

PRZEGLĄD TECHNICZNY

TYGODNIK POŚWIĘCONY SPRAWOM TECHNIKI I PRZEMYSŁU.

TREŚĆ:

- Naprężenia ciał stałych w postaci widzialnej, (dok.), nap. A. Mesnager, czł. Inst., prof.
- Laboratorium Maszyn Politechniki Warszawskiej, (dok.) nap. prof. B. Stefanowski.
- Badania parowozów, nap. prof. A. Czeczott.
- Na tle niepowodzenia polskiego przemysłu lotniczego, nap. P. T.
- Przeгляд pism: Projekt mostu o łuku 503 m rozpiętości w Sydney'u. — Postępy opalania kotłów pyłem węglowym. — Wyniki prób z turboparowozem Ljungströma.
- Biblijografia.

SOMMAIRE:

- Les tensions intérieures rendues visibles, (suite et fin) par A. Mesnager, Professeur, Membre de l'Institut.
- Laboratoire des machines et chaudières à l'École Polytechnique de Varsovie, (suite et fin) par B. Stefanowski, Professeur.
- Méthodes d'essai des locomotives par A. Czeczott, Prof.
- Quelques remarques sur l'industrie aeronautique, par P. T.
- Revue documentaire: Projet de pont en arc de 503 m d'ouverture, à Sydney. — Progrès récents dans la chauffe des chaudières par le charbon pulvérisé. — Résultats obtenus avec la locomotive à turbines Ljungström.
- Bibliographie.

Naprężenia ciał stałych w postaci widzialnej.

Napisal A. Mesnager, członek Instytutu Francji, profesor Szkoły Dróg i mostów, oraz Conservatoire des Arts et Métiers w Paryżu.

(Dokończenie do str. 539 w Nr. 48 r. b.).

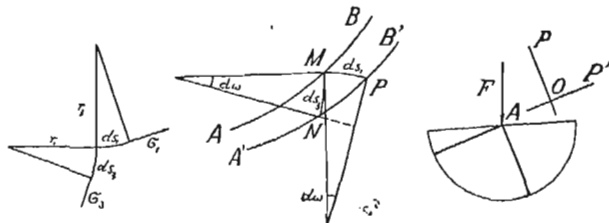
Maxima i minima naprężeń wewnętrznych.

Izoklina jest normalna do naprężenia głównego, przechodzącego przez swe minimum lub maximum.

Rzeczywiście, równowagi elementu, ograniczonego linjami izostaticznymi, ma kształt następujący (patrz Lamè):

$$\begin{aligned} \frac{\partial \sigma_1}{\partial s_1} + \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{r_1} &= 0 \\ \frac{\partial \sigma_3}{\partial s_3} + \frac{\sigma_3 - \sigma_1}{r_3} &= 0 \end{aligned} \quad (a)$$

(σ_1 i σ_3 oznaczają naprężenia główne, s_1 i s_3 długości odmierzane wzdłuż krzywych izostaticznych, odpowiednio stycznych do σ_1 i σ_3 ; r_1 i r_3 — promienie krzywizny, mierzone od środka ku krzywej odpowiednio w kierunkach s_1 i s_3 , rys. 32).



32. 33. 34.

Rys. 32. Oznaczenia.

Rys. 33. Przejście od jednej izokliny do drugiej.

Rys. 34. Izokliny w punkcie przyłożenia obciążenia mają kierunki główne.

Przechodząc od jednej izokliny AB do sąsiedniej, nieskończenie bliskiej $A'B'$, wzdłuż linii izostaticznej MP lub MN (rys. 33), normalne do tych krzywych izostaticznych obróca się o jednakowy kąt $d\omega$, ponieważ krzywe AB i $A'B'$ są izoklinami. Mamy zatem

$$r_1 = \frac{ds_3}{d\omega} \quad r_3 = \frac{ds_1}{d\omega} \quad \dots \quad (b)$$

Ażby zachodziło minimum lub maximum w kierunku s , powinno być $\frac{\partial \sigma_1}{\partial s_1} = 0$, skąd na podstawie równań (a) mamy warunek

$$r_1 = \infty \quad \text{lub} \quad \sigma_1 - \sigma_3 = 0.$$

Pierwsza alternatywa wymaga na mocy równań (b), aby ds_3 było nieskończenie wielkie w porównaniu z $d\omega$. W wypadku ogólnym ds_1 i ds_3 są wielkościami tego samego rzędu,

co i $d\omega$. Na to aby ds_3 było nieskończenie wielkie w porównaniu z $d\omega$, jest koniecznym i wystarczającym, aby ds_3 miało kierunek elementu izokliny, a więc aby ds_1 było do niej prostopadłe, co było do udowodnienia.

Druga alternatywa wymaga, aby kierunek główny był w tym punkcie nieokreślony; między kierunkami głównymi tego punktu znajduje się przeto i taki, który jest prostopadły do izokliny.

Wystarczy zatem rozpiąć w aparacie dwie nitki wzajemnie prostopadłe, z których jedna byłaby równoległa do drgań polaryzatora, a druga do — analizatora. Punkt, w którym kierunek jednej jest styczny do izoklin, będzie punktem, w którym prostopadłe naprężenia główne mogą przechodzić przez maximum lub minimum.

W szczególności, aby znaleźć maximum lub minimum naprężeń głównych stycznych do konturu, wystarczy znaleźć punkty, w których izokliny są do tego konturu prostopadłe.

Przykłady rozwiązań zagadnień z dziedziny sprężystości.

Metoda powyższa pozwala rozwiązywać z łatwością zagadnienia sprężystości, które teoretycznie rozwiązuje się tylko kosztem dużej pracy.

1) Rozwiązanie zadania tarczy o prostym brzegu, na który działa normalna siła skupiona.

Między skrzyżowane nikielki umieszczamy stosowną próbkę szklaną dość dużą i wywieramy nacisk F w punkcie A jej prostego brzegu (rys. 34).

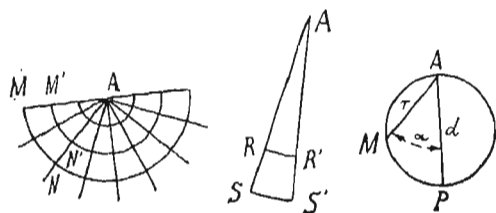
W obszarze, ograniczonym kołem zakreślonym dostatecznie małym promieniem z punktu przyłożenia siły F , dostrzeżemy dwie prostopadłe do siebie izokliny przechodzące przez obciążony punkt A , równoległe do płaszczyzn głównych aparatu polaryzacyjnego. Nazewnątrz tego koła proste te przechodzą w krzywe, których charakter zależy od oddalonych reakcji, równoważących daną siłę.

A zatem linjami izostaticznymi są proste, wychodzące z punktu obciążonego, i kołowe trajektorje ortogonalne tych prostych (rys. 35).

Jeżeli wyobrazimy sobie element tarczy $MM'NN'$, ograniczony brzegiem swobodnym MM' i linjami izostaticznymi, i weźmiemy momenty sił zewnętrznych, działających na ten element względem punktu A , to suma tych momentów musi być zerem, bo zachodzi równowaga.

Momenta naprężeń, działających na MN i $M'N'$, są równe zeru, gdyż siły przechodzą przez punkt A .

Na MM' żadne siły nie działają. Ciśnienia normalne, działające na NN' nie mogą przechodzić przez punkt A , a ponieważ moment ich względem tego punktu musi być zerem, muszą i one same być równe zero, niezależnie od wielkości NN' . Naprężenia w przekrojach promieniowych, wychodzących z punktu A , muszą więc być równe zero.



Rys. 35. Linje izostatyczne w pobliżu punktu obciążonego.
Rys. 36. Równowaga elementu.
Rys. 37. Koło izochromatyczne.

Stąd wnioskujemy, że dla równowagi elementu, ograniczonego dwoma nieskończenie bliskimi promieniami i jakimkolwiek dwoma łukami kołowymi RR' i SS' (rys. 36), trzeba, aby naprężenia ω na okręgach kół były odwrotnie proporcjonalne do promieni (wyływa to z warunku rzutów sił na kierunek promienia), czyli

$$\omega r = \omega' r'$$

Z drugiej strony, stwierdzamy doświadczalnie, że linje izochromatyczne są kołami, st stycznymi do powierzchni w punkcie obciążonym (rys. 37). Na jednym z tych kół ciśnienie na element prostopadły do promienia $AM = r$, jest takie samo, jak i w punkcie P . Oznaczając przez α kąt $M\hat{A}P$ i kładąc $AP = d$, mamy

$$\frac{r}{\cos \alpha} = d.$$

Możemy więc wyrazić ciśnienie ω w punkcie M na element prostopadły do promienia, w funkcji ciśnienia ω_1 , panującego w odległości równej jednostce długości od punktu przyłożenia siły, mierzonej w kierunku działania tej siły.

$$\omega \frac{r}{\cos \alpha} = \omega d = \omega_1$$

skąd
$$\omega = \omega_1 \frac{\cos \alpha}{r} \dots \dots \dots (1)$$

Pozostaje tylko określić ω_1 w funkcji siły F . W tym celu przyrównamy do F wypadkową naprężeń w jakimkolwiek przekroju.

Dla uproszczenia rachunku, wydzielimy z ciała półwalec obrotowy o osi przechodzącej przez punkt A i prostopadłej do płaszczyzny rysunku 38. Siła działająca na element walca, zawarty między dwoma nieskończenie bliskimi tworzącymi, jest

$$\omega e r d \alpha;$$

jej rzut na kierunek pionowy będzie:

$$\omega e r \cos \alpha d \alpha.$$

Warunek równowagi daje:

$$\int_{-\frac{\pi}{2}}^{+\frac{\pi}{2}} \omega e r \cos \alpha d \alpha = F,$$

albo po podstawieniu wartości ω z równania (1)

$$\omega_1 e \int_{-\frac{\pi}{2}}^{+\frac{\pi}{2}} \cos^2 \alpha d \alpha = F.$$

Uwzględniając zależność

$$\cos^2 \alpha = \frac{1 + \cos 2\alpha}{2},$$

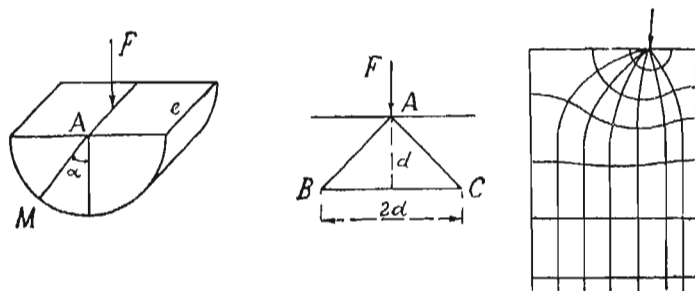
znajdziemy:

$$\omega_1 e \frac{\pi}{2} = F.$$

Podstawiając w równ. (1), otrzymujemy ostatecznie:

$$\omega = \frac{2F}{\pi e r} \cos \alpha \dots \dots \dots (2)$$

Wzór ten, wyprowadzony przez Boussinesq'a i Flamant'a drogą bardzo skomplikowanych rachunków, otrzymaliśmy tedy sposobem elementarnym.



Rys. 38. Równowaga półwalca.
Rys. 39. Obliczanie ciśnienia według reguły praktycznej.
Rys. 40. Linje izostatyczne prostopadłościanu.

Widzimy, że ciśnienie na element prostopadły do promienia, w kierunku działania siły zewnętrznej, jest wynikiem rozkładu tej siły na ćwierć powierzchni walca, którego osią jest prosta, przechodząca przez punkt przyłożenia siły i prostopadła do płaszczyzny rysunku.

Inżynierowie wyznaczają zwykle naprężenia w tym wypadku, prowadząc dwie proste pod kątem 45° i rozkładając ciśnienie na prostą BC (rys. 39). Przyjmują więc, że wartością naprężenia jest:

$$\frac{F}{2ed};$$

w rzeczywistości jest ono, równe:

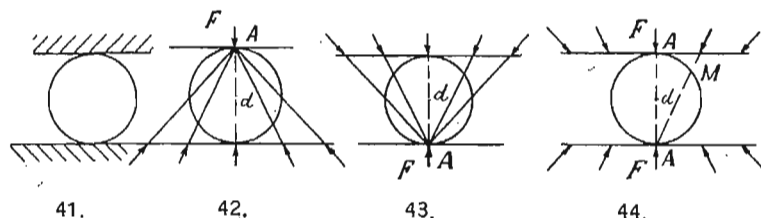
$$\frac{F}{\frac{\pi ed}{2}} = \frac{F}{1,57 ed}.$$

A zatem powszechnie stosowane prawidło daje wartość za małą; trzeba ją pomnożyć przez 1,27, ażeby otrzymać największe naprężenia rzeczywiste.

Uwaga. Rozwiązanie powyższe pozwala uzupełnić wykres krzywych izostatycznych w prostopadłościanie ściskany podłużnie. Są one równoległe w całym obszarze środkowym i zbiegają się w punktach przyłożenia sił w obszarach skrajnych (rys. 40). Wierzchołki prostopadłościanu stanowią punkty osobliwe, w których krzywe izostatyczne nagle zmieniają kierunek. W punktach przecięcia się omawianych linii z konturem ciała płaskiego, są one zawsze normalne do konturu i kierunek ich jest zawsze kierunkiem głównym, gdyż na konturze niema naprężeń ścinających (bo niema siły, która by je wywoływała). Takby się miała rzecz nawet wówczas, gdyby na ciało działało ciśnienie płynu. (Bez tego ciśnienia muszą naprężenia główne w wierzchołkach być równe zero).

