

czymy jako pierścień o średnicy d , obciążone wewnętrznym naciskiem $\frac{P}{\pi \cdot d}$. Na połowę obwodu działać będą siły równomiernie rozłożone o łącznej wartości $\frac{P}{2}$; wypadkową ich będzie siła

$$P' = \frac{P}{\pi \cdot d} \cdot d = \frac{P}{\pi} \quad /202/$$

Przekrój niebezpieczny tulei /rys.157/:

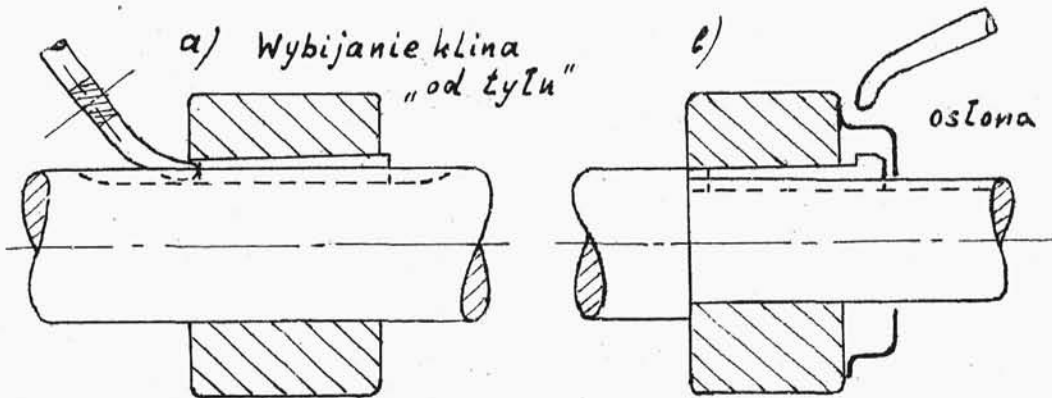
$$F' = (D_1 - d_1) \cdot l_1 + (D_2 - d_2) \cdot l_2 \geq \frac{P'}{K_T} \quad /203/$$

§4. P o ł ą c z e n i a k l i n o w e p i a s t z w a ł a m i.

Kliny ściskane są szeroko stosowane w budownictwie maszynowym dla łączenia piast kół zębatach, pasowych itp. z wałami jako kliny piastowe. Mogą to być połączenia uniemożliwiające wszelki ruch piasty w stosunku do wału t.j. połączenie przy pomocy klina, lub też połączenie uniemożliwiające obrót piasty na wale, a pozwalające na przesunięcie poosiowe t.j. połączenie przy pomocy w p u s t k i .

Kliny piastowe podlegają ściskaniu, wpustki ściskaniu. Klíny wyrabiane są w dwóch rodzajach, jako t.zw. klíny z noskami /rys.159-b/ i bez nosków /rys.159-a/. Klíny z noskami stosuje się przede wszystkim tam, gdzie nie możnaby wybić klina od cieńszego końca. Stosując

kliny z noskami należy w miejscach łatwo dostępnych dawać osłony z blachy, gdyż wystający i wirujący nosek



rys.159.

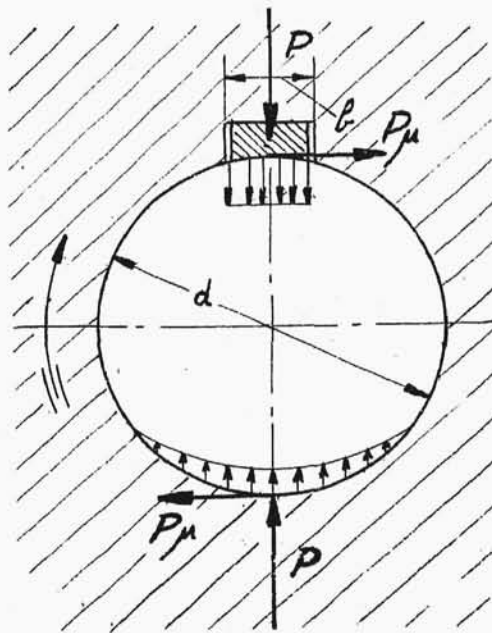
klina mogłby się stać przyczyną nieszczęśliwych wypadków. Pochylenie klinów piastowych wynosi 1:100.

