

wyznaczenia:

$$\sigma = \frac{N \cos \alpha - N u \cdot \sin \alpha}{F_n} = \frac{P}{2 F_n \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)};$$

gdzie F_n pole netto osiowego przekroju kielicha, a $\operatorname{tg} \varphi = \mu$,
Prócz tego przekroje prostopadłe do osi kielicha są wah-
liwie rozciągane i ściskane.

§ 3. Ś r u b y

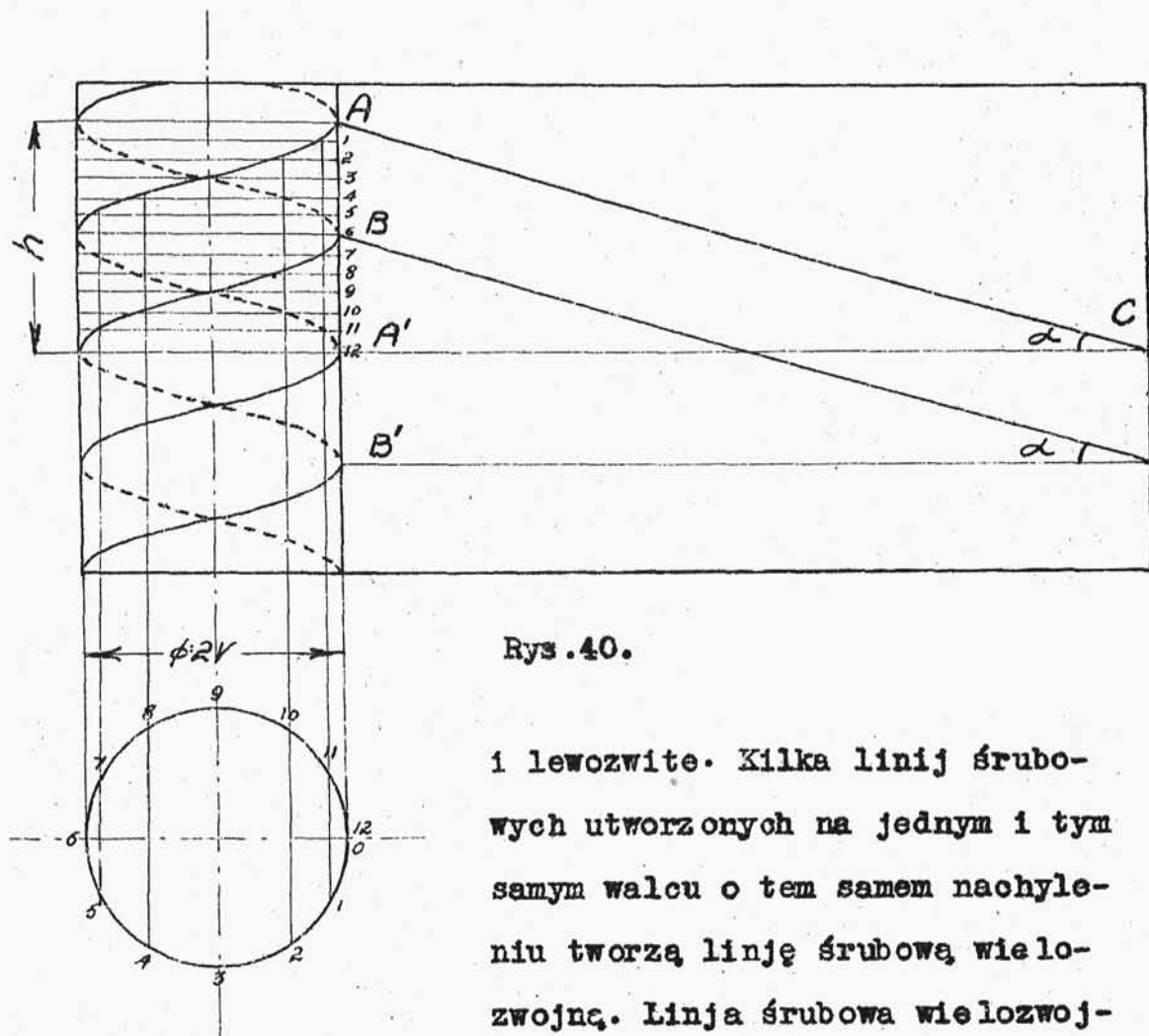
Walcową linję śrubową otrzymamy, jeżeli punktowi
/rys.40/, leżącemu na tworzącej walca nadamy jedno-
cześnie ruch postępowy równoległy do osi walca, oraz
ruch obrotowy dookoła tej samej osi, przyczem stosunek
prędkości linjowych musi być stały. Przy rozwinięciu
poboczniczy walca linja śrubowa utworzy linję prostą.
Sposób wykonania linji śrubowej podany jest na rysunku
40. Skokiem linji śrubowej nazywamy odcinek tworzącej
walca, o który punkt A przesunie się w ruchu postępo-
wym, podczas jednego obrotu dookoła osi. Na rysunku
skok $h = AA_1$.