2. Walec ściskany między dwiema płaszczyznami równoległymi.

Jest to wypadek wałka łożyskowego (rys. 41). Rozwiązanie poprzedniego zadania pozwala z łatwością rozwiązać i zagadnienie niniejsze.



Rys. 41. Wałek łożyskowy.
Rys. 42. Równowaga odciętej części ciała.
Rys. 43. Równowaga tej samej części.
Rys. 44. Nałożenie obu poprzednich układów.

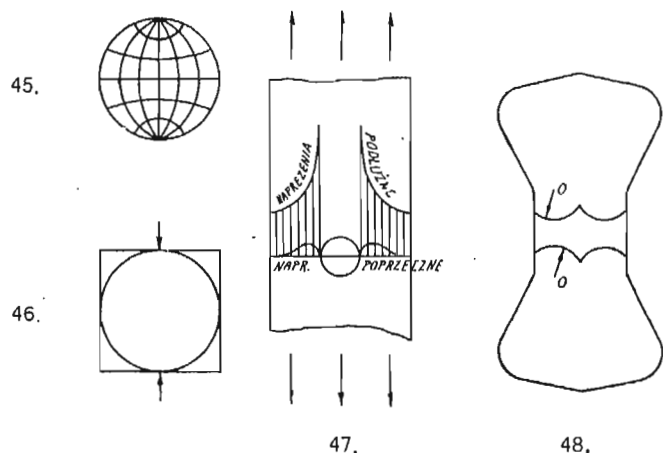
W rzeczy samej, wracając do poprzedniego zadania możemy przeciąć ciało w dowolnej odległości od powierzchni ograniczającej, nie naruszając równowagi, byleby działanie części usuniętej było zastąpione odpowiednimi ciśnieniami, skierowanymi do punktu przyłożenia siły (rys. 42).

Weźmy teraz okrąg koła o średnicy d , styczny w punkcie A do prostej górnej. Ciśnienie na element prostopadły do

prostej, wychodzącej z punktu A , w punkcie przecięcia się tej prostej z okręgiem, wynosi

$$\omega = \frac{2F \cos \alpha}{\pi e r} = \frac{2F}{\pi e d}$$

Odwróciwszy ostatnią figurę jak wskazuje rys. 43, otrzymamy układ sił i naprężeń, który można będzie nałożyć na układ poprzedni. Wykonajmy to dla punktów M na okręgu koła stycznego do obydwu ograniczających prostych (rys. 44). Naprężenia w dwóch prostopadłych do siebie elementach,



Rys. 45. Linje izostatyczne walca.
Rys. 46. Ściskany sześcian.
Rys. 47. Rozciąganie próbki o okrągłym otworze.
Rys. 48. Cegielka Coker'a.

ustawionych prostopadle do płaszczyzny rysunku i przechodzących przez punkt M tego okręgu, są jednakowe i równe $\frac{2F}{\pi e d}$. Mamy więc we wszystkich punktach okręgu, w elementach prostopadłych do figury, jednakowe naprężenia, niezależnie od kierunku tych elementów.

Możemy teraz usunąć materiał, znajdujący się nazewnątrz tego okręgu, a w celu zachowania równowagi przyłożyć równomierne ciśnienia $\sigma = \frac{2F}{\pi e d}$.

Na okrąg koła działają tylko te ciśnienia i dwie siły F . Te ciśnienia znosimy, przykładając do okręgu równomierne ciągnięcia $\sigma' = \frac{2F}{\pi e d}$. W ten sposób otrzymamy równowagę pod wpływem samych tylko zewnętrznych sił F .

Przed przyłożeniem równomiernego ciągnięcia $\sigma' = \frac{2F}{\pi e d}$, naprężenia w płaszczyźnie prostopadłej do rysunku i przechodzącej przez AA' , były równe zero. Po przyłożeniu tego naprężenia σ' , w rozważanej płaszczyźnie wystąpią ciągnięcia o tej samej wartości σ' . Łatwo zdać sobie sprawę, że są to największe ciągnięcia, panujące w walcu. Wałek z materiału kruchego, jak szkło, żeliwo i t. p., powinien pęknąć wzdłuż przekroju, przechodzącego przez obydwie tworzące, styczne do ścian ściśkających. Doświadczenie potwierdza te wyniki.

Podajemy tu bez dowodzenia⁵⁾ fakt, że linje izostatyczne w rozpatrywanym walcu są kołami stereograficznego rzutu kuli (rys. 45). Można to zresztą sprawdzić bezpośrednią konstrukcją.

Z łatwością możnaby też znaleźć wyrażenia dla naprężeń normalnych i stycznych w dowolnym punkcie.

3. Sześcian ściskany równomiernie w przekroju osiowym prostopadłym do ścian.

Zapomocą aparatu polaryzacyjnego można stwierdzić, że zarówno naprężenia rozciągające, jak i ściskające nazewnątrz koła wpisanego są zupełnie nikłe (rys. 46). W przybliżeniu, wystarczającym dla wielu wypadków, można przyjąć, że będą tu zachodziły naprężenia, które znaleźliśmy dla walca.

W rzeczywistości powierzchnia walca nie zmieniła swej wielkości, gdyż ciśnienia $\frac{2F}{\pi e d}$ na dowolne elementy, prostopadłe do płaszczyzny figury, zostały zniesione przez równomierne ciągnięcie $\frac{2F}{\pi e d}$, a więc długość okręgu podstawy została zachowana. Zmieniła się tylko nieco krzywizna. Te właśnie zmiany krzywizny powodują słabe naprężenia nazewnątrz tego okręgu.

Uwaga. Boussinesq⁶⁾ dał rozwiązanie ciała nieskończenie rozległego o trzech wymiarach, ograniczonego płaską ścianą, na którą działa siła normalna lub ukośna.

W wypadku siły normalnej, naprężenie w elemencie prostopadłym do promienia, wychodzącego z punktu przyłożenia siły, i tworzącego z kierunkiem siły kąt α , wyraża się prostym wzorem, bardzo podobnym do wzoru poprzedniego, który przy wartości 0,5 liczby Poisson'a ma postać:

$$\omega = \frac{3F}{2\pi r^2} \cos \alpha.$$

Powyższy wzór nie daje jednak rozwiązania zagadnienia kuli.

4. Tarcza z otworem.

Umiemy teoretycznie wyznaczyć naprężenia w tarczy nieskończenie rozległej z wyciętym otworem okrągłym, ale nie wiemy dokładnie, jak się rzecz ma, gdy próbka z okrągłym otworem w środku ma wymiary skończone. Tymczasem dla znajomości naprężeń w częściach nitowanych jest to bardzo ważne. Coker'owi, profesorowi University College w Londynie, udało się zmierzyć naprężenie w podobnej próbce. Rysunek 47 podaje wynik dokonanych przez niego pomiarów

Na brzegu otworu naprężenie jest prawie trzykrotnie większe od tego, które wypada ze zwykłego obliczenia. Wskazuje to na poważne niebezpieczeństwo, gdy materiał jest kruchy.

Rzeczywiście, jeżeli dla danego materiału naprężenie rozrywające bardzo niewiele przewyższa granicę sprężystości, wówczas przy obciążeniu się nitu, na brzegach otworu występują naprężenia, wystarczające do wywołania pęknięć, przy powszechnie stosowanych współczynnikach bezpieczeństwa.

Jako przykład, mogą służyć obserwowane przez autora pęknięcia w kratownicy z żelaza fosforycznego, w której otwory nitowe nie były rozwiercone. Najwyższe przewidziane naprężenie było 10 kg/mm^2 . Materiał pękł przy obciążeniu wynoszącym około 30 kg/mm^2 , bez odkształceń trwałych.

Kratownica ta musiała być wzmocniona w takim stosunku, aby w najgorszym wypadku naprężenie średnie nie dosięgało czwartej części naprężenia rozrywającego.

Przy użyciu metali ciągliwych, odkształcenia trwałe zapobiegają skutecznie niebezpiecznemu wzrostowi naprężeń.

5. Próbki używane do badania cementu.

W Europie używa się cegielki niemieckiej w kształcie ósemki, w której rozkład naprężeń w przekroju niebezpiecznym jest bardzo nierównomierny.

Obliczenie naprężenia rozrywającego, oparte na naprężeniu średnim, daje wynik znacznie odbiegający od rzeczywistości.

Coker zbadał kształt próbki, przedstawionej na rys. 48. Daje ona zupełnie ciemne miejsce w obszarze środkowym, kiedy jedna z płaszczyzn głównych aparatu polaryzacyjnego jest równoległa do osi próbki. W tym więc obszarze środkowym panuje naprężenie równomierne.

Cała trudność polega na wyłączeniu możliwości pęknięcia poza tym obszarem, mianowicie w tych przekrojach,

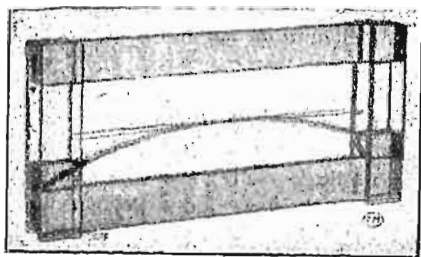
⁵⁾ Dowód ten jest podany w Annales des Ponts et Chaussées t. IV, 1901, p. 175.

⁶⁾ Application des potentiels à l'étude de l'équilibre et du mouvement des solides élastiques. Lille et Paris 1883; Comptes rendus de l'Académie des Sciences, 20 mai 1878, p. 1260, 27 novembre 1882, p. 1052.

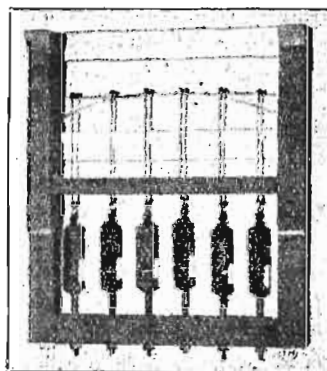
gdzie występują naprężenia większe. Zachodzi więc obawa, że pęknięcia wystąpią poza przekrojem, w którym chcielibyśmy je otrzymać.

Badanie ustrojów na modelach zmniejszonych.

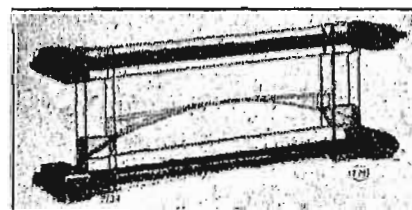
Metodę powyższą zastosował autor w Laboratorium przy „Ecole des Ponts et Chaussées” do sprawdzenia obliczenia mostu łukowego o rozpiętości 95 m, zbudowanego na rzece Rodanie. Obliczenia, dokonane przez osoby bardzo kompetentne, były sprawdzane przez p. Rabut. Przytem uwzględniono, o ile możliwości, połączenia sztywne pomostu z łukiem.



49.



50.



51.

Rys. 49, 50 i 51. Zmniejszony model mostu na Rodanie w Balme.

Elaborat obliczenia był bardzo obszerny. Sprawdzenie wyświetliło kilka błędów zasadniczych i liczbowych. Obliczenie dodatkowe, przedstawione jako poprawka wykrytych błędów, zajęło zeszyt o 48 stronicach. Czy przy sprawdzaniu nie przeoczono jakich źródeł błędów? Poza to, czy dla tak wielkiej budowli nie godziło się dokonać kilku przedwstępnych sprawdzeń doświadczalnych? Próby, wykonane w laboratorium na modelu z drzewa i metalu w skali $\frac{1}{20}$ zapo-

mocą aparatu Manet-Rabut'a, dostarczyły ciekawych wprowadzić wyników, ale też wiele objawów nader trudnych do wytlomaczenia. Z drugiej zaś strony, władze nie miały ochoty zatwierdzać projektu, który nasuwał wątpliwości.

Aby otrzymać rozwiązanie dostatecznie pewne w tych warunkach, wykonano na zlecenie autora szklany model mostu w skali $\frac{1}{333}$ (rys. 49).

Model ten, który nie kosztował tysięcznej części ceny całego mostu, pozwolił wreszcie dokonać pomiarów (rys. 50), które usunęły wszelkie wątpliwości i wykazały więcej niż dostateczną zgodność obliczeń z rzeczy-

wistością. Zadecydowały one o zatwierdzeniu projektu, który wykonano z zupełnym powodzeniem.

Zapomocą odpowiedniego ściskania ramki modelu (rys. 51), autor miał nawet możliwość wywołać skutki wzrostu temperatury.

Szczegółowy opis tych doświadczeń można znaleźć w *Annales des Ponts et Chaussées*, r. 1913, tom IV.

Laboratorium Maszyn Politechniki Warszawskiej.

