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

Band: 6 (1960)

Rubrik: II. New developments of connections in metal structures

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: 12.12.2025

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

Construction métallique - Stahlbau - Metal Structures

II
Nouveau développement des moyens d'assemblage dans la construction métallique
Neuere Entwicklungen der Verbindungsmittel im Stahlbau
New Developments of Connections in Metal Structures

II a
Soudure
Schweißung
Welding

II b
Boulons précontraints à haute résistance
Hochfeste Schrauben
Prestressed High-Strength Bolts

Rapport général

PIERRE DUBAS
Professeur, E. P. F., Zurich

a) Soudure

Influence des contraintes longitudinales dans les cordons d'angle

Cette question a fait l'objet de deux intéressantes communications. Dans la première, M. Louis décrit les essais de flexion réalisés sur des poutres composées assemblées par des cordons d'angle situés d'une part à mi-hauteur de l'âme, d'autre part à la jonction de l'âme aux semelles. Les cordons de semelles, sollicités par des contraintes longitudinales et par cisaillement, se sont toujours rompus en premier lieu, avant les cordons d'âme qui ne travaillent pratiquement qu'au cisaillement.

Quant à la nouvelle contribution de M. Faltus, elle complète heureusement celle parue dans la Publication Préliminaire. L'auteur y décrit des essais complémentaires, effectués avec beaucoup de soin sur des éprouvettes comportant des extrémités taillées en biseau et soudées par recouvrement.

Tous les essais dont nous venons de parler montrent clairement que les contraintes longitudinales diminuent sensiblement la résistance au cisaillement des cordons d'angle. La question paraît donc résolue du point de vue qualitatif; il n'en est cependant pas de même du critère à appliquer pour tenir compte de cette influence des contraintes longitudinales ou, si l'on veut, de la formule exprimant la contrainte de comparaison dans le cordon. Les nouveaux résultats de M. FALTUS montrent certes une bonne concordance entre les valeurs mesurées et celles déduites du critère de HUBER-VON MISES-HENCKY. Toutefois, comme le remarque M. LOUIS, la distribution des contraintes longitudinales sur la largeur de l'éprouvette n'est pas uniforme, comme le suppose le calcul. Pour se prononcer valablement sur le critère à appliquer, il conviendrait de déterminer expérimentalement l'état de contraintes de la soudure.

Remarquons en passant que la manière d'évaluer la contrainte de comparaison n'exerce en général que peu d'influence sur la dimension des cordons et par conséquent sur l'économie d'un ouvrage.

Les ruptures fragiles

Bien que ce problème n'ait pas été traité au Congrès même, nous nous permettons d'y revenir brièvement à cause de son importance.

Quelles sont à l'heure actuelle nos connaissances dans le domaine de la fragilité des aciers? On dispose de très nombreux résultats expérimentaux sur éprouvettes entaillées, c'est-à-dire d'essais de résilience ou d'autres essais plus ou moins similaires. On manque par contre de renseignements suffisants sur le comportement des éléments d'ouvrages soudés, ou plus précisément sur le comportement des aciers dans les conditions des éléments d'ouvrages. De plus, on ignore les causes profondes des phénomènes relatifs à la fragilité et les lois qui les gouvernent, bien que de nombreuses théories aient déjà été proposées.

Pour l'ingénieur de la pratique, le problème de la fragilité se pose évidemment sous un angle plus restreint: il s'agit avant tout de choisir la qualité d'acier à mettre en œuvre dans un cas donné.

Dans le domaine métallurgique, des progrès très satisfaisants ont été réalisés ces dernières années et l'utilisateur dispose, pour chaque nuance d'acier, de qualités différentes, caractérisées par une sécurité plus ou moins grande vis-à-vis des ruptures fragiles. Le classement s'opère généralement à l'aide d'essais de résilience de sévérité croissante, comme le prévoient par exemple diverses normes dernièrement entrées en vigueur. Bien que la situation actuelle soit de loin préférable à celle qui existait antérieurement, on doit néanmoins se demander s'il est bien satisfaisant de ne tenir compte dans la classification des aciers que d'essais de résilience, effectués sur du métal non influencé par la soudure. On n'ignore pas en effet que d'autres propriétés du métal peuvent, plus ou moins directement, jouer un rôle. Des essais complé-

mentaires, en particulier sur la soudure et la zone de transition, seront donc souvent nécessaires.

En supposant même que les aciers puissent être classés sûrement à l'aide d'essais simples de résilience et que, de plus, il existe une relation bien définie entre le comportement de l'acier caractérisé par des éprouvettes et sa tendance à la fragilité dans les conditions de l'ouvrage, il resterait, pour fixer le choix de l'acier en toute connaissance de cause, à établir cette relation de façon précise. Comme nous manquons de bases théoriques, il faut avoir recours à la méthode expérimentale pour déterminer *quantitativement* l'influence des divers facteurs qui entrent en ligne de compte. Espérons donc que la recherche s'intensifiera dans ce domaine. Notons cependant que le problème du choix de la qualité de l'acier ne saurait être résolu de façon quasi-mathématique et qu'il restera toujours, à notre avis, une certaine marge laissée à l'appréciation et à l'expérience de l'ingénieur.

Qualité et contrôles des constructions soudées

Dans sa contribution, M. Faltus apporte quelques compléments aux communications parues dans la Publication Préliminaire et confirme leurs conclusions. L'importance et même l'impérieuse nécessité d'une conception appropriée, d'une préparation soignée et d'un contrôle poussé des constructions soudées paraît donc s'imposer. Il reste toutefois à savoir jusqu'à quel point ces principes sont mis en œuvre en pratique. Nous ne pouvons à ce sujet dissimuler un certain scepticisme et pensons qu'il reste beaucoup à faire en ce domaine.

Nous avons soulevé dans la Publication Préliminaire le problème, en partie économique, de la relation entre les exigences du contrôle (ou plus généralement les soins apportés à la fabrication) et les contraintes admissibles. On sait que, par exemple en chaudronnerie, il est courant de faire dépendre les coefficients de soudure de l'étendue des examens radiographiques, de l'exécution d'un recuit de détente, etc. Il serait intéressant de connaître à ce sujet l'avis des spécialistes appartenant aux divers pays groupés dans notre Association.

b) Boulons précontraints à haute résistance

Nous avons tenté dans la Publication Préliminaire d'établir un aperçu succinct des problèmes posés par les assemblages réalisés à l'aide de boulons HR ; nous nous bornerons donc ici à souligner certains points particulièrement importants et qui ont fait l'objet de communications au Congrès même.

Nous considérerons tout d'abord les assemblages sollicités par des efforts agissant *perpendiculairement à l'axe des boulons*, c'est-à-dire les assemblages cisaillés.

Il existe deux façons de concevoir le mode d'action de ces assemblages, ou plus précisément de les calculer et d'évaluer leur sécurité. On peut d'abord envisager qu'ils ne travaillent que par *friction:* les efforts sont alors transmis uniquement par des frottements agissant entre les surfaces en contact, appliquées vigoureusement l'une contre l'autre grâce à un préserrage énergique. Les efforts de serrage et de friction sont dans ce cas les données de base du problème et la sécurité de l'assemblage se détermine par rapport à la charge provoquant le glissement d'ensemble. La charge admissible d'un boulon s'élève donc au produit de l'effort de serrage par le coefficient de frottement, ce produit étant à diviser par un facteur de sécurité adéquat.

Cette façon de calculer la résistance est la seule applicable pour les assemblages sollicités à la fatigue ou pour lesquels des glissements importants seraient indésirables pour d'autres raisons.

Lorsque les sollicitations sont statiques, par contre, un glissement ne correspond pas à la limite de résistance de l'assemblage; après glissement, les boulons viennent en contact avec leur logement puis travaillent au cisaillement et à la pression latérale, comme les rivets ou boulons ordinaires. A la limite, la charge de rupture, sensiblement plus élevée que celle de glissement, sera pratiquement indépendante de la valeur du préserrage et du coefficient de frottement. Le calcul de l'effort admissible s'opérera donc dans ce cas comme pour les rivets et boulons ordinaires; les contraintes admissibles au cisaillement des tiges seront cependant plus élevées puisque l'on a affaire à un acier à haute résistance.

Cette distinction entre assemblages du type friction "*friction type*" et assemblages du type pression "*bearing-type*" est celle adoptée par le nouveau règlement américain en matière de boulons HR, fondé en partie sur les essais effectués à l'Université de Lehigh et que M. Thürlimann décrit dans sa communication.

En Europe continentale, on semble plus réticent et l'on se contente de considérer l'accroissement de résistance entre le glissement et la rupture comme une marge de sécurité bienvenue, justifiant éventuellement, pour des sollicitations statiques, un coefficient de sécurité relativement faible par rapport au glissement.

Pour faciliter la compréhension de ces deux points de vue, il est utile de remarquer l'analogie qui existe entre le diagramme caractéristique de l'essai de traction sur éprouvette en acier doux et celui qui représente le déplacement relatif d'un assemblage par boulons HR, soumis progressivement à une sollicitation statique. Au domaine élastique de l'allongement de l'éprouvette correspondra le domaine de friction pure de l'assemblage; au palier d'écoulement correspondra le palier de glissement et à la zone d'écrouissage, le domaine de résistance de l'assemblage après glissement (voir les fig. 5 et 6 dans l'article de M. Thürlimann). La manière américaine de calculer les boulons HR correspondrait donc, dans l'analogie précédente, à fixer les contraintes admissibles

des aciers en partant de leur résistance à la rupture et non de leur limite élastique, souvent considérée comme critère en construction métallique à cause des grands allongements caractéristiques du palier d'écoulement.

La différence essentielle entre les prescriptions américaines et celles établies jusqu'ici en Europe ne gît d'ailleurs au fond pas dans cette manière de calculer la sécurité: une comparaison des efforts admissibles dans les boulons montre en effet que, par exemple, les valeurs américaines et allemandes ne sont guère éloignées l'une de l'autre. La divergence concerne bien plus les *exigences relatives à l'état des surfaces en contact*, état qui détermine largement le coefficient de friction. Aux Etats-Unis, pour les assemblages par pression, on attache peu d'importance au frottement et les précautions imposées sont assez sommaires; même pour les assemblages par friction, on interdit seulement une peinture ou un zingage. En Europe, par contre, un traitement par sablage ou décapage au chalumeau oxy-acétylénique est exigé dans les normes existantes, afin de garantir un coefficient de frottement élevé et régulier.

Il ne nous appartient pas ici de trancher le problème. Seul l'avenir — et les expériences faites — permettra de dire si les prescriptions européennes sont trop sévères ou si, du moment qu'on renonce délibérément aux avantages d'un assemblage sans glissement, il n'est pas plus simple et plus économique de recourir aux boulons ordinaires.

Dans la Publication Préliminaire, il a déjà été question de la grande rigidité des assemblages par boulons HR: la déformabilité d'un boulon travaillant en friction est en effet bien inférieure à celle d'un rivet cisaillé et la répartition des efforts dans une ligne de boulons est loin d'être uniforme. Une certaine égalisation ne peut résulter que de petits glissements relatifs entre les boulons. Dans la Publication Préliminaire, nous nous étions demandés quelle pouvait être l'influence de ces petits glissements sur la *résistance à la fatigue* d'un assemblage. Le problème est traité dans la communication de M. Beer. Des essais, effectués en Autriche sur des assemblages soumis à des efforts répétés, proches de la charge de glissement, n'ont montré ni cheminement graduel, ni diminution progressive de la résistance. Comme il s'agit d'essais pulsatoires, très rapides, on pourrait se représenter que des mises en charge et en décharge lentes donnent des résultats moins favorables; à la longue, les aspérités qui, selon M. Beer, semblent assurer le grippage des surfaces en contact, pourraient rompre en fatigue, ce qui diminuerait le coefficient de friction. Ceci n'est évidemment qu'une hypothèse et il serait urgent que se développent nos connaissances relatives au *mécanisme même du frottement*.

Passons maintenant aux attaches comportant des boulons sollicités par des forces extérieures agissant *parallèlement à leurs axes*, c'est-à-dire aux attaches tendues ou fléchies. Les communications de M. Beer et de M. Steinhardt apportent à ce sujet des développements nouveaux. Il s'agit avant tout de joints fléchis, réalisés à l'aide de plaques d'about assemblées par des boulons HR. Les boulons étant fortement préserrés, ces attaches sont beau-

coup moins déformables que les attaches courantes du même type, réalisées à l'aide de boulons ordinaires, et que l'on assimile pratiquement à des articulations. Les attaches réalisées à l'aide de boulons HR permettent au contraire de compter sur un certain effet d'encastrement. Comme l'indique M. STEINHARDT, la continuité n'est cependant pas complète et il est nécessaire d'introduire dans les calculs un facteur caractérisant la déformabilité propre de l'attache soumise à la flexion[1]). On peut se demander si l'application toujours plus étendue de la soudure au montage ne restreindra pas l'emploi de cette sorte d'attaches boulonnées; la soudure permet en effet de réaliser des joints parfaitement rigides.

Arrêtons-nous pour terminer à la méthode de serrage dite au tour d'écrou "*turn of the nut*". On sait qu'elle consiste à imposer à la tige du boulon un allongement correspondant à une contrainte dépassant la limite élastique conventionnelle mais largement inférieur, par suite des propriétés plastiques de l'acier, à l'allongement de rupture. Ce procédé est surtout utilisé aux Etats-Unis où l'on emploie beaucoup les clefs pneumatiques, assez mal adaptées à la mesure précise, exigée par la méthode classique, du moment de serrage. La communication de M. BEER montre que le procédé au tour d'écrou est également en train de s'introduire en Europe.

Comme nous l'avons déjà indiqué dans la Publication Préliminaire, on doit toutefois se demander si l'on peut tolérer sans autre une prétension aussi élevée dans les boulons HR. Nous pensons en particulier aux problèmes de relaxation et de fluage, aussi bien pour le boulon lui-même que pour les pièces assemblées. Comme M. STEINHARDT l'indique dans sa communication, il s'est avéré nécessaire en Allemagne, pour éviter une perte de serrage, de limiter les pressions entre la tête — ou l'écrou —, la rondelle et la matière de base. Il sera donc intéressant de voir comment se comporteront à la longue les assemblages américains, quelquefois réalisés avec une seule rondelle. A notre avis une certaine prudence s'impose dans ce domaine si l'on veut éviter des déconvenues.

Quoi qu'il en soit, les boulons précontraints à haute résistance représentent un moyen d'assemblage nouveau qui a fait ses preuves lorsqu'il est appliqué correctement et qui complète heureusement la gamme des moyens d'assemblage plus anciens.

---

[1]) Il s'agit donc d'attaches semi-rigides, comme celles, réalisées par rivetage, qui sont décrites dans l'article de M. MAUGH (Thème III).

Generalbericht

a) Schweißung

Einfluß der Längsspannungen auf Kehlnähte

Dieses Problem wurde in zwei interessanten Beiträgen behandelt. H. Louis beschreibt Biegeversuche an geschweißten Versuchsträgern mit Kehlnähten in Stegmitte und beim Übergang vom Steg zur Gurtplatte. Die Nähte an den Gurtplatten, welche durch Längs- und Schubspannungen beansprucht werden, sind immer vor den Stegnähten, welche praktisch nur auf Schub arbeiten, gebrochen.

Der neue Beitrag von F. Faltus ergänzt in glücklicher Weise seine im «Vorbericht» erschienene Abhandlung. Er beschreibt zusätzliche, mit großer Sorgfalt durchgeführte Versuche an überlappt geschweißten Prüfstücken.

