Zur Bemessung von Schraubenverbindungen

Autor(en): **Grossmann, K.H.**

Objekttyp: **Article**

Zeitschrift: **Schweizerische Bauzeitung**

Band (Jahr): **107/108 (1936)**

Heft 7

PDF erstellt am: **28.04.2024**

Persistenter Link: https://doi.org/10.5169/seals-48350

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Inhalten der Zeitschriften. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern.
Die auf der Plattform e-periodica veröffentlichten Dokumente stehen für nicht-kommerzielle Zwecke in Lehre und Forschung sowie für die private Nutzung frei zur Verfügung. Einzelne Dateien oder Ausdrucke aus diesem Angebot können zusammen mit diesen Nutzungsbedingungen und den korrekten Herkunftsbezeichnungen weitergegeben werden.
Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. Die systematische Speicherung von Teilen des elektronischen Angebots auf anderen Servern bedarf ebenfalls des schriftlichen Einverständnisses der Rechteinhaber.

Haftungsausschluss

Alle Angaben erfolgen ohne Gewähr für Vollständigkeit oder Richtigkeit. Es wird keine Haftung übernommen für Schäden durch die Verwendung von Informationen aus diesem Online-Angebot oder durch das Fehlen von Informationen. Dies gilt auch für Inhalte Dritter, die über dieses Angebot zugänglich sind.

Ein Dienst der *ETH-Bibliothek*
ETH Zürich, Rämistrasse 101, 8092 Zürich, Schweiz, www.library.ethz.ch

http://www.e-periodica.ch

INHALT: Zur Bemessung von Schraubenverbindungen. — Vom Bau des Mohawk-Dammes, Ohio U. S. A. — Ausländische Stimmen über Staumauern. — Dampfumformer in amerikanischen Industriekraftwerken. — Wettbewerb für röm.-kathol. Kirche in Schönenwerd. — 150 t-Lokomotiv-Schiebebühnen der SBB im Depot Geroldstrasse, Zürich. — Mitteilungen: Bitumenemulsionen zur Verdichtung durchlässiger Bodenarten. Aussichtswagen der Oesterr. Bundesbahnen. Hochleistungsschalter. Feuerschutz des Holzes. Kaplanturbine mit Schutz gegen Ueberdrehzahl. Deutsche Forschungsarbeiten über Lebensmittelfrischhaltung. Neue Aarebrücke Koblenz-Felsenau. Renovation der Stiftskirche St. Gallen. Schwebebahn im Matterhorngebiet. Gebrochene Staudämme. Staudamm Bannalpwerk. Do 20, das neue Atlantic-Flugboot. Betonrohre von 3,86 innerem ∅. Wasserversorgung der Stadt Zürich. Verkehrswege in Abessinien. Estrich aus Marmorsplitt in Gummibettung. — Wettbewerbe: Schweizerpavillon an der Internat. Ausstellung in Paris 1937. Neues Kantonsbibliothek- und Staatsarchivgebäude Aarau. — Nekrologe: Emil Vogt. — Literatur. — Mitteilungen der Vereine.

Band 108 Der S. I. A. ist für den Inhalt des redaktionellen Teils seiner Vereinsorgane nicht verantwortlich. Nachdruck von Text oder Abbildungen ist nur mit Zustimmung der Redaktion und nur mit genauer Quellenangabe gestattet. Nr. 7

Zur Bemessung von Schraubenverbindungen.

A. Thum und F. Debus haben kürzlich zu der wichtigen Frage haltbarer Schraubenverbindungen einen aufschlussreichen Beitrag[1]) geliefert, auf den sich die folgenden Bemerkungen stützen.

1. *Zwei Versuche.* Die durch Anziehen der Schraube vorgespannte Flanschverbindung Abb. 1 wurde in der Zerreissmaschine durch eine veränderliche äussere Gesamtkraft P beansprucht und die jeweilige zusätzliche Längung der Schraube durch Tensometer festgestellt. In Abb. 2 ist das Ergebnis einer solchen Messung aufgetragen. Auch die Pleuelstange Abb. 3 wurde, bei gleicher (durch Tensometer kontrollierter) Vorspannung der beiden Schrauben, in die Zerreissmaschine eingebaut. Die ermittelte, für beide Schrauben praktisch gleiche Beziehung zwischen äusserer Kraft und Längung erhellt aus Abb. 4.

