

PRZEGLĄD TECHNICZNY

CZASOPISMO POŚWIĘCONE SPRAWOM TECHNIKI I PRZEMYSŁU

Nr. 20

WARSZAWA, 3 PAŹDZIERNIKA 1934 R.

Tom LXXIII

TREŚĆ:

Tematy sporne w budowie obrabiarek, nap. Inż. L. Burnat.

Wodociągi i kanalizacja m. Gdyni (dok.), nap. Dr. K. Pomianowski, Pofesor Politechniki Warszawskiej.

Wpływ dynamiczny obciążenia ruchomego na mosty, nap. Inż. Dr. Fr. Szelański.

Budujemy Muzeum Przemysłu i Techniki, nap. Inż. Cz. Klarner.

Przeгляд pism technicznych.

Bibliografja.

SOMMAIRE:

Questions litigieuses dans la construction des machines-outils (à suivre), par M. L. Burnat, Ingénieur mécanicien.

La canalisation des eaux d'égout à Gdynia, par M. K. Pomianowski, Dr. ès sc. techn., Professeur à l'École Polytechnique de Varsovie.

L'action dynamique de la charge mobile sur les ponts, par M. Fr. Szelański, Dr. ès sc. techn., Ingénieur des Ponts et Chaussées.

L'importance de la création du Musée de la Technique et de l'Industrie, par M. Cz. Klarner, Ingénieur mécanicien.

Revue documentaire.

Bibliographie.

Inż. L. BURNAT, Poręba

Tematy sporne w budowie obrabiarek^{*)}

Jak wszędzie, tak i w budowie obrabiarek, tematy sporne należą do spraw najciekawszych.

Budowa maszyn ma wogóle poważną ilość tematów spornych, a dział obrabiarek ma ich szczególnie dużo. Z własności materiałów, stosowanych w budowie obrabiarek, wyzyskuje się często takie, których praktyczne wypróbowanie wymaga bardzo długiego okresu czasu. Obok konieczności rozwiązywania spraw wytrzymałościowych, często występują sprawy ścierania, skrawania, sztywności, tłumienia, zachowania dokładności i t. p., których zbadanie przy pomocy doświadczeń wymaga wielokrotnie większego okresu czasu, niż doświadczenia wytrzymałościowe.

Teoretyczne rozwiązanie wielu kwestyj podstawowych nie jest ukończonych; wystarczy chociażby zaznaczyć, że obliczanie tak ważnego elementu, jak koła zębate, nie jest do dziś dnia zadowalająco rozwiązane, a w tak ważnej sprawie, jak ścieranie się materiałów przez wzajemne tarcie, niewiadomo nawet napewno, czy miększe, czy też twardsze materiały bardziej się wycierają.

Z tych i podobnych przyczyn ilość tematów spornych w budowie obrabiarek jest szczególnie duża. Poruszymy tylko niektóre najważniejsze tematy, interesujące ogół techników, którzy sami decydować muszą, jaka maszyna jest bardziej odpowiednia do ich warunków. Wspominając o różnych konstrukcjach i metodach obróbki, nie będziemy ich szczegółowo opisywać, lecz użyjemy ich tylko do zobrazowania zasadniczej myśli, sposobu, którym konstruktor, względnie warsztatowiec, usiłował rozwiązać dane zagadnienie.

Przy omawianiu danego tematu nie będziemy próbowali podawać, które rozwiązanie jest złe, a które dobre, gdyż decyzja zależna jest zwykle od warunków pracy danej maszyny; postaramy się jedynie tylko zestawić dobre i złe strony omawianych

rozwiązań konstrukcyjnych czy warsztatowych. Dzisiejszy sposób reklamy, polegający na obszernej, a często nawet naukowym opisywaniu każdej nowości, nie tylko w dziale reklamowym czasopis technicznych, lecz i w samej ich treści, zmusza technika do wyrobienia sobie własnego zdania, własnej krytyki niemal w każdym szczególe konstrukcyjnym maszyny. Każde zestawienie i omówienie złych i dobrych stron nowych konstrukcyjnych, nowych metod, będzie zatem korzystne dla racjonalnej ich oceny.

Ogólnie biorąc, najważniejszymi częściami każdej obrabiarki są jej łożyska, koła zębate, łoża z przewodnicami oraz śruby pociągowe; trzy pierwsze tematy zamierzam omówić.

Rozwiązania konstrukcyjne oraz obróbcze tych trzech pierwszych tematów są nadzwyczaj różnorodne i najwięcej dają powodów do sporów.

Łożyska.

Zacniemy od łożysk. Zasadnicza sporność tego tematu streszcza się w pytaniu: jakie łożyska są lepsze: toczone (kulkowe, rolkowe) czy też ślizgowe? Rozpatrzmy nie wszystkie rodzaje łożysk spotykanych w obrabiarkach, lecz ograniczymy się do omówienia łożyska najważniejszego w obrabiarce i najbardziej charakterystycznego, mianowicie łożyska wrzeczona głównego obrabiarki.

Wymagania, jakie stawiamy dobremu łożysku wrzeczona, są następujące:

- 1) łożysko powinno być takie, aby os wrzeczona nie zmieniała swojego położenia ani promieniowo, ani osiowo, nawet o ułamki jednej setnej milimetra, i nawet przy zmiennym obciążeniu wrzeczona;
- 2) zachowywać powinno możliwie długo dokładność;
- 3) dla zachowania tej dokładności powinno mieć dobrą i łatwą nastawność;

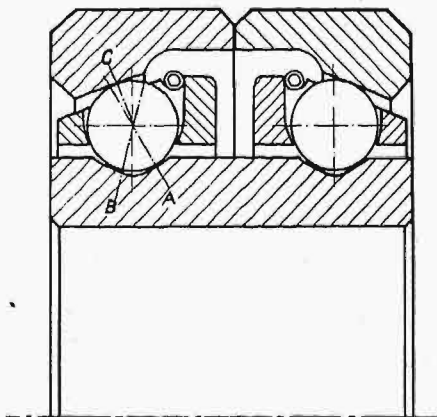
^{*)} Referat wygłoszony na tegorocznym (VIII-ym) Zjeździe Inżynierów Mechaników Polskich w Katowicach.

- 4) możliwość pracy przy dużych obrotach;
- 5) niewrażliwość na duże zmiany ilości obrotów; ponadto łożyska wrzeciona powinny posiadać, jak i wszystkie inne, łożyska;
- 6) zdolność przenoszenia dużych obciążeń przy małych wymiarach;
- 7) dobre smarowanie;
- 8) możliwie małą wrażliwość na wpływ zanieczyszczenia smarów;
- 9) zużywać mało energii;
- 10) wreszcie odznaczać się niewrażliwością na zły montaż.

Oczywiście, nie u wszystkich maszyn czynniki te występują z jednakową ważnością. Zaczniemy od łożysk kulkowych i rolkowych, jako dziś najmodniejszych i najbardziej lubianych. Łożyska te — można powiedzieć — weszły dosłownie wszędzie; i tam, gdzie są bardzo pożyteczne, i tam, gdzie — oprócz uczynienia zadość wymaganiu mody — żadnego innego powodu do stosowania ich podać nie możnaby. W obrabiarkach jednak miały one szczególnie dużo kłopotów, gdyż tu zysk na zmniejszonej pracy tarcia nie mógł zadowolnić konstruktora i był o wiele za mały, aby mógł opłacić inne trudności i wady tych łożysk.

Stosując łożyska kulkowe, konstruktorzy szybko poznali, że normalne, masowo wykonywane łożyska nie nadają się do ich wymagań. Zaczęto stosować łożyska wybierane, lub specjalnie dokładne. Gdy i takie specjalne ujęcie sprawy nie dało zadowalających wyników, zaczęto próbować łożyska kulkowe nie tylko o specjalnej dokładności, lecz i o specjalnej konstrukcji.

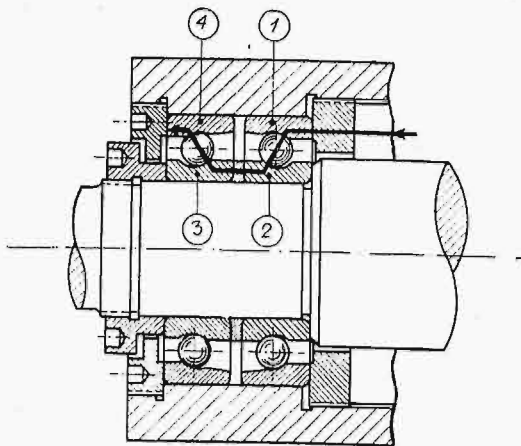
Jak już wspominałem, szczególnie duże trudności sprawia uzyskanie dokładnego ułożyskowania wrzeciona. Oczywiście, trudność ta nie występuje u tokarki — zdzierarki lub małej wiertarki elektrycznej w tym stopniu, co u obrabiarki dokładnej. Łożysko kulkowe zwykle już po kilku miesiącach pracy traci tak bardzo swoją dokładność, że musi być wymienione na nowe. Łożysko, posiadające chociażby małą grę, pracuje niespokojnie, drga, co znowu powoduje nieczystą obróbkę. Ponieważ



Rys. 1.
Łożysko kulkowe o przymusowym ruchu kulek około dwóch osi.

usunięcie tej wady łożyska kulkowego okazało się niemożliwe, pogodzono się z dużym wycieraniem łożyska kulkowego, a tworzącą się przez to grę zaczęto usuwać przez stosowanie różnych konstrukcyj, umożliwiających nastawianie gry łożyska.

Zmniejszenie wycierania się łożyska przez stosowanie nadmiernie dużych łożysk lub też stosowanie kilku łożysk jednakowych obok siebie stanowi trudny w montażu i drogi sposób. Konstruktorzy szukali innych dróg wyjścia, innych sposobów. Skutek jest taki, że dzisiaj sposobów tych jest raczej za dużo niż za mało, a który z nich jest lepszy — nieraz trudno ustalić. Na rys. 1 widzimy łożysko



Rys. 2 Konstrukcja umożliwiająca nastawianie gry łożyska kulkowego.

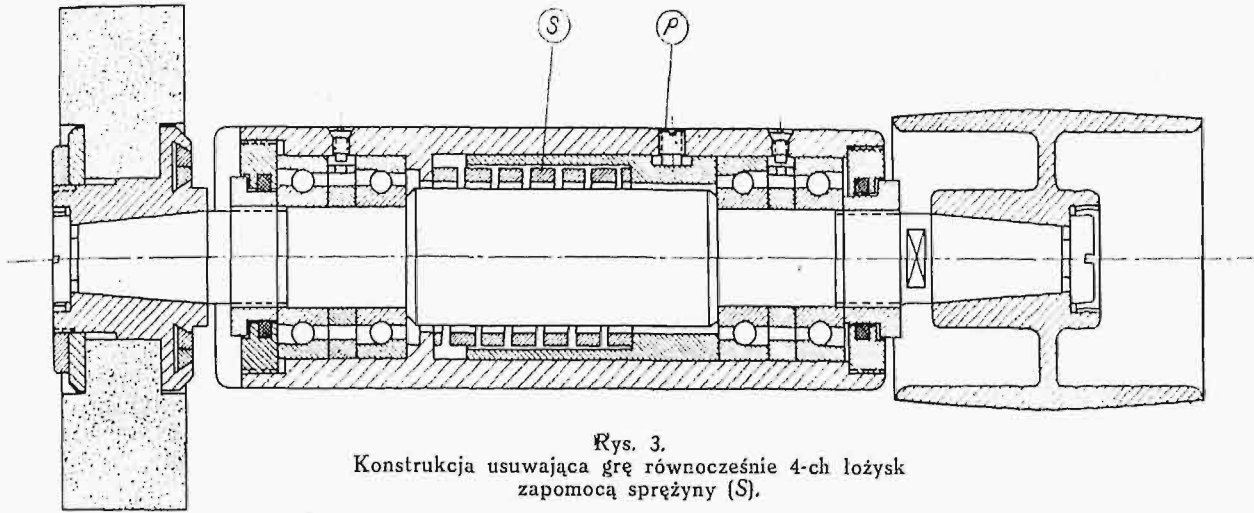
sko kulkowe fabryki Ex - Cell - o, która dla zmniejszenia wycierania się łożysk wprowadza przymusowy ruch kulek nie, jak zwykle, około jednej, lecz około dwóch osi. Kulki tego łożyska przylegają do pierścieni nie w dwóch miejscach, lecz w trzech: A, B, C, wskutek czego, oprócz normalnego tocznienia się około osi poziomej, wykonywać muszą powolny ruch w rodzaju śrubowego, wskutek czego cała powierzchnia kulek bierze udział w pracy, a przez to i wycieranie ich powierzchni jest mniejsze.

Inną konstrukcję, umożliwiającą nastawienie gry łożyska, widzimy na rys. 2. Dokręcając nakrętkę, przesuwamy pierścień zewnętrzny łożyska 4, który ciśnąc na kulki przesuwają pierścienie wewnętrzne 3 i 2, a te znowu przesuwają drugi rząd kulek aż do oparcia się ich o pierścień zewnętrzny 1. Oczywiście, warunkiem konstrukcji tej jest możliwość przesuwania wrzeciona, gdyż pierścienie wewnętrzne muszą być wciśnięte na wrzeciono, nie mogą się zatem po nim przesuwać. Taka konstrukcja pozwala na usunięcie gry, lecz nastawienie łożyska wymaga pewnej wprawy, gdyż za ciasno nastawione łożysko może być łatwo uszkodzone. Aby uniezależnić pracę łożyska kulkowego od wprawy człowieka, nastawiającego grę, wprowadzono sprężyny, które przesuwają pierścienie łożyska zawsze z tą samą siłą. Na rys. 3 widzimy taką sprężynę S, która naciskiem swym usuwa równocześnie grę powstałą w czterech łożyskach. Aby siła sprężyny nie obciążała stale pracujących kulek łożyska, dokręca się śrubę P, która naciskiem swoim do pewnego stopnia usuwa stały nacisk sprężyny na kulki.

Przez zastosowanie omówionych konstrukcyj może być usunięta gra w łożysku kulkowym w jego stanie nieobciążonym. W wielu razach takie poprowadzenie sprawy istotnie wystarcza, są jednak wypadki, w których brak gry w stanie nieobciążonym nie rozwiązuje jeszcze sprawy. Łożysko kulkowe, nie posiadające gry w stanie nieobciążonym, pod

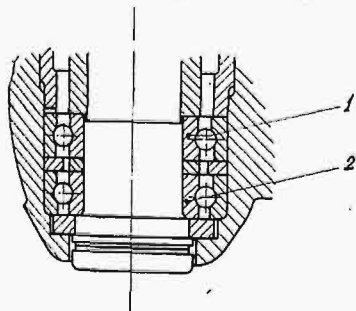
obciążeniem odkształca się sprężystość i usunięta gra wystąpi ponownie, a praca tak ułożyskowanego wrzeciona powodować będzie drgania i nieczystą obróbkę. Aby tę trudność pokonać, konstruktorzy zastosowali naprężenie wstępne; łożysko przed wbudowaniem, względnie w czasie wbudowy-

porowemi, a przez to uzyskane będzie żądane określone naprężenie wstępne. Na rys. 5 pokazane jest ułożyskowanie wrzeciona szlifierki pionowej. Wrzeciono takie nie może mieć żadnej gry osiowej niezależnie od tego, czy tarcza szlifierki jest silnie obciążona zbieraniem grubszej warstwy, czy też



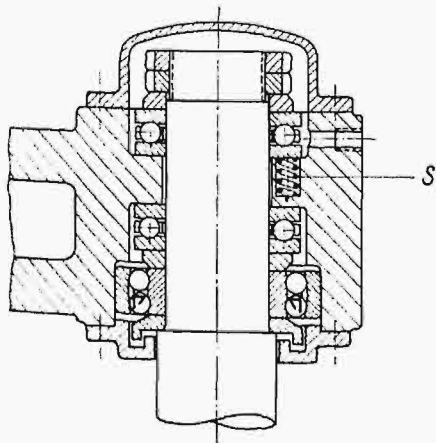
wania, zostaje tak ściśnięte, że kulki ściskane są pierścieniami nawet wtedy, gdy wrzeciono nie pracuje. Takie wstępne naprężenie wykonywane jest przez nierówne oszlifowanie pierścienia wewnętrznego i zewnętrznego, wskutek czego po przyciśnięciu takiego łożyska do pierścienia rozporowego,

jest mało obciążona, jak przy szlifowaniu wykończającym. Naprężenie wstępne między obydwooma głównymi łożyskami osiowymi jest wywołane przez sprężyny S. Sprężyny te muszą być tak silne, aby mogły unieść ciężar wrzeciona i tarczy, ażeby tarcza szlifierska nigdy nie mogła opaść, t. j. aby była dokładnie w tem samym położeniu tak w czasie obciążania jej, jak i w czasie pracy. Na rys. 6 pokazane jest jeszcze łożysko, które posiada naprężenie wstępne już w swojej budowie, czyli naprężenie to nadaje łożysku już sama wytwórnia łożysk. łożysko to jest skonstruowane w ten sposób, że przez włożenie dwudzielnego pierścienia p pomiędzy obie połowki pierścienia zewnętrznego, połowki te zostają osiowo rozsunięte, a kulki przyciśnięte do skrajnych powierzchni ich rowków.