Z rysunku ustalamy ważną zależność:

$$h = 2\pi \cdot r \cdot \operatorname{tg} \alpha;$$

Kąt α nazywamy kątem pochylenia, zaś $\operatorname{tg} \alpha$ - pochyle-
niem linji śrubowej. Oczywiście, że styczna do linji śru-

bowej w dowolnym jej punkcie tworzy z płaszczyzną prostopadłą do osi kąt α . Odróżniamy linie śrubowe prawo



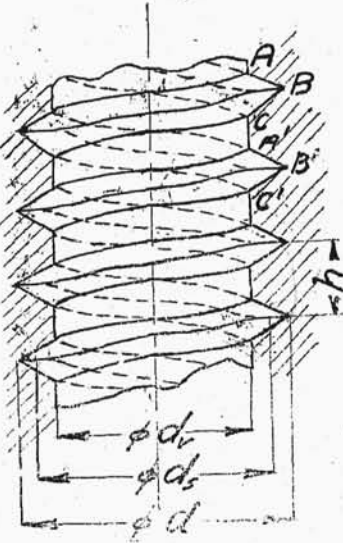
Rys.40.

i lewoswite. Kilka linii śrubowych utworzonych na jednym i tym samym walcu o tem samym nachyleniu tworzą linię śrubową wielozwojną. Linia śrubowa wielozwoj-

na przecina płaszczyznę czołową walca w liczbie punktów równej liczbie zwojów. Istnieją linie dwuzwojne, trójzwojne i wogóle „ i ”-zwojne. Linia wielozwojna może dzielić skok na równe odcinki - podziałki „ t ”. Wówczas

$$h = i \cdot t = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot \operatorname{tg} \alpha;$$

Jeżeli do tworzącej walca przystawimy w płaszczyźnie osiowej płaską figurę, np. trójkąt ABC /rys.41/



Rys.41.

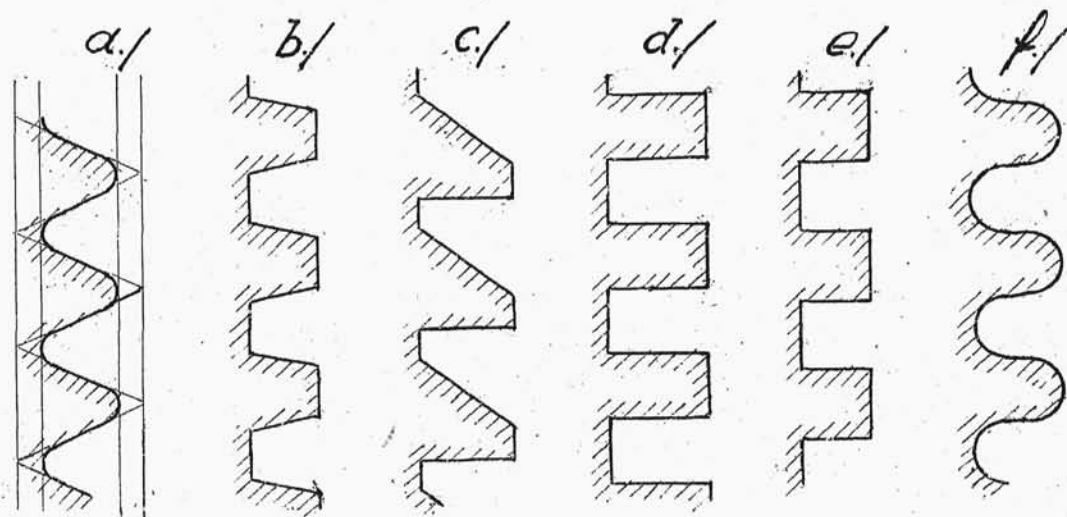
i będziemy ją posuwali wzdłuż linii śrubowej tak, aby bok AC wciąż pozostawał na tworzącej w płaszczyźnie osiowej, to trójkąt ten utworzy w przestrzeni bryłę geometryczną t.zw. gwint.

Trójkąt, który w danym wypadku utworzył swym ruchem śrubowym gwint, nazywamy profilem gwintu, zaś boki trójkąta AB i

BC - skrzydłkami profilu. Profil danego gwintu otrzymamy, przecinając gwint płaszczyzną osiową.

Należy zauważyć, że w częściach maszyn stosowane są również, chociaż niepomrotnie rzadziej, gwinty utworzone nie na walcu, lecz na stożku. Podobnie, jak otrzymujemy walcową linię śrubową, możemy utworzyć linię na powierzchni stożka, nadając punktowi trzy ruchy - jeden obrotowy i dwa postępowe, równoległy do osi i prostopadły do niej. Według tej linii może być utworzony gwint o żądanym profilu, przystawionym do tworzącej stożka. Takie gwinty spotykamy we wkrętkach drzewnych. Punkty profilu gwintu opisują linie śrubowe o jednako-

wym skoku, lecz o różnych kątach nachylenia α zależnie od odległości "l" punktów od osi. Ze względu na postać profilu odróżniamy między innymi następujące gwinty /rys.42/: 1/ trójkątny /a/, trapezowy /b, c/,



Rys.42.

