

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

Band: 6 (1960)

Artikel: Zur Anwendung von HV-Schrauben im Stahlbau

Autor: Steinhardt, Otto

DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-7036>

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: 16.01.2026

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

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 μ 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-Schrauben¹⁾ entwickelt und versuchstechnisch erprobt.

¹⁾ 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> ₁	12	14	16	18	20	22	24	
5. größter zul. Schaftdurchmesser <i>d</i> _{1max}	12,7	14,7	16,7	18,7	20,84	22,84	24,84	Toleranz I T 15
6. Nutzbarer Telleransatz <i>d</i> ₂	17,5	20,5	22,5	25,5	28,5	30,5	34,5	
7. Geringster nutzbarer Telleransatz <i>d</i> _{2min}	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> _{min}	0,9	1,0	1,0	1,5	1,5	1,5	2,0	
10. <i>d</i> ₁ + 2 <i>r</i>	14,4	16,6	18,6	21,6	24,0	26,0	29,0	
11. (<i>d</i> ₁ + 2 <i>r</i>) _{max}	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> _{max}	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> ₁	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 ²) 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 ²) 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 σ	53,3	53,3	54,0	53,5	54	54,3	54,0	kg/mm ² $\sigma = P_v / Fg$
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 ² Nennwert
29. Pressung zwischen Scheibe und Tellerfläche $P_{max} = P_v / F_{2min}$	142	126	155	147	139	170	116	kg/mm ² Größtwert
30. p_{max} / σ	2,66	2,36	2,89	2,76	2,60	3,15	2,16	Größtwert
31. p / σ	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 ²)
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 ²)	129,0	143	197	258	240	362	564	665	
24. $F_{2min} = (d_{2min}^2 - D_{max}^2) \pi / 4$ (mm ²)	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 σ	53,3	53,3	54,0	53,3	54,0	54,3	54,0	53,3	kg/mm ²
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 ² , 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 ² , Größtwert
30. P_{max} / σ	0,96	1,19	1,08	0,95	1,46	1,07	0,73	0,807	Größtwert
31. p / σ	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/mm² immerhin Werte, die

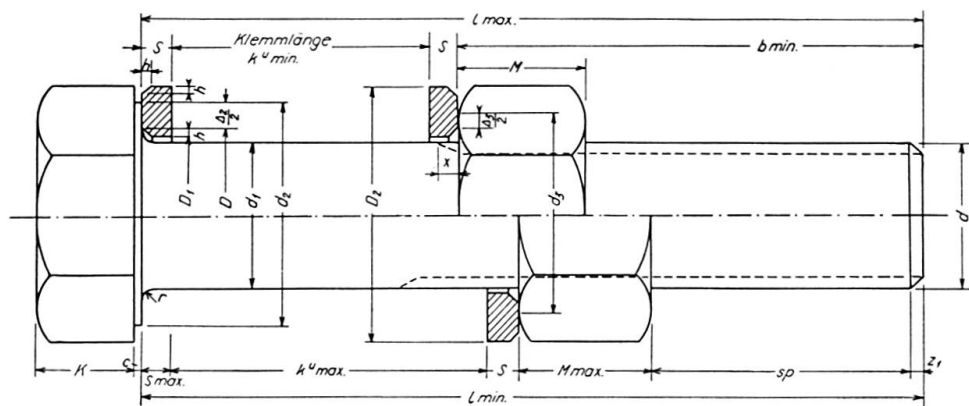


Fig. 1.

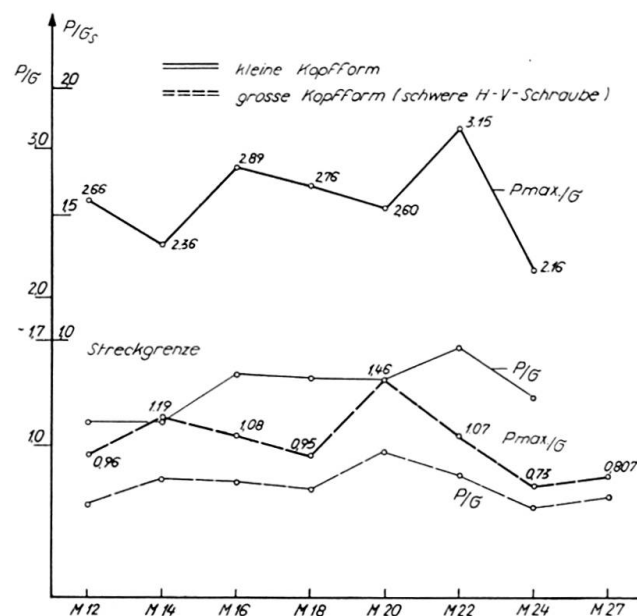


Fig. 2. Verhältnis der Flächenpressung p zwischen Scheibe und Telleransatz (Scheibe und Mutter) zur Spannung σ im Gewindequerschnitt.