Die Untersuchungen von Faltus und Louis zeigen eindeutig, daß die Längsspannungen die Scherfestigkeit der Kehlnähte wesentlich vermindern. Qualitativ scheint das Problem somit gelöst zu sein; hingegen bleibt die Frage, wie dieser Einfluß rechnerisch erfaßt werden kann, noch unbeantwortet, oder anders gesagt, es bleibt noch offen, nach welcher Formel die Vergleichsspannung zu bestimmen ist. Zwar ergeben die neuen, von Faltus vorgelegten Meßergebnisse eine gute Übereinstimmung mit den auf Grund der Theorie der konstanten Gestaltänderungsarbeit berechneten Werten, aber Louis weist darauf hin, daß die Verteilung der Längsspannungen auf die Breite der Prüfstücke keineswegs gleichmäßig ist, wie dies in der Berechnung angenommen wurde. Um einen endgültigen Entscheid treffen zu können, wäre es angebracht, den Spannungszustand der Schweißnähte durch Messungen zu bestimmen.

Allerdings bleibt zu bemerken, daß die Wahl der Formel für die Vergleichsspannung im allgemeinen nur geringen Einfluß auf die Dimensionierung der Schweißnähte und damit auf die Wirtschaftlichkeit der Konstruktion hat.

Sprödbrüche

Obwohl dieses Problem am Kongreß selbst nicht behandelt wurde, möchten wir wegen seiner großen Bedeutung doch kurz darauf zurückkommen.

Was wissen wir heute über die Sprödbrüchigkeit der Stähle? Wohl kennen wir äußerst zahlreiche Resultate von Versuchen mit gekerbten Prüfstäben, wie Kerbschlagproben und anderen mehr oder weniger ähnlichen Prüfstücken. Aber ein genügend klares Bild über das Verhalten geschweißter Bauwerke — oder anders gesagt, über das Verhalten der Stähle unter Bedingungen, wie sie

in den fertigen Bauwerken herrschen — fehlt uns bis heute. Und obwohl schon zahlreiche Theorien aufgestellt worden sind, wissen wir herzlich wenig über die eigentlichen Ursachen des Sprödbruches und über seine Gesetze.

Der Praktiker allerdings betrachtet das Sprödbruchproblem unter einem engeren Gesichtswinkel: Es handelt sich für ihn vor allem darum, die für ein Bauwerk unter gegebenen Bedingungen nötige Stahlgüte festzusetzen.

Die Metallurgie hat in den letzten Jahren bemerkenswerte Fortschritte gemacht, und der Verbraucher verfügt heute in jeder Baustahl-Sorte über verschiedene Güteklassen, welche sich durch den Grad ihrer Sprödbruchunempfindlichkeit unterscheiden. Als Kriterium zur Klasseneinteilung dienen normalerweise Kerbschlagversuche von wachsender Strenge, und dieses Prinzip wurde auch in verschiedenen Normen festgelegt, welche in jüngster Zeit in Kraft getreten sind. Obschon in dieser Hinsicht gegenüber dem noch vor wenigen Jahren herrschenden Zustand ein merklicher Fortschritt zu verzeichnen ist, muß man sich doch fragen, ob eine Klasseneinteilung der Stähle befriedigen kann, die nur nach Kerbschlagzähigkeiten abgestuft ist, besonders wenn die entsprechenden Proben aus Material entnommen werden, welches durch keine Schweißung beeinflußt wurde. Bekanntlich können andere Materialeigenschaften als die Kerbschlagzähigkeit — direkt oder indirekt — eine ebenso große Rolle spielen, und zusätzliche Materialversuche werden oftmals nötig sein, besonders im Bereich der Schweißung und der Übergangszone.

Selbst wenn man annimmt, daß die Stähle eindeutig nach ihrer Kerbschlagzähigkeit klassifiziert werden können und daß ein eindeutiger Zusammenhang bestehe zwischen dem so eingeteilten Stahl und seiner Sprödbruchneigung im fertigen Bauwerk, wäre es nötig, diesen Zusammenhang genau festzusetzen, um wirklich die Materialauswahl unter Kenntnis aller Einflüsse treffen zu können. Da uns die theoretischen Grundlagen fehlen, müssen wir experimentelle Methoden zu Hilfe nehmen, um die verschiedenen Einflüsse *quantitativ* festzulegen. Es bleibt daher zu hoffen, daß die Forschung auf diesem Gebiet in Zukunft intensiver betrieben werde. Dabei soll uns allerdings bewußt sein, daß die in einem gegebenen Fall nötige Materialgüte niemals quasi mathematisch bestimmt werden kann und daß die genaue Auswahl — innerhalb gewisser Grenzen — immer Sache des Ingenieurs und seiner Erfahrung bleiben wird.

Qualität und Kontrolle der geschweißten Konstruktionen

Faltus bringt in seinem Beitrag einige Ergänzungen zu den im «Vorbericht» erschienenen Abhandlungen und bestätigt die darin gemachten Folgerungen. Die Wichtigkeit und absolute Notwendigkeit der schweißgerechten Gestaltung, der sorgfältigen Vorbereitung und einer umfassenden Kontrolle geschweißter Bauwerke scheint somit allgemein anerkannt zu sein und es

wäre nur noch zu untersuchen, wie weit diesen Forderungen in der Praxis Rechnung getragen wird. In dieser Hinsicht können wir uns einer gewissen Skepsis nicht erwehren und glauben, daß hier noch viel zu verbessern bleibt.

Wir haben im «Vorbericht» die Frage aufgeworfen, ob die Größe der zulässigen Spannungen nicht vom Umfang der Kontrollen abhängig gemacht werden sollte, oder anders ausgedrückt, wie die bei der Ausführung angewendete Sorgfalt bei der Dimensionierung berücksichtigt werden soll. Im Kesselbau ist es zum Beispiel üblich, die Schweißnahtkoeffizienten vom Umfang der Röntgenkontrolle, von der Wärmebehandlung usw. abhängig zu machen. Es wäre interessant, die Stellungnahme der Fachleute aus den verschiedenen in unserer Vereinigung vertretenen Ländern zu kennen.

b) Hochfeste, vorgespannte Schrauben

Im «Vorbericht» haben wir versucht, einen allgemeinen Überblick über die bei der Verwendung hochfester Schrauben auftretenden Probleme zu geben; wir beschränken uns daher im folgenden auf die Darstellung gewisser wichtiger Einzelheiten, welche am Kongreß behandelt wurden.

Vorerst seien die Anschlüsse mit auf Abscheren beanspruchten Schrauben behandelt, bei welchen also die *Anschlußkräfte senkrecht zur Schraubenachse* auftreten.

Es gibt zwei Möglichkeiten, die Wirkungsweise dieser Anschlüsse zu beurteilen, d. h. diese Anschlüsse zu berechnen bzw. ihre Sicherheit abzuschätzen. Die erste Methode basiert auf der Annahme, daß die Scherkraft ausschließlich durch *Reibung* übertragen werde, wobei letztere durch ein starkes Zusammenpressen der Kontaktflächen erzeugt wird. Klemmkraft und Reibung bilden also die Grundlagen zur Berechnung, und die Sicherheit der Verbindung wird definiert als Verhältnis der Kraft, die das Gleiten bewirkt, zur angeschlossenen Kraft. Die zulässige Kraft pro Schraube ist somit das Produkt aus Klemmkraft (Vorspannkraft der Schraube) und Reibungskoeffizient dividiert durch einen entsprechenden Sicherheitsfaktor.

Für dynamisch beanspruchte Anschlüsse und solche Anschlüsse, bei welchen wesentliche Verschiebungen aus anderen Gründen unzulässig sind, kommt einzig diese Berechnungsmethode in Frage.

Für statische Beanspruchung hingegen bildet eine Verschiebung im Anschluß nicht die Grenze der Tragfähigkeit; nach dem Rutschen liegen die Schraubenschäfte an und sind alsdann auf Abscheren und Lochleibung beansprucht, wie die Nieten oder Schrauben eines klassischen Anschlusses. Die Bruchlast ist wesentlich größer als die Gleitlast und sie ist praktisch unabhängig von der Klemmkraft der Schrauben und vom Reibungskoeffizienten. Die Berechnungsmethode ist in diesem Fall also dieselbe wie für Anschlüsse mit Nieten und gewöhnlichen Schrauben; hingegen ist die zulässige Bean-

spruchung der Schrauben auf Abscheren infolge der höheren Materialfestigkeit wesentlich größer.

Diese Unterscheidung in 2 Anschlußtypen — "*friction type*" und "*bearing type*" — ist in der neuen amerikanischen Norm für HV-Schrauben festgelegt. B. THÜRLIMANN beschreibt in seinem Beitrag die an der Lehigh-University angestellten Versuche, welche zum Teil die Grundlagen für diese neue Norm bildeten.

Auf dem europäischen Kontinent scheint man bis jetzt zurückhaltender zu sein und den möglichen Belastungszuwachs zwischen Gleit- und Bruchlast eher als willkommene Vergrößerung der Sicherheitsmarge zu betrachten, wobei unter Umständen der Sicherheitsfaktor gegen Gleiten für statische Lasten etwas kleiner angesetzt wird.

Um die beiden Ansichten besser zu verstehen, sei auf die Analogie hingewiesen, welche zwischen dem Spannungs-Dehnungs-Diagramm des einfachen Zugversuches mit normalem Baustahl einerseits und dem Diagramm der relativen Verschiebungen unter langsam wachsender Last bei einem HV-Anschluß andererseits besteht. Dem elastischen Bereich des Zugversuches entspricht beim HV-Anschluß der Bereich, in welchem die gesamte Kraft auf Reibung übertragen wird; der Fließgrenze entspricht die Gleitgrenze und dem Verfestigungsbereich der Tragbereich nach erfolgter Verschiebung (siehe Fig. 5 und 6 im Beitrag von B. THÜRLIMANN). Die amerikanische Methode zur Berechnung der HV-Anschlüsse entspricht in ihrem Prinzip somit der Auffassung, den Sicherheitsfaktor gegenüber der Bruchgrenze und nicht gegenüber der Fließgrenze, die oft wegen den großen Formänderungen im Fließbereich herangezogen wird, festzulegen.

Die grundlegende Differenz zwischen der amerikanischen und der bis heute in Europa üblichen Methode besteht übrigens nicht in der Bestimmung der Sicherheit. Ein Vergleich der zulässigen Schraubenkräfte zeigt nämlich, daß zum Beispiel die amerikanischen Werte nur unbedeutend von jenen der deutschen Norm abweichen. Der Unterschied besteht vielmehr in den sehr verschiedenen Ansprüchen, die an die *Oberflächenbeschaffenheit der Kontaktflächen* und damit an den Reibungskoeffizienten gestellt werden.

In den Vereinigten Staaten mißt man der Reibung bei auf Abscheren und Lochleibung berechneten Anschlüssen nur geringe Bedeutung bei; sogar für Reibungsverbindungen beschränkt man sich darauf, Anstrich oder Verzinkung zu untersagen. In Europa dagegen verlangen die bestehenden Normen Sand- oder Flammstrahlen der Kontaktflächen, um einen hohen und gleichmäßigen Reibungskoeffizienten zu gewährleisten.

Es ist nicht im Sinne dieses Berichtes, über diese Frage zu entscheiden. Die zukünftigen Erfahrungen werden zeigen, ob die europäischen Vorschriften für die gleitfesten Anschlüsse zu streng sind oder ob es nicht einfacher und billiger ist, gewöhnliche Schrauben zu verwenden, falls man auf die Vorteile einer gleitfesten Verbindung bewußt verzichtet.

Schon im «Vorbericht» ist die große Steifigkeit der HV-Anschlüsse erwähnt worden:

Die Verformbarkeit einer HV-Verschraubung ist wesentlich kleiner als jene einer Nietverbindung und die Kraftverteilung in einer HV-Schraubenreihe ist alles andere als gleichmäßig. Ein gewisser Ausgleich kann nur durch kleine relative Verschiebungen zwischen den Schrauben entstehen.

Im «Vorbericht» wurde die Frage aufgeworfen, welches der Einfluß dieser kleinen Verschiebungen auf die *Ermüdungsfestigkeit* der HV-Anschlüsse sei, ein Problem, welches nun im Beitrag von H. Beer behandelt wird. Österreichische Versuche mit oft wiederholten Schwellbelastungen, wobei die Oberlast nahe an der Gleitgrenze lag, ergaben weder schrittweise Verschiebungen noch einen zunehmenden Abfall der Widerstandsfähigkeit. Da die Versuche mit Pulsatoren und sehr raschen Lastwechseln ausgeführt worden sind, könnte man sich vorstellen, daß das Resultat weniger günstig ausfallen würde, falls die Lastwechsel langsamer vorgenommen würden. Die Mikroverzahnung, welche nach H. Beer den Kraftschluß zwischen den Kontaktflächen sichert, könnte bei Ermüdung brechen, was zu einer Verminderung des Reibungskoeffizienten führen würde. Natürlich ist dies nur eine Hypothese und es erscheint dringend nötig, unsere Kenntnisse über den *Mechanismus der Reibung* zu erweitern.

Betrachten wir nun kurz die Anschlüsse, bei welchen die äußeren Kräfte *parallel zu den Schraubenachsen* angreifen, d. h. Anschlüsse, welche auf Zug oder Biegung beansprucht sind. Die Beiträge von H. Beer und O. Steinhardt bringen hiezu wesentlich Neues. Es handelt sich dabei vor allem um Untersuchungen an auf Biegung beanspruchten Anschlüssen, welche durch mit HV-Schrauben verbundene Stirnplatten gebildet werden. Da die Schrauben stark vorgespannt werden, sind diese Verbindungen viel weniger verformungsfähig als ähnliche Anschlüsse mit gewöhnlichen Schrauben, welche man statisch gemeinhin als gelenkig annimmt. Die Verwendung von HV-Schrauben führt zu einer Einspannung, die aber — wie O. Steinhardt zeigt — nicht vollständig ist. In die Berechnung muß daher ein «Federwert» eingeführt werden, welcher die Verformbarkeit des auf Biegung beanspruchten Anschlusses ausdrückt[1]). Man kann sich fragen, ob die immer mehr aufkommende Montageschweißung diese halbsteifen Anschlüsse nicht mehr und mehr verdrängen wird, zugunsten von absolut steifen geschweißten Stößen.

Betrachten wir zum Schluß noch die sogenannte "*turn of the nut*"-Methode. Bekanntlich besteht diese darin, den Schraubenschaft so zu dehnen, daß die Vorspannungen die Elastizitätsgrenze überschreiten, aber — wegen der plastischen Eigenschaften des Stahls — wesentlich unter der Bruchgrenze bleiben. Dieses Verfahren ist hauptsächlich in den Vereinigten Staaten gebräuchlich,

---

[1]) Es handelt sich somit um «halbsteife» Anschlüsse, wie sie in genieteter Ausführung im Artikel von L. C. Maugh (Thema III) beschrieben sind.

wo pneumatische Schlüssel verwendet werden, welche sich zu einer genauen Ablesung des Anziehmomentes wenig eignen. Im Beitrag von BEER wird darauf hingewiesen, daß diese Methode sich nun auch in Europa einführt.

Wie wir schon im «Vorbericht» erwähnten, muß man sich hingegen doch fragen, ob man ohne weiteres eine so starke Vorspannung der HV-Schrauben zulassen darf. STEINHARDT weist in seinem Beitrag darauf hin, daß es sich in Deutschland als nötig erwies, die Pressung zwischen Schraubenkopf (oder Schraubenmutter), der Unterlagscheibe und dem Grundmaterial zu begrenzen, um ein allmähliches Abnehmen der Vorspannkraft zu verhindern. Es wird somit interessant sein zu sehen, wie sich auf die Länge die amerikanischen Verbindungen verhalten, welche teilweise nur 1 Unterlagscheibe pro Schraube aufweisen. Eine gewisse Vorsicht scheint uns auf diesem Gebiet angebracht, wenn man Enttäuschungen vermeiden will.

Wie dem aber auch sei, wir haben in den hochfesten Schrauben ein neues Verbindungsmittel, das sich bewährt hat, sofern es korrekt angewendet wird und welches die Reihe der klassischen Verbindungsmittel glücklich ergänzt.

General Report

a) Welding

Effect of Longitudinal Stresses in Fillet Welds

This problem is the subject of two interesting papers. In the first of these, Mr. LOUIS describes the bending tests carried out on built up girders assembled by means of fillet welds located, on the one hand, at mid-height of the web, and on the other hand, at the junctions of the web and the flanges. The flange welds, subjected to longitudinal stresses and to shearing stresses, are always the first to be disrupted, before the web welds which are, practically speaking, only subjected to shearing stresses.

