

PRZEGLĄD TECHNICZNY

TYGODNIK POŚWIĘCONY SPRAWOM TECHNIKI I PRZEMYSŁU.

Tom XLIX.

Warszawa, dnia 28 grudnia 1911 r.

Nr 52.

TREŚĆ. Chrzanowski W. Z dziedziny budowy mechanizmów silników cieplikowych [dok.] - Jarkowski W. Zarys teorii sterowców [dok.] - Wiadomości techniczne i przemysłowe. — Kronika bieżąca.

Architektura. O wykształceniu architektonicznym. — Konkursy.

Z 12-ma rysunkami w tekście.

Z dziedziny budowy mechanizmów silników cieplikowych.

Podał dr. inż. Wiesław Chrzanowski.

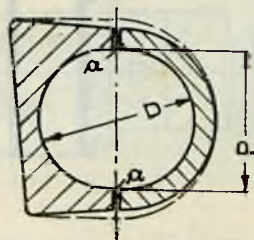
(Dokończenie do str. 636 w Nr 50 r. b.).

Bardzo różnorodne są konstrukcje łożysk do czopa krzyżulcowego i korbowego. Chęć uproszczenia konstrukcji prowadzi tutaj nieraz do wręcz przeciwnego wyniku, tak, że często spotykamy formy bardzo kosztowne i uciążliwe do obróbki. Oprócz tego ujawniają się przedewszystkiem dążenia do ułatwienia nastawności panew i do przeciwdziałania kleszczeniu czopów przez panwie po zagrzaniu się ich. Kleszczenie czopa zachodzi często przy panwiach brązowych, zwłaszcza u czopa korbowego, którego łożysko łatwiej się zagrzewa, jeśli obie części panwi płaszczyznami końcowymi nie przylegają silnie do siebie. W jaszkrawy, przesadny sposób przedstawia zmieniony przez zagrzanie się kształt panew rys. 48, gdzie średnica P jest znacznie mniejsza niż D . Szczelina a pomiędzy panwiami umożliwia tutaj łatwe nastawianie panwi, lecz umożliwia także wypełnienie szczeliny cienkimi wkładkami metalowymi, tak aby panwie końcowymi płaszczyznami silnie do siebie przylegały i nie kleszczyły nigdzie czopa, przeciwdziałając ujemnym skutkom przy zagrzaniu się łożyska. Zapomocą wymienionych wkładek ustawność panwi jest również ułatwiona.

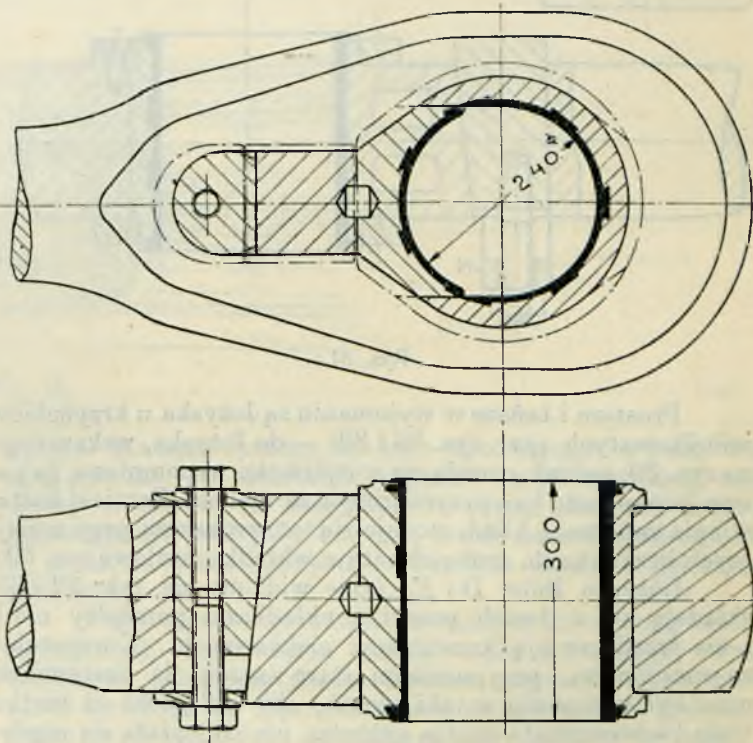
Wykonanie łożysk czopa krzyżulcowego tej samej wielkości (por. rys. 49 do 51) jest mniej więcej jednakowo kosztowne, jeżeli używamy przy wszystkich konstrukcjach tych samych materiałów. Do wyrobu panwi dla silników mniejszych i średnich używa się najczęściej brązu fosforowego, dla wielkich silników stali lanej, wyłożonej białym metalem. Łożyska ostatnio wymienione zwykle lepiej pracują

(ausbeizen) i pocynowanie odlewu nie wystarcza jeszcze do zupełnie pewnego osadzenia na niej białego metalu.

