

**Zeitschrift:** IABSE congress report = Rapport du congrès AIPC = IVBH  
Kongressbericht

**Band:** 6 (1960)

**Rubrik:** IIb. Prestressed high-strength bolts

### **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:** 09.02.2026

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

## IIb1

### Einige Gesichtspunkte zur Anwendung hochfester, vorgespannter Schrauben

*Some Aspects of the Use of High Tensile Bolts in Metallic Structures*

*Quelques aspects de l'application des boulons à haute résistance*

HERMANN BEER

o. Prof. Dr. techn., Graz

#### A. Einleitung

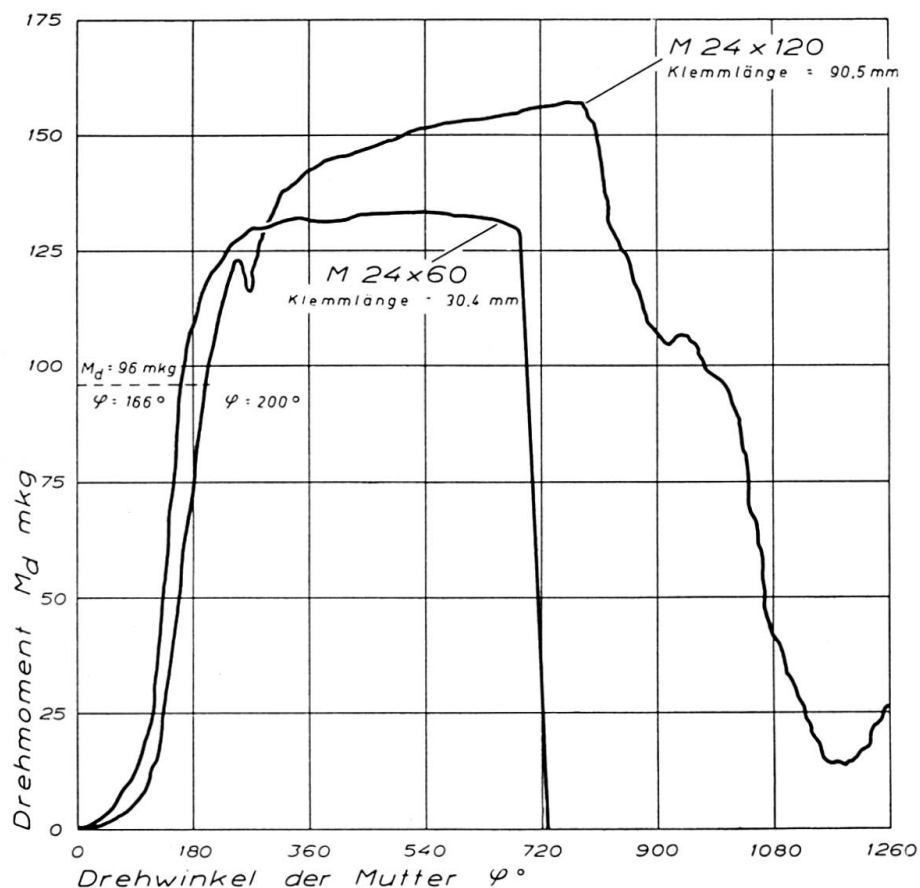
Die richtige Anwendung der neuen Verbindungsart im Stahlbau — die mit Hilfe von hochfesten, vorgespannten Schrauben die Übertragung der Stoß- und Anschlußkräfte ausschließlich durch Reibung bewirkt — wirft eine Reihe von Fragen auf, von denen hier drei eingehender besprochen werden sollen:

1. Die Erzielung der erforderlichen Vorspannung durch Festlegung eines bestimmten Umdrehungsmaßes erfordert die Kenntnis des elastisch-plastischen Verhaltens der Schraube bis zum Bruch als Funktion dieses Umdrehungsmaßes. An Hand von Abwürgediagrammen werden dieses Verhalten im Laboratoriumsversuch eingehend studiert und die Versuchsergebnisse diskutiert sowie ein Vorschlag für die praktische Ausführung gemacht.
2. Das Verhalten der Reibungsverbindung bei wiederholt von einer geringen Spannung auf die maximale Oberspannung answellender Belastung ist sehr wichtig für die Festlegung der Gleitsicherheit und zur Klärung der Frage des Lochspiels. In Österreich ausgeführte Versuche mit mehrreihigen HV-Verbindungen bei einer Oberspannung in der Nähe der Gleitgrenze werden eingehend besprochen und aus den Ergebnissen Schlußfolgerungen gezogen.
3. Statik und Konstruktion der Anschlüsse und Stoßverbindungen mit HV-Schrauben müssen neu entwickelt werden und dürfen nicht einfach die Prinzipien der Nietverbindungen übernehmen. Der Verfasser bringt hierzu einige Vorschläge, die dieser Entwicklung Rechnung tragen.

### B. Abwürgeversuche

Zur Erzeugung der notwendigen Reibungskraft an den Kontaktflächen der Verbindung müssen die Schraubenbolzen längsvorgespannt werden. Diese Vorspannung wird erzielt durch die Aufbringung eines Drehmomentes an der Schraubenmutter oder am Schraubenkopf, wobei entweder eine direkte Ablesung dieses Drehmomentes an einer Anzeigevorrichtung möglich ist oder auf die Größe des Drehmomentes aus dem Umdrehungsmaß geschlossen werden kann. Letztere Form der Drehmomentenbestimmung soll hier behandelt werden. Sie geht auf die in den USA seit längerer Zeit gebräuchliche "one turn method" zurück, wobei jedoch bei einer vollen Umdrehung die Schraubengewinde im allgemeinen schon plastische Verformungen aufweisen, so daß es ratsam ist, den Drehwinkel auf das erforderliche Maß zu beschränken.

Während die untere Grenze des Umdrehungsmaßes durch die mindestens einzuleitende Vorspannung festgelegt ist, ergibt sich die obere Grenze aus der Forderung einer ausreichenden Sicherheit gegen das Abwürgen der Schraube. Ferner muß noch das Langzeitkriechen des Schraubenschaftes, welches zu



ABWÜRGSCHAUBILDER FÜR SCHRAUBEN  
M 24

Fig. 1.

einem Vorspannverlust führen könnte, berücksichtigt werden. Eine theoretische Erfassung dieses Problems ist wegen der verwickelten Reibungsverhältnisse und Spannungszustände im Gewindeteil, Mutter und Unterlagscheibe kaum möglich, so daß zu Versuchen geschritten werden mußte. Diese sogenannten «Abwürgeversuche» waren Gegenstand eines Versuchsprogrammes der Schraubenfabrik Brevillier & Co. und A. Urban & Söhne, Wien, wobei die Versuche selbst an der Technischen Versuchs- und Forschungsanstalt der TH Wien ausgeführt wurden.

In Fig. 1 sind die Abwürgediagramme (Drehmoment als Funktion des Umdrehungswinkels) für zwei Schrauben M 24 der Güte 10 K (nach DIN 267) dargestellt, wobei zum Vergleich zwei verschiedene Klemmlängen, und zwar 30 und 90 mm gewählt wurden. Die Schraubenmutter wurde zunächst «handfest» angezogen und sodann mit einer Torsionsmaschine allmählich bis zum Bruch der Schrauben (Abwürgen) verdreht. Man erkennt deutlich die zunächst stärkere Zunahme des Umdrehungsmaßes bis zum Spannungssitz der Schraube und hierauf einen praktisch linearen Anstieg des Drehmomentes mit dem Umdrehungswinkel über das Solldrehmoment von 96 mkg hinaus bis etwa auf dessen 1,3-fachen Wert (bei Klemmlänge 30 mm). Das erforderliche Solldrehmoment wurde hierbei nach den zur Zeit noch gültigen «Österreichischen Richtlinien» unter Annahme einer 1,4-fachen Sicherheit gegen Gleiten der Reibungsverbindung ermittelt. Beim Fall der Schraube mit 30 mm Klemmlänge findet nun nach Überschreiten der 1,3-fachen Sollvorspannung ein ausgesprochener Plastizierungsvorgang im Gewinde statt, der bei nahezu konstant, aber wirksam bleibendem Drehmoment einen starken Anstieg des Drehwinkels zeigt. Der Bruch der Schraube erfolgt nun plötzlich im Schaft (Gewindeteil) unter völligem Vorspannverlust bei zwei ganzen Umdrehungen der Schraube.

Das Diagramm für die Schraube von 90 mm Klemmlänge zeigt einen stärkeren, wenn auch relativ flachen Anstieg des Drehmomentes, der durch eine

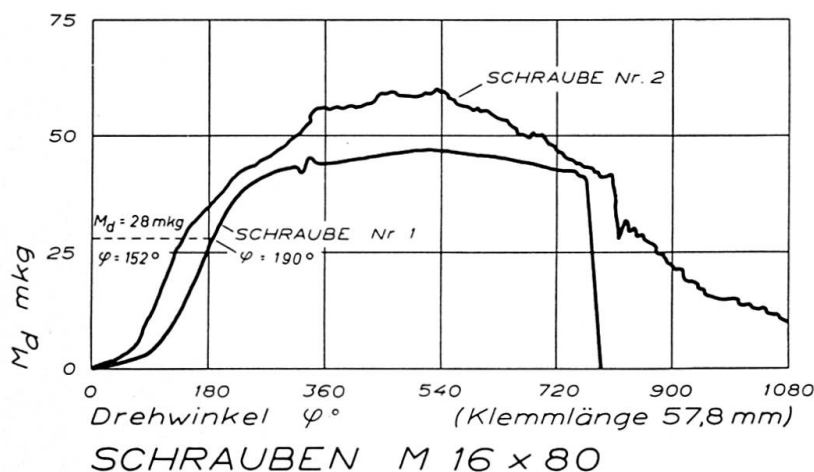


Fig. 2.



Teilplastizierung erklärbar ist, und sodann einen allmählichen Abfall dieses Momentes bei weiterer Zunahme des Umdrehungswinkels. Es zeigt sich jedoch keine ausgesprochene Brucherscheinung. Dieser Kurvenverlauf ist nur dadurch erklärlich, daß der Plastizierungsvorgang im Gewinde selbst den Abfall der Vorspannung einleitet, eine Tatsache, die auch aus den Versuchsergebnissen klar erkennbar war.

Bei einer mittleren Klemmlänge von etwa 58 mm (Fig. 2) kann sowohl der Schaftbruch (Schraube Nr. 1) als auch die Gewindeverdrückung (Schraube Nr. 2) eintreten, wie dies Versuche mit Schrauben M 16 gezeigt haben. Etwa 30 Versuche haben jedoch eine starke Streuung der Grenzklemmlänge zwischen Gewinde- und Schaftbruch ergeben. Offensichtlich haben ganz feine Unterschiede in der Gewindebeschaffenheit schon Einfluß auf die Bruchform. Hingegen tritt auch bei Schrauben M 16 die geschilderte Tendenz deutlich in Erscheinung (Fig. 3), wobei an diesen Kurven Linearanstieg und Fließbereich nicht so scharf abgegrenzt sind. Insbesondere fällt auf, daß auch nach drei Umdrehungen bei der Schraube mit 58 mm Klemmlänge noch ein erhebliches Drehmoment aufgenommen wird, während die Schraube mit 20 mm Klemmlänge den charakteristischen Steilabfall bei zwei Umdrehungen zeigt.

Zur Beurteilung der Klemmkraft selbst ist die Dehnung  $\epsilon$  % als Funktion

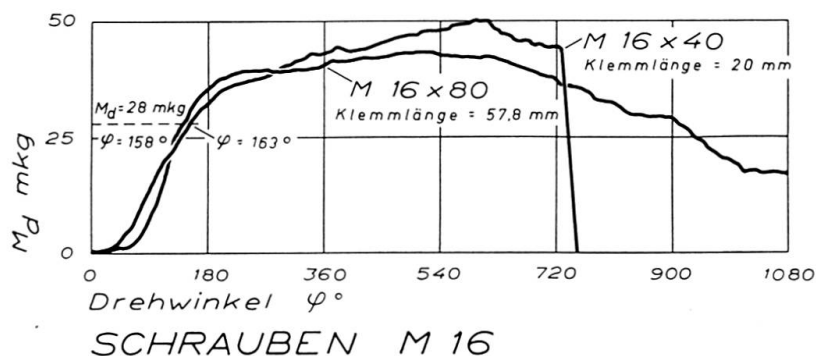


Fig. 3.

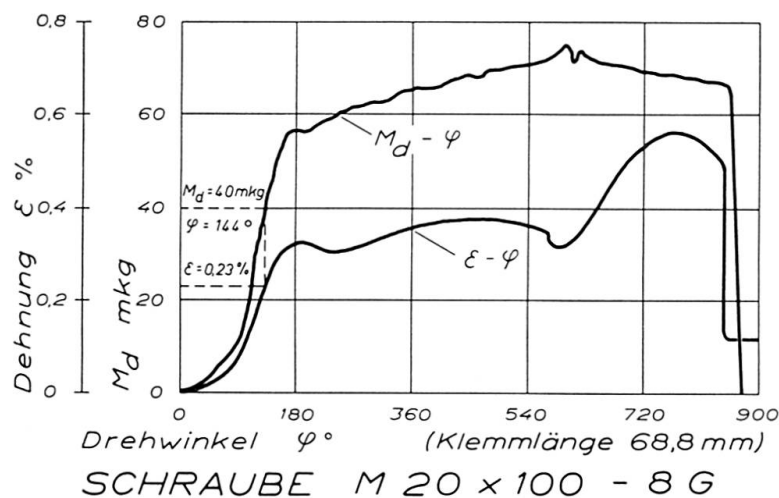


Fig. 4.

des Umdrehungswinkels aufgetragen. Man erkennt für das weichere Material 8 G (Fig. 4) einen Verlauf der  $\epsilon$ - $\varphi$ -Kurve, der bis etwa  $1\frac{1}{2}$  Umdrehungen jenem der  $M_d$ - $\varphi$ -Kurve ähnlich ist. Sodann findet jedoch infolge stärkerer Plastizierung ein weiterer Dehnungsanstieg bei leichtem Abfall des Drehmomentes statt, worauf schließlich der plötzliche Bruch eintritt. Das härtere Material 10 K zeigt diesen Drehmomentenanstieg nach der ersten Umdrehung nicht (Fig. 5), so daß der Dehnungsanstieg fortfällt und ein flaches Ausklingen der  $\epsilon$ - $\varphi$ -Kurve die Folge ist.

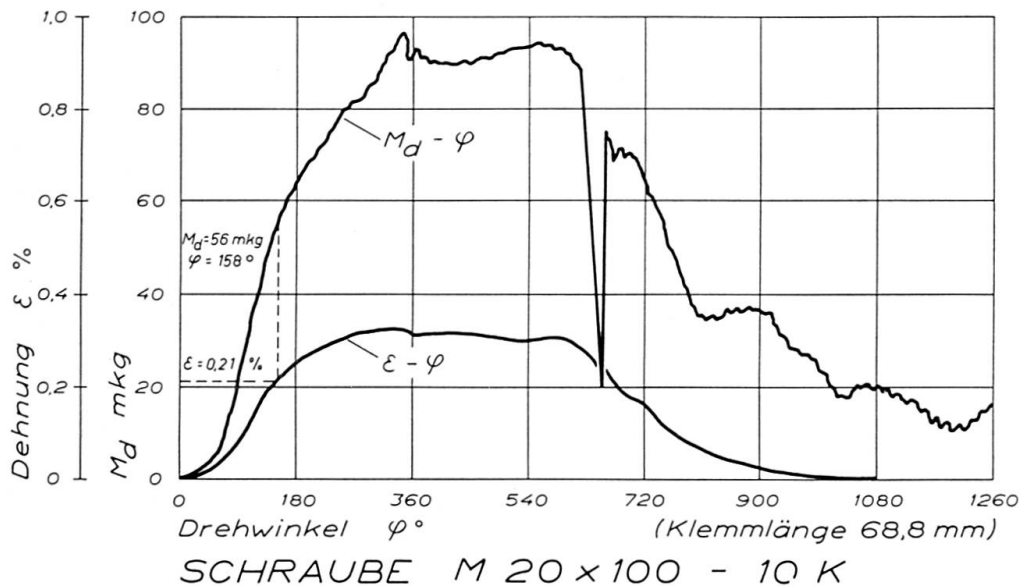


Fig. 5.

