

PRZEGLĄD TECHNICZNY

CZASOPISMO POŚWIĘCONE SPRAWOM TECHNIKI I PRZEMYSŁU

TREŚĆ:

Widoki rozwoju ogrzewań dalekosiężnych w Polsce, nap. Inż. Fr. Bąkowski.
 Rola sztywności skrętnej prętów w dźwigarach kratowych lekkich, nap. Dr. M. T. Huber, Profesor Politechniki Warszawskiej.
 Wysokie ciśnienia i temperatury w budowie turbin parowych (dok.), nap. Inż. A. J. Uklański.
 O nowym sposobie regulowania maszyn, nap. Inż. A. E. Sierżputowski i Inż. E. Wolniewicz.
 Prace Międzynarodowej Komisji Metod Badań Żeliwa, nap. C. W.
 Przegląd pism technicznych.
 Bibliografia.
 Sprawozdania i Prace Polskiego Komitetu Energetycznego.

SOMMAIRE:

Possibilités du développement des installations de chauffage à distance, par M. Fr. Bąkowski, Ingénieur.
 Le rôle de la rigidité à la torsion des barres de poutres légères en treillis par M. M. T. Huber, Dr. ès sc. techn., Professeur à l'École Polytechnique de Varsovie.
 Les hautes pressions et les hautes températures dans la construction des turbines à vapeur (suite et fin), par M. A. Uklański, Ingénieur mécanicien.
 Sur la nouvelle méthode de régulation des machines, par MM. A. E. Sierżputowski et E. Wolniewicz, Ingénieurs.
 Travaux de la Commission Internationale des méthodes d'essais des fontes, par M. C. W.
 Revue documentaire.
 Bibliographie.
 Bulletin du Comité Polonais de l'Énergie.

Widoki rozwoju ogrzewań dalekosiężnych w Polsce*)

Napisał Inż. Fr. Bąkowski.

Przed przystąpieniem do właściwego tematu niniejszego artykułu będzie może pożądanym rozejrzeć się w stanie technicznym społecznych urządzeń ogrzewań dalekosiężnych (zdalaczynnych).

Przenoszenie ciepła na odległość do celów ogrzewania odbywa się w ogromnej większości wypadków zapomocą pary lub też zapomocą wody gorącej. Rozpatrzmy zalety i wady obu tych systemów.

Przenoszenie parowe.

Zalety przenoszenia parowego: 1) możliwość przyłączenia do linii parowej każdego ogrzewania istniejącego, zarówno parowego, jak wodnego; 2) możliwość dostarczania pary do celów przemysłowych; 3) łatwość mierzenia ilości wydawanego ciepła przez mierzenie skroplin.

Strony ujemne: 1) trudność pokonywania nierówności terenu; 2) trudności z odprowadzaniem skroplin; 3) złożoność sieci i kłopotliwość jej obsługi (odkrapacze, odwadniacze, zawory bezpieczeństwa, zawory redukcyjne i t. d.); 4) znaczne nieużyteczne straty ciepła w sieci wskutek wypełnienia jej ośrodkiem grzejącym o tej samej wysokiej temperaturze, bez względu na wielkość obciążenia.

Przenoszenie wodne.

Zalety przenoszenia wodnego: 1) prostota sieci, łatwość jej dozoru i większa długowieczność (30 do 40 lat); 2) łatwość dostosowania się do warunków terenowych; 3) łatwość urządzenia zasobników ciepła; 4) możliwość centralnego miarkowania przez zmianę temperatury, a dzięki te-

mu zazwyczaj mniejsza roczna strata ciepła w sieci.

Strony ujemne: 1) niemożność przyłączenia istniejących ogrzewań parowych o wyższych prężnościach pary; 2) trudność pomiaru wydawanego ciepła.

Wykonanie sieci przewodów.

Sieć składa się z rur spawanych w kanałach podziemnych o wymiarach możliwie małych (nieprzelazowe), ze studzienkami mniej więcej co 100 metrów do rewizji i na wydłużki. Zastępują na uwagę bardzo korzystne wyniki, osiągnięte z rurami, układanymi wprost w ziemi z otuleniem ciepłochronnym i wodochronnym. Widzimy tu powrót do pierwotnych wykonawstw północno- amerykańskich. Badania Petriego, ogłoszone w „Die Wärme” (październik r. 1932), wykazują niewielką przewyżkę strat ciepła rur w ziemi nad stratą ciepła rur w kanale (przy temperaturze pary 100 ÷ 200°C — ok. 10%), która przy bardzo wysokich temperaturach przechodzi nawet w obniżkę, dzięki wysuszeniu gruntu wokół rury. Odpadnięcie kosztów kanałów i kosztów ich umorzenia z nawiazką okupuje nieco większe straty ciepła. Zarówno przewody, prowadzone bezpośrednio w ziemi, jak i w kanałach podziemnych, wymagają starannego drenażu.

A. Ogrzewanie zdalaczynne parowe.

Para wysokoprężna. Dzięki dużej różnicy ciśnień pary na początku i na końcu sieci, możliwa jest duża szybkość pary, a więc i cienkie przewody. Użycie pary przegrzanej, jak wykazało doświadczenie, nie dało tych korzyści; jakich się spodziewano. (Jakkolwiek przenikanie ciepła przez ścianki rur jest mniejsze przy parze przegrzanej niż nasyconej, jednak różnica ta maleje wskutek większej szybkości pary przegrzanej, a zaciera się

*) Referat wygłoszony na tegorocznym Zjeździe Inżynierów Mechaników Polskich.

przez otulinę; armatura do pary przegrzanej jest kosztowniejsza; parę wprowadzoną do grzejników trzeba częstokroć sztucznie doprowadzać do stanu nasycenia).

Para niskoprężna. Ciśnienia pary przeważnie używane: od 0,5 do 0,7 atn. Ciśnienie 0,7, ostatnio często spotykane w Niemczech, uzasadnia się prawdopodobnie tem, że przewody na parę niskoprężną o ciśnieniu powyższym można łatwo zużytkować dla pary odlotowej lub też pobieranej z turbiny. Sieć rur na parę niskoprężną jest jednak kosztowna i jeszcze bardziej złożona, niż sieć na parę wysokoprężną.

B. Ogrzewanie zdalaczne wodne.

Woda ciepła (do 100°C). Urządzenie to odznacza się wielką prostotą i bezpieczeństwem. Ponieważ jednak dopuszczalny spadek temperatury w grzejnikach wynosi praktycznie najwyżej 20°C, więc otrzymuje się duże ilości wody krążącej, a — co za tem idzie — duże średnice rur. Tak więc ogrzewanie zdalaczne wodą ciepłą, poza pewnymi wypadkami szczególnymi, może być racjonalne przy zasięgu nie większym niż 300—400 metrów.

Woda przegrzana (w granicach od 120°C do 180°C). Dzięki dużemu dopuszczalnemu spadkowi temperatur (50°C do 90°C), otrzymuje się małe ilości wody krążącej, a więc cienkie przewody i małe zużycie energii przez pompy. Istnieje możliwość centralnego miarkowania przez obniżanie temperatury dopływu. Można też urządzać wodne zasobniki ciepła, wyrównywające wahania zapotrzebowań ciepła.

Przechodząc do zagadnienia bezpośrednio dzisiaj nas interesującego, a mianowicie do sprawy widoków rozwoju ogrzewań zdalacznych w naszym kraju, pozwolę sobie z punktu widzenia gospodarczego podzielić ogrzewania zdalaczne na dwie kategorie: konsumcyjne i komercyjne.

Ogrzewaniami zdalaczynnymi konsumcyjnymi nazwałbym takie urządzenia, których wykonanie i prowadzenie dyktują nam, jako konieczność, warunki kompleksu budynków, przez te urządzenia obsługiwanych. Tak np., jeżeli będzie chodziło o ogrzanie wielu budynków szpitala pawilonowego, albo też wielu budynków fabrycznych, rozrzuconych na pewnym obszarze, to — nawet z pominięciem motywów kalkulacyjnych — zdecydujemy się, czy to ze względów higienicznych, czy też organizacyjnych, *volens volens* na urządzenie ogrzewania zdalaczynnego, w zasadzie z jedną centralą, nie zaś na ogrzewanie oddzielne w poszczególnych budynkach.

Natomiast ogrzewaniami zdalaczynnymi komercyjnymi nazwałbym te urządzenia ogrzewcze, oddawna i bardzo rozpowszechnione w Ameryce Północnej, jako „ogrzewania dzielnicowe” (district heating), ostatnio zaś wykonywane w wielu miastach niemieckich, które, zaspokajając zapotrzebowanie ciepła do celów ogrzewczych, obliczone są na zysk, osiągniany przez sprzedaż ciepła tak, jak sprzedaje się wodę, gaz lub prąd elektryczny.

Do pewnego zorientowania się w widokach opłacalności ogrzewania zdalaczynnego komercyjnego posłużę nam przybliżona kalkulacja takiego urządzenia dla 20 budynków o długości frontu po 30 m, o centrali, umieszczonej pośrodku, obsługującej w jedną i w drugą stronę po 300 m ulicy z domami trzypiętrowymi, ciągnięciami się bez przerwy (t. j. wszystkim z ogrzewaniem) po jednej stronie ulicy. W tych warunkach można przyjąć jako ogólne największe obciążenie $2 \times 2\,700\,000 = 5\,400\,000$ Kal/h.

Instalacja, wykonana jako ogrzewanie zdalaczne czysto ogrzewcze, zasilane wodą przegrzaną, zawierać będzie:

3 kotły wodnorurkowe (opłomkowe) po 190 m² pow. ogrzew. z obmurzem, urządzeniem do nawęglania i stacją rozrządczą oraz z budynkiem i kominem. (Koszt kotłów i cz. mech. — ok. zł. 570 000, budynku ok. zł. 185 000);
ok. 650 m b. kanału murowanego na podłożu betonowym z wykopem, drenażem, studzienkami rozdzielczymi oraz przykanalikami do budynków (koszt ok. zł. 38 000);
ok. 1 430 m b. przewodów rurowych z otuliną i wydłużkami (koszt ok. zł. 39 400),
20 podstacyj w budynkach (koszt ok. zł. 25 000);
3 pompy z silnikami elektrycznymi (koszt ok. zł. 8 400).

Ogólny koszt urządzenia wyniesie około zł. 866 000.

Koszty prowadzenia instalacji.

a) Opał:

Zapotrzebowanie ciepła największe, łącznie ze stratami w sieci, wynosi $5\,400\,000 \times 1,2$ Kal/h. Zapotrzebowanie średnie przyjmujemy, jako równe połowie największego. Przy długości sezonu opałowego 160 dni w roku, ogrzewaniu 18-godzinnym na dobę, przy węglu o wartości opałowej 6000 Kal i przy sprawności kotłów $\eta = 0,7$ otrzymujemy rozchód opału:

$$\frac{5\,400\,000 \times 1,2 \times 18 \times 160}{2 \times 6\,000 \times 0,7} \times \frac{1}{1\,000} \approx 2\,230 \text{ tonn}$$

węgla rocznie, co przy koszcie zł. 31 za tonnę daje koszt $2\,230 \times 31 = \text{zł. } 69\,130$.

b) Prąd elektryczny:

3 silniki po 11 kW przez 20 godzin i 160 dni przy koszcie gr. 18 za 1 kW

$$11 \times 20 \times 160 \times 0,18 = \text{zł. } 6\,360$$

Prąd do nawęgl. i zasilania kotłów ok. zł. 1500

razem zł. 7860

c) Obsługa:

$$1 \text{ majster całorocznie} \dots 400 \times 12 = 4\,800$$

$$2 \text{ palaczy półrocznie} \dots 2 \times 200 \times 6 = 2\,400$$

$$1 \text{ palacz całorocznie} \dots 200 \times 12 = 2\,400$$

$$3 \text{ robotników półrocznie} \dots 3 \times 150 \times 6 = 2\,700$$

$$2 \text{ robotników całorocznie} \dots 2 \times 150 \times 12 = 3\,600$$

razem zł. 15 900

d) Oprocentowanie kapitału, umorzenie i konserwacja:

dla kotłów — 13% ich kosztu,

„ budynku — 9% jego kosztu,

„ reszty urządzeń — 10% kosztu,

co stanowi łącznie około zł. 92 900.

Te same dwadzieścia budynków z własnymi ogrzewaniami centralnymi wymagałyby:

40-tu kotłów członowych żeliwnych po 25 m²

pow. ogrz. z uzbr., któreby kosztowały ok. zł. 194 000

zaworów i t. d., koszt ok. zł. 15 000

20-tu kotłowni i składów paliwa, licząc koszt

tej części każdego budynku po zł. 7 500 . zł. 150 000

ogólny koszt urządzenia . zł. 359 000

Koszty prowadzenia instalacji:

a) Opał:

Przyjmując według wzoru doświadczalnego około 0,48 kg koksu rocznie na kaloryję największego zapotrzebowania ciepła godzinowego, otrzymujemy roczny opał:

$$\frac{5\,400\,000 \times 0,48}{1\,000} = 2\,592 \text{ tonn koksu,}$$

co przy cenie tonny zł. 62 stanowi:

$$2\,592 \times 62 = \text{zł. } 160\,704.$$

b) Obsługa:

20 palaczy po 6 miesięcy: $20 \times 6 \times 200 = 24\,000$.

c) Koszt kapitału i konserwacja,

według założeń przyjętych wyżej, stanowi ogółem zł. 38130.

Poniższe zestawienie kosztów prowadzenia instalacji jednego i drugiego rodzaju umożliwi porównanie tych kosztów:

| Ogrzewanie zdalaczynne. | Ogrzewanie centralne w oddzielnych budynkach. |
|--------------------------------|--|
| Opał . zł. 69 130.— | Opał zł. 160 704.— |
| Prąd . zł. 7 860.— 76 990.— | Obsługa zł. 24 000.— |
| Obsługa zł. 15 900.— | Koszt kapitału |
| Koszt kapitału | i konserwacji zł. 38 130.— |
| i konserwacji zł. 92 900.— | razem zł. 222 834.— |
| razem zł. 185 790.— | |

Różnica kosztów rocznych wynosi zatem zł. 37044 na korzyść ogrzewania zdalaczynnego. Przez usunięcie kanałów, t. j. przez ułożenie rur bezpośrednio w ziemi, dalej przez pędzenie pomp nie zapomocą silników elektrycznych, lecz zapomocą turbin parowych przeciwprężnych, których odlot ogrzewałby wodę odpływową ogrzewania, możnaby tę różnicę na korzyść ogrzewania zdalaczynnego podnieść jeszcze do 39 000 lub 40 000 zł. rocznie.

Z sumy tej należałoby jednak pokryć:

1) Administrację, inkasentów i kontrolerów przedsiębiorstwa, finansującego ogrzewanie zdalaczynne.

2) Pewne ulgi dla właścicieli domów, zachęcające ich do przyłączenia się do sieci ogrzewania zdalaczynnego.

3) Dywidendy spółki akcyjnej danego przedsiębiorstwa.

Na to wszystko sumy powyższej nie wystarczy, co doprowadza nas do wniosku, że ogrzewanie zdalaczynne komercyjne w postaci czystej, t. j. jako instalacji wyłącznie ogrzewczej, nie kalkuluje się u nas, zwłaszcza, że wobec względnie małego jeszcze rozpowszechnienia ogrzewań centralnych w Polsce sieć jest słabo wyzyskana, a poza tem brak kapitału utrudnia inwestycje.

Sytuacja natomiast może się zupełnie zmienić, jeżeli, korzystając z istniejącej centrali ciepłej, zużytkujemy ją do wytwarzania energii elektrycznej, wyzyskując silniki parowe, jako zawory przydławiające.

I tu dochodzimy do doniosłego zagadnienia skojarzenia wytwarzania siły i ciepła. Przy bliższym rozejrzeniu się w tem zagadnieniu, spotykamy dwie trudności na drodze rozwiązania go, a mianowicie: niewspółmierność i nierównoczesność zapotrzebowania siły i ciepła.

Sytuację idealną dawałaby stała i znaczna przewyżka zapotrzebowania pary do ogrzewania nad zapotrzebowaniem jej do wytwarzania energii mechanicznej. Rozchód pary na 1 kWh byłby prawie obojętny, byleby tylko iloczyn jego przez moc zapotrzebowaną był mniejszy od zapotrzebowania ogrzewczego. Rozwiązanie techniczne: para odłotowa do ogrzewania.

Gorzej już jest, gdy tylko bardzo znaczna większość pary, przepływającej przez silnik, znajduje ujście w ogrzewaniu. Rozwiązanie: pobieranie pary z pomiędzy dwóch stopni turbiny parowej. Posuwając się dalej po tej drodze, możemy dojść do takiej kombinacji, w której obniżenie sprawności silnika parowego może nie równoważyć się już korzyściami z wyzyskania ciepła odpadkowego. Niestety, bardzo często olbrzymie strumienie ciepła, uruchomiane do wytworzenia siły, nie mogą znaleźć odbiorców.

Drugą trudnością, jaką napotykamy, jest nierównoczesność zapotrzebowania siły i ciepła: godzinowa, dobową i sezonową. Nierównomierność godzinową i dobową możemy wyrównywać zapomocą zasobników ciepła. Natomiast dla złagodzenia nierównoczesności sezonowej niezbędne są instalacje ciepłne, czerpiące ciepło przez cały rok, jak: kąpieliska, fabryki chemiczne, farbiarnie i t. p.

Mimo tych trudności, dokładna kalkulacja bezwątpienia w ogromnej większości wypadków wykazałaby racjonalność i wysoką opłacalność urządzeń ogrzewań zdalaczynnych dzielnicowych ze skojarzeniem wytwarzania siły i ciepła. Ewolucję w tym kierunku utrudniają często względy uboczne, jak np.: mniejszy koszt zakładowy urządzeń czysto ogrzewczych, opór elektrowni miejscowej i t. p.

Wnioski:

1) Wykonywanie w Polsce ogrzewań dzielnicowych, jako urządzeń czysto ogrzewczych, nie rokuje opłacalności, mogącej przyciągnąć kapitał inwestycyjny.

2) Wykonywanie ogrzewań dzielnicowych ze skojarzeniem wytwarzania siły i ciepła może dawać doskonałe wyniki gospodarcze i zmniejszać zadymienie naszych miast, powinno więc zostać poparte ze strony przemysłu elektrotechnicznego i ogrzewniczego, a także ze strony czynników komunalnych i państwowych (korzyści społeczne).

3) Przy wykonywaniu urządzeń ogrzewczych zdalaczynnych konsumcyjnych, t. j. nie obliczonych na sprzedaż ciepła, należy więcej niż dotychczas zwracać uwagę na podniesienie ich gospodarności przez kojarzenie wytwarzania siły i ciepła oraz przez opracowanie typu sieci (rurociąg, otulina, kanały i t. d.) możliwie racjonalnego i dostosowanego do warunków krajowych.

Rola sztywności skrętnej prętów w dźwigarach kratowych lekkich

Napisał *M. T. Huber, Warszawa.*

1. W ustalonych sposobach obliczania wytrzymałościowego kratownic występują, jak wiadomo, obok stałych materiału (E , G , R i t. p.), wielkości następujące:

- 1) pole przekroju A_i każdego z prętów;
- 2) ich długości l_i , oraz
- 3) główne momenty bezwładności J' , J'' , jako wielkości określające główne sztywności giętne EJ' , EJ'' tych prętów, które są narażone na wyboczenie.

O sztywności skrętnej GJ^* prętów kratownicy niema zwykle mowy, chociaż wybitni konstruktorzy zdają sobie intuicyjnie sprawę ze znaczenia tej wielkości dla sztywności i wytrzymałości całej konstrukcji. (Przez J^* oznaczam wielkość o wymiarze momentu bezwładności pola, która tylko w przypadku przekroju okrągłego, pełnego lub rurowego, staje się identyczna z biegunowym momentem bezwładności).

Postaram się na prostym przykładzie uzasadnić, jak ważną rolę gra nieraz sztywność skrętna prętów kratownicy przy ocenie jej wytrzymałości i sztywności ogólnej. Tej okoliczności zawdzięczają niewątpliwie w znacznej części swoje zalety kadłuby kratowe samolotów spawane z rur stalowych.

O lekkości dźwigara nie rozstrzyga sam tylko stosunek ciężaru właściwego materiału γ do jego wytrzymałości, albowiem stosunek ten cechuje tylko ciężar własny prętów rozciąganych. Ciężar smukłych prętów ściskanych, jakich niepodobna unikać w konstrukcji, jest praktycznie prawie niezależny od wytrzymałości materiału, natomiast zależy od smukłości (i sztywności giętej, oczywiście), tak, iż przy danych wielkościach przekrojów rośnie wraz ze „swobodną” (wolną) długością prętów. Z tego powodu wypada często zmniejszać długość wolną pręta przez skrzyżowanie go z prętem konstrukcyjnym, nie należącym do kratownicy głównej. Wtedy zachodzi pytanie, jaki wpływ ma to połączenie na wielkość siły krytycznej, ściskającej pręt główny. Najczęściej widać przytem odrazu, że niebezpieczeństwo wyboczenia jest większe w kierunku prostopadłym do płaszczyzny skrzyżowania osi obu prętów, aniżeli w tej płaszczyźnie. Dlatego wystarczy zwykle szukać siły krytycznej, odpowiadającej pierwszej możliwości.

