VIII. Berechnungsbeispiele.

1. Das Gewinde eines Hakens für $Q = 6000$ kg Last ist zu berechnen. Werkstoff: Weicher Flußstahl.

Belastungsfall A der Zusammenstellung 72, Seite 238, da die Mutter beim Zusammensetzen des Hakengeschirrs aufgesetzt und durch einen Splint gesichert, die Last aber erst später angehängt wird. Formel (102). Beanspruchung schwellend; gewählt $k_z = 600$ kg/cm², niedrig, wegen etwaiger Stöße.

$$\frac{\pi}{4} d_1{}^2 = \frac{Q}{k_z} = \frac{6000}{600} = 10 \text{ cm}^2$$

Ausgeführt: 1³/₄″ Schraube mit 11,31 cm² Querschnitt. Wirkliche Beanspruchung:

$$\sigma_z = \frac{Q}{F_1} = \frac{6000}{11{,}31} = 531 \text{ kg/cm}^2.$$

2. Die Schrauben einer Schlittenwinde, Abb. 424, für $Q = 7500$ kg nach einer Ausführung der Firma Losenhausen, Düsseldorf, sind zu berechnen. Tiefste Stellung des Spindelkopfes 500, Hub 220, Verschiebung des Bockes 170 mm. Spindeln aus Stahl, Muttern aus Bronze, Gewindesteigung nach Zollmaßen.

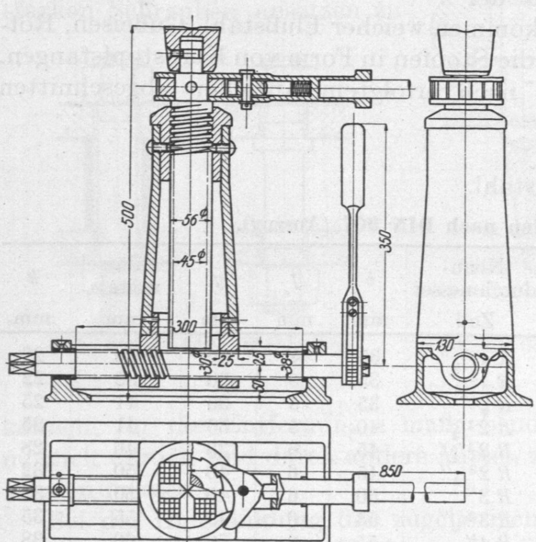

Abb. 424. Schlittenwinde für 7500 kg Last (Losenhausen, Düsseldorf). M. 1:10.

a) Hubspindel mit Flachgewinde auf Druck und Knickung und gleichzeitig auf Drehung beansprucht; Fall B 1. Die Berechnung auf Druck liefert einen Anhalt für den Mindestkerndurchmesser. Wird dabei ³/₄ der zulässigen Beanspruchung eingesetzt, so ist das Drehmoment genügend berücksichtigt. Mit k (schwellende Beanspruchung) $= {}^3/_4 \cdot 800 = 600$ kg/cm² folgt aus

$$\frac{\pi}{4} d_1{}^2 = \frac{Q}{k} = \frac{7500}{600} = 12{,}5 \text{ cm}^2,$$

der Mindestkerndurchmesser $d_1 \approx 40$ mm.

Die Knicksicherheit der Winde bei der Höchststellung der Spindel rechnerisch genau zu verfolgen, erscheint wegen der uneinheitlichen Gestalt des Körpers und wegen der unsicheren Führung der Spindel in der Mutter ausgeschlossen. Da das Ausknicken im Kernquerschnitt der Schraube in rund halber Höhe der gesamten Winde zu erwarten ist, werde einfach angenommen, daß die Spindel, der höchsten Stellung des Kopfes entsprechend, $l = 720$ mm lang, und an den Enden gelenkig gelagert, also nach Abb. 17, zu berechnen sei. Der Mindestkerndurchmesser gibt ein Schlankheitsverhältnis

$$\frac{l}{i} = \frac{4\,l}{d_1} = \frac{4 \cdot 72}{4} = 72\,.$$

Mithin ist die Tetmajersche Formel (21) maßgebend. Wegen der gleichzeitig notwendigen Ermittlung mehrerer Größen empfiehlt sich die Berechnung der Spindel unter Schätzung ihres Kerndurchmessers an Hand einer Zusammenstellung.

Kerndurchmesser d_1	40	45	48	mm
Kernquerschnitt F_1	12,65	15,90	18,10	cm²
Beanspruchung auf Druck $\sigma_d = \frac{Q}{F_1}$	597	472	415	kg/cm²
Schlankheitsverhältnis $\frac{l}{i} = \frac{4\,l}{d_1}$	72	64	60	
Knickspannung $K_k = K\left(1 - \frac{a\,l}{i}\right) = 3350\left(1 - 0{,}00185\,\frac{l}{i}\right)$	2904	2953	2978	kg/cm²
Sicherheit $\mathfrak{S}_T = \frac{K_k}{\sigma_d}$	4,87	6,25	7,17	

Gewählt $d_1 = 45$ mm. Gangzahl $2^1/_4$ Gang auf 1 Zoll (halb so groß wie beim entsprechenden scharfgängigen Gewinde), aber Gewindequerschnitt etwa quadratisch, damit die Mutterhöhe nicht zu groß wird. Daraus $d = 56$ mm.

Mutterhöhe H aus Flächendruck. Für Stahl auf Bronze gewählt: $p = 100$ kg/cm²,

$$f = \frac{Q}{p} = \frac{7500}{100} = 75 \text{ cm}^2.$$

Auflagefläche eines Gewindeganges

$$f_0 = \frac{\pi}{4}(d^2 - d_1^2) = 24{,}63 - 15{,}90 = 8{,}73 \text{ cm}^2.$$

Mithin sind $z_1 = \frac{f}{f_0} = \frac{75}{8{,}73} = 8{,}6$ Gänge nötig.

Mutterhöhe, da auf 25,4 mm 2,25 Gänge kommen,

$$H = h \cdot z_1 = \frac{2{,}54}{2{,}25} \cdot 8{,}6 = 9{,}7 \text{ cm} \approx 100 \text{ mm}, \text{ (8,8 Gänge)}.$$

Beanspruchung der Gewindegänge auf Biegung. Hebelarm des Momentes = halbe Gangtiefe $\frac{t}{2} = 0{,}275$ cm. Für das Widerstandsmoment ist ein Rechteck von der Länge $z_1 \cdot \pi \cdot d_1$ und der halben Ganghöhe $\frac{h}{2} = 0{,}565$ cm als Höhe maßgebend.