Ze względu na kształt przekroju klina i wału dzielimy je na:

a/ wklęsłe /rys. 160/

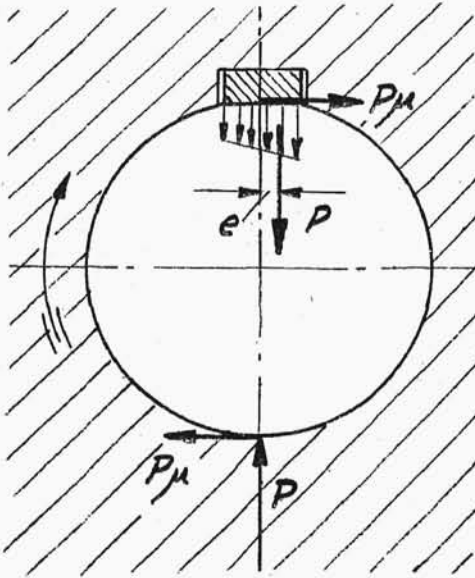
b/ płaskie /rys. 161/

c/ wpuszczone /w głębione /
/rys.162/.

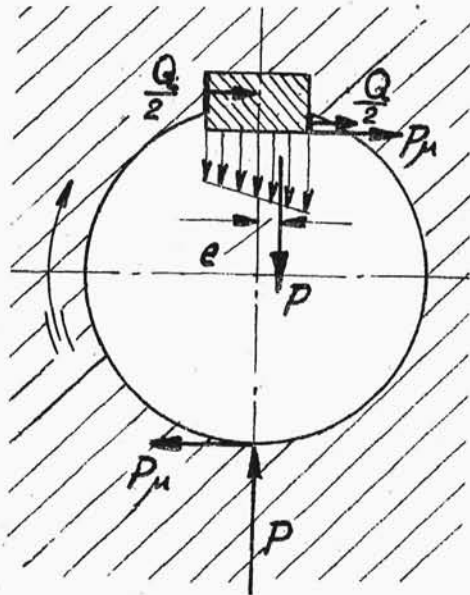


rys.160.

Rowki, w których osadzamy kliny, wykonywane są

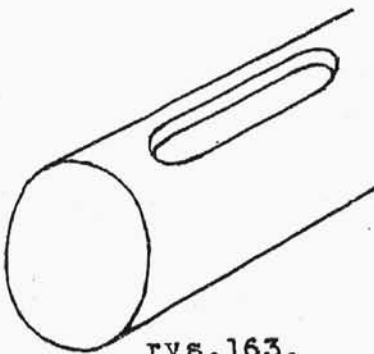


rys.161.



rys.162.

przez frezowanie. Rozróżniamy ich dwa rodzaje: rowki



rys.163.

zamknięte /rys.163/, wykonywane frezem palcowym, i rowki półotwarte wykonywane frezem krążkowym /rys.164/.

O b l i c z e n i e

k l i n a w k ł ę s ł e g o /rys.160/. Oznaczamy:

b - szerokość klina w cm

l - długość klina w cm

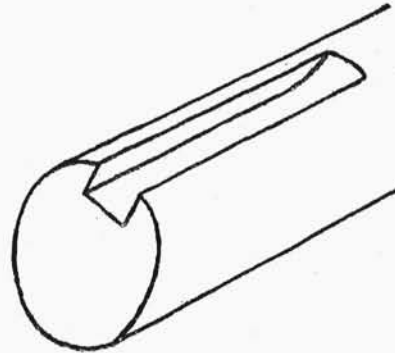
M_s - moment skręcający przenoszony przez koło i pia-
stę w kgcm

P - siła promieniowa ściskająca klin w kg

μ - współczynnik tarcia

d - średnica wału w cm

Siła promieniowa P
i obwodowa $P\mu$ wytworzone
zostały skutkiem wciśnię-
cia klina między wał i
piastę:



rys.164.

$$M_s = P \cdot \mu \cdot d \quad /204/$$

Z tego równania znajdujemy siłę P , ściskającą
klin

$$P \leq b \cdot l \cdot p \quad /205/$$

p - dopuszczalny nacisk jednostkowy w kg/cm .

