

Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 89/90 (1927)
Heft: 2

Artikel: Bestimmung des ungefederten Gewichtes bei "Trammotoren"
Autor: Furrer, A.
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-41632>

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: 21.02.2026

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

INHALT: Bestimmung des ungefederten Gewichtes bei „Trammotoren.“ — Kraftwerk Tremorgio der Officine Elettriche Ticinesi S. A., Bodio. — Automobil und Eisenbahn. — Wettbewerb für eine evangelische Kirche mit Kirchengemeindehaus in Frauenfeld. — Mitteilungen: Eidgen. Techn. Hochschule. Grosse Universal-Prüfungsmaschinen. Die Reussbrücke in Mellingen. Tragfähigkeit von Franki-Pfählen. Zum Tellspielhaus Altdorf. Internationaler Automobilsalon Genf 1927. Ausstellung über Gartenanlagen im Gewerbemuseum Winterthur. Zum Einsturz der Oderbrücke bei

Gartz. Automobilstrasse Hamburg-Basel-Mailand. Neues Gaswerk für die Stadt Basel. Zur Einführung des Erfindungsschutzes in der Schweiz. Friedhofkunst-Ausstellung in Karlsruhe. Schweizer Mustermesse Basel 1927. Generalversammlung des S. E. V. und V. S. E. — Preisausschreiben zur Erlangung eines Spannungs- und Schwingungsmessers. — Wettbewerbe: Wandmosaik an der Kapelle im Friedhof Rosenberg in Winterthur. — Literatur. — Vereinsnachrichten: Zürcher Ingenieur- und Architekten-Verein. S. T. S.

Bestimmung des ungefederten Gewichtes bei „Trammotoren“.

Von A. FURRER, Oerlikon.

Die bekannte sogenannte Trammotor-Aufhängung wird bei elektrischen Triebfahrzeugen infolge ihrer Einfachheit gerne angewendet. Für gewisse Gebiete (mässige Geschwindigkeit, nicht zu grosse Leistung pro Radsatz) ist diese Art des Achsantriebes vielfach die vorteilhafteste. Bei der Prüfung, für welche maximale Geschwindigkeit ein solcher Antrieb noch zulässig sei, spielt die Grösse des ungefederten Gewichtes eine wichtige Rolle.

Während nun bei den meisten übrigen Antrieben, z. B. bei Gestellmotoren mit Stangen oder Einzelachsantrieb, eine reinliche Trennung des gefederten und ungefederten Gewichtes leicht möglich ist, liegen die Verhältnisse beim Tramantrieb nicht so einfach. In der Fachliteratur ist dieses Gebiet etwas stiefmütterlich behandelt, wobei gelegentlich auch unrichtige Auffassungen zu finden sind (z. B. wird die Schwerpunktaufhängung als Mittel zur Reduktion des ungefederten Gewichtes empfohlen). Eingehend wurde dieses Problem meines Wissens von E. Brecht¹⁾, Fred. W. Carter²⁾ und A. Latenser³⁾ behandelt.

Nachstehend wird eine Formel abgeleitet, die eine einfache Berechnung des ungefederten Gewichtes des Trammotors gestattet.

Abbildung 1 zeigt schematisch einen solchen Tramantrieb. Der Motor ist im Punkt B gelenkig mit dem Fahrzeugrahmen verbunden und stützt sich im Punkt A über die Tatzenlager auf die Triebachse 1 ab. Die Triebräder 2 sowie das grosse Zahnrad 3 sitzen fest auf der Triebachse 1. r_1 ist der Radius des Motorritzels 4, das mit dem Zahnrad 3 in Eingriff steht. Beim Ueberfahren der Geleise-Unebenheit h werde dem Triebradsatz eine vertikale Beschleunigung a_1 erteilt.

Hierdurch werden folgende Motorbewegungen verursacht: 1. eine Verschiebung des Motorschwerpunktes von C nach C', 2. eine Drehung des Motorgehäuses um die Axe C, 3. eine Drehung des Ankers um die Axe C. Die gleichzeitig auftretende horizontale Verschiebung des Motors ist so klein, dass sie praktisch vernachlässigt werden kann.

