

Zatem normy przewidują i pod tym względem większy zapas bezpieczeństwa.

§4. O b l i c z e n i e w y t r z y m a - k o ś c i o w e ś r u b y .

W związku z rozmaitymi warunkami pracy śruby różniamy cztery wypadki obciążenia, wpływające na obliczenie.

- 1/ siła podłużna Q zjawia się w śrubie po skręceniu
- 2/ siła podłużna Q istnieje już podczas skręcania
- 3/ Podczas skręcania istnieje siła podłużna Q_0 , a po skręcaniu zjawia się nowa siła podłużna Q
- 4/ Śruba przenosi siły poprzeczne.

Obliczenie we wszystkich czterech wypadkach oprzemy na śrubach normalnych.

- 1/ Siła podłużna Q zjawia się w śrubie po skręceniu.

Ilustracja tego wypadku obciążenia może być podstawka śrubowa, przedstawiona na rys.117. W takich warunkach śruba będzie pracowała wyłącznie na ściskanie lub rozciąganie. Wobec tego:

$$Q \leq \frac{\pi}{4} \cdot d_r^2 \cdot k_r$$

/139/

więc

$$d_r = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot k_r}}$$

/140/

przyczem przyjmujemy

$$k_{rj} = k_{cj} = \frac{R_r}{x}$$

$x=6$ dla śrub normalnych

$x=7,5$ " " z gwintów obrobionych

Dla stali normalnie używanych do wyrobu śrub przy $x=6$

St. 010

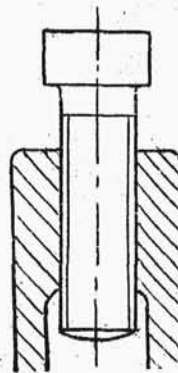
$$R_r = 3500 \div 4200 \text{ kg/cm}^2$$

$$k_{rj} = k_{cj} = 600 \text{ kg/cm}^2$$

St. 015 P

$$R_r = 3800 \div 5000 \text{ kg/cm}^2$$

$$k_{rj} = k_{cj} = 670 \text{ kg/cm}^2$$



rys.117.

2/ Siła podłużna Q istnieje podczas skręcania gwintu.

Z obciążeniem gwintu tego rodzaju mamy np. w wypadku podnośników śrubowych /rys.117/. Skutkiem siły podłużnej Q śruba poddana jest w tym wypadku ścisnaniu i skręcaniu jednocześnie.

Naprężenia pochodzące od ścisnania wyrażą się oczywiście wzorem

$$\sigma = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d^2}$$

/141/

Moment skręcający wyrazi się

$$M_s = 0,5 d_s \cdot \tau \cdot (\gamma + s) \quad /142/$$

ale z drugiej strony

$$M_s = W_o \cdot \tau = \frac{\pi}{16} \cdot d_r^3 \cdot \tau \approx 0,2 \cdot d_r^3 \cdot \tau \quad /143/$$

i

$$\tau = \frac{4 \cdot Q}{\pi d_r^2} \cdot 2 \operatorname{tg}(\gamma + s') \cdot \frac{d_s}{d_r} \quad /144/$$

Nazwijmy

$$2 \cdot \operatorname{tg}(\gamma + s') \cdot \frac{d_s}{d_r} = \partial \quad /145/$$

Wówczas na podstawie równania /144/ i /145/

$$\tau = \partial \cdot \sigma \quad /146/$$

Przechodząc do naprężeń zastępczych

$$\sigma_z = \sqrt{\sigma^2 + \left(\frac{\sigma_{dop}}{\tau_{dop}} \right)^2 \tau^2} \quad /147/$$

Wstawiając

$$\sigma_z = \sigma \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{\sigma_{dop}}{\tau_{dop}} \cdot \partial \right)^2} \quad /148/$$

a uwzględniając, że dla normalnych gwintów ∂ jest prawie stałe i z dostateczną dokładnością możemy przyjąć

$$\partial = 0,4 \quad \frac{\sigma_{dop}}{\tau_{dop}} = \frac{k_{rj}}{k_{sj}} = 1,5$$

otrzymamy

$$\sigma_z = 1,17 \cdot \sigma$$

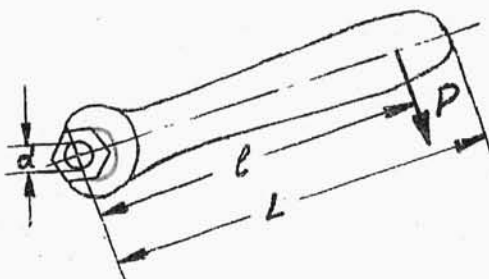
Dalej bieg obliczeń będzie analogiczny do pierw-

szego z tym, że przyjmujemy współczynniki dopuszczalnych naprężeń zmniejszone o 25%, mianowicie

$$\sigma_z \leq 0,75 \cdot k_{rj}$$

3/ Podczas skręcania istnieje siła Q_0 , a po skręceniu pojawia się nowa siła Q .