O b l i c z e n i e k l i n a p ł a s k i e-
g o /rys.161/. Oznaczenia podobnie jak poprzednio. Na-
cisk klina w czasie pracy rozkłada się niesymetrycz-
nie, otrzymujemy przesunięcie siły P .

$$M_s = P \cdot \mu \cdot d + P \cdot e$$

D l a k l i n a w p u s z c z o n e g o /rys.
162/.

$$M_s = P \cdot \mu \cdot d + P \cdot e + Q \cdot \frac{d}{2} \quad /206/$$

Równanie to jest słuszne tylko przy założeniu, że klin jest pasowany ciasno. W wypadku istnienia luzu ostatni wyraz odpada i działanie klina jest takie same, jak klina płaskiego. Kliny wpuszczane winny być zatem pasowane ciasno.

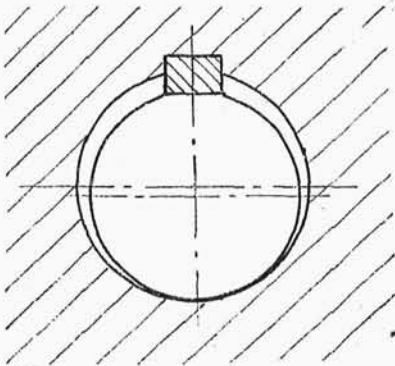
W praktyce powyższych obliczeń dla klinów się nie przeprowadza, korzystamy natomiast z norm, w których mamy podane wymiary klinów w zależności od średnicy wału d . Polskie normy klinów PN-G-421.424. Jeżeli na wale o dużej średnicy zamierzamy osadzić koło przenoszące niewielki moment skręcający M_s , postępujemy w taki sposób: obliczamy najmniejszą dopuszczalną średnicę wałka $d_0 < d$ ze wzoru:

$$M_s = W_0 \cdot k_{sj} \approx 0,2 \cdot d_0^3 \cdot k_{sj} \quad /207/$$

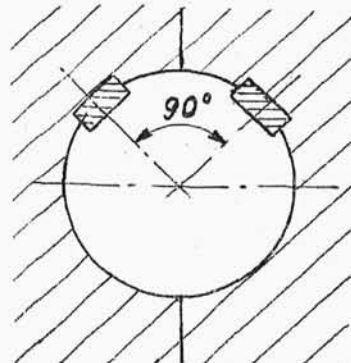
i przyjmujemy z norm klin podany dla tej właśnie średnicy d_0 ; jest rzeczą oczywistą, że przy zwiększonej średnicy wału klin ten wytrzymałościowo odpowiada warunkom pracy z nadwyżką.

Jeżeli pomiędzy piastą i wałem umieścimy jeden klin /rys.165/, wzajemne ich zetknięcie będzie miało miejsce jedynie wzdłuż dwóch przeciwległych tworzących,

unieruchomienie więc piasty i wału względem siebie nie

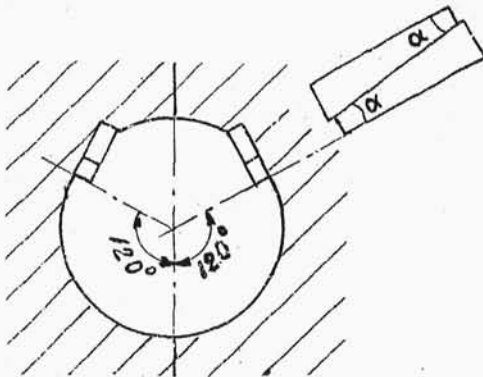


rys.165.

