Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung

Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine

Band: 96 (1978)

Heft: 32

Artikel: Stand- und Entgleisungssicherheit bei Zahnradbahnen

Autor: Borgeaud, Gaston

DOI: https://doi.org/10.5169/seals-73727

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften auf E-Periodica. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Zeitschriften und ist nicht verantwortlich für deren Inhalte. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern beziehungsweise den externen Rechteinhabern. Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen sowie auf Social Media-Kanälen oder Webseiten ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. Mehr erfahren

Conditions d'utilisation

L'ETH Library est le fournisseur des revues numérisées. Elle ne détient aucun droit d'auteur sur les revues et n'est pas responsable de leur contenu. En règle générale, les droits sont détenus par les éditeurs ou les détenteurs de droits externes. La reproduction d'images dans des publications imprimées ou en ligne ainsi que sur des canaux de médias sociaux ou des sites web n'est autorisée qu'avec l'accord préalable des détenteurs des droits. En savoir plus

Terms of use

The ETH Library is the provider of the digitised journals. It does not own any copyrights to the journals and is not responsible for their content. The rights usually lie with the publishers or the external rights holders. Publishing images in print and online publications, as well as on social media channels or websites, is only permitted with the prior consent of the rights holders. Find out more

Download PDF: 10.12.2025

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

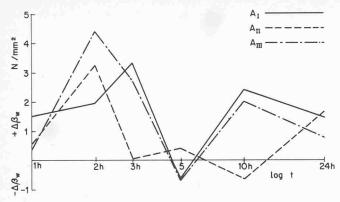


Bild 3. Druckfestigkeitszunahme bzw. Abnahme in Abhängigkeit des Belastungszeitpunktes

Gestützt auf diese Resultate liessen sich die Kurven in Bild 3 zeichnen. Die $\Delta\beta_w$ (N/mm²) bezüglich dem Mittelwert der Referenzproben wurden für die drei Amplituden in Funktion des Zeitpunktes aufgetragen.

Die dynamische Beanspruchung bewirkt mit Ausnahme des Belastungszeitpunktes 5 h durchwegs eine Steigerung der Druckfestigkeit, die bei einem Zeitpunkt von 2 h nach Wasserzugabe mit 11 % der Festigkeit nicht beeinflusster Proben ihren Maximalwert erreicht.

Die grösste Festigkeitszunahme von 11% ist bei der grössten Amplitude zu verzeichnen. Die maximale Festigkeitsabnahme ist jedoch bei allen drei Amplituden in der gleichen Grössenordnung. Aus dem Diagramm ist ersichtlich, dass es sich um sehr geringfügige Festigkeitsminderungen handelt. Im Zeitpunkt von 2 h wächst die Festigkeitszunahme mit steigender Grösse der Amplitude. In allen anderen Zeitpunkten zeigt das Diagramm, dass zwischen der Grösse der Amplitude und der Druckfestigkeitszunahme bzw. Abnahme kein gesetzmässiger Zusammenhang abgeleitet werden kann. Hingegen zeigen die Graphen, dass der Zeitpunkt der Beeinflussung der dynamischen Beanspruchung des Festigkeitsverhaltens wesent-

lich beeinflusst. Zwischen 3 h und 5 h, 5 h und 10 h und zwischen 10 h und 24 h hat der Graph der Amplitude II einen eindeutig gegensinnigen Verlauf zu den beiden anderen Graphen. Daraus resultiert die aus der statistischen Auswertung ersichtliche leichte Wechselbeziehung zwischen Amplitude und Zeitpunkt.

Der Verfasser dankt Prof. Dr. A. Rösli, Leiter des Institutes für Baustoffe, Werkstoffchemie und Korrosion, ETH Zürich, für seine Hinweise und Ratschläge sowie Herrn R. Buser, dipl. Ing. ETH, für die wertvollen Anregungen, Herrn Helbling, Ing. HTL, für die Bedienung sämtlicher Versuchsmaschinen, Herrn Studer, dipl. Ing. ETH, Vorsteher der Abteilung Beton, EMPA Dübendorf, für die Beratung in der Versuchsplanung und statistischen Auswertung. Besonderen Dank gebührt Dr. H. Bendel vom geotechnischen Ingenieurbüro Dr. H. Bendel GmbH, Luzern, für die spezifischen Unterlagen zu dieser Arbeit sowie die vielen Anregungen auf dem Gebiet der Erschütterungsmessungen.

Literaturverzeichnis

- [1] H. Bendel, GmbH, geotechnisches Ingenieurbüro, Luzern: «Erschütterungsmessungen beim Rückzug der Spundbohlen Center Sonnenhof in Rapperswil.»
- [2] Diverse Fachliteratur der Mechanik und Physik.
- [3] Papadakis M.: «Die Bedeutung der Feinstoffe in der Fliesskunde des Frischbetons.» Betonstein-Zeitung, Heft 11, 19.
- [4] Kindel: «Einfluss von Erschütterungen auf frischen Beton.» Forschungsarbeiten auf dem Gebiet des Eisenbetons, Heft 36, Berlin 1932.
- [5] Diederichs P.: «Versuche über Verringerung der Betonfestigkeit infolge Erschütterungen durch Flakschiessen oder Rammarbeiten.» Beton- und Stahlbetonbau, Vol. 43, Heft 5/6, 1944.
- [6] Walz K.: «Rüttelbeton.» Verlag Wilh. Ernst und Sohn, Berlin 1960.
- [7] Hilsdorf H., Finsterwalder K.: «Untersuchungen über den Einfluss einer Nachverdichtung auf Festigkeit, Kriechen und Schwinden von Beton.» Verlag Wilh. Ernst und Sohn, Berlin 1966, Deutscher Ausschuss für Stahlbeton, Heft 184.

Adresse des Verfassers: G. Desserich, cand. Bauing. ETH, Langensandstrasse 74, 6005 Luzern.

Stand- und Entgleisungssicherheit bei Zahnradbahnen

Von Gaston Borgeaud, Winterthur

III. Teil (Fortsetzung)*

3 Die verschiedenen Antriebsarten

Die Zahnrad- oder Adhäsionsantriebe können im Rahmen oder auf den Radsatzachsen gelagert sein. Im letzteren Falle weisen sie

sein kann. Die geneigte Drehmomentstütze wird praktisch stets am Gestellrahmen, die horizontale hingegen am Gestellrahmen oder direkt am Kasten angelenkt. Es ergeben sich somit die in Tabelle 4 dargestellten drei Antriebsarten, zu deren Kennzeichnung die dabei aufgeführten Faktoren notwendig sind.

eine Drehmomentstütze auf, die gemäss Bild 15 allgemein geneigt

^{*} I. Teil (mit Bezeichnungen): Heft 27/28, S. 535–550, II. Teil: Heft 30/31, S. 583–589.

Tabelle 4 Gruppierung und Kennzeichnung der Antriebsarten.

		Tatzlagerantrieb				
		D r e h m o m e n t s t ü t z e				
	e p	geneigt → G.Rahmen	hor. → Kasten			
V	Rahmenantrieb	δ_{η} δ_{η}	$\delta_n = 0$			
Antr.Art	1	2	3			
bn	0	wie vorhanden				
λ_n	1	0	0			
$\nu_{\scriptscriptstyle D}$	0	1	1			
$\bar{\nu}_{\scriptscriptstyle D}$	0	$\sin \delta_n$	0			
Γ_n	0	0	1			

Bei den verschiedenen Antriebsarten kann der Motor im Antrieb selbst sein oder ihn von einem anderen Fahrzeugteil aus über eine quer- oder längsliegende Kardanwelle antreiben (vom Gestellrahmen oder vom Kasten aus beim Tatzenlagerantrieb bzw. vom Kasten aus beim Rahmenantrieb). Es sind somit verschiedene Fälle zu unterscheiden, die durch die in Tabelle 5 aufgeführten Grössen gekennzeichnet werden können.

Tabelle 5: Die möglichen Antriebsfälle

Karda	nwelle	\varkappa_n	g_{qk}	g_{xk}	k
	quer	1	± 1	0	$\leq m$
längs		1	0	±1	≦m
	Tatzenlagerantrieb			Rahmenantrieb	
		Motor im		Motor im	
	Antrieb	G. Rahmen	Kasten	G. Rahmen	Kasten
k	(m+1)	≦m	≦m	(m +1)	$\leq m$
γ_{gn}	0	1	0	1	0
ν	0	0	1	0	1

Dabei sind g_{xk} und g_{qk} die Faktoren g_{xp} und g_{qp} , die sich mit (p = k) auf die Kardanwelle beziehen. $(0 \text{ wenn } k \text{ nicht } \le m)$

4 Die Rückwirkungen der Antriebe

Die Antriebsrückwirkungen entstehen einerseits durch die Trägheit der einzelnen beschleunigten oder verzögerten rotierenden Teile p und anderseits durch das Spiel der internen Übertragungskräfte. Diese Trägheitswirkungen und Übertragungskräfte werden über die Wellenlagerungen vom Antriebsgehäuse übernommen, das sie über seine Abstützungen weiterleitet.

4.1 Einfluss der rotierenden Teile

Jeder rotierende Teil des Antriebes übt beim Beschleunigungsoder Verzögerungsvorgang ein Reaktionsmoment

$$\mathfrak{M}_p = \dot{\omega} \, \Theta_p = \frac{2\mathfrak{p}}{D} (\Theta_p \, \ddot{u}_p) = \mathfrak{p} D \left(\frac{m_{\mathsf{rot}p}}{2 \, \ddot{u}_p} \right)$$

auf das betreffende Gehäuse über die Lagerdrücke aus, das in der entgegengesetzten Richtung wie die Winkel-Beschleunigung bzw. Verzögerung des Teiles p wirkt. Dieses Reaktionsmoment bezeichnen wir mit \mathfrak{M}_{qp} , wenn die Masse um eine Querachse dreht, und mit \mathfrak{M}_{xp} , wenn ihre Drehachse längsgerichtet ist. Beide definieren wir weiter als positiv, wenn sie bei Beobachtung von der rechten Fahrseite 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 positiv, das heisst bergwärts gerichtet, ist. Es gilt somit

$$\mathfrak{M}_{xp} = \mathfrak{p}\left(\frac{D m_{\text{rot}p} \mathcal{G}_{xp}}{2 \ddot{u}_p}\right) \quad \text{und} \quad \mathfrak{M}_{qp} = \mathfrak{p}\left(\frac{D m_{\text{rot}p} \mathcal{G}_{qp}}{2 \ddot{u}_p}\right)$$

wobei ϑ einen Faktor bedeutet, den 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. Der Klammerausdruck in obigen Beziehungen ist allein durch das Fahrzeug gegeben und ist daher als Fahrzeugdate zu betrachten. Es stellt das auf die Radsatz-bzw. Zahnradachse bezogene Massenmoment

(79)
$$m_{xp} = \frac{D m_{\text{rot}p} \vartheta_{xp}}{2 \ddot{u}_p} \quad \text{bzw.} \quad m_{qp} = \frac{D m_{\text{rot}p} \vartheta_{qp}}{2 \ddot{u}_p}$$

dar. Damit ergeben sich die Reaktionsmomente einfacher zu

(80)
$$\mathfrak{M}_{xp} = \mathfrak{p} \mathfrak{m}_{xp}$$
 und $\mathfrak{M}_{qp} = \mathfrak{p} \mathfrak{m}_{qp}$

Beim Kardanwellenantrieb liegt eine erste Gruppe rotierender Teile p im Achsantrieb selbst und eine zweite im Gestellrahmen bzw. im Kasten. Numerieren wir diese Teile von 1 bis m beim Triebzahnrad im Falle des Zahnradantriebes bzw. erst nach dem Radsatz im Falle des Adhäsionsantriebes anfangend, dann besteht die erste Gruppe aus den Teilen 1 bis (k) und die zweite aus den Teilen k+1 bis m.

Setzen wir zur Vereinfachung der Schrift die Grössen

(81)
$$m_{xn} = \sum_{p=1}^{m} m_{xp}$$
 und $m_{qn} = \sum_{p=1}^{m} m_{qp}$

sowie

(82)
$$m_{kxn} = \sum_{k+1}^{m} m_{xp}$$
 und $m_{kqn} = \sum_{k+1}^{m} m_{qp}$

ein, dann ergibt sich das totale Reaktionsmoment der ersten Gruppe zu

$$\mathfrak{p}(\mathfrak{m}_{xn}-\mathfrak{m}_{kxn})$$
 bzw. $\mathfrak{p}(\mathfrak{m}_{qn}-\mathfrak{m}_{kqn})$

und dasjenige der zweiten Gruppe zu

$$pm_{kxn}$$
 bzw. pm_{kan}

4.2 Die Stützmomente D des Antriebes

Die Reaktionsmomente \mathfrak{M}_p und die internen Übertragungskräfte führen zunächst zu den verschiedenen Lagerkräften des Antriebes. Diese Lagerkräfte führen ihrerseits zu Momenten \mathfrak{D}_{qn} und \mathfrak{D}_{xn} , die vom Antriebsgehäuse über seine Abstützung weitergeleitet werden.

Im Falle des Kardanwellenantriebes wirken solche Momente auf den Antrieb selbst. Sie werden daher mit \mathfrak{D}_{xan} bzw. \mathfrak{D}_{qan} bezeichnet. Andere wirken auf den Gestellrahmen oder auf den Kasten. Diese werden mit \mathfrak{D}_{xon} bzw. \mathfrak{D}_{qon} bezeichnet.

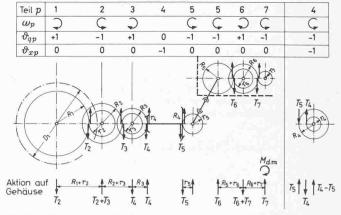


Bild 21. Kräfteverhältnisse in einem Kardanwellenantrieb mit querliegender Kardanwelle und mit Quermotor

Wie diese Momente entstehen bzw. sich aufbauen, wird nachfolgend im Beispiel eines unverkuppelten Zahnradantriebes mit querliegender Kardanwelle und mit Quermotor gezeigt. Dabei werden 7 rotierende Teile p vorausgesetzt (siehe Bild 21).

Aus dem Motormoment

$$M_{dm} = \frac{X_{Zn}D_z}{2\ddot{u}_7} = \frac{X_{Zn}D_z}{2\ddot{u}_m}$$

entsteht der Zahndruck

$$T_7 = \frac{M_{dm} - \Theta_7 \dot{\omega}_7}{r_7} = \frac{D_z (X_{Zn} - \mathfrak{p} m_{\text{rot}7})}{2 \ddot{u}_7 r_7}$$

Daraus folgt

$$T_6 = \frac{T_7 R_6 - \Theta_6 \dot{\omega}_6}{r_6} = \frac{D_{zn}}{2 r_6} \left(\frac{(X_{Zn} - \mathfrak{p} m_{\text{rot}7}) R_6}{\ddot{u}_7 r_7} - \frac{\mathfrak{p} m_{\text{rot}6}}{\ddot{u}_6} \right)$$

Wie dies leicht festzustellen ist, gilt für die Übersetzung \ddot{u}_i eines Teiles (p=i) die allgemeine Beziehung

(83)
$$\ddot{u}_i = \frac{\ddot{u}_{(i+1)} r_{(i+1)}}{R_i}$$

so dass obige Beziehung zu

$$T_6 = \frac{D_{zn}}{2\ddot{u}_6 r_6} \left(X_{Zn} - \mathfrak{p} \sum_{p=6}^m m_{\text{rot}p} \right)$$

wird. In ähnlicher Weise lassen sich T_5 aus T_6 , T_4 aus T_5 usw. ableiten, und diese Ableitung zeigt, dass für den Zahndruck T_i des Teiles (p = i) die allgemeine Gleichung

(84)
$$T_i = \frac{D_{zn}}{2\ddot{u}_i r_i} \left(X_{Zn} - \mathfrak{p} \sum_{p=1}^m m_{\text{rot}p} \right)$$

aufgestellt werden kann.

Gemäss Bild 11 ergibt sich das Reaktionsmoment Dgan zu

$$\mathfrak{D}_{qan} = T_2(R_1 + r_2) - T_3(R_2 + r_3) + T_4R_3 + T_5r_5$$

Die Berücksichtigung der im Bild aufgeführten θ_{xp} und θ_{qp} -Werte und das Einsetzen der Gleichungen (83) und (84) in diese Beziehung führt nach Umformungen zu

$$\mathfrak{D}_{qan} = \frac{D_{zn}}{2} \left[(X_{Zn} - \mathfrak{p} m_{\text{rot}n}) - \left(X_{Zn} - \mathfrak{p} \sum_{k=1}^{m} m_{\text{rot}p} \right) \left(\frac{\vartheta_{qk}}{\ddot{u}_k} \right)_n \right] -$$

 $-n(m_{an}-m_{kan})$

In gleicher Weise ergeben sich

$$\mathfrak{D}_{xan} = T_4 r_4 - T_5 R_4 = -\frac{D_{zn} \mathfrak{p} m_{\text{rot}4}}{2 \ddot{u}_4} = \mathfrak{p} \sum_{p=1}^k m_{xp} = \mathfrak{p} (m_{xn} - m_{kxn})$$

$$\mathfrak{D}_{qon} = -T_6(R_5 + r_6) + T_7(R_6 + r_7) - M_{dm} =$$

$$= \frac{D_{zn}}{2} \left(X_{Zn} - \mathfrak{p} \sum_{k+1}^{m} m_{\text{rot}p} \right) \left(\frac{g_{qk}}{\ddot{u}_k} \right)_n + \mathfrak{p} \, \mathfrak{m}_{kqn}$$

und \mathfrak{D}_x

$$\mathfrak{D}_{xon}=0$$

bzw., da
$$\vartheta_{x5} = \vartheta_{x6} = \vartheta_{x7} = 0$$
 $\mathfrak{D}_{xon} = \mathfrak{p} \, \mathfrak{m}_{kxn}$

Aus der gleichen, für die verschiedenen möglichen Fälle gemachten Untersuchung folgt, dass man folgende allgemeingültige Beziehungen aufstellen kann

$$\mathfrak{D}_{xon} = \left[\frac{D_{zn}}{2} (\zeta_n X_{Zg} + X_{Zwn} - \mathfrak{p} m_{\text{rot}kn}) + \right]$$

(85)
$$+ \frac{D_{rn}}{2} (\alpha_n X_{Ag} + X_{Awn} - \mathfrak{p} m_{rotkn})] \vartheta_{xn}^* + \mathfrak{p} \mathfrak{m}_{kxn}$$

$$\mathfrak{D}_{xan} = \mathfrak{p}\mathfrak{m}_{xn} - \mathfrak{D}_{xon}$$

$$\mathfrak{D}_{qon} = \left[\frac{D_{zn}}{2} (\zeta_n X_{Zg} + X_{Zwn} - \mathfrak{P} m_{\text{rot}kn}) + \right]$$
(87)

$$+ \frac{D_{tn}}{2} (\alpha_n X_{Ag} + X_{Awn} - \mathfrak{p} m_{rotkn}) \bigg] \mathfrak{g}_{qn}^* + \mathfrak{p} \mathfrak{m}_{kqn}$$

