

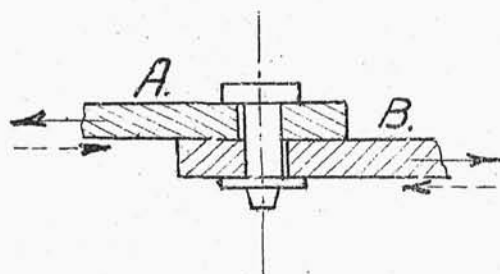
Powyższe nakazuje obniżać naprężenia dopuszczalne w wypadku istnienia karbów.

R O Z D Z I A Ł IV.

ŁĄCZNIKI

Poszczególne części maszyny muszą być łączone, pomiędzy sobą. Łączniki mogą być usuwalne i stałe. Przez pierwsze rozumiemy te, które w razie potrzeby rozłączenia danych części maszynowych, można usunąć bez zniszczenia łącznika lub części złożonych tak, że następnie można te same części połączyć ponownie przy pomocy tego samego łącznika. Do stałych przeciwnie zaliczamy łączniki, których nie można usunąć bez zniszczenia czy to samego łącznika, czy też części łączonych. Przykładem pierwszych jest śruba, drugich - nit.

Prosty konstrukcyjnie łącznik widzimy na rys.29 w złączu przegubowym. Jest to w istocie swej kołek, za-



Rys.29.

łożony w poprzeczne gniazda części łączonych *A* i *B*.

Od sił osiowych chroni go z jednej strony główka, z drugiej zateczka, opierająca się o podkładkę. Zateczkę

wykonywa się zwykle z miękkiej stali o profilu pół-

okrągłym przez zgięcie na 180° dookoła okrągłego pręta odpowiedniej średnicy. Po założeniu do otworu w sworzniu /kołku/ końce zatyczki zostają rozgięte. Jak wskazuje nazwa złącze jest przegibne, części A i B mogą się obracać dookoła osi sworznia. Jeżeli złącze ma być sztywne i przytem naprężone, jak to jest niezbędne dla obciążeń o kierunku zmiennym, to zamiast sworznia należy użyć klina poprzecznego, zmieniając odpowiednio kształt gniazd w częściach łączonych.

§ 1. Kl i n y p o p r z e c z n e

Rysunek 30 przedstawia klin poprzeczny. Można sobie przedstawić, że klin powstał z prostopadłościanu przez pochylenie ramion pod kątami

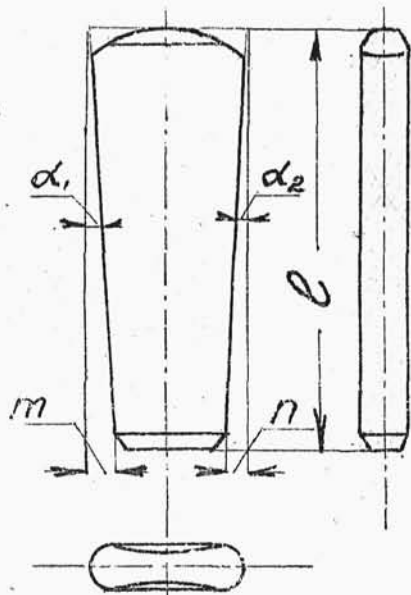
α_1 i α_2 względem długości.

Kliny są różnoramienne, gdy kąty α_1 i α_2 różnią się pomiędzy sobą, równoramienne, gdy $\alpha_1 = \alpha_2$ i jednoramienne, gdy jeden z kątów $\alpha = 0$.

Stosunki $\frac{m}{l} = \operatorname{tg} \alpha_1$ i

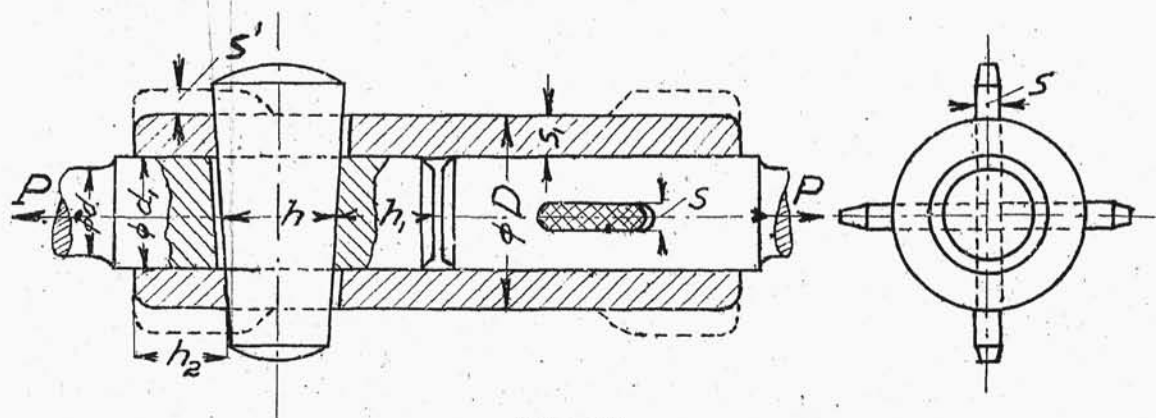
$\frac{n}{l} = \operatorname{tg} \alpha_2$ nazywamy pochyleniami klina; one to