2/ prostokątny /d/, 3/ kwadratowy, inaczej kostkowy /e/, 4/ okrągły /f/. Gwinty trójkątne zaliczamy do gwintów ostrych, prostokątne i kostkowe - do gwintów płaskich.

Analogicznie do linii śrubowych odróżniamy gwinty prawo i lewozwyte, również gwinty jedno i wielozwojne. Na rys.41 widzimy oznaczone: h - skok gwintu, d - średnicę zewnętrzną, lub wprost średnicę gwintu, d_r - średnicę rdzenia i d_s - średnicę średnią gwintu.

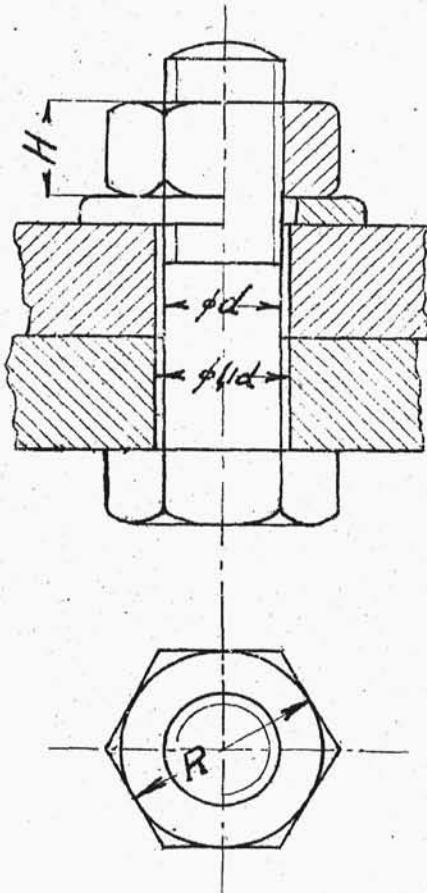
$$d_s = \frac{d + d_r}{2};$$

Kątem pochylenia gwintu nazywamy kąt średniej linii śrubowej, dla której:

$$h = \pi \cdot d_s \cdot \operatorname{tg} \alpha;$$

Dla przyczyn, które będą wyjaśnione niżej, śruby złączne mają zwykle gwint ostry o małym skoku.

Właściwa śruba złączna /rys.43/ składa się ze sworznia, zaopatrzonego na jednym końcu w łeb, na drugim w gwint i t.zw. nakrętki. Nakrętka jest to bryła



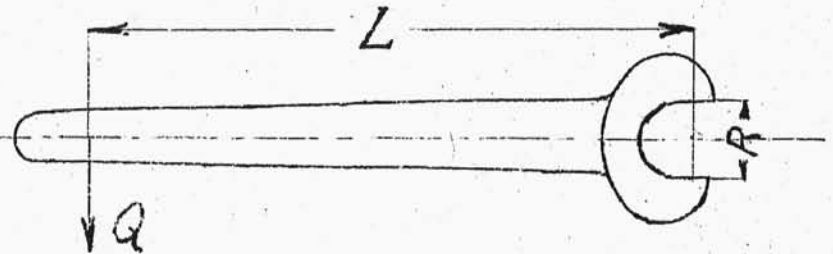
Rys.43.

z pierwotnie walcowym otworem, zaopatrzonym w śrubowe rowki, które powinny dokładnie pasować do gwintu śruby. W ten sposób powierzchnia otworu nakrętki posiada również gwint o odpowiednim profilu. Jednakowo odległe od osi punkty skrzydłowych powierzchni gwintu nakrętki i śruby tworzą jednakowe, pokrywające się linie śrubowe. Dzięki temu nakrętka może być dowolnie nakręcana na śrubę, lub z niej odkręcana. W planie nakrętka jest kwa-

dratowa lub foremnie sześciokątna dla ujmowania jej stosownym kluczem /rys.44 /. Przy pomocy dostatecznie długiego klucza osiągamy umiarkowanym wysiłkiem ręki montera potrzebny do kręcenia moment. Rozwartość klucza R powinna być przystosowana do wymiaru nakrętki, również długość jego zależy od średnicy śruby i wynosi od 15 do $21d$.

Znany, umówiony sposób oznaczania gwintu podaje rysunek 45. Wewnętrzne cieńsze linje odpowiadają średnicy rdzenia. Tylko w tym wypadku, gdy chcemy specjalnie uwypuklić

na rysunku
dany gwint,
stosujemy o-
znaczenie pod-
ług rysunku
46.