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W} = \frac{6\,Q \cdot \frac{t}{2}}{z_1 \cdot \pi \cdot d_1 \left(\frac{h}{2}\right)^2} = \frac{6 \cdot 7500 \cdot 0{,}275}{8{,}8 \cdot \pi \cdot 4{,}5 \cdot 0{,}565^2} = 312 \text{ kg/cm}^2. \text{ Zulässig.}$$

In der Mutter fällt die Beanspruchung geringer aus, wegen des größeren Umfanges, längs welchem das Gewinde ansetzt. ($\sigma_b' = 252$ kg/cm²).

Kraft P zum Bewegen der Schraube bei 7500 kg Last. Hebelarm $L = 800$ mm, $\varrho = 6^0$.

$$\text{Steigung: } \operatorname{tg}\alpha = \frac{h}{\pi \cdot d_f} = \frac{1{,}13}{\pi \cdot \frac{5{,}6 + 4{,}5}{2}} = 0{,}0712; \qquad \alpha = 4^0\,10'.$$

$$\text{Antriebmoment: } M = Q \cdot r \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varrho) = 7500 \cdot \frac{5{,}6 + 4{,}5}{4} \operatorname{tg}(4^0\,10' + 6^0) = 3390 \text{ kgcm}.$$

$$P = \frac{M}{L} = \frac{3390}{80} = 42 \text{ kg}.$$

$$\text{Wirkungsgrad: } \eta = \frac{\operatorname{tg}\alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \varrho)} = \frac{0{,}0729}{0{,}179} = 0{,}41.$$

b) Schlittenspindel mit Flachgewinde zur Überwindung der Reibung R_1 am Schlitten. μ an den bearbeiteten Flächen angenommen zu 0,1

$$R_1 = Q \cdot \mu = 7500 \cdot 0{,}1 = 750 \text{ kg}.$$

Da R_1 exzentrisch wirkt, ist die Schraube auf Biegung und Druck in Anspruch genommen.

Kerndurchmesser d_1	25	30	32	35	mm
Kernquerschnitt F_1	4,91	7,07	8,04	9,62	cm²
Beanspruchung auf Druck $\sigma_d = \frac{R_1}{F_1}$ . .	153	106	93	78	kg/cm²
Hebelarm b, an dem R_1 wirkt, geschätzt	2,1	2,5	2,7	2,9	cm
Biegebeanspruchung $\sigma_b = \frac{32 R_1 \cdot b}{\pi \cdot d_1^3}$ . .	1029	708	630	517	kg/cm²

Gewählt: $d_1 = 30$ mm (zusammengesetzte Beanspruchung auf Biegung und Druck $\sigma = \sigma_b + \sigma_d = 814$ kg/cm²), Außendurchmesser $d = 38$ mm; da Selbsthemmung nicht nötig ist, werde die Schraube günstigeren Wirkungsgrades halber zweigängig, mit $h_1 = 1$ Zoll Steigung ausgeführt.

Mutterlänge genommen zu $2 \cdot 25 = 50$ mm, entsprechend 3,94 Gängen; Auflagedruck im Gewinde

$$p = \frac{R_1}{f} = \frac{750}{3{,}94 \cdot \frac{\pi}{4}(3{,}8^2 - 3^2)} = 45 \text{ kg/cm}^2.$$

Zulässig.

Kraft P zum Verschieben des Bockes bei einer Hebellänge $L_1 = 350$ mm und $\varrho = 6^0$

$$\operatorname{tg} \alpha' = \frac{h_1}{\pi \cdot d_f} = \frac{2{,}54}{\pi \cdot 3{,}4} = 0{,}238; \quad \alpha' = 13^0\,20'.$$

$$M = M_d = Q \cdot r \cdot \operatorname{tg}(\alpha' + \varrho) = 750 \cdot 1{,}7 \cdot \operatorname{tg}(13^0\,20' + 6^0) = 448 \text{ kgcm}.$$

$$P = \frac{M}{L} = \frac{448}{35} \approx 13 \text{ kg}.$$

Wirkungsgrad: $$\eta = \frac{\operatorname{tg} \alpha'}{\operatorname{tg}(\alpha' + \varrho)} = \frac{0{,}238}{0{,}351} = 0{,}68.$$

Nachrechnung des Kernquerschnittes auf Drehbeanspruchung:

$$\tau_d = \frac{M_d}{\frac{\pi}{16} d_1^3} = \frac{448}{5{,}30} = 84 \text{ kg/cm}^2.$$

Sie hat geringen Einfluß auf die zusammengesetzte Beanspruchung; mit

$$\alpha_0 = \frac{k}{1{,}3 \cdot k_d} = \frac{900}{1{,}3 \cdot 700} \approx 1$$

für Stahl wird

$$\sigma_i = 0{,}35\,\sigma + 0{,}65 \sqrt{\sigma^2 + (\alpha_0\,\tau_d)^2}$$
$$= 0{,}35 \cdot 814 + 0{,}65 \sqrt{814^2 + 1 \cdot 84^2} = 817 \text{ kg/cm}^2.$$

Die Schlittenspindel wird beim Zusammenbau von der einen Seite her eingeschoben und findet ihr Widerlager an zwei gehärteten Stahlringen, von denen sich der eine unmittelbar gegen das Schlittenbett, der andere gegen den durch einen Splint gesicherten Ring stützt.

Wird an Stelle des veralteten Flachgewindes Trapezgewinde ausgeführt, so stellt sich die Rechnung wie folgt:

a) Dem Mindestkerndurchmesser der Hubschraube entspricht das Trapg $55 \cdot 9$ der DIN 103 mit einem Kerndurchmesser $d_1 = 45{,}5$, einem Flankendurchmesser $d_f = 50{,}5$ und einer Tragtiefe $t_t = 4$ mm. Die Auflagefläche eines Gewindeganges wird

$$f_0 = \pi \cdot d_f \cdot t_t = \pi \cdot 5{,}05 \cdot 0{,}4 = 6{,}35 \text{ cm}^2.$$

Mithin Gangzahl: $$z_1 = \frac{f}{f_0} = \frac{75}{6{,}35} = 11{,}8;$$

Mutterhöhe: $$H = h \cdot z_1 = 0{,}9 \cdot 11{,}8 = 10{,}6 \text{ cm}.$$

Bei der gleichen Mutterhöhe von 100 mm wie oben, würde der Flächendruck

$$\frac{100\cdot 106}{100} = 106 \text{ kg/cm}^2,$$

also nur unwesentlich größer werden. Gangzahl $z_1 = 11{,}1$.

Biegebeanspruchung der Gänge. Die Höhe h' der Ansatzstelle des Gewindes am Bolzen errechnet sich aus

$$h' = \frac{h}{2} + 2\cdot\frac{d_f - d_1}{2}\cdot \operatorname{tg} 15^0$$

$$= \frac{0{,}9}{2} + 2\cdot\frac{5{,}05 - 4{,}55}{2}\cdot 0{,}268 = 0{,}584 \text{ cm},$$

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W} = \frac{6\,Q\,\frac{d_f - d_1}{2}}{z_1\cdot\pi\cdot d_1\cdot (h')^2} = \frac{6\cdot 7500\cdot 0{,}25}{11{,}1\cdot\pi\cdot 4{,}55\cdot 0{,}584^2} = 208 \text{ kg/cm}^2.$$

Kraft zum Bewegen der Schraube bei 7500 kg Last

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{h}{\pi\cdot d_f} = \frac{0{,}9}{\pi\cdot 5{,}05} = 0{,}567; \qquad \alpha = 3^0\,15';$$

$$M = \frac{Q\,d_f}{2}\operatorname{tg}(\alpha+\varrho) = 7500\,\frac{5{,}05}{2}\operatorname{tg}(3^0\,15' + 6^0) = 3084 \text{ kgcm};$$

$$P = \frac{M}{L} = \frac{3084}{80} = 38{,}6 \text{ kg}.$$

Wirkungsgrad $$\eta = \frac{\operatorname{tg}\alpha}{\operatorname{tg}(\alpha+\varrho)} = \frac{0{,}0567}{0{,}162} = 0{,}35.$$

b) Schlittenspindel. Gewählt: 3 gäng Trapg 40·21. Kerndurchmesser $d_1 = 32{,}5$, Flankendurchmesser $d_f = 36{,}5$, Tragtiefe $t_t = 3$ mm.

Bei 50 mm Mutterlänge, entsprechend $z_2 = 7{,}14$ Gängen, wird der Auflagedruck im Gewinde

$$p = \frac{R_1}{z_2\cdot\pi\cdot d_f\cdot t_t} = \frac{750}{7{,}14\cdot\pi\cdot 3{,}65\cdot 0{,}3} = 30{,}5 \text{ kg/cm}^2.$$

Kraft zum Verschieben des Bockes

$$\operatorname{tg}\alpha' = \frac{h_1}{\pi\cdot d_f} = \frac{2{,}1}{\pi\cdot 3{,}65} = 0{,}1832; \qquad \alpha' = 10^0\,23';$$

$$M = R_1\cdot\frac{d_f}{2}\operatorname{tg}(\alpha'+\varrho) = 750\cdot\frac{3{,}65}{2}\cdot\operatorname{tg}(10^0\,23' + 6^0) = 402{,}5 \text{ kgcm};$$

$$P = \frac{M}{L} = \frac{402{,}5}{35} = 11{,}5 \text{ kg}.$$

Wirkungsgrad $$\eta = \frac{\operatorname{tg}\alpha'}{\operatorname{tg}(\alpha'+\varrho)} = \frac{0{,}1832}{0{,}294} = 0{,}623.$$

Die Nachrechnung auf Festigkeit ergibt:

$$\sigma_d = 90{,}4,\quad \sigma_b = 600,\quad \tau_d = 59{,}7,\quad \sigma_i = 693 \text{ kg/cm}^2.$$

3. Deckelschrauben des Hochdruckzylinders der Wasserwerkmaschine, Tafel I. Dampfspannung $p_0 = 12$ at Überdruck. Bohrungsdurchmesser am Sitz des Deckels 494 mm. Zylinderwandstärke $s_0 = 22$ mm. Des Vergleichs wegen werde die Verbindung a) mit Stiftschrauben, b) mit Durchsteckschrauben durchgebildet.

a) Ausführung mit Stiftschrauben, Abb. 425.

Druck auf den Deckel. Nimmt man an, daß der Dampfdruck innerhalb der 18 mm breit gewählten, in einer Nut eingeschlossenen Packung allmählich von p_0 auf 0 at sinkt, so kann man der Berechnung eine Fläche vom mittleren Durchmesser der Packung $D_m = 512$ mm zugrunde legen.

$$P = \frac{\pi}{4} D_m{}^2 \cdot p_0 = \frac{\pi}{4} \cdot 51{,}2^2 \cdot 12 \approx 25000 \text{ kg}.$$

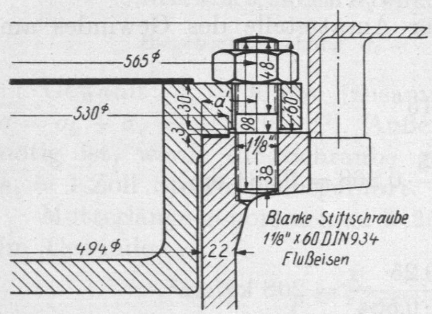

Abb. 425. Flanschverbindung mittels Stiftschrauben. M. 1 : 4.

Schraubenzahl n aus der größten zulässigen Entfernung zweier Schrauben $e \approx 120$ mm. Lochkreisdurchmesser geschätzt zu

$$D_s = 570 \text{ mm}; \qquad n = \frac{\pi \cdot D_s}{e} = \frac{\pi \cdot 57}{12} = 14{,}9.$$

Gewählt $n = 16$ Schrauben.

Schraubenstärke aus

$$Q = \frac{P}{n} = \frac{25000}{16} = 1562 \text{ kg};$$

nach Abb. 378 $d = 1^1/_8''$. Tatsächliche Beanspruchung durch den Dampfdruck

$$\sigma_z = \frac{Q}{F_1} = \frac{1562}{4{,}50} = 347 \text{ kg/cm}^2.$$

Damit die Schrauben, die man bis auf d mm an die Innenwandung, also auf 552 mm Lochkreisdurchmesser setzen könnte, nicht in die Packung einschneiden, werde der Lochkreisdurchmesser zu 565 mm gewählt. Zylinderflanschform und -abmessungen aus der Stiftgewindelänge von 38 mm.

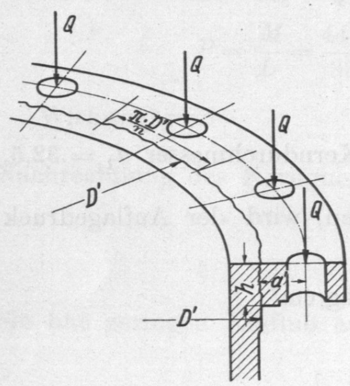

Abb. 426. Zur Berechnung des Deckelflansches.

D e c k e l f l a n s c h. Nimmt man die Wandstärke des hohen Deckels ebenso groß wie die des Zylinders, $s_0 = 22$ mm an, so gibt $1{,}3 \cdot s_0 = 28{,}6$ mm einen Anhalt für die Flanschstärke. Gewählt 30, am Sitz der Dichtung $h = 33$ mm. Der Flansch wird gemäß Abb. 426 längs der Zylinderfläche vom Durchmesser $D' = 494$ mm durch die Schraubenkräfte am Hebelarm $a' = 35$ mm auf Biegung beansprucht. Auf eine einzelne Schraube entfällt das Widerstandsmoment eines Rechteckes von der Breite $\frac{\pi D'}{n}$ und der Höhe h. Daraus folgt:

$$\sigma_b = \frac{6 \cdot Q \cdot a'}{\frac{\pi D'}{n} \cdot h^2} = \frac{6 \cdot 1562 \cdot 3{,}5}{\frac{\pi \cdot 49{,}4}{16} \cdot 3{,}3^2} = 310 \text{ kg/cm}^2. \quad \text{Zulässig.}$$

Normrecht würden blanke „Stiftschrauben $1^1/_8'' \cdot 60$ DIN 939 Flußeisen“ sein.

b) Ausführung mit Durchsteckschrauben, Abb. 427, die sich allerdings für den Hochdruckdampfzylinder der Maschine Tafel I weniger empfiehlt, weil das Einziehen der Schrauben in der Nähe der Ventilstutzen und die Ausbildung der Verkleidung Schwierigkeiten machen. Vgl. die Zeichnung des Zylinders im Abschnitt 23.

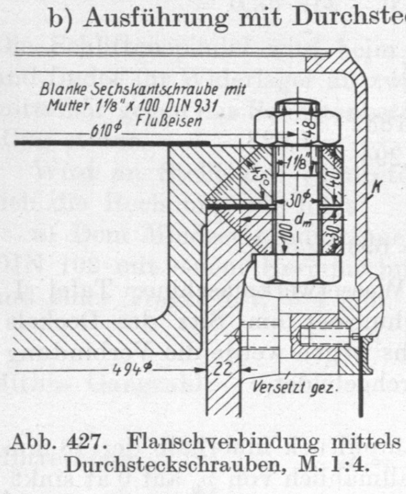

Abb. 427. Flanschverbindung mittels Durchsteckschrauben, M. 1:4.

Die Schrauben müssen, damit die Köpfe neben der Zylinderwandung Platz haben, auf einem wesentlich größeren Lochkreise sitzen. Schätzt man seinen Durchmesser auf $D_s' = 610$ mm, so genügen bei $e \approx 120$ mm Abstand, ebenfalls $n = 16$ Schrauben, da

$$\frac{\pi \cdot D_s'}{e} = \frac{\pi \cdot 61}{12} = 15{,}97$$

ergibt.

Vermeidet man die Eindrehung im Flansch für die Packung, nimmt diese dafür aber 40 mm breit an, so wird der Druck auf den Deckel auf

$$\frac{\pi}{4}(D_m')^2 \cdot p_0 = \frac{\pi}{4} \cdot 53{,}5^2 \cdot 12 = 27\,000 \text{ kg}$$

und die Kraft in einer Schraube auf

$$Q' = \frac{27000}{16} = 1690 \text{ kg}$$

erhöht. Immerhin reichen $1^1/_8''$ Schrauben, die mit

$$\sigma_z = \frac{Q'}{F_1} = \frac{1690}{4{,}50} = 375 \text{ kg/cm}^2$$

beansprucht werden, nach den Linien der Abb. 378 noch aus.

Beanspruchung des Zylinderflansches bei 30 mm Stärke, Abb. 428, Bruch längs eines Zylinders von $D'' = 545$ mm Durchmesser, h'' infolge der Auskehlung ≈ 35 mm.

$$\sigma_b = \frac{6 \cdot Q' \cdot a''}{\frac{\pi \cdot D''}{n} \cdot (h'')^2} = \frac{6 \cdot 1690 \cdot 3{,}25}{\frac{\pi \cdot 54{,}5}{16} \cdot 3{,}5^2} = 251 \text{ kg/cm}^2.$$

Deckelflanschhöhe h' bei $k_b = 400$ kg/cm² und $a' = 58$ mm Hebelarm:

$$h' = \sqrt{\frac{6 \cdot Q' \cdot a'}{\frac{\pi \cdot D'}{n} \cdot k_b}} = \sqrt{\frac{6 \cdot 1690 \cdot 5{,}8}{\frac{\pi \cdot 49{,}4}{16} \cdot 400}} = 3{,}9 \text{ cm}.$$

Gewählt $h' = 40$ mm.

Die Schrauben würden nach den Normen als blanke „Sechskantschrauben mit Mutter $1^1/_8'' \cdot 100$ DIN 931 Flußeisen" auszuführen sein.

Die Durchsteckschrauben verlangen nun auch eine völlig andere Durchbildung der Verkleidung, damit die Schraubenköpfe beim Anziehen zugänglich bleiben. In der Abb. 427 ist dieselbe als eine abnehmbare, gußeiserne Kappe K gedacht, die sich auf einen schmiedeeisernen, von einigen Nocken gehaltenen Ring stützt.

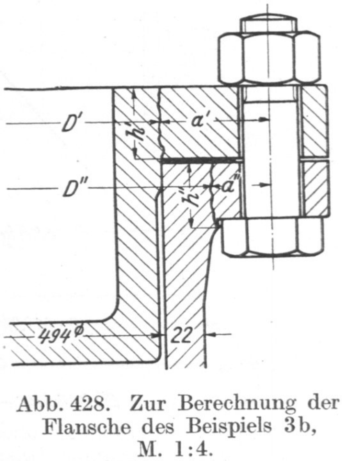

Abb. 428. Zur Berechnung der Flansche des Beispiels 3b, M. 1:4.