Z takim wypadkiem mamy do czynienia we wszystkich śrubach złącznych, gdy dla uzyskania połączenia najpierw śruba jest dociągnięta kluczem, skutkiem czego pojawia się siła Q_0 , a następnie podczas pracy dodaje się jeszcze siła robocza Q .



Dla zdania sobie sprawy z wielkości siły Q_0

rys.118.

musimy ustalić wymiary normalne kluczy /rys.118/.

Charakterystyczna wielkość

$$L = (20 + 10) \cdot d$$

przy czym 20 odnosi się do śrub małych, 10 do dużych.

Przy dużych śrubach dla dociągnięcia klucze przedłuża się rurką, zatem

$$L = 16 \cdot d$$

Siłę, z jaką robotnik dociska śruby przyjmuje się proporcjonalnie do średnicy

$$P = 10 \cdot d \quad /149/$$

Zatem moment wytwarzany na nakrętce będzie równy

$$M_s = P \cdot l = 160 \cdot d^3 \quad /150/$$

Moment ten jest zrównoważony momentem tarcia między nakrętką a przedmiotem, do którego jest ona dociskana.

$$M_1 = 0,5 \cdot Q_0 \cdot D_s \cdot \operatorname{tg} \vartheta \quad /151a/$$

oraz momentem od siły rozciągającej śrubę Q_0 , powstałej skutkiem dociągania nakrętki.

$$M_2 = 0,5 \cdot Q_0 \cdot d_s \cdot \operatorname{tg}(\vartheta + \vartheta') \quad /151-b/$$

Zatem

$$M_s = M_1 + M_2 \quad /152/$$

i po podstawieniu wartości z równań /151ab/ otrzymamy

$$160 \cdot d^3 = 0,5 \cdot Q_0 [d_s \cdot \operatorname{tg}(\vartheta + \vartheta') + D_s \cdot \operatorname{tg} \vartheta]$$

i ostatecznie

$$Q_0 = \frac{160}{\mathcal{K}'} \cdot d \quad /153/$$

Oznaczywszy

$$\mathcal{K}' = \frac{1}{d} [d_s \cdot \operatorname{tg}(\vartheta + \vartheta') + D_s \cdot \operatorname{tg} \vartheta] \quad /154/$$

\mathcal{K}' jest w przybliżeniu dla wszystkich śrub jednakowe.

Wytrzymałościowe obliczenie takiego połączenia należy oprzeć oczywiście na łącznej sile $Q_0 + Q$ i przeprowadzić je jak w wypadku obciążenia I.

Z równania 153 wynika, że siła Q_0 jest proporcjo-

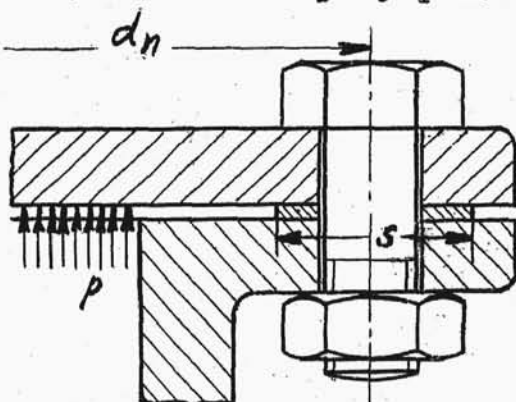
nalna do pierwszej potęgi d , wytrzymałość zaś do drugiej. Wobec tego niebezpieczeństwo zerwania śruby jest większe przy śrubach o małych średnicach. Wynika stąd wskazówka konstrukcyjna, że w wypadku, gdy jakieś części maszyny łączone są przy pomocy szeregu śrub, należy dawać w miarę możliwości mniejszą ilość grubych śrub.

Ważnym czynnikiem odgrywającym rolę w tego rodzaju połączeniach jest szczelność, uzyskiwana przy pomocy szczeliwa /rys. 119/.

Aby szczelność była zapewniona, nacisk między szczeliwem a powierzchniami uszczelnianymi musi być większy od ciśnienia panującego w uszczelnianym zbiorniku. Zwykle przyjmuje się

$$p_u = 2 \div 2,5 (3) \cdot p$$

Zbadajmy, jakim siłom rozciągającym podlega śruba w wypadku istnienia pomiędzy łączonymi częściami szczeliwa /rys.119/. Dla zapewnienia szczelności połą-



rys.119.

czenia śruba zostaje dociągnięta skutkiem czego powstaje w niej wstępna siła P_0 .

Z chwilą obciążenia w śrubie zjawia się nowa dodatkowa siła P_r , a śruba będzie obciążona siłą $P_c = P_r + P_u$ gdzie P_u jest siłą pochodzącą od nacisku uszczelniającego i $P_u < P_0$

Interpretacją tego może być następujące rozumowanie.

Niech kołnierz i pokrywa /rys.119/ będą nieodkształcalne, natomiast odkształcenia śruby i uszczelki niech będą utrzymane w granicach ważności prawa Hooke'a. Wykres wydłużenia Δl śruby przedstawi wówczas prostą I a wykres skrócenia uszczelki prosta II. Kąty nachylenia tych prostych wyrażą się wzorami:

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{P}{\Delta l}$$

ale

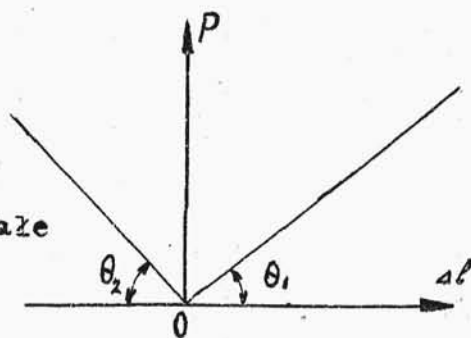
$$P = F_{sr} \cdot \sigma$$

σ - naprężenie w śrubie powstałe skutkiem siły P oraz $\sigma = E \cdot \varepsilon$

ε - wydłużenie względne,

pamiętaj, że $\varepsilon = \frac{\Delta l}{l}$ otrzymamy

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{F_{sr} \cdot E_{sr}}{l_{sr}}$$



Rys.120.

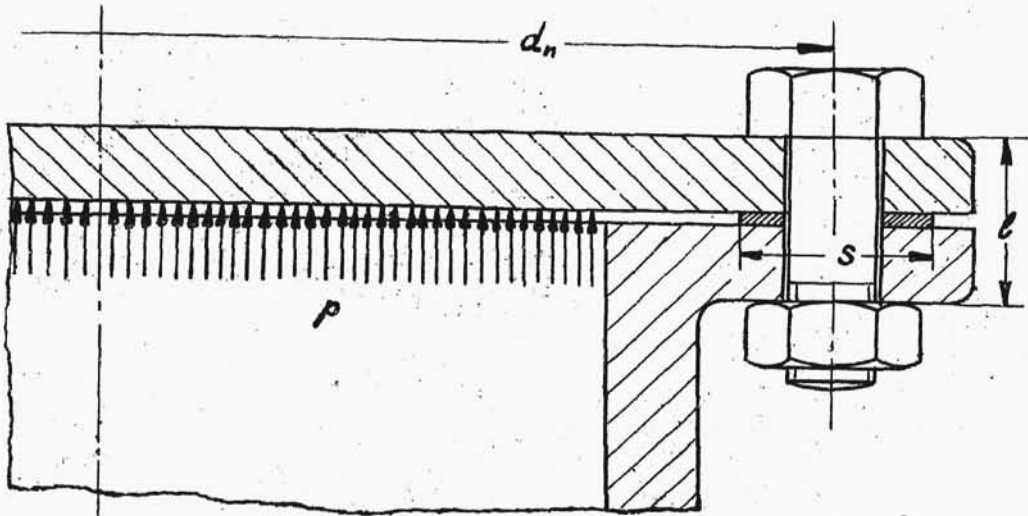
Ujmiemy teraz wielkości te rachunkowo. Rozważmy naczynie okrągłe /rys.122/ i przyjmijmy oznaczenia jak na rysunku 122. Dla prostoty zakładamy, że ciśnienie robocze p panuje do uszczelki a dalej spada liniowo.

Wówczas na wszystkie śruby

$$P_c = P_r + P_u = \frac{\pi}{4} \cdot d_u^2 \cdot p + \pi \cdot d_u \cdot S \cdot p_u \quad /155/$$

a na jedną śrubę

$$P'_c = \frac{1}{t} \left(\frac{\pi}{4} \cdot d_u^2 \cdot p + \pi \cdot d_u \cdot S \cdot p_u \right) \quad /156/$$



rys.122.

Praktyka dla ułatwienia rachunków stworzyła empiryczne zależności, uzależniając wymiary śruby wyłącz-

nie od siły P_r , kompensując popełnioną niedokładność zmniejszeniem współczynników wytrzymałościowych.

Przyjmuje się

$$P_r \leq \frac{\pi}{4} \cdot d_r^2 \cdot \frac{R_r}{x} \cdot \varphi \quad /157/$$

stąd

$$d_r = \sqrt{\frac{4 \cdot P_r \cdot x}{\pi \cdot R_r \cdot \varphi}} + 0,5 \quad /158/$$

0,5 dodaje się ze względu na nieoznaczoność deciągnięcia śrub

x - przyjmuje się = 6

φ podaje tablica XVII

Stan śruby	Wartość φ
Dokładnie obrob.	1
Normalnie obrob.	0,75
Surowa	0,5

Po wstawieniu wartości można otrzymać wzór w postaci

$$d_r = c \cdot \sqrt{P_r} + 0,5 \quad \text{cm} \quad /159/$$

wartości c podaje tablica XVIII.

Stal	c		
	dokładn.	normaln.	surowa
St 015	0,01	0,05	0,055

Przepisy kotłowe zalecają wzory dla śrub pracujących w wysokich temperaturach.

Jeżeli $d_r \leq 6 \text{ cm}$

$$d_r = 1,03 \cdot \sqrt{\frac{P \cdot x_g}{Q_t \cdot \varphi}} + 0,55 \quad /160/$$

dla większych

$$d_r = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{P \cdot x_g}{Q_t \cdot \varphi}} \quad /161/$$

przy czym

$x_g = 2,5$ - dla stali węglowych

$x_g = 2$ " " stopowych

Wart. φ podaje tabl.XVII dla $t < 300$

$$\varphi = \frac{800 - t}{500} \quad \text{dla} \quad 300 < t < 500$$

4/ Śruba przenosi siły poprzeczne.

Śruba jako element przenoszący siły poprzeczne jest niepożądana. Stosuje się tylko w wypadkach wyjątkowych, starając się zapewnić jednocześnie tarcie między powierzchniami łączonymi /rys.123/.

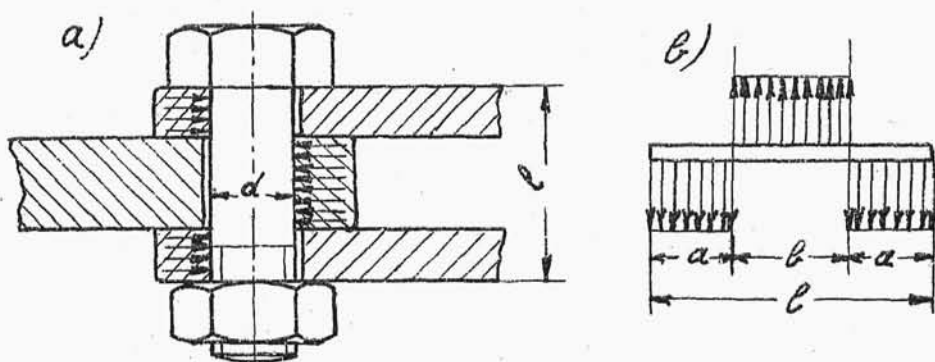
W wypadku połączenia skutkiem tarcia siła z jaką musi być śruba deciągnięta wynosi

$$P = \frac{\pi}{4} \cdot d_r^2 \cdot k_r \cdot \mu \cdot n \cdot i \quad /162/$$

gdzie

i - ilość śrub, n - ilość powierzchni tarcia.

Wyzyskiwania tarcia do przenieszenia sił poprzecznych, możliwe jest tylko w wypadku obciążeń trwałych.



rys.123.

W wypadkach pracy śrub na ścinanie dajemy je z wciskaniem /2%/ i obliczamy analogicznie, jak nity

$$P \leq \frac{\pi}{4} \cdot d_o^2 \cdot k_{li} \cdot n \cdot l \quad /163/$$

oraz

$$P \leq d_o \cdot g \cdot k \quad /164/$$

Jeżeli połączenie śrubowe wykonane jest z luzem /rys.123-a/, wówczas dla śrub o długości

$$l \geq 0,33 \cdot d \quad /165/$$

o wytrzymałości decyduje zginanie i średnicę określają związki /rys.123-b/

$$M_g = \frac{P \cdot l}{8} \quad M_g = \frac{\pi}{32} \cdot d^2 \cdot k_g \quad /166/$$

Gdy $l < 0,33d$ śruby należy obliczać na ścinanie.