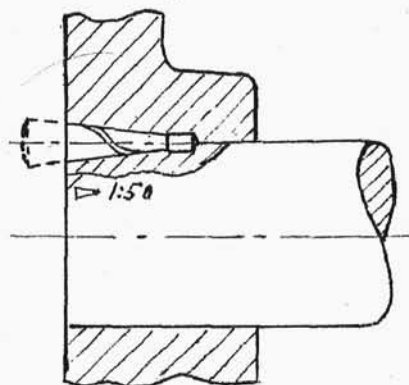


rys.166.

będzie dość pewne. W układach, wymagających dużej stateczności, stosujemy dwa kliny, odległe od siebie o kąt 90° . W wypadku piast dzielonych /rys.166/ płasz-



rys.167.



rys.168.

czyzny podziału umieszczamy, tak, jak wskazuje rys. 170.

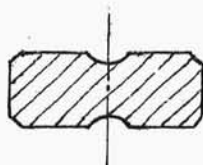
Dla szczególnie ciężkich warunków pracy przy du-

żym obciążeniu o zmiennym kierunku i możliwości uderzeń np. w wypadku kół zamachowych, stosujemy k l i n y s t y c z n e /rys.167/; tworzą je dwie pary klinów, umieszczone pod kątem 120 .

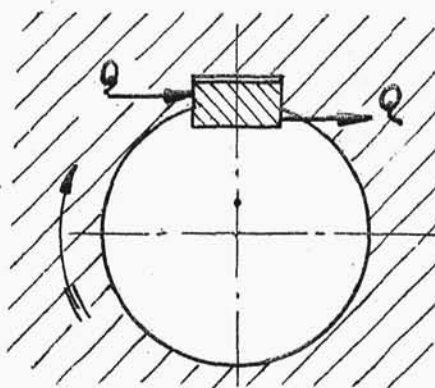
K l i n s t o ż k o w y /rys.168/ stosowany jest jako umocnienie połączeń skurczowych; postać ta jest dogodna z tego względu, że gniazdo wierci i rozwierca już po złożeniu części.

W klinach wykonywa się nieraz rowki /rys.169/; ułatwia to w razie potrzeby doprowadzenie nafty ,przy wybijaniu zardzewiałego klina.

W p u s t y /w p u s t k i / /rys.170/ pracują



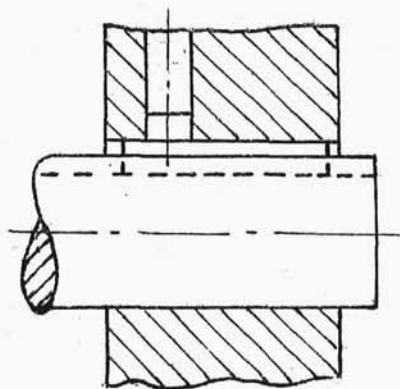
rys.169.



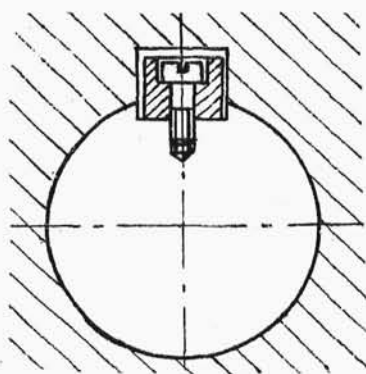
rys.170.

na ścinanie; służą do uniemożliwienia obrotu piasty na wale, w wypadku szczególnym mogą jednocześnie zezwolić na przesuwanie się piasty w kierunku osiowym -

wpustki suwliwe. Ruch poosiowy samej wpustki względem wału lub piasty uniemożliwiamy przez zastosowanie czo-
pu /rys.171/ umieszczonego po środku lub na końcu wpust-



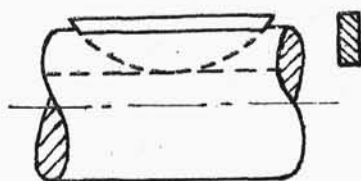
rys.171.



rys.172.

ki, lub też śrub /rys.172/.

