



UNIVERSITÄTS-
BIBLIOTHEK
PADERBORN

Universitätsbibliothek Paderborn

Lehrbuch des Hochbaues

Grundbau, Steinkonstruktionen, Holzkonstruktionen, Eisenkonstruktionen ,
Eisenbetonkonstruktionen

Esselborn, Karl

Leipzig, 1908

1. Die Verschraubungen

[urn:nbn:de:hbz:466:1-50294](https://nbn-resolving.org/urn:nbn:de:hbz:466:1-50294)

Den kleineren Wert kann man nehmen bei verschränkter Nietstellung (Abb. 91), den größeren bei Parallelstellung (Abb. 92).

Abb. 91. Verschränkte Nietstellung.

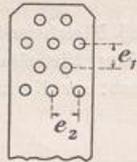
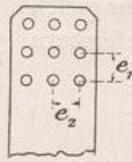


Abb. 92. Parallelstellung der Niete.



Der Nietabstand senkrecht zur Krafrichtung (e_2) ist abhängig von der Anzahl der vorhin erwähnten Seilstränge, die zwischen den Nieten durchgeführt zu denken sind; diese Anzahl wächst mit der Anzahl der hintereinander befindlichen Nietreihen, desgleichen also auch der Nietabstand e_2 . Als Mittelwert wird für einfache Stabanschlüsse eingeführt

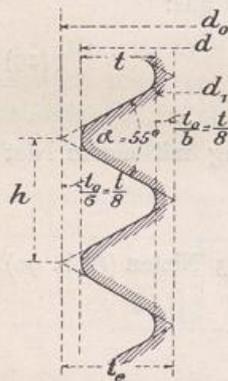
$$e_2 = 3d \text{ bis } 3,5d.$$

Ebenso groß kann auch der schräge Abstand für Nieten bei verschränkter Stellung gewählt werden.

§ 14. Die löslichen Verbindungsmittel.

1. Die Verschraubungen. Als lösliche Verbindungsmittel für Bauzwecke kommen von den Schrauben nur die scharfgängigen und eingängigen in Anwendung, d. h. solche, bei denen der Gewindequerschnitt dreieckig ist und bei denen bei einer Umdrehung der in der Richtung der Achse zurückgelegte Weg gleich der Ganghöhe des Gewindes ist. Flachgängige Schrauben, d. h. solche mit rechteckigem Querschnitt spielen beim Bauwesen keine Rolle und sollen deshalb hier nicht besprochen werden.

Abb. 93. Gangprofil des WITWORTH-Gewindes.

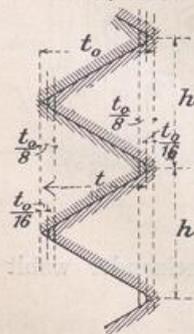


Für die scharfgängigen Schrauben, die Befestigungsschrauben, ist als Schraubensystem das WITWORTHSche noch meistens eingeführt. Bei diesem WITWORTH-Gewinde bilden die Gewinde-Querschnitte gleichschenklige Dreiecke, die an der Spitze sowie am Grunde je um ein Sechstel ihrer Höhe abgerundet sind; der Kantenwinkel beträgt 55° . Das Gangprofil ist durch Abb. 93 dargestellt. Hierin bedeutet:

d_0 den Bolzendurchmesser, d den äußeren Gewindedurchmesser, d_1 den inneren Gewinde- oder Kerndurchmesser, t die Gewindetiefe, h die Ganghöhe und α den Kantenwinkel.

Für die auch in der »Hütte« angegebene Skala des WITWORTH-Gewindes ist als Grundmaß der äußere Gewindedurchmesser d angenommen und dieser nach dem englischen Zollmaße abgestuft. Die nebenstehende Tabelle I gibt ein Bruchstück dieser Skala.

Abb. 94. Gangprofil des metrischen Gewindesystems.



Neben diesem WITWORTH-Gewinde auf englischer Zollgrundlage hatte sich das Bedürfnis nach einem internationalen Gewindesystem auf metrischer Grundlage geltend gemacht, und es wurde auch im Jahre 1898 auf einem Kongreß in Zürich ein solches angenommen. Bei diesem metrischen Gewindesystem ist der Kantenwinkel 60° , und die Spitzen der gleichseitigen Gewindedreiecke sind um $\frac{1}{8}$ der Dreieckshöhen abgeschnitten. Das Gangprofil ist in Abb. 94 dargestellt. Ein Stück der Skala ist aus Tabelle II auf folgender Seite ersichtlich.

Auf die anderen Gewindearten kann Raummangels wegen hier nicht näher eingegangen werden.

Tabelle I: Witworthsches Gewinde.

(Gewindequerschnitt s. Abb. 93.)

Äußerer Durchmesser des Gewindes d	Kern-		Anzahl der Gewingänge		Höhe der Mutter, abgerundet	Höhe des Kopfes, abgerundet	Schlüsselweite, abgerundet S_0	$Q = \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot d_1^2 \cdot k_z$, wenn in kg/cm,		
	Durchmesser d_1	Querschnitt $\frac{\pi \cdot d_1^2}{4}$	auf einen engl. Zoll	auf die Länge d	h_1	h_0		$k_z = 480$	$k_z = 600$	
engl. Z. mm	mm	qcm			mm	mm	mm	kg	kg	
·	·	·	·	·	·	·	·	·	·	
·	·	·	·	·	·	·	·	·	·	
1½	38,10	32,68	8,388	6	9	38	27	58	4 030	5 030
1⅝	41,27	34,77	9,495	5	8½	41	29	63	4 560	5 700
1¾	44,45	37,94	11,31	5	8¾	44	32	67	5 430	6 780
1⅞	47,62	40,40	12,82	4½	8⅞	48	34	72	6 150	7 690
2	50,80	43,57	14,91	4½	9	51	36	76	7 160	8 950
2¼	57,15	49,02	18,87	4	9	57	40	85	9 060	11 320
2½	63,50	55,37	24,08	4	10	64	45	94	11 560	14 450
2¾	69,85	60,55	28,80	3½	9¾	70	49	103	13 820	17 280
3	76,20	66,90	35,15	3½	10½	76	53	112	16 870	21 090
3¼	82,55	72,57	41,36	3¼	10⅞	83	58	121	19 850	24 820
·	·	·	·	·	·	·	·	·	·	·
·	·	·	·	·	·	·	·	·	·	·

Tabelle II: Internationales Gewindesystem.

(Gewindequerschnitt s. Abb. 94.)