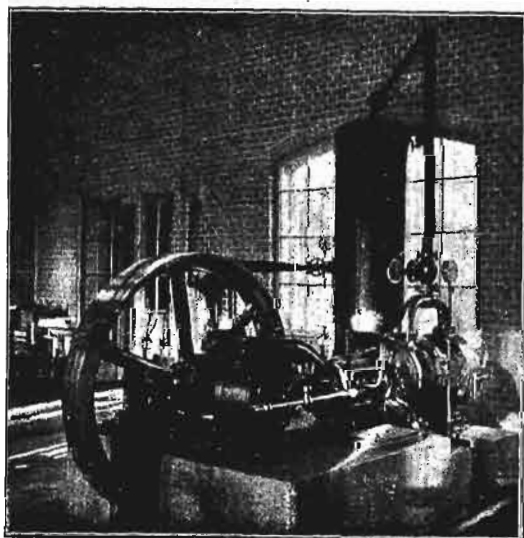
Napisał prof. B. Stefanowski.

(Dokończenie do str. 562 w Nr. 50 r. b.).

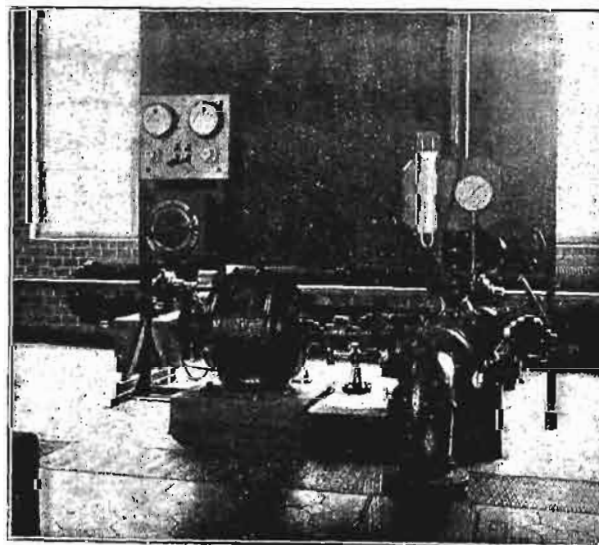
Grupę maszyn roboczych tworzą sprężarka powietrza (rys. 15), pompa odśrodkowa (rys. 16) i tłokowa (rys. 17), wentylator (rys. 18) oraz chłodzarka amoniakalna.

Sprężarka powietrzna jest wyrobu fabryki Borsig-Tegel, posiada 1 cylinder, napędzana jest przy $n=75$ pasem od

cylindra sprężarki są $250 \text{ } \phi \times 250$. Organy rozrządowe (rys. 19) są od strony korby wykonane jako automatyczne zawory z płaskiej blachy stalowej, od strony zaś dna, tłoczący zawór jest różnicowy, rurowy, ssący zaś organ wykonany jest jako suwak okrągły, poruszany mimośrodem z wału głównego.



Rys. 15. Sprężarka powietrza.



Rys. 16. Pompa wodna odśrodkowa.

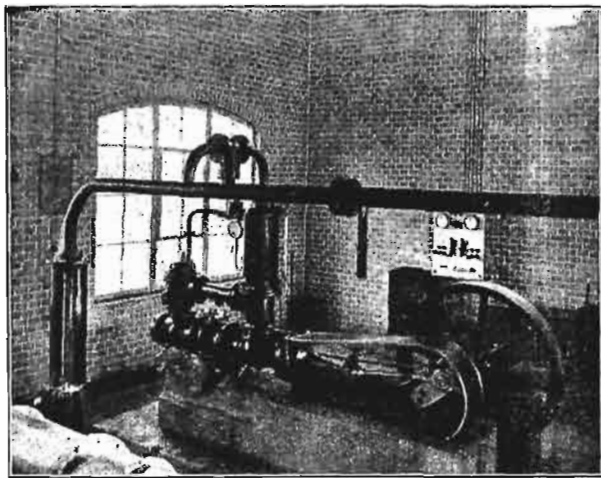
pnędni, przebiegającej wzdłuż jednej ze ścian laboratorium; pędnia uruchamiana jest przez motor elektryczny. Wymiary

Wydatek sprężarki mierzy się albo metodą napełniania powietrzniaka, albo przy pomocy normalnej dyszy na wypływie

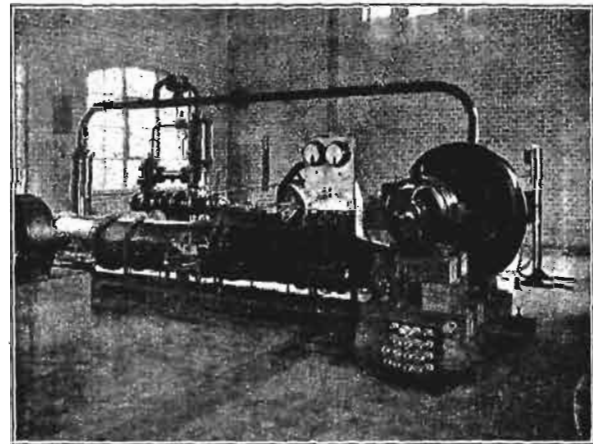
ze zbiornika. Pomiar mocy oznaczony jest przez indykowanie, co łącznie z pomiarem temperatur powietrza i wody chłodzącej oraz jej zapotrzebowania pozwala na zestawienie wszystkich pozycji bilansu cieplnego.

Pompa tłokowa wykonana jest przez firmę Knoevenagel S. A. w Hanowerze z tłokiem różnicowym o średnicy

żona w urządzenie, pozwalające kreślić skok zaworu w zależności od drogi tłoka. W tym celu zawory wykonane jako jednopierścieniowe, podnosząc się wywołują przy pomocy dźwigni obrót wałka, którego ruch przenosi się na tłoczek indykatora a stamtąd na bębenek, poruszany od wału korbowego (rys. 23). Dzięki temu można otrzymywać wykresy ruchu zaworów w powiększonej skali. Przy pięć-



Rys. 17. Pompa wodna tłokowa.



Rys. 18. Wentylator.

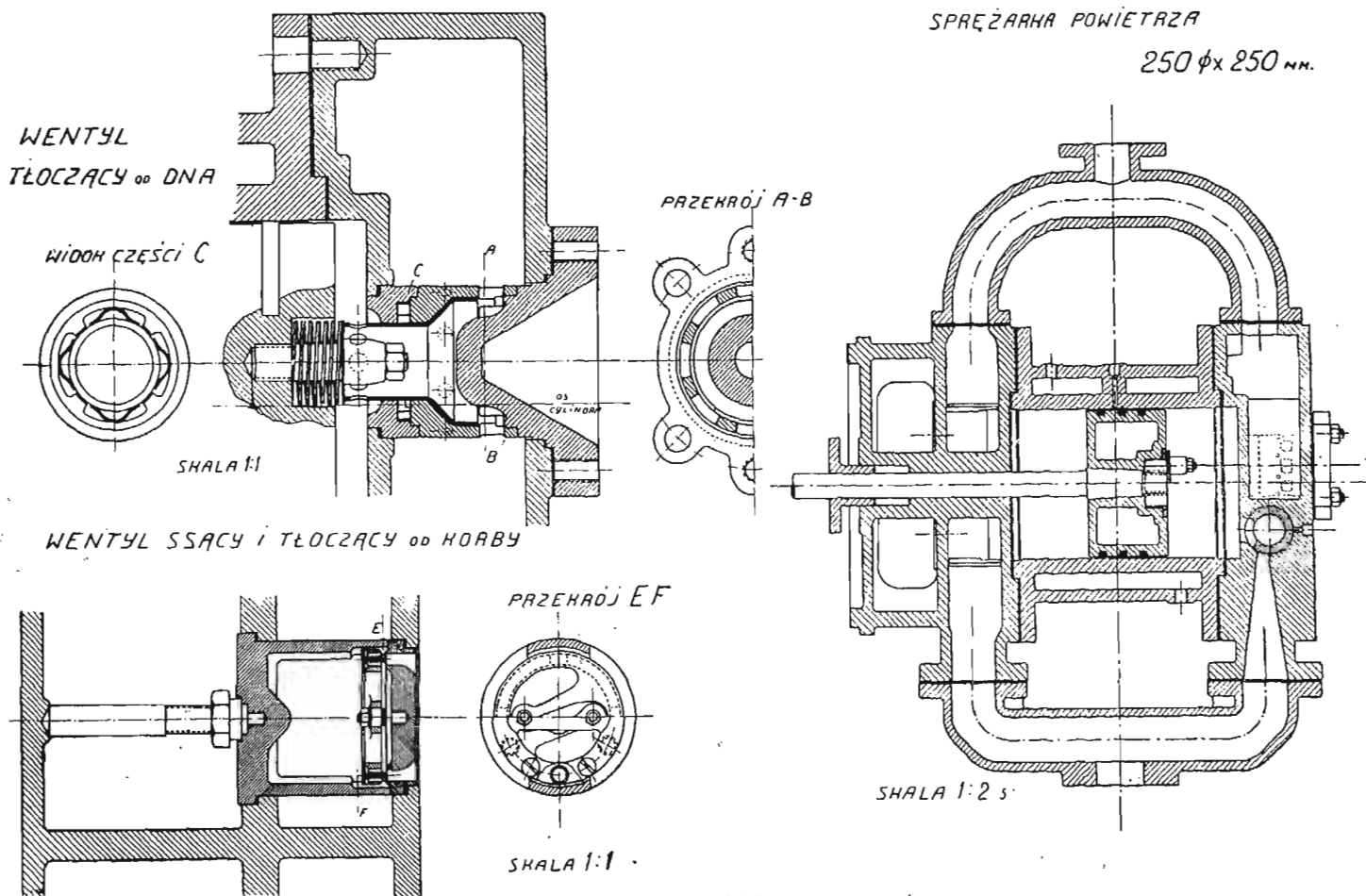
135 mm i 90 mm (rys. 22), natomiast skok można zmieniać przez wstawianie czopa korbowego do różnych gniazd w korbie, dzięki czemu przy tej samej liczbie obrotów otrzymuje się różne długości skoków, mianowicie: 150, 200, 250,

dziesięciu obrotach na minutę ta pompa tłokowa dostarcza 3 l/sek. wody.

Pompa odśrodkowa, jednostopniowa zbudowana przez firmę Brandel, Witoszyński i S-ka w Warszawie, sprzężona

LABORATORJUM MASZYN POLITECHN. WARSZ.

LABORATORJUM MASZYN POLITECHN. WARSZ.



Rys. 19. Przekrój sprężarki i jej organy rozrządne.

300 mm, a więc i różne prędkości tłoka. Pompa ta zasysa wodę ze zbiornika betonowego pod podłogą, ciśnienie uzyskiwane jest przez przemykanie zasuw na ciągu tłoczącym, poczem woda wraca do zbiornika po przejściu przez danaidę, w której oznacza się wydatek pompy.

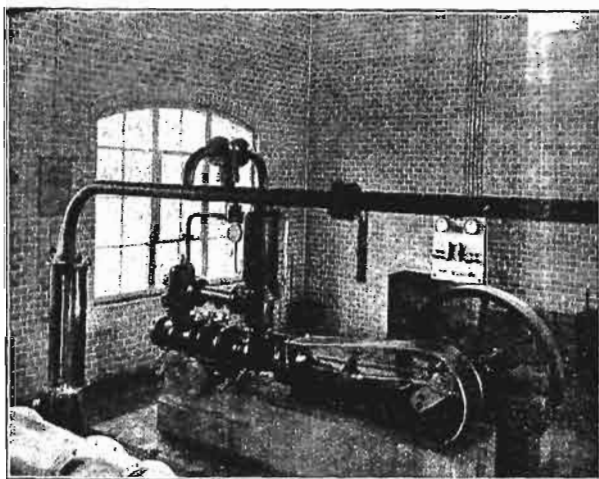
Poza możliwością indykowania oraz odczytywania wszelkich charakterystycznych ciśnień, pompa została wyposażona

jest wprost z elektromotorem prądu stałego, pozwalającym regulować obroty w dużych granicach. Normalne warunki pracy pompy są przy 1500 obrotach, wtedy pompa dostarcza 16 l/sek, przy 13 m wysokości pompowania. Średnica wirnika, zasilanego symetrycznie z obu stron, wynosi 200 mm φ. Łopatek jest ośm, a grubość ich na obwodzie 7 mm. Woda zasysana jest z tego samego zbiornika betonowego, co

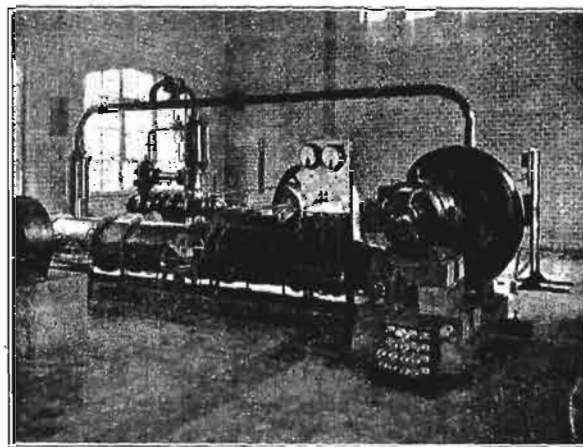
ze zbiornika. Pomiar mocy oznaczony jest przez indykowanie, co łącznie z pomiarem temperatur powietrza i wody chłodzącej oraz jej zapotrzebowania pozwala na zestawienie wszystkich pozycji bilansu cieplnego.