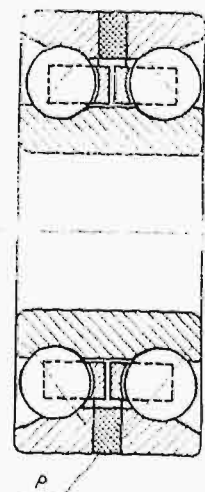


względnie dwóch łożysk do siebie, powstanie naprężenie wstępne. Na rys. 4 uwidocznione jest takie właśnie łożysko, zastosowane do wrzeciona pionowej frezarki. Pierścień wewnętrzny 1 jest z do-

Zastosowanie do łożysk naprężeń wstępnych zwiększa całkowite obciążenie łożyska, gdyż sumuje się z natężeniem, powstałym w czasie pracy. Wskutek zwiększenia obciążenia, konieczne jest użycie łożysk silniejszych,



niż do pracy bez naprężenia wstępnego, co znów podraża wykonanie. łożyska, posiadające naprężenia wstępne, po krótkim pierwszym okresie pracy tracą część tego naprężenia wskutek dopolerowania się, względnie utwardzenia powierzchni tocznych pierścieni. Zjawisko to musi być zatem uwzględnione, czyli początkowe naprężenie wstępne musi być nawet większe od żądanego później w ruchu, jeżeli nie ma się dość szybko utworzyć gra w



łu zeszlifowany, zaś pierścień 2 — z góry. Po dokręceniu nakrętki oba pierścienie wewnętrzne muszą się przesunąć aż do styku z pierścieniami roz-

Rys. 6. Łożysko o naprężeniu wstępnym wywołanym przez pierścień dwudzielny p.

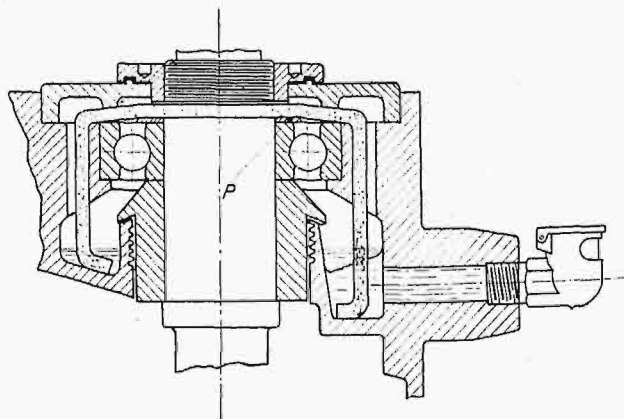
łożysku. Jak widzimy, dobre ujęcie tych spraw nie może być w praktyce rzeczą łatwą i dostępną dla każdego przeciętnego montera. Każde rozebranie takiego łożyska w czasie remontu i ponowne jego założenie może być powodem niemiłych niespodzianek. Czy omówione wyżej konstrukcje, posiadające naprężenia wstępne, dadzą w praktyce dobre wyniki, przewidzieć dziś, oczywiście, nie można; w każdym razie podane przykłady wskazują, że konstruktorzy łożysk kulkowych usiłują przez zastosowanie różnych sztuczek nie dopuścić do wyparcia łożysk kulkowych z ułożyskowania wrzecion obrabiarek.

Ciekawą jest rzeczą, że trudności sprawiało konstruktorom i tarcie łożysk kulkowych. Trzeba niestety stwierdzić, że łożysko kulkowe posiada też miejsca trące, które przy dużych obrotach rozgrzewają łożysko. Tarcie to powstaje w miejscach stykania się kulek z koszyczkiem. Próbowane były najróżnorodniejsze konstrukcje koszyczków, z których każda miała na celu usunięcie tego właśnie tarcia. Koszyczek, służący do utrzymania kulek w pewnej odległości od siebie, nie powinien przeszkadzać kulkom w ich ruchu i nie może powodować nadmiernego tarcia o kulki, a przy dużych obrotach nie może drgać, ani odkształcać się wskutek siły odśrodkowej. Koszyczki wykonywane były z różnych metali, a ostatnio używane są do dużych obrotów także materiały w rodzaju bakelitu, które mają tę zaletę, że są lekkie i nie dają przez ścieranie się pyłu, jak stal lub brąz. Pył metalowy, oczywiście, niszczy kulki i powierzchnie toczne pierścieni, niepotrzebnie je ciągle polerując.

Zdania co do miejsca przylegania kulek do koszyczka są podzielone; według jednych, kulki powinny przylegać w osi ich obrotu, gdyż tam jest najmniejsze tarcie, zaś według innych, przeciwnie — koszyczek przylegać powinien do kulki w osi prostopadłej do osi obrotu, t. j. wprowadzić w miejscu największej szybkości obwodowej, a więc i największego tarcia, lecz wtedy koszyczek najlepiej prowadzi kulki. Przy bardzo dużych obrotach tarcie łożyska jest tak duże, że powoduje nadmierne nagrzewanie się łożyska. Z tem grzaniem się łożyska różne fabryki różnie się zafatwiają. Jedne uważają, że tworzenie się nadmiernej ilości ciepła w czasie pracy łożyska jest rzeczą nieuniknioną, a więc należy tylko starać się o szybkie odprowadzanie tego ciepła; takie rozumowanie stworzyło konstrukcję wrzeciona szlifierek, na których osi umocowane są skrzydełka, dmuchające powietrze na zewnętrzne ścianki łożysk kulkowych i w ten sposób chłodzące je. Inne wytwórnie próbują racjonalniejszej drogi, mianowicie starają się usunąć tworzenie się ciepła przez odpowiednią konstrukcję łożyska. Sytuacja koszyczka w pracy łożyska jest dość nielogiczna, gdyż ma on prowadzić kulki, a równocześnie sam jest prowadzony właśnie przez te kulki; dla dobrego prowadzenia kulek konieczne byłoby zatem i dobre prowadzenie koszyczka. Wychodząc z tego założenia, do wrzecion o bardzo dużej ilości obrotów stosowane są łożyska, w których koszyczek wogóle nie leży na kulkach, jak zwykle, lecz jest prowadzony na pierścieniu tocznym wewnętrznym. Takie rozwiązanie, zdawałoby się, jeszcze bardziej zwiększy tarcie łożyska kulkowego, jednak dzięki pewnemu prowadzeniu koszyczka tarcie

nie jest większe; dlatego łożysko takie przy bardzo dużych obrotach może pracować spokojnie, bez szumu, bez drgań i bez nadmiernego grzewania się. Mamy tu ciekawy przykład, w którym konstruktor łożyska kulkowego, dla poprawienia jego współczynnika tarcia, ucieka się do tarcia ślizgowego; rzecz nieprawdopodobna, a jednak prawdziwa. Oczywiście, łożysko takie nie może być smarowane gęstym smarem, lecz olejem.

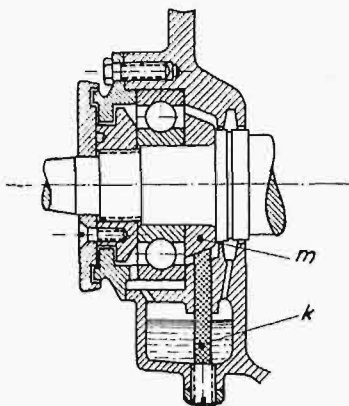
Mówiąc o łożyskach kulkowych, nie można nie zwrócić uwagi na ich dużą wrażliwość na wszelkie, nawet najdrobniejsze, zanieczyszczenia oleju smarowego. Smarowanie każdego łożyska ma na celu ochronę jego powierzchni od rdzewienia, ochronę łożyska od zewnętrznych zanieczyszczeń oraz zmniejszenie tarcia. Wszystkie te czynniki występują i w łożysku tocznym. Można ogólnie powiedzieć, że im bardziej nowoczesna jest konstrukcja łożyska, tem bardziej jest ono wrażliwe, tem więcej jest możliwości kłopotów w ruchu. łożyska kulkowe są pod tym względem najbardziej upośledzone; drobne zanieczyszczenie, które przypadkowo dostanie się z olejem, spowodować może zupełne zniszczenie łożyska. Ale nie tylko zanieczyszczenie, które może dostać się z zewnątrz, jest niebezpieczne dla łożyska; także i minimalny pyłek metalowy, tworzący się przy współpracy trących części metalowych, jest tak samo niebezpieczny. Nie niszczy on raptownie łożyska, jak zanieczyszczenie, które może dostać się do łożyska z zewnątrz, lecz zato powoli i stale pracuje taki pyłek nad powolnym, ale pewnym wycieraniem łożyska. Użytkownicy w ostatnich czasach ogromny postęp w otrzymywaniu „lustrzanych powierzchni“ (mirror finish) przypisać trzeba w części też usunięciu wpływu tych drobnych pyłków metalowych, pływających jako zawiesina w cieczy chłodzącej. Pyłki te kalcowały i rysowały powierzchnie szlifowane, wskutek czego nie można było uzyskać idealnie gładkiej powierzchni. Aby usunąć ten niemożliwy do skontrolowania wpływ zawiesin metalowych, szlifiarki takie chłodzone są emulsjami wodnymi, gdyż z nich najłatwiej zawiesiny wydzielają się, a woda chłodząca jest filtrowana. Filtr, umieszczony przy tarczy szlifierskiej, zatrzymuje zawiesiny.



Rys. 7. Przykład nowoczesnego smarowania knotowego.

W skrzynce biegów, posiadającej łożyska kulkowe i smarowanej olejem rozpryskiwanym, olej ten posiada stale zawieszony pyłek metalowy, które doskonale, chociaż niepotrzebnie, polerują łożyska

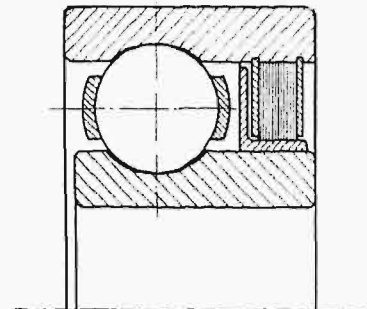
kulkowe. Dla uniknięcia tego zgubnego wpływu zawiesin na życie łożyska kulkowego konstruktorzy sięgnęli do starego, lekceważonego smarowania knotowego. Knot jest świetnym i może najpewniejszym w działaniu filtrem ze wszystkich znanych. Ponieważ knot jest równocześnie doskonale działającą, niezawodną pompą, przeto, dodawszy jeszcze do tej konstrukcji zasadę obiegu, otrzymamy najtańsze, najpewniejsze i odpowiadające wszystkim współczesnym wymaganiom smarowanie. Na rys. 7 widzimy przykład takiego nowoczesnego smarowania knotowego. Rysunek ten przedstawia pionowe łożysko kulkowe szybkoobrotowego wrzeciona frezarki do drzewa. Knot ssie olej z zbiornika, filtruje go i doprowadza w bardzo małej ilości do kulek łożyska, poczem olej spływa z powrotem do zbiornika. Górna płytką *p* zbiera z knota olej, a z niej spływa on na kulki. Na rys. 8 uwidoczono smarowanie knotowe obiegu wałka poziomego. Knot *k*, przyciśnięty do powierzchni pierścienia *m*, ssie olej, który zabiera ten pierścień, i swoją stożkową powierzchnią, dzięki sile odśrodkowej, doprowadza olej do kulek. Przy dużych obrotach nadmierne smarowanie jest bardzo szkodliwe dla łożyska kulkowego. łożysko kulkowe nie posiada tej zalety łożyska ślizgowego, które potrafi samo



Rys. 8. Obiegowe smarowanie knotowe wałka poziomego.

brać tylko tyle oleju, ile samo potrzebuje, nawet przy nadmiernym zalaniu go olejem. Przy dużych obrotach nadmierne smarowanie łożyska kulkowego tworzy coś w rodzaju hamulca hydraulicznego, dzięki wirom, które wytwarzają w oleju kulki i koszyczek. Tak smarowane łożysko nadmiernie się grzeje, zużywa dużo mocy, a jego rzeczywisty współczynnik tarcia wielokrotnie przekracza współczynnik tarcia łożyska ślizgowego, pracującego w tych samych warunkach. Jeżeli łożysko toczne otrzymuje za małą ilość oleju, to również bardzo szybko się zniszczy. łożysko toczne nie ma także i tej zalety, jaką mają łożyska ślizgowe, które sygnalizują zagrażające im niebezpieczeństwo grzaniem się i dymieniem; gdy łożysko toczne znacznie wydawać piszczący odgłos, wtedy jest już za późno na wszelką pomoc, gdyż łożysko takie jest już zniszczone. Dla zmniejszenia wrażliwości łożysk tocznych, niektóre fabryki amerykańskie próbują innej drogi, niż opisana wyżej. Odbierają one wogóle dostęp do wnętrza łożyska konsumentowi. łożysko wychodzi z fabryki ściśle osłonięte, zaopatrzone w smar na około rok czasu i gotowe do wbudowania. Monter, zakładający łożysko w maszynę, nie widzi wogóle kulek. Konstrukcyj

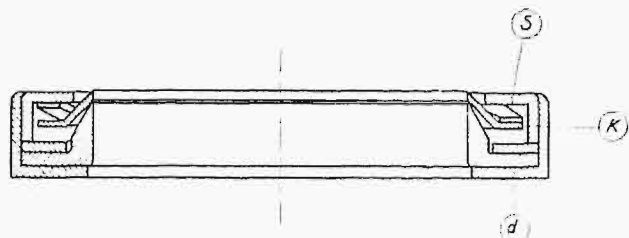
tych, tak zwanych „pieczęci” (felt seals), czyli uszczelnień, istnieje znaczna ilość. Ponieważ zasadą ich jest pierścień, wykonany ze specjalnej skóry, trący po części obrotowej, zatem prawdopodobnie dla dużych obrotów też nie mogą być one użyte, gdyż tarcie skóry o wał powoduje wytwarzanie się dużej ilości ciepła i wycieranie wału.



Rys. 9. łożysko kulkowe uszczelnione zamkniętym pierścieniem skórzanym.

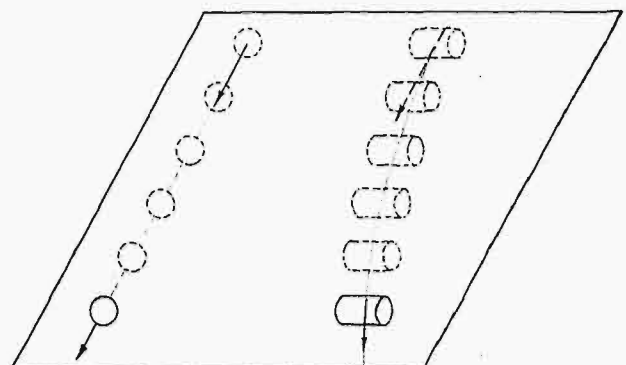
Na rys. 9 jest pokazane takie łożysko kulkowe, zaopatrzone z jednej strony w uszczelnienie, zaś na rys. 10 — uszczelnienie sprzedawane oddzielnie, które może być użyte do każdego łożyska, tak tocznego, jak również i ślizgowego. Płaska sprężyna *S* ciśnie na stożek *K*, który wywołuje nacisk uszczelniający na pierścień skórzany *d*.

łożyska rolkowe posiadają w zasadzie te same zalety i wady, co i łożyska kulkowe; ponadto



Rys. 10. Osobno sprzedawane uszczelnienie do łożysk.