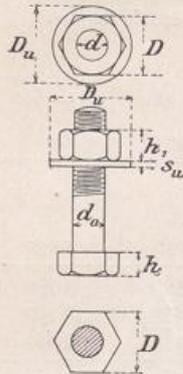
Äußerer Gewindedurchmesser d	Kern-durchmesser d_1	Ganghöhe h	Gangtiefe t	Schlüsselweite D
mm	mm	mm	mm	mm
·	·	·	·	·
·	·	·	·	·
12	9,54	1,75	1,23	21
14	11,19	2	1,405	23
16	13,19	2	1,405	26
18	14,48	2,5	1,76	29
20	16,48	2,5	1,76	32
22	18,48	2,5	1,76	35
24	19,78	3	2,11	38
27	22,78	3	2,11	42
30	25,08	3,5	2,46	46
·	·	·	·	·
·	·	·	·	·

Die Schrauben können je nach der Art der Verwendung und der entsprechenden Ausbildung eingeteilt werden in:

- a) Die Schraubenbolzen und Abarten derselben.
- b) Die Steinschrauben.
- c) Die Ankerschrauben und Spannschlösser.
- d) Die Stehbolzenschrauben und e) Die Gelenkbolzen.

a) Die Schraubenbolzen bestehen in der Hauptsache aus zwei Teilen, dem eigentlichen Bolzen und der Schraubenmutter. Der Bolzen ist gewöhnlich zylindrisch und

Abb. 95 bis 97.
Schraubenbolzen.



hat an dem einen Ende einen Kopf, während auf das andere Bolzenende das Gewinde eingeschnitten ist, auf das die Schraubenmutter aufgedreht werden soll (Abb. 95 bis 97). Wenn auf ein festes Anpressen in den Lochwandungen besonders Wert zu legen ist, so wird in der Regel der Bolzen konisch ausgebildet mit einem Anzug von 1:40 bis 1:100; hierbei kann dann der Kopf in kleineren Abmessungen gehalten werden oder auch ganz fehlen. Diese konischen Schraubenbolzen finden sehr oft zweckmässige Verwendung, wenn Niete durch Schrauben ersetzt werden sollen, wobei es auf eine möglichst vollkommene Ausf llung des Nietloches ankommt.

Die auf das Gewinde aufzusetzende Schraubenmutter hat im Grundriß meist die Gestalt eines regelmässigen Sechsecks, dessen eingeschriebener Kreis in der Regel den Durchmesser $D = 0,5 + 1,4d$ erhält, wo d der äußere Gewindedurchmesser ist. Dieses Maß D bezeichnet man auch als Schlüsselweite. Bis zu dem eingeschriebenen Kreis ist die Mutter meist kugelförmig abgedreht, wodurch eine ringförmige Aufsitzfl che mit geringerem Bewegungswiderstand erzielt wird. Um diese Aufsitzfl che noch zu vergr o ern und eine bessere Druckübertragung zu erhalten, wird die Schraubenmutter meist auf eine Unterlagsscheibe aufgelegt; hauptsächlich dann, wenn das Material des verschraubten Gegenstandes weicher ist als das der Mutter oder auch, wenn die Oberfläche des Materials uneben und rauh ist. Der Durchmesser D_u dieser meist ringförmigen Unterlagsscheibe und ihre Stärke s_u richten sich nach der Härte des verschraubten Materials. So wählt man z. B.:

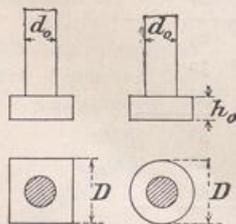
Bei Eisen $D_u = 1\frac{1}{3}D$ und $s_u = 0,2 \text{ cm} + 0,1d$ oder auch $= 0,1D$.

Bei Holz oder Stein $D_u = 3d$ oder $\sim 2D$ und $s_u = 0,2 \text{ cm} + 0,2d$.

Bei schiefen Anlageflächen, wie z. B. bei Flanschen von Profileisen (C- und I-Eisen) sind entsprechende schiefe Unterlagsscheiben zu verwenden, so daß die Schraubenmutter bzw. der Kopf mit ihrer ganzen Aufsitzfl che anliegen.

Die Höhe der Schraubenmutter wird je nach der Beanspruchung der Schraube verschieden gewählt (s. Berechnung der Schraubenabmessungen).

Abb. 98 bis 101. Kopf der
Schraubenbolzen.



Um ein unvorhergesehenes, unbeabsichtigtes Lösen der Schraubenverbindung zu verhindern, bringt man öfters Sicherungen gegen ein solches Lösen an. Diese Schraubensicherungen können auf verschiedene Arten vorgesehen werden; die älteste und noch heute meist gebräuchlichste Sicherung besteht in der Verwendung der sog. Gegenmutter, die kleinere Abmessungen als die eigentliche Schraubenmutter erhalten kann. Ein anderes Sicherungsmittel ist der Splint, der entweder durch die Mutter und den Bolzen oder unmittelbar vor der Mutter durch den Bolzen hindurchgesteckt wird. Auf diese Schraubensicherungen ist jedoch nur da Wert zu legen, wo durch Erschütterungen usw. eine selbsttätige Lösung der Schraubenverbindung möglich ist. Sie haben also für unsere Eisenkonstruktionen des Hochbaues meist keine Bedeutung.

Die Köpfe der Schraubenbolzen werden in verschiedenen Formen hergestellt, zylindrisch (Abb. 101), quadratisch (Abb. 99) oder sechseckig. Die Kopfhöhe (Abb. 100) wird gewöhnlich $h_o = 0,7d$ bis $0,5D$ gewählt, wobei D die Schlüsselweite der Mutter und zugleich des Kopfes bedeutet.

Werden mehrere Schrauben nebeneinander verwendet, so ist die Entfernung der Schrauben nicht geringer als $3,5d$ bis $4d$ zu nehmen, damit zum Anziehen der Schrauben genügend Raum vorhanden ist.

Bei der Berechnung der Schraubenabmessungen sind je nach der Beanspruchungsweise verschiedene Fälle zu unterscheiden:

1. Der Bolzen wird nur auf Abscherung beansprucht; in diesem Falle gelten für den Durchmesser des Bolzens genau dieselben Berechnungsweisen wie für die Nietdurchmesser.

Die Schraubenmutter ist dann unbelastet und erhält gewöhnlich eine Höhe von $0,5d$ bis d .

2. Der Bolzen hat reinen Zug auszuhalten; z. B. wenn ein Schraubenbolzen in der Richtung seiner Achse beansprucht wird, nachdem die Schraubenmutter angezogen ist.