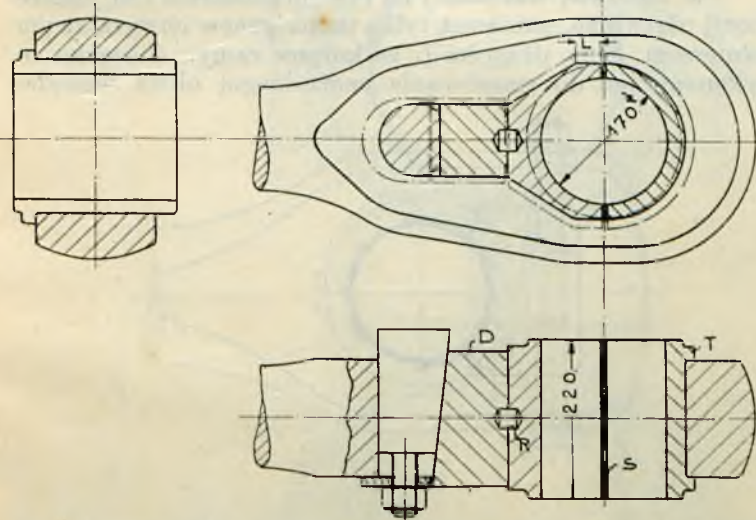
W konstrukcji, wskazanej na rys. 49, zapobiega kręceniu się panwi sworzeń R , znajdujący się między przednią panwią i wkładką D , wykonaną ze stali kutej lub lanej. O ile



Rys. 48.



Rys. 50.



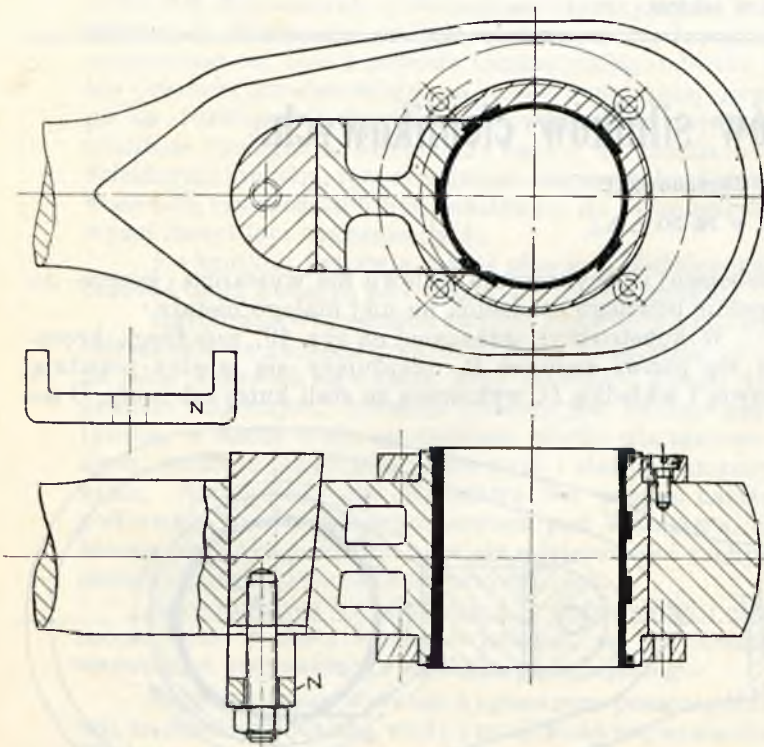
Rys. 49.

