Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 96 (1978)
Heft: 27/28

Artikel: Stand- und Entgleisungssicherheit bei Zahnradbahnen
Autor: Borgeaud, Gaston
DOI: https://doi.org/10.5169/seals-73717

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: 06.07.2025

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

HERAUSGEGEBEN VON DER VERLAGS-AKTIENGESELLSCHAFT DER AKADEMISCHEN TECHNISCHEN VEREINE, 8021 ZÜRICH, POSTFACH 630

Stand- und Entgleisungssicherheit bei Zahnradbahnen

Von **Gaston Borgeaud**, Winterthur

Allgemeine Einführung (die Erklärung der im Artikel verwendeten Bezeichnungen und Symbole befindet sich am Schluss dieses Beitrags)

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 Achsdrukkes 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 vor allem auf die Übertragbarkeit der Zugkraft aus, bei Zahnradbahnen hingegen auf die Standsicherheit. Bisher wurde diese Standsicherheit nur für den Lauf in der Geraden untersucht und auf Grund der Achsdrükke beurteilt. Bei den modernen Triebfahrzeugen werden die Zugkräfte allgemein höher und 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.

Das Thema der Standsicherheit bei Zahnradbahnen wurde bereits im Jahrgang 1969 (Heft 7) dieser Zeitschrift behandelt. Dort wurden lediglich zwei Trieb- bzw. Bremszahnräder sowie zwei Rahmen- oder Tatzenlagerantriebe pro Gestell vorausgesetzt. Dabei wurde stillschweigend angenommen, dass jeder Antrieb eine kompakte Einheit mit seinem Motor bildet und dass das Drehmoment des Tatzenlagerantriebes über eine vertikale Stütze vom Gestellrahmen übernommen wird. Verschiedene nachträglich behandelte Berechnungsfälle zeigten aber rasch, dass es notwendig ist, folgende weitere Anordnungsmöglichkeiten in Betracht zu ziehen:

- der Motor ist von seinem Antrieb durch eine quer oder längs liegende Kardanwelle getrennt und entweder im Gestellrahmen oder im Kasten gelagert,
- die Drehmomentenstütze des Tatzenlagerantriebes ist nicht nur vertikal, sondern kann beliebig geneigt sein,
- das Zahnrad des Tatzenlager-Zahnradantriebes kann neben dem Radsatz gelagert sein,
- jedes Gestell kann mehr als zwei Antriebe und mehr als zwei Zahnräder aufweisen. Dementsprechend sind pro Gestell drei Zahnräder und sechs Antriebe vorgesehen, wobei Antriebe

  1 und 2: Zahnradantriebe mit motorischer Anlage,
  3 und 4: reine Zahnrad-Bremsantriebe und
  5 und 6: Adhäsionsantriebe

  sein sollen.

Ferner wurde beim Kurvenlauf der auf das Zahnrad wirkende Zahnauftrieb A in zwei Grenzvarianten ermittelt, bei denen sich die zwischen Zahnrad und Zahnstange entstehende Reibung entweder ganz in Querrichtung oder ganz in der Längsrichtung auswirkt. Dadurch wurden mit Rücksicht auf die vorgesehenen zwei Zahnräder vier Ergebnisvarianten erhalten. Um zu einem eindeutigen Ergebnis zu kommen, erwies es sich als notwendig, die Gleitverhältnisse in jedem Augenblick des Eingriffes genau zu untersuchen und die globale Auswirkung der Reibung auf Grund einer Integration über die Eingriffstrecke zu ermitteln.

Die in dieser Arbeit abgeleiteten Gleichungen schliessen alle in Betracht gezogenen Gestellbauarten und Antriebsanordnungen ein. Dies geschieht in der Weise, dass das durch den einzelnen Fall gegebene Gleichungsglied mit einem Anordnungsfaktor multipliziert wird, der den Wert 1 aufweist, wenn der betreffende Fall vorliegt, sonst den Wert 0.

Verschiedene Rechnungsabschnitte verlangen eine Iteration. Dies ist besonders für die Untersuchung des Kurvenlaufes der Fall. Solche Iterationen erschweren die Handrechnung, bieten aber keine besonderen Schwierigkeiten, wenn die Rechnung mit Hilfe eines Computers durchgeführt wird.

Schliesslich sei bemerkt, dass in einigen Punkten gewisse Vereinfachungen gemacht werden. Aus diesem Grunde kann diese Arbeit nicht den Anspruch auf eine strikte, wohl aber auf eine praktisch genügende Genauigkeit erheben.

Definitionen

- die Trieb- und Bremszahnräder werden kurzerhand als Zahnräder bezeichnet.
- mit Ausnahme der auf die Laufräder wirkenden Klotzbremse werden die Bremsen als Antriebe betrachtet und bezeichnet.
- die zwischen den einzelnen Fahrzeugen auftretenden Zug- oder Stosskräfte werden Kupplungskräfte genannt.
- die Bezeichnung senkrecht ist in der Weise zu verstehen, dass die betreffende Grösse senkrecht zum Gleis steht.
- aussen bzw. innen bezieht sich auf die kurvenäussere bzw. kurveninnere Seite des Fahrzeuges.
- links bzw. rechts bezieht sich auf die linke bzw. rechte Fahrzeugseite bei Beobachtung in Bergrichtung.
- für die Betrachtung des dynamischen Beschleunigungs- oder Bremsvorganges ist die positive Bewegungsrichtung bergwärts.
- die Längskräfte werden als positiv definiert, wenn sie in Bergrichtung von Geleise auf den Radsatz, von diesem auf den Gestellrahmen und von diesem auf den Kasten wirken.
- für die Untersuchung der sich bei Bremsungen 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.
  Für die Untersuchung beim Kurvenlauf ist es hingegen notwendig, die Radsätze nach der Fahrtrichtung 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.

Voraussetzungen

a) die Untersuchung beschränkt sich grundsätzlich auf Fahrzeuge mit zweiachsigen Fahrgestellen, kann aber auf dem Iterationsweg auf Fahrzeuge mit dreiachsigen Gestellen erweitert werden. Dabei muss die zusätzliche Achse eine reine Laufachse sein, auf die nur die Klotzbremse wirken kann.

b) bei Kurvenfahrt befindet sich das Kurvenzentrum in Blickrichtung bergwärts rechts vom Fahrzeug.

c) ist im betrachteten Fahrgestell zusätzlich zum Zahnradantrieb auch ein Adhäsionsantrieb vorhanden, dann besteht keine Verkuppelung zwischen beiden Antrieben, wenn sie gleichzeitig als Antrieb wirken.

d) die Räder der angetriebenen, miteinander verkuppelten Radsätze weisen alle den gleichen Laufdurchmesser auf.
e) die Drehmomentstütze des Tatzenlagerantriebes n wird nicht am Kasten angeschlossen, wenn
   - sie nicht horizontal ist, d. h. wenn $\delta_n \neq 0$
   - der Antrieb ein Zahnradantrieb ist, dessen Zahnrad nicht auf dem zugehörigen Radsatz liegt.
f) wenn der Tatzenlagerantrieb n ein Zahnradantrieb ist, dessen Zahnrad neben dem zugehörigen Radsatz liegt und die Querreibung des Zahnrades durch den Gestellrahmen übernommen wird ($\bar{\lambda}_z = 1$), dann geschieht diese Kraftübernahme auf Höhe der Radsatzachse und in gleicher Längslage wie das Zahnrad.
g) es werden grundsätzlich 6 Antriebe pro Gestell in Betracht gezogen, nämlich die Antriebe
   1 und 2: Zahnradantriebe
   3 und 4: Zahnradbremsen
   5 und 6: Adhäsionsantriebe.
h) der Gestellrahmen und der Kasten sind verwindungssteif (gelenkig zusammengesetzte Gestellrahmen siehe Abschnitt 13).
i) Sind zu einem mit dem Radsatz verkuppelten Zahnrad mehrere Antriebe vorhanden, wie z. B. Motorantrieb und Klinkenbremse, so ist nur einer davon – in unserem Falle der Motorantrieb – als verkuppelt zu betrachten, während die Wirkung der weiteren Antriebe – also der Klinkenbremse – richtig berücksichtigt wird, wenn diese ohne Verkupplung mit dem Radsatz direkt dem Zahnrad zugeordnet werden.

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 Gewichts 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.

$$R_l = R_o + \Delta R_l \,.$$

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

$$R = R_l + \Delta R_q$$

ergeben.

1 Längsstabilität und Entgleisungssicherheit

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

$$R/R_o = \sigma > \sigma^*$$

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 war daher bisher üblich, den Raddruck R_o auf die entstehende Entlastung zu beziehen und den Sicherheitsfaktor $\mathfrak{S}$ wie folgt zu definieren[1]):

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

Bei Fahrt in der Geraden kann der Winddruck als mögliche Querkraft auftreten. Wird diese Kraft ausser Betracht gelassen, dann haben normalerweise beide Räder des gleichen Radsatzes den gleichen Raddruck. Die Standsicherheit kann in diesem Falle nach der Beziehung

$$S = \frac{Q_o}{Q_o - Q} \quad ^{1)} \qquad (1)$$

auf Grund des Achsdruckes ermittelt werden. Diese Definition hat den Nachteil, dass kein linearer Zusammenhang zwischen S und dem resultierenden Achsdruck Q besteht und dass dieser Faktor bei $Q = Q_o$ den Wert $\pm\infty$ und bei $Q_o < Q$ einen negativen Wert aufweist (siehe Kurve a im Bild 1). Viel vernünftiger ist es daher, den Sicherheitsfaktor nach der Beziehung

$$S_l = 1 + \frac{Q}{Q_o} \qquad (2)$$

(entsprechend der Geraden b im Bild 1) zu definieren, bei welcher der sich über 1 ergebende Anteil an S unmittelbar das Verhältnis Q/Q_o angibt und zu Q führt.[2])

Bei ungenügender Sicherheit kann Hilfe mit einer Achsdruckvermehrer-Vorrichtung gesucht werden. Wirkt diese ständig, dann ist Q_o eindeutig festgelegt; wirkt sie aber nur momentan (z. B. beim Bremsvorgang), dann kann Q_o als derjenige Achsdruck der Ruhe angesehen werden, der entweder mit oder ohne Wirkung dieser Vorrichtung entsteht. Beide Varianten führen zu verschiedenen Werten von Q_o und daher zu verschiedenen Sicherheitswerten. Um diese Unzulässigkeit zu vermeiden, soll nach der neuen Verordnung Q_o bzw. R_o als derjenige Achs- bzw. Raddruck der Ruhe betrachtet werden, der unter Wirkung der Achsdruckvermehrer-Vorrichtung entsteht, selbst wenn diese nur in einzelnen Fällen zum Einsatz kommt.

---

[1]) Unseres Wissens wurde diese Definition zum ersten Male von *Seefehlner* auf Seite 455 seines Buches «Elektrische Zugförderung» (Verlag Springer, 1922) aufgeführt.

[2]) Zwischen S_n (neue Definition) und S_a (alte Definition) besteht die Beziehung

$$S_n = \frac{2S_a - 1}{S_a} \quad \text{bzw.} \quad S_a = \frac{1}{2 - S_n}$$

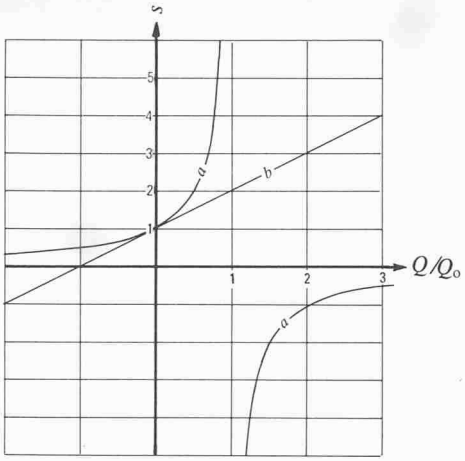

Bild 1. Verlauf des Sicherheitsfaktors in Abhängigkeit von Q / Q_o

Treten Querkräfte auf, wie dies bei der Fahrt durch eine Kurve der Fall ist, so ist es unerlässlich die beiden Raddrücke $\mathfrak{R}_a$ und $\mathfrak{R}_i$ des betrachteten Radsatzes zu ermitteln und für jedes Rad die Standsicherheit auf Grund der Gleichungen

$$(3) \qquad \mathfrak{S}_{ka} = 1 + \frac{\mathfrak{R}_a}{R_{oa}} \quad , \quad \mathfrak{S}_{ki} = 1 + \frac{\mathfrak{R}_i}{R_{oi}}$$

nachzuprüfen. Mit dem Index l in Gleichung (2) bzw. k in Gleichungen (3) soll darauf hingewiesen werden, dass sich S_l auf den Lauf in der Geraden bzw. $\mathfrak{S}_k$ auf den Kurvenlauf bezieht. S_l soll hier als *Längsstabilität* und $\mathfrak{S}_k$ als *Entgleisungssicherheit* bezeichnet werden.

2 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.

2.1 Die auftretende Beschleunigung bzw. Verzögerung $\mathfrak{p}$

2.1.1 Die infolge Zugkraftausübung entstehende Beschleunigungskraft

Um ein allgemeines Bild zu erhalten, wird eine ganze Zugskomposition gemäss Bild 2 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

$$(4) \qquad m_{gi} = (\overline{m} + m_{rot})_i$$

und bei der Zugskomposition die Gesamtmasse

$$m_{gt} = \sum m_{gj} = \sum (\overline{m} + m_{rot})_j = \overline{m}_t (1 + \xi)$$

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

$$(5m) \qquad X_i = X_{mi} - \psi G_i w_i - G_i \sin\alpha + \sum_{n=1'}^{4''} \Theta_n [\overline{\beta}_n X_{Bg} - \psi \overline{U}_n] \upsilon_n$$

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

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

bzw. $\psi = -1$, wenn er talwärts fährt.

2.1.2 Die bei Bremsung entstehende Verzögerungskraft

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

$$(5b) \qquad X_i = X_{bi} + X_{wi} - \psi G_i w_i - G_i \sin\alpha + \sum_{n=1'}^{4''} \Theta_n [\overline{\beta}_n X_{Bg} - \psi \overline{U}_n] \upsilon_n$$

2.1.3 Die für den ganzen Zug entstehende Beschleunigungs- bzw. Verzögerungskraft

Da die Kräfte X als positiv definiert sind, wenn sie in Bergrichtung auf die Fahrzeuge wirken, treten sie bei positivem Wert als Beschleunigungskräfte bei Bergfahrt bzw. als Verzögerungskräfte bei Talfahrt auf. X_{mi} und X_{bi} können daher mit X_{mbi} gemeinsam bezeichnet werden. Dementsprechend kann für die sich für den ganzen Zug ergebende Beschleunigungs- bzw. Verzögerungskraft die Beziehung

$$(6) \qquad X_t = \sum X_{mbj} - \psi \sum G_j w_j - G_t \sin\alpha + \sum_{j=1}^{t} \sum_{n=1'}^{4''} \Theta_n [\overline{\beta}_n X_{Bg} - \psi \overline{U}_n] \upsilon_n$$

geschrieben werden.

2.1.4 Die Beschleunigung bzw. Verzögerung $\mathfrak{p}$

Die Umfangskraft $\overline{U}_n$ der mit dem Zahnradantrieb n verkuppelten Radsätze kann erst am Schluss der Untersuchung ermittelt werden. Eine genaue Rechnung verlangt somit eine Iteration auf $\overline{U}_n$. Sie verlangt ferner, dass die $\overline{U}_n$ für alle Fahrzeuge des Zuges, die verkuppelte Radsätze aufweisen, ermittelt werden. Um die Sache nicht allzuviel zu komplizieren, soll $\mathfrak{p}$ unter Vernachlässigung des Schlupfes ermittelt werden, d. h. nach der Beziehung:

$$(7) \qquad \mathfrak{p} = \frac{\sum X_{mbj} - \psi \sum G_j w_j - G_t \sin\alpha}{m_{gt}}$$

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

2.2 Die Zahndrücke Z und die Umfangskräfte U

Aus den Gleichgewichtsbedingungen an dem mit einem oder mit mehreren Radsätzen verkuppelten Zahnradantrieb folgt

$$(8) \qquad Z_n = \zeta_n X_{Zg} + X_{Zwn} - \mathfrak{p} m_{rotZ} + \Theta_n [(\overline{\beta}_n X_{Bg} - \psi \overline{U}_n)(1 + \upsilon_n) - \mathfrak{p} m^*_{rotrn}]$$

wobei m^*_{rotrn} durch Gleichung (89) gegeben ist. Daraus folgt nach Umformungen

$$(9) \qquad Z_g + \psi U_g = X_{mbg} - \mathfrak{p} m_{rotg} + \sum_{n=1}^{4} \Theta_n (\overline{\beta}_n X_{Bg} - \psi \overline{U}_n) \upsilon_n$$

$$(10) \qquad Z_i + \psi \left(\sum_r U_r \right)_i = X_{mbi} - \mathfrak{p} m_{roti} + \sum_{n=1'}^{4''} \Theta_n (\overline{\beta}_n X_{Bg} - \psi \overline{U}_n) \upsilon_n \quad ^{3)}$$

Da die Trieb- oder Bremszahnräder allgemein tangential gefedert sind, kann angenommen werden, dass sich Z_n eindeutig auf die vom Antrieb n angetriebenen Zahnräder verteilt. Dementsprechend kann der Ansatz

$$(11) \qquad Z_z = \sum \zeta_{nz} Z_n$$

gemacht werden.

Der von einem Adhäsionsantrieb n angetriebene und mit keinem Zahnrad verkuppelte Radsatz r kann sich in seiner Drehzahl unabhängig von der Zahnstange einstellen und selbständig seine Umfangskraft

$$(12) \qquad U_r = \psi [\alpha_{nr} (\alpha_n X_{Ag} - \mathfrak{p} m_{rotAn}) + \sum_n \varrho_{nr} X_{Awn} + \Psi_r (\beta_r X_{Bg} - \mathfrak{p} m_{rotr})]$$

---

[3]) Wenn die Zugskomposition aus dem Fahrzeug i allein besteht, führt Gleichung (10) nach Einsetzen von Gleichung (7) bei unverkuppelten Zahnradantrieben ($\Theta_n = 0$) auch zu

$$\psi U_i + Z_i = G_i (\sin\alpha + \psi w_i) + \mathfrak{p} \overline{m}_i$$

entwickeln. Wenn beide Radsätze miteinander verkuppelt sind, drehen sie gleich schnell. Sie weisen daher die gleiche Ordinate η ihres Momentanzentrums (siehe Abschnitt 2.4), welches sich derart einstellen muss, dass beide Radsätze die Umfangskraft

$$U_1 + U_2 = \psi\left[X_{Ag} + X_{Bg} + \sum_n X_{Awn} - \mathfrak{p}\left(m_{rotAg} + \sum_r m_{rotr}\right)\right] \tag{13}$$

zusammen entwickeln. Ein solcher Fall wird mit Ω_A festgehalten.

Der mit einem Zahnradantrieb verkuppelte Radsatz ist in seiner Drehzahl an die Zahnstange gebunden. Er weist die gleiche Ordinate η auf, die entsprechend Gleichung (44) kinematisch festgelegt ist. Seine Umfangskraft $\overline{U}_r$ hängt daher nicht mehr von der ihm aufgezwungenen Kraft X ab. Sie ergibt sich in diesem Falle gemäss Gleichung (43). Aus den einzelnen Kräften $\overline{U}_r$ der vom Antrieb n angetriebenen Radsätzen folgt

$$\overline{U}_n = \sum \delta_{rn} \overline{U}_r$$

bzw., da die einzelnen U_r mit dem δ_{rn} dem verkuppelten Zahnradantrieb n zugeteilt werden

$$\overline{U}_n = \sum \delta_{rn} U_r \tag{14}$$

Aus beiden Beziehungen (12) und (13) für die Umfangskräfte des unverkuppelten und des verkuppelten Radsatzes ergibt sich die allgemeine Beziehung

$$U_r = \psi\left[\alpha_{nr}(\alpha_n X_{Ag} - \mathfrak{p} m_{rotAn}) + \sum \varrho_{nr} X_{Awn} + \right. \tag{15}$$
$$\left. + \Psi_r(\beta_r X_{Bg} - \mathfrak{p} m_{rotr})\right] + \overline{U}_r$$

woraus

$$U_g = \psi\left[X_{Ag} + \sum_n X_{Awn} - \mathfrak{p} m_{rotAg} + \sum_r \Psi_r(\beta_r X_{Bg} - \mathfrak{p} m_{rotr})\right] + \sum_r \overline{U}_r \tag{16}$$

2.3 Kupplungskräfte K, die beim betrachteten Vorgang an den Zug- oder Stossvorrichtungen auftreten (Bild 2)

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: $-\mathfrak{p}\overline{m}_i$
die eigene Bremskraft bzw. Zugkraft an der Zahnstange und am Radumfang: Z_i und U_i

Diese Kräfte stehen im Gleichgewicht mit beiden Kupplungskräften K_{oi} und K_{ui} ($K_{oben\ i}$, $K_{unten\ i}$). 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. Damit ergeben sich für K_{ui} und K_{oi} die Beziehungen

$$K_{ui} = -\sum_i^t \left[Z_j + \psi\left(\sum_r U_r\right)_i - \psi G_j w_j - \mathfrak{p}\overline{m}_j + G_j \sin\alpha\right]$$

$$K_{oi} = +\sum_{i+1}^t Z_j + \psi\left(\sum_r U_r\right)_i - \psi G_j w_j - \mathfrak{p}\overline{m}_j + G_j \sin\alpha]$$

die sich unter Berücksichtigung von Gleichung (10) bei ($\upsilon_n = 0$) auch

$$\left\{\begin{aligned} K_{ui} &= +\sum_i^t \left[X_{mbj} - \mathfrak{p} m_{gj} - G_j(\psi w_j + \sin\alpha)\right] \\ K_{oi} &= -\sum_{i+1}^t \left[X_{mbj} - \mathfrak{p} m_{gj} - G_j(\psi w_j + \sin\alpha)\right] \end{aligned}\right. \tag{17}$$

schreiben lassen. Man kann sich leicht durch Einsetzen von Gleichung (7) in Gleichungen (17) davon überzeugen, dass diese zu $K_{ot} = 0$ und $K_{ut} = 0$ führen, was auch der Fall sein soll.

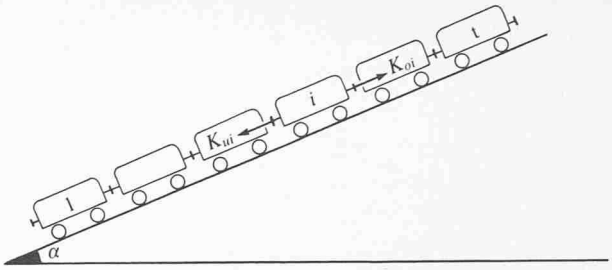

Bild 2. Zugskomposition: Numerierung der einzelnen Fahrzeuge

Bemerkung

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

$$\mathfrak{p}\sum m_{gj} = \sum X_j$$
$$Z_i + \left(\sum_r U_r\right)_i = \mathfrak{p}\overline{m}_i + G_i(\psi w_i + \sin\alpha) - (K_{oi} + K_{ui})$$
$$X_{mbi} = \mathfrak{p} m_{gi} + G_i(\psi w_i + \sin\alpha) - (K_{oi} + K_{ui})$$

2.4 Die Gleitverhältnisse zwischen Rad und Schiene beim Kurvenlauf

2.4.1 Umnumerierung der Radsätze und Zahnräder

Wie dies bei den Definitionen dargelegt wurde, ist es für den Kurvenlauf notwendig, die vorlaufende Achse als erste zu bezeichnen, wobei, einer klaren Unterscheidung wegen, die Numerierung mit römischen Zahlen I, II usw. festgelegt wurde. Es ist somit eine Umnumerierung nach folgender Tabelle notwendig.

Tabelle 1 Umnumerierung der Radsätze

		Talfahrt ($\psi = -1$)	Bergfahrt ($\psi = +1$)
Numerierung in Bergrichtung	r	1 → 2	1 → 2
Numerierung in Fahrtrichtung	**r**	I → II	II ← I

Im Gegensatz zur Numerierung der Radsätze bleibt diejenige der Zahnräder unverändert.

2.4.2 Die Gleitung der Radsätze bei der Rahrt in der Kurve

Aus der Kinematik des Radsatzlaufes ergibt sich, dass jedes Rad des Fahrzeuges um ein Momentanzentrum M auf seiner Schiene gleitet, das sich bei Radreifen mit zylindrischen Laufflächen

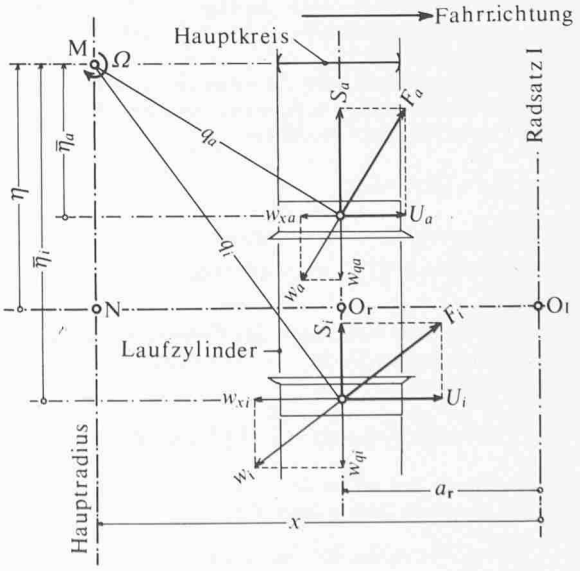

Bild 3. Gleitungs- und Reibungsverhältnisse am einzelnen Rad

und gleichem Laufkreisdurchmesser auf dem sogenannten *Hauptradius* (Bild 3) befindet. Dieser ist parallel zur Radachse und wird daher durch das Lot vom Kurvenzentrum auf die Fahrgestell-Längsachse festgelegt. Das Momentanzentrum M, auch *Reibungsmittelpunkt* oder *Gleitpol* genannt, liegt auf dem Hauptradius in derjenigen vertikalen Längsebene, die den nur in der Querrichtung gleitenden Kreis des Radlaufzylinders enthält. Dieser besondere Laufkreis soll weiterhin *Hauptkreis* genannt werden. Wie später gezeigt wird, ist er entweder kinematisch oder dynamisch festgelegt. Sind beide Räder des Radsatzes drehbar auf der Radachse gelagert, dann erhält jedes ein eigenes Momentanzentrum M_a bzw. M_i mit der Ordinate $\bar{\eta}_a$ bzw. $\bar{\eta}_i$ gegenüber der betreffenden Laufebene. Sind sie dagegen fest mit der Radsatzachse verbunden, dann erhalten sie ein gemeinsames Momentanzentrum M mit der Ordinate η gegenüber der Fahrzeuglängsachse.

Die momentane Gleitdrehung des betrachteten Rades um sein Momentanzentrum geschieht mit der Winkelgeschwindigkeit

$$\Omega = \frac{v}{R} \tag{18}$$

der Schwenkung der Fahrzeuglängsachse um das Kurvenzentrum. Die Gleitgeschwindigkeit w des Rades in seinem Aufstandspunkt A ergibt sich somit zu

$$w = \Omega\, q = q\frac{v}{R} \tag{19}$$

wobei der Gleitarm q grundsätzlich durch die Beziehung

$$q = \sqrt{(x-a_r)^2 + \bar{\eta}^2} \tag{20}$$

gegeben ist. Diese Gleitgeschwindigkeit zerlegt sich in Längs- und Querrichtung in die Komponenten

$$\left\{\begin{aligned} w_x &= -\,w\frac{\bar{\eta}}{q} = -\,\Omega\,\bar{\eta} \\ w_q &= -\frac{(x-a_r)}{q}w = -\,(x-a_r)\Omega \end{aligned}\right. \tag{21}$$

Dabei gelten ihre Richtungen als positiv, wenn w_x nach vorn und w_q nach aussen gerichtet sind.

2.4.3 *Die Reibung zwischen Rad und Schiene*

Der Reibungswert zwischen dem rollenden Rad und seiner Schiene ist bekanntlich nicht konstant sondern hängt vom Schlupf

$$\upsilon = \frac{\text{Gleitgeschwindigkeit } w}{\text{Fahrgeschwindigkeit } v}$$

ab, der sich nach Berücksichtigung von Gleichungen (19) und (20) auch

$$\upsilon = \frac{q}{R} \tag{22}$$

schreiben lässt.

Beim Lauf in der Geraden tritt kein Quergleiten auf, so dass sich das Gleiten des Radsatzes zu einem reinen Längsgleiten ergibt. Beim verkuppelten Radsatz ist dieses Längsgleiten kinematisch bedingt und weist die Gleitgeschwindigkeit

$$\left(\frac{n_r D_r - n_z D_z}{2}\right)_n$$

auf. Der entsprechende Schlupf ist dann ein reiner gezwungener Längsschlupf und beträgt

$$\upsilon_n = \left(\frac{n_r D_r - n_z D_z}{n_z D_z}\right)_n = \ddot{u}_{rn}\frac{D_{rn}}{D_{zn}} - 1 \tag{23}$$

Die Annahme eines konstanten Reibungswertes gemäss Bild 4a führt zu Schwierigkeiten bei der Iteration zur Ermittlung der Abszisse x des Hauptradius (siehe Abschnitt 2.4.4), weil die $\mathfrak{Z}_r$-Kurve eine Unstetigkeit bei $x = a_r$ aufweist, wenn der Radsatz keine Umfangskraft U entwickelt. Es ist somit notwendig, die Abhängigkeit $\mu_s(\upsilon)$ zu berücksichtigen. Obwohl es möglich ist, diese Abhängigkeit gemäss Bild 4b annähernd mathematisch zu erfassen, soll hier der Einfachheit halber eine Abhängigkeit nach Bild 4c vorausgesetzt werden. Es sind somit grundsätzlich zwei Bereiche I und II zu unterscheiden. Im Bereich I ergibt sich μ zu

$$\mu_s(\upsilon) = 200\,\upsilon\,\mu_s = \frac{200\,q\,\mu_s}{R} \tag{24$_{\mathrm{I}}$}$$

und im Bereich II zu

$$\mu_s = \mu_s \tag{24$_{\mathrm{II}}$}$$

2.4.4 *Die Reibungskräfte F zwischen Rad und Schiene und die dadurch entstehenden Momente $\mathfrak{M}_r$ und $\mathfrak{Z}_r$*

Infolge der oben erwähnten Gleitung der Räder entsteht in jedem Aufstandspunkt A eine Reibungskraft

$$F = \mu_s R\frac{200q}{R} \quad \text{wenn } q < 0{,}005\,R \tag{25$_{\mathrm{I}}$}$$

$$\text{bzw.} \quad F = \mu_s R \quad \text{wenn } q > 0{,}005\,R, \tag{25$_{\mathrm{II}}$}$$

die in entgegengesetzter Richtung wie die betreffende Gleitgeschwindigkeit w wirkt und sich daher gleich zerlegen lässt. Es gilt somit

$$\left\{\begin{aligned} U &= -F\frac{w_x}{w} = F\left(\frac{\bar{\eta}}{q}\right) \\ S &= -F\frac{w_q}{w} = F\,\frac{x-a_r}{q} \end{aligned}\right. \tag{26}$$

Die Längskomponente übernimmt das Vorzeichen von $\bar{\eta}$ und ergibt sich somit als Zugkraft für ($\bar{\eta} > 0$) und als Bremskraft für ($\bar{\eta} < 0$). Desgleichen erhält die Querkomponente S das gleiche Vorzeichen wie ($x - a_r$). Im Falle ($x > a_r$) der vorradialen Radstellung wirkt sie auf das Rad somit nach aussen und im Falle ($x < a_r$) der hinterradialen Stellung nach innen.

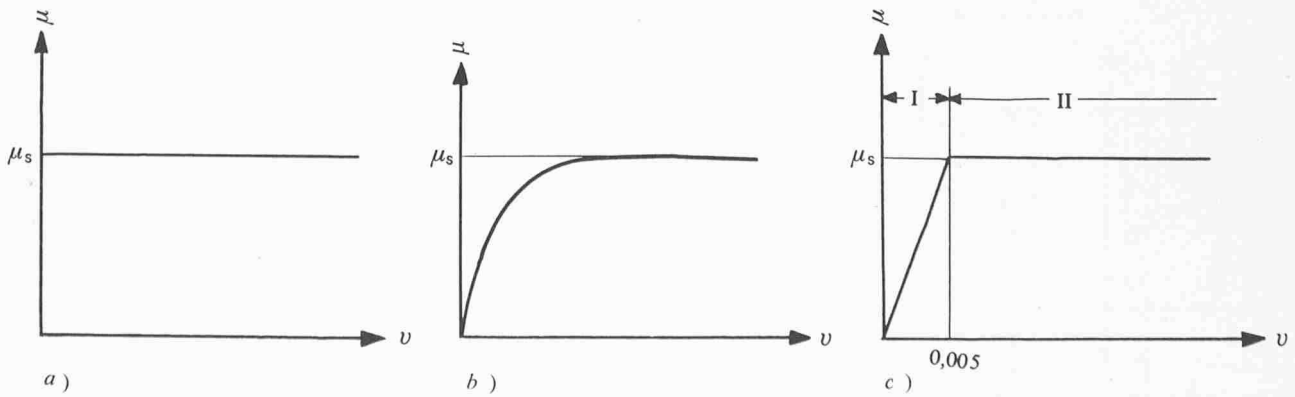

Bild 4. Abhängigkeit des Reibwertes zwischen Radlauffläche und Schiene vom Schlupf

Um die Lage des Hauptradius sowie die Richtkräfte P zu bestimmen, wird es später notwendig sein, die Momente $\Sigma\,\mathfrak{M}_r$ und $\Sigma\,\mathfrak{Z}_r$ zu bestimmen. Dabei sind $\mathfrak{M}_r$ und $\mathfrak{Z}_r$ durch das Moment der beiden Reibungskräfte F_a und F_i gegeben, das sich bei $\mathfrak{M}_r$ in bezug auf den Fusspunkt N des Hauptradius und bei $\mathfrak{Z}_r$ in bezug auf den Zentralpunkt O_I des vorlaufenden führenden Radsatzes I ergibt. Die Anteile des Aussenrades an den Momenten $\mathfrak{M}_r$ und $\mathfrak{Z}_r$ ergeben sich zu

$$(27_a)\qquad \mathfrak{M}_{ar}=(x-a_r)\,S_{ar}-e\,U_{ar}$$

$$(28_a)\qquad \mathfrak{Z}_{ar}=-[a_r S_{ar}+e\,U_{ar}]$$

und diejenigen des Innenrandes zu

$$(27_i)\qquad \mathfrak{M}_{ir}=(x-a_r)\,S_{ir}+e\,U_{ir}$$

$$(28_i)\qquad \mathfrak{Z}_{ir}=-a_r S_{ir}+e\,U_{ir}$$

Diese Anteile führen zu

$$(29)\qquad \mathfrak{M}_r=(x-a_r)(S_a+S_i)_r+e(U_i-U_a)_r$$

$$(30)\qquad \mathfrak{Z}_r=-a_r(S_a+S_i)_r+e(U_i-U_a)_r$$

Der Wert von $\overline{\eta}$ ist kinematisch bedingt, wenn zum Beispiel bei gekuppeltem Zahnrad die Gleitgeschwindigkeit w_x erzwungen wird. Ist dies nicht der Fall, dann ist $\overline{\eta}$ dynamisch dadurch bedingt, dass eine bestimmte Zugkraft oder Bremskraft U entstehen muss. Es sind daher grundsätzlich die in folgenden Abschnitten behandelten Fälle zu unterscheiden.

2.4.4.1 Die Laufräder sind drehbar auf der Radsatzachse gelagert ($\Phi_r=3$)

Jedes Rad weist in diesem Falle ein eigenes Momentanzentrum M_a bzw. M_i auf, dessen Ordinate $\overline{\eta}_a$ bzw. $\overline{\eta}_i$ durch die auszuübende Längskraft U_a bzw. U_i festgelegt ist. Als solche kann praktisch nur eine Bremskraft auftreten, nämlich wenn die Räder zum Beispiel durch Klötze gebremst werden. Da diese beiden Längskräfte primär festgelegt sind, können die beiden Kräfte S_a und S_i unmittelbar daraus nach den Beziehungen

$$(31)\qquad \begin{cases} S_{ar}=\sqrt{F_{ar}^2-U_{ar}^2}\;\operatorname{sgn}(x-a_r) & \text{und}\\[2ex] S_{ir}=\sqrt{F_{ir}^2-U_{ir}^2}\;\operatorname{sgn}(x-a_r) \end{cases}$$

ermittelt werden, so dass sich die Ermittlung der $\overline{\eta}$-Werte erübrigt.

Es kann angenommen werden, dass bei dem hier allein in Frage kommenden Bremsvorgang beiden Rädern die *gleiche Umfangskraft U* aufgezwungen wird. In diesem Falle vereinfachen sich beide Gleichungen (29) und (30) zu

$$(32)\qquad \mathfrak{M}_r=(x-a_r)(S_a+S_i)_r \quad\text{und}\quad \mathfrak{Z}_r=-a_r(S_a+S_i)_r$$

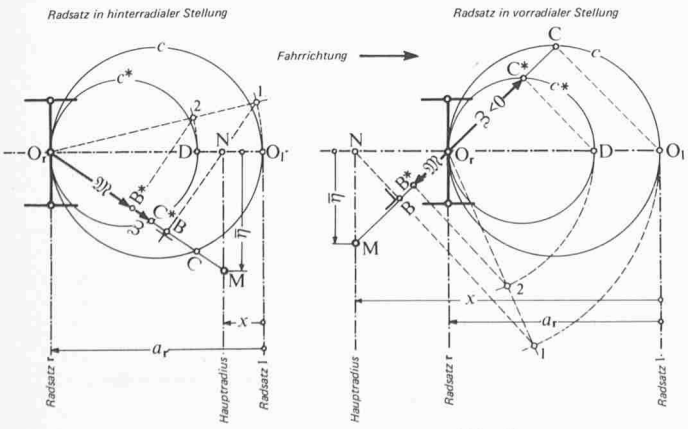

Bild 5. Geometrische Ermittlung der Momente $\mathfrak{M}_r$, $\mathfrak{Z}_r$ im Falle drehbar auf der Achse gelagerter Räder

Werden ferner zur Vereinfachung der Untersuchung *gleiche Raddrücke* angenommen, dann weisen beide Räder die gleiche Kraft S auf, womit sich die Gleichungen (32) auch in der Form

$$(33)\qquad \mathfrak{M}_r=(x-a_r)\left(\frac{S_r}{F_r}\right)F_r \quad\text{und}\quad \mathfrak{Z}_r=-a_r\left(\frac{S_r}{F_r}\right)F_r$$

schreiben lassen. Diese beiden Beziehungen führen zu der in Bild 5 angegebenen graphischen Ermittlung von $\mathfrak{M}_r$ und $\mathfrak{Z}_r$. Es ist auf Grund der Gleichung (26) leicht zu erkennen, dass $a_r\,S_r/F_r$ durch die Strecke $\overline{O_rC}$ und $(x-a_r)\,S_r/F_r$ durch die Strecke $\overline{O_rB}$ gegeben ist. Somit wäre $\mathfrak{Z}_r$ unmittelbar durch die von der Gleitarmgeraden bestimmten Sekante $\overline{O_rC}$ des Kreises c und $\mathfrak{M}_r$ durch die Strecke $\overline{O_rB}$ bestimmt, wenn der für die Momente gewählte Maßstab derart wäre, dass die Strecke $\overline{O_rO_I}$ unmittelbar dem $F_r\cdot\overline{O_rO_I}$ entspricht. Es ist aber angebracht, einen kleineren und für alle Radsätze gleichen Maßstab zu wählen. Der Kreis c muss daher auf den Kreis c^* mit dem Durchmesser

$$\overline{O_rD}\sim O_rO_I\cdot F_r$$

reduziert werden. $\mathfrak{Z}_r$ ist in diesem Falle durch die Sekante $\overline{O_rC^*}$ gegeben. $\mathfrak{M}_r$ ist seinerseits durch die Strecke $\overline{O_rB^*}$ gegeben und fällt positiv oder negativ aus, je nachdem sich der Hauptradius vor $(x<a_r)$ oder hinter $(x>a_r)$ dem Radsatz **r** befindet.

Zur Ermittlung des Punktes B* wird zunächst die Gerade gezogen, die den Punkt O_r mit dem Punkt 1 verbindet, welcher sich als Schnittpunkt des um O_r durch O_I gezogenen Kreises mit der Geraden BN ergibt. Der um O_r durch D gezogene Kreis schneidet diese Gerade im Punkt 2, der zur senkrecht zu O_rM bzw. parallel zu BN stehenden Geraden 2 B* führt.

Soll die Untersuchung mit Hilfe eines Computers durchgeführt werden, dann sind hierfür grundsätzlich die Gleichungen (25), (29), (30) und (31) massgebend.

2.4.4.2 Die Laufräder sitzen fest auf der Achse des mit keinem Zahnrad verkuppelten Radsatzes ($\Phi_r=1$)

Die Laufräder und ihre Achse setzen sich in diesem Falle zu einem einzigen Körper zusammen; beide Räder weisen ein gemeinsames Momentanzentrum M auf, dessen Ordinate η durch die allfällig auszuübende Zug- oder Bremskraft U_r dadurch festgelegt ist, dass sie der Bedingung

$$(34)\qquad [U_a(\eta)+U_i(\eta)]_r=U_r$$

zu genügen hat.

Beim Aussenrad ist $\overline{\eta}$ durch $(\eta-e)$ und beim Innenrad durch $(\eta+e)$ gegeben. Damit wird Gleichung (20) zu

$$(35)\qquad \begin{cases} q_a=\sqrt{(x-a_r)^2+(\eta-e)^2}\\[2ex] q_i=\sqrt{(x-a_r)^2+(\eta+e)^2} \end{cases}$$

Das Einsetzen dieser Gleichungen in die erste der beiden Gleichungen (26) führt zu den Beziehungen

$$(36)\qquad \begin{cases} U_a=\dfrac{(\eta-e)}{\sqrt{(x-a_r)^2+(\eta-e)^2}}F_a\\[2ex] U_i=\dfrac{(\eta+e)}{\sqrt{(x-a_r)^2+(\eta+e)^2}}F_i \end{cases}$$

die sich nach Einführung der Hilfsgrössen

$$(37)\qquad \begin{cases} \varphi_a=\dfrac{(\eta-e)}{\sqrt{(x-a_r)^2+(\eta-e)^2}}\\[2ex] \varphi_i=\dfrac{(\eta+e)}{\sqrt{(x-a_r)^2+(\eta+e)^2}} \end{cases}\qquad\text{und}$$

zu

$$(38)\qquad U_a=\varphi_a F_a \quad\text{und}\quad U_i=\varphi_i F_i \qquad\text{und}$$

vereinfachen. Zur Ermittlung desjenigen η-Wertes, der die Bedingung (34) erfüllt, ist es vorteilhafter, mit den Hilfsgrössen

(39) $$\varphi_m = \frac{\varphi_a + \varphi_i}{2} \quad \text{und} \quad \Delta\varphi = \frac{\varphi_i - \varphi_a}{2}$$

statt unmittelbar mit φ_a und φ_i zu operieren. Die absoluten Werte $|\varphi_m|$ und $|\Delta\varphi|$ dieser Hilfsgrössen sind für die bei Zahnradbahnen in Frage kommenden Bereiche 0 bis 6,8 für $|(x-a_r)/e|$ und 0 bis 22 für η/e in Zahlentabellen 7a bis 7c angegeben. Dabei sind nur diejenigen Werte aufgeführt, die für φ_a bzw. φ_i einen kleineren Wert als 0,95 ergeben. Ferner sind die $(x-a_r)/e$- und η/e-Schritte genügend klein gewählt, um die Ermittlung von φ_m und $\Delta\varphi$ mit genügender Genauigkeit auf Grund einer linearen Interpolation zu gestatten. Bezüglich des Vorzeichens bleibt $\Delta\varphi$ stets positiv, während φ_m das Vorzeichen von η übernimmt. Es gilt somit

(40) $$\Delta\varphi = +|\Delta\varphi| \quad \text{und} \quad \varphi_m = |\varphi_m| \operatorname{sgn} \eta$$

Von diesen Werten aus ergeben sich φ_a und φ_i zu

(41) $$\varphi_a = \varphi_m - \Delta\varphi \qquad \varphi_i = \varphi_m + \Delta\varphi$$

Diese Faktoren führen gemäss Gleichung (38) zu den Werten von U_a und U_i, aus welchen sich schliesslich die Querkräfte S_a und S_i entsprechend den Beziehungen (31) ermitteln lassen. Mit den Ansätzen (38) schreibt sich die Bedingung (34) auch

$$(\varphi_a F_a)_r + (\varphi_i F_i)_r = U_r$$

Nach Division aller Glieder dieser Gleichung mit $F_r = (F_a + F_i)_r$ und nach Einführung von Gleichung (39) wird sie zu

(42) $$\varphi_m - \left(\frac{F_a - F_i}{F}\right)\Delta\varphi = \frac{U}{F}$$

Muss nun für einen gegebenen Wert von $(x-a_r)/e$ die zu U_r führende Ordinate η bestimmt werden, so ist zunächst mittels der Tabelle 7 zu ermitteln, in welchem Bereich η liegen muss. Treten zum Beispiel beim Radsatz die Reibungskräfte F_a = 30 KN, F_i = 15 KN auf und muss eine Bremskraft U_r = −30 KN entwickelt werden, dann führt Gleichung (39) zur Bedingung

$$\varphi_m - \frac{15}{45}\,\Delta\varphi = -\frac{30}{45} \quad \text{bzw.} \quad \varphi_m - 0{,}3333\,\Delta\varphi = -0{,}6667$$

die für alle in Frage kommenden x-Werte gültig bleibt.

Für $(x-a_r)/e$ = 3 zum Beispiel führt zunächst eine grobe Schätzung zu folgenden Ergebnissen:

$\eta/e = -1$	−2	−3
$\varphi_m \approx -0{,}280$	−0,51	−0,68
$-1/3\,\Delta\varphi = -0{,}09$	−0,06	−0,04
$\varphi_m - 1/3\,\Delta\varphi = -0{,}37$	−0,57	−0,72 (Sollwert −0,6667).

Daraus folgt, dass η/e zwischen −2 und −3 approximativ bei

$$\eta/e \cong -\left[2 + (3-2)\,\frac{0{,}6667 - 0{,}57}{0{,}72 - 0{,}57}\right] = -2{,}65$$

liegen sollte. Der genauere Schritt der Untersuchung führt zu

$\eta/e = -2{,}4$	−2,6	−2,8
$\varphi_m = -0{,}5864$	−0,6194	−0,6497
$-1/3\,\Delta\varphi = -0{,}0545$	−0,0496	−0,0451
$\varphi_m - 1/3\,\Delta\varphi = -0{,}6409$	−0,6690	−0,6948.

Daraus ergibt sich der zwischen −2,4 und −2,6 liegende genaue Wert von η/e zu

$$\eta/e = -\left[2{,}4 + 0{,}2\,\frac{0{,}6667 - 0{,}6409}{0{,}6690 - 0{,}6409}\right] =$$

$$= -[2{,}4 + 0{,}2 \cdot 0{,}918] = -2{,}5836\,.$$

Dementsprechend werden φ_m und $\Delta\varphi$ zu

$$\varphi_m = -[0{,}5864 + (0{,}6194 - 0{,}5864)\,0{,}918] = -0{,}6167$$

$$\Delta\varphi = [0{,}1635 - (0{,}1635 - 0{,}1488)\,0{,}918] = 0{,}1500$$

Daraus folgt

$$\varphi_a = \varphi_m - \Delta\varphi = -0{,}7667 \text{ und } \varphi_i = \varphi_m + \Delta\varphi = -0{,}4667$$

was schliesslich gemäss Gleichung (37) zu

$$U_a = -0{,}7667 \cdot 30 = -23 \text{ KN}$$

und

$$U_i = -0{,}4667 \cdot 15 = -7 \text{ KN}$$

führt.

Müssen die Verhältnisse für einen $(x-a_r)/e$-Wert untersucht werden, der zwischen zwei Tabellenwerten liegt, dann ist es am einfachsten, die U_a- und U_i-Werte für jeden dieser beiden $(x-a_r)/e$-Tabellenwerte nach obigen Ausführungen zu bestimmen und daraus die gesuchten U_a- und U_i-Werte durch lineare Interpolation zu ermitteln.

Auf Grund der beiden U_a- und U_i-Werte können dann S_a und S_i nach Gleichung (31) und schliesslich $\mathfrak{M}_r$ und $\mathfrak{Z}_r$ nach Gleichung (29) bzw. (30) berechnet werden.

Wird im Falle (U = 0) die Untersuchung zur Vereinfachung auf Grund gleicher Raddrücke durchgeführt, dann wird durch diese Voraussetzung der Reibungsmittelpunkt auf die Längsachse des Radsatzes verlegt. Er fällt somit mit dem Punkt N zusammen. Dadurch ergibt sich die gleiche Gleitarmlänge für beide Räder, was zu $S_a = S_i$ und $U_a = -U_i$ führt. Beide Räder liefern somit den gleichen Anteil an $\mathfrak{M}_r$ einerseits und an $\mathfrak{Z}_r$ anderseits. Zur graphischen Ermittlung dieser beiden Grössen genügt es daher, die Untersuchung bei einem Rad durchzuführen, wie dies in Bild 6 gezeigt ist. Wie früher ist $\mathfrak{Z}_r$ unmittelbar durch den Hilfskreis c* gegeben, dessen Durchmesser AD jetzt auf der Geraden AO_I liegt und die Grösse

$$\overline{AD} \sim \overline{AO_I} \cdot F_r$$

aufweist. Das Moment $\mathfrak{M}_r$ ergibt sich hier einfacher mit Hilfe der von der Lage des Momentanzentrums M unabhängigen Geraden g_1 bzw. g_2, indem es jeweils durch die Strecke $\overline{M-3}$ gegeben ist, die zwischen M und dem Schnittpunkt 3 der betreffenden Geraden g mit der durch M gezogenen Senkrechten zum Gleitarm liegt. Die Geraden g selbst sind durch die Punkte 1 und 2 festgelegt. Dabei befindet sich der Punkt 1 auf der durch O_I gehenden Senkrechten zur Geraden AO_I und liegt im Abstande

$$\overline{O_I - 1} = \overline{AD}$$

vom Punkt O_I. Der Punkt 2 ergibt sich als Schnittpunkt Längsachse mit dem Kreis, der über A1 als Durchmesser gezogen wird. Die Gerade g_1 kommt vorzugsweise bei hinterradialer Stellung des Radsatzes und die Gerade g_2 bei vorradialer Stellung in Frage, weil sich der Punkt 3 deutlicher als Schnittpunkt ergibt.

Obwohl die Tabelle 7 eine wesentliche Hilfe für die Ermittlung von $\mathfrak{M}_r$ und $\mathfrak{Z}_r$ bedeuten, bleibt diese immer noch zeitraubend. Viel rascher und einfacher wäre natürlich, sie mittels Computer

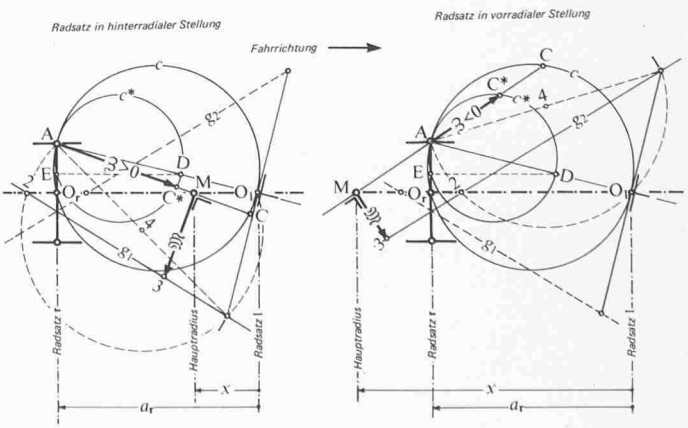

Bild 6. Geometrische Ermittlung der Momente $\mathfrak{M}_r$ und $\mathfrak{Z}_r$ im Falle fest mit der Achse verbundener Räder bei $\eta = 0$

durchzuführen. In diesem Fall muss zunächst η auf Grund der sich aus Gleichungen (36) ergebenden Beziehung

$$(43)\qquad \left(F_a \frac{(\eta-e)}{\sqrt{(x-a_r)^2+(\eta-e)^2}} + F_i \frac{(\eta+e)}{\sqrt{(x-a_r)^2+(\eta+e)^2}}\right)_r = U_r$$

[4]) auf dem Iterationsweg ermittelt werden[4]). Dann erfolgt die Bestimmung von U_a, U_i, S_a, S_i, $\mathfrak{M}_r$ und $\mathfrak{Z}_r$ nach Gleichungen (31), (36), (29) und (30).

Im speziellen Falle ($x = a_r$) kann η nicht von Gleichung (43) aus ermittelt werden. Unter Voraussetzung der gemäss Bild 4c zu Grunde gelegten $\mu(v)$-Kurve ergeben sich in diesem Falle unmittelbar die in Tabelle 2 für U_a, U_r, S_a, S_r, η $\mathfrak{M}_r$ und $\mathfrak{Z}_r$ angegebenen Werte

Tabelle 2 Verhältnisse bei $x = a_r$ für $R < 200e$

U_r	$<(Q_a+Q_a)\mu_s$ $>(Q_i-Q_a)\mu_s$	$=(Q_i-Q_a)\mu_s$	$<(Q_i-Q_a)\mu_s$ $>-(Q_i+Q_a)\mu_s$
U_a	$U_r-Q_i\mu_s$	$-Q_a\mu_s$	
U_i	$+Q_i\mu_s$		$U_r+Q_a\mu_s$
S_i, S_a	0	0	0
η	$(U_r-Q_i\mu_s)\frac{R}{200Q_a\mu_s}+e$	$>(0{,}005R-e)$ $<(e-0{,}005R)$	$(U_r+Q_a\mu_s)\frac{R}{200Q_i\mu_s}-e$
$\mathfrak{M}_r, \mathfrak{Z}_r$	$e(2Q_i\mu_s-U_r)$	$e(Q_i+Q_a)\mu_s$	$e(2Q_a\mu_s+U_r)$

2.4.4.3 Die Laufräder sind fest mit der Radsatzachse verbunden; der Radsatz ist mit einem Zahnrad verkuppelt ($\Phi_r = 2$)

Die Zahnradübersetzungsverhältnisse werden normalerweise derart gewählt, dass die Räder im halbabgenützten Zustand der Bandagen die gleiche Umfangsgeschwindigkeit wie das Trieb- oder Bremszahnrad aufweisen. Die Räder laufen somit bei neuen Bandagen schneller und bei abgenützten Bandagen langsamer als das Zahnrad und müssen daher entsprechend in Längsrichtung gleiten. Die Ordinate η des beiden Rädern gemeinsamen Momentanzentrums M ist durch denjenigen Kreis des Laufzylinders gegeben, der die gleiche Umfangsgeschwindigkeit wie das verkuppelte Zahnrad hat (vgl. Bild 7). Sie wird somit durch die Beziehung

$$\frac{n_z D_z}{2R} = \frac{n_r D_r}{2(\eta+R)}$$

festgelegt und ergibt sich daher zu

$$(44)\qquad \eta = R\,\frac{n_r D_r - n_z D_z}{n_z D_z}$$

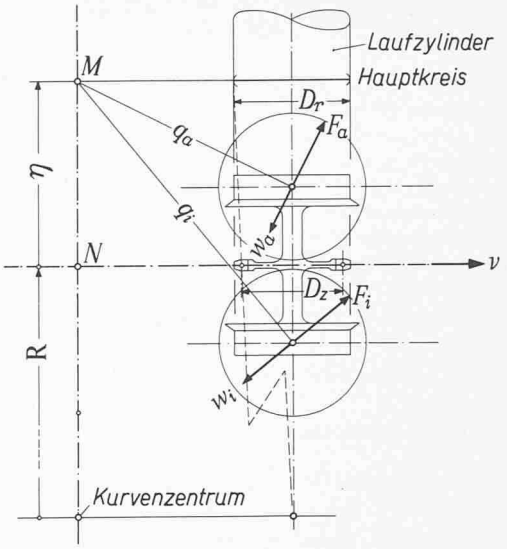

Bild 7. Lage des Momentanzentrums des Radsatzes bei verkuppeltem Zahnrad

Ist das Zahnrad fest auf der Radsatzachse befestigt, dann sind n_z und n_r gleich, so dass sich η in diesem Falle einfacher zu

$$(45)\qquad \eta = R\,\frac{D_r - D_z}{D_z}$$

ergibt. Da D_r praktisch zwischen ($D_z\, n_z/n_r$ + 12 mm) und ($D_z\, n_z/n_r$ −12 mm) gehalten wird, nimmt η einen Wert ein, der zum Beispiel für D_z = 600 mm und R = 80 m zwischen +1,6 und −1,6 m betragen kann.

Die Ermittlung von $\mathfrak{M}_r$, $\mathfrak{Z}_r$ und S_r geschieht in gleicher Weise wie im Abschnitt 2.3.4.2, jedoch mit dem Unterschied, dass η unmittelbar durch Gl. (44) festgelegt und nicht an Gl. (43) gebunden ist. Mit seinen Laufrädern liefert der Radsatz jedenfalls die dem festgelegten η entsprechenden und sich aus den beiden Gleichungen (36) ergebenden Längskräfte U.

---

[4]) Für die Iteration kann der erste Schritt auf Grund des durch die Beziehung

$$\eta_0 = +e\,\frac{F(F_a-F_i)}{F^2-U^2} + \frac{U}{F^2-U^2}\sqrt{(F_a-F_i)^2e^2+(F^2-U^2)(x-a_r)^2}$$

gegebenen approximativen Wertes von η vorgenommen werden.

→ η/e (Absoluter Wert)

↓ $(x - a_T)/e$ (Absoluter Wert)