Ist P die Last in der Richtung der Schraubenachse in kg, d_1 der Kerndurchmesser in cm, d der äußere Gewindedurchmesser in cm und k_z die zulässige Beanspruchung des Bolzenmaterials in kg/qcm, so gilt die Gleichung

$$P = \frac{d_1^2 \cdot \pi}{4} \cdot k_z,$$

woraus sich ergibt

$$d_1 = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{P}{k_z}}. \quad (30)$$

Der äußere Gewindedurchmesser (d) ist ungefähr gleich 0,8 des Kerndurchmessers d_1 und hiernach kann eine entsprechende Schraube aus der Tabelle gewählt werden. Für k_z können je nach der Güte der Schraube folgende Werte eingeführt werden:

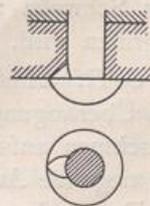
Bei ruhender Belastung $k_z = 800$ bis 1000 kg/qcm,
bei wechselnder Belastung $k_z = 600$ bis 800 kg/qcm.

Die Höhe h_1 der Schraubenmutter berechnet sich mit Rücksicht auf die im Gewinde auftretenden Biege- und Schubspannungen und schwankt je nach der Art der Belastung und Güte des Materials von $h_1 = d$ bis $h_1 = D$, wenn D die Schlüsselweite bedeutet. Für den Kopf genügt eine Höhe von $h_0 = 0,7d$ oder auch rund $0,5D$.

3. Der Bolzen hat eine Achsialkraft aufzunehmen und ist gleichzeitig auf Verdrehung beansprucht. Eine solche Belastung des Schraubenbolzens liegt vor, wenn die Schraube während ihrer achsialen Beanspruchung angezogen wird. Die durch diese Belastungsweise bedingte Berechnung ergibt, daß die zulässige achsiale Belastung einer solchen Schraube rund $\frac{3}{4}$ mal so groß ist, als bei den unter 2. behandelten Schrauben. Die Berechnung kann also erfolgen, indem man eine $\frac{4}{3}$ mal so große Achsialkraft zugrunde legt und nach Fall 2 rechnet, oder auch man rechnet nach Fall 2 mit einer zulässigen Beanspruchung k_z , die $\frac{3}{4}$ derjenigen unter 2. ist. Die Höhe der Schraubenmutter sowie die des Kopfes können wie unter 2 gewählt werden.

Bei den Schraubenverbindungen kommen ebenfalls, wie bei den Vernietungen, in besonderen Fällen Bolzen mit versenkten Köpfen zur Verwendung. Hierbei muß selbstredend eine Vorkehrung gegen Drehen beim Anziehen getroffen werden, was auch für runde Schraubenköpfe gilt (Abb. 102). Von einer solchen Vorkehrung kann abgesehen werden, wenn der Bolzen schon durch die Reibung in den Lochwandungen gegen Drehen gesichert ist. Dies gilt z. B. für an Stelle von Nieten verwendete Schraubenbolzen, da bei solchen eine vollständige Ausfüllung des Nietloches und somit ein festes Anliegen an den Lochwandungen aus

Abb. 102. Vorkehrung gegen ein Drehen beim Anziehen der Schraube.



Festigkeitsgründen erforderlich ist. Solche Schraubenbolzen werden in der Regel etwas konisch hergestellt und in die entsprechend konisch ausgeriebene Nietlöcher eingetrieben.

Unter Umständen kann es auch vorkommen, daß Kopf und Schraubenmutter versenkt anzuordnen sind; die Mutter muß dann so ausgebildet werden, daß ein Anziehen

Abb. 103 bis 105. Kopf und Schraubenmutter versenkt.

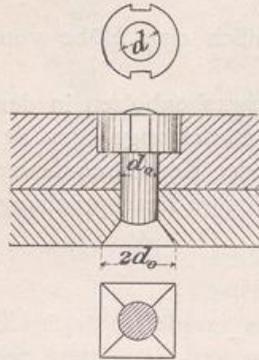


Abb. 106. Stiftschraube.

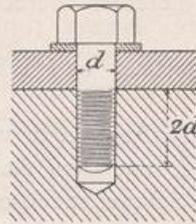
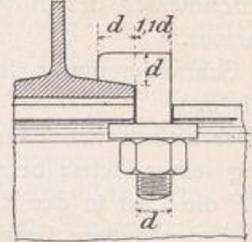


Abb. 107. Hakenschraube.



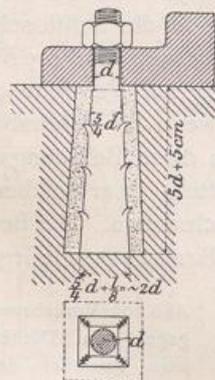
mit einem entsprechenden Schlüssel möglich ist. Abb. 103 bis 105 stellen eine Anordnung mit versenktem Kopf und versenkter Mutter dar.

Stiftschraube ist eine Abart von Schraubenbolzen, bei der die Schraubenmutter fehlt; das zugehörige Muttergewinde ist in den einen Konstruktionsteil eingeschnitten (Abb. 106).

Als weitere Abart der Schraubenbolzen ist noch die Hakenschraube zu nennen, bei der an Stelle des Kopfes ein Haken ausgebildet ist, der den zu verbindenden Konstruktionsteil seitlich übergreift und dessen Festhalten bezweckt (Abb. 107).

b) *Die Steinschraube* dient zur Verbindung von Eisenteilen mit Werksteinen, Quadern usw. Sie hat meist die Gestalt von konischen Schraubenbolzen ohne Kopf und wird mittels Zement, Gips oder Blei in die Steine eingebettet. Um ein Herausreißen zu vermeiden, wird das Loch im Stein ebenfalls konisch gestaltet, d. h. nach außen verjüngt, und der Bolzen meist noch mit Widerhaken (Einkerbungen) versehen. Das Loch im Stein muß natürlich außen weit genug sein, um den Bolzen mit seinen Widerhaken durchstecken zu können. Der Schaft trägt an dem hervorstehenden Ende ein Gewinde, auf das eine Schraubenmutter aufgedreht wird; der eingebettete Teil des Schaftes kann quadratisch oder auch rund ausgebildet werden. Empfehlenswerte Abmessungen sind in Abb. 108 angegeben. Ein Festkeilen des Bolzen vor dem Ausgießen des Loches ist sehr empfehlenswert, damit dieser während des Erhärtens der Ausgußmasse in unveränderter Lage bleibt und so ein festes Einbetten erzielt wird. Die Verwendung

Abb. 108. Steinschraube.



von Schwefel zum Vergießen ist zu verwerfen, da durch diesen das Eisen stark angegriffen wird.

c) *Die Ankerschraube* wird an Stelle der Steinschraube verwendet, wenn es sich um Übertragung gr o erer Kräfte in das Mauerwerk handelt; z. B. bei Verankerung von Maschinen auf ihren Fundamenten, von Lagern für Brücken und Eisenkonstruktionen, die negative Auflagerkräfte zu übertragen haben usw.