(88)
$$\mathfrak{D}_{qan} = \Theta_n \left[\frac{D_{rn}}{2} (\overline{\beta}_n X_{\text{Bg}} - \psi \overline{U}_n) (\ddot{u}_{rn} - 1) + \mathfrak{pm}_{qrn} - \frac{D_{zn}}{2} \mathfrak{p} m_{\text{rot}rn}^* \right] +$$

$$+ \frac{D_{zn}}{2} (\zeta_n X_{Zg} + X_{Zwn} - \mathfrak{p} \, m_{\text{rot}Zn}) + \frac{D_{rn}}{2} (\alpha_n X_{Ag} + X_{Awn} - \mathfrak{p} \, m_{\text{rot}An}) +$$

$$+ pm_{qn} - D_{qon}$$

Dabei bedeutet $m_{\text{rot}m}^*$ die auf den Zahnradteilkreis reduzierte rotierende Masse der mit dem Zahnradantrieb n verkuppelten Radsätze

(89)
$$m_{\text{rot}n}^* = \Theta_n \sum_{r=1}^{2} \varrho_{nr} m_{\text{rot}r} \left(\frac{D_{rn}}{D_{zn}} \ddot{u}_{rn} \right)^2$$

Beim Tatzenlagerantrieb werden \mathfrak{D}_{xon} und \mathfrak{D}_{qon} vom Gestellrahmen bzw. vom Kasten, \mathfrak{D}_{xan} vom Radsatz und \mathfrak{D}_{qan} von der Drehmomentstütze übernommen. Diese hat ferner ein weiteres Moment vom Zahndruck Z_n aus zu übernehmen, wenn sich die Zahnradachse nicht auf gleicher Höhe wie die Radsatzachse befindet. Aus \mathfrak{D}_{qan} und Z_n folgt

(90)
$$B_{n} = \frac{v_{n}}{b_{n}} \left[\mathfrak{D}_{qan} + Z_{n} \left(\frac{D_{rn} - D_{zn}}{2} - u_{zn} \right) \right]$$

Diese Stützkraft wirkt in der einen Richtung auf den Gestellrahmen bzw. auf den Kasten und in der anderen Richtung auf den Radsatz. Bei den Achsantrieben mit horizontaler Drehmomentstütze wirkt sie horizontal und hat daher keinen unmittelbaren Einfluss auf die vertikale Radsatzbelastung. Sie hat aber ein Moment

$$b_n B_n = \nu_n \left[\mathfrak{D}_{qan} + Z_n \left(\frac{D_{rn} - D_{zn}}{2} - u_{zn} \right) \right]$$

zur Folge, das im Moment M_{nq} berücksichtigt wird. Bei der Antriebsart 2 wirkt B_n dagegen z. T. vertikal. Bei unsymmetrischer Anordnung der Antriebe im Gestell führt sie zu ungleichmässigen Lagerdruck- bzw. Raddruckänderungen. Es ist daher notwendig, diese Druckänderungen besonders zu untersuchen.

Beim Rahmenantrieb werden \mathfrak{D}_{xan} und \mathfrak{D}_{qan} vom Gestellrahmen übernommen.

4.3 Die bei der Antriebsart 2 [gekennzeichnet durch $\nu_n(1-\Gamma_n)=1$] infolge der Drehmomentstützkräfte B_n entstehenden Lagerund Raddruckänderungen

Die sich bei der Antriebsart 2 durch die Stützkräfte ergebenden Verhältnisse sind in Bild 22 dargestellt. In diesem Bild ist je ein Antrieb je 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 die auf den Rahmen wirkenden Stützkräfte B_n auf das Zentrum O des Rahmens verlegt, dann wirken dort

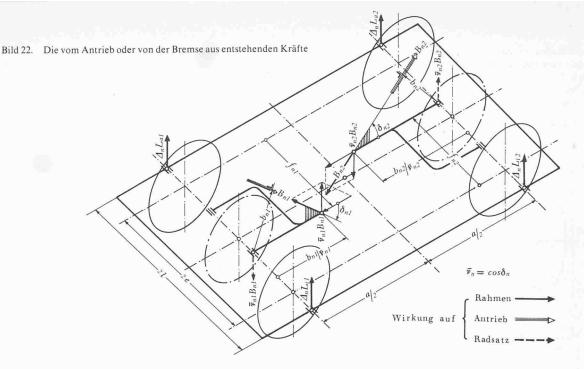
(91) eine Kraft
$$V = \sum \overline{\nu}_{nr1} B_n - \sum \overline{\nu}_{nr2} B_n$$

(92) ein Moment
$$M_{nx} = + \sum_{n} B_n(\overline{\nu}_{nr1} + \overline{\nu}_{nr2})(f_n - e)$$

(93) ein Moment
$$M_{nq} = -\sum_{n} B_n \frac{(\bar{v}_{nr1} + \bar{v}_{nr2})a - 2(1 - \Gamma_n)b_n}{2}$$

Unter Voraussetzung eines verwindungsfreien Rahmens ergeben sich die Lagerdruckänderungen zu

(94)
$$\left\{ \begin{array}{c} \Delta_n L_{ar} = +\tau_r \frac{M_{nx}}{2l} \\ \Delta_n L_{ir} = -\tau_r \frac{M_{nx}}{2l} \end{array} \right\} - \varrho_r \frac{V}{4} - \varkappa_r \frac{M_{nq}}{2a}$$



wobei die Verteilfaktoren τ_r , ϱ_r und \varkappa_r im Abschn. 2.8 begründet wurden und in der Schlusstabelle angegeben sind.

Diese Lagerdruckänderungen führen zu den Raddruckänderungen

$$\Delta_{n}R_{a1} = -\varrho_{1}\frac{V}{4} - \varkappa_{1}\frac{M_{nq}}{2a} + \tau_{1}\frac{M_{nx}}{2e} - \sum_{n}\overline{\nu}_{nr1}B_{n}\left(\frac{f_{n} - 2e}{2e}\right)$$

$$\Delta_{n}R_{i1} = -\varrho_{1}\frac{V}{4} - \varkappa_{1}\frac{M_{nq}}{2a} - \tau_{1}\frac{M_{nx}}{2e} + \sum_{n}\overline{\nu}_{nr1}B_{n}\frac{f_{n}}{2e}$$

$$\Delta_{n}R_{a2} = -\varrho_{2}\frac{V}{4} - \varkappa_{2}\frac{M_{nq}}{2a} + \tau_{2}\frac{M_{nx}}{2e} - \sum_{n}\overline{\nu}_{nr2}B_{n}\frac{f_{n}}{2e}$$

$$\Delta_{n}R_{i2} = -\varrho_{2}\frac{V}{4} - \varkappa_{2}\frac{M_{nq}}{2a} - \tau_{2}\frac{M_{nx}}{2e} + \sum_{n}\overline{\nu}_{nr2}B_{n}\left(\frac{f_{n} - 2e}{2e}\right)$$

$$\Delta_{n}R_{a3} = -\varrho_{3}\frac{V}{4} - \varkappa_{3}\frac{M_{nq}}{2a} + \tau_{3}\frac{M_{nx}}{2e}$$

$$\Delta_{n}R_{i3} = -\varrho_{3}\frac{V}{4} - \varkappa_{3}\frac{M_{nq}}{2a} - \tau_{3}\frac{M_{nx}}{2e}$$

woraus sich die Achsdruckänderungen zu

$$\begin{cases}
\Delta_{n}Q_{1} = \sum_{n} \left(\frac{2-\varrho_{1}+\varkappa_{1}}{2}\overline{\nu}_{nr1} + \frac{\varrho_{1}+\varkappa_{1}}{2}\overline{\nu}_{nr2} - \varkappa_{1}\frac{b_{n}(1-\Gamma_{n})}{a}\right)B_{n} \\
\Delta_{n}Q_{2} = \sum_{n} \left(-\frac{\varrho_{2}-\varkappa_{2}}{2}\overline{\nu}_{nr1} - \frac{2-\varrho_{2}-\varkappa_{2}}{2}\overline{\nu}_{nr2} - \varkappa_{2}\frac{b_{n}(1-\Gamma_{n})}{a}\right)B_{n} \\
\Delta_{n}Q_{3} = \sum_{n} \left(-\frac{\varrho_{3}-\varkappa_{3}}{2}\overline{\nu}_{nr1} + \frac{\varrho_{3}+\varkappa_{3}}{2}\overline{\nu}_{nr2} - \varkappa_{3}\frac{b_{n}(1-\Gamma_{n})}{a}\right)B_{n}
\end{cases}$$

7) ergeben 7). Wenn die Antriebe symmetrisch gegenüber dem Zentralpunkt zwischen beiden Radsätzen 1 und 2 angeordnet sind und bei jedem Antriebspaar gleich stark wirken, dann wird

$$\sum \overline{\nu}_{nr1} B_n = \sum \overline{\nu}_{nr2} B_n = \frac{1}{2} \sum \overline{\nu}_n B_n$$

so dass sich V zu Null ergibt. Damit vereinfacht Gleichung (94) zu

Wird ferner beim zweiachsigen Gestell ($\varkappa_1 = -1, \varkappa_2 = +1$) gleiche Steifigkeit beider Radsatzfederungen vorausgesetzt ($\tau_1 = \tau_2 = 0.5$), dann vereinfachen sich auch Gleichungen (95) und werden

(97)
$$\left\{ \begin{array}{c} \Delta_n R_{a1} = \Delta_n R_{i1} = + \\ \Delta_n R_{a2} = \Delta_n R_{i2} = - \end{array} \right\} \sum_n (1 - \Gamma_n) \frac{\overline{\nu}_n b_n B_n}{2a}$$

Diese beiden Gleichungen zeigen, dass bei symmetrischer Anordnung der Antriebe im Gestell und bei gleich starker Wirkung derselben beide Räder des gleichen Radsatzes die gleiche Raddruckänderung aufweisen. Ist nur ein Antrieb vorhanden oder in Wirkung, dann tritt in den Gleichungen (91) \div (95) nur die entsprechende Kraft B_{n1} oder B_{n2} auf, so dass die Raddruckänderungen unsymmetrisch werden.