With regard to the further contribution by Mr. FALTUS, it forms a most satisfactory supplement to his paper which appeared in the Preliminary Publication. In this paper the author describes some additional tests carried out with great care on test-pieces in which the ends were bevelled and lap-welded.

All the tests we have just mentioned prove quite clearly that the longitudinal stresses considerably reduce the shearing strength of fillet welds. The problem therefore appears to have been solved from the qualitative point of view; this is not the case, however, for the criterion to be applied in order to

make allowance for this effect of the longitudinal stresses or, in other terms, for the formula expressing the comparative stress in the weld. The latest results obtained by Mr. FALTUS do undoubtedly show good agreement between the measured values and those deduced from the HUBER-VON MISES-HENCKY criterion. However, as Mr. LOUIS points out, the distribution of the longitudinal stresses over the width of the test-piece is not uniform as the calculation assumes. In order to reach a valid conclusion as to the criterion to be applied, it would be necessary to determine the state of stress in the weld experimentally.

It may be observed in passing that the method of estimating the comparative stress has, as a general rule, only a very slight effect upon the size of the welds and hence on the economy of a structure.

Brittle fractures

Although this problem was not dealt with at the Congress, we venture to revert to the matter briefly here on account of its importance.

What is the present state of our knowledge in regard to the brittleness of steels? A very large number of experimental results on notched test-pieces, that is to say, of resilience tests or other more or less similar tests, are available. On the other hand, adequate data are lacking on the behaviour of the members of welded structures, or more precisely on the behaviour of the steels under the conditions to which the structural members are subjected. Furthermore, we do not know the underlying causes of the phenomena connected with brittleness and the laws which govern them, although a great many theories have already been suggested.

For the engineer concerned with practical considerations, the problem of brittleness obviously arises under a more restricted aspect: for him it is mainly a question of selecting the grade of steel to be employed in a given case.

In the metallurgical field, highly satisfactory progress has been achieved during the last few years and for each type of steel the user now has available different grades, characterised by a varying degree of reliability in regard to brittle fracture. Classification is usually effected by means of resilience tests of increasing severity, such as are prescribed, for example, in various standard specifications which have recently come into force. Although the present position is far better than that which existed previously, it must nevertheless be questioned whether it is entirely satisfactory that the classification of steels should be based solely on resilience tests carried out on metal not affected by welding. We are, in fact, fully aware that other properties of the metal may, more or less directly, exert an influence. Supplementary tests, in particular on the weld and the transition zone, will consequently often be necessary.

Even assuming that steels could be classified reliably by means of simple resilience tests and that, furthermore, there is a well-defined relationship

between the behaviour of steel characterised by test-pieces and its tendency to brittleness under the conditions prevailing in the structure, it would still remain necessary, in order to determine the choice of the steel with full knowledge of all the facts, to establish that relationship in a precise manner. Since we have no theoretical bases, we must have recourse to experimental methods in order to determine *quantitatively* the effect of the various factors which exert an influence. Let us hope therefore that research in this field will be intensified. We should point out, however, that the problem of the choice of the grade of steel cannot be solved in a quasi-mathematical manner and that, in our opinion, a certain latitude must always be left for discrimination by the engineer in the light of his experience.

Quality and Control of Welded Constructions

In his paper, Mr. FALTUS gives some further information to complement the papers published in the Preliminary Publication and confirms their conclusions. The importance and, indeed, the urgent need of an appropriate design, careful preparation and thorough inspection of welded constructions, would therefore appear to compel recognition. It remains, however, to determine the extent to which these principles are employed in practice. We cannot conceal a certain degree of scepticism in this matter and we consider that much still remains to be done in this field.

In the Preliminary Publication, we raised the problem, which is partly economic, of the relationship between the requirements of inspection (or more generally of the care exercised in fabrication) and the permissible stresses. It is well known, for example in boiler-making, that it is current practice to make the welding coefficients depend upon the extent of the radiographic examinations, upon whether or not a stress relief heat treatment has been carried out, etc. It would be interesting to learn the opinions on this matter of the experts belonging to the various member countries of our Association.

b) High-Strength Bolts

In the Preliminary Publication we attempted to give a brief survey of the problems arising from connections fastened by means of bolts of high tensile strength; here we shall confine ourselves to emphasising certain particularly important points which have been the subject of papers read at the Congress.

We shall consider, first of all, those connections which are subjected to stresses acting *perpendicularly to the axis of the bolts*, that is to say, joints subjected to shear stresses.

There are two ways of conceiving the mode of action of these connections, or more precisely of calculating them and of estimating their safety. They may

first of all be regarded as acting only by *friction;* the stresses are then transferred solely by frictional forces acting between the contacting surfaces, which are clamped tightly together as a result of powerful pre-stressing. In this case the clamping and frictional forces are the basic data of the problem and the safety of the connection is determined in relation to the load which causes slipping of the assembly. The permissible load on a bolt therefore amounts to the product of the clamping force multiplied by the coefficient of friction; this product must be divided by an adequate safety factor.

This method of calculating the strength is the only method applicable in the case of connections subjected to fatigue stresses or for which considerable slip would be undesirable for other reasons.

When the stresses are static, on the other hand, slip does not correspond to the ultimate strength of the connection; after slip, the bolts come into contact with their holes and are subjected to shear stress and to lateral pressure, like rivets or ordinary bolts. At the limit, the breaking load, appreciably greater than that causing slip, will be practically independent of the value of the pre-load to which the bolt is tightened and of the coefficient of friction. The calculation of the permissible stress is therefore carried out in this case as for rivets and ordinary bolts; the permissible shear-stresses of the bolt shafts will, however, be greater, because we are dealing with a steel of high tensile strength.

This distinction between "*friction type*" connections and "*bearing type*" connections has been adopted in the new American regulations relating to high strength bolts, based partially on tests conducted at Lehigh University which are described by Mr. THÜRLIMANN in his paper.

On the continent of Europe, a more reserved attitude seems to be adopted which is satisfied to regard the increase in strength between slip and break as a welcome margin of safety, which would, if necessary, in the case of static stresses, justify a relatively low safety coefficient in relation to slip.

In order to facilitate understanding of these two points of view, it is advisable to draw attention to the analogy existing between the characteristic diagram for the tensile test on a mild steel test-piece and that which represents the relative displacement of a connection made with high strength bolts, subjected to a gradually increasing static stress. To the elastic range of the elongation of the test-piece there will correspond the range of pure friction of the connection: to the yield level corresponds the slip level and to the strain hardening the range of strength of the connection after slip (see fig. 5 and 6 in the article by Mr. THÜRLIMANN). The American procedure for calculating high strength bolts would therefore correspond, on the foregoing analogy, to the determination of the permissible stresses for the steels on the basis of their breaking strength and not on their elastic limit, which is often considered as a criterion in steel construction on account of the considerable elongations which are characteristic of the yield level.

The essential difference between the American specifications and those hitherto established in Europe does not, after all, reside in this method of calculating safety; a comparison of the stresses permitted in the bolts shows, in fact, that the American and German values, for example, are not very far apart. The difference between them consists far more in the *requirements regarding the state of the contacting surfaces* — a state which largely determines the coefficient of friction. In the United States, for bearing type connections, little importance is attached to friction and the precautions prescribed are somewhat sketchy; even for friction type connections only painting and galvanizing are prohibited. In Europe, on the contrary, a treatment by sandblasting or the removal of scale with an oxy-acetylene torch is required in the existing standard specifications, in order to ensure a high and uniform coefficient of friction.

It is not our province to settle the problem. Only the future — and the experience gained — will make it possible to say whether the European regulations are too severe or whether, from the moment that the advantages of a connection without slip are deliberately abandoned, it is not simpler and more economical to have recourse to ordinary bolts.

In the Preliminary Publication, some mention has already been made of the great rigidity of connections made by means of high strength bolts; the deformability of a bolt acting by friction is much less than that of a rivet subjected to shear forces and the distribution of the stresses in a line of bolts is far from being uniform. A certain degree of equalisation can only result from slight relative slidings between the bolts. In the Preliminary Publication we raised the question of the possible effect which these small slips might have upon the *fatigue strength* of a connection. The problem is treated in the paper by Mr. Beer. Tests carried out in Austria, on connections subjected to repeated stresses, close to the stress causing slip, showed neither gradual "walking", nor progressive reduction in strength. As the tests in question were very rapid pulsating tests, it might be assumed that slow application and removal of the load would give less favourable results; in course of time the asperities which, according to Mr. Beer, seem to ensure the clamping together of the contacting surfaces, might break as a result of fatigue, and this would reduce the coefficient of friction. Obviously this is only an hypothesis and an extension of our knowledge regarding the *actual mechanism of friction* is urgently required.

Let us now consider fastenings comprising bolts subjected to external forces acting parallel to their axes, that is to say to fastenings subjected to tensile or bending stresses. The papers by Mr. Beer and by Mr. Steinhardt bring fresh developments on this subject. The connections in question are mainly joints subjected to bending stresses, constructed by means of butt straps fastened with high strength bolts. Since the bolts are tightened with a considerable pre-load, these fastenings are much less deformable that the usual fastenings of the same type made by means of ordinary bolts which, for

practical purposes, may be regarded as hinges. Fastenings by means of high strength bolts make it possible, on the contrary, to reckon on a certain degree of fixed-end effect. As Mr. STEINHARDT points out, continuity is not, however, complete and it is necessary to introduce into the calculations a factor characterising the actual deformability of fastenings subjected to bending [1]). It may be questioned whether the constantly increasing application of welding in the work of erection will not restrict the use of this kind of bolted fastening; welding enables perfectly rigid joints to be constructed.

In conclusion, let us direct our attention to the method of tightening by the "turn of the nut". This consists, as is well known, in forcing the shaft of the bolt to undergo an elongation corresponding to a stress exceeding the conventional elastic limit but, owing to the plastic properties of the steel, considerably below the elongation at break. This process is mainly employed in the United States where wide use is made of pneumatic wrenches which are not well adapted to the accurate determination, necessitated by the conventional method, of the moment of tightening. The paper by Mr. BEER shows that the "*turn of the nut*" method is now being introduced into Europe.

As we have already indicated in the Preliminary Publication, it is, however, open to question whether such high claims for high strength bolts can be accepted without demur. We have in mind, more particularly, the problems of relaxation and creep, both as regards the bolt itself and the assembled parts. As Mr. STEINHARDT points out in his paper, it has proved necessary, in Germany, in order to avoid a loss of clamping force, to limit the pressures between the head — or the nut —, the washer and the base material. It will consequently be interesting to see how American joints, sometimes fastened with a single washer, will behave in course of time. In our opinion, a degree of caution is essential in this field if disappointing results are to be avoided.

However, this may be, prestressed high strength bolts constitute a new means of fastening which has successfully stood the test of practical experience when correctly applied and which forms a useful addition to the range of older methods of joining members.

---

[1]) The connections in question are therefore semi-rigid, like those, obtained by riveting, which are described in the article by Mr. MAUGH (Theme III).

Leere Seite
Blank page
Page vide

IIa1

Beitrag zur Berechnung von Kehlnähten, die von Scher- und Normalkräften beansprucht werden

Contribution to the Calculation of Fillet Welds Subjected to Longitudinal Stresses and to Shear

Contribution au calcul des cordons d'angle sollicités par des contraintes longitudinales et par des cisaillements

F. FALTUS
Prof. Ing. Dr., Dr. Sc., Prag

In seinem Beitrag [1]) versuchte der Autor zu zeigen, daß die Tragfähigkeit von Kehlnähten wesentlich von der Beanspruchung der Teile abhängt, die sie verbinden. Zum Nachweis wurden Zerreißversuche mit überlappt geschweißten Probekörpern ausgeführt. Die Ergebnisse zweier Versuchsreihen mit verschiedenem Grundmaterial bestätigten zwar die Überlegungen, die Streuung war jedoch ziemlich groß.

Es wurden daher mit großer Sorgfalt weitere Probekörper geschweißt. Verwendet wurden Bleche von 20 und 30 mm Stärke und verschiedener Breite. Die Überlappungslänge war in allen Fällen $l = 10\,a$. Die Schweißnahttiefe war $t = 2$ bzw. $t = 3$ mm.

In dem Diagramm Fig. 1 ist die Vergleichsspannung σ_s in der Schweißnaht als Funktion der Längsspannung $\sigma_{\parallel}$ aufgetragen. Es ist $\sigma_{s\,\mathrm{I}}$ die Vergleichsspannung ohne Berücksichtigung und $\sigma_{s\,\mathrm{II}}$ diejenige mit Berücksichtigung der Längsspannung $\sigma_{\parallel}$. — Der Berechnung wurden die an den einzelnen Probestücken durch Messung festgestellten durchschnittlichen Größen a, b und t zugrundegelegt. Dies ist insbesonders wichtig für die Schweißnahttiefe t, da diese bei Handschweißung nach der eingehaltenen Lichtbogenlänge schwankt.

Zu den im Vorbericht angeführten Formeln ist hinzuzufügen, daß l die Überlappungslänge (hier $l = 10\,a$) und c die wirkliche Länge der Schweißnaht, $c = \sqrt{l^2 + a^2}$, bedeuten.

---

[1]) Siehe „Vorbericht" IIa1, Seite 239.

Die neuen Ergebnisse bestätigen die früher gemachten Ausführungen und weisen darauf hin, daß bei der Festigkeitsprüfung von Schweißverbindungen darauf geachtet werden muß, daß im Augenblicke des Bruches der Schweißnaht auch das Grundmaterial nahe an der Grenze seiner Tragfähigkeit ist, wenn nicht größere Festigkeiten vorgetäuscht werden sollen. Der Unterschied beträgt immerhin mehr als 15 %.

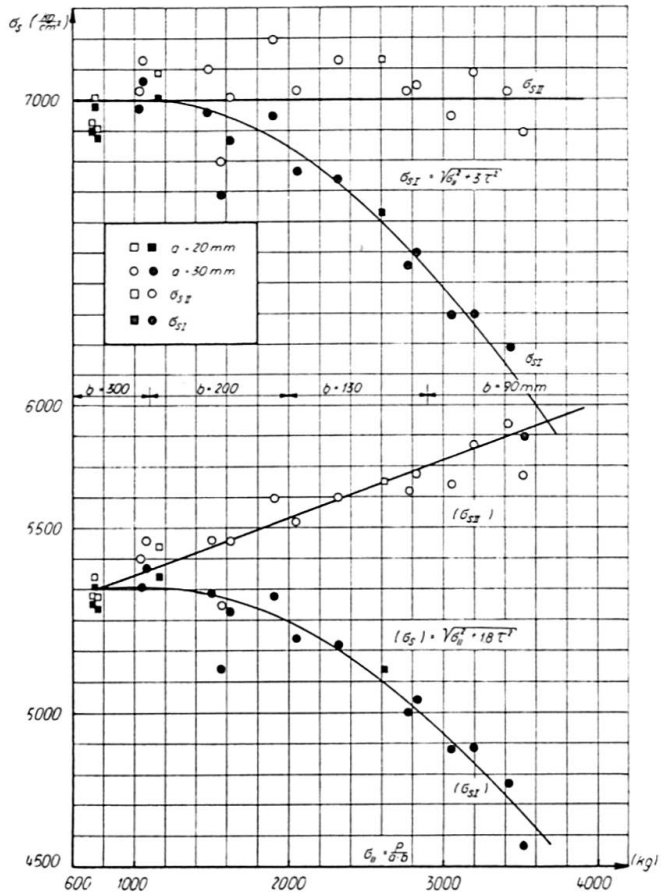


Fig. 1.

Es soll noch auf die große Festigkeit der Schweißnähte kleinen Querschnittes, die mit basischen Elektroden ausgeführt wurden, hingewiesen werden. Eine Abstufung der zulässigen Beanspruchung nach der Stärke von Kehlnähten scheint jedenfalls wünschenswert.