Zur Deutung dieser beiden Diagramme kann man sich den in Abb. 1 angedeuteten «Einflusskegel» einer Schraube durch eine Hülse, Abb. 5, ersetzt denken, welche durch den Ueberschuss der Schraubenkraft über die äussere Kraft in dem selben Masse zusammengedrückt würde wie in Wirklichkeit die verspannten Teile. Der Zusammenhang zwischen der *zusätzlichen* Dehnung λ_z der Schraube (gegenüber jener im vorgespannten Zustand), der äusseren Kraft P und der durch sie hervorgerufenen *zusätzlichen* Schraubenkraft P_z (über die Vorspannung hinaus) ist durch die Federkonstanten C_1 der Schraube und C_2 der Ersatzhülse bestimmt:

$$\lambda_z = \frac{P_z}{C_1} = \frac{P - P_z}{C_2} = \frac{P}{C_1 + C_2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

Diese Beziehungen gelten indessen nur solange, als die von der Vorspannung V bewirkte Stauchung V/C_2 der Hülse nicht infolge der äusseren Kraft rückgängig gemacht ist. Von dem Punkt mit den Koordinaten $\lambda_z = V/C_2$, $P = P_e = V(C_1 + C_2)/C_2$ an, d. h. bei entlasteter Hülse, gilt hingegen

$$\lambda_z = \frac{P - V}{C_1} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

Die Kurve $P = f(\lambda_z)$ müsste demnach aus zwei in dem Knickpunkt $(V/C_2, P_e)$ zusammenstossenden Geraden mit den Richtungstangenten $C_1 + C_2$ und C_1 bestehen. Wie die Abbildungen 2 und 4 zeigen, trifft das Hülsenmodell die Verhältnisse vorzüglich, abgesehen von einer gewissen, im Fall des Pleuelstangenkopfs sehr engen, bei der Flanschverbindung weiteren Umgebung des Knickpunkts.

2. *Folgerung.* In einer hoch vorgespannten Schraube vergrössert eine äussere Kraft P den auf die Schraube wirkenden Zug um

$$P_z = \frac{C_1}{C_1 + C_2} P \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

und vermindert den Druck auf die verspannten Teile um

$$P - P_z = \frac{C_2}{C_1 + C_2} P \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

Dies solange die Vorspannung V die Druckverminderung übertrifft, d. h. solange V grösser ist als

$$V_{\min} = \frac{C_2}{C_1 + C_2} P \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

und infolgedessen $V + P_z > P$. Sobald hingegen, bei gegebener äusserer Kraft P, V unter den kritischen Wert $V_{\min}$ sinkt, spielen die verspannten Teile bei der Uebertragung der äussern Kraft auf die Schraube keine Rolle mehr:

$$P_z = P - V \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (6)$$

3. *Wahl der Federkonstanten.* In Abb. 6 ist auf Grund von Dauerschlagversuchen der beiden genannten Autoren über der Vorspannung V die höchstzulässige Dauerschlagkraft aufgetragen, die eine $^5/_8$" Schraube aus St. 38,13 über V hinaus erträgt[2]).