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/mm² und bei St 52 auf 50 kg/mm², 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 (M₀S₂) 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 μ 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. $+3,5\text{ t}$), können «Regelanschlüsse» für sämtliche I- und IPB-Profile (bis $h=360\text{ mm}$ und bis zum HV-Schraubendurchmesser $d=24\text{ mm}$) 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:

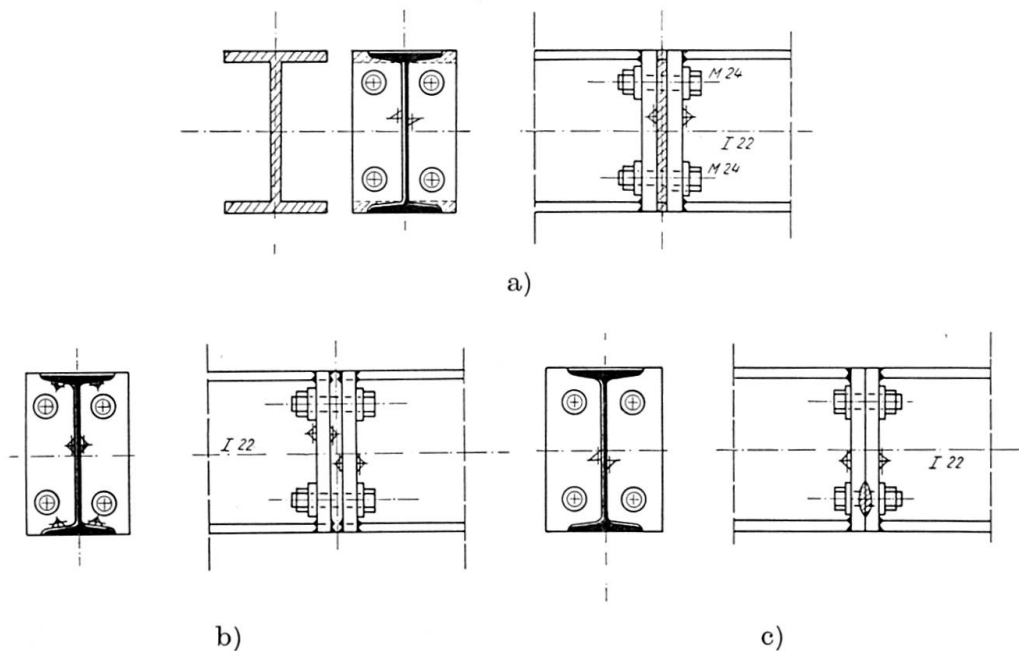


Fig. 3. Kopfverbindungen mittels HV-Schrauben (Vorversuche). Teilbild a: Stoß mit Zwischenfutter. Teilbild b: Zurückgesetzte Stirnplatten. Teilbild c: Stirnplatten linsenförmig ausgearbeitet.