2. Dajmy na to, że pręt główny można uważać przed skrzyżowaniem z prętem pomocniczym za ustalony końcami przegubowo w warunkach przypadku podstawowego, kiedy siłę krytyczną określa (w granicach sprężystości) wzór Eulera:

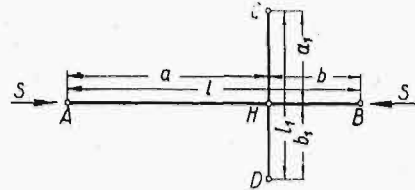
$$S_E = \pi^2 \frac{EJ}{l^2} \dots \dots \dots (1)$$

Niechaj teraz pręt pomocniczy, zresztą nieobciążony, podpira pręt główny w przekroju H , dzielącym jego rozpiętość na części $a+b=l$ (rys. 1). Wtedy wyboczeniu pręta l prostopadle do płasz-

czyzny rysunku towarzyszyć musi ugięcie f przekroju H . Wielkość tego ugięcia określa (w granicach sprężystości) siłę V wzajemnego oddziaływania obu prętów w H , przyczem napisać można:

$$V = K \cdot f, \dots \dots \dots (2)$$

jeżeli K (w kg/cm) oznacza współczynnik, dający się obliczyć z teorii zgięcia pręta pomocniczego.



Rys. 1.

Skoro np. H połowi długość l tego pręta (przy końcach swobodnie podpartych), to ponieważ:

$$f = \frac{1}{48} \cdot \frac{V l_1^3}{E_1 J_1},$$

więc

$$K = 48 \frac{E_1 J_1}{l_1^3}.$$

Gdyby końce tego pręta były doskonale utwierdzone, to znaleźlibyśmy K dokładnie 4 razy większe.

Wielkość K we wzorze (2) możnaby nazwać „modułem podatności pręta” przy obciążeniu rozpatrywaniem.

Ale połączenie prętów w miejscach skrzyżowania się może być tego rodzaju, że nie tylko warunkuje siłę oddziaływania (reakcję) V (prostopadłą), ale także parę sił o momencie M_0 , który w przekroju H pręta głównego występuje jako (reakcyjny) moment zginający, zaś u pręta pomocniczego — jako moment skręcający. Moment ten będzie oczywiście różny od zera wtedy, gdy podparcie końców C i D pręta pomocniczego zapobiega obrotowi tych końców około osi CD . Taki przypadek stanowi w praktyce regułę. Odwrotnie: ugięcie f pręta pomocniczego warunkuje w jego przekroju H pewien moment zginający M_0' , który na pręt główny przenosi się wogóle jako moment skręcający, wyjąwszy przypadek, w którym styczna do ugiętej osi w H jest równoległa do osi pierwotnej CD .

Przy (bardzo małym) wyboczeniu pręta l obróci się przekrój jego H o kąt: $\vartheta_0 = \left(\frac{dy}{dx} \right)_{x=a}$, który jest zarazem kątem skręcenia przekroju H pręta l_1 względem przekrojów końcowych ustalonych C i D . Odwrotnie: obrót o kąt ϑ_0' przekroju H pręta l_1 , wywołany jego ugięciem, będzie zarazem kątem skręcenia odpowiedniego przekroju H pręta l , względem jego przekrojów końcowych A i B , uważanych za ustalone. Wśród tych warunków, dość złożonych, dokładne obliczenie war-

tości krytycznej siły S byłoby w ogólniejszym przypadku $a \neq b$; $a_1 \neq b_1$ nader uciążliwe. Tutaj łatwiej dojdziemy do celu przy pomocy kryterium energetycznego (sposób Bryan'a i Timoszenki), czyli porównując przyrost pracy sił zewnętrznych, spowodowany bardzo małym wygięciem możliwym pręta l pod wpływem krytycznej wartości siły S , z odpowiadającą temu wygięciu energią wewnętrzną sprężystości układu. Założymy przytem, że postać wygiętej osi pręta l da się przedstawić szeregiem trygonometrycznym (o nieoznaczonych na razie parametrach f_i):

$$y = f_1 \cdot \sin \frac{\pi \cdot x}{l} + f_2 \sin \frac{2\pi x}{l} + f_3 \sin \frac{3\pi x}{l} + \dots, \quad (3)$$

który czyni zadość przyjętym warunkom podporowym,

t. j. $(y)_{x=0} = (y)_{x=l} = 0.$

Ugięcie w miejscu skrzyżowania H ma wartość:

$$f = f_1 \cdot \sin \frac{\pi a}{l} + f_2 \sin \frac{2\pi a}{l} + f_3 \sin \frac{3\pi a}{l} + \dots \quad (3a)$$

Dla kąta obrotu dowolnego przekroju mamy z r. (3)

$$\vartheta = \frac{dy}{dx} = \frac{\pi f_1}{l} \cos \frac{\pi \cdot x}{l} + \frac{2\pi f_2}{l} \cos \frac{2\pi x}{l} + \frac{3\pi f_3}{l} \cos \frac{3\pi x}{l} + \dots \quad (4)$$

A zatem:

$$\vartheta_0 = \left(\frac{dy}{dx} \right)_{x=a} = \frac{\pi}{l} \left(f_1 \cos \frac{\pi a}{l} + 2f_2 \cos^2 \frac{2\pi a}{l} + 3f_3 \cos \frac{3\pi a}{l} + \dots \right) \quad (5)$$

Kąt obrotu ϑ_0' przekroju H w przecie pomocniczym określa łatwe do wyprowadzenia równanie:

$$\vartheta_0' = f \left(\frac{1}{a_1} - \frac{1}{b_1} \right) \quad (6)$$

Odpowiedni moment skręcający w przekroju H pręta głównego znajdziemy z równania:

$$\vartheta_0' = \frac{M_s \cdot a \cdot b}{l G J^*}, \text{ czyli } M_s = \frac{G \cdot J^* \cdot l \cdot \vartheta_0'}{a \cdot b} \quad (7)$$

Podobnie mamy dla momentu skręcającego w H pręt l_1 :

$$M_s' = \frac{G_1 \cdot J_1^* \cdot l_1}{a_1 \cdot b_1} \cdot \vartheta_0 \quad (8)$$

Zbliżenie końców pręta AB , spowodowane małym wygięciem (3), przedstawia, jako wielkość małą rzędu drugiego, znany wzór:

$$\delta l = \frac{1}{2} \int_0^l (y')^2 \cdot dx, \quad (9)$$

skąd po wstawieniu wartości (3) i scałkowaniu:

$$\delta l = \frac{\pi^2}{4l} \left(f_1^2 + 2^2 f_2^2 + 3^2 f_3^2 + \dots \right) = \frac{\pi^2}{4l} \sum_r r^2 \cdot f_r^2 \quad (10)$$

Energję wewnętrzną zgięcia pręta głównego określi wzór:

$$\Pi = \frac{E J}{2} \int_0^l (y'')^2 dx = \frac{\pi^4}{4} \cdot \frac{E J}{l^3} (f_1^2 + 2^4 f_2^2 + 3^4 f_3^2 + \dots) \quad (11)$$

Energja skręcania pręta głównego, z uwzględnieniem (6):

$$\Pi' = \frac{1}{2} M_s \vartheta_0' = \frac{1}{2} \frac{G J^* l}{a b} f^2 \left(\frac{1}{a_1} - \frac{1}{b_1} \right)^2, \quad (12)$$

przyczem f jest określone wzorem (3a).

Energja zgięcia pręta l_1 :

$$\Pi_1 = \frac{1}{2} V \cdot f = \frac{1}{2} K \cdot f^2 = \frac{3}{2} \cdot \frac{E_1 J_1 l_1}{a_1^2 b_1^2} \cdot f^2, \quad (13)$$

Energja skręcania zaś:

$$\Pi_1' = \frac{1}{2} M_s' \vartheta_0 = \frac{1}{2} \frac{G_1 J_1^* l_1}{a_1 b_1} \vartheta_0^2, \quad (14)$$

przyczem należy wstawić wartość ϑ_0 z równ. (5).

Przyrównawszy teraz pracę $S \delta l$ siły S do sumy przyrostów energii wewnętrznej $\Pi + \Pi_1 + \Pi' + \Pi_1'$ otrzymujemy równanie, z którego wynika:

$$S_{kr} = \frac{1}{\frac{\pi^2}{4l} \sum_r r^2 f_r^2} \left[\frac{\pi^4}{4} \cdot \frac{E J}{l^3} \sum_r r^4 f_r^2 + \frac{3 E_1 J_1 l_1}{2 a_1^2 b_1^2} \cdot f^2 + \frac{1}{2} \frac{G J^* l}{a b} \left(\frac{1}{a_1} - \frac{1}{b_1} \right)^2 f^2 + \frac{1}{2} \frac{G_1 J_1^* l_1}{a_1 b_1} \vartheta_0^2 \right] \quad (15)$$

Wzór ten określi wartość krytyczną siły S , gdy dobierzemy takie wartości nieskończenie wielu parametrów f_r ($r=1, 2, 3, \dots$), tkwiących także w f i ϑ_0 , ażeby wyrażenie po prawej stronie, jako funkcja tych parametrów, przybrało wartość minimum.

Uwzględniając wzór (1), możemy (15) napisać w postaci:

$$\frac{S_{kr}}{S_E} = \frac{\sum_r r^4 f_r^2 + \lambda f^2 + L \cdot \vartheta_0}{\sum_r r^2 f_r^2}, \quad (15a)$$

przyczem dla skrócenia:

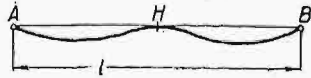
$$\left. \begin{aligned} \lambda &= \frac{6}{\pi^4} \cdot \frac{l^3 l_1}{a_1^2 b_1^2} \cdot \frac{E_1 J_1}{E J} + \frac{2}{\pi^4} \cdot \frac{l^4}{a b} \left(\frac{1}{a_1} - \frac{1}{b_1} \right)^2 \frac{G J^*}{E J} \\ L &= \frac{2}{\pi^4} \cdot \frac{l^3 l_1}{a_1 b_1} \cdot \frac{G_1 J_1^*}{E J} \end{aligned} \right\} \quad (15b)$$

Z budowy wzoru (15) lub (15a) widać wyraźnie, że sztywność skrętna pręta głównego ma wpływ na wartość S_{kr} , i to wpływ zwiększający, który jednakże spada do zera w przypadku szczególnym, gdy $a_1 = b_1 = \frac{l_1}{2}$.

Podobnie ma się rzecz z wpływem sztywności skrętnej pręta pobocznego, która również zwiększa S_{kr} , mogąc spaść do zera tylko w warunkach bardzo wyjątkowych. Łatwo to zrozumieć fizycznie na przykładzie następującym:

Niechaj osie obu prętów połowią się nawzajem. Skoro pręt l_1 (na rys. 2, prostopadły do płaszczy-

zny rysunku) posiada bardzo wielką stosunkowo sztywność giętą i skrętną, to wyoboczenie tak prawie, jakby każda połówka pręta była zewnętrznie końcem ustaloną przegibnie, a wewnętrznym utwierdzona, czyli $S_{kr} = \sim 8S_E$.

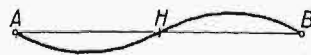


Rys. 2.

Gdyby jednakże sztywność skrętna pręta l była znikomo mała wobec sztywności giętej, to wyoboczenie zaszłoby według rys. 3, czyli byłoby:

$$S_{kr} = \sim 4S_E.$$

W tym, co prawda skrajnym i fikcyjnym przypadku, dochodzi zwiększenie S_{kr} przez dostatecznie wielką sztywność skrętną do 100%.



Rys. 3.

Warunek ekstremum funkcji zmiennych f_1, f_2, \dots , przedstawionej prawą stroną równania (15), daje równania postaci:

$$\left(r^4 f_r + \lambda \cdot f \frac{\partial f}{\partial f_r} + L \vartheta_0 \frac{\partial \vartheta_0}{\partial f_r} \right) \sum_{m=1}^{m=\infty} m^2 f_m^2 - r^2 f_r \left(\sum_{m=1}^{m=\infty} m^4 f_m^2 + \lambda f^2 + L \vartheta_0^2 \right) = 0, \quad (16)$$

o których rozwiązaniu ogólnym nie może być oczywiście mowy.

3. Musimy tedy zadowolnić się rozwiązaniem przybliżonym, niewątpliwie wystarczającym do celów technicznych, zatrzymując co najwyżej 3 wyrazy szeregu trygonometrycznego (3). Założywszy nadto przypadek uproszczony: $a=b=\frac{l}{2}$, $a_1=b_1=\frac{l_1}{2}$, mamy:

$$\lambda = \frac{96}{\pi^4} \cdot \frac{l^3}{l_1^3} \cdot \frac{E_1 J_1}{E J}; \quad L = \frac{8}{\pi^4} \cdot \frac{l^3 G_1 J_1^*}{l_1 E J}; \quad f = f_1 - f_3;$$

$$\vartheta_0 = -\frac{2\pi f_2}{l}; \quad \frac{\partial f}{\partial f_1} = 1; \quad \frac{\partial f}{\partial f_2} = 0; \quad \frac{\partial f}{\partial f_3} = -1;$$

$$\frac{\partial \vartheta_0}{\partial f_1} = 0 = \frac{\partial \vartheta_0}{\partial f_3}; \quad \frac{\partial \vartheta_0}{\partial f_2} = -\frac{2\pi}{l};$$

A zatem równania warunkowe przybiorą postać:

$$[f_1 + \lambda(f_1 - f_3)](f_1^2 + 2^2 f_2^2 + 3^2 f_3^2)_1 - f_1 \left[f_1^2 + 2^4 f_2^2 + 3^4 f_3^2 + \lambda(f_1 - f_3)^2 + L \frac{4\pi^2 f_2^2}{l^2} \right]_{11} = 0;$$

$$\left(2^4 + \frac{4\pi^2 L}{l^2} \right) f_2 \cdot (\dots)_1 - 2^2 f_2 [\dots]_{11} = 0;$$

$$[3^4 f_3 - \lambda(f_1 - f_3)](\dots)_1 - 3^2 f_3 [\dots]_{11} = 0;$$

Z tych równań można obliczyć stosunki $\frac{f_2}{f_1} \equiv w$ i $\frac{f_3}{f_1} \equiv z$.

Z drugiego równania wynika wprost:

$$w = 0,$$

z pierwszego zaś lub trzeciego otrzymujemy zgodnie:

$$z^2 - \frac{1}{9} \left(8 - \frac{72}{\lambda} \right) z = \frac{1}{9}.$$

Z dwu pierwiastków tego równania daje mniejszą wartość S_{kr} pierwiastek:

$$z_1 = \frac{1}{9} \left(4 - \frac{36}{\lambda} \right) + \frac{1}{9} \sqrt{\left(4 - \frac{36}{\lambda} \right)^2 + 9}, \quad (17a)$$

który należy wstawić w wyrażenie powstałe z (15), a mianowicie:

$$S_{kr} = S_E \frac{1 + 81z^2 + \lambda(1-z)^2}{1 + 9z^2} \dots (17)$$

Pierwsze przybliżenie, odpowiadające $z=0$, t. j. przyjęciu tylko pierwszego wyrazu szeregu trygonometrycznego (3), daje:

$$S_{kr} = \sim S_E(1 + \lambda), \quad (18)$$

przyczem, jak poprzednio:

$$\lambda = \frac{96}{\pi^4} \frac{E_1 J_1 l^3}{E J l_1^3} \sim \frac{E_1 J_1 l^3}{E J l_1^3}$$

Stopień przybliżenia wzorów (17) i (18) oceniemy porównując wartości $S_{kr} : S_E$ obliczone z obu wzorów przy różnych wartościach λ :

| | | | | | | |
|-------------------------------|-----|-------|------|------|----|------|
| λ | = 0 | 0.5 | 1 | 2 | 9 | 90 |
| $S_{kr} : S_E$ wedł. wz. (18) | = 1 | 1.5 | 2 | 3 | 10 | 91 |
| $S_{kr} : S_E$ wedł. wz. (17) | = 1 | 1.496 | 1.98 | 2.93 | 7 | 8.14 |

Z wartości powyższych nietrudno wywnioskować, że prosty nadzwyczaj wzór pierwszego przybliżenia (18) daje wyniki dostatecznie dokładne do obliczeń praktycznych, dopóki λ nie przewyższa mniej więcej wartości 1.5. Przy nieco większych wartościach λ wypadnie stosować wzór drugiego przybliżenia, t. j. (17). Wzór ten da prawdopodobnie dokładność wystarczającą, gdy λ nie przewyższa pewnej granicy, która leży w okolicy $\lambda = 9$.

Błąd rośnie potem widocznie szybko z wartością λ , czyli ze sztywnością podparcia pręta głównego, a gdy $\lambda \rightarrow \infty$, to błąd wzrasta również bez granic. Wiemy bowiem, że przy $\lambda = \infty$, to jest przy połączeniu pręta pośrodku z belką poprzeczną, doskonale sztywną, byłoby dokładnie: $S_{kr} = 8S_E$.

Tymczasem wzór (17) dałby ∞ zamiast 8. Wzór ten już przy $\lambda = 90$, daje $S_{kr} = 8,15 S_E$, co nie jest możliwe, gdyż S_{kr} musi być oczywiście mniejsze od $8S_E$. A zatem przy wartościach $\lambda > 9$ należałoby szukać innego rozwiązania przybliżonego, któreby wysunęło z ukrycia znaczenie sztywności skrętnej, tkwiącej w współczynniku L . Byłoby to interesujące ze stanowiska naukowego, ale narażone przynajmniej pozbawione zastosowania technicznego.

Wysokie ciśnienia i temperatury w budowie turbin parowych^{*)}

Napisał A. J. Uklański, inżynier-mechanik.

Pobieranie pary do podgrzewania kondensatu

Zalety podgrzewania kondensatu zapomocą pary pobieranej były już wielokrotnie i wszechstronnie wyjaśniane^{**)}. Prawie wszystkie nowsze siłownie kondensacyjne zaopatrywane są w odpowiednie urządzenia. Istnieje zapatrywanie, że opłacają się one dopiero dla większych mocy, i jako granicę uważa się ok. 6 000 kW dla podgrzewania jednostopniowego, ok. 15 000 kW dla dwustopniowego, wreszcie przynajmniej 50 000 kW dla trzystopniowego^{*)}. Jako przykład, służyć może 6 nowoczesnych siłowni turbinowych, zbudowanych w ostatnich latach we Włoszech³⁾ na ciśnienie pary 24 — 33 atm. i temperaturę 400 — 450° C, posiadających turbiny o mocy 12 000 — 30 000 kW^{***)}. Większość tych siłowni pracuje z dwu, względnie jednostopniowym podgrzewaniem kondensatu.

W razie połączenia instalacji podgrzewaczy parowych z podgrzewaczem spalinowym zaleca się stosowanie najwyższej dwustopniowego podgrzewania parowego¹⁰⁾. W Ameryce stosuje się naogół większą ilość stopni^{13,14)} nawet do 5 w zespołach dużej mocy.

Temperatura podgrzewania wynosi 60 — 75% temperatury nasycenia, dla zachowania dostatecznej różnicy pomiędzy temperaturą wody zasilającej i temperaturą wody w kotle. Nie projektuje się instalacji podgrzewania dla temperatur ponad 200° ze względu na przewidywane trudności ruchowe oraz ze względu na podrożenie instalacji kotłowej.

Przy obliczaniu instalacji podgrzewaczy przyjmuje się zwykle, że temperatura podgrzania jest mniejsza od temperatury nasycenia pary grzejnej. Otóż w związku ze stosowaniem coraz wyższych ciśnień i temperatur oraz pobieraniem z turbiny pary wysokoprężnej, doświadczenia, wykonane w Ameryce w nowych instalacjach³⁾, wykazały, że woda opuszczała podgrzewacz, mając temperaturę o 1 — 11° C wyższą od temperatury nasycenia, odpowiadającej ciśnieniu w podgrzewaczu. W wypadku pary nasyconej różnica między temperaturą nasycenia i temperaturą wody wynosiła kilka stopni (3 — 6° C).

Najkorzystniejsze ciśnienia pary pobieranej wyznacza wzór $H_1 = H_0 : (n + 1)$, w którym H_1 oznacza spadek adyabatyczny do pierwszego punktu pobierania, H_0 — całkowity spadek, wreszcie n — ilość stopni pobierania⁷⁾. Pozostałe ciśnienia powinny być tak obrane, aby dawały jednakowe różnice temperatur podgrzania we wszystkich podgrzewaczach. Ułożenie nasady i ukształtowanie stopnia pobierania pary powinny umożliwić odprowadzenie możliwie wilgotnej pary do podgrze-

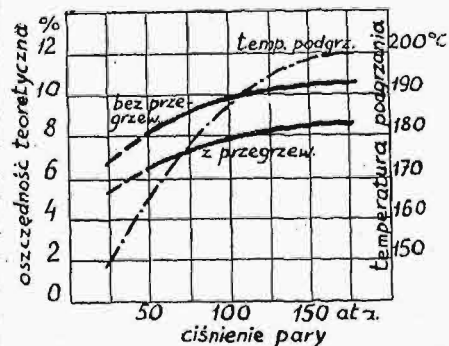
waczy, aby wyzyskać pobieranie pary do możliwie dobrego odwodnienia części niskoprężnej.

Najczęściej parę do podgrzewania kondensatu pobiera się z turbiny głównej. W dużych siłowniach, posiadających obciążenie zmienne w znacznym stopniu, stosuje się często pobieranie pary z turbin mniejszych, dodatkowych, pracujących na obciążenie własne elektrowni. Co do samego urządzenia miejsc do pobierania pary, to spotyka się pobieranie z zastosowaniem specjalnej regulacji ciśnienia — szczególnie w części wysokoprężnej — dla zachowania stałości ruchu, równie jak pobieranie bez regulacji, dla uproszczenia instalacji¹⁵⁾.

Często łączy się podgrzewanie kondensatu z instalacją dystylowania wody surowej w dystylatorach, ogrzewanych parą pobieraną. Skraplacz dystylatu służy wówczas jednocześnie jako podgrzewacz skroplin z turbiny, drugi zaś podgrzewacz, połączony równolegle do dystylatora, ogrzewany jest bezpośrednio parą pobieraną; w ten sposób otrzymuje się dwustopniowe podgrzewanie przy jednostopniowym pobieraniu pary, trzystopniowe przy dwustopniowym. Układ wzajemny oraz wielkość urządzenia zależy od ilości dodatkowej wody surowej. Christie³⁾ podaje, iż doświadczenia z wielu siłowni amerykańskich wykazują bardzo mały % potrzebnej wody dystylowanej, często zaledwie 0,5%, zwykle 1 — 2%, gdy w siłowniach europejskich przyjmuje się zwykle więcej — nawet do 5 — 6%. Tłumaczy się to powszechnym zastosowaniem w Ameryce dławnic z uszczelnieniem wodnym.

Jednoczesne zastosowanie przegrzewania międzystopniowego pary z podgrzewaniem kondensatu zmniejsza korzyści osiągalne z pobierania pary⁶⁾. Mianowicie, im wyższa jest temperatura pary pobieranej wskutek przegrzania ponownego, tym mniejszą

się staje potrzebna ilość pary pobieranej, a zatem i ilość ciepła parowania, która może być oddana kondensatowi. Wpływ ten wskazuje rys. 12, na którym



widoczne są Rys. 12. Korzyści podgrzewania skroplin. wykresy używanych zwykle temperatur podgrzania oraz osiągalnych oszczędności bez zastosowania przegrzewania i z jego zastosowaniem. Z tego względu miejsca pobierania pary do podgrzewania powinny się znajdować przed miejscami odprowadzenia pary do przegrzania, albo też dostatecznie daleko za nimi.

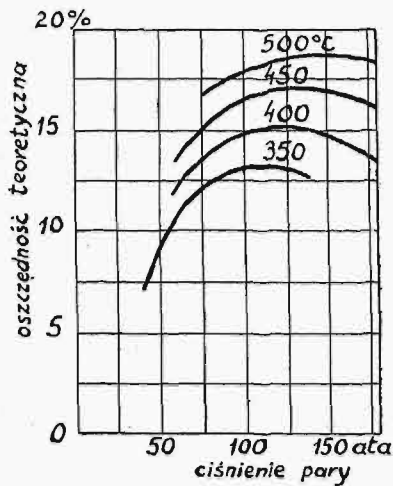
*) Dokończenie do str. 567 w zesz. 22 z r. b.

**) Patrz „Przeгляд Techniczny” r. 1930, str. 429.

***) Patrz ustęp końcowy rozdziału o wyborze ciśnienia.

Turbiny czołowe.

Dążność do zmodernizowania starych siłowni niskoprężnych przez ich połączenie z instalacją dodatkową wysokoprężną spowodowała ustawianie turbin przeciwprężnych czołowych, które wyzyskują rozprężanie się pary od ciśnienia wysokiego do niskiego, poczem pracuje ona nadal w turbinach istniejących. Moc turbiny czołowej dostosowana była do potrzeb, wynikających z rozszerzenia siłowni, istosownie do niej wyłączone były z ruchu wszystkie kotły niskoprężne (jeśli para odlotowa turbin czołowych wystarczała do napędu turbin niskoprężnych), bądź też tylko część. Ciśnienie odlotowe takich turbin czołowych



Rys. 13. Korzyści ustawienia turbiny czołowej.

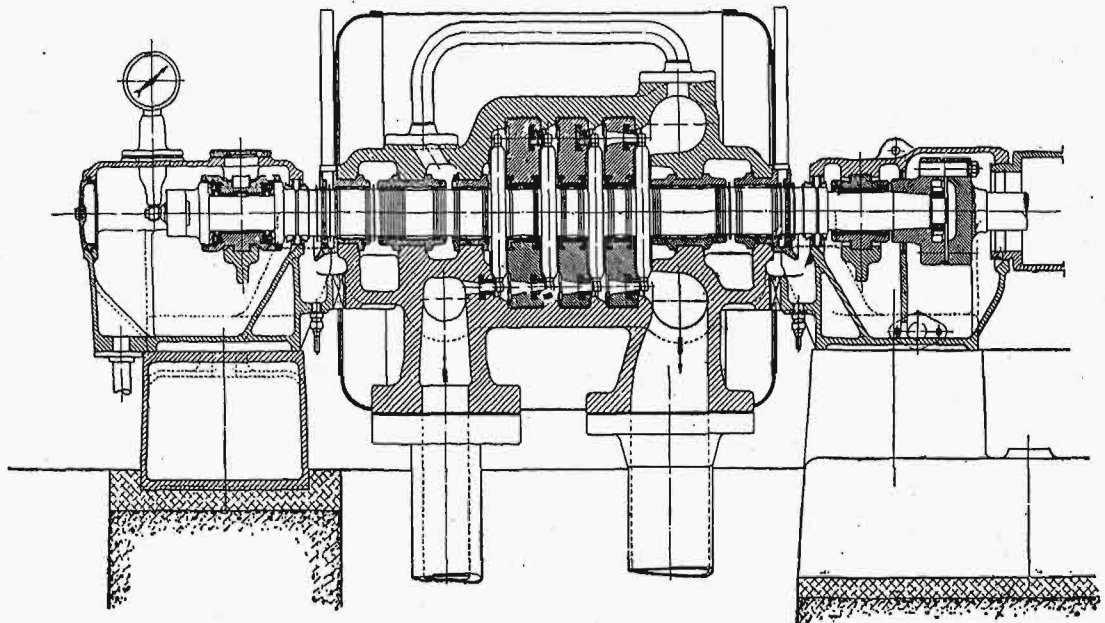
jest stałe i równe ciśnieniu początkowemu starych kotłów. Ze względu na to, że temperatura pary odlotowej z turbin czołowych jest niższa, niż za przegrzewaczami starych kotłów, turbiny te posiadają przegrzewacze pary odlotowej. W a r r e n¹⁴⁾ opisuje taką instalację, w której ilość turbin czołowych odpowiada ilości kotłów, i każda turbina daje parę przez własny przegrzewacz do przewodu za kotłami niskoprężnymi. Regulacja turbiny zależy od zapotrzebowania starych kotłów. W ten sposób otrzymuje się instalację o podwójnym ciśnieniu i podwójnej regulacji.

Przez dołączenie dodatkowej instalacji wysokoprężnej do siłowni kondensacyjnej niskoprężnej osiąga się oszczędność rozchodu ciepła, zależną od zastosowanego ciśnienia i temperatury. Odpowiednią zależność wykreślą, wynikającą z ogólnych badań oszczędności, uzyskanych przez zastosowanie wysokości ciśnień¹⁵⁾, wskazuje rys. 13. Krzywe na tym rysunku przedstawiają oszczędność rozchodu ciepła w %, otrzymaną przez podwyższenie ciśnienia i wyzyskanie tak powiększonego spadku w turbinie czołowej, przytem za podstawę

wzięto instalację niskoprężną o stanie pary dolotowej 20 ata 350° C, próżni 0,04 ata i rozchodzie pary 80 t/godz., zaś przegrzanie pary odlotowej z turbiny czołowej do 350° C.

W razie nierównomiernego obciążenia siłowni i wielkich szczytów można powiększyć równomierność obciążenia przez jednoczesne zastosowanie turbin czołowych i zasobników pary¹⁶⁾. Zasobniki są ładowane w godzinach małego obciążenia (a więc np. w nocy) parą odlotową z turbin czołowych, zaś szczyty obciążenia pokonywane są przez turbiny specjalne, zasobnikowe, przyłączone bezpośrednio do zasobników.

W miarę rozwoju instalacji wysokoprężnych, turbiny czołowe zmieniły swoje znaczenie. Z jednej strony, ciśnienia, przedtem uważane za wysokie, które były ciśnieniami początkowymi turbin czołowych, teraz stały się ich ciśnieniami wylotowymi. Z drugiej strony, turbiny czołowe przestały być częścią dodatkową instalacji niskoprężnych, a stały się częścią integralną siłowni, w której mają za zadanie pokonanie bardzo wysokich ciśnień, stanowią więc tylko do pewnego stopnia wyodrębnioną część wysokoprężną turbin kondensacyjnych. To wyodrębnienie części wysokoprężnej instalacji kondensacyjnej w odrębną jednostkę wynikało przede wszystkim ze względów czysto konstrukcyjnych. Oprócz tego, często potrzeba dać części wysokoprężnej, dla osiągnięcia dobrej sprawności, wyższą liczbę obrotów, niż części niskoprężnej. W razie ustawienia oddzielnego zespołu czołowego, ciśnienie dzielące powinno być wybierane tak, aby moc turbiny czołowej nie była zbyt mała i wynosiła około połowy mocy zespołu głównego¹⁷⁾. Przy bardzo wysokich ciśnieniach, jeśli chodzi o osiągnięcie dobrej sprawności, ce-



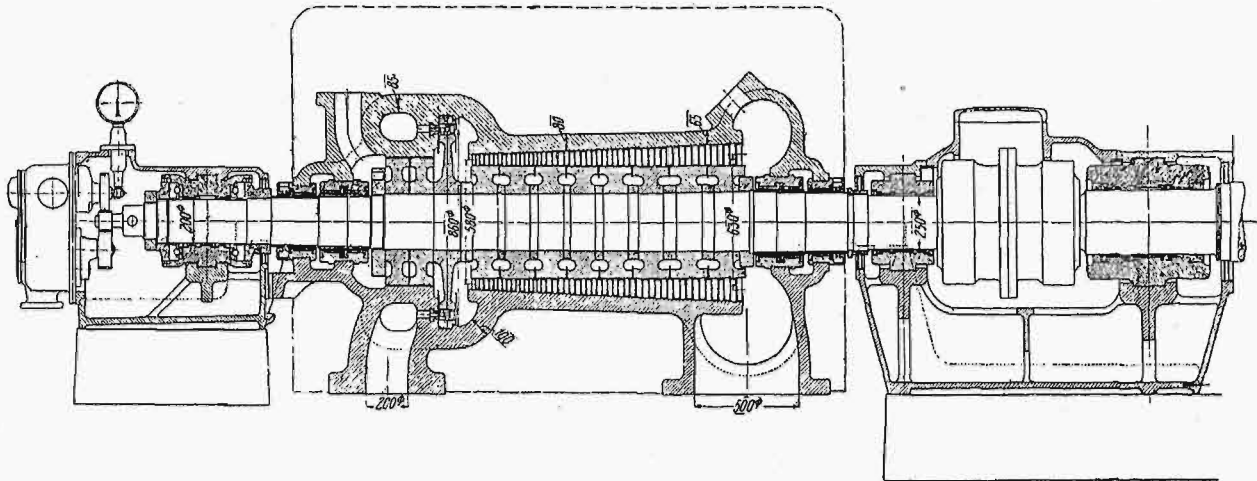
Rys. 14. Turbina czołowa 200 ÷ 60 ata.

lowe jest ustawienie jednej turbiny czołowej dla dwóch głównych. Moc jednostki czołowej bardzo dużych zespołów nie powinna przekraczać takiej, która da się jeszcze opanować przy 3 000 obr./min.

Charakterystycznym przykładem instalacji wysokoprężnej, w której wskutek szybkiego rozwo-

ju ustawione były turbozespoły czołowe o rozmaitych różnicach poziomów ciśnień, jest centrala w Langesbrugge¹³). W siłowni tej ustawione były początkowo, jako jednostki czołowe dla starych zespołów kondensacyjnych o ciśnieniu 20 ata, tur-

kW, jednak nieco gorszą sprawność, ze względu na układ dwukadłubowy turbiny głównej z tłokiem odciążającym, przegrzanie międzystopniowe przy zbyt niskim poziomie, wreszcie większą stratę wylotową z powodu większej ilości pary¹³).



Rys. 15. Turbina czołowa o mocy 30 000 ÷ 40 000 kW.

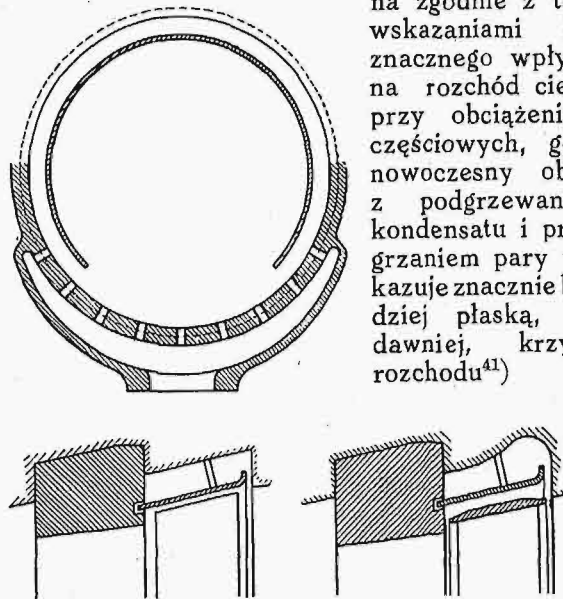
biny czołowe o ciśnieniu początkowym 51 ata. Wskutek szybkiego rozwoju siłowni i postępów w budowie zespołów wysokoprężnych, zainstalowano wkrótce trójkadłubowy zespół kondensacyjny o ciśnieniu początkowym również 51 ata. Wreszcie przed niedawnym czasem, w jeszcze dalszym etapie rozwoju, ukończono budowę turbiny czołowej o ciśnieniu początkowym 200 ata i przeciwcisnieniu 60 ata, zasilającej parą odlotową starą sieć rurociągów o ciśnieniu 55 ata. Turbina ta, o mocy 4 000 kW przy 7 000 obr./min, której konstrukcja podana jest na rys. 14, napędza zapomocą przekładni zębatach generator prądu trójfazowego 2 600 kVA, 1 000 obr./min oraz pompę wodną, wysokoprężną (300 at) o mocy ok. 1 000 kW, 3 800 obr./min, zasilającą kocioł Bensona¹³).

Należy jeszcze podkreślić rolę turbiny czołowej, jeśli chodzi o zagadnienie mocy granicznej zespołów kondensacyjnych¹³). Połączenie turbiny czołowej odpowiednio dużej mocy, zasilanej parą o bardzo wysokim ciśnieniu, ze zwykłą turbiną kondensacyjną o mocy granicznej pozwala znacznie podwyższyć moc graniczną zespołu dwuwałowego, osiągając jednocześnie dobrą sprawność zespołu, dzięki równowadze pomiędzy wielkością mocy i ciśnienia. Daje to możność wyzyskania korzyści wysokich ciśnień i jest bodźcem do ich stosowania. Rys. 15 przedstawia projekt turbiny czołowej o bardzo dużej mocy, 3 000 obr./min, przeznaczonej dla najwyższych ciśnień, pozwalającej na osiągnięcie bardzo dobrej sprawności na sprężgle (do 82%). Dla ciśnienia początkowego 180 ata, 500° C i ciśnienia podziału 30 ata, przyjętego jako najkorzystniejsze, otrzymuje się dla turbiny 1 500 obr./min o mocy granicznej 100 000 kW rozchód pary 360 000 kg/godz., skąd wynika moc zespołu czołowego ok. 34 000 kW, zaś moc całego zespołu ok. 134 000 kW. Podwyższając moc turbiny czołowej do największej możliwej przy 3 000 obr./min, a więc do ok. 65 000 kW, obniżając zaś odpowiednio ciśnienie początkowe zespołu głównego, otrzymamy moc całkowitą zespołu ok. 165 000

Zagadnienia konstrukcyjne.

Stosowanie wysokich ciśnień i temperatur w budowie turbin czyni koniecznym zachowanie kilku zasadniczych warunków konstrukcyjnych¹⁴), a więc zmniejszenie wszelkich naprężeń do granic możliwości, wybór lepszego materiału na części, narażone na działanie wysokich temperatur, zredukowanie ilości i wymiarów tych części do minimum, wreszcie zapewnienie dostatecznego stopnia rozszerzalności pod wpływem ciepła. Zauważyć tu należy, że ilość zaworów regulacyjnych

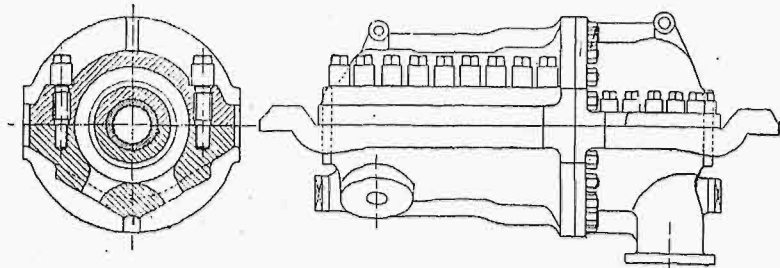
może być zmniejszona zgodnie z temi wskazaniem bez znacznego wpływu na rozchód ciepła przy obciążeniach częściowych, gdyż nowoczesny obieg z podgrzewaniem kondensatu i przegrzaniem pary wykazuje znacznie bardziej płaską, niż dawniej, krzywą rozchodu¹⁴).



Rys. 16. Odwodnianie stopni niskoprężnych.

Na czoło wysuwa się tu sprawa materiałów. Pod tym względem stawia się przy wysokich ciśnieniach i temperaturach szczególnie wysokie wymagania. Materiał musi posiadać nie tylko wysokie cyfry wytrzymałościowe, ale także, jak to poru-

szaliśmy poprzednio, dobrą charakterystykę wytrzymałości przy wysokich temperaturach, materiały zaś na łopatki wirnikowe — także odporność na erozyjne działanie wody, zawartej w parze w obszarze pary nasyconej.



Rys. 17. Turbina czołowa 100 ÷ 20 ata.

Wysokie naprężenia materiałów, wynikające z dużych ciśnień, sprawiają zasadnicze trudności dopiero w połączeniu z wysokimi temperaturami. Trudności te ograniczają się głównie do niektórych części instalacji parowej¹⁰⁾, jak części końcowe przegrzewacza pary, rurociąg pomiędzy kotłami a turbiną, zaś — jeżeli chodzi o samą turbinę — organy regulujące oraz strona wejściowa turbiny, czyli kadłub wysokoprężny. W początkach rozwoju budowy turbin wysokoprężnych brak gatunków staliwa, posiadających odpowiednią wytrzymałość trwałą w wysokich temperaturach, zmuszał do wykonywania kadłuba wysokoprężnego z jednego bloku stali kutej¹³⁾. Wykonanie dwudzielne zostało umożliwione przez zastosowanie odpowiedniego staliwa molibdenowego^{1,13)}.

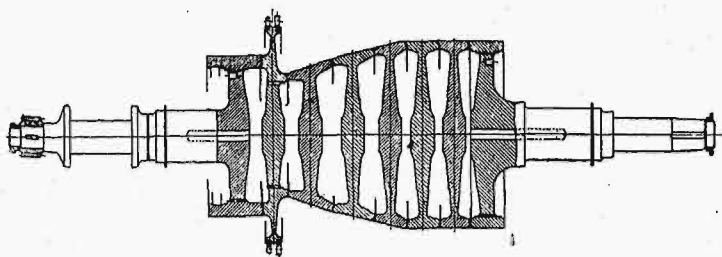
Niedostateczna odporność materiałów łopatkowych na erozję jest główną trudnością konstrukcyjną w części niskoprężnej turbin o dużej sprawności, a niedostatecznie wysokiej temperaturze początkowej. Badania wykazały⁹⁾, iż siła erozji łopatek zależy w równej mierze od szybkości obwodowej, jak od zawartości wody w parze. Ze zmniejszeniem szybkości obwodowej zmniejsza się erozja wskutek zmniejszenia szybkości kropeł wody, uderzających o łopatki. Stwierdziły to porównawcze badania sprawności w turbinach o różnych ciśnieniach i temperaturach pary, gdy otrzymano dobre sprawności nawet przy stosunkowo niskim przegrzaniu, ale jednocześnie niższych szybkościach łopatek i szybkościach pary. Na rynku istnieją stopy chromowe i niklowo-chromowe, dające w pewnych wypadkach zadowalające wyniki pod względem odporności na erozję¹⁾. Dość dobre wyniki daje także wykonywane specjalnym sposobem niklowanie łopatek ze stali niklowej, stosowane przez firmę Escher-Wyss¹³⁾.