Das Ergebnis von etwa 30 Versuchen und ihre Deutung kann folgend zusammengefaßt werden:

- Sämtliche Abwürgediagramme zeigen eindeutig, daß nach Spannungssitz der Schraube eine halbe Umdrehung genügt, um die erforderliche Vorspannkraft der Schraube mit Sicherheit zu erreichen.
- Die zugehörige Dehnung im Schraubenschaft liegt hierbei zwischen 0,2 % und 0,3 %, so daß eine stärkere Plastizierung noch nicht anzunehmen ist.
- Ein Nachlassen der Vorspannung infolge Langzeitkriechen konnte bei einer halben Umdrehung nicht festgestellt werden.
- Bei Anwendung der Methode der «halben Umdrehung» nach Spannungssitz ist eine große Sicherheit der Schraube gegen Abwürgen vorhanden.

Die Untersuchungen bezogen sich bisher auf die üblichen verlaschten, einteiligen oder mehrteiligen Stoßverbindungen. Bei Anschlüssen von relativ steifen Konstruktionsteilen mit ungenauer Passung oder mit Schrumpffverformungen aus dem Schweißprozeß kann nach dem Spannungssitz noch ein gewisses Umdrehungsmaß dazu verbraucht werden, um die Kontaktflächen satt aneinander zu pressen. Man muß in diesen Fällen entweder den Spannungs-

sitz durch stärkeres Voranziehen soweit erzwingen, daß die Kontaktflächen sich berühren oder aber für Typenanschlüsse eine Eichung des Umdrehungsmaßes mit Hilfe eines Drehmomentenschlüssels vornehmen.

Die unerläßliche Voraussetzung für die klaglose Anwendung der hier entwickelten Gesichtspunkte in der Praxis ist jedoch die Gleichmäßigkeit in der Schraubenherstellung, die sorgfältige Ausrundung der Übergänge und die Abfasung der Unterlagscheibe.

### C. Lastwechselversuche

Sowohl die statische als auch die Ermüdungsfestigkeit der HV-Verbindung sind sehr eingehend von O. STEINHARDT und K. MÖHLER<sup>1)</sup> untersucht worden. Die bei diesen Versuchen erzielten Ergebnisse lassen aber noch keinen Schluß auf das Verhalten dieser Reibungsverbindung bei wiederholter Belastung (Schwellbelastung) zu, die in der Nähe der Gleitgrenze liegt. Dieses Verhalten ist jedoch unbedingt zu klären, um die Frage beantworten zu können, ob ein schrittweises Gleiten (Wandern) an den Kontaktflächen möglich ist. Damit in engem Zusammenhang stehen auch die Festsetzungen für das zulässige Lochspiel und die erforderliche Sicherheit gegen Gleiten der Verbindung.

Es wurden daher im Auftrage des Österreichischen Stahlbauverbandes bei der VÖEST in Linz einschlägige Versuche durchgeführt, deren wesentliche Ergebnisse hier gebracht werden. Fig. 6 zeigt die Versuchsanordnung mit sechs hintereinander gereihten Schrauben M 20 der Materialgüte 10 K. Das Lochspiel wurde mit 2 mm festgelegt und die Löcher der Laschen gegenüber jenen des Mittelteiles, wie aus dem Teilschnitt der Fig. 7 ersichtlich ist, so versetzt, daß das volle Lochspiel als eventueller Wanderweg zur Verfügung steht. Fig. 8 zeigt die Anordnung der Marken zur Beobachtung des Gleitens.

Vor der Festlegung der Oberlast für die Schwellbeanspruchung wurden

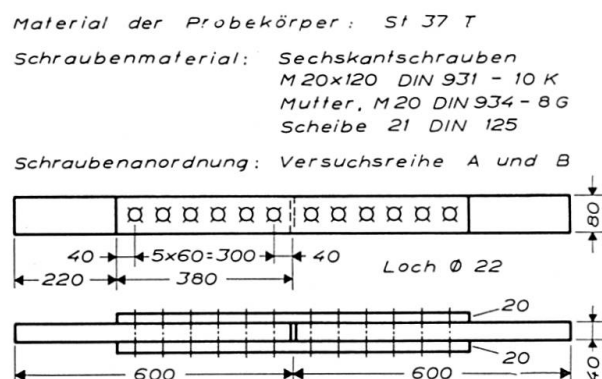


Fig. 6.

<sup>1)</sup> STEINHARDT, O. und MÖHLER, K., Berichte des Deutschen Ausschusses für Stahlbau, H. 18 und H. 22.

die Reibungsbeiwerte einzelner Proben ermittelt. Sie sind in Tabelle 1 zusammengestellt und liegen sämtlich über dem für den hier verwendeten Baustahl St 37 geforderten Wert. Tabelle 2 zeigt das Ergebnis der Schwellzugversuche mit geringer Lastspielzahl ( $n \leq 100$ ), wobei die Oberlast zwischen 50 t und 60 t variierte.

Anordnung von Mittelteilen, Laschen und Schrauben

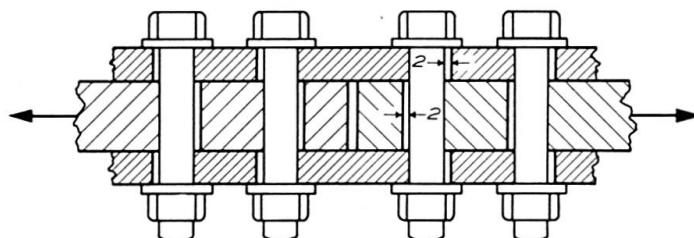


Fig. 7.

Marken zur Beobachtung des Gleitens

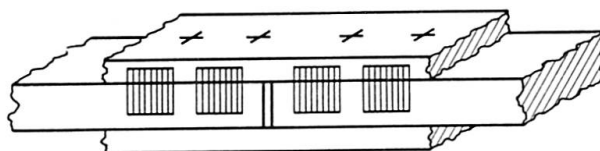


Fig. 8.

Tabelle 1. Ergebnisse der Probenreihe A (Zugversuch mit einmaliger Belastung bis zur Gleitlast)

Probe Nr.	Vorspannung		Gleit- last t	Reibungs- wert $\mu$
	$M_a$ mkg	$P_v$ t		
1    oben unten	32	9,4	55,2	0,49
			60,0	0,53
2    oben unten			56,2	0,50
			57,6	0,51
3    oben unten			54,6	0,48
			55,4	0,49

Zunächst ist die Tatsache bemerkenswert, daß ein schrittweises Gleiten (Wandern) der Berührungsflächen in keinem einzigen Versuch eintrat. Das Rutschen erfolgte auf einmal ruckartig bei Oberlasten, die in der Nähe der statischen Gleitgrenze liegen. Nur drei Proben zeigten etwas vorzeitiges, aber gleichfalls ruckartiges Gleiten, wobei der niedrigste, entsprechende Reibungsbeiwert 0,41 betrug. Bei nochmaligem Zusammenbau zeigte auch diese Probe wieder den durchschnittlich hohen Reibungsbeiwert.

Tabelle 2. Ergebnisse der Probenreihe B (Zugversuch mit mehrmaliger Belastung zwischen einer bestimmten Ober- und Unterlast)

Probe Nr.	Wiederholte Belastung					Anschließend statische Belastung bis zur Gleitgrenze	
	Anzahl der Lastwechsel bei Unterlast 5 t und Oberlast				Gleitlast (vorzeitig. Gleiten) t	Gleitlast t	Reibungs- wert $\mu$
	50 t	55 t	58 t	60 t			
4 oben unten	45				47,0 <sup>1)</sup>		
	100	20				57,0	0,50
5 oben unten	50					54,0	0,47
	50					55,0	0,48
6 oben unten	50	20				60,0	0,53
	50	20				63,8	0,56
7/4 oben unten	50	20				60,8	0,53
	50	20				65,1	0,57
8 oben unten		50	20	20		61,4	0,54
		50	20	20		71,0	0,62
9 oben unten		20	50	20		77,2	0,68
		20	50	20		70,0	0,61
10 oben unten		35			53,4 <sup>2)</sup>		
		35			50,2 <sup>3)</sup>		
11/10 oben unten		50	20	20		72,6	0,64
		50	20	20		72,6	0,64

1) entsprechend  $\mu = 0,41$  2) entsprechend  $\mu = 0,47$  3) entsprechend  $\mu = 0,44$

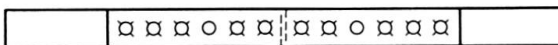
Eine weitere Versuchsreihe diente der Beantwortung der Frage, ob eine Erhöhung der Lastwechselzahl das «Wandern» hervorrufen könnte. Da diese Versuche in der Pulsatormaschine mit begrenzter Oberlast von 40 t durchgeführt werden mußten, wurden die Schraubenanordnungen nach Fig. 9 gewählt, wobei die Proben 12 und 13 der Skizze  $C_1$  und die Proben 14 und 15 der Skizze  $C_2$  entsprachen. Die Ergebnisse sind in Tabelle 3 zusammengestellt und es ist festzuhalten, daß auch hier kein «Wandern» beobachtet werden konnte. Ferner trat bei der hier begrenzten Oberlast in keinem Fall ein Gleiten ein, obwohl die entsprechend rückgerechneten Reibungsbeiwerte sämtlich über 0,45 lagen.

Aus den Versuchen, die zur Zeit fortgesetzt werden, kann man den Schluß ziehen, daß das von Fachleuten befürchtete «Wandern» an den Kontaktflächen nicht eintritt und daher von dieser Seite der Reibungsverbindung keine Gefahr droht. Das Versagen erfolgt auch bei Schwellbelastung auf einmal ruckartig

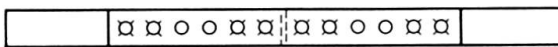
Tabelle 3. Ergebnisse der Probenreihe C (Schwellzugversuche)

Probe Nr.	Anzahl der Schrauben	«Schwellzugversuche» Anzahl der Lastwechsel bei Unterlast 5 t und Oberlast 40 t	Anschließend statische Belastung bis zur Gleitgrenze	
			Gleitlast t	Reibungswert $\mu$
12 oben unten	je 5	300 000	62	0,65
13 oben unten			60	0,63
13 oben unten	je 5	700 000	66	0,70
14 oben unten			73	0,77
14 oben unten	je 4	300 000	50	0,66
15 oben unten			53	0,70
15 oben unten	je 4	200 000	55	0,72
			56	0,74

Schraubenanordnung: Versuchsreihe C1



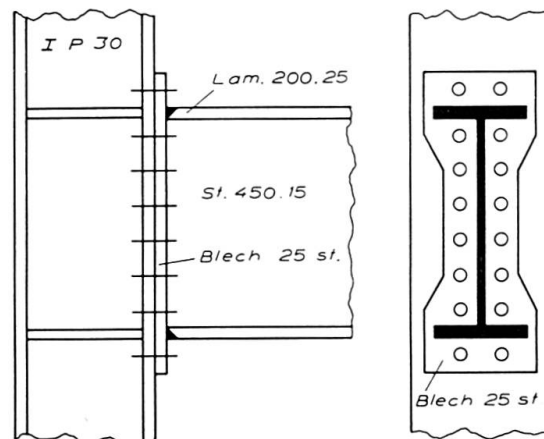
Schraubenanordnung: Versuchsreihe C2



Die auf der Skizze mit einem  $\square$  versehenen Bohrungen waren verschraubt.

Fig. 9.

Fig. 10.



bei Lasten, die in der Nähe der Gleitgrenze liegen. Diese Erscheinung könnte dadurch erklärt werden, daß sich die Kontaktflächen ineinander verzahnen (Mikroverzahnung), so daß eine, wenn auch sehr kleine Nachgiebigkeit ohne Schlupf durch elastische Verformung der Verzahnung möglich ist. Für die Annahme einer Mikroverzahnung spricht auch die Tatsache, daß die Reibungsbeiwerte mit der Festigkeit des Materials ansteigen. In Österreich durchgeführte Versuche haben für den hier verwendeten Baustahl St 44 mit einer Regelstreckgrenze von  $29 \text{ kg/mm}^2$  und einer Mindestzugfestigkeit von  $44 \text{ kg/mm}^2$  einen Reibungsbeiwert von 0,52 ergeben, der in statistischer Auswertung zahlreicher Versuche etwa mit demselben mittleren Fehler behaftet ist wie die von STEINHARDT und MÖHLER ermittelten Werte von 0,45 für St 37 und von 0,60 für St 52. Der Wert 0,52 entspricht sehr gut einer Interpolation auf der Basis der Streckgrenze der drei Baustähle.



Aus den Versuchen kann weiters die für die Praxis wichtige Schlußfolgerung gezogen werden, daß gegen ein Lochspiel von 2 mm keine Bedenken bestehen, so daß ein Aufreißen der Löcher auf der Baustelle nicht mehr erforderlich wird.

#### D. Statik und Konstruktion

Die neue Verbindungsart, welche die Kräfte durch Reibung überträgt, erfordert grundsätzlich neue Überlegungen für die konstruktive Gestaltung und die statische Berechnung der Anschlüsse und Stoßverbindungen. Zunächst sei hier an die Verbindung zweier senkrecht zueinander stehender, biegeester Stäbe gedacht, wie sie z. B. im Stahlskelettbau bei Rahmenecken auszuführen ist. Fig. 10 zeigt einen Vorschlag, der in Herstellung und Montage sehr einfach ist. Der Anschluß ist in der Lage, neben Querkraften auch Biegemomente und Normalkräfte zu übertragen, da die vorgespannten Schrauben Zugkräfte, ohne wesentliche Veränderung ihrer Längsbeanspruchung aus der Vorspannung, aufnehmen können. Die statische Berechnung dieses Anschlusses hat unter der Annahme zu erfolgen, daß die Schrauben mit ihrem Spannungsquerschnitt Zugkräfte und das Stirnblech auf Kontakt Druckkräfte aufnimmt. Nimmt man zunächst die Gültigkeit der Navierschen Spannungsverteilung auch für den Anschlußquerschnitt an, so ermittelt sich die Spannungsnulllinie für Biegung aus der Gleichheit der statischen Momente der zug- und druckaufnehmenden Flächen mit Hilfe der quadratischen Gleichung (Fig. 11):

$$\xi^2 + \frac{2\xi}{ab} \sum_{i=1}^{i=n} f_{sp} - \frac{2f_{sp}}{a^2b} \sum_{i=1}^{i=n} a_i = 0.$$

Ist die Lage der Nulllinie ermittelt, so läßt sich auf bekannte Weise das Trägheitsmoment und die Spannungsverteilung auf die Schrauben infolge eines Anschlußmomentes  $M$  bestimmen. Sind vier oder mehr Schraubenreihen vorhanden, so läßt sich die Berechnung dadurch vereinfachen, daß man näherungsweise eine kontinuierliche Aufteilung des zugaufnehmenden Spannungsquerschnittes der Schrauben vornimmt (Fig. 11), der durch einen lotrechten Zugstreifen von der Breite

$$b_1 = \frac{n f_{sp}}{a}$$

ersetzt wird. Mit

$$\alpha = \frac{b_1}{b}$$

wird dann die Lage der Spannungsnulllinie:

$$\xi = \frac{x}{a} = \alpha \left[ \sqrt{\frac{1}{\alpha} + 1} - 1 \right]$$





gesetz abweichende Spannungsverteilung gelten muß. Es ändert sich sodann lediglich die Längszugspannung in den einzelnen Schrauben, was jedoch in den meisten praktischen Fällen ohne Bedeutung ist, da die zulässige Zugbeanspruchung der Schrauben im allgemeinen nicht ausgenützt werden kann.