Pompa tłokowa wykonana jest przez firmę Knoevenagel S. A. w Hanowerze z tłokiem różnicowym o średnicy

żona w urządzenie, pozwalające kreślić skok zaworu w zależności od drogi tłoka. W tym celu zawory wykonane jako jednopierścieniowe, podnosząc się wywołują przy pomocy dźwigni obrót wałka, którego ruch przenosi się na tłoczek indykatora a stamtąd na bębnek, poruszany od wału korbowego (rys. 23). Dzięki temu można otrzymywać wykresy ruchu zaworów w powiększonej skali. Przy pięć-



Rys. 17. Pompa wodna tłokowa.

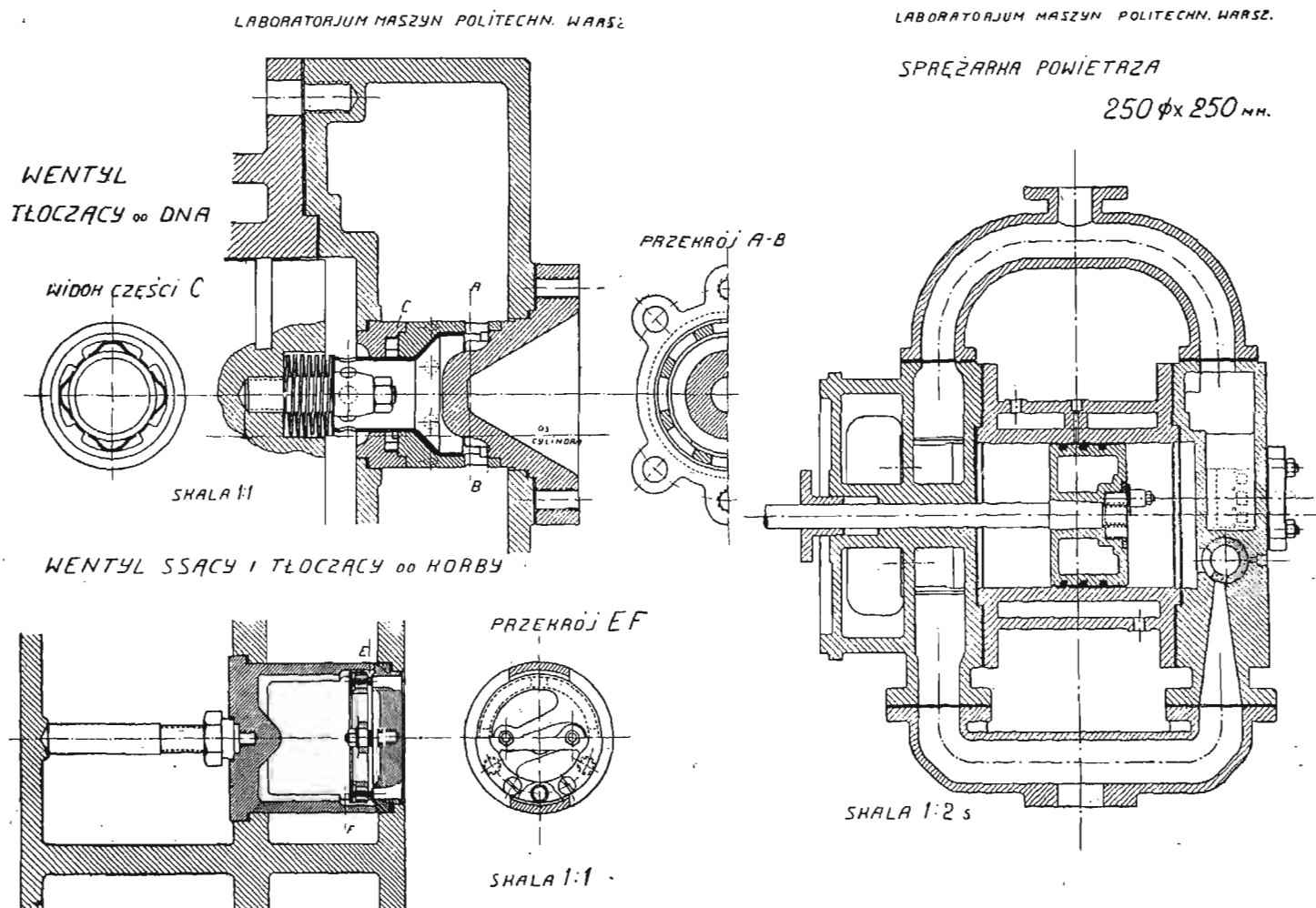


Rys. 18. Wentylator.

135 mm i 90 mm (rys. 22), natomiast skok można zmieniać przez wstawianie czopa korbowego do różnych gniazd w korbie, dzięki czemu przy tej samej liczbie obrotów otrzymuje się różne długości skoków, mianowicie: 150, 200, 250,

dziesięciu obrotach na minutę ta pompa tłokowa dostarcza 3 l/sek. wody.

Pompa odśrodkowa, jednostopniowa zbudowana przez firmę Brandel, Witoszyński i S-ka w Warszawie, sprzężona



Rys. 19. Przekrój sprężarki i jej organy rozrządne.

300 mm, a więc i różne prędkości tłoka. Pompa ta zasysa wodę ze zbiornika betonowego pod podłogą, ciśnienie uzyskiwane jest przez przymyknięcie zasuwy na ciągu tłoczącym, poczem woda wraca do zbiornika po przejściu przez danidę, w której oznacza się wydatek pompy.

Poza możliwością indykowania oraz odczytywania wszelkich charakterystycznych ciśnień, pompa została wyposa-

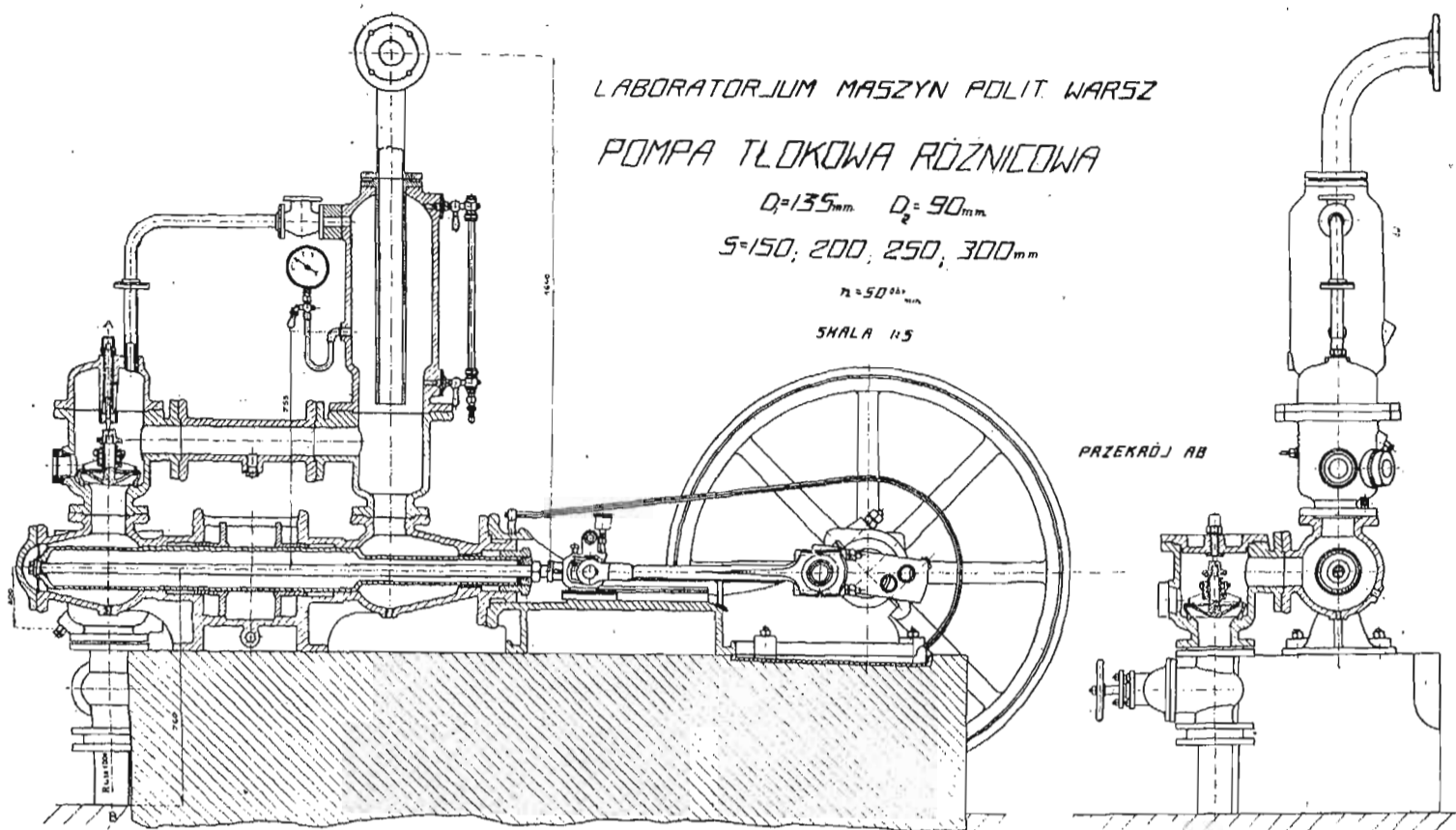
jest wprost z elektromotorem prądu stałego, pozwalającym regulować obroty w dużych granicach. Normalne warunki pracy pompy są przy 1500 obrotach, wtedy pompa dostarcza 16 l/sek, przy 13 m wysokości pompowania. Średnica wirnika, zasilanego symetrycznie z obu stron, wynosi 200 mm φ. Łopatek jest ośm, a grubość ich na obwodzie 7 mm. Woda zasysana jest z tego samego zbiornika betonowego, co

i przez pompę tłokową, w ten sam również sposób przy pomocy danajdy mierzony jest jej wydatek.

Do zaznajamiania uczących się ze zjawiskami przepływu cieczy elastycznej służy nawietrznik (wentylator), dostar-

nia, że każdy z punktów przekroju rury jest dostępny dla przyrządu pomiarowego.

Całość urządzeń maszyn roboczych w laboratorium uzupełnia chłodzarka amoniakalna na 10000 kal/h przy 100



Rys. 20. Przekrój pompy tłokowej

czający przy 1300 obrotach $1,5 m^3/\text{sek.}$ pod ciśnieniem 80 mm słupa wody (rys. 23). Napęd otrzymuje wentylator od bezpośrednio sprzęgniętego z nim silnika elektrycznego, pozwalającego na regulację liczby obrotów w dużych granicach. Pomiar wydatku odbywa się w rurze tłoczącej odpowiednio rozszerzonej i może być dokonany w trojaki sposób:

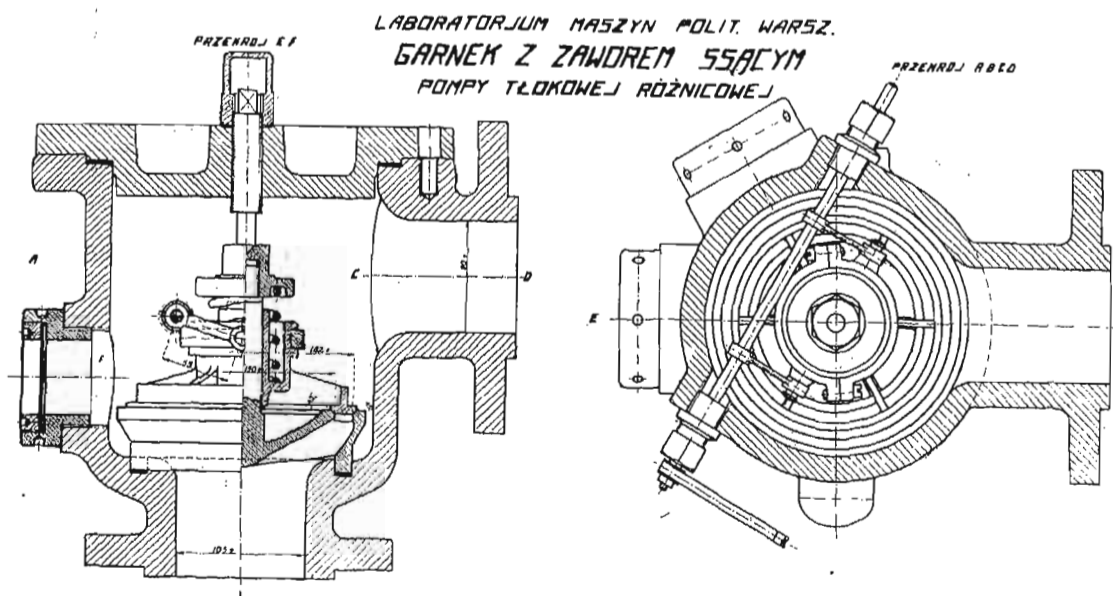
obrotach na minutę, w wykonaniu firmy Geka, Karlsruhe. Składa się ona ze sprężarki tłokowej o wymiarach cylindra $125 \phi / 180 \text{ mm}$, przystosowanej do obiegu suchego i posiadającej specjalną pompkę do usuwania wydzielonych kropli amoniaku. Skraplacze są dwa, jeden chłodzony wodą w przeciwnym kierunku, w prostych przewodach o podwójnych

ściankach, drugi normalny zanurzony; pracują one równolegle. Parownik zanurzony jest w solance, mieszczącej się w dobrze izolowanej skrzynce żelaznej. Skutek chłodzenia oznacza się bądź z ilości kropli pary wodnej, wydzielanej z rur grzejnych w parowniku, przy zachowaniu stałej temperatury solanki, bądź metodą ochładzania, przy uwzględnieniu stałej kalorymetrycznej urządzenia. Całość wraz z pompami i mieszadłami uruchamiana jest od pędni, napędzanej przez specjalny silnik elektryczny.