- 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-

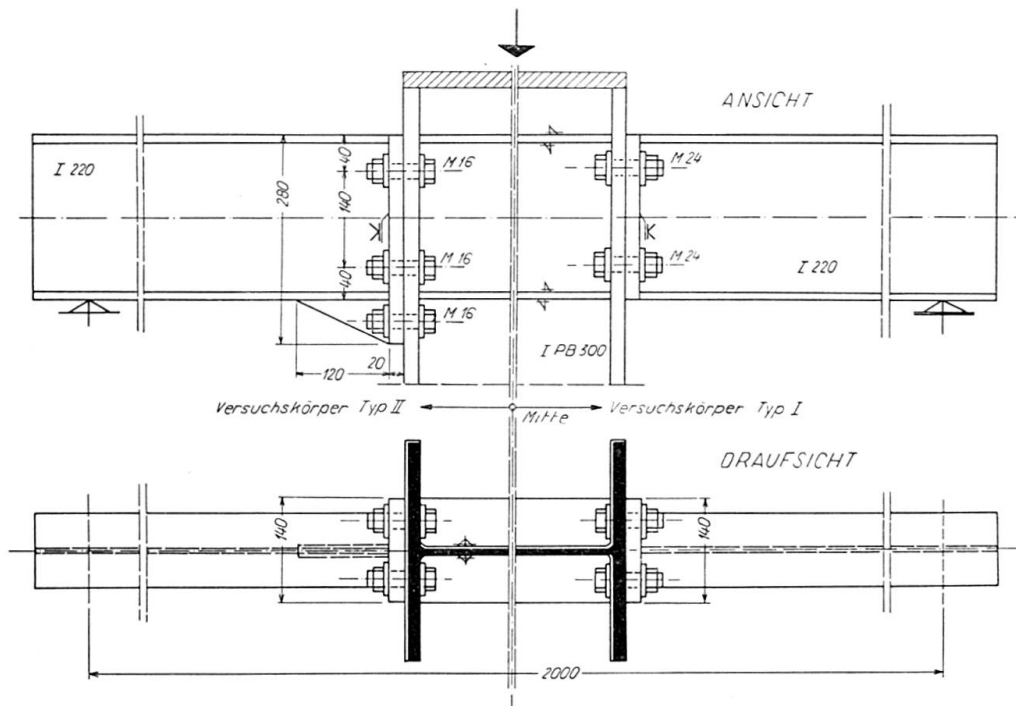


Fig. 4. Kopfverbindungen mittels HV-Schrauben. Belastungsanordnung und Versuchskörpertypen I und II.

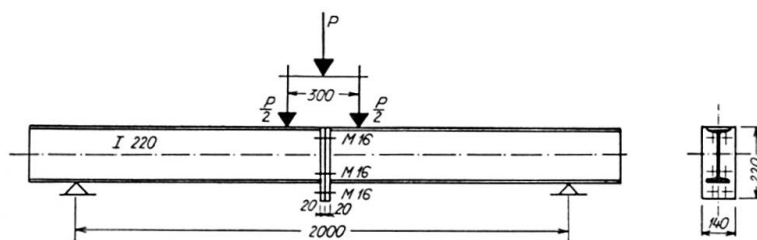


Fig. 5. Biegeträger-Kopfstöße mittels HV-Schrauben.

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 2×4 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 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.

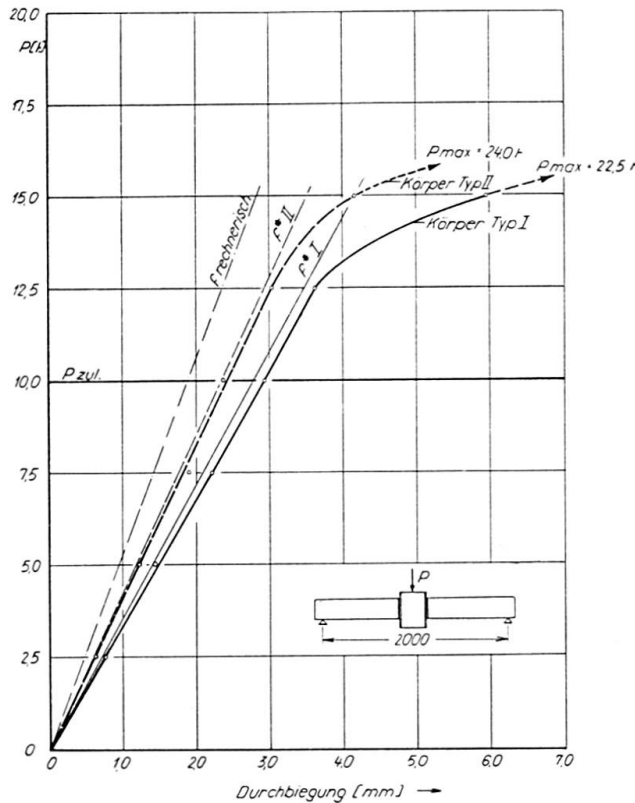


Fig. 6. Last-Durchbiegungslinien für die Versuchskörper Typ I und II. (f_I^* und f_{II}^* sind die rechnerischen Durchbiegungen unter Berücksichtigung des «Federwertes».)

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.

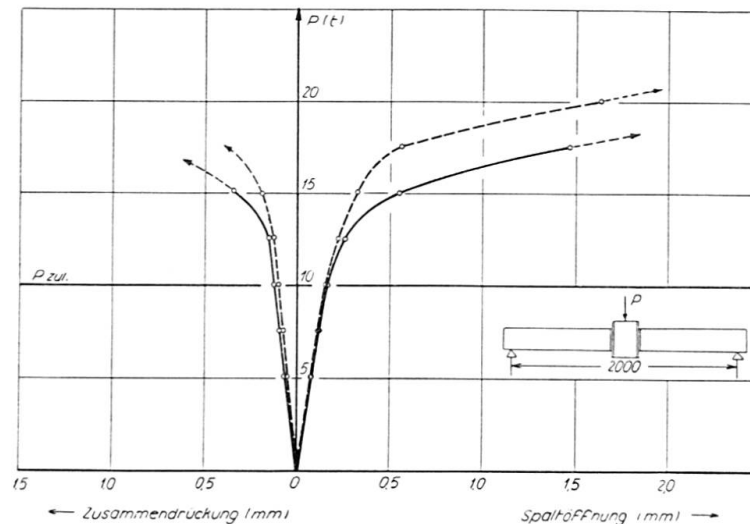


Fig. 7. Verdrehungen der Kopfplatten.