Gemäß der Anregung von Prof. Louis sind in dem Diagramm auch die Werte eingetragen, die man bei der Berechnung der Vergleichsspannung nach der ISO-Formel $(\sigma_s) = \sqrt{\sigma^2 + 1{,}8\,\tau^2}$ für die Berechnung von Kehlnähten erhält. Es ist $(\sigma_{s\,\mathrm{I}})$ die Vergleichsspannung ohne Berücksichtigung der Längsspannungen $\sigma_{\parallel}$, $(\sigma_{s\,\mathrm{II}})$ mit deren Berücksichtigung.

Ein Grund dafür, daß in $\sigma_s = \sqrt{\sigma^2 + n\,\tau^2}$ für Kehlnähte der kleine Wert $n = 1{,}8$ erscheint, ist z. T. auch darin zu suchen, daß bei der Berechnung der

Kehlnähte mit dem theoretischen Querschnitt gerechnet wird, während zufolge des Einbrandes der Querschnitt größer und das wirkliche τ kleiner ist. Die Spannung $\sigma_{\parallel}$ wird von der Querschnittsgröße nicht beeinflußt. Bei unseren Versuchen wurde der Querschnitt direkt gemessen, es scheint daher die Wahl eines Faktors $n > 1{,}8$ korrekter.

Zusammenfassung

Als Nachtrag zur gleichnamigen Veröffentlichung im «Vorbericht», Seite 239, werden hier noch die Ergebnisse weiterer Zerreißversuche mit überlappt geschweißten Probekörpern mitgeteilt. Die Ergebnisse bestätigen die früher gemachten Ausführungen.

Weiterhin wird auf die große Festigkeit der Schweißnähte kleinen Querschnittes, die mit basischen Elektroden ausgeführt wurden, hingewiesen. Eine Abstufung der zul. Beanspruchung mit der Dicke von Kehlnähten scheint wünschenswert.

Summary

As an addendum to his contribution in the "Preliminary Publication", page 239, the author is desirous of reporting the results of further tests to failure carried out on lap-welded test pieces. These results confirm the author's previous conclusions.

The author also draws attention to the high strength of fillets of small dimensions deposited with basic-coated electrodes. It would seem advisable to allow the permissible stresses in fillet welds to vary with their thickness.

Résumé

En complément à sa contribution parue dans la «Publication Préliminaire», page 239, l'auteur expose encore les résultats d'essais ultérieurs de rupture, effectués sur des éprouvettes soudées par recouvrement. Ces résultats confirment les conclusions déjà présentées.

L'auteur attire encore l'attention sur la résistance élevée des cordons de faibles dimensions, déposés avec des électrodes à enrobage basique. Il paraît souhaitable de faire varier les contraintes admissibles des cordons d'angle en fonction de leur épaisseur.

Leere Seite
Blank page
Page vide

IIa2

Discussion - Diskussion - Discussion

Die Wirtschaftlichkeit der Ausführungsqualität bei geschweißten Stahlbrücken (D. C. C. Dixon, IIa4) [1])

Qualitätskontrolle bei der Herstellung von geschweißten Stahlbrücken (J. D. Thompson, IIa6) [2])

The Economics of Quality in the Fabrication of Welded Steel Bridges (D. C. C. Dixon, IIa4) [1])

Control of Quality in the Fabrication of Welded Steel Bridges (J. D. Thompson, IIa6) [2])

Economie et qualité dans la fabrication des ponts métalliques soudés (D. C. C. Dixon, IIa4) [1])

Contrôles de qualité dans la construction des ponts métalliques soudés (J. D. Thompson, IIa6) [2])

F. FALTUS
Prof. Ing. Dr., Dr. Sc., Prag

In diesen Beiträgen, die sich glücklich ergänzen, wird in dankenswerter Weise eine Übersicht über die Ausführung und die Kosten der Kontrolle geschweißter Stahlbrücken gegeben.

Die Ausführungen gelten natürlich auch für andere wichtige und hochbeanspruchte Konstruktionen. Wie Ch. Dubas in seiner Arbeit «Quelques aspects de l'influence exercée par la grosse chaudronnerie sur la charpente métallique soudée en Suisse» zeigt, ist der Fragenkomplex auch im Kesselbau und Druckbehälterbau ähnlich, nur daß dort noch die große Variabilität des Materials vom Kohlenstoffstahl bis zu den hochlegierten Stählen erschwerend

---

[1]) Siehe «Vorbericht» — see "Preliminary Publication" — voir «Publication Préliminaire», p. 267.

[2]) Siehe «Vorbericht» — see "Preliminary Publication" — voir «Publication Préliminaire», p. 297.

hinzutritt. Qualitätsarbeit macht sich bezahlt und eine strenge Kontrolle ist notwendig.

Es ist jedoch ebenso wichtig oder vielleicht noch wichtiger, die Voraussetzungen für eine einwandfreie Arbeit der Schweißer zu schaffen. Hiezu gehören vor allem gutes Anlernen und Prüfen der Schweißer selbst, Kontrolle der Elektroden, des Schweißpulvers und der gesamten Einrichtung und natürlich auch die Wahl und Abnahme des Grundmaterials.

Die wichtigste Kontrolle ist, nach meiner Erfahrung, die Kontrolle der Konstruktion im gehefteten, zum Schweißen vorbereiteten Zustand. In diesem Zeitpunkt kann man am einfachsten und zuverlässigsten feststellen, wie die Vorbereitung der Schweißfugen den Anforderungen entspricht.

Für Handschweißung können größere Abweichungen von den Sollmaßen der Schweißnahtfugen zugelassen werden als bei Unterpulverschweißung. Das leistungsfähigste Schweißverfahren, die Unterschlackenschweißung, stellt nur sehr geringe Anforderungen an die Genauigkeit der Schweißnahtfugenvorbereitung. Für Handschweißung ist die Vorbereitung der Schweißkanten mit maschinellen Schneidbrennern in den meisten Fällen zulässig. Es kann jedoch von Wichtigkeit sein, gewisse Kanten spanabhebend zu bearbeiten, um für den Zusammenbau eine genaue und verläßliche Bezugslinie zu schaffen.

Wenn das Schweißverfahren erprobt ist und der Schweißparameter und der Schweißplan verläßlich eingehalten werden, scheint eine 100%ige Röntgenkontrolle überflüssig. Dies um so mehr, als die Röntgen- oder Gammaaufnahmen die schwerwiegendsten Fehler, d. i. mangelnden Einbrand und feine Risse, nur in seltenen Fällen aufdecken.

Ein sehr geeignetes Mittel, Schrumpfungen und Schrumpfspannungen gering zu halten, ist die Unterteilung der Konstruktion in Untergruppen, die mit kleinen Schweißspannungen und unschädlichen oder leicht zu behebenden Deformationen geschweißt werden können. Beim Zusammenbau der ausgerichteten Untergruppen zur ganzen Konstruktion sind dann nur wenige Schweißnähte zu legen, die nur kleine zusätzliche Spannungen und Verzerrungen verursachen.

Eine wichtige Voraussetzung für die Einhaltung ausgeklügelter Schweißpläne ist die Anwendung von Drehvorrichtungen, die das notwendige Wenden der Stücke erleichtern.

Ich stimme Herrn Thompson zu, daß das Richten durch Anwärmen nur ausnahmsweise angewandt werden soll. Dies soll jedoch nicht bedeuten, daß ein sachgemäßes Richten mit der Flamme eine Verminderung der Sicherheit der Konstruktion mit sich bringt. Man kann einwandfrei auch Konstruktionen aus Stählen großer Festigkeit mit der Flamme richten.

Es kann nicht genügend betont werden, daß die Sicherheit, die Qualität und die Kosten des Bauwerkes in ausschlaggebender Weise von dem Entwurf der Konstruktion und deren Details abhängen.

Der Entwurf, die Berechnung und Ausbildung, die Materialqualität und

die Fertigung geschweißter Bauwerke bilden ein untrennbares Ganzes. Das schwächste dieser Glieder bestimmt die Festigkeit der Kette. Es ist kaum möglich, alle diese Glieder in einer Hand zu vereinigen; es ist jedoch zu wünschen, daß jeder der Partner möglichst viel Verständnis für das Arbeitsgebiet des anderen hat.

Zusammenfassung

In den Beiträgen IIa 4 und IIa 6 wurde eine Übersicht über die Ausführung und die Kosten der Kontrolle geschweißter Konstruktionen gegeben. Nach meinen Erfahrungen scheint mir, natürlich neben der Kontrolle des Materials, der Elektroden und des Schweißpulvers, am wichtigsten die Kontrolle der Konstruktion im gehefteten, zum Schweißen vorbereiteten Zustand.

Es kann nicht genügend betont werden, daß die Sicherheit, die Qualität und die Kosten des Bauwerkes in hervorragendem Maße von dem Entwurf und den Details der Konstruktion abhängen, so daß von den Konstrukteuren eine gründliche Kenntnis der Technologie der Fertigung verlangt werden muß.

Summary

The papers IIa 4 and IIa 6 give a survey of the methods and cost of inspection of welded constructions. Apart from the control of the materials, the electrodes and the protective powder, the author considers, from the experience he has acquired, that the inspection of the work, marked out and ready for welding, is the most important control.

It is impossible to overemphasise the effect of the design and the structural details on the safety, the quality and the cost of a structure. Designers should therefore have a thorough knowledge of the technology of welding.

Résumé

Les mémoires IIa 4 et IIa 6 donnent un aperçu de la réalisation et du coût du contrôle des constructions soudées. A part le contrôle des matériaux, des électrodes et de la poudre de protection, c'est le contrôle de la pièce pointée, prête au soudage, qui paraît le plus important à l'auteur, d'après les expériences qu'il a acquises.

On ne peut souligner assez l'influence de la conception et des détails constructifs sur la sécurité, la qualité et le coût d'un ouvrage. Ainsi les constructeurs devront connaître à fond la technologie de la fabrication.

Leere Seite
Blank page
Page vide

IIa3

Contribution au calcul des cordons d'angle sollicités par des contraintes longitudinales et par cisaillement

Beitrag zur Berechnung von Kehlnähten, die von Schub- und Längsspannungen beansprucht werden

Contribution to the Calculation of Fillet Welds Subjected to Longitudinal and Shearing Stresses

H. LOUIS P. GUIAUX
Professeur et Répétiteur à l'Université de Liège

Les Laboratoires d'Essais des Constructions du Génie Civil de l'Université de Liège ont procédé, en 1957—1958, à des essais sur des poutres composées soudées sollicitées par flexion. Le profil de ces poutres est donné à la fig. 1.

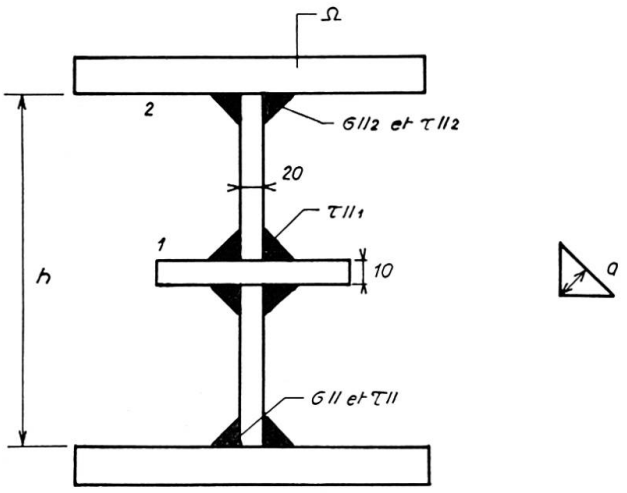


Fig. 1. Profil des poutres d'essai.

Les cordons d'angle (1) situés à mi-hauteur de l'âme sont pratiquement soumis à une tension de cisaillement $\tau_{\parallel}$. Les cordons (2) reliant les semelles à l'âme sont à la fois sollicités par une tension de flexion $\sigma_{\parallel}$ et par une tension de cisaillement $\tau_{\parallel}$. Les dimensions des cordons de soudure sont telles que la tension $\tau_{\parallel}$ est la même pour les cordons 1 et 2.

Les dimensions des cordons et des éléments constituant les poutres sont

déterminées pour que la rupture des cordons ait lieu avant l'entrée en plasticité de l'acier de base, de la nuance 52—62 kg/mm². Les cordons de soudure sont exécutés manuellement avec des électrodes ordinaires et de manière à obtenir une pénétration normale aussi constante que possible. Ils ne sont pas recuits et ils sont usinés afin de réaliser la dimension nominale calculée; des précautions sont prises en vue d'éviter, au cours de l'essai, le déversement de la poutre ainsi que le voilement de l'âme et de la semelle comprimée. Les épaisseurs de gorge des cordons 1 et 2 sont respectivement égales à 5 et à 4 millimètres.

Dans les deux poutres, la rupture est survenue en premier lieu dans les cordons de semelles. La fig. 2 montre un détail de la fissure du cordon de la semelle inférieure dans la zone voisine d'un appui, on y observe un refoule-

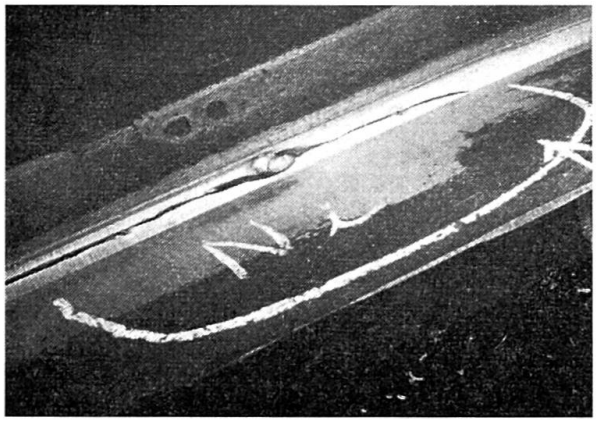


Fig. 2. Rupture du cordon de la semelle inférieure dans la région voisine d'un appui.

Fig. 3. Rupture dans les cordons d'âme et de semelles.

ment du cordon à peu de distance de l'extrémité de la fissure qui s'y propage obliquement. La fig. 3 montre nettement le décalage dans le temps de la rupture des cordons d'âme et de la rupture des cordons de semelle: les glissements des cordons de semelles, particulièrement importants (bas de la figure) ont donné lieu à un refoulement de matière appréciable tandis que le glissement et le refoulement des cordons centraux d'âme sont à peine amorcés, ceci montre nettement que les cordons de semelle se sont rompus en premier lieu.

Ces essais ne permettent pas d'aboutir à une conclusion certaine quant à l'influence d'une tension normale sur la rupture des cordons, toutefois les deux poutres se sont comportées, compte tenu des dimensions mesurées mais non réalisées avec certitude (la pénétration n'a été observée que dans une seule section), comme si la tension normale exerçait une influence sur la rupture des cordons d'angle dont le calcul semble devoir être fait en appliquant un critère de la forme

$$\sqrt{\sigma^2 + k\,\tau^2} \leqq R_{traction}$$

dans lequel le coefficient k est inférieur à 3.

Les essais ingénieux et fertiles en enseignement dont le Professeur FALTUS rend compte dans la Publication préliminaire du Congrès de Stockholm, conduisent à des conclusions identiques à celles qui viennent d'être signalées. En effet, tout en rappelant au début de sa contribution que, aussi longtemps que la limite élastique n'est pas atteinte sous l'action des tensions normale et tangentielle, la tension de comparaison est donnée par

$$\sigma_s = \sqrt{\sigma^2 + 3\,\tau^2},$$

le Professeur FALTUS utilise ce critère à la rupture sous les formes:

$$\sigma_{s1} = \sqrt{\sigma_\perp^2 + 3\,\tau_\parallel^2} \tag{B}$$

en se limitant aux tensions qu'il appelle de première espèce, et

$$\sigma_{s2} = \sqrt{\sigma_\perp^2 + \sigma_\parallel^2 - \sigma_\perp \sigma_\parallel + 3\,(\tau_\perp^2 + \tau_\parallel^2)} \tag{C}$$

en prenant en considération les tensions de première et de seconde espèces.