Rys.44.

Co się tyczy nacinania gwintów, to ono odbywa się albo ręcznie za pomocą gwintowników, lub też maszynowo na tokarkach, frezarkach oraz, gdy chodzi o wyrób masowy, na specjalnych maszynach



Rys.45.



Rys.46.

gwinciarkach. Bliższe szczegóły wykonania gwintów znajdzie czytelnik w następujących dziełach: Mechanik, tom II; "Obrabiarki do metali" Herzberga; "Podręcznik dla tokarzy" Kozłowskiego i w in.

T e o r j a ś r u b. Jak powiedziano wyżej, do zakręcania nakrętki potrzebny jest pewien moment kręcący:

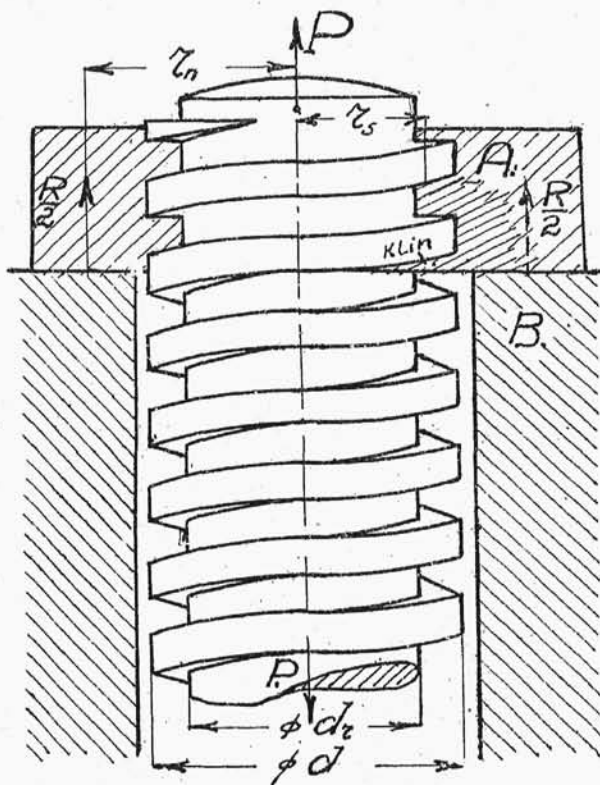
$$M_K = Q \cdot L;$$

Siła i ramię mogą się zmieniać, byle moment kręcący zachował potrzebną wartość. Umieścimy siłę w odległości średniego promienia śruby r_s , t.j. na średniej linii śrubowej i oznaczmy tę wartość jej przez Q :

$$M_K = Q \cdot r_s;$$

Zakładając, że śruba /rys.47/, zabezpieczona od obrotu, jest obciążona osiową siłą P , skierowaną wódk, ustalimy zależność pomiędzy siłą Q a siłą osiową w śrubie P w wypadku pokręcania nakrętki ruchem jednostajnym. Dopóki nakrętka A nie dotknie płyty B , moment potrzebny do nakręcania nakrętki ma do pokonania tylko moment siły tarcia między gwintami nakrętki i śruby, a siła tarcia jest tu nieznaczną, bo powstaje tylko wskutek nacisku ciężaru nakrętki. Przy dalszym zakręcaniu, gdy nakrętka i płyta zetkną się, gwint nakrętki swą górną

powierzchnią, podklinowuje się pod gwint śruby i wskutek tego pomiędzy temi gwintami w każdym punkcie powstają elementarne siły tarcia $|dT|$ i siły normalne $|dN|$ -- odporowe/. Całe to oddziaływanie nakrętki na śrubę koncentrujemy na długości odpowiadającej jednemu skokowi linii śrubowej i następnie jeszcze, bez wpływu na ostateczny wynik, skupiamy siły $\frac{N}{2}$, $\frac{T}{2}$, jako wypadkowe w dwóch



Rys. 47.

punktach a, b średniej linii śrubowej w odległości odpowiadającej połowie skoku /rys. 48 i 49/.

Działanie siły Q na średniej linii śrubowej możemy też rozłożyć na te dwa punkty. Na nakrętkę, oprócz wyżej wymienionych sił, działa jeszcze siła odporowa płyty R w odległości r_{sn} od osi śruby i siła tarcia $T = R \cdot \tan \beta_2$ między płytą a nakrętką / β_2 - kąt tarcia płyty i nakrętki /...