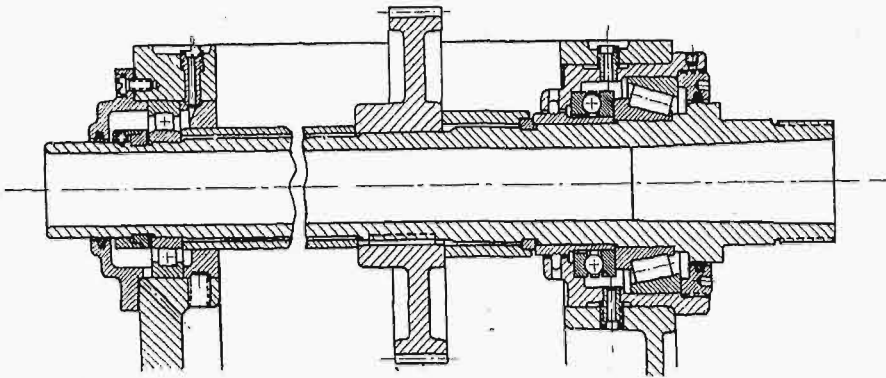
przybywa jeszcze większa trudność prowadzenia rolek niż kulek. Rolki, nawet przy minimalnych nierównościach średnic obu ich końców (stożkowatości), względnie niezgodności osi stożków powierzchni tocznych, o co zawsze jest łatwo, muszą — oprócz toczenia się — wykonywać i ruch suwliwy. Wskutek takiego zukosowania się rolek musi pogorszyć się współczynnik tarcia. Zukosowanie ruchu rolek przy ich ruchu swobodnym widzimy na rys. 11. Przy ruchu rolek w łożysku zukosowanie takie powoduje nacisk na boczne prowadzenia rolek i do-



Rys. 11. Zukosowanie ruchu rolek o bardzo małej stożkowatości przy ruchu swobodnym.

datkowe tarcie. Niektóre fabryki łożysk kulkowych agitowały długi czas przeciw stosowaniu łożysk rolkowych właśnie wskutek ich gorszego współczynnika tarcia oraz większej trudności montażu.

Dla zapewnienia dobrego montażu postępowano nawet w ten sposób, że wewnętrzny pierścień toczny łożyska szlifowano już po założeniu go na wrzeciono. Przez to wzrosło prawdopodobieństwo współosiowości osi wrzeciona oraz obu stożkowych powierzchni tocznych, jednak kombinacja taka przenosi wykonanie ważnej części łożyska rolkowego do konsumenta łożyska.



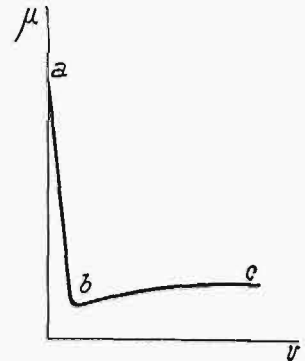
Rys. 12. Łożysko kulkowo-rolkowe o grze nastawnej.

Ciekawe połączenie łożyska kulkowego z rolkowym widzimy na rys. 12. Konstrukcja ta wychodzi z założenia, że niestłuszne jest twierdzenie, jakoby łożyska rolkowe mogły przenosić większe siły osiowe. Tak obciążone łożyska powodują tarcie rolek o skrajne kołnierze i szybko wycierają się. W konstrukcji tej nacisk osiowy przenosić ma tylko łożysko kulkowe, osiowe zaś łożysko rolkowe przenosi tylko siły promieniowe. Nastawność gry jest możliwa za pomocą jednej nakrętki.

Konstruktorzy łożysk ślizgowych starali się także zadowolić duże wymagania łożyskowania wrzecion obrabiarek. Porównując wyniki pracy łożysk tocznych i łożysk ślizgowych, nie trzeba jednak zapominać o zasadniczej nierówności walki między obu grupami. Łożyska toczne wyposażone są z reguły we wszystkie najnowsze zdobycze techniki, a więc w pierwszorzędne materiały, najwyższej jakości obróbkę, przy doskonałej kontroli produkcji w specjalnych wytwórniach. Natomiast łożyska ślizgowe, zarówno pod względem jakości stosowanego materiału, jak i obróbki, zawsze stały niżej, a wskutek tego walka musiała być nierówna. W ostatnich latach niektóre fabryki starają się usuwać te różnice przez wprowadzanie pierwszorzędnej jakości bronzów specjalnych i obróbkę pochewek stopem widja, względnie djamentem, z dokładnością taką samą, z jaką już dawno wykonywane są łożyska toczne. Specjalne brzozy ciągnięte na zimno dochodzą do wytrzymałości stali, ulepszanych dzięki obróbce na zimno, jaką jest ciągnięcie.

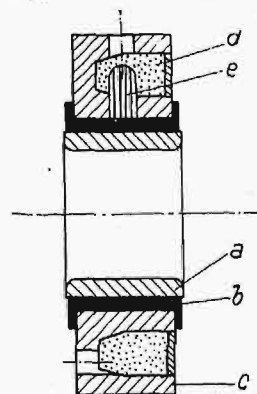
Oprócz polepszenia jakości materiałów i obróbki, łożyska ta starają się wykorzystać dla siebie i nowe teorie hydrodynamiczne smarowania. Na rys. 13 widzimy zmienność współczynnika tarcia łożyska ślizgowego. W zakresie $a-b$ mamy tarcie półstałe i półpłynne, zaś w obszarze $b-c$ — tarcie

płynne. Jak widzimy, współczynnik tarcia ślizgowego maleje ze wzrostem liczby obrotów, gdyż wówczas przechodzimy do tarcia płynnego; u łożysk tocznych było przeciwnie: im większe były obroty, tem trudniej było uzyskać dobry współczynnik tarcia. Omawiane łożyska usiłują uzyskać w normalnym ruchu pracę w obszarze $b-c$, t. j. tarcie płynne, zaś trudności pracy w obszarze tarcia półpłynnego starają się unikać przez doskonale gładką obróbkę pochewki. Dzięki bardzo gładkiej powierzchni pochewki, następuje przesunięcie punktu b w lewą stronę, co oznacza, że tarcie płynne zaczyna się już przy mniejszej szybkości obwodowej czo-



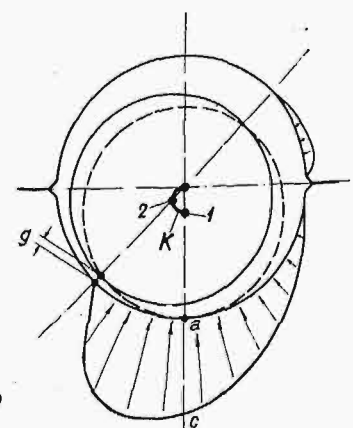
Rys. 13. Zależność współczynnika tarcia ślizgowego od liczby obrotów.

pa; zaś przez dobór bronzów, które same w sobie posiadają dobre własności ślizgowe, poprawia się współczynnik tarcia w obszarze tarcia półpłynnego. Na rys. 14 widzimy takie łożysko nowej konstrukcji; wymiary jego nie są większe, niż wymiary zwykłego łożyska kulkowego. Na wałek nabija się, jak u łożyska kulkowego, wewnętrzną pochwę stalową, hartowaną i polerowaną a . Na tej pochwie pracuje pochwa b , wykonana ze specjalnego brzozy, z powierzchnią nośną, obrobioną do gładkości lustrzanej. Kadłub c jest wypełniony smarem d , który przez knot e dostaje się do powierzchni nośnych. Smarowanie knotowe odżyło zatem i w tej nowej konstrukcji łożyska ślizgowego. Przez puszczenie na rynek takiego łożyska wykonanie łożyska przechodzi w ręce fabryki specjalnej, jak to już od dawna robi się z łożyskami tocznymi. Dopiero tak wyposażone łożysko ślizgowe staje na równym po-



Rys. 14. Nowa konstrukcja łożyska ślizgowego.

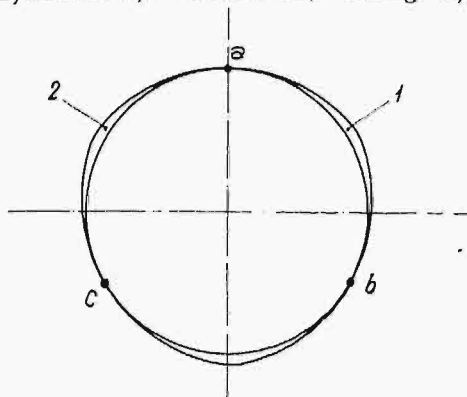
a — hartowana i polerowana tulejka, osadzona na wale; b — tulejka z brzozy specjalnego o lustrzanej powierzchni roboczej; c — kadłub; d — smar; e — knot.



Rys. 15. Przesunięcia czopa wewnątrz łożyska podczas rozruchu oraz odp. rozkład nacisków.

ziomie z łożyskiem tocznym; czy ta nowa konstrukcja wykaże trwałą, nie przejściową wartość, — o tem teraz trudno jeszcze mówić.

Przy łożyskach ślizgowych większych wrzecion zawodzi do pewnego stopnia także pomoc teorii hydrodynamicznej. Mianowicie, według tej teorii,



Rys. 16. Sposób ograniczenia przesunięć czopa w łożysku.

w obszarze tarcia płynnego czopa, zmieniający obroty i obciążenie, musi wykonywać ruchy wewnątrz łożyska w czasie swojego pływania na oliwie. Na rys. 15 pokazane są takie ruchy wrzeciona. W stanie spoczynku wrzeciono leży na dolnej panewce w punkcie *a*, zaś jego oś — w punkcie *1*; po uruchomieniu, w miarę zwiększania liczby obrotów, oś wrzeciona coraz bardziej podnosi się i zakreśla krzywą *K*. Jedno z takich położeń osi wrzeciona stanowi punkt *2*; w tem położeniu najcieńsza warstwa oliwy posiada grubość *g*, a krzywa *c* uwiidocznia rozkład nacisków w łożysku. Ruchy wrzeciona, oczywiście, nie dają się pogodzić z konieczną dla obrabiarki dokładnością położenia osi wrzeciona. I tę trudność spróbowano jednak usunąć przez połączenie hydrodynamicznej zasady smarowania ze stałym położeniem osi wrzeciona. Zasada taka zastosowana w jednej z zagranicznych szlifierek do gwintów, przedstawiona jest na rys. 16. Panewka łożyska tego jest umyślnie tak zniekształcona, aby przylegała do czopa tylko w trzech

samoczynne smarowanie na zasadzie hydrodynamicznej bez konieczności swobodnego pływania czopa w oleju. Na rys. 17 zobrazowano łożysko szlifiarki Nortona. I tu widzimy zastosowaną zasadę pracy łożyska tylko na trzech powierzchniach łukowych. Dwie z tych powierzchni przylegania są nastawiane zapomocą śruby. łożysko to jest ciekawe i dlatego, że wyglądem swym przypomina układ zwykłego łożyska, używanego do wałów wykorbionych maszyn parowych i spalinowych. Z powyższego krótkiego zestawienia widzimy, że łożyska toczne i ślizgowe żywo współzawodniczą ze sobą, i dziś stan jest taki, że ani jedno ani drugie nie zwyciężyło, i nic nie wskazuje na to, aby którekolwiek z nich mogło zwyciężyć; i jedno i drugie mają pewne wady i pewne zalety. Wytwórnice łożysk tocznych, jak i ślizgowych, robią wszystko, aby zdobyć także najtrudniejsze miejsca — łożyskowania wrzecion obrabiarek; to też i jedno i drugie są dziś używane. Wybór odpowiedniego łożyska pozostanie zapewne zawsze sprawą trudną, zależną od wielu czynników, i tylko przy uwzględnieniu wszystkich indywidualnych wymagań wybór może być celowy.

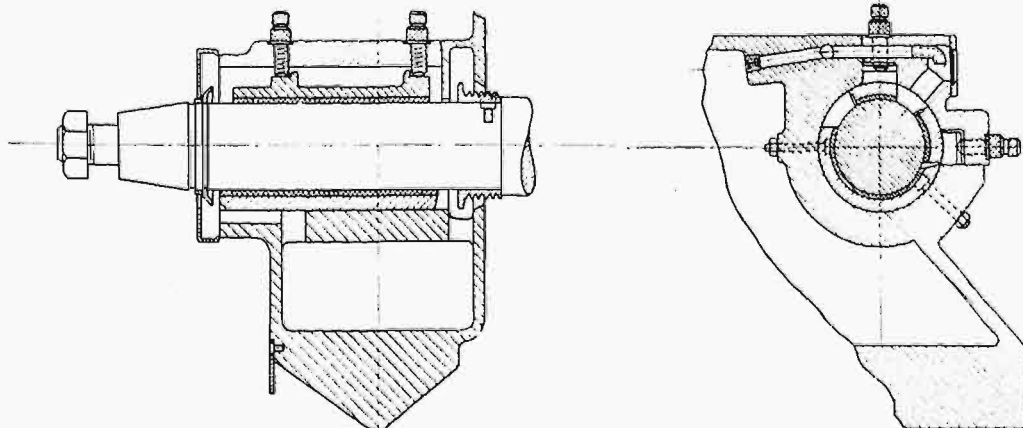
(d. n.)

Questions litigieuses dans la construction des machines-outils

Résumé :

Après avoir mis en évidence le grand nombre de questions litigieuses existant dans la construction des machines en général, et dans celle des machines-outils en particulier, l'auteur analyse les 3 éléments fondamentaux de chacune machine-outil, savoir: les paliers, les roues dentées et les guides. La partie de l'étude publiée ci-dessus traite la première question — le problème du palier.

L'auteur fait une comparaison entre le palier à glissement et le palier à billes ou à rouleaux, montre les exigences qu'on leur pose, ainsi que les inconvénients de leur travail. Parmi ces derniers il cite en premier lieu l'usure des paliers à billes et montre les moyens ayant pour but de diminuer ce fait (mouvement conduit des billes autour de 2 axes, réglage du jeu du palier, tensions initiales etc), tout en soulignant leurs inconvénients. Ensuite l'auteur attire l'attention sur le frottement des éléments d'un palier à billes, ce qui devient parfois bien onéreux, surtout dans le cas de grande vitesse de rotation; enfin il s'occupe de la sensibilité de ces paliers aux impuretés, même minimes, de l'huile de graissa-



Rys. 17. łożysko szlifiarki Nortona z zastosowaniem zasady przylegania czopa na 3-ch osobnych powierzchniach łukowych.

miejskach: *a*, *b*, *c*. W czasie obrotu w klinie *1* wznasta ciśnienie oleju, który wskutek tego jest niejako przepompowywany przez punkt *a* przylegania panewki do czopa. W ten sposób ma być uzyskane

ge et montre comment on tâche à éviter cet inconvénient par l'application de l'ancienne manière de graissage à mèche, par l'introduction de paliers hermétiquement abrités etc. Passant aux paliers à rouleaux, l'auteur constate qu'ils ont les mêmes avantages et inconvénients que les paliers

à billes et, outre cela, qu'il est plus difficile de guider les rouleaux.

Ensuite les paliers à glissement sont soumis à examen. L'auteur y constate un progrès sensible, consistant dans l'application de meilleurs matériaux pour les coussinets, dans leur finissage précis (au moyen de l'alliage widia, ou

du diamant), ainsi que dans l'application de la théorie hydrodynamique de graissage, qui est décrite d'une façon plus détaillée. A la fin l'auteur cite quelques réalisations nouvelles dans la construction des paliers à glissement, basées sur cette théorie.

Prof. Dr. K. POMIANOWSKI, Warszawa

Wodociągi i kanalizacja m. Gdyni^{*)}

Kanalizacja.

Kanalizacja Wielkiej Gdyni musi objąć dołączoną do niej miejscowość oraz zapewnić możliwość odprowadzenia ścieków domowych z miejscowości wprawdzie administracyjnie nie przyłączonych do Gdyni, lecz pozostających od niej w gospodarczej zależności. Topografia terenu wyklucza wykonanie jednolitej sieci na całym terenie, z jedną wspólną oczyszczalnią ścieków oraz jednym wylotem do morza. Kanalizacja ścieków domowych musi być rozbita na trzy systemy: główny — obejmujący Gdynię, część Redłowa oraz Witomino, z siecią, której szkielet został już wybudowany, wraz z oczyszczalnią ścieków na wybrzeżu rybackim, następnie drugi system, obejmujący Orłowo, Kack i pozostałą część Redłowa, w końcu trzeci, odwodniający lewy stok wielkiej doliny dyluwalnej, z kolektorem leżącym pod stokiem, oczyszczalnią i odprowadzeniem ścieków pod Oksywiem, system kanalizacji obejmujący port wojenny, Oksywie,

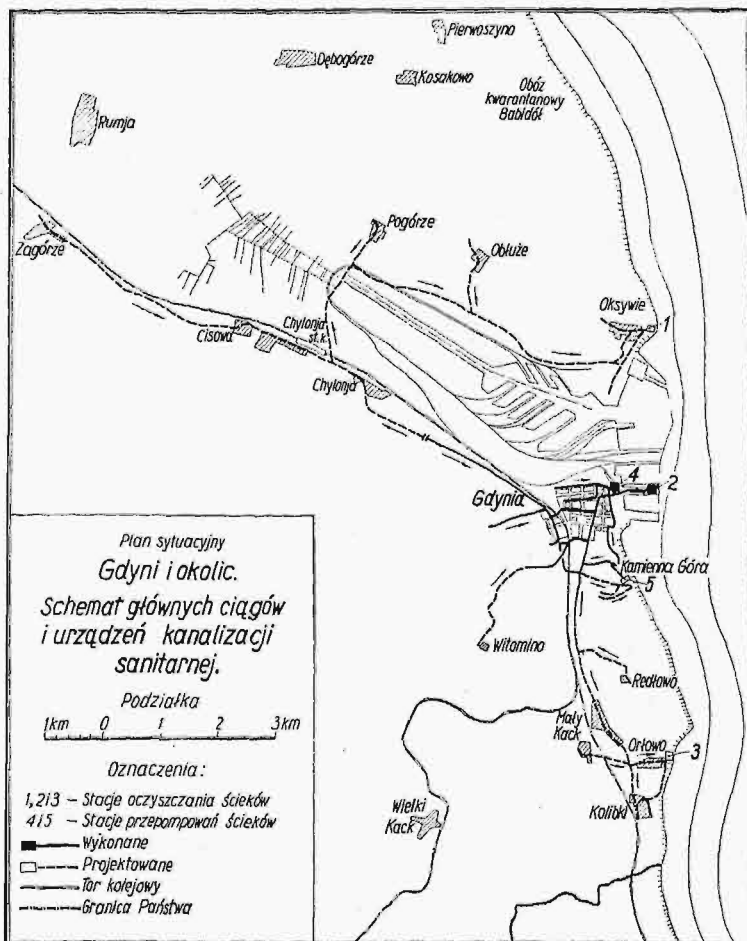
Obłuże, Dębogórze, a z prawego stoku Chylonę i Rumję. System ten musi być w niedługim czasie wybudowany w swej dolnej części, obejmującej Oksywie i Obłuże oraz Chylonę (rys. 14).

