

Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 94 (1976)
Heft: 30

Artikel: Modelle für die Bemessung bei plötzlich auftretenden Belastungen
Autor: Wettstein, H.
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-73137>

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. 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. [Siehe Rechtliche Hinweise.](#)

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. [Voir Informations légales.](#)

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. [See Legal notice.](#)

Download PDF: 16.05.2025

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

1,6 · 10⁶ Biegewechsel und damit etwa die doppelte Lebensdauer wie ein mit Vergussköpfen versehenes Seil bei der gleichen Prüfung. Bemerkenswert ist, dass die ersten Drahtbrüche beim Klemmkopf, auf die Lebensdauer bezogen, relativ früher als beim Vergusskopf auftreten. D.h. der Klemmkopf kündigt sein Versagen relativ früher an und bietet damit nochmals eine grössere Sicherheit.

Feldversuch

Für die Erprobung des Klemmkopfes wurde freundlicherweise eine Materialbahn in Zermatt zur Verfügung gestellt. Ein Kopf ist hier seit dem vergangenen Sommer in Betrieb, ohne dass sich dabei irgendwelchen achteilige Folgen gezeigt hätten.

Zusammenfassung und Ausblick

Es wurde eine neue Seilendbefestigung, der sog. Klemmkopf vorgestellt, bei dem die einzelnen Litzen durch die Keilwirkung zwischen einem Innenkegel und einer Aussenhülle selbsthemmend gehalten werden. Zur Vermeidung von grossen örtlichen Flächenpressungen sind beide Flächen mit plastisch deformierbarem Material (Aluminiumdraht) ausgekleidet. Eine Kunststoffhülle hält die Seilschwingungen vom Klemmbereich fern. Die Hohlräume sind mit korrosionsschutzhaltigem Fett gefüllt. Die durchgeführten statischen und

dynamischen Versuche zeigten im Vergleich mit dem Vergusskopf durchwegs gleichwertige oder bessere Ergebnisse. Der Klemmkopf kann auch, im Gegensatz zum Vergusskopf, mit einfachen Mitteln zerlegt, kontrolliert und bei Gutbefund erneut zusammengebaut werden. Die äusseren Abmessungen des Klemmkopfes entsprechen denen des Vergusskopfes, so dass bei bestehenden Konstruktionen ein Austausch möglich ist.

Die Versuche werden zur Sicherung der Ergebnisse weitergeführt. Namentlich sollen Anhaltspunkte für die nötigen Kontrollintervalle, weitere konstruktive und herstellungstechnische Vereinfachungen sowie solche für die Optimierung der Abmessungen erarbeitet werden.

Literaturverzeichnis

- [1] G. Oplatka und H. Siebenthaler: Ermüdungsprüfung von Seilendbefestigungen. «Internationale Seilbahn-Rundschau» 1975, Heft 5.
- [2] O. Zweifel: Theorie zum Klemmkopf für Litzenseilbefestigung. Interner Bericht v. 24.4.1975. Unveröffentlicht.
- [3] G. Oplatka und M. Roth: Drahtbrüche in Zugseilen in der Nähe von Befestigungsstellen. «Internationale Seilbahn-Rundschau» 1974, Heft 4.

Adresse des Verfassers: Dr. Gábor Oplatka, Institut für Bau- und Transportmaschinen, ETH Zürich, Sonneggstrasse 3, 8006 Zürich.

Modelle für die Bemessung bei plötzlich auftretenden Belastungen

Von H. Wettstein, Zürich

DK 625.57

Es ist bekannt, «dass bei schlagartig auftretender Belastung in der Regel die der doppelten Belastung entsprechende Beanspruchung auftreten kann». Diese recht ungenaue Aussage verhilft in gewissen Fällen zu einer sicheren Bemessung, aber möglicherweise auch zu unsinniger Überdimensionierung. Beispielsweise bei Seilbahnfahrzeugen wäre die Anwendung dieses Kriteriums geradezu prohibitiv. Es gilt daher zu zeigen, unter welchen Bedingungen davon abgewichen werden darf. Dies erfordert das Studium der dynamischen Belastungsvorgänge an vereinfachten Modellen. Hier soll über einige diesbezügliche Ergebnisse, welche von allgemeinerem Interesse sein dürften, berichtet werden, während die spezielle Ausarbeitung für Seilbahnfahrzeuge in einer vom Institut für Bau- und Transportmaschinen der ETH Zürich vorbereiteten umfangreicheren Arbeit erfolgen wird. Als mechanische Modelle der wirklichen Systeme bieten sich starre, elastische, plastische oder gemischte an.

Starre und elastische Modelle

Mit der starren Modellvorstellung verbunden ist die Eigenschaft, dass jeder (auch rasch wechselnden) Belastung augenblicklich an jeder Stelle des Systems eindeutige Beanspruchungen entsprechen. Dies würde bei elastischen Modellen nur für «langsam» ändernde Belastungen gelten. Die mit dem starren Modell erfassbaren Beanspruchungen kann man daher als «quasistatisch» bezeichnen. Schlagartige Belastungsänderungen sind in der starren Modellvorstellung immer auch quasistatisch. Anders ist es mit elastischen Modellen, für welche der eingangs erwähnte Satz zum Teil gilt. Bei diesen Modellen können rasche Belastungsänderungen Schwingungen der Systemteile gegeneinander verursachen, so dass die Beanspruchungen nicht mehr dem quasistatischen Zustand entsprechen. Man kann ein wirkliches System wie ein Seilbahnfahrzeug natürlich nicht mit seiner Vielfalt von Schwingungsformen als Modell benutzen. Es soll später gezeigt werden, dass

nur die Eigenschwungsformen mit den längsten Schwingungsdauern wichtig sind. Für eine Behandlung der Einflüsse erster Grösse soll hier nur eine einzige sogenannte «massgebende» Eigenschwungsform betrachtet werden¹⁾ welche dadurch gekennzeichnet sei, dass sie den Deformationen unter analoger quasistatischer Belastung möglichst gut entspricht.

Die zugehörige Eigenschwingungsdauer T wird hier ebenfalls als die «massgebende» bezeichnet, und es wird sich zeigen, dass Belastungsänderungen dann als «rasch» zu bezeichnen sind, wenn sie innert vergleichbaren oder kleineren Zeitintervallen erfolgen.

Das elastische Modell ist nun bereits zu einem Schwinger mit einem Freiheitsgrad vereinfacht, welcher nun auch noch als harmonisch betrachtet werde. Als Beispiel möge die Zugbeanspruchung in der Aufhängung einer Seilbahnkabine bei rasch auftretender Bremskraft B untersucht werden (Bild 1). Als massgebende Schwingungsform²⁾ gilt hier diejenige der beiden Massen m (Laufwerk) und M (Kabine) gegeneinander, wobei m auf einer Geraden mit Neigungswinkel α geführt sei. Die zu untersuchende Zugkraft entspricht hier der Federkraft F , welche der folgenden Differentialgleichung eines harmonischen Schwingers genügt:

$$(1) \quad F + \chi^2 F = \chi^2 \cdot E(t) \quad ^3)$$

¹⁾ Die statischen Ersatzzustände, welche der Bemessung zugrunde gelegt werden, sollen in den kritischen Querschnitten dieselben Beanspruchungen wie die massgebende Eigenschwungsform erzeugen. Unter Umständen sind für verschiedene Beanspruchungskomponenten (Zug, Moment) auch verschiedene «massgebende Eigenschwungsformen» zu erörtern.

²⁾ Die Pendelschwingung beruht nicht auf internen elastischen Kräften und ist daher nicht im erwähnten Sinne massgebend.

³⁾ Beim Beispiel des Seilbahnfahrzeuges ist

$$\chi^2 = \lambda \frac{m + M \sin^2 \alpha}{m \cdot M} \quad \text{und} \quad E(t) = B(t) \frac{M \sin \alpha}{m + M \sin^2 \alpha}$$

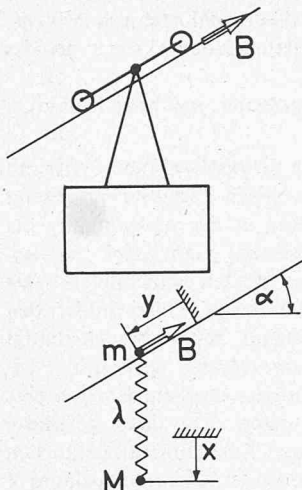


Bild 1 (links). Oben Seilbahnfahrzeug, unten elastisches Modell für die Untersuchung der Zugkraft in der Kabinenaufhängung

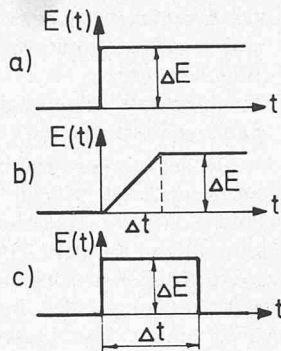


Bild 2 (rechts). Störfunktionen, für welche die Ausschläge eines harmonischen Schwingers nach Gleichung (1) hier behandelt sind

Hier ist ω die «massgebende» Eigenkreisfrequenz, und die Störfunktion $E(t)$ kann allgemein als diejenige Kraft aufgefasst werden, welche beim starren Modell auftreten würde, denn dabei wäre $\omega = \infty$, und (1) würde in $F = E$ übergehen. Dieselbe Differentialgleichung (1) würde auch für irgendwelche andere elastische linearisierte Modelle mit einem Freiheitsgrad gebildet.

Für die Bemessung braucht man den höchsten Wert von F ($F_{\max}$), der bei einem bekannten Verlauf von $E(t)$ auftritt. Als solche Verläufe dürften besonders die in Bild 2 angegebenen in vielen Fällen anwendbar sein. Derjenige nach a) entspricht einer schlagartigen Änderung um ΔE (als Beispiel sei der Lastabwurf bei einem Kran erwähnt). In diesem Fall erfolgt bekanntlich eine harmonische Schwingung von F zwischen den ursprünglichen und dem von $2 \Delta E$ vergrösserten Wert. Daher kommt die eingangs erwähnte Aussage über die «doppelte Beanspruchung». Interessanter ist der Verlauf nach b) (Bild 2), der z. B. einer ansteigenden Bremskraft entsprechen kann. Die Reaktion des Modellschwingers besteht in einer Übergangsschwingung⁴⁾ während Δt und einer anschliessenden Schwingung um die neue Gleichgewichtslage ($F = \text{Anfangswert} + \Delta E$) mit der Amplitude $f \cdot \Delta E$, wobei

$$(2) \quad f = \frac{\left| \sin \frac{\omega \Delta t}{2} \right|}{\frac{\omega \Delta t}{2}} = \frac{\left| \sin \pi \frac{\Delta t}{T} \right|}{\pi \frac{\Delta t}{T}} \text{ ist.}$$

Auf diese in Bild 3 dargestellte Beziehung hat u. a. O. Zweifel [1] hingewiesen. Sie zeigt, wie mit zunehmendem Verhältnis $\Delta t/T$ der quasistatische Zustand asymptotisch angenähert wird und dass mit zunehmender massgebender Schwingungsdauer T immer langsamere Laständerungen noch als «rasch» zu betrachten sind.

Der Anregungsfall c) in Bild 2 entspricht z. B. einer kurz dauernden Bremsung, während welcher eine hohe Bremskraft wirkt. Als Kennzahl der Störung soll hier deren Antrieb $S = \Delta E \cdot \Delta t$ verwendet werden, weil dieser vielfach als Impulsänderung leicht bestimmbar ist. Für $\Delta t > T/2$ entspricht der

⁴⁾ Die Übergangsschwingung hat die Form

$$F = \Delta E \left(\frac{t}{\Delta t} - \frac{1}{\omega \Delta t} \cdot \sin \omega t \right).$$

F bleibt während des Überganges auf jeden Fall kleiner als das Maximum der nachfolgenden Schwingung, welches nach Gl. (2) $1 + f \cdot \Delta E$ beträgt.