Czynności związane z pracą w laboratorium oraz z jego urządzeniem wykonują personel, składający się z kierownika, adjunkta, trzech asystentów stałych

i dwóch tymczasowych, laboranta oraz dwóch maszynistów-słusarzy. Studentów pracuje stale przez cały rok w okrągłej cyfrze 100.

Jakkolwiek przy objęciu Zakładu przez władze polskie żadnych, dosłownie, przyrządów, odczynników, książek i t. p. w laboratorium nie było, a wszystkie tu opisane urządzenia ma-



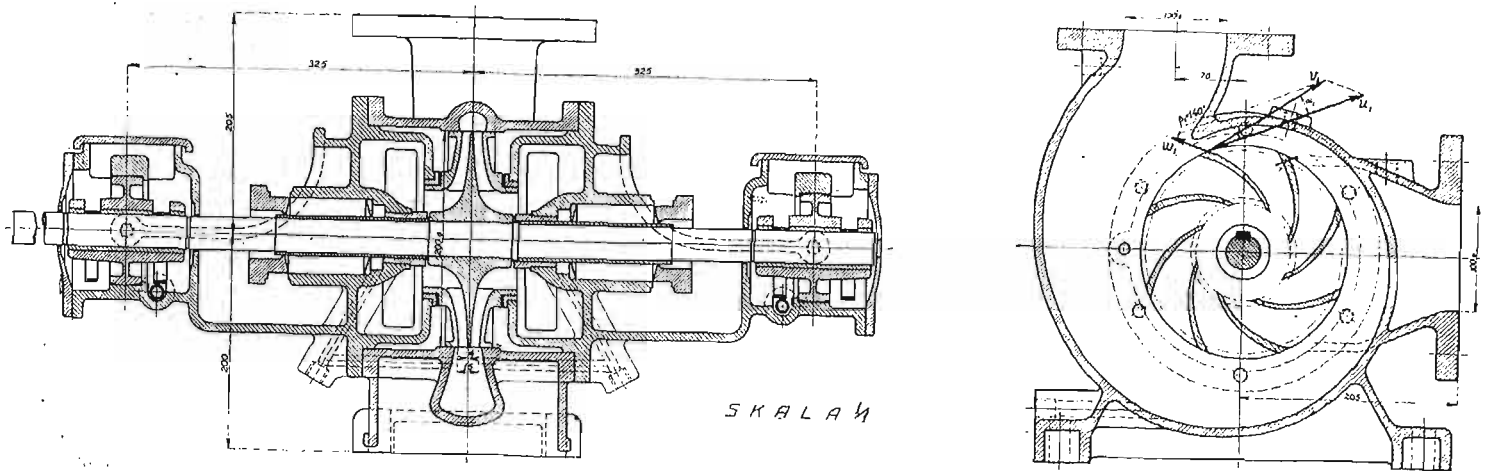
Rys. 21. Zawór ssący pompy tłokowej.

ruką Pitota, w jednym ze współczesnych wykonania, przy pomocy dyszy normalnej, oraz anemometrem. Jednocześnie może być oznaczany rozkład prędkości w rurze pomiarowej bezpośrednio za wylotem z wentylatora oraz po przejściu strugi powietrza przez urządzenia, uspokajające wiry i zaburzenia ruchu, przyczem rura posiada tego rodzaju urządze-

szynowe, z wyjątkiem kotłów parowych i zdemontowanej maszyny parowej, musiały być dostarczone skądinąd, to jednak koszta z tem połączone były niewspółmiernie niskie,

Tak się przedstawia w chwili obecnej stan Laboratorium maszyn, w sześćioletnią rocznicę objęcia przez polskie władze akademickie w niepodzielne posiadanie gmachów

LABORATORIUM MASZYN POLITECHNIKI WARSZAWSKIEJ
POMPA ODŚRODKOWA N. C. $n = 1500 \frac{obr.}{min.}$

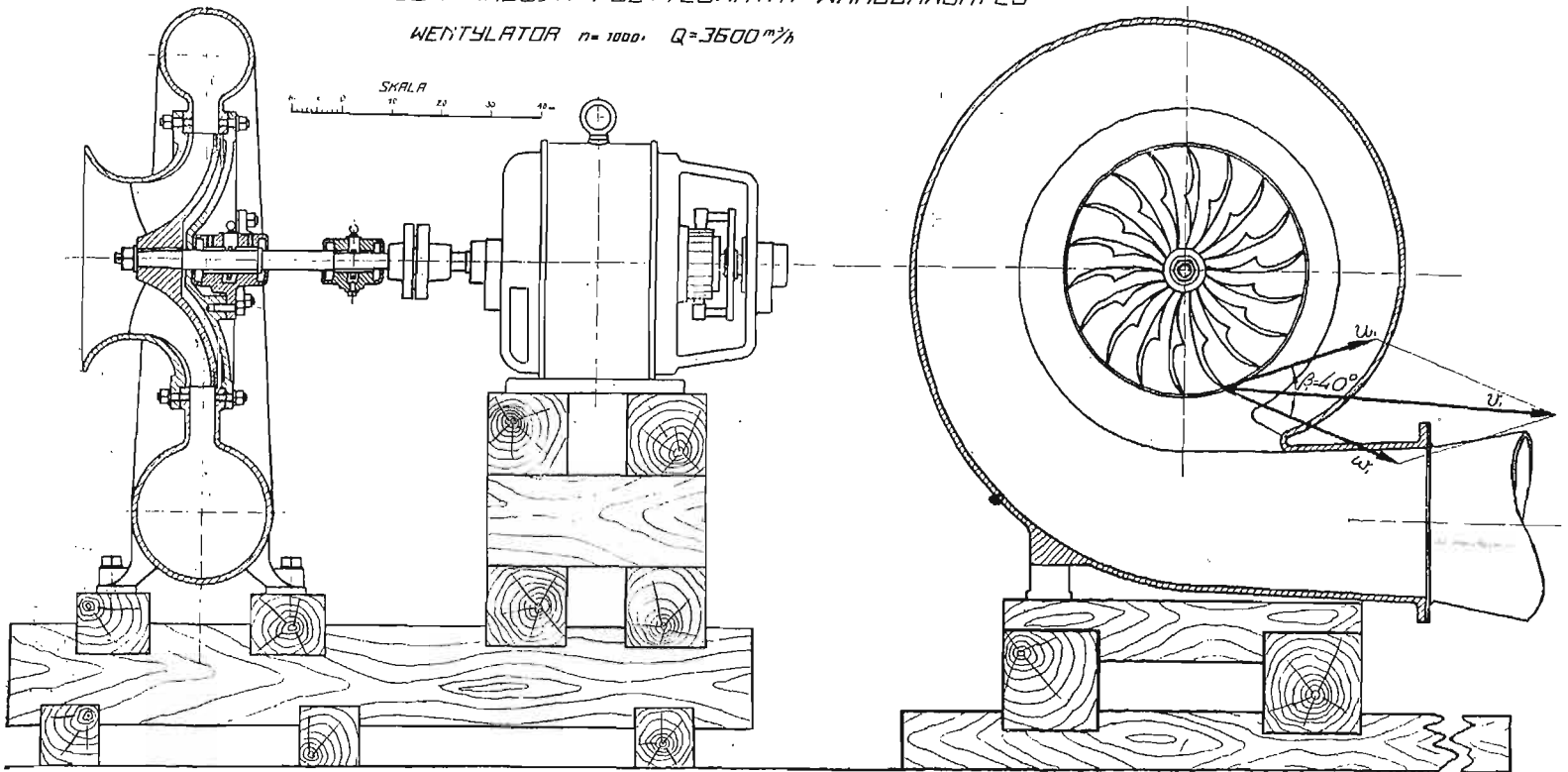


Rys. 22. Przekrój pompy odśrodkowej.

bo w przeliczeniu na złote wyniosły za cały ten okres nieco ponad 60 000 zł., wliczając w to nabycie turbiny parowej, mającej służyć całej Politechnice. Tak niskie koszta wy-

i urządzeń Politechniki Warszawskiej. Jak widać z tego krótkiego opisu, wysiłek przy organizowaniu tego zakładu, wobec szczupłości środków, skierowany był przedewszyst-

LABORATORIUM MASZYN POLITECHNIKI WARSZAWSKIEJ
WENTYLATOR $n = 1000$, $Q = 3500 \frac{m^3}{h}$



Rys. 23. Przekrój wentylatora.

łomaczyć można uzyskaniem paru nowych maszyn z rewidykacji z Niemiec, przy opłaceniu tylko nieznacznej części ich istotnej wartości, darom i wreszcie dzięki pracy personelu pomocniczego, bo wszystkie urządzenia zostały zaprojektowane, zmontowane i przystosowane do celów właściwych bez pomocy z zewnątrz, a większość przyrządów według własnych rysunków wykonano bądź własnymi siłami na miejscu, bądź w Warszawie.

kiem w kierunku zaspokojenia potrzeb szkolnych, potrzeb nauczania. Dziś to w znacznej mierze już się stało, a przy dalszym normalnym rozwoju zostanie osiągnięte całkowicie w najbliższych latach. Dzięki temu, zapewne już wkrótce zakład będzie miał możliwość spełniać swe drugie zadanie, umożliwiać i ułatwiać pracę naukową w dziedzinie zagadnień naukowo-technicznych nie tylko pracownikom zakładu, lecz również dyplomantom i absolwentom Politechniki.

Badania parowozów.

Metody i sposoby badania poszczególnych czynników pracy parowozu.

napisał prof. A. Czeczott.

(Dalszy ciąg do str. 531, w № 46 r. b.).

Zależności pomiędzy czynnikami ruchu pociągu, z której wynikają odpowiednie metody badań, ujmuje, jak wiadomo, równanie zasadnicze ruchu pociągu:

$$(1 + \gamma) M \frac{dv}{dt} = \sum (F - W),$$

gdzie M — jest masą tej części pociągu, którą badamy,

$1 + \gamma$ współczynnikiem ujmującym wpływ energii kinetycznej obracających się kół,

$\sum (F - W)$ sumą wszystkich sił, tak pociągowych, jak oporowych, związanych z daną częścią pociągu.

Dla określenia oporów, mamy naogół

$$W = F - (1 + \gamma) M \frac{dv}{dt},$$

zaś w szczególności:

a) opór całkowity całego pociągu

$$W = W_Q + W_L = F_i - \frac{1000}{g} \cdot \frac{dv}{dt} [Q(1 + \gamma) + L(1 + \gamma')] - (\pm i)(Q + L),$$

b) opór wagonów

$$W_Q = F_a - \frac{1000}{g} \cdot \frac{dv}{dt} [Q(1 + \gamma)] - (\pm i)Q$$

i c) opór parowozu w normalnych warunkach ruchu

$$W_L = F_i - F_a - \frac{1000}{g} \cdot \frac{dv}{dt} L(1 + \gamma') - (\pm i)L.$$

Z równań tych widzimy, że dla określenia oporu, oprócz indykatora, dynamometru i obserwacji szybkości V , która zawsze wpływa na wielkość oporów, musimy posiadać ściśle dane dotyczące:

- wagi parowozów, albo wagonów (L i Q);
- profilu szlaków, na których się dokonywa badania (i);
- momentów bezwładności zestawów kołowych, potrzebnych do określenia współczynników γ i γ' ;
- przyśpieszenia $\left(\frac{dv}{dt}\right)$.

A więc musimy: a) mieć dokładne wagi na stacjach lub przy parowozowniach; b) mieć dokładne rysunki profili odnośnych szlaków, ewentualnie wykonać uprzednio specjalne niwelowanie tych szlaków. Należy tu zaznaczyć, że obecnie P. K. P. często nie posiadają potrzebnych profili, przeto niwelowanie jest niezbędne, a ponieważ stanowi to robotę kosztowną, oraz wymaga wiele czasu, więc zawsze pożądanym jest wyposażać wagony dynamometryczne w przyrządy, t. zw. „profilografy“, do szybkiego automatycznego wykreślenia profili. c) Musimy wyznaczyć γ i γ' , co zwykle się dokonywa drogą rachunkową, na podstawie rysunków kół

i d) określić przyśpieszenie $\frac{dv}{dt}$, co stanowi największe trudności, gdyż wymaga albo bardzo dokładnego i znużającego opracowania (aczkolwiek z łatwością notowanego) czasu przebiegu pikietażu, albo specjalnych przyrządów, dość skomplikowanych, wykreślających $\frac{dv}{dt}$ bezpośrednio w każdej chwili doświadczenia.

Wprawdzie, dla uniknięcia tych niedogodności jak wykazuje wzór zasadniczy, należałoby tylko przy badaniach

oporu unikać obserwacji podczas ruchu niejednostajnego.