Die den Bewegungen 1, 2 und 3 entsprechenden, auf den Punkt A reduzierten Stosskräfte (bei einer Beschleunigung a_1 in A) bezeichnen wir mit P_1 , P_2 und P_3 . P_1 und P_2 werden durch die Motor- und Tatzenlager, P_3 dagegen durch das Zahngetriebe, sowie auch die Motor- und Tatzenlager übertragen. Für die Ableitung der Formeln nehmen wir an, dass der Drehpunkt B während des Stosses in Ruhe bleibe, was sehr angenähert stimmt, wenn der Motor wenigstens in der Nähe des theoretisch günstigsten Punktes aufgehängt ist, weil dann eine allfällige Stossreaktion in diesem Punkt nur klein, und die Fahrzeugmasse, die sie aufnimmt, verhältnismässig gross ist. Die Beschleunigung a_3 des Punktes C ist

$$a_3 = a_1 \frac{x}{c+x}$$

¹⁾ „Elektrische Kraftbetriebe und Bahnen“, 1909, Heft 10, Seite 181.

²⁾ Fred. William Carter: The Electric Locomotive, herausgegeben (1916) durch „The Institution of Civil Engineers“, London.

³⁾ „S. B. Z.“, 1924, Band 84, Nr. 11, und 1925, Band 85, Nr. 9.

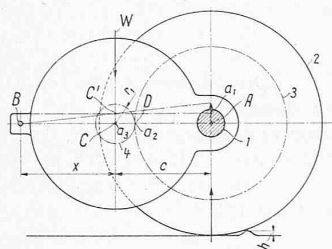


Abb. 1.

und der Trägheitswiderstand W im Punkt C bestimmt durch

$$W = \frac{G_1}{g} a_1 \frac{x}{c+x}$$

Somit ist

$$P_1 = \frac{G_1}{g} a_1 \frac{x}{c+x} \frac{x}{c+x} = \frac{G_1 a_1 x^2}{g(c+x)^2} \quad (1)$$

Hierbei bedeuten G_1 das Motorgewicht und g die Erdbeschleunigung.

Für die erwähnte Drehung des Motorgehäuses um den Punkt C ist ein Drehmoment notwendig, das sich nach der bekannten Formel

$$M'_d = J \epsilon_1$$

berechnet, worin J das Trägheitsmoment des Motorgehäuses bezogen auf die Axe C und ϵ_1 die Winkelbeschleunigung

$$\epsilon_1 = \frac{a_1}{c+x}$$

Somit ist dieser Drehmoment

$$M'_d = J \frac{a_1}{c+x}$$

Zwecks Bestimmung der Stosskraft P_2 gehen wir von der Erwägung aus, dass bei Vernachlässigung der Reibungsverluste die für die Drehung des Motorgehäuses notwendige Leistung gleich sein muss der im Punkt A aufzuwendenden Leistung; also

$$P_2 v_1 = M'_d w_1$$

wobei v_1 die der Beschleunigung a_1 entsprechende Geschwindigkeit im Punkt A in einem bestimmten Moment, w_1 die der Winkelbeschleunigung ϵ_1 entsprechende Winkelgeschwindigkeit im gleichen Moment bedeutet.

Da $w_1 = \frac{v_1}{c+x}$ ist, so ergibt sich

$$\frac{v_1}{w_1} = c+x$$

und man erhält

$$P_2(c+x) = J \frac{a_1}{c+x} \quad (2)$$

Zur Berechnung der Stosskraft P_3 müssen wir in erster Linie die Ankerbeschleunigung bestimmen. Bezeichnen wir mit a_2 die Beschleunigung im Ritzelradius relativ zum Motorgehäuse, so ist die Winkelbeschleunigung ϵ_2 des Ankers relativ zum Gehäuse

$$\epsilon_2 = \frac{a_2}{r_1}$$

Um den Zusammenhang zwischen a_1 und a_2 zu bestimmen, denken wir uns die Triebachse 1 fest und drehen den Motor um den Punkt A, wobei sich das Ritzel auf dem grossen Zahnrad abwälzt. Die Beschleunigung a_1 tritt nun im Punkt B und die Beschleunigung a_2 im Punkt D des Ritzels auf. Bei einer vollen Umdrehung würde der Punkt B den Weg $2\pi(c+x)$ und der Punkt D den Weg $2\pi(c-r_1)$ relativ zum Gehäuse zurücklegen. Also verhält sich

