

TECHNIKA MORZA i WYBRZEŻA



ORGAN NACZELNEJ ORGANIZACJI TECHNICZNEJ

ROK VI

MAJ 1951

NR 5

TREŚĆ :

Pierwszy Kongres Nauki Polskiej; inż. **L. Kobyliński**: Hydrodynamika w projektowaniu okrętów, cz. I; inż. **H. Leśkiewicz**: O regulacji okrętowych turbin parowych z przekładnią mechaniczną; **M. Staniak**: Silniki Diesla do napędu generatorów prądu na statkach handlowych; **Z. Cwiek**: O usprawnienie podwodnych prac minerskich. **Materiały i dyskusje. Racjonalizacja i wynalazczość. Wydawnictwa nadesłane. Biuletyn Morskiego Instytutu Technicznego. Komunikaty. Przegląd bibliograficzny.**

СОДЕРЖАНИЕ :

Первый Конгресс Польской Науки; инж. **Л. Кобылинский**: Гидродинамика в проектировании судов, ч. I; инж. **Г. Леśкевич**: О регулировании судовых паровых турбин с механической передачей; **М. Станяк**: Моторы Дизеля для привода генераторов тока на торговых судах; **З. Чвек**: За улучшение подводных минерских работ. **Матерьялы и прения. Рационализация и изобретения. Присланные издания. Биолетень Морского Технического институтума. Сообщения. Библиографический обзор.**

CONTENTS :

The First Congress of Polish Science; **L. Kobyliński**, M. sc. (Eng.): Hydrodynamics in Ship Design, part 1st; **H. Leśkiewicz**, M. sc. (Eng.): On Steam Turbines Governing for Gear-Driven Ships; **M. Staniak**: Diesel Engines for Propulsion of Electro-generators on Merchant Ships; **Z. Cwiek**: Improving Submarine Blasting Works. **Materials and Arguments. Rationalisation and Inventions. On the Bookshelf. The Bulletin of the Institute for Marine Engineering. Official Notes. Bibliography.**

TECHNIKA MORZA I WYBRZEŻA

MIESIĘCZNIK POŚWIĘCONY ZAGADNIENIOM BUDOWNICTWA MORSKIEGO, OKRĘTOWEGO I ŻEGLUGI
ORGAN NACZELNEJ ORGANIZACJI TECHNICZNEJ

ROK VI

M A J 1951

NR 5

„CENIMY NASZYCH INŻYNIERÓW I TECHNIKÓW, CENIMY NASZĄ TWÓRCZĄ INTELIGENCJĘ, KTÓRA TYLE SIĘ PRZYCZYNIŁA DO SUKCESÓW POLSKI LUDOWEJ... CZEKAJĄ ICH WIELKIE ZADANIA I W TYM ROKU, I W LATACH NASTĘPNYCH...”

„...NIE WOLNO SIĘ NAM ZADOWALAĆ DOTYCHCZASOWYMI OSIĄGNIĘCIAMI. JEST NASZYM GORĄCYM PRAGNIENIEM, ABY POWSTAŁY U NAS DZIEŁA GODNE NASZEJ WIELKIEJ EPOKI, GODNE NASZEGO NARODU”.

„...NASZ PLAN 6-LETNI TO FUNDAMENT NIEZŁOMNEJ SIŁY NARODU POLSKIEGO, TO WIELKI I POWAŻNY NASZ WKŁAD DO DZIEŁA POKOJU”.

„...SILNA GOSPODARCZO, UPRZEMYSŁOWIONA I SOCJALISTYCZNA POLSKA LUDOWA — TO POTEŻNA OSTOJA WOLNOŚCI I NIEZAWISŁOŚCI NASZEGO NARODU”.

Bolesław Bierut

(z referatu: „Walka narodu polskiego o pokój i Plan Sześćoletni”, wygłoszonego na VI Plenum KC PZPR)

„...SKUPIAJMY SIĘ W SZEREGACH NARODOWEGO FRONTU WALKI O POKÓJ I PLAN SZEŚCIOLETNI.

WSZYSTKIE ŻYWE SIŁY NARODU — DLA WYKONANIA PLANU SZEŚCIOLETNIEGO”.

(z Manifestu do Narodu Polskiego, uchwalonego przez Polski Komitet Obrońców Pokoju dn. 31. 3. 51)

„...W R. 1951 ZAGADNIENIA NOWEJ TECHNIKI, ZAGADNIENIE POPRAWY WSKAŹNIKÓW TECHNICZNO-EKONOMICZNYCH — MUSZĄ SIĘ STAĆ ZAGADNIENIAMI CENTRALNYMI. BEZ TEGO BOWIEM NIEMOŻLIWE JEST POMYŚLNE WYKONANIE ZADAŃ PLANU R. 1951”.

Hilary Minc

(z referatu: „Zadania gospodarcze na 1951 rok” wygłoszonego na VI Plenum KC PZPR)

PIERWSZY KONGRES NAUKI POLSKIEJ

Uchwała Komitetu Ministrów do Spraw Kultury z dnia 13 lutego 1950 r. nakreśliła cele i zadania I Kongresu Nauki Polskiej, którego otwarcie ma nastąpić jeszcze w bieżącym miesiącu. Prace przygotowawcze do Kongresu, stanowiące jego najistotniejszą treść i wciągające do współdziałania parę tysięcy naukowców, trwają od początku roku 1950, podjęto je bowiem wkrótce po ogólnokrajowej naradzie w tej sprawie z dn. 19 grudnia 1949 r. Czasopismo nasze w ciągu ubiegłego roku opublikowało cztery referaty zgłoszone na I Kongres Nauki Polskiej, mianowicie do Sekcyj: Nauk Inżynierjno-Budowlanych (Podsekcja Bud. Wodnego — 2), Nauk o Ziemi (Podsekcja Geofizyki), Technologii Maszynowej (Podsekcja Trakcji Komunikacyjnej).