Il signale d'autre part, à juste titre, que la distribution des tensions sur la largeur b de la barre qu'il soumet aux essais n'est pas uniforme et que les pointes de tension (voir fig. 4) au voisinage des soudures sont d'autant plus importantes que la largeur b est plus grande. Il est dès lors logique de s'attendre à des valeurs plus faibles de la tension de comparaison, dont le calcul est basé sur l'hypothèse d'une répartition uniforme des tensions, pour les grandes

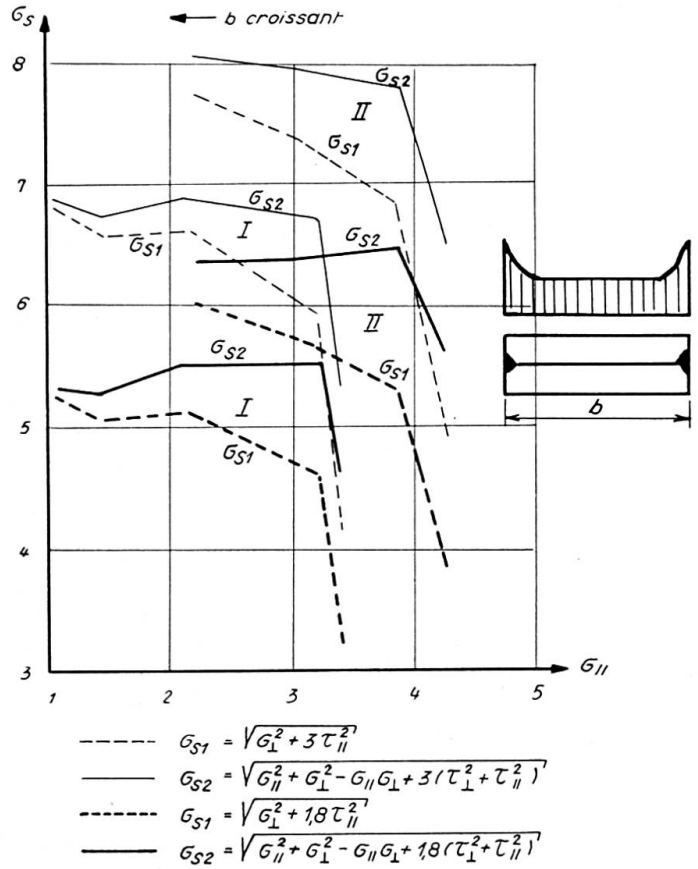


Fig. 4. Résultats des essais du Professeur FALTUS.

valeurs de b c'est-à-dire pour les faibles valeurs de $\sigma_{\parallel}$. Or les courbes de σ_s en fonction de $\sigma_{\parallel}$ (fig. 4) basées sur les critères (B) et (C) montrent, particulièrement dans la série II des essais, une décroissance de σ_{s2} quand $\sigma_{\parallel}$ croît. Au contraire lorsqu'on admet le critère

$$\sigma_{s2} = \sqrt{\sigma_{\perp}^2 + \sigma_{\parallel}^2 - \sigma_{\perp}\sigma_{\parallel} + 1{,}8\,(\tau_{\perp}^2 + \tau_{\parallel}^2)}$$

on obtient des courbes de σ_{s2} en fonction de $\sigma_{\parallel}$ (fig. 4) légèrement croissantes.

A la condition de considérer une valeur de k inférieure à 3, de l'ordre de 1,8 à 2, les essais du Professeur FALTUS confirment, avec beaucoup de netteté, les conclusions probables auxquelles nos essais de flexion sur poutres composées soudées avaient permis d'aboutir.

Résumé

Le comportement de poutres d'essai composées soudées soumises à flexion montre que les contraintes longitudinales ont une influence sur la rupture des cordons d'angle. Pour satisfaire aux résultats des essais, les cordons d'angle devraient être calculés suivant la formule:

$$\sqrt{\sigma^2 + k\tau^2} \leqq R_{traction} \qquad \text{avec } k \leqq 3.$$

La variation de la tension de comparaison en fonction de la contrainte longitudinale basée sur $k = 1{,}8$ est en meilleure conformité avec les essais de M. FALTUS que celle basée sur $k = 3$.

Zusammenfassung

Biegeversuche, ausgeführt an geschweißten Trägern, zeigen den Einfluß der Längsspannungen auf den Bruch von Kehlnähten. Auf Grund der Versuchsergebnisse sollten die Kehlnähte nach folgender Formel berechnet werden:

$$\sqrt{\sigma^2 + k\tau^2} \leqq R_{Zug} \qquad \text{mit } k \leqq 3.$$

Wenn die Vergleichsspannung in Funktion der Längsspannung mit $k = 1{,}8$ statt mit $k = 3$ aufgezeichnet wird, ergibt sich eine bessere Übereinstimmung mit den Versuchsergebnissen von Herrn FALTUS.

Summary

The behaviour of composed beams assembled by welding and tested by flexion shows an influence of normal stresses in the failure of fillet welds. To agree with the results of these tests, fillet welds should be designed according to the following formula:

$$\sqrt{\sigma^2 + k\tau^2} \leqq R_{traction} \qquad \text{with } k \leqq 3.$$

Graphs of the comparative stress versus the normal stress show, with $k = 1{,}8$ a better agreement with Mr. FALTUS's tests than with $k = 3$.

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 anschwellender 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

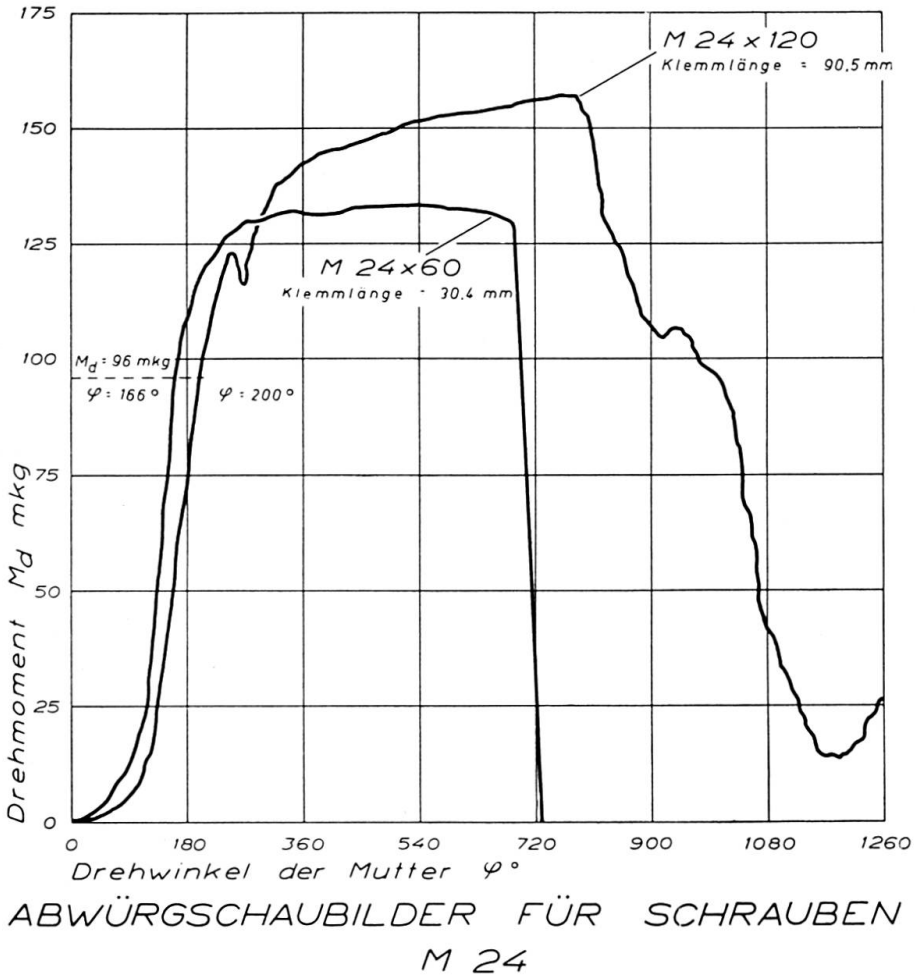


Fig. 1.

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

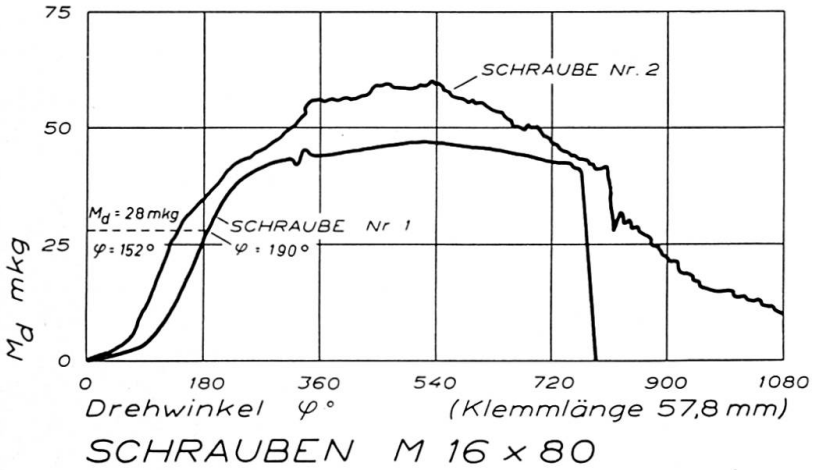


Fig. 2.

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 ϵ % als Funktion

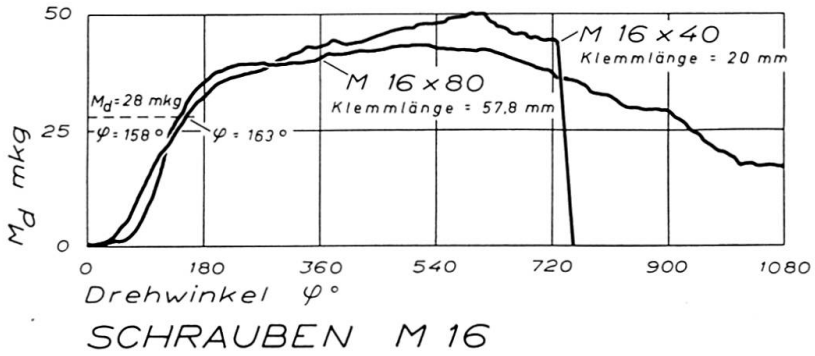


Fig. 3.

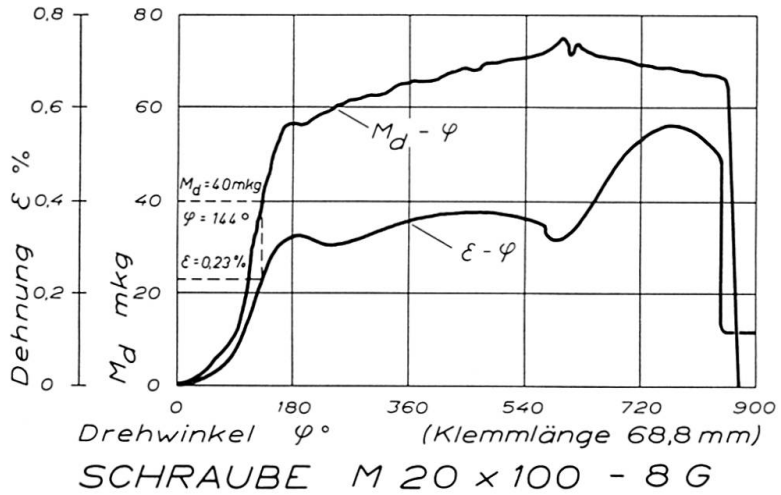


Fig. 4.

des Umdrehungswinkels aufgetragen. Man erkennt für das weichere Material 8 G (Fig. 4) einen Verlauf der ϵ-φ-Kurve, der bis etwa $1\,^1/_2$ Umdrehungen jenem der M_d-φ-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 ϵ-φ-Kurve die Folge ist.

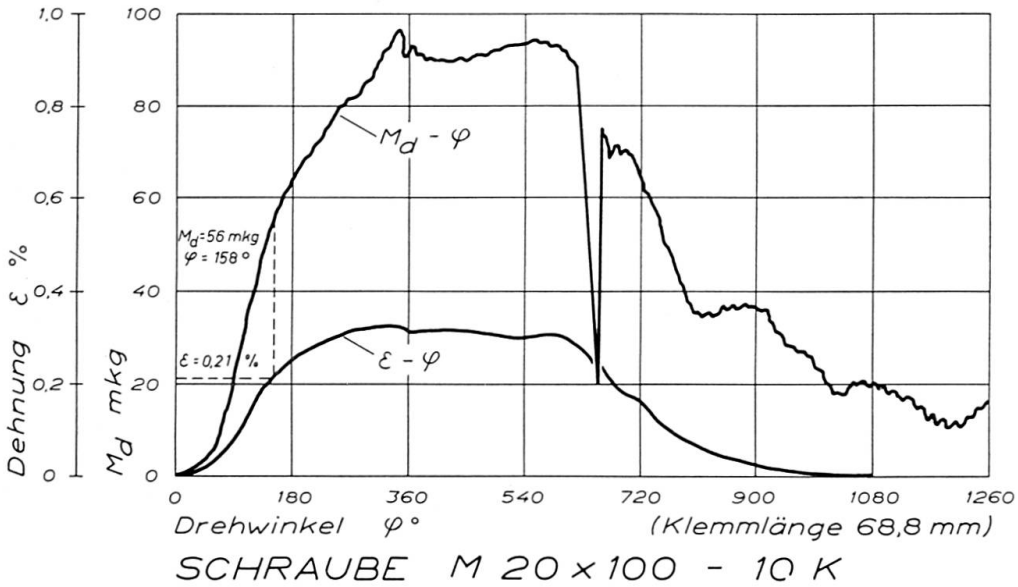


Fig. 5.

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

a) Sämtliche Abwürgediagramme zeigen eindeutig, daß nach Spannungssitz der Schraube eine halbe Umdrehung genügt, um die erforderliche Vorspannkraft der Schraube mit Sicherheit zu erreichen.
b) Die zugehörige Dehnung im Schraubenschaft liegt hierbei zwischen 0,2 % und 0,3 %, so daß eine stärkere Plastizierung noch nicht anzunehmen ist.
c) Ein Nachlassen der Vorspannung infolge Langzeitkriechen konnte bei einer halben Umdrehung nicht festgestellt werden.
d) 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 Schrumpfverformungen 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[1]) 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

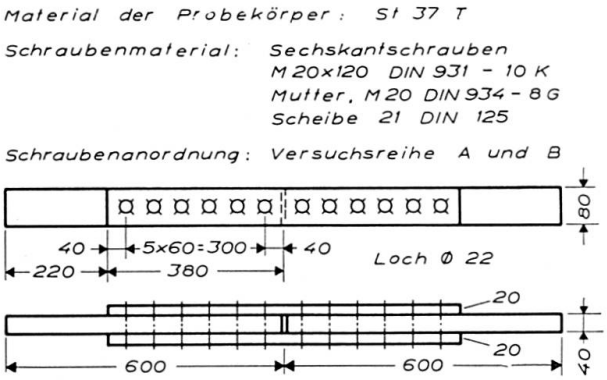


Fig. 6.

[1]) 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 ($n \leqq 100$), wobei die Oberlast zwischen 50 t und 60 t variierte.

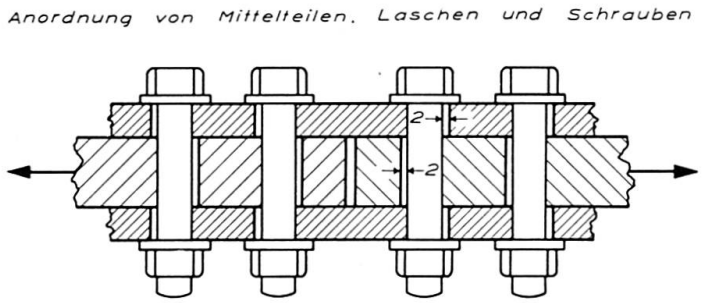


Fig. 7.