4. Um wieviel erhöht sich die Kraft in den Durchsteckschrauben, Ausführung b, Abb. 427, sobald der volle Dampfdruck $p_0 = 12$ at im Zylinder wirkt, wenn sie mit etwa der gleichen Spannung, auf welche sie berechnet sind, d. i. mit $\sigma_0 \approx 375$ kg/cm² Vorspannung angezogen werden. Schaftdurchmesser der Schrauben $d = 29$ mm. Dehnungsziffer des Schraubenstahls $\alpha_1 = \frac{1}{2000000}$, des Gußeisens der Flansche $\alpha_2 = \frac{1}{1000000}$ cm²/kg. Die Flansche seien vollständig bearbeitet, die Packung sehr dünn und über die ganze Flanschbreite reichend angenommen, so daß die Flansche durch die Vorspannkraft nur auf Druck, nicht aber auf Biegung beansprucht sind. Die Zusammendrückung kann dann annähernd an einem Zylinder von $d_m = 80$ mm Außendurchmesser und 30 mm Bohrung berechnet werden, der die in Abb. 427 strichpunktiert angedeuteten Druckkegel ersetzt.

Vorspannkraft:

$$P_0 = F_1 \cdot \sigma_0 = 4{,}50 \cdot 375 = 1688 \text{ kg}.$$

Zugehörige Verlängerung des Schaftes von $l = 70$ mm Länge und

$$f' = \frac{\pi}{4} \cdot 2{,}9^2 = 6{,}61 \text{ cm}^2 \text{ Querschnitt:}$$

$$\lambda_0 = \frac{P_0 \cdot l \cdot \alpha_1}{f'} = \frac{1688 \cdot 7 \cdot 1}{2000000 \cdot 6{,}61} = \frac{8{,}93}{10000} \text{ cm}.$$

Querschnitt des Druckzylinders

$$f'' = \frac{\pi}{4} \cdot (8^2 - 3^2) = 43{,}2 \text{ cm}^2.$$

Zusammendrückung des Flansches:

$$\delta_f = \frac{P_0 \cdot l \cdot \alpha_2}{f''} = \frac{1688 \cdot 7 \cdot 1}{1000000 \cdot 43{,}2} = \frac{2{,}74}{10000} \text{ cm; Abb. 429.}$$

Ohne Vorspannung würde auf jede der Schrauben infolge des Betriebsdrucks eine Kraft von $Q = 1690$ kg kommen und eine Beanspruchung von $\frac{1690}{4{,}5} = 376$ kg/cm² hervorrufen. Die Vorspannung allein ergibt $P_0 = 1688$ kg Längskraft und $\sigma_0 = 375$ kg/cm². Würden sich die beiden Kräfte addieren, so entfielen auf jede Schraube $Q + P_0 = 1690 + 1688 = 3378$ kg Last und $\frac{3378}{4{,}50} = 751$ kg/cm² Spannung. Aus den Formänderungsdreiecken, Abb. 429, ergibt sich aber als wirkliche Schraubenkraft infolge Vorspannung und Betriebsdruck $P' = 2085$, und dementsprechend die wirkliche Beanspruchung $\sigma' = \frac{2085}{4{,}5} = 463$ kg/cm².

Die Mehrbelastung gegenüber dem Vorspannungszustand infolge Hinzutreten des Betriebsdruckes beträgt also nur $P' - P_0 = 2085 - 1688 = 397$ kg; die Spannung steigt um $463 - 375 = 88$ kg/cm², d. h. um 22,2% der durch den Dampfdruck erzeugten.

Abb. 429. Formänderungsdreiecke zum Berechnungsbeispiel 4.

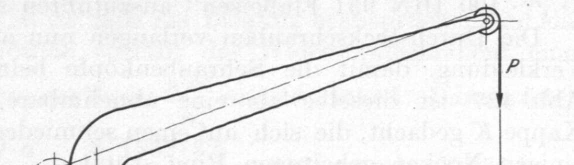

Abb. 430. Uferkran.

Die Inanspruchnahme der Schrauben ist schwellend, doch sind die Spannungsschwankungen geringer als die äußere Kraft erwarten läßt. Die Belastung nähert sich mithin der ruhenden, so daß die Erhöhung der Spannungen unbedenklich ist.

5. Die Fundamentschrauben eines Uferkrans für $P = 750$ kg Nutzlast, Abb. 430, bei $a = 4{,}1$ m Ausladung sind zu berechnen. Das Eigengewicht, einschließlich Grundplatte

und Säule, $G = 1050$ kg, wirke in $b = 720$ mm Abstand von der Säulenmitte. Die Kranmitte soll $e = 650$ mm von der Uferkante entfernt liegen.

Berechnung des Fundamentgewichtes G_1 gegen Kippen des Krans um die Kante A:

$$P\,(a - e) + G\cdot(b - e) = G_1\cdot e$$

$$750\,(410 - 65) + 1050\,(72 - 65) = G_1\cdot 65$$

$$G_1 = 4100 \text{ kg}.$$

Daraus folgt der Rauminhalt V_1 des Fundamentklotzes bei einem Einheitsgewicht $\gamma = 1{,}8$ kg/dm³ für Beton (niedrig)

$$V_1 = \frac{G_1}{\gamma} = \frac{4100}{1{,}8} = 2280 \text{ dm}^3,$$

$$V_1 \approx 2{,}3 \text{ m}^3.$$

Höhe H, wenn der Querschnitt quadratisch zu $1{,}3\cdot 1{,}3$ m angenommen wird:

$$H = \frac{2{,}3}{1{,}3^2} \approx 1{,}4 \text{ m}.$$

Das Fundament wurde mit $1{,}6\cdot 1{,}6$ m Grundfläche unter Verlängerung der vom Ufer abgelegenen Seite ausgeführt, so daß sich ein Gewicht von $G_1' = 1{,}6\cdot 1{,}6\cdot 1{,}4\cdot 1800 = 6450$ kg ergibt, das, gegenüber der Kippkante A an einem Hebelarm von 800 mm wirkend, die Standsicherheit noch wesentlich vergrößert. Die Grundplatte des Krans sei quadratisch, mit 1 m Seitenlänge ausgebildet. Durch die vier Schrauben wird das Fundament an die Platte angehängt; somit kommen auf eine Schraube im Durchschnitt

$$Q = \frac{G_1'}{4} = 1610 \text{ kg}.$$

Die Schrauben fallen, da sie kräftig angezogen werden, die Längskraft aber nicht beschränkt ist, unter Gruppe B 2. Aus Zusammenstellung 71, Seite 234, mit geringer Beanspruchung gewählt: 4 Stück 1¹/₄″ Schrauben.

$$\sigma_z = \frac{Q}{F_1} = \frac{1610}{5{,}77} = 279 \text{ kg/cm}^2.$$

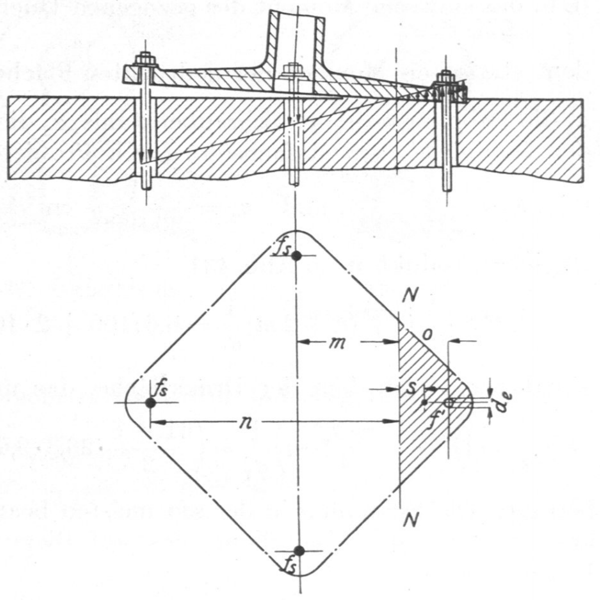

Abb. 431. Verhalten der Fundamentplatte bei Belastung des Krans, M. 1:30.

Tatsächliche Beanspruchung der Schrauben bei Belastung des Krans, durch die sich die Fundamentplatte, wie Abb. 431 veranschaulicht, teilweise vom Fundament abzuheben, teilweise in dasselbe hineinzudrücken sucht. Dabei ist die ungünstigste Stellung des Auslegers diejenige längs einer Diagonale der Platte, weil dann eine, nämlich die abgelegene Schraube besonders stark belastet ist. Wird die Grundplatte als vollkommen starr angesehen, so verhalten sich Fundament und Schrauben wie ein auf Biegung in Anspruch genommener Körper, dessen Querschnitt aus den auf Zug beanspruchten drei Schrauben von je f_s cm² und dem auf Druck beanspruchten, gestrichelten Dreieck f' des Fundaments im Grundriß der Abb. 431 zusammengesetzt ist. Für f_s darf der Schaftquerschnitt genommen werden, da die kurze Gewindestrecke für die Ermittlung der unten benötigten elastischen Formänderung der Schrauben nicht in Betracht kommt. N—N kann als Nullinie bezeichnet werden. Ihre Lage findet man aus der Bedingung, daß die Summe der an der Platte wirkenden Kräfte, auf sie bezogen, gleich Null sein muß, also aus

$$\int \sigma_z \cdot df_s - \int \sigma_d \cdot df' = 0 .$$

Um die verschiedenen Werkstoffe im Biegequerschnitt zu berücksichtigen, ist es notwendig, auf die Formänderungen zurückzugehen. Erreichen diese in der Entfernung 1 von der Nullinie den Betrag λ_1, so ist die Verlängerung der Schrauben in der Entfernung x gleich $\lambda_1 \cdot x$ und die Zusammendrückung des Fundamentes in der Entfernung x' gleich $\lambda_1 \cdot x'$. Mit der allgemeinen Beziehung zwischen Formänderung und Spannung (6a)

$$\lambda = \sigma \cdot \alpha \cdot l; \qquad \sigma = \frac{\lambda}{\alpha \cdot l},$$

insbesondere also mit

$$\sigma_z = \frac{\lambda_1 \cdot x}{\alpha_1 \cdot l} \quad \text{und} \quad \sigma_d = \frac{\lambda_1 \cdot x'}{\alpha_2 \cdot l},$$

wobei l die Länge der Schrauben, zugleich aber auch die Stärke der auf Druck beanspruchten Schicht des Fundaments bedeutet, geht die erste Gleichung über in:

$$\int \frac{\lambda_1 \cdot x \cdot df_s}{\alpha_1 \cdot l} = \int \frac{\lambda_1 \cdot x' \cdot df'}{\alpha_2 \cdot l}; \qquad \frac{1}{\alpha_1} \int x \cdot df_s = \frac{1}{\alpha_2} \int x' \cdot df',$$

d. h. das statische Moment der gezogenen Querschnitte, multipliziert mit $\frac{1}{\alpha_1}$, muß gleich dem statischen Moment der gedrückten Fläche mal $\frac{1}{\alpha_2}$, also $S \cdot \frac{1}{\alpha_1} = S' \cdot \frac{1}{\alpha_2}$ sein, wobei α_1 die Dehnungszahl des Schraubenstahls, α_2 die des Betons ist. Damit läßt sich die Lage der Nullinie — am einfachsten durch Probieren — ermitteln. Bei $m = 40{,}5$ cm wird mit $\alpha_1 = \frac{1}{2100000}$ und $\alpha_2 = \frac{1}{300000}$ cm²/kg das auf die Schraubenquerschnitte bezügliche Produkt nach Abb. 431

$$S \cdot \frac{1}{\alpha_1} = f_s (n + 2m) \frac{1}{\alpha_1} = 6{,}6\,(100 + 2 \cdot 40{,}5) \cdot 2100000 = 2{,}51 \cdot 10^9 \text{ kgcm}$$

annähernd gleich dem der Druckfläche, das unter Abzug des Schraubenloches

$$S' \cdot \frac{1}{\alpha_2} = \left(f' \cdot s - \frac{\pi \cdot d_e^{\,2}}{4} \cdot o\right) \frac{1}{\alpha_2} = \left(\frac{61 + 8}{2} \cdot 26{,}3 \cdot 9{,}6 - 8{,}55 \cdot 19\right) \cdot 300000 = 2{,}56 \cdot 10^9 \text{ kgcm}$$

beträgt. Die Spannung in der am meisten beanspruchten Schraube ergibt sich, wiederum an Hand der Vorstellung des auf Biegung beanspruchten Querschnittes, nach Formel (26) zu

$$\sigma_z' = \frac{M_b}{J} \cdot n .$$

Das Trägheitsmoment der Schraubenquerschnitte und der Druckfläche f', bezogen auf die Nullinie N—N wurde zu $J = 105000$ cm⁴ ermittelt.

$M_b = P \cdot (a - m) + G\,(b - m) = 750 \cdot (410 - 40{,}5) + 1050 \cdot (72 - 40{,}5) = 310100$ kgcm;

$$\sigma_z' = \frac{310100 \cdot 100}{105000} = 295 \text{ kg/cm}^2 .$$

Diese Beanspruchung der Schrauben wird jedoch durch die Wirkung des Krangewichtes und der Last im Schaft um

$$\frac{P + G}{4\,f_s} = \frac{750 + 1050}{4 \cdot 6{,}6} = 68 \text{ kg/cm}^2$$

auf 227 kg/cm² vermindert.

Im Kernquerschnitt des Gewindes steigt sie auf

$$\frac{\sigma_z' \cdot f_s}{F_1} = \frac{227 \cdot 6{,}6}{4{,}5} = 333 \text{ kg/cm}^2,$$

d. i. auf das 1,19fache der statisch ermittelten Beanspruchung, ist aber noch zulässig.

6. Ösenschraube für Transportzwecke für 1000 kg Last. Schon bei unvorsichtigem Einschrauben können unbeschränkte Längskräfte und Überbeanspruchungen der Schraube auftreten. Immerhin ist eine Berechnung nach B 2 als ausreichend sicher zu betrachten, wenn die Schraube nur auf Zug beansprucht wird.

Bei $c = 0{,}055$, Abb. 378, würde eine $1^1/_8''$ Schraube mit

$$\sigma_z = \frac{Q}{F_1} = \frac{1000}{4{,}5} = 222 \text{ kg/cm}^2$$

genügen.

Beim Aufhängen eines Maschinenteils an zwei Ösen nach Abb. 432 entstehen aber beträchtliche Biegespannungen. Würden die beiden Schrauben lediglich dem Gesamt-

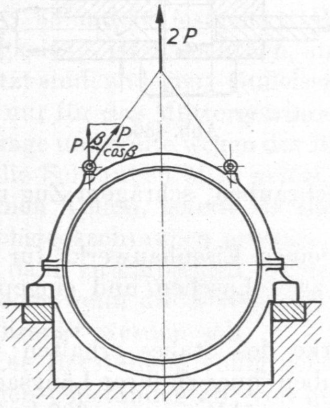

Abb. 432. Aufhängung eines Dynamogehäuses mittels zweier Ösen.

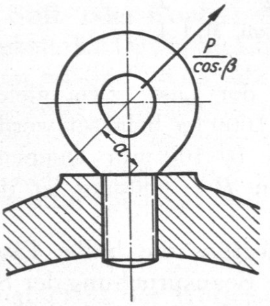

Abb. 433. Ösenschraube.

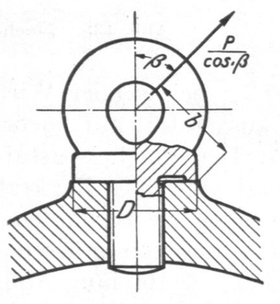

Abb. 434. Ösenschraube mit Rand.

gewicht des Gehäuses von 2000 kg entsprechend nach Abb. 433 ausgeführt, so wird mit $\beta = 45^0$ das Biegemoment

$$M_b = \frac{P}{\cos 45^0} \cdot a = \frac{1000 \cdot 2{,}7}{0{,}707} = 3820 \text{ kgcm}$$

und die Biegespannung

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W} = \frac{3820}{1{,}35} = 2830 \text{ kg/cm}^2,$$

also unzulässig.

Solche Ösen müssen deshalb wesentlich stärker genommen oder mit einem gut aufliegenden Rand nach Abb. 434 versehen werden. In diesem Falle kann man annähernd ein Kippen um den Rand annehmen und erhält daraus eine Kraft in der Schraube von

$$Q' = \left(\frac{P}{\cos 45^0}\right) \cdot \frac{b}{\frac{D}{2}} = \frac{1000}{0{,}707} \cdot \frac{4{,}4}{3} = 2080 \text{ kg},$$

welche die Beanspruchung auf

$$\sigma_z' = \frac{Q'}{F_1} = \frac{2080}{4{,}5} = 463 \text{ kg/cm}^2$$

erhöht, die zwischen den Linien *I* und *II* der Abb. 378 liegend, sehr guten Werkstoff und sorgfältige Ausführung der Schrauben verlangt.

In den DIN 580—582 sind die vorbehandelten Schrauben neuerdings unter der Bezeichnung Ringschrauben und -muttern genormt worden. Die Ringschrauben werden entweder mit Bund und Rille, ähnlich wie Abb. 434 zeigt, oder mit Auslauf am Gewinde ausgeführt, dann aber in ein Gewindeloch mit tiefem Versenk fest eingeschraubt, so daß eine ähnliche Wirkung wie im ersten Falle entsteht. Ringmuttern nach DIN 582 dienen zum Aufschrauben auf ein Bolzengewinde. Es wird betont, daß bei schrägem Zug nach Abb. 432 alle Ringschrauben und -muttern fest auf der Auflagefläche angezogen werden müssen. Die Belastung einer einzelnen Schraube ist bei $\beta = 45^0$ nach den Normen nur rund halb so groß zulässig, wie bei axialer Zugrichtung; beispielsweise sollen eine „Ringschraube 1'' DIN 580'' mit höchstens

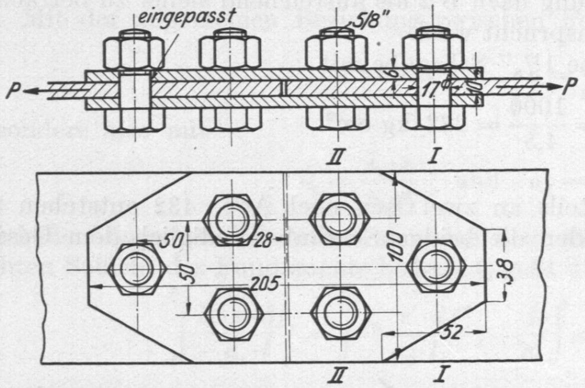

Abb. 435. Flacheisenstoß, M. 1:4.

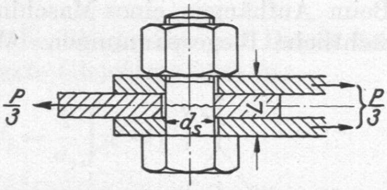

Abb. 436.

1050 kg bei axialer Wirkung der Last, zwei gleiche Schrauben, schrägem Zug unter 45^0 ausgesetzt, mit höchstens 1000 kg belastet werden.

7. Der Flacheisenstab von $10 \cdot 100$ mm Querschnitt eines Eisenbauwerks für eine ruhend wirkende Zugkraft von $P = 6000$ kg ist durch zwei Laschen und eingepaßte Schrauben zu verbinden.

Die Laschen müssen mindestens die halbe Eisenstärke des Stabes erhalten; ausgeführt $2 \cdot 6 \cdot 100$ mm, Abb. 435. Beanspruchung der Schrauben: quer zu ihrer Längsachse, auf Abscheren, doppelschnittig. k_s für weichen Flußstahl gewählt zu nur 600 kg/cm².

$$f = \frac{P}{k_s} = \frac{6000}{600} = 10 \text{ cm}^2,$$

entsprechend 3 Schrauben zu je $\frac{10}{3 \cdot 2} = 1{,}67 \text{ cm}^2$.

Nimmt man $^5/_8''$ Schrauben mit $d_s = 17$ mm Schaftdurchmesser, so wird die tatsächliche Beanspruchung:

$$\sigma_s = \frac{P}{2 \cdot 3 \frac{\pi}{4} d_s^2} = \frac{6000}{2 \cdot 3 \cdot 2{,}27} = 440 \text{ kg/cm}^2.$$

Flächenpressung zwischen dem Flacheisenstab und den Schraubenschäften

$$p = \frac{P}{3 f'} = \frac{6000}{3 \cdot 1{,}7 \cdot 1} = 1176 \text{ kg/cm}^2.$$

Die Werte gelten jedoch nur bei gleichzeitigem Tragen aller drei Schrauben und sind nur zulässig bei sorgfältig und satt eingepaßten Schrauben.

Ist Spiel vorhanden, so tritt starke Beanspruchung auf Biegung auf. Aus Abb. 436 folgt dann nach Belastungsfall 16 der Zusammenstellung 5, S. 28

$$\sigma_b = \frac{P \cdot L}{8 \cdot \pi \frac{d_s^3}{32}} = \frac{2000 \cdot 2{,}2}{8 \cdot 0{,}482} = 1140 \text{ kg/cm}^2,$$

d. i. der 2,59fache Betrag der Scherspannung!

Durch die Bolzenlöcher tritt eine Schwächung der Stäbe und Laschen ein. Der gefährliche Querschnitt für den Stab ist $I—I$ mit

$$\sigma_z = \frac{P}{f} = \frac{6000}{(10.0 - 1,7)\cdot 1,0} = 723 \text{ kg/cm}^2 \text{ Beanspruchung.}$$

Im Laschenquerschnitt II herrscht:

$$\sigma_z = \frac{P}{2 f_1} = \frac{6000}{2\cdot(10,0 - 2\cdot 1,7)\cdot 0,6} = 760 \text{ kg/cm}^2.$$

Beide sind bei ruhender Kraftwirkung zulässig.

IX. Die Herstellung der Schrauben, Muttern und Gewinde.

Als Werkstoffe kommen vor allem zäher Fluß- und Schweißstahl, für hoch beanspruchte Spindeln auch härterer Stahl, für kleinere Schrauben Messing und — hauptsächlich für Muttern und für Spindeln, die nicht rosten sollen — Bronze in Betracht. Die an Schraubeneisen zu stellenden Anforderungen sind in den DIN 1613 und 1000, vgl. S. 83 und 85, festgelegt. Wert auf große Zähigkeit — genügende Dehnung und Kerbzähigkeit — ist namentlich an Werkstoff für Schrauben, die Stößen oder Schlägen ausgesetzt sind, zu legen. Gußeisen kommt wegen seiner geringen Widerstandsfähigkeit gegen Zug nur für das Muttergewinde von Stift- oder Kopfschrauben, selten für Muttern selbst in Frage und sollte wegen der Brüchigkeit der Gewindegänge überall da vermieden werden, wo die Schrauben öfter gelöst werden müssen. Kopfschrauben werden deshalb an gußeisernen Teilen, sofern sie nicht dauernd festsitzen können, besser durch Stift- oder Durchsteckschrauben ersetzt. Verschiedene Werkstoffe für den Bolzen und die Mutter sind dann zu empfehlen, wenn Zusammenrosten oder Fressen im Gewinde zu befürchten ist, oder wenn die Abnutzung vorwiegend auf einen der Teile, den leichter ersetzbaren, beschränkt werden soll.

Die Herstellung völlig genauen Gewindes ist äußerst schwierig und hängt von zahlreichen Umständen ab: von der Genauigkeit der Werkzeuge, die durch das Härten oder die Abnutzung beeinträchtigt sein kann, von der der Werkzeugmaschinen, von der Temperatur und der Erwärmung beim Schneiden, von der Höhe und Art der Beanspruchung durch die Werkzeuge u. a. m.

Von Hand stellt man das Gewinde an kleineren Schrauben mit dem Schneideisen, an größeren mit der Schneidkluppe her. Gewöhnliche Befestigungsschrauben pflegt man, sobald sie in beträchtlicheren Mengen benötigt werden, auf Schraubenschneidmaschinen, Revolver- und Patronenbänken unter Benutzung von Schneideisen zu bearbeiten. Größere und genaue, sowie Sondergewinde müssen auf Dreh- und Revolverbänken mit Gewindestählen geschnitten werden, unter sorgfältiger Einstellung des Schneidstahls, derart, daß die Ebene des Gewindeprofils durch die Schraubenachse geht.

Je nach der Art des Leitspindelgewindes der vorhandenen Bänke wird man die Steigung in Zollen oder in Millimetern wählen, sofern nicht Wechselräder von 127 Zähnen $\left(1'' = 25{,}40 = \frac{127}{5}\text{ mm}\right)$ den Übergang von einem Maß zum anderen ermöglichen. Glatter Flankenflächen wegen, sowie zur Vermeidung von Anrissen im Werkstoff, die infolge der Kerbwirkung leicht zu Brüchen führen, schließlich zur Verminderung der Ungenauigkeit durch die Erwärmung beim Bearbeiten, sollen geringe Spanstärken, namentlich beim Fertigschneiden, genommen werden. Wie das Auslaufen der Werkzeuge durch den Anschnitt, durch Einstiche oder Bohrungen ermöglicht wird, ist schon auf Seite 219 besprochen.

Rohr- und Feingewinde bieten, da sie dieselbe Gangzahl für größere Durchmesserbereiche benutzen, den Vorteil, nur wenige Werkzeuge zu erfordern, wenn diese den Durchmessern angepaßt werden können.

Flachgewinde ist wegen der parallel zueinander verlaufenden Wandungen schwieriger zu schneiden als Trapezgewinde und darf nur unter Abnahme dünner Späne, wenn