stanowią jego najistotniejszą cechę. Ramiona klina są



Rys.30.

zaokrąglone, aby złagodzić miejscowe naprężenia w częściach łączonych, jakie powstają przy gniazdach podczas pracy złącza / działanie karbów/. Aby ułatwić wbijanie klina do gniazda, zaokrąglamy ośczo klina i ścinamy boki. Wszystkie ostre krawędzie zostają spiżowane. Jak



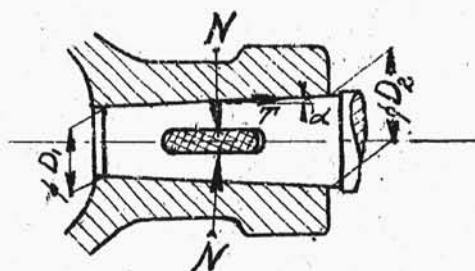
Rys. 31.

wskazują rysunki złącz klinowych, klin musi być tak założony, aby jednym ramieniem przylegał i opierał się o gniazdo w jednej tylko z części łączonych, zaś drugim ramieniem o gniazdo drugiej części. W tym celu muszą być zachowane widoczne na rysunkach luzy.

Rysunek 31 przedstawia połączenie dwóch trzonów przy pomocy pochwy i dwóch klinów w sposób luźny, zdatne tylko dla stałego kierunku sił osiowych w trzonach. W takim złączu luźnym pochylenie odczuwające klin tłumaczy się potrzebą regulacji położenia trzo-

nów lub ich naprężenia.

Rys.32 przedstawia zastosowania klina poprzecznego w złączu klinowym krzyżulca z trzonem tłokowym. W przeciwstawieniu do złącza luźnego jest to typ złącza naprężonego, niezbędnego przy zmiennym kierunku sił osiowych trzona. Złącze naprężone otrzymujemy przy wbijaniu klina tylko wówczas, gdy wzajemne właściwe położenie

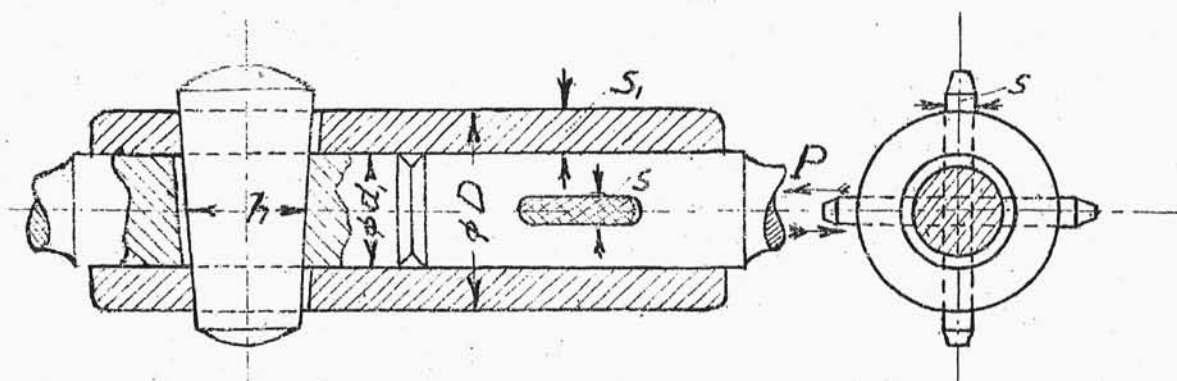


Rys.32.

nie obu części łączonych jest zapewnione przez odpowiednią konstrukcję i montaż. Np. w konstrukcji rys.32 stożkowe zakończenie trzona sprawia, że przy należytem wbijaniu klina zostają stale zachowane pewne dociski między powierzchniami klina i gniazd niezależnie od kierunku sił osiowych trzona. To sprawia, że każda zmiana kierunku sił osiowych zachodzi łagodnie, bez uderzeń, bez naprężeń charakteru dynamicznego; części złącza sprężynują.