Für die in Fig. 10 eingetragenen Abmessungen wird für Baustahl St 37 mit  $\mu = 0,45$  und  $\nu = 1,1$  bei Anordnung von sechzehn Schrauben M 24, Materialgüte 10 K:

$$P_v = 21,5 \text{ t}, \quad M = 50 \text{ mt}, \quad P_z = 18,2 \text{ t}, \quad \text{zul } Q = 140 \text{ t}.$$

Der Träger selbst ist aber unter Ausnutzung der zulässigen Spannungen nur in der Lage  $M = 46 \text{ mt}$  und  $Q = 73 \text{ t}$  aufzunehmen. Es ist daher hier möglich, entweder die Schraubenzahl zu reduzieren oder Schrauben der Güte 8 G zu verwenden.

Besondere Aufmerksamkeit verdient die Aufnahme der Querkraft im Steg der Stütze IP 30.

Hier können bei schwächeren Stützenstegen örtliche Stegverstärkungen notwendig werden. Bei Mittelstützen wird die zu übertragende Querkraft im allgemeinen geringer sein, so daß bei den üblichen Stützenprofilen nur selten Stegverstärkungen erforderlich werden. Auch die Vergrößerung der Anschlußhöhe durch Rahmenecken ist natürlich ein Mittel zur Reduktion der Querkraft, wenn nicht andere Gesichtspunkte gegen diese Eckausbildung sprechen.

Vielfach wird im Stahlskelettbau der Anschluß des Unterzuges an die Stütze noch durch eine Durchbindelasche verstärkt (Fig. 12). Beim HV-Schraubenanschluß ist hiervon ein wesentlicher Gewinn nicht zu erwarten, da eine Vergrößerung des zulässigen Anschlußmomentes mit Rücksicht auf die Krafteinleitung in die Stütze und die Tragkraft der anzuschließenden Unterzüge nicht ausgenützt werden kann.

Man erhält in diesem Fall mit Fig. 13 und den Bezeichnungen

$$\alpha = \frac{b_1}{b}; \quad \bar{\alpha} = \alpha + \frac{F_L}{a b}; \quad \bar{\bar{\alpha}} = \alpha + \frac{2 F_L}{a b} \frac{a_1}{a}$$

die Lage der Nullinie:

$$\xi = \frac{x}{a} = -\bar{\alpha} + \sqrt{\bar{\alpha}^2 + \bar{\bar{\alpha}}}$$

und die Querschnittswerte:

$$J_{N-N} = \frac{b a^3}{3} \left[ 3 \alpha \left( \frac{1}{2} - \xi \right)^2 + \xi^3 + \frac{\alpha}{4} + \frac{3 F_L}{a b} \frac{a_1^2}{a^2} \left( 1 - \xi \frac{a}{a_1} \right)^2 \right],$$

$$W_0 = \frac{J_{N-N}}{a (1 - \xi)}, \quad W_u = \frac{J_{N-N}}{a \xi}.$$

Die Summe der Vorspannkkräfte beträgt:

$$\begin{aligned}\sum V &= n P_v + b_1 \int_0^{-(a-x)} \frac{M}{W_0} \frac{u}{a-x} du + b_0 \int_0^x \frac{M}{W_u} \frac{u}{x} du \\ &= n P_v - \frac{M a}{2} \left[ \frac{b_1 (1-\xi)}{W_0} - \frac{b_0 \xi}{W_u} \right],\end{aligned}$$

woraus die zulässige Querkraft wird:

$$\text{zul } Q = \frac{\mu \sum V}{\nu}.$$

Mit den Abmessungen der Fig. 12 wird für Baustahl St 52:

$$\begin{aligned}F_L &= 40 \text{ cm}^2; \quad \xi = 0,200; \quad J_{NN} = 70700 \text{ cm}^4; \\ W_0 &= 1403 \text{ cm}^3; \quad W_u = 5615 \text{ cm}^3.\end{aligned}$$

Unter der Annahme eines Biegemomentes von 60 mt wird  $\sum V = 344 - 86,2 + 110,5 = 368,3 \text{ t}$  und die aufnehmbare Querkraft  $\text{zul } Q = 151 \text{ t}$ . Hier ist bemerkenswert, daß dem Verlust der Vorspannkraft in der Zugzone ein größerer Gewinn in der Druckzone gegenübersteht, so daß die aufnehmbare Querkraft vergrößert wird. Daraus folgt eine geringere Beanspruchung der oberen Randschrauben von nur  $P_z = 13,4 \text{ t}$ . Das von den Schrauben im Rahmen der zulässigen Spannungen aufnehmbare Moment von 60 mt würde jedoch die Lasche überbeanspruchen. Im Hinblick auf ihre zulässige Spannung kann vom Anschluß tatsächlich nur ein Moment von 34 mt aufgenommen werden, so daß es auch hier möglich wäre, entweder ein Schraubenmaterial geringerer Festigkeit zu verwenden oder die Lasche fortzulassen. Natürlich würde eine Zuglasche aus noch hochfesterem Material (z. B. Alfortstahl) die Momentenaufnahmefähigkeit des Anschlusses verbessern.

Eine Anwendung des HV-Schraubenanschlusses mit Zuglasche bilden die

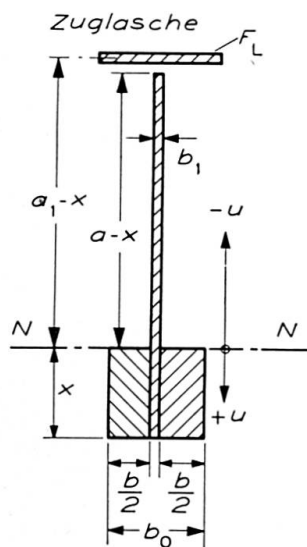


Fig. 13.

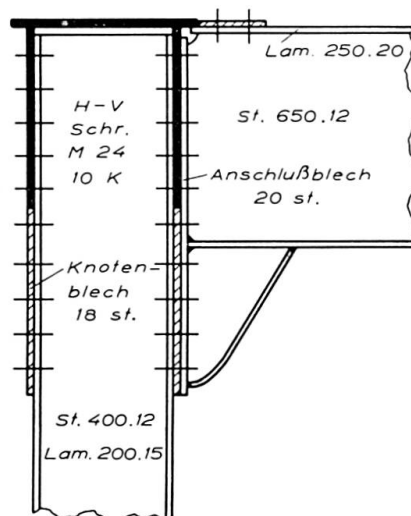


Fig. 14.

Portale von Fachwerkbrücken, und zwar sowohl die biegesteifen Rahmen-ecken am Querträger (unterer Portalriegel) als auch am oberen Portalriegel (Fig. 14). Man erkennt hier deutlich die Vereinfachung der Konstruktion gegenüber der bisherigen genieteten Ausführungsweise.

Auch die konstruktive Entwicklung der Knoten von Fachwerkträgern geht neue Wege (Fig. 15). Die Diagonalen aus geschweißten Kastenprofilen werden an die mit den angeschweißten Knotenblechen versehenen Gurtungen vom selben Querschnittstyp herangeführt. Zur Unterbringung der HV-Anschlußschrauben sind die beiden senkrecht zur Knotenblechebene stehenden Stege eingezogen, so daß sich die Schrauben bequem anziehen lassen. Auch der Querträgeranschluß läßt sich einfach durchführen. Die Windverbandsdiagonalen aus Kastenprofilen erhalten ein am Anschluß eingeschweißtes Knotenblech (Fig. 16 u. Fig. 17), das mit HV-Schrauben an die Gurtungen angeschlossen ist.

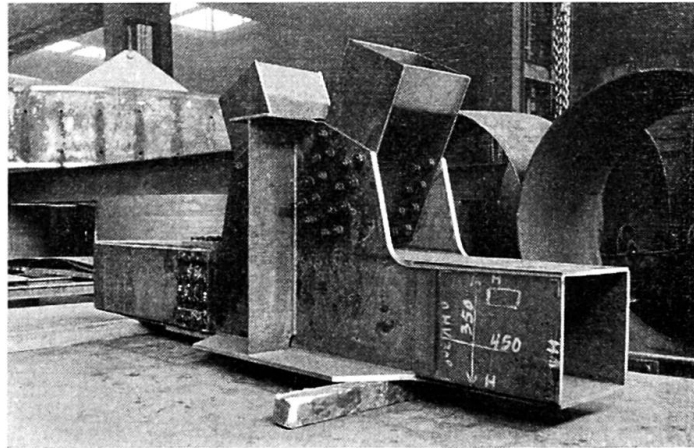


Fig. 15.



Fig. 16.



Fig. 17.

### Zusammenfassung

In Österreich ausgeführte Abwürgeversuche zeigen, daß sich die Methode der halben Umdrehung nach Spannungssitz der Schraube als brauchbar erweist, um einerseits die notwendige Vorspannung zu erzielen und andererseits genügende Reserven gegen das Abwürgen und gegen Spannungsverluste durch Kriechen zu erhalten. Österreichische Versuche mit zweiseitigen HV-Verbindungen bei Schwellbelastung, wobei die Oberlast in der Nähe der Gleitgrenze liegt, haben gezeigt, daß ein gegenseitiges schrittweises Gleiten («Wandern») der Kontaktflächen nicht eintritt. Die Überwindung der Reibung erfolgt auch hier plötzlich mit ruckartigem Gleiten bis zum Anliegen der Schraubenschäfte an den Lochwandungen, so daß an den Kontaktflächen eine elastische Kammwirkung angenommen werden muß. Gegen ein Lochspiel von 2 mm für HV-Verbindungen bestehen demnach keine Bedenken.

Die Anwendung von HV-Schrauben im Stahlbau verlangt neue konstruktive Entwicklungen für die Anschlüsse und Stoßverbindungen sowie eine sorgfältige Auswahl der Materialgüte. Der Beitrag bringt Vorschläge für die Gestaltung und Berechnung von Rahmenecken, wobei besonders die große Aufnahmefähigkeit des Stirnblechanschlusses für Biegemomente ins Auge springt. Auch die Knoten von Fachwerkbrücken erfahren eine grundsätzliche Neugestaltung im Sinne einer wesentlichen konstruktiven Vereinfachung.

### Summary

In his contribution to the discussion, the author deals with tests carried out in Austria for the purpose of determining the effect of repeated cycles of loading and relieving of the load on prestressed bolted joints, in the case of loads approaching the friction limit. These tests showed no substantial reduction in the friction loads obtained during tests performed with static loads. As regards the use of the method of tightening high tensile bolts "to the turn of the nut", it is important to know the safe limit of failure through torsion of the shank of the bolts or of the threads for a given angle of rotation. Diagrams relating to the breaking load have been prepared which show that the most suitable angle of rotation after tightening home by hand is  $180^\circ$ .

The arrangement of high tensile bolts in the connections of truss bridges with welded box-section members involves new forms for these connections. The author gives design details relating to this problem as well to other questions.

### Résumé

Des essais effectués en Autriche sur des boulons HR dont le serrage a été poussé jusqu'à la rupture, ont montré l'efficacité de la méthode «au demi-tour d'écrou» (half turn) après serrage préliminaire (snug fit); ce procédé permet en effet d'obtenir la précontrainte nécessaire tout en assurant une marge suffisante par rapport à la rupture de la tige ou des filets et aux pertes de serrage dues au fluage. D'autres essais autrichiens, effectués sur des assemblages HR travaillant au double cisaillement et soumis à des efforts répétés, ont montré qu'il ne se produit aucun cheminement graduel, au rythme des chargements et des déchargements, même lorsque la limite supérieure de la sollicitation appliquée est proche de la charge de glissement. La résistance au frottement est vaincue brusquement, avec un glissement saccadé jusqu'au contact des tiges avec les bords des trous; on doit par conséquent admettre que la friction des surfaces en contact est due à une sorte d'engrènement élastique de leurs rugosités. Le jeu de la tige dans le trou pourra donc atteindre sans danger 2 mm.

L'application des boulons à haute résistance en construction métallique requiert des développements nouveaux dans la technique des joints et des assemblages ainsi qu'un choix judicieux de la qualité du matériau. L'auteur présente quelques possibilités de réalisation et de calcul des attaches entre les traverses et les montants dans les portiques. On remarquera spécialement la grande résistance aux moments fléchissants des attaches comportant uniquement une tôle d'about. Quant aux nœuds des poutres en treillis, leur construction peut également être considérablement simplifiée grâce à une conception foncièrement nouvelle.

## IIb2

### Zur Anwendung von HV-Schrauben im Stahlbau

*Some Remarks About the Application of High-tensile Prestressed Bolts in Steel Construction*

*Quelques aspects dans l'emploi de boulons à haute résistance (boulons HR)*

OTTO STEINHARDT  
Prof. Dr.-Ing., Karlsruhe

#### A. Einführung

Im «Vorbericht» (IVBH, 1960, IIb3, S. 351—370) wurde vom Verfasser über die in Deutschland seit 1952 durchgeführten Versuche mit HV-Schrauben berichtet. Dabei wurde u. a. bezüglich des Tragmechanismus und bezüglich der Leistungsfähigkeit von «hochfest-vorgespannten» Bolzenverbindungen (HV-Verbindungen) im Stahl- und Leichtmetallbau herausgestellt, daß zunächst Anziehmoment  $M_a$  und Reibwert  $\mu$  für die Größe der «Gleitlast» von Stößen und Anschlüssen maßgebend sind, daß ferner bei Scherbeanspruchung — trotz großer «Starrheit» der einzelnen Verbindungselemente — infolge geringfügiger Setzungs-Gleitungen an den Anschlußenden sich eine sehr gleichmäßige Kraftaufnahme bei *statischer* Belastung herausbildet, und daß auch die *Dauerfestigkeit* von HV-Verbindungen i. d. R. derjenigen von Nietverbindungen deutlich überlegen ist.

Neuere Versuche in Karlsruhe wandten sich erstens spezielleren Gesichtspunkten für die Schrauben-*Formgebung* zu; zweitens wurden Regelanschlüsse für Kopfstöße mit vorwiegend *axial* beanspruchten HV-Schrauben<sup>1)</sup> entwickelt und versuchstechnisch erprobt.

---

<sup>1)</sup> Letztgenannte Versuche wurden als Gemeinschaftsarbeit der Schweizerischen T.K.S.S.V. und des Deutschen Ausschusses für Stahlbau (DAST) durchgeführt.