Przy jednostajnym zaś ruchu, mamy $\frac{dv}{dt} = 0$ i wzory powyższe upraszczają się w następujący sposób:

$$a') \dots W = W_Q + W_L = F_i - (\pm i)(Q + L),$$

$$b') \dots W_Q = F_a - (\pm i)Q,$$

$$c') \dots W_L = F_i - F_a - (\pm i)L.$$

Niestety, w praktyce rzadko się zdarza taka sposobność, gdyż ustalenie prędkości wymaga zawsze dłuższych odcinków o niezmiennym profilu, gdy zwykle profile naszych szlaków nie dają tej możliwości. Wypada więc mieć do czynienia z ruchem niejednostajnym. Wówczas jednak możliwe jest też uproszczenie doświadczenia, wynikające z następujących przekształceń powyższych wzorów, gdy zamiast równania sił napiszemy równanie pracy tych sił:

$$1) T_{Q+L} = \int (W_Q + W_L) ds = \int F_i ds - \int \frac{1000}{g} \cdot \frac{dv}{dt} \cdot ds [Q(1 + \gamma) + L(1 + \gamma')] - \int (\pm i) ds (Q + L) = \int F_i ds - \frac{1000}{g} [Q(1 + \gamma) + L(1 + \gamma')] \frac{V_1^2 - V_2^2}{2} - (\pm H)(Q + L).$$

i podobnie

$$2) T_Q = \int F_a ds - \frac{1000}{g} \cdot Q(1 + \gamma) \frac{V_1^2 - V_2^2}{2} - (\pm H)Q,$$

$$3) T_L = \int F_i ds - \int F_a ds - \frac{1000}{g} L(1 + \gamma') \frac{V_1^2 - V_2^2}{2} - (\pm H)L.$$

Z wzorów tych widzimy, że zamiast notowania przyśpieszenia, należy tylko notować szybkości na początku i na końcu odcinków drogi $\int ds$, co nie wymaga wprowadzenia żadnych dodatkowych przyrządów, bowiem V musi być stale notowane, gdyż pracę $\int F_i ds$ zapisują zwykle automatycznie przyrządy dynamometryczne; również $\int F_i ds$ może być określana bądź to bezpośrednio, za pomocą specjalnego indykatora z licznikiem Böttchera, bądź też (mniej dogodnie) może być wyliczona na podstawie ogólnego opracowania wykresów indykatorowych. Metoda ta jednak z dokładnością może być zastosowana tylko przy nieznacznej zmianie szybkości, gdyż inaczej otrzymywane tą drogą przeciętne opory nie odpowiadałyby przeciętnym szybkościom $\frac{V_1 + V_2}{2}$; poza tym wogóle wielokrotne obliczanie wartości $V_1 + V_2$ stanowi pewne utrudnienia, których uniknięcie za pomocą jakiegoś przyrządu automatycznego byłoby pożądanym, również jak uniknięcie potrzeby każdorazowego obliczania $H = \int i ds$. Możliwość uniknięcia tych czynności powstaje przy zastosowaniu do tego rodzaju badań metody wahadła bezwładności, stworzonej przez Dedouits'a, a udoskonalonej przez Doyen'a w postaci przyrządu zwanego „ergometrem“, t. j. miernikiem pracy (sił bezwładności pociągu w ruchu). Zasadniczej różnicy pomiędzy temi dwoma przyrządami niema, więc możemy je rozpatrzyć równolegle.

Wystawmy sobie wahadło, umieszczone w wagonie dynamometrycznym. O ile ruch jest jednostajny, a wagon znajduje się na poziomie, wahadło pozostaje w swej pozycji zerowej, pionowo. Przy zmianie szybkości, stosownie do nabyte-

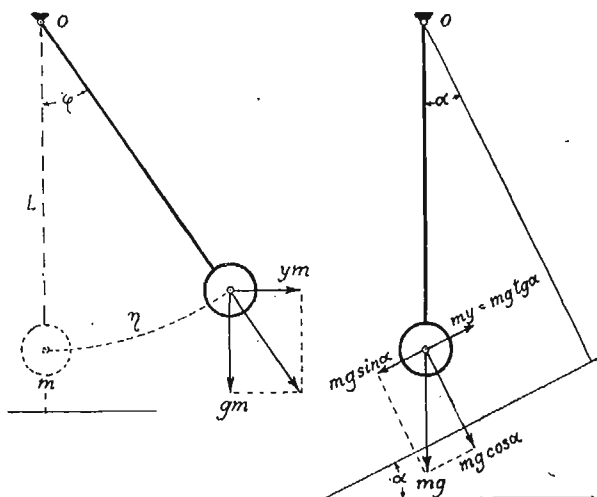
go przez pociąg przyspieszenia y , wahadło odchyła się (wpród przy zmniejszeniu, zaś w tył przy zwiększeniu szybkości) o kąt φ aż do położenia w którym waga własna wahadła (względnie przyspieszenie pionowe g) nie zrównoważy siły bezwładności (p. rys. 3). Wówczas mamy:

$$tg \varphi = \frac{ym}{gm} = \frac{y}{g}, \text{ skąd } \gamma = g tg \varphi = g \frac{\eta}{L}.$$

Stąd wynika, że odchylenie wahadła η (przy danej jego długości L) jest proporcjonalne do y , a więc w równaniu powyższym będziemy mieli:

$$(1+\gamma)M \frac{dv}{dt} = (1+\gamma)My = \sum (F-W).$$

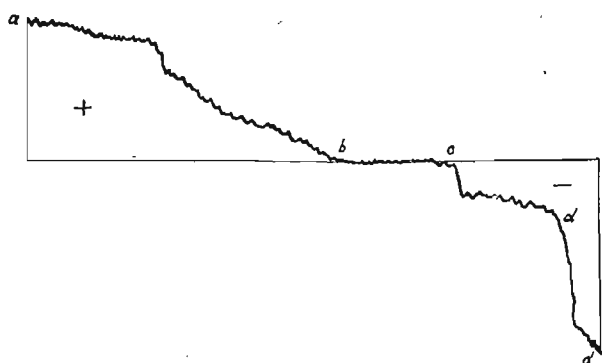
Wszelka zmiana sił F lub W , wpływająca na zmianę przyspieszenia y , zostanie więc zaznaczona na wykresie ruchu wahadła.



Rsy. 3 i 4. Schemat sił działających na wahadło Dedouits'a.

Na pierwszy rzut oka taki sam wpływ na odchylenia wahadła musi też wywierać zmiana profilu, równoważna ze zmianą pewnych sił oporu. Ponieważ jednak wahadło reaguje nietylko na przyspieszenie pociągu, lecz i na pochyłość toru, a te ostatnie zawsze powodują odpowiednie przyspieszenia w kierunku toru, powstające również pod wpływem tej pochyłości, i są kierowane w stronę przeciwną, przeto, jak wykazuje rys. 4, dwa te wpływy wzajemnie się równoważą i na tej podstawie możemy twierdzić, że odczyty według położenia wahadła nie zależą od profilu.

Pomijając niektóre niedokładności podanej tu teorii, wspomnimy narazie tylko, jakie metody badań powstają

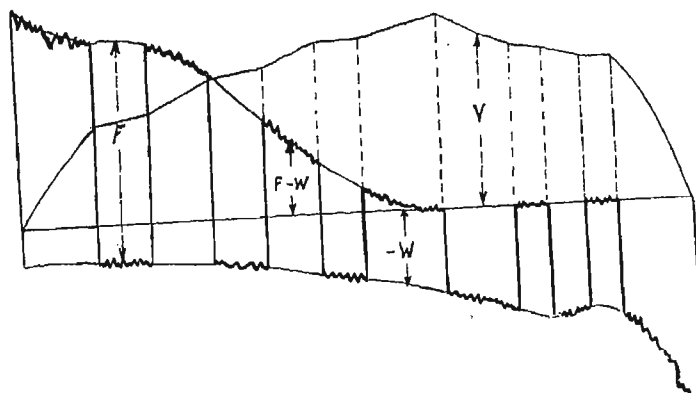


Rys. 5. Wykres przyspieszeń.

w związku z dopiero co wskazaną zasadniczą właściwością wahadła, które jak widzieliśmy przez cały czas ruchu pociągu, daje wykres przyspieszeń, czyli odpowiednich im sił $F-W$ niezależnie od profilu, t. j. jakgdybyśmy mieli stale $i=0$. Ogólny charakter tych krzywych uwidocznił rys 5. Tu część ab odpowiada przyspieszeniom podczas rozpędu pociągu. W miarę wzrastania szybkości, przyspieszenia się zmniejszają aż do zera w punkcie b i pozostają na zerze aż do c , tak, że część bc odpowiada prędkości ustalonej. W c mamy skok wykresu w stronę ujemnych przyspieszeń—odpowiada on chwili zamknięcia przepustnicy, w której siła przyspieszająca ruch pociągu $F-W$ staje się równą $0-W$. Wysokość więc skoku

wykresu w c , w chwili zamknięcia przepustnicy, wyraża bezpośrednio siłę F , która odpiera co znikła, a cały dalszy wykres odpowiada siłom oporu W , ewentualnie zwiększonego do $W+T$ w razie działania hamulców, jak to np. wskazuje na rys 5, powtórny skok w d w chwili rozpoczęcia hamowania,—skok odpowiadający wartości T - oporu wytworzonego przez hamowanie. Stąd wynika metoda badań, polegająca na systematycznym wielokrotnym przymykaniu przepustnicy w czasie biegu pociągu (rozumie się, dobierając odpowiedni do takich badań szlak) i dająca wykres o charakterze podanym na rys. 6. Widzimy z niego, że tą drogą otrzymujemy równoległe szeregi wartości $F_i - W$ przy odnośnych szybkościach V , równoległe badanych zapomocą innych przyrządów. Zestawienie tych danych pozwala ustalić krzywe: $W=f(V)$ oraz $F=f'(e, \omega, V)$.

Trzeba jednak zaznaczyć, że w taki sposób otrzymane W odpowiada oporowi przy zamkniętej przepustnicy, a więc odpowiednie F nie jest ani F_i , ani F_e , tylko wartością przejściową, czasem większą, czasem mniejszą od F_i , w zależności od stosunku między normalnym oporem W_m a odpowiednim, całkiem innym oporem W_m' przy zamknięciu przepustnicy,



Rys. 6. Wykres przyspieszeń i prędkości podczas badania parowozu.

gdy cylindry pracują podobnie do sprężarek i opór jest bardzo zależny od ustroju mechanizmu przepustowego (by-pass'ów).

Stąd wynika, że przy użyciu wahadła niezbędne są dodatkowe badania, ze zdjętym mechanizmem, dla określenia różnicy $W_m' - W_e$, i wyliczenia F_e na podstawie znalezionej F , wedł. zależności $F_e = F_i - (W_m' - W_e)$.

Tej konieczności nie należy uważać za ujemną stronę danej metody, gdyż i przy użyciu indykatora, jak już zaznaczyliśmy wyżej, wyznaczenie F_e jest też połączone z dodatkowym badaniem parowozów ze zdjętym mechanizmem, w tym wypadku dla określenia różnicy $W_m - W_e$ ponieważ:

$$F_e = F_i - (W_m - W_e).$$

Tak więc, widzimy, że dla określenia F_e mamy dwie drogi: badania zapomocą indykatora, lub zapomocą wahadła. Poza tem wahadło nie wyklucza użycia ani indykatora, ani dyna-



Rys. 7. Wykres przyspieszeń, wykazujący opór na łukach.

momietru, owszem, określenie oporów zapomocą tych przyrządów, łącznie z obserwacją wahadła, ułatwia to badanie, jak to wykazują wzory a, b, c , gdyż wahadło bezpośrednio wskazuje, w stosownej skali, przyspieszenie $\frac{dv}{dt}$.

Tu należy zaznaczyć jeszcze, że wahadło Dedouits'a jest jedynym znanym dotychczas przyrządem, który zasadniczo nadaje się do bezpośredniego określania również oporów na łukach, bez uprzedniego badania oporów na prostych, lecz jednocześnie. Ponieważ opór na łukach zawsze wywołuje pewne przyspieszenie ujemne, opór ten, przy wszelkich wartościach przyspieszenia, powinien ujawniać się w sposób wyraźny,

wskazany na rys. 7, z którego nietrudno wyciągnąć stosowne wnioski. Gdyby nie było łuków, mielibyśmy wykres podług linii przerywanej. Łuk wstrzymuje nieco bieg pociągu, skutkiem czego opór się zmniejsza i dlatego odnośna krzywa $F-W$ albo W nieco się podnosi. Z tego powodu dodatkowy opór właściwy łuku ujawnia się w postaci pochyłych wycięć, dających możliwość łatwego określenia tak oporów łuków K ,

jak sprawdzenia ich długości (jeżeli ruch rolki wykresowej jest zależny od przebytej drogi, nie zaś od czasu). To ostatnie bywa często w tych przyrządach, gdy dla uproszczenia montażu, nie są one połączone z kołem wagonu. Należy uważać to za nieracjonalne, gdyż naogół wszelkie pomiary, dotyczące F i W , należy orjentować według profilu, więc w zależności od przebytej drogi.

Na tle niepowodzenia polskiego przemysłu lotniczego.

Zamieszczając poniższe uwagi, nadesłane nam przez jednego z czytelników „Przeglądu Technicznego”, uważamy, że poruszona w nich sprawa dokładnego zanalizowania przyczyn wypadków lotniczych ma niezmierne ważne znaczenie.

