpha]$

(16) $K_{oi} = +\sum_{i+1}^{n} [(X_{mj} \text{ bzw. } X_{bj}) - \mathfrak{b}\, m_{gj} - \psi\, G_j w_j - G_j \sin \alpha]$

schreiben lassen. Man kann sich leicht durch Einsetzen von Gl. (11) in Gl. (15) und (16) davon überzeugen, dass diese zu $K_{on} = 0$ und $K_{u1} = 0$ führen, was auch der Fall sein soll.

Bemerkung

Auf Grund obiger Beziehungen lassen sich folgende drei Gleichungen aufstellen, die zur Kontrolle dienen können:

$$\sum \mathfrak{b}\, m_{gj} = \sum X_j$$

$$Z_i + \left(\sum U_r\right)_i = \mathfrak{b}\, \overline{m}_i + G_i\, (\sin \alpha + \psi\, w_i) - (K_{oi} + K_{ui})$$

$$X_{mi} \text{ bzw } X_{bi} = \mathfrak{b}\, m_{gi} + G_i\, (\sin \alpha + \psi\, w_i) - (K_{oi} + K_{ui})$$

1.5 Der Zahnauftrieb A beim Zahnstangeneingriff

Wäre zwischen Triebzahnrad und Zahnstange keine Reibung vorhanden, dann würde sich der Zahnauftrieb entsprechend Bild 2a einfach zu

(17) $A_z = Z_z \operatorname{tg} \beta$

ergeben. In der Tat ist aber eine solche vorhanden, die sich je nach der Gleitrichtung nach oben oder nach unten auswirkt. Gleitet das Zahnrad nach unten, dann treten die Kraftverhältnisse gemäss Bild 2b auf, und der Zahnauftrieb ergibt sich zu

(18) $A_{hz} = \dfrac{\operatorname{tg} \beta + \mu_z}{1 - \mu_z \operatorname{tg} \beta} Z_z$.

Gleitet hingegen das Zahnrad nach oben, dann wird A entsprechend Bild 2c zu

(19) $A_{bz} = \dfrac{\operatorname{tg} \beta - \mu_z}{1 + \mu_z \operatorname{tg} \beta} Z_z$.

In Bild 3 sind die Eingriffsverhältnisse in den drei Sonderstellungen (Eingriffsanfang, Eingriff auf Teillinie und Eingriffsende) für beide Fälle der in Bewegungsrichtung und gegen die Bewegungsrichtung wirkenden Zahnstangenkraft Z gezeigt. Daraus ist zu erkennen, dass im ersten Fall das Zahnrad in der Eintrittsphase (Eingriffsanfang bis Eingriff auf Teillinie) nach unten, bzw. in der Austrittsphase (Eingriff auf Teillinie bis Eingriffsende) nach oben gegenüber der Zahnstange gleitet. Die entsprechenden Gleitwege betragen

$$s_o = \frac{g_o^2}{2\, r_g} \quad \text{bzw.} \quad s_u = \frac{g_u^2}{2\, r_g}.$$

Wären bei ($\mu_z = 0$) die verschiedenen Kräfte im Gleichgewicht, die an der Achse des Triebzahnrades angreifen, und stände einer freien

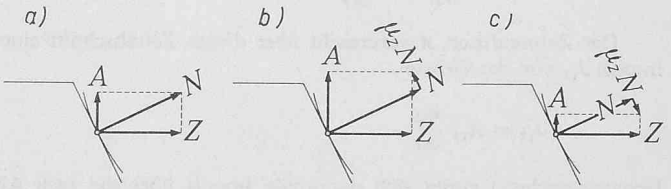


Bild 2. Die Kräfteverhältnisse am Zahneingriff:
a) ohne Gleitung
b) Gleitung des Radzahnes nach unten
c) Gleitung des Radzahnes nach oben

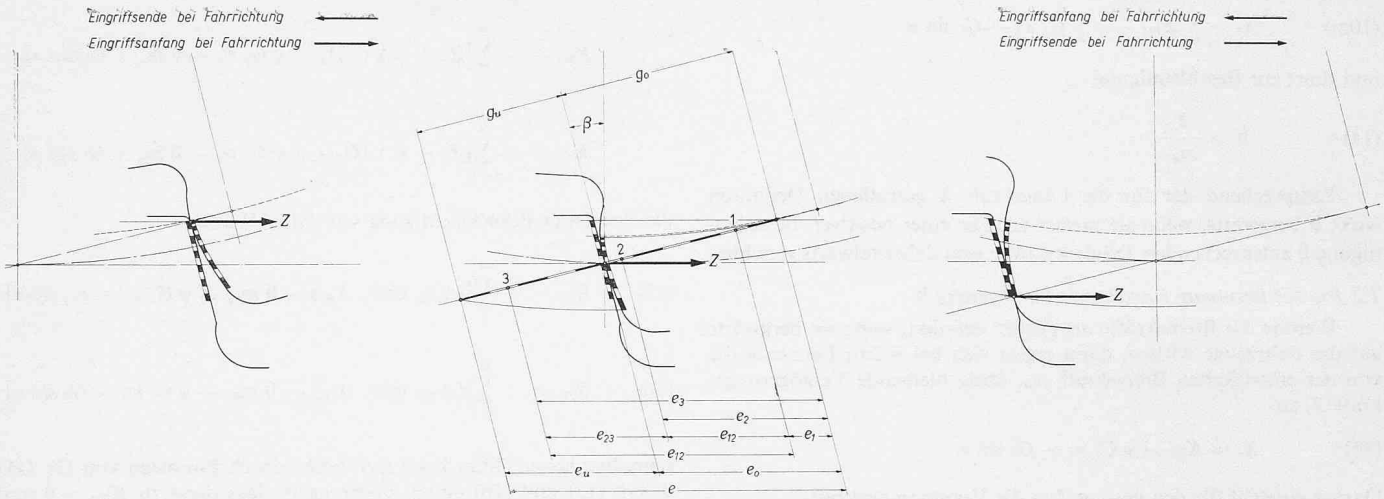


Bild 3. Eingriffsverhältnisse Zahnrad—Zahnstange

Bewegung dieser Achse weiterhin nichts im Wege, dann würde sie sich im Falle des in Bewegungsrichtung wirkenden Zahndruckes unter dem Einfluss von μ_z in der Eintrittsphase um $s_o \cos\beta$ nach oben und in der Austrittsphase um $s_u \cos\beta$ nach unten bewegen, im anderen Falle um $s_u \cos\beta$ nach oben in der Eintrittsphase und um $s_o \cos\beta$ nach unten in der Austrittsphase. Da diese Beträge kleiner sind als die Spurkranzhöhe, können sie nicht im Verlaufe nur eines Eingriffes zur Entgleisung führen. Eine solche kann gegebenenfalls nur über mehrere Eingriffe entstehen, wobei sich der Zahnauftrieb alternativ gemäss Gl. (18) und Gl. (19) ergibt. Um den Tatsachen zu entsprechen, muss somit die Standsicherheit auf Grund eines durchschnittlichen Auftriebes $\overline{A}$ überprüft werden. Für eine vereinfachte Betrachtungsweise kann man einen Auftrieb A gemäss Gl. (18) berücksichtigen. Man geht dadurch wohl den sicheren Weg, muss aber bei schwierigen Verhältnissen riskieren, zu einer ungenügenden, den Tatsachen nicht entsprechenden Standsicherheit zu kommen.

Es ist nicht leicht zu entscheiden, nach welchem Gesichtspunkt der oben erwähnte durchschnittliche Auftrieb ermittelt werden soll. Das einfachste ist, den Durchschnitt über die Zeit zu ziehen. Dieses Vorgehen kann durch folgende Überlegung begründet werden. Wenn sich die Zahnradachse bei $\mu_z = 0$ genau im Gleichgewicht befindet, dann würde sie unmittelbar dem von μ_z gegebenen Impuls folgen, wenn die beiden folgenden Voraussetzungen erfüllt wären:

— die Achse ist durch ihre Verbindung mit dem Gestellrahmen nicht gehindert, sich vertikal frei zu bewegen,

— die durch diesen Impuls in Richtung der Zahnflanke entstehende Geschwindigkeit wird nicht grösser als die durch den Eingriff bedingte Gleitgeschwindigkeit.

Die zweite Voraussetzung kann als erfüllt betrachtet werden, nicht aber die erste, da die Achse in vertikaler Richtung über ihre Federn mit dem Gestell verbunden ist. Wären diese aber absolut starr, dann würde das Gestell ebenfalls mitgenommen werden, und der Impuls würde sich dann nicht auf die Masse der Achse allein, sondern auf eine aus Achse und Gestell resultierende Masse auswirken. Aus diesem Grunde darf die Ermittlung von $\overline{A}$ nach dem Impulssatz als vernünftig betrachtet werden.

Die Durchlaufzeit zwischen zwei Punkten 1 und 2 der Eingriffslinie beträgt

$$t_{12} = \frac{e_2 - e_1}{\omega\, r} = \frac{e_{12}}{\omega\, r}.$$

Der Zahnauftrieb A verursacht über diesen Zeitabschnitt einen Impuls J_{12} von der Grösse

$$J_{12} = A_{12}\,\frac{e_{12}}{\omega\, r}.$$

Dementsprechend ergibt sich der totale Impuls über die zwei Abschnitte 12 und 23 zu

$$J_{13} = J_{12} + J_{23} = \frac{A_{12}\, e_{12} + A_{23}\, e_{23}}{\omega\, r}.$$

Der vom gesuchten durchschnittlichen Auftrieb $\overline{A}_{13}$ gelieferte Impuls wäre

$$J_{13} = \frac{\overline{A}_{13}\,(e_{12} + e_{23})}{\omega\, r}.$$

Daraus folgt

$$\overline{A}_{13} = \frac{A_{12}\, e_{12} + A_{23}\, e_{23}}{e_{13}}.$$

Da sich der Eingriffsvorgang über jede Teilung genau wiederholt, genügt es, den durchschnittlichen Wert von A über eine Teilung zu bestimmen.

Es sind nun verschiedene Fälle zu unterscheiden, je nachdem einerseits die Zahnstange eine einfache Lamelle oder mehre aufweist und anderseits die Eingriffsdauer ε grösser oder kleiner als 1 ist.

1.5.1 Einfache Zahnstange bei $\varepsilon > 1$

Wenn die Eingriffsdauer ε grösser als 1 ist, ergeben sich die in Bild 4 für den Fall des in Fahrrichtung wirkenden Zahndruckes Z sowie für $\varepsilon = 1{,}2$ und $e_o/e = 7/12$ gezeigten Verhältnisse. Oben ist für drei sich im Eingriff folgende Zähne gezeigt, wo sie den Auftrieb A_h bzw. A_b aufweisen. Bei jedem Zahn tritt nämlich der Auftrieb A_h über die Eingriffslänge e_o und A_b über die Eingriffslänge e_u auf. Unten ist der resultierende Verlauf über eine Teilung dargestellt. Es befinden sich im Abschnitt

I: 2 Zähne gleichzeitig im Eingriff, wovon der eine den Auftrieb A_h und der andere den Auftrieb A_b aufweist

II: nur ein Zahn mit dem Auftrieb A_h im Eingriff

III: nur ein Zahn mit dem Auftrieb A_b im Eingriff.