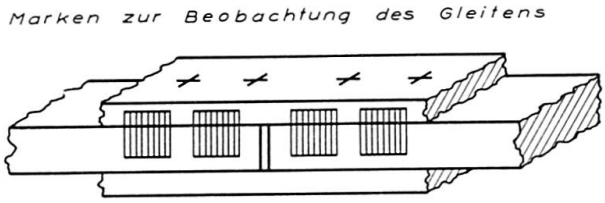


Fig. 8.

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

Probe Nr.		Vorspannung M_a mkg	Vorspannung P_v t	Gleitlast t	Reibungswert μ
1	oben	32	9,4	55,2	0,49
	unten			60,0	0,53
2	oben			56,2	0,50
	unten			57,6	0,51
3	oben			54,6	0,48
	unten			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					Anschließende statische Belastung bis zur Gleitgrenze	
		Anzahl der Lastwechsel bei Unterlast 5 t und Oberlast				Gleitlast (vorzeitig. Gleiten)	Gleitlast	Reibungswert
		50 t	55 t	58 t	60 t	t	t	μ
4	oben	45				47,0 [1]		
	unten	100	20				57,0	0,50
5	oben	50					54,0	0,47
	unten	50					55,0	0,48
6	oben	50	20				60,0	0,53
	unten	50	20				63,8	0,56
7/4	oben	50	20				60,8	0,53
	unten	50	20				65,1	0,57
8	oben		50	20	20		61,4	0,54
	unten		50	20	20		71,0	0,62
9	oben		20	50	20		77,2	0,68
	unten		20	50	20		70,0	0,61
10	oben		35			53,4 [2]		
	unten		35			50,2 [3]		
11/10	oben		50	20	20		72,6	0,64
	unten		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	Anschließende statische Belastung bis zur Gleitgrenze	
				Gleitlast t	Reibungswert μ
12	oben	je 5	300 000	62	0,65
	unten			60	0,63
13	oben		700 000	66	0,70
	unten			73	0,77
14	oben	je 4	300 000	50	0,66
	unten			53	0,70
15	oben		200 000	55	0,72
	unten			56	0,74

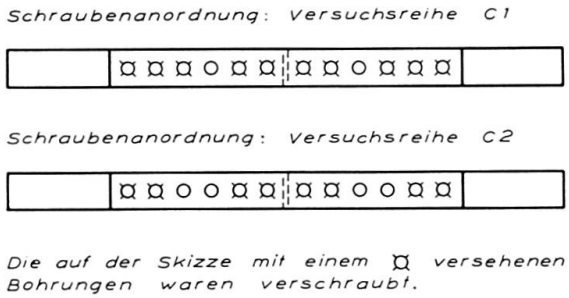


Fig. 9.

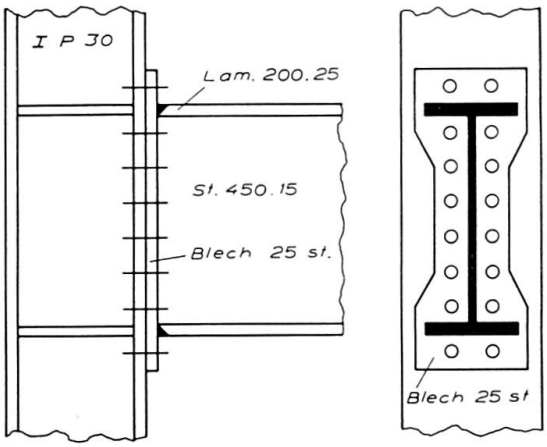


Fig. 10.

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 kg/mm² und einer Mindestzugfestigkeit von 44 kg/mm² 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 Aufreiben 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, biegefester 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 Querkräften 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 Spannungsnullinie für Biegung aus der Gleichheit der statischen Momente der zug- und druckaufnehmenden Flächen mit Hilfe der quadratischen Gleichung (Fig. 11):

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

Ist die Lage der Nullinie 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 Spannungsnullinie:

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

und das Trägheitsmoment des Anschlußquerschnittes:

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

woraus sich mit

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

die Zugbeanspruchung des obersten Schraubenpaares ermittelt zu:

$$P_z = \frac{M}{W_0} f_{sp}.$$

Bezeichnet man mit ν den Sicherheitsfaktor gegen Gleiten der Verbindung, welche den Reibungsbeiwert μ besitzt, und ist schließlich $\sum V$ die gesamte reibungserzeugende Vorspannkraft, so wird die außer dem Biegemoment M noch aufnehmbare zulässige Querkraft:

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

Es läßt sich leicht zeigen, daß die Aufnahme eines Biegemomentes keinen Verlust an reibungswirksamer Vorspannung $\sum V$ bringt, da aus Gleichgewichtsgründen die Gleichung gilt:

$$\sum V = n\,P_v + b_1 \int_0^{-(a-x)} \frac{M}{W_0}\,\frac{u}{a-x}\,d\,u - b_0 \int_0^{x} \frac{M}{W_u}\,\frac{u}{x}\,d\,u = n\,P_v.$$

Die Voraussetzung der linearen Spannungsverteilung bedeutet hier keine Einschränkung, da diese Gleichung auch für jede beliebige, vom Geradlinien-

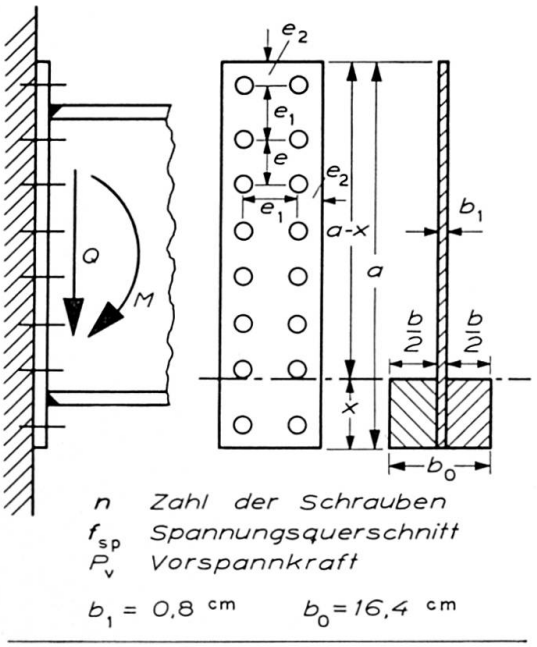


Fig. 11.

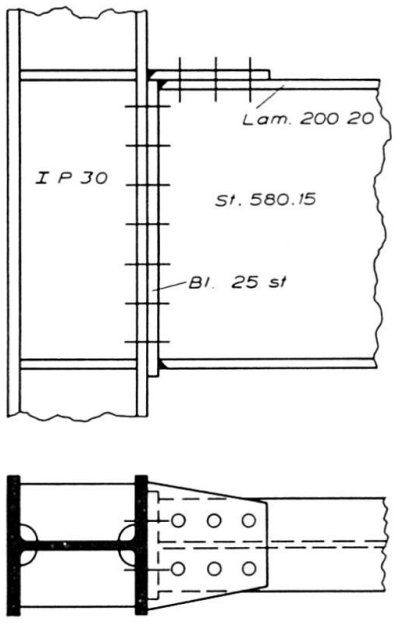


Fig. 12.

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 $M = 46$ mt und $Q = 73$ 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

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

die Lage der Nullinie:

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

und die Querschnittswerte:

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

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

Die Summe der Vorspannkräfte beträgt:

$$\sum V = n P_v + b_1 \int_0^{-(a-x)} \frac{M}{W_0} \frac{u}{a-x} d u + b_0 \int_0^{x} \frac{M}{W_u} \frac{u}{x} d u$$

$$= n P_v - \frac{M a}{2} \left[\frac{b_1 (1-\xi)}{W_0} - \frac{b_0 \xi}{W_u} \right],$$

woraus die zulässige Querkraft wird:

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

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

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

Unter der Annahme eines Biegemomentes von 60 mt wird $\sum V = 344 - 86{,}2 + 110{,}5 = 368{,}3$ t und die aufnehmbare Querkraft zul $Q = 151$ 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 $P_z = 13{,}4$ 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

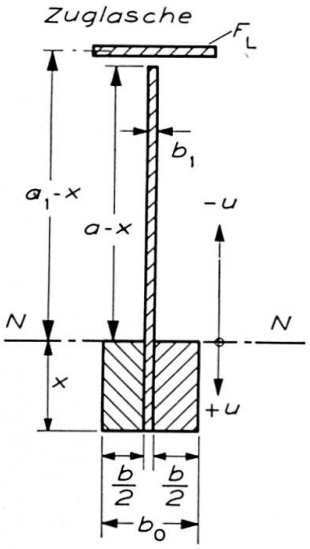


Fig. 13.

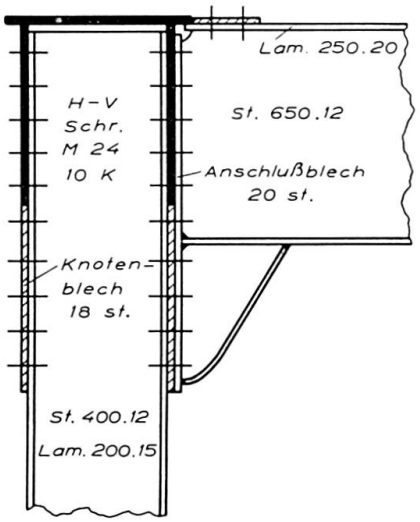


Fig. 14.

Portale von Fachwerkbrücken, und zwar sowohl die biegesteifen Rahmenecken 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.

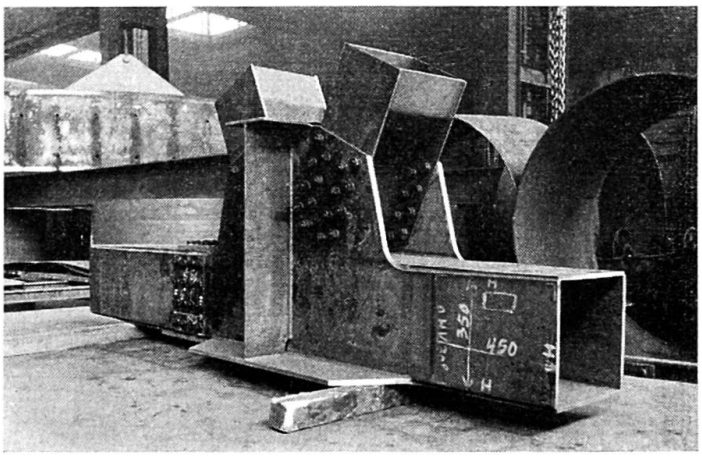


Fig. 15.

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 andrerseits genügende Reserven gegen das Abwürgen und gegen Spannungsverluste durch Kriechen zu erhalten. Österreichische Versuche mit zweischnittigen 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°.

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 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-Schrauben[1]) 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 g nach DIN 267)	19	22	24	27	30	32	36	S
2. Kopfhöhe K	8	9	10,5	12	13	14	15	
3. Tellerhöhe C	0,4	0,4	0,6	0,6	0,8	0,8	0,8	
4. Schaftdurchmesser d_1	12	14	16	18	20	22	24	
5. größter zul. Schaftdurchmesser $d_{1\,max}$	12,7	14,7	16,7	18,7	20,84	22,84	24,84	Toleranz I T 15
6. Nutzbarer Telleransatz d_2	17,5	20,5	22,5	25,5	28,5	30,5	34,5	
7. Geringster nutzbarer Telleransatz $d_{2\,min}$	17,07	19,98	21,98	24,98	27,98	29,88	33,88	Toleranz h 14
8. Ausrundungsradius unter Kopf r	1,2	1,3	1,3	1,8	2,0	2,0	2,5	
9. Kleinster Ausrundungsradius r_{min}	0,9	1,0	1,0	1,5	1,5	1,5	2,0	
10. $d_1 + 2\,r$	14,4	16,6	18,6	21,6	24,0	26,0	29,0	
11. $(d_1 + 2\,r)_{max}$	15,1	17,3	19,3	22,3	24,84	26,84	29,84	
12. Fase an der Unterlegscheibe h	1,0	1,2	1,2	1,6	1,8	1,8	2,2	
13. h_{max}	1,3	1,5	1,5	1,9	2,1	2,1	2,5	
14. $h - r$	−0,2	−0,1	−0,1	−0,2	−0,2	−0,2	−0,3	
15. Innerer Scheibendurchmesser D_1	12,8	14,9	16,9	18,9	21,0	23,0	25,0	

16. $D_{1\,max}$	13,3	15,4	17,4	19,4	21,6	23,6	25,6	
17. $D = D_1 + 2\,h$	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. $D_1 - d_{1\,max}$	0,1	0,2	0,2	0,2	0,16	0,16	0,16	Durchgang Scheibe-Schaft (Kleinstmaß)
20. $D_{max} = (D_1 + 2\,h)_{max}$	15,9	18,4	20,4	23,2	25,8	27,8	30,6	
21. $D - (d_1 + 2\,r)$	0,4	0,7	0,7	0,5	0,6	0,6	0,4	
22. $D - (d_1 + 2\,r)_{max}$	−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	(mm²) Pressungsfläche zwischen Teller und Scheibe
24. $F_2 = (d_{2\,min}^2 - D_{max}^2)\,\frac{\pi}{4}$	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	
$\Delta\,2_{min} = d_{2\,min} - D_{max}$	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	(mm²) 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/mm² $\sigma = P_v/Fg$
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/mm² Nennwert
29. Pressung zwischen Scheibe und Tellerfläche $P_{max} = P_v/F_{2\,min}$	142	126	155	147	139	170	116	kg/mm² 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 ± 0,45	9 ± 0,45	10,5 ± 0,45	12 ± 0,9	13 ± 0,9	14 ± 0,9	15 ± 0,9	17 ± 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 $d_{1\,max}$	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 Telleransatz $d_{2\,min}$	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	nach ISO-Empfehlung
9. kleinster Ausrundungsradius r_{min}	1,2	1,2	1,2	1,2	1,5	1,5	1,5	2,0	
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	
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 Scheibendurchmesser D_1	13,0	15,0	17,0	19,0	21,0	23,0	25,0	28,0	DIN 125

15. $D_{1\,max}$	13,5	15,5	17,5	19,5	21,6	23,6	25,6	28,6	
16. $D_1 - d_{1\,max}$	0,3	0,3	0,3	0,3	0,16	0,16	0,16	0,16	Durchgang Scheibe-Schaft (Kleinstmaß)
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	
22. $D - (d_1 + 2\,r)_{max}$	0,3	0,3	0,3	0,3	0,16	0,16	0,16	0,16	
23. $F_2 = (d_2^2 - D^2)\,\pi/4$ (mm²)	129,0	143	197	258	240	362	564	665	Pressungsfläche zwisch. Telleransatz und Scheibe
24. $F_{2\,min} = (d_{2\,min}^2 - D_{max}^2)\,\pi/4$ (mm²)	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	(mm²)
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 Gewindequerschnitt σ	53,3	53,3	54,0	53,3	54,0	54,3	54,0	53,3	kg/mm²
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/mm², Nennwert
29. Pressung zwischen Scheibe u. Tellerfläche $P_{max} = P_v/F_{2\,min}$	51,0	63,5	58,6	50,8	78,5	57,8	39,2	43,0	kg/mm², 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

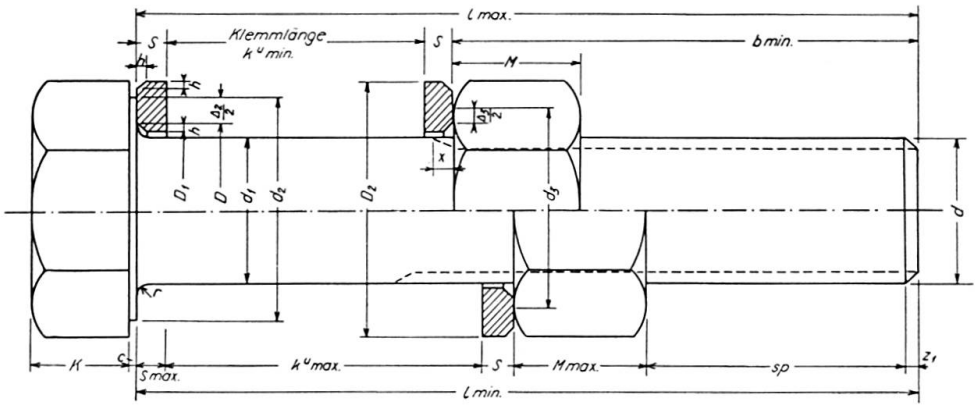


Fig. 1.