$$\frac{a_2}{a_1} = \frac{c-r_1}{c+x} \quad \text{Somit ist } a_2 = a_1 \frac{c-r_1}{c+x} \quad \text{und}$$

$$\epsilon_2 = \frac{a_1(c-r_1)}{r_1(c+x)}$$

Die absolute Winkelbeschleunigung des Ankers ist

$$\epsilon = \epsilon_1 + \epsilon_2 = \frac{a_1}{c+x} + \frac{a_1(c-r_1)}{r_1(c+x)} = \frac{a_1 c}{r_1(c+x)}$$

Zur Berechnung von P_3 gehen wir wieder von der Ueberlegung aus, dass

$$P_3 v_1 = M''_d w$$

sein muss, wenn M''_d das für die absolute Ankerbeschleunigung ε nötige Drehmoment und w die der Winkelbeschleunigung ε entsprechende Winkelgeschwindigkeit im betrachteten Moment ist.

Hierbei verhält sich

$$\frac{v_1}{w} = \frac{a_1}{\varepsilon} = \frac{r_1(c+x)}{c}$$

Da $M''_d = J_a \varepsilon$ ist, so ergibt sich

$$P_3 \frac{r_1(c+x)}{c} = J_a \frac{a_1 c}{r_1(c+x)}$$

$$P_3 = J_a \frac{a_1 c^2}{r_1^2(c+x)^2} \text{ oder da } \frac{c-r_1}{r_1} = \ddot{u}$$

$$P_3 = \frac{J_a a_1 (\ddot{u} + 1)^2}{(c+x)^2} \quad (3)$$

Der durch die Ankerbeschleunigung entstehende Zahn-
druck P'_3 berechnet sich aus der Gleichung

$$P'_3 r_1 = M''_d = \frac{J_a a_1 c}{r_1(c+x)}$$

Folglich ist

$$P'_3 = \frac{J_a a_1 c}{r_1^2(c+x)} \quad (3a)$$

Würde der Motor vollständig ungefedert auf der Triebachse sitzen, so wäre bei einer Beschleunigung a_1 die von der Motormasse herrührende Stosskraft auf das Geleise

$$P = \frac{G_1}{g} a_1$$

Das ungefederte Gewicht G_{u1} des Trammotors ver-
hält sich zum totalen Motorgewicht G_1

$$\frac{G_{u1}}{G_1} = \frac{P_1 + P_2 + P_3}{P}$$

weil das ungefederte Gewicht des Motors das Gewicht jener Masse ist, die im Punkt A konzentriert gedacht, die gleichen Stosswirkungen auf das Geleise ausübt wie die wirkliche Motormasse.

Also ist

$$G_{u1} = \frac{G_1 P_1}{P} + \frac{G_1 P_2}{P} + \frac{G_1 P_3}{P}$$

Werden die Werte der Formeln (1), (2) und (3) eingesetzt, so ergibt sich für das ungefederte Gewicht des Trammotors (bei ungefederten Zahnrädern)

$$G_{u1} = G'_{u1} + G''_{u1} = \frac{G_1 x^2 + J_g}{(c+x)^2} + \frac{J_a g}{(c+x)^2} (\ddot{u} + 1)^2 \quad (4)$$

wobei G'_{u1} den Motorbewegungen 1) und 2), G''_{u1} dagegen der Motorbewegung 3) (Drehbeschleunigung des Ankers) entspricht.