5 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 Querkräfte K_{oq} und K_{uq}
- d) die Zentrifugalkräfte X der einzelnen Teile
- e) die Reibungskräfte zwischen Zahnrädern und Zahnstange
- f) allfällige Spurkranzdrücke 🎾
- g) die Reibungskräfte zwischen Rad und Schiene.

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.

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

(98)
$$K_{uq} = \chi_u K_u \quad \text{und} \quad K_{oq} = \chi_o K_o$$

gegeben, deren Faktoren χ_o und χ_u aus der gegenseitigen Stellung der betreffenden Fahrzeuge im Zusammenhang mit den vorhandenen Zug- und Stossvorrichtungen unter Berücksichtigung der Pufferreibung nach der Beziehung

(99)
$$\chi = \frac{\sqrt{K^2 \operatorname{tg} \varphi + \mu_k K}}{\sqrt{K^2 - \mu_k \operatorname{tg} \varphi} K}$$

zu ermitteln sind.

⁷⁾ Dabei bedeuten $\overline{\nu}_{nr1}$ und $\overline{\nu}_{nr2}$ den Faktor $\overline{\nu}_{nr}$ für r=1 bzw. 2

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

 $\xi_c = 1$, $\xi_u = \xi_o = 0$, wenn die Zug-oder Stossvorrichtung am Kasten bzw.

 $\xi_c=0$, $\xi_u=\xi_o=1$, wenn die Zug- oder Stossvorrichtung am Drehgestell angeordnet ist. Die auf den Kasten und auf das einzelne Drehgestell wirkenden äusseren Kräfte sind in den Bildern 23 bis 25 zusammengestellt. Die für den Kasten in bezug auf die Punkte E' und E" aufgestellten Gleichgewichtsbedingungen $\Sigma M_z=0$ führen zu

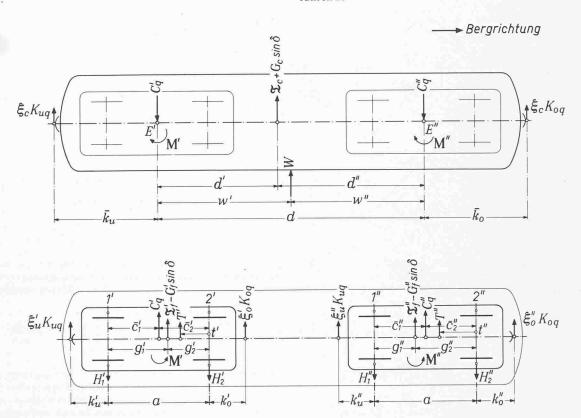


Bild 23. Die auf den Kasten und die einzelnen Triebgestelle eines Drehgestell-Fahrzeuges wirkenden äusseren Querkräfte

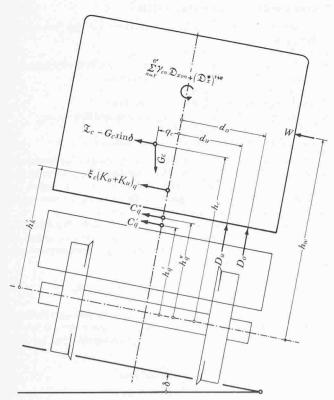


Bild 24. Die auf den Kasten wirkenden Querkräfte

(100)'
$$C_{q'}' = \frac{1}{d} \left[w''W - d''(G_{c} \sin \delta - \mathfrak{T}_{c}) + (\mathbf{M}' + \mathbf{M}'') + + \xi_{c}(d + \overline{k}_{u})K_{uq} - \xi_{c}\overline{k}_{o}K_{oq} \right]$$

$$C_{q''}' = \frac{1}{d} \left[w'W - d'(G_{c} \sin \delta - \mathfrak{T}_{c}) - (\mathbf{M}' + \mathbf{M}'') + + \xi_{c}(d + \overline{k}_{o})K_{oq} - \xi_{c}\overline{k}_{u}K_{uq} \right]$$

und die in bezug auf die Längsachse durch den Punkt O_q der Querverbindung zwischen Kasten und Drehgestell aufgestellte Gleichgewichtsbedingung ($\Sigma\,M_{\scriptscriptstyle X}=0$) zu einem totalen Kastenstützmoment

$$M_{c} = (h_{w} - h_{q'})W - (h_{c} - h_{q'})(G_{c}\sin\delta - \mathfrak{T}_{c}) + \sum_{n} (\gamma_{cn}\mathfrak{D}_{xon})^{\prime + \prime \prime} + C_{q'}'[\frac{1}{2}(D'_{r1} - D''_{r1}) + (h_{q'} - h_{q'})] + \xi_{c}(h_{k'} - h_{q'})(K_{uq} + K_{oq}) + (d_{u}D_{u} + d_{o}D_{o})^{\prime + \prime \prime} + q_{c}G_{c}\cos\delta + (\mathfrak{D}_{x}^{*})^{\prime + \prime \prime}$$

Die auf den einzelnen Drehgestellrahmen wirkenden Querkräfte T_R sind:

- die Drehzapfenquerkraft Cq
- die Querkraft K_{dq}
- die Gewichtskomponente $G_F \sin \delta$
- die Trägheitskraft I, und
- die Reibungskräfte Z_{qz} , falls diese beim Tatzenlagerantrieb vom Rahmen übernommen wird ($\lambda_2 = 1$), falls die Zahnräder z im Rahmen gelagert sind.
- die Lagerquerkräfte H_1 und H_2
- die äusseren Querkräfte T₁ und T₂

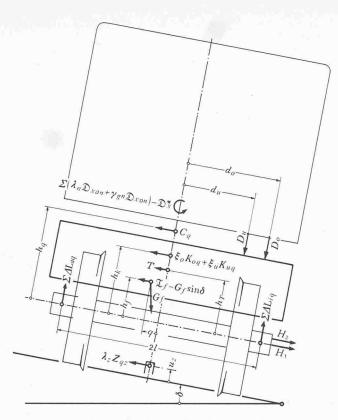


Bild 25. Die auf das einzelne Drehgestell wirkenden Querkräfte

Sie ergeben sich zusammen zu

(102)
$$\sum T_R = C_q - (G_f \sin \delta - \mathfrak{T}_f) + \xi_u K_{uq} + \xi_o K_{oq} + \sum_z Z_{qz} (\nu_z \overline{\lambda}_z + \lambda_z) + H_1 + H_2 + T_1 + T_2$$

und führen in bezug auf die Achse des Radsatzes 1 zum totalen Moment

$$\sum h_{\mathsf{T}} T_R = h_q C_q - h_f (G_f \sin \delta - \mathfrak{T}_f) + h_k (\xi_o K_{oq} + \xi_u K_{uq}) +$$

$$(103) + H_2\left(\frac{D_{r1} - D_{r2}}{2}\right) + h_1T_1 + h_2T_2 +$$

$$+ \sum_z Z_{qz} \left[\nu_z \overline{\lambda}_z \sum_r \varrho_{zr} \left(\frac{D_r - D_{r1}}{2}\right) - \lambda_z \left(\frac{D_{r1}}{2} - u_z\right)\right]$$

In dem am meisten in Frage kommenden Fall eines zweiachsigen Drehgestells verteilt sich ihrerseits die totale Querkraft Σ T_R und das Moment M auf beide Radsätze nach den Beziehungen

$$\left\{ H_{T1} = \frac{1}{a} \left\{ \overline{c}_2 C_q + (a + k_u) \xi_u K_{uq} - \xi_o k_o K_{oq} - \mathbf{M} + \right. \\ \left. + \sum_{z} \left[a \left(\frac{1 - \psi}{2} \right) + \psi t \right] T - g_2 (G_f \sin \delta - \mathfrak{T}_f) + \right. \\ \left. + \sum_{z} Z_{qz} \left[(\nu_z \overline{\lambda}_z + \lambda_z) (a - z_z) - \sum_r \overline{\nu}_{zr} (z_z - a_z) \right] \right\}$$

$$\left. H_{T2} = \frac{1}{a} \left\{ \overline{c}_1 C_q + (a + k_o) \xi_o K_{oq} - \xi_u k_u K_{uq} + \mathbf{M} + \right. \\ \left. + \sum_{z} \left[a \left(\frac{1 + \psi}{2} \right) - \psi t \right] T - g_1 (G_f \sin \delta - \mathfrak{T}_f) + \right. \\ \left. + \sum_{z} Z_{qz} \left[(\nu_z \overline{\lambda}_z + \lambda_z) z_z + \sum_r \overline{\nu}_{zr} (z_z - a_z) \right] \right\}$$

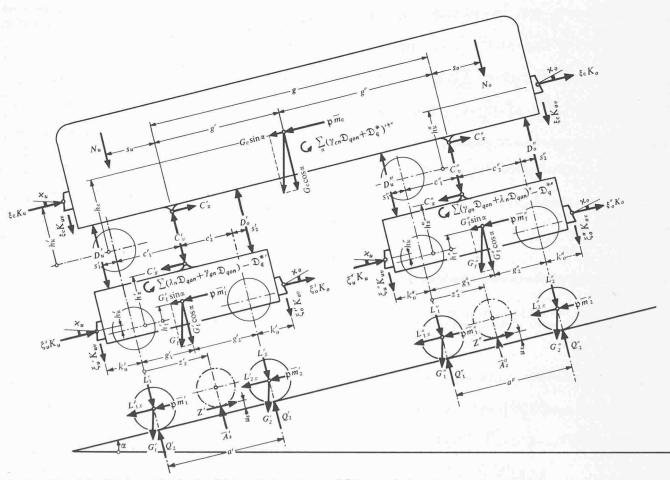


Bild 26. Die auf den Kasten und das einzelne Triebgestell eines Drehgestell-Fahrzeuges in der senkrechten Längsebene wirkenden Kräfte

6 Die Mitnahmekräfte Cx und Kastenstützkräfte Cx

Die auf den Kasten und die Drehgestellrahmen in der senkrechten Längsebene wirkenden Kräfte und Momente sind in Bild 26 angegeben. Sie schliessen u. a. die bei schrägen Puffern oder Zugvorrichtungen entstehenden senkrechten Komponenten

(105)
$$K_{ov} = - \varkappa_o K_o \text{ und } K_{uv} = + \varkappa_u K_u$$

der Kupplungskräfte K ein.

Aus den auf das einzelne Gestell wirkenden Kräften ergeben sich die Mitnahmekräfte zu

(106)
$$\begin{cases} C_{x'} = (Z_g' + \psi \sum U_r') + \xi_u' K_u + \xi_o' K_o - (G_g' \sin \alpha + \mathfrak{p} \overline{m}_g') - \\ -\psi w \Big(G_g' + G_c \frac{g''}{g} \Big) \\ C_{x''} = (Z_g'' + \psi \sum U_r'') + \xi_u'' K_u + \xi_o'' K_o - (G_g'' \sin \alpha + \mathfrak{p} \overline{m}_g'') - \\ -\psi w \Big(G_g'' + G_c \frac{g'}{g'} \Big) \end{cases}$$

und die Stützkräfte zu

(107)'

$$\begin{split} C_{v'} &= \frac{1}{g} \left\{ g'' G_{c} \cos \alpha + (h_{c} - h'_{x}) (G_{c} \sin \alpha + \mathfrak{p} \overline{m}_{c}) + \xi_{c} \left[(g + \overline{k}_{u}) K_{uv} - \overline{k}_{o} K_{ov} \right] - \\ &- D'_{o} (g - c_{2}' - s_{2}') - D''_{u} (g + c_{1}' + s_{1}') + D''_{o} (c_{2}'' + s_{2}'') - D''_{u} (c_{1}'' + s_{1}'') + \\ &+ N_{u} (g + s_{u}) - N_{o} s_{o} + (\mathfrak{D}_{q}^{*})'^{+}'' + \sum_{n=1}^{6''} \left[\Gamma_{n} B_{n} \left(\frac{D_{rn} - D_{r1}}{2} + b_{n} - h_{x} \right) + \\ &+ \gamma_{cn} \mathfrak{D}_{qon} \right] + C_{x'}' \left[\left(\frac{D_{r1}}{2} + h_{x} \right)' - \left(\frac{D_{r1}}{2} + h_{x} \right)'' \right] - \xi_{c} (h_{k'} - h'_{x}) (K_{o} + K_{u}) \right\} \end{split}$$

(107)"

$$\begin{split} C_{v''} &= \frac{1}{g} \bigg\{ g' G_c \cos \alpha - (h_c - h_x') (G_c \sin \alpha + \mathfrak{p} \, \overline{m}_c) + \xi_c \big[(g + \overline{k}_o) K_{ov} - \overline{k}_u K_{uv} \big] + \\ &\quad + D_u' (c_1' + s_1') - D_o' (c_2' + s_2') - D_u'' (g - c_1'' - s_1'') - D_o'' (g + c_2'' + s_2'') + \\ &\quad + N_o (g + s_o) - N_u s_u - (\mathfrak{D}_q^*)' + '' - \sum_{n = 1}^{6''} \Big[\Gamma_n B_n \Big(\frac{D_{\tau n} - D_{\tau 1}}{2} + b_n - h_x \Big) + \\ &\quad + \gamma_{cn} \mathfrak{D}_{qon} \Big] - C_x'' \bigg[\Big(\frac{D_{\tau 1}}{2} + h_x \Big)' - \Big(\frac{D_{\tau 1}}{2} + h_x \Big)'' \bigg] + \xi_c (h_k' - h_x') (K_o + K_u) \bigg\} \end{split}$$

Zur Kontrolle müssen die C_x und C_y die Bedingungen

(108)
$$C_x' + C_x'' = (G_c \sin \alpha + \mathfrak{p} \overline{m}_c) - \xi_c (K_o + K_u)$$

(109)
$$C_{v}' + C_{v}'' = G_{c} \cos \alpha + \xi_{c} (K_{uv} + K_{ov}) + (N_{u} + N_{o}) - (D_{u} + D_{o})^{\prime + \prime \prime}$$

erfüllen

7 Die auf den Gestellrahmen wirkenden Momente M_q , \mathfrak{M}_q und M_{gx}

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

(110)

$$\begin{split} M_q &= h_x C_x + h_f (G_f \sin\alpha + \mathfrak{p} \overline{m}_f) - h_k (\xi_n K_n + \xi_o K_o) - \psi \, \mathbf{w} (G_g + G_{cg}) \frac{D_{r1}}{2} \\ &- \sum_r (\mathfrak{p} \overline{m}_r + G_r \sin\alpha) \Big(\frac{D_{r1} - D_r}{2} \Big) + \psi \sum_r U_r \Big(\frac{D_{r1} - D_r}{2} \Big) + X_{\text{Bg}} \sum_r \beta_r \frac{D_r}{2} + \\ &\sum_n \gamma_{gn} \mathfrak{D}_{qon} + \sum_n \lambda_n \mathfrak{D}_{qan} + \sum_n Z_n \Big[\nu_n \Big(\frac{D_{r1} - D_{rn}}{2} \Big) + \lambda_n \Big(\frac{D_{r1} - D_{zn}}{2} - u_{zn} \Big) \Big] + \\ &\sum_n \Gamma_n B_n \Big(\frac{D_{r1} - D_{rn}}{2} + h_x \Big) \end{split}$$

Dabei ist der in Bild 26 nicht dargestellte Fall der auf Achsen gelagerten Zahnräder mitberücksichtigt.

Werden alle auf den Rahmen wirkenden Vertikalkräfte auf Mitte zwischen Radsätzen 1 und 2 verlegt, dann wirkt dort auf den Gestellrahmen die totale Vertikalkraft

(111)
$$\overline{V} = C_v + G_f \cos \alpha + D_o + D_u - \sum_z \overline{A}_z (\lambda_z + \nu_z \sum_r \lambda_{zr})$$

das Moment um die Querachse

$$\mathfrak{M}_q = G_f \cos \alpha (g_2 - \frac{1}{2}a) + C_v (c_2 - \frac{1}{2}a) + D_u (s_1 + \frac{1}{2}a) - D_o (s_2 + \frac{1}{2}a) +$$

(112)
$$+ \xi_{u}(k_{u} + \frac{1}{2}a)K_{uv} - \xi_{o}(k_{o} + \frac{1}{2}a)K_{ov} + M_{q} - \mathfrak{D}_{q}^{*} +$$

$$+ \sum_{z} \overline{A}_{z} \left[\lambda_{z}(z_{z} - \frac{1}{2}a) + \nu_{z} \sum_{r} \varrho_{zr} \left((z_{z} - a_{z}) + \lambda_{zr} (a_{z} - \frac{1}{2}a) \right) \right]$$

und das Moment um die Längsachse

$$M_{gx} = \sum_{n} (\lambda_{n} \mathfrak{D}_{xan} + \gamma_{gn} \mathfrak{D}_{xon}) + h_{1} T_{1} + h_{2} T_{2} + \tau_{g} M_{c} + \frac{1}{2} (D_{r1} - D_{r2}) H_{2} - h_{f} (G_{f} \sin \delta - \mathfrak{T}_{f}) + q G_{f} \cos \delta + h_{k} (\xi_{o} K_{oq} + \xi_{u} K_{uq}) + h_{q} C_{q} + \sum_{z} Z_{qz} \Big(\nu_{z} \overline{\lambda}_{z} \sum_{r} \varrho_{zr} \frac{1}{2} (D_{r} - D_{r1}) - \lambda_{z} (\frac{1}{2} D_{r1} - u_{z}) \Big) + \sum_{z} \overline{A}_{z} \nu_{z} \sum_{r} \lambda_{zr} (f_{z} - e) \Big(\frac{a - 2a_{z}}{a} \Big) - \mathfrak{D}_{x}^{*} - (d_{o} D_{o} + d_{u} D_{u})$$

8 Die Lager-, Rad- und Achsdrücke

8.1 Die Raddrücke der Ruhe

Um die Sicherheitsfaktoren \mathfrak{S} zu ermitteln, ist es notwendig, die sich bei dem betrachteten Fall ergebenden Raddrücke \mathfrak{R} auf die Raddrücke der Ruhe zu beziehen. Diese können als diejenigen Raddrücke betrachtet werden, die entstehen, wenn sich das Fahrzeug auf horizontalem Geleise befindet, keine Antriebskraft entwickelt sowie keiner Querkraft unterworfen ist. Dementsprechend treten keine M_q , C_q und C_x auf und vereinfachen sich die Gleichungen 101, 107, 111, 112 und 113 zu

(101)_o
$$M_{co} = q_c G_c + (d_u D_u + d_o D_o)^{\prime + \prime \prime}$$

$$(107)_{o}' \qquad C_{vo}' = \frac{1}{g} \Big(g'' G_{c} + N_{u}(g + s_{u}) - N_{o} s_{o} - D_{o}' (g - c_{2}' - s_{2}') - D_{u}' (g + c_{1}' + s_{1}') + D_{o}'' (c_{2}'' + s_{2}'') - D_{u}'' (c_{1}'' + s_{1}'') \Big)$$

$$(107)_{o}^{"} \qquad C_{vo}^{"} = \frac{1}{g} \Big(g' G_{c} - N_{u} s_{u} + N_{o} (g + s_{o}) + D_{u}' (c_{1}' + s_{1}') - D_{o}' (c_{2}' + s_{2}') - D_{u}^{"} (g - c_{1}'' - s_{1}'') - D_{o}^{"} (g + c_{2}'' + s_{2}'') \Big)$$

$$(111)_o \qquad \overline{V}_o = C_v + G_f + (D_u + D_o)$$

(112)_o
$$\mathfrak{M}_{qo} = G_f(g_2 - \frac{1}{2}a) + C_{vo}(c_2 - \frac{1}{2}a) + D_u(s_1 + \frac{1}{2}a) - D_o(s_2 + \frac{1}{2}a)$$

und

(113)_o
$$M_{gxo} = qG_f - (d_uD_u + d_oD_o)$$

Die Achs- und Raddrücke der Ruhe ergeben sich damit zu

(114)
$$Q_{\text{or}} = \varrho_r \frac{\overline{V}_{\text{o}}}{2} - \varkappa_r \frac{\mathfrak{M}_{q\text{o}}}{a} + G_r$$

(115)
$$\begin{cases} R_{oar} = \frac{1}{2e} \left[e_{Rr} G_r + \tau_r (M_{gxo} + \tau_g M_{co}) \right] + \frac{Q_{or} - G_r}{2} \\ R_{oir} = \frac{1}{2e} \left[e_{Lr} G_r - \tau_r (M_{gxo} + \tau_g M_{co}) \right] + \frac{Q_{or} - G_r}{2} \end{cases}$$

8.2 Die beim Kurvenlauf entstehenden Lager-, Rad- und Achsdrücke

Aus der vertikalen Kraft \overline{V} (Gleichung 111) und dem Moment \mathfrak{M}_q (Gleichung 112), die beide allein durch die in der vertikalen Längsebene wirkenden Kräfte gegeben sind, entsteht der Lagerdruck

(116)
$$\mathscr{L}_r = \varrho_r \frac{\overline{V}}{4} - \varkappa_r \frac{\mathfrak{M}_q}{2a}$$

Aus diesem Lagerdruck \mathcal{L} und den bei der Antriebsart 2 entstehenden Lagerdruckänderungen $\Delta_n L$ ergeben sich die Lagerdrücke

(117)
$$\begin{cases} L_{lar} = \mathcal{L}_r + \Delta_n L_{ar} \\ L_{lir} = \mathcal{L}_r + \Delta_n L_{ir} \end{cases}$$

Mit dem Moment $M_{\rm gx}$ (Gleichung 113) führen diese Drücke zu den resultierenden Lagerdrücken

(118)
$$\begin{cases} L_{ar} = L_{lar} + \tau_r \frac{M_{gx}}{2l} \\ L_{ir} = L_{lir} - \tau_r \frac{M_{gx}}{2l} \end{cases}$$

Diese Gleichungen für \mathcal{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.

Vom Rahmen aus wirken auf den Radsatz r seine beiden Lager*) drücke L_a und L_i sowie die Lagerquerkraft H_r *), siehe Bild 27.

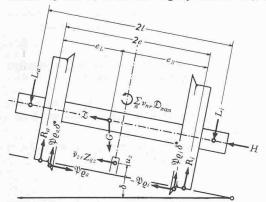


Bild 27. Die Kräfteverhältnisse am Radsatz

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. Dies kann mit Hilfe der Faktoren ϱ_a und ϱ_i festgehalten werden, wobei

$$\varrho_a = 1$$
, $\varrho_i = 0$ wenn \mathfrak{P} positiv ausfällt, bzw. $\varrho_a = 0$, $\varrho_i = 1$ wenn \mathfrak{P} negativ ist.

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

Gleichgewichtsbedingungen am Radsatz nach Umformungen zu
$$\begin{cases}
R_{lar} = \mathcal{L}_r + \frac{(e_R G \cos \alpha)_r}{2e} + \Delta_n R_{ar} - \sum_z \frac{\overline{A}_z}{2} \left[\nu_{zr} + \lambda_{zr} \left(\frac{a - 2a_z}{a} \right) \left(\frac{f_z - e}{e} \right) \right] \\
R_{lir} = \mathcal{L}_r + \frac{(e_L G \cos \alpha)_r}{2e} + \Delta_n R_{ir} - \sum_z \frac{\overline{A}_z}{2} \left[\nu_{zr} - \lambda_{zr} \left(\frac{a - 2a_z}{a} \right) \left(\frac{f_z - e}{e} \right) \right]
\end{cases}$$

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

$$(120) \begin{cases} R_{ar} = R_{lar} + \\ R_{ir} = R_{lir} - \end{cases} = \frac{1}{2e} \left(\tau_r M_{gx} + \frac{1}{2} D_r (H_r - G_r \sin \delta + \mathfrak{T}_r) + \right. \\ \left. + \sum_n \nu_{nr} \mathfrak{D}_{xan} + \sum_z Z_{qz} \left[\overline{\nu}_{zr} u_z - \nu_z \overline{\lambda}_z \varrho_{zr} (\frac{1}{2} D_r - u_z) \right] \right)$$

Der entsprechende Achsdruck Q_r beträgt

$$(121) Q_r = R_{lar} + R_{lir} = Q_{lr}$$

Wird schliesslich der Spurkranzauftrieb V (Gleichung 69) berücksichtigt, dann erhält man für die resultierenden Raddrücke \Re die Beziehungen

(122)
$$\Re_{ar} = R_{ar} - \varrho_{ar} \gamma^* \mathfrak{P} \quad \text{und} \quad \Re_{ir} = R_{ir} + \varrho_{ir} \gamma^* \mathfrak{P}$$

Der Spurkranzdruck $\mathfrak P$ des einzelnen Radsatzes wird im nächsten Abschnitt ermittelt, die Raddrücke \Re ebenfalls.

8.2.1 Ermittlung der Richtkräfte F₁ und P₁₁

Obwohl die Raddrücke \Re_L und \Re_R infolge des Spurkranzauftriebes V anders als R_L und R_R ausfallen, werden bei den weiteren Untersuchungen letztere zugrunde gelegt. Diese übliche Voraussetzung vermeidet erhebliche Komplikationen, die nicht zu sehr abweichenden Resultaten führen. Zur Bestimmung dieser Raddrücke R muss der Wert von H_r in Gleichung (120) eingesetzt werden. Diese Lagerquerkraft setzt sich zu

$$(123) H_r = H_{Tr} + \Delta H_r$$

aus der Lagerquerkraft H_{Tr} , die gemäss Gleichung (104) durch die äusseren auf den Rahmen wirkenden Querkräfte T_R gegeben ist und aus dem Anteil ΔH , der durch die Längskräfte U_{i} und U_{a} der einzelnen Radsätze verursacht wird:

(124)
$$\begin{cases} \Delta H_{1} = + \\ \Delta H_{11} = - \end{cases} \frac{e}{a} [(U_{i} - U_{a})_{1} + (U_{i} - U_{a})_{11}]$$

Dieser Anteil ΔH hängt von x ab und kann erst am Schluss der Untersuchung ermittelt werden. Es ist daher notwendig, im Iterationsverfahren vorzugehen. Im ersten Schritt ist H_r in Gleichung (120) mit dem Wert von H_{Tr} einzusetzen und im nächsten Schritt mit demjenigen, der sich nach Gleichung (123) bzw. (137) ergibt.

Die auf das Gestell wirkenden, von x unabhängigen äusseren Querkräfte T_g sind im Bild 28 zusammengestellt. Es sind dies die Kräfte

$$C_q, K_q, G_f \sin \delta, G_r \sin \delta, \mathfrak{T}_f, \mathfrak{T}_r, T_1 \text{ und } T_2$$

welche zusammen die totale Querkraft

(125)
$$\sum T_g = C_q + (\xi_u K_{uq} + \xi_o K_{oq}) - (G_f \sin \delta - \mathfrak{T}_f) - \sum_{r=1}^{2} (G_r \sin \delta - \mathfrak{T}_r) + T_1 + T_2$$

ergeben und in bezug auf den vorlaufenden Radsatz das Moment

$$\sum t T_g = C_q \left(\frac{c_2(1+\psi) + c_1(1-\psi)}{2} \right) - (G_f \sin \delta - \mathfrak{T}_f) \left(\frac{g_2(1+\psi) + g_1(1-\psi)}{2} \right) +$$

$$+ \xi_u K_{uq} \left(\frac{(a+k_u)(1+\psi) - k_u(1-\psi)}{2} \right) + \xi_o K_{oq} \left(\frac{(a+k_o)(1-\psi) - k_o(1+\psi)}{2} \right) -$$

$$- a \left(\frac{(G_1 \sin \delta - \mathfrak{T}_1)(1+\psi) + (G_2 \sin \delta - \mathfrak{T}_2)(1-\psi)}{2} \right) + t_1 T_1 + t_2 T_2$$

ausüben, wobei mit den Faktoren $(1+\psi)$ bzw. $(1-\psi)$ berücksichtigt wird, dass die Kräfte C_q , \mathfrak{T} , $G_{\sin\delta}$, K_{uq} und K_{oq} gegenüber dem vorlaufenden Radsatz I den Abstand \overline{c}_2 , g_2 , $(a+k_u)$ und k_o bei Bergfahrt $(\psi=+1)$ bzw. \overline{c}_1 , g_1 , k_u und $(a+k_o)$ bei Talfahrt aufweisen (siehe Bild 28). Mit M ergibt sich das totale Moment

$$(127) M = \sum t T_v - \psi M$$

⁸) Die bei den Tatzenlagerantrieben auf den Radsatz wirkenden Stützkräfte B_n werden mit $\Delta_n R$ bzw. $\Delta_n L$ berücksichtigt.