Die entsprechenden Eingriffslängen betragen

$$p\,(\varepsilon - 1), \quad p\,[1 - \varepsilon\,(1 - e_o/e)] \quad \text{und} \quad p\,(1 - \varepsilon\, e_o/e).$$

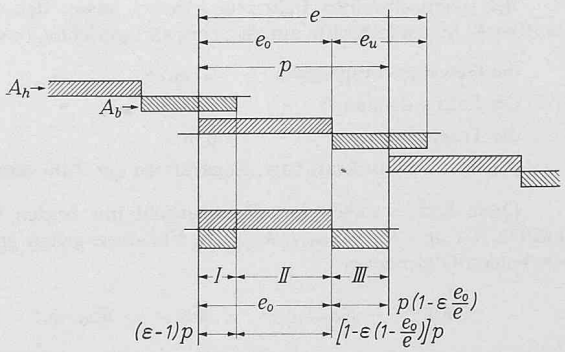


Bild 4. Die bei der einfachen Zahnstange und bei $\varepsilon > 1$ auftretenden Auftriebe A_h und A_b

Nimmt man an, dass die sich gleichzeitig im Eingriff befindenden Zähne den gleichen Anteil am Zahndruck übernehmen, dann ergibt sich hier der durchschnittliche Auftrieb zu

$$\overline{A} = A_h \left[\frac{\varepsilon - 1}{2} + \frac{1 - \varepsilon(1 - e_o/e)}{1} \right] + A_b \left[\frac{\varepsilon - 1}{2} + \frac{1 - \varepsilon\, e_o/e}{1} \right] .$$

Er setzt sich somit aus zwei Anteilen $\overline{A}_h$ und $\overline{A}_b$ zusammen, die durch A_h bzw. A_b gegeben sind. Nach Umgruppierung ergeben sich diese Anteile zu

$$\overline{A}_h = A_h [0{,}5 - \varepsilon (0{,}5 - e_o/e)] \quad \text{und} \quad \overline{A}_b = A_b [0{,}5 + \varepsilon (0{,}5 - e_o/e)] .$$

Führt man die gleiche Untersuchung für verschiedene Werte von ε bei gleichem Wert von e_o/e aus und trägt die beiden Anteile $\overline{A}_h/A_h$ und $\overline{A}_b/A_b$ in Abhängigkeit von e_o/e auf, so ergeben sich die in Bild 5 gezeigten Verhältnisse. Daraus ist zu erkennen, dass der Anteil $\overline{A}_h/A_h$ bzw. $\overline{A}_b/A_b$ gemäss einer gebrochenen Linie verläuft, die aus drei geraden Stücken besteht. Ihr Knickpunkt A_1 befindet sich bei $e_o = p$ bzw. bei $e_o/e = 1/\varepsilon$, A_2 bei $e_u = p$ bzw. bei $e_o/e = 1 - 1/\varepsilon$. Die entsprechenden Werte von $\overline{A}_h/A_h$ bzw. $\overline{A}_b/A_b$ betragen:

$$\left(\frac{\overline{A}_h}{A_h}\right)_1 = 1{,}5 - 0{,}5\,\varepsilon \qquad \text{bzw.} \qquad \left(\frac{\overline{A}_b}{A_b}\right)_1 = 0{,}5\,\varepsilon - 0{,}5$$

$$\text{und} \quad \left(\frac{\overline{A}_h}{A_h}\right)_2 = 0{,}5\,\varepsilon - 0{,}5 \qquad \text{bzw.} \qquad \left(\frac{\overline{A}_b}{A_b}\right)_2 = 1{,}5 - 0{,}5\,\varepsilon .$$

Diese Punkte A_1 und A_2 sind somit in ihrer Lage allein von ε abhängig und befinden sich auf einer gemeinsamen Kurve, die mit einer ε-Skala versehen werden kann. Auf Grund dieser Kurve und ihrer Skala ist es leicht, den dem gegebenen ε-Wert entsprechenden Linienzug zu konstruieren und daraus die für den gegebenen Wert von e_o/e gesuchten Werte von $\overline{A}_h/A_h$ und $\overline{A}_b/A_b$ zu ermitteln. Diese Kurve $A\,(e_o/e)$ ist in Bild 6 genauer angegeben.

Wenn der Zahndruck Z entgegen der Bewegungsrichtung wirkt, wechseln e_o und e_u ihre Rolle, was auf einfache Weise mit der Abszissenskala berücksichtigt werden kann.

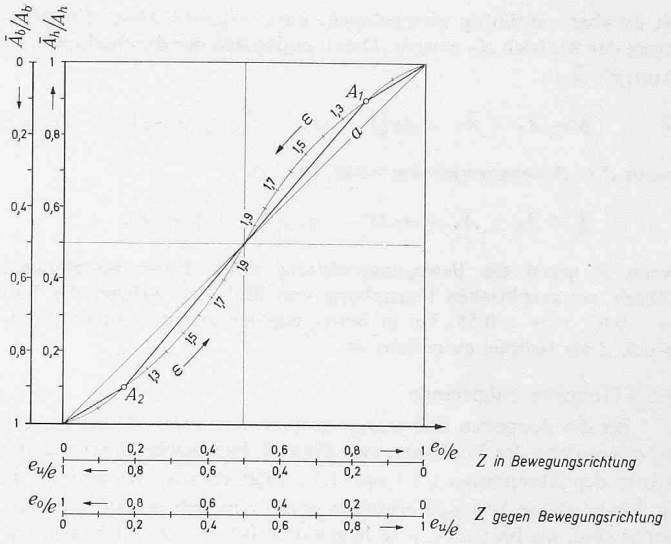


Bild 5. Ermittlung der Anteile $\bar{A}_h/A_h$ und $\bar{A}_b/A_b$ am durchschnittlichen Auftrieb

1.5.2 Einfache Zahnstange bei $\varepsilon < 1$

Ist die Eingriffsdauer ε kleiner als 1, dann treten die in Bild 7 gezeigten Verhältnisse auf, und zwar entsprechend der oberen Darstellung, wenn der Zahndruck in *Bewegungsrichtung* wirkt, entsprechend der unteren im entgegengesetzten Fall. Es sind hier wiederum drei Bereiche zu unterscheiden. Bei in *Bewegungsrichtung* wirkendem Zahndruck Z tritt im Abschnitt I der Auftrieb A_h und im Abschnitt II der Auftrieb A_b auf, im anderen Fall A_b im Abschnitt I und A_h im Abschnitt II. Im Abschnitt III entsteht theoretisch eine Eingriffslücke. Diese muss entweder durch den Zahnkopf der Zahnstange oder durch denjenigen des Triebzahnrades übernommen werden, je nachdem der Abrundungsradius des Zahnkopfes grösser bei der Zahnstange oder beim Triebzahnrad ist. Im Sinne einer sicheren Stabilitätsrechnung

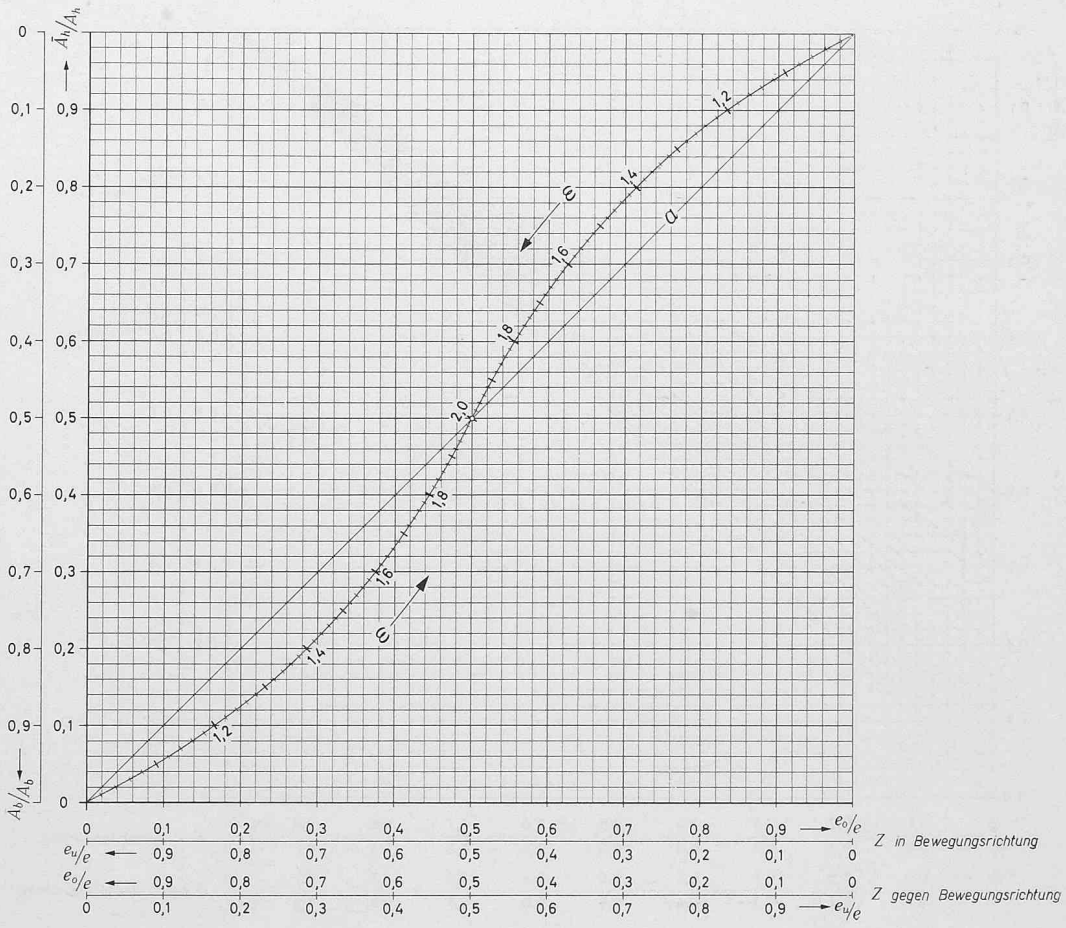


Bild 6. Diagramm zur Ermittlung der Anteile $\bar{A}_h/A_h$ und $\bar{A}_b/A_b$ am durchschnittlichen Auftrieb: einfache Zahnstange bei $\varepsilon > 1$

ist es aber vernünftig anzunehmen, dass während dieser Eingriffslücke der Auftrieb A_h auftritt. Damit ergibt sich der durchschnittliche Auftrieb $\overline{A}$ zu

$$\overline{A} = \overline{A}_h + \overline{A}_b = A_h\,[1 - \varepsilon\,(1 - e_o/e)] + A_b\,[\varepsilon\,(1 - e_o/e)]$$

wenn Z *in Bewegungsrichtung* wirkt, bzw. zu

$$\overline{A} = \overline{A}_h + \overline{A}_b = A_h\,[1 - \varepsilon\, e_o/e] + A_b\,[\varepsilon\, e_o/e]$$

wenn Z gegen die Bewegungsrichtung wirkt. Diese Beziehungen führen zur graphischen Darstellung von Bild 8, in welcher der Fall ($\varepsilon = 0{,}82$, $e_o/e = 0{,}55$) bei in Bewegungsrichtung wirkendem Zahndruck Z als Beispiel aufgeführt ist.

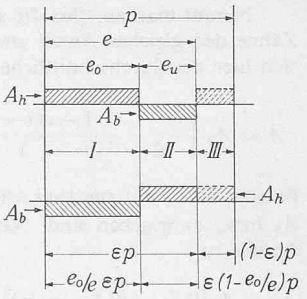
1.5.3 Doppelte Zahnstange

Bei der doppelten Zahnstange kommt nach jeder halben Teilung ein neuer Zahn des Triebrades zum Eingriff. Die gleiche Untersuchung wie in den Abschnitten 1.5.1 und 1.5.2 zeigt, dass $\overline{A}_h/A_h$ und $\overline{A}_b/A_b$ in Abhängigkeit von e_o/e ebenfalls durch eine gebrochene Linie gegeben sind, die bei ($0{,}5 < \varepsilon < 1$) aus drei, bei ($1 < \varepsilon < 1{,}5$) aus fünf und bei ($1{,}5 < \varepsilon < 2$) aus sieben geraden Stücken besteht. Für jeden der erwähnten ε-Bereiche befinden sich ihre Knickpunkte ebenfalls auf einer sinusähnlichen Kurve, die es dank der zugehörigen ε-Skala gestattet, die dem gegebenen ε-Wert entsprechende gebrochene Linie zu ziehen und daraus die für den gegebenen Wert von e_o/e gesuchten Anteile $\overline{A}_h$ und $\overline{A}_b$ am durchschnittlichen Auftrieb $\overline{A}$ zu ermitteln. Diese Knickpunktskurve ist für ($0{,}5 < \varepsilon < 1$) in Bild 9 angegeben, wobei die sich für $\varepsilon = 0{,}75$ ergebende gebrochene Linie eingetragen ist. Der Punkt, der sich daraus unter anderem bei Bremsfahrt (Z gegen Bewegungsrichtung wirkend) für $e_o/e = 0{,}45$ ergibt, führt zu $\overline{A}_h = 0{,}575\,A_h$ und $\overline{A}_b = 0{,}425\,A_b$. Für $\mu_z = 0{,}15$ bzw. für $A_h = 0{,}416\,Z$ und $A_b = 0{,}0964\,Z$ würde sich somit der durchschnittliche Auftrieb zu

$$\overline{A} = [0{,}575 \cdot 0{,}416 + 0{,}425 \cdot 0{,}0964]\,Z = 0{,}2702\,Z$$

ergeben. Bei $\varepsilon > 1$ liegt die mehrwellige Knickpunktskurve so nahe an der um 45° geneigten Geraden a, dass diese genügend genau zur Ermittlung von $\overline{A}_h$ und $\overline{A}_b$ verwendet werden kann.