Tabelle 1. HV-Schraube mit kleiner Kopfform (Maße in mm)

Abmessungen	Schraube M							
	12	14	16	18	20	22	24	
1. Schlüsselweite (Ausführung <i>g</i> nach DIN 267)	19	22	24	27	30	32	36	<i>S</i>
2. Kopfhöhe <i>K</i>	8	9	10,5	12	13	14	15	
3. Tellerhöhe <i>C</i>	0,4	0,4	0,6	0,6	0,8	0,8	0,8	
4. Schaftdurchmesser <i>d</i> <sub>1</sub>	12	14	16	18	20	22	24	
5. größter zul. Schaftdurchmesser <i>d</i> <sub>1max</sub>	12,7	14,7	16,7	18,7	20,84	22,84	24,84	Toleranz I T 15
6. Nutzbarer Telleransatz <i>d</i> <sub>2</sub>	17,5	20,5	22,5	25,5	28,5	30,5	34,5	
7. Geringster nutzbarer Telleransatz <i>d</i> <sub>2min</sub>	17,07	19,98	21,98	24,98	27,98	29,88	33,88	Toleranz h 14
8. Ausrundungsradius unter Kopf <i>r</i>	1,2	1,3	1,3	1,8	2,0	2,0	2,5	
9. Kleinster Ausrundungsradius <i>r</i> <sub>min</sub>	0,9	1,0	1,0	1,5	1,5	1,5	2,0	
10. <i>d</i> <sub>1</sub> + 2 <i>r</i>	14,4	16,6	18,6	21,6	24,0	26,0	29,0	
11. ( <i>d</i> <sub>1</sub> + 2 <i>r</i> ) <sub>max</sub>	15,1	17,3	19,3	22,3	24,84	26,84	29,84	
12. Fase an der Unterlegscheibe <i>h</i>	1,0	1,2	1,2	1,6	1,8	1,8	2,2	
13. <i>h</i> <sub>max</sub>	1,3	1,5	1,5	1,9	2,1	2,1	2,5	
14. <i>h</i> − <i>r</i>	− 0,2	− 0,1	− 0,1	− 0,2	− 0,2	− 0,2	− 0,3	
15. Innerer Scheibendurchmesser <i>D</i> <sub>1</sub>	12,8	14,9	16,9	18,9	21,0	23,0	25,0	



16. $D_{1max}$	13,3	15,4	17,4	19,4	21,6	23,6	25,6	
17. $D = D_1 + 2h$	14,8	17,3	19,4	22,1	24,6	26,6	29,4	
18. $D_1 - d_1$	0,8	0,9	0,9	0,9	1,0	1,0	1,0	Durchgang Scheibe-Schaft (Nennmaß)
19. $D_1 - d_{1max}$	0,1	0,2	0,2	0,2	0,16	0,16	0,16	Durchgang Scheibe-Schaft (Kleinstmaß)
20. $D_{max} = (D_1 + 2h)_{max}$	15,9	18,4	20,4	23,2	25,8	27,8	30,6	
21. $D - (d_1 + 2r)$	0,4	0,7	0,7	0,5	0,6	0,6	0,4	
22. $D - (d_1 + 2r)_{max}$	-0,3	—	—	-0,2	-0,24	-0,24	-0,44	
23. $F_2 = (d_2^2 - D^2) \frac{\pi}{4}$	68,5	95,0	102	127	163	175	256	(mm <sup>2</sup> ) Pressungsfläche zwischen Teller und Scheibe
24. $F_2 = (d_{2min}^2 - D_{max}^2) \frac{\pi}{4}$	30,3	47,6	52,8	67,5	92	94	161	
$\Delta 2 = d_2 - D$	2,7	3,2	2,8	3,4	3,9	3,9	5,1	
$\Delta 2_{min} = d_{2min} - D_{max}$	1,17	1,58	1,58	1,78	2,18	2,08	3,18	
25. Gewindequerschnitt $\left(\frac{d_1 + d_{Kern}}{2}\right)^2 \frac{\pi}{4}$	80,35	110,7	151,13	185,88	237,35	295,10	341,48	(mm <sup>2</sup> ) $Fg$
26. Vorspannkraft $P_v [t]$	4,3	5,9	8,2	9,9	12,8	16,0	18,4	nach «VR 1956»
27. Spannung im Gewindequerschnitt $\sigma$	53,3	53,3	54,0	53,5	54	54,3	54,0	kg/mm <sup>2</sup> $\sigma = P_v / Fg$
28. Pressung zwischen Scheibe und Tellerfläche $p = P_v / F_2$	62,8	62,0	80,5	78,0	78,5	91,5	72,0	kg/mm <sup>2</sup> Nennwert
29. Pressung zwischen Scheibe und Tellerfläche $P_{max} = P_v / F_{2min}$	142	126	155	147	139	170	116	kg/mm <sup>2</sup> GrößtWert
30. $p_{max} / \sigma$	2,66	2,36	2,89	2,76	2,60	3,15	2,16	GrößtWert
31. $p / \sigma$	1,17	1,16	1,49	1,46	1,45	1,67	1,33	Nennwert



Tabelle 2. HV-Schrauben mit großer Kopfform (Maße in mm)

Abmessungen	Schraube M								
	12	14	16	18	20	22	24	27	
1. Schlüsselweite $S$	22 – 0,52	24 – 0,52	27 – 0,52	30 – 0,52	32 – 1,0	36 – 1,0	41 – 1,0	46 – 1,0	Ausführung nach DIN 267
2. Kopfhöhe $K$	$8 \pm 0,45$	$9 \pm 0,45$	$10,5 \pm 0,45$	$12 \pm 0,9$	$13 \pm 0,9$	$14 \pm 0,9$	$15 \pm 0,9$	$17 \pm 0,9$	
3. Tellerhöhe $C$	0,4	0,4	0,6	0,6	0,8	0,8	0,8	0,8	
4. Schaftdurchmesser $d_1$	12	14	16	18	20	22	24	27	
5. größter Schaftdurchmesser $d_{1max}$	12,7	14,7	16,7	18,7	20,84	22,84	24,84	27,84	Toleranz I T 15
6. nutzbarer Telleransatz $d_2$	20,5	22,5	25,5	28,5	30,5	34,5	39,5	44,0	
7. geringster nutzbarer Teller- ansatz $d_{2min}$	19,98	21,98	24,98	27,98	29,88	33,88	38,88	43,88	Toleranz h 14
8. Ausrundungsradius unter Kopf $r$	1,5	1,5	1,5	1,5	2,0	2,0	2,0	2,5	
9. kleinster Ausrundungsradius $r_{min}$	1,2	1,2	1,2	1,2	1,5	1,5	1,5	2,0	nach ISO- Empfehlung
10. $d_1 + 2 r$	15,0	17,0	19,0	21,0	24,0	26,0	28,0	32,0	
11. $(d_1 + 2 r)_{max}$	15,7	17,7	19,7	21,7	28,84	26,84	28,84	32,84	DIN 125
12. Fase an d. Unterlegscheibe $h$	1,5	1,5	1,5	1,5	2,0	2,0	2,0	2,5	
13. $h_{max}$	1,8	1,8	1,8	1,8	2,3	2,3	2,3	2,8	
14. Innerer Scheibendurch- messer $D_1$	13,0	15,0	17,0	19,0	21,0	23,0	25,0	28,0	

15. $D_{1max}$	13,5	15,5	17,5	19,5	21,6	23,6	25,6	28,6	Durchgang Scheibe-Schaft (Kleinstmaß)
16. $D_1 - d_{1max}$	0,3	0,3	0,3	0,3	0,16	0,16	0,16	0,16	
17. $D = D_1 + 2 h$	16	18	20	22	25	27	29	33	
18. $D_{max} = (D_1 + 2 h)_{max}$	17,1	19,1	21,1	23,1	26,1	28,2	30,2	34,2	
19. Außendurchmesser $D_2$	24	28	30	34	36	40	44	50	DIN 125
20. Scheibendicke $S$	$3,0 \pm 0,3$	$4,0 \pm 0,3$	$4,0 \pm 0,3$	$4,0 \pm 0,3$	$4,0 \pm 0,3$	$4,0 \pm 0,3$	$5,0 \pm 0,6$	$5,0 \pm 0,6$	DIN 125
21. $D - (d_1 + 2 r)$	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	Pressungs- fläche zwisch. Telleransatz und Scheibe (mm <sup>2</sup> )
22. $D - (d_1 + 2 r)_{max}$	0,3	0,3	0,3	0,3	0,16	0,16	0,16	0,16	
23. $F_2 = (d_2^2 - D^2) \pi / 4$ (mm <sup>2</sup> )	129,0	143	197	258	240	362	564	665	
24. $F_{2min} = (d_{2min}^2 - D_{max}^2) \pi / 4$ (mm <sup>2</sup> )	83,6	93	140	195	169	277	470	559	
25. Gewindekernquerschnitt $\left( \frac{d_1 + d_{Kern}}{2} \right)^2 \frac{\pi}{4}$	80,35	110,7	151,13	185,88	237,35	295,1	341	450	
26. Vorspannkraft $P_v$ [t]	4,3	5,9	8,2	9,9	12,8	16,0	18,4	(24)	nach VR 1956
27. Spannung im Gewinde- querschnitt $\sigma$	53,3	53,3	54,0	53,3	54,0	54,3	54,0	53,3	kg/mm <sup>2</sup>
28. Pressung zwischen Scheibe und Tellerfläche $p = P_v / F_2$	33,4	41,2	41,7	38,4	53,0	44,2	32,7	36,2	kg/mm <sup>2</sup> , Nennwert
29. Pressung zwischen Scheibe u. Tellerfläche $P_{max} = P_v / F_{2min}$	51,0	63,5	58,6	50,8	78,5	57,8	39,2	43,0	kg/mm <sup>2</sup> , Größtwert
30. $P_{max} / \sigma$	0,96	1,19	1,08	0,95	1,46	1,07	0,73	0,807	Größtwert
31. $p / \sigma$	0,624	0,775	0,765	0,72	0,99	0,815	0,605	0,675	Nennwert

## B. Zur Formgebung der HV-Schrauben

Eine sehr maßgebende Voraussetzung für die einwandfreie Anwendung der HV-Verbindung im Stahlbau ist — neben der Gleichmäßigkeit und Sorgfältigkeit der Herstellung der Schrauben, die etwa innerhalb eines «Güteschutzverbandes» durch entsprechende Fertigungskontrollen überwacht werden sollte — vor allem auch die beste *Formgebung* derselben. Hierzu konnten in den letzten Jahren einige wichtige Erkenntnisse gewonnen werden, die für den mitteleuropäischen Raum ein Verlassen der sogen. «kleinen Kopfform» zugunsten der «großen Kopfform» (vgl. Fig. 1 nebst den Tabellen 1 und 2) nahelegen. Selbst wenn nämlich bei der bisher üblichen «kleinen» Form versucht würde (z. B. durch Überschneidungen zwischen der Scheibenphase und dem Ausrundungsradius  $r$ ) die Pressungen gemäß Tabelle 1, Zeile 29, herabzumindern, so verblieben doch mit 126—170 kg/mm<sup>2</sup> immerhin Werte, die

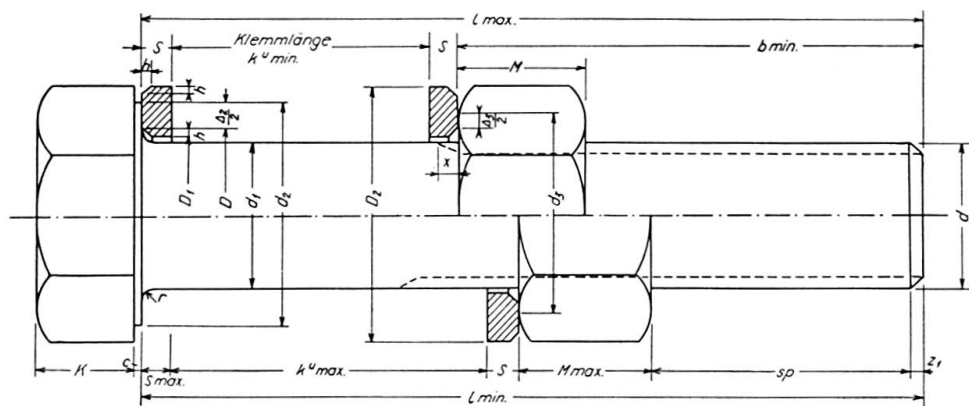


Fig. 1.

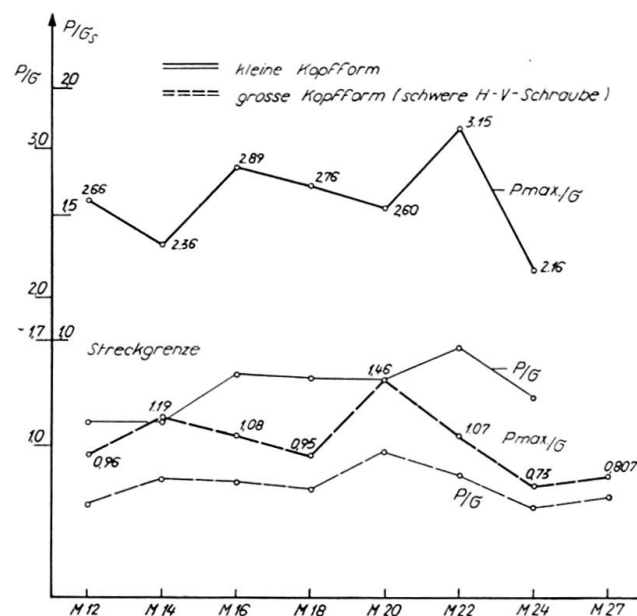


Fig. 2. Verhältnis der Flächenpressung  $p$  zwischen Scheibe und Telleransatz (Scheibe und Mutter) zur Spannung  $\sigma$  im Gewindequerschnitt.

erheblich über der Streckgrenze z. B. der Werkstoffgüte 10 K lägen. — Daher erscheint es zukünftig empfehlenswert, die «große Kopfform» (Fig. 1, Tab. 2) zu wählen; dies vor allem auch deshalb, weil damit gleichzeitig eine wünschenswerte Erhöhung der Vorspannkkräfte um ca. 20 % gut möglich ist. Fig. 2 läßt die Verbesserung des Quotienten  $p:\sigma$ , die bei Wahl der neuen Form erreicht wird, deutlich erkennen (wobei speziell die Formgebung der Schraube M 20 noch ein wenig korrigiert werden könnte).

Da bei «Anziehen» der HV-Schrauben bis zum vorgeschriebenen Endwert  $M_a$  (vgl. «Vorläufige Richtlinien») eine möglichst eindeutige «Schraubenkennlinie» zu fordern ist, kommt neben dem Intaktbleiben der Auflagerfläche zwischen Schraube und Unterlegscheibe auch derjenigen zwischen Unterlegscheibe und Werkstoff Bedeutung zu. Versuche haben ergeben, daß die Erhaltung der Vorspannkraft  $P_v$  im Schraubenschaft, außer der vorbeschriebenen Verbesserung der Schraubenform, die Begrenzung der örtlichen Pressungen zwischen Unterlegscheibe und Werkstoff, z. B. bei St 37 auf 30 kg/mm<sup>2</sup> und bei St 52 auf 50 kg/mm<sup>2</sup>, notwendig macht.

Zuletzt würde die Erhaltung einer einheitlichen Schraubenkennlinie durch Verminderung des Einflusses der «Gewindereibung» (die sich bei verschiedenen Fertigungsstätten z. Z. als unterschiedlich erweist) besser ermöglicht. Es wird daher empfohlen, eine Behandlung der Schraubengewinde mit Molikote (M<sub>0</sub>S<sub>2</sub>) o. ä. vorzusehen.

### C. Kopfverbindungen mit axial beanspruchten HV-Schrauben

#### 1. Allgemeines

Meist werden HV-Verbindungen nur zur Übertragung von *senkrecht* zum Schraubenschaft wirkenden Scherkräften ausgebildet. Bei einer *m*-schnittigen Verbindung sowie bei einem Reibwert  $\mu$  für die Kontaktflächen erhält man dabei die für die Bemessung maßgebende Gleitlast  $P_g$  als Funktion der Schraubenvorspannkraft  $P_v$  zu:  $P_g = \mu m n P_v$ .