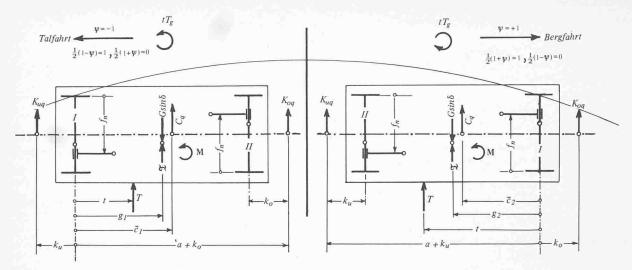


Bild 28. Entstehung des Momentes $\Sigma t T_g$ bei Berg- und Talfahrt

Die weiteren Kräfte hängen dagegen von x ab und sind:

- die Reibungskräfte F zwischen Rad und Schiene
- ihre Quer- und Längskomponenten S bzw. U_i, U_a
- die Reibungskräfte Zqz

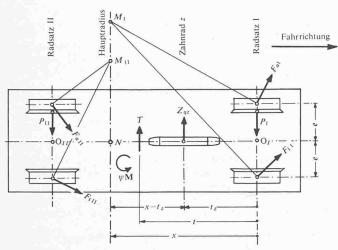


Bild 29. Zusammenstellung der parallel zur Gleisebene auf das Fahrgestell wirkenden Kräfte

Die Gleichgewichtsbedingungen am Gestell lauten (siehe Bild 29):

- Querkräfte

(128)
$$\sum S_r + \sum Z_{qz} + \sum T_g - P_{11} = P_1$$

- Momente um N

$$\left[\sum \mathfrak{M}_{r} + \sum (x - t_{z}) Z_{qz}\right] + \psi \mathbf{M} + \sum (x - t) T_{g} - (x - a) P_{11} = x P_{1}$$

Momente um O

$$\left[\sum \beta_{r} - \sum t_{z} Z_{qz}\right] - \sum t T_{g} + \psi \mathbf{M} + a P_{II} = 0$$

Fassen wir in beiden letzten Gleichungen die beiden ersten Glieder mit

(129)
$$\mathfrak{M}(x) = \sum \mathfrak{M}_{r} + \sum (x - t_{z}) Z_{qz} = \sum \mathfrak{M}_{r} + \sum Z_{qz} \left(x - \frac{(a - z_{z})(1 + \psi) + z_{z}(1 - \psi)}{2} \right)$$

bzw. mit

(130)
$$\beta(x) = \sum \beta_r - \sum t_z Z_{qz} = \sum \beta_r - \sum Z_{qz} \left(\frac{(a - z_z)(1 + \psi) + z_z(1 - \psi)}{2} \right)$$

zusammen, dann wird die erste Gleichung nach Berücksichtigung von Gl. (128) zu

(131)
$$\mathfrak{M}(x) - x(\sum S_r + \sum Z_{qz}) = \sum t T_g - \psi \mathbf{M} - a P_{11} = M - a P_{11}$$

und die zweite, nach Einführung von Gleichung (127) zu

$$(132) P_{\text{II}} = \frac{M - \Im(x)}{a}$$

Diese Gleichung zeigt, dass im normal auftretenden Fall des aussen anlaufenden Gestelles folgende drei Fälle vorkommen können:

- a) M > 3 (x), $P_{11} > 0$: der Radsatz II läuft aussen an, das Gestell läuft in der *äusseren Sehnenstellung* (x = a/2).
- b) M = 3(x), $P_{II} = 0$: der Radsatz II läuft frei, das Gestell läuft in der freien Anlaufstellung $(a/2 < x < \overline{x})$.
- c) M < 3(x) $P_{11} < 0$: der Radsatz II läuft innen an, das Gestell läuft in der Spiessgangstellung $(x = \overline{x})$.

Entscheidend für die Abklärung der Frage, ob der Fall a, b oder cauftritt, ist derjenige Wert von x, der zu

$$\mathfrak{Z}(x) = M$$

führt. Bei M > 3 (a/2) fällt er kleiner als a/2 aus. Die Richtkraft $P_{\rm II}$ ergibt sich in diesem Fall zu

$$P_{11} = \frac{M - 3(\frac{a}{2})}{a}$$

Sie ist positiv, hält x bei a/2 gefangen und führt daher zur äusseren Sehnenstellung (Fall a). Fällt x nach Gleichung (133) hingegen grösser als

$$\bar{x} = \frac{a}{2} + \frac{sR}{a}$$

aus, dann bleibt er durch P_{11} bei diesem Wert gefangen. Diese Kraft wird zu

$$P_{11} = \frac{M - \beta(\bar{x})}{a}$$

ist negativ und hält das Gestell in Spiessgangstellung (Fall c).

Im Falle b der freien Anlaufstellung liegt x zwischen a/2 und \overline{x} , ist durch Gleichung (133) festgelegt und ist rechnerisch am besten auf dem Iterationsweg zu ermitteln.

Aus Gleichung (128) folgt unmittelbar

$$\sum S_r + \sum Z_{az} = P_1 + P_{11} - \sum T_g$$

aus Gleichung (131)

$$\mathfrak{M}(x) - (M - aP_{11}) = x(\sum S_r + \sum Z_{qz})$$

und aus beiden Gleichungen schliesslich

(135)
$$\Sigma S_{\mathbf{r}} + \Sigma Z_{qz} = \frac{\mathfrak{M} - (M - aP_{11})}{X}$$

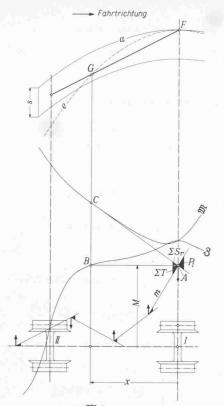


Bild 30. Das **M3**-Verfahren zur Ermittlung der Lage des Hauptradius und der Spurkranzdrücke, bei freier Einstellung des Fahrgestelles

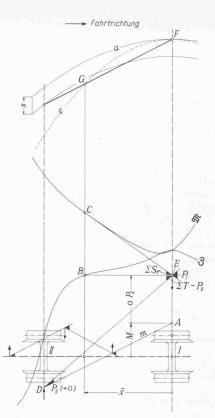


Bild 31. Das M3-Verfahren bei Spiessgangstellung des Fahrgestelles

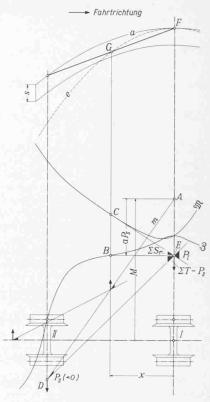


Bild 32. Das $\mathfrak{M}\mathfrak{Z}$ -Verfahren bei der äusseren Sehnenstellung

Damit wird Gleichung (128) zu

(136)
$$P_{1} = \frac{\mathfrak{M} - (M - aP_{11})}{X} + (\Sigma T_{g} - P_{11})$$

Werden die Verhältnisse graphisch untersucht, dann geschieht dies am übersichtlichsten mit Hilfe der beiden Kurven

$$\mathfrak{M} = f(x)$$
 und $\mathfrak{Z} = f(x)$

sowie des Seilpolygons der x-unabhängigen T_g -Kräfte unter Berücksichtigung des Momentes M. Der letzte Strahl m dieses Seilpolygones weist in seinem Punkt A (siehe Bilder 30, 31 und 32) die Ordinate M auf. Im Falle der freien Anlaufstellung (Bild 30, Fall b) ist x durch denjenigen Punkt B der \mathfrak{Z} -Kurve bestimmt, der die Ordinate M aufweist und daher durch die von A aus gezogene Horizontale gegeben ist. Der so ermittelte Wert von x führt zu Punkt C der \mathfrak{M} -Kurve. Die Richtkraft P_I ergibt sich nach Gleichung (134) mit $P_{II}=0$ zu

$$P_{\rm I} = \left(\frac{\mathfrak{M}(x) - M}{x}\right) + \Sigma T_{\rm g}$$

Der Klammerausdruck entspricht dem Tangentenwinkel in A zwischen beiden Geraden AB und AC und ΣT_g , dem Winkel zwischen dem letzten Strahl m und der Geraden AB. Daraus folgt, dass P_1 durch den Tangentenwinkel in A zwischen m und der Geraden AC gegeben ist.

Im Falle der Spiessgangstellung (Bild 31, Fall c) ist der Punkt B der 3-Kurve durch \overline{x} bestimmt. Die Horizontale durch B führt zum Punkte E. Die Richtkraft P_{11} ist durch den Tangentenwinkel zwischen m und der Geraden DE gegeben, nach aussen gerichtet und demnach negativ. Der Winkel in E zwischen beiden Geraden EC und EB entspricht dem ersten Glied rechts in Gleichung (136) und der Winkel zwischen EB und ED dem letzten Glied dieser Gleichung. Damit ist P_1 durch den Tangentenwinkel in E zwischen beiden Geraden ED und EC gegeben.

Bei der äusseren Sehnenstellung (Bild 32, Fall a) treten die gleichen Zusammenhänge wie bei der Spiessgangstellung auf, mit dem Unterschied jedoch, dass hier die beiden Punkte B und C bei x = a/2 liegen und P_{11} positiv ausfällt.

Von dem gefundenen Wert von x aus kann die entsprechende Einstellung des Gestelles im Spurkanal ohne weiteres ermittelt werden, da seine Längsachse tangential zum Gleisbogen bei x liegen muss. Dies ist in den Bildern 30 bis 32 oben nach dem Vogelverfahren gezeigt, wobei die Lage der Gestellachse unmittelbar durch die Gerade FG gegeben ist, die den Führungspunkt F mit dem bei x liegenden Punkt G der gestrichelt gezeichneten Ellipse e verbindet, welche gegenüber der Spurellipse a die doppelte Ordinate aufweist. 9)

Aus der Gleichgewichtsbedingung (Σ Querkräfte = 0) am Radsatz folgt ohne Berücksichtigung des Spurkranzauftriebes (siehe Bild 27):

(137)
$$H_{\mathbf{r}} = P_{\mathbf{r}} + (G_{\mathbf{r}} \sin \delta - \mathfrak{T}_{\mathbf{r}}) - \Sigma \bar{\nu}_{z\mathbf{r}} Z_{qz} - S_{\mathbf{r}})$$

Der durch diese Gleichung gegebene Wert von H_r muss mit dem jenigen übereinstimmen, der sich aus Gleichung (123) ergibt, womit die Möglichkeit einer Berechnungskontrolle gegeben ist.

8.2.2 Ermittlung des Spurkranzdruckes Pund der Raddrücke R

Auf Grund der bisherigen Untersuchungen sind bekannt

- die Lage des Hauptradius: x
- der Wert der Richtkraft: Pr
- die Querkomponenten S_a und S_i der Reibungskräfte F_a und F_i zwischen Rad und Schiene
- die sich für beide Annahmen ($\mu_{zq} = 0$) und ($\mu_{zq} = \mu_z$) ergebenden Werte 0 bzw. $\mu_z Z$ der Querkraft

Für die Querkomponenten S der Reibungskräfte F kann der Ansatz

$$S = \mu_{sq}R$$

gemacht werden, wobei μ_{sq} das Vorzeichen von S zu übernehmen hat und somit positiv oder negativ ausfällt, je nachdem S nach aus-

⁹⁾ Streng genommen gilt dieses Verfahren nur für die quadratische Parabel. Der uns interessierende Teil der Spurellipse deckt sich aber genügend genau mit einer solchen Parabel.

sen oder nach innen auf das betreffende Rad wirkt. Daraus ergibt sich unmittelbar die Beziehung

(138)
$$\mu_{sqa} = \frac{S_a}{R_a} \qquad \text{bzw.} \qquad \mu_{sqi} = \frac{S_i}{R_i}$$

Die Gleichgewichtsbedingung ($\Sigma Y = 0$) am Radsatz führt zu

(139)
$$\mathfrak{P}_{\mathbf{r}} = H_{\mathbf{r}} - G_{\mathbf{r}} \sin \delta + \mathfrak{T}_{\mathbf{r}} + Z_{q\mathbf{r}} + \mu_{sqa} \Re_a + \mu_{sqi} \Re_i$$

Infolge des Spurkranzauftriebes weicht die bei der Spurkranzführung entstehende Lagerquerkraft $H_{\rm r}$ etwas von derjenigen der Rollenführung (Gleichung 137) ab. Da aber H_T (Gleichung 104) den grössten Anteil an $H_{\rm r}$ liefert und sich der übrige Anteil nicht viel ändert, kann für die Ermittlung des Spurkranzdruckes \mathfrak{P} die Lagerquerkraft der Rollenführung gemäss Gleichung (137) in Betracht gezogen werden. Ferner kann zur Vereinfachung angenommen werden, dass bei der Spurkranzführung μ_{sqa} und μ_{sqi} die gleichen Werte wie bei der Rollenführung behalten. Dementsprechend führt Gleichung (139) nach Einführung von (122), (137) und (138) zu

$$\mathfrak{P}_{\mathbf{r}} = P_{\mathbf{r}} + \left[\mu_{sqa}(R_a - \varrho_a \gamma^* \mathfrak{P})\right]_{\mathbf{r}} + \left[\mu_{sqi}(R_i + \varrho_i \gamma^* \mathfrak{P})\right]_{\mathbf{r}} - S_{\mathbf{r}}$$

Daraus folgt für den Spurkranzdruck die Beziehung

(140)
$$\mathfrak{P}_{\mathbf{r}} = \frac{P_{\mathbf{r}}}{1 + \gamma^* (\varrho_a \mu_{sqa} - \varrho_i \mu_{sqi})}$$

Wird dies in Gleichung (122) eingesetzt, dann ergeben sich schliesslich die Raddrücke zu

(141)
$$\Re_{a} = R_{ar} - \varrho_{a} \frac{\gamma^{*}|P_{r}|}{1 + \gamma^{*}(\varrho_{a}\mu_{sqa} - \varrho_{i}\mu_{sqi})} \\ \Re_{i} = R_{ir} - \varrho_{i} \frac{\gamma^{*}|P_{r}|}{1 + \gamma^{*}(\varrho_{a}\mu_{sqa} - \varrho_{i}\mu_{sqi})}$$

und der Achsdruck zu

(142)
$$\mathfrak{Q}_{\mathbf{r}} = Q_{\mathbf{r}} - \frac{\gamma^* |P_{\mathbf{r}}|}{1 + \gamma^* (Q_a \mu_{sqa} - Q_i \mu_{sqi})}$$

Der sich für jeden dieser Rad- und Achsdrücke ergebende Stabilitätsfaktor muss einen genügenden Wert aufweisen.

8.3 Die Rad- und Achsdrücke bei der Fahrt in der Geraden

Beim Lauf in der Geraden treten grundsätzlich keine Querkräfte auf, ausser eventuell der Winddruck W. Wird dieser zur Ermittlung der Längsstabilität ausser Betracht gelassen, dann reduziert sich der Ausdruck für M_c (Gleichung 101) zu

$$(101)_{G} \qquad (M_{c})_{G} = \left(\sum_{n=1}^{6} \gamma_{cn} \mathfrak{D}_{xon}\right)^{r+rr} + (d_{u}D_{u} + d_{o}D_{o})^{r+rr} + q_{c}G_{c} + (h_{w} - h_{o})W + (\mathfrak{D}_{x}^{*})^{r+rr}$$

und derjenige für M_{gx} (Gleichung 74) zu

$$(113)_{G} \qquad (M_{gx})_{G} = \sum_{n=1}^{6} \left(\gamma_{gn} \mathfrak{D}_{xon} + \lambda_{n} \mathfrak{D}_{xan} \right) + \tau_{g} M_{c} + q G_{f} - d_{u} D_{u} - d_{o} D_{o} - \mathfrak{D}_{x}^{*} + \frac{1}{2} (D_{r1} - D_{r2}) H_{2} + \sum_{z} \nu_{z} \overline{A}_{z} \sum_{r} \lambda_{zr} (f_{z} - e) \left(\frac{a - 2a_{z}}{a} \right)$$

Desgleichen vereinfacht sich Gleichung (120) zu

(120)_G
$$\left\{ \begin{array}{c} (R_{ar})_{G} = R_{lar} + \\ (R_{ir})_{G} = R_{lir} - \end{array} \right\} \frac{1}{2\epsilon} \left(\sum_{n=1}^{6} \nu_{nr} \mathfrak{D}_{xan} + \tau_{r} M_{gx} \right)$$

wobei die Gleichungen (107), (110), (111), (112), (116), (119) und (121) grundsätzlich gültig bleiben.

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

Sonnenergieforschung am Eidgenössischen Institut für Reaktorforschung (EIR) in Würenlingen

Sonnenenergie ist in den letzten Jahren populär geworden. Jeder spricht von dieser neuen umweltfreundlichen und unerschöpflichen Energie, die jedoch so alt wie die Welt ist. Die Meinungen divergieren aber stark; es gibt sowohl grosse Optimisten als auch festgefahrene Pessimisten. Dazu sagt der Forscher: «Genug diskutiert, es sollen Messungen durchgeführt werden!»

Die Sonnenenergienutzung ist vom Klima abhängig. Daraus folgt: Die Untersuchungen müssen unbedingt lokal durchgeführt werden. Dies gilt besonders für die Schweiz, die viele Mikroklimata aufweist. Sonnenenergieforschung in unserem Land ist also kein Luxus, auch wenn wir im Winter oft die Hochnebelschicht über dem Mittelland haben!

Sonnenenergie war in der Geschichte schon mehrmals aktuell. Nach ein paar Jahren ist aber jedesmal das Interesse wieder gefallen. Warum? Hauptsächlich wegen den Kosten! Dies ist eigentlich ein Paradoxon, da niemand Sonnenenergie verkaufen kann. Daraus ergibt sich aber das grosse Problem der Sonnenenergie: die Kosten der Einrichtungen, die wir brauchen, um uns diese Energie nutzbar zu machen. Es heisst also: möglichst billig bauen. Das Konzept der Wirtschaftlichkeit ist aber auch lokal zu betrachten: dieselbe Anlage kann in den Alpen wirtschaftlich sein und im Mittelland nicht, oder umgekehrt, aus der Tatsache, dass das Klima unterschiedlich ist.

Messkampagne an Anlagen

Um eine möglichst objektive Abschätzung des Potentials der Sonnenenergie in der Schweiz zu erhalten, hat das EIR eine mehrjährige Messkampagne an Sonnenenergieanlagen im ganzen Land aufgestellt. Anlagen werden instrumentiert, Wirkungsgrade und Erträge bestimmt, und eine Kosten-Nutzen-Analyse durchgeführt. Die Montagearbeiten an den ersten Anlagen sind im Gange. Die Messergebnisse werden mit theoretischen Berechnungen verglichen. Aufgrund dieser gesammelten Erfahrungen werden dann die Normen für die Anlageproduzenten erstellt.

Prüfen von Komponenten

Die Unterstützung der Solarindustrie durch das EIR umfasst aber auch das Prüfen von Komponenten, hauptsächlich der Kollektoren. Wir haben zwei Prüfstände für Kollektoren, einen im Freien auf dem DIORIT-Dach und einen Kunstlichtprüfstand, der sich in der Testphase befindet. Die Kollektorhersteller können also bei uns ihr Produkt prüfen lassen.

Die Entwicklung neuer Komponenten im Bereich der Sonnenenergie ist dringend notwendig. Überall auf der Erde werden Forschungen gemacht, hauptsächlich Materialforschung. Jeder hat schon von der *photovoltaischen Sonnenzelle*