Um das totale ungefederte Gewicht pro Radsatz zu erhalten, ist selbstverständlich noch das Gewicht der gänzlich ungefederten Teile hinzuzuzählen (Radsatz, Achslager, grosses Zahnrad und Anteil der Zahnradverschalung und Tragfedern). Bezeichnen wir das Gewicht dieser Teile mit G_{u2} , so ist das totale ungefederte Gewicht

$$G_u = G_{u1} + G_{u2}$$

Bei gefederten Zahnrädern wird die dem letzten Glied der Formel (4) entsprechende Stosskraft von der Zahnrad-Federung aufgenommen. Somit ist in diesem Falle das ungefederte Gewicht

$$G_{u1} = G'_{u1} = \frac{G_1 x^2 + J_g}{(c+x)^2} \quad (5)$$

Von besonderem Interesse ist nun noch die Lage des Aufhängepunktes, für die die Reaktion der Stosskraft in diesem Punkt gleich Null wird. Offensichtlich wird für diese Aufhängung auch das ungefederte Gewicht ein Minimum. Gemäss Abbildung 1 wird die Reaktion im Punkt B gleich Null, wenn der im Schwerpunkt C des Motors wirkende Trägheitswiderstand W der Motormasse gleich ist der im Punkt A wirkenden Stosskraft ($P_1 + P_2 + P_3$), weil dann die für das Gleichgewicht notwendige Bedingung, „Summe aller Vertikalkräfte gleich Null“, erfüllt ist.

Für ungefederte Zahnräder können wir also die Gleichung aufstellen

$$\frac{G_1}{g} a_3 = P_1 + P_2 + P_3$$

Die Werte der Formeln (1), (2) und (3) hier eingesetzt, erhalten wir

$$\frac{G_1}{g} a_1 \frac{x}{c+x} = \frac{G_1 a_1 x^2}{g(c+x)^2} + \frac{J_a a_1}{(c+x)^2} + \frac{J_a a_1}{(c+x)^2} (\ddot{u} + 1)^2$$

$$\frac{G_1}{g} x^2 + \frac{G_1}{g} c x = \frac{G_1}{g} x^2 + J + J_a (\ddot{u} + 1)^2$$

Das ungefederte Gewicht wird somit ein Minimum, wenn

$$x = \frac{J_g + J_a g (\ddot{u} + 1)^2}{c G_1} \quad (\text{für ungefederte Zahnräder}) \quad (6)$$

Sind die Zahnräder gefedert, so haben wir

$$\frac{G_1}{g} a_1 \frac{x}{c+x} = \frac{G_1 a_1 x^2}{g(c+x)^2} + \frac{J_a a_1}{(c+x)^2}$$

Daraus ergibt sich, dass bei gefederten Zahnrädern das ungefederte Gewicht ein Minimum wird¹⁾, wenn

$$x = \frac{J_g}{c G_1} \quad (7)$$

Die Ergebnisse der von Carter angegebenen Formeln für das ungefederte Gewicht (bei ungefederten Zahnrädern) und für den zusätzlichen Zahndruck stimmen unter der Annahme, dass sich der Motor bei federnder Aufhängung in B im Moment des Stosses um den günstigsten Punkt drehe. Die Ableitung dieser Formeln ist aber nicht recht klar. Die Formeln von Brecht sind nur soweit richtig, als sie nicht die Stosskraft für die Ankerdrehbeschleunigung betreffen; für diese aber geben sie viel zu hohe Werte. Die Formeln von Latenser stimmen nicht ganz; für das ungefederte Gewicht bei gefederten Zahnrädern geben sie zwar, wenn die dort gemachten, vereinfachenden Annahmen zutreffen, annähernd richtige Resultate; aber für das der Ankerdrehbeschleunigung entsprechende ungefederte Gewicht (bei ungefederten Zahnrädern) geben sie etwas zu kleine Werte.

Nachstehend sollen die abgeleiteten Formeln an einem praktischen Beispiel angewendet werden. Für einen 1500 V-Gleichstrommotor von rund 400 PS Stundenleistung sind folgende Daten gegeben:

Motorgewicht (ohne Zahnräder) . . . $G_1 = 3720 \text{ kg}$
Trägheitsmoment des Ankers . . . $J_a = 6,4 \text{ mkg sek}^2$
Trägheitsmoment des Motorgehäuses . . . $J = 38,6 \text{ mkg sek}^2$
 $x = 0,565 \text{ m}$. . . $c = 0,576 \text{ m}$. . . $r_1 = 0,114 \text{ m}$
somit Zahnradübersetzung . . . $\ddot{u} = 4,05$