Bild 7. Die bei der einfachen Zahnstange und bei $\varepsilon < 1$ auftretenden Auftriebe A_h und A_b



1.5.4 Dreifache Zahnstange

Bei dieser Zahnstange kommt nach jedem Teilungsdrittel ein neuer Zahn zum Eingriff. Die Untersuchung der Verhältnisse, die in gleicher Weise wie sie vorher in den Abschnitten 1.5.1 und 1.5.2 durchgeführt wurde zeigt, dass im ($\overline{A}/A, e_o/e$)-Diagramm die Anteile $\overline{A}_h/A_h$ und $\overline{A}_b/A_b$ am durchschnittlichen Auftrieb $\overline{A}$ wiederum durch eine gebrochene Linie gegeben sind, die bei ($1/3 < \varepsilon < 2/3$) aus drei und bei ($2/3 < \varepsilon < 1$) aus fünf geraden Stücken besteht und die sich gleich wie vorher mit Hilfe der zugehörigen Knickpunktskurve aufzeichnen lässt. Diese Knickpunktskurve ist in Bild 10 für den Fall ($1/3 < \varepsilon < 2/3$) angegeben.

Im Falle ($\varepsilon > 2/3$) liegt wiederum die gebrochene Linie so nahe der um 45° geneigten Geraden a, dass diese zur Bestimmung von $\overline{A}_h/A_h$ und $\overline{A}_b/A_b$ genügt.

Es ist hervorzuheben, dass die Knickpunktskurve genau den gleichen Verlauf in den drei Bildern 6, 9 und 10 aufweist. Ein Unterschied liegt aber in der darauf eingetragenen ε-Skala.

1.5.5 Zusammenfassung

Der durchschnittliche Auftrieb $\overline{A}$ setzt sich aus den beiden Anteilen $\overline{A}_h$ und $\overline{A}_b$ zusammen, die durch die Auftriebe A_h (Gl. 18) und A_b (Gl. 19) gegeben sind. In den besonders eingerahmten Fällen der Tabelle 1 können diese Anteile im ($\overline{A}/A, e_o/e$)-Diagramm ermit-

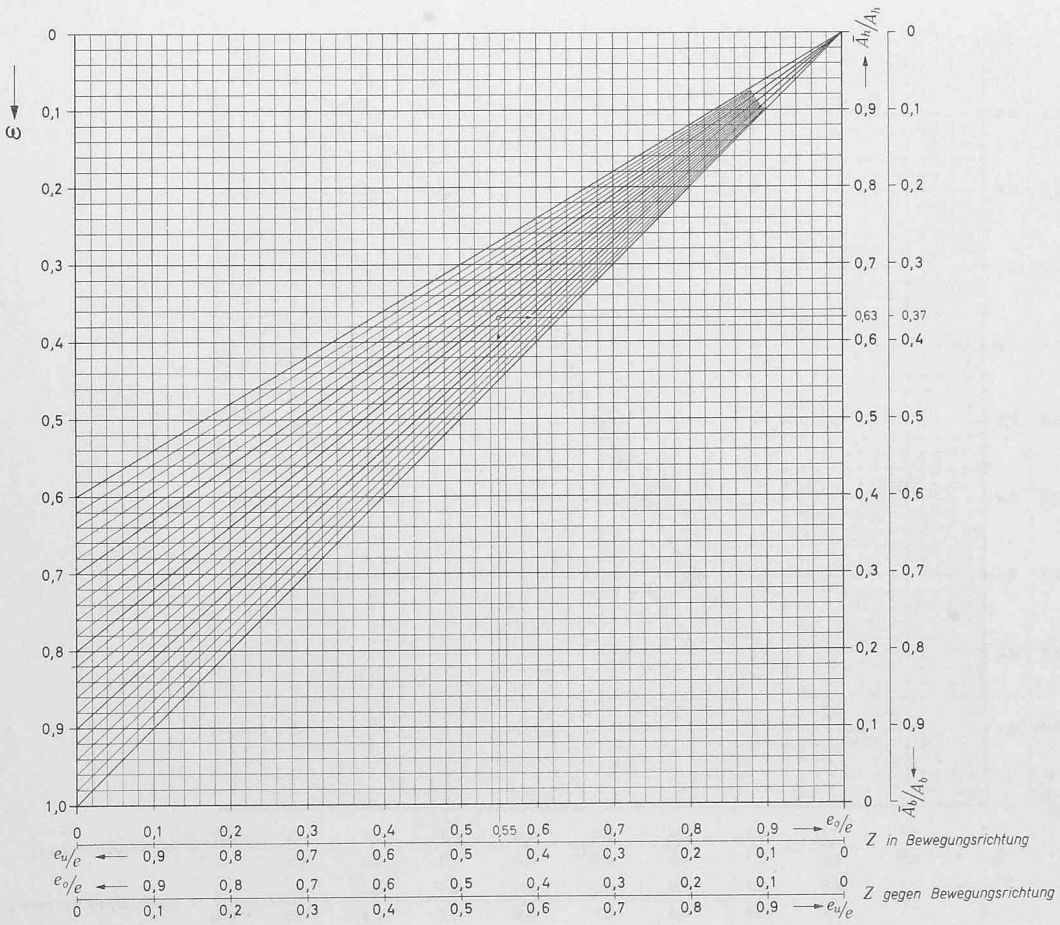


Bild 8. Diagramm zur Ermittlung der Anteile $\bar{A}_h/A_h$ und $\bar{A}_b/A_b$ am durchschnittlichen Auftrieb: einfache Zahnstange bei $\varepsilon < 1$

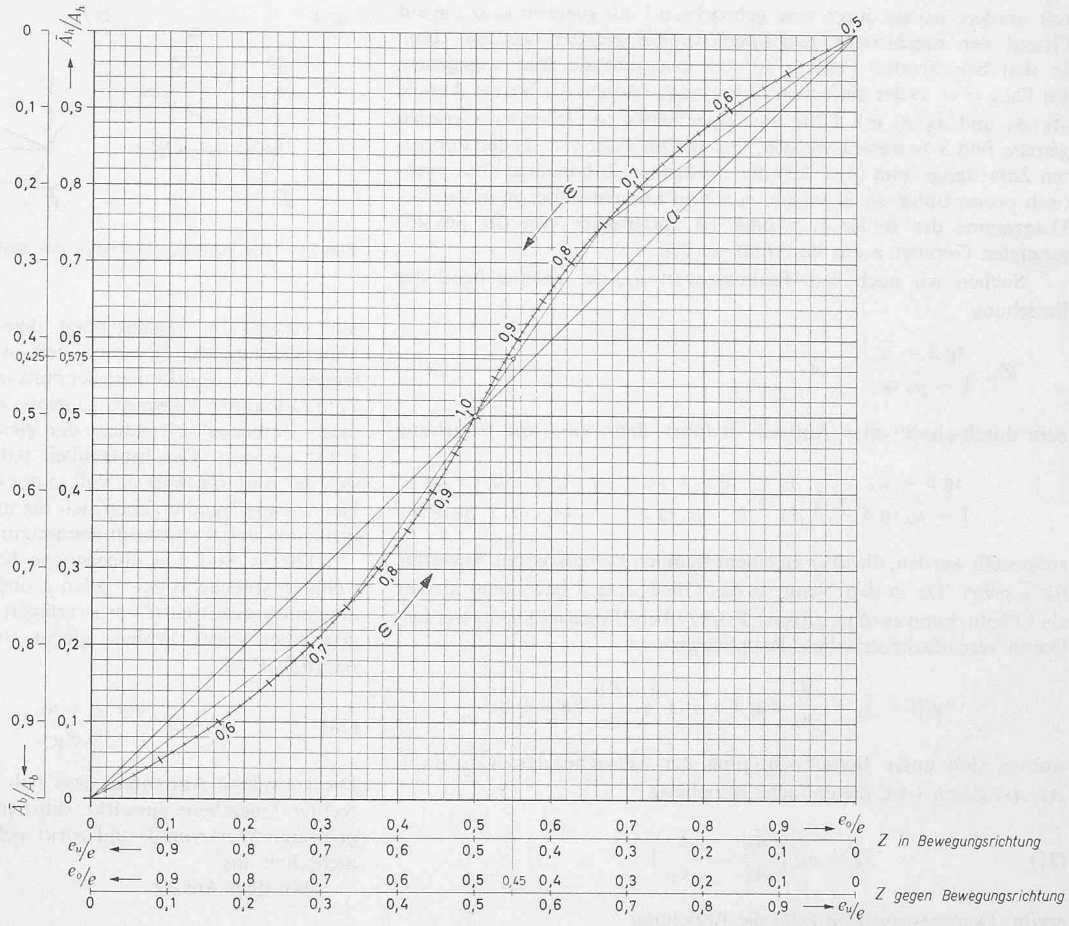


Bild 9. Diagramm zur Ermittlung der Anteile $\bar{A}_h/A_h$ und $\bar{A}_b/A_b$ am durchschnittlichen Auftrieb: doppelte Zahnstange bei $0{,}5 < \varepsilon < 1$

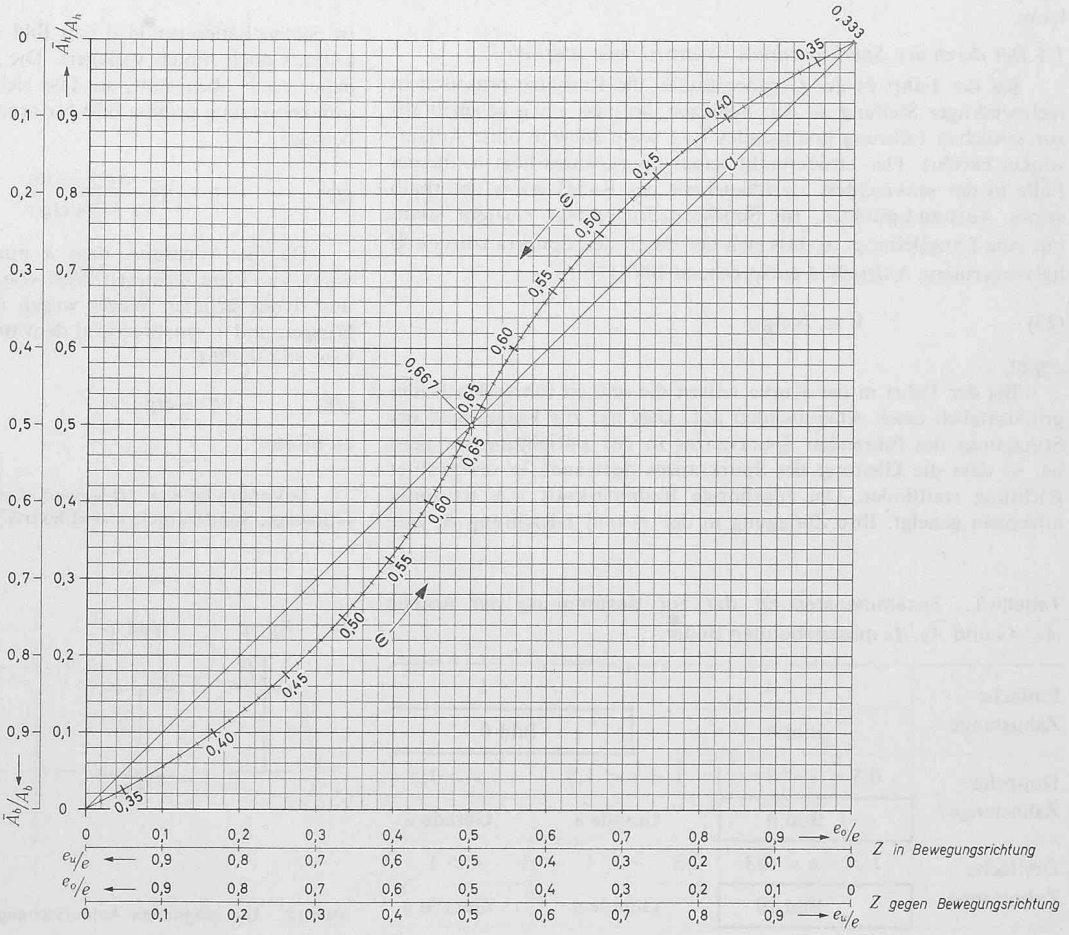


Bild 10. Diagramm zur Ermittlung der Anteile $\bar{A}_h/A_h$ und $\bar{A}_b/A_b$ am durchschnittlichen Auftrieb: dreifache Zahnstange bei $1/3 < \varepsilon < 2/3$

telt werden, wo sie durch eine gebrochene Linie gegeben sind, die auf Grund der zugehörigen Knickpunktskurve gezogen werden kann. In den betreffenden Feldern ist das massgebende Bild angegeben. Im Falle ($\varepsilon < 1$) der einfachen Zahnstange können die beiden Anteile $\overline{A}_h/A_h$ und $\overline{A}_b/A_b$ mit Hilfe von einer leicht zu ziehenden Geraden gemäss Bild 8 bestimmt werden. Die beiden Fälle ($\varepsilon > 1$) der doppelten Zahnstange und ($\varepsilon > 2/3$) der dreifachen Zahnstange sind praktisch proportional zu e_o/e bzw. e_u/e und können daher in einem der Diagramme der Bilder 6, 9 oder 10 unmittelbar von der um 45° geneigten Geraden a aus bestimmt werden.

Suchen wir nach dem Reibungswert $\overline{\mu}_z$, der entsprechend der Beziehung

$$|Z_z| \frac{\operatorname{tg}\beta + \overline{\mu}_z}{1 - \overline{\mu}_z \operatorname{tg}\beta} = \overline{A}_z$$

zum durchschnittlichen Auftrieb $\overline{A}$ führt, dann kann die Beziehung

$$\frac{\operatorname{tg}\beta + \overline{\mu}_z}{1 - \overline{\mu}_z \operatorname{tg}\beta} = \left(\frac{\overline{A}_h}{A_h}\right) \frac{\operatorname{tg}\beta + \mu_z}{1 - \mu_z \operatorname{tg}\beta} + \left(\frac{\overline{A}_b}{A_b}\right) \frac{\operatorname{tg}\beta - \mu_z}{1 + \mu_z \operatorname{tg}\beta}$$

aufgestellt werden, die aber zu einem ziemlich komplizierten Ausdruck für $\overline{\mu}$ führt. Da in den Nennern das Glied $\mu_z \operatorname{tg}\beta$ bedeutend kleiner als 1 bleibt, kann es ohne grossen Fehler überall vernachlässigt werden. Damit vereinfacht sich diese Beziehung zu

$$\operatorname{tg}\beta + \overline{\mu}_z = \frac{\overline{A}_h}{A_h}(\operatorname{tg}\beta + \mu_z) + \frac{\overline{A}_b}{A_b}(\operatorname{tg}\beta - \mu_z)$$

woraus sich unter Berücksichtigung der Tatsache, dass ($\overline{A}_h/A_h + \overline{A}_b/A_b$) gleich 1 ist, die einfache Beziehung

$$\overline{\mu}_z = \mu_z \left(\frac{\overline{A}_h}{A_h} - \frac{\overline{A}_b}{A_b}\right) \tag{21}$$

ergibt. Dementsprechend folgt die Beziehung

$$\overline{A}_z = |Z_z| \left[\operatorname{tg}\beta + \mu_z \left(\frac{\overline{A}_h}{A_h} - \frac{\overline{A}_b}{A_b}\right)\right] \tag{22}$$

auf Grund welcher der durchschnittliche Auftrieb $\overline{A}$ ermittelt werden kann.

1.6 Der durch den Spurkranzdruck $\mathfrak{P}$ entstehende Auftrieb V

Bei der Fahrt in der Geraden laufen die Radsätze praktisch in rechtwinkliger Stellung zu den Schienen, so dass ein gegebenenfalls zur seitlichen Führung kommendes Rad seine Schiene ohne Anlaufwinkel berührt. Der Druckpunkt seines Spurkranzes liegt in diesem Falle in der senkrechten Meridianebene des Rades etwas unterhalb seines Aufstandspunktes. Im Spurkranzdruckpunkt entsteht somit nur eine Längsleitung, so dass sich der durch den Spurkranzdruck $\mathfrak{P}$ hervorgerufene Auftrieb A entsprechend Bild 11b zu

$$V = \mathfrak{P} \operatorname{ctg}\gamma \tag{23}$$

ergibt.

Bei der Fahrt in der Kurve weisen die seitlich führenden Räder grundsätzlich einen Anlaufwinkel auf. Dies hat zur Folge, dass der Stützpunkt des führenden Spurkranzes in der x-Richtung verlagert ist, so dass die Gleitung des Spurkranzes dort auch in senkrechter Richtung stattfindet. Die zugehörige Reibungskraft μN ist somit allgemein geneigt. Ihre Zerlegung in der x- und z-Richtung ist eine

Tabelle 1. Zusammenstellung der zur Bestimmung der Anteile $\overline{A}_h/A_h$ und $\overline{A}_b/A_b$ massgebenden Bilder

Einfache Zahnstange	$\varepsilon < 1$		$\varepsilon > 1$
	Bild 8		Bild 9
Doppelte Zahnstange	$0{,}5 < \varepsilon < 1$	$1 < \varepsilon < 1{,}5$	$\varepsilon > 1{,}5$
	Bild 9	Gerade a	Gerade a
Dreifache Zahnstange	$1/3 < \varepsilon < 2/3$	$2/3 < \varepsilon < 1$	$\varepsilon > 1$
	Bild 10	Gerade a	Gerade a

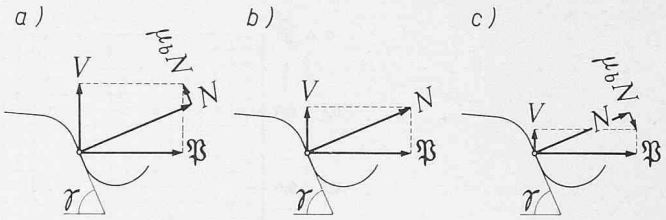


Bild 11. Die Kräfteverhältnisse am Spurkranz

sehr verwickelte Angelegenheit, deren Abklärung im Rahmen dieser Untersuchung viel zu weit führen würde[3]). Immerhin wird die Verlagerung des Spurkranzdruckpunktes bei den engeren Kurven der Zahnradbahnen allgemein so gross, dass die senkrechte Komponente dieser Reibungskraft nahezu den gleichen Wert wie die Reibungskraft selbst aufweist. Der Einfachheit halber nehmen wir daher an, dass sich der Reibungswert μ_b voll in der senkrechten Querebene auswirkt. Dementsprechend ergeben sich die in Bild 11 angegebenen drei Möglichkeiten der Kräftezusammensetzung.

Die in Bild 11a angegebene Kräftezusammensetzung tritt auf, wenn entsprechend den Fällen a und b von Bild 12 der Druckpunkt des Spurkranzes nach vorn verlagert ist und dieser daher nach unten gegenüber seiner Schiene gleitet. In diesem Falle ergibt sich der Auftrieb V zu

$$V = \mathfrak{P} \frac{\operatorname{ctg}\gamma + \mu_b}{1 - \mu_b \operatorname{ctg}\gamma}. \tag{24}$$

Die getroffene Annahme, dass sich μ mit vollem Wert in der senkrechten Querebene auswirkt, führt in diesen Fällen a und b zu einem grösseren Wert von V und wirkt sich somit im Sinne einer grösseren Sicherheit aus.

Mit dem Ansatz

$$\gamma^* = \frac{\operatorname{ctg}\gamma + \mu_b}{1 - \mu_b \operatorname{ctg}\gamma} \tag{25}$$

schreibt sich Gl. (24) einfacher zu

$$V = \gamma^* \mathfrak{P}. \tag{26}$$

In beiden Fällen c und d von Bild 12 ist der Druckpunkt des Spurkranzes nach hinten verlagert. Die Gleitung des Spurkranzes findet daher nach oben statt, so dass sich in diesen Fällen die Kräftezusammensetzung gemäss Bild 11c ergibt. Der entsprechende Auftrieb V beträgt

$$V = \mathfrak{P} \frac{\operatorname{ctg}\gamma - \mu_b}{1 + \mu_b \operatorname{ctg}\gamma}. \tag{27}$$

Da die Annahme, dass μ nur in der senkrechten Querebene wirkt, zu einem kleineren Wert von V führt, ist es in diesen Fällen c und d des sicheren Weges wegen ratsam, die Reibung zu vernachlässigen und V entsprechend dem Bild 11b nach Gl. (23) zu ermitteln bzw. in Gl. (26)

$$\gamma^* = \operatorname{ctg}\gamma \tag{28}$$

zu setzen.

[3]) Vergleiche u. a.: *Heumann:* Grundzüge der Führung der Schienenfahrzeuge, Sonderdruck aus «Elektrische Bahnen», Jahrgänge 1950–1953.

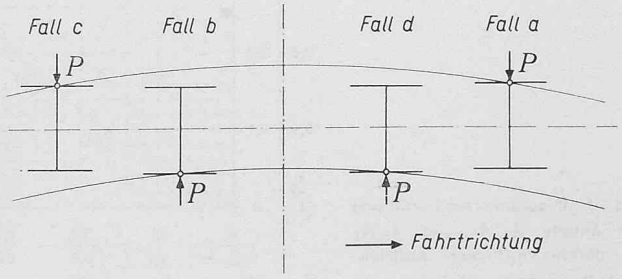


Bild 12. Die möglichen Anlaufstellungen des Radsatzes

1.7 Die durch den Antrieb oder die Bremse entstehenden Lagerdruckänderungen

Die Lagerdruckänderungen $\Delta_z L$, die durch den Antrieb oder die Bremse verursacht werden, fallen verschieden aus, je nachdem die Zahnräder im Rahmen oder auf den Radsatzachsen gelagert sind.

1.7.1 Die Lagerdruckänderungen $\Delta_z L$ im Falle der Zahnradlagerung im Rahmen oder auf der Radsatzachse bei horizontal wirkender Drehmomentstütze.

Sind die Zahnräder im Rahmen oder auf der Radsatzachse bei horizontal wirkender Drehmomentstütze gelagert, dann können sie als Bestandteil des Rahmens und die entsprechenden Zahndrücke Z als unmittelbar auf das Gestell wirkend betrachtet werden. Sie haben daher keinen direkten Einfluss auf die Radsätze, sondern wirken indirekt auf dieselben über die Lagerdrücke L.

1.7.2 Die Lagerdruckänderungen $\Delta_z L$ im Falle der Zahnradlagerung auf den Radsatzachsen bei vertikal wirkender Drehmomentstütze

Im Falle der Zahnradlagerung auf den Radsatzachsen bei vertikal wirkender Drehmomentstütze muss das Antriebs- oder Bremsmoment durch ein entsprechendes Reaktionsmoment kompensiert werden. Dieses wird bei den üblichen Ausführungen durch ein Kräftepaar $b\,B$ geliefert. Seine Kraft

$$B_z = [Z_z + \psi\, U_r - \zeta_r\, X_{Ag}]\,\frac{D_z}{2\,b} \tag{29}$$

wirkt einerseits unmittelbar auf die Radsatzachse und anderseits am Ende des Drehmomentstützarmes b auf den Rahmen, durch welchen sie sich indirekt über die Lagerdrücke auf die Radsätze auswirkt. Die entsprechenden Verhältnisse sind in Bild 13 dargestellt. Dabei kann B_1 bzw. B_2 sowohl durch den Antrieb als auch durch die Bremse verursacht werden. Werden beide Kräfte auf das Zentrum des Gestellrahmens verlegt, dann wirken dort auf diesen

eine Kraft $\quad \nu_1\, B_1 - \nu_2\, B_2$

ein Moment $\quad M_{zx} = \quad (\nu_1\, B_1 - \nu_2\, B_2)\,(f - e)$

ein Moment $\quad M_{zq} = -\,(\nu_1\, B_1 + \nu_2\, B_2)\left(\dfrac{a - 2\,b}{2}\right)$.