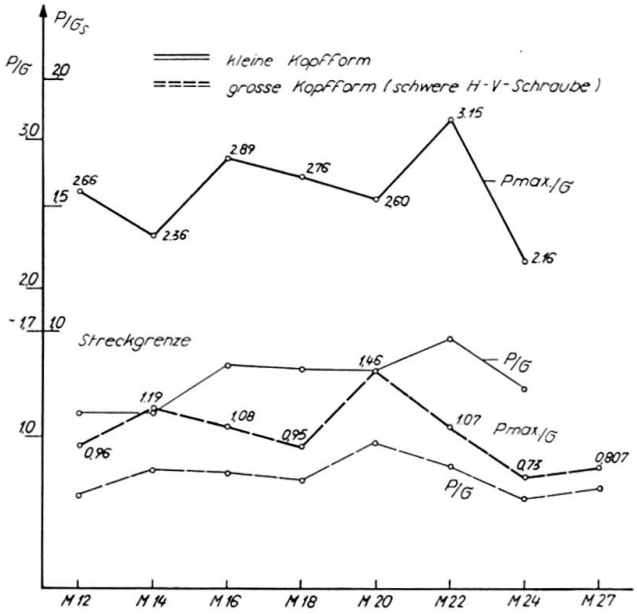


Fig. 2. Verhältnis der Flächenpressung p zwischen Scheibe und Telleransatz (Scheibe und Mutter) zur Spannung σ im Gewindequerschnitt.

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 Vorspannkräfte 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 (M_0S_2) 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 *Scher*anschlusses 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 Walzprofilnullinie 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 *Scher*kraftübertragung, 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:

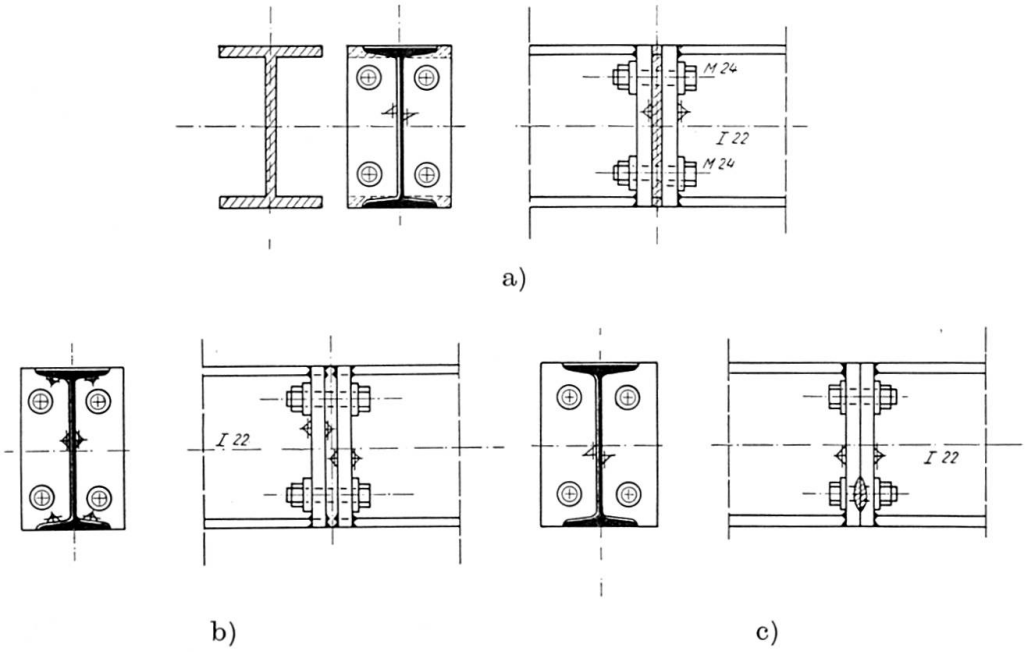


Fig. 3. Kopfverbindungen mittels HV-Schrauben (Vorversuche). Teilbild a: Stoß mit Zwischenfutter. Teilbild b: Zurückgesetzte Stirnplatten. Teilbild c: Stirnplatten linsenförmig ausgearbeitet.

a) 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.
b) Die Verlängerung der Kopfplatten über die Zugflansche hinaus bringt grundlegend günstigere Ergebnisse, weil nunmehr die Zuggurtkraft symmetrisch übertragen werden kann.
c) 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-

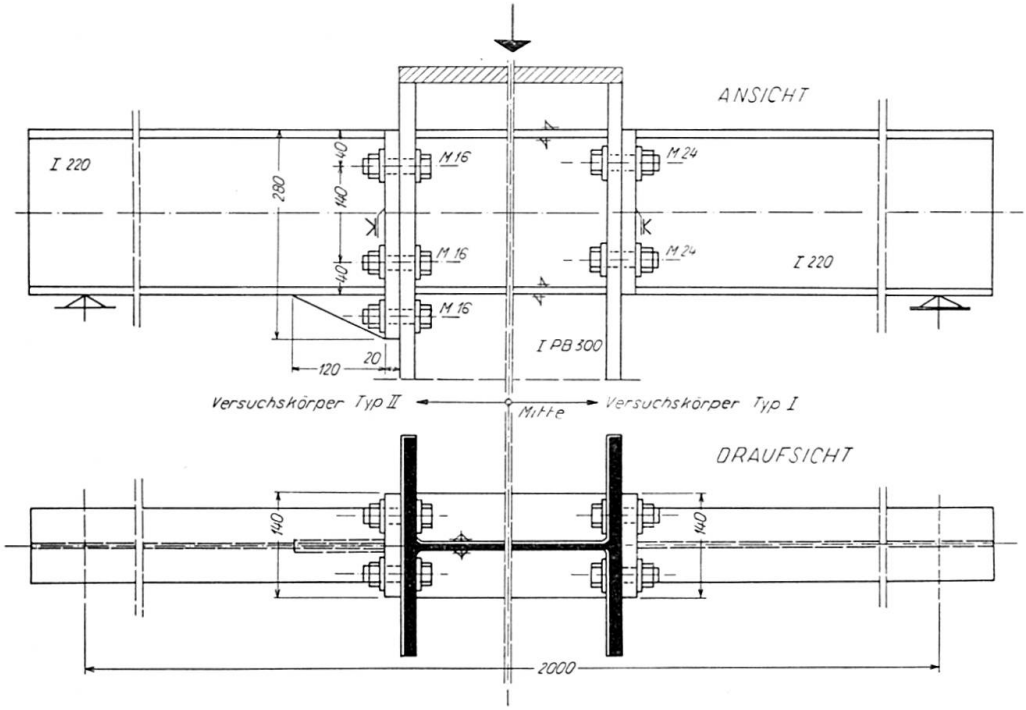


Fig. 4. Kopfverbindungen mittels HV-Schrauben. Belastungsanordnung und Versuchskörpertypen I und II.

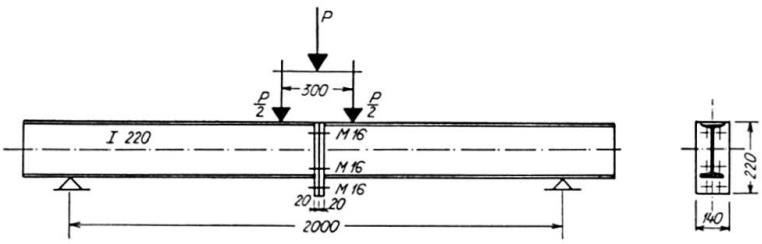


Fig. 5. Biegeträger-Kopfstöße mittels HV-Schrauben.

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» $tm/\varphi = 1$ und soll im folgenden an zwei charakteristischen *Beispielen* kurz beschrieben werden:

Zwei Versuchskörper (vgl. Fig. 4) bestanden jeweis 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 Viertelspunkten 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/cm². 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.

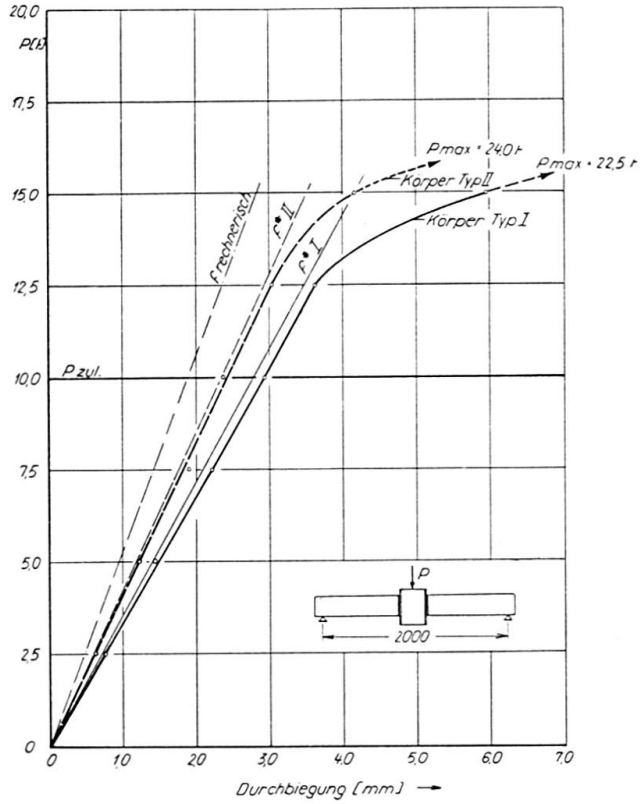


Fig. 6. Last-Durchbiegungslinien für die Versuchskörper Typ I und II. (f_{I}^* und f_{II}^* sind die rechnerischen Durchbiegungen unter Berücksichtigung des «Federwertes».)

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.

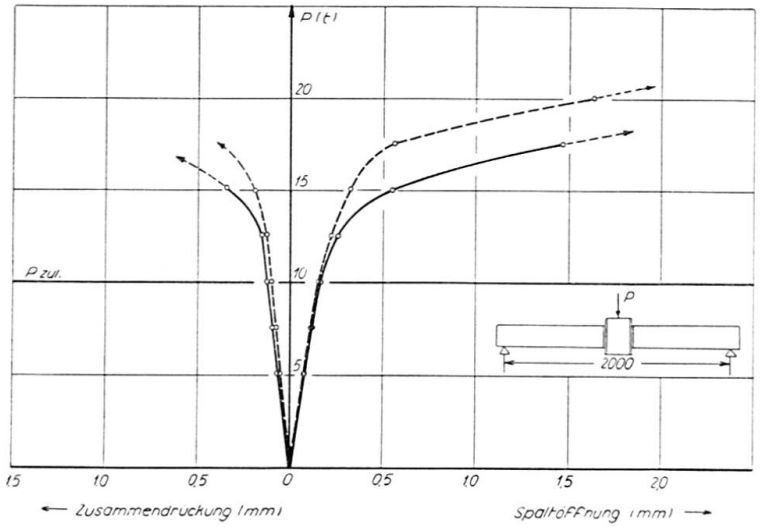


Fig. 7. Verdrehungen der Kopfplatten.

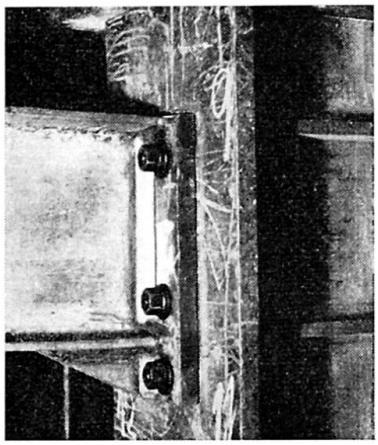


Fig. 8a. Versuchskörper Typ II nach den Belastungsversuchen.

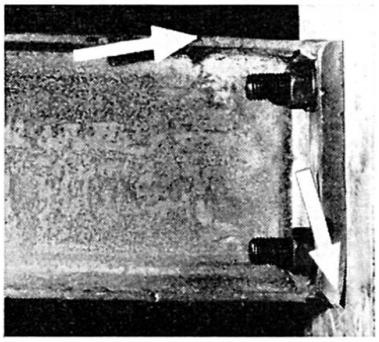


Fig. 8b. Versuchskörper Typ I nach den Belastungsversuchen.

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 $P_{max} = 22{,}5$ t und bei Körper II bei $P_{max} = 24$ t 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 %

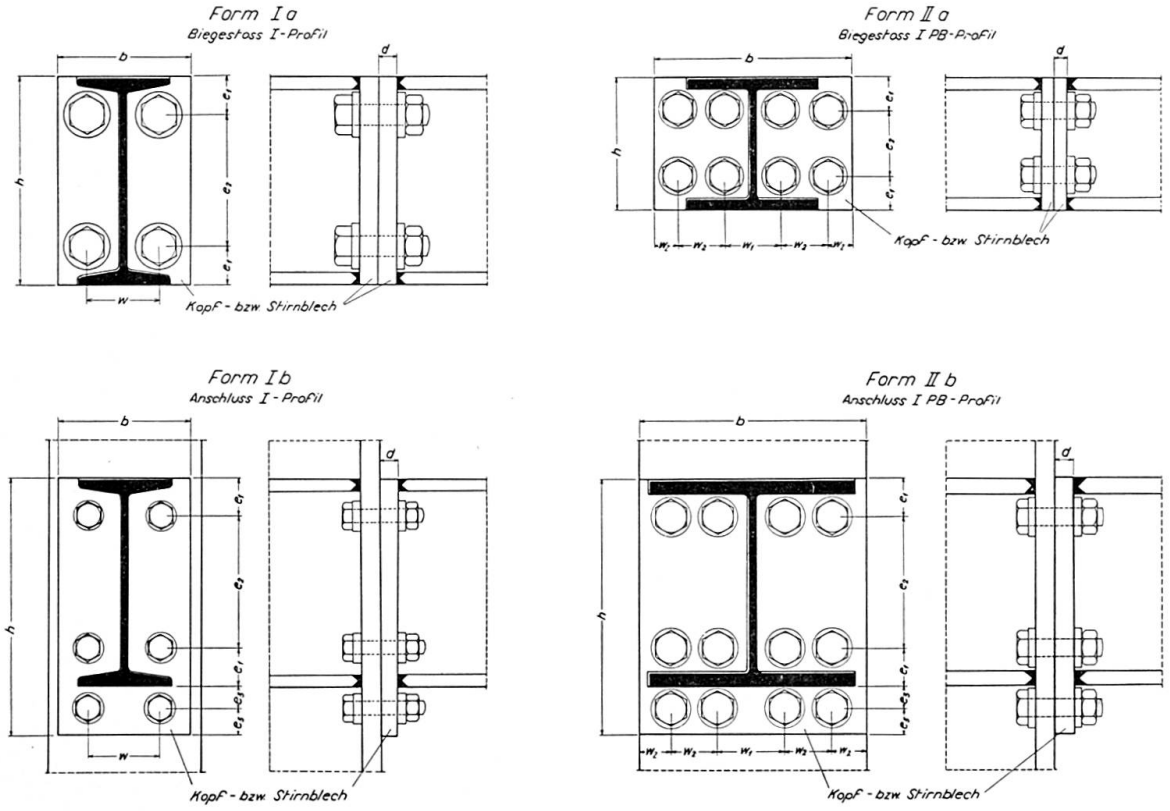


Fig. 9.