	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9
0	0,0000 1,0000	0,0000 1,0000	0,0000 1,0000	0,0000 1,0000	0,0000 1,0000	0,0000 1,0000	0,0000 1,0000	0,0000 1,0000	0,0000 1,0000	0,0000 1,0000	0 + 1 1 + 0	1,0000 0,0000	1,0000 0,0000	1,0000 0,0000	1,0000 0,0000	1,0000 0,0000	1,0000 0,0000	1,0000 0,0000	1,0000 0,0000	1,0000 0,0000
0,1	0,0000 0,9950	0,0010 0,9949	0,0021 0,9944	0,0036 0,9935	0,0055 0,9919	0,0086 0,9892	0,0140 0,9841	0,0248 0,9735	0,0520 0,9464	0,1458 0,8529	0,4994 0,4994	0,8530 0,1459	0,9467 0,0523	0,9739 0,0252	0,9846 0,0145	0,9899 0,0093	0,9928 0,0064	0,9946 0,0047	0,9958 0,0035	0,9966 0,0028
0,2	0,0000 0,9806	0,0038 0,9800	0,0081 0,9783	0,0134 0,9749	0,0206 0,9693	0,0314 0,9599	0,0489 0,9434	0,0805 0,9126	0,1434 0,8505	0,2736 0,7209	0,4975 0,4975	0,7214 0,2741	0,8515 0,1444	0,9141 0,0821	0,9455 0,0511	0,9626 0,0342	0,9729 0,0242	0,9794 0,0179	0,9838 0,0137	0,9869 0,0107
0,3	0,0000 0,9578	0,0080 0,9567	0,0169 0,9532	0,0276 0,9468	0,0417 0,9361	0,0615 0,9190	0,0914 0,8914	0,1388 0,8459	0,2158 0,7705	0,3358 0,6520	0,4945 0,4945	0,6531 0,3369	0,7728 0,2181	0,8494 0,1422	0,8961 0,0961	0,9252 0,0677	0,9439 0,0495	0,9565 0,0374	0,9653 0,0290	0,9717 0,0230
0,4	0,0000 0,9285	0,0130 0,9268	0,0271 0,9216	0,0438 0,9120	0,0647 0,8968	0,0927 0,8736	0,1315 0,8386	0,1867 0,7867	0,2645 0,7117	0,3680 0,6105	0,4903 0,4903	0,6124 0,3699	0,7155 0,2683	0,7926 0,1926	0,8467 0,1396	0,8842 0,1033	0,9102 0,0782	0,9287 0,0605	0,9422 0,0478	0,9522 0,0384
0,5	0,0000 0,8944	0,0181 0,8923	0,0375 0,8855	0,0598 0,8735	0,0868 0,8550	0,1208 0,8279	0,1649 0,7896	0,2224 0,7369	0,2961 0,6675	0,3855 0,5816	0,4851 0,4851	0,5845 0,3883	0,6733 0,3019	0,7458 0,2313	0,8018 0,1771	0,8438 0,1367	0,8751 0,1069	0,8985 0,0848	0,9162 0,0682	0,9298 0,0557
0,6	0,0000 0,8575	0,0229 0,8550	0,0472 0,8472	0,0744 0,8336	0,1060 0,8131	0,1441 0,7843	0,1908 0,7555	0,2479 0,6951	0,3162 0,6325	0,3946 0,5590	0,4789 0,4789	0,5630 0,3986	0,6405 0,3243	0,7074 0,2602	0,7624 0,2077	0,8063 0,1661	0,8407 0,1336	0,8677 0,1085	0,8889 0,0889	0,9057 0,0736
0,7	0,0000 0,8192	0,0272 0,8165	0,0556 0,8082	0,0867 0,7938	0,1218 0,7726	0,1625 0,7437	0,2100 0,7061	0,2654 0,6593	0,3286 0,6034	0,3985 0,5399	0,4719 0,4719	0,5451 0,4036	0,6138 0,3391	0,6753 0,2814	0,7281 0,2319	0,7721 0,1909	0,8082 0,1574	0,8376 0,1304	0,8614 0,1088	0,8807 0,0914
0,8	0,0000 0,7809	0,0307 0,7781	0,0625 0,7696	0,0966 0,7551	0,1341 0,7341	0,1762 0,7062	0,2236 0,6708	0,2768 0,6280	0,3356 0,5782	0,3988 0,5228	0,4642 0,4642	0,5293 0,4052	0,5912 0,3486	0,6478 0,2967	0,6979 0,2507	0,7412 0,2112	0,7779 0,1779	0,8087 0,1501	0,8343 0,1272	0,0557 0,1083
0,9	0,0000 0,7433	0,0334 0,7405	0,0678 0,7322	0,1041 0,7181	0,1432 0,6979	0,1859 0,6716	0,2327 0,6389	0,2838 0,6000	0,3387 0,5557	0,3967 0,5071	0,4560 0,4560	0,5148 0,4044	0,5712 0,3543	0,6237 0,3075	0,6712 0,2651	0,7133 0,2276	0,7498 0,1951	0,7813 0,1674	0,8082 0,1438	0,8311 0,1240
1,0	0,0000 0,7071	0,0355 0,7045	0,0718 0,6965	0,1096 0,6830	0,1496 0,6641	0,1924 0,6396	0,2383 0,6097	0,2873 0,5746	0,3390 0,5351	0,3927 0,4922	0,4472 0,4472	0,5012 0,4017	0,5532 0,3571	0,6022 0,3149	0,6472 0,2758	0,6878 0,2406	0,7239 0,2094	0,7556 0,1821	0,7832 0,1585	0,8072 0,1382
1,1	0,0000 0,6727	0,0369 0,6702	0,0745 0,6627	0,1133 0,6501	0,1537 0,6326	0,1963 0,6101	0,2411 0,5829	0,2882 0,5513	0,3372 0,5161	0,3874 0,4780	0,4381 0,4381	0,4882 0,3976	0,5367 0,3578	0,5826 0,3195	0,6254 0,2837	0,6646 0,2508	0,6999 0,2211	0,7315 0,1946	0,7595 0,1713	0,7841 0,1509
1,2	0,0000 0,6402	0,0379 0,6379	0,0762 0,6309	0,1155 0,6193	0,1560 0,6032	0,1981 0,5827	0,2419 0,5581	0,2872 0,5298	0,3338 0,4982	0,3812 0,4643	0,4287 0,4287	0,4756 0,3926	0,5211 0,3567	0,5646 0,3220	0,6053 0,2891	0,6431 0,2585	0,6776 0,2304	0,7088 0,2050	0,7369 0,1822	0,7620 0,1620
1,3	0,0000 0,6097	0,0384 0,6076	0,0771 0,6012	0,1165 0,5906	0,1569 0,5759	0,1984 0,5573	0,2410 0,5351	0,2847 0,5096	0,3293 0,4814	0,3743 0,4510	0,4192 0,4192	0,4635 0,3868	0,5065 0,3544	0,5477 0,3229	0,5867 0,2926	0,6231 0,2641	0,6567 0,2377	0,6875 0,2135	0,7156 0,1915	0,7409 0,1716
1,4	0,0000 0,5812	0,0385 0,5793	0,0773 0,5735	0,1166 0,5638	0,1566 0,5505	0,1974 0,5337	0,2389 0,5136	0,2812 0,4907	0,3240 0,4654	0,3669 0,4382	0,4096 0,4096	0,4516 0,3804	0,4925 0,3511	0,5319 0,3223	0,5692 0,2945	0,6044 0,2681	0,6372 0,2433	0,6675 0,2203	0,6953 0,1991	0,7207 0,1799
1,5	0,0000 0,5547	0,0384 0,5529	0,0771 0,5476	0,1160 0,5389	0,1555 0,5269	0,1954 0,5117	0,2359 0,4936	0,2769 0,4730	0,3180 0,4502	0,3592 0,4257	0,4000 0,4000	0,4401 0,3736	0,4792 0,3470	0,5169 0,3207	0,5528 0,2952	0,5869 0,2706	0,6188 0,2474	0,6485 0,2256	0,6760 0,2054	0,7014 0,1869
1,6	0,0000 0,5300	0,0381 0,5284	0,0764 0,5236	0,1149 0,5157	0,1537 0,5048	0,1928 0,4911	0,2323 0,4748	0,2720 0,4562	0,3117 0,4357	0,3513 0,4136	0,3904 0,3904	0,4289 0,3665	0,4664 0,3424	0,5026 0,3183	0,5373 0,2948	0,5703 0,2720	0,6014 0,2503	0,6306 0,2297	0,6577 0,2105	0,6829 0,1927
1,7	0,0000 0,5070	0,0377 0,5056	0,0754 0,5012	0,1133 0,4941	0,1514 0,4843	0,1897 0,4719	0,2282 0,4572	0,2667 0,4404	0,3051 0,4219	0,3433 0,4020	0,3810 0,3810	0,4180 0,3593	0,4541 0,3372	0,4890 0,3152	0,5225 0,2935	0,5545 0,2724	0,5849 0,2521	0,6135 0,2327	0,6403 0,2145	0,6653 0,1974
1,8	0,0000 0,4856	0,0371 0,4843	0,0743 0,4804	0,1115 0,4740	0,1489 0,4651	0,1863 0,4539	0,2237 0,4406	0,2611 0,4255	0,2983 0,4088	0,3352 0,3907	0,3716 0,3716	0,4074 0,3519	0,4422 0,3318	0,4760 0,3116	0,5085 0,2915	0,5396 0,2719	0,5692 0,2530	0,5972 0,2348	0,6237 0,2175	0,6484 0,2012
1,9	0,0000 0,4657	0,0365 0,4646	0,0730 0,4610	0,1095 0,4552	0,1460 0,4472	0,1826 0,4371	0,2191 0,4251	0,2554 0,4114	0,2915 0,3962	0,3273 0,3798	0,3625 0,3625	0,3970 0,3445	0,4308 0,3261	0,4635 0,3075	0,4950 0,2890	0,5253 0,2708	0,5543 0,2531	0,5818 0,2360	0,6078 0,2197	0,6323 0,2042
2,0	0,0000 0,4472	0,0358 0,4461	0,0716 0,4429	0,1073 0,4377	0,1431 0,4304	0,1787 0,4213	0,3143 0,4104	0,2497 0,3980	0,2847 0,3842	0,3194 0,3693	0,3536 0,3536	0,3870 0,3371	0,4197 0,3202	0,4515 0,3031	0,4822 0,2861	0,5117 0,2692	0,5400 0,2526	0,5670 0,2366	0,5926 0,2212	0,6168 0,2064
2,2	0,0000 0,4138	0,0343 0,4129	0,0686 0,4103	0,1028 0,4060	0,1369 0,4000	0,1709 0,3925	0,2046 0,3835	0,2382 0,3733	0,2714 0,3619	0,3041 0,3495	0,3363 0,3363	0,3679 0,3225	0,3988 0,3083	0,4289 0,2938	0,4580 0,2791	0,4862 0,2645	0,5133 0,2501	0,5392 0,2360	0,5640 0,2223	0,5877 0,2090
2,4	0,0000 0,3846	0,0328 0,3839	0,0655 0,3817	0,0981 0,3781	0,1307 0,3732	0,1630 0,3670	0,1952 0,3595	0,2270 0,3510	0,2585 0,3415	0,2895 0,3312	0,3201 0,3201	0,3501 0,3084	0,3794 0,2963	0,4080 0,2839	0,4358 0,2714	0,4627 0,2587	0,4887 0,2461	0,5137 0,2337	0,5377 0,2215	0,5608 0,2096
2,6	0,0000 0,3590	0,0313 0,3584	0,0625 0,3566	0,0936 0,3536	0,1246 0,3495	0,1554 0,3443	0,1860 0,3381	0,2163 0,3309	0,2463 0,3230	0,2758 0,3142	0,3049 0,3049	0,3334 0,2950	0,3613 0,2846	0,3886 0,2740	0,4152 0,2631	0,4410 0,2521	0,4660 0,2411	0,4901 0,2302	0,5134 0,2194	0,5358 0,2087
2,8	0,0000 0,3363	0,0298 0,3358	0,0596 0,3343	0,0893 0,3318	0,1188 0,3284	0,1482 0,3240	0,1774 0,3188	0,2062 0,3128	0,2348 0,3060	0,2629 0,2986	0,2906 0,2906	0,3178 0,2822	0,3445 0,2733	0,3706 0,2641	0,3961 0,2547	0,4209 0,2451	0,4450 0,2355	0,4683 0,2258	0,4909 0,2162	0,5127 0,2067
3,0	0,0000 0,3162	0,0285 0,3158	0,0569 0,3145	0,0852 0,3124	0,1134 0,3095	0,1414 0,3058	0,1692 0,3014	0,1968 0,2963	0,2240 0,2905	0,2509 0,2842	0,2773 0,2773	0,3034 0,2701	0,3289 0,2624	0,3540 0,2545	0,3784 0,2463	0,4023 0,2379	0,4255 0,2294	0,4481 0,2209	0,4700 0,2123	0,4912 0,2038
3,2	0,0000 0,2983	0,0272 0,2979	0,0543 0,2968	0,0813 0,2950	0,1083 0,2926	0,1350 0,2894	0,1616 0,2856	0,1879 0,2812	0,2139 0,2763	0,2397 0,2709	0,2650 0,2650	0,2899 0,2587	0,3145 0,2521	0,3385 0,2451	0,3620 0,2380	0,3850 0,2306	0,4074 0,2232	0,4293 0,2156	0,4505 0,2080	0,4711 0,2004
3,4	0,0000 0,2822	0,0260 0,2819	0,0519 0,2809	0,0777 0,2794	0,1035 0,2773	0,1291 0,2746	0,1545 0,2713	0,1797 0,2676	0,2046 0,2633	0,2292 0,2586	0,2535 0,2535	0,2774 0,2480	0,3010 0,2423	0,3241 0,2362	0,3468 0,2299	0,3689 0,2234	0,3906 0,2168	0,4118 0,2101	0,4324 0,2033	0,4524 0,1965
3,6	0,0000 0,2676	0,0248 0,2674	0,0496 0,2666	0,0744 0,2653	0,0990 0,2634	0,1235 0,2611	0,1479 0,2583	0,1720 0,2550	0,1959 0,2513	0,2195 0,2473	0,2428 0,2428	0,2658 0,2381	0,2885 0,2330	0,3107 0,2277	0,3326 0,2221	0,3540 0,2164	0,3749 0,2105	0,3954 0,2046	0,4154 0,1985	0,4349 0,1924
3,8	0,0000 0,2545	0,0238 0,2543	0,0476 0,2536	0,0713 0,2524	0,0949 0,2508	0,1184 0,2488	0,1417 0,2464	0,1648 0,2435	0,1878 0,2403	0,2105 0,2368	0,2329 0,2329	0,2550 0,2287	0,2768 0,2242	0,2983 0,2195	0,3193 0,2147	0,3400 0,2096	0,3603 0,2044	0,3802 0,1990	0,3996 0,1936	0,4186 0,1881
4,0	0,0000 0,2425	0,0228 0,2423	0,0456 0,2417	0,0684 0,2407	0,0910 0,2393	0,1135 0,2376	0,1359 0,2354	0,1582 0,2330	0,1802 0,2301	0,2020 0,2270	0,2236 0,2236	0,2449 0,2199	0,2659 0,2160	0,2866 0,2118	0,3070 0,2075	0,3270 0,2030	0,3467 0,1983	0,3659 0,1935	0,3848 0,1887	0,4032 0,1837
4,2	0,0000 0,2316	0,0219 0,2314	0,0438 0,2309	0,0656 0,2300	0,0874 0,2288	0,1091 0,2273	0,1306 0,2254	0,1520 0,2232	0,1732 0,2207	0,1942 0,2180	0,2150 0,2150	0,2355 0,2117	0,2558 0,2082	0,2758 0,2045	0,2955 0,2007	0,3148 0,1966	0,3339 0,1925	0,3526 0,1882	0,3709 0,1838	0,3889 0,1793
4,4	0,0000 0,2216	0,0211 0,2215	0,0421 0,2210	0,0631 0,2202	0,0840 0,2192	0,1049 0,2178	0,1256 0,2161	0,1462 0,2142	0,1666 0,2120	0,1869 0,2096	0,2069 0,2069	0,2267 0,2040	0,2463 0,2009	0,2656 0,1976	0,2847 0,1942	0,3035 0,1905	0,3219 0,1868	0,3401 0,1829	0,3579 0,1790	0,3754 0,1750
4,6	0,0000 0,2124	0,0203 0,2123	0,0405 0,2119	0,0608 0,2112	0,0809 0,2102	0,1010 0,2090	0,1209 0,2076	0,1408 0,2059	0,1605 0,2039	0,1800 0,2017	0,1994 0,1994	0,2185 0,1968	0,2374 0,1940	0,2561 0,1911	0,2746 0,1880	0,2928 0,1847	0,3107 0,1814	0,3283 0,1779	0,3456 0,1743	0,3627 0,1706
4,8	0,0000 0,2040	0,0195 0,2038	0,0391 0,2035	0,0586 0,2029	0,0780 0,2020	0,0973 0,2009	0,1166 0,1996	0,1357 0,1981	0,1547 0,1964	0,1736 0,1944	0,1923 0,1923	0,2108 0,1900	0,2291 0,1875	0,2472 0,1849	0,2651 0,1821	0,2828 0,1792	0,3002 0,1761	0,3173 0,1730	0,3341 0,1697	0,3507 0,1664
5,0	0,0000 0,1961	0,0189 0,1960	0,0377 0,1957	0,0565 0,1951	0,0752 0,1944	0,0939 0,1934	0,1125 0,1923	0,1310 0,1909	0,1494 0,1893	0,1676 0,1876	0,1857 0,1857	0,2036 0,1836	0,2214 0,1814	0,2389 0,1790	0,2562 0,1765	0,2734 0,1739	0,2902 0,1711	0,3069 0,1682	0,3233 0,1653	0,3394 0,1623
5,2	0,0000 0,1888	0,0182 0,1887	0,0364 0,1885	0,0546 0,1880	0,0727 0,1873	0,0907 0,1864	0,1087 0,1854	0,1266 0,1842	0,1443 0,1828	0,1620 0,1812	0,1795 0,1795	0,1968 0,1776	0,2140 0,1756	0,2311 0,1735	0,2479 0,1712	0,2645 0,1688	0,2809 0,1663	0,2971 0,1637	0,3131 0,1610	0,3288 0,1583
5,4	0,0000 0,1821	0,0176 0,1820	0,0352 0,1817	0,0627 0,1813	0,0703 0,1807	0,0877 0,1799	0,1051 0,1790	0,1224 0,1779	0,1396 0,1766	0,1567 0,1752	0,1737 0,1737	0,1905 0,1720	0,2072 0,1701	0,2237 0,1682	0,2400 0,1661	0,2562 0,1640	0,2721 0,1617	0,2879 0,1593	0,3034 0,1569	0,3188 0,1544
5,6	0,0000 0,1758	0,0170 0,1757	0,0341 0,1755	0,0510 0,1751	0,0680 0,1745	0,0849 0,1738	0,1017 0,1730	0,1185 0,1720	0,1352 0,1708	0,1517 0,1696	0,1682 0,1682	0,1845 0,1666	0,2007 0,1650	0,2167 0,1632	0,2326 0,1613	0,2483 0,1594	0,2638 0,1573	0,2792 0,1551	0,2943 0,1529	0,3093 0,1506
5,8	0,0000 0,1699	0,0165 0,1698	0,0330 0,1696	0,0494 0,1693	0,0659 0,1688	0,0822 0,1681	0,0986 0,1674	0,1148 0,1665	0,1310 0,1654	0,1470 0,1643	0,1630 0,1630	0,1788 0,1616	0,1946 0,1601	0,2101 0,1585	0,2256 0,1568	0,2409 0,1550	0,2560 0,1531	0,2709 0,1511	0,2857 0,1491	0,3003 0,1469
6,0	0,0000 0,1644	0,0160 0,1643	0,0320 0,1641	0,0479 0,1638	0,0639 0,1634	0,0797 0,1628	0,0956 0,1621	0,1113 0,1613	0,1270 0,1603	0,1426 0,1593	0,1581 0,1581	0,1735 0,1568	0,1888 0,1555	0,2039 0,1540	0,2190 0,1524	0,2338 0,1508	0,2486 0,1491	0,2631 0,1472	0,2775 0,1454	0,2918 0,1434
6,2	0,0000 0,1592	0,0155 0,1592	0,0310 0,1590	0,0465 0,1587	0,0620 0,1583	0,0774 0,1578	0,0927 0,1571	0,1081 0,1564	0,1233 0,1555	0,1384 0,1546	0,1535 0,1535	0,1685 0,1523	0,1833 0,1511	0,1981 0,1497	0,2127 0,1483	0,2272 0,1468	0,2415 0,1452	0,2557 0,1435	0,2698 0,1418	0,2837 0,1400
6,4	0,0000 0,1544	0,0151 0,1543	0,0301 0,1542	0,0452 0,1539	0,0602 0,1535	0,0752 0,1530	0,0901 0,1525	0,1049 0,1518	0,1198 0,1510	0,1345 0,1501	0,1491 0,1491	0,1637 0,1481	0,1782 0,1469	0,1925 0,1457	0,2067 0,1444	0,2209 0,1430	0,2349 0,1415	0,2487 0,1400	0,2624 0,1384	0,2760 0,1367
6,6	0,0000 0,1498	0,0146 0,1498	0,0293 0,1496	0,0439 0,1494	0,0585 0,1490	0,0730 0,1486	0,0876 0,1480	0,1020 0,1474	0,1164 0,1467	0,1307 0,1459	0,1450 0,1450	0,1592 0,1440	0,1733 0,1430	0,1872 0,1418	0,2011 0,1406	0,2149 0,1393	0,2285 0,1380	0,2420 0,1366	0,2554 0,1351	0,2687 0,1336
6,8	0,0000 0,1455	0,0142 0,1454	0,0285 0,1453	0,0427 0,1451	0,0569 0,1448	0,0710 0,1444	0,0852 0,1439	0,0992 0,1433	0,1132 0,1426	0,1272 0,1419	0,1411 0,1411	0,1549 0,1402	0,1686 0,1392	0,1822 0,1382	0,1958 0,1370	0,2092 0,1359	0,2225 0,1346	0,2357 0,1333	0,2488 0,1320	0,2617 0,1305

Tabelle 7a zum Abschnitt 2.4.4.2: Werte vom $\begin{cases} \varphi_m \text{ (obere Zahl)} \\ \Delta\varphi \text{ (untere Zahl)} \end{cases}$

→ η/e (Absoluter Wert)

↓ $(x - a_T)/e$ (Absoluter Wert)

	2,0	2,2	2,4	2,6	2,8	3,0	3,3	3,6	3,9	4,2	4,5	4,8	5,1	5,4	5,7	6,0	6,4	6,8	7,2	7,6
0,3	0,9764 0,0186	0,9829 0,0127																		
0,4	0,9599 0,0314	0,9705 0,0218	0,9773 0,0158																	
0,5	0,9404 0,0460	0,9555 0,0325	0,9655 0,0238	0,9725 0,0180	0,9775 0,0140															
0,6	0,9190 0,0615	0,9386 0,0442	0,9520 0,0328	0,9614 0,0250	0,9682 0,0195	0,9734 0,0156														
0,7	0,8965 0,0773	0,9203 0,0566	0,9369 0,0425	0,9489 0,0327	0,9577 0,0257	0,9644 0,0206	0,9718 0,0152													
0,8	0,8736 0,0927	0,9011 0,0690	0,9208 0,0526	0,9353 0,0409	0,9462 0,0324	0,9545 0,0261	0,9638 0,0193	0,9705 0,0147												
0,9	0,8506 0,1073	0,8813 0,0813	0,9039 0,0628	0,9209 0,0493	0,9338 0,0393	0,9438 0,0318	0,9550 0,0238	0,9632 0,0182	0,9693 0,0142											
1,0	0,8279 0,1208	0,8613 0,0931	0,8865 0,0728	0,9058 0,0578	0,9206 0,0465	0,9323 0,0379	0,9455 0,0285	0,9553 0,0219	0,9626 0,0172	0,9682 0,0138										
1,1	0,8058 0,1331	0,8414 0,1043	0,8689 0,0826	0,8902 0,0662	0,9069 0,0536	0,9202 0,0440	0,9355 0,0333	0,9468 0,0258	0,9554 0,0204	0,9620 0,0163	0,9673 0,0133									
1,2	0,7843 0,1441	0,8217 0,1146	0,8511 0,0919	0,8743 0,0743	0,8928 0,0608	0,9077 0,0502	0,9249 0,0383	0,9378 0,0298	0,9477 0,0236	0,9554 0,0190	0,9615 0,0155	0,9664 0,0128								
1,3	0,7636 0,1539	0,8024 0,1241	0,8334 0,1006	0,8583 0,0822	0,8784 0,0677	0,8947 0,0563	0,9139 0,0433	0,9284 0,0339	0,9395 0,0270	0,9483 0,0218	0,9553 0,0179	0,9610 0,0148	0,9656 0,0124							
1,4	0,7437 0,1625	0,7835 0,1327	0,8159 0,1088	0,8423 0,0897	0,8638 0,0745	0,8815 0,0623	0,9025 0,0483	0,9186 0,0381	0,9310 0,0305	0,9409 0,0247	0,9488 0,0203	0,9552 0,0169	0,9605 0,0142	0,9649 0,0120						
1,5	0,7246 0,1699	0,7651 0,1404	0,7986 0,1163	0,8263 0,0968	0,8492 0,0810	0,8682 0,0682	0,8909 0,0533	0,9085 0,0423	0,9222 0,0340	0,9331 0,0277	0,9420 0,0228	0,9492 0,0190	0,9551 0,0160	0,9601 0,0136	0,9643 0,0116					
1,6	0,7062 0,1762	0,7472 0,1472	0,7817 0,1232	0,8105 0,1034	0,8345 0,0871	0,8547 0,0738	0,8791 0,0582	0,8981 0,0464	0,9131 0,0375	0,9251 0,0307	0,9348 0,0254	0,9428 0,0212	0,9494 0,0179	0,9550 0,0152	0,9597 0,0130	0,9636 0,0112				
1,7	0,6885 0,1815	0,7299 0,1532	0,7651 0,1294	0,7948 0,1094	0,8199 0,0929	0,8411 0,0792	0,8671 0,0629	0,8875 0,0505	0,9037 0,0410	0,9168 0,0337	0,9275 0,0279	0,9362 0,0234	0,9435 0,0198	0,9496 0,0168	0,9548 0,0145	0,9593 0,0125	0,9642 0,0104			
1,8	0,6716 0,1859	0,7131 0,1584	0,7489 0,1349	0,7794 0,1150	0,8054 0,0983	0,8276 0,0843	0,8550 0,0675	0,8767 0,0545	0,8942 0,0445	0,9083 0,0367	0,9198 0,0306	0,9294 0,0257	0,9374 0,0217	0,9441 0,0186	0,9498 0,0159	0,9547 0,0138	0,9602 0,0115			
1,9	0,6553 0,1895	0,6969 0,1629	0,7331 0,1399	0,7643 0,1201	0,7911 0,1033	0,8141 0,0891	0,8428 0,0719	0,8658 0,0584	0,8844 0,0479	0,8996 0,0397	0,9120 0,0332	0,9224 0,0279	0,9310 0,0237	0,9384 0,0203	0,9446 0,0175	0,9499 0,0151	0,9559 0,0126	0,9609 0,0106		
2,0	0,6396 0,1924	0,6812 0,1668	0,7177 0,1442	0,7494 0,1247	0,7769 0,1080	0,8008 0,0937	0,8307 0,0761	0,8548 0,0622	0,8745 0,0513	0,8907 0,0427	0,9040 0,0358	0,9151 0,0302	0,9245 0,0257	0,9324 0,0221	0,9392 0,0190	0,9450 0,0165	0,9516 0,0138	0,9570 0,0116	0,9616 0,0099	0,9655 0,0085
2,2	0,6101 0,1963	0,6514 0,1726	0,6882 0,1513	0,7207 0,1326	0,7493 0,1161	0,7744 0,1018	0,8064 0,0838	0,8328 0,0694	0,8545 0,0578	0,8725 0,0485	0,8876 0,0409	0,9002 0,0348	0,9109 0,0298	0,9201 0,0256	0,9279 0,0222	0,9347 0,0193	0,9423 0,0162	0,9487 0,0137	0,9541 0,0117	0,9587 0,0101
2,4	0,5827 0,1981	0,6236 0,1764	0,6604 0,1565	0,6934 0,1387	0,7227 0,1227	0,7488 0,1087	0,7826 0,0906	0,8107 0,0759	0,8342 0,0638	0,8540 0,0540	0,8706 0,0459	0,8848 0,0393	0,8968 0,0338	0,9071 0,0292	0,9160 0,0254	0,9237 0,0222	0,9325 0,0187	0,9399 0,0159	0,9462 0,0136	0,9515 0,0117
2,6	0,5573 0,1984	0,5976 0,1785	0,6342 0,1601	0,6674 0,1433	0,6973 0,1280	0,7241 0,1144	0,7592 0,0966	0,7888 0,0817	0,8140 0,0694	0,8353 0,0592	0,8534 0,0507	0,8689 0,0436	0,8822 0,0377	0,8937 0,0328	0,9036 0,0286	0,9123 0,0251	0,9222 0,0212	0,9306 0,0181	0,9377 0,0155	0,9438 0,0134
2,8	0,5337 0,1974	0,5732 0,1793	0,6096 0,1624	0,6427 0,1466	0,6729 0,1321	0,7002 0,1190	0,7364 0,1016	0,7673 0,0869	0,7938 0,0744	0,8165 0,0639	0,8360 0,0551	0,8528 0,0477	0,8673 0,0415	0,8799 0,0362	0,8909 0,0318	0,9005 0,0280	0,9115 0,0238	0,9209 0,0203	0,9289 0,0175	0,9357 0,0151
3,0	0,5117 0,1954	0,5505 0,1791	0,5864 0,1635	0,6194 0,1488	0,6497 0,1352	0,6773 0,1226	0,7143 0,1058	0,7463 0,0913	0,7739 0,0789	0,7979 0,0683	0,8186 0,0593	0,8365 0,0517	0,8522 0,0452	0,8658 0,0396	0,8778 0,0349	0,8883 0,0308	0,9004 0,0263	0,9108 0,0226	0,9196 0,0195	0,9273 0,0169
3,2	0,4911 0,1928	0,5291 0,1780	0,5645 0,1637	0,5973 0,1501	0,6276 0,1373	0,6554 0,1254	0,6929 0,1093	0,7257 0,0952	0,7544 0,0829	0,7794 0,0723	0,8012 0,0632	0,8202 0,0553	0,8369 0,0486	0,8516 0,0428	0,8645 0,0379	0,8759 0,0336	0,8891 0,0288	0,9004 0,0248	0,9101 0,0215	0,9185 0,0187
3,4	0,4719 0,1897	0,5091 0,1763	0,5439 0,1632	0,5764 0,1506	0,6066 0,1387	0,6345 0,1275	0,6724 0,1121	0,7058 0,0984	0,7353 0,0863	0,7612 0,0758	0,7839 0,0667	0,8040 0,0587	0,8216 0,0519	0,8372 0,0459	0,8510 0,0408	0,8632 0,0363	0,8775 0,0312	0,8897 0,0270	0,9003 0,0235	0,9095 0,0205
3,6	0,4539 0,1863	0,4903 0,1741	0,5245 0,1621	0,5566 0,1505	0,5866 0,1394	0,6145 0,1288	0,6526 0,1142	0,6865 0,1010	0,7166 0,0893	0,7433 0,0789	0,7669 0,0698	0,7878 0,0618	0,8063 0,0549	0,8228 0,0488	0,8374 0,0435	0,8504 0,0389	0,8656 0,0336	0,8788 0,0292	0,8902 0,0254	0,9002 0,0223
3,8	0,4371 0,1826	0,4726 0,1715	0,5062 0,1605	0,5379 0,1498	0,5676 0,1395	0,5954 0,1296	0,6336 0,1158	0,6678 0,1031	0,6984 0,0918	0,7258 0,0816	0,7501 0,0726	0,7718 0,0647	0,7911 0,0577	0,8083 0,0515	0,8237 0,0461	0,8375 0,0413	0,8537 0,0359	0,8677 0,0313	0,8800 0,0274	0,8907 0,0240
4,0	0,4213 0,1787	0,4560 0,1687	0,4890 0,1586	0,5202 0,1488	0,5946 0,1392	0,5772 0,1299	0,6153 0,1169	0,6498 0,1048	0,6808 0,0938	0,7087 0,0840	0,7336 0,0751	0,7560 0,0672	0,7760 0,0602	0,7940 0,0540	0,8101 0,0485	0,8246 0,0437	0,8416 0,0381	0,8565 0,0333	0,8695 0,0292	0,8810 0,0258
4,2	0,4064 0,1748	0,4404 0,1657	0,4727 0,1565	0,5034 0,1474	0,5324 0,1385	0,5598 0,1299	0,5978 0,1175	0,6324 0,1061	0,6637 0,0955	0,6920 0,0859	0,7175 0,0773	0,7404 0,0695	0,7611 0,0626	0,7797 0,0563	0,7965 0,0508	0,8116 0,0459	0,8295 0,0402	0,8452 0,0353	0,8590 0,0311	0,8711 0,0275
4,4	0,3925 0,1709	0,4256 0,1625	0,4573 0,1541	0,4875 0,1457	0,5161 0,1375	0,5432 0,1294	0,5811 0,1178	0,6157 0,1070	0,6472 0,0969	0,6758 0,0876	0,7017 0,0792	0,7252 0,0715	0,7464 0,0647	0,7656 0,0585	0,7829 0,0529	0,7987 0,0480	0,8174 0,0422	0,8338 0,0371	0,8483 0,0328	0,8611 0,0291
4,6	0,3793 0,1669	0,4117 0,1593	0,4428 0,1516	0,4724 0,1439	0,5006 0,1362	0,5275 0,1287	0,5650 0,1178	0,5996 0,1075	0,6312 0,0979	0,6600 0,0890	0,6863 0,0808	0,7102 0,0733	0,7319 0,0665	0,7516 0,0604	0,7695 0,0549	0,7858 0,0499	0,8053 0,0440	0,8224 0,0389	0,8376 0,0345	0,8511 0,0307
4,8	0,3670 0,1630	0,3986 0,1561	0,4290 0,1490	0,4581 0,1419	0,4859 0,1348	0,5124 0,1278	0,5497 0,1176	0,5841 0,1078	0,6157 0,0986	0,6448 0,0901	0,6713 0,0821	0,6955 0,0748	0,7177 0,0682	0,7379 0,0621	0,7563 0,0566	0,7731 0,0517	0,7932 0,0458	0,8110 0,0406	0,8269 0,0361	0,8410 0,0322
5,0	0,3553 0,1592	0,3862 0,1528	0,4160 0,1463	0,4445 0,1398	0,4719 0,1332	0,4980 0,1267	0,5350 0,1171	0,5692 0,1079	0,6008 0,0991	0,6299 0,0909	0,6567 0,0832	0,6812 0,0762	0,7037 0,0697	0,7243 0,0637	0,7432 0,0583	0,7604 0,0533	0,7812 0,0474	0,7996 0,0422	0,8161 0,0377	0,8308 0,0337
5,2	0,3443 0,1554	0,3745 0,1496	0,4036 0,1436	0,4316 0,1376	0,4586 0,1315	0,4843 0,1254	0,5209 0,1164	0,5549 0,1077	0,5864 0,0994	0,6156 0,0915	0,6425 0,0841	0,6673 0,0773	0,6901 0,0709	0,7110 0,0651	0,7303 0,0597	0,7479 0,0548	0,7693 0,0489	0,7883 0,0437	0,8053 0,0392	0,8206 0,0351
5,4	0,3339 0,1518	0,3634 0,1464	0,3919 0,1409	0,4194 0,1353	0,4459 0,1296	0,4713 0,1240	0,5074 0,1155	0,5411 0,1073	0,5726 0,0994	0,6017 0,0919	0,6287 0,0848	0,6537 0,0782	0,6767 0,0720	0,6980 0,0663	0,7176 0,0610	0,7356 0,0562	0,7574 0,0503	0,7770 0,0451	0,7946 0,0405	0,8104 0,0365
5,6	0,3240 0,1482	0,3528 0,1433	0,3808 0,1382	0,4077 0,1330	0,4338 0,1277	0,4588 0,1225	0,4945 0,1146	0,5279 0,1068	0,5592 0,0993	0,5883 0,0922	0,6154 0,0854	0,6405 0,0790	0,6637 0,0730	0,6852 0,0674	0,7051 0,0622	0,7234 0,0574	0,7458 0,0516	0,7659 0,0465	0,7840 0,0418	0,8003 0,0377
5,8	0,3147 0,1448	0,3428 0,1402	0,3702 0,1355	0,3966 0,1307	0,4222 0,1258	0,4469 0,1209	0,4821 0,1135	0,5152 0,1062	0,5463 0,0991	0,5753 0,0922	0,6024 0,0857	0,6276 0,0795	0,6510 0,0737	0,6727 0,0683	0,6928 0,0632	0,7115 0,0585	0,7342 0,0528	0,7548 0,0477	0,7733 0,0431	0,7901 0,0390
6,0	0,3058 0,1414	0,3334 0,1372	0,3601 0,1329	0,3861 0,1284	0,4112 0,1239	0,4355 0,1192	0,4702 0,1123	0,5030 0,1054	0,5339 0,0987	0,5628 0,0922	0,5898 0,0859	0,6150 0,0800	0,6386 0,0744	0,6605 0,0691	0,6808 0,0641	0,6997 0,0595	0,7229 0,0539	0,7438 0,0488	0,7628 0,0442	0,7800 0,0401
6,2	0,2974 0,1382	0,3243 0,1343	0,3505 0,1303	0,3760 0,1261	0,4007 0,1219	0,4246 0,1176	0,4589 0,1110	0,4913 0,1046	0,5219 0,0982	0,5506 0,0920	0,5776 0,0860	0,6029 0,0803	0,6265 0,0749	0,6485 0,0697	0,6690 0,0649	0,6882 0,0604	0,7117 0,0549	0,7330 0,0498	0,7524 0,0453	0,7700 0,0412
6,4	0,2894 0,1350	0,3157 0,1315	0,3414 0,1277	0,3664 0,1239	0,3906 0,1199	0,4141 0,1159	0,4479 0,1097	0,4800 0,1036	0,5103 0,0976	0,5389 0,0917	0,5658 0,0860	0,5910 0,0805	0,6147 0,0753	0,6368 0,0703	0,6575 0,0656	0,6768 0,0612	0,7006 0,0557	0,7223 0,0508	0,7421 0,0463	0,7601 0,0422
6,6	0,2818 0,1320	0,3076 0,1287	0,3327 0,1252	0,3572 0,1216	0,3810 0,1179	0,4042 0,1141	0,4375 0,1084	0,4692 0,1026	0,4992 0,0969	0,5276 0,0913	0,5543 0,0858	0,5795 0,0806	0,6032 0,0755	0,6254 0,0707	0,6462 0,0662	0,6657 0,0619	0,6898 0,0565	0,7118 0,0516	0,7318 0,0472	0,7502 0,0431
6,8	0,2746 0,1291	0,2998 0,1260	0,3244 0,1228	0,3485 0,1194	0,3719 0,1160	0,3946 0,1124	0,4274 0,1070	0,4587 0,1016	0,4885 0,0962	0,5166 0,0908	0,5433 0,0856	0,5684 0,0806	0,5921 0,0757	0,6143 0,0711	0,6352 0,0666	0,6548 0,0624	0,6791 0,0572	0,7014 0,0524	0,7218 0,0480	0,7404 0,0440

Tabelle 7b zum Abschnitt 2.4.4.2: Werte vom $\begin{cases} \varphi_m \text{ (obere Zahl)} \\ \Delta\varphi \text{ (untere Zahl)} \end{cases}$

η / e (Absoluter Wert) →

$(x - a_T) / e$ (Absoluter Wert) ↓

	8,0	8,4	8,8	9,2	9,6	10,0	10,5	11	11,5	12	12,5	13	13,5	14	15	16	17	18	20	22
2	0,9689 0,0073	0,9717 0,0064	0,9742 0,0056	0,9764 0,0049																
2,2	0,9627 0,0087	0,9661 0,0076	0,9691 0,0066	0,9717 0,0058																
2,4	0,9561 0,0101	0,9601 0,0088	0,9635 0,0078	0,9666 0,0068																
2,6	0,9491 0,0116	0,9536 0,0102	0,9576 0,0089	0,9611 0,0079																
2,8	0,9417 0,0132	0,9468 0,0115	0,9514 0,0102	0,9553 0,0090	0,9589 0,0080	0,9620 0,0071														
3,0	0,9339 0,0148	0,9397 0,0130	0,9448 0,0114	0,9492 0,0101	0,9532 0,0090	0,9567 0,0080	0,9606 0,0070													
3,2	0,9258 0,0164	0,9323 0,0144	0,9379 0,0127	0,9429 0,0113	0,9473 0,0101	0,9512 0,0090	0,9555 0,0079	0,9593 0,0069	0,9627 0,0061											
3,4	0,9175 0,0180	0,9245 0,0159	0,9307 0,0140	0,9362 0,0125	0,9411 0,0111	0,9454 0,0100	0,9502 0,0087	0,9544 0,0077	0,9582 0,0068											
3,6	0,9089 0,0196	0,9165 0,0173	0,9233 0,0154	0,9293 0,0137	0,9347 0,0122	0,9394 0,0110	0,9447 0,0096	0,9494 0,0085	0,9534 0,0075	0,9571 0,0067	0,9603 0,0060									
3,8	0,9001 0,0212	0,9083 0,0188	0,9157 0,0167	0,9222 0,0149	0,9280 0,0133	0,9332 0,0120	0,9390 0,0105	0,9441 0,0093	0,9485 0,0082	0,9525 0,0073	0,9560 0,0065	0,9592 0,0059								
4,0	0,8910 0,0228	0,8999 0,0202	0,9078 0,0180	0,9149 0,0161	0,9212 0,0144	0,9268 0,0130	0,9331 0,0114	0,9386 0,0101	0,9435 0,0090	0,9478 0,0080	0,9516 0,0072	0,9551 0,0064	0,9582 0,0058							
4,2	0,8818 0,0243	0,8913 0,0217	0,8998 0,0193	0,9074 0,0173	0,9141 0,0156	0,9202 0,0140	0,9270 0,0124	0,9329 0,0109	0,9382 0,0097	0,9429 0,0087	0,9471 0,0078	0,9508 0,0070	0,9542 0,0063	0,9573 0,0057						
4,4	0,8725 0,0259	0,8826 0,0231	0,8916 0,0206	0,8997 0,0185	0,9069 0,0167	0,9134 0,0150	0,9207 0,0133	0,9271 0,0118	0,9328 0,0105	0,9378 0,0094	0,9424 0,0084	0,9464 0,0076	0,9501 0,0068	0,9534 0,0062						
4,6	0,8631 0,0274	0,8738 0,0245	0,8833 0,0219	0,8919 0,0197	0,8996 0,0178	0,9065 0,0161	0,9143 0,0142	0,9211 0,0126	0,9272 0,0113	0,9327 0,0101	0,9375 0,0090	0,9419 0,0081	0,9458 0,0074	0,9494 0,0067	0,9556 0,0055					
4,8	0,8535 0,0288	0,8648 0,0258	0,8749 0,0232	0,8839 0,0209	0,8921 0,0189	0,8994 0,0171	0,9077 0,0151	0,9150 0,0135	0,9215 0,0120	0,9273 0,0108	0,9325 0,0097	0,9372 0,0087	0,9414 0,0079	0,9453 0,0072	0,9519 0,0059	0,9574 0,0050				
5,0	0,8439 0,0302	0,8557 0,0271	0,8663 0,0244	0,8759 0,0221	0,8845 0,0200	0,8923 0,0181	0,9010 0,0161	0,9088 0,0143	0,9157 0,0128	0,9219 0,0115	0,9274 0,0103	0,9324 0,0093	0,9369 0,0084	0,9410 0,0077	0,9481 0,0064	0,9540 0,0053				
5,2	0,8343 0,0316	0,8466 0,0284	0,8577 0,0256	0,8677 0,0232	0,8768 0,0210	0,8850 0,0191	0,8942 0,0170	0,9024 0,0152	0,9097 0,0136	0,9163 0,0122	0,9222 0,0110	0,9275 0,0099	0,9323 0,0090	0,9367 0,0082	0,9442 0,0068	0,9506 0,0057	0,9559 0,0048			
5,4	0,8246 0,0329	0,8374 0,0297	0,8490 0,0268	0,8595 0,0243	0,8690 0,0221	0,8776 0,0201	0,8873 0,0179	0,8959 0,0160	0,9036 0,0144	0,9106 0,0129	0,9168 0,0117	0,9225 0,0105	0,9276 0,0096	0,9322 0,0087	0,9402 0,0072	0,9470 0,0061	0,9527 0,0052	0,9575 0,0044		
5,6	0,8150 0,0341	0,8283 0,0308	0,8403 0,0280	0,8512 0,0254	0,8611 0,0231	0,8701 0,0211	0,8803 0,0188	0,8893 0,0168	0,8975 0,0151	0,9048 0,0136	0,9114 0,0123	0,9173 0,0111	0,9227 0,0101	0,9276 0,0092	0,9362 0,0077	0,9433 0,0065	0,9494 0,0055	0,9545 0,0047		
5,8	0,8053 0,0353	0,8190 0,0320	0,8315 0,0291	0,8429 0,0264	0,8532 0,0241	0,8626 0,0220	0,8732 0,0197	0,8827 0,0177	0,8912 0,0159	0,8989 0,0143	0,9058 0,0130	0,9121 0,0118	0,9178 0,0107	0,9230 0,0097	0,9320 0,0081	0,9396 0,0069	0,9460 0,0058	0,9514 0,0050		
6,0	0,7957 0,0364	0,8098 0,0331	0,8227 0,0301	0,8345 0,0275	0,8452 0,0251	0,8550 0,0229	0,8660 0,0205	0,8760 0,0185	0,8849 0,0166	0,8929 0,0150	0,9002 0,0136	0,9068 0,0124	0,9128 0,0112	0,9182 0,0103	0,9277 0,0086	0,9357 0,0073	0,9425 0,0062	0,9483 0,0053		
6,2	0,7860 0,0375	0,8006 0,0341	0,8140 0,0311	0,8261 0,0284	0,8372 0,0260	0,8473 0,0238	0,8588 0,0214	0,8692 0,0193	0,8785 0,0174	0,8869 0,0157	0,8945 0,0143	0,9014 0,0130	0,9077 0,0118	0,9134 0,0108	0,9234 0,0090	0,9318 0,0077	0,9390 0,0065	0,9451 0,0056	0,9549 0,0042	
6,4	0,7765 0,0385	0,7915 0,0351	0,8052 0,0321	0,8177 0,0294	0,8291 0,0269	0,8397 0,0247	0,8516 0,0222	0,8623 0,0200	0,8720 0,0181	0,8808 0,0164	0,8887 0,0149	0,8959 0,0136	0,9025 0,0124	0,9085 0,0113	0,9190 0,0095	0,9278 0,0080	0,9353 0,0069	0,9418 0,0059	0,9521 0,0044	
6,6	0,7670 0,0394	0,7824 0,0361	0,7964 0,0330	0,8093 0,0303	0,8211 0,0278	0,8319 0,0255	0,8443 0,0230	0,8554 0,0208	0,8655 0,0188	0,8746 0,0171	0,8828 0,0155	0,8904 0,0142	0,8972 0,0129	0,9035 0,0118	0,9145 0,0100	0,9238 0,0084	0,9317 0,0072	0,9384 0,0062	0,9493 0,0047	
6,8	0,7576 0,0403	0,7733 0,0369	0,7877 0,0339	0,8009 0,0311	0,8131 0,0286	0,8242 0,0264	0.8370 0,0238	0.8485 0,0215	0,8589 0,0195	0,8683 0,0178	0,8769 0,0162	0,8848 0,0147	0,8919 0,0135	0,8984 0,0123	0,9099 0,0104	0,9196 0,0088	0,9279 0,0076	0,9350 0,0065	0,9464 0,0049	0,9552 0,0038

Tabelle 7c zum Abschnitt 2.4.4.2: Werte vom $\begin{cases} \varphi_m \text{ (obere Zahl)} \\ \Delta\varphi \text{ (untere Zahl)} \end{cases}$

Bezeichnungen

Bezeichnung 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.

Laufende Bezeichnung

i	des einzelnen Fahrzeuges im Zug
m	des Motors als letzter Teil p
n	des einzelnen Antriebes
p	des einzelnen rotierenden Teiles
r	des einzelnen Radsatzes im Fahrgestell bei Numerierung in Bergrichtung
r	des einzelnen Radsatzes bei Numerierung in Fahrtrichtung
z	des einzelnen Zahnrades im Fahrgestell

Indices

Diese weisen

A	auf den Adhäsionsantrieb
B	auf die Klotzbremse (auf die Laufräder wirkend)
Z	auf den Zahnradantrieb
L, R	auf die linke bzw. rechte Fahrzeugseite (in Blickrichtung bergwärts)
G	auf den Lauf in der Geraden
o	auf den Stand der Ruhe
a, i	auf die kurvenäussere bzw. kurveninnere Fahrzeugseite
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 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
k	auf die Kardanwelle als rotierender Teil p
m	auf den Antriebsmotor als letzter rotierender Teil des betrachteten Antriebes
n	auf den Antrieb
p	auf alle Teile der Welle p
q	auf die Querrichtung
r	auf die Radsätze im allgemeinen
r	auf den Radsatz des Fahrgestelles bei Numerierung in Bergrichtung (r = 1, 2, 3)
r	auf den Radsatz des Fahrgestelles bei Numerierung in Fahrtrichtung (= I, II, III)
t	auf den ganzen Zug (t = train) - z. B. G_t -
v	auf die senkrechte Richtung
x	auf die Längsrichtung
z	auf das einzelne Zahnrad
z	auf die Zahnräder im allgemeinen
', ''	auf das talseitige bzw. bergseitige Drehgestell

Massen

$\overline{m}$	translatorisch bewegte Masse
m_t	translatorisch bewegte Masse der ganzen Zugskomposition
m_{rot}	die auf den Zahnradteilkreis (beim Zahnradantrieb) bzw. auf den Laufkreis (beim Adhäsionsantrieb) reduzierte Masse aller rotierenden Teile $m_{rot} = \frac{4\Sigma(\Theta\ddot{u}^2)_p}{D^2} = \frac{\Sigma(GD^2\ddot{u}^2)_p}{gD^2}$
m_{rotAn}	rotierende Masse aller Teile p des Adhäsionsantriebes n, ohne Radsätze
m_{rotZn}	rotierende Masse aller Teile p des Zahnradantriebes n, einschliesslich Zahnrad, wenn dieses nicht fest auf der Radsatzachse sitzt, ohne Radsätze beim verkuppelten Antrieb
m_{rotkn}	rotierende Masse aller Teile des Antriebes n, von der Kardanwelle aus bis zum Motor
m_{rotr}	rotierende Masse des Radsatzes r, bezogen auf den Laufkreis, einschliesslich Zahnrad, wenn dieses fest auf der Radsatzachse sitzt
m_{roti}	Totale rotierende Masse des Fahrzeuges i einschliesslich der rotierenden Massen der Radsätze bezogen auf Radumfang bei unverkuppelten bzw. auf Zahnstange bei verkuppelten Radsätzen.
m^*_{rotrn}	rotierende Masse der mit dem Zahnradantrieb n verkuppelten Radsätze, bezogen auf den entsprechenden Teilkreis - Gleichung (89) -
m_{rotrn}	m_{rotr} beim Antrieb n
m_{rott}	totale rotierende Masse der Zugskomposition
m_{gt}	totale träge Masse der Zugskomposition, $m_{gt} = \overline{m}_t\,(1 + \xi)$

Gewichtskräfte G

G_c	des Kastens
G_d	des Gestelles
G_f	des gefederten Teiles des Gestelles
G_r	des Radsatzes r
G_i	des Fahrzeuges i
G_t	der ganzen Zugskomposition
G_{cg}	des vom Gestell übernommenen Teiles des Kastens $G'_{cg} = G_c \frac{g''}{g}$, $G''_{cg} = G_c \frac{g'}{g}$

Übrige Kräfte

A_z	Auftriebe des Zahnrades z im momentanen Eingriffspunkt
$\bar{A}_z$	durchschnittlicher Auftrieb des Zahnrades z
B_n	Stützkraft der Drehmomentstütze beim Tatzenlagerantrieb n
C_x, C_q	Mitnahmekräfte zwischen Kasten und Drehgestell in Längs- bzw. Querrichtung (positiv, wenn bergwärts bzw. nach innen auf den Kasten wirkend)
C_v	Stützkraft des Kastens auf das einzelne Gestell
D	die durch eine Ausgleichvorrichtung gegebenen, zwischen Kasten und Gestellrahmen wirkenden Druckkräfte (D'_o, D'_u, D''_o, D''_u)
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 r

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 im Falle $\xi_c = 0$ (positiv, wenn bergwärts auf das Drehgestell wirkend)

K_{oq}, K_{uq} Querkräfte infolge K_o, K_u

K_{ov}, K_{uv} Senkrechte Komponenten der Kupplungskräfte K_o, K_u (positiv, wenn auch unten auf Fahrzeug wirkend)

N_o, N_u eventuelle Stützkraft des bergseitigen bzw. talseitigen Nebenfahrzeuges

P_I Richtkraft der vorlaufenden führenden Achse I (Richtkraft der den Spurkranz ersetzenden Führungsrolle: positiv, wenn nach innen auf den Radsatz wirkend)

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

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

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 bzw. auf den Fahrgestellrahmen auf der Höhe h_T über Radsatzachse wirkende äussere Kraft (positiv, wenn nach aussen auf Fahrzeug wirkend)

Trägheitskraft (positiv, da nach aussen 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

$\overline{U}_r$ die Umfangskraft U_r des Radsatzes r im speziellen Fall des verkuppelten Zahnradantriebes

$\overline{U}_n$ Summe der Umfangskräfte $\overline{U}_r$ der mit dem Zahnradantrieb n verkuppelten Radsätze

V der durch den Spurkranzdruck entstehende Auftrieb

$\overline{V}$ die auf den Gestellrahmen senkrecht wirkende totale Kraft

W Winddruck (positiv, wenn bei Geradenfahrt nach links bzw. bei Kurvenfahrt nach aussen wirkend)

X_m die motorisch entwickelte Zugkraft

X_b die von den Bremsen ohne den inneren Antriebswiderständen entwickelte Bremskraft

X_w die durch die inneren Widerstände aller Antriebe entstehende Bremskraft (nur bei den Antrieben 1, 2, 5 und 6)

X_{mb} die total entwickelte Brems- oder Zugkraft ($X_{mb} = X_A + X_B + X_Z + X_w$)

X_A, X_Z der durch die Adhäsionsantriebe 5 und 6, bzw. durch die Zahnradantriebe 1, 2, 3 und 4 erzeugte Anteil an X_{mb}

X_{Awn}, X_{Zwn} die durch die inneren Widerstände des Adhäsions- bzw. Zahnradantriebes n entstehende Bremskraft (kommt nur bei Bremsung vor)

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

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

Z_{qz} die im Kurvenlauf durch die Reibung zwischen Zahnstange und Zahnrad entstehende Querkraft

Die Kräfte X und Z sind positiv, wenn sie bergwärts auf das Fahrzeug wirken

Lager-, Rad- und Achsdrücke

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

$\mathscr{L}$ Lagerdruck, der infolge der allein in der vertikalen Längsebene wirkenden Kräfte ohne Berücksichtigung der Tatzenlagerantriebe entsteht

L_a, L_i effektiver Lagerdruck beim äusseren bzw. inneren Radsatzlager

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

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

Q_o, R_o Achs- bzw. Raddruck der Ruhe, d. h. Achs- bzw. Raddruck der im Stillstand auf horizontalem Geleise ohne Zug- oder Bremskraftausübung, jedoch unter Wirkung eventueller Achsdruck-Ausgleichsvorrichtung entsteht, selbst wenn diese nur bei Zug- oder Bremskraftausübung wirken

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

$\Delta_n L$, $\Delta_n R$, $\Delta_n Q$ die bei den Tatzenlagerantrieben durch die Stützkräfte B_n entstehenden Lager-, Rad- und Achsdruckänderungen (positiv, wenn den betreffenden Druck erhöhend)

Momente

$\mathfrak{D}_{xon}$, $\mathfrak{D}_{qon}$ das durch den Antrieb n entstehende und auf den Gestellrahmen (bei $\gamma_{gn} = 1$) oder auf den Kasten (bei $\gamma_{cn} = 1$) wirkende Moment: positiv, wenn bei Beobachtung von der rechten Fahrzeugseite bzw. von der Talseite aus gegen den Uhrzeigersinn wirkend, $p = k + 1$ bis m ($n = 1, 2, 5, 6$)

$\mathfrak{D}_{xan}$, $\mathfrak{D}_{qan}$ das durch das Kräftespiel im Antrieb n entstehende und auf das Antriebsgehäuse wirkende Moment: (positiv, wenn bei Beobachtung von der rechten Fahrzeugseite bzw. von der Talseite aus gegen den Uhrzeigersinn wirkend, $p = 1 \div k$)

$\mathfrak{D}^*_x$, $\mathfrak{D}^*_q$ Drehmoment des im Kasten gelagerten Motors, wenn es über eine unmittelbar dem Motor angeschlossene längs- bzw. querliegende Kardanwelle auf ein Zentralgetriebe des Gestelles übertragen wird, das seinerseits die verschiedenen Antriebe des Gestelles antreibt. In einem solchen Fall ist das Zentralgetriebe als Motor für die Antriebe des Gestelles zu betrachten, die daher alle den Faktor $\gamma_{cn} = 0$ aufweisen (positiv, wenn bei Beobachtung nach links bzw. bergwärts im Uhrzeigersinn auf das Gestell wirkend)

$$\left.\begin{aligned} \mathfrak{D}^*_x &= (\vartheta^*_x) \times \\ \mathfrak{D}^*_q &= (\vartheta^*_q) \times \end{aligned}\right\} (X_{Ag} + X_{Zg} + X_{wg})\frac{D}{2}$$

M Moment der äusseren Kräfte in bezug auf den Zentralpunkt des vorlaufenden Radsatzes beim Kurvenlauf

M_c Stützmoment des Kastens (Gleichung 101)

M_{gx} das um die Längsachse auf den Gestellrahmen wirkende Moment (positiv, wenn bei Beobachtung in Bergrichtung gegen den Uhrzeigersinn wirkend) – (Gleichung 113)

M_q das in bezug auf die Radsatzachse 1 durch die Längskräfte gegebene Moment (positiv, wenn in Blickrichtung nach links gegen Uhrzeigersinn auf den Gestellrahmen wirkend) – (Gleichung 110)

M_{nq}, M_{nx} das infolge der Tatzenlagerantriebe auf den Gestellrahmen um die Querachse bzw. um die Längsachse wirkende Moment – (Gleichungen 93 und 92)

$\mathbf{M}'$, $\mathbf{M}''$ das vom Kasten auf den Gestellrahmen um eine vertikale Achse ausgeübte Moment, wenn im Uhrzeigersinn auf den Kasten bzw. gegen den Uhrzeigersinn auf das Gestell wirkend (siehe Bild 22)

$\mathfrak{M}_q$ Das auf den Gestellrahmen in bezug auf seinen zentralen Punkt von den senkrechten Kräften ausgeübte Moment (Gleichung 112)

$\mathfrak{M}_{qp}$, $\mathfrak{M}_{xp}$ Reaktionsmoment der rotierenden Teile um die Quer- bzw. Längsachse

$\mathfrak{M}_{qn}$, $\mathfrak{M}_{xn}$ Summe der Reaktionsmomente $\mathfrak{M}_{qp}$ bzw. $\mathfrak{M}_{xp}$ aller rotierenden Teile p des Antriebes n, einschliesslich Zahnrad beim Zahnradantrieb, jedoch ohne Radsatz beim Adhäsionsantrieb

$\mathfrak{M}_r$ Das in bezug auf den Fahrzeugpol N durch die Reibungskräfte F_a und $3F_i$ des Radsatzes $_r$ gegebene Moment und der durch die Z_{qz} in bezug auf N entstehenden Momente

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

$\mathfrak{Z}_r$ 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 $\mathfrak{Z}_r$ und die Z_{qz}

Massenmomente

$\mathfrak{m}_{qp}$, $\mathfrak{m}_{xp}$ Massenmoment des rotierenden Teiles p in bezug auf die Achse des Triebzahnrades bzw. des Radsatzes

$\mathfrak{m}_{xn}$, $\mathfrak{m}_{qn}$ Totales Massenmoment der rotierenden Teile p des Antriebes n einschliesslich der Trieb- oder Bremszahnräder beim Zahnradantrieb, wenn diese nicht fest auf den Radsatzachsen sitzen, und ausschliesslich der Radsätze

$\mathfrak{m}_{kxn}$, $\mathfrak{m}_{kqn}$ Totales Massenmoment aller rotierenden Teile p des Antriebes n von der Kardanwelle aus bis zum Antriebsmotor (0 wenn k nicht $\leqq m$)

$\mathfrak{m}_{qrn}$ Massenmoment der mit dem Zahnradantrieb verkuppelten Radsätze

$$\mathfrak{m}_{qrn} = \frac{m^*_{\mathrm{rot}rn} D_{zn}}{2\,\ddot{u}_{rn}}$$

Geschwindigkeiten

v Fahrgeschwindigkeit in m/s bzw. in km/h

w Gleitgeschwindigkeit

n_z, n_r, n_p Drehzahl der Zahnräder bzw. der Radsätze bzw. des Teiles p

ω Winkelgeschwindigkeit im allgemeinen

Ω Winkelgeschwindigkeit des Fahrzeuges um das Kurvenzentrum

Winkel

α Neigungswinkel der Strecke = arctg$s$

β Eingriffswinkel der Zahnstange

ϑ Neigungswinkel des Spurkranzes

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

δ_n Stellungswinkel der Drehmomentstütze des Tatzenlagerantriebes n (positiv, wenn Stütze gegen Gestellmitte nach unten geneigt ist)