Ogólne zadania Kongresu, zainicjowanego przez Radę Główną Szkół Wyższych, jako reprezentantkę nauki polskiej, pod hasłem powiązania nauki z państwem ludowym i życiem narodu, dadzą się streścić w następujących punktach:

1. krytyczne przedstawienie dotychczasowego dorobku nauki polskiej z punktu widzenia potrzeb całego narodu oraz udziału w nauce światowej;
2. opracowanie właściwego pod względem metodologicznym planu potrzeb i zamierzeń nauki polskiej na przyszłość, z punktu widzenia potrzeb i możliwości państwa budującego socjalizm;
3. opracowanie zespołu środków realizacji zaplanowanych zadań w postaci nowych form organizacji nauki, dostosowanych do nowych socjalistycznych zadań.

Podstawą realizacji sformułowanych wyżej w sposób najbardziej ogólnikowy zadań I Kongresu Nauki Polskiej jest przyjęcie zasady, że „praca naukowo-badawcza jest procesem ideologicznym”^{*)}

W odniesieniu do nauk humanistycznych zasada ta znajduje dość łatwo zrozumienie nawet wśród tych naukowców, którzy nie posiadają dostatecznego przygotowania w zakresie materializmu dziejowego. Po prostu w naukach humanistycznych ideologia najczęściej dochodzi do głosu również w formie bezpośredniej, choćby pod maską fałszywego obiektywizmu naukowego.

Natomiast w stosunku do nauk technicznych zagadnienie komplikuje się ze względu na pośredniość wyrazu ideologicznego. Tym właśnie tłumaczy się fakt, że dziś jeszcze niektórzy technicy-naukowcy, nie posiadający dostatecznego przygotowania z dziedziny filozofii materialistycznej, skłonni są dopatrywać się jakiejś izolacji nauk technicznych od ideologii.

Na zebraniach sprawozdawczych odpowiednich sekcji Kongresu to błędne stanowisko, polegające na niezrozumieniu istoty zagadnienia, znajdowało niejednokrotnie wyraz. Wobec doniosłości zadań stojących przed Kongresem oraz wobec znaczenia, jakie w obecnej dobie ma, zarówno w świecie jak

i w naszym dążącym ku socjalizmowi kraju, rozwój nauk technicznych i uwarunkowany nim postęp techniczny, rzeczą zasadniczej wagi jest przyswojenie technikom-naukowcom polskim zasad filozofii marksistowskiej, jak również wskazanie, na czym polega nierozzerwalny związek nauk technicznych z ideologią.

* * *

Związek ten występuje szczególnie wyraźnie w zakresie metodologii planowania rozwoju nauk technicznych oraz w samej zawartości planu prac techniczno-naukowych.

Pozytywne stanowisko ideologiczne w tym zakresie polega w pierwszym rzędzie na zdecydowanym zerwaniu z bronionym przez naukę kapitalistyczną hasłem „obiektywizmu naukowego” oraz uniwersalizmu ponadklasowego i ponadnarodowego, który nie jest niczym innym, jak tylko płaszczykiem dla tendencji zachowawczych klas posiadających. Metoda planowania badań naukowo-technicznych nie może polegać, jak to, niestety, zdarzało się w pracach niektórych podsekcji Kongresu, na prostym rejestrowaniu i zestawianiu zamierzeń poszczególnych badaczy, uczelni i instytutów. „Niezbędnymi elementami planowania w nauce, poza dokładną znajomością problematyki naukowej, możliwości w dziedzinie kadr i wyposażenia, są także potrzeby społeczne i gospodarcze Państwa Ludowego, właściwe sformułowanie tematów, sprecyzowanie koniecznych potrzeb i środków, zbadanie możliwości prac zespołowych oraz rozłożenie poszczególnych prac w czasie”.

Punktem wyjścia rozważań na temat metodologii planowania badań naukowo-technicznych musi być więc jak najszersze uwzględnienie „potrzeb społecznych i gospodarczych Państwa Ludowego”, sformułowanych w naszym Planie Sześcioletnim, z uwzględnieniem potrzeb wynikających z rozwoju samej nauki. Dlatego nie możemy przy układaniu planu badań naukowych czerpać bezkrytycznie ze wzorów nauki kapitalistycznej. Musimy zrozumieć, że w ustroju kapitalistycznym nauka, podobnie jak praktyka, „służy komu innemu, u nas zaś komu innemu”.

Planowanie badań naukowo-technicznych musi odbywać się pod znakiem walki z kosmopolityzmem oraz z przyczynkarstwem, które w najlepszym wypadku nosi znamiona całkowitej przypadkowości społecznej.

Zdaniem referenta Podsekcji Budownictwa Wodnego, „nie wyklucza to konieczności ścisłego powiązania nauki polskiej z nauką światową, przy czym szczególnie nadają się do wyzyskania doświadczenia krajów sąsiadujących z Polską, więc w pierwszym rzędzie Związku Radzieckiego, następnie Niemieckiej Republiki Demokratycznej i Czechosłowacji, wreszcie Szwecji, Danii — te ostatnie zwłaszcza dla zagadnień budownictwa morskiego”.

*) Wszystkie cytaty zaczerpnięto z materiałów kongresowych publikowanych w kolejnych zeszytach „Życia Nauki” z r. 1950.

Nie chodzi więc o odcięcie polskich nauk technicznych od tzw. nauki światowej, lecz tylko o uniezależnienie naszej nauki od narzucanej przez naukę państw imperialistycznych wstecznej ideologii naukowej oraz wąskiej i sztucznie ograniczonej problematyki.