niż panwie brązowe, lecz koszt wykonania ich jest droższy, gdyż wyłobienia do białego metalu muszą być dokładnie opracowane (wytoczone, względnie wyheblowane), chcąc mieć dobre połączenia z powierzchnią odlewu stalowego. Zaniechanie tej obróbki przyczynia się często do obluźnienia się białego metalu w panwi przy najmniejszym zagrzaniu się łożyska. Praktyka wykazała, że wyczyszczenie kwasami powierzchni

przestrzeń L jest dosyć długa i przednia panew we łbie korbowodu jest dobrze dopasowana, można nie stosować sworzni R . Ponieważ między panwiami znajdują się wkładki S , konieczne jest wyjęcie korbowodu z krzyżulca przy nastawianiu panwi. Jeśli zapobiegnie się kręceniu tylnej panwi T w jakikolwiek sposób, można się obejść bez wkładek S . Wtedy nastawność panwi jest bardzo dogodna bez wyjmowania krzyżulca, lecz wykonywający tę pracę, nie posiada żadnego czucia, czy klin przyciągnął za wiele lub za mało. Oprócz kleszczenia czopa w płaszczyźnie pionowej, gdzie panwie są podzielone, przy zagrzaniu się łożyska, może zdarzyć się teraz bardzo łatwo kleszczenie w płaszczyźnie poziomej z powodu zasilnego przyciągnięcia klina, przez co łożysko ulega często znacznym uszkodzeniom.

Te same trudności, co do odpowiedniego, a nie zasilnego przyciągnięcia klina, nasuwają się przy konstrukcjach, wskazanych na rys. 50 i 51. Nastawianie panwi jest tutaj zapewnione bez wyjmowania krzyżulca, a budowa zapobiega w sposób prosty, a pewny kleszczeniu czopa w płaszczyźnie pionowej, gdy zagrzeje się łożysko. Są one bezwarunkowo lepsze, niż te, jakie widzimy na rys. 49, gdy się tutaj szczeliny nie wypełni wkładkami S . Konstrukcja wykonana podług rys. 51, posiada tę jeszcze zaletę, że można ją bez zmian stosować tak u lewego jak i u prawego silnika, gdyż panwie nie posiadają kołnierzy, przymocowane są tylko do łba korbowodu zapomocą osobnych pierścieni. U maszyn

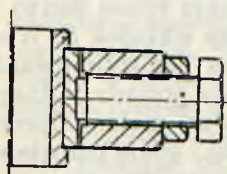
sprężonych i bliźniaczych wpływa to dodatnio przy wykonywaniu części zapasowych, ponieważ na odpowiednie umieszczenie kołnierzy nie potrzeba zwracać uwagi. W praktyce najczęściej spotykamy budowę, podobną do tej, jaką widzimy na rys. 49, lecz z wkładkami *S*. Wtedy bowiem kleśczenie czopa nie może nastąpić tak łatwo, a wady nastawności trudniejszej nie odczuwa się tak dalece, ponieważ wycieranie się łożysk czopa krzyżulcowego jest bardzo małe.



Rys. 51.

Prostsze i tańsze w wykonaniu są łożyska u krzyżulców widełkowatych (por. rys. 38 i 39) — do łożyska, wskazanego na rys. 39, jednak stosują się wątpliwości wspomniane, że panew łatwo może być przyciągnięta za mocno. Zamiast nastawiania zapomocą klina, stosuje się też, zwłaszcza przy mniejszych krzyżulcach, śrubę cisnącą z wkładką (stalową rys. 52).

Łożyska łbów *D* i *E*, jakie widzimy na rys. 32 i 33, składają się z dwóch panwi, z wkładkami pomiędzy nimi, i nie przedstawiają konstrukcji ciekawszych. Korzystając ze sposobności, przypominam starą zasadę, że nastawność musi być wykonana w taki sposób, aby odległość od środka wału korbowego do środka cylindra nie zmieniała się nigdy. Niestety, w praktyce spotyka się i dziś jeszcze pod tym względem często błędy, które ujemnie oddziałują na ruch silnika. Najlepiej zachować można odległość wspomnianą przez odpowiednie wykonanie nastawności obu łożysk korbowodu, tak, aby jego długość od środka czopa korbowego do środka czopa krzyżulcowego, ulegała możliwie najmniejszej zmianie.



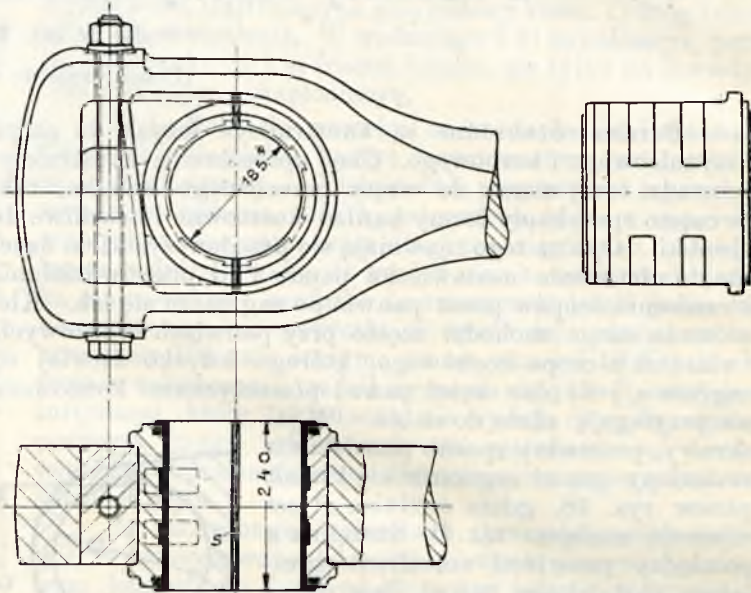
Rys. 52.