Główny system kanalizacyjny Gdyni został w przeważnej części wykonany, z oczyszczalni zaś wykonano tylko studnie Imhoffa. Studnie te ujmują przeważną część zawieszin zawartych w ściekach, tak by po przejściu przez studnie ścieki mogły być wypuszczone do morza w głębokości 9 m pod zw. wody, nie dając na powierzchni morza żadnych śladów zamącenia wody. Gdy naprzeciw obecnego wylotu stanie w odległości 100 m nowy falochron, wylot kanalizacyjny będzie przesunięty poza falochron. W tym celu do kołnierza obecnej wylotowej rury żeliwnej będzie przemocowana na dnie morza rura z klepek drewnianych i dołączona do takiego samego kołnierza na drugim swym końcu przy falochronie do rury, przechodzącej przez podstawę falochronu. Głębokość, na jaką ta rura będzie zapuszczona poniżej zwierciadła wody w morzu, oraz odległość, w jakiej wylot będzie się znajdował od brzegów i bulwarów, zabezpieczają wybrzeża i brzeg Gdyni od powrotu ścieków z morza ku brzegom. Wylot ten będzie zresztą zupełnie odcięty falochronem od brzegów. W tych warunkach okaże się zbędnym oczyszczanie ścieków bardziej dokładne proponowaną pierwotnie metodą biologiczną przewietrzania.

Studnie Imhoffa dają obecnie na dobę, zależnie od pory roku, od 10 do 200 m³ gazu o składzie chemicznym przeciętnie: 72% metanu, 25% dwutlenku węgla ze śladami siarkowodoru, 2% azotu, 1% innych gazów. Wartość opałowa gazu wynosi okrażliwo 7 100 Kal/m³ przy ciśnieniu 760 mm słupa rtęci. Gaz służy narazie tylko do ogrzewania pomieszczeń na stację wodomierzową, pompy ssące i tłoczące oraz kotły montejusów (rys. 15).

Przeżnięte osady ze zbiorników Imhoffa są okresowo odpompowywane i przetłaczane na osadniki. Do przepompowywania służą dwie pompy próżniowe syst. Elmo, które ssą powietrze z dwu kotłów o pojemności po 10 m³ i w ten sposób napełniają je mułem, czerpanym z samego dna osadników. Po napełnieniu kotłów mułem pompy sprężające powietrze wytłaczają osady na osadniki.

Osadniki są wybudowane w liczbie 16, o wymiarach 5 × 25 m, w sumie zatem o



Rys. 14. Plan sieci kanalizacyjnej m. Gdyni.

^{*)} Dokończenie do str. 587 w zesz. 19 z r. b.



Rys. 15. Osadnik Imhoffa i stacja pomp.

powierzchni 2 000 m². Z kotłowni wychodzi ciąg żeliwny 200 mm średnicy, dający się połączyć z każdym z dwu kotłów. Ciąg ten posiada odgałęzienia 150 mm średnicy, z których w czterech punktach na każdym osadniku wylewa się osad. Dla uniknięcia rozmycia piasku osadnika, miejsce, w którym się osad wylewa, wyłożono płytkami betonowymi i otoczono murkiem 5 cm wysokim, również z płyt wykonanym.

Osadniki są otoczone murkiem betonowym 0,3 m grubym, 0,96 m wysokim, z krawędzią wzniesioną na 0,4 m nad poziom piasku. Warstwy filtrujące składają się: z 10 cm piasku o ziarnie poniżej 5 mm ϕ , następnie z dwu warstw po 7,5 cm grubości o średnicy ziarna 5 ÷ 6 mm oraz 10 ÷ 15 mm, w końcu z warstwy zmiennej grubości żwirku o 15 ÷ 30 mm średnicy ziarna, w której leżą dwa dreny 150 mm średnicy, w spadzie 5‰. Dreny uchodzą do studzienki zamykanej zasuwą, a stąd krótkim kanałem 200 mm średnicy do kanału zbiorczego i w końcu do głównego kolektora, odprowadzającego ścieki do morza. Między basenami są położone tory wąskiej kolejki, które pozwalają wywieźć osuszony osad na plac składowy, skąd jest ładowany na samochody i wywożony (rys. 16).

Osad znajduje bardzo chętnych nabywców, gaz w przyszłości będzie mieszany z powietrzem aż do wartości opałowej gazu dostarczanego z gazowni i wprowadzany do gazowej sieci miejskiej. Gdy z czasem pojemność komór gnilnych okaże się za małą, dla przyspieszenia procesu przegniwania będzie dół komór gnilnych ogrzewany węzownicą z krążącą wodą, nagrzewaną do około 60° C. Wyższe temperatury powodują zapiekanie się osadu na rurach i zmniejszenie przewodności cieplnej rur. Do ogrzewania wody będzie użyta część gazu z osadników Imhoffa. Ogrzewanie komory gnilnej pozwoli prawdopodobnie przyłączyć do oczyszczalni ludność 80 000 do 100 000 głów liczącą. Więcej mieszkańców nie pomieści się na obszarze, z którego ścieki mogą zejść do oczyszczalni Gdynskiej.

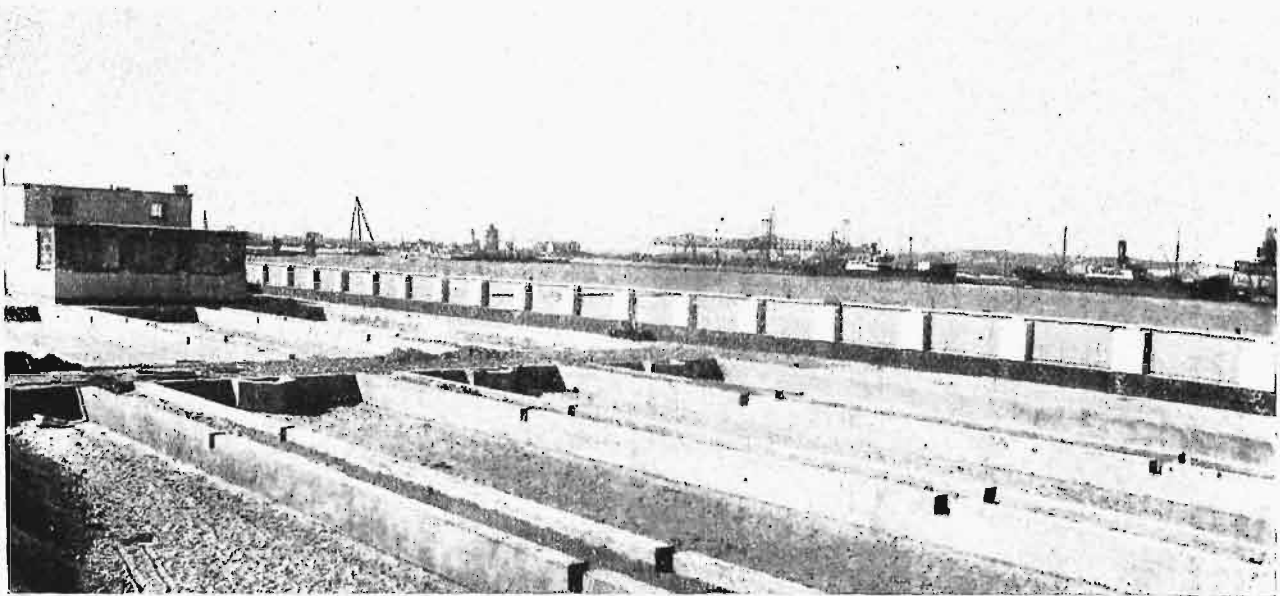
Co się tyczy osadników namułu, liczbie 100 000 mieszkańców odpowiada potrzebna przestrzeń osadników 6 670 m², podczas gdy przestrzeń obecna, nie dająca się z braku miejsca powiększyć, wy-

nosi tylko 2 000 m². Otóż w miarę rozwoju miasta istnieją dwie drogi, które można pójść: albo nadmiar osadów przewozić barkami na morze i topić, albo też obecne osadniki przykryć szkłem. Doświadczenia amerykańskie wykazują, że przykrycie szkłem pozwala czterokrotnie zwiększyć ilość ścieków osadów odwadnianych. W tych warunkach obecna powierzchnia 2 000 m² wystarczyłaby za pewne do osuszania osadów nawet z miasta o 100 000 mieszkańców.

Niespodziewaną trudność nastęrczyło skanalizowanie alei Marsz. Piłsudskiego oraz sąsiednich wzgórz: Focha oraz części południowej Kamiennej Góry. Projekt przewidywał odprowadzenie ścieków kanałem, leżącym u stopy Kamiennej Góry nad morzem. Niestety, wysypana za bulwarem platforma leży za nisko, aby można było w odpowiednim spadzie i z pewnym przykryciem przełożyć na niej kanał. Wkopywanie się w stok jest wykluczone, gdyż stok złożony z warstw dyluwalnych spełza po spągowej trzeciorzędowej formacji ilów. Jako jedyne rozwiązanie, pozostało więc tylko przepompowywanie ścieków do kanału Kamiennej Góry, a nim do kolektora, leżącego w ul. Świętojańskiej.

Wobec potrzeby założenia w tym punkcie klozetów publicznych, zaprojektowano, podobnie jak na wybrzeżu rybackim, stację przepompowywania razem z podziemnymi klozetami. Z braku miejsca musiano całość przysunąć do stoku Kamiennej Góry, z czego wynikło wyższe obciążenie ściany budynku od strony Góry niż od alei i budynek musiano obliczyć, jako wielokrotną ramę, obciążoną jednostronnie parciem góry, z przeciwległą ścianą, opierającą się o grunt naturalny.

Ścieki są sprowadzone do komory 4,5 m szerokości, 1,4 m długości, zaopatrzonej w kratę i przelew na wypadek zepsucia się pompy. Zasuwa drewniana z przeciwwagą pozwala odciąć dopływ ścieków do komory. W zagłębieniu dna komory są umieszczone wloty do dwu pomp śrubowych, poziomych, które są samoczynnie zalewane wodą ściekową i tłoczą ścieki rurą 200 mm średnicy i 220 mb. długości do kanału. Maksymalny dopływ ścieków wynosi 18 l/sek, pompy zaś są obliczone na przetłaczanie po 30 l/sek każda.



Rys. 16. Budowa osadników do przegniłych osadów.

Kanalizacja Gdyni jest zaprojektowana jako kanalizacja rozdzielcza i obliczona na przyjęcie tylko ścieków domowych. Niemniej jednak musiała być zaprojektowana i wykonana druga część sieci, obliczona na przyjęcie wód wyłącznie deszczowych, zwłaszcza wobec zdarzających się ulewnych deszczów, jak deszcz z dnia 3/4 VIII 1932 r., który w ciągu 24 godz. wykazał 119 mm wysokości opadu.

Kanały deszczowe główne leżą w głównych kilku ulicach, zbiegających ku morzu. Są to mianowicie ulice: Mickiewicza, Starowiejska, 10 lutego, Świętojańska, Jana z Kolna, Marsz. Piłsudskiego. Wylot tego ostatniego kanału leży w zatoce, t. j. w otwartym morzu, poprzednich kanałów — w basenach portowych. Szosa Gdańska w części swej, od początku ul. Świętojańskiej do podjazdu kolejowego na ul. 10 lutego, jest odwadniana do wyżej wymienionych kanałów ul. Świętojańskiej, alei Marsz. Piłsudskiego i 10 lutego, w części od podjazdu kolejowego do Chylonki będzie odwadniana kanałem, który będzie leżał w samej szosie i otrzyma dwa wyloty: jeden do basenu portowego im. min. Kwiatkowskiego, pod stacją kolejową, do niego również odwodnioną, drugi — do przepustu kolejowego Chylonki, również z ujęciem wód deszczowych tej części torów stacyjnych oraz Obozu Emigracyjnego. Ogólna długość wykonanych kanałów deszczowych, leżących w ulicach głównych i bocznych, jest 11 163 mb., zaś na Szosie Gdańskiej i przez tereny jest projektowanych 4 226 mb. kanału i 850 mb. otwartego rowu.

Średnice kanałów wynoszą od 1,0 m do 0,6 m, głębokości założenia kanałów deszczowych dobrano tak, aby połączenia domowe wodociągowe i kanalizacyjne mogły przechodzić pod lub nad kanałami deszczowymi. Z reguły zatem zagłębienia są małe i dno kanału leży około 1,5 do 1,8 m pod powierzchnią ulicy. Jedynie tylko w alei Marsz. Piłsudskiego, z powodu konieczności odwodnienia podjazdu kolejowego i skrzyżowania się z kanałem ścieków domowych w ul. Świętojańskiej, dano głębokości większe, bo z reguły z 2 m-em przykryciem kanału. W ten sposób połączenia wodociągowe przechodzą tu nad kanałem, kanalizacyjne —

pod nim. Z powodu płytkiego naogół założenia kanałów deszczowych i możliwości dużych obciążeń ruchomych, musiano je uzbroić eliptycznymi wkładkami żelaznymi. Same kanały są przekroju kołowego, wykonane z betonu, bez wkładek kamionkowych.

Kanał na Szosie Gdańskiej, na odcinku szosy równoległym do stacji kolejowej, musiał otrzymać zmienne i naogół duże zagłębienia, dochodzące do 6 m, a to z powodu falistego terenu i ciągłych zmian spadku szosy. Ponieważ odprowadzenie wód deszczowych mogło nastąpić tylko przez tereny kolejowe i pod torami kolejowymi, trzeba było liczbę wylotów tej sieci ograniczyć do minimum. Zaprojektowano więc tylko jeden wylot kanalizacyjny z przejściem pod stacją, drugi równoległy do torów kolejowych, do przepustu Chylonki. Przekroje kanału pod szosą są kołowe, z betonu uzbrojonego wkładkami żelaznymi, zaś pod torami — przekroje prostokątne, kryte płytami żelbetowymi.

La canalisation des eaux d'égout à Gdynia

R é s u m é :

La présente étude, faisant la seconde partie de l'article publié dans le numéro précédant du „Przeгляд Techniczny”, traite la construction de la canalisation (séparative) des égouts de Gdynia et des communes voisines. Cette canalisation est divisée en 3 parties: celle de Gdynia, Redłowo et Witomino, avec la station d'épuration sur le quai des pêcheurs à Gdynia, celle de Orłowo, Kack et (partiellement) de Redłowo, et celle de la vallée diluviale, englobant Oksywie, le port militaire, Obłuzę, Dębogórze et Rumja, avec le collecteur situé sous la pente, la station d'épuration et l'écoulement des égouts à Oksywie (fig. 14).

La construction du premier système est, pour la plupart, terminée. La station d'épuration contient les puits d'Imhoff. Les égouts débitant de ceux-derniers, aboutissant à la mer à une profondeur de 9 m, ne donnent aucune trace que l'eau soit louchie. Après avoir décrit la construction des puits d'Imhoff et des collecteurs des usines d'épuration (16 à 5 × 25 m), ainsi que l'utilisation du gaz et des sédiments, l'auteur constate que la surface des collecteurs (2 000 m²), quoique trop petite pour une ville de 100 000 habitants (la surface nécessaire étant de 6 670 m²), peut être suffisante si l'on couvre les collecteurs de ver.

À la fin l'auteur donne quelques renseignements sur la canalisation des eaux pluviales de Gdynia, en indiquant la localisation du système des canaux et leur construction (en béton armé).