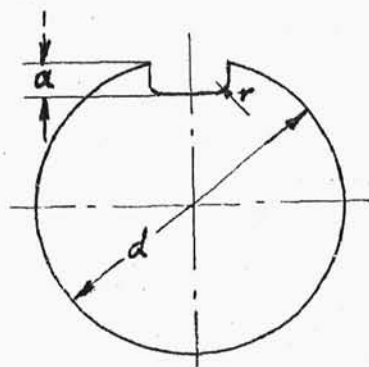
W p u s t k i W o o d r u f f ' a /rys.173/ są samonastawne, stosujemy więc je tam, gdzie sprawałoby trudność wykonanie rowka dokładnie na kąt podany. Wpustka Woodruff'a nie może przenosić dużych sił.



rys.173.

Rowki w wałach /rys.174/ osłabiają je bardzo znacznie. W miejscach zaokrąglenia małym promieniem r

występują naprężenia miejscowe, kilkakrotnie większe



od naprężeń nominalnych, obliczonych dla wałka o pełnym przekroju, tym większe, im promień zaokrąglenia jest mniejszy, tj. im ostrzejsze jest załamanie powierzchni bocznych i dna rowka.

rys.174.

Nazwijmy współczyn-

nikiem kształtu

$$\alpha_k = \frac{\tau_{max}}{\tau_n} \quad /208/$$

stosunek największego naprężenia rzeczywistego do naprężenia nominalnego

$$\tau_n = \frac{M_s}{0,2 \cdot d^3} \quad /209/$$

Wielkość tego współczynnika podaje tablica XX.

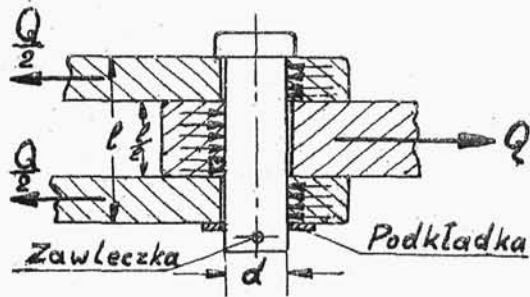
Tablica XX.

$\alpha = 0,1 \cdot d$	$r = 0,5 \cdot \alpha$	$\alpha_k = 2,1$
"	$r = 0,2 \cdot \alpha$	$\alpha_k = 3,4$
"	$r = 0,1 \cdot \alpha$	$\alpha_k = 5,4$

Widzimy więc, że rowki o małych zaokrągleniach u dna mogą być powodem pęknięć wału w tych właśnie miejscach.

§5. P o ł ą c z e n i e s w o r z n i o w e.

Rys.175 przedstawia p o ł ą c z e n i e s w o r z n i o w e .Sworzeń może być w połączenie wstawiony z luzem lub wciskiem. Z jednej strony połączenia mamy łeb sworznia, a z drugiej strony zabezpieczającą



rys.175.

od wypadania zawleczkę, albo też zawlecзки dwie na obydwóch końcach. Zawlecзка może opierać się na podkładce.

Sworzeń narażony jest na zginanie, ścinanie i ściskanie. Uwzględniając zginanie, sworzeń liczymy jako belkę obciążoną siłami równomiernie rozłożonymi: Q -na odcinku środkowym o długości $\frac{l}{2}$ i dwiema siłami $\frac{Q}{2}$ na odcinkach bocznych długości $\frac{l}{4}$ podobnie jak w wypadku zginania śruby /rys.123/ lub klinu /rys.154 i następane/.

$$M_g = \frac{Q \cdot l}{8} \leq W \cdot k_{gj} = \frac{\pi}{32} \cdot d^3 \cdot k_{gj}$$

$$Q \leq \frac{\pi}{4} \cdot \frac{d^3}{l} \cdot k_{gj} \quad /210/$$

Siła Q rozkłada się na dwa przekroje ścinane:

$$Q \leq 2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot k_{tj} \quad /211/$$

Nacisk na sworzeń:

$$Q \leq d \cdot \frac{l}{2} \cdot k_{uj} \quad /212/$$

Przyjawszy, że:

$$k_{tj} \approx 0,8 \cdot k_{gj}$$

$$k_{uj} \approx 2 \cdot k_{gj}$$

znajdujemy z równań / 210 / i /211 /, że sworzeń będzie jednakowo obciążony wskutek zginania i ścinania dla długości

$$l \approx 0,63 \cdot d \quad /213/$$

Dla większych długości sworzeń jest bardziej obciążony wskutek zginania niż ścinania.