Unter der Voraussetzung, dass alle Radsatzfedern gleich steif sind und dass der Rahmen verwindungsfrei ist, ergeben sich die Lagerdruckänderungen zu

$$\Delta_z L_{L1} = -\frac{(\nu_1\, B_1 - \nu_2\, B_2)}{4} + \frac{M_{zx}}{4\,l} + \frac{M_{zq}}{2\,a} =$$
$$= -\,\nu_1\,\frac{B_1}{4}\left[2\left(\frac{a-b}{a}\right) - \left(\frac{f-e}{l}\right)\right] + \nu_2\,\frac{B_2}{4}\left[\frac{2b}{a} + \left(\frac{f-e}{l}\right)\right]$$

$$\Delta_z L_{R1} = -\frac{(\nu_1\, B_1 - \nu_2\, B_2)}{4} - \frac{M_{zx}}{4\,l} + \frac{M_{zq}}{2\,a} =$$
$$= -\,\nu_1\,\frac{B_1}{4}\left[2\left(\frac{a-b}{a}\right) + \left(\frac{f-e}{l}\right)\right] + \nu_2\,\frac{B_2}{4}\left[\frac{2b}{a} - \left(\frac{f-e}{l}\right)\right]$$

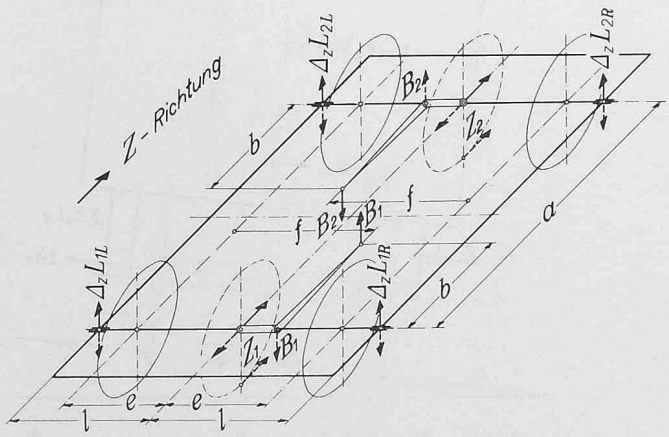


Bild 13. Die vom Antrieb oder von der Bremse aus entstehenden Kräfte

$$\Delta_z L_{L2} = -\frac{(\nu_1\, B_1 - \nu_2\, B_2)}{4} + \frac{M_{zx}}{4\,l} - \frac{M_{zq}}{2\,a} =$$
$$= -\,\nu_1\,\frac{B_1}{4}\left[\frac{2b}{a} - \left(\frac{f-e}{l}\right)\right] + \nu_2\,\frac{B_2}{4}\left[2\left(\frac{a-b}{a}\right) + \left(\frac{f-e}{l}\right)\right] \tag{30}$$

$$\Delta_z L_{R2} = -\frac{(\nu_1\, B_1 - \nu_2\, B_2)}{4} - \frac{M_{zx}}{4\,l} - \frac{M_{zq}}{2\,a} =$$
$$= -\,\nu_1\,\frac{B_1}{4}\left[\frac{2b}{a} + \left(\frac{f-e}{l}\right)\right] + \nu_2\,\frac{B_2}{4}\left[2\left(\frac{a-b}{a}\right) - \left(\frac{f-e}{l}\right)\right].$$

Diese Lagerdruckänderungen führen zu den Raddruckänderungen

$$\Delta_z R_{L1} = +\,\nu_1\,\frac{B_1}{4}\left[\frac{2\,b}{a} - \left(\frac{f-e}{e}\right)\right] + \nu_2\,\frac{B_2}{4}\left[\frac{2\,b}{a} + \left(\frac{f-e}{e}\right)\right]$$
$$\Delta_z R_{R1} = +\,\nu_1\,\frac{B_1}{4}\left[\frac{2\,b}{a} + \left(\frac{f-e}{e}\right)\right] + \nu_2\,\frac{B_2}{4}\left[\frac{2\,b}{a} - \left(\frac{f-e}{e}\right)\right]$$
$$\Delta_z R_{L2} = -\,\nu_1\,\frac{B_1}{4}\left[\frac{2\,b}{a} - \left(\frac{f-e}{e}\right)\right] - \nu_2\,\frac{B_2}{4}\left[\frac{2\,b}{a} + \left(\frac{f-e}{e}\right)\right] \tag{31}$$
$$\Delta_z R_{R2} = -\,\nu_1\,\frac{B_1}{4}\left[\frac{2\,b}{a} + \left(\frac{f-e}{e}\right)\right] - \nu_2\,\frac{B_2}{4}\left[\frac{2\,b}{a} - \left(\frac{f-e}{e}\right)\right]$$

woraus sich die Achsdruckänderungen zu

$$\Delta_z Q_1 = +\,(\nu_1\, B_1 + \nu_2\, B_2)\,\frac{b}{a}$$
$$\Delta_z Q_2 = -\,(\nu_1\, B_1 + \nu_2\, B_2)\,\frac{b}{a} \tag{32}$$

ergeben.

Sind alle vier Zahnräder auf den Radsatzachsen gelagert und üben sie alle den gleichen Zahndruck Z_r aus, dann tritt für B_1 und B_2 der gleiche Wert B und für ν_1 und ν_2 der gleiche Wert 1 auf. Damit vereinfachen sich Gleichungen (30) und (31) zu

$$\left.\begin{aligned}\Delta_z L_{L1} &= -\\ \Delta_z L_{R2} &= +\end{aligned}\right\}\ \frac{B}{2}\left[\left(\frac{a-2\,b}{a}\right) - \left(\frac{f-e}{l}\right)\right]$$
$$\left.\begin{aligned}\Delta_z L_{R1} &= -\\ \Delta_z L_{L2} &= +\end{aligned}\right\}\ \frac{B}{2}\left[\left(\frac{a-2\,b}{a}\right) + \left(\frac{f-e}{l}\right)\right] \tag{33}$$

und

$$\Delta_z R_{L1} = \Delta_z R_{R1} = +\,B\,\frac{b}{a}$$
$$\Delta_z R_{L2} = \Delta_z R_{R2} = -\,B\,\frac{b}{a}. \tag{34}$$

Diese letzten Gleichungen zeigen, dass im Falle $B_1 = B_2 = B$ beide Räder des gleichen Radsatzes die gleiche Raddruckänderung aufweisen. Ist nur ein Zahnrad vorhanden oder in Wirkung, dann tritt in den Gleichungen (30) und (31) nur die entsprechende Kraft B_1 oder B_2 auf, so dass die Raddruckänderungen unsymmetrisch werden. Wird beim einzelnen Fahrgestell g ein Antriebs- oder Bremsmoment $X_{Ag}\,D_r/2$ unmittelbar auf die Laufräder ausgeübt, dann ergeben sich dadurch zusätzlich die Druckänderungen

$$\Delta_A L_{L1} = \Delta_A L_{R1} = \Delta_A R_{L1} = \Delta_A R_{R1} = +\,X_{Ag}\,\frac{D_r}{4\,a}$$
$$\Delta_A L_{L2} = \Delta_A L_{R2} = \Delta_A R_{L2} = \Delta_A R_{R2} = -\,X_{Ag}\,\frac{D_r}{4\,a}. \tag{35}$$

1.8 Einfluss der rotierenden Teile

Jede rotierende Masse p ruft beim Beschleunigungs- oder Verzögerungsvorgang ein Kippmoment

$$\mathfrak{M}_p = \frac{2\,\mathfrak{b}}{D_z}\,(\theta_p\,\ddot{u}_p) = \mathfrak{b}\,D_z\left(\frac{m_{\mathrm{rot}p}}{2\,\ddot{u}_p}\right) \tag{36}$$

hervor, das in der entgegengesetzten Richtung wie die Dreh-Beschleunigung bzw.-Verzögerung der Masse auf den zugehörigen Teil des Fahrzeuges wirkt. Dieses Kippmoment bezeichnen wir mit $\mathfrak{M}_{qp}$, wenn die Masse p um eine Queraxe dreht, und mit $\mathfrak{M}_{xp}$, wenn ihre Drehaxe längsgerichtet ist. Beide definieren wir weiter als positiv, wenn sie bei Beobachtung von der rechten Fahrzeugseite bzw. von der Talseite aus gegen den Uhrzeigersinn wirken. Dies ist der Fall, wenn bei gleicher Beobachtung die Masse p bei Bergfahrt im Uhrzeigersinn dreht und die Beschleunigung bzw. Verzögerung $\mathfrak{b}$ positiv, das heisst bergwärts gerichtet ist. Dementsprechend gelten für die totalen Kippmomente $\mathfrak{M}_q$ und $\mathfrak{M}_x$ die Beziehungen

$$\begin{aligned} \mathfrak{M}_q &= \frac{2\,\mathfrak{b}}{D_z}\sum(\theta_q\,\ddot{u}\,\vartheta_q)_p = \frac{\mathfrak{b}\,D_z}{2}\sum\left(\frac{m_{\mathrm{rot}}\,\vartheta_q}{\ddot{u}}\right)_p \\ \mathfrak{M}_x &= \frac{2\,\mathfrak{b}}{D_z}\sum(\theta_q\,\ddot{u}\,\vartheta_x)_p = \frac{\mathfrak{b}\,D_z}{2}\sum\left(\frac{m_{\mathrm{rot}}\,\vartheta_x}{\ddot{u}}\right)_p \end{aligned} \tag{37}$$

wobei ϑ einen Faktor bedeutet, der den Wert $+1$ bzw. -1 aufweist, wenn bei Bergfahrt und bei der oben erwähnten Beobachtung die betreffende Masse im Uhrzeigersinn bzw. gegen den Uhrzeigersinn dreht.

Das Kippmoment $\mathfrak{M}_x$ führt auf jeder Seite des betreffenden Fahrgestelles zu einer totalen Lagerdruckänderung

$$\frac{\mathfrak{M}_x}{2\,l} = +\sum\Delta_{\mathfrak{M}}\,L_{\mathrm{L}} \quad \text{bzw.} \quad \frac{\mathfrak{M}_x}{2\,l} = -\sum\Delta_{\mathfrak{M}}\,L_{\mathrm{R}}\,. \tag{38}$$

Wie sich diese totalen Lagerdruckänderungen auf die einzelnen Radsatzlager verteilen, hängt von der Anordnung des Laufwerkes und von der Art der Federaufhängung ab. Allgemein kann der Ansatz

$$(\Delta_{\mathfrak{M}}L)_r = \tau_r\sum\Delta_{\mathfrak{M}}L \tag{39}$$

gemacht werden, worin der Verteilfaktor τ_r für jeden Radsatz entsprechend der Laufwerk- und Federanordnung zu ermitteln ist. Weist zum Beispiel das Fahrgestell n gleichmässig und symmetrisch zur Fahrgestellmitte angeordnete Radsätze auf, die alle mit gleicher Steifigkeit gefedert sind, dann ergibt sich τ_r einfach zu $1/n$. Aus obigen Gleichungen folgt

$$(\Delta_{\mathfrak{M}}L_{\mathrm{L}})_r = +\,\tau_r\,\frac{\mathfrak{M}_x}{2\,l} \quad \text{bzw.} \quad (\Delta_{\mathfrak{M}}L_{\mathrm{R}})_r = -\,\tau_r\,\frac{\mathfrak{M}_x}{2\,l}\,. \tag{40}$$

1.9 Einfluss der äusseren Querkräfte

Allgemein können folgende Querkräfte auf das betrachtete Fahrzeug wirken:

a) der Winddruck W in der Querrichtung
b) die Querkomponenten $G\sin\delta$ der einzelnen Teilgewichte infolge einer allfälligen Überhöhung des Gleises
c) Die Querkomponenten K_{oq} und K_{uq} der Kräfte K_o und K_u der Zug- oder Stossvorrichtungen
d) die Zentrifugalkräfte $\mathfrak{T}$ der einzelnen Teile
e) die Reibungskräfte zwischen Zahnrädern und Zahnstange
f) allfällige Spurkranzdrücke $\mathfrak{P}$ und ihre Auftriebe V
g) die Reibungskräfte zwischen Rad und Schiene.

Die von a) bis e) erwähnten Kräfte können ohne Berücksichtigung der internen Vorgänge ermittelt werden und sind daher als äussere Kräfte zu betrachten. Dabei sind die Querkomponenten K_{oq} und K_{uq} durch die Beziehungen

$$K_{oq} = \chi_o\,K_o \quad \text{und} \quad K_{uq} = \chi_u\,K_u \tag{41}$$

gegeben, deren Faktoren χ_o und χ_u aus der gegenseitigen Stellung der betreffenden Fahrzeuge im Zusammenhang mit den vorhandenen Zug- und Stossvorrichtungen zu ermitteln sind.

Die Kräfte unter f) und g) ergeben sich aus den Verhältnissen am Fahrgestell und am Radsatz. Sie sind daher als interne Kräfte zu bezeichnen und müssen in jedem konkreten Fall besonders untersucht werden. Für eine allgemeine Betrachtung können somit nur die äusseren Kräfte zusammengefasst werden. Dabei ist zu unterscheiden, ob es sich um ein Rahmen- oder um ein Drehgestell-Fahrzeug handelt.

1.9.1 Die Auswirkung der äusseren Querkräfte im Falle des Rahmenfahrzeuges

Die auf den oberen Teil des zweiachsigen Rahmenfahrzeuges wirkenden Querkräfte T_R sind in Bild 14 zusammengestellt. Dies sind:

— der Winddruck W
— die Querkomponenten K_{oq} und K_{uq}
— die Zentrifugalkraft $\mathfrak{T}_o$
— die Gewichtskomponente $G_o\sin\delta$
— die Reibungskräfte Z_{qz}, falls die Zahnräder z im Rahmen gelagert sind.