Ze względu, z jednej strony, na wysoką cenę materiałów specjalnych, z drugiej zaś na niewystarczające jeszcze własności tych materiałów w szczególnie złych warunkach, dążenia konstruktorów zmierzają do odprowadzenia w najskuteczniejszy sposób kropeł wody, wydzielających się w części niskoprężnej, gdyż skuteczne o d w o d n i e n i e, jak już poprzednio zaznaczyliśmy, czyni zbyt częstym stosowanie ponownego przegrzewania pary. Rys. 16 przedstawia jedną z takich kon-

strukcyj (patent firmy Brown-Boveri), w której wirnik otoczony jest w przeważnej części obwodu pierścieniem blaszanym, prowadzącym do wąskiej szpary promieniowej przed następnym kołem kierowniczym¹³⁾. Krople wody pod wpływem ruchu wirowego wpędzane są przez tę szczelinę i po obwodzie zewnętrznym pierścienia spływają na dół. Firma Escher Wyss rozwiązuje zagadnienie odwodnienia w ten sposób, że nad obwodem wirnika umieszczone są w tarczy kierowniczej specjalne łopatki chwytające, tworzące pewnego rodzaju kanały w kształcie kieszeni. Woda, wpędzana w te kanały, odprowadzana jest przez otworki, wywiercone w tarczy, do króćca wylotowego.

Ważnym zagadnieniem jest możliwość swobodnego wydłużania się części turbiny pod wpływem ciepła, zwłaszcza kadłuba wysokoprężnego. Rys. 17 obrazuje charakterystyczny widok zewnętrzny kadłuba wysokoprężnego turbiny trójkadłubowej 50 000 kW, firmy Escher Wyss¹³⁾. Kadłub ten stanowi część czołową, w której para rozpręża się od 100 ata do 20 ata. Swobodne wydłużanie zabezpieczone jest przez oparcie kadłuba na koźłach łożyskowych, dokładnie w osi wału, zapomocą łap. Należy tu podkreślić widoczny na rys. szczegół charakterystyczny, że ilość śrub łączących, która jest wymagana ze względów konstrukcyjnych i wytrzymałościowych, wpływa w znacznym stopniu na średnicę kadłuba. Oparcie kadłuba zapomocą łap nie pozwala określić dokładnie oporu przy ich przesuwaniu się. Dla ułatwienia ślizgania się kadłuba, a jednocześnie dla przeszkodzenia przechodzeniu ciepła przez łapy na koźły łożyskowe, firma Brown-Boveri stosuje zawieszenie przegubowe^{*)}.

Ze wzrostem ciśnień i temperatur rosną trudności, związane z pewnym w ruchu osadzeniem na wale oddzielnych tarcz i kół, aby różnice w wydłużeniach kół i wału nie spowodowały obluźnienia się części wirujących. Z trudności tych, jak również z jednoczesnej potrzeby stosowania dłuższych wirników w turbinach jednokadłubowych, powstała konstrukcja firmy Brown-Boveri (rys. 18), w której wirnik tworzą oddzielne tarcze, zaopatrzone w rozszerzony wieniec, spawane ze sobą elektrycznie na obwodzie¹³⁾.



Rys. 18. Wirnik spawany.

Oprócz wirników i kadłubów, wysokie ciśnienia wpływają także na układ i konstrukcję łopatek i kierownic. Wysokie ciśnienia powodują dążenie do zmniejszenia średnicy zasilania, aby powięk-

*) Patrz także „Technika Ciepła” r. 1930, Nr. 10.

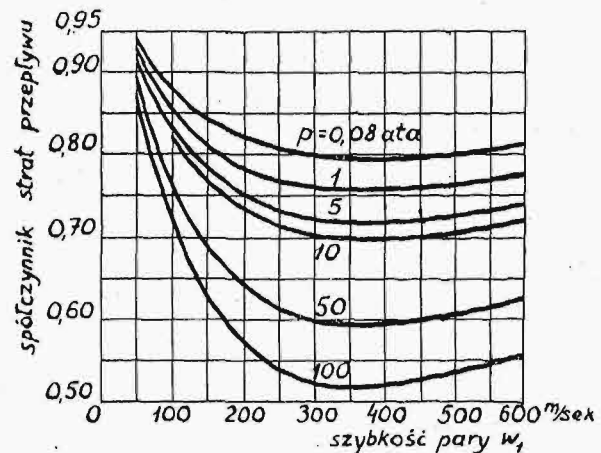
żyć długość łopatek, oraz do stosowania wyższych ilości obrotów, aby możliwie zmniejszyć ilość stopni, i tak już powiększoną przez wzrost spadku adyabatycznego. W turbinach o małej średnicy wirników średnica wału jest stosunkowo duża, a zatem straty przez dławnice grają dość dużą rolę, dopóki ciśnienie się nie zmniejszy przez rozprężanie. Z tego względu w turbinach kondensacyjnych wysokie ciśnienie dolotowe bardzo często jest silnie zredukowane już w pierwszym stopniu, mianowicie w częściowo zasilanym dwuwieżkowym kole akcyjnym. Mała sprawność tego koła wpływa tylko w nieznacznym stopniu na sprawność turbiny⁷⁾.

Doświadczenia firmy Escher Wyss wykazały, że sprawność pewnej turbiny z niezmiennym ułopotkowaniem nie zależy od ciśnienia pary, dopóki szybkości pary pozostają niezmiennie. Sprawność jednak spada, o ile wysokość łopatek przy małych obciążeniach zmniejsza się znacznie. W takich wypadkach stosuje się zasilanie nie na całym obwodzie, przytem z tak wybranym stopniem zasilania, aby suma strat wentylacji ze względu na zasilanie częściowe oraz strat, wynikających ze zbyt małej długości łopatek, wykazała minimum¹⁸⁾.

Obok stosowania dużych spadków, a zatem i dużych szybkości, w stopniach wysokoprężnych, celem możliwie dużej redukcji ciśnienia, występuje równoległe dążenie do stosowania małych szybkości pary, nietylko w części niskoprężnej, ale i wysokoprężnej. Zalety takiego sposobu przedstawia Lösel⁸⁾ w związku z opisem zaprojektowanej turbiny o mocy 18 000 kW, zbudowanej na 120 ata, 500° C. Otóż główna zaleta małych szybkości polega nie na możliwości stosowania dłuższych łopatek, ani też zmniejszeniu strat tarcia dzięki mniejszej średnicy kół, ale na uniknięciu, względnie zredukowaniu do minimum, spiętrzeń ciśnienia w krzywiznach łopatek wirnikowych i kierowniczych. Spiętrzenia te, wywołujące zamianę części szybkości na ciśnienie, zależą w głównej mierze od szybkości i przy małych szybkościach są nieznaczne, co znowu wpływa bezpośrednio na wzrost wartości współczynnika przepływu. Rys. 19 wskazuje zależność współczynnika przepływu od ciśnienia i od szybkości, wyznaczoną na podstawie doświadczeń. Im wyższe ciśnienie, tem większe znaczenie ma dobry współczynnik przepływu i mała szybkość wylotowa, zatem tem mniejsze powinny być szybkości pary. Posiadają one wówczas większe znaczenie, niż wysoka liczba Parsonsa. We wspomnianej turbinie typu akcyjnego, skonstruowanej według powyższych wskazań (ilość stopni w dwóch kadłubach wysokoprężnych, pokonywających spadek ciśnienia do 15 ata, wynosi 30), której liczby charakterystyczne w oddzielnych kadłubach są 1 448 — 1 878 — 2 232, sprawność wewnętrzna w obu kadłubach wysokoprężnych ma osiągać wartości 85%, średnio-prężnym — 89%, niskoprężnym — 82%.

Przy małych szybkościach, ze względu na małe działanie ssące, niebezpieczeństwo strat upływu pary ponad bandażami obwodowymi jest większe, niż przy dużych, należy zatem temu upływowi przeszkodzić przez dostatecznie duże przekroje wylotowe łopatek wirnikowych. Z drugiej strony

należy zabezpieczyć dostateczne działanie ssące. Te rozważania prowadzą do wykonywania większych kątów wylotowych niż dotychczas. Powiększa się przez to cprawda szybkość wylotowa, ale ma to znaczenie minimalne, ponieważ jest ona sama przez się mała. Również teoretyczny ubytek



Rys. 19. Współczynnik strat przepływu.

siły obwodowej (wskutek zmniejszenia składowej obwodowej szybkości) równoważy się nawet z nadatkiem zysku, płynącym ze złagodzenia zmian kierunku przepływu. Doświadczenia potwierdziły, że większe kąty nie wywierają szkodliwego wpływu, natomiast pozwalają skutecznie zapobiec upływowi pary i zabezpieczyć korzyści małych szybkości pary⁹⁾.

Wykaz literatury.

Jako materiał do uwag poprzednich posłużył szereg artykułów-referatów, opublikowanych w zbiorowym wydawnictwie w r. 1931:

- 1) H. Benner. Champ d'action actuel et perspectives d'avenir des turbines à vapeur.
- 2) Ing. E. Cesari. Die grossen Dampfkraftwerke in Italien.
- 3) Prof. A. G. Christie. Economic Considerations in the Application of Modern Steam Turbines to Power Generation.
- 4) Ing. A. Demmer. Die Wirtschaftlichkeit des Höchstdruckdampfes im Heizkraft-, insbesondere Fernheizbetrieb.
- 5) W. R. Felix i W. G. Noack. Der Einfluss der Turbinenleistung, der Entwässerung und der Dampfentnahme (zwecks Vorwärmung des Speisewassers) auf die Höhe des wirtschaftlichsten Dampfdruckes unter ausschliesslicher Berücksichtigung wirtschaftlich ausführbarer Turbinenmodelle der Ueberdruckbauart.
- 6) N. Frenne i Th. Stein. Betriebsergebnisse und Aussichten der Ruthsspeicher.
- 7) Prof. Dr. Ing. E. A. Kraft. Die wirtschaftlichen Grundlagen für die Beurteilung neuzeitlicher Dampfkraftmaschinen.
- 8) Prof. Dr. F. Lösel. Dampfturbinen.
- 9) Dr. Ing. F. Marguerre i inni. Stand und Entwicklungsaussichten der Abdampfkraftnutzung in Deutschland, insbesondere Heizkraftbetriebe.
- 10) Prof. F. Niethammer. Kupplung der Kraft- und Wärmewirtschaft.
- 11) G. A. Orrok. The Economics of High Pressure Steam.
- 12) W. F. Ryan. Combined Heat and Power Supply in Industrial Plants.
- 13) Prof. Dr. A. Stodola. Technisch-wirtschaftliche Fortschritte auf dem Gebiete des Dampfkraft-Maschinenbaues in der Schweiz.
- 14) G. B. Warren. Recent and Possible Future Developments affecting the Economics of Large Steam Turbine Practice in the United States.

15) Dr. Ing. W. E. Wellmann i inni. Wege zur Planung wirtschaftlicher Dampfkraftwerke.

16) Ing. O. Wiberg. Hochüberhitzter Hochdrucklamp für Kraftlagen.

17) Dr. Ing. F. Wöhrle i inni. Wahl und Aufteilung der Antriebskraft in grossen Energieversorgungsanlagen unter

Berücksichtigung der Energiespeicherung und der Spitzenkrafterzeugung.

Większość z wymienionych prac użyta była także jako materiał do artykułu, który ukazał się w „Przeglądzie Technicznym” w roku ubiegłym p. t. „Zagadnienia rentowności siłowni turbinowych”.

O nowym sposobie regulowania maszyn

Napisali: Inż. A. E. Sierzputowski i Inż. E. Wolniewicz.

Wymagania techniki nowoczesnej, zwłaszcza techniki oświetlenia elektrycznego i prądów zmiennych, stawiane jednostajności biegu silnika, są bardzo wysokie. W związku z tem regulatory odśrodkowe budowane są dzisiaj albo jako astatyczne w dużych instalacjach silnikowych albo, przy bezpośrednim działaniu, jako pseudoastatyczne, jako najlepiej czyniące zadość tym wysokim wymaganiom. Regulator pseudoastatyczny bowiem posiada charakter stały, t. zn. każdemu ω odpowiada określone położenie masy wirujących i mufy, a z drugiej strony, przez bliskość jego do charakteru astazji, można go robić stosunkowo czułym, tak, by już przy małych odchyleniach od normalnej liczby obrotów mógł reagować.

Regulator pseudoastatyczny, z natury swej, posiada zgóry określony obszar, w którym mogą się wahać obroty maszyny przy zmianie jej obciążenia, bowiem każdorazowe obciążenie wymaga odpowiedniego położenia stawidła, co jest związane z odpowiednim położeniem mufy, a z tem znowu liczba obrotów. Wielkość tych wahań jest charakterystyczną dla danego regulatora i nazywa się jego stopniem niejednostajności:

$$\delta = \frac{\omega_{\max.} - \omega_{\min.}}{\omega_{\text{śr.}}}$$

Im większe jest δ , tem mniej dokładnie pracuje regulator, im mniejsze zaś δ — tem bliższy jest astazji i bardziej czuły. δ zależy także od wielkości koła zamachowego i założonej zmiany obciążenia.

Wielkość δ zależy od rodzaju silnika: dla silników Diesela $\delta = 4\%$, dla prądnic prądu stałego $\delta = 4\%$, dla prądnic prądu trójfazowego $\delta = 2\%$, dla innych maszyn δ może być większe od 4%, jednakże pożądane jest $\delta < 8\%$.

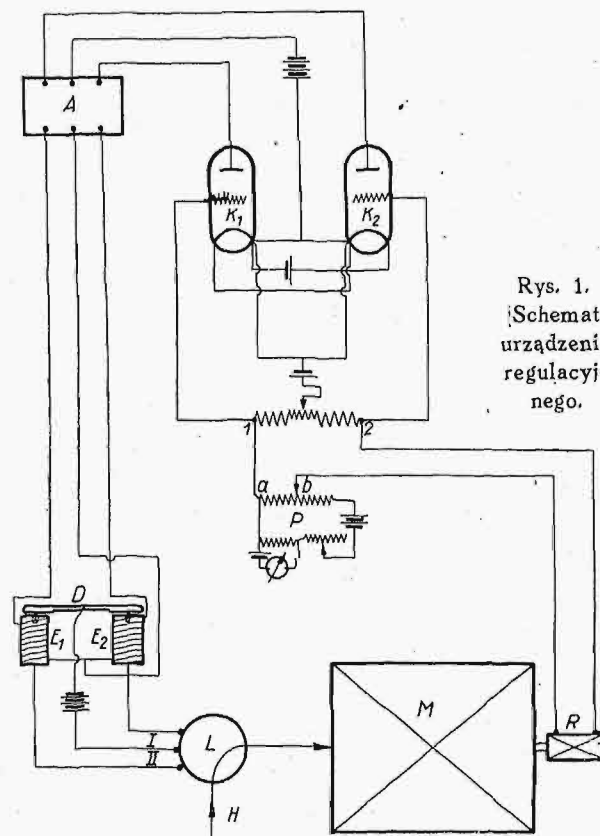
Zbyt obniżać wartości δ przy regulatorach bezpośredniego działania nie możemy, gdyż wtedy regulacja staje się zbyt gwałtowna, regulator przerzuca. Z konieczności więc δ w tych regulatorach musi być dość duże.

Zmiana obrotów maszyny powoduje przesunięcie mufy regulatora i w związku z tem działanie jej na stawidło maszyny w kierunku przywrócenia pierwotnej liczby obrotów. Przesunięcie to jednak wymaga pewnej siły na pokonanie oporu tarcia własnego i oporu stawidła. Dopiero gdy ta siła zostanie przekroczona, mufa może się przesunąć. Wielkość tej siły $P = P_w + P_r$ (gdzie P_w — opór tarcia własnego regulatora, P_r — opór tarcia stawidła) i osiąga się ją przez przyrost liczby obrotów masy wirującej. Charakterystyką tych opo-

rów jest t. zw. stopień nieczułości regulatora $\varepsilon = \frac{\omega_2 - \omega_1}{\omega}$, gdzie ω — chwilowa szybkość kątowna, ω_2 i ω_1 — szybkości kątowe, przy których dopiero następuje przesunięcie regulatora w jedną lub drugą stronę.

ε nawet przy dobrym wykonaniu i smarowaniu może wynosić 0,06. Nieczułość regulatora powiększa jego niejednostajność, gdyż, jeśli regulator nieobciążony osiąga najwyższe położenie przy $n_{\max.}$ obrotów, to w stanie obciążonym osiągnie on to położenie dopiero przy $n'_{\max.} = n_{\max.} + \varepsilon \cdot n_{\max.}$. Położenie dolne osiągnie regulator przy $n'_{\min.} = n_{\min.} + \varepsilon \cdot n_{\min.}$. Rzeczywisty więc stopień niejednostajności będzie większy i jest równy $i = \delta + \varepsilon$.

Czułość regulatora powinna być oczywiście jak największa, by mógł on szybko wyrównać nawet małe wahania obrotów. Jednakże przy dużej czułości powodują one częste i szybkie drgania regu-



Rys. 1.
Schemat urządzenia regulacyjnego.

latora, które pociągają za sobą szybkie jego zużycie. Dlatego regulatory odśrodkowe bezpośredniego działania nie mogą być zbyt czułe.

Znacznie bardziej czuły jest regulator astatyczny. Nadaje się on tylko do regulacji pośredniej. Używa go się do regulacji dużych

silników (turbiny parowe, wodne), gdzie do przedstawiania organów sterowniczych potrzeba dużych sił, które bardzo trudno osiągnąć regulatorem bezpośrednim. Regulator astatyczny, będący w równowadze tylko przy jednym ω , działa w ten sposób, że mała zmiana szybkości powoduje wychylenie regulatora do skrajnego położenia, wskutek czego zamyka się obwód elektryczny, w którym znajduje się mechanizm sterujący położenie stawidła. Regulator ten jest znacznie czulszy od bezpośredniego, pokonywa bowiem tylko pracę tarcia własnego i zamykania obwodów elektrycznych i nawet przy dużych silnikach może być względnie małych rozmiarów.

Dlatego też, pomimo swej niejednokrotnie złożonej budowy, regulatory pośrednie wypierają dziś coraz bardziej regulatory bezpośredniego działania. Odpowiadającym ideą regulatorom astatycznym, usuwającym jednakże wszelką bezwładność i możliwość zatarcia się, jest nowy typ regulatora pokazany na poniższym schemacie. Oparty on jest na zasadzie kompensacji elektrycznej, a sposób jego działania jest następujący.

Wał maszyny M , której obroty podlegają regulacji, napędza małą prądniczkę R , a siła elektromotoryczna, wytworzona przez nią, jest kompensowana w obwodzie O przez siłę elektromotoryczną potencjometru P .

Gdy wał maszyny obraca się z pewną stałą szybkością kątową ω , wówczas napięcia na zaciskach prądniczki i potencjometru wzajemnie się kompensują, i różnica potencjałów pomiędzy punktami 1 i 2 jest równa zeru.

Jeśli obroty maszyny M wzrosną, wówczas siła elektromotoryczna prądniczki R również wzrośnie i układ elektryczny zostanie wytracony ze stanu równowagi. Powstały stąd prąd w obwodzie kompensacyjnym wywoła różnicę potencjałów pomiędzy punktami 1 i 2, a różnica ta jest przekazywana na układ lamp katodowych K_1 i K_2 w ten sposób, że napięcie siatki jednej lampy wzrośnie, a drugiej zmaleje. Wskutek w obwodzie anodowym pierwszej lampy popłynie prąd większy, a drugiej — mniejszy. Prądy anodowe obu lamp, po wzmocnieniu w amplifikatorze A , zasilają uzwojenia dwóch elektromagnesów. Gdy naskutek różnicy prądów anodowych siły przyciągania obu elektromagnesów będą różne, dźwignia D przechyli się w jedną stronę i zamknie obwód jednego mechanizmu, np. elektromagnesu, sterującego nastawieniem stawidła w kierunku zmniejszającym liczbę obrotów, tak długo, aż obroty maszyny M wrócą do normalnych i napięcie prądniczki R zostanie skompensowane napięciem potencjometru P .

Jeśli obroty maszyny M zmniejszą się, wówczas układ zostanie wytracony z równowagi w kierunku przeciwnym, wzrost prądów anodowych odbędzie się także w przeciwnym kierunku, dźwignia D zostanie przyciągnięta do drugiego elektromagnesu i zamknie obwód mechanizmu, nastawiającego stawidło w kierunku zwiększania liczby obrotów maszyny M , tak długo, aż wrócą one do nor-

malnej liczby i w układzie elektrycznym zapanuje znowu równowaga.