δ_z Stellungswinkel der Drehmomentstütze des Tatzenlagerantriebes mit dem Zahnrad z

$$\sin\delta_z = \sum_n \bar{\varrho}_{nz}\bar{v}_n \Big/ \sum_n \bar{\varrho}_{nz}$$

φ_o, φ_u Winkelausschlag der Kupplungskraft K_o bzw. K_u gegenüber der Fahrzeuglängsachse (positiv, wenn bei positiver Kupplungskraft K eine nach aussen gerichtete Querkomponente von K entsteht)

Wichtige Längen

a Radstand des einzelnen Fahrgestelles

a_r Abstand des Radsatzes r vom Radsatz 1

$a_{\mathbf{r}}$ Abstand des Radsatzes **r** vom vorlaufenden I

a_z Abstand zwischen dem Radsatz 1 und dem Radsatz, der den Tatzenlagerantrieb mit dem Zahnrad z hält

b_n Armlänge der Drehmomentstütze beim Tatzenlagerantrieb n

b_z Armlänge b_n beim Tatzenlagerantrieb mit dem Zahnrad z

d Drehzapfenabstand des Drehgestellfahrzeuges

d_o, d_u Querverlagerung der Ausgleichskräfte D_o und D_u

$2e$ Distanz zwischen beiden Aufstandspunkten des Radsatzes

e_{Lr}, e_{Rr} Abstand des Radsatzschwerpunktes von der linken bzw. rechten Schiene

f_n Abstand der Drehmomentstütze von der linken Schiene bei den Antrieben 1, 2 und 5 bzw. von der rechten Schiene bei den Antrieben 3, 4 und 6

f_z Abstand f_n beim Tatzenlagerantrieb, der das Zahnrad z antreibt

$$f_z = \sum_n f_n \bar{\varrho}_{nz} \Big/ \sum_n \bar{\varrho}_{nz}$$

h_f, h_k, h_T Höhe über Radsatzachse 1 des betrachteten Gestelles (Bilder 23 und 24)

h_c, h_w Höhen über Radsatzachse 1 des talseitigen Gestelles (Bild 23)

h_x, h_q Höhen der Mitnahmekräfte C_x und C_q über Radsatzachse 1 des einzelnen Gestelles

$2l$ Lagerdistanz

q Gleitarm (Bild 3)

q', q'', q_c Schwerpunktquerverlagerung des gefederten Gestellteiles bzw. des Kastens (positiv, wenn Schwerpunkt nach links verlagert ist, Bilder 23 und 24)

s Wirkungsabstand der Stützkraft N sowie Spurspiel

t Wirkungsabstand der einzelnen äusseren Querkraft von dem vorlaufenden Radsatz I

t_z Abstand des Zahnrades z von dem vorlaufenden Radsatz I

$$t_z = \tfrac{1}{2}a(1+\psi) - \psi z_z$$

u_z, u_n Höhe über SOK des unteren Teilkreispunktes des Zahnrades z bzw. des vom Antrieb n angetriebenen Zahnrades

x – Weg in Bergrichtung sowie
– Richtarm, d. h. Abstand des Momentanzentrums M von der vorlaufenden seitlich führenden Achse I

$\bar{x}$ der sich bei der Spiessgangstellung ergebende Richtarm

z_z Distanz des Zahnrades z von der talseitigen Achse 1 (Bild 25)

c, $\bar{c}$, d, g, k, w Längen, die in Bildern 22 und 25 genauer definiert sind, wobei sich die Längen c und g auf die vertikale Abstützung und die Längen $\bar{c}$ und d auf die Quermitnahmepunkte des Kastens beziehen

D_r Laufraddruchmesser des Radsatzes r

D_{rn}	Laufraddurchmesser des mit dem Antrieb n in Verbindung stehenden Radsatzes
D_z	Teilkreisdurchmesser des Zahnrades z
R	Kurvenradius
η	Ordinate des Reibungsmittelpunktes M in bezug auf die Längsachse des Radsatzes
$\bar{\eta}$	Ordinate des Reibungsmittelpunktes M in bezug auf den Aufstandspunkt des betrachteten Rades

Anordnungsfaktoren (mit Wert 1 oder 0)

γ_{gn}, γ_{cn}	Faktor mit dem Wert 1, wenn der Motor im Gestell ($\gamma_{gn}=1$, $\gamma_{cn}=0$) oder im Kasten ($\gamma_{cn}=1$, $\gamma_{gn}=0$) gelagert ist. In dem durch $\mathfrak{D}^* \neq 0$ gekennzeichneten Fall sind diese Faktoren mit $\gamma_{cn}=0$ und $\gamma_{gn}=1$ zu bewerten
Γ_n	Faktor mit dem Wert 1 bei den Achsantrieben mit am Kasten angreifender Drehmomentstütze bzw. mit dem Wert 0 bei den anderen Achsantrieben
δ_{rn}	Faktor mit Wert 1, wenn der Radsatz r mit dem Zahnradantrieb n verkuppelt ist
Θ_n	Faktor mit dem Wert 1 beim verkuppelten bzw. mit dem Wert 0 beim unverkuppelten Zahnradantrieb n
λ_n, ν_n	Faktor mit Wert 1, wenn der Antrieb n ein Rahmen- bzw. ein Tatzenlagerantrieb ist ($\lambda_n + \nu_n = 1$)
λ_z, ν_z	Faktor mit Wert 1, wenn das Zahnrad z im Rahmen- bzw. in einem Tatzenlagerantrieb gelagert ist ($\lambda_z + \nu_z = 1$)
$\bar{\lambda}_z, \bar{\nu}_z$	Faktor mit Wert 1, wenn das in einem Tatzenlagerantrieb gelagerte Zahnrad z vom Rahmen aus, bzw. vom betreffenden Radsatz aus seitlich geführt wird ($\bar{\lambda}_z + \bar{\nu}_z = 1$)
$\bar{\nu}_{nr}$	Faktor $\bar{\nu}_n$ beim Tatzenlagerantrieb n, der auf Radsatz r gelagert st ($\bar{\nu}_{nr} = \nu_n \varrho_{nr}$)
ν_{nr}	Faktor ν_n beim Tatzenlagerantrieb n, der auf Radsatz r gelagert ist ($\nu_{nr} = \nu_n \varrho_{nr}$)
ξ_c	Faktor mit dem Wert 1, wenn sich die Zug- und Stossvorrichtung am Kasten befinden
ξ_o, ξ_u	Faktor mit dem Wert 1, wenn sich die Zug- und Stossvorrichtung oben bzw. unten am Drehgestellrahmen befindet
ϱ_{nr}	Zuordnungsfaktor mit Wert 1, wenn der Antrieb n irgendwie mit dem Radsatz r in Verbindung steht
ϱ_{nz}	Zuordnungsfaktor mit Wert 1, wenn der Antrieb n auf das Zahnrad z wirkt
$\bar{\varrho}_{nz}$	Zuordnungsfaktor mit Wert 1, wenn das Zahnrad z im Tatzenlagerantrieb n eingebaut ist
ϱ_{zr}	Zordnungsfaktor mit Wert 1, wenn das Zahnrad z dem Tatzenlagerantrieb auf Radsatz r zugehört oder auf dem Radsatz liegt
ϱ_a, ϱ_i	Faktor zur Kennzeichnung der Anlaufseite $\varrho_a = 1, \varrho_i = 0$: Radsatz läuft aussen an $\varrho_a = 0, \varrho_i = 1$: Radsatz läuft innen an
Φ_r	Faktor mit dem Wert 1: wenn der Radsatz r feste Räder hat und mit keinem Zahnradantrieb verkuppelt ist 2: wenn der Radsatz r feste Räder hat und mit einem Zahnradantrieb verkuppelt ist 3: wenn der Radsatz r lose Räder hat
Ψ_r	Faktor mit dem Wert 1, wenn der Radsatz r mit keinem Zahnradantrieb verkuppelt ist
Ω_A	Faktor mit dem Wert 1, wenn beide Radsätze des Gestelles miteinander verkuppelt sind und gemeinsam durch einen Adhäsionsantrieb angetrieben werden

Richtungsfaktoren (mit Wert +1 oder −1)

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 zu 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)
$\vartheta_{qk}, \vartheta_{xk}$	Faktor ϑ_{qp} bzw. ϑ_{xp} der Kardanwelle (0 wenn p nicht $\leqq m$)
$\bar{\varphi}$	Faktor mit dem Wert +1 bei positivem bzw. −1 bei negativem Zahndruck ($\bar{\varphi}$ = Signum Z)
ψ	Faktor zur Berücksichtigung der Bewegungsrichtung: $\psi = +1$: bei Bewegung bergwärts $\psi = -1$: bei Bewegung talwärts

Anteilfaktoren

α_g	der dem Gestell zufallende proportionale Anteil an X_{Ai}: ($X_{Ag} = \alpha_g X_{Ai}$)
α_n	der dem Adhäsionsantrieb n zufallende proportionale Anteil an X_{Ag}: ($X_{An} = \alpha_n X_{Ag}$)
α_{nr}	der dem Radsatz r zufallende proportionale Anteil an X_{An}: ($X_{Ar} = \alpha_{nr} X_{An}$)
β_g	der dem Gestell zufallende proportionale Anteil an X_{Bi}: ($X_{Bg} = \beta_g X_{Bi}$)
β_r	der dem Radsatz r zufallende proportionale Anteil der Kraft X_{Bg}: ($X_{Br} = \beta_r X_{Bg}$)
$\bar{\beta}_n$	der den mit dem Zahnradantrieb n verkuppelten Radsätzen zufallende proportionale Anteil der Bremskraft X_{Bg}
ζ_n	der dem Zahnradantrieb n zufallende proportionale Anteil an X_{Zg}: ($X_{Zn} = \zeta_n X_{Zg}$)
ζ_g	der dem Gestell zufallende proportionale Anteil an X_{Zi}: ($X_{Zg} = \zeta_g X_{Zi}$)
ζ_{nz}	der dem Zahnrad Z zufallende proportionale Anteil des vom Zahnradantrieb n entwickelten Zahndruckes Z_n: ($Z_z = \sum_n \zeta_{nz} Z_n$)

Übrige Faktoren

$\ddot{u}_p$	Übersetzungsverhältnisse = n_p/n_z bzw. n_p/n_r
$\ddot{u}_{rn}$	Übersetzungsverhältnis des mit dem Zahnradantrieb n verkuppelten Radsatzes r (= n_r/n_z)
γ^*	Auftriebsfaktor des Spurkranzdruckes
$\vartheta^*_{xn}, \vartheta^*_{qn}$	$\vartheta^*_{xn} = \left(\frac{\vartheta_{xp}}{\ddot{u}_k}\right)_n$, $\vartheta^*_{qn} = \left(\frac{\vartheta_{qp}}{\ddot{u}_k}\right)_n$ (0 wenn k nicht $\leqq m$)
λ_{zr}, ν_{zr}	beim Tatzenlagerantrieb auf Radsatz r: der vom Rahmen bzw. vom Radsatz übernommene Anteil am Zahnauftrieb $\bar{A}_z$ (Gleichung 65)
$\bar{\nu}_n$	das sich beim Tatzenlagerantrieb n ergebende Verhältnis der vertikalen Komponente der Stützkraft B_n zu B_n selbst (positiv, wenn die Drehmomentstütze gegen Gestellmitte nach unten geneigt ist, $\bar{\nu}_n = \sin \delta_n$)
$\bar{\nu}_{nr}$	Faktor $\bar{\nu}_n$ beim Tatzenlagerantrieb n, der auf Radsatz r gelagert ist
μ_k	Reibungskoeffizient zwischen Puffern (positiv, wenn Reibungskraft nach aussen auf das Fahrzeug wirkt)
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
$\mu_s(\upsilon)$	der im Schlupfbereich entstehende Reibwert zwischen Radlauffläche und Schiene
μ_{zv}, μ_{zq}	der zur Quer- und senkrechten Komponente der Zahnradreibung führende Reibungskoeffizient
μ_{zv}, μ_{zq}	der durchschnittliche Wert von μ_{zv}, μ_{zq}
υ_n	Längsschlupf der mit dem Zahnradantrieb n verkuppelten Radsätze
υ_r	Längsschlupf des mit einem Zahnrad verkuppelten Radsatzes r
$\upsilon_{ar}, \upsilon_{ir}$	Schlupf des einzelnen Rades
$\varkappa_o, \varkappa_u$	der zur senkrechten Komponente K_{ov} bzw. K_{uv} der Kupplungskräfte K_o bzw. K_u führende Faktor (positiv, wenn bei Druck [$K_o < 0$ oder $K_u > 0$] nach unten bzw. bei Zug [$K_o > 0$ oder $K_u < 0$] nach oben auf den Kasten bei $\xi_c = 1$, bzw. auf das Gestell bei $\xi_c = 0$ wirkt
ξ	Verhältnis der rotierenden Masse des ganzen Zuges zu seiner translatorischen Masse
χ_o, χ_u	der zu K_{oq} bzw. K_{uq} unter Berücksichtigung der Pufferreibung führende Faktor (Gleichung 99)
τ_g	Verteilfaktor des Kastenmomentes M auf das einzelne Gestell
$\varkappa_r, \varrho_r, \tau_r$	Verteilfaktoren der Lagerdruckänderungen im einzelnen Gestell (Tabelle 6, Gleichungen 74, 75 und 78)
S_{lr}	Sicherheitsfaktor des Radsatzes r beim Lauf in der Geraden (Gleichung 2)
$\mathfrak{S}_{kar}, \mathfrak{S}_{kir}$	Sicherheitsfaktor des linken bzw. rechten Rades des Radsatzes r beim Kurvenlauf (Gleichung 3)

Eingriffsverhältnisse

ε_z	Eingriffsdauer des Zahnrades z
$\overline{\varkappa}$	Faktor zum einzelnen Integral im zweiten Glied der Gleichungen 59 und 60
λ	bezeichnet den einzelnen Integrationsbereich im zweiten Glied der Gleichungen 59 und 60
ϱ	Faktor mit dem Wert 1, wenn eine Eingriffslücke entsteht (siehe Bild 12)
ζ^*	Anzahl Zahnstangenlamellen
ΔJ_i	das zur Ermittlung von $\Delta \mathfrak{J}_i$ massgebende definierte Integral (Gleichungen 56)
$\Delta \mathfrak{J}_i$	der im Teilungsabschnitt i durch die Reibung zwischen Zahnrad und Zahnstange entstehende Impuls $\mathfrak{J}_i$
e	Abszisse des Eingriffspunktes $P(e)$ – siehe Bilder 7 und 8
e_o	der oberhalb der Zahnstangenteillinie liegende Teil der Eingriffslänge
m	grösste Zahl der gleichzeitig zum Eingriff kommenden Zähne
p	Zahnstangenteilung

Diverse Grössen

$\overline{p}_T$	die auf die Bremszeit bezogene durchschnittliche Verzögerung
$\overline{p}_X$	die auf den Bremsweg bezogene durchschnittliche Verzögerung
g	Erdbeschleunigung (9,8065 m/s²)
t	Zeit
t	Anzahl Fahrzeuge im Zug
v_o	Geschwindigkeit beim Stopbefehl
x	Weg (positiv in Bergrichtung)
T, X	Bremszeit bzw. Bremsweg ab Stopbefehl
T_1	Bremszeit ab Ansprechen des Übergeschwindigkeitsauslösers
τ	Verlustzeit, d. h. Zeit ab Stopbefehl bis Einsetzen der Bremskraft ($\tau = \tau_1 + \tau_2 + \tau_3$)
τ_1	Reaktionszeit des Führers
τ_2	Anlegezeit der Bremse
τ_3	Aufbauzeit der Bremse
$\mathfrak{a}$	Beschleunigung des freien Ablaufes, d. h. Beschleunigung, die bei Talfahrt bei $X_b = 0$ entsteht
$\mathfrak{p}^*$	effektive Verzögerung bei Wirken der einzelnen Bremse
$\mathfrak{p}$	die für die Stabilität massgebende Verzögerung bei Talfahrt, bzw. Beschleunigung bei Bergfahrt

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

Steifigkeiten

c_r	Steifigkeit der Radsatzfederung beim Radsatz r
$c_{yr}, c_{\alpha r}$	ideelle Steifigkeit; führt zur Achsdruckänderung des Radsatzes r, die bei der parallelen Höhenverschiebung y bzw. bei der Drehung α des Gestellrahmens entsteht.

(Fortsetzungen des Artikels werden in den folgenden Nummern erscheinen)

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

Umschau

Max-Born-Preis an Prof. Walther

Der von der Britischen und der Deutschen Physikalischen Gesellschaft (DPG) gemeinsam gestiftete Max-Born-Preis ist in diesem Jahr Prof. Herbert Walther von der Universität München verliehen worden. Walther, der auch Direktor in der Projektgruppe Laser der Max-Planck-Gesellschaft in Garching bei München ist, wurde damit für seine vielseitigen Arbeiten auf dem Gebiet der hochauflösenden Laserspektroskopie geehrt. Als besonders verdienstvoll wurden Walthers Untersuchungen über die Wechselwirkung von Licht und atomaren Teilchen gewürdigt. Die Überreichung der Medaille zur Erinnerung an den Physiker Max Born fand am 2. Mai während einer Festveranstaltung der Englischen Physikalischen Gesellschaft in London statt.

Klärschlammverwertung im Kanton Zürich

Der rasch fortschreitende Bau und Ausbau von Abwasserreinigungsanlagen (heute sind über 90% der zürcherischen Einwohner an einer mechanisch-biologischen Anlage angeschlossen)