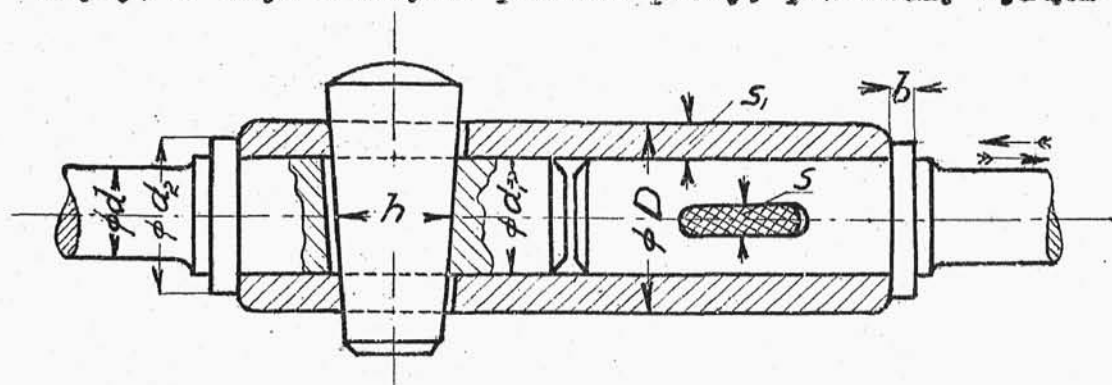
W konstrukcji na rysunku 33 osiągamy to przez zetknięcie czołowych powierzchni trzonów, na rys.34 przez spawanie lub nasadzanie na gorąco odsady.

Klin powinien być wbity z pewnym uciążem tak, aby odkształcenia, które powstaną wskutek tego w złączu, ra-



Rys. 33.

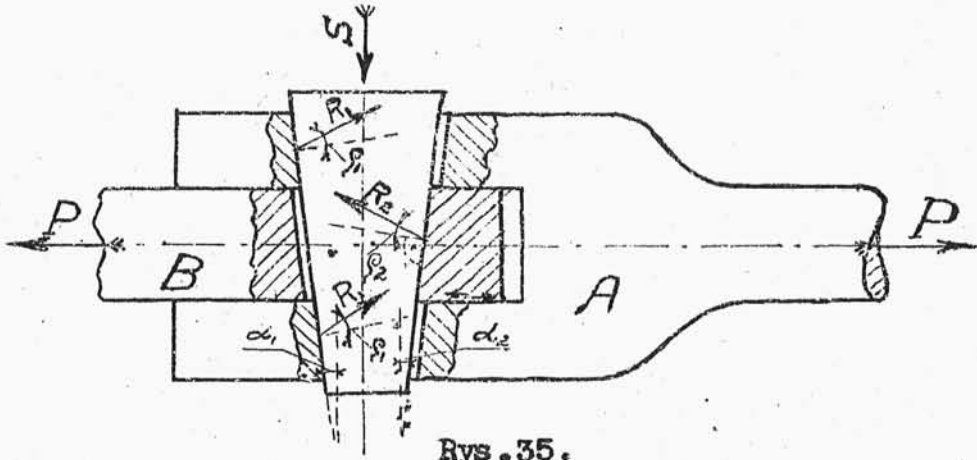
zem z odkształceniami, pochodzącymi od obciążenia maszyny, a więc i złącza podczas pracy, pozostały wyłącz-



Rys. 34.

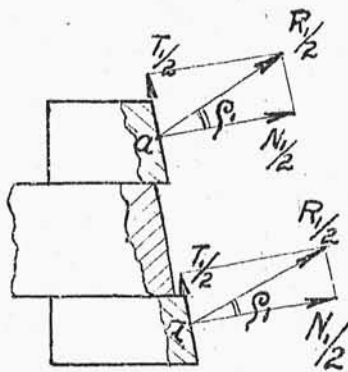
nie sprężystości i to w granicach dopuszczalnych. Klipy wykonywa się przeważnie z twardej stali / stal węglowa o zawartości $C = 0,45 \%$.

T e o r y a k l i n a. W celu wyprowadzenia zależności pomiędzy siłami działającymi na złącze klino-
we rozpatrzmy szemat jego na rys.35. Założmy najpierw,

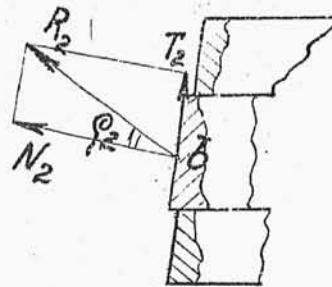


Rys.35.