Bei federnden Zahnrädern beträgt (nach Formel 5) das ungefederte Motorgewicht

$$G_{u1} = 1205 \text{ kg} \quad (= 32,5 \% \text{ von } G_1)$$

Da ungefederte Aufhängung im Punkt B vorausgesetzt ist, tritt in diesem Punkt eine Stossreaktion auf von der Grösse

$$R_b = P_1 + P_2 - W$$

Wird eine Beschleunigung $a_1 = g = 9,81 \text{ m/sek}^2$ angenommen, so ist

$$R_b = 1205 - 1840 = -635 \text{ kg} \quad (= 17,1 \% \text{ von } G_1 \text{ oder } 52,5 \% \text{ von } G_{u1})$$

Die Stossreaktion im Aufhängepunkt B beträgt also in diesem Fall 52,5 % der Stosskraft $P_1 + P_2$. (Das negative Vorzeichen bedeutet, dass die Nase B des Motors durch diese nach unten gedrückt wird.)

Das kleinste ungefederte Gewicht ergibt sich nach Formel (7) bei

$$x_{\min} = 0,177 \text{ m} \quad (= 0,307 c)$$

und beträgt nach Formel (5)

$$G_{u1 \min} = 870 \text{ kg} \quad (= 23,4 \% \text{ von } G_1)$$

Bei ungefederten Zahnrädern beträgt das ungefederte Motorgewicht nach Formel (4)

$$G_{u1} = 2440 \text{ kg} \quad (= 65,8 \% \text{ von } G_1)$$

Im Punkt B tritt (ungefederte Aufhängung vorausgesetzt) bei einem $a_1 = 9,81 \text{ m/sek}^2$ eine Stossreaktion auf von der Grösse

$$R_b = 2440 - 1840 = +600 \text{ kg} \quad (= 24,5 \% \text{ von } P_1 + P_2 + P_3)$$

¹⁾ In der „S. B. Z.“, 1925, Band 85, Nr. 16, hat J. Basta eine ähnliche Formel angegeben, die er durch andere Ueberlegungen erhalten hat. Da Basta das ganze Motorträgheitsmoment statt nur das des Gehäuses einsetzt, berücksichtigt er nicht, dass der dem J_a entsprechende Anteil infolge der Zahnradfederung wegfällt.

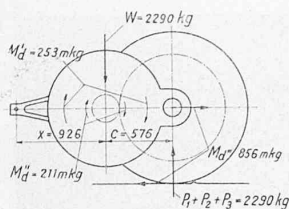


Abb. 2.

Das kleinste ungefederte Gewicht ergibt sich nach Formel (6) bei

$$x_{\min} = 0,926 \text{ m} \quad (= 1,61 \cdot c)$$

und beträgt nach Formel (4)

$$G_{u1 \min} = 1580 + 710 = 2290 \text{ kg}$$

$$(\quad = 61,7 \% \text{ von } G_1)$$

Der zusätzliche Zahndruck beträgt nach Formel (3a) bei $a_1 = 9,81 \text{ m/sec}^2$

$$P'_3 = 1850 \text{ kg}$$

$$(\quad = 80,7 \% \text{ von } P_1 + P_2 + P_3)$$

Als Probe für die Richtigkeit der abgeleiteten Formeln soll noch untersucht werden, ob die drei Gleichgewichts-Bedingungen: Summe aller Vertikalkräfte, aller Horizontalkräfte und aller Drehmomente je $= 0$, für das vorstehende Beispiel (ungefederte Zahnräder; $x = 0,926 \text{ m}$) erfüllt sind.

Auf das Gebilde Motor + Radsatz wirken, wenn die Masse der gänzlich ungefederten Teile nicht berücksichtigt wird, bei einer Beschleunigung $a_1 = 9,81 \text{ m/sec}^2$ die folgenden äusseren Kräfte und Drehmomente: die Stosskräfte $P_1 + P_2 + P_3 = 2290 \text{ kg}$; der Trägheitswiderstand im Motorschwerpunkt $W = 2290 \text{ kg}$; das Reaktionsmoment (Trägheitswiderstand) der Drehbeschleunigung des Motorgehäuses $M'_d = 253 \text{ mkg}$; das Reaktionsmoment der Ankerdrehbeschleunigung $M''_d = J_a \varepsilon = \frac{J_a a_1 c}{r_1 (c + x)} = 211 \text{ mkg}$

und das Drehmoment, das sich bildet aus der Reibung zwischen Rad und Schiene und deren Reaktion im Achslager und bewirkt wird durch den Zahndruck P'_3 und dessen Hebelarm $(c - r_1)$, im Werte von $M_d = 856 \text{ mkg}$.