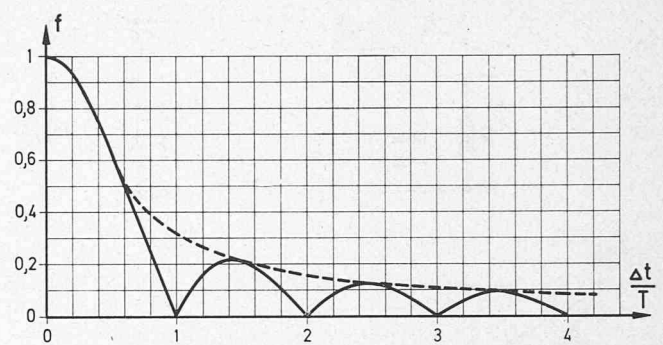


Bild 3. Amplitudenfaktor f nach einem Übergangsverlauf der Störfunktion gemäss Bild 2b) gemäss Gleichung (2). Wenn $\Delta t/T$ ganzzahlige Werte annimmt, wird $f = 0$. Weil aber Δt und T meistens nicht exakt bestimmbar sind, ist es sicherer, mit der gestrichelten Kurve

$$f = \frac{1}{\pi} \frac{\Delta t}{T} \quad \left(\frac{\Delta t}{T} > 0,5 \right)$$

zu rechnen

Fall c), dem Fall a), weil während der Störung mehr als eine Halbschwingung erfolgt. Also ist für

$$(3a) \quad \Delta t > \frac{T}{2} : F_{\max} = 2 \cdot \Delta E = 2 \cdot \frac{S}{\Delta t} = \omega \cdot S \cdot \frac{1}{\frac{\omega \Delta t}{2}}$$

Für $\Delta t < T/2$ tritt der Maximalwert von F erst nach der Störung auf. Er wurde, abgesehen vom noch zu addierenden Anfangswert, mit

$$(3b) \quad \Delta t < \frac{T}{2} : F_{\max} = \omega \cdot S \cdot \frac{\sin \frac{\omega \Delta t}{2}}{\frac{\omega \Delta t}{2}}$$

berechnet. Dargestellt in Bild 4 entsteht mit denselben Funktionen wie in Bild 3 eine Figur, die jedoch andere Bedeutung hat. Sie zeigt, dass $F_{\max}$ mit der Kürze der Störung ($\Delta t \rightarrow 0$ und $\Delta E \rightarrow \infty$) gegen den begrenzten Wert ωS strebt, wobei das Verhältnis $F_{\max}/\Delta E$ gegen Null strebt. Davon profitiert man z. B. bei weichgefederten Fahrzeugen, auf deren Kasten die auf das Fahrwerk ausgeübten kurzen Schläge (hohe Kraft ΔE , kleines Verhältnis $\Delta t/T$, Antrieb S begrenzt, $\omega \cdot S \ll \Delta E$) nur stark abgeschwächt einwirken. Bei längerdauernden Störungen des Typs c) (Bild 2, $\Delta t > T/2$) ist immer $F_{\max} = 2 \Delta E$.

Zurückkommend auf das Beispiel von Bild 1 könnte die Feder durch ein starr-plastisches Pufferelement ersetzt werden,

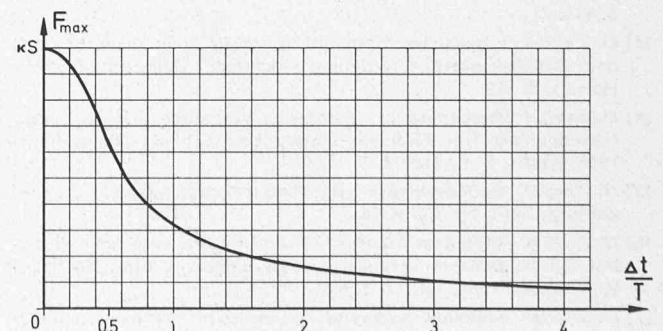


Bild 4. Höchste Amplitude der Schwingung bei einer Störfunktion mit konstant gehaltenem Antrieb S nach Bild 2c) gemäss Gleichung (3). Dies entspricht z. B. einer vorgegebenen Geschwindigkeitsänderung