W tym celu trzeba tutaj zapewnić łatwą nastawność drogą tłokowego w sposób podobny, jaki uwidocznił się nam na rys. 40.

U czopów korbowych stosuje się najchętniej panwie ze stali lanej i wyłożenie białym metalem, ponieważ łożyska z brązu łatwiej ulegają zagrzeniu. Najczęściej spotykaną konstrukcję przedstawia rys. 53, lecz jako lepszą uważać należy wskazaną na rys. 54, ponieważ w niej wykluczone jest kleśczenie czopa przy zagrzeniu się łożyska. Kleśczeniu w płaszczyźnie poziomej zapobiegają przy obu wykonaniach wkładki *S*. Kołnierz *A* znajduje się z obu stron, a kołnierz *L* tylko z jednej strony. Jeżeli w budowie, pokazanej na rys. 54, zmniejszy się wysokość *P* do tego stopnia, że zrówna się z *R*, wtedy wkładki *S* nie można zastosować, a konstrukcja posiada te same wady, jakie widzimy na rys. 50 i 51.

Przy budowie głównych łożysk wału korbowego trzeba przede wszystkim mieć to na względzie, czy dana fabryka posiada stosowne obrabiarki, czy też nie. W ogólności powiedzieć można, że zastosowanie cylindrycznych klinów nastawczych znacznie ułatwia składanie. Ponieważ kołnierze panwi wchodzić muszą luźno w korpus, znajduje się więc pomiędzy temi dwoma częściami niewielka szczelina, która w połączeniu z klinem cylindrycznym, umożliwia ślusarzowi pewne, czasem nawet konieczne przesunięcie w położeniu wału korbowego.

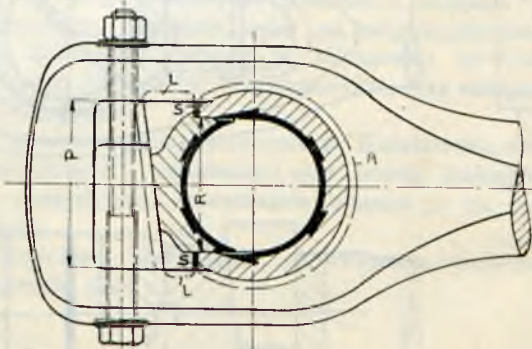
Bardzo dogodną do obróbki konstrukcję przedstawia rys. 55, o ile fabryka posiada obrabiarkę odpowiednią, gdyż równocześnie z toczeniem prowadnicy, odhycać się może



Rys. 53.