Wie aus Abbildung 2 ohne weiteres ersichtlich ist, sind die zwei ersten Gleichgewichtsbedingungen erfüllt. Da ferner im Uhrzeigersinn die Drehmomente $253 + 211 + 856 = 1320 \text{ mkg}$ wirken und diese Summe gleich ist dem Moment $2290 \cdot 0,576 = 1320 \text{ mkg}$ im Gegenuhrzeigersinn, ist auch die dritte Bedingung erfüllt.

Bei ausgeführten Motoren können die Trägheitsmomente auf bekannte Art experimentell bestimmt werden¹⁾.

Um noch den Einfluss der Lage des Aufhängepunktes B zu veranschaulichen, sind in Abbildung 3 die ungefederten Gewichte G_{u1} , G'_{u1} und G''_{u1} in Prozenten des gesamten Motorgewichtes als Funktion von x für das vorstehend angeführte Beispiel aufgetragen. G'_{u1} erreicht bei $x = 0,177 \text{ m} = 0,307 \cdot c$ sein Minimum, während G''_{u1} mit wachsendem x beständig abnimmt. G_{u1} ($= G'_{u1} + G''_{u1}$) erreicht für die Uebersetzung 4,05 bei $x = 0,926 = 1,61 \cdot c$ sein Minimum. Eine Aenderung der Uebersetzung hat gemäss Formel (5) auf G'_{u1} keinen Einfluss. G''_{u1} aber wird mit grösserer Uebersetzung entsprechend dem grösseren $(i + 1)^2$ grösser. In der Abbildung 3 sind G_{u1} und G''_{u1} auch noch für die Uebersetzungen 1:3 und 1:5 eingetragen.

Da der Zahndruck P'_3 ein Drehmoment $P'_3(c - r_1)$ auf den Triebradsatz ausübt, kann die Frage aufgeworfen werden, ob hierdurch die Triebräder nicht zum Gleiten gebracht werden und somit die Reibung zwischen Rad und Schiene die Grösse der Stosskraft P_3 begrenze. Dabei darf aber nicht ausser acht gelassen werden, dass im Moment des Stosses entsprechend dem um die Stosskraft vermehrten Raddruck auch diese Reibung grösser wird, und dass beim Gleiten statt des Ankers der Triebradsatz eine Beschleunigung erfährt. Bezügliche Berechnungen zeigen, dass für die üblichen Ausführungen der Triebräder

satz durch den Stoss gewöhnlich nicht zum Gleiten gebracht wird und somit die dem ungefederten Gewicht G'_{u1} entsprechende Stosskraft in der Regel voll auftritt.

Für die Ableitung der verschiedenen Formeln wurde vorausgesetzt, dass der Motor im Punkt B gelenkig, aber ungefedert am Fahrzeugrahmen aufgehängt, und somit dass dieser Punkt zugleich auch der Drehpunkt sei. In der Praxis wird diese Aufhängung gewöhnlich federnd ausgebildet, weil die Federung dämpfend auf eine allfällige stossweise Uebertragung des Motordrehmomentes (z. B. bei Stromstössen) wirkt und sie bei schweren Anfahrten eine gewisse Drehung des Kollektors gestattet, bevor sich der Zug in Bewegung setzt. Da beim Ueberfahren von Geleise-Unebenheiten der Motor immer das Bestreben hat, sich um den theoretisch günstigsten Aufhängepunkt zu drehen, wird auch in jenen Fällen, wo der wirkliche Aufhängepunkt von diesem abweicht, die federnde Aufhängung infolge der Nachgiebigkeit der Federn im Moment des Stosses