Diese Querkräfte werden von den Radsätzen auf Höhe Achsmitte übernommen und üben auf diese ein totales Moment

$$\begin{aligned} \sum h_{\mathrm{T}}\,T_R = h_{\mathrm{W}}\,W + h_o\,(G_o\sin\delta + \mathfrak{T}_o) + \\ + h_{\mathrm{k}}\,(K_{oq} + K_{uq}) - \left(\frac{D_r}{2} - u\right)\sum\lambda_z\,Z_{qz} \end{aligned} \tag{42.1}$$

sowie eine totale Querkraft $\sum T_R$ aus. Dieses totale Moment ruft die Lagerdruckänderungen

$$\Delta_q L_{\mathrm{L}r} = \tau_r\,\frac{\sum h_{\mathrm{T}}\,T_R}{2\,l} \quad \text{und} \quad \Delta_q L_{\mathrm{R}r} = -\,\tau_r\,\frac{\sum h_{\mathrm{T}}\,T_R}{2\,l} \tag{43.1}$$

hervor. Im Falle eines zweiachsigen Fahrzeuges verteilt sich die totale Querkraft $\sum T_R$ auf beide Radsätze nach den Beziehungen[4])

$$\begin{aligned} H_{\mathrm{T1}} &= \frac{1}{a}\,[w_2\,W + g_2\,(G_o\sin\delta + \mathfrak{T}_o) + \\ &\quad + (a + k_u)\,K_{uq} - k_o\,K_{oq} + \sum\lambda_z\,(a - z_z)\,Z_{qz}] \\ H_{\mathrm{T2}} &= \frac{1}{a}\,[w_1\,W + g_1\,(G_o\sin\delta + \mathfrak{T}_o) - \\ &\quad - k_u\,K_{uq} + (a + k_o)\,K_{oq} + \sum\lambda_z\,z_z\,Z_{qz}]\,. \end{aligned} \tag{44.1}$$

[4]) Die Längen a, g, k und z sind in Bild 17 definiert, w_1 und w_2 bedeuten den Wirkungsabstand des Winddruckes W von der Achse 1 bzw. von der Achse 2.

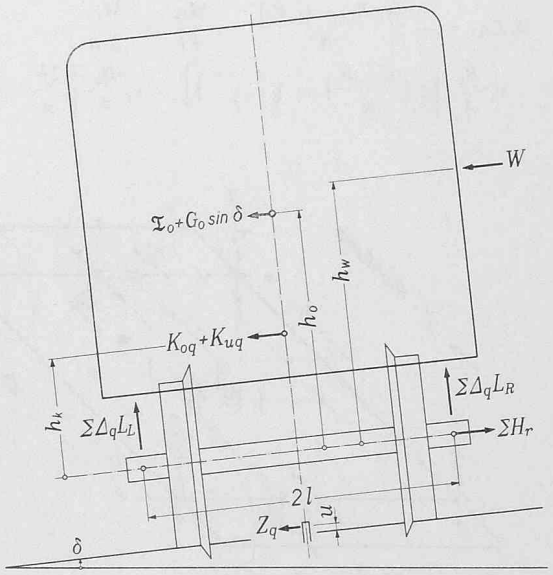
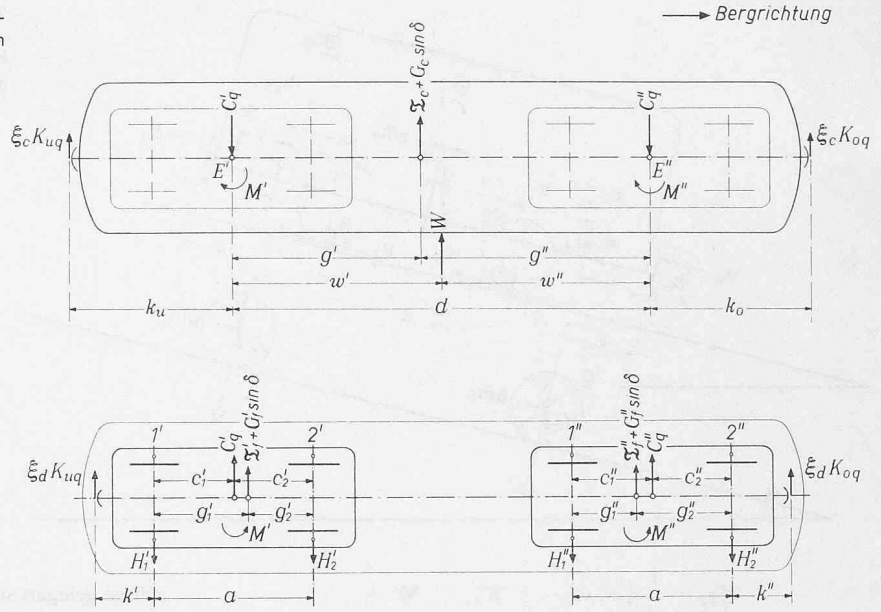


Bild 14. Die auf den oberen Teil des zweiachsigen Rahmenfahrzeuges wirkenden äusseren Querkräfte

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



Bei einem dreiachsigen Rahmenfahrzeug ist die Verteilung der einzelnen Lagerquerkräfte H_{Tr} von der Laufwerkanordnung abhängig und muss daher von Fall zu Fall ermittelt werden.

1.9.2 Die Auswirkung der äusseren Querkräfte im Falle des Drehgestell-Fahrzeuges mit zweiachsigen Drehgestellen

Es ist zu unterscheiden, ob der Zughaken am Fahrzeugkasten oder am Laufgestell befestigt ist. Beide Fälle können jedoch mit Hilfe der Faktoren ξ_c und ξ_d gleichzeitig behandelt werden, die mit folgenden Werten einzusetzen sind:

$\xi_c = 1, \ \xi_d = 0$ wenn Zug- oder Stossvorrichtung am Kasten

bzw.

$\xi_c = 0, \ \xi_d = 1$ wenn Zug- oder Stossvorrichtung am Drehgestell

angeordnet sind. Die auf den Kasten und auf das einzelne Drehgestell wirkenden äusseren Kräfte sind in den Bildern 15 und 16 zusammengestellt. Die für den Kasten in bezug auf die Punkte E′ und E″ aufgestellten Gleichgewichtsbedingungen $\Sigma M_z = 0$ führen zu

$$C'_q = \frac{1}{d}\left[w'' W + d'' (G_c \sin\delta + \mathfrak{T}_c)\right] + \tag{45'}$$
$$+ (\mathbf{M}' + \mathbf{M}'') + \frac{\xi_c}{d}\left[(d + k_u) K_{uq} - k_o K_{oq}\right]$$

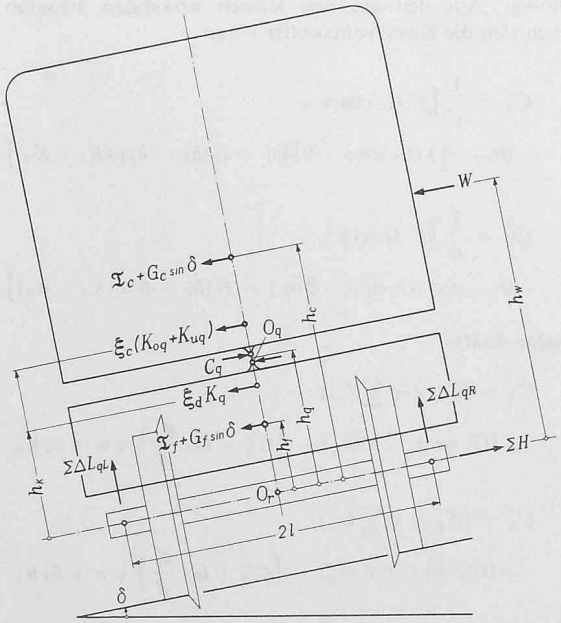


Bild 16. Die auf den Kasten und das einzelne Drehgestell des Drehgestell-Fahrzeuges wirkenden Querkräfte

$$C''_q = \frac{1}{d}\left[w' W + d' (G_c \sin\delta + \mathfrak{T}_c)\right] - \tag{45''}$$
$$- (\mathbf{M}' + \mathbf{M}'') + \frac{\xi_c}{d}\left[(d + k_o) K_{oq} - k_u K_{uq}\right]$$

und die in bezug auf die Längsachse durch den Punkt O_q der Querverbindung zwischen Kasten und Drehgestell aufgestellte Gleichgewichtsbedingung ($\sum M_x = 0$) zu einem totalen Kastenstützmoment

$$M_c = (h_w - h_q) W + (h_c - h_q)(G_c \sin\delta + \mathfrak{T}_c) + \tag{46}$$
$$+ \xi_c (h_k - h_q)(K_{oq} + K_{uq}) .$$

Die auf den einzelnen Drehgestellrahmen wirkenden Querkräfte T_R sind:

— die Drehzapfenquerkraft C_q
— die Querkomponente K_{dq} der Kupplungskraft K_d (bei $\xi_d = 1$)
— die Gewichtskomponente $G_F \sin\delta$
— die Trägheitskraft $\mathfrak{T}_f$ und
— die Reibungskräfte Z_{qz}, falls die Zahnräder z im Rahmen gelagert sind.

Gleich wie beim Rahmenfahrzeug führen sie zur totalen Querkraft $\sum T_R$ und zum totalen Moment

$$\sum h_T T_R = h_q C_q + h_f (G_f \sin\delta + \mathfrak{T}_f) + \tag{42.2}$$
$$+ h_k K_{dq} - \left(\frac{D_r}{2} - u\right) \sum \lambda_z Z_{qz}$$

wobei sich die Querkomponente K_{dq} aus K_{oq} bzw. K_{uq} zu

$$K'_{dq} = \xi_d K_{uq} \qquad \text{bzw.} \qquad K''_{dq} = \xi_d K_{oq} \tag{47}$$

ergibt. Zusammen mit dem Moment M_c verursacht das Moment $\sum h_T T_R$ die Lagerdruckänderungen

$$\Delta_q L_{Lr} = + \tau_r \frac{\tau_d M_c + \sum h_T T_R}{2l} \qquad \text{und} \tag{43.2}$$
$$\Delta_q L_{Rr} = - \tau_r \frac{\tau_d M_c + \sum h_T T_R}{2l} .$$

In dem praktisch allein in Frage kommenden Fall eines zweiachsigen Drehgestells verteilt sich ihrerseits die totale Querkraft $\sum T_R$ und das Moment D auf beide Radsätze nach den Beziehungen

$$H'_{T1} = \frac{1}{a}\left\{ c'_2 C'_q + (a + k') K'_{dq} - \mathbf{M}' + \right.$$
$$\left. + g'_2 (G'_f \sin\delta + \mathfrak{T}'_f) + \sum (a - z'_z) \lambda'_z Z'_{qz} \right\}$$

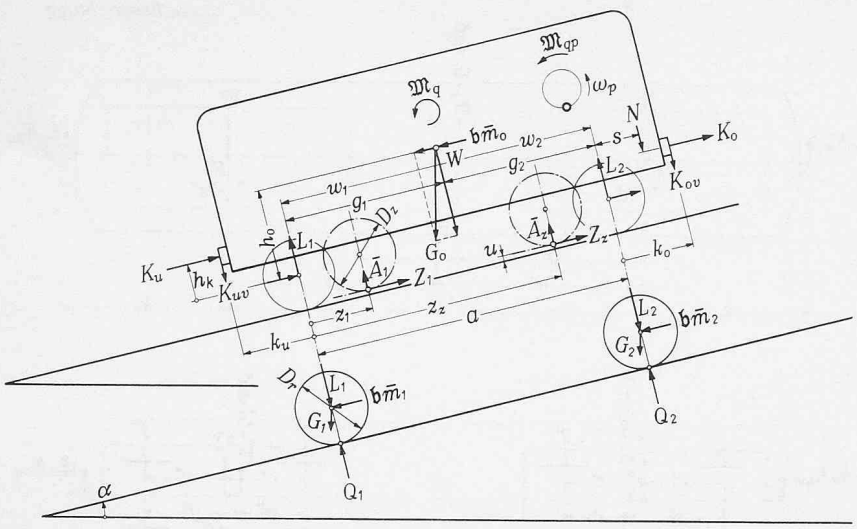


Bild 17. Die auf das zweiachsige Rahmenfahrzeug in der senkrechten Längsebene wirkenden Kräfte. (Der Winddruck W wirkt senkrecht zur Bildebene und ist daher nur mit W angedeutet.)

$$H'_{T2} = \frac{1}{a}\left\{ c'_1\, C'_q - k'\, K'_{dq} + \mathbf{M}' + g'_1\,(G'_f \sin\delta + \mathfrak{T}'_f) + \sum z'_z\, \lambda'_z\, Z'_{qz} \right\}$$

(44.2)

$$H''_{T1} = \frac{1}{a}\left\{ c''_2\, C''_q - k''\, K''_{dq} - \mathbf{M}'' + g''_2\,(G''_f \sin\delta + \mathfrak{T}''_f) + \sum (a - z''_z)\, \lambda''_z\, Z''_{qz} \right\}$$

$$H''_{T2} = \frac{1}{a}\left\{ c''_1\, C''_q + (a + k'')\, K''_{dq} + \mathbf{M}'' + g''_1\,(G''_f \sin\delta + \mathfrak{T}''_f) + \sum z''_z\, \lambda''_z\, Z''_{qz} \right\}.$$

2. Ermittlung der Lagerdrücke

Aus den Kräften und Momenten, die in der senkrechten Längsebene auf das Fahrzeug wirken, lassen sich zunächst die einzelnen Lagerdrücke L_l ermitteln, die mit den durch das Moment $\mathfrak{M}_x$ und die Querkräfte verursachten Lagerdruckänderungen $\Delta_{\mathfrak{M}} L$ und $\Delta_q L$ zu den resultierenden Lagerdrücken L führen. Die Raddrücke ergeben sich dann aus diesen Lagerdrücken und aus den dem Radsatz eigenen Kräften.

2.1 Die Lagerdrücke des zweiachsigen Rahmenfahrzeuges

Auf den Fahrzeugoberteil des Rahmenfahrzeuges wirken in der senkrechten Längsebene die in Bild 17 angegebenen Kräfte und das Moment $\mathfrak{M}_q$. Dabei ist nur der Fall ($\lambda = 1$) der im Rahmen gelagerten Zahnräder dargestellt. Der Fall ($\nu_r = 1$) der auf den Radsatzachsen gelagerten Zahnräder kann selbstverständlich auch auftreten und muss daher ebenfalls berücksichtigt werden. Aus den Längskräften ergibt sich in bezug auf die Radsatzaxen ein Moment

$$M_q = h_o\,(G_o \sin\alpha + \mathfrak{b}\,\bar{m}_o) - h_k\,(K_o + K_u) + \mathfrak{M}_q + \left(\frac{D_r}{2} - u\right)(\lambda_1 Z_1 + \lambda_2 Z_2) + \psi\,(\sum U_r)_g\,\frac{D_r}{2}, \tag{48.1}$$

das mit den senkrechten Kräften zu den Lagerdrücken

$$\mathscr{L}_{L1} = \mathscr{L}_{R1} = \mathscr{L}_1 = \frac{1}{2a}\left\{ g_2\, G_o \cos\alpha - [\lambda_1\,(a - z_1)\,\bar{A}_1 + \lambda_2\,(a - z_2)\,Z_2] - s\,N + (a + k_u)\,K_{uv} - k_o\,K_{ov} + M_q \right\}$$

(49.1)

$$\mathscr{L}_{L2} = \mathscr{L}_{R2} = \mathscr{L}_2 = \frac{1}{2a}\left\{ g_1\, G_o \cos\alpha - [\lambda_1\, z_1\, \bar{A}_1 + \lambda_2\, z_2\, \bar{A}_2] + (s + a)\,N + (a + k_o)\,K_{ov} - k_u\,K_{uv} - M_q \right\}$$

führt. Diese Lagerdrücke entstehen, wenn Kräfte allein in der vertikalen Längsebene wirken und keine Zahnräder auf den Radsatzachsen gelagert sind. Sind solche vorhanden, dann kommen zusätzlich die Lagerdruckänderungen $\Delta_z L$ (Gl. 30) zur Wirkung. Damit ergeben sich die Lagerdrücke

$$L_{lLr} = \mathscr{L}_r + \nu\,\Delta_z L_{Lr} \quad \text{und} \quad L_{lRr} = \mathscr{L}_r + \nu\,\Delta_z L_{Rr} \tag{50}$$

die allein von den in der vertikalen Längsebene wirkenden Kräften herrühren.

Werden das zu $\sum \Delta_q L$ führende Moment $\sum h_T T$ (vergleiche Gl. 42.1) und $\mathfrak{M}_x$ zu

$$M_x = \sum h_T\, T_R + \mathfrak{M}_x = \mathfrak{M}_x + h_w\,W + h_o\,(G_o \sin\delta + \mathfrak{T}_o) + h_k\,(K_{oq} + K_{uq}) - \left(\frac{D_r}{2} - u\right)\sum \lambda_z\, Z_{qz} \tag{51.1}$$

zusammengefasst, dann ergeben sich schliesslich die resultierenden Lagerdrücke jedes Radsatzes r zu

$$L_{Lr} = L_{lLr} + \tau_r\,\frac{M_x}{2\,l} \quad \text{und} \quad L_{Rr} = L_{lRr} - \tau_r\,\frac{M_x}{2\,l}. \tag{52}$$

2.2 Die Lagerdrücke des vierachsigen Drehgestellfahrzeuges

Die auf den Kasten und die Drehgestellrahmen in der senkrechten Längsebene wirkenden Kräfte und Momente sind in Bild 18 angegeben. Dabei wird angenommen, dass sich wie bei modernen Triebfahrzeugen üblich allfällige rotierende Massen nur in den Drehgestellen befinden. Aus den auf den Kasten wirkenden äusseren Kräften ergeben sich die Kastenstützkräfte C_v zu

$$C'_v = \frac{1}{d}\left[g''\, G_c \cos\alpha + (h_c - h_x)\,(G_c \sin\alpha + \mathfrak{b}\,\bar{m}_c) - \xi_c\,(h_k - h_x)\,(K_o + K_u)\right] \tag{53'}$$

$$C''_v = \frac{1}{d}\left[g'\, G_c \cos\alpha - (h_c - h_x)\,(G_c \sin\alpha + \mathfrak{b}\,\bar{m}_c) + \xi_c\,(h_k - h_x)\,(K_o + K_u)\right] \tag{53''}$$

und die Mitnahmekräfte

$$C'_x = (Z'_d + \psi \sum U'_r) - (G'_d \sin\alpha + \mathfrak{b}\,\bar{m}'_d) - \left(G'_d + G_c\,\frac{g''}{d}\right)\psi\,w + \xi_d\,K_u \tag{54'}$$

$$C''_x = (Z''_d + \psi \sum U''_r) - (G''_d \sin\alpha + \mathfrak{b}\,\bar{m}''_d) - \left(G''_d + G_c\,\frac{g'}{d}\right)\psi\,w + \xi_d\,K_o. \tag{54''}$$

Zur Kontrolle müssen sie beide die Bedingung

$$C'_x + C''_x = (G_c \sin\alpha + \mathfrak{b}\,\bar{m}_c) - \xi_c\,(K_o + K_u) \tag{55}$$

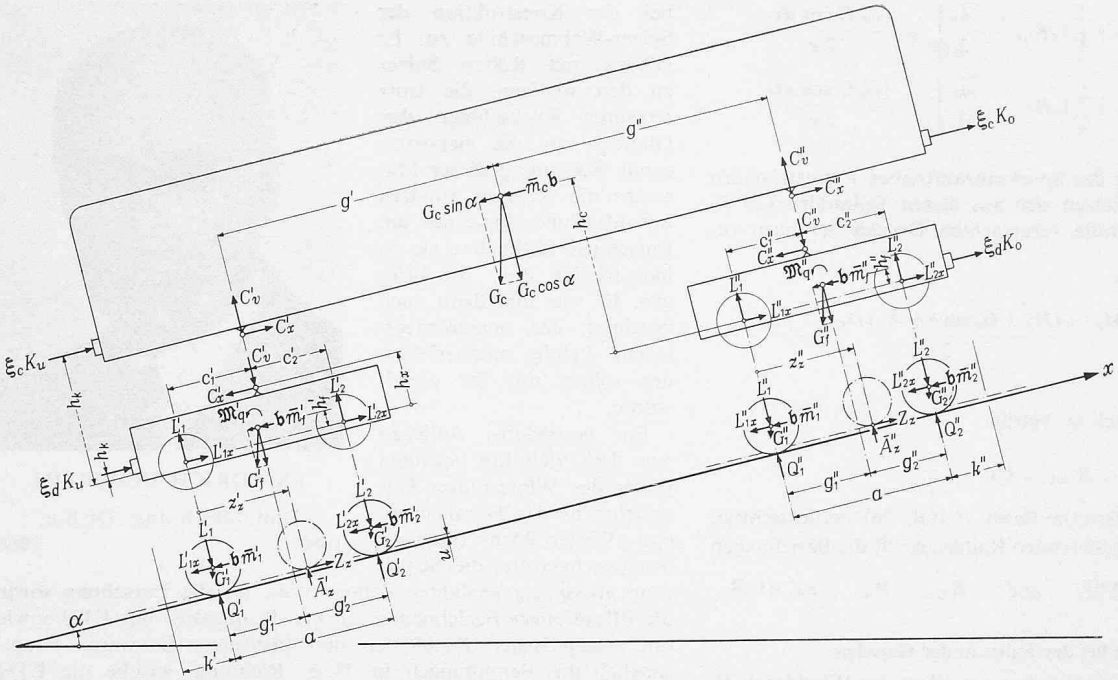


Bild 18. Die auf den Kasten und das einzelne Triebgestell eines Drehgestell-Fahrzeuges in der senkrechten Längsebene wirkenden Kräfte

erfüllen. Das bei jedem Fahrgestell in bezug auf die Radsatzachse durch die Längskräfte gegebene Moment beträgt

$$M'_q = h_x C'_x + \mathfrak{M}'_q + \psi \sum U'_r \frac{D_r}{2} + \left(\frac{D_r}{2} - u\right)$$
$$(\lambda'_1 Z'_1 + \lambda'_2 Z'_2) + h'_f (G'_f \sin\alpha + \mathfrak{b}\,\overline{m}'_f) - \xi_d h_k K_u$$

(48.2)

$$M''_q = h_x C''_x + \mathfrak{M}''_q + \psi \sum U''_r \frac{D_r}{2} + \left(\frac{D_r}{2} - u\right)$$
$$(\lambda''_1 Z''_1 + \lambda''_2 Z''_2) + h''_f (G''_f \sin\alpha + \mathfrak{b}\,\overline{m}''_f) - \xi_d h_k K_o.$$

Dabei ist der in Bild 18 nicht dargestellte Fall der im Rahmen gelagerten Zahnräder mitberücksichtigt. Mit den senkrecht wirkenden Kräften C_v, $G_f \cos\alpha$ und $\overline{A}$ führt M_q bei jedem Drehgestell zu den Lagerdrücken

$$\mathscr{L}_{L1} = \mathscr{L}_{R1} = \mathscr{L}_1 =$$
$$= \frac{1}{2a}\left\{C_v c_2 + g_2 G_f \cos\alpha + M_q - [\lambda_1 (a - z_1)\overline{A}_1 + \lambda_2 (a - z_2)\overline{A}_2]\right\}$$

(49.2)

$$\mathscr{L}_{L2} = \mathscr{L}_{R2} = \mathscr{L}_2 =$$
$$= \frac{1}{2a}\left\{c_1 C_v + g_1 G_f \cos\alpha - M_q - [\lambda_1 z_1 \overline{A}_1 + \lambda_2 z_2 \overline{A}_2]\right\}.$$

Unter Berücksichtigung der bei Zahnradlagerung auf den Achsen entstehenden Lagerdruckänderungen $\Delta_z L$ ergeben sich daraus die Lagerdrücke

(50) $$L_{lLr} = \mathscr{L}_r + \nu\,\Delta_z L_{Lr} \quad \text{und} \quad L_{lRr} = \mathscr{L}_r + \nu\,\Delta_z L_{Rr}$$

die ihrerseits mit dem Moment

$$M_{gx} = \mathfrak{M}_{gx} + \sum h_T T_R = \mathfrak{M}_{gx} + \tau_g M_c +$$

(51.2)

$$+ h_f (G_f \sin\delta + \mathfrak{T}_f) + h_k K_{dq} + h_q C_q - \left(\frac{D_r}{2} - u\right) \sum \lambda_z Z_{qz}$$

zu den resultierenden Lagerdrücken

(52) $$L_{Lr} = L_{lLr} + \tau_r \frac{M_{gx}}{2l} \quad \text{und} \quad L_{Rr} = L_{lRr} - \tau_r \frac{M_{gx}}{2l}$$

führen. Diese Gleichungen für $\mathscr{L}$, L_l, M_{gx} und L sind für jedes Drehgestell gültig. Ihre einzelnen Grössen sind somit mit dem Index ′ für das talseitige und ″ für das bergseitige Drehgestell zu versehen.

3. Die Rad- und Achsdrücke

Vom Rahmen aus wirken auf den Radsatz r seine beiden Lagerdrücke L_L und L_R sowie die Lagerquerkraft H_r. Sind die Zahnräder auf den Radsatzachsen gelagert, dann unterliegen die Radsätze noch den vom Antrieb oder von der Bremse herrührenden Reaktionskräften B. In Bild 19 sind, ein zweiachsiges Fahrgestell vorausgesetzt, gleichzeitig beide Reaktionskräfte B_1 und B_2 eingetragen, die gemäss Bild 13 bei der ersten bzw. bei der zweiten Achse entstehen. Auf den Radsatz wirken ferner die ihm eigenen Kräfte G_r und $\mathfrak{T}_r$, die Querkomponenten der Reibungskräfte zwischen Rad und Schiene und zwischen Zahnrad und Zahnstange sowie der Spurkranzdruck $\mathfrak{P}$, der zur direkten Entlastung des zugehörigen Rades führt. Dieser wird vom linken Spurkranz übernommen, wenn er positiv ausfällt, im anderen Fall vom rechten Spurkranz. Werden die beiden Faktoren ϱ_L und ϱ_R mit den Werten

$$\varrho_L = 1, \quad \varrho_R = 0 \quad \text{wenn } \mathfrak{P} \text{ positiv ausfällt, bzw.}$$
$$\varrho_L = 0, \quad \varrho_R = 1 \quad \text{wenn } \mathfrak{P} \text{ negativ ist,}$$

eingeführt, dann ergeben sich für die in Bild 19 gezeichneten Spurkranzdrücke links der Ausdruck $\varrho_L \mathfrak{P}$ und rechts der Ausdruck $\varrho_R |\mathfrak{P}|$ bzw. $-\varrho_R \mathfrak{P}$.

Die Raddrücke R_{lr}, die allein infolge der in der vertikalen Längsebene wirkenden Kräfte entstehen, ergeben sich aus den Gleichgewichtsbedingungen am Radsatz nach Umformungen zu

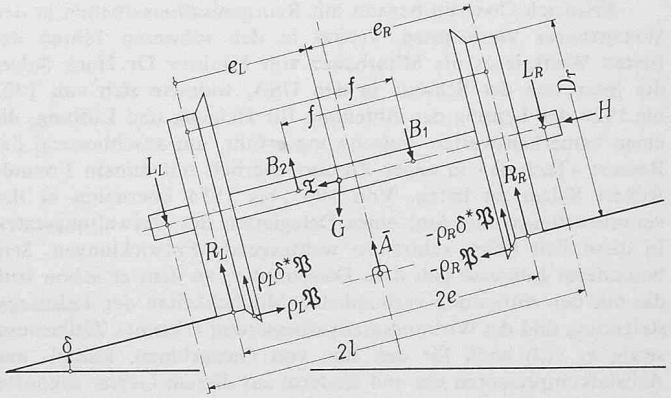


Bild 19. Die Kräfteverhältnisse am Radsatz bei der Fahrt in der Geraden

$$
(56)\qquad
\begin{aligned}
R_{lLr} &= \mathscr{L}_r + \nu\left[\Delta_z R_{Lr} - \frac{\overline{A}_r}{2}\right] + \frac{(e_R\, G\cos\alpha)_r}{2\,e}\\
R_{lRr} &= \mathscr{L}_r + \nu\left[\Delta_z R_{Rr} - \frac{\overline{A}_r}{2}\right] + \frac{(e_L\, G\cos\alpha)_r}{2\,e}\,.
\end{aligned}
$$

Die ohne Berücksichtigung des Spurkranzauftriebes V entstehenden resultierenden Raddrücke setzen sich aus diesen Teilraddrücken R_l und den durch die Querkräfte verursachten Druckänderungen zusammen zu

$$
(57)\qquad
\left.\begin{aligned}
R_{Lr} &= R_{lLr} +\\
R_{Rr} &= R_{lRr} -
\end{aligned}\right\}
\frac{\tau_r M_{gx} + (H_r + G_r \sin\delta + \mathfrak{T}_r)\, D_r/2 + \nu u Z_{qr}}{2\,e}\,.
$$

Der entsprechende Achsdruck Q_r beträgt

$$
(58)\qquad Q_r = R_{lLr} + R_{lRr} = Q_{lr}\,.
$$

Wird schliesslich der Spurkranzauftrieb V (Gl. 26) berücksichtigt, dann erhält man für die resultierenden Raddrücke $\mathfrak{R}$ die Beziehungen

$$
(59)\qquad \mathfrak{R}_{Lr} = R_{Lr} - \varrho_{Lr}\,\delta^*\,\mathfrak{P}_r \quad \text{und} \quad \mathfrak{R}_{Rr} = R_{Rr} + \varrho_{Rr}\,\delta^*\,\mathfrak{P}_r\,.
$$

4. Die Rad- und Achsdrücke bei der Fahrt in der Geraden

Bei der Fahrt in der Geraden können allein der Winddruck W und die Querkomponenten $G\sin\delta$ der einzelnen Gewichte als Querkräfte auftreten, was zu einer entsprechenden Reduktion der Ausdrücke für M_x (Gl. 51) führt.

Aus der Gleichgewichtsbedingung ($\sum Y = 0$) am Radsatz folgt

$$
(60)\qquad \mathfrak{P}_r = H_{Tr} + G_r \sin\delta
$$

womit sich die Raddrücke gemäss Gl. (59) zu

$$
(61)\qquad
\begin{aligned}
\mathfrak{R}_{Lr} &= R_{Lr} - \varrho_{Lr}\,\delta^*\,(H_{Tr} + G_r\sin\delta) \qquad \text{und}\\
\mathfrak{R}_{Rr} &= R_{Rr} + \varrho_{Rr}\,\delta^*\,(H_{Tr} + G_r\sin\delta)
\end{aligned}
$$

und der Achsdruck zu

$$
(62)\qquad \mathfrak{Q}_r = Q_r - (\varrho_L - \varrho_R)\,\delta^*\,(H_{Tr} + G_r\sin\delta)
$$

ergeben. Diese beiden Raddrücke $\mathfrak{R}$ und der Achsdruck $\mathfrak{Q}$ müssen zu einem genügenden Wert des Stabilitätsfaktors $\mathfrak{S}$ führen.

Schluss folgt

Nekrologe

† **Friedrich Oederlin,** Masch.-Ing., SIA, GEP, Dr. h. c., ist am 22. November 1968 im hohen Alter von 88 Jahren in Winterthur gestorben. Als Bürger von Baden am 14. Dezember 1880 geboren, durchlief der aufgeweckte Jüngling die Schulen Zürichs und anschliessend, von 1899 bis 1903, die mechanisch-technische Schule des Eidgenössischen Polytechnikums, die er mit dem Diplom als Maschineningenieur verliess. Nach einer Werkstätten- und Büropraxis bei Escher Wyss & Co. in Zürich und Aufenthalten in Unternehmungen der Maschinenindustrie in England, Kanada und den USA trat der für alles Neue aufgeschlossene Ingenieur im Mai 1911 in die Maschinenfabrik von Gebrüder Sulzer in Winterthur ein, wo er sein grosses Lebenswerk vollbringen sollte.

Friedrich Oederlin begann mit Reorganisationsarbeiten in den Winterthurer Werkstätten, vertrat in den schweren Jahren des Ersten Weltkrieges als Mitarbeiter von Minister Dr. Hans Sulzer die Interessen der Schweiz in den USA, widmete sich von 1922 bis 1929 der Leitung der Abteilung für Heizung und Lüftung, die einen bemerkenswerten Aufschwung erfuhr, um anschliessend das Ressort «Technik» in enger Zusammenarbeit mit seinem Freunde Robert Sulzer zu leiten. Von 1935 bis 1954 übernahm er das verantwortungsvolle Amt eines Delegierten des Verwaltungsrates. In diese Zeit fielen zahlreiche weittragende Entwicklungen. Sein besonderes Interesse galt dem Dieselmotor, an dem er schon früh die mit der Aufladung verbundenen Möglichkeiten der Leistungssteigerung und der Wirkungsgradverbesserung erkannte. Zielbewusst setzte er sich auch für den Bau von Gasturbinen, Radial- und Achsialkompressoren ein und förderte auf diesem Gebiet zukunftsreiche Arbeiten, die das Tätigkeitsprogramm des Unternehmens auf zweckmässige Weise ergänzen. Besonderes Verdienst kam ihm bei der Konstruktion der Sulzer-Webmaschine zu. Er gehörte mit Robert Sulzer zu den wenigen, die trotz schwerer Rückschläge den Glauben an die hervorragende Bedeutung dieser Maschine nie verloren, sondern mit Mut und Ausdauer am Entschluss festhielten, sie zu industrieller Reife zu bringen. Es war ihm denn auch vergönnt, den ausserordentlichen Erfolg mitzuerleben, der später mit ihr erzielt wurde.

FRIEDRICH OEDERLIN

Dipl. Masch.-Ing., Dr. h. c.

1880 1968

Ein besonderes Anliegen war dem vielseitig begabten Leiter des Winterthurer Unternehmens das Heranziehen und Weiterbilden tüchtiger Nachwuchskräfte, die Schaffung grosszügig geplanter Laboratorien für die Forschung sowie die Pflege enger Beziehungen mit den Professoren der ETH sowie mit ausländischen Fachleuten und Instituten. Es waren hauptsächlich die Bemühungen in dieser Richtung, welche die ETH im Jahre 1942 veranlassten, Friedrich Oederlin die Würde eines Doktors der technischen Wissenschaften ehrenhalber zu verleihen.

Es kennzeichnet die gross angelegte Persönlichkeit des Heimgegangenen, dass er über allem beruflichen Schaffen Zeit und Kräfte für die Befassung mit kulturellen und menschlichen Fragen fand. Tatsächlich stand ihm stets der Mensch im Vordergrund, und den Beziehungen zwischen einer grossen Arbeitsgemeinschaft und den menschlichen Belangen der darin Tätigen widmete er tiefgehende Gedanken, die er in einer vielbeachteten Schrift «Organisation und Mensch» niederlegte. Vornehme Bescheidenheit, strenge Selbstdisziplin, Takt und absolute Integrität zusammen mit Initiative, wachem Geist und zielgerichtetem Willen verliehen ihm eine selbstverständliche Autorität. Sein natürliches Verständnis für andere Menschen und deren Probleme befähigte ihn in hervorragendem Masse auch zu der Rolle eines Vermittlers. Er hat mit überlegener Ruhe und nicht zuletzt dank des ihm eigenen feinen Humors manche schwierige oder explosive Lage zur allseitigen Befriedigung entschärft und gemeistert.

Möge der Geist, der von ihm ausstrahlte, für uns alle in unserer Tätigkeit als Fachleute, Staatsbürger und Glieder der Gesellschaft vorbildlich sein!

† **Henri Eckert,** El.-Ing. SIA in Bern, geboren 1888, alt Sektionschef bei der Generaldirektion SBB, ist Ende letzten Jahres gestorben.

† **Arthur Gansner,** Arch. SIA, geboren 1910, Inhaber eines Architekturbüros in Chur, ist Mitte Dezember 1968 gestorben.

† **Carl Lippert,** Arch. SIA, Inhaber eines Architekturbüros in Zürich, geboren 1899, ist nach kurzer Krankheit am 13. Januar unerwartet gestorben.

† **Alfred Naville,** dipl. Masch.-Ing. SIA, GEP, von Genf, geboren am 28. Sept. 1903, ETH 1923 bis 1927, seit 1930 bei Brown, Boveri in Baden, ist am 14. Januar auf der Lenzerheide an einem Herzinfarkt verschieden.

Umschau

Die Autobahn Chiasso–Lamone. Schon wieder (vgl. SBZ 1968, S. 750) überrascht uns die «Rivista Tecnica della Svizzera italiana» mit einem schönen Sonderheft. Diesmal ist es der 30 km langen Strecke Chiasso–Lamone der N2 gewidmet, deren Abschnitte zu folgenden Zeitpunkten eröffnet worden sind: Chiasso–Mendrisio am 22. 12. 66, Mendrisio–Grancia am 24. 11. 67 und Grancia–Lamone am 6. 12. 68. Zunächst gibt eine Übersichtskarte rd. 1:50 000 mit farbigen Strassen-Signaturen das ganze Netz wieder, dann eine weitere rd. 1:17 000 den Abschnitt Grancia–Lamone mit den Anschlüssen und Hauptstrassen von Lugano. Ebenfalls mehrfarbig präsentiert sich ein Schnitt 1:270 durch den Damm von Melide, dessen gesamte Kronenbreite heute nicht weniger als 53 m