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 t/cm²)	Stirnplatte			Schrauben	Anschlußbild				Sicherheitsgrade		Anschluß-federwert $M_{\psi=1}$ (tm)
		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	≧ 1,4	≧ 2,4	
I 120	87,5	80	150	15	6 M 12	25	70	15	40	1,4	≧ 2,4	$4{,}0 \cdot 10^3$
I 140	131	80	170	15	6 M 12	25	90	15	40	1,5	≧ 2,4	
I 160	188	100	200	16	6 M 14	30	100	20	50	≧ 1,5	≧ 2,4	
I 180	258	120	220	18	6 M 14	30	120	20	60	1,5	≧ 2,4	
I 200	342	120	250	20	6 M 16	35	130	25	70	≧ 1,5	≧ 2,4	
I 220	445	140	280	20	6 M 16	40	140	30	75	1,5	2,4	$6{,}0 \cdot 10^3$
I 240	566	140	300	24	6 M 18	40	160	30	75	≧ 1,5	≧ 2,4	
I 260	706	140	320	28	6 M 20	40	180	30	75	≧ 1,5	≧ 2,4	
I 280	866	160	340	28	6 M 20	40	200	30	80	1,5	≧ 2,4	
I 300	1045	160	360	30	6 M 22	45	210	30	80	≧ 1,5	≧ 2,4	$12{,}0 \cdot 10^3$
I 320	1250	160	380	30	6 M 22	45	230	30	80	1,5	≧ 2,4	
I 340	1475	180	400	30	6 M 24	50	240	30	90	≧ 1,5	≧ 2,4	$28{,}0 \cdot 10^3$
I 360	1745	180	420	30	6 M 24	50	260	30	90	1,5	≧ 2,4	$35{,}0 \cdot 10^3$
I 380	2020	180	440	30	6 M 27	50	280	30	90	≧ 1,5	≧ 2,31	
I 400	2340	200	460	30	6 M 27	50	300	30	100	≧ 1,5	≧ 2,31	

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

Profil (mm)	$M_{zul.}$ [tcm] ($\sigma_{zul.}$ = 1,6 t/cm²)	Stirnplatte			Schrauben	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	≧ 2,4	
IPB 120	230	120	170	15	6 M 18	31	58	25	50		1,5	≧ 2,4	
IPB 140	347	140	190	15	6 M 20	35	70	25	55		1,5	≧ 2,4	$1{,}55 \cdot 10^3$
IPB 160	526	160	220	16	6 M 22	40	80	30	60		≧ 1,5	≧ 2,4	
IPB 180	681	180	240	18	6 M 22	40	100	30	65		1,5	≧ 2,4	
IPB 200	952	200	250	20	12 M 18	40	120	25	60	40	1,5	≧ 2,4	
IPB 220	1171	220	270	20	12 M 20	40	140	25	65	45	1,5	2,4	$16{,}5 \cdot 10^3$
IPB 240	1558	240	300	24	12 M 22	45	150	30	70	50	≧ 1,5	≧ 2,4	
IPB 260	1855	260	320	28	12 M 22	45	170	30	70	55	1,5	≧ 2,4	$13{,}5 \cdot 10^3$
IPB 280	2370	280	340	28	12 M 24	50	180	30	80	60	≧ 1,5	≧ 2,4	
IPB 300	2750	300	360	30	12 M 24	50	200	30	80	65	≧ 1,5	≧ 2,4	$17{,}5 \cdot 10^3$
IPB 320	3230	300	380	30	12 M 24	55	210	30	80	65	≧ 1,5	≧ 2,4	
IPB 340	3470	300	400	30	12 M 24	55	230	30	80	65	1,5	≧ 2,4	
IPB 360	4020	300	420	30	18 M 22	55	250	30	80	40	≧ 1,5	≧ 2,4	
IPB 380	4290	300	440	30	18 M 22	55	270	30	80	40	≧ 1,5	≧ 2,4	
IPB 400	4850	300	460	30	18 M 22	60	280	30	80	40	≧ 1,5	≧ 2,4	

resultieren, so daß erst bei sehr gedrungenen 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 Unterlegscheibe 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 biegefeste 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» $\mathrm{tm}/\varphi = 1$ ermittelt werden, der zurexakten 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 $\mathrm{tm}/\varphi = 1$) 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 $\mathrm{tm}/\varphi = 1$) 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[1]) 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][2]) 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

---

[1]) This and subsequent designations refer to the Standards of the American Society for Testing Materials.

[2]) 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 $^7/_8$ inch diameter bolt (A 325) with a grip length of 4 inches. The threaded part of the bolt extends $^1/_2$ inch into the grip length. It is significant to notice that the application of direct tension to the bolt produces a higher ultimate

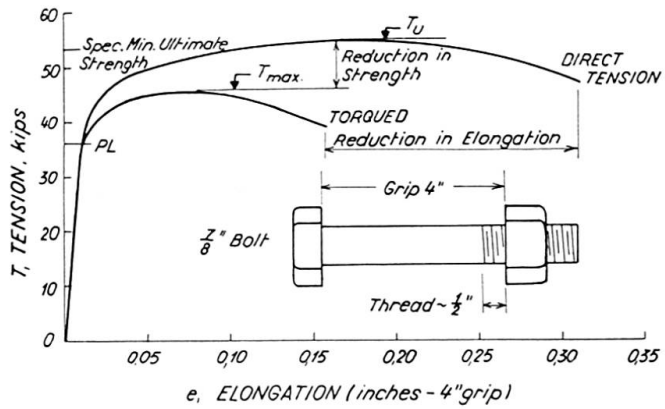


Fig. 1. Tension-Elongation Curve.

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 $^7/_8$ inch diameter bolt with 4 inch grip length the tension obtained by rotating the nut $^1/_2$, 1 and $1\,^1/_2$ 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 $^1/_2$ turn produces a tension

equal to about 90% of the ultimate load and considerably in excess of the Proof Load (PL)[3]). On the other hand the corresponding elongation is less than $^1/_5$ of the elongation at rupture.

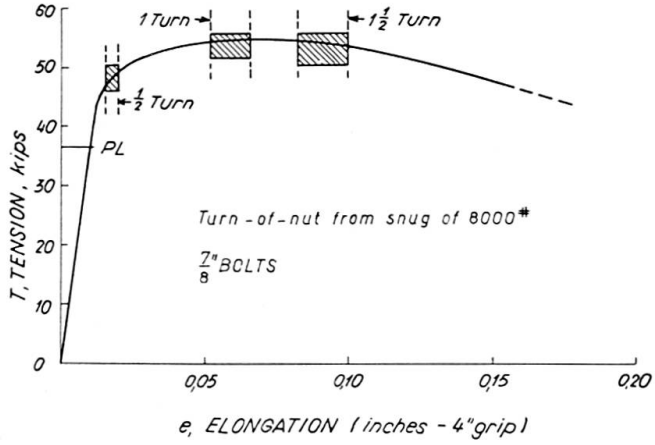


Fig. 2. Bolt Tension and Elongation in Function of Turn-of-Nut.

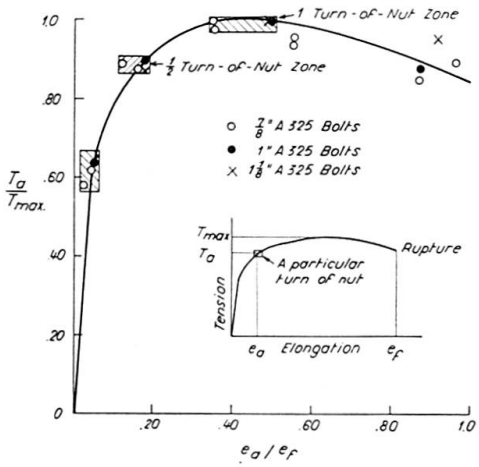


Fig. 3. Efficiency of Turn-of-Nut Method.

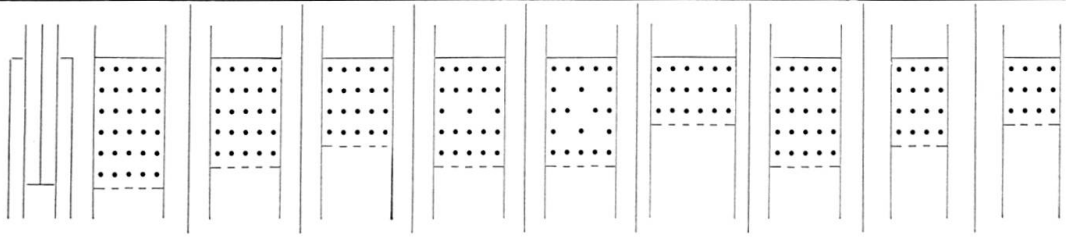
The results for the $^7/_8$ inch bolts are generalized for other bolt sizes in a non-dimensional plot in Fig. 3. Here a particular bolt tension T_a is divided by the ultimate tensile strength T_{max} and a particular bolt elongation e_a by the elongation at rupture e_f. It can be seen that the three sizes of bolts, namely $^7/_8$, 1 and $1^1/_8$ 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

[3]) 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

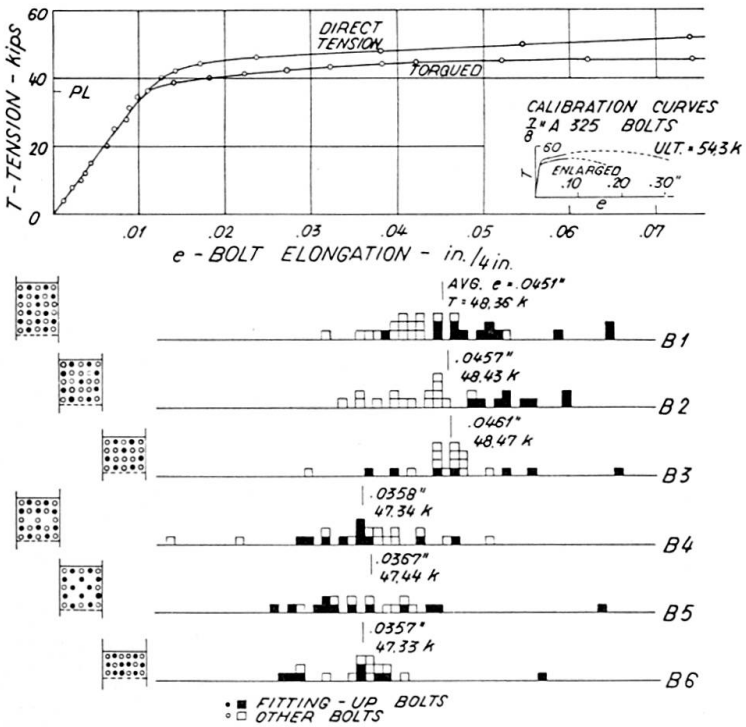


Fig. 4. Bolt Tension Distribution.

and pitch specify the distances between the bolt holes. The holes were $^1/_{16}$ 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 $^1/_2$ turn-of-nut from the "snug" position. For all joints the bolt elongation was measured. The corresponding results for the joints with $^7/_8$ 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 $e \geqq 0.06$ 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

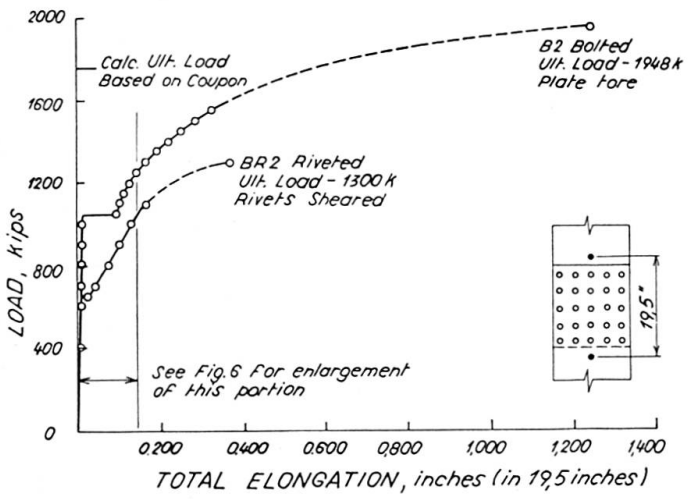
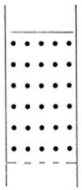
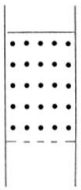
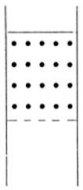
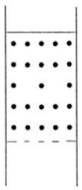
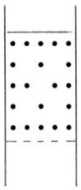
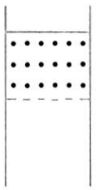
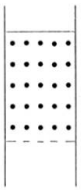
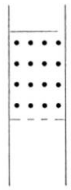
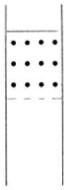


Fig. 5. Loads vs. Total Elongation for Joints B 2 and BR 2.

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 $^7/_8''$ A 325 Bolts		30	25	20	23	20	18	$25–^7/_8''$ A 141 Rivets	16–1″	$12–1^1/_8''$
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 $^{8}/_{100}$ of an inch as compared to $^{2}/_{100}$ 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.

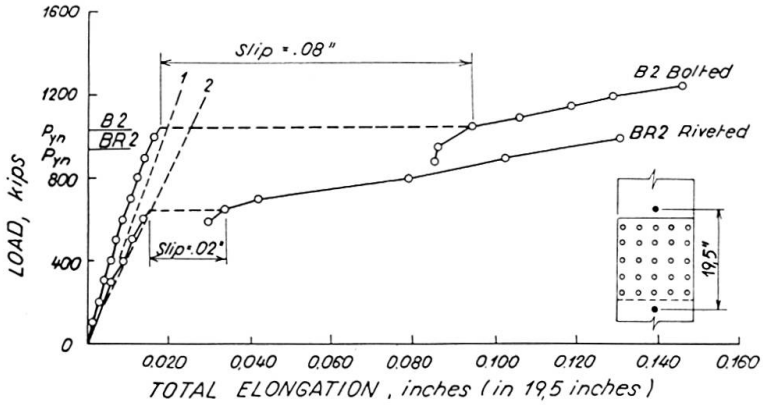


Fig. 6. Load vs. Total Elongation for Joints B 2 and BR 2 (Enlarged).
(1) Theor. Curve using Gross Area. (2) Theor. Curve using Net Area.

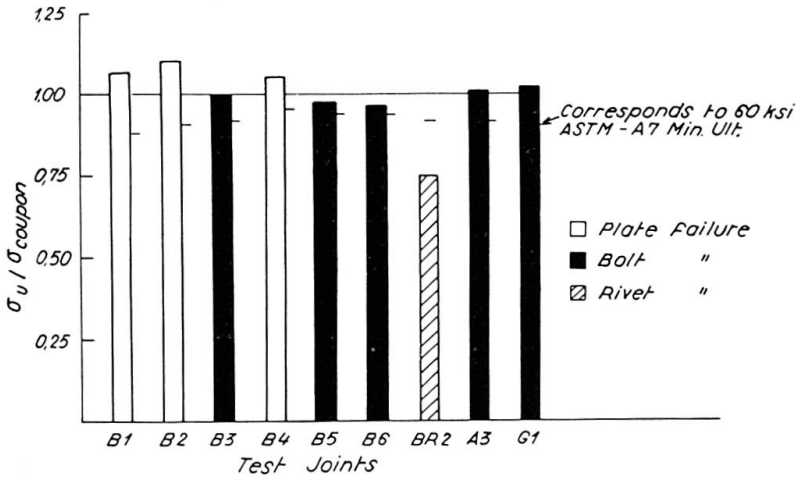


Fig. 7. Efficiency of Compact Joints,

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, σ_u, to the ultimate tensile strength of the plate material, σ_{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 [4]). 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

[4]) 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 ulimate load.

New Trends in the 1960 American Specifications

The research work just described and extensive investigations at other Universities [5]) 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

---

[5]) 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 $^1/_2$ to $^3/_4$ 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 $^1/_4$ 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 collegues 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 Versuchsresultate besprochen.

Leere Seite
Blank page
Page vide