Der Ankerbolzen überführt die Kraft nach einer tieferliegenden Ankerplatte, die dann den Druck auf eine gr o ere Fläche des Mauerwerks verteilt. Die Gr o e der Ankerplatte ist so zu berechnen, daß die zulässige Beanspruchung des Steinmaterials

nicht überschritten wird. Ist die große Ankerkraft P , so ergibt sich die Anlagefläche der Ankerplatte

$$F = \frac{P}{k}, \quad (31)$$

wobei k die zulässige Druckbeanspruchung des Mauerwerks ist. k kann gesetzt werden: für Ziegelmauerwerk gleich 7–14 kg/qcm, für Quadermauerwerk 20 kg/qcm und mehr, je nach der Güte der betreffenden Materialien. Der Durchmesser d_z des Ankerbolzens ist zu berechnen aus der Formel

$$\frac{d_z^2 \cdot \pi}{4} \cdot k_z = P,$$

aus der sich ergibt

$$d_z = 1,13 \sqrt{\frac{P}{k_z}}. \quad (32)$$

Ist an den Ankerbolzen eine Schraube angeschnitten, so ist d_z maßgebend für den Nettoquerschnitt des Bolzens, d. h. für den Kerndurchmesser der Schraube.

Soll in bezug auf Zerdrücken des Steines sowie auf Zerreißen des Bolzens ungefähr gleiche Festigkeit vorhanden sein, so bestehen zwischen der Größe der Ankerplatte und des Ankerbolzens folgende Beziehungen:

$$F \cdot k = \frac{d_z^2 \cdot \pi}{4} \cdot k_z, \quad \text{oder} \quad F = \frac{d_z^2 \cdot \pi}{4} \cdot \frac{k_z}{k}. \quad (33)$$

Bei einer quadratischen Ankerplatte mit der Seitenlänge a wird also:

$$a = d_z \sqrt{\frac{k_z \cdot \pi}{k} \cdot \frac{\pi}{4}},$$

und für runde Platten mit dem Durchmesser D :

$$\frac{D^2 \cdot \pi}{4} \cdot k = \frac{d_z^2 \cdot \pi}{4} \cdot k_z, \quad \text{oder} \quad D = d_z \cdot \sqrt{\frac{k_z}{k}}.$$

Für Ziegelmauerwerk mit einem Mittelwert $k = 8$ kg/qcm ergibt sich bei $k_z = 1000$ kg/qcm die Seitenlänge einer quadratischen Ankerplatte

$$a_{\text{cm}} = d_z \sqrt{\frac{1000 \cdot \pi}{8} \cdot \frac{\pi}{4}} = \text{rund } 10 d_z,$$

der Durchmesser einer kreisrunden Ankerplatte

$$D = d_z \sqrt{\frac{1000}{8}} = \text{rund } 11 d_z.$$

Für Quadermauerwerk mit einem Mittelwert von $k = 20$ kg/qcm wird die Seitenlänge einer quadratischen Ankerplatte

$$a = d_z \sqrt{\frac{1000 \cdot \pi}{20} \cdot \frac{\pi}{4}} = \text{rund } 6 d_z$$

und der Durchmesser einer kreisrunden Ankerplatte

$$D = d_z \sqrt{\frac{1000}{20}} = \text{rund } 7 d_z.$$

Als Stärke der Ankerplatte in der Mitte wähle man bei kreisrunder Platte $\delta = 1,4 d_z$, bei quadratischer $\delta = 1,5 d_z$. Diese Stärken der Ankerplatten werden genau so berechnet wie die der Auflagerplatten von Trägern, die später behandelt werden; die obigen Werte δ ergeben sich, wenn man in diese Berechnung wieder die Beziehungen für gleiche Festigkeit der Ankerplatten und des Ankerbolzens einführt. Die Plattenstärke in der Mitte kann nach dem Rande zu allmählich bis auf $0,5 d_z$ abnehmen, jedoch wählt man die Randstärke zweckmäßig nie kleiner als 2 cm.

trägt ein Rechtsgewinde, das andere ein Linksgewinde; entsprechend ist natürlich auch die Muffe mit einem Rechts- und Linksgewinde versehen. Die Muffe kann verschiedene Ausbildungen erhalten, sie kann rund, sechseckig oder achteckig und geschlossen oder offen gehalten werden. Ihr Durchmesser wird gewöhnlich gleich $2d$ gewählt, ihre Länge gleich $6d$ bis $7d$, wobei d = äußerer Gewindedurchmesser.

Die offene Muffe (Abb. 120 bis 127) hat gegenüber der geschlossenen den Vorteil, daß man die eingedrehte Länge des Gewindes leicht erkennen kann. Der Durchmesser

Abb. 120 bis 123. Zugstange mit offener Muffe und Aufhängung.

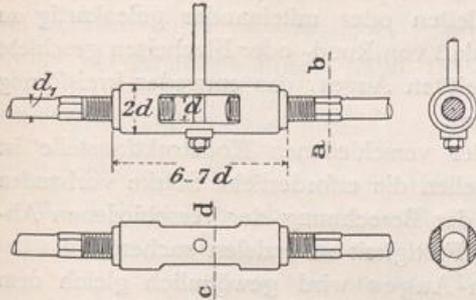
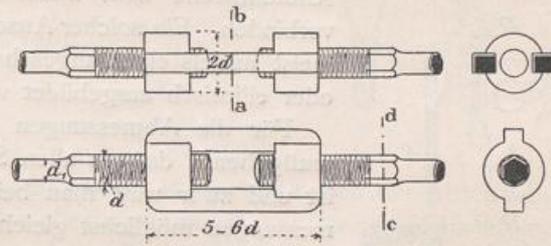


Abb. 124 bis 127. Zugstange mit offener Muffe.



des Gewidekerns wird gewöhnlich gleich demjenigen der Zugstange gemacht, um den Querschnitt der Zugstange möglichst auszunutzen. Bei runder Zugstange ist es empfehlenswert, seitlich vom Gewinde ein quadratisches oder sechseckiges Stück (Abb. 120 bis 127) auszuarbeiten, damit beim Drehen der Muffe ein gutes Gegenhalten gegen ein Verdrehen der Stange möglich ist. Um bei großen Spannweiten der Zugstange ein Durchhängen zu vermeiden wird die Muffe meist zum Aufhängen eingerichtet.