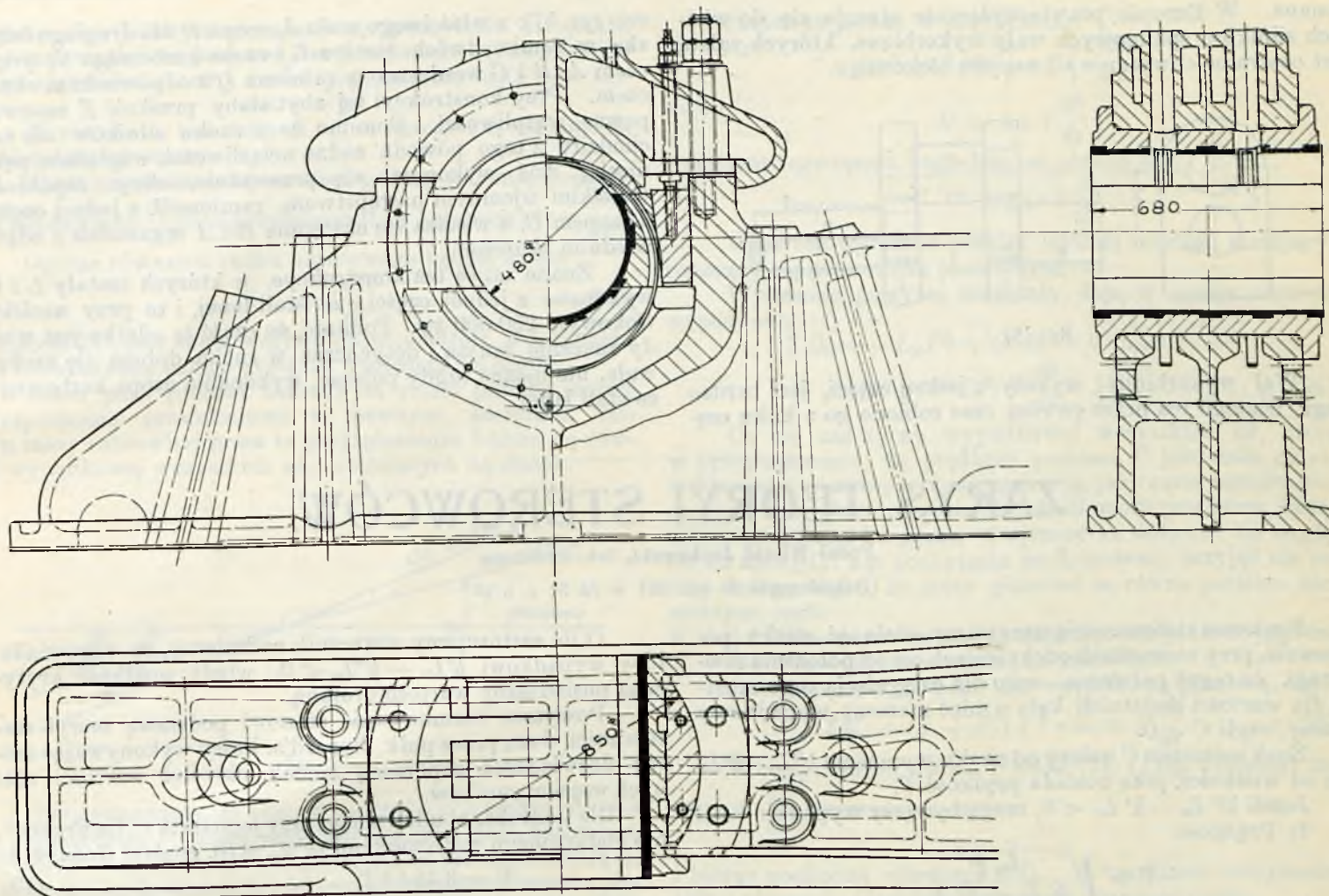
całkowite opracowanie łożyska wału korbowego. Panwie wykonane są tutaj ze stali lanej, a nastawcze kliny z żelaza lanego, co przy nacisku tłokowym (Triebwerksdruck) aż do 120 000 kg stosowałem z dobrym powodzeniem. Znanymi są wypadki stosowania panwi z żelaza lanego tej samej grubości, co stalowe, które, przy równym nacisku tłokowym w późniejszym użyciu, nie sprawiały żadnych trudności. Stosowanie więc żelaza lanego do tego celu jest bezwzględnie dopuszczalne, pod warunkiem, że panew możliwie przylega dokładnie na całej swej długości do innych części i łożysko starannie bywa przyciągane, tak, że nie zachodzą żadne uderzenia szkodliwe wału o panew.

W budowie, wskazanej na rys. 56 składanie jest jeszcze więcej ułatwione, ponieważ tylko dolna panew chwyta swym kołnierzem *E* na długości *L* za korpus ramy. Łożysko to wykonane jest do smarowania centralnego; oliwa wchodzi

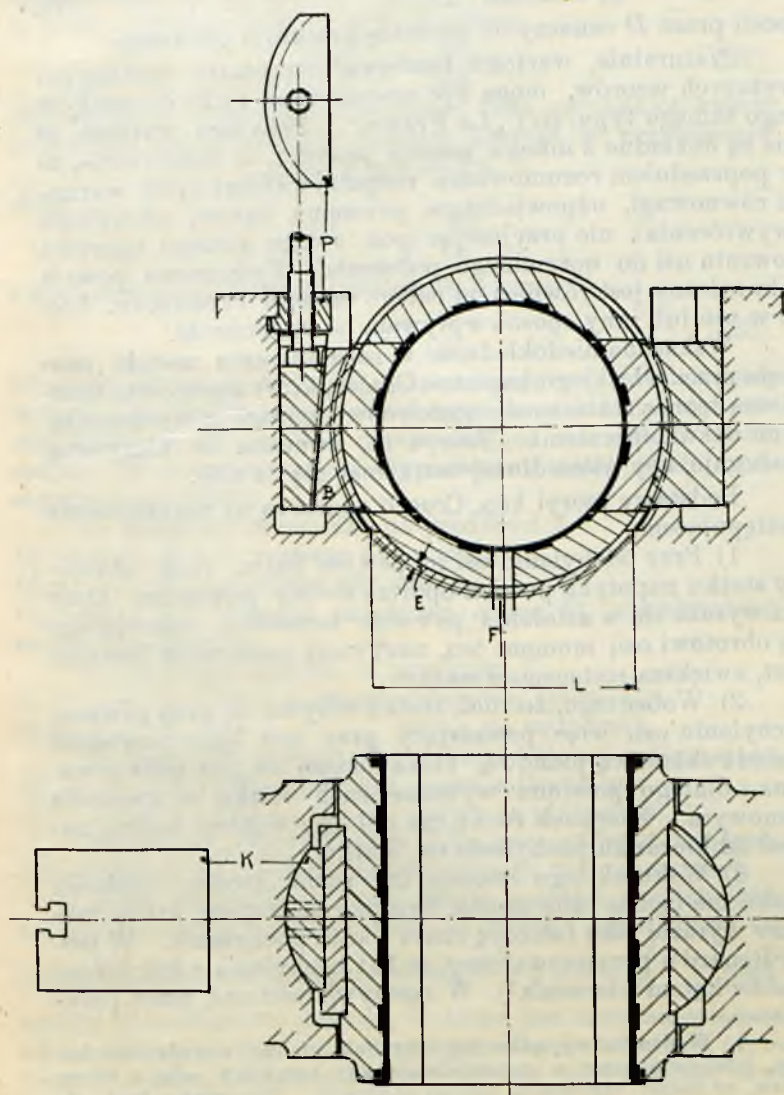


Rys. 54.

przy *F* i przez wał przewiercony dochodzi do czopa korbowego. Pomiędzy klinem *K* a nastawczą panwią boczną, znajduje się tu stalowa przykładka *B*. Z tego powodu można łożysko, składające się z czterech panwi, otoczyć razem. Zastosowanie tej wkładki *B* można polecać jedynie tylko u jednostronnie nastawczego łożyska (rys. 56), gdy tymczasem obustronnie nastawne łożyska lepiej i taniej wykonywać się z bocznymi panwami klinowatymi, jak to widzimy na rys. 55. Umieszczona w korpusie ramy wkładka *P* zapewnia stosowne przyciąganie klina, lecz wykonanie tej konstruk-



Rys. 55.



Rys. 56.

cyi jest znacznie droższe, niż śrub wchodzących w klin, według rys. 55. W ostatnim wypadku może zachodzić najwyżej ta obawa, że mogłyby one przez fałszywe, krzywe przyciągnięcie pokrywy łożyska, zostać narażone na zgięcie; w praktyce jednakowoż nie słyszałem nigdy o pęknięciu tych śrub.

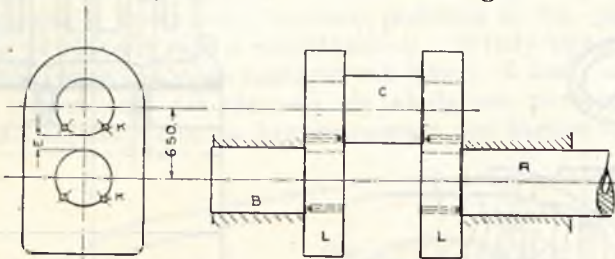
Śruby ciskące, podobnie jak na rys. 52, bywają rzadko używane do nastawiania łożysk wału korbowego. Przy większych silnikach trzeba bowiem używać dwóch śrub, przez co zdarza się często, że panew zostaje krzywo przyciągnięta; w praktyce dało się to już nieraz dotkliwie we znaki.

Budowy głównych łożysk wału korbowego z płaskim klinem nastawczym nie przytaczam, ponieważ podane zostały już one w *Przegl. Techn.* № 36 z r. b. Nadmieniam tylko, że doświadczenia, robione przeze mnie z tarczami oliwnymi, znajdującymi się zewnątrz łożyska, (*Przegl. Techn.*, tabl. XXXIII z r. b.), nie dały zadowalających rezultatów.