Z warunków równowagi nakrętki wynika, że:

a/ Suma rzutów sił nań działających, na oś śruby musi być równa zero t.j.

$$N \cdot \cos \alpha - T \sin \alpha - R = 0; \dots\dots\dots /1/$$

b/ Algebraiczna ^{suma} ~~suma~~ momentów sił względem osi śruby musi być równa zero:

$$Q \cdot r_s - T \cos \alpha \cdot r_s - N \sin \alpha \cdot r_s - R \cdot \frac{r_{sn}}{r_s} \cdot \tan \rho_2 = 0; /2/$$

dzieliąc ostatnie równanie przez r_s mamy:

$$Q - T \cdot \cos \alpha - N \sin \alpha - R \cdot \frac{r_{sn}}{r_s} \cdot \tan \rho_2 = 0; /3/$$

Z warunków równowagi samej śruby, dla której siły odporowe, normalne i tarcia, będą skierowane odwrotnie, otrzymujemy, rzutując siły na oś pionową:

$$P - N \cos \alpha + T \sin \alpha = 0; \dots\dots\dots /4/$$

Porównywając równanie /1/ i /4/ widzimy, że:

$$P = R; \dots\dots\dots /5/$$

Po podstawieniu do równania /3/ P zamiast R i uwzględniając, że $T = N \cdot \tan \rho_1$ /gdzie ρ_1 - kąt tarcia między gwintem śruby i nakrętki/ otrzymamy:

$$Q - N \tan \rho_1 \cdot \cos \alpha - N \sin \alpha - P \cdot \frac{r_{sn}}{r_s} \cdot \tan \rho_2 = 0; /6/$$

czyli

$$Q = N \cdot \left[\tan \rho_1 \cdot \cos \alpha + \sin \alpha \right] + P \cdot \frac{r_{sn}}{r_s} \cdot \tan \rho_2; \dots\dots /7/$$

ponieważ z równania /4/:

$$P = N / \cos \alpha - \operatorname{tg} \rho_1 \sin \alpha / \dots \dots \dots /9/$$

więc

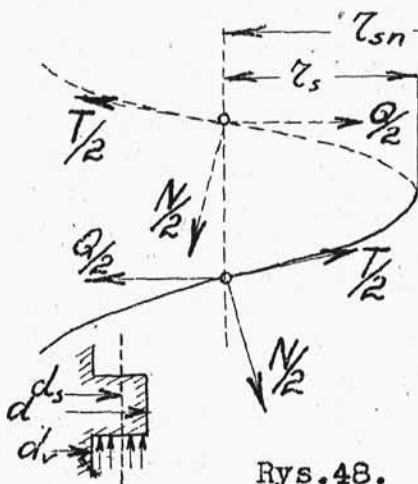
$$Q = P \cdot \frac{\operatorname{tg} \rho_1 \cos \alpha + \sin \alpha}{\cos \alpha - \operatorname{tg} \rho_1 \sin \alpha} + P \frac{z_{sn}}{z_s} \operatorname{tg} \rho_2 \dots /10/$$

dzieląc licznik i mianownik w równaniu /9/ przez $\cos \alpha$ mamy:

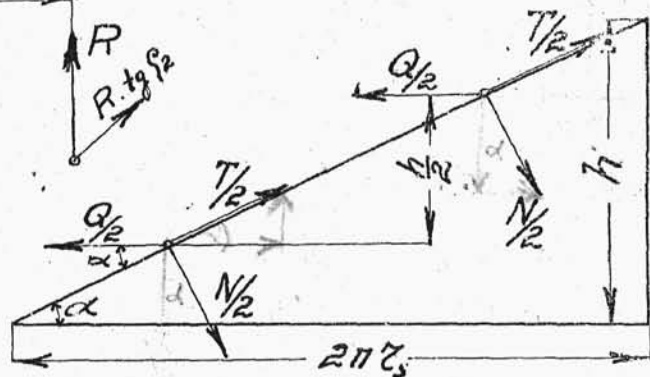
$$Q = P \frac{\operatorname{tg} \rho_1 + \operatorname{tg} \alpha}{1 - \operatorname{tg} \rho_1 \operatorname{tg} \alpha} + P \frac{z_{sn}}{z_s} \operatorname{tg} \rho_2; \dots /10/$$

czyli

$$Q = P \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho_1) + P \frac{z_{sn}}{z_s} \operatorname{tg} \rho_2; \dots \dots /11/$$



Rys. 48.



Rys. 49.

Równanie /11/ przedstawia zależność siły osiowej P od siły zakręcającej Q . Dla wypadku odkręcania nakrętki należy zmienić znak siły Q i znak wyrażeń, zawierają-

cych siły tarcia; otrzymamy wtedy z równania /11/:

$$-Q_o = P \operatorname{tg}(\alpha - \varphi_1) - P \frac{z_{sn}}{z_s} \operatorname{tg} \varphi_2; \dots /12/$$

stąd

$$Q_o = P \operatorname{tg}(\varphi_1 - \alpha) + P \frac{z_{sn}}{z_s} \operatorname{tg} \varphi_2; \dots /13/$$

Jeżeli uwzględnić tylko tarcie między gwintami śruby i nakrętki, nie biorąc pod uwagę tarcia między nakrętką i płytą, a więc, odrzucając drugi wyraz we wzorach /11/ i /13/, to przede wszystkim wnosimy, że do odkręcenia nakrętki potrzebna jest wogóle siła tylko wówczas, kiedy $\varphi_1 \geq \alpha$; takie nakrętki nazywamy samohamownymi. Nakrętka umieszczona na pionowej śrubie z gwintem o kącie $\alpha \geq \varphi$, będzie się sama opuszczała jak po równi pochyłej. Następnie wnosimy również, że łatwiej jest nakrętkę ~~zakręcać~~, aniżeli ją odkręcać.

Również śrubami samohamownymi nazywamy takie, w których kąt pochylenia linii śrubowej będzie mniejszy od kąta tarcia $\alpha < \varphi$.

Równanie /11/ na siłę zakręcającą można też otrzymać ze wzoru na klin:

$$S = P \cdot \frac{\operatorname{tg}(\alpha_1 + \varphi_1) + \operatorname{tg}(\alpha_2 + \varphi_2)}{1 \mp \mu \cdot \operatorname{tg}(\alpha_2 + \varphi_2)};$$

jeżeli zakręcenie nakrętki będziemy uważać jako zaklinowywanie nakrętki między gwint śruby i płytę. Nakrętka jest klinem obrotowym jednoramiennym; więc kąt $\alpha_2 = 0$; współczynnik tarcia między śrubą i płytą /ciałkami A i B. rys.35/ też równy jest zeru $\mu = 0$, gdyż w tym wypadku tarcie między śrubą a płytą nie istnieje. Zatem powyższy wzór przyjmuje postać:

$$S = Q = P \operatorname{tg}(\alpha + \rho_1) + P \operatorname{tg} \rho_2;$$

Należałoby zwiększyć tylko tarcie $P \operatorname{tg} \rho_2$ do $P \cdot \frac{r_{sn}}{r_s} \operatorname{tg} \rho_2$, aby otrzymać równanie /11/.

Przy wyprowadzaniu ważnego wzoru /11/ braliśmy śrubę z gwintem płaskim. Przy gwincie ostrym odpór normalny N nie leży w płaszczyźnie stycznej do średniego walca śruby i to sprawia, że oś nakrętki odchyła się nieco od prostopadłej do płaszczyzny płyty. To też wzór /11/ należy dla śrub złącznych z gwintem ostrym traktować jako przybliżony. Przy pomocy tego wzoru można w złączach śrubowych, np. w/g. rys.43, wyznaczyć siłę osiową, powstającą w śrubie, gdy nakrętka zostanie zakręcona wysiłkiem Q otrzymanym z równania:

$$Q \cdot L = Q_s \cdot r_s;$$

Jeżeli weźmiemy moment względem osi śruby sił działających na śrubę ze strony nakrętki podczas zakręcania tej

ostatniej /rys.47-49/, to otrzymamy:

$$M = T \cdot r_s \cos \alpha + N r_s \sin \alpha = \\ = N r_s [\operatorname{tg} \rho_1 \cos \alpha + \sin \alpha] = P \cdot r_s \operatorname{tg}(\alpha + \rho_1);$$

Widzimy, że w równaniu /11/ przekształconem na:

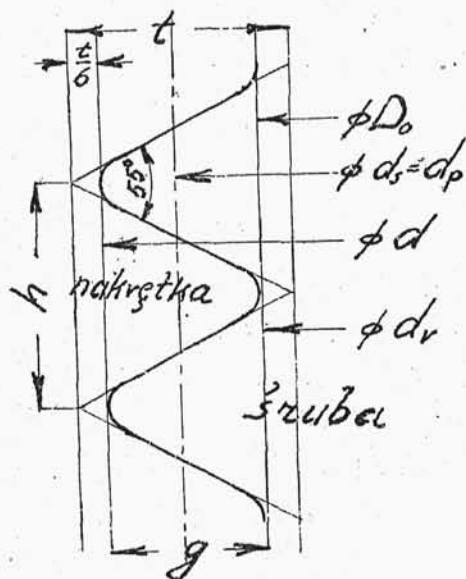
$$Q \cdot r_s = P \cdot r_s \operatorname{tg}(\alpha + \rho_1) + P \cdot r_{sn} \operatorname{tg} \rho_2;$$

moment zakręcający nakrętkę $M_k = Q \cdot r_s$ składa się z dwóch wyrazów, z których pierwszy jest momentem przenoszonym na śrubę. Ten moment będzie się starał pokręcić śrubę razem z nakrętką. Śruba powinna być stosownie zabezpieczona od pokręcania. W łączach śrubowych będzie mu wprowadzić przeciwdziałać moment tarcia między łbem i dolną płytą, lecz zależnie od współczynnika tarcia w tem miejscu i ramienia momentu może się ten ostatni okazać niedostateczny i dlatego zagłębiają zwykle łeb w specjalnem gnieździe lub wogóle stosują inne zabezpieczenia. Jasne jest, że pomiędzy płaszczyznami działania obu momentów sworzeń śruby narażony jest na skręcanie.