Jak to już niejednokrotnie się zdarzało, rzeczowa i fachowa dyskusja na łamach „Przeglądu Technicznego” przyczynić się i tu może do wyjaśnienia całokształtu danego zagadnienia, z korzyścią tak dla przemysłu, jak dla obrony państwa.

REDAKCJA.

Z komunikatu p. Ministra Spraw Wojskowych, dotyczącego fabryki Plage i Laśkiewicza w Lublinie, wynika, że wyższy personel techniczny tej firmy nie stał na wysokości trudnego i odpowiedzialnego zadania, jakiego się podjął.

Częste wypadki, jakim ulegały płatowce budowy tej fabryki, wywoływały oddawna zrozumiałe zaniepokojenie w szerokich kołach opinii publicznej, szczególnie zaś w kołach techników, jako że niejednokrotnie powstawały wątpliwości, czy wypadki te nie są powodowane wadami ustroju lub brakami wykonania.

To też komunikat powyższy, stwierdzający te wady i braki, zasługuje na bliższe zastanowienie się nad zawartą w nim treścią.

Tu i owdzie wypowiedzane przypuszczenia co do wad konstrukcyjnych (niestateczności) i wykonawczych płatowców A 300, jak naprz., że słupki pionowe są za słabe, gdyż źle są obliczone (bez uwzględnienia wybożenia), że pasowania i tolerancje wybrano wadliwe i naprz. do śrub łączących skrzydła z kadłubem stosowano pasowanie włączane zamiast szczelnego, że spawanie acetylenowe wykonywano źle i nadto nie sprawdzano wytrzymałości miejsc spawanych i t. p. inne, domagają się sprawdzenia i oświetlenia jaknajbardziej bezstronnego i gruntownego.

Niewiadomo bowiem, czy fakty powyższe należałoby traktować jako zupełnie odosobnione i stanowiące ciemną plamę na tle chlubnego wysiłku technicznego i przemysłowego w dobie odrodzenia państwa, czy też podobne metody pracy nie są wyjątkiem w naszych warunkach przemysłowych, czy więc przyszłość nie narazi nas na zawód i w innych dziedzinach obrony państwa.

Często wypowiedzane zdanie (m. in. przez przedstawicieli rządu), że posiadamy zdolnych i wykwalifikowanych inżynierów w każdej dziedzinie przemysłu i że z ufnością patrzeć możemy w przyszłość, opierając się na przyrodzonych zdolnościach robotnika polskiego, nie jest niestety uzasadnione. Brak nam w istocie specjalistów przemysłowych tak na wyższych, jak i na niższych stanowiskach, zwłaszcza w tych dziedzinach, które polegają na wysokiej precyzji, na gruntownej znajomości materiału lub na subtelnym procesie technologicznym, a więc tam, gdzie chodzi o samolot, armatę, karabin, narzędzia optyczne i t. p.

Należy tu wszakże się zastrzedz odrazu przeciw nadmieremu pesymizmowi, gdyż zupełnie źle jednak nie jest i w wielu dziedzinach, zwłaszcza od chwili stabilizacji pieniądza, widziemy zaczynającą się poprawę.

Atoli na tle trzeźwego ujęcia naszych warunków i stosunków przemysłowych, niepodobna przejść do porządku dziennego nad faktami powyżej wspomnianych niepowodzeń.

Przecież niepodobna przypuścić, by przerażający ciąg katastrof lotniczych z aparatami A 300 nie wywołał energicznych zarządzeń ze strony kierowników technicznych fabryki, a jednak nie zapobiegły im one. Widać zło leży głębiej i musimy wiedzieć, dlaczego środki naprawy nie osiągnęły celu. Znając

stosunki krajowe, można powiedzieć, że fabryka Plage i Laśkiewicza była prowadzona źle, ale nie gorzej od wielu innych przedsiębiorstw prywatnych czy państwowych. Wyświetlenie prawdy jest więc konieczne, zarówno dla przemysłu prywatnego, jak dla Ministerstwa Spraw Wojskowych.

Musimy skonkretyzować na czym polegała wina, a więc:

1) czy konstrukcja aparatów lotniczych A 300 była wykonana przez inżynierów, nieposiadających dostatecznego przygotowania teoretycznego i praktycznego;

2) czy dobór materiałów i kontrola w tym dziale nie stały na wysokości zadania;

3) czy wytwórnia nie posiadała niezbędnych obrabiarek narzędzi i sprawdzianów, w celu precyzyjnego wykonywania części;

4) czy inżynierowie warsztatowi nie mieli właściwego wykształcenia w zakresie laboratoryjno-naukowym i technologicznym;

5) czy zwracano uwagę na należyte szkolenie majstrów i robotników;

6) czy kontrola odbiorcza stała na wysokości zadania.

Konkretna, fachowa odpowiedź na te pytania, której się domaga opinia techniczna kraju, przyczyniłaby się do osłabienia przesadnego pesymizmu przemysłowego i byłaby cenną wskazówką dla innych dziedzin wytwórczości, wymagających może również naprawy.

P. T.

O ROZSTĘPIE OSI PAROWOZOWYCH I ICH NACISKU.

(sprostowanie).

W art. prof. J. Stecewicza p. t. „O rozstępie osi parowozowych i ich nacisku” (P. T. № 30 r. b.) należy wprowadzić następujące sprostowania ważniejszych omyłek druku:

Str. 352, łam prawy, wiersz 11 od dołu: zam. odkształcającej, winno być *odkształconej*.

Str. 353, łam lewy, wiersz 16 od góry: zam. γ 1,5 winno być $\gamma > 1,5$.

Str. 353, łam lewy, wiersz 17 od góry: wzór winien mieć postać

$$Q = \frac{4\gamma + 1}{8\gamma + 1} P.$$

Str. 353, łam lewy, wiersz 30 od góry (tabelka) winna mieć postać nast.:

$$\gamma = \frac{1}{2} \left| \frac{1}{4} \right| \frac{2}{8,1} \left| \frac{3}{12} \right| \frac{4}{13,5} \left| \frac{5}{15} \right|$$

Str. 353, łam prawy — tabelka — naprężenia 21 kg/cm^2 , oraz 28 kg/cm^2 .

Str. 354, łam prawy, wiersz 3-ci pod rys. 2: winno być zmniejszenie tego momentu pod wpływem... i t. d

Str. 354, łam prawy, wiersz 7 pod rys. 2, winno być: 3440 kg .

Str. 355, z łamu prawego, od samej góry, 14 wierszy (do słów „w jego zaprojektowaniu”) winny być przedstawione na str. 356 pod wzór na R (2-gi wiersz od góry).

Str. 355, wiersz 22 od góry, obliczenie M daje $M = 25,75 P kgcm$

„ „ „ 27 od góry obliczenie $M = 26,39 P kgcm$.

„ „ „ 31 od góry obliczenie M daje $M = 25,37 P kgcm$.

„ „ „ 37 od góry, winno być Parowóz T. p. 4 (G. 8').

„ 356, „ 3 od góry, we wzorze na R tylko druga część

licznika winna być pomnożona przez $\frac{5}{100}$, czyli:

$$R = \frac{(25,37 \times 8500) - (25,37 \times 8500) \frac{5}{100}}{154} = 1330 kg/cm^2$$

Str. 356, wiersz 3 od góry, łam lewy, wzór winien brzmieć:

$$R = \frac{25,37 \times 9150 - (25,37 \times 9150) \frac{15}{100}}{154} = 1280 kg/cm^2.$$

Str. 356, wiersz 32 od góry, łam prawy, winno być: Parowozy osobowe: $\frac{1}{2}$ osi. Nacisk osi tocznej 15 t , 4-ch osi napędnych — po 17 t .

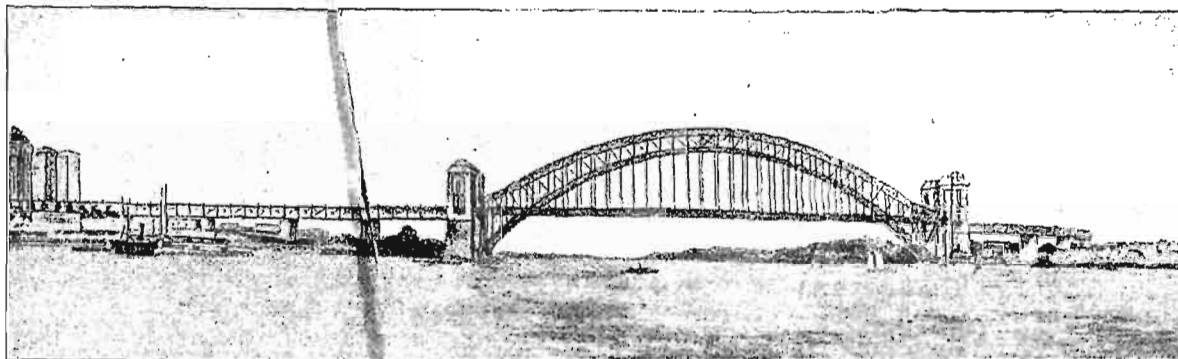
PRZEGLĄD PISM TECHNICZNYCH.

MOSTOWNICTWO.

Projekt mostu o łuku 503 m rozpiętości w Sydney'u¹⁾.

Od 30-tu lat z górną opracowywane są projekty połączenia miasta Sydney'u z jego przedmieściem North Sydney zapomocą mostu o jednym łuku. Innego ustroju nie można tu zastosować wobec tego, że grunt podmorski nie pozwala na ustawienie w nim filarów na nurcie i jedynie mogą być zbudowane przyczółki na brzegach.

Budowę jednak wstrzymywały najsze trudności wykonania i ogromne koszty tego rodzaju ustrój. Dopiero więc w r. 1922, na skutek uchwały parlamentu, podjęto znów pracę energiczniej i ogłoszono konkurs, na który zgłosiły kilkanaście projektów przedsiębiorstwa angielskie, amerykańskie i australijskie. Przyjęto projekt angielski firmy Dorman, Long and Co, uwidoczony na rys. 1.



Rys. 1. Widok mostu wedł przyjętego projektu.

Całkowita długość mostu (metalowego) wynosi 1149,1 m (3772 stóp), zaś otwór łuku — 502,9 m (1650 stóp). Będzie więc to największy na świecie most łukowy, jako że największy dotychczas most łukowy (przy Hell Gate w N. Yorku) ma łuk o rozpiętości „zaledwie” 300 m. Wogóle zaś rozpiętość przęsła tego projektowanego mostu ustępuje jedynie dwum mostom obecnym, mianowicie w Quebec (547 m) oraz na zatoce Forth (518 m), które zresztą są budowy wspornikowej (cantilever). Nadto, jak wiadomo, istnieje projekt budowy mostu na rz. Hudson w N. Yorku mostu wiszącego o długości przęsła środkowego 987 m.

Wzniesienie pomostu projektowanego mostu w Sydneyu ma wynosić 51,8 m (170 stóp) nad poziomem morza, szerokość tegoż — 45,7 m (150 stóp). Górna część kratownicy łuku wznosić się będzie na 137 m (450 st.) nad p. morza. Przyczółki mają być wykonane w postaci wysokich wież.

Budowa części cięższych mostu będzie wykonana w fabryce projektodawców, w Anglii, inne zaś — w filii tejsze fabryki w Melburnie, w Australji.

KOTŁY PAROWE.

Postępy opalania kotłów pyłem węglowym²⁾.

W referacie, noszącym tytuł powyższy, p. Brownlie zwraca uwagę na konieczność powszechną, a szczególnie w Anglii, wprowadzenia oszczędniejszych metod zużycia węgla. Badania ok. 400 kotłowni oraz ok. 2000 doświadczeń autora wykazały, iż średnio sprawność urządzeń kotłowych nie przekracza 60%; biorąc pod uwagę roczne zużycie węgla 90 miljonów t, twierdzi tedy autor, że w Anglii marnotrawi się ok. 20 milj. t węgla rocznie.

Opisując urządzenia opałowe, zatrzymuje się referent głównie na syst. „Lopulco”, o pyłe wysuszonym do 1—2% wilgotności, wdmuchiwanym zapomocą 10% ilości niezbędnego do spalania powietrza, gdy 90% tegoż dodaje się w samej komorze spalinowej, w postaci silnie podgrzanej (od 150° do 390°C). Zawartość CO₂ osiąga się 17—18%, CO niema wcale. Spalanie kal/kg), wydajność powierzchni ogrzewanej wreszcie — 41

jest zupełnie bezdymne, temperatura płomienia wynosi ok. 1100°C.

Ulepszenia nowoczesne polegają na ochładzaniu obmurza zapomocą wdmuchiwanego do komory powietrza oraz na wprowadzeniu na spodzie komory „rusztu” z rur, ochładzanych wodą, co usuwa topienie żużli. Ten system opalania obsługuje obecnie 43 wielkie kotły w Ameryce w 8-ju wielkich siłowniach (36 000 m² pow. ogrz.), w budowie zaś jest dalsze 29 instalacji o 91 kotłach, o powierzchni ogrz. łącznie 140 500 m².