Abb. 120 bis 123 zeigen eine offene runde Muffe mit Aufhänge-Vorrichtung und Abb. 124 bis 127 eine besondere Ausbildung einer offenen Muffe.

Abb. 128 u. 129 stellen eine runde geschlossene Muffe dar, die nicht in der Mitte, sondern nahe am Ende der Zugstange eingefügt ist.

d) Die Stehbolzenschrauben werden verwendet, wenn zwei Konstruktionsteile in bestimmtem Abstände voneinander gehalten werden sollen. Als Distanzstück kann entweder ein um den Schraubenbolzen gestecktes Stück Gasrohr Verwendung finden (Abb. 130), oder der Bolzen kann gleichzeitig als solches dienen, indem er entsprechend ausgebildet wird. So ist z. B. bei der in Abb. 131 dargestellten Anordnung das Schraubengewinde auf eine genaue Länge

Abb. 128 u. 129. Geschlossene Muffe.

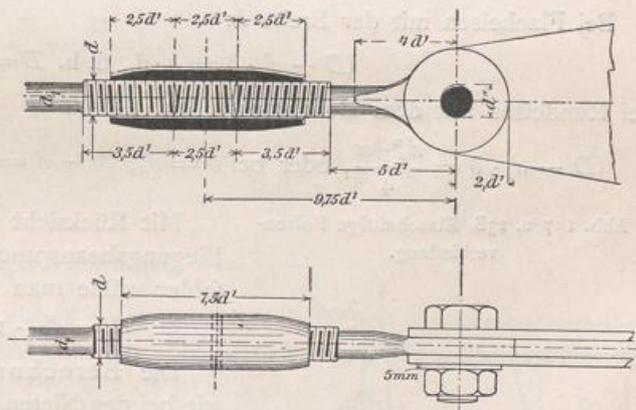
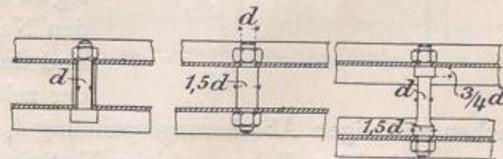


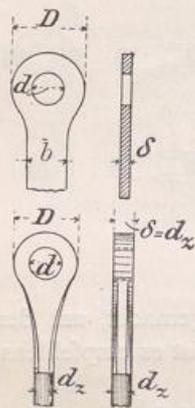
Abb. 130 bis 132. Stehbolzenschrauben.



stark eingeschnitten, während in Abb. 132 eine entsprechende Verstärkung des Bolzens vorgenommen wurde, so daß der Bolzen in beiden Fällen zwei Anlageflächen in bestimmtem Abstand aufweist. Bei der Anordnung in Abb. 130 ist nur eine Schraubenmutter erforderlich, während bei den beiden anderen an jedem Ende des Bolzens eine Schraubenmutter aufgedreht werden muß.

e) Die Gelenkbolzen-Verbindungen spielten früher bei den Fachwerks-Konstruktionen eine bedeutende Rolle; doch ist man heute von der allgemeinen Verwendung der Gelenkbolzen zur Fachwerksbildung aus verschiedenen Gründen (vgl.

Abb. 133 bis 136. Ausbildung des Bolzen-Auges.



§ 18,2) abgekommen. Bei den Hochbaukonstruktionen dienen Gelenkbolzen hauptsächlich dazu, Zugstangen aus Flach- oder Rundeisen an Knotenbleche usw. anzuschließen oder miteinander gelenkartig zu verbinden. Ein solcher Anschluß von Rund- oder Flacheisen geschieht meist mittels eines angeschweißten Auges, das entweder kreisförmig oder elliptisch ausgebildet wird.

Für die Abmessungen der verschiedenen Konstruktionsteile ist maßgebend, daß an allen Stellen die erforderliche Stärke vorhanden ist und zwar wird man bei der Berechnung der verschiedenen Abmessungen möglichst gleiche Festigkeit zu erzielen suchen.

Die Stärke des Bolzen-Auges wird gewöhnlich gleich dem 1,1fachen der Stabstärke gewählt, doch wird auch öfters der einfacheren Ausbildung halber eine geringere Stärke vorgezogen. Wählt man die Stärke des Auges gleich der Dicke der Zugstange, so ergeben sich für den äußeren Durchmesser D des Auges (Abb. 133 bis 136) folgende Werte:

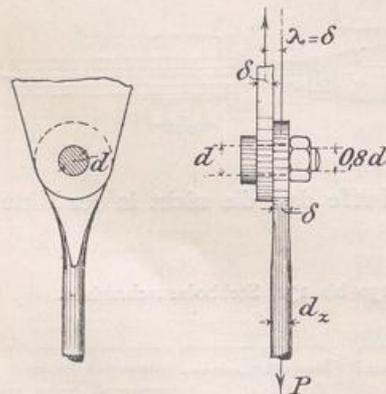
Bei Flacheisen mit der Breite b :

$$(D - d) \cdot \delta = b \cdot \delta, \text{ d. h. } D = b + d;$$

bei Rundeisen mit dem Durchmesser d_z ,

$$(D - d) \cdot \delta = \frac{d_z^2 \cdot \pi}{4}, \text{ oder bei } \delta = d_z, D - d = \frac{d_z \cdot \pi}{4}, \text{ oder } D = d + 0,8 \cdot d_z.$$

Abb. 137 u. 138. Einschnittige Bolzenverbindung.



Mit Rücksicht auf die gleichzeitig auftretenden Biegebungsbeanspruchungen und eventuelle Arbeitsfehler wähle man für beide Fälle

$$D = d + 1,5b \text{ bzw. } D = d + 1,5d_z. \quad (34)$$

Die Berechnung der Gelenkbolzen erfolgt wie bei den Nieten auf Abscherung und Lochleibungsdruck; man unterscheidet auch hierbei einschnittige und mehrschnittige Verbindungen, je nachdem der Bolzen in einem oder in mehreren Querschnitten auf Abscherung beansprucht wird. Die einschnittigen Bolzenverbindungen (Abb. 137 u. 138) haben den Nachteil der exzentrischen Kraftübertragung und sind deshalb nach Möglichkeit zu vermeiden. Wird der zulässige Lochwandungsdruck k_L gleich der zwei-

fachen zulässigen Abscherungsspannung k_s angenommen, so ist, wie bei den Nietverbindungen, für den Bolzen gleiche Festigkeit auf Abscherung und Lochwandungsdruck vorhanden, wenn bei einschnittiger Verbindung $d = 2\delta$ und bei zweischnittiger Verbindung $d = \delta$ ist. Einschnittige Verbindungen, bei denen d größer als 2δ ist, sind auf

Lochleibungsdruck, solche mit d kleiner als 2δ auf Abscherung zu berechnen; zweischnittige Verbindungen sind zu rechnen auf Abscherung, wenn d kleiner als δ und auf Lochleibung, wenn d größer als δ ist. Hierbei ist $k_L = 1,5 \cdot k_s$ angenommen, und bei gutem Bolzenmaterial kann man setzen $k_s = 1000 \text{ kg/qcm}$, $k_L = 1500 \text{ kg/qcm}$. Will man mit den Beanspruchungen, besonders mit k_s , nicht so hoch gehen und andre Werte einführen, so berechnet sich der Bolzendurchmesser nach den Formeln:

Für einschnittige Bolzen (Abb. 137 u. 138):

$$\text{auf Abscherung } \frac{d^2 \cdot \pi}{4} \cdot k_s \geq P, \quad (35)$$

$$\text{auf Lochleibung } d \cdot \delta \cdot k_L \geq P, \quad (36)$$

für zweischnittige Bolzen (Abb. 139 u. 140):

$$\text{auf Abscherung } \frac{2d^2 \cdot \pi}{4} \cdot k_s \geq P, \quad (37)$$

$$\text{auf Lochleibung } d \cdot \delta' \cdot k_L \geq P \text{ bzw. } d \cdot 2\delta \cdot k_L \geq P. \quad (38)$$

Wenn die Bolzenverbindung nicht genau bearbeitet ist, so tritt neben der Abscherung noch Biegung auf und zwar kann man das Biegemoment ungünstigstenfalls setzen:

für einschnittige Bolzen $M = P \cdot \lambda$ (Abb. 138),

für zweischnittige Bolzen $M = \frac{P}{2} \cdot \lambda'$ (Abb. 140).

Das Widerstandsmoment des kreisrunden Bolzens ist:

$$W = \frac{J}{\frac{1}{2}d} = \frac{d^4 \cdot \pi \cdot 2}{64 \cdot d} = \frac{d^3 \cdot \pi}{32},$$

$$\text{also die Biegungsspannung: } \sigma_b = \frac{M}{W} = \frac{M \cdot 32}{d^3 \cdot \pi}.$$

Die Schubspannung des in der Nähe befindlichen Abscherungs-Querschnitts ist:

$$\text{Bei einschnittiger Verbindung } \tau = \frac{P}{\frac{d^2 \cdot \pi}{4}} = \frac{4P}{d^2 \cdot \pi}.$$

$$\text{Bei zweischnittiger Verbindung } \tau = \frac{2P}{d^2 \cdot \pi}.$$

Nimmt man diese Spannungen σ_b und τ zugunsten der Sicherheit in ein und demselben Querschnitt als gleichzeitig auftretend an, so ergibt sich als resultierende Beanspruchung:

$$\sigma_{\max} = \frac{3}{8} \sigma_b + \frac{5}{8} \cdot \sqrt{\sigma_b^2 + 4\tau^2}. \quad (39)$$

Wenn mit diesem ungünstigsten Werte gerechnet wird, so kann bei gutem Flußeisen $\sigma_{\max} = 1300$ bis 1350 kg/cm^2 gewählt werden; bei Stahl könnte noch höher, bis zu 1600 kg/cm^2 gegangen werden.

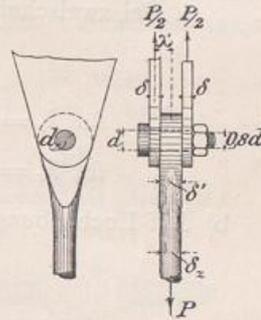
Die Stärke des Gelenkbolzens kann auch in bezug auf den Querschnitt der Zugstange berechnet werden, wenn deren Abmessung nach der aufzunehmenden Kraft dimensioniert wurde. Ist z. B. für die Zugstange ein Rundeisen mit dem Durchmesser d_z erforderlich, so berechnet sich das Verhältnis des Bolzendurchmessers zu demjenigen der Zugstange wie folgt:

a) Auf Abscherung.

1. Bei einschnittiger Verbindung (Abb. 137 u. 138)

$$\frac{d^2 \cdot \pi}{4} \cdot k_s = \frac{d_z^2 \cdot \pi}{4} \cdot k_z, \quad (40)$$

Abb. 139 u. 140. Zweischnittige Bolzenverbindung.



worin k_s = zulässige Schubspannung des Bolzens,
und k_z = zulässige Zugspannung der Zugstange

für $k_s = k_z$ wird: $d^2 = d_z^2$ und $d = d_z$;

> $k_s = 0,8 k_z$ wird: $0,8 d^2 = d_z^2$ und $d = \frac{d_z}{\sqrt{0,8}}$, oder $d = \frac{d_z}{0,9} = 1,1 d_z$.

2. Bei zweischnittiger Verbindung (Abb. 139 u. 140)

$$2 \cdot \frac{d^2 \cdot \pi}{4} \cdot k_s = \frac{d_z^2 \cdot \pi}{4} \cdot k_z, \tag{41}$$

für $k_s = k_z$ ist $2 d^2 = d_z^2$ und $d = d_z \cdot \sqrt{\frac{1}{2}} = 0,72 d_z$,

für $k_s = 0,8 k_z$ ist $\frac{2 d^2 \cdot \pi}{4} \cdot 0,8 k_z = \frac{d_z^2 \cdot \pi}{4} \cdot k_z$ und $d = 0,8 d_z$.

b) Auf Lochleibung.

$$d \cdot \delta \cdot k_L = \frac{d_z^2 \cdot \pi}{4} \cdot k_z, \tag{41^a}$$

für $k_L = 1,5 k_z$ ist $d \cdot \delta \cdot 1,5 = \frac{d_z^2 \cdot \pi}{4}$, oder $d \cdot \delta = \frac{d_z^2 \cdot \pi}{6}$ und $d = \frac{d_z^2 \cdot \pi}{6 \cdot \delta}$.