Urządzenie to pozbawione jest zupełnie bezwładności i przez dobór amplifikatora A można je uczynić czułym nawet na najdrobniejsze zmiany liczby obrotów. By uniknąć przy tem przerzucania i uczynić regulację płynną, należy stosować amortyzatory oliwne przy mechanizmach sterujących stawidła. Względ na szybkie zużycie regulatora przy częstych wahaniach, który nie pozwalał posuwać zbyt wysoko czułość regulatora odśrodkowego, odpada tutaj zupełnie. Rozchód mocy na poruszanie regulatora, który odgrywał dość dużą rolę w regulatorach odśrodkowych, tutaj odpada prawie zupełnie, gdyż prądniczka pochłania znikomo mało mocy, gdyż w stanie równowagi prąd w jej obwodzie zupełnie nie płynie. Regulator opisany daje się łatwo instalować, wymaga bowiem tylko napędzania prądniczki od wału maszyny M , reszta zaś jego części jest przenośna i daje się ustawić w miejscu najodpowiedniejszym, np. na tablicy rozdzielczej.

Z natury samej tego sposobu regulacji wynika, że liczba obrotów maszyny M jest utrzymywana stała nawet przy dużych zmianach obciążenia, z zachowaniem tego samego stopnia czułości. Spółczynnik niejednostajności O jest więc równy zeru, co odpowiada stanowi astazji.

Regulator ten posiada ponadto bardzo łatwy sposób zmiany liczby obrotów maszyny podczas biegu. Odbywa się on przez przesuwanie jednego zacisku potencjometru i włączanie w ten sposób coraz większego lub mniejszego napięcia kompensacyjnego. Sposób ten jest łagodny i gwarantuje płynne przechodzenie od jednej liczby obrotów do drugiej. Jeśli przesuwać kontakt potencjometru tak, że będzie on pokolei włączał napięcia od zera dożądanego, wówczas potencjometr jest niczem innym jak rozrusznikiem maszyny.

Ponieważ siła elektromotoryczna prądniczki R , a więc i napięcie na końcówkach potencjometru P , zależy tylko od liczby obrotów maszyny M , więc każdemu położeniu zacisku, względnie gałki potencjometru, odpowiada pewna określona liczba obrotów maszyny. Wynika stąd prosty sposób nastawiania na żadaną liczbę obrotów. Dla nastawienia regulatora na pewną ilość obrotów maszyny M przesuwa się gałkę potencjometru tak długo, aż zajmie ona położenie wskazane na skali potencjometru, wywzorcowanej bezpośrednio w obrotach maszyny.

Urządzenie to daje się stosować zarówno do małych maszyn, jak i do dużych zespołów, bez powiększania rozmiarów.

Jeśli zamiast potencjometru w obwodzie kompensacyjnym umieścić prądniczkę, napędzaną przez wał drugiej maszyny, wówczas obroty pierwszej maszyny M będą synchronizowane z obrotami tej drugiej maszyny; w ten sposób otrzymamy dyspozycję, odpowiednią dla synchronizacji obrotów dowolnego zespołu maszyn, np. w płotwach lub okrętach wielosilnikowych.

Prace Międzynarodowej Komisji Metod Badań Żeliwa

Przed paroma laty została utworzona Międzynarodowa Komisja, mająca opracować ujednostajnione metody badań żeliwa, które mogłyby być przyjęte w skali międzynarodowej. Do Komisji weszli (do r. b.) przedstawiciele: Anglii, Belgii, Czechosłowacji, Francji, Hiszpanji, Niemiec, Stanów Zjedn., Szwajcarii i Włoch. Na zebraniu Komisji w r. 1931 w Medjolanie opracowano pewne podstawy projektu, rozesłane następnie uczestnikom Komisji, którzy mieli zgłosić swe wnioski i uwagi co do proponowanych wytycznych. Podczas Kongresu odlewniczego w roku następnym (1932) w Paryżu odbyło się ponowne zebranie Komisji, na którym wypowiedzieli się co do metod badania żeliwa przedstawiciele techniki odlewniczej krajów uczestniczących w Komisji. Wyrażono przytem szereg interesujących poglądów, które przytoczymy poniżej w streszczeniu.

Zaznaczymy przedewszystkiem, że w zebraniu wzięli udział wybitni przedstawiciele odlewnictwa szeregu krajów. Przewodnictwo spoczywało w rękach p. prof. A. Portevin'a, sekretarjat — p. R. Lemoine'a. Delegacje zaś poszczególnych krajów składały się z osób następujących: p. Pearce reprezentował delegację angielską, pp. Léonard i Deprez — belgijską, p. prof. Pišek — czechosłowacką, pp. Le Thomas i Nicolau — francuską, p. Navarro Alcaccer — hiszpańską, pp. Geilenkirchen, Meyersberg i Piwowarski — niemiecką, pp. prof. Roš i Anderhub — szwajcarską, pp. McPherran i Delpont — amerykańską, pp. Bondolfi i Auréli — włoską.

Z wniosków zebrania poprzedniego nie wywołały żadnego sprzeciwu, zatem — jak stwierdził p. Portevin — przyjęte zostały jednomyślnie, poglądy następujące:

„Najbardziej nadającą się do przyjęcia próbą żeliwa byłaby próba na zginanie, we wszystkich wypadkach, kiedy jest możliwą;

Jest zawsze pożądanem znać współczynnik sprężystości żeliwa;

Nie jest obecnie znana żadna zależność ogólna pomiędzy własnościami próbki odlanej osobno, a próbki wziętej z samego odlewu, pochodzącego z tegoż spustu“.

Poza tem wysunął prof. Portevin, jako nieulegające dyskusji, 2 twierdzenia następujące:

1-o. Inżynier mechanik może ocenić własności odlewu, po pewnym czasie jego pracy, jedynie na podstawie badania próbki, wziętej z samego przedmiotu (próbki odlane osobno nie istnieją zresztą wówczas); stopień jednorodności tworzywa może być oceniony też tylko drogą badania poszczególnych miejsc samego przedmiotu.

2-o. Odlewnik natomiast, do kontroli biegu topienia w swym zakładzie, t. zn. do kontroli żeliwa ciekłego, żąda najczęściej próbek odlanych osobno, gdyż odlewy mają różne kształty, wymiary, a więc i własności. Poza tem musi on kwalifikować żeliwo przed odlewaniem i w żadnym razie nie może czekać aż odlewy będą wyjęte z form (oczywiście, gdy odlewa się wciąż te same przedmioty, mogą one służyć za próbki do badania jakości żeliwa).

Na podstawie tych przesłanek, uważa mówca, że należy prowadzić równocześnie i równolegle badania dwu wymienionych sposobów oceny żeliwa, szukając dla każdego: metod badania, wymiarów próbek i najbardziej odpowiednich warunków doświadczenia. Pogląd ten został przyjęty jednomyślnie.

W końcu przyjęto też wniosek prof. Portevin'a, dotyczący zorganizowania wymiany wiadomości i prac pomiędzy krajami współpracującymi, w brzmieniu następującem:

1-o W każdym kraju, uczestniczącym w pracach Komisji międzynarodowej, tworzy się, staraniem Komisji krajowej, zestawienie obowiązujących warunków odbiorczych i przepisów technicznych (cahiers des charges), w celu wydania ich następnie w broszurze staraniem miejscowych organizacji technicznych;

2-o Komitet krajowy gromadzić będzie co rok wszystkie publikacje, dotyczące badań żeliwa, jakie się ukazały w danym roku, w celu ułożenia ich wykazu. Wykazy z poszczególnych krajów, zebrane razem, będą stanowiły międzynarodową bibliografię doroczną (documentation internationale annuelle).

Zkolei wypowiedzieli się delegaci poszczególnych krajów.

Z ramienia Komisji francuskiej streścił p. Nicolau obecne jej dążenia w zakresie badań na zginanie statyczne. Komisja zdążyła do normalizacji trzech metod, przyjętych przez wielkie zakłady i instytucje francuskie: a) badania twardości zapomocą kulki, b) badania na ścinanie próbek walcowych o przekroju 25 mm² (średnica 5,6 mm; metoda Frémont'a) i c) badania na zginanie statyczne próbek o wymiarach 40×10×8 mm, podpartych w punktach odległych od siebie o 30 mm (metoda Frémont'a). Dotychczas ograniczano się do ustalania dwóch „końcowych” charakterystyk badania na zginanie: obciążenia łamiącego R i strzałki ugięcia przy złamaniu F . Ustala się przy tem w przepisach odbiorczych minimum obu cech.

Cechy te jednak nie charakteryzują tworzywa wystarczająco, gdyż nie uwzględniają dwu ważnych własności: spólc. sprężystości i praktycznej granicy sprężystości (autor używa tego terminu, gdyż — jak wiadomo — żeliwo ulega prawu Hooke'a tylko przy bardzo słabych obciążeniach). Atoli przy równej wytrzymałości żeliwo o najwyższej zdolności do odkształceń nie jest przez to samo najlepszem. Podatność do odkształceń żeliwa, mniej lub więcej słaba, nie ma naogół znaczenia praktycznego, chyba, że osiąga się ją kosztem własności sprężystych. Tymczasem należy dążyć przedewszystkiem do ulepszenia tych własności. Do ich oceny (w odnies. do żeliwa) możnaby stosować „wskaźnik złamania” Meyersberg'a $\frac{R}{F}$, lepiej charakteryzujący te cechy

niż samo F , należy jednak szukać wskaźników bardziej dokładnych. Mówca wykazuje bowiem, na podstawie wykresów wytrzymałościowych, że 3 gatunki żeliwa o różnych własnościach sprężystych są inaczej klasyfikowane wedł. kształtu ich wykresów, inaczej wedł. strzałek ugięcia, a jeszcze inaczej wedł. „wskaźnika złamania”. Sądzi przeto, że w badaniach zginania nie należy opierać się na „wartościach końcowych” R i F , co wynikałoby implicite z założenia zerowych lub prawie zerowych wartości podatności do odkształceń (ciągliwości), lecz na wartościach tych cech w okresie pseudo-sprężystym, t. zn. ustalać (obok minimum R) max. ugięcia f pod obciążeniem naprz. $P = \frac{2}{3}R$. Na trzecim miejscu możnaby wymieniać minimum F . W ten sposób byłoby wyrażone, że najlepsze żeliwo będzie to, które, przy równej wytrzymałości R , ma największą zdolność do odkształceń (F), a najmniejsze f , czyli największy początkowy współczynnik sprężystości i największą praktyczną granicę sprężystości.

P. Le Thomas uzupełnił uwagi przedmówcy, przytaczając w streszczeniu wyniki pracy dokonanej przez p. Guillemeau, a mającej na celu danie wskazówek odlewnikom, jak zastosować w praktyce powyższe wytyczne, wysunięte przez Komisję francuską. Mówca wskazuje więc, że należy wyeliminować: 1) początkowe odkształcenia pręta, jako stanowiące często wynik niedokładności podparcia próbki i t. p. błędów doświadczenia; 2) końcową część wykresu, odpowiadającą naogół odkształceniom widocznie niespręży-

stym. Stosując próbkę Frémont'a (przekrój 8×10 mm, odległość podpór 30 mm, obciążenie w środku), łamiącą się przy 600 — 850 kg (w przypadku dobrego żeliwa), należy mierzyć: strzałkę ugięcia pod obciążeniem 100 kg oraz takąż strzałkę pod działaniem 400 kg. Pomiedzy temi granicami wykres jest praktycznie prostoliniowy. Różnica obu wartości strzałki powinna być mniejsza od wartości ustalonej w przepisach technicznych.

Komisja niemiecka zgłosiła uwagi następujące (ref. Dr. Inż. G. Meyersberga): Część metod badań jest już w Niemczech znormalizowana, inne są ujęte narazie w postaci „norm tymczasowych” lub dopiero w opracowaniu. Ogólnie dla żeliwa przewiduje norma (1691) wskazówki: a) co do wyglądu zewnętrznego odlewów; b) wymiarów i ciężaru tych odlewów; c) własności materiału. Dane liczbowe są wymienione w odniesieniu do wytrzymałości i własności magnetycznych.

1. *Wytrzymałość na rozciąganie* służy za podstawę do klasyfikacji żeliwa maszynowego i jest mierzona na próbkach odlewnych razem z przedmiotem i mających średnicę odpowiadającą średniej grubości odlewu. Jednak średnica ta nie powinna przekraczać 30 mm. Półka powinna być obtoczona. Poza wymaganiem min. wytrzymałości na rozciąganie, ustala się w warunkach technicznych: min. wytrzymałości na zginanie i min. strzałki ugięcia. Wytrzymałość na zginanie wyznacza się na próbkach odlanych osobno i nieobrabianych; badanie to ma zatem na celu raczej kontrolę samego tworzywa, a nie odlewu.

Pobieranie próbek z żeliwa szarego ujęte jest w normie tymczasowej, poddanej pod dyskusję (Maschinenbau, t. 11, str. 71).

Szczegóły wykonania badań wytrzymałości na rozciąganie, uważanych za podstawowe, nie są jeszcze ujęte w normy. W normie tymczasowej przewidziana jest „półka krótka” o przekroju kołowym, o średnicy zależnej od grubości odlewu; przewidziano 9 typów próbek: o średnicy od 6 do 40 mm.

2. Norma *badania na zginanie* wymienia próbki lane osobno, o średn. 30 mm, nieobrobione, odległość podpór 600 mm; kształt próbki nie jest atoli ustalony definitywnie, prowadzi się liczne badania w tym kierunku; można wszakże oczekiwać, że ów kształt tymczasowy, przyjęty już w Niemczech, będzie zachowany na stałe. Poza tem stosuje się w niektórych wypadkach (rury ekonomizerów) próbki wycięte z samego przedmiotu badanego, a więc obrabiane, o średnicy 10 mm, na podporach odległych od siebie o 200 mm. Półki o przekroju innym niż kołowy nie są przewidziane.

W wyniku badań na zginanie wyznacza się wytrzymałość $\sigma_B = \frac{M}{W}$ kg/mm² i strzałkę ugięcia f w mm. Osobna norma omawia obciążenie łamiące przy zginaniu i strzałkę, przyczem wartość pierwsza ma charakteryzować wytrzymałość, a druga — odkształcalność (ciągliwość). Zresztą wyznaczanie równoczesne wytrzymałości na zginanie i na rozciąganie jest pełne sprzeczności, z drugiej zaś strony sama strzałka ugięcia nie charakteryzuje dostatecznie odkształcalności. Dąży się więc obecnie do charakteryzowania wytrzymałości tylko siłą rozrywającą i do uznania ilorazu strzałki ugięcia przez wytrzymałość na zginanie $\frac{f}{\sigma_B}$ za miarę odkształcalności.

3. *Badania na ścinanie* zaczynają być wprowadzane także, jako środek do oceny wytrzymałości. Zamiast prymitywnej próby „wiercenia przez ścinanie” Sipp'a wprowadza się metodę bardziej udoskonaloną „przebijania” Sipp'a — Rudeloff'a (Lochstanversuch). Półki mają kształt krążków

2,5 mm grubości i 23 mm średnicy. Wycina się z nich krążek o średnicy 19 mm. Norm w tym względzie jeszcze niema.

4. *Badania na skręcanie* służą do wyznaczania wytrzymałości na ścinanie przy skręcaniu. Wykonywa się je w wypadkach wyjątkowych, w celach naukowych.

5. *Badania na ściskanie* są wykonywane rzadko, choć wytrzymałość na ściskanie stanowi cechę doniosłą w większości zastosowań żeliwa. (Normę tymczasową ogłoszono w Maschinenbau t. 11, str. 71).

6. *Badania twardości*. Za normalną uważa się tu próbę Brinell'a (kulka 10 mm, obciążenie 3000 kg, czas — 30 sek). Poza tem są w użyciu inne metody (Rockwell, Shore, skleroskopowa oraz różne przyrządy dynamiczne). Przeliczenie ich wyników na stopnie Brinell'a jest uważane za niezbyt pewne.

7. *Wpływ zmian grubości*. Czynniki ten zyskuje coraz większe zainteresowanie. Do badań używa się próbek stopniowanych, różnych kształtów. Wrażliwość tworzywa na zmienność grubości bada się drogą prób na rozciąganie, twardości Brinell'a lub badań mikroskopowych. Żadna z metod nie zyskała jeszcze przewagi.

8. *Próba na ciśnienie wewnętrzne* wykonywana jest na próbkach pustych; istnieją w Niemczech normy tymczasowe: jedna — dotycząca badań na oznaczone ciśnienie, druga — omawiająca badanie aż do rozerwania próbki. Pierwsza odpowiada próbom praktycznym, druga ma cele naukowo-badawcze na względzie.

9. *Badania na uderzenia powtarzane*. Naogół badania dynamiczne na gięcie i na udarność próbek z karbem nie są stosowane do żeliwa. Natomiast stosuje się w Niemczech badania na powtarzane uderzenia (na maszynie Krupp'a o ciężarze bijaka $3,14 \div 3,18$ kg i wysokości spadu 30 mm). Półki bierze się walcowe, 15 mm średnicy, polerowane, obracane bądź o 180° , bądź o $360^\circ:25 = 14,4^\circ$ po każdym uderzeniu; odległość podpór 100 mm. Kolejne Rzeszy stosują czasem inną próbę (ciężar 2,6 kg, wysokość spadu 1 cm). Norm niema.

10. *Badania na zmęczenie* wykonywa się przy użyciu różn. maszyn, wywołujących w próbce przemienne naprężenia gnące; najczęściej używa się maszyny Schencka. Norma jest w opracowaniu. Czasem bada się zmęczenie pod działaniem sił rozciągających i ścisających lub też skręcających, lecz mają one jedynie cele naukowe na względzie.

11. Do *badania obrabialności* stosuje się różne próby, większość ich jednakże opiera się na wierceniu (np. próba Kessnera). Wahadło Leyensetter'a znalazło mało zastosowań.

12. *Badanie zużycia przez tarcie ślizgowe* wykonywa się na różn. maszynach (Amsler, Spindel, M.A.N. etc.); często poszczególne wytwórnie tworzą sobie własne metody. Autor zaznacza, że badanie to wykonywa się w Niemczech jedynie w celach naukowych, i podnosi, że czasem może być zastosowana metoda mikroskopowa (porównanie zużycia polerowanej próbki wytrawionej z zużyciem wzorca o strukturze perlitycznej).

Nadto wymienia referent próby: *stałości objętości* (pęcznienia), *ciekłości* (półki spiralne, oparte na kształcie podanym przez Cury'ego, Ramy'ego, Ronceray'a), *próby na tworzenie jam usadowych* (półka kulista lub w kształcie K), *badania naprężeń wewnętrznych* (półka kratowa Keep'a), wreszcie badania własności magnetycznych i elektrycznych (aparatus Koepsel'a i Kath'a do wyznaczania krzywej magnesowania).

Komisja hiszpańska stwierdziła w swym referacie, że woli próby gięcia, gdyż dają one pojęcie o sprężystości tworzywa, bądź w postaci spójczynnika $\frac{f}{\sigma}$, bądź

w postaci całkowitej pracy odkształcenia. Do wyjaśnienia współzależności zmiennych zastosowano w Hiszpanji badania statystyczne i ustalono rozproszenie wyników prób; w odniesieniu do zginania otrzymano wartość średnią rozproszenia 3,9 kg/mm², przy ścinaniu — 5,2 kg/mm² (w próbkach różnej grubości, lecz w jednakowych warunkach stygnięcia). Mniejsze rozproszenie wyników zginania przemawia za przyjęciem tej właśnie próby. Zbadano też zależność twardości Brinell'a od wytrzymałości na zginanie oraz ustalono odp. wzór empiryczny, podobnie ustalono zależność pomiędzy twardością a wytrzymałością na ścinanie (spółcz. jest stały i równy 5,8). Referent wypowiada się za przewagą badania na ścinanie nad badaniem twardości za pomocą kulki (podkreślając pewną analogię obu tych procesów).

Badając zagadnienie miejsca brania próbek, referent oznajmił, że znaleziono rozproszenie w granicach 5 ± 3 kg/mm² pomiędzy wynikami badań próbki wziętej z samego przedmiotu a odlanej osobno. Ponieważ różnice wyników w obu wypadkach mogą być duże, mówca sądzi, że należy ograniczyć się do próbek z samego przedmiotu.

Komisja szwajcarska zawiadomiła, że skończyła prace wedł. obszernego programu z r. 1926, przewidującego badania porównawcze: 1) próbek odlanych osobno, 2) branych z przedmiotu odlanego i 3) samego odlewu, dalej głębsze badania wytrzymałości i odkształcalności pod obciążeniem statycznym i dynamicznym, badania zmęczenia statycznego i dynamicznego, stateczności na wyoboczenie, zużycia, zachowania się w wysokich temperaturach, obrabialności, naprężeń wewnętrznych, pęcznienia.

Komisja czechosłowacka opracowała warunki techniczne dla żeliwa, przyjmując w nich: badanie na rozciąganie próbki krótkiej (VDI) oraz badanie na zginanie próbki nieobrobionej, walcowej, o średn. 30 mm, na podporach odległych o 600 mm. Do rozciągania powinny być brane próbki o średnicy różnej, zależnej od grubości odlewu.

Referent wypowiada się za badaniem na rozciąganie, choć przyznaje, że nowsze badania czeskie dały dlań niekorzystne wyniki, sądzi jednak, że powinno być ono przyjęte, gdyż w większości krajów jest stosowane i trudno oznaczyć miejsca brania próbek do ścinania. Wyniki badań na rozciąganie próbek krótkich nie są zbyt zachęcające (pękają przeważnie w uchwycie lub w części gwintowanej, której średnica jest za mała).

Równocześnie przytacza referent wyniki szeregu wykonanych przez niego badań, z których można wnosić, że nie należy porównywać wytrzymałości na rozciąganie z wartościami innych własności różnych próbek; że najmniej rozbieżne wyniki porównywania wytrzym. na rozciąganie z innymi własnościami uzyskano przy porównywaniu teje ze ścinaniem obustronnem tych samych próbek (15 mm średnicy), następne miejsce zajmuje ścinanie metodą Frémont'a, dalej ścinanie obustronne próbki o średn. 20 mm. Do obu więc prób (rozciągania i ścinania) może być zastosowana ta sama próbka i wartości liczbowe obu wytrzymałości są praktycznie sobie równe (spółcz. = $0,9 \div 1,25$).

W końcu referent wnosi, by została przyjęta międzynarodowa norma średnicy próbek nieobrobionych i by w in. krajach powtórzono (dla sprawdzenia) badania czeskie ścinania próbek rozerwanych.

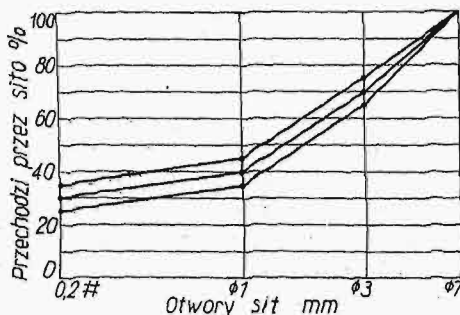
PRZEGLĄD PISM TECHNICZNYCH

BUDOWNICTWO.

Jak wytwarzać beton trwały w wodzie.

Konstrukcje betonowe i żelbetowe, pozostające w bezpośrednim kontakcie z wodą, mają b. szerokie zastosowanie w budownictwie lądowym i wodnym, jako fundamenty budynków, filary, przyczółki mostowe, kesony, pale, ścianki szczelne, zbiorniki, pływalnie, przegrody dolin, jazy, budowle portowe i t. p.

Wymienione budowle ulegają w wielu wypadkach mniejszym lub większym zniszczeniom na skutek przenikania wody do betonu, która bądź powoduje wypiókiwanie wapna z cementu, bądź wprowadza do wnętrza zawarte w roztworze sole, powodujące szkodliwe chemiczne przeobrażenia związków cementu, bądź wreszcie rozsada tworzywo podczas mrozu; w żelazobetonie woda, oprócz tego, przedostaje się do żelaza, wywołuje jego rdzewienie.



Rys. 1.
Krzywe przesiewu zaprawy.

Krzywa
dolna — I;
środkowa — II;
górną — III.

Te szkodliwe objawy przyczyniły się do przeprowadzenia w wielu krajach prac badawczych, mających na celu ustalenie, jakim wymaganiom powinien odpowiadać beton trwały w wodzie. Wszystkie te prace doprowadziły do jednolitego wniosku, że podstawowym warunkiem trwa-

łości betonu pracującego w wodzie jest szczelność tworzywa, dzięki której beton staje się odpornym na przenikanie wody.

Dla wytworzenia szczelnego betonu należy uwzględnić następujące wskazówki:

1. Decydujący wpływ na szczelność wywiera skład zaprawy, t. j. cementu i piasku, (według niemieckich norm piasek jest częścią kruszywa, które przechodzi przez sito z okrągłymi otworami 7 mm*). Uziarnienie zaprawy powinno możliwie odpowiadać krzywej przesiewu II (rys. 1) i nie wykraczać w żadnym wypadku poza krzywe I i III.

Krzywa II podaje najwłaściwsze uziarnienie betonu urabialnego. Uziarnienia poniżej tej krzywej dają beton trudno urabialny, mogą być zatem stosowane tylko do betonu płynnego.

Natomiast uziarnienie betonu bardziej gęstego powinno być o łatwiejszej urabialności, a więc zbliżone bardziej do krzywej III.

2) Zawartość zaprawy w betonie nie powinna być mniejsza od 50% całkowitego ciężaru cementu i kruszywa oraz od 30 k%, również w stosunku do całkowitego ciężaru mieszaniny, gdzie k jest współczynnikiem uziarnienia piasku.

$$k = \frac{1}{100} [300 - (\text{suma procentowych ilości piasku, przechodzących przez sita 0,2, 1 i 3 mm, według krzywej przesiewu samego piasku, rys. 2})].$$

Dla żelazobetonu ilość zaprawy należy nawet powiększyć do 55 — 65%; im ta ilość jest bliższa wyższej granicy, tem beton jest szczelniejszy.

*) Według przekonywająco umotywowanego projektu prof. Paszkowskiego, piasek w Polsce ma być kruszywem, przechodzącym przez sito plecione o prześwicie otworu 2 mm.

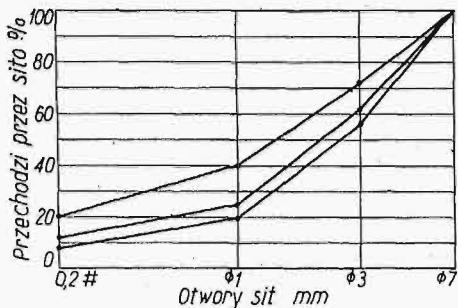
3. Zgodnie z krzywymi przesiewu zaprawy, które są najbardziej miarodajne dla szczelności betonu można ustalić krzywe przesiewu samego piasku oraz całości kruszywa (rys. 2 i 3); do krzywych tych odnoszą się również uwagi, wymienione w punkcie 1. Gdy uziarnienie przekracza górną linię, nie może być wytworzony beton całkowicie szczelny, nawet przy znacznych ilościach cementu; taki beton wykazuje zdolność wchłaniania wody.

4. Najmniejsza ilość cementu określa się według uziarnienia piasku, lub też jest normowana specjalnymi przepisami (dla zwykłych budynków żelbetowych, budowli morskich i t. p.).

Oznaczając przez γ_p ciężar objętościowy suchego piasku, przez k współczynnik uziarnienia, jak wyżej, przez 1 : n stosunek wagowy cementu do piasku, autorzy podają wzór na najmniejszą stosunkową ilość cementu w zaprawie:

$$1 : n \geq \left[1 : k \cdot \frac{1,20 \gamma_p}{2,67 - \gamma_p} \right];$$

Ze względu na niejednostajność uziarnienia w całej masie betonu, ilość cementu nie powinna być w żadnym wypadku niższa od 240 kg w 1 m³ betonu niezbrojonego i od 270 kg/m³ w żelazobetonie.

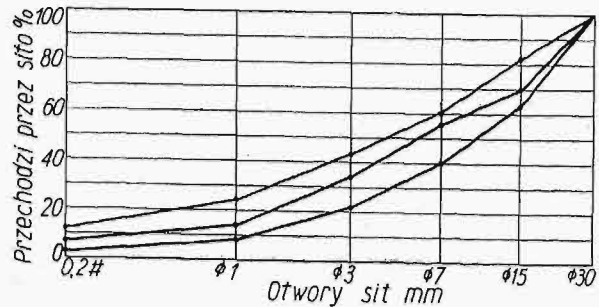


Rys. 2. Krzywa przesiewu piasku. Oznaczenia krzywych (I—III), jak w rys. 1.

5. Cementy należy wybierać z gatunków jaknajdrobniej zmielonych. Kruszywo, a w szczególności piasek, powinno składać się z ziarn możliwie okrągłych; należy unikać piasków kruszonych i kruszyw o ziarnach płaskich wydłużonych; nie należy również stosować kruszywa, które samo przez się jest nasiąkliwe.

Należy pamiętać, aby przy wprowadzaniu betonu do form dobrze go wzmurzyć, w celu osiągnięcia zwartości tworzywa i usunięcia por powietrznych.

7. Beton powinien posiadać możliwie gładkie i równe powierzchnie zewnętrzne; z tego względu najbardziej odpowiednie są szalowania z blachy.



Rys. 3. Krzywe przesiewu kruszywa. Oznaczenia krzywych (I—III), jak w rys. 1.

8. Po zabetonowaniu należy bardzo starannie strzec beton przed zbyt wczesnym wysychaniem, powodującym kurczenie się tworzywa. Zaleca się utrzymywać świeży beton możliwie dłużej w trwałym stanie wilgotnym, co najmniej przez 2 tygodnie.

9. Ilość przerw roboczych w betonowaniu należy możliwie ograniczyć; miejsca przerw muszą być w trakcie roboty starannie uszczelniane.

10. O ile zachodzi możliwość, że beton będzie ulegał działaniom mrozu, to jego wytrzymałość na ściskanie przed nastaniem mrozu powinna osiągnąć co najmniej 150 kg/cm².

Okrycie wkładek żelaznych.

Wkładowki żelazne żelbetu stykającego się z wodą powinny być otulone warstwą betonu, nie mniejszą od 4 cm.

Przykład zastosowania wymiennych zaleceń.

Dobrać skład szczelnego betonu, przeznaczonego do budowy żelbetowej ściany oporowej, tkwiącej częściowo w wodzie. Kruszywo do rozporządzenia znajduje się w 2-ch odmianach; pospółka piaskowo-żwirowa i tłuczeń. Obliczenie składu betonu podajemy w następującej tabeli:

| L. p. | Części wagowe | Kruszywo i materiały wiążące | % wagowe przesiewu przez sита o otworach w mm | | | | | | Spółczynnik uziarnienia k |
|-------|---------------|-------------------------------------|---|--------|--------|--------|--------|-------|-----------------------------|
| | | | 0,2 | 1 | 3 | 7 | 15 | 30 | |
| 1 | 1 | Pospółka P | 5 | 20 | 60 | 78 | 95 | 100 | 1,94 |
| 2 | 1 | Tłuczeń Tł | — | — | — | 20 | 60 | 100 | |
| 3 | 3,15 | Pospółka | 15,5 | 63 | 189 | 246 | 300 | 315 | |
| 4 | 3,35 | Tłuczeń | — | — | — | 67 | 201 | 335 | |
| 5 | 6,5 | 3,15 P + 3,35 Tł | 15,5 | 63 | 189 | 313 | 501 | 650 | |
| 6 | 1 | Kruszywo | (2,4) | (14,5) | (29,1) | (48,2) | (77,1) | (100) | |
| 7 | — | W tem piasku | (5) | (30,2) | (65,6) | (100) | — | — | |
| 8 | 0,25 | Tras Tr | 25 | 25 | 25 | 25 | 25 | 25 | |
| 9 | 6,75 | 0,25 Tr + 3,15 P + 3,35 T | 40,5 | 88 | 214 | 338 | 526 | 675 | |
| 10 | 1 | Kruszywo | (6) | (13) | (31,7) | (50) | (78) | (100) | |
| 11 | — | W tem piasku | (12) | (26) | (68) | (100) | — | — | |
| 12 | 1 | Cement C | 100 | 100 | 100 | 100 | 100 | 100 | |
| 13 | 7,75 | Beton | 140 | 188 | 314 | 438 | 626 | 775 | |
| 14 | 1 | Beton | 18 | 24,3 | 40,5 | 56 | 81 | 100 | |
| 15 | — | Zaprawa (bez wody) | (32) | (43) | (71,6) | (100) | — | — | |

6. Dla betonu wodoszczelnego najbardziej właściwe są konsystencje plastyczna i płynna; przy tej ostatniej należy jednak możliwie ograniczyć ilość wody. Beton bardziej gęsty (konsystencji ziemistej masy) jest mniej zalecany, ponieważ trudno go jest ubić w sposób zapewniający szczelność; oprócz tego w betonie tego rodzaju słabemi miejscami ze względu na przepuszczalność wody są powierzchnie przerw roboczych w czasie betonowania.

Ze względu na uzbrojenie betonu przyjęto, że zaprawy musi być 55%. Początkowo założono stosunek cementu do kruszywa 1:6,5; ilości x i y pospółki i tłuczni w 6,5 cz. kruszywa określono z równania:

$$\frac{100 + 78x + 78y}{1 + x + y} = 55; \quad x = 3,15; \quad y = 3,35.$$

Piasek (rubryka 6) zawiera zbyt mało, bo tylko 5% ziarn drobniejszych od 0,2 mm. Dla uzupełnienia braku tych

ziarn do 12% dodano do kruszywa trasu, którego ilość obliczono z równania:

$$\frac{15,5 + Tr}{313 + Tr} = 0,12; \quad Tr = 0,25.$$

(W Polsce trasy niema, trzeba więc brak ten uzupełnić albo drobniejszym piaskiem, albo pyłem kamiennym, albo cementem).

Przy tym składzie krzywe przesiewu zaprawy, piasku i kruszywa (rubryki 15, 11 i 10) odpowiadają wymaganiom rys. 1 i 2 i 3.

Należy teraz sprawdzić, czy ilość cementu jest dobra. Spółczynnik uziarnienia piasku jest:

$$k = \frac{1}{100} (300 - 12 - 26 - 68) = 1,94.$$

Ciężar objętościowy suchego piasku (część pospółki, tłucznia i trasy, przechodząca przez sito 7 mm) wynosi 1,7.

Liczba n części piasku w zaprawie ma zatem stanowić:

$$n \leq 1,94 \cdot \frac{1,2 \cdot 1,7}{2,67 - 1,7} = 4,08,$$

czyli stosunek wagowy cementu do piasku w zaprawie powinien być nie mniejszy od

$$1 : 4,08.$$

Jak widać z rubryki 9 i 12, stosunek ten wynosi w rzeczywistości

$$100 : 338 = 1 : 3,38.$$

Na 1 m³ gotowego betonu, którego ciężar ustalono na 2 250 kg, dodano wody 150 l; zatem kruszywo z cementem w 1 m³ betonu waży 2 100 kg.

Ilość cementu, przypadająca na 1 m³ betonu, wynosi (zgodnie z rubryką 13 i 12):

$$\frac{1}{7,75} \cdot 2 100 = 270 \text{ kg.}$$

Ta ilość nie może być zmniejszona, ponieważ przepisy dla budowli żelbetowych przewidują jako najmniejszą ilość cementu 270 kg/m³ betonu. Gdyby konstrukcja wykonana była z betonu niezbrojonego, to ilość cementu można by ograniczyć do 240 kg/m³, przyczem całe powyższe obliczenie należałoby odpowiednio zmodyfikować. (Zement, 1933 r., zes. 5).

W. Ż.

METALOZNAWSTWO.

Wpływ temperatury odlewu i temperatury formy na makro i mikrobudowę stopów niskotopliwych.

Znane badania pani Gayler wykazały, iż stopy aluminium — krzem i ołów — cyna (o zawartości 5% Pb), odlane w wyższych temperaturach, posiadają tem grubsza makrobudowę im wyższa była temperatura odlewu, a jednocześnie tem drobniejszą mikrobudowę. Badania zaś Ellisa ze stopem o zawartości Sb = 12,1%; Sn = 4,8% i Pb = 83,1% nie potwierdziły wyników p. Gayler, gdyż otrzymano grubsza mikrobudowę w miarę wzrostu temperatury odlewu. Weaver, badając stop Sb = 14,5%; Sn = 7,7%; Pb = 77,8%, otrzymał takie same wyniki, jak i Ellis. Ponieważ stopy badane przez te trzy osoby były różne, przyczem, co szczególnie ważne, odmiennie się krystalizowały, Weaver przystąpił do szczegółowego ponownego zbadania tego zagadnienia.

Do badań użyto następujących metali i stopów:

A) Cyny handlowej o zawartości 99,18% Sn — w celu zbadania wpływu zanieczyszczeń spotykanych w zwykłych gatunkach tego metalu;

B) Czystej cyny — 99,99% Sn;

C) Cyny o zawartości 2% antymonu w roztworze stałym;

D) Stopu eutektycznego o zawartości 63% cyny i 37% ołowiu;

E) Stopu eutektycznego o zawartości 24% ołowiu, 71% cyny i 5% cynku;

F) Stopu antymonu z cyną i ołowiem: 14,5% Sb; 7,7% Sn i 77,8% Pb.

Odlewy wykonywano do kokili żeliwnych o kształcie litery „U”. Temperaturę kokili mierzono termometrem rtęciowym, który zanurzono w rtęci, napełniającej specjalny otwór w kokili; kokile podgrzewano palnikiem Bunsena.

Temperatura odlewu wynosiła 300, 400 i 500°. Badań stopu E w tej serii jeszcze nie wykończono.

Weaver określa makrobudowę, jako budowę obserwowaną okiem nieuzbrojonym, mikrobudowę — jaką tę, którą oglądamy pod mikroskopem.

Makrobudowa cyny handlowej wykazuje wzrost kryształów przy podnoszeniu temperatury kokili i odlewu. Co wpływa energiczniej — ustalić trudno. Ponieważ wielkość kryształów zależy od ilości ośrodków krystalizacji, powstających w chwili zetknięcia się odlanego materiału ze ściankami kokili, można stwierdzić, iż ilość ośrodków krystalizacji jest większa przy niższej temperaturze kokili i odlewu, aniżeli przy wyższej.

Ciekawą budowę otrzymano przy odlewaniu cyny czystej. Grube kryształy otrzymano nietylko przy odlaniu metalu o wyższej temperaturze i do gorącej kokili, lecz i przy niższych temperaturach. Budowa bloczków odlanych w średnich temperaturach była drobniejsza i wzrost jej ziarnistości wraz ze wzrostem temperatur odlewu i kokili był taki sam, jak i bloczków z cyny handlowej.

Mikrobudowa cyny handlowej w miarę podnoszenia temperatury odlewu stawała się drobniejsza przy stałej temperaturze kokili, wynoszącej 100, względnie 150° C, lecz przy temp. kokili 200° wykazywała słaby wzrost. Również grubsza mikrobudowę otrzymano, gdy temperatura odlewu była stale 500°, zaś temperaturę kokili podwyższano. Przy odlewie w temperaturze 400° i temperaturze kokili 150°, otrzymano drobniejszą mikrobudowę, aniżeli przy kokili podgrzanej do 100 lub 200° C. Trudno określić, co więcej wpływa: temperatura kokili, czy temperatura odlewu.

Mikrobudowa cyny czystej przy obserwacjach pod mikroskopem niczem nie różniła się od makrobudowy, oglądanej okiem nieuzbrojonym.

Makrobudowa stopu cyny z 2% antymonu wykazuje grubsze kryształy przy podnoszeniu zarówno temperatury odlewu, jak i kokili, podobnie jak cyna handlowa. To samo odnosi się i do mikrobudowy: podwyższanie temperatury odlewu przy stałej temperaturze kokili 100 i 150° C daje wyraźnie pogrubienie. Wynika z tego, iż istnieje pewna krytyczna temperatura kokili, poniżej której następuje rozdrobnienie ziarn w związku z podnoszeniem temperatury odlewu, a powyżej której następuje pogrubienie mikrobudowy.

Stopy cyna — ołów badano, ze względu na bardzo niski punkt topliwości, podgrzewając kokilę do 50° C. Różnica jednak w makrobudowie była minimalna, podobnież nieznaczna okazała się różnica w mikrobudowie. Żadnych wniosków co do tego stopu wyciągnąć nie można.

Nieznacznie różni się również makrobudowa stopów Sb — Sn — Pb w zależności od temperatury odlewu i kokili. Podniesienie temperatury odlewu i kokili wpływa bardzo wyraźnie na wzrost wymiarów składników mikrobudowy: sześciątów roztworu stałego Sb — Sn, jak również i pasemek eutektyki. Większy wpływ, jak to już ustalił Ellis, wywiera podwyższenie temperatury kokili.

Badania powyższe potwierdziły wnioski p. Gayler co do otrzymania grubszej makrobudowy przy podwyższaniu bądź temperatury kokili, bądź też odlewu, bądź obu jednocześnie. Co do mikrobudowy, to potwierdzenie znalazły wnioski p. Gayler, odnoszące się jedynie do niższych temperatur ko-

kili, nie zaś do wyższych. Mianowicie mikrobudowę otrzymuje się drobniejszą przy podniesieniu temperatury odlewu jedynie przy niższych temperaturach kokili, przy wyższych zaś temperaturach kokili podniesienie temperatury odlewu powoduje zgrubienie mikrobudowy.

Porównywuując otrzymane wyniki dla czystej cyny, cyny handlowej i cyny z 2% antymonu, dochodzimy do wniosku, iż materiały zanieczyszczone posiadają więcej ośrodków krystalizacji niż materiały czyste przy niższej temperaturze kokili i odlewu.

Wyniki badań były referowane na zebraniu Institute of Metals w Londynie w marcu r. b. (Wydawnictwo Inst. of Metals, Nr. 634).

E. P.

WOJSKOWA TECHNIKA.

Podział konstrukcyj czołgowych.

Po wynurzeniu swych założeń na obecne warunki polityczne, uniemożliwiające „bezbронnym“ Niemcom budowę broni pancernej, autor stwierdza, że obowiązkiem inżynierów niemieckich winno być zainteresowanie się rozwojem konstrukcyj czołgów, a to ze względu na ogromne ich przewidywane znaczenie podczas działań wojsk zmotoryzowanych.

Ogół konstrukcyj czołgowych dzieli autor na 3 grupy, a mianowicie: 1) czołgi niszczące, 2) wywiadowcze, 3) bojowe.

Czołgi niszczące są niejako pancernikami wojny lądowej, posiadają ciężki pancerz, zabezpieczający je przeciwko pociskom 7,5 — 7,7 cm., i uzbrojone są w działa średniego i lżejszego kalibru, jak również w broń maszynową. Nie wymaga się od nich dużej prędkości jazdy, gdyż gruby pancerz chroni je zadowalająco przeciw pociskom artylerji lekkiej i specjalnej, mogącej zwalczać cele ruchome, podczas gdy artylerja cięższego kalibru napotyka na ogromne trudności trafiania do czołgów nawet powoli poruszających się i oddanie strzału skutecznego ma raczej charakter przypadkowy. Zadaniem czołgów niszczących jest, jak sama nazwa wskazuje, zniszczenie takich np. urządzeń nieprzyjacielskich stanowisk obronnych, jak zasieki druciane, wogóle zaś ugotowanie drogi postępującym za nimi czołgom bojowym i umożliwienie natarcia własnej piechoty. Ciężar czołgu niszczącego winien być nie mniejszy niż 50—70 t, co daje już pewne pojęcie o kosztach tej kategorii maszyn. Autor przewiduje, że tylko najpotężniejsze państwa będą mogły sobie pozwolić na budowę takich czołgów, i używać ich w nader ograniczonej ilości. Wielkość i ciężar czołgów niszczących narzucają pewne rozwiązania konstrukcyjne. Przy ograniczonej ich szerokości (transport kolejowy) otrzymuje się dość znaczną długość; wynikająca stąd mała zwrotność zmusza do stosowania pomocniczych mechanizmów kierujących, jak również serwośilników do zmiany przekładni w skrzynce biegów. Bardziej obiecującym, ale również nie pozbawionem trudności, rozwiązaniem jest napęd spalinowo-elektryczny. Optyczne aparaty obserwacyjne są wysokiej jakości, aby umożliwić jaknajlepsze wyzyskanie broni zainstalowanej wewnątrz maszyny. Czołgi niszczące budowane były przede wszystkim we Francji (char de rupture), kosztem wielu wysiłków.

Czołgi wywiadowcze są odpowiednikami torpedowców we flocie morskiej. Zadaniem ich nie jest bezpośrednia walka, lecz wywiad terenu, znajdują też przede wszystkim zastosowanie w wojnie ruchowej. Zgodnie ze swoim przeznaczeniem muszą posiadać dużą prędkość, aby szybko przewozić zdobyte wiadomości i uniknąć działania artylerji nieprzyjacielskiej. Załoga składa się z 2-ch, najwyżej 3-ch ludzi, uzbrojenie — z karabinów maszynowych lub działka szybkostrzelnego. Dla osiągnięcia dużej prę-

dkości jazdy czołgi wywiadowcze muszą mieć ciężar możliwie mały, to też pokryte są jedynie cienką blachą pancerną, zaledwie zabezpieczającą ich załogę przed ogniem karabinowym. Czołgi wywiadowcze w miarę możliwości mają unikać walki bezpośredniej, do czego pomocna będzie ich wielka prędkość, a głównym ich zadaniem jest jaknajszycze zebranie wiadomości i natychmiastowy powrót do oddziałów macierzystych. Wyposażenie w broń służyć winno jedynie do zwalczania patroli nieprzyjaciela i obrony przed jego czołgami.

Czołgi wywiadowcze są niewielkich rozmiarów, a przede wszystkim bardzo niskie, aby tworzyć cel możliwe mały. Stwarza to dla konstruktorów poważne trudności, gdyż przy nadmiernem skróceniu długości wozu powstają bardzo duże przechyły na nieuniknionych nierównościach terenowych. Ponadto od długości czołgu zależy wielkość rowu, który on może przekraczać, a nawet przy najkorzystniejszym rozłożeniu masy i położenia środka ciężkości szerokość rowu nie jest większa od połowy długości maszyny. Spokojna jazda czołgów wywiadowczych nie jest tak niedozwolna, jak u czołgów bojowych, gdzie decyduje ona o skuteczności ognia, jednakże nie mogą one zbyt kołysać, gdyż utrudniłoby to załodze dokonanie zamierzonych obserwacji. Ze względu na powyższe długość czołgu nie powinna być nadmiernie zmniejszana. Ciężar czołgów wywiadowczych wynosi ok. 3 t, są one zatem stosunkowo tanie i mogą być wykonywane w większych serjach.

Czołgi wywiadowcze mogą być ustawiane bądź na gąsienicach, bądź na kołach, wybór zależy od przewidywanych warunków terenowych i charakteru działań wojennych. W bardzo ciężkim do przebycia terenie, bagnach, piaski, rowy, doły od pocisków i t. p. ruch na gąsienicach jest pewniejszy, natomiast tam, gdzie rozbudowana jest sieć drogowa, a sam teren stanowi płaszczyznę, z niezbyt licznymi i trudnymi do przejścia przeszkodami, czołg wywiadowczy wielokołowy (np. 8 kół, wszystkie napędzane) staje się użyteczniejszy, gdyż pokonywa szybciej większe odległości i posiada większą „ruchliwość taktyczną”, co ma szczególne znaczenie w wojnie ruchowej.

Natomiast konstrukcje kombinowane, w których ruch może się odbywać albo na gąsienicach (a wówczas koła są podniesione do góry), albo na kołach, nie wydają się uzasadnionymi, aczkolwiek bowiem są bardziej uniwersalne, muszą ustępować pod względem szybkości jazdy zarówno czołgom gąsienicowym — przy ruchu na gąsienicach, jak i czołgom wielokołowym — przy ruchu na kołach. Jest to zupełnie zrozumiałe, jeśli pamiętać, że przy ruchu na kołach czołg taki dźwiga dodatkowy ciężar martwy napędu gąsienicowego, i odwrotnie, w obu zaś wypadkach — ciężar mechanizmu zmianowego.

Czołgi bojowe stanowią rodzaj najbardziej odpowiedzialny i następczący wykonawcy najpoważniejsze do przewyciężenia trudności. Budowa kombinowana, kołowo-gąsienicowa odpada tutaj w zupełności, gdyż w terenie, pociętym rowami i pełnym lejów od granatów ruch na kołach byłby niemożliwy. Ponadto czołg bojowy musi być nadzwyczaj zwrotny i posiadać możliwie dużą szybkość, to też zwiększanie ciężaru martwego byłoby tu niemożliwe. Ewentualną rozporządzalną nadwyżkę ciężaru lepiej zużyć na zwiększenie grubości pancerza, względnie zwiększenie siły ogniowej maszyny. Mechanizm napędowy, a w szczególności skrzynka zmianowa winny działać bez zarzutu, gdyż każde przymusowe zatrzymanie się czołgu, nawet na kilka sekund, ułatwia trafienie go przez artylerję nieprzyjacielską. Pancerz czołgu bojowego nie chroni go przed pociskami artyleryjskimi, conajwyżej może być skuteczną za-

słoną przed pociskami specjalnej broni maszynowej (kal. 2 cm.). Dla inżyniera projektującego czołg, zależność między grubością pancerza a wielkością czołgu jest jasna; ponieważ powierzchnia opancerzona rośnie proporcjonalnie do kwadratu wymiarów liniowych, a objętość czołgu — do trzeciej potęgi tych wymiarów, wynika stąd, że stosunek ciężaru pancerza do ciężaru silników, broni, paliwa i t. p., wypełniających wnętrze czołgu, maleje w czołgach dużych, a przy stałym założonym udziale wagowym pancerza, grubość blachy w dużych jednostkach może być większa. Ruchliwość taktyczna czołgu bojowego jest zawsze mniejsza niż np. 8-kołowego czołgu wywiadowczego, z tej przyczyną, że łańcuchy gaśnicowe nie są, w dotychczasowych wykonaniach, nawet w przybliżeniu tak trwałe i niezawodne w ruchu, jak koła na pneumatykach.

Nadzwyczaj doniosłym zagadnieniem jest sprawa transportu czołgów na większe odległości, a więc np. z głębi kraju na front lub wzdłuż dużych odcinków frontu, które wprowadzić czołgi mogą przebywać samodzielnie, ale, z powodów wymienionych wyżej, tylko w wyjątkowych wypadkach. Dla czołgów niszczących jedynym środkiem transportowym są specjalne platformy kolejowe, dla lekkich zaś czołgów wywiadowczych i bojowych mogą także wchodzić w grę przyczepki samochodowe różnych konstrukcji.

W dalszym ciągu autor omawia w krótkości znaczenie czołgów pływających, budowanych już w Anglii i w St. Zj. (Christie). Przystosowanie do pływania czołgów bojowych zmusza do zmniejszenia ciężaru pancerza, uzbrojenia i silników, a więc zmniejsza wartość bojową czołgu podczas starcia na lądzie. Lżejsze czołgi wywiadowcze mogą być łatwiej budowane jako pływające, jednakże szczupłość przeprowadzonych dotychczas doświadczeń nie pozwala wyciągać wniosków zbyt daleko idących. Czołgi niszczące nie są przystosowywane do pływania i mogą przekraczać rzeki jedynie po mostach. Zrozumiałem dążeniem jest uszczelnianie czołgów przeciw gazom trującym, dokonywane przez wywołanie w ich wnętrzu niewielkiego nadciśnienia. Dla wszystkich rodzajów czołgów przewidywane są radjowe środki łączności, a więc czołg niszczący posiadać ma stację nadawczą i odbiornik, podobnie czołg wywiadowczy i dowodzący czołg bojowy; inne czołgi bojowe zaopatrzone byłyby tylko w odbiorniki. (A. T. Z., zeszyt 19, 1933).

M. T.

Kongresy i Zjazdy.

Zjazd Inżynierów Bezpieczeństwa Pracy.

Instytut Spraw Społecznych organizuje w dn. 14 i 15 grudnia r. b. Zjazd Inżynierów Bezpieczeństwa Pracy, t. j. osób, które na terenie poszczególnych zakładów przemysłowych prowadzą akcję zapobiegania wypadkom. Będzie to pierwszy tego rodzaju Zjazd w Polsce, mający na celu wymianę dotychczasowych doświadczeń w zakresie organizacji służby bezpieczeństwa oraz wytyczenie na przyszłość kierunku rozwoju akcji zapobiegawczej w przemyśle.

Zjazd odbędzie się w Warszawie, w gmachu Państw. Szkoły Higieny (ul. Chocimska 24).

Program Zjazdu obejmuje 13 referatów, w których prelegenci omówią organizację bezpieczeństwa pracy w szeregu krajowych zakładów przemysłowych (wytwórnie wojskowe, PZInż.-„Ursus”, zakł. Ostrowieckie, huty woj. Śląskiego) oraz ogólne zagadnienia służby bezpieczeństwa w przemyśle polskim i w fabrykach amerykańskich, jak również działalność i ustrój instytucji, poświęconych sprawom bezpieczeństwa pracy, istniejących w Austrii, Czechosłowacji i Stanach Zjedn. A. P.

VII Zjazd Naftowy.

Tegoroczny, VII Zjazd Naftowy ma się odbyć dn. 15, 16 i 17 grudnia w Borystawiu. W programie posiedzenia plenarnego, po otwarciu go przez Prof. Inż. Z. Brelskiego,

przewidziany jest referat Dyr. dep. Gór.-hutn. Cz. Pechego p. t. „Bieżące zagadnienia organizacyjne przemysłu naftowego”; następnie posiedzenie plenarne Zjazdu poświęcone będzie przeważnie zagadnieniom polityki naftowej, gdyż tylko jeden (z 5-ciu) referat dotyczy kierunków prac technicznych w przemyśle naftowym. Dalsze prace Zjazdu odbędą się w sekcjach: kopalnianej i rafineryjnej, obejmujących razem 20 referatów. Zakończy Zjazd drugie posiedzenie plenarne, na którym wygłoszone zostaną 8 referatów, dotyczących wierceń poszukiwawczych, badań geologicznych nad łupkami bitumicznymi w Polsce, przemysłu naftowego w Z.S.R.R., budowy rurociągów gazowych, badań palników i palenisk gazowych i in.

I-szy regionalny Zjazd w sprawach oświaty zawodowej w Wilnie.

Z inicjatywy Izby Przem.-Handlowej w Wilnie utworzony został Komitet organizacyjny I-go regionalnego Zjazdu w sprawach oświaty zawodowej, który to Komitet zorganizował zamierzony Zjazd w dniach 3 i 4 grudnia r. b. Pozyteczna ta inicjatywa znalazła wyraz w obszernym programie obrad, zawierającym, poza referatem wstępnym o stanie i potrzebach szkolnictwa zawodowego na ziemiach półn.-wschodnich Rzplitej, referaty sekcyjne, zgrupowane w 3-ich grupach: ogólnej (5 ref.), rolniczej (7 ref.) i przemysłowo-handlowej (7 ref.).

W sekcji ogólnej omówiono zagadnienia podstaw szkolnictwa (technicznych i ekonomicznych) ze stanowiska zapotrzebowania rzemieślników i pracowników, szkolnictwa, jako czynnika wychowania gospodarczego, szkolnictwa do kształcącego, badań psychotechnicznych w zast. do szkolnictwa zawodowego, wreszcie poradnictwa zawodowego.

W sekcji przem.-handlowej poruszono m. in. sprawy pozaszkolnego przysposobienia zawodowego oraz wzajemnego stosunku rzemiosła i szkolnictwa zawodowego.

Bibliografia

Beton w budownictwie mieszkaniowym. Inż. Necha y. Str. 303, rys. 308. Nakładem Związku Polskich Fabryk Portland-Cementu. Warszawa 1933. Cena zł. 8.

Na ok. 300 stronach bardzo starannego wydawnictwa zgromadził autor w systematycznym ujęciu wielkie zasoby informacji z dziedziny budownictwa żelbetowego i materiałów pokrewnych oraz t. zw. zastępczych. Pragnąc zaznajomić czytelnika przede wszystkim ze stroną konstrukcyjną i materiałową, autor ograniczył stronę statyczną do najpotrzebniejszych wypadków, nadając tym obliczeniom formę uproszczoną i ułatwioną przy pomocy przejrzystości ułożonych tablic.

Czytelnik, nie posiadający wyższych studiów w dziedzinie statyki, znajduje tu dostateczne dane do prawidłowego obliczenia w zwykłych wypadkach wszystkich betonowych i żelbetowych (a częściowo nawet i żelaznych) elementów konstrukcyjnych domów o zwykłej konstrukcji, a więc ław i stóp, słupów, balkonów, nadproży, wreszcie stropów i schodów różnych systemów. Statykowi przydadzą się napewno ułatwiające pracę tablice.

W dziedzinie materiałowej i konstrukcyjnej praca niniejsza odznacza się wyjątkowo bogactwem informacji, które autor zebrał z niezwykłą cierpliwością i wszechstronnością, uwzględniając prawie wyłącznie budownictwo rodzime, które, jak widać, dało wielką ilość pouczających przykładów i najbardziej interesujących rozwiązań budowlanych.

W dziedzinie ścian są trafnie omówione wszelkie materiały używane współcześnie, począwszy od muru ceglanoego na zaprawie wapiennej i cementowej aż do betonów porowatych i pustaków, w dziedzinie stropów — konstrukcje począwszy od Kleina aż do żeberkowych najnowszych systemów i konstruowanych z belek stalowych i betonowych porowatych.

Autor uwzględnił ważne zagadnienia konstrukcyjne, związane z instalacjami, wartości izolacyjne poszczególnych konstrukcji oraz metody ich wykonania, podając często konstrukcje deskowań.

Całość cechuje praktyczność ujęcia tak bardzo złożonego przedmiotu i wielka znajomość potrzeb i zainteresowań czytelnika, dla którego książka jest przeznaczona.

Praca niniejsza, jako popularyzująca w umiejętny sposób ściśle wiadomości z dziedziny tak aktualnej, przyczyni się niewątpliwie do podniesienia poziomu naszego budownictwa mieszkaniowego.

W. Pażkowski.

SPRAWOZDANIA I PRACE POLSKIEGO KOMITETU ENERGETYCZNEGO

BULLETIN DU COMITÉ POLONAIS DE L'ÉNERGIE

TREŚĆ

Rozmieszczenie zakładów wodnych w województwie Stanisławowskim, nap. M. Rybczyński, Profesor Politechniki Warszawskiej.

Sprawozdania z posiedzeń.

WARSZAWA

6 GRUDNIA

1933 r.

SOMMAIRE

Localisation des usines hydrauliques sur le territoire du département de Stanisławów, par M. M. Rybczyński, Professeur à l'École Polytechnique de Varsovie.

Comptes-rendus des séances de diverses Commissions du Comité.

Prace Komisji wodnej P. K. En.

Rozmieszczenie zakładów wodnych w województwie Stanisławowskim

W przeciwieństwie do innych województw południowych, budowa geologiczna i topografia województwa Stanisławowskiego przedstawia się o wiele prościej. Przeważną część województwa obejmują góry i przedgórze, zaś na północy duży obszar należy do Podola, odgraniczzonego na znacznej przestrzeni doliną Dniestru. Część górzysta należy w całości do Beskidu wschodniego, a pasma górskie wznoszą się tem wyżej, im bardziej posuwamy się na wschód. (Najwyższy szczyt na zachodniej granicy województwa — Paraszka ma 1230 m wys. n. p. m., podczas gdy na wschodniej granicy Howerla wznosi się na 2058 m). Na zachodzie rzeki płyną dolinami podłużnymi, przerzucając się przełomami z jednej doliny w drugą; na wschodzie doliny podłużne zanikają zupełnie, co łącznie ze zwiężającą się szerokością łańcuchów górskich wpływa na stopniowe zwiększanie się spadku rzek. Maksymalny spadek wykazują najdalej na wschód wysunięte: Prut i Czeremosz.

Przedgórze odcinają się zupełnie wyraźnie od rzek, zwłaszcza w części zachodniej województwa. Zbudowane przeważnie z młodszych formacji geologicznych, uległy znacznemu wymyciu, a stąd rzeki, wychodząc z gór, skutkiem nagłego załomu spadku, osadzają ogromne masy rumowiska, w których płyną ustawicznie zmieniającymi się korytami (Stryj poniżej Lubieniec, Świca od Hoszowa, Łomnica poniżej Perehińska, Bystrzyca od Nadwórnej, Prut od Delatyna, Czeremosz poniżej Kut). Utrudnia to w wysokim stopniu wyzyskanie sił wodnych na tych obszarach.

W zachodniej części województwa Dniestr stanowi granicę Podola. Na północ od Dniestru, w powiecie Rohatyńskim i części Żydaczowskiego, mamy do czynienia z zachodnią, bardziej rozmytą częścią Podola, z t. zw. Opolem, natomiast wschodnia część województwa, a w szczególności powiaty Horodeński, Tłumacki i północne części powiatu Kołomyjskiego oraz Śniatyńskiego, obejmuje właściwe Podole.

Ten układ geograficzny powoduje, że właściwie na całym terenie województwa istnieją względnie korzystne warunki wyzyskania sił wodnych. Przeważnie duże spady rzek, zarówno Karpackich, jak i płynących jarami podolskimi, większe niż w innych dzielnicach Polski opady (od 600 do zwyż 1000 mm) dają możliwość budowy większych zakładów wodnych, bardzo zmienny jednak przepływ wód będzie i tu wymagał przy projektowaniu większych zakładów zastosowania zbiorników retencyjnych.

Dotychczasowe wyzyskanie sił wodnych, polegające przeważnie na istnieniu wielkiej ilości drobnych młynów gospodarskich, lub niewielkich tartaków, nie może dać właściwego obrazu całego bogactwa istniejących zasobów sił wodnych. Rzadkie zaludnienie okolic górskich i zupełny prawie brak przemysłu zmniejsza zapotrzebowanie energii do minimum, a stąd wiele rzek górskich o dużej energii płynących wód posiada małe, kilkukonne zakłady, nieraz w nieznacznym nawet ilości. To też w przeciwieństwie do wielu innych województw rozmieszczenie dziś istniejących zakładów nie pozwala na wysnuwanie wniosków na przyszłość. Obraz ten zaciemnia jeszcze ta okoliczność, że ogromna ilość drobnych zakładów wodnych uległa w czasie wojny zniszczeniu i nie są one dotąd odbudowane.