Inż. Dr. Fr. SZELĄGOWSKI

Wpływ dynamiczny obciążenia ruchomego na mosty

Sprawa określenia wpływu dynamicznego obciążenia ruchomego na mosty datuje się od chwili utworzenia angielskiej komisji dróg żelaznych z roku 1846 pod przewodnictwem znanego matematyka Stokes'a, powołanej na skutek katastrof mostowych, które naówczas w Anglii miały miejsce.

Zagadnienie powyższe jest naogół złożone, nastrożca zatem duże trudności natury teoretycznej, jak również i badawczej. Dlatego też dotychczas zostały opracowane tylko szczególne przypadki działania obciążenia ruchomego na belkę w dwóch punktach podpartą, względnie belkę spoczywającą na sprężystym podłożu.

Tak więc w roku 1849 Willis¹⁾, profesor uniwersytetu w Cambridge, członek wspomnianej wyżej komisji z roku 1846, korzystając z „Leçons” Navier'a, podał rozwiązanie wpływu dynamicznego poruszającego się obciążenia skupionego na belkę w dwóch punktach podpartą, rozpatrując powyższe zagadnienie jako system o jednym stopniu swobody, co zresztą uczyniło i wielu innych następnym badaczy.

Otrzymałym wynikiem nadał następnie Stokes²⁾ odpowiednio prostszą postać.

W roku 1855 Phillips³⁾ oparł po raz pierwszy swoje dociekania na równaniu różniczkowym o pochodnych cząstkowych, jednakże w swoim dziele III „Conséquences pratiques”, mając na widoku uproszczenie otrzymanych wzorów, których kształt był bardzo złożony, usunął między innymi wyrazy, będące tego samego rzędu, jakie ostatecznie zatrzymał.

Powyższe zauważył Bresse⁴⁾, który w pracy pod tytułem „Theorie simplifiée” uzupełnił zagadnienie, poruszone poprzednio przez Phillips'a.

W nowszych czasach Kryłow⁵⁾ oraz Timoszenko⁶⁾ wnieśli również cenne przyczynki do tak złożonego zagadnienia dynamicznego.

Biorąc pod uwagę, że rozważania teoretyczne są zawsze użyteczne, gdyż dają pewne wytyczne, które należy stwierdzić następnie doświadczalnie, nie od rzeczy będzie omówić główne czynniki wpływu dynamicznego obciążenia ruchomego na mosty, mianowicie:

- 1) prędkość przebiegu obciążenia bez uderzeń,
- 2) siłę odśrodkową kół napędnych lokomotywy,
- 3) uderzenia wywołane nierównością drogi, spłaszczeniem kół i obecnością styków szynowych, oraz
- 4) współbrzmienie drgań obciążenia ruchomego i belki.

Odnosnie punktu pierwszego należy nadmienić, że zagadnienie powyższe można rozwiązać względnie prosto, jeżeli przyjąć: a) masę poruszającego się obciążenia ruchomego, jako stosunkowo wielką w porównaniu z masą rozpatrywanej belki, i odwrotnie — jeżeli b) przyjąć, że masa obciążenia ruchomego jest mała w porównaniu z masą samej belki.

W przypadku pierwszym wpływu masy belki można nie brać pod uwagę. Wtedy oddziaływanie R ciężaru ruchomego P na belkę można będzie określić następującym wzorem:

$$R_{\max} = P \left(1 + \frac{v^2}{g} \frac{PL}{3EJ} \right), \quad \dots \quad (1)$$

gdzie v oznacza prędkość przebiegu obciążenia ruchomego P przez belkę o rozpiętości L i sztywności EJ , zaś g oznacza przyspieszenie ziemskie.

Największa strzałka ugięcia belki wzrasta w tym samym stosunku, co i oddziaływanie. Tak więc

$$f_{\text{dyn}} = f_{\text{stat}} \left(1 + \frac{v^2}{g} \frac{PL}{3EJ} \right), \quad \dots \quad (2)$$

Przytoczone powyżej wyniki przybliżonego rozwiązania zagadnienia praktycznie mało się różnią od wyników rozwiązania ścisłego.

Wyraz zawarty w nawiasach wzoru (1) lub (2) jest zwykle bardzo mały, wobec czego wpływ dynamiczny obciążenia ruchomego przy rozpiętościach belek stosunkowo małych nie posiada praktycznego znaczenia.

W wypadku drugim, kiedy masa ciężaru ruchomego jest mała w porównaniu z masą belki, można ciężar ruchomy zastąpić z dostateczną ścisłością siłą skupioną, pomijając siły bezwładności ciężaru ruchomego. Zagadnienie powyższe sprowadza się do badania drgań belki pod wpływem sił zmiennych, jak to już zresztą zauważył Stokes.

Obliczenia wykazują, że w omawianym przypadku strzałkę dynamicznego ugięcia belki, w zależności od strzałki statycznego ugięcia, można będzie określić następującym wzorem:

$$f_{\text{dyn}} = f_{\text{stat}} \left(1 + \frac{Tv}{2L} \right), \quad \dots \quad (3)$$

przyczem

- T — jest to okres podstawowych drgań belki,
- v — prędkość ruchu ciężaru po belce,
- L — rozpiętość belki.

Na podstawie wzorów (2) i (3) można powiedzieć ogólnie, że w najniekorzystniejszych przypadkach działania obciążenia ruchomego na belkę wpływ dynamiczny samej prędkości przebiegu zwiększa działanie statyczne tylko o ok. 10%.

Jeżeli na belkę będzie działało kilka ciężarów równocześnie, to ich wpływ dynamiczny w więk-

¹⁾ Willis. „Report of the commission appointed to enquire into the application of iron to railways structures”. London. 1849.

²⁾ Stokes. „Discussion of a differential equation relating to the breaking of railway bridges”. Transactions of the Cambridge Philos. Soc. T. VIII. 1849.

³⁾ Phillips. „Calcul de la résistance des poutres droites, telles que les ponts, les rails, etc. sous l'action d'une charge en mouvement”. Ann. des Mines. 1855.

⁴⁾ Bresse. „Cours de mécanique appliquée”. I. 1862—66.

⁵⁾ A. Kryłow. „Ueber die erzwungenen Schwingungen prismatischer Stäbe”. Z. Math. u. Phys. 1911.

⁶⁾ „O niekotorych differencjalnych urawnienjach matematycznej fiziki, imiejuszczich prilożenia w technicznych woprosach”. Izwiestija Nikolajewskoj Morskoj Akademii. 1913.

⁷⁾ Timoszenko. „Erzwungene Schwingungen prismatischer Stäbe”. Z. Math. u. Phys. 1911.

„Kurs teorji uprugosti”. II t. 1916.

„Vibration Problems in Engineering”. 1928.

szości przypadków będzie jeszcze mniejszy, z wyjątkiem tylko zjawiska współbrzmienia, t. j. kiedy wpływ ogólny ciężarów będzie równy sumie wpływów poszczególnych ciężarów, i ugięcie ogólne będzie powstawało w tym samym stosunku, jak dla ciężaru pojedynczego.

Jednakże daleko większy wpływ dynamiczny wywołuje niezrównoważenie mas kół napędnych lokomotywy, przyczem najniekorzystniejsza wartość powyższego powstaje w przypadku współbrzmienia, kiedy liczba obrotów kół napędnych na sekundę jest równa częstości drgań własnych belki.

Ponieważ w mostach o małych rozpiętościach częstość drgań własnych belki jest duża, to współbrzmienie zmiennego (wskutek ruchu obrotowego) nacisku kół i drgań własnych belki jest praktycznie niemożliwe przy obecnych największych prędkościach biegu lokomotywy.

Dla większych rozpiętości belek wpływ współbrzmienia należy wziąć pod uwagę.

Niechaj więc P_1 oznacza największe działanie na szynę, wywołane niezrównoważoną masą koła przy jednym obrocie na sekundę, oraz n niech oznacza całkowitą liczbę obrotów kół napędnych lokomotywy przy przejeździe przez belkę. Wtedy dodatkowe ugięcie ⁷⁾, powstałe na skutek działania dynamicznego będzie

$$\delta_{\max} = \frac{2n}{T} \frac{2P_1 L^3}{\pi^4 EJ} \dots \dots (4)$$

Z powyższego wzoru widać, że dla określenia δ_{\max} należy wziąć pod uwagę: a) statyczne ugięcie, wywołane siłą P_1 , b) okres T drgań własnych belki, i c) liczbę obrotów n , przyczem wielkość T można określić ze wzoru

$$T = \pi \sqrt{\frac{P_1 L^3}{12g EJ}} \dots \dots (5)$$

gdzie P_1 oznacza, jak wspomniano wyżej, obciążenie belki.

Prędkość v przebiegu obciążenia ruchomego przez belkę, przy której następuje zjawisko współbrzmienia, nosi nazwę prędkości krytycznej.

Wartość dynamicznego ugięcia belki pod wpływem działania niezrównoważonych mas kół napędnych lokomotywy może przewyższyć odnośne statyczne ugięcie belki nawet o 80% ⁸⁾, przyczem należy zauważyć, że wartość siły P_1 w szybkobieżnych lokomotywach może osiągnąć wielkość 5 tonn.

Dla belek o niewielkich rozpiętościach, dla których częstość drgań własnych na sekundę jest znacznie większa od liczby obrotów kół napędnych na sekundę, dodatkowe ugięcie belki pod wpływem działania niezrównoważonych mas kół napędnych lokomotywy można będzie określić ze wzoru ⁸⁾:

$$\delta = \frac{2PL^3}{\pi^4 EJ} \frac{1-\alpha}{\left[1-\beta\left(1+\frac{\alpha}{\beta}\right)\right] \left[1+\beta\left(1-\frac{\alpha}{\beta}\right)\right]}$$

gdzie α oznacza stosunek okresu drgania belki do podwójnej wartości czasu, jaki jest niezbędny do przebycia belki przez siłę P , zaś β jest to stosunek

⁷⁾ Timoszenko. „Vibration problems in engineering”. 1928.

⁸⁾ Ibid ⁷⁾.

okresu drgania belki do okresu działania zmiennej siły odśrodkowej koła napędnego.

Wogóle należy stwierdzić, że najniekorzystniejszy wpływ dynamicznego działania kół napędnych lokomotywy występuje przy najmniejszych rozpiętościach belek, przy których mogą powstać zjawiska współbrzmienia. Ze wzrostem rozpiętości prędkość krytyczna maleje, jak również i wartość siły odśrodkowej, wobec czego maleje również i wpływ dynamiczny.

Powyżej przytoczone wyniki zostały wyprowadzone w tem założeniu, że masa ciężaru ruchomego została pominięta. Ponieważ jednak masa ciężaru ruchomego w rzeczywistości będzie zmieniała częstość drgań własnych belki, to w szczególności dla belek o małych rozpiętościach powyższa okoliczność będzie czynnikiem wykluczającym ciągłość zjawiska współbrzmienia, tak że działanie niezrównoważonych mas kół napędnych lokomotywy będzie mniejsze, niż to wynika ze wzorów, wskazanych wyżej.

Badania mostów w Indjach ⁹⁾ potwierdzają w zupełności powyższą uwagę, ponieważ okazało się, że największa strzałka ugięcia powstaje wtedy, kiedy lokomotywa już przejechała około dwóch trzecich rozpiętości belki, oraz że największe działanie dynamiczne wynosi około jednej trzeciej wyniku, otrzymanego ze wzoru (4). Oczywiście, że wpływ dynamiczny w tym przypadku zależy od typu lokomotywy i od sposobu zrównoważenia mas.

W belkach małych rozpiętości, np. w podłużnicach części przejazdowej mostu, mających częstość drgań stosunkowo dużą, działanie niezrównoważenia mas na ugięcia i na naprężenia można z dostateczną dokładnością określić, pomijając wogóle drgania, i posługując się tylko wzorem na ugięcie statyczne, dołączając do działania statycznego wartość siły odśrodkowej.

Powyższy wpływ może się okazać dość znaczący w przypadku małych belek i niewielkiej ilości kół.

Odnośnie dynamicznego działania obciążenia ruchomego wskutek nierówności drogi, spłaszczenia kół i obecności styków szynowych należy stwierdzić, że w przypadku belek małych rozpiętości, a więc np. podłużnic części przejazdowej mostu, wymienione wyżej przyczyny mogą mieć wpływ szczególnie znaczny. Dlatego też dążenie do usunięcia lub zmniejszenia tych przyczyn wpływu dynamicznego obciążenia ruchomego jest bardzo pożądane.

Stosując zatem spawanie szyn na mostach, można będzie usunąć szkodliwy wpływ uderzeń na stykach. Powyższe należy uznać za rzecz nieodzowną, która szczególnie w mostach stalowych z mostem drewnianym nie stanowi żadnego niebezpieczeństwa pod względem wpływu temperatury; należy tylko przewidzieć przy dźwigarach większych rozpiętości przyrządy dylatacyjne na przyczółkach i filarach.

Co się tyczy wpływu nierówności drogi, to powyższe jest wywołane głównie uginaniem się dźwigara mostowego, wskutek czego położenie środka

⁹⁾ Government of India Central Publication Branch, Technical Paper Nr. 247. Calcutta. 1926.

ciężkości obciążenia ruchomego zmienia się w kierunku pionowym i masa jego nabiera przyspieszenia.

Uwzględniając więc w wykonaniu dźwigara mostowego odwrotną strzałkę konstrukcyjną, można będzie praktycznie zmniejszyć do granic możliwych wpływ dynamiczny obciążenia ruchomego, spowodowany nierównościami drogi.

W końcu wpływ spłaszczenia kół może być również zmniejszony przez ściśle przestrzeganie odpowiednich przepisów urzędowych, które dopuszczają np. największe miejscowe spłaszczenie obręczy kół w lokomotywach osobowych do 5 mm, zaś w lokomotywach towarowych do 7 mm.

Prócz powyższego, stosując — szczególnie w mostach małych rozpiętości — część przejazdową z podsypką, można będzie zmniejszyć ogólny wpływ dynamiczny obciążenia ruchomego i polepszyć warunki pracy tych konstrukcji mostowych.

Po przytoczonych wyżej rozważaniach teoretycznych nie od rzeczy będzie omówić pewne wyniki badań mostowych, do których ze względu na rzeczowe ujęcie sprawy należy zaliczyć przedewszystkiem dane, przytoczone przez R a b u t'a¹⁾.

Otóż odnośnie uderzeń na stykach Rabut badał wartości powyższego wpływu na moście o rozpiętości 4 m, ze złączeniem szynowym, położonym w środku rozpiętości belki, pod obciążeniem parowozu, poruszającego się z prędkością, dochodzącą do 80 km na godzinę, przyczem przy zwykłym luzie w styku strzałka ugięcia wzrastała trzykrotnie w porównaniu z odnośnym ugięciem statycznym.

Przy większych luzach w styku, wartości ugięcia wzrastały niepomierne. Z tego też względu spawanie szyn na mostach należy uznać za rzecz konieczną.

W związku z wpływem spłaszczenia kół Rabut przytacza wypadek, kiedy pod parowozem jadącym z Paryża do Limoges pękło z jednej strony toru około stu szyn, zaś w powrotnej drodze po drugiej stronie toru pękło około pięćdziesięciu szyn. Po dokładnych oględzinach parowozu okazało się, że jedno z kół było bardzo spłaszczone.

Ogólnie rzecz biorąc, spłaszczenie kół może zwiększać dość znacznie dynamiczne działanie obciążenia ruchomego, jak to wynika z wykresów, otrzymanych przez Rabut'a przy przejeździe parowozu i tendra o różnych prędkościach.

Okazało się bowiem, że koło spłaszczone tendra, niosące połowę wartości ciężaru koła sprzężonego z nim parowozu, wywołało strzałkę ugięcia prawie równą strzałce ugięcia, która miała miejsce pod wspomnianym wyżej parowozem, mającym koła niespłaszczone.

Hamowanie obciążenia ruchomego na moście może również spowodować wzrost obciążenia na oś w wysokości 10% — 15% obciążenia statycznego.

Zjawisko współbrzmienia badał Rabut na mostach drogowych. Tak np. na moście Lepine w Paryżu szesnastu ludzi o ciężarze około 1 t, idąc krokiem gimnastycznym, wywołało ugięcie większe

od ugięcia występującego pod wpływem wałka drogowego o ciężarze 30 t. Zjawisko to notuje historia budownictwa mostowego, jako przyczynę pewnej liczby katastrof mostów wiszących.

Należy przytem zauważyć, że w mostach drogowych wpływ dynamiczny obciążenia ruchomego jest wywołany głównie nierównościami pomostu, która to nierówność, powodująca uderzenia, może w pewnych przypadkach być powodem drgań i współbrzmienia.

Badania amerykańskie (Génie Civil, 1929 r.), dotyczące mostów drogowych, wykazały, że dla belek części przejazdowej mostu oraz dla belek głównych do 12 m rozpiętości, wpływ dynamiczny zwiększa działanie obciążenia ruchomego o 25%.

Przy rozpiętościach większych od 12 m, zwiększenie powyższe może być wyrażone wzorem empirycznym

$$\frac{15}{L + 48}$$

gdzie L jest rozpiętością w metrach.

Omówione powyżej w krótkości przyczyny wpływu dynamicznego obciążenia ruchomego, chociaż są najgłówniejsze, bynajmniej jednak nie wyczerpują wszystkich przyczyn tak złożonego zjawiska.

Dlatego też w zastosowaniach praktycznych, ze względu na złożony charakter działania obciążenia ruchomego, dąży się do określenia całkowitego wpływu dynamicznego jednym t. zw. współczynnikiem dynamicznym φ , będącym stosunkiem największej wielkości dynamicznej, otrzymanej przy przejeździe obciążenia ruchomego przez belkę z określoną prędkością, do największej wielkości statycznej, otrzymanej pod wpływem niezmiernie wolno poruszającego się obciążenia.

Przyjmując jako wielkość dynamiczną i statyczną odpowiednie strzałki ugięcia belki, można wyrazić współczynnik dynamiczny wzorem:

$$\varphi = \frac{f_{dyn.}}{f_{stat.}} \dots \dots \dots (6)$$

Można również przyjąć jako wielkość dynamiczną i statyczną najniekorzystniejsze odkształcenia odpowiednich włókien elementu składowego belki, i określić wtedy współczynnik dynamiczny, jako stosunek naprężenia w stanie dynamicznym, do naprężenia w stanie statycznym, czyli

$$\varphi = \frac{\sigma_{dyn.}}{\sigma_{stat.}} \dots \dots \dots (7)$$

Wzory (6) i (7), w przypadku belek jednorodnych, dają wartości jednakowe współczynnika φ , jednakże dla ustrojów prętowych (kratowych), jak to wskazują przeprowadzone badania, współczynnik dynamiczny określony na podstawie wzoru (7) jest większy od współczynnika dynamicznego, określonego w myśl wzoru (6).

Można więc wysnuć wniosek, że strzałka ugięcia belki kratowej, a więc jej zewnętrzny miernik wytrzymałości, jest warunkiem koniecznym, ale niedostatecznym racjonalnej pracy konstrukcji, ponieważ przy odpowiedniej strzałce ugięcia całej belki kratowej mogą być jednak pewne włókna w niektórych składowych prętach belki przenażone i niebezpieczne dla całości konstrukcji.

¹⁾ R a b u t. „Etude expérimentale des ponts métalliques”. Annales des Ponts et chaussées 1896.
R a b u t. „Expérimentation des ponts”. Annales des Ponts et chaussées. 1901.

Nasuwa się tutaj mimowoli porównanie z organizmem żyjącym, w którym pewna składowa część, niebezpiecznie słaba, może zagrażać istnieniu całego organizmu, chociaż na jego wyglądzie zewnętrzny można tego nie zauważyć.

Chcąc zatem określić dobroć pracy danej konstrukcji, należy zbadać oprócz strzałki ugięcia również i naprężenia, powstałe pod wpływem działania danego obciążenia.

Na podstawie przeprowadzonych badań¹¹⁾ zauważono ponadto, że współczynnik dynamiczny jest większy w przypadku prętów, dla których miarodajne długości gałęzi linii wpływowych są stosunkowo mniejsze, w porównaniu z prętami, mającymi powyższe długości gałęzi linii wpływowych odpowiednio większe.

Powyższą okoliczność należy wziąć pod uwagę w konstrukcji wzoru, określającego wartości dopuszczalnego naprężenia, gdyż wzór linijowy

$$\sigma_{\text{dop.}} = a + bL$$

choć jest bardzo prosty, nie czyni jednak zażość indywidualnym warunkom pracy składowych prętów belki kratowej.

Zatem w konstrukcji wzoru, określającego wartości dopuszczalnych naprężeń, należy uwzględnić współczynnik dynamiczny, który winien przybierać wartości odpowiednie do charakteru pracy danego pręta.

Z istniejących wzorów, określających wartości współczynnika dynamicznego, należy wymienić między innymi:

1) wzór przepisów francuskich z roku 1927:

$$\varphi = 1 + \frac{0,4}{1 + 0,2L} + \frac{0,6}{1 + 4\frac{P}{S}}$$

gdzie

L — długość belki,
 P — ciężar własny,
 S — ciężar całkowity,

2) wzór „American Railway Engineering Association”, zwany wzorem ćwiartki elipsy:

$$\varphi = 135 - \frac{1}{6} \sqrt{5315L - 10,8L^2},$$

oraz

3) wzór przepisów polskich „Ministerstwa Komunikacji” z roku 1923

$$\varphi = 1 + \frac{0,625}{1 + 0,02\lambda} \left(1 \pm \frac{S_{\text{min}}}{S_{\text{max}}} \right),$$

gdzie λ oznacza długość mierzona w metrach odpowiedniej gałęzi linii wpływowej, odpowiadającej maximum danej siły S .

Porównując powyższe wzory, należy zauważyć, że wzór amerykański dla belek o rozpiętościach małych daje wartości stosunkowo większe od odpowiednich wartości wzorów francuskiego i polskiego, ponieważ w rzeczywistości wyniki wzoru polskiego względnie mało się różnią od wyników wzoru francuskiego, gdyż dla belek części przejazdowej mostu oraz dla belek wolnopodpartych do 5 m rozpiętości, zgodnie z przepisami polskimi, obowiązują zwiększone naciski kół.

Powyższy czynnik należałoby jednakże uwzględnić już w wartościach wzoru współczynnika dynamicznego, ponieważ wielkości zwiększonych nacisków kół są określone raczej uczuciowo i nie mogą być dostatecznie sprawdzone wynikami teoretycznymi, jak również i badawczymi. Ponadto

wyraz $\frac{S_{\text{min}}}{S_{\text{max}}}$ przypominający wzór Weyrauch'a, w zastosowaniu do konstrukcji mostowych nie posiada wielkiego znaczenia.

Wszystkie dotychczasowe wzory, określające wartości współczynnika dynamicznego, nie zawierają wielkości, któreby charakteryzowała stan dynamiczny mostu, czyli nie uwzględniają prędkości poruszającego się obciążenia ruchomego, — przy czym w stanie spoczynku, t. j. dla $v = 0$, współczynnik dynamiczny, otrzymany z odnośnego wzoru, niezależnie od rozpiętości mostu i wszelkich innych czynników, winien być zawsze równy jedności.

Oznaczając ogólnie przyczyny wpływu dynamicznego obciążenia ruchomego przez x, y, z, \dots , można wyrazić współczynnik dynamiczny φ funkcjonalnie w postaci wzoru

$$\varphi = f(x, y, z, \dots) \quad (8)$$

Praktycznie najdogodniej jest funkcję $f(x, y, z, \dots)$ rozwinąć w szereg Maclaurin'a i poprzestać tylko na dwóch pierwszych wyrazach szeregu.

Zatem

$$\varphi = f(x, y, z, \dots) = f(0, 0, 0, \dots) + \left(\frac{\partial f}{\partial x} \right)_0 x + \left(\frac{\partial f}{\partial y} \right)_0 y + \left(\frac{\partial f}{\partial z} \right)_0 z + \dots = f(0, 0, 0, \dots) + ax + by + cz + \dots \quad (9)$$

Spółczynniki a, b, c, \dots , figurujące we wzorze (9), należy określić na podstawie przeprowadzonych badań mostów w ten sposób, ażeby krzywa φ przechodziła przez żądane punkty.

Stosunkowo duża ilość powyższych współczynników zapewnia dokładniejsze objęcie przez krzywą φ większej ilości punktów, otrzymanych z badań mostowych.

Tak więc na podstawie wyżej omówionych danych współczynnik dynamiczny φ będzie można określić następującym wzorem:

$$\varphi = f(0, 0, 0) + a_1 \left[1 + a_2 \left(\frac{vT}{L} \right)^2 \right] + b \frac{Rv^2}{u + w\lambda} + c_1 \left(c_2 \frac{n}{T_n} - 1 \right), \dots \quad (10)$$

gdzie oznaczono

v — prędkość przebiegu obciążenia ruchomego,
 R — obciążenie koła bez pośrednictwa resorów,
 λ — długość gałęzi linii wpływowej, określającej największą wartość działającej siły lub momentu gnącego,

n — całkowitą liczbę obrotów kół napędnych lokomotywy przy przejeździe przez belkę,

T — okres drgań belki pod wpływem obciążenia ruchomego,

T_n — okres drgań belki pod wpływem obciążenia siłą P_1 (patrz str. 620),

zaś a_1, a_2, b, c_1, c_2, u i w są to wielkości stałe.

W przypadku spoczynku obciążenia ruchomego współczynnik dynamiczny φ , jak już wyżej wspom-

¹¹⁾ Or. Ing. R. Bernhard. „Beitrag zur Brückenmesstechnik”. Der Stahlbau. 1928.

niano, powinien być równy jedności, czyli

$$f(0, 0, 0) + a_1 - c_1 = 1.$$

Zatem wzór (10) będzie można napisać w kształcie następującym:

$$\varphi = 1 + a \left(\frac{vT}{L} \right)^2 + b \frac{Rv^2}{u + w\lambda} + c \frac{n}{T_n}, \quad (11)$$

przyczem

$$a = a_1 a_2$$

oraz

$$c = c_1 c_2.$$

Jeżeli badania mostów przeprowadzić tylko przy pewnej określonej prędkości v , używając jednocześnie tego samego typu lokomotywy, wtedy wielkość R można przyjąć jako stałą, zaś n będzie zależne tylko od rozpiętości L .

Ponadto, jeżeli badane mosty będą posiadały pewien stały stosunek wysokości do rozpiętości, to praktycznie można przyjąć, że stosunek strzałki ugięcia dźwigarów do ich rozpiętości będzie również prawie stały.

Biorąc wtedy pod uwagę zależności

$$k = \frac{f}{L} = a \frac{PL^2}{EJ}$$

oraz

$$T = \pi \sqrt{\frac{PL^3}{12gEJ}} = \beta \sqrt{kL} = \gamma \sqrt{L},$$

otrzymamy przy powyższych założeniach współczynnik dynamiczny φ dla dźwigarów kratowych w kształcie następującym:

$$\varphi_k = 1 + \frac{A_k}{L} + \frac{B_k}{u_k + w_k \lambda} + C_k \sqrt{L} = f_k(\lambda, L),$$

t. j. współczynnik dynamiczny będzie zależny tylko od długości obciążonej gałęzi linii wpływowej i od rozpiętości dźwigara, — podczas gdy dla mostów blaszanych powyższy współczynnik dynamiczny przybierze uproszczoną postać

$$\varphi_B = 1 + \frac{A_B}{L} + \frac{B_B}{u_B + w_B L} + C_B \sqrt{L} = f_B(L),$$

t. zn. będzie zależny funkcjonalnie tylko od samej rozpiętości dźwigara.

Ogólnie, analizując konstrukcję wzoru (11), można powiedzieć, że wyraz drugi ujmuje wpływ prędkości poruszającego się obciążenia ruchomego bez uderzeń, — wyraz trzeci odzwierciedla: 1) wpływ nierówności drogi, 2) wpływ spłaszczenia kół i 3) wpływ indywidualnej pracy danego pręta dźwigara (czynnik λ), zaś wyraz czwarty uwzględnia 4) wpływ współbrzmienia, jak również 5) wpływ siły odśrodkowej niezrównoważonych mas kół napędnych lokomotywy.

Wartości liczbowe współczynników a , b , c , u i w , powinny być określone na podstawie badań mostów polskich i zawierać w sobie charakterystykę techniczną polskich lokomotyw. Wszelka ekstrapolacja obcych badań jest z tego powodu niewskazana.

Współczynnik dynamiczny, określony wzorem (11), jest naogół złożony, zatem wartości jego dla poszczególnych rozpiętości dźwigarów powinny być ujęte w tabelkę. Jest on ponadto częściowo empiryczny, i należy sądzić, że w podobny sposób będzie on nadal określany, gdyż teoretyczne ujęcie jednym wzorem wszystkich czynników, mających

wpływ na stan dynamiczny dźwigara, należy uważać za wątpliwe.

Na podstawie przytoczonych wyżej motywów jest możność określenia wartości dopuszczalnego naprężenia na rozciąganie lub sciskanie dla stali w kształcie następującym:

$$\sigma_{dop} = \sigma_w + \sigma_r, \dots \dots \dots (12)$$

gdzie σ_w oznacza naprężenie istniejące w danym elemencie od ciężaru własnego, zaś σ_r — od ciężaru ruchomego.

Ponieważ współczynnik dynamiczny φ może być określony tylko pod wpływem działania obciążenia ruchomego, kiedy w odnośnym elemencie już istnieje naprężenie od ciężaru własnego, przeto wzór (12) można będzie przedstawić w kształcie następującym:

$$\sigma_{dop} = \frac{S_w + \varphi S_r}{\omega}, \dots \dots \dots (13)$$

lub

$$\sigma_{dop} = \frac{M_w + \varphi M_r}{W}, \dots \dots \dots (14)$$

gdzie S_w , S_r , M_w i M_r oznaczają siły oraz momenty gnące od obciążenia własnego i od obciążenia ruchomego w stanie statycznym, zaś ω i W oznaczają odpowiednio przekrój oraz moment wytrzymałości przekroju, zaś φ — współczynnik dynamiczny.

Wzory (13), (14) należy uważać za racjonalniejsze od odpowiednich wzorów polskich przepisów urzędowych Ministerstwa Komunikacji z roku 1923, mających postać następującą:

$$\sigma_{dop} = \frac{\varphi(S_w + S_r)}{\omega},$$

względnie

$$\sigma_{dop} = \frac{\varphi(M_w + M_r)}{W}.$$

W związku z powyższym należy nadmienić, że stopień bezpieczeństwa konstrukcji, a więc i wartości dopuszczalnego naprężenia należałoby uzależnić nie od granicy sprężystości stali, lecz od jej granicy plastyczności, gdyż przekraczanie w tym obszarze granicy sprężystości powoduje jedynie samoutwardzanie się stali, które w konstrukcjach mostowych należy uważać za dopuszczalne.

Oprócz omówionych wyżej trudności teoretycznych, określenie ścisłych wartości współczynnika dynamicznego jest utrudnione niedokładnością dotychczasowych przyrządów pomiarowych. Jak wynika z międzynarodowego konkursu na przyrządy do badania mostów, zorganizowanego w 1926 r. przez Zarząd kolei niemieckich, różnice w pomiarach współczynnika dynamicznego, dokonane zgłoszonymi przyrządami, były bardzo duże i wahały się w granicach od 10 do 100% ¹²⁾.

Nic więc dziwnego, że dotychczasowe wyniki, otrzymywane przy badaniach mostów różnymi przyrządami, wykazywały znaczne odchylenia.

Warunki wspomnianego wyżej konkursu odnosnie przyrządów do badania naprężeń konstrukcyj

¹²⁾ Dr. W. Hort u. F. Hülsenkamp. „Untersuchung von Spannungs- und Schwingungsmessern für Brücken”. Berlin. 1928.

w stanie dynamicznym były między innymi następujące:

1) przyrząd powinien być skonstruowany w ten sposób, ażeby jego urządzenie samozapisujące mogło notować przynajmniej 200 drgań na sekundę, przyczem przyrząd sam lub jego poszczególne części składowe nie powinny wykazywać mniej niż 800 drgań na sekundę;

2) przekładnie przyrządu powinny być skonstruowane w ten sposób, ażeby przy najmniejszej z nich dokładność pomiarowa wynosiła 20 kg/cm^2 , przy największej zaś długości pomiarowej 5 kg/cm^2 . Jako największą wartość dającej się zmniejszyć długości pomiarowej, należało przyjąć 20 cm;

3) szerokość wstęgi papierowej przyrządu powinna pomieścić w skali wartości naprężeń ściskających i rozciągających do 1000 kg/cm^2 , przyczem prędkość ruchu powyższej taśmy powinna się zawierać w granicach od 0,5 cm do 10 cm/sek;

i 4) przyrząd powinien być zaopatrzone w sygnały alarmowe, wskazujące na taśmie papierowej miejsce przebiegu żądanych kół obciążenia ruchomego.

Najtrudniejszym do spełnienia z przepisanych warunków konkursu okazał się warunek punktu pierwszego, gdyż, jak wykazały próby, przyrząd Mayer'a (Bern) mógł zapisywać tylko 40 drgań na sekundę, zaś przyrząd Fereday-Palmer'a 120 drgań na sekundę.

Należy przytem wspomnieć, że przyrząd Electrical Telemeter (Bureau of Standards) może dokładnie notować 100 drgań na sekundę, jednak zachodzi tutaj obawa opóźniania odkształceń stosu płytek węglowych przyrządu w stosunku do szybkiej zmiany naprężeń badanego obiektu.