R o d z a j e g w i n t ó w z n o r m a l i -
z o w a n y c h. Z poprzedniego wynika, że gwinty śrub można tworzyć dowolnie, wybierając odpowiedni profil, skok i średnicę. W początkach powstawania

przemysłu maszynowego tak się działo; istniało bardzo dużo gwintów t.zw. "dzikich". Ujemne strony takiego stanu łatwo ocenić; wystarczy wymienić brak zamienności i dużą ilość narzędzi w jaką należało zaopatrywać warsztaty.

Nie też dziwnego, że wkrótce zaczęto dążyć do znormalizowania śrub i do zmniejszenia liczby rozmaitych typów gwintów, stosowanych w konstrukcjach maszynowych. Pierwszy Whitworth około roku 1830 ułożył w Anglii tablicę gwintów w calach, przyjmując za podstawę profil trójkątny z kątem wierzchołkowym 55° . Następnie, zadając średnicę, dobierał skok i uzależniony od skoku wymiar $t = 0,96049 \cdot h$ widoczny na rysunku 50. Gwint ten szybko się rozpowszechnił nie tylko w Anglii, lecz i na kontynencie Europy, stwarzając trudności wynikające z podstawowej jednostki pomiarowej anglosaskiej, podczas, gdy kraje Europejskie przyjęły za podstawę metr.



Rys. 50.

Na rys.50 przedstawiony jest zarys gwintu Whitwortha, gdzie odpowiednio oznaczają:

- d - średnica gwintu
- d_r - " rdzenia
- d_s - " średnia gwintu
- d_p - " podziałowa
- D_o - " światła nakrętki
- g - głębokość gwintu
- h - skok

przyczem $d_s = \frac{d + d_r}{2}$; zaś $t = 0,96049h$;

W gwinciu Whitwortha przytępionym /rys.51/ należy odróżnić dwie głębokości gwintu, t.j.:

1/ głębokość gwintu wykonaną:

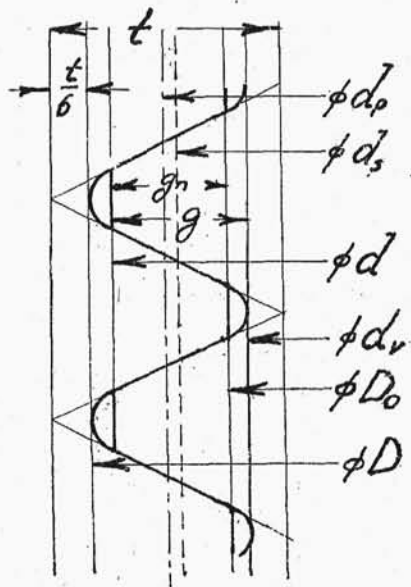
$$g = \frac{d - d_r}{2};$$

2/ głębokość gwintu nośną / pracującą /:

$$g_n = \frac{d - D_o}{2};$$

przytem:

$$g_n < g;$$

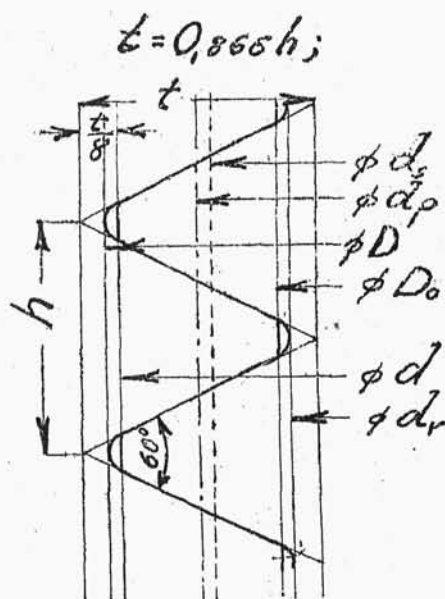


Rys. 51.

Prócz gwintu Whitworth'a był w użyciu we Francji gwint o profilu trójkątnym o kącie wierzchołkowym 60° . Ten sam kąt przyjął twórca gwintu amerykańskiego Sellers.

W zrozumieniu trudności wynikających ze stosowania gwintu mierzonego w calach ang. specjalny zjazd inżynierów w Zurychu zapoczątkował w roku 1890 gwint metryczny

międzynarodowy z kątem wierzchołkowym 60° . Jednak gwint Whitwortha tak się zakorzenił, że gdy z początkiem bieżącego stulecia, a szczególnie po wielkiej wojnie Europejskiej, różne kraje zaczęły normalizować gwinty, to jednym z gwintów normalnych pozostał gwint Whitwortha, przeliczony na miary milimetrowe z zachowaniem jednostki calowej tylko dla wymiaru nominalnego - średnicy zewnętrznej. Polski Komitet Normalizacyjny przyjął jako normalne gwinty polskie: gwint metryczny międzynarodowy /S.T./; rys.52/ i gwint Withwortha w dwóch od-
mianach, pierwszy klasyczny i drugi t.zw. przytępiony

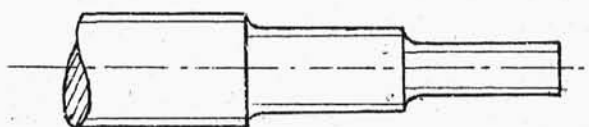


Rys. 52.

/rys.51/ z luzem przy wierzchołku profilu, który to luz ułatwia dopasowanie śruby do nakrętki. Tablice tych gwintów, jak i innych znormalizowanych, znaleźć można w wydawnictwach Polskiego Komitetu Normalizacyjnego. W budowie maszyn stosuje się gwint metryczny i gwint Whitwortha przytępiony. Prócz powyższych gwintów zostały znormalizowane w Polsce gwinty drobne konstrukcyjne t.zw. *A* i *B*. Są to gwinty o drobnym skoku i małej głębokości gwintu, co w niektórych wypadkach zmniejsza wymiary konstrukcji bez szkody dla wytrzymałości. Na rys.53 największa średnica wrzeciona wypada znacznie zmniejszona przy gwincie drobnym.

Gwintowanie rur o cienkich ściankach wymaga specjalnego gwintu t.zw. rurowego. Posiadamy polski normal-

ny gwint rurowy z profilem o kącie 55° . Należy podkreślić, że gdy inne gwinty charakteryzują się średnicą



Rys.53.

zewnętrzną gwintu, to gwint

rurowy charakteryzuje się p.g.średnicy w świetle, tak więc gwint rurowy 2" dotyczy gwintu naciętego na rurze o średnicy wewnętrznej 2". Do połączeń rur stosuje się u nas jeszcze często gwint t.zw. gazowy niemiecki - patrz podręcznik "Mechanik" tom I.str.293.

W obrabiarkach stosuje się gwint trapezowy t.zw. "Aome" o kącie wierzchołkowym 29° . W przyrządach optycznych i geodezyjnych stosuje się mikrometryczny gwint Löwenherza o kącie wierzchołkowym wynoszącym $53^{\circ}8'$; kąt ten łatwo zbudować, gdyż jest to kąt trójkąta wpisanego w kwadrat /rys. 54/. Natomiast w budowie zegarków i instrumentów muzycznych używa się gwint pochodzenia szwajcarskiego inż. Thury o kącie $41,5^{\circ}$, który został z małymi zmianami /inne promienie zaokrąglenia/ przyjęty jako drobny gwint w Anglii /*B.A.S.*/. Należy jeszcze wspomnieć o gwincie elektrotechnicznym Związku elektrotechników niemieckich, przyjętym również przez Związek elek-



Rys. 54.

trotechników polskich. Należą tutaj pięć numerów gwintu okrągłego Edisonowskiego /karłowaty $d = 9,6$ mm, mały $d = 13,93$, normalny $d = 26,6$, wielki $d = 33,1$, oraz goljatowy $d = 39,55$ / i gwint rurek stalowo-pancernych. Pierwszy jest gwintem podatnym, stosowanym np. w żarówkach, drugi zaś znajduje zastosowanie w urządzeniach izolacyjnych; jest to gwint ostry o kącie wierzchołkowym 80° . Wymienione typy gwintów nie wyczerpują wszystkich istniejących, pomimo, że należy dążyć do jak-największego ujednostajnienia ich. Istnieją np. specjal-

ne gwinty samochodowe.

§ 4. O b l i c z e n i a ś r u b z ł ą c z - n y o h

Już w rozdziale, który traktuje o teorii śrub mieliśmy możność zaznajomienia się z narażeniem śrub pod względem wytrzymałościowym. Przy obliczeniu należy zwykle ustalić średnicę rdzenia śruby i długość pracującą gwintu. Ta ostatnia jednak może być często wprost przyjęta w zależności od średnicy zewnętrznej. W gwintach znormalizowanych ϕ oznaczonej średnicy rdzenia odpowiada oznaczona średnica śruby. Rozpocniemy od wypadków najprostszych.

Wypadek 1.

Śruby narażone wyłącznie wskutek działania osiowej siły obciążenia. Jako przykład może służyć ucho z nagwintowanym końcem, wkręconym do gniazda w stanie nieobciążonym. Gwint nie sięga do odsady ucha, wskutek czego ono nie może być wkręcone z dociskiem; u odsady pozostaje luz - rys. 55. Gdyby przy wkręcaniu luz został zniesiony / ucho byłoby wkręcone do odsady/, to w rdzeniu powstała by siła rozciągająca o wartości zależnej od wielkości momentu zakręcającego, prócz tego rdzeń byłby skręcany. Śruba byłaby więc narażona pier-