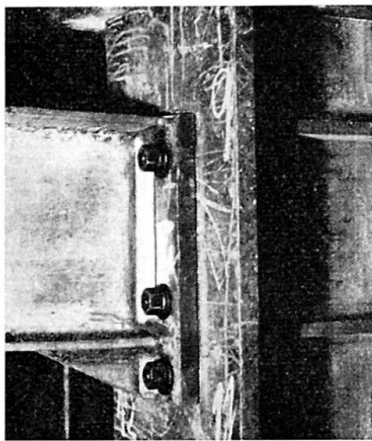


Fig. 8a. Versuchskörper Typ II nach den Belastungsversuchen.

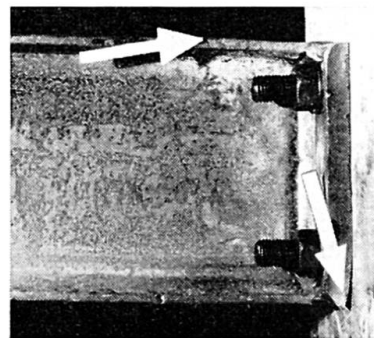


Fig. 8b. Versuchskörper Typ I nach den Belastungsversuchen.

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/mm² (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 %

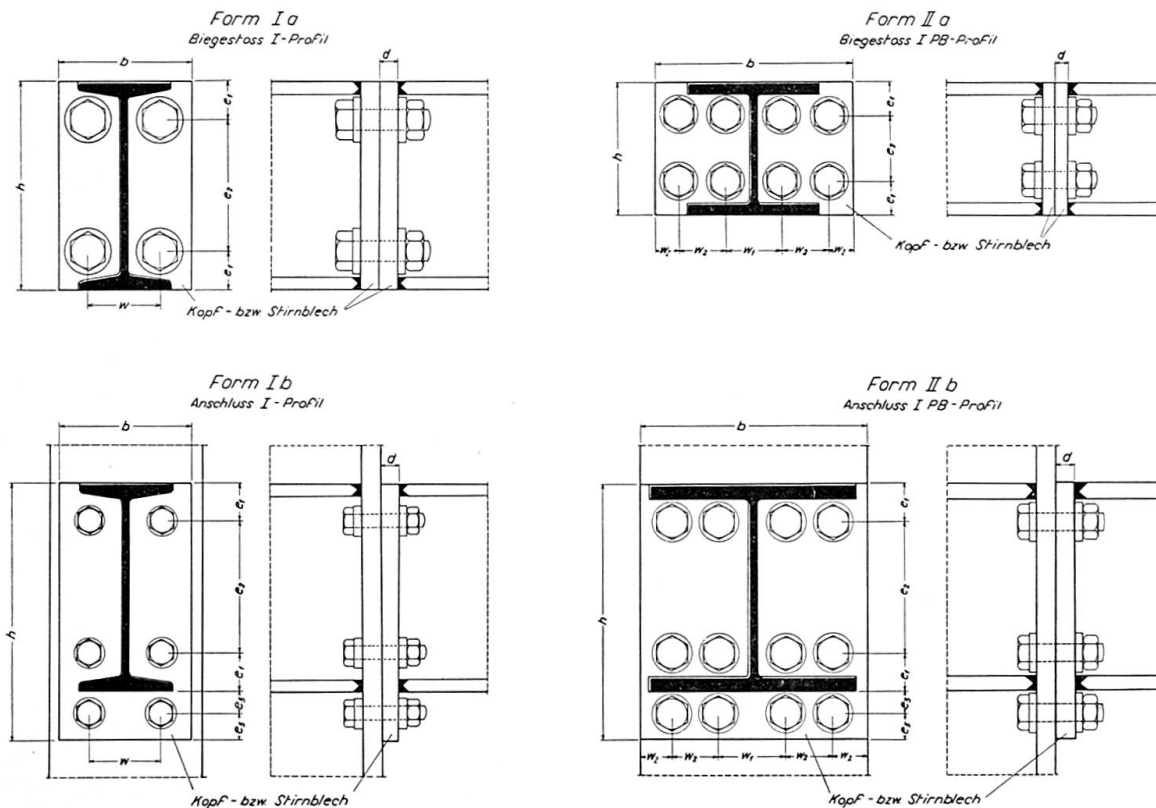


Fig. 9.

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 ²)	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	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, σ , 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 σ 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