Wird eine HV-Verbindung — z. B. für den Anschluß eines Rahmenriegels im Stahlskelettbau — nicht ausschließlich (infolge der Riegelquerkraft  $Q$ ) auf «Abscheren», sondern gleichzeitig (infolge des Stabendmomentes  $M$  und der Riegelnormalkraft  $N$ ) *in Richtung* der *Schraubenschäfte* beansprucht, so wird die Tragfähigkeit des *Scheranschlusses* für die Querkraft  $Q$  nur durch die Wirkung der (meist relativ kleinen) Normalkraft  $N$  abgemindert, falls diese eine *Zugkraft* ist gemäß:  $\Delta P_g = \mu (n P_v - N)$ ,  $m = 1$ . Die Momente  $M$  beeinflussen den Scheranschluß nicht, weil Gleitlast und Gesamtpressung einander in linearer Abhängigkeit bedingen (vgl. auch die Berichte des DAST, H. 18 u. 22) und letztgenannte Pressung infolge  $M$  allein weder zu- noch abnimmt.

Unter der Voraussetzung, daß bei Überschreitung des Grenzwertes  $0,1 n P_v$

durch die Zugkraft  $N$  diese durch einen eigenen HV-Anschluß in der Nähe der Walzprofilnulllinie aufgenommen werden soll (diese Grenze läge z. B. für ein I 16 bei ca. +3,5 t), können «Regelanschlüsse» für sämtliche I- und IPB-Profile (bis  $h = 360$  mm und bis zum HV-Schraubendurchmesser  $d = 24$  mm) entwickelt werden — wie dies anhand von weiter unten mitgeteilten Versuchsergebnissen dargelegt wird.

Sind in Sonderfällen, z. B. bei schweren geschweißten Rahmenecken, größere Anschlüsse über Stirnbleche erforderlich, so kann man entweder einen «exakten» rechnerischen Nachweis (unter Zugrundelegung der NAVIERSchen Spannungsverteilung) vornehmen, oder man berechnet getrennt einen bestimmten Anschlußteil (am besten im mittleren Stegbereich und bei evtl. dünnerem Stirnblech) für die Scherkraftübertragung, während weiterhin die in Druck- und Zuggurtnähe liegenden Anschlußschrauben die *axial* wirkenden Kräfte aus  $M$  und  $N$  aufzunehmen haben.

In der Karlsruher Versuchsanstalt sind im Jahre 1959 an insgesamt 10 Versuchskörpern, hergestellt aus Walzprofilen I 12, I 22, I 36 und IPB 22, Biegeversuche durchgeführt worden, wobei vor allem auch die Durchbiegungen und die Stirnblechbiegungen unter ansteigender statischer Belastung festgestellt wurden. Zunächst sollten *Vorversuche* zeigen, ob konstruktive Maßnahmen, wie beispielsweise: Anordnung von Zwischenfuttern, Ausarbeitung von linsenförmigen Hohlräumen in der Nähe des Schraubenlochs sowie Zurücksetzen der Kopfplatten Vorteile bezüglich der elastischen Verformungen ergeben. Fig. 3 zeigt die Ausbildung der ersten Versuchsstücke; Durchbiegungs- und Dehnungsmessungen haben hier zusammengefaßt folgendes ergeben:

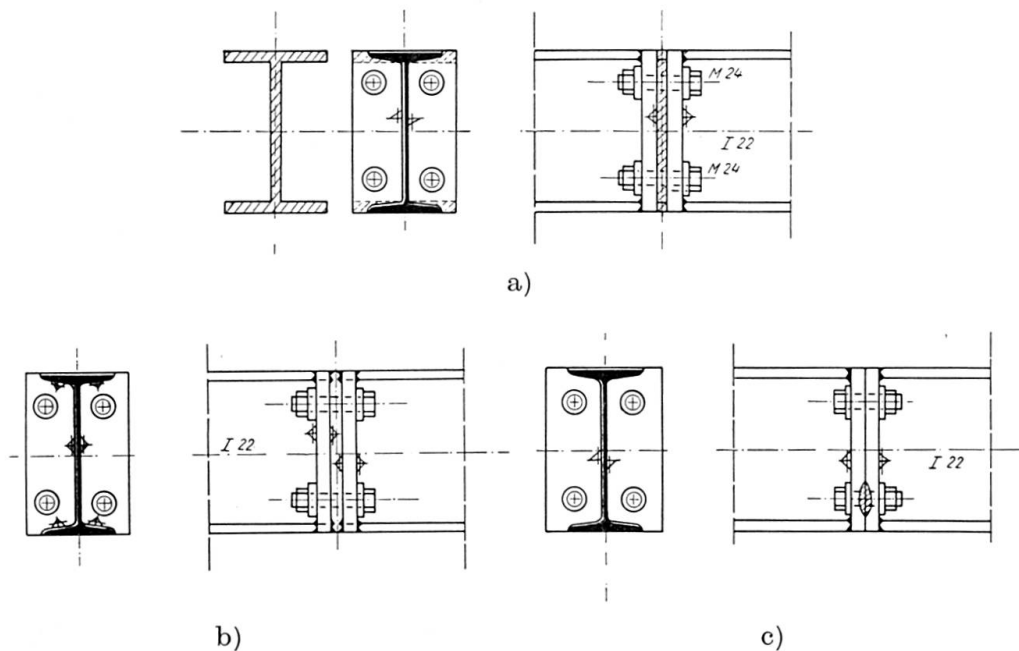


Fig. 3. Kopfverbindungen mittels HV-Schrauben (Vorversuche). Teilbild a: Stoß mit Zwischenfutter. Teilbild b: Zurückgesetzte Stirnplatten. Teilbild c: Stirnplatten linsenförmig ausgearbeitet.

- Ausschließlich innerhalb der Querschnittshöhe angebrachte HV-Schrauben ergeben — selbst bei günstigster konstruktiver Maßnahme (Zwischenfutter im Bereich der Flansche) — keine befriedigenden Anschlüsse, weil der Kraftfluß aus dem Profilgurt über die Kopfplatten zu den Schrauben hin zu ungünstig ist.
- Die Verlängerung der Kopfplatten über die Zugflansche hinaus bringt grundlegend günstigere Ergebnisse, weil nunmehr die Zuggurtkraft symmetrisch übertragen werden kann.
- Auch für Dauerschwellbelastung verspricht eine Anordnung gemäß b) — insbesondere bei Zwischenfuttern für die gestoßenen Zugflansche — eine wesentlich erhöhte Lebensdauer (vgl. Bericht Nr. 22, 1959, des DAST).

Die *Hauptversuche* erstreckten sich auf Ausführungsformen gemäß Fig. 4, wobei Kopfplattenstöße, wie solche z. B. für «Rahmenecken» des Skelettbaus in Betracht kommen, u. a. auch *mit* bzw. *ohne* Verstärkungsrippe (vgl. Ver-

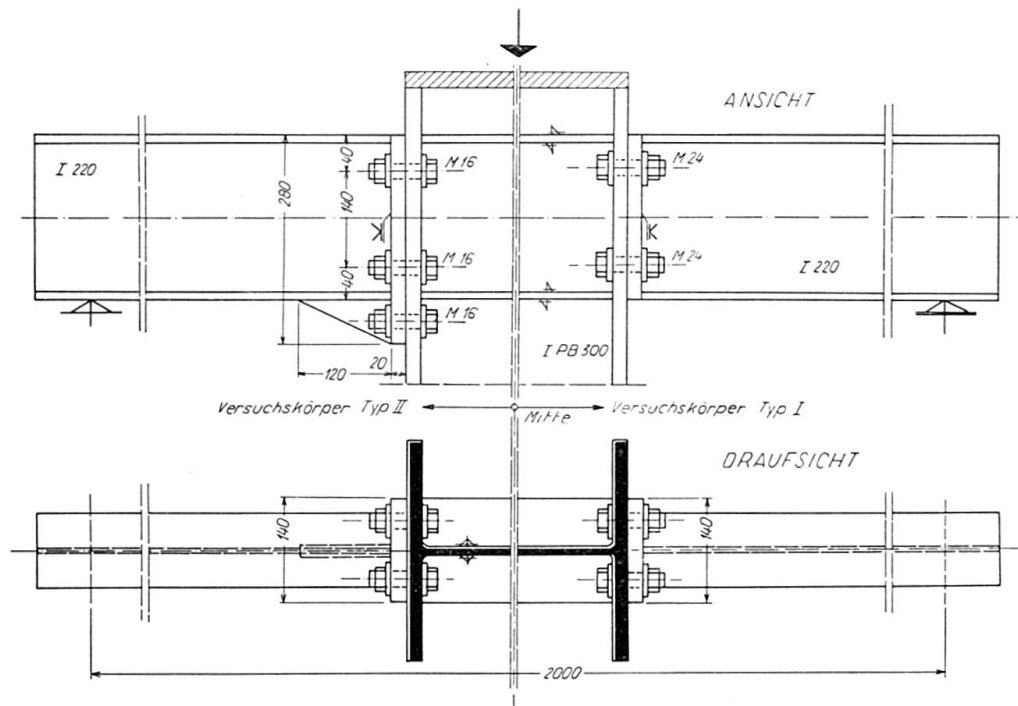


Fig. 4. Kopfverbindungen mittels HV-Schrauben. Belastungsanordnung und Versuchskörpertypen I und II.

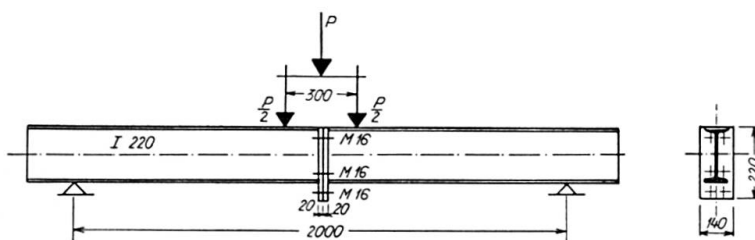


Fig. 5. Biegeträger-Kopfstoß mittels HV-Schrauben.

suchskörper-Typ II) untersucht wurden. — Während bei den «oben und unten bündig mit den Trägerflanschen abschließenden Platten» z. T. Durchbiegungen unter Gebrauchslast vom 1,5-fachen des «Rechenwertes» (d. h. des Wertes für ein festeingespanntes I-Profil) eintreten, ergaben sich für die Form mit «am Zuggurt überstehender Kopfplatte» Durchbiegungen von höchstens der 1,2-fachen Größe desjenigen Wertes, der rechnerisch für das volleingespannte Profil ermittelbar ist. — Versuche an Biegebalken (Fig. 5) bestätigten die Ergebnisse der Messungen an «Rahmenecken».

## 2. Durchführung der Versuche

Die Durchführung der Versuche an Kopfverbindungen mittels axial beanspruchter HV-Schrauben erfolgte unter Berücksichtigung der *Durchbiegungen* sowie der *Stirnplattendrehungen* und damit der «Federwerte»  $t m / \varphi = 1$  und soll im folgenden an zwei charakteristischen *Beispielen* kurz beschrieben werden:

Zwei Versuchskörper (vgl. Fig. 4) bestanden jeweils aus zwei ca. 100 cm langen Stücken aus I 220-Profilen (St 37), welche an ein IPB 300-Mittelstück (St 37) über Stirnplatten durch HV-Schrauben angeschlossen wurden. — Bei Versuchskörper I schlossen die Stirnplatten bündig mit den Trägerflanschen ab; die Verbindung wurde auf jeder Seite mit nur vier Schrauben M 24/10 k, welche *innerhalb* des Querschnittes angeordnet waren, hergestellt. Bei Versuchskörper II ragten die Stirnplatten über die *Zugflansche* der I 220 hinaus. Die Träger waren hier jeweils mit sechs Schrauben M 16/10 k angeschlossen. — Die 20 mm starken Stirnplatten wurden bei beiden Versuchskörpern durch K-Nähte stumpf an die I 220-Profile angeschweißt. Ferner wurden die Stege der IPB 300-Stücke in Höhe der Flanschen der I 220-Profile durch eingeschweißte Bleche ausgesteift. Außerdem wurden die über die Zugflansche hinausragenden Stirnbleche bei (dem *hier* beschriebenen) Versuchskörper II mit dreieckförmigen Aussteifungen versehen. Futter zwischen Stirnblech und Flansch des Mittelstückes wurden nicht angeordnet.

Die Versuche wurden auf einer 500-t-Prüfmaschine mit Biegetisch durchgeführt. Dabei wurden die Versuchskörper (bei einer Stützweite von  $l = 2,00$  m) so belastet, daß eine Einzellast (gleichmäßig verteilt) auf das Mittelstück der Körper wirkte. Die Last wurde stufenweise zunächst bis  $P_{zul} = 10$  t gesteigert, wobei die Durchbiegungen (unter Berücksichtigung der Auflagersenkung) sowie die Stirnplattenverdrehung mittels Meßuhren von  $1/100$  mm Genauigkeit festgestellt wurden. Die Durchbiegungen wurden unter den Anschlüssen sowie in den Viertelpunkten der Träger, die Stirnplattenverdrehungen mittels  $2 \times 4$  Kienzle-Uhren gemessen. Hierbei wurde auf jeder Seite die Spaltöffnung bzw. die «Zusammendrückung» festgestellt.

Bei  $P_{zul}$  war die Randspannung in den Trägerflanschen ca.  $1600 \text{ kg/cm}^2$ . Die Schrauben waren so bemessen, daß hierbei die axiale Kraft in den Schrauben etwa 80 % der Vorspannkraft (eine nach den «Richtlinien» zulässige



Belastung!) betrug, wenn man als Hebelarm für das aufzunehmende Moment den Abstand der Schrauben im Druckbereich von denen im Zugbereich einführt, wobei bei Versuchskörper II im Zugbereich der Schwerpunkt der Schraubenanschlußfläche maßgebend war. — Nach mehrmaliger Belastung der Versuchskörper bis  $P_{zul}$  wurde die Last weiterhin zunächst auf  $1,25$  bzw.  $1,5 \cdot P_{zul}$  gesteigert. Bei  $1,5 \cdot P_{zul}$  war die theoretische Fließgrenze in den Trägerflanschen bereits erreicht; sichtbare plastische Verformungen waren hierbei jedoch noch nirgends aufgetreten.

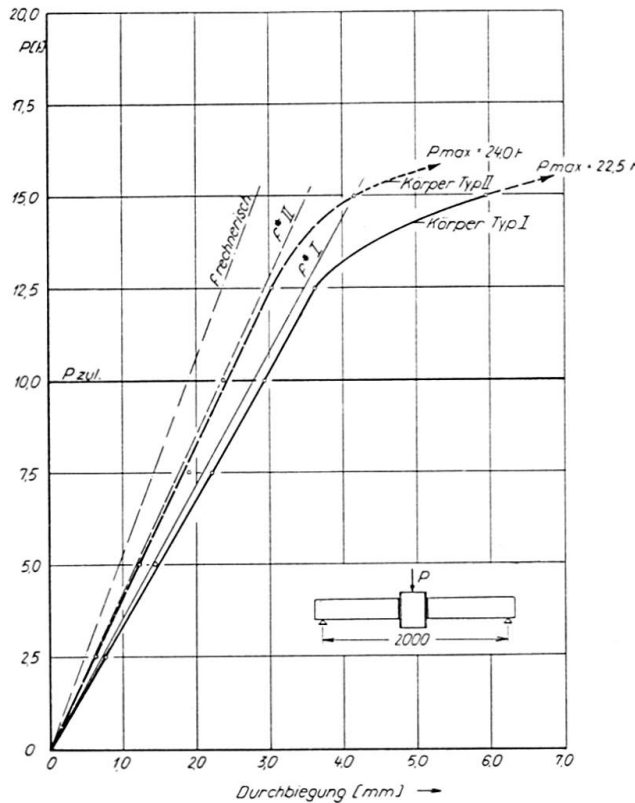


Fig. 6. Last-Durchbiegungslinien für die Versuchskörper Typ I und II. ( $f_I^*$  und  $f_{II}^*$  sind die rechnerischen Durchbiegungen unter Berücksichtigung des «Federwertes».)