die Drehung sehr angenähert um den theoretisch günstigsten Punkt erlauben, sodass sich dadurch auch das minimale ungefederte Gewicht ergibt. Dabei besteht allerdings, wenn, z. B. infolge theoretisch nicht richtiger Aufhängung, im Punkte B Reaktionen der Stosskräfte in einem bestimmten Rhythmus auftreten sollten, die Gefahr einer Resonanz zwischen diesen Reaktionen und der Eigenschwingungszahl des Motors um die Triebachse, weshalb die Federung möglichst schwingungsdämpfend, d. h. energie-aufzehrend sein soll (geschichtete Blattfedern, Ringfedern).

Was die Verteilung der ungefederten Gewichte auf die beiden Triebräder betrifft, so herrscht vielfach die irrthümliche Ansicht, dass bei einseitigem Zahngetriebe das ungefederte Gewicht G'_{u1} grösstenteils auf das dem Zahngetriebe benachbarte Triebrad wirke. Die Unrichtigkeit dieser Auffassung wird uns klar, wenn wir untersuchen, welche äusseren Einzelkräfte auf das Gebilde Motor + Triebradsatz wirken. Zu diesem Zwecke suchen wir die Reaktionen der Stosskräfte, die vom Geleise her auf obiges Gebilde übertragen werden. Ausser einer allfälligen Reaktion im Aufhängepunkt B , die aber bei theoretisch richtiger Aufhängung gleich Null wird, kommt einzig noch der Trägheitswiderstand der ungefederten Massen in Betracht. Da deren Schwerpunkt (in transversaler Richtung), sowie übrigens auch der Aufhängepunkt B , in der Regel ungefähr in Fahrzeugmitte liegt, verteilt sich auch bei einseitigem Zahngetriebe das ungefederte Gewicht ungefähr gleichmässig auf beide Triebräder¹⁾.

Bei den vorstehenden Untersuchungen wurde angenommen, dass die Geleise-Unebenheit h gleichzeitig bei beiden Triebrädern aufträte. Tritt sie nur einseitig auf, so wird der Stoss auf das betreffende Triebrad im allgemeinen etwas kleiner als im ersten Fall, da die zwischen den Triebrädern liegenden ungefederten Massen eine kleinere Beschleunigung erfahren als bei beidseitiger Geleise-Unebenheit. Die hierbei infolge Schiefstellung der Triebachse auftretenden Kreiselwirkungen der rotierenden Massen sind in der Regel nicht von Bedeutung, weil sie eine Funktion der Verdrehungs-Winkelgeschwindigkeit (nicht der Beschleunigung) sind, und diese Winkelgeschwindigkeit selbst bei sehr heftigen Stössen, also grosser Beschleunigung, infolge der sehr kurzen Dauer des Stosses nicht gross werden kann. Da sich ferner beim Tramantrieb Anker und Triebradsatz gegenläufig drehen, so heben sich die Kreiselwirkungen teilweise noch auf.

In einer spätern Abhandlung soll noch bei gegebener Geleise-Anlage der Einfluss der Fahrgeschwindigkeit, des ungefederten Gewichtes und der Grösse des Triebraddurchmessers auf die Grösse der Stosswirkungen zwischen Rad und Geleise untersucht werden.

¹⁾ Was die Achsdruck-Verteilung der übrigen auf den Radsatz wirkenden Kräfte betrifft, sei auf eine bezügliche Abhandlung von Ingenieur A. Laternser in der „S. B. Z.“, Band 87, 20. Februar 1926, verwiesen.

¹⁾ Siehe z. B. „E. T. Z.“, 1917, Heft 13.

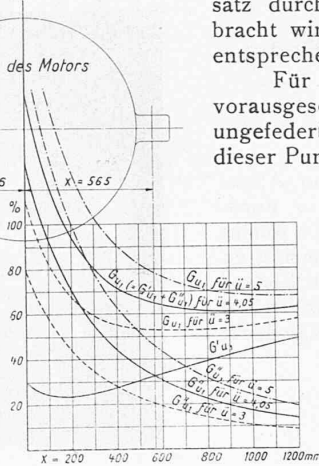


Abb. 3.