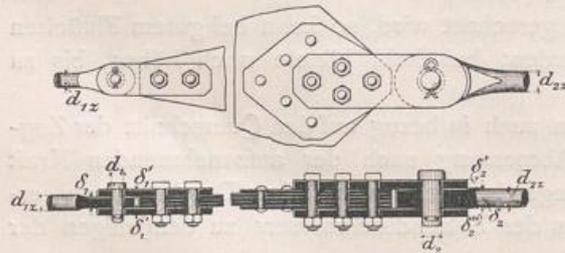
Wenn $\delta = 1,1 d_z$ ist, dann wird $d = \frac{d_z^2 \cdot \pi}{6 \cdot 1,1 d_z} = 0,475 d_z = \text{rd. } 0,5 d_z$.

Da mit Rücksicht auf Abscherung ein gr o erer Durchmesser nötig ist, so wird bei $\delta = 1,1 d_z$ der zulässige Lochleibungsdruck nicht voll ausgenutzt. Um bei einer zweischnittigen Verbindung volle Ausnutzung des Lochleibungsdrucks zu erhalten, m u te bei $k_s = 1,5 k_L$ mit Rücksicht auf gleiche Festigkeit in bezug auf Abscherung und Lochleibungsdruck $\delta = d$ werden; die Formel $d \cdot \delta = \frac{d_z^2 \cdot \pi}{6}$ würde dann übergehen in $d^2 = \frac{d_z^2 \cdot \pi}{6}$,

und es ergäbe sich $d = \delta = d_z \cdot \sqrt{\frac{\pi}{6}} = 0,72 \cdot d_z$, d. h. derselbe Wert wie unter a)2. für den Fall $k_s = k_z$. Doch ist es empfehlenswert, die etwas gr o ere Blechstärke $\delta = 1,1 d_z$ zu wählen, d. h. einen geringeren Lochwandungsdruck zuzulassen, da man bei den Bolzen nicht mit Sicherheit auf ein volles Anliegen an den Lochwandungen rechnen kann.

Soll ein Rundeisen mit dem Durchmesser d_z mittels eines ausgeschmiedeten Bolzenauges an ein einfaches Knotenblech angeschlossen werden, so geschieht dies am besten durch eine zweischnittige Bolzenverbindung, indem man den Anschluß durch zwei seitliche aufgelegte Laschen erzielt. So stellen z. B. die Abb. 141 bis 144 entsprechende

Abb. 141 bis 144. Anschluß von Zugstangen aus Rundeisen an Knotenbleche.



Anschlüsse zweier Zugstangen aus Rundeisen an ein Knotenblech dar. Hierbei ist das Knotenblech aus drei aufeinanderliegenden Blechen gebildet; der Anschluß erfolgte in jedem Falle durch Ausbildung eines Auges an den Enden der Zugstangen und mittels zweier seitlich aufgelegter Laschen. Bei der Anordnung der Abb. 141 u. 142 wurde die Stärke des Auges etwas geringer als der Durchmesser des Rundeisens und zwar

gleich der Stärke des dreifachen Knotenblechs ausgebildet, während bei der Anordnung der Abb. 143 u. 144 die Stärke des Bolzenauges etwas gr o er als der Durchmesser der Zugstange gewählt und das Knotenblech durch Auflegen zweier Verst rkungsbleche auf die Stärke des Auges gebracht wurde, um keinen zu großen Lochwandungsdruck zu

erhalten. Der Anschluß der Rundeisen erfolgte zunächst durch je einen Bolzen mit Splint an die betreffenden Laschen, und diese wurden mit der nötigen Anzahl von Schraubenbolzen an die Knotenbleche angeschlossen. Die Gesamtstärke je zweier zusammengehöriger Laschen wurde zwecks Erzielung gleicher Festigkeit gleich der zugehörigen Augenstärke gemacht.

Abb. 145 u. 146 zeigen den Anschluß einer Rundeisenstange mit Spansschloß an ein doppeltes Knotenblech. Die durch Abb. 147 u. 148 dargestellte Verbindung zweier

Abb. 145 u. 146. Anschluß einer Rundeisenstange an ein doppeltes Knotenblech.

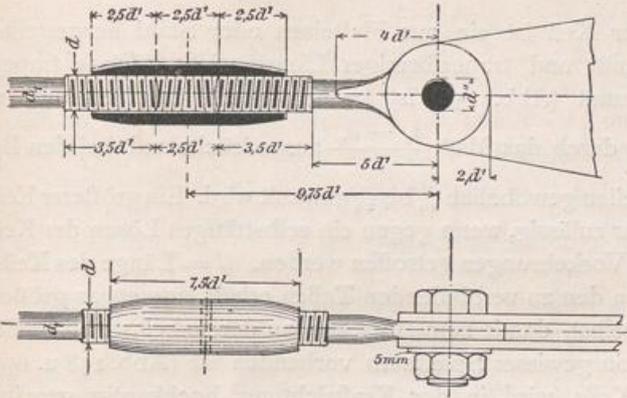
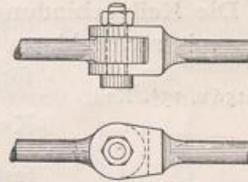


Abb. 147 u. 148. Verbindung zweier Rundeisenstangen.



Rundeisenstangen durch gabelförmige Ausbildung des einen Rundeisenendes ist nicht zu empfehlen, da die Ausbildung der Gabel schwierig ist, und

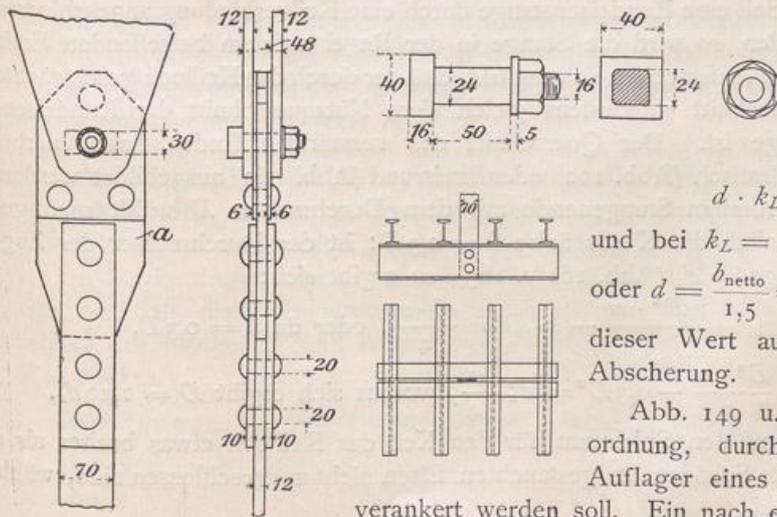
deshalb die Verbindung zu teuer bzw. bei weniger sorgfältiger Arbeit nicht sicher genug ist.

Bestehen die Zugstangen aus Flacheisen, so wird die Konstruktion ähnlich ausgeführt wie bei Rundeisenstangen. Bei Berechnung des Bolzens mit Rücksicht auf den Querschnitt der Zugstange ist natürlich wieder nur deren Nutzquerschnitt einzuführen. Bezeichnet man diesen mit f_{netto} , so gelten für eine zweiseitige Verbindung folgende Gleichungen:

$$\text{auf Abscherung: } \frac{2 \cdot d^2 \cdot \pi}{4} \cdot k_s = f_{\text{netto}} \cdot k_z, \quad (42)$$

$$\text{auf Lochleibung: } d \cdot \delta \cdot k_L = f_{\text{netto}} \cdot k_z. \quad (43)$$

Abb. 149 bis 155. Beispiel einer Verankerung des beweglichen Auflagers eines Dachbinders.



Wenn die Stärke des Auges gleich der Stärke der Zugstange und die Nutbreite der Zugstange gleich b_{netto} ist, so wird

$$d \cdot k_L = b_{\text{netto}} \cdot k_z,$$

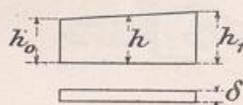
und bei $k_L = 1,5 \cdot k_z$: $1,5d = b_{\text{netto}}$,
oder $d = \frac{b_{\text{netto}}}{1,5} = \frac{2}{3}b$. Bei $k_s = k_z$ gilt dieser Wert auch mit Rücksicht auf Abscherung.

Abb. 149 u. 155 zeigen eine Anordnung, durch die ein bewegliches Auflager eines Dachbinders senkrecht verankert werden soll. Ein nach einem in entsprechender

Tiefe liegenden Ankerrost führendes Flacheisen ist mittels zweier Flacheisenlaschen an das breitere Bolzenblech a angeschlossen, das durch einen Schraubenbolzen mit dem doppelten Knotenblech in Verbindung steht. Da die Verankerung eine Bewegung des Auflagers nicht verhindern soll und das Flacheisen durch seine Einmauerung eine solche Bewegung nicht mitmachen kann, so ist die Bolzen ffnung in dem Blech a in der Verschiebungsrichtung länglich hergestellt. Um nun die nötige Anlagefläche in der Lochwandung dieses länglichen Loches zu erzielen, hat der Bolzen quadratischen Querschnitt erhalten (Abb. 152). Der quadratische Teil des Bolzens ist so lang, daß beim festen Anziehen der Schraube zwischen den durch den Bolzen verbundenen Blechen ein Spielraum für die Bewegung vorhanden bleibt.

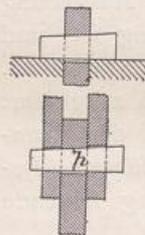
2. Die Keilverbindungen. Der Keil ist ein aus Flußeisen oder Stahl hergestellter Körper mit rechteckigem Querschnitt und trapezförmiger Längsansicht. Diese trapezförmige Gestalt (Abb. 156) ist bedingt durch den Anzug des

Abb. 156 u. 157. Keil.



Keils, der durch das Maß $\frac{h_1 - h_0}{l}$ ausgedrückt und bei den Befestigungskeilen gewöhnlich $\frac{1}{20}$ bis $\frac{1}{25}$ gewählt wird. Ein gr o erer Keilanzug ist nur zulässig, wenn gegen ein selbsttätiges Lösen der Keilverbindung Vorkehrungen getroffen werden. (l = Länge des Keils.)

Abb. 158 u. 159. Keilverbindung.



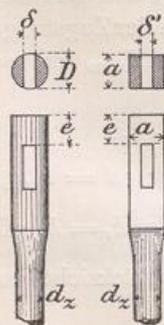
Das Keilloch in den zu verbindenden Teilen erhält eine etwas gr o ere Höhe als der Keil selbst, damit zum Anziehen an den unbelasteten Stellen der Anlageflächen ein gewisser Spielraum vorhanden ist (Abb. 158 u. 159).

Die Form des Keils wird in der Kraftrichtung hochkantig gewählt, damit das Keilloch, zwecks geringer Schwächung der zu verbindenden Teile möglichst schmal wird und doch der nötige Abscherungsquerschnitt für den Keil vorhanden ist.

Die Abmessungen der Keilverbindung sind so zu treffen, daß in bezug auf Abscherung des Keils und auf Lochwandungsdruck an den belasteten Flächen genügende Sicherheit vorhanden ist. Die zusätzliche Beanspruchung des Keils auf Biegung ist hierbei von geringerem Einfluß als bei den Bolzenverbindungen, da der Keil durch seine gr o ere Höhe in der Kraftrichtung ein verh ltnism o ig gr o eres Widerstandsmoment gegen Biegung besitzt. Ferner

müssen die durch das Keilloch geschwächten Querschnitte der zu verbindenden Teile stark genug sein.

Abb. 160 bis 163. Anschlu enden von Rundeisenstangen durch eine Keilverbindung.



Soll eine Rundeisenstange durch eine Keilverbindung angeschlossen werden, so wird die Stange in der Regel an dem betreffenden Ende durch Aufstauchen so verstärkt, daß der durch das Keilloch geschwächte Querschnitt mindestens gleich dem Nutzquerschnitt der Rundeisenstange ist. Der Querschnitt des verstärkten Endes kann hierbei quadratisch (Abb. 162) oder kreisrund (Abb. 160) ausgebildet werden. Bei rundem Stangenende mit dem Durchmesser D wählt man gewöhnlich die Keilst rke $\delta = 0,3D$; ist der Durchmesser der Zugstange = d_z (Abb. 161 u. 163), so ergibt sich:

$$\frac{D^2 \cdot \pi}{4} - \delta \cdot D = \frac{d_z^2 \cdot \pi}{4}, \text{ oder da } \delta = 0,3D,$$

$$\frac{D^2 \cdot \pi}{4} - 0,3D^2 = \frac{d_z^2 \cdot \pi}{4}, \text{ woraus sich ergibt } D = 1,29d_z.$$

Da mit Rücksicht auf den Spielraum für den Keil das Keilloch etwas breiter als δ sein muß und eventuelle Schäden im gestauchten Eisen nicht ausgeschlossen sind, wähle man $D = 1\frac{1}{3}d_z$ bis $1,4d_z$.