Z tej przyczyny osobiście wolę stosować zwykłe pierścienie oliwne, o ile nie przeprowadzam centralnego smarowania dla całego silnika. Wykonanie centralnego smarowania jest kosztowne dla fabryki, budującej maszynę, lecz odbiorcom bardzo się opłaca. Nieświadomości odbiorców zawdzięczać należy jedynie, że centralne smarowanie wszystkich części silnika dotychczas jeszcze mało bywa stosowane. Zwłaszcza u maszyn, pracujących z przerwami, np. walcowniczych (*Walzenzugsmaschine*) lub wyciągowych, powinno być ono tak zrobione, by przy postoju maszyny dopływ oliwy zamykał się samoczynnie. U maszyn wyciągowych wykonywałem np. z dobrym skutkiem smarowanie centralne w zależności od położenia dźwigni hamulcowej.

Kształt korb zwykłych nie uległ od lat wielu większym zmianom. Zmianom jest tylko to, że w Ameryce używa się do największych silników spalinowych zwykłych korb na końcach wału, który spoczywa wtedy tylko w dwóch łożyskach. Nie ulega wątpliwości, że składanie takiego wału jest o wiele dogodniejsze, niż osadzonego w trzech, względnie czterech łożyskach, co przy wale wykorbionym zachodzi zwykle, a którego złożenie łatwo może być wadliwie wy-

konane. W Europie prawie wyłącznie stosuje się do wielkich silników spalinowych wały wykorbione, których zaletą jest centralne chwytanie sił nacisku tłokowego.



Rys. 57.

Wał wykorbiony, wykuty z jednej części, jest bardzo drogi. Dlatego też przez pewien czas robiono go z kilku czę-

ści (rys. 57): z właściwego wału *A*, czopa *B* dla drugiego łożyska w ramie, dwóch ramion *L* i czopa korbowego *C*; przy czym *A*, *B* i *C* wsadzano w ramiona *L* z odpowiednim skurczem. Przy konstrukcyi tej zbyt słaby przekrój *E* nasuwał pewne wątpliwości. Pomimo że w ruchu silników nie zachodziły z tego powodu żadne uciążliwości, względnie pęknięcia, dziś wykonywa się przeważnie, chcąc zapobiedz wszelkim ujemnym następstwom, ramiona *L* z jednej części z czopem *C*, a wsadza się następnie *B* i *A* w ramiona z odpowiednim skurczem.

Znane mi są też konstrukcje, w których zostały *L* i *C* wykonane z jednej części — ze stali lanej, i to przy nacisku tłokowym 250 000 kg. Pomimo, że część ta silnika jest wtedy znacznie tańsza i dotychczas w ruchu dobrze się zachowywała, nie można nigdy polecać wykonania czopa korbowego ze stali lanej.

ZARYS TEORII STEROWCÓW.

Podał Witold Jarkowski, inż.-aeronauc.

(Dokończenie do str. 651 w N 51 r. b.).

Ponieważ statecznością nazywamy zdolność statku po-
wracania, przy niewielkich odchyleniach osi od położenia równowagi, do tegoż położenia, więc dla osiągnięcia tego musimy dla wartości dodatnich kąta α mieć moment wypadkowy ujemny, czyli $C < 0$.

Znak momentu C zależy od znaku wyrażenia $k''L_s - k'L_r$ oraz od wielkości, jaką posiada prędkość V .

Jeżeli $k''L_s - k'L_r < 0$, mogą być trzy wypadki:

1) Prędkość

$$V > \sqrt{\frac{L_p P}{k'L_r - k''L_s}};$$

w tym wypadku, jak łatwo zauważymy, $C > 0$, to znaczy, że moment wypadkowy jest momentem wywracającym, czyli takim, który powiększa pierwotny kąt pochylenia α . Statek więc nie może powrócić do położenia równowagi, nie posiada zatem stateczności.

2) Prędkość

$$V = \sqrt{\frac{L_p P}{k'L_r - k''L_s}} = V_c \quad (17),$$

w tym wypadku $C = 0$; moment wypadkowy równa się zeru, co znaczy, że, niema momentu, któryby powrócił statek do jego położenia normalnego.

3) Jedynie tylko przy wartości

$$V < \sqrt{\frac{L_p P}{k'L_r - k''L_s}},$$

otrzymamy $C < 0$ i moment powracający, dzięki któremu statek będzie posiadał stateczność.

Prędkość V_c , która rozgranicza warunek stateczności od niestateczności, nazywamy, zgodnie z propozycją pułk. Renard'a, *prędkością krytyczną*. Przekroczenie tej prędkości wywołuje wywrócenie kompletne statku, to znaczy, osiągnięcie największego kąta wywrócenia. Pożądanem więc jest, o ile jest to możliwe, zwiększyć prędkość krytyczną statku, a do tego posiadamy pewne środki konstrukcyjne.

Wartość prędkości krytycznej V_c zależy od wielkości mianownika $k'L_r - k''L_s$, w którym dowolnie możemy rozporządzać wartością $k''L_s$. Ponieważ $k'' = \varphi s$, gdzie s jest powierzchnią stateczników, a φ współczynnikiem oporu; L_s jest ramieniem działania oporu R_s , możemy więc wybrać taką wielkość ramienia L_s i powierzchni s , żeby otrzymać

$$k''L_s = \varphi s L_s = k'L_r.$$

W takim razie mianownik we wzorze (17) będzie równał się zeru, a prędkość krytyczna $V_c = \infty$.

Wielkość powierzchni, wtedy

$$s_0 = \frac{k'L_r}{\varphi L_s} \quad (18),$$

odpowiadającą temu warunkowi, nazywamy *statecznikiem wystarczającym*, ponieważ, przy wskazanej powierzchni s_0 , nie istnieje prędkość krytyczna, i statek posiadać będzie stateczność bezwzględna.

O ile zastosujemy statecznik nadmierny, co odpowiadałoby wypadkowi $k'L_r - k''L_s < 0$, wtedy prędkość krytyczna posiadałaby wartość urojoną.

Powyższe rozumowanie stanowi podstawę teorii stateczności, daną przez pułk. Renard'a, który wykonywając szereg doświadczeń zapomocą modeli, określał wartości różnych współczynników.

Dla kadłuba, zbudowanego przy jego statku „La France”, nie obdarzonego statecznikami ($k''L_s = 0$), znalazł Renard, że

$$V_c = 3,454 \sqrt{D} \quad (19),$$

a wielkość powierzchni statecznika dostatecznego

$$S_0 = 0,355 \cdot D^2 \quad (20),$$

jeżeli przez D oznaczymy średnicę przekroju głównego.

Naturalnie, wartości liczbowe, otrzymane według powyższych wzorów, mogą być zastosowane tylko do statków tego samego typu, co i „La France”. Poza tem wartości te nie są dokładne z innego jeszcze powodu, a mianowicie, że w poprzednim rozumowaniu rozpatrywaliśmy tylko warunki równowagi, odpowiadające pewnemu kątowi odchylenia (wywrócenia), nie przyjmując pod uwagę samego zjawiska powrotu osi do normalnego położenia. Tymczasem powrót taki zależny jest również od całego szeregu czynników, które w ten lub inny sposób wpływają na stateczność.

Wskazana niedokładność w rozumowaniu została usunięta przez włoskiego kapitana Crocco, który opracował kompletną teorię stateczności sterowców i poparł ją wyczerpującymi doświadczeniami. Teoria ta, uważana za klasyczną, zasługuje, aby nieco dłużej zatrzymać się na niej.

Podstawy teorii kap. Crocco oparte są na rozumowaniu następującem:

1) Przy odchyleniu osi na pewien kąt α , ruch obrotowy statku napotyka pewien opór ze strony powietrza. Opór ten wyraża się w działaniu pewnego momentu, opierającego się obrotowi osi; moment ten, nazywany *momentem tamującym*, zwiększa stateczność statku.

2) Wobec tego, że ruch statku odbywa się przy pewnym pochyleniu osi, więc powstający przy tem opór powietrza posiada składową pionową, która niczem nie jest zrównoważona i dlatego powinna wywołać ruch statku w kierunku pionowym. Kierunek ruchu (na dół czy w górę) będzie zależał od kierunku pochylenia osi statku.

3) Wskutek tego istotny tor ruchu środka ciężkości statku nie będzie linią prostą, lecz pewną krzywą, którą możemy wyrazić jako funkcję czasu i kąta pochylenia. W teorii Renard'a przyjmowaliśmy, że kąt pochylenia α jest jednocześnie kątem zderzenia¹⁾. W rzeczywistości zaś, jeżeli przy-

¹⁾ W danym wypadku kąt zderzenia nie jest wyrażeniem ścisłym, właściwie przez α oznaczyliśmy kąt pomiędzy osią a torem statku, co raczej odpowiada kątowi zboczenia. Ponieważ jednak dla płaskich stateczników jest on zarazem i kątem zderzenia, więc zachowamy tę nazwę.