Die durch eine gegebene Betriebslast P bedingte kritische Vorspannung ist gerade noch klein genug, um der Gl. (6) zu genügen, worin P_z bereits die für $V \geqq V_{\min}$ gültige Gl. (3) befriedigt, also die in diesem Bereich von P bewirkte Zusatzlast bedeutet:

$$P_z = P - V_{\min} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (7)$$

Dabei ist gemäss (3) und (5)

$$P_z = \frac{C_1}{C_2} \cdot V_{\min} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (8)$$

Sowohl bei konstanter Betriebslast P wie auch bei konstantem Verhältnis C_1/C_2 ist die Beziehung zwischen P_z und $V_{\min}$ linear; der Schnittpunkt der beiden Geraden (7) und (8) bezeichnet das durch P und C_1/C_2 bestimmte Wertepaar $V_{\min}$, P_z. Beispielsweise ist dieser Schnittpunkt für eine vorgesehene Betriebslast von 1600 kg bei der Wahl von $C_1\ C_2 = {}^1/_2$ in Abb. 6 der Punkt 1, bei der Wahl $C_1/C_2 = 1$ der Punkt 3. Bleiben wir einen Augenblick bei der zweiten Wahl. Wird die Schraube z. B. mit $V_1 = 2200$ kg vorgespannt, so hält sie ungefährdet und ohne Vernichtung des Drucks auf die verspannten Teile auch mehr als 1600 kg Betriebslast aus, nämlich, wie die in der Abbildung angedeutete Konstruktion zeigt, bis zu 2000 kg. Die selbe maximale Betriebsfestigkeit verschafft der Schraube auch die Vorspannung $V_2 =$ 650 kg, doch bewirkt bei dieser schon eine Betriebslast von 1300 kg eine völlige Entlastung der verspannten Teile. Eine solche ist aber wegen der dadurch erhöhten Gefährdung durch Schläge auch dann zu vermeiden, wenn keine Mindestpressung zwecks guter Abdichtung vorgeschrieben ist. Für die Herstellung von 2000 kg Betriebsfestigkeit kommt also nur V_1 in Betracht. Durch Verkleinern der Vorspannung bis zur Abszisse des Punktes 4 kann die Betriebsfestigkeit bis auf $P = 2600$ kg gesteigert werden. — Wählt man jedoch $C_1/C_2 = {}^1/_2$, so ist mit dieser Betriebslast die Grenze des Erträglichen bei genügender Vorspannung noch keineswegs erreicht; sie liegt vielmehr erst bei $P = 3100$ kg (Punkt 2). — Im Folgenden werde die Abszisse des jeweiligen Schnittpunkts der Geraden $C_1/C_2 =$ const. mit der Grenzkurve kurz als die «günstigste» Vorspannung V_g bezeichnet.

Der erwähnte ist nicht der einzige Grund, sich lieber für das Verhältnis $C_1/C_2 = {}^1/_2$ und die dem Punkte 2 entsprechende Vorspannung zu entscheiden als für das Verhältnis $C_1/C_2 = 1$ und die Abszisse des Punktes 4. Bei gegebener Betriebslast, z. B. $P =$ 1600 kg, ist auch der Druck auf die verspannten Teile bei der ersten Wahl viel grösser, nämlich gleich dem Abszissenunter-

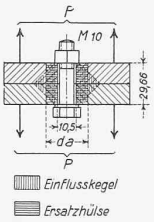

Abb. 1. Flansch-Verbindung.

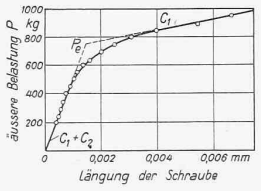

Abb. 2. Längungs-Diagramm der Verbindung nach Abb. 1.

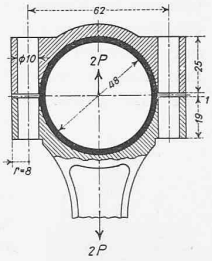

Abb. 3. Pleuelstangen-Verchraubung.

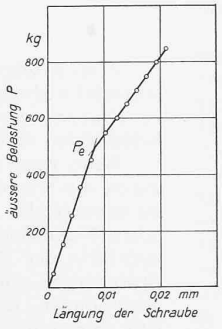

Abb. 4. Längungs-Diagramm d. Verschraubung nach Abb. 3.

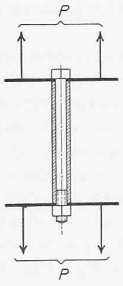

Abb. 5. Ersatzmodell der Verschraubungen nach Abb. 1 u. 3.

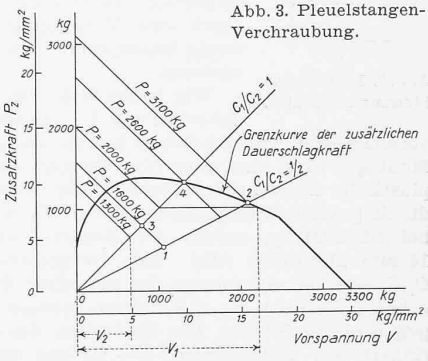

Abb. 6. Dauerschlagfestigkeits-Diagramm schlüsselverspannter Schrauben ($^5/_8$", St. 38.13) nach Thum und Debus.

[1]) «Vorspannung und Dauerhaltbarkeit von Schraubenverbindungen». Mitt. d. Materialprüfungsanstalt a. d. T. H. Darmstadt. VDI-Verlag, Berlin 1936. Die Abbildungen 1 bis 4 und 7 sind, zum Teil leicht abgeändert, dieser Arbeit entnommen. Vergl. zum Folgenden auch A. Thum: Gestaltfestigkeit, «SBZ», Bd. 106, S. 25*, 20. Juli 35.

[2]) Die Grenzkurve von Abb. 6 ist eine Umzeichnung jener von Abb. 83, S. 55 der erwähnten Abhandlung.

Aus dem Erdbaulaboratorium Zanisville, U. S. A.

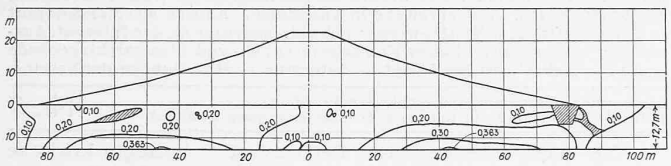

Abb. 3. Photoelastisch ermittelter Scheerkräfte-Verlauf (vergl. Abb. 2).

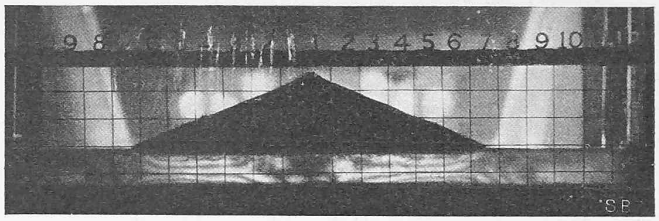

Abb. 2. Modellversuch: Damm auf kalibrierter Gelatine (helle Schicht).

schied der Punkte 2 und 1, gegenüber jenem der Punkte 4 und 3. Da ferner die den Druck der verspannten Teile gerade annullierende Betriebslast P proportional der Vorspannung ist, bewirkt ein relativer Verlust $\Delta V/V$ an Vorspannung den selben relativen Verlust $\Delta P/P$ an zulässiger Betriebslast [3]); die nämliche absolute Vorspannungseinbusse ΔV hat also bei der ersten Wahl (Punkt 2) einen weit geringeren prozentualen Verlust an zulässiger Betriebslast zur Folge als bei der zweiten (Punkt 4). Der Vorspannungsverlust kann etwa von einer Dehnungsverminderung der Schraube infolge plastischer Verformung des Gewindes herrühren. Der durch die nämliche Dehnungsabnahme hervorgerufene Vorspannungsverlust ΔV ist aber proportional der Federkonstanten C_1, also, bei gleichem C_2, gleichfalls kleiner bei der ersten Wahl.

Diese Ueberlegungen erweisen neben der Wichtigkeit einer genauen Vorspannungskontrolle im Betrieb die Wünschbarkeit eines kleinen Werts C_1/C_2. Den Effekt einer Verminderung dieses Verhältnisses hat eine Verlängerung der Schraube um den Betrag h über die Dicke l der verspannten Teile hinaus, Abb. 7, wie sie im Kesselbau (zum Schutz des Gewindes vor Temperatureinflüssen) vorkommt. Bezeichnen C_1, C_2, C_3 die Federkonstanten der Schraube, der verspannten Teile und der Zwischenhülse von der Höhe h, so gelten, wie eine kleine Rechnung zeigt, nach wie vor die grundlegenden Beziehungen (1) und (2), wenn man darin C_2 durch

$$C_2' = C_2 \left[1 + \frac{(C_1 + C_3)\, h}{C_3 \cdot l} \right]$$

ersetzt. Es ist, als hätte die Federkonstante der verspannten Teile um $C_2\,(C_1 + C_3)\, h/l\, C_3$ zugenommen. — Ein anderes Mittel zur Verringerung des Bruchs C_1/C_2 besteht darin, C_1 durch eine Verjüngung des verhältnismässig wenig beanspruchten Schraubenschafts herabzusetzen.

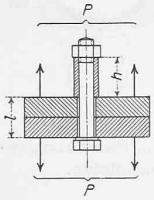

Abb. 7. Flanschverbindung mit Hülse.

Wir haben bisher die Betriebsvorschrift, die Schraube mit V_g anzuziehen, als unbedenklich vorausgesetzt. Mit Rücksicht auf die «Anknallsicherheit» bei der Montage wird man aber eine Vorspannung, die eine messbare plastische Dehnung hervorruft, nicht mehr zulassen. Die hierdurch gesetzte Vorspannungsgrenze V_p liegt vorliegendenfalls [4]) bei rd. 2700 kg, sofern der Schaft-Durchmesser nicht unter 14 mm abgedreht wird. Jede Herabsetzung des Verhältnisses C_1/C_2 erreicht nur solange den gewollten Zweck, als der dadurch erhöhte Wert von $V_g < V_p$ bleibt; sobald $V_g = V_p$, hat sie den gegenteiligen Erfolg. Ein Eindrehen des Schraubenschafts verringert den Unterschied $V_g - V_p$ von beiden Seiten her, da es nicht nur V_g vergrössert, sondern auch V_p verkleinert. Inwieweit dieser zweite Effekt durch Kaltwalzen statt Eindrehen des Schafts nach einem Vorschlag von Thum und Debus dauernd zu verhindern ist, sei dem Urteil der Fachleute anheimgestellt.

K. H. Grossmann.

Vom Bau des Mohawk-Dammes, Ohio U. S. A.

Die Landschaft am Oberlauf des Ohio-River, einem Nebenfluss des Mississippi, hatte von jeher unter periodisch auftretenden Ueberschwemmungen zu leiden. Um diesem Uebelstand abzuhelfen, wurde im letzten Jahr mit dem Bau von 13 Dämmen begonnen, wovon 12 lediglich zum Zurückhalten der Hochwasserfluten dienen.[1]) Nur bei einem Damm wird gleichzeitig der Bau eines Elektrizitätswerkes vorgesehen. 11 Dämme sind Erddämme, 2 Talsperren werden in Beton errichtet. Das ganze Unternehmen ist eine grossartige Arbeitsbeschaffung für Ingenieure, Techniker und Arbeiter. Der Bau des Mohawk-Dammes zeigt einige interessante Bauweisen, die hier skizziert werden. Abb. 1 gibt einen Querschnitt durch den Damm, bei dem die Mächtigkeit des wasserundurchlässigen, mittleren Dichtungskernes auffällt.

[3]) Sofern nicht $V > V_g$.

[4]) Vergl. l. c. Abb. 22, S. 19.

[1]) Vergl. Uebersichtskarte des Stromsystems und der Anlagen im «Bauingenieur» vom 24. Juli d. J. Red.

Zur Abklärung der geologisch-technischen Fragen wurde in Zanisville ein Erdbaulaboratorium errichtet, das als das grösste der Welt bezeichnet wird, und dem Mr. Philippe, ein Ingenieur mit weitgehenden erdbaumechanischen und geologischen Kenntnissen, vorsteht. Als eigentlicher Leiter des Laboratoriums ist ein Physiker angestellt, dem weitere 35 Ingenieure, Techniker und Laboranten unterstellt sind.

Von den bereits durchgeführten Untersuchungen sei z. B. erwähnt, wie die Art und Grösse des Druckes vom Damm auf die Erdunterlage zahlenmässig festgestellt wird: Ein Modell des Dammes wurde auf eine Gelatineschicht gebracht. Mit Hilfe der Methoden, die die Photoelastizität während der letzten Jahre entwickelt hat, konnte der *Verlauf* der Scheerkräfte im Untergrund ermittelt werden (Abb. 2). Um deren *Grösse* zu erhalten, musste die Gelatine kalibriert werden; dabei ergab sich, dass ihre Temperatur eine wesentliche Rolle spielte. Immerhin fand man Werte, die der Wirklichkeit zu entsprechen scheinen. Abb. 3 gibt den Verlauf von Scheerkräften und ihre zahlenmässige Grösse wieder, die am Modell des Wills Creek-Dammes festgestellt wurden.

Für die Auswahl des Erdmateriales werden an möglichst ungestörten Bodenproben Durchlässigkeitsversuche vorgenommen. Eine Vorrichtung zur Bestimmung der Durchlässigkeit geht aus Abb. 4 hervor. Zuerst wird die Länge x, in die das Wasser beim Versuchsmaterial hineinsickert, in Abhängigkeit von der Zeit t bestimmt. Hierauf wird der Kapilaritätskoeffizient m ermittelt aus der Gleichung:

$$m = \frac{x^2}{t}.$$

Das Porenvolumenverhältnis e des Dichtungsmaterials wird nach der gleichen Methode wie bei Sand und Kies für Betonierzwecke ermittelt. Hierauf wird der Durchlässigkeitskoeffizient k in cm/sec errechnet nach der Formel:

$$K = \frac{m^2}{7{,}36} \cdot \frac{e}{1+e} \cdot \frac{1}{10000}$$

Abb. 5 zeigt in einem Diagramm, welche Eigenschaften ein Material aufweisen muss, um für den Erdkern gebraucht werden zu können, oder welches Material zum wasserdurchlässigen, beidseitigen Stützkörper verwendet werden darf,

Beim wasser*un*durchlässigen Material ist die Feinheitsgrenze durch die erforderliche Stabilität bedingt, die ihrerseits von der zu erwartenden Konsolidierung des Materials abhängt. Für die obere Feingrenze des Kernmaterials wird angegeben, dass maximal 35 % der Körnung kleiner als 0,01 mm sein dürfen. Für den Stützkörper wird ein Material verlangt, das möglichst wenig Tonklumpen enthält; im maximum dürfen 10 % kleiner als 0,01 mm sein. Die Feinsandpartikelchen (Schluff) werden im Oberwasser der Stabilität des Stützkörpers gefährlich, im Unterwasser dagegen der Durchlässigkeit. Auf der Unterwasserseite muss das Material wasserdurchlässig sein, um unter Umständen Sikkerwasser vom Dichtungskern abzuleiten.

Im Laboratorium von Zanisville wurden an einem Modell Durchsickerungs - Versuche vorgenommen. Aus der Abb. 6 ist ersichtlich, dass bei diesem Modell ein mächtiger, wasserundurchlässiger Kern vorhanden war. In die Röhren a wurde eine rote Flüssigkeit gebracht, die den gleichen

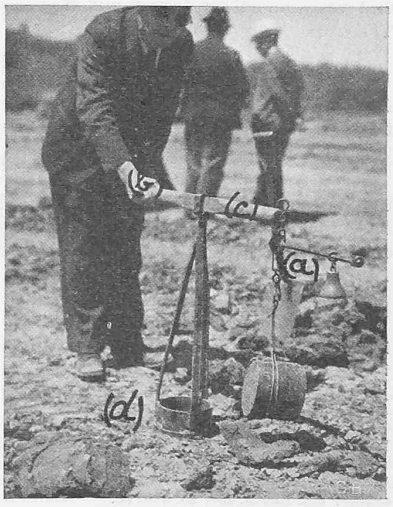

Abb. 10. Verdichtungsmass-Prüfapparat.