Podobnie z równań /210/ /212/

$$l \approx 0,9 \cdot d \quad /214/$$

Dla większych długości sworzeń jest bardziej obciążony wskutek zginania, niż wskutek ściskania.

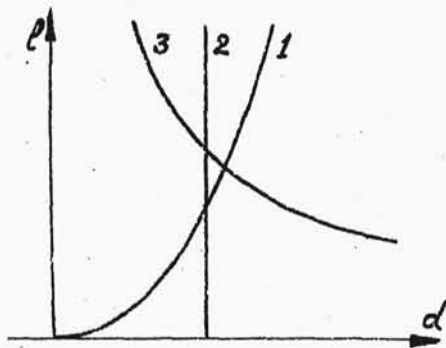
Z równań /211/ /212/

$$l \approx 1,25 \cdot d \quad /215/$$

Dla większych długości sworzeń jest bardziej obciążony wskutek ścinania niż od ściskania.

Równania /210//211//212/ możemy przedstawić wykreśl-

nie /rys.176/. Dla danej wartości Q np. 800 kg krzywe



rys.176.

1/, 2/, 3/ przedstawiają wartości l w funkcji d , dla których naprężenia rzeczywiste wywołane zginaniem, ścinaniem, ściskaniem równe są odpowiednim naprężeniom

dopuszczalnym. Dla danej wartości d , l może się znajdować na linii granicznej lub na obszarze niezakresowanym. Jeżeli przyjmimy inną wielkość siły Q , to charakter wykresu się nie zmieni, zmieni się tylko jego wielkość.

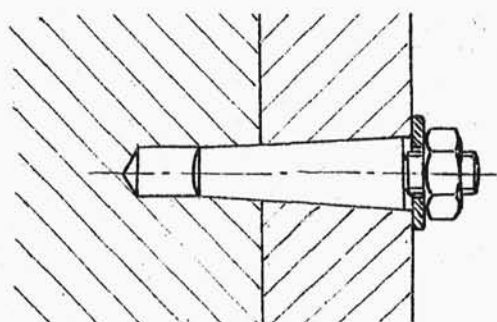
Dla sworznia założonego z wciskiem zwykle wynoszącym do 2%, możemy pominąć zginanie i uwzględnić tylko ścinanie i ściskanie. Dla sworznia osadzonego luźno najczęściej możemy pominąć ścinanie.

§6. P o łą c z e n i a k o ł k o w e .

K o ł k i /normy PN-G-470 i 471/ służą najczęściej do dokładnego ustalenia jednej części względem drugiej. Kołków ustalających musi być co najmniej dwa. Po ustawieniu i zmontowaniu obu części, wiercimy otwo-

ry i wstawiamy kołki. Przy ponownym składaniu naskutek założenia kołków obie części są ustawione względem siebie tak samo, jak i poprzednio.

Kołki wykonywane są jako walcowe i stożkowe o zbieżności 1:50. Kołki walcowe dajemy w częściach bardzo rzadko rozbieranych, kołki stożkowe w częściach częściej odejmowanych. W częściach dużych i bardzo często odejmowanych dajemy kołki stożkowe z gwintem /rys. 177/. Nakrętka normalnie zakręcona jest lekko; dla wyjęcia kołka dokręcamy nakrętkę, która wyciąga kołek.



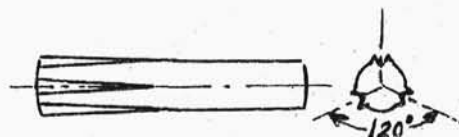
rys.177.

Jeżeli kołek przeznaczony jest nie do dokładnego ustalania, lecz do łączenia, zamiast kołka stożkowego możemy stosować znacznie tańszy odeń kołek karbowany /rys.178/. Kołek ten nie nadaje się dla częstego wyjmowania.

Kołki liczymy na ścinanie. Siła ścinająca:

$$P \leq \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot k_t \quad /216/$$

Naprężeniem dopuszczalnym jest k_y lub k_{to} , w zależności od warunków pracy.



rys.178.

—