że na części A i B działają równe i odwrotnie skierowane siły osiowe - P . Wyznamy wartość siły osiowej S , jaką należy przyczepić wzdłuż klina prostopadle do kierunku sił P , aby klin mógł się opuszczać ruchem jednostajnym. Oddziaływanie części A i



Rys.35-a



Rys.35-b.

B na klin wyrazi się siłami oporowymi R_1 i R_2 ,
odchylonemi od normalnych o kąty tarcia φ_1 i φ_2 w
kierunku przeciwnym do przesunięcia klina / rys.35-a
i 35-b /.

Mały ciężar klina pomijamy. Równowaga sił, działających na klin daje w kierunku siły S :

$$S - R_1 \cdot \sin(\alpha_1 + \varphi_1) - R_2 \cdot \sin(\alpha_2 + \varphi_2) = 0; \dots 1/$$

w kierunku prostopadłym:

$$R_1 \cdot \cos(\alpha_1 + \varphi_1) = R_2 \cos(\alpha_2 + \varphi_2); \dots \dots \dots 2/$$

w celu wyprowadzenia siły P mamy z równowagi części
 B , uwzględniając tarcie między B i A , równe
 $\mu \cdot R_2 \sin(\alpha_2 + \varphi_2)$, gdzie μ współczynnik tarcia,
i rzutując siły na kierunek P :

$$R_2 \cos(\alpha_2 + \varphi_2) - P - \mu \cdot R_2 \cdot \sin(\alpha_2 + \varphi_2) = 0; \dots 3/$$

Rugując odpory R_1 i R_2 przy pomocy równań 1/
i 2/ mamy z równania 3/:

$$S = P \frac{\operatorname{tg}(\alpha_1 + \varphi_1) + \operatorname{tg}(\alpha_2 + \varphi_2)}{1 - \mu \cdot \operatorname{tg}(\alpha_2 + \varphi_2)}; \dots \dots \dots 4/$$

Wzór ten wyraża związek, jaki zachodzi pomiędzy siłami P i S . Gdybyśmy chcieli wyznaczyć najmniejszą siłę S_{min} , która w danym złączeniu klinowym zrównoważy oddziaływanie części A i B na klin tak, że klin nie będzie wypychany ku górze, to należałoby skierować siły tarcia w przeciwną stronę. Można wyznaczyć tę siłę ze wzoru 4/, zmieniając znaki przy φ i w wyrazie zawierającym czynnik μ . Otrzymujemy:

$$S_{min} = P \frac{\operatorname{tg}(\alpha_1 - \varphi_1) + \operatorname{tg}(\alpha_2 - \varphi_2)}{1 + \mu \operatorname{tg}(\alpha_2 + \varphi_2)}; \dots /5/$$

Ze wzoru 5/ można ustalić warunki samohamowności klina, kiedy $S_{min} = 0$. Ponieważ kąt φ_2 jest wogóle mały, to nawet przy $\alpha_2 < \varphi_2$ wobec małego również μ , mianownik pozostaje zawsze dodatni /kąty $\alpha < 90^\circ$ /; przeto warunkiem samohamowności jest:

$$\operatorname{tg}(\alpha_1 - \varphi_1) + \operatorname{tg}(\alpha_2 - \varphi_2) \leq 0;$$

czyli
$$\operatorname{tg}(\alpha_1 - \varphi_1) \leq -\operatorname{tg}(\alpha_2 - \varphi_2);$$

skąd
$$\alpha_1 + \alpha_2 \leq \varphi_1 + \varphi_2;$$

Klin jest powstrzymywany od wysunięcia się tylko przez siły tarcia. Widzimy więc, że klin będzie samohamowny o ile suma kątów pochylenia klina jest mniejsza od su-

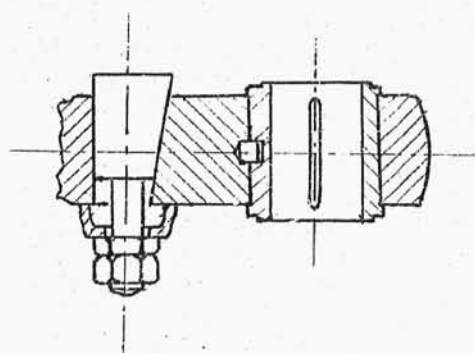
my kątów tarcia. W wypadku klina równoramienneego t.j. przy $\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha$ oraz $\varphi_1 = \varphi_2 = \varphi$, warunek samohamowności klina będzie:

$$\alpha \leq \varphi ;$$

Dla klina zaś jednoramiennego samohamowność będzie zachowana, jeżeli kąt pochylenia klina będzie mniejszy od podwójnego kąta tarcia t.j.

$$\alpha \leq 2 \cdot \varphi ;$$

to też kliny jednoramienne można stosować tam, gdzie one służą nie tylko jako łączniki samohamowne, ale również i do regulacji, gdyż wobec większego kąta odbywa się ona szybciej. Zaznaczyć jednak trzeba, że w klinach używanych do regulacji zaniedbuje się często warunek samohamowności, ponieważ daje się w nich kąt znacznie większy / np. $\operatorname{tg} \alpha \approx \frac{1}{3}$ /. Przykład takiego klina mamy we łbie korbowodowym /rys.36/,



Rys.36.

gdzie służy do regulacji panewek w miarę ich zużycia.

Co się tyczy kątów tarcia / φ / , to doświadczalnie znaleziono, że dla powierzchni suchych:

$$\operatorname{tg} \varphi = 0,2 \div 0,4 ;$$

Przy dużych siłach nacisk jednostkowy ze strony po-

wierzchni gniazda na boczne powierzchnie klina wypada dość duży, to też powierzchnie te czasem przywierają / adhezja / do siebie tak silnie, że usunięcie klina pociąga za sobą uszkodzenie części połączonych. Aby uniknąć tego niepożądanego zjawiska klina smaruje się łożem; wówczas cienka warstwa stałego smaru zabezpiecza przed powstawaniem sił przywierania. Smarowanie znacznie obniża współczynnik tarcia, który w wypadku smarowanego klina stalowego wynosi:

$$\operatorname{tg} \varphi = 0,015 \div 0,09;$$

Zgodnie z tem musimy stosownie dobierać kąty pochylenia klina, aby otrzymać samohamowność; zwykle:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{1}{30} \div \frac{1}{50} < \frac{1}{20};$$

Wobec dużych docisków jednostkowych stosowanie smarów ciekłych nie daje dobrych wyników.

§ 2. O b l i c z e n i a z ł ą c z k l i n o - w y c h

P r z y k ł a d 1. Obliczyć złącze klinowe luźne /rys.31/ przy sile $P = 8000 \text{ kg}$. Trzony ze stali targowej /0,1% C/, pochwa żeliwna.

Zgodnie z oznaczeniami na rysunku obliczymy średnicę trzona na rozciąganie:

$$P = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot k_v;$$

gdzie k_v naprężenie dopuszczalne na rozciąganie. Zakładamy obciążenie zmienne. Z tablicy III / str.34 / dla stali targowej liczymy przezornie Q około 2200 kg/cm², gdyż cechy wytrzymałościowe tego pospolitego materiału nie są ujednoliconie. Dajemy $k_v = 700 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$, zatem.

$$\frac{\pi d^2}{4} = \frac{8000}{700} = 11,4 \text{ cm}^2;$$

zaokrąglając, bierzemy:

$$d = 40 \text{ mm};$$

Średnicę d_1 obliczymy z przekroju osłabionego otworem o polu $\approx d_1 \cdot s$:

$$P = \left[\frac{\pi d_1^2}{4} - d_1 \cdot s \right] \cdot k'_v;$$

Ze względu na karby obniżamy naprężenie dopuszczalne do $k'_v = 600 \text{ kg/cm}^2$. Grubość klina s zwykle przyjmuje się około $\frac{d_1}{4}$, zatem:

$$8000 = 2,14 \frac{d_1^2}{4} \cdot 600;$$

skąd

$$d_1 = 50 \text{ mm}; \quad \text{zaś} \quad s = 13 \text{ mm};$$

Sprawdzamy docisk jednostkowy między klinem a trzonem.

Mając na uwadze materiał miękniejszy - stal targową, dopuszczamy w złączu luźnym docisk jednostkowy / k / do

1200 kg/cm² / w złączu naprężonym byłoby $k = 800 \div 1000$ kg/cm²/ Równanie na siłę docisku daje:

skąd

$$P = d_1 \cdot s \cdot k;$$

$$k = \frac{8000}{s \cdot 13} = 1230 \text{ kg/cm}^2;$$

Wobec małego odchylenia zachowujemy przyjęte wymiary.

Pochwę obliczamy na rozciąganie w przekroju osłabionym przez otwór na klin. Dla pochwy żeliwnej można przyjąć grubość jej ścianki $S_1 = \frac{d_1}{2}$ i sprawdzić σ_r z równania:

$$P = \left[\frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d_1^2}{4} - 2 \cdot S_1 \cdot s \right] \cdot \sigma_r;$$

Z tablicy Röttschera / tabl. I. str. 62 / naprężenie dopuszczalne dla żeliwa przy obciążeniu zmiennym jest 200 - 230 kg/cm²; ze względu na karby wprowadzamy współczynnik 0,8, czyli k_r' może wynosić od 160 - 200 kg/cm². Można również podstawić $\sigma_r = k_r'' = 160 \div 200 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$ i wyznaczyć bezpośrednio S_1 :

$$8000 = \left[\frac{\pi (d_1 + 2S_1)^2}{4} - \frac{\pi d_1^2}{4} - 2 S_1 \cdot s \right] / 200;$$

stąd

$$S_1 = 21 \text{ mm};$$

Przy tej grubości ścianki badamy docisk jednostkowy mię-

dzy pochwą a klinem:

$$P = 2 \cdot s \cdot s_1 \cdot k';$$

$$k' = \frac{8000}{2 \cdot 13 \cdot 2,1} = 1540 \text{ kg/cm}^2;$$

Docisk k' wypadł za duży, więc przyjmujemy, jak poprzednio, $\approx 1200 \text{ kg/cm}^2$ i obliczamy s_1 :

$$s_1 = \frac{8000}{1200 \cdot 13 \cdot 2,1} = 2,5 \text{ cm}^2;$$

czyli $s_1 = 25 \text{ mm}$; zaś $D = d_1 + 2s_1 = 100 \text{ mm}$;

Można dać grubsze nadlewę, zmniejszając docisk jednostkowy, pomiędzy niemi zaś wymiarować pochwę na podstawie jej rozciągania; odmiana ta została wskazana na rysunku punktami. W danym przykładzie dajemy pochwę jednostajnej średnicy, bowiem dla k_r'' była przyjęta górna wartość.

Klin jest narażony na zginanie i ścinanie. Jeżeli przyjąć, że obciążenie jest rozłożone jednostajnie, to największy moment jest jednakowo wielki dla wszystkich przekrojów odległych od środka o $\frac{d_1}{4}$ lub mniej. Wobec powyższego /rys. 37 /:

$$M_g = \frac{P}{2} \left[\frac{d_1}{4} + \frac{s_1}{2} \right];$$

zaś moment wytrzymałości:

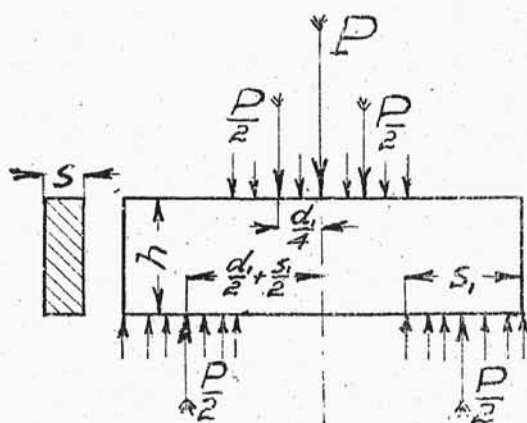
$$W = \frac{s \cdot h^3}{6};$$

więc:

$$\frac{P}{2} \left[\frac{d_1}{4} + \frac{s_1}{2} \right] = \frac{s \cdot h^3}{6} \cdot k_g;$$

Naprężenie dopuszczalne na zginanie /kg/ wobec Q_r średnio wynoszącego 3700 kg/cm²

i dobrych warunków osadzenia klina w porównaniu ze zwykłą belką zginaną można przyjmować około 1200 kg/cm². Gdy charakter obciążenia jest zbliżony do stałego, to w złączach



Rys.37.

luźnych można dochodzić nawet do 1500 kg/cm². Tylko w tych złączach klinowych naprężonych, które są szczególnie narażone na uderzenia, jak w pompach, należy wybierać umiarkowane *fig.*

Rys.38 przedstawia klin złącza klinowego pompy po dłuższej pracy. /"Maschinenelemente" Röttschera/. W naszym przykładzie damy *fig.* = 1400 kg/cm².



Rys.38.