Obecny stan rozmieszczenia istniejących zakładów wodnych przedstawia się według powiatów w sposób następujący:

Najwięcej zakładów wodnych znajduje się w powiatach: Kossowskim — 137 zakładów, t. j. 19,9% całej ilości, Stryjskim — 112 (16,2%), Doliniańskim 92 (13,3%) i Kołomyjskim — 64 (9,3%), poniżej przeciętnej mają powiaty: Kałuski — 53 (7,7%), Stanisławowski — 51 (7,4%), Śniatyński i Żydaczowski po 41 (5,9%), Nadwórniański — 34 (4,9%), Horodeński — 28 (4,1%), Rohatyński — 20 (2,9%) i Tłumacki — 17 (2,5%).

Porównując ze sobą ilość i moc zakładów w województwach południowych, można dojść do wniosku

TABELA 1.

| Rzeka i dopływy | Zakłady wodne o mocy | | | | | | Razem | |
|--|----------------------|--------------|--------------|--------------|-----------------|------------|------------|--------------|
| | do 25 KM | | 25 do 100 KM | | 100 do 1 000 KM | | | |
| | ilość | moc | ilość | moc | ilość | moc | ilość | moc |
| DNIESTR | | | | | | | | |
| Bystrzyca | | | | | | | | |
| Bystrzyca nadwórniańska | 4 | 50 | 4 | 140 | — | — | 8 | 190 |
| Worona z dopływami | 20 | 228 | 1 | 28 | — | — | 21 | 256 |
| Drobne dopływy | 5 | 52 | 1 | 33 | — | — | 6 | 85 |
| Bystrzyca sołotwińska z dopływami | 18 | 218 | 11 | 378 | — | — | 29 | 596 |
| Razem dorzecze Bystrzycy | 47 | 548 | 17 | 579 | — | — | 64 | 1 127 |
| Gniła Lipa z dopływami | 13 | 157 | 5 | 193 | — | — | 18 | 350 |
| Łukiew z Łukwicą | 12 | 167 | — | — | — | — | 12 | 167 |
| Łomnica | 15 | 236 | 12 | 349 | — | — | 27 | 585 |
| Czczewa z Dubą | 27 | 404 | 8 | 291 | — | — | 35 | 695 |
| Inne dopływy Łomnicy | 1 | 15 | — | — | — | — | 1 | 15 |
| Razem dorzecze Łomnicy | 43 | 655 | 20 | 640 | — | — | 63 | 1 295 |
| Siwka z dopływami | 17 | 212 | 1 | 35 | — | — | 18 | 247 |
| Świca | 15 | 175 | 9 | 291 | 1 | 138 | 25 | 604 |
| Sukiel | 18 | 237 | 2 | 113 | — | — | 20 | 350 |
| Inne dopływy | 26 | 182 | — | — | — | — | 26 | 182 |
| Razem zlewnia Świcy | 59 | 594 | 11 | 404 | 1 | 138 | 71 | 1 136 |
| Stryj | 2 | 18 | 6 | 239 | 2 | 306 | 10 | 563 |
| Opór | 7 | 44 | — | — | 1 | 150 | 8 | 194 |
| Dopływy Oporu | 40 | 217 | — | — | — | — | 40 | 217 |
| Inne dopływy Stryja | 48 | 313 | — | — | — | — | 48 | 313 |
| Razem zlewnia Stryja | 97 | 592 | 6 | 239 | 3 | 456 | 106 | 1 287 |
| Drobne dopływy Dniestru | 84 | 758 | — | — | — | — | 84 | 758 |
| Razem w dorzeczu Dniestru | 372 | 3 683 | 60 | 2 090 | 4 | 594 | 436 | 6 367 |
| DUNAJ | | | | | | | | |
| Prut | 3 | 45 | 14 | 418 | — | — | 17 | 463 |
| Czeremosz | 13 | 125 | 1 | 25 | 2 | 235 | 16 | 385 |
| Czeremosz Czarny z dopływami | 30 | 183 | — | — | — | — | 30 | 183 |
| Inne dopływy Czeremoszu | 34 | 151 | — | — | — | — | 34 | 151 |
| Rybica z dopływami | 47 | 406 | 2 | 60 | — | — | 49 | 466 |
| Czerniawa | 13 | 191 | — | — | — | — | 13 | 191 |
| Pistynka | 21 | 231 | 1 | 25 | — | — | 22 | 256 |
| Łuczka | 34 | 327 | — | — | — | — | 34 | 327 |
| Inne dopływy Prutu | 38 | 290 | 1 | 25 | — | — | 39 | 315 |
| Razem dorzecze Prutu | 233 | 1 949 | 19 | 553 | 2 | 235 | 254 | 2 737 |
| Ogółem w województwie | 605 | 5 632 | 79 | 2 643 | 6 | 829 | 690 | 9 104 |
| W procentach ilości i mocy | 87,7 | 61,9 | 11,4 | 29,0 | 0,9 | 9,1 | 100 | 100 |

sku, że moc zakładów rośnie wraz ze stopniem uprzemysłowienia danej okolicy, natomiast ilość ich spada. Duże kompleksy lasów państwowych, zaopatrzone w środki komunikacyjne, lub posiadające na miejscu wielkie tartaki parowe, a przyciem w okolicy słabo zaludnionej, posiadają niewielką ilość zakładów wodnych; natomiast bardzo wielkie ilości drobnych młynów i tartaków znajdujemy tam, gdzie własność jest rozdrobniona.

Do dnia 31 października 1933 zarejestrowano na obszarze województwa Stanisławowskiego ogółem 690 zakładów wodnych czynnych, lub praw wodnych zgłoszonych do wpisu do ksiąg wodnych, choć w kilkunastu wypadkach wewnętrzne urządzenia młynowe nie są jeszcze po wojnie odbudowane.

Z tej ilości przypada na zakłady poniżej 25 KM mocy 605 obiektów, czyli 87,7% ogólnej ilości, rozporządzających sumaryczną mocą 5 632 KM, t. j. 61,9%. Przeciętna moc zakładu tego typu wynosi zatem 9,3 KM. Wysoka stosunkowo cyfra pochodzi stąd, że wiele młynów na dolnych

biegach rzek i na Podolu rozporządza dużą stosunkowo mocą, w przeciwieństwie do młynów i tartaków górskich, które mają przeważnie po kilka KM.

Zakładów od 25 do 100 KM liczymy 79, t. j. 11,4%, o łącznej mocy 2 643 KM, czyli 29,0%, zaś powyżej 100 KM — tylko 6 (0,9%), o mocy 829 KM (9,1%). Średnia ich moc wynosi zatem 34,3 KM, względnie 138 KM na zakład.

Razem zakładów powyżej 25 KM jest w województwie 84 (12,2%) o ogólnej mocy 3 472 KM (38,1%), a średniej na zakład 41,3 KM.

Przeciętna moc wszystkich zakładów wynosi 13,2 KM. Stosunek mocy większych zakładów do mniejszych wynosi w przybliżeniu 1:1½, podczas gdy stosunek ilościowy — nieco ponad 1:7.

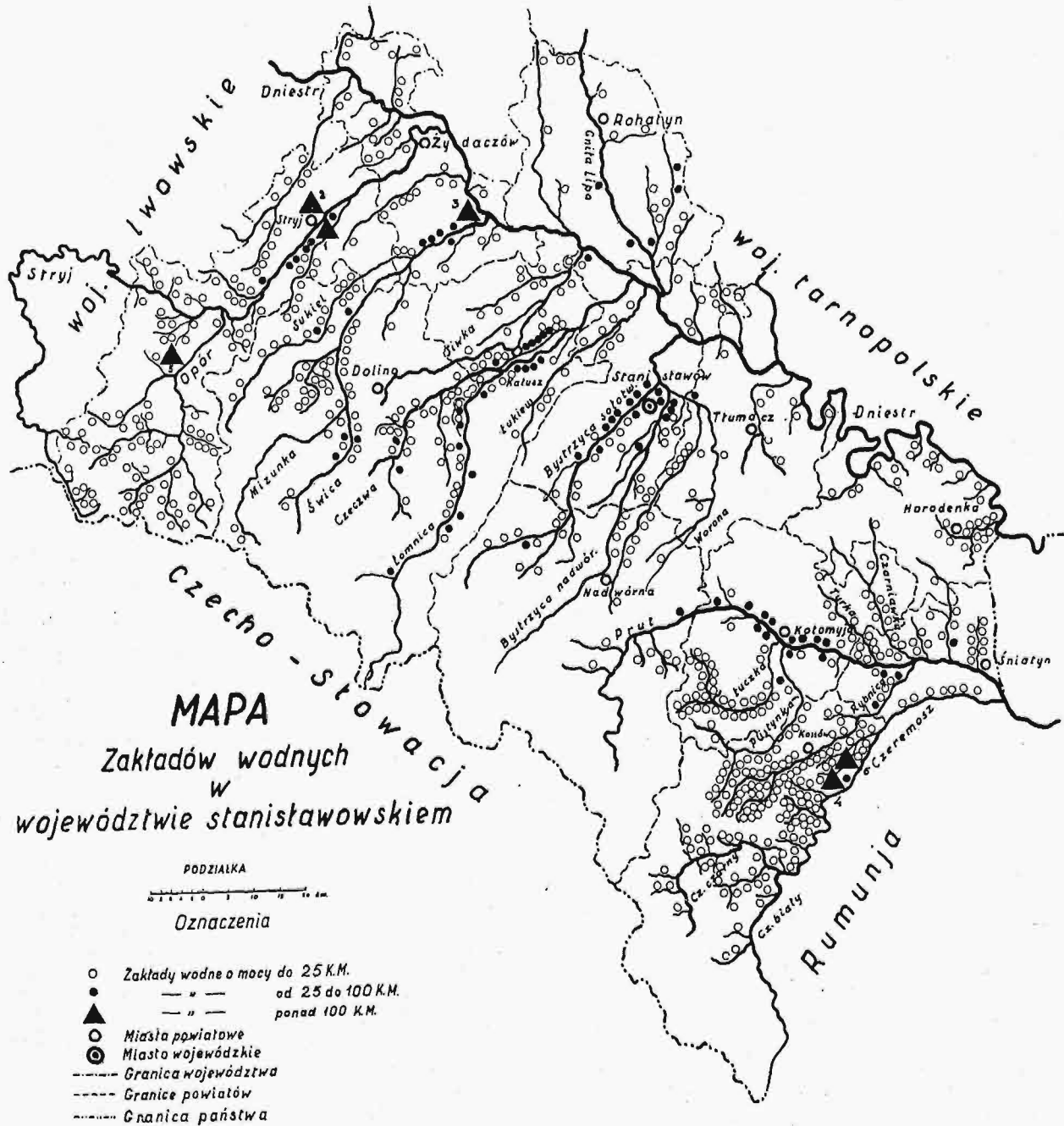
Inwentaryzację oparto na tych samych zasadach, na jakich opracowywano ją w innych województwach*), t. j. na zgłoszeniach stron do wpisu

*) Sprawozdania i prace P. K. En., t. III (1929) zesz. 31/46; t. V. (1931), zesz. 1, 7/8, 17/20, i 49; t. VI (1932) zesz. 5/10, 17/26, 29/30; t. VII (1933) zesz. 8, i 13/17.

do ksiąg wodnych, a w znacznej części na przeprowadzonych już dochodzeniach przez starostwa powiatowe. Dane otrzymane ze starostw i z Centralnego Biura Hydrograficznego uzupełniono w drodze bezpośredniej korespondencji z właścicielami zakładów. Moc drobnych zakładów oszacowano na podstawie podanych ilości kół lub kamieni i gatrów, a w braku tych danych

w poszczególnych dorzeczach i rzekach zestawiono w tabeli Nr. 1.

Badając rozmieszczenie zakładów wodnych pod względem ilości, spostrzegamy następującą kolejność: Dorzecze Prutu posiada największą ilość zakładów, bo 254 (36,8%), po nim idzie dorzecze Stryja z 106 zakładami (15,4%), następnie dorzecze Świcy — 71 obiektów (10,3%), Bystrzy-



przyjmowano przeciętne wartości dla danej rzeki lub potoku.

Rzeki województwa Stanisławowskiego należą w całości do zlewiska morza Czarnego. Na dorzecze Dniestru przypada 436 zakładów (63,2%) o mocy 6 367 KM (70%), na zlewnię Dunaju (Prutu) 254 obiektów (36,8%), o mocy 2 737 KM (30%). Jeden zakład w dorzeczu Dniestru ma przeciętnie 14,6 KM mocy, zaś w dorzeczu Prutu 10,8 KM.

Ilość i moc zarejestrowanych dotąd zakładów

czy 64 (9,3%) i Łomnicy 63 (9,1%). Z pośród dorzeczy dopływów wymienić należy: Czeremosz 80 zakładów (11,8%), Rybnicę 49 (7,1%), Opór 48 (7,0%), Czeczwę 35 (5,1%), Łuczkę 34 (4,9%), Czeremosz Czarny 30 (4,3%), Bystrzycę sołotwińską 29 (4,2%), i t. d.

Jeżeli pod uwagę weźmiemy moc zakładów, to tylko Prut utrzymuje się i tu na pierwszym miejscu, wykazując 2 737 KM (30%), dalej kolejność się zmienia, przybierając następujący porządek: Łomnica 1295 KM (14,2%), Stryj 1287 (14,1%),

Świca 1136 (12,5%), i Bystrzyca 1127 (12,4%), zaś w dopływach: Czeremosz 719 KM (7,9%), Cieczwa 695 (7,6%), Bystrzyca sołotwińska 596 (6,6%), Rybnica 466 (5,1%), Opór 411 (4,5%), Łuczka 327 (3,6%), Pistynka 256 (2,8%), i t. d.

Biorąc wreszcie pod uwagę poszczególne rzeki, zamiast dorzeczy, otrzymujemy pod względem ilości następującą kolejność: Rybnica 37 zakładów, Łuczka 34, Łomnica i Bystrzyca sołotwińska po 27, Świca i Cieczwa po 25, Pistynka 22, Sukiel 20 i t. d. Uwzględniając natomiast łączną moc zakładów, dostajemy kolejność zupełnie inną, mianowicie: Świca 604 KM, Łomnica 585, Cieczwa 576, Bystrzyca sołotwińska 565, Stryj 563, Prut 463, Czeremosz 385, Rybnica 379, Sukiel 350, Łuczka 327, Pistynka 256 i t. d. Największą średnią moc mają zakłady na Stryju: wynosi ona na tej rzece przeciętnie 56,3 KM. Z kolei idą: Gniła Lipa 45 KM, Prut 27, Bystrzyca, Opór i Świca 24, Cieczwa 23, Łomnica 22, Bystrzyca sołotwińska 21 KM, moc średnia innych nie przekracza 20 KM.

Pobieżny rzut oka na mapę rozmieszczenia okazuje, że w dorzeczu Prutu znajduje się stosunkowo więcej zakładów, tak samo rzecz się przedstawia pod względem mocy. W dorzeczu Dniestru przypada 1 zakład na 27 km², a 1 KM na 1,7 km², zaś w dorzeczu Prutu 1 zakład na 20 km², a 1 KM na 1,9 km².

Mimo sprzyjających warunków, niema zupełnie na terenie województwa wielkich zakładów wodnych, istnieje tylko kilka młynów przemysłowych o mocy powyżej 100 KM, które produkują obecnie energię elektryczną dla potrzeb własnych, to też brak dla nich bliższych danych. Zakłady te zamieszczone są w tabeli 2.

TABELA 2.

| L. P. | Rzeka | Miejscowość | Moc w KM | Produkcja roczna w kWh | Przeznaczenie zakładu |
|-------|-----------|--------------------|----------|------------------------|-----------------------|
| 1 | Stryj | Wierczany | 156 | | młyn |
| 2 | Stryj | Stryj | 150 | | młyn |
| 3 | Świca | Mielnicz | 138 | | młyn |
| 4 | Czeremosz | Kuty | 128 | | młyn |
| 5 | Opór | Pohorylec (Demnia) | 120 | 200 000 | elektrownia i tartak |
| 6 | Czeremosz | Kuty | 107 | | młyn |

Prócz tego znajduje się na terenie województwa elektrownia wodna w Kałuszu na młynówce wyprowadzonej z Cieczwy, która rozporządza mocą 45 KM i produkuje rocznie 60 000 kWh.

Szczegółowe badania sił wodnych Stryja przeprowadzone były przed wojną przez prof. Pomianowskiego, zaś części dorzecza Bystrzycy i Prutu — przez Centralne Biuro Hydrograficzne w Wiedniu, nadto sprawę zbiorników retencyjnych badali: inż. Becker i Maćkowski. Po wojnie prowadzi dalszy ciąg badań nad możliwością budowy zbiorników retencyjnych inż. Pareński**).

**) Wydawnictwa Wydziału Krajowego we Lwowie: Badania katastru sił wodnych w Galicji; prof. Pomianowskiego ((Soła, Skawa, Stryj) i inż. Beckera (zbiorniki retencyjne). Kataster sił wodnych, wydawany przez Centralne Biuro Hydrograficzne w Wiedniu, t. IV, V, VI, VII z lat 1910/13 oraz publikacje dr. Pareńskiego w „Czasopiśmie Technicznym” z ostatnich lat.

Najmniej zbadane jest dorzecze Czeremoszu, mimo jego wielkiej wartości energetycznej; wpływa na to trudność zbytu wyprodukowanej energii.

Na podstawie dotychczasowych badań można ocenić zasoby surowych sił wodnych w województwie na przeszło 700 000 KM, a energię roczną na przeszło 3 miliardy kWh, czyli więcej, niż obecne zapotrzebowanie Polski. Generalne projekty, sporządzone dla 4 zakładów na Stryju i po jednym na Łomnicy i Prucie, wykazują moc 142 000 KM i średnią roczną produkcję 336 000 000 kWh przy objętości zbiorników retencyjnych 75 000 000 m³. Na rychłą jednak rozbudowę tych zakładów liczyć nie można, wobec małych widoków zbytu i możliwości konkurencji ze strony bardzo obfitych zasobów gazu ziemnego na Podkarpaciu.

Inwentaryzację sił wodnych przeprowadzono dotąd w 11 województwach. Daje ona w sumie 4 761 zakładów o łącznej mocy 93 990 KM. Z tej ilości przypada na zakłady:

| | | | | | |
|----------------|-------|-----------------|--------|--------|------------|
| do 100 KM mocy | 4 694 | objekt. (98,6%) | o mocy | 59 546 | KM (63,3%) |
| 100 — 1 000 .. | 64 | .. (1,3%) | .. | 13 774 | .. (14,7%) |
| ponad 1 000 .. | 3 | .. (0,1%) | .. | 20 670 | .. (22,0%) |

Sprawozdania z posiedzeń.

PODKOMISJA TORFOWA

Protokół posiedzenia z dn. 1 października 1933 r.

Obecni: pp. przewodniczący inż. L. Tołłoczko, członkowie: Dr. Dubois, inż. Kazubski, mgr. Ptaszycki, Dr. Różycki, dyr. Siwicki, prof. Turczynowicz.

1. Odczytano i przyjęto protokół z dnia 17 września 1933 r.

2. Przystąpiono do dalszego opracowania „Instrukcji, dotyczącej badań torfowisk”, dział B, „Orientacyjne badania torfowisk”, część „Opracowanie wyników badań”.

Przeprowadzono dłuższą dyskusję nad sposobem obliczania masy torfowej, poczem ostatecznie przyjęto następującą zasadę:

a) wobec trudności oznaczania przy sondowaniu zamulonych części dolnej warstwy zamulonej, przyjmować ją jako podłoże o grubości 25 cm, o ile nie można oznaczyć,

b) wierzchnicę oznaczać w rowach, względnie, dla umożliwienia jej określenia w miejscu brania próbek, — robić tam wykopy,

c) obliczyć na pełnym obszarze torfowiska całą miąższość oraz część zdatną do użytku, na obszarach głębokich torfowisk obliczać osobno masę przy grubości warstw do 3 m, a osobno ponad 3 m, i to również całą miąższość, jak i część zdatną do użytku.

Redakcję punktu 16 przygotowuje na następne posiedzenie p. Tołłoczko.

3. Prof. Turczynowicz poruszył sprawę zwołania Konferencji Torfowej. Po dyskusji postanowiono zgłosić do Prezydium wniosek o zwołaniu Konferencji przez Prezydium PKEEn według programu, który opracuje prof. Turczynowicz.

Następne posiedzenie wyznaczono na 8 października b. r.

Protokół posiedzenia z dn. 8 października 1933 r.

Obecni pp.: przewodniczący inż. L. Tołłoczko, członkowie: Dr. Dubois, inż. Kazubski, Dr. Różycki, inż. Siwicki, prof. Turczynowicz.

1. Odczytano i przyjęto protokół posiedzenia z dnia 1 października 1933 r.

2. P. inż. L. Tołłoczko odczytał w ostatecznym brzmieniu całość „Instrukcji badania torfowisk”, którą po dyskusji przyjęto z tem, że na następnym posiedzeniu mają poszczególne członkowie wypowiedzieć swoje ostateczne uwagi redakcyjne.