

**Zeitschrift:** Schweizerische Bauzeitung  
**Herausgeber:** Verlags-AG der akademischen technischen Vereine  
**Band:** 107/108 (1936)  
**Heft:** 7

## **Inhaltsverzeichnis**

### **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:** 16.03.2025

**ETH-Bibliothek Zürich, E-Periodica, <https://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-Schiebehühnen der SBB im Depot Geroldstrasse, Zürich. — Mitteilungen: Bitumenemulsionen zur Verdichtung durchlässiger Bodenarten. Aussichts-wagen der Oesterr. Bundesbahnen. Hochleistungsschalter. Feuerschutz des Holzes. Kaplanturbine mit Schutz gegen Ueberdrehzahl. Deutsche For-

schungsarbeiten über Lebensmittelfrischhaltung. Neue Aarebrücke Koblenz-Felsenau. Renovation der Stiftskirche St. Gallen. Schwebebahn im Matherhorngebiet. Gebrochene Staudämme. Staudamm Bannalpwerk. Do 20, das neue Atlantic-Flugboot. Betonrohre von 3,86 innerem Ø. Wasserversorgung der Stadt Zürich. Verkehrswege in Abessinien. Estrich aus Marmorspitt in Gummibettung. — Wettbewerbe: Schweizerpavillon an der Internat. Ausstellung in Paris 1937. Neues Kantonsbibliothek- und Staatsarchivgebäude Aarau. — Nekrologie: 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<sup>1)</sup> 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 vorgespannten Teile. Der Zusammenhang zwischen der *zusätzlichen* Dehnung  $\lambda_z$  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:

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

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

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

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

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

und vermindert den Druck auf die vorgespannten Teile um

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

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

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

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

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

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<sup>2)</sup>.

<sup>1)</sup> «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.

<sup>2)</sup> Die Grenzkurve von Abb. 6 ist eine Umzeichnung jener von Abb. 83, S. 55 der erwähnten Abhandlung.

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  $V \geq V_{\min}$  gültige Gl. (3) befriedigt, also die in diesem Bereich von  $P$  bewirkte Zusatzlast bedeutet:

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

Dabei ist gemäss (3) und (5)

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

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 vorgespannten Teile auch mehr als 1600 kg Betriebslast aus, nämlich, wie die in der Abbildung angedeutete Konstruktion zeigt, bis zu 2000 kg. Die selbe maximale Betriebs-

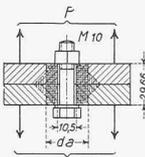


Abb. 1. Flansch-Verbindung.

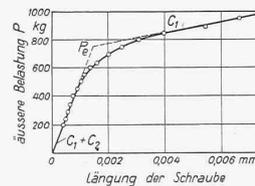


Abb. 2. Längungs-Diagramm der Verdringung nach Abb. 1.

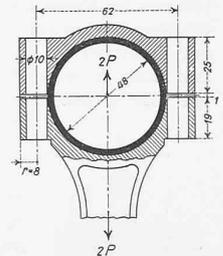


Abb. 3. Pleuelstangen-Verdringung.

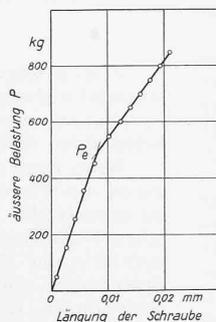


Abb. 4. Längungs-Diagramm d. Verschraubung nach Abb. 3.

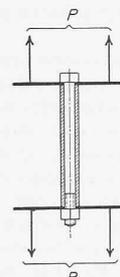


Abb. 5. Ersatzmodell der Verschraubungen nach Abb. 1 u. 3.

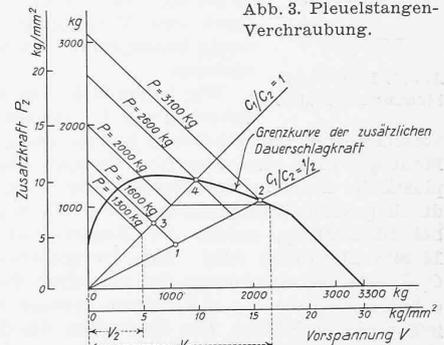


Abb. 6. Dauerschlagfestigkeits-Diagramm schlüsselverspannter Schrauben (5/8'', St. 38.13) nach Thum und Debus.

festigkeit verschafft der Schraube auch die Vorspannung  $V_2 = 650$  kg, doch bewirkt bei dieser schon eine Betriebslast von 1300 kg eine völlige Entlastung der vorgespannten 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  $C_1/C_2 = \text{const.}$  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 vorgespannten Teile bei der ersten Wahl viel grösser, nämlich gleich dem Abszissenunter-