Fig. 6 zeigt die Lastdurchbiegungslinien der beiden Versuchskörper bis  $1,5 \cdot P_{zul}$ . Es ist hier deutlich die größere Steifigkeit des Körpers II (mit verlängerten Kopfplatten) gegenüber dem Körper I zu erkennen. Die Lastdurchbiegungslinie stimmt hier annähernd mit der rechnerisch ermittelten überein, wobei für letztere die Durchbiegung eines volleingespannten Kragträgers mit der Kraglänge von 85 cm zugrunde gelegt wurde. Da es sich bei den Versuchen um relativ gedrungene Träger handelte, wurde ebenfalls die Querkraftverformung berücksichtigt.

Während nun bei Körper II der Übergang vom elastischen zum plastischen Bereich erst knapp unter  $1,5 \cdot P_{zul}$  eintritt, wurde bei Körper I dieser Punkt schon bei  $1,25 \cdot P_{zul}$  erreicht (Knick in der Lastdurchbiegungslinie). — In Fig. 7 sind die «Spaltöffnungen» bzw. «Zusammendrückungen» festgehalten.



Auch hier erkennt man den Übergang vom elastischen zum plastischen Bereich etwa bei der Belastungshöhe wie bei den Durchbiegungen. Aus den Verdrehungen der Kopfplatten bei Belastungen im elastischen Bereich wurde nun aus den gemessenen Verdrehungen bei den gegebenen Belastungen das theoretische Moment errechnet, das den Drehwinkel «1» am Stoß erzeugen würde. Dieses «Einheitsmoment»  $1/c$  ermöglicht eine exakte Berechnung des Anschlusses, etwa bei Anwendung der baustatischen Drehwinkelausgleichs-Methode.

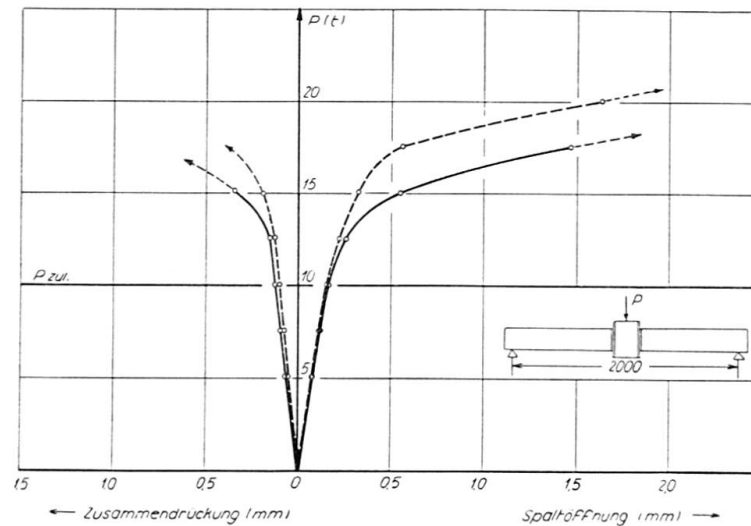


Fig. 7. Verdrehungen der Kopfplatten.

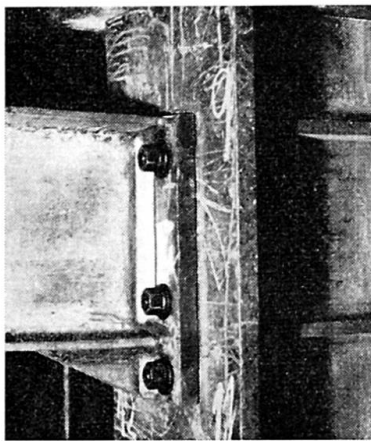


Fig. 8a. Versuchskörper Typ II nach den Belastungsversuchen.

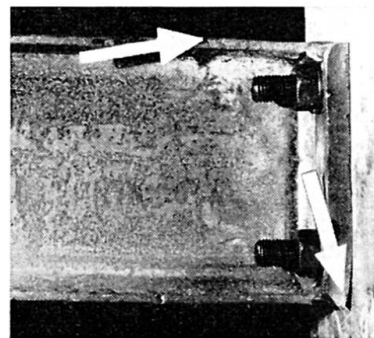


Fig. 8b. Versuchskörper Typ I nach den Belastungsversuchen.

Nach wiederholter Belastung der Versuchskörper bis  $1,5 \cdot P_{zul}$  wurde, nachdem die Meßuhren (bis auf diejenigen zur Messung der Spaltöffnungen) abgebaut waren, stufenweise bis zur Erschöpfung der Tragkraft belastet. Das Tragvermögen war bei Körper I bei  $P_{max} = 22,5t$  und bei Körper II bei  $P_{max} = 24t$  erschöpft, und zwar durch das Versagen der I 220-Profile. Die Druckflansche wiesen hier erhebliche Stauchungen und die Zugflansche Fließ-

linien auf (vgl. Versuchskörper II und I *nach* der Belastung, Fig. 8). Irgendwelche Anrisse in den Schweißnähten waren nicht zu beobachten. Ebenfalls wiesen die Schrauben keine sichtbaren Beschädigungen auf, obwohl sie rechnerisch bei Erreichen von  $P_{max}$  in beiden Fällen über 90 kg/mm<sup>2</sup> (bezogen auf den Spannungsquerschnitt) beansprucht waren. Die in den Anschlüssen vorhandene Querkraft wurde hierbei zusätzlich von den Schrauben im Druckbereich des Anschlusses aufgenommen.

Die außer den beschriebenen noch durchgeführten statischen Versuche erlauben einige Angaben über wesentliche Eigenschaften von HV-*verschraubten Kopfstößen*, wobei für die im Stahlbau wichtigsten Normalprofile sowie einige Breitflanschprofile (im Bereich von 100 bis etwa 400 mm Höhe) optimale Stirnplattenabmessungen und günstige Anschlußbilder vorgeschlagen werden können. Ferner können die für die statische Berechnung wichtigen «Federwerte»  $c$  der «Stoßfugendrehwinkel» bzw. der entsprechenden «Einheitsmomente» angegeben werden. Fig. 9 zeigt derartige Regelanschlüsse einschließlich aller «Kennmaße» für die Kopfplattenausbildung, während die nachfolgenden Tabellen 3 bzw. 4 sämtliche für die Bemessung und Berechnung wichtigen Daten der einzelnen I-Profile bzw. der IPB-Profile wiedergeben. Anhand spezieller Zahlenbeispiele für Zweigelenkrahmen bzw. eingespannte Träger konnte nachgewiesen werden, daß aus den in den Tabellen angegebenen Werten, selbst in ungünstigen Fällen, Abminderungen der Eckmomente bzw. der Einspannmomente in der Größenordnung von nur etwa 10 % bis 20 %

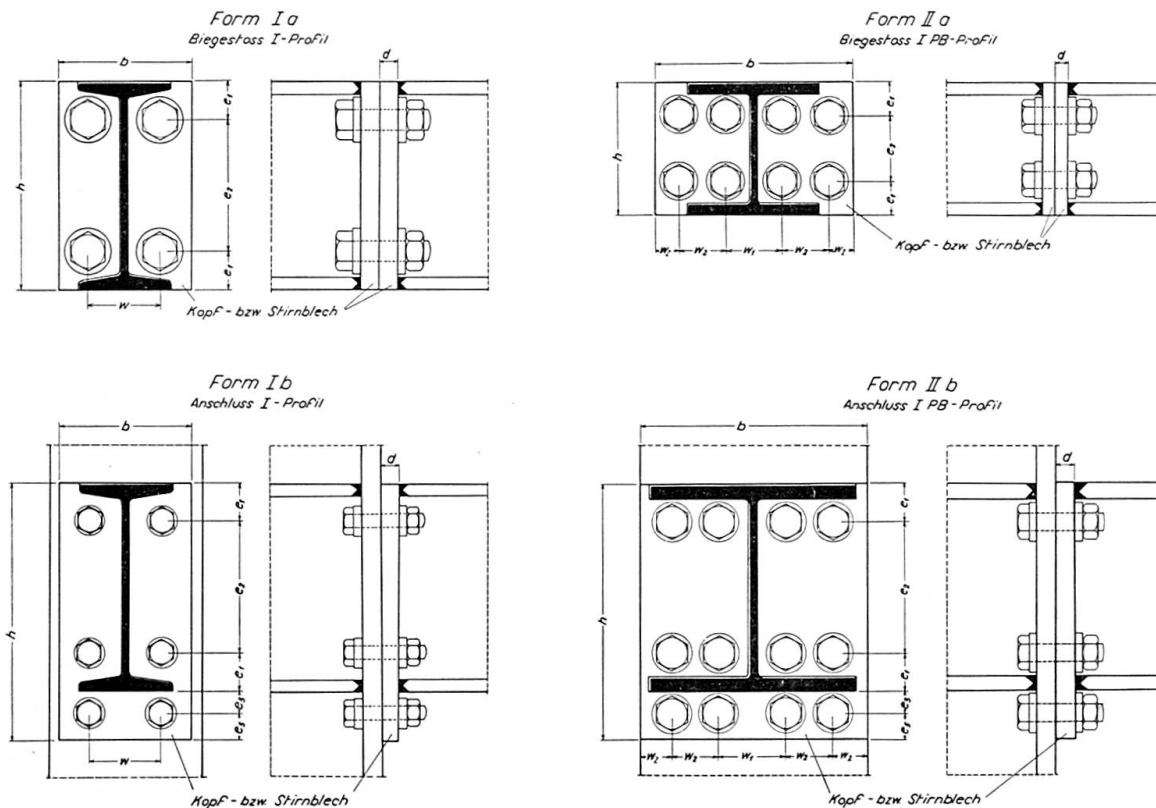


Fig. 9.

Tabelle 3. Regelanschlüsse. Form Ib. I-Profile St 37,2. Schraubenqualität: 10 K/8 G. Maße in (mm)

Profil (mm)	$M_{zul.}$ [tcm] ( $\sigma_{zul.} = 1,6 \text{ t/cm}^2$ )	Stirnplatte			Schrauben	Anschlußbild				Sicherheitsgrade		Anschluß- federwert $M_{\psi=1}$ (tcm)
		$b$	$h$	$d$		$e_1$	$e_2$	$e_3$	$w$	$\eta_e = \frac{M_{el.}}{M_{zul.}}$	$\eta_{Tr.} = \frac{M_{Tr.}}{M_{zul.}}$	
I 100	54,7	70	130	15	6 M 12	25	50	15	35	$\geq 1,4$	$\geq 2,4$	$4,0 \cdot 10^3$
I 120	87,5	80	150	15	6 M 12	25	70	15	40	1,4	$\geq 2,4$	
I 140	131	80	170	15	6 M 12	25	90	15	40	1,5	$\geq 2,4$	
I 160	188	100	200	16	6 M 14	30	100	20	50	$\geq 1,5$	$\geq 2,4$	
I 180	258	120	220	18	6 M 14	30	120	20	60	1,5	$\geq 2,4$	
I 200	342	120	250	20	6 M 16	35	130	25	70	$\geq 1,5$	$\geq 2,4$	$6,0 \cdot 10^3$
I 220	445	140	280	20	6 M 16	40	140	30	75	1,5	2,4	
I 240	566	140	300	24	6 M 18	40	160	30	75	$\geq 1,5$	$\geq 2,4$	
I 260	706	140	320	28	6 M 20	40	180	30	75	$\geq 1,5$	$\geq 2,4$	
I 280	866	160	340	28	6 M 20	40	200	30	80	1,5	$\geq 2,4$	
I 300	1045	160	360	30	6 M 22	45	210	30	80	$\geq 1,5$	$\geq 2,4$	$12,0 \cdot 10^3$
I 320	1250	160	380	30	6 M 22	45	230	30	80	1,5	$\geq 2,4$	
I 340	1475	180	400	30	6 M 24	50	240	30	90	$\geq 1,5$	$\geq 2,4$	$28,0 \cdot 10^3$
I 360	1745	180	420	30	6 M 24	50	260	30	90	1,5	$\geq 2,4$	$35,0 \cdot 10^3$
I 380	2020	180	440	30	6 M 27	50	280	30	90	$\geq 1,5$	$\geq 2,31$	
I 400	2340	200	460	30	6 M 27	50	300	30	100	$\geq 1,5$	$\geq 2,31$	

Tabelle 4. Regelanschlüsse. Form IIb. IPB-Profile St 37,2. Schraubenqualität: 10 K/8 G. Maße in (mm)

Profil (mm)	$M_{zul.}$ [tcm] ( $\sigma_{zul.} =$ 1,6 t/cm <sup>2</sup> )	Stirnplatte			Schrau- ben	Anschlußbild					Sicherheitsgrade		Anschluß- federwert $M_{\psi=1}$ (tm)
		$b$	$h$	$d$		$e_1$	$e_2$	$e_3$	$w_1$	$w_2$	$\eta_e = \frac{M_{el.}}{M_{zul.}}$	$\eta_{Tr.} = \frac{M_{Tr.}}{M_{zul.}}$	
IPB 100	142	100	140	15	6 M 16	30	40	20	50		1,5	$\geq 2,4$	$1,55 \cdot 10^3$
IPB 120	230	120	170	15	6 M 18	31	58	25	50		1,5	$\geq 2,4$	
IPB 140	347	140	190	15	6 M 20	35	70	25	55		1,5	$\geq 2,4$	
IPB 160	526	160	220	16	6 M 22	40	80	30	60		$\geq 1,5$	$\geq 2,4$	
IPB 180	681	180	240	18	6 M 22	40	100	30	65		1,5	$\geq 2,4$	
IPB 200	952	200	250	20	12 M 18	40	120	25	60	40	1,5	$\geq 2,4$	$16,5 \cdot 10^3$
IPB 220	1171	220	270	20	12 M 20	40	140	25	65	45	1,5	$\geq 2,4$	
IPB 240	1558	240	300	24	12 M 22	45	150	30	70	50	$\geq 1,5$	$\geq 2,4$	
IPB 260	1855	260	320	28	12 M 22	45	170	30	70	55	1,5	$\geq 2,4$	$13,5 \cdot 10^3$
IPB 280	2370	280	340	28	12 M 24	50	180	30	80	60	$\geq 1,5$	$\geq 2,4$	
IPB 300	2750	300	360	30	12 M 24	50	200	30	80	65	$\geq 1,5$	$\geq 2,4$	
IPB 320	3230	300	380	30	12 M 24	55	210	30	80	65	$\geq 1,5$	$\geq 2,4$	$17,5 \cdot 10^3$
IPB 340	3470	300	400	30	12 M 24	55	230	30	80	65	1,5	$\geq 2,4$	
IPB 360	4020	300	420	30	18 M 22	55	250	30	80	40	$\geq 1,5$	$\geq 2,4$	
IPB 380	4290	300	440	30	18 M 22	55	270	30	80	40	$\geq 1,5$	$\geq 2,4$	
IPB 400	4850	300	460	30	18 M 22	60	280	30	80	40	$\geq 1,5$	$\geq 2,4$	

resultieren, so daß erst bei sehr gedungenen Konstruktionen eine Vergrößerung der Rahmenecken durch Konsole notwendig würde.

### 3. Ergebnisse der Versuche

Kopfverbindungen mit axial beanspruchten HV-Schrauben können in wirtschaftlicher Weise konstruktiv so gestaltet werden, daß sie die Tragfähigkeit eines Walzprofils (I oder IPB von  $h = 100$  mm bis  $h = 360$  mm) voll zu ersetzen vermögen. Es können also «Regelanschlüsse» für den Konstrukteur entworfen werden (vgl. Tabellen 3 und 4), die keinen weiteren rechnerischen Nachweis erforderlich machen, solange die Tragfähigkeit des Profils selbst in Anschlußnähe nicht erschöpft ist. — Für statisch unbestimmte Systeme und für Verformungsnachweise ist jedoch zu beachten, daß die in genannten Tafeln angegebenen «Anschluß-Federwerte»  $[tm]$  berücksichtigt werden müssen.

Kopfverbindungen kommen z. B. für den Stahlskelett- oder Rahmenbau in Betracht. Die Kopfplattendicke kann nach der Faustregel gewählt werden: Plattendicke in mm sei etwa gleich der Profilhöhe in cm, jedoch nicht geringer als 15 mm und nicht größer als 30 mm. Oft empfiehlt es sich, bei einer Konstruktion aus St 37 die Kopfplatte aus St 52 zu wählen, damit plastische Verformungen hier restlos ausgeschaltet werden.

Bei Anwendung von HV-Schrauben für Kopfverbindungen ist mehr noch als für die Anwendung genannter Schrauben für Scherverbindungen auf die Ausführungen unter B. dieser Abhandlung zu achten, d. h. es sind nur qualitativ beste Schrauben mit richtiger Formgebung für den allgemeinen Stahlbau zu verwenden.

### Zusammenfassung

Neuere deutsche Untersuchungen über die beste *Formgebung* von HV-Schrauben haben ergeben, daß eine wesentliche Verbesserung des Quotienten  $p:\sigma$ , d. h. des Verhältnisses der Pressung zwischen Schraubenkopf und Unterscheibe zur Spannung im Gewindequerschnitt des Schraubenschaftes, durch einige Änderungen der Schraubenabmessungen erreicht werden kann; dabei wird gleichzeitig eine Steigerung der Vorspannkräfte um ca. 20 % — und damit eine höhere Beanspruchbarkeit — ermöglicht.

Untersuchungen an HV-verschraubten Kopfstößen für Träger und für biege feste Anschlüsse in Rahmentragwerken haben ergeben, daß sehr wirtschaftliche und technisch einwandfreie *Regelanschlüsse* für die üblichen Walzprofile vorgeschlagen werden können. Diese Regelanschlüsse betreffen sowohl Anordnung und Anzahl der HV-Schrauben, als auch Größe und Dicke der zu verwendenden Kopfplatten. Zudem kann für jeden «Regelstoß» ein «Federwert  $c$ »  $tm/\varphi = 1$  ermittelt werden, der zur exakten Ermittlung von Verformungen benötigt wird.

### Summary

Tests recently carried out in Germany in order to determine the best *design* for high-strength bolts have demonstrated that an essential improvement in the ratio of the pressure,  $p$ , between the bolt-head and the washer, to the stress,  $\sigma$ , in the sectional area at the bottom of the thread on the bolt shaft can be achieved by certain changes in the dimension of the bolts. This makes it possible, at the same time, to increase the pre-tension force by about 20%, which allows greater stresses to be applied.

Tests carried out on the joints of girders with head plates and rigid joints of portal frame structures, in which high-strength bolts were used, have proved that very economical and technically unobjectionable *standardised joints* can be established for normal steel sections. Suggestions for these standardised joints include the arrangement and number of high-strength bolts as well as the size and thickness of the head plates to be used. In addition, for each "standardised joint" a "spring factor  $c$ " (in  $\text{tm}/\varphi = 1$ ) can be determined which is essential for the exact calculation of deformations.

### Résumé

On a effectué récemment en Allemagne des essais pour déterminer la meilleure *forme* à donner aux boulons précontraints à haute résistance; il s'est avéré que l'on peut obtenir, grâce à quelques modifications dans les dimensions des boulons, une diminution sensible du quotient  $p:\sigma$ , exprimant le rapport de la pression  $p$  entre la tête du boulon et sa rondelle, à la contrainte  $\sigma$  à fond de filet. De plus, il est ainsi possible d'augmenter d'environ 20 % les efforts de préserrage et par là, la résistance de l'assemblage.

On a également entrepris des recherches sur des joints de poutres comportant des plaques frontales et sur des attaches rigides dans des ossatures à portique, tous ces assemblages étant réalisés à l'aide de boulons à haute résistance. Ces essais ont permis d'établir, pour les profilés courants, des *attaches normalisées* très économiques et irréprochables du point de vue technique. On indique pour chaque attache l'arrangement et le nombre des boulons ainsi que la grandeur et l'épaisseur des plaques frontales. En outre, on peut déterminer pour chaque attache normalisée une « constante de ressort  $c$  » (en  $\text{tm}/\varphi = 1$ ) dont on se sert pour le calcul exact des déformations.

Leere Seite  
Blank page  
Page vide



## **IIb3**

### **Research on Large Compact Joints with High Strength Steel Bolts**

*Essais de traction statique sur des assemblages compacts par boulons à haute résistance*

*Statische Zugversuche an kompakten Verbindungen mit hochfesten Schrauben*

BRUNO THÜRLIMANN

Prof. Dr., Zürich

### **Introduction**

The first US Specifications for Assembly of Structural Joints using ASTM-A 325 High Strength Steel Bolts<sup>1)</sup> were approved by the Research Council on Riveted and Bolted Joints in January of 1951. This specification essentially permitted the substitution of a high strength steel bolt (A 325) for a hot-driven rivet (A 141) of the same diameter. Whereas it was originally required that all contact surfaces within the joint be free paint, a revision in February of 1954 specified that the omission of paint was only required for cases "where stress redistribution due to joint slippage would be undesirable". Hence it was recognized that in a great many cases movement of the connecting parts that will bring the bolts into bearing is in no way detrimental.

Since 1954 extensive studies have been conducted in order to determine the actual strength of bolted joints. Together with improvements in the installation practice the results of these investigations have lead to the revision of the specification [1]<sup>2)</sup> in 1960. Part of these studies were conducted at Fritz Engineering Laboratory, Lehigh University, Bethlehem, Pa. with the objectives [1] to determine the slip characteristic and the ultimate strength of large compact joints and [2] to check the installation practice of high tensile

---

<sup>1)</sup> This and subsequent designations refer to the Standards of the American Society for Testing Materials.

<sup>2)</sup> Refers to list of references.



bolts by the so-called "turn-of-nut method". Since the oral presentation of the results at the Congress in Stockholm a comprehensive paper has been published [2]. Hence this report presents only a short summary of the results with emphasis on certain aspects reflected in the revised specification.

### Tension-Elongation Curves of High Strength Steel Bolts

The structurally significant property of a high strength steel bolt is best illustrated in a Tension-Elongation plot. Fig. 1 shows a representative curve for a  $\frac{7}{8}$  inch diameter bolt (A 325) with a grip length of 4 inches. The threaded part of the bolt extends  $\frac{1}{2}$  inch into the grip length. It is significant to notice that the application of direct tension to the bolt produces a higher ultimate

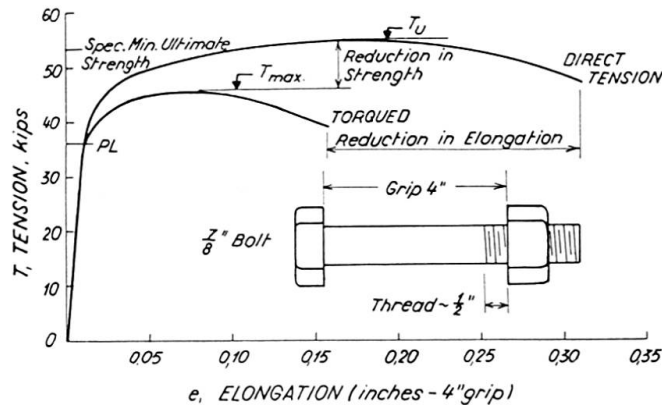


Fig. 1. Tension-Elongation Curve.

load as well as a greater total elongation at failure than the case of tension induced by torque. The differences may range from 5 to 25% for the load and from 20 to 60% for the elongation. They result from the different stress conditions when the bolt is tensioned by turning the nut. Frictional resistance transforms part of the applied torque into shear stresses that change the tension-elongation curve.

In standard erection practice the turn-of-nut method is already widely used as an economical and reliable method of inducing a high bolt tension. Fig. 2 shows on a tension-elongation curve for a  $\frac{7}{8}$  inch diameter bolt with 4 inch grip length the tension obtained by rotating the nut  $\frac{1}{2}$ , 1 and  $1\frac{1}{2}$  turn starting from the so-called "snug" position. The latter expression describes the tightness of a bolt before beginning the turn-of-nut. It is indicated by an impact wrench when impacting begins and corresponds to approximately 8000 pounds tension (8 kips). The scatter of the results is indicated by the cross-hatched zones. It should be especially noted that a  $\frac{1}{2}$  turn produces a tension

equal to about 90% of the ultimate load and considerably in excess of the Proof Load (PL)<sup>3</sup>. On the other hand the corresponding elongation is less than  $\frac{1}{5}$  of the elongation at rupture.

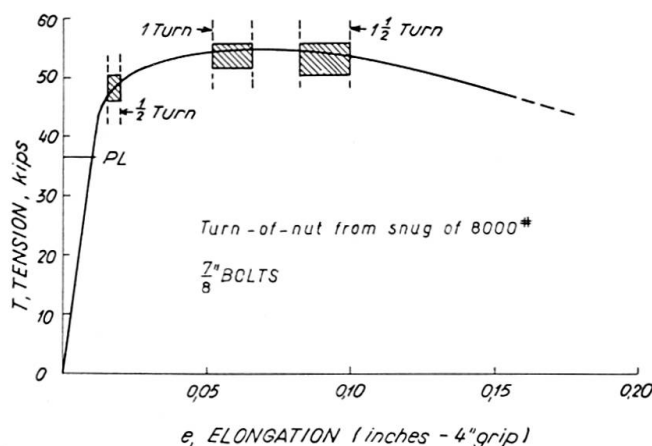


Fig. 2. Bolt Tension and Elongation in Function of Turn-of-Nut.

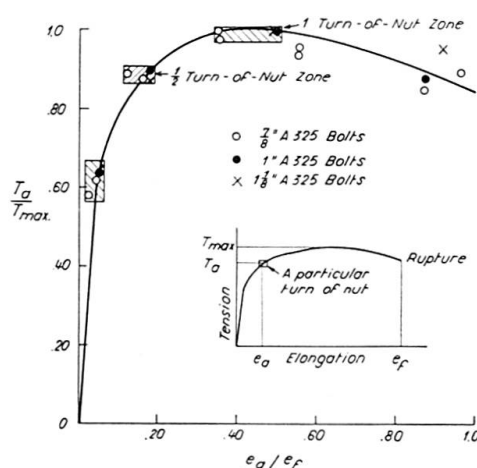


Fig. 3. Efficiency of Turn-of-Nut Method.

The results for the  $\frac{7}{8}$  inch bolts are generalized for other bolt sizes in a non-dimensional plot in Fig. 3. Here a particular bolt tension  $T_a$  is divided by the ultimate tensile strength  $T_{max}$  and a particular bolt elongation  $e_a$  by the elongation at rupture  $e_f$ . It can be seen that the three sizes of bolts, namely  $\frac{7}{8}$ , 1 and  $1\frac{1}{8}$  inch diameter, show completely similar behavior.

### Tests of Large Compact Joints

A total of 8 bolted joints were fabricated and bolted up using the turn-of-nut method. The pertinent information of these joints, including an additional riveted joint BR 2 for comparison purposes, is summarized in Table 1. Gage

<sup>3</sup>) The 1951 Specification required a minimum tension equal to 0.9 PL.

Table 1. Description of Test Joints

	B 1	B 2	B 3	B 4	B 5	B 6	BR 2	A 3	G 1
Plate Material	Main Plate: 2 PLs 18" × 1" ASTM-A 7 Lap Plates: 2 PLs 18" × 1" ASTM-A 7								
Number of 7/8" A 325 Bolts	30	25	20	23	20	18	25-7/8" A 141 Rivets	16-1"	12-1 1/8"
T:S Ratio	1:0.74	1:0.89	1:1.11	1:0.96	1:1.11	1:1.15	1:0.89	1:1.10	1:1.11
Gage, g	3 5/8"	3 5/8"	3 5/8"	3 5/8"	3 5/8"	3"	3 5/8"	4 1/2"	4 1/2"
g/d	3.87	3.87	3.87	3.87	3.87	3.20	3.87	4.24	3.79
Pitch, p	3 1/2"	3 1/2"	3 1/2"	3 1/2"	3 1/2"	3 1/2"	3 1/2"	4"	4"
p/d	3.73	3.73	3.73	3.73	3.73	3.73	3.73	3.76	3.37

"d" is the diameter of the drilled holes

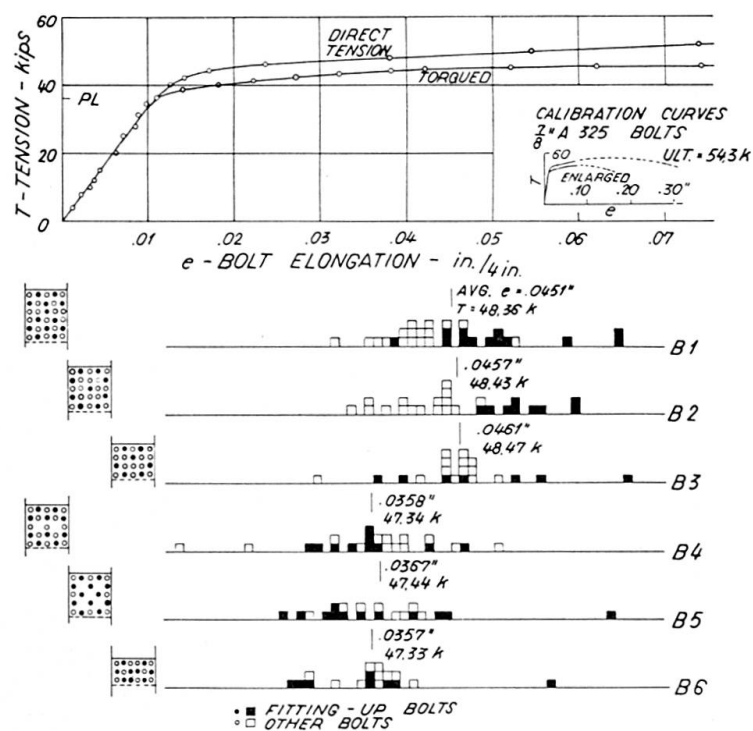


Fig. 4. Bolt Tension Distribution.

and pitch specify the distances between the bolt holes. The holes were  $\frac{1}{16}$  inch larger than the bolt diameters. The plate material was A 7 Structural Carbon Steel with an average static yield stress level of 36.6 ksi and an average ultimate tensile strength of 65.5 ksi (1 ksi = 1000 pounds/square inch). In assembling the joints the contact surfaces were cleaned of loose mill scale and burrs, but no other preparations were applied. The bolts were installed by a field crew using the current field procedure of  $\frac{1}{2}$  turn-of-nut from the "snug" position. For all joints the bolt elongation was measured. The corresponding results for the joints with  $\frac{7}{8}$  inch bolts are represented in Fig. 4 in the form of a histogram. Entering with the elongation of a particular bolt, represented by a square in the figure, the corresponding bolt tension can be determined from the tension-elongation curve on top of the figure. Despite the fact that the bolt elongations show a scatter between about 0.012 to 0.067 inches the induced tension is rather uniform due to the fact that the bolts were stressed beyond the elastic limit into the plastic range. Even the few extreme values of  $e \geq 0.06$  have still a margin of safety of over 2 against rupture as may be seen from Fig. 1. Using the average bolt elongation of each joint the average bolt tension  $T$  was determined using the direct tension calibration curve. The values are also listed in Fig. 4.

The problem of relaxation of the bolt tension with time has not been studied specifically in this program. However it is well known that even if the absolute amount of relaxation of a bolt stressed into the plastic range is greater than the relaxation of a bolt stressed to a lower initial value, its final tension will still be larger. Hence it follows that a higher initial tension of a bolt will always lead to a higher final tension after relaxation. This fact should be fully recognized in order to appreciate the turn-of-nut method.

All joints were loaded in direct tension up to failure. The results are summarized in Table 2 giving the slip as well as the ultimate load and the type

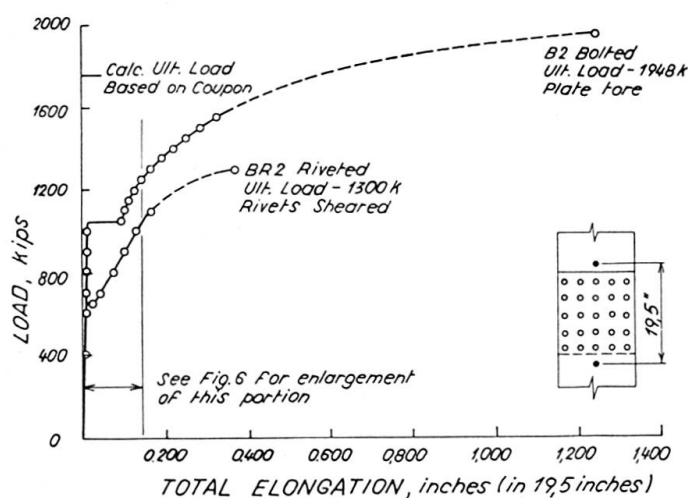
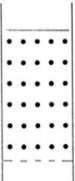
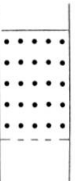
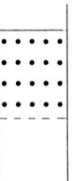
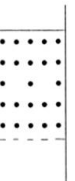
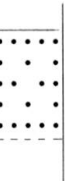
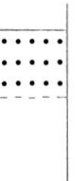
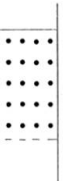
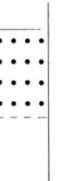
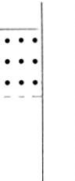


Fig. 5. Loads vs. Total Elongation for Joints B 2 and BR 2.

Table 2. Results of Joint Tests

	Units	B 1	B 2	B 3	B 4	B 5	B 6	BR 2	A 3	G 1
Pattern										
Number of $\frac{7}{8}$ " A 325 Bolts		30	25	20	23	20	18	25- $\frac{7}{8}$ " A 141 Rivets	16-1"	12-1 $\frac{1}{8}$ "
Nominal Gross Area	sq in	36.0	36.0	36.0	36.0	36.0	36.0	36.0	36.0	36.0
Nominal Net Area	sq in	26.6	26.6	26.6	26.6	26.6	24.8	26.6	27.5	26.5
Nominal Shear Area	sq in	36.1	30.0	24.0	27.7	24.0	21.6	30.0	25.1	23.9
Tension-Shear Ratio		1:0.74	1:0.89	1:1.11	1:0.96	1:1.11	1:1.15	1:0.89	1:1.10	1:1.11
Slip Load	kips	1238	1047	911	850	609	673	654	843	920
Nominal Bolt Shear	ksi	34.3	34.9	38.0	30.7	25.4	31.2	21.8	33.6	38.5
Tension on Net Section	ksi	46.5	39.4	34.2	32.0	22.9	27.1	24.6	30.7	34.7
Avg. Extension of Bolts	in	0.0451	0.0457	0.0461	0.0358	0.0367	0.0357		0.0317	0.0519
Initial Clamping Force	kips	1451	1211	970	1089	949	852		968	936
Coefficient of Slip		0.427	0.432	0.469	0.390	0.321	0.395		0.435	0.491
Ultimate Load	kips	1956	1948	1750	1786	1680	1550	1300	1820	1798
Nominal Bolt Shear	ksi	54.2	64.9	72.9	64.5	70.0	71.8	43.3	72.5	75.2
Tension on Net Section	ksi	73.5	73.2	65.8	67.1	63.2	62.5	48.9	66.2	67.8
Type of Failure		Tear at net section main plate	Tear at net section one lap plate	Shear of bolts	Tear at net section one lap plate	Shear of bolt	Shear of bolt	Shear of rivets	Shear of bolts	Shear of bolts

of failure. For the two comparable joints B 2 and BR 2 with the same number of high tensile bolts and rivets respectively the load-elongation curves are shown in Fig. 5 and 6. The bolted joint B 2 was somewhat stiffer. Major slip occurred suddenly with a resounding "bang" at a considerably higher load than for the riveted joint. Despite the fact that the slip of B 2 was  $\frac{8}{100}$  of an inch as compared to  $\frac{2}{100}$  for the riveted joint BR 2 the latter always showed a larger elongation. This indicates that if slip can be tolerated in a riveted joint it should have no more adverse effects in a bolted joint. Finally it should be pointed out that the riveted connection failed at a much lower load. These two tests demonstrated clearly the superior behavior of the bolted joint.

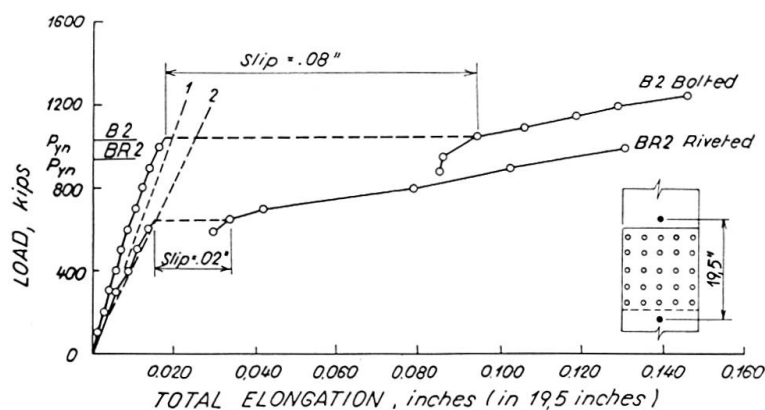


Fig. 6. Load vs. Total Elongation for Joints B 2 and BR 2 (Enlarged).  
(1) Theor. Curve using Gross Area. (2) Theor. Curve using Net Area.

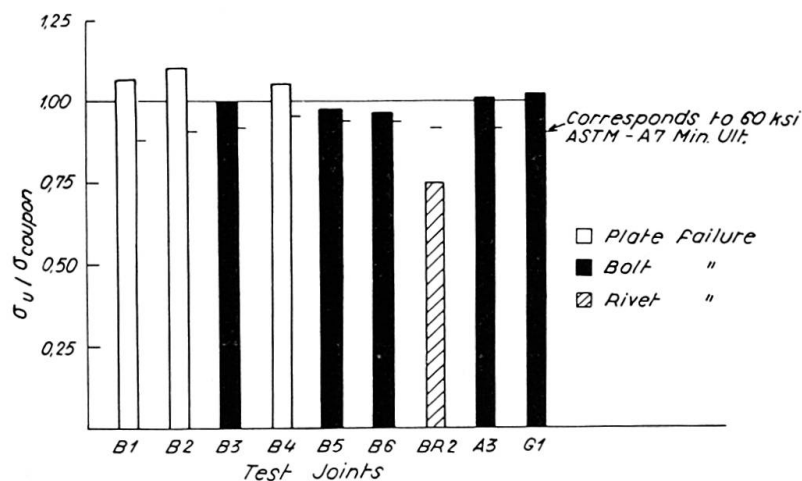


Fig. 7. Efficiency of Compact Joints,

Another presentation of the test results is shown in Fig. 7 giving the ratio of the tensile stress in the net section at ultimate load,  $\sigma_u$ , to the ultimate tensile strength of the plate material,  $\sigma_{coupon}$ , determined on a standard tensile coupon of the material. This ratio is a measure of the efficiency of the joint or the degree to which each joint developed its corresponding coupon strength.

It is interesting to note that in all cases of plate failure the ratio exceeds unity indicating the beneficial effect of lateral restraint of the material within the net section. Bolt failure occurred for a Tension/Shear ratio,  $T/S = 1.00/1.10$  to  $1.00/1.15$ , i.e. for an average shear stress on the bolts slightly higher than the average tensile stress on the net section of the joint. For comparison it may be mentioned that the corresponding ratio for a riveted joint is about  $T/S = 1.00/0.75$ . Hence it follows that 2 high strength steel bolts (A 325) exhibit about the same shear strength as 3 rivets (A 141) of the same diameter.

In Table 2 the coefficient of slip  $K = P_s/T_i$  is also recorded where  $P_s$  is half of the slip load (because the joints presented two slip planes) and  $T_i$  the initial clamping force of all fasteners. Because it is based on the clamping force existing before any load was applied and not on the actual clamping force at the moment of slip it is termed "slip coefficient" rather than coefficient of friction<sup>4</sup>). Two slip coefficients may be determined depending on the calibration curve used for calculating the clamping force (see Fig. 4). In order to make the slip coefficients reported here comparable to previously reported values the curve for direct tension has been used. The values listed in Table 2 show a scatter from  $K = 0.321$  for joint B 5 with a rather open bolt pattern to  $K = 0.491$  for joint G 1 with a compact pattern. Comparing the other joints it follows that the joints with compact patterns, B 1, B 3, A 3 and G 1 developed consistently higher slip coefficients than the joints with open patterns, B 4 and B 5. In the average a coefficient of slip of  $K = 0.40$  was determined for joints whose contact surfaces were covered with dry mill scale. Loose mill scale and burrs were removed but otherwise no surface preparation was used.

### Use of Calibrated Impact Wrench for Inducing High Initial Bolt Tension

In the course of this investigation a study has also been made of using the calibrated impact wrench for obtaining a high bolt tension similar to the one induced by the turn-of-nut method, i.e. about 90% of the ultimate load. Presently this method is used with a cut-off setting of the wrench at about 15% above the minimum required bolt tension prescribed by the specification. The turn-of-nut method on the other hand produces a considerably higher tension about 40% above this minimum. Looking at the tension-elongation curve of Fig. 4 it becomes quite obvious that for high bolt tensions in the inelastic range an elongation criterion as provided by the turn-of-nut method is more appropriate than a torque criterion inherent to the use of a calibrated impact wrench. Actual use of the calibrated wrench showed a much wider

---

<sup>4</sup>) Previous investigations have not made this distinction using the term coefficient of friction indiscriminately.



scatter in tension and especially in bolt elongation than for the turn-of-nut method. In a few instances it even lead to fracturing the bolts. This should not be surprising when the different influences such as variation in bolt friction, variation in air pressure, inaccuracy in the cut-off device, etc. are considered. Hence it may be concluded that the turn-of-nut method presents a simpler and also more reliable method of tightening bolts to a high initial tension of about 90% of the ultimate load.

### **New Trends in the 1960 American Specifications**

The research work just described and extensive investigations at other Universities<sup>5)</sup> are reflected in the new "Specifications for Structural Joints Using ASTM A 325 Bolts". Here only two important aspects will be pointed out, namely [1] the distinction of two classes of shear joints, the friction-type and the bearing-type connections and [2] a consequent adherence to a simple and at the same time reliable installation practice.

"Shear connections subjected to stress reversal, severe stress fluctuation, impact or vibration, or where slippage would be undesirable, shall be friction-type." Bolts in such joints are designed on the "substitution rule" permitting the replacement of a hot-driven rivet (A 141) by a bolt (A 325) of the same diameter in accordance with the old specifications. In bearing-type connections however, the allowable shear stress on bolts where threads are excluded from the shearing plane shall be equal to 1.1 times the basic design stress of the applicable code or specification for A 7 Structural Carbon Steel. This basic design stress being 20 ksi for the specification of the American Institute of Steel Construction leads to an allowable shear stress of 22 ksi on the bolts. Comparison of this value with the computed nominal bolt shear for the tested connections listed in Table 2 shows that the latter values are considerably greater. Hence even in a bearing type connection slip will not occur under normal conditions. However the margin of safety against slip is much lower than for the friction-type connection.

Since their first adoption the American Specifications have not required any elaborate preparation of the contact surfaces. "They shall be free of dirt, loose scale, burrs, and other defects that would prevent solid seating of the parts. Contact surfaces within friction-type joints shall be free of oil, paint, lacquer or galvanizing."

The new specification allows the use of three bolt styles and two types of nuts. Considerable simplification in installation may follow from the use of special heavy semifinished hexagon bolts and heavy semifinished hexagon

---

<sup>5)</sup> See further references listed in the Commentary to reference [1].

nuts. The bolt head has same width across flats as the nut. Hence the same size socket for the impact wrench can be used for turning either the bolt head or the nut. Furthermore the iron worker needs to carry only one spud wrench. A further benefit from the use of the above bolt and nut type follows because the washer may be omitted under the bolt head or the nut when these are not the turned elements.

Tightening of the bolts can be done by either calibrated wrenches or the turn-of-nut method. For the former method the specification requires that both torque and impact wrenches be calibrated frequently using not less than three typical bolts from the lot to be installed. For the turn-of-nut method a rotation of  $\frac{1}{2}$  to  $\frac{3}{4}$  turns from the so-called "snug" position is required depending on the size of the bolt and the grip length. It is interesting to note that the permissible tolerance is  $\frac{1}{4}$  turn over nothing under in order to be assured of a high clamping force. It also indicates that a small amount of overturning does not damage the bolt. The turn-of-nut method has been used in the United States and Canada very extensively over a number of years.

### Acknowledgement

The experimental work reported in this paper has been conducted at Fritz Engineering Laboratory, Lehigh University, Bethlehem, Pa. It is part of an investigation sponsored by the Pennsylvania Department of Highways, the U.S. Bureau of Public Roads and the Research Council on Riveted and Bolted Joints. Dr. LYNN S. BEEDLE is serving as Director of the project. Dr. J. L. RUMPF was in direct charge of the part reported here. The author expresses his sincere thanks to his former colleagues for the permission to present these results.

### List of References

1. Specifications for Assembly of Structural Joints Using High Strength Steel Bolts. Research Council on Riveted and Bolted Joints, 1960.
2. FOREMAN, R. T. and RUMPF, J. L. Static Tension Tests on Compact Bolted Joints. Proceedings ASCE, Vol. 86, ST6, June 1960, p. 73.

### Summary

Static tension tests on large compact bolted shear connections are described. Information on bolt tension induced by the turn-of-nut method proves the reliability of this method in furnishing a consistently high and rather uniform tension in the bolts. New trends in the American Specifications of 1960, namely

the distinction between friction-type and bearing type shear connections and simplifications in the installation practice of the bolts are reviewed in the light of these tests.

### Résumé

L'auteur décrit des essais de traction statique effectués sur des assemblages boulonnés, compacts et de grandes dimensions. Le contrôle de l'effort de préserrage introduit dans le boulon par la méthode «au tour d'écrou» montre que ce procédé permet d'obtenir avec sûreté un préserrage élevé et assez uniforme. Analysant ces essais, l'auteur décrit les tendances nouvelles des prescriptions américaines de 1960, spécialement la différence faite entre les assemblages agissant au frottement et ceux travaillant au cisaillement, ainsi que les simplifications dans l'exécution des assemblages.

### Zusammenfassung

Statische Zugversuche an großen, kompakten geschraubten Verbindungen werden beschrieben. Die Information über die Klemmkraft von Schrauben, welche durch ein «Verdrehungskriterium» (turn-of-nut method) erzeugt wird, zeigt, daß diese Methode mit Zuverlässigkeit zu einer hohen und gleichmäßigen Klemmkraft führt. Die neuen Richtungen in den amerikanischen Vorschriften von 1960, nämlich die Unterscheidung von Verbindungen auf Reibung und auf Abscheren, sowie Vereinfachungen in der Ausführung von Schraubenverbindungen werden an Hand dieser Versuchsergebnisse besprochen.

Leere Seite  
Blank page  
Page vide