W zakładach Union d'Electricité w Vitry, mają być ustawione 4 kotły Ladd-Belleville'a po 1610 m², wytwarzające po 65 000 kg/h pary. Suszenie węgla, osobno dla każdego kotła, ma być wykonywane zapomocą spalin odlotowych. Przewidywana sprawność kotłów wynosi 84%, zaś odparowalność węgla 10,94 kg norm. pary (wartość opałowa węgla 7 000

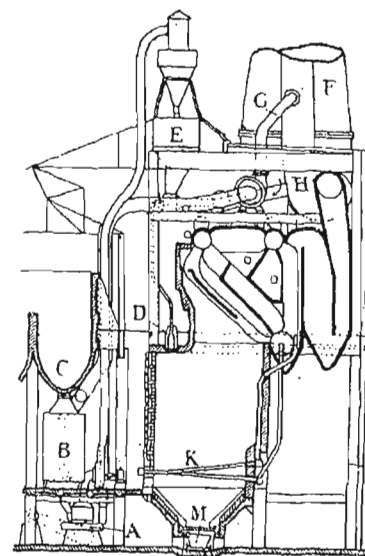
kg/m² h. Rozchód energii na przygotowanie pyłu ma wynosić ok. 1% energii rozwijanej: (gdy paleniska mechaniczne zużywają 2—3%).

Kotły innej siłowni (Lakeside, Milwaukee) dają $\eta = 85-86\%$ podczas pracy normalnej, zaś do 90% — podczas krótkiego okresu badania. Fabryka ustawiająca kotły w elektrowni Detroit Edison (St. Zj.) gwarantowała $\eta = 86,5 - 88\%$ dla normalnego ruchu olbrzymich kotłów po 2 700 m² p. ogrz. oraz 83% przy natężeniu pracy do 67 kg/m² h.

Stosując paleniska mechaniczne, nie możemy osiągnąć tak wysokiego η . W 85% instalacji angielskich η jest niższe od 70%, opadając do 65% w 10% kotłowni o takich paleniskach; kotłowni zaś o $\eta = 80\%$ jest w Anglii zaledwie ok. 5%.

Stąd autor wnosi, że $\eta_{sr} = 75\%$ dla kotłów z paleniskami mechanicznymi, czyli, że o 12% podwyższa się je przy przejściu na pył. (do 20%).

Co się tyczy kosztów wytwarzania miadu i obsługi, to te są obecnie b. niskie. W Lakeside, naprz., wyniosły one (w ciągu 4 mies. pracy) nie wyżej 12 groszy na 1 t spalonego węgla. Trwałość obmurza ochładzanego jest gwarantowana dziś do 3 lat, gdy przy paleniskach mechanicznych byłoby to rzeczą nie możliwą. Co zaś do żużli i popiołu, to usuwanie ich nie wywo-



Rys. 2. Przekrój schematyczny kotła współczesnego opalanego pyłem węglowym.

4 — młyn kulowy; — B — Suszarnia węgla (opalaną gaz. odlot.); — C — węglownia do węgla grubego; — D — palnik; — E — zbiornik z mieszanką; — F — Komin ze sztucz. ciągiem; — G — wylot gazów z suszarni; — H — rurociąg do suszarni; — K — ruszt z rur chłodzonych wodą; — M — usuwanie popiołu.

¹⁾ Engineer, 7 marca 1924r.

²⁾ Journal of the Institution of Electrical Engineers, London.

kuje tam też zadnych trudności: 12—25% popiołu porywa ciąg do komina, 25—50% spada na spód komory, wreszcie 25—35% opada na spódzie komina. Koszta obsługi wynoszą 20% kosztów przy palenisku mechanicznym. Ilość niespalonego węgla w popiele wynosi 0,40%—0,7% wagi tego ostatniego (przy paleniskach mech. 2—5%). Niemalą zaletą opalania pyłem jest nadto, jak wiadomo, oszczędność podczas przerw ruchu, wynosząca, przy dłuższych przerwach, do 3—5% wydatków na opał, dalej możliwość spalania różnych gatunków paliw, wreszcie przeciążania do 100%. Dlatego też można powiedzieć, że opalanie pyłem przyjęte jest obecnie w Ameryce we wszystkich instalacjach, które są projektowane i budowane.

W końcu zwraca autor uwagę na doniosłość innej metody oszczędzania paliwa, mianowicie koksowania w niskiej temperaturze, gdy uzyskuje się wszystkie produkty uboczne i opala się kotły pyłem koksowym. Wprowadzenie tego sposobu wyzyskania węgla w Anglii dałoby oszczędność wyrażającą się sumą 200 milionów funtów szterl. rocznie, czyniąc kraj niezależnym od dowozu wszelkich paliw płynnych i olejów oraz dając poważne ilości siarczanu amonu dla rolnictwa.

PAROWOZY.

Wyniki prób z turboparowozem Ljungströma¹⁾.

Turboparowóz Ljungströma, oddany do użytku w roku 1922, został w następnym roku zdemontowany i główne jego części były umieszczone na wystawie w Göteborgu. Wynalazca skorzystał z unieruchomienia swego parowozu, aby ponownie opracować niektóre jego części, a zwłaszcza podgrzewacz powietrza, który został zastąpiony przez podgrzewacz obrotowy, skonstruowany przez tegoż wynalazcę²⁾ początkowo do kotłów stałych i okrętowych. W ten sposób zmodyfikowany parowóz został oddany do użytku w październiku 1923 roku.

Oddano go najprzód na służbę przetokową, aby zbadać działanie mechanizmu nawrotnego, oraz siłę pociagową przy ruszaniu. Na służbie tej parowóz pozostawał przez 16 godzin.

Następnie przeznaczono go do wożenia pociągów towarowych między Tombeoda i Sodertalje na szlaku 40 km. Waga pociągu wahała się od 350 do 375 t, bywały jednak dni, kiedy ładunek powiększano do 718 t. W rezultacie stwierdzono, iż parowóz pracował bez zarzutu.

Po tych próbach zajęto się dokładnym zbadaniem parowozu. Zdjęto i obejrzano wentylator wytwarzający ciąg, turbinę, koła zębate wentylatora przy skraplaczu, turbinę przy pompie zasilającej kocioł i in. urządzenia. W wyniku badań, prócz przeciekania jednej z płomieniówek w kotle, nie stwierdzono żadnych braków i nie wykryto wcale zużycia.

Trzeci okres prób zaczął się 30 listopada 1923 r. i nie jest jeszcze skończony. Parowóz wozi obecnie pociągi osobowe pospieszne i zwykłe, między Sztokholmem i Göteborgiem. Odległość przebywana dziennie wynosi około 403 km, waga pociągu sięga 300 t. Zużycie węgla wynosi 1/2 ilości zużywanej w innych parowozach w tych samych warunkach. Ruszanie z miejsca jest bardzo łagodne i szybkie, wskutek czego zysk na czasie wynosi od 22 do 30 min., na odległości 66 do 134 km, zwłaszcza zimą porą, w okresie śniegów. Jako cechę również dodatnią, podnieść należy brak obłoków dymu i pary, wychodzących z komina parowozu.

Na początku roku 1923, koleje żelazne szwedzkie zamówiły drugi turboparowóz typu zmodyfikowanego. Będzie on ważył 146 t i rozwijać ma 2000 KM — zaś największa prędkość ma być 97 km/godz. Koleje żelazne argentyńskie zamówiły parowóz tego samego typu o mocy 1750 KM, dostosowany do toru o szerokości 1 m³⁾ i do opalania ropą. Zapas wody (około 10 700 litr.) wystarczy na odległość 808 km. Zapas ropy wynosić będzie 6600 kg. Firma Beyer Peacock & Co w Manchesterze nabyła patent Ljungströma na Imperjum Brytyjskie. Zbuduje ona 2 parowozy próbne, jeden dla Anglii, który swą mocą przewyższy wszystkie dotychczas istniejące w Anglii parowozy, drugi zaś — dla Indji. Wynalazca opracował również projekt parowozu o mocy 4000 KM dla St. Zjednoczonych, gdzie założono specjalne towarzystwo do eksploatacji patentu Ljungströma.

H. K.

¹⁾ Railway Age, 29 marca 1924, Revue Générale des ch. de fer. lipiec 1924. Patrz. także P. T. 1923, str. 81-83 oraz 105-108.

²⁾ Patrz P. T. 1923, str. 444.

³⁾ Patrz P. T. 1923, str. 284.

BIBLIOGRAFIA.

Konstanty Haller, inżynier, „Poradnik Budowniczy”. Nakładem autora. 1924. Stron. 430, forma 18×11 cm.

W polskiej literaturze technicznej daje się uczuć brak podręcznika budowlanego w rodzaju amerykańskiego Trautwine'a, niemieckiego Förster'a lub wreszcie III części Hütte, dlatego poczynania w tym kierunku należałoby gorąco popierać. Jedynym atoli, ale koniecznym warunkiem byłoby tu żądanie, ażeby wydawnictwo tego rodzaju, może jeszcze niedoskonałe w pierwszym wydaniu, nie posiadało od początku zbyt rażących braków. Wydawnictwa takie, będące skrótem ogromnego zakresu wiedzy teoretycznej i praktycznej, doskonałą się przez cały szereg wydań.

To też stawiając ten minimalny zakres żądań, postaramy się ocenić Poradnik, którego celnie ułożony spis rzeczy stawia w szeregu takich podręczników.

Przedewszystkiem język Poradnika. Posiada on tak poważne braki, że chwilami, czytając ma się wrażenie, że Poradnik nie jest napisany w języku polskim. Nie chodzi nam o terminologję techniczną, bo choć dobra terminologia jest sprawą nader ważną, to jednak przy koniecznej w naszych warunkach pobłażliwości, nie decydowałaby ona o wartości absolutnej dzieła. Mówimy wprost o języku. Na każdym kroku spotykamy takie do wyrażenia: „pomiędzy rozmaitych systemów betonierek”, „po ściągacach oszalowują deskami”, a przestrzeń pomiędzy ścianek zasypują ziemią”, „wodonieprzenikliwość”, „cieploprzewodnictwo”, „jednotypowy”, „wielkość” zamiast wartość, „odcinek pierścienia” zamiast pierścienia, „równa się promieniu” zamiast promieńowi, „nadrukowano” t. d. i t. d.

Czytanie tak napisanego dzieła sprawia poprostu przykrość.

Nazwiska uczonych są naogół potraktowane niemilosiernie: mamy więc tu logarytmy Bryg'a zamiast Briggs'a, tablice Tetmayer'a zamiast Tetmajera, słupy Consider'a zamiast Considère'a.

To wszystko przyodziano w szatę, pozostawiającą wiele do życzenia. Przepuszczono niezliczone wprost ilości błędów drukarskich. Same „omyłki zauważone po nadrukowaniu” zajmują 9 stron druku, nie wyczerpując niestety wszystkich popełnionych omyłek. Czytelnik oczywiście traci zupełnie zaufanie do tego co ma przed oczyma na stronicach „Poradnika” i załam uwierzy w to co czyta, musi przeprowadzić gruntowne sprawdzenie, bądź przy pomocy innego podręcznika, bądź własnym dochodzeniem. Oczywiście taki poradnik miją się z celem.

W tych warunkach nawet recenzentowi trudno jest wniknąć w treść „Poradnika” i o niej coś powiedzieć. Można jednak twierdzić, że przy takim wystawieniu się, określenia muszą być niejasne i nieścisłe. Oto jak „Poradnik” objaśnia co to jest przekrój pręta urojonego, zastępującego działanie zwol w słupach Considère'a: „F” — ogólne pole przekroju prętów, faktycznie nielstniejących, no które można otrzymać dzieląc przypadające na 1 m. wysokości słupa uzbrojonego (zwoje) na kawałki 1 m. długie i ustawiając ich pionowo”. Dalej wzór Bach'a, ujmujący w pewne prawo zmienność współczynnika sprężystości w materiałach nie podlegających prawu Hooke'a, jest interpretowany błędnie (str. 183.). Nie chcemy jednak więcej mnożyć przykładów.

Potrzeby polskiego społecznego czytelnika zostały potraktowane nieco dziwnie: nie podano przepisów Min. Rob. dla budownictwa lądowego, ale zato przytoczono „Przepisy dla obliczeń i budowy ustrojów żelbetowych byłego rosyjskiego zarządu wojskowo-inżynieryjnego, opracowane komisyjnie przez profesorów Mikołajewskiej inżynieryjnej akademii w Piotrogradzie”.

Streszczając powyższe, należy stwierdzić, że program „Poradnika” został ułożony racjonalnie i obejmuje najważniejsze działy inżynierji, „Poradnik” z takim programem byłby bezsprzecznie dziełem pożytecznym, gdyby opracowanie nie pozostawiało zbyt wiele do życzenia.

Inż. Wacław Paszkowski, prof. Politechniki.

Poglądowa mapa hydrograficzna Rzeczypospolitej Polskiej 1:750 000 wydana staraniem Wydziału Hydrograficznego M. R. P. w Warszawie. Przez Ministerstwo R. P. opracowana, mapa ta odznacza się, zarówno bogactwem dokładnego i cennego materiału jak i pięknym wykonaniem. Mapę wykonano w Instytucie kartograficznym w Wiedniu.

Miesięcznik Statystyczny, wyd. Wydz. Stat. Magistratu m. Łodzi N. 1—3 oraz 4, 6, 1924 r.

Revue Economique de Suède, kwartalnik, wyd. przez Min. Spraw Zagr., w jęz. francuskim angielskim i niemieckim. N. 3, 1924. Finance. — Giełda w Sztokholmie. Banki, Rolnictwo, Przemysł (drzewny, włókienniczy). Handel zewnętrzny.

Boller Maker. — Railway — Contract — Marine. N. 9 Wrzesień 1924. N. York.