Wobec trudności osiągnięcia znacznej ilości drgań własnych na sekundę oraz zmniejszenia tarcia poszczególnych części składowych przyrządu, nasuwa się myśl skonstruowania przyrządu w ten sposób, ażeby szukane odkształcenia, a więc i naprężenia, można było utrwalac na taśmie filmowej

przyrządu, ustawionego w pewnej odległości nazewnątrz danego obiektu, za pośrednictwem punktów świetlnych, przytwierdzonych do badanego elementu.

W ten sposób zostałby usunięty wpływ własnych drgań przyrządu na wyniki samych pomiarów, przyczem skala odkształceń mogłaby być dostosowana do miejscowych warunków zapomocą odpowiednich przekładni optycznych.

W przyszłości więc należyte określenie wpływu dynamicznego obciążenia ruchomego na mosty będzie zależało w dalszym ciągu od postępu badań teoretycznych, jak również i od ulepszeń konstrukcyj przyrządów pomiarowych, służących bezpośrednio do stwierdzenia wyników teoretycznych na obiektach badanych.

L'action dynamique de la charge mobile sur les ponts

R é s u m é :

L'auteur décrit le développement des études théoriques sur cette question, à partir de Stokes (1846), Willis (1849), Phillips (1855), Bresse (1862-66) jusqu'aux travaux plus récentes de Krylow et Timoshenko (1916, 1928) et passe ensuite à l'analyse des 4 facteurs principaux de l'action dynamique de la charge mobile: 1) la vitesse de mouvement de la charge sans chocs; 2) la force centrifuge des roues motrices de la locomotive; 3) les chocs causés par l'accidentalité de la voie et 4) la résonance des vibrations de la charge mobile et de la poutre. Il rappelle les formules qui expriment l'action de ces facteurs, examine leur valeur pratique, cite les résultats des expériences et les moyens pour neutraliser l'action nocive de ces facteurs.

Dans la seconde partie de son étude l'auteur s'occupe du coefficient dynamique qui doit représenter l'influence de tous les facteurs de l'action dynamique. Il cite 3 formules empiriques adoptées par les chemins de fer: français, américains et polonais, les compare entre elles et, enfin, établit une formule, basée sur des considérations théoriques, devant exprimer plus exactement la valeur du dit coefficient en fonction des principaux facteurs de l'action dynamique de la charge mobile. Les coefficients de cette formule sont à déterminer empiriquement.

Inż. Cz. KLARNER, Prezes Komitetu Budowy Muzeum P. i T.

Budujemy Polskie Muzeum Przemysłu i Techniki

Powodzenie gospodarstwa narodowego wynika w znacznej mierze ze skali techniki, jaką ono może dysponować. Obowiązuje to nie tylko wielkie przedsiębiorstwa przemysłowe, które posiadają doborowe wyposażenie, organizują u siebie laboratoria doświadczalne, korzystają z usług wykształconych fachowców, lecz każdy, drobny nawet warsztat pracy, i to zarówno w zakresie przemysłu i rzemiosła, jak rolnictwa lub handlu.

Wysoką techniką mogą się szczycić drobne farmy holenderskie lub duńskie; na wysokiej technice opiera się współczesna produkcja łańcuchowa amerykańskiego Forda lub europejskiego Citroëna. Dzięki wysokiej technice organizacyjnej, dzięki umiejętnemu podziałowi pracy przemysł solingencki zalewa rynki europejskie swojemi taniemi wyrobami i t. d.

Narody, które potrafiły w szeregu pokoleń szczerze wytrwale zasady, które w umysłach społeczeństwa rodziły i gruntowały rozumienie wysokiej

techniki w każdej dziedzinie pracy, zdobywały świat dla rodzimej produkcji. Rosły one we wpływy i potęgę polityczną, a wśród narodów i państw zajmowały pierwsze miejsca.

Brak zrozumienia doniosłości nieustannego niezmodernowanego podnoszenia na wyżyny wszystkich dziedzin gospodarstwa narodowego był może główną przyczyną biedy, małej kultury, słabości politycznej, a niejednokrotnie zupełnej niewoli gospodarczej i politycznej. *Panta rei*. Na miejscu nie wolno stać ani jednostce, ani narodowi.

Wielka wojna dała nam niezależność polityczną. Wolne społeczeństwo polskie wywalczyło sobie niezależność gospodarczą.

W bardzo krótkim dotychczasowym okresie naszej odrodzonej niepodległości zdołaliśmy poczynić poważne postępy, które — o ile chodzi o przemysł — doprowadziły nas do produkcji skomplikowanych a odpowiedzialnych wyrobów. Parowozy polskie znalazły uznanie na szerokim świecie, wy-

tworzamy pierwszorządne samoloty, które zdobywają dla Polski poczesne miejsce na świecie, w zakresie obrony państwa zdołaliśmy stworzyć bardzo poważne podstawy we wszelkich chyba kierunkach.

Te sukcesy zawdzięczamy przede wszystkim nauce polskiej, krzewionej w polskich uczelniach politechnicznych, obsadzonych należycie wyposażeniami katedrami, które zasilają przemysł i technikę polską pierwszorzędnymi siłami, a których profesorowie przychodzą z bezpośrednią światłą pomocą produkcji polskiej, bądź u siebie w laboratorjach, bądź bezpośrednio w warsztatach pracy.

Starsze pokolenie techników polskich musi przyznać, iż przygotowanie przeciętnie młodego aspiranta do techniki jest dzisiaj nieporównanie wyższe, niż to, jakie myśmy reprezentowali, wchodząc w szranki przemysłu.

Liczne sporty, zwłaszcza oparte o urządzenia motorowe, sprzyjają podniesieniu światopoglądu technicznego wśród szerokich mas, które w Polsce garną się do nich z niezwykłym zapałem. Jest to objaw wielkiej doniosłości, gdyż świadczy i dowodzi, że społeczeństwo polskie posiada jaknajpomyślniejsze zarodki do tego, aby podnieść gospodarstwo narodowe na wyższy stopień, aby w szeregu następnych lat kilkudziesięciu dorównać narodom, które zdołały przez należyte wyzyskanie zdobyć naukowych mocno ugruntować fundamenty pod produkcję narodową.

Rozwój techniki polskiej we wszystkich dziedzinach naszego życia stanowić będzie o naszej przyszłości gospodarczej, z którą wiąże się ściśle przyszłość polityczna kraju.

Wszak 33-miljonowa Polska o zaludnieniu 85 osób na 1 km² nie może pozostawać krajem, w którym na 3 mieszkańców wsi przypada 1 mieszkaniec miasta. Taka struktura społeczna stwarza, iż zarówno wieś jest uboga, jak i miasta polskie. Wieś jest uboga, gdyż własność rolna jest zbyt rozdrobniona, natomiast miasta są biedne, gdyż przemysł, rzemiosła i handel, rozlokowane po miastach, są pozbawione zamożnego konsumenta wiejskiego.

Aby naprawić nasze stosunki demograficzne, musimy dążyć do rozbudowy przemysłu i rzemiosł, do podniesienia kultury rolnej drobnych gospodarstw.

Zachodzi potrzeba stopniowego przygotowywania przeciętnego obywatela do roli, jaką pragniemy mu przeznaczyć, a więc wypada przede wszystkim rozszerzać jego światopogląd techniczny, budzić zamiłowanie do techniki, kierować do zajęć technicznych w przemyśle i rzemiosłach. To zadanie, niezależnie od szkolnictwa i zajęć praktycznych, spełniają znakomicie muzea przemysłowo-techniczne, dostępne dla najszerszych kół społeczeństwa. Dając przegląd rozwoju techniki we wszystkich działach, bądź na modelach, bądź in natura, są one poglądowymi „politechnikami ludowymi”, które przyciągają do siebie zarówno działy początkującą, jak młodzieńca z politechniki, zarówno rzemieślnika, jak inżyniera, rozrzucając światopogląd każdego zwiędzającego, popularyzując wiedzę techniczną, szczepiają zamiłowanie, kształcą umysły.

Rola muzeów technicznych w zakresie rozwoju światopoglądu i zamiłowania technicznego w społeczeństwie nie da się zastąpić niczem — ani uczelnią, ani książką, ani odczytami. Dopiero w połą-

czeniu tych elementów z muzeami można osiągnąć prawdziwy efekt społeczny.

Polska zdołała już powołać do życia w stolicy prowizoryczne Muzeum Przemysłu i Techniki. Powstanie tej cennej instytucji zawdzięczamy zapalowi kilku entuzjastów i ofiarności publicznej. Już dzisiaj wiemy, jak chętnie są zwiedzane przez tłumy nasze skromne jeszcze co do ilości, ale znakomicie opracowane i nowoczesnie urządzone zbiory muzealne z zakresu techniki. Trzeba je rozwijać. Trzeba dać żyjącym i przyszłym pokoleniom strawę techniczną, aby mogły się one walnie przyczynić do rozwoju naszego przemysłu, naszych rzemiosł, naszego rolnictwa.

Czyż można zgodzić się z myślą, iż posiadamy liczne zbiory w piwnicach i w pakach, iż posiadamy piękne pomysły, których nie można zrealizować dla braku miejsca?

Projektowany gmach Muzeum Przemysłu i Techniki miałby użytkowej powierzchni poziomej pod eksponaty ok. 15 000 m², co nie jest zbyt wygórowane wobec powierzchni, jakie zajmują inne analogiczne muzea zagraniczne. A więc Muzeum Techniki w Monachjum zajmuje 36 000 m², w Londynie gmach Muzeum Wiedzy i Przemysłu ma być rozbudowany do 42 000 m², w Pradze Czeskiej nowo projektowany gmach Muzeum ma wynieść ok. 20 000 m² i t. p.

Rozplanowanie gmachu naszego Muzeum będzie przemysłane w ten sposób, aby przewidywało możliwość dalszej jego rozbudowy. W gmachu znalazłyby pomieszczenie zbiory Muzeum Przemysłu i Techniki oraz Muzeów pokrewnych, jak Muzeum Kolejowego, Wodociągów i Kanalizacji, Tramwajów i t. d., a także kilka hal, poświęconych perjodycznym wystawom z rozmaitych dziedzin gospodarstwa narodowego. W podziemiach gmachu odtworzona zostałaby poza to w miniaturowej kopalnia węgla. Koszt budowy gmachu przewiduje się na 4 do 5 milionów zł.

Do zebrania tej sumy winna się przyczynić ofiarności całego społeczeństwa. Wszak w ten sposób powstawały wielkie Muzea zagranicą, jak Muzeum Historji Naturalnej w Paryżu, muzea amerykańskie i t. d.

Do charakterystycznych i wzruszających przejawów jednoczenia się całych społeczeństw łącznie z władzami państwowymi i samorządowymi do stwarzania wielkich, nieprzemijających dzieł, należy historia powstania znakomitego Muzeum Techniki w Monachjum. W jego budowie brały udział nie tylko sfery rządowe, a poza to gospodarze i przemysłowcy, składając ofiary w postaci pieniędzy i materiałów, lecz i legjony artystów, architektów, inżynierów, a poza to liczne zastępy cieśli, murarzy, monterów i t. d. Wszyscy oni nieśli swą pracę i, jak organizatorzy tego Muzeum twierdzą, wielu z nich całkiem bezinteresownie.

Wierzyć należy, że w budowie naszego Muzeum weźmie udział całe społeczeństwo i że świat techniczny pośpieszy z pomocą inicjatorom przy wykonywaniu ich zamierzeń.

Zaznaczyć należy, że władze Muzeum uzyskały zezwolenie na zbiórkę ofiar w gotowiznie, materiałach budowlanych i papierach procentowych, nie

wyłączając obligację Pożyczki Narodowej, przeznaczonych na budowę nowego gmachu.

A więc budujemy Polskie Muzeum Przemysłu i Techniki! Poprzeć inicjatywę, która się zrodziła w społeczeństwie, — to przede wszystkim obowiązek każdego technika.

W wiekach średnich miasta włoskie, z poczucia

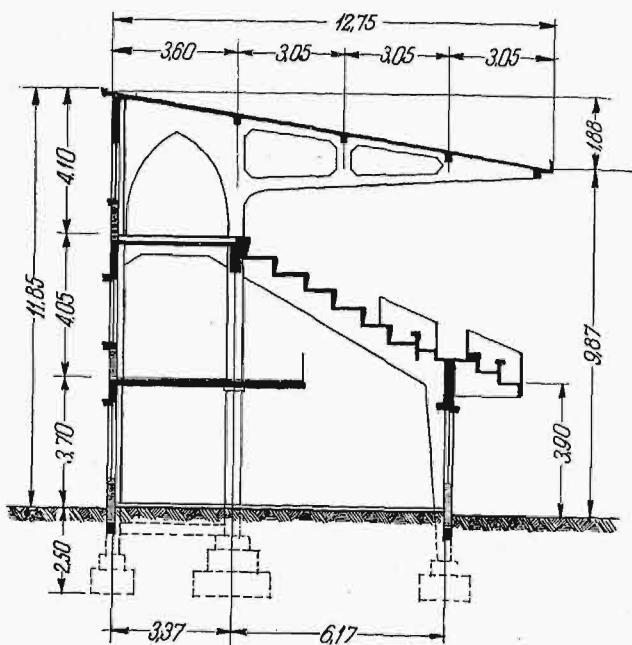
wielkiej dumy i patriotyzmu lokalnego, wznosiły świątynie, które podziwiamy do dni dzisiejszych. Obecna chwila wymaga od nas, abyśmy — niezależnie od dobrej lub złej sytuacji gospodarczej — uznali za nasz punkt honoru zbudować świątynię techniki polskiej w stolicy.

PRZEGLĄD PISM TECHNICZNYCH

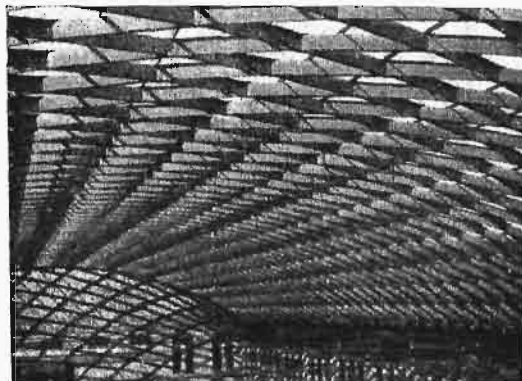
BUDOWNICTWO

Trybuny na polu wyścigowym w Budapeszcie.

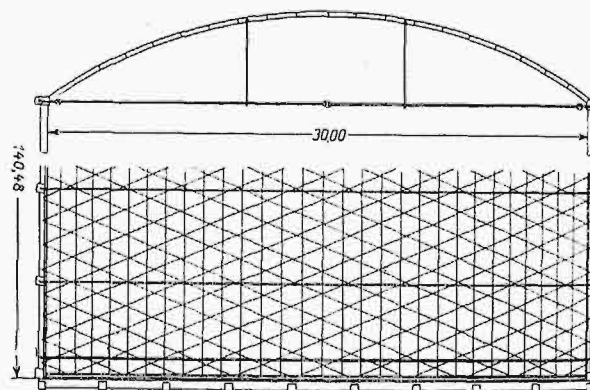
Trybuny zawierają 1 250 miejsc I-ej klasy i 1 600 II-ej kl. Wykonano je w konstrukcji żelbetowej ramowej. Długość



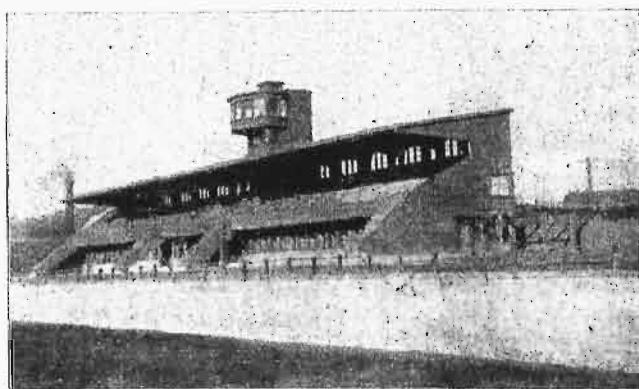
Rys. 1. Przekrój poprzeczny trybun.



Rys. 1. Widok konstrukcji dachowej.



Rys. 2. Schemat konstrukcji dachu.

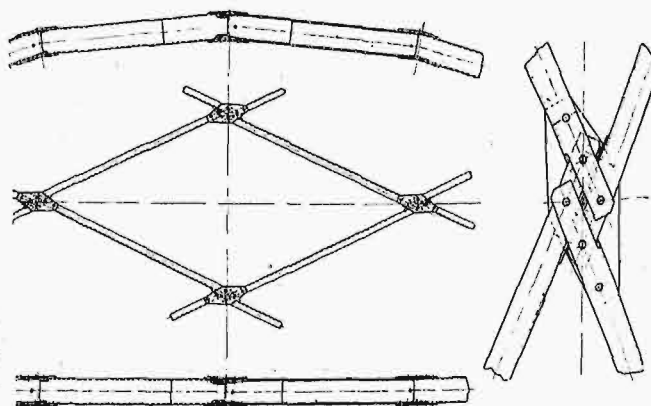


Rys. 2. Widok trybun na polu wyścigowym w Budapeszcie. trybun 74 m — bez dylatacji. Główne dźwigary rozstawione co 9,15 m zwisają wspornikowo na 9,15 m. (Bull. de l'Ass. Int. P. et Ch., sierpień 1934 r.).

W. ż.

Konstrukcja dachowa ujeżdżalni w Örkény (Węgry).

Konstrukcja ze składanych elementów stalowych jednako-wego przekroju posiada rozpiętość 30 m i długość 140 m. Dylatacje co 35 m.



Rys. 3. Szczegóły konstrukcji.

Obliczenie statyczne wykonano w założeniu układu przestrzennego. Montaż odbywał się z rusztowań jeżdżących. Dach pokryto eternitem falistym. (Bull. de l'Ass. Intern. des P. et Ch., sierpień 1934 r.).

W. ż.

ELEKTROTECHNIKA

Liny nieskręcające się na przewodów napowietrzne.

Wobec trudności, jakie wystąpiły w pracy przewodów linii 100 kV sieci Bayernwerke A. G. w Bawarii, zbadano m. in. wpływ skręcania przewodów na ich wytrzymałość. Zauważono bowiem, że — mimo utrzymania obciążeń w granicach dopuszczalnych wedł. przepisów Stow. Elektryków — powstawały pęknięcia przewodów, które można było wytlomaczyć tylko jakimiś dodatkowymi naprężeniami.

Badania teoretyczne wykazały, że w linach mogą powstawać momenty skręcające przy wzroście naprężeń ciągnących; przy tem poszczególne druty mogły być bądź dodatkowo skręcane, bądź „odkręcane”. O ile w tym drugim przypadku były one wskutek tego odciążane, to w pierwszym ulegały obciążeniu dodatkowemu, które — łącznie z obciążeniem przez lód (sadz) i parcie wiatru — podnosiło naprężenia poza granicę proporcjonalności. Następnie ustalono, że owo dodatkowe skręcanie nie może być usunięte przez zastosowanie różnych kierunków skręcania drutów warstw wewnętrznych i zewnętrznych, o ile mają one jednakową średnicę. Natomiast niewrażliwość na skręcanie uzyskuje się wówczas, gdy lina jest wykonana z drutów, których średnice w poszczególnych warstwach są w odp. sposób stopniowane, przechodząc np. od cienkich w środku do grubych w strefie środkowej i wracając znów do cieńszych na obwodzie.

Podobnie obliczono stopniowanie średnic drutów w linach stalowo-aluminjowych.

Drogą dalszych badań stwierdzono, że liny nieskręcające się są bardziej odporne na drgania, co przyczynia się do ich większej trwałości, a nadto są bardziej giętkie, łatwiej więc je układać. (Elektr.-Wirtsch. 1934 r., str. 219).

METALOZNAWSTWO

Stopy tytanowe w przemyśle samochodowym.

W przemyśle samochodowym tytan w stanie czystym nie jest używany, stosuje się go natomiast stosunkowo często jako dodatek uszlachetniający. Jest on dodawany do stali służącej do wyrobu blach oraz odkuć, do odlewów żeliwnych, jak bloki cylindrów, oraz do tłoków i karterów ze stopów aluminjowych.

Powierzchnie blach użytych do wyrobu samochodów muszą być bardzo czyste i bez żadnych skaz, aby po pokryciu emalją albo lakierem miały jaknajlepszy wygląd. Poza tem muszą być bardzo ciągliwe. Wymaga to użycia do wyrobu blachy bloków (zlewków) stalowych możliwie zdrowych, bez pęcherzy i zanieczyszczeń. Takie zlewki otrzymuje się dość trudno ze stali o niskiej zawartości węgla. Zaleca się więc użycie do wytopu niskowęglistych stali tytanu jako odtleniacza w postaci stopu żelazo-węgiel-tytan. Ponieważ zawartość węgla w stalach na blachy została ostatnio obniżona do bardzo niskich granic, użycie stopu powyższego okazało się niemożliwym ze względu na duży stosunkowo procent zawartego w nim węgla. Trudność tę usunięto, stosując inny stop tytanowy o znacznie niższej zawartości węgla.

Stal na odkucia, jak koła zębate i osie, jest również odtleniana zapomocą stopów tytanowych. Zabezpiecza to użycie zdrowego zlewka, o jednorodnej budowie i składzie chemicznym. Przez odpowiedni dobór odtleniaczy, jak mangan, krzem, aluminium, oraz przez użycie tytanu można otrzymać pożądaną wielkość ziarn przy bardzo czystym i jednorodnym materiale.

Dodatek tytanu do żeliwa ulepsza obrabialność tegoż, zwłaszcza twardszych jego gatunków. Wpływa również na wielkość ziarn i na rozdrobnienie grafitu. Przy topieniu ze-

liwa w piecach elektrycznych tytan jest dodawany do pieca w postaci stopu z żelazem i węglem. Stop ten jednak rozpuszcza się dość długo, nie może być przeto stosowany w tych wypadkach, gdy odtleniacz musi być dodawany do kadzi odlewniczej. Wtedy używa się stopu żelazo-tytan o małej zawartości węgla. Stop ten zawiera często chrom, gdy jest dodawany do żeliwa stopowego. Do stopów glinowych, zwłaszcza o zawartości 8% Cu, używa się do polepszenia stopu tytanowego „Webbite”. Dodatek 2,5% tego stopu ma znakomicie polepszać własności stopu glinowego, podnosząc wytrzymałość, zmniejszając zaś wielkość ziarn i dając zdrowy odlew (bez porowatości). (Machinery, czerwiec 1934 r., str. 609).

E. P.

Przewodność cieplna stali narzędziowych.

Badacz japoński Denzaburo Hattori zbadał przewodność cieplną całego szeregu stali narzędziowych węglistych i stopowych i doszedł do następujących wniosków.

1. W stalach narzędziowych węglistych przewodność cieplna obniża się ze wzrostem temperatury, zaś w stalach szybko tnących wzrasta.

2. Przewodność cieplna zmienia się wraz z mikrobudową, przyczem największą przewodność posiada perlit, potem martenzyt β i martenzyt α , najmniejszą zaś austenit.

3. Przewodność cieplna haftowanych stali węglistych wzrasta ze wzrostem temperatury odpuszczania. Wzrost jest raptowniejszy w temperaturach około 250°C, w temp. zaś 400° przewodność jest taka sama jak stali wyżarzonych.

4. Przewodność cieplna stali węglistych narzędziowych spada ze wzrostem temperatury hartowania.

5. W stalach specjalnych (jedna o zawartości C = 0,8% i Cr = 0,65%, druga: C = 1,00%, Mn = 1,00%, Cr = 0,1%, Ni = 0,1%) przewodność cieplna zmienia się przy odpuszczaniu jak w stalach węglistych.

6. Wpływ hartowania na zmniejszeniu przewodności stali szybko tnących jest większy, aniżeli w stalach węglistych. Wzrost przewodności następuje przy odpuszczaniu w 350°C, wyraźniej przy 550°C, szybko przy 700—800°C.

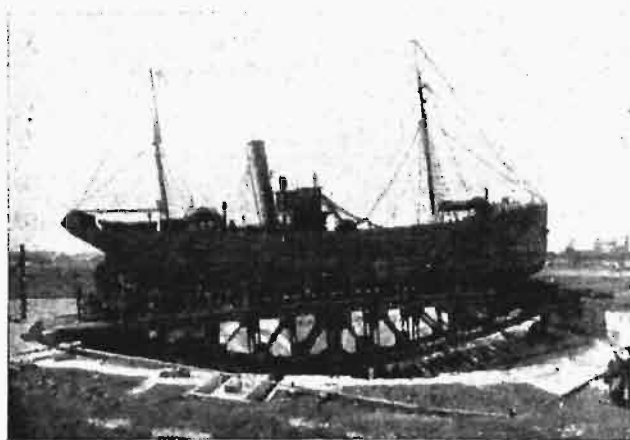
7. Największą trwałość wykazują te narzędzia ze stali szybko tnącej, które były po hartowaniu odpuszczane w temp. 550—600°C i które posiadają najlepszą przewodność cieplną. (Machinist, czerwiec 1934 r.).

E. P.

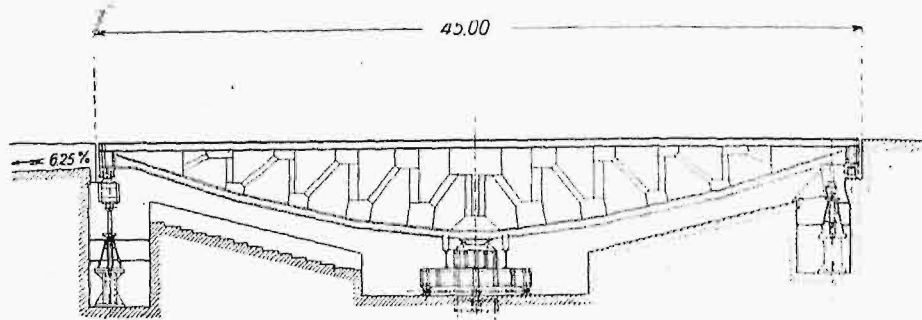
MOSTOWNICTWO

Most obrotowy w porcie rybackim w Lorient (Francja).

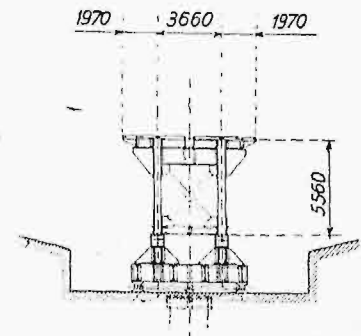
Most obrotowy dokoła osi pionowej stanowi kratownicę o długości 45 m. Jest on położony w górnej części pochyłej



Rys. 1. Widok mostu obrotowego.



Rys. 2.



Rys. 3.

powierzchni, prowadzącej do stoczni statków rybackich i służy do transportu tych statków (rys. 1). Pęza swym zasadniczym ruchem most posiada możliwość niewielkiego ruchu dookoła osi poziomej do 6,25%, ponieważ jego pomost musi zajmować bądź położenie poziome — dla zrównania z prowadzącymi doń torami, bądź pochyłe — dla umożliwienia transportu statków na teren stoczni (rys. 2). Obciążenie użytkowe mostu — 1200 t, ciężar własny 450 t. (Bull. de l'Ass. Intern. des Ponts et Charpents, sierpień 1934 r.).

W. Ż.

TURBINY WODNE

Nowa turbina Kaplana w elektrowni Shannon.

W znanej wielkiej elektrowni irlandzkiej Shannon power station, rozbudowywanej intensywnie w ostatnich latach, zainstalowano niedawno nową turbinę syst. Kaplana, która należy do najbardziej interesujących jednostek tego typu. Ponieważ dolny poziom wody znajduje się tu pod wpływem przyptyków i odpływów, przeto turbina pracuje ze zmiennym spadem, którego max. wynosi 32,5 m. Spad ten przekracza o 40% najwyższy, jaki dotąd opanowywała turbina Kaplana. Dla zapewnienia właściwej pracy turbiny musiano w

jej konstrukcji uwzględnić te warunki przez zastosowanie odp. tworzywa na łopatki, odp. ich kształtu i dostatecznej ich powierzchni dla uniknięcia kawitacji; zarówno kształt wirnika, jaki i rury ssącej, wypadło oprzeć na starannych badaniach, przeprowadzonych na modelach.

Wykonane wiosną r. b. próby odbiorcze turbiny dały wyniki zupełnie zadowalające. Spad brutto wynosił 27,5 do 28 m; przy 27,29 m moc wyniosła 39 200 KM. Najwyższa wartość współczynnika sprawności przy przeliczeniu spadu na 25,12 m wypadła przy przepływie 75 m³/sek, t. zn. $\frac{3}{4}$ całkowitego, i wyniosła 93,3%. Krzywa sprawności wykazała przebieg bardzo płaski. Bieg jałowy wymaga zaledwie 5,6 m³/sek przepływu, gdy poprzednio zainstalowane w tym samym zakładzie turbiny Francisa o mocy prawie takiej samej zużywały na bieg jałowy ok. 20 m³/sek.

Bieg turbiny przy wszelkich obciążeniach (od pracy jałowej aż do pełnego obciążenia) jest całkowicie bezszumny i bez drgań, tak że pracę jej można dostrzec tylko na podstawie wskazań przyrządów kontrolujących i ruchu prądnicy.

Badania regulacji w całym zakresie możliwych obciążeń wykazały, że turbina odpowiada wszelkim wymaganiom gwarancyjnym. (Z. VDI. 1934 r., str. 1042).

BIBLIOGRAFJA

Zadania ze statyki belek prostych. Prof. inż. dr. W. Wierzbicki. Wydawca: Komisja wydawnicza Tow. Br. Pom. Stud. Polit. Warsz. wespół z Zakładem Inżynierji Leśnej i Geodezji Szkoły Gł. Gosp. Wiejsk. oraz z Kołem Inż. Wodnej Stud. Pol. Warsz. (str. IV+334, 17×25).

Bogaty zbiór 459 zadań jest, jak czytamy w przedmowie, „wynikiem zgórą ośmioletniej pracy autora w dziedzinie nauczania Statyki Budowlanej na różnych wydziałach uczelni akademickich z uwzględnieniem różnych potrzeb poszczególnych zawodów”.

Książka czyni częściowo zadość pięknej potrzebie naszego piśmiennictwa techniczno-naukowego. Częściowo dlatego, ponieważ obejmuje tylko jeden dział Statyki Budowlanej, co prawda jeden z najobszerniejszych i nader ważnych, podstawowych. Wypada już teraz życzyć Autorowi, aby zdołał opracować i wydać zadania z dalszych działów.

Wszystkie tematy są podzielone na 4 grupy. Pierwsza obejmuje zadania rozwiązywalne przy pomocy prawideł statyki ciał sztywnych, druga zajmuje się odkształceniami sprężystymi; trzecia zadaniami statycznie niewyznaczalnymi, a czwarta obciążeniami ruchomymi i metodą linii wpływowych.

Każda z grup składa się z pewnej liczby paragrafów, rozpoczynających się krótkim objaśnieniem założeń i sposobów rozwiązania. Przeważająca liczba zadań jest rozwiązana lub przynajmniej opatrzona wskazówką co do sposobu rozwiązania. Dobre rysunki, dodane niemal do każdego tematu, objaśniają tekst lub umysławiają rozwiązanie. Słownictwo, nawiązujące do „Mechaniki Budowli” Autora, wydanej w

r. 1929, jest przeważnie wzorowane na klasycznych polskich dziełach z tej dziedziny i wolne od przesadnego nowatorstwa, jakie tu i ówdzie wykwiła na naszej niwie pod wpływem niezdrowej ambicji autorów. Może jedyną nowością w słownictwie, i to szczęśliwą, jest nazwanie „„fikcyjnego” obciążenia belki polem momentów w metodzie analityczno-wykresłowej — *obciążeniem wtórnym*.”

Tekst pisany jasno, poprawnym językiem i stylem, zawiera nieliczne błędy drukarskie, przeważnie podane na końcu. Parę zauważyłem jeszcze w spisie rzeczy, a mianowicie:

Rozdz. II, § 2. Sposób „Brosse'a” (zamiast „Bresse'a”).
Rozdz. III, § 18. Zastosowanie „twierdzenia” (zamiast „metody”) Ritz'a i Timoszenki... Str. 283.

Piękna i pożyteczna ta książka będzie cenną pomocą dla studentów i wykładowców.

M. T. Huber.

Stan gospodarstwa wodnego w Polsce. Prof. Dr. M. Matkiewicz. Lwów, 1933.

Autor przedstawił w wykładzie, jaki miał na publicznym posiedzeniu Towarzystwa Naukowego we Lwowie w roku ubiegłym, stan gospodarstwa wodnego u nas, omawiając braki w dziedzinie melioracji rolnych, zabudowania potoków górskich i regulacji rzek, ochrony przed powodzią, urządzeń zdrowotnych, jak wodociągi i kanalizacja osiedli, wreszcie na polu budowy dróg wodnych. Referat swój zakończył autor bardzo trafnymi uwagami na temat zagadnienia pracy i robót publicznych, jako najracjonalniejszej formy kapitalizacji zasobów państwowych i zajęcia bezrobotnych.

Wobec wielkiego zastoju w dziedzinie robót wodnych, przypomnienie społeczeństwu tej sprawy jest bardzo w czasie.

A. R.