Nie można zapominać o tym np., że „w ustroju kapitalistyczno-liberalnym dominują tendencje do jednostronnego uprawiania tych działów gospodarki wodnej, które przynoszą mu doraźny zysk, np. energetyka, nawodnienia rolne itd., ze szkodą dla składników gospodarki wodnej służących celom ogólnym, np. ochrona przed powodzią, masowy sport, higiena, ochrona wód przed zanieczyszczeniem przemysłowym itp.“

* * *

Drugim momentem ujawniającym konieczność określonego stanowiska ideologicznego w planowaniu technicznych prac naukowych jest zagadnienie praktycyzmu i teoretyzmu. W toku prac przygotowawczych do Kongresu słusznie podkreślono niebezpieczeństwo zbytńego praktycyzmu w naukach technicznych.

Ponieważ sekcje nauk technicznych, których tematyka odpowiada najbliższemu zainteresowaniu naszego pisma, skupiają przede wszystkim praktyczne dyscypliny techniczne, więc niebezpieczeństwo to występuje tu ze szczególną wyrazistością. Zadaniem Kongresu jest postawienie pewnych postulatów pod adresem nauki. Słusznie powiedział wicemin. Golański, że „nie chcemy bynajmniej od nauk, czy od nauki... odpowiedzi w takim zakresie, jaki się może natychmiast przetłumaczyć na bieżące zainteresowania. My chcemy stworzenia rezerwy teoretycznej nauk praktycznych“.

W naszej epoce okres dzielący moment teoretycznego sformułowania od momentu praktycznej realizacji jest bez porównania krótszy niż kilkaset, czy nawet kilkadziesiąt lat temu. Obecnie okres ten, zamiast dziesiątków lat, liczy tylko lata, lub nawet miesiące. Ułatwia to niezmiernie sprawdzalność praktycznego zastosowania owej „rezerwy teoretycznej“, nie powinno jednak w żadnym wypadku podważać niezbędności jej tworzenia. Przeciwnie, wobec tempa realizacji praktycznej, nie pozwalającego na powolną ewolucję w drodze doświadczalnej, tym większe znaczenie ma istnienie solidnej i postępowej bazy teoretycznej.

* * *

Trzecie zagadnienie planowania, którego trafne rozwiązanie wymaga określonego stanowiska ideologicznego, to zagadnienie form organizacyjnych nauk technicznych.

Już organizacja prac przygotowawczych do Kongresu wykazała konieczność ściślejszego kontaktowania się poszczególnych podsekcji, jak również kontaktów międzysekcyjnych. Ponieważ wspólną bazą wszystkich odcinkowych planów naukowych są potrzeby społeczne i gospodarce państwa ludowego, sformułowane w Planie Sześćioletnim, powstaje konieczność oderwania się od dotychczasowego systemu indywidualnej pracy izolowanych komórek, konieczność tworzenia ciał zespołowych, jak zespoły katedr, instytuty uczelniane itp. Nie można ograniczyć się do wąskich ram indywidualnych, abstrakcyjnych zainteresowań danego odcinka nauk technicznych, trzeba odkrywać i podtrzymywać powiązania międzyodcinkowe, które pozwolą na formułowanie i rozwiązywanie zagadnień o znacznie szerszym zasięgu i znacznie bardziej użytecznych dla praktyki.

Skrócenie okresu dzielącego sformułowanie teoretyczne od realizacji praktycznej nasuwa w zakresie nowych form organizacji nauki konieczność uwzględnienia współpracy naukowców (wyższych uczelni technicznych i instytutów naukowych) z nowatorami robotniczymi. Zdaniem wicemin. Żakowskiego, należało by stworzyć dla tej współpracy takie formy organizacyjne, aby racjonalizatorzy stali się „pracownikami dla nauki“.

Na podstawie dotychczasowych rozważań dość jasno zarysowuje się istota związków nauk technicznych z „ideologią“ w zasadniczych aspektach tego zagadnienia. Nie należy jednak zapominać o tym, że stałe kultywowanie tych związków musi mieć charakter aktywny. Zadaniem I Kongresu Nauki Polskiej jest nie tylko sformułowanie postulatów pod adresem nauki na przyszłość, lecz również bilans dotychczasowego dorobku, uwypuklenie postępowych tradycji nauki polskiej z jednej strony, z drugiej zaś szczegółowe wykazanie i krytyczne skomentowanie opóźnień, zahamowań rozwojowych i ograniczeń. Podobnie w dalszym rozwoju nauki polskiej na różnych jej odcinkach konieczne jest nie tylko tworzenie nowych pozytywnych wartości w myśl skreślonych wyżej wytycznych związku z potrzebami społecznymi i gospodarczymi państwa ludowego, lecz również wykrywanie i systematyczne zwalczanie wsteczności ideologicznej w nauce, będącego pozostałością wpływów ideologicznych nauki państw kapitalistycznych.

Errata do nr 3/1951

W nr 3/1951 „Techniki Morza i Wybrzeża“ wkrađły się następujące błędy drukarskie:

1. W artykule prof. inż. St. Hückla, na str. 72, prawa szpalta, wiersz 28 od góry, jest $d = (x + a)^2 + (h + h')^2 = 2600 \text{ m}$, $h' = 100 \text{ m}$; powinno być: $d \cong \sqrt{(x + a)^2 + (h + h')^2} = 2600 \text{ m}$, $h' = 100 \text{ m}$.

2. W artykule prof. J. Kunerta: str. 88, podpis pod prawym rysunkiem 2 i 3 wiersz od dołu, jest: (sali), powinno być: (sail); str. 89, lewa szpalta, wiersz 27 i 28 od dołu, przestawione; str. 90, lewa szpalta, główka tabelki, rubryki 2 i 3 od lewej należy przestawić. tzn. w rubryce 2 powinien być zagłowiec „Preussen“, w rubr. 3 — „Cutty Sark“.