Więc

$$\frac{8000}{2} \left/ \frac{5,0}{4} + \frac{2,5}{4} \right/ = \frac{1,3 \cdot h^{\frac{2}{3}}}{6} \cdot 1400;$$

stąd szukana wysokość klina jest:

$$h = 58 \text{ mm};$$

Naprężenia tnące możemy sprawdzić ze wzoru:

$$P = 2 \cdot s \cdot h \cdot k_t;$$

skąd

$$k_t = \frac{8000}{2 \cdot 1,3 \cdot 5,8} = 530 \text{ kg/cm}^2;$$

co jest dopuszczalne. Pozostaje wyznaczyć wymiary h_1 i h_2 . W praktyce zwykle dla klinów samohamownych biorą:

$$h_1 = \frac{2}{3} h; \quad \text{ i } \quad h_2 = \frac{3}{4} h;$$

czyli w naszym wypadku $h_1 = 40 \text{ mm}$ zaś $h_2 = 45 \text{ mm}$.

Należy jednak wymiary te sprawdzić na ścinanie. Zaokrąglając pole przekrojów, otrzymujemy w przybliżeniu:

$$h_1 \left/ \right. 2 \cdot h_1 \cdot d \cdot \tau' = P;$$

$$\tau' = \frac{8000}{2 \cdot 4 \cdot 5} = 200 \text{ kg/cm}^2;$$

$$h_2 \left/ \right. 4 \cdot h_2 \cdot s \cdot \tau'' = P;$$

$$\tau'' = \frac{8000}{4,5 \cdot 4 \cdot 2,5} = 179 \text{ kg/cm}^2;$$

Pożądamy, by otrzymane wartości naprężeń ścinających

były 1,75 do 2-oh razy mniejsze od dopuszczalnych, a to ze względu na dodatkowe rozsadzające działanie klina. W danym wypadku dla stali $k_t = 0,6 \cdot 700 = 420 \text{ kg/cm}^2$, dla żeliwa $k_t = 200 - 230 \text{ kg/cm}^2$. Zwiększamy wymiar h_2 do 60 mm.

U w a g i d o o b l i c z e n i a n a p r ę -
ż o n y c h z ł ą c z k l i n o w y c h. Założmy, że
w poprzednim przykładzie złącze luźne zostało zmienio-
ne na naprężone przez zetknięcie końców trzonów. Osio-
wa siła P działa wahliwie. Kliny zostały wbite z si-
łą, której wartość pozostaje zwykle nieoznaczona. Wsku-
tek samego tylko wbicia klina pochwa została rozciągnię-
ta, powierzchnie i gniazd i klina otrzymały pewien do-
cisk, końce trzonów między klinami zostały ściśnięte,
pozostała część trzonów nie uległa napięciu, jeżeli,
jak przeważnie bywa, drugie końce trzonów były swobod-
ne przy wbijaniu klinów. Sam klin został zgięty. Po
obciążeniu siłami P w okresie rozciągania wzmagają
się: rozciąganie pochwy, dociski w gniazdach, zgięcia
klinów; tylko ściśnięcie końców trzonów zostaje zmniej-
szone, lecz przy właściwym wbiciu klinów powinny jed-
nak zostać ściśniętymi. W okresie ściskania siły P
zostają bezpośrednio przenoszone przez trzony, a od-

kształcenia pochwy i klinów są mniejsze niż w okresie poprzednim. W rezultacie trzony pracują w obliczonych przekrojach wahlwie, zaś kliny i pochwa zmiennie, aczkolwiek niepózwahlwie, gdyż naprężenia nie spadają do zera.

Opisany charakter narażenia części złącza naprężonego nie pozostaje w szczegółach bez zmiany w innych konstrukcjach złącz naprężonych. Każda z nich powinna być przeto rozważana osobno krytycznie przez konstruktora.

Co się tyczy rachunkowego wyznaczania naprężeń, to nie byłoby to zadaniem łatwym nawet przy ustaleniu wartości siły, z jaką wbijamy klin. Ważną rolę gra tu sprężystość trzonów, pochwy i klinów i jej wzajemne stosunki. W praktyce niektórzy konstruktorzy zwiększają siłę P o 25 % dla obliczenia wymiarów tych części, których narażenie zostało zwiększone przez wbicie klina. Sposób ten stosował K. Bach. Jeżeli tę drogę uznać za niedostatecznie uzasadnioną, to pozostaje obniżanie naprężeń dopuszczalnych i oparcie się na wykonanych, dobrze pracujących konstrukcjach.

P r z y k ł a d 2. Rys.39 przedstawia złącze klinowe trzona tłokowego z krzyżulcem maszyny parowej, wykonanej w Polsce i pracującej już od dłuższego czasu.

Największa siła na tłok $P = 21000$ kg. Trzon i klin wykonane ze stali tak zwanej maszynowej o $R_r = 6000$ kg/cm². Krzyżulec stalowy.

Obliczyć naprężenia przy podanych niżej wymiarach.

Średnica końca trzona $d = 100$ mm

Grubość klina $s = 28$ "

Wysokość klina $h = 110$ "

Średnica kielicha $D = 168$ "

" z nadlewem $D_1 = 200$ "

wymiar $h_1 = 75$ "

" $h_2 = 75$

1/ Trzon na rozciąganie:

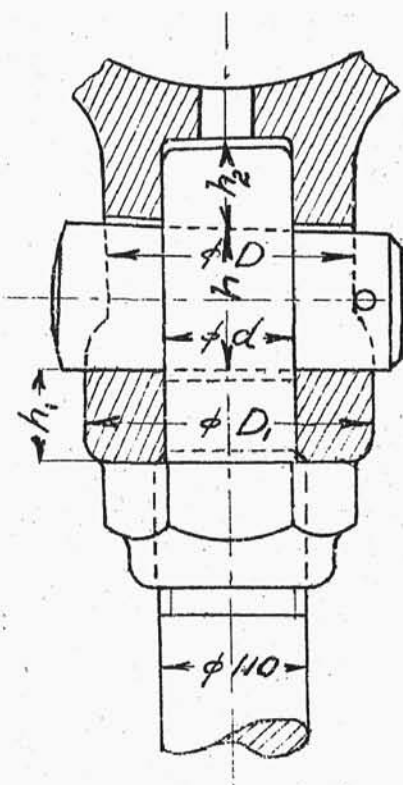
$$\left[\frac{\pi d^2}{4} - s \cdot d \right] \cdot \sigma_r = P;$$

$$\sigma_r = \frac{21000}{78,5 - 28} = 417 \text{ kg/cm}^2;$$

2/ Trzon i klin na docisk jednostkowy:

$$d \cdot s \cdot k = 21000;$$

$$k = \frac{21000}{10 \cdot 2,8} = 750 \text{ kg/cm}^2;$$



Rys. 39.

3/ Kielich krzyżulec na rozciąganie:

$$\left[\frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4} - (D-d) \cdot s \right] \cdot \sigma_r = P;$$

$$124 \sigma_r = 21000; \quad \sigma_r = 170 \text{ kg/cm}^2;$$

4/ Gniazdo dla klina w kielichu na docisk jednostkowy:

$$h = \frac{21000}{2,8 \cdot 10} = 750 \text{ kg/cm}^2;$$

5/ Klin na gięcie:

$$\frac{P}{2} \left[\frac{D-d}{4} + \frac{d}{4} \right] = \frac{s \cdot h^2}{6} \cdot \sigma_g;$$

$$\sigma_g = \frac{10500 \cdot 5.6}{2,8 \cdot 121} = 930 \text{ kg/cm}^2;$$

6/ Nadlew kielicha na ścinanie:

$$h_1 \cdot [D-d] \cdot 2 \tau = 21000;$$

$$\tau = \frac{21000}{75 \cdot 10 \cdot 2} = 140 \text{ kg/cm}^2;$$

7/ Koniec trzona na ścinanie:

$$h_2 \cdot d \cdot 2 \tau = 21000;$$

$$\tau = \frac{21000}{75 \cdot 10 \cdot 2} = 140 \text{ kg/cm}^2;$$

Zastosowanie nakrętki odciążyło i zabezpieczyło dno kielicha, natomiast trzon został dodatkowo rozciągnięty między nakrętką, a miejscem oparcia klina.

Gdy koniec trzona jest stożkowy, jak na rys.32, to należy zwrócić uwagę na narażenie kielicha. Mamy tu do czynienia z trójwymiarowym stanem napięcia. Siła P , działająca na trzon, równoważy się z odporem normalnym /na rysunku został skupiony/ i z siłą tarcia, powstającą wskutek sprężystości materiałów. Mamy:

$$P = 2N \sin \alpha + 2T \cos \alpha;$$

$$T = N \cdot \mu$$

$$N = \frac{P}{2[\sin \alpha + \mu \cos \alpha]};$$

Oznaczając przez L długość tworzącej powierzchni stożkowej, na którą przypada docisk $2N$, mamy dla wyznaczenia docisku jednostkowego k :

$$N = k \cdot \frac{\pi \cdot L}{2} \cdot \left[\frac{D_1 + D_2}{2} \right];$$

W płaszczyznach kielicha, prostopadłych do jego osi, leżą naprężenia obwodowe i radialne, największe na stronie wewnętrznej. Te naprężenia obwodowe są naprężeniami normalnymi dla przekrojów osiowych. Sposobem przybliżonym, zakładając rozkład jednostajny, mamy dla ich wy-

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 wahl-
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-