HYDRODYNAMIKA W PROJEKTOWANIU OKRĘTÓW

CZĘŚĆ I

Dwa czynniki warunkują postęp w budownictwie okrętowym — doświadczenie praktyczne i nauka. Czynniki nauki przy projektowaniu okrętu, a w szczególności przy hydrodynamicznym projekcie okrętu, dotychczas były niedoceniane. Najważniejszą częścią projektu hydrodynamicznego jest projekt kształtu kadłuba. O kształcie kadłuba przesądza w głównej mierze jego opór. Stąd zagadnienie oporu ma zasadnicze znaczenie dla projektowania okrętu. Zagadnienie to jest obszernie omówione.

Zaniedbanie podstaw teoretycznych w projektowaniu okrętów

Ostatecznym celem wszystkich ludzi tak, czy inaczej związanych z budownictwem okrętowym jest projektowanie i wykonywanie okrętów coraz lepiej odpowiadających stawianym im, dawnym lub nowym zadaniom. Jest to możliwe tylko wówczas, gdy okręty te wcielają doświadczenie ubiegłych lat, jak również zdobycze nauki we wszystkich jej dziedzinach związanych z budownictwem okrętowym.

Przy baczniejszym wejrzeniu w procesy rozwojowe w budownictwie okrętowym można stwierdzić, że do niedawna jeszcze konstruktorzy okrętów nie pokładali zaufania w nauce; o wiele bardziej ufali doświadczeniu. Wszelkie poczynania w budownictwie okrętowym cechował empiryzm, unikano starannie wszelkiej teorii, jako nieprzystdatnej przy zagadnieniach okrętu, jeśli tylko wymagała ona znajomości matematyki, czy innych nauk teoretycznych, nieco wybiegającej poza elementarne zasady.

Z pewnością, istniały więcej lub mniej obiektywne przyczyny takiego stanu rzeczy. Można ich szukać w niedostatecznym teoretycznym przygotowaniu konstruktorów okrętów, w ich odizolowaniu się od innych dziedzin techniki na skutek zasugerowania się odrębnością okrętowych zagadnień, w ostrych ekonomicznych kryteriach wszelkich nowych poczynania, w zbyt małym wyodrębnieniu specjalności przy projektowaniu okrętów. Niewątpliwie jednak, niezależnie od przyczyn, ten stan rzeczy wpłynął w sposób określony na zacofanie budownictwa okrętowego w stosunku do możliwości, jakie stworzył dlań rozwój nauk teoretycznych.

Wydaje się bowiem, że budownictwo okrętowe jest dziedziną techniki, która dotychczas opierała się na bezpośrednich zasadach nauki w mniejszym stopniu niż inne dziedziny. Najważniejsze gałęzie nauki, stanowiące naturalne podstawy budownictwa okrętowego, jak matematyka, mechanika teoretyczna, stereomechanika i hydromechanika, do niedawna jeszcze, a częściowo i obecnie, były wykorzystywane przez budownictwo okrętowe o wiele mniej niż by to było konieczne dla zapewnienia jego należytego rozwoju.

Przed blisko 40 laty Kryłow w napisał swoje znane „Lekcje o przybliżonych wycisleniach“, lecz do dziś w wielu biurach konstrukcyjnych przy wykonywaniu obliczeń przybliżonych, mających tak ogromne znaczenie przy projektowaniu okrętu, postępuje się w sposób wręcz przeciwny do wskazań Kryłowa. Prowadzi to do niepotrzebnego nakładu pracy oraz do znacznych nieraz, a łatwych do uniknięcia błędów.

Na wielu stocznicach od lat kilkudziesięciu okręty woduje się bokiem. Tego rodzaju wodowanie połączone było do niedawna z dość znacznym ryzykiem, gdyż w braku jakiegokolwiek metody jego obliczenia, całe przewidywanie przebiegu wodowania zależne było od doświadczenia i intuicji przeprowadzającego. Prosta

metoda obliczenia takiego wodowania, na którą trzeba było czekać aż kilkadziesiąt lat, opracowana niedawno, opiera się na znanych od dawna zasadach mechaniki teoretycznej.

Określenie wytrzymałości okrętu ogranicza się najczęściej do obliczenia jego tzw. wytrzymałości wzdłużnej, którą w większości biur konstrukcyjnych oblicza się równoważąc okręt statycznie na grzbiecie nie istniejącej fali trochoidalnej. Od bardziej szczegółowego badania wytrzymałości kadłuba zwalniają konstruktora przepisy towarzystw klasyfikacyjnych, które, mimo swojej niezbędności, wywarły określony hamujący wpływ na postęp w tej dziedzinie budownictwa okrętowego. Mimo ogromnego postępu, jaki w ostatnich latach widoczny jest w stereomechanice, w zakresie wytrzymałości wiązań okrętowych niewiele zrobiono: jeśli nie liczyć klasycznych prac B u b n o w a, P o p k o w i c z a czy H o v g a a r d a, ilość prac poświęconych temu zagadnieniu jest zastraszająco mała.

Podstawowa zasada hydromechaniki, zasada Archimedesesa, znalazła zastosowanie w budownictwie okrętowym w dziewiętnaście wieków po jej odkryciu, kiedy to Anthony D e a n trafnie przewidział zanurzenie okrętu i, ku zdumieniu króla oraz jego orszaku, kazał wyciąć w jego burcie otwory dla dział w chwili, gdy okręt znajdował się jeszcze na pochylni.

Tych kilka przykładów świadczy o ogólnej tendencji w budownictwie okrętowym. Jeśli idzie o hydrodynamikę, więcej przykładów podamy niżej. Na szczęście, w ostatnich latach ta tendencja zdaje się ulegać zmianie. Rośnie zrozumienie znaczenia nauki dla budownictwa okrętowego. Świadczy o tym coraz większa „koncentracja mózgow“ nad zagadnieniami budownictwa okrętowego, rosnąca liczba zakładów doświadczalnych, zakres programów badań.

Drogi badań hydrodynamicznych w budownictwie okrętowym

Proces projektowania okrętu polega na syntezie wniosków, których dostarczają poszczególne gałęzie nauki, zajmujące się zagadnieniami okrętu. Składa się on z szeregu faz, wśród których za jedną z najważniejszych uważany jest projekt hydrodynamiczny. Na projekt ten składają się: projekt kształtu kadłuba okrętu, projekt urządzeń napędowych, części wystających, określenie obciążeń hydrodynamicznych, projekt urządzeń specjalnych. Dla konstruktorów zajmujących się tymi zagadnieniami dyscypliną podstawową jest teoria okrętu, tj. nauka o zachowaniu się okrętu na morzu, która opiera się w sposób bezpośredni na hydromechanice, a w szczególności na hydrodynamice. Zachowanie się okrętu jest bowiem dynamiczne, i logicznym następstwem tego winno być rozpatrywanie dynamiki okrętu najpierw oraz traktowanie statyki jedynie jako wypadek szczególny.

Rozwój teorii okrętu idzie dwiema drogami — poprzez bezpośrednie zastosowanie zdobyczy hydrodynamiki oraz poprzez prowadzenie własnych badań teoretycznych lub doświadczalnych.

Zastosowanie osiągnięć hydrodynamiki do konkretnych zagadnień okrętu jest nadzwyczaj pewną drogą do postępu. Świadczy o tym przykład zastosowania teorii warstwy przyściennej, teorii płata, teorii dynamicznej stateczności itp.

Za rozwój hydrodynamiki odpowiedzialne są jednak te zawody, dla których stanowi ona podstawę naukową; rozwój ten idzie w kierunkach, jakie są istotne dla tych zawodów. Lotnictwo zainteresowane jest dziś przede wszystkim zagadnieniami naddźwiękowymi, bu-

downictwo morskie interesuje się natomiast teorią falowania; tym ważniejsze staje się wobec tego prowadzenie przez budownictwo okrętowe własnych badań hydrodynamicznych, zarówno doświadczalnych, jak i teoretycznych.

Same badania doświadczalne, choćby obszernie zakończone, nie mogą przynieść ostatecznych rozwiązań i zrozumienia zachowania się okrętu. Konieczny jest równoległy rozwój teorii. Liczba zmiennych, jakie wypadnie kontrolować przy doświadczeniach, jest zbyt wielka, a liczba koniecznych ich kombinacji mnoży się w nieskończoność. Otrzymuje się tą drogą zbiór danych, nie dający żadnego punktu wyjścia.

Najwłaściwsza droga polega na rozłożeniu skomplikowanego zjawiska na zjawiska prostsze, gdzie liczba zmiennych kontrolowanych jest niewielka, a ilość doświadczeń możliwa do wykonania. Zdobywa się wówczas konieczne zrozumienie wpływu poszczególnych zmiennych i ich współdziałania. Jednoczesny rozwój teorii pozwala na uogólnienie wyników i wytyczenie kierunków dalszych badań. „Kolejne doświadczenia o rosnącym skomplikowaniu dostosowuje się następnie do obrazu rozwoju, tak że dane mają natychmiastowe znaczenie, świta nagłe zrozumienie i zaczyna roztaczać się przed oczami pełne rozwiązanie, często w sposób, którego niepodobna było przewidzieć^(*)”. Jest to droga, którą postępuje radziecka szkoła z G. E. Pawlenką na czele, osiągając znaczne sukcesy.

Na zakończenie tych ogólnych rozważań należało by sprecyzować, jakie zalety okrętu usiłuje osiągnąć konstruktor przy projekcie hydrodynamicznym. Wydaje się, że jakościowe ich określenie nie jest trudne. Już Seneka^(**) ujął je tak dobrze, że powtórzmy za nim: „*Navis bona dicitur.... stabilis et firma, et iuncturis aquam excludentibus spissa, ad ferendum incursum maris solida, gubernaculo parens, velox et non sentiens ventum*”.

ZAGADNIENIE OPORU

Ekonomiczne lub wojenno-taktyczne warunki eksploatacji okrętu stawiają przed konstruktorem okrętu zadanie uzyskania możliwie największej prędkości okrętu, przy zadanej mocy silników napędowych, lub na odwrót — uzyskania wymaganej prędkości przy jak najmniejszej mocy silników napędowych. Można to osiągnąć przez zaprojektowanie kadłuba o możliwie małym oporze i urządzenia napędowego, zdolnego do zamiany całkowitej mocy silników na siłę konieczną do pokonania tego oporu w sposób możliwie najsprawniejszy. Drugie zadanie konstruktora polega na umiejętnym określeniu oporu dowolnego zadanego kadłuba okrętu. Dane te są konieczne dla zaprojektowania siłowni okrętowej.

Spełnienie tych zadań byłoby łatwe i niedwuznaczne, gdyby istniała analityczna zależność pomiędzy kształtem kadłuba okrętu a jego oporem. Jednakże, mimo ogromnych wysiłków w tym kierunku, w obecnym stanie wiedzy ustalenie tego rodzaju zależności nie jest możliwe. Fakt ten utrudnia niezmiernie zadanie konstruktora.

Konstruktor projektujący kształt kadłuba okrętu dysponuje wprawdzie pewnymi, zupełnie ogólnymi przesłankami w postaci zakresu w pewnym sensie korzystnych stosunków wymiarów głównych i współczynników, lecz w przeważającej mierze zdany jest na własne doświadczenie w tym kierunku.

Zaprojektowane linie kadłuba odsyła się we wszystkich poważniejszych wypadkach do instytutów doświadczalnych, gdzie według rysunku wykonuje się model, określa się jego opór i ewentualnie dokonuje się pewnych poprawek kształtu. W niektórych wypadkach, przy specjalnie ważnych projektach, instytuty doświadczalne wykonują kilka, lub kilkanaście modeli o systematycznie zmieniających się kształtach, z których wybiera się następnie kształt o najmniejszym oporze.

^(*) Cyt. za Wright'em (2).

^(**) Seneca, Epist. 76a.

Ta metoda projektowania kształtu kadłuba okrętu jest wszakże mocno niedoskonała. Pozostawia ona po pierwsze zbyt wiele miejsca dla zręczności konstruktora, po drugie, określenie oporu okrętu przy pomocy samego doświadczenia pozostawia jeszcze wiele do życzenia. Mimo to, zarówno sama opisana wyżej metoda projektowania, jak i sposób określania oporu są dziś nieuniknione.

W tym stanie rzeczy czynnikiem niezmiernie ważnym jest wysoki poziom specjalizacji konstruktora. Musi on doskonale znać prawa rządzące zjawiskami oporu i opływu okrętu i ze znajomości tej umieć wyciągać konkretne wnioski. Musi on dążyć, we własnym, dobrze rozumianym interesie, do udoskonalenia metody projektowania i rozszerzenia podstaw naukowych swego zawodu oraz popierać usiłowania innych w tym kierunku. Musi on wreszcie wyrabiać w sobie ten krytyczny czynnik „zręczności konstruktorskiej”, jaki zawsze jeszcze odgrywa znaczną rolę przy projektowaniu linii kadłuba.

Zagadnienie znajdowania praw opływu ciał poruszających się w cieczy i określania sił, jakie ta ciecz wywiera na poruszające się w niej ciała, jest przedmiotem jednego z najważniejszych działów teoretycznej hydrodynamiki. Jeszcze do niedawna teoretyczna hydrodynamika nie mogła jednak udzielić konstruktorom okrętów żadnej pomocy w rozwiązywaniu ich konkretnych zagadnień. Rozbieżności bowiem pomiędzy zależnościami wyprowadzonymi na podstawie równań ruchu cieczy idealnej a rzeczywistością były zbyt wielkie i zbyt zasadnicze. Z teorii cieczy idealnej wynika, że ciało poruszające się w niej na dostatecznej głębokości pod powierzchnią nie napotyka na żaden opór (paradoks d'Alemberta). Nie zachęcało to oczywiście konstruktorów okrętów do studiowania hydrodynamiki i skłaniało ich raczej na drogę badań doświadczalnych. Na tej drodze też osiągnięto pierwsze sukcesy.

Metoda doświadczalna Froude'a

Właściwego punktu wyjścia dostarczyła hipoteza postawiona przez Froude'a, że poszczególne czynniki, które powodują powstanie oporu, działają niezależnie od siebie, tzn. że całkowity opór okrętu można podzielić na kilka niezależnych od siebie składników. Froude podał jednocześnie sposób określenia oporu okrętu przy pomocy doświadczeń z jego modelem. Hipoteza Froude'a nie jest w zasadzie słuszna, gdyż zależność pomiędzy poszczególnymi składnikami oporu jest tego rodzaju, że nie dadzą się one właściwie rozdzielić. Stanowi ona jednakże konieczne uproszczenie.

Przy pomocy doświadczeń modelowych spodziewano się uzyskać rozwiązanie zagadnienia oporu. Froude, przystępując w r. 1871 do budowy pierwszego na świecie basenu doświadczalnego, otrzymał od Admiralicji Brytyjskiej 2000 funtów na okres dwóch lat na „definitywne zbadanie oporu okrętów”. Po upływie tego okresu basen miał być zlikwidowany. Zagadnienia oporu okrętu nie wyjaśniono jednak definitywnie nie tylko w ciągu lat dwu, ale i w ciągu lat osiemdziesięciu. Niemniej metoda Froude'a pozostała do dziś prawie wyłączną metodą określania oporu okrętów.

Przy określaniu oporu okrętu metodą Froude'a, na podstawie doświadczenia z jego modelem, czyni się dwa założenia: 1. że opór ciśnienia, będący funkcją liczby Reynoldsa, może być podporządkowany prawu podobieństwa Froude'a, oraz 2. że opór tarcia, zarówno modelu jak i okrętu, można wystarczająco dokładnie obliczyć. Oba te założenia, w szczególności drugie, nie są prawdziwe, skutkiem czego wynik uzyskany z doświadczeń modelowych obarczony jest zawsze pewnym błędem (tzw. „efekt skali”), którego poznanie ma zasadnicze znaczenie dla samej metody.

Do niedawna w budownictwie okrętowym przy obliczaniu oporu tarcia stosowano współczynniki Froude'a, wprowadzone na podstawie pomiarów oporu płyt jeszcze w r. 1872; przy stosowaniu ich do dziś upierają się niektórzy ludzie. Współczynniki te można uznać z całą pewnością za przestarzałe i niezgodne z nowoczesnymi pojęciami o oporze tarcia.

Teoria warstwy przyściennej

Racjonalnych podstaw dla określenia oporu tarcia dostarczyła dopiero hydrodynamika teoretyczna w postaci teorii warstwy przyściennej (rys. 1). Na podstawie teorii warstwy przyściennej wprowadzono nowe współczynniki tarcia, nie obciążone dawnymi niedogodnościami i niedokładnościami (rys. 2). Teoria warstwy przyściennej dała wyjaśnienie występujących w wynikach doświadczeń modelowych niezgodności i stworzyła możliwości ich usunięcia (rys. 3). Na przykładzie teorii warstwy przyściennej widoczne jest, jak ogromny postęp może przynieść zastosowanie zdobyczy nauki do konkretnych zagadnień projektowania okrętu.

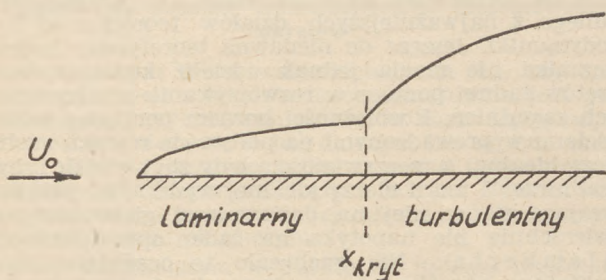
Mimo wspaniałych osiągnięć na tym polu, zagadnienia oporu tarcia nie można uznać za rozwiązane w pełni. Konieczne są dalsze badania, zarówno teoretyczne jak i doświadczalne. Zagadnienie to jest obecnie należycie doceniane przez konstruktorów okrętów, a potrzebne urządzenia badawcze, stojące dziś do dyspozycji

(rys. 4), pozwalają w tej dziedzinie spodziewać się znacznych osiągnięć.

Zasadnicze znaczenie teorii warstwy przyściennej polega na wyjaśnieniu przez nią zjawiska oderwania przepływu przy dodatnim gradencie ciśnienia, a więc w tylnej części opływanych ciał. Stwarza więc ona możliwości obliczenia oporu ciśnienia okrętu. Na tym polu uczyniono stosunkowo niewiele, czego przyczyną może być podrzędna rola tego składnika oporu w stosunku do większości okrętów. Niemniej zbadanie jego jest konieczne zarówno ze względu na jego znaczenie przy specjalnych kształtach okrętów, jak i z uwagi na wspomniany „efekt skali”.

Badanie oporu falowego

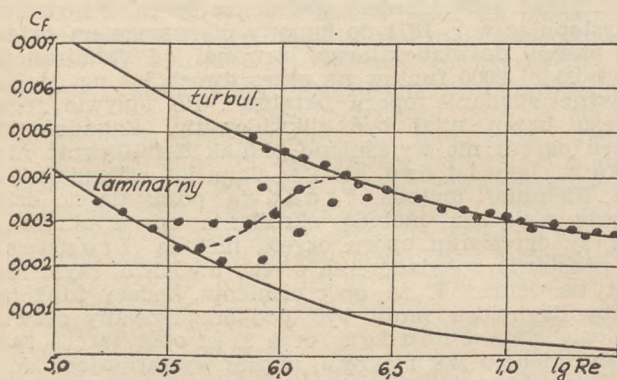
Poza oporem tarcia, najważniejszym składnikiem oporu okrętu jest opór falowy, dla którego określenia głównie przeprowadza się doświadczenia modelowe. Opór falowy przesądza w znacznej mierze o kształcie kadłuba okrętu, gdyż niewielkie nawet zmiany kształ-



Rys. 1. — Teoria warstwy przyściennej

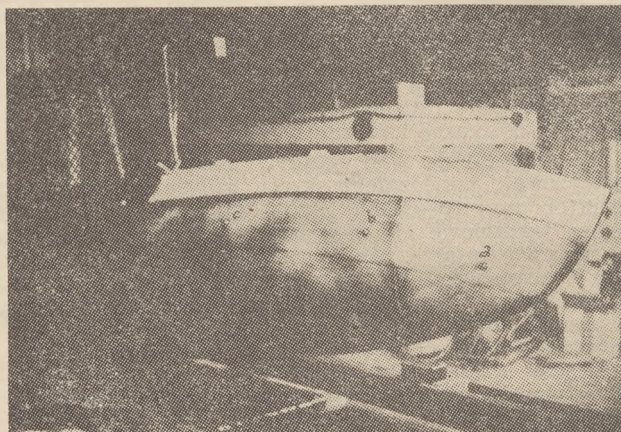
Teoretycznemu traktowaniu zjawisk przepływu cieczy lepkich stoją na przeszkodzie niemożliwe do przewyżnienia trudności matematyczne. Przy większości jednak technicznie ważnych przepływów, jak wykazał Prandtl, można postępować w ten sposób, że przyjmuje się przepływ w całości jako beztarciowy, a zatem wykorzystuje się wszystkie związane z tym uproszczenia, a tarcie uwzględnia się tylko w bezpośredniej bliskości śladych ścianek. Prandtl podzielił zatem cały przepływ w otoczeniu ciała na dwa obszary — warstwę w pobliżu ciała, przyścienną, obciążoną lepkością, oraz beztarciowy obszar poza tą warstwą.

W zależności od wielkości parametru $Re = \frac{v \cdot l}{\nu}$, przepływ w warstwie przyściennej ma charakter laminarny lub turbulentny. Zależnie od charakteru przepływu zmieniają się w warstwie przyściennej rozkład prędkości, rozkład grubości, współczynnik tarcia. Fakt ten ma zasadnicze znaczenie dla oporu tarcia okrętu.



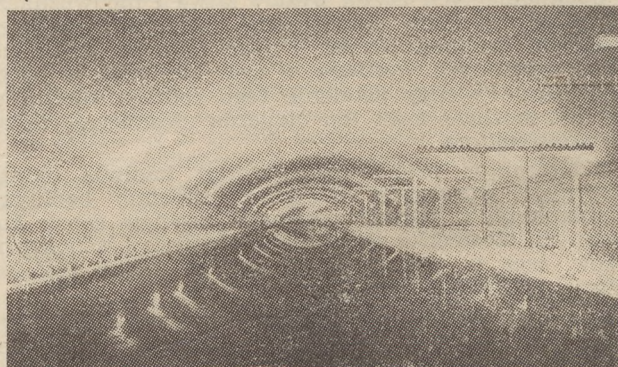
Rys. 2. — Nowoczesne współczynniki tarcia

Współczynnik tarcia dla gładkiej płyty jest funkcją liczby Reynoldsa, poza tym jednak zmienia się nagle wraz ze zmianą charakteru przepływu. Obie krzywe współczynników tarcia, pokazane na wykresie, zostały otrzymane częściowo na podstawie rozważań teoretycznych, częściowo na podstawie pomiarów. Prawy koniec krzywej przy wysokich liczbach Re jest niepewny i wymaga potwierdzenia drogą pomiarów. Widoczne jest, że, gdyby udało się przy rzeczywistych okrętach w zakresie liczb $Re \geq 10$ zapewnić opływ laminarny, współczynnik tarcia byłby kilkakrotnie mniejszy. Pomysł „kadłubów laminarnych”, jakkolwiek niemożliwy do zrealizowania w chwili obecnej, stanowią jednak drogę do radykalnego zmniejszenia oporu tarcia okrętów.



Rys. 3. — Optyw laminarny przy modelach

Podczas gdy przy okręcie rzeczywistym opływ ma charakter turbulentny, przy modelu może występować na pewnej jego części opływ laminarny, skutkiem czego trudno jest dobrać odpowiedni współczynnik tarcia. Fakt ten tłumaczy występujące dawniej niezgodności w wynikach badań modelowych. Obecnie, dla zapewnienia przy modelu opływu turbulentnego stosuje się specjalne środki. Na zdjęciu widoczny jest zakres opływu laminarnego przy modelu (pole jasne). Poza drutem na wręgu 9, który w tym wypadku służy dla wzbudzenia turbulencji, opływ ma charakter turbulentny (pole ciemne). Obrazy tego rodzaju można otrzymać przez powłoczenie modelu specjalnymi substancjami chemicznymi.



Rys. 4. — Potężne urządzenia badawcze

Niedogodności doświadczalnej metody określenia oporu okrętów doprowadziły do powstania pokazanego na zdjęciu basenu w Carderock, którego długość wynosi obecnie 1000 m. Jest on swojego rodzaju szczytowym osiągnięciem techniki w tej dziedzinie. W basenie tym mogą być badane modele o długości 20 m, a nawet większe, co pozwoli na wyjaśnienie „efektu skali”. Projektuje się w tym basenie również przeprowadzanie pomiarów oporu tarcia przy bardzo wysokich liczbach Reynoldsa, prowadzenie badań wpływu kształtu na opór tarcia, itd.

tu mogą odbić się bardzo silnie na oporze falowym.

Badania oporu falowego prowadzono głównie przy pomocy doświadczeń z tzw. systematycznymi seriami modeli, z których najobszerniejszą jest znana „wzorcowa seria Taylora“ sprzed lat 40. Seria ta została rozszerzona przez różnych eksperymentatorów na określone statki specjalne. Zasadnicze znaczenie tych badań polega na tym, że pozwalają one w poszczególnych wypadkach na oszacowanie skutku, jaki wywrą pożądane z innych względów zmiany wymiarów i współczynników okrętu; pozwalają one zatem w pewnym sensie na dobranie korzystnych kształtów okrętu.

Jednakże liczba zmiennych, które mają wpływ na opór falowy, jest bardzo wielka, tak że liczba koniecznych doświadczeń wypada olbrzymia: jeden z amerykańskich instytutów doświadczalnych zaplanował np. program badań oporu falowego statków handlowych na lat 20! Z pomocą przychodzi tu teoria. Rozwój teorii i zrozumienie wpływu poszczególnych zmiennych pozwalają na wyprowadzenie zasadniczych zależności analitycznych, a równoległe przeprowadzane doświadczenia dostarczają koniecznych współczynników. Taka równoległa współpraca matematyków z eksperymentatorami doprowadziła do opracowania nowych kształtów kadłubów (rys. 5) i wyjaśniła szereg niezrozumiałych przedtem faktów w związku z oporem falowym.

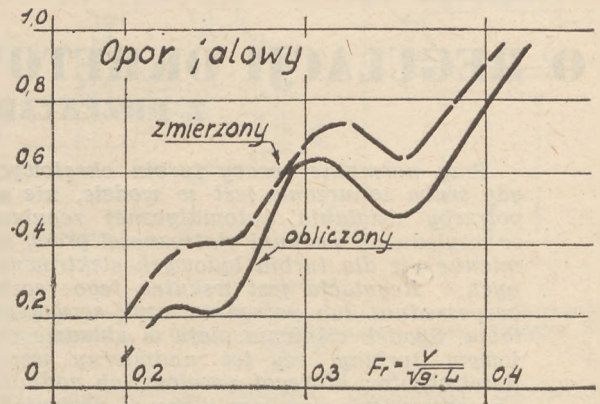
Teoria oporu falowego, zapoczątkowana przez Kelvina i Michella, po pokonaniu ogromnych trudności matematycznych osiągnęła pewne konkretne wyniki (rys. 6). Szczególne trudności występują przy badaniu oporu falowego na wodzie ograniczonej. Jednak i tu, wychodząc z teorii małych fal, Schlichting opracował metodę obliczania oporu na płycie w wodzie przy nie ograniczonym przekroju, rozszerzoną następnie przez Landwebera na skończony przekrój kanału. Metody te są przykładem, jak świetne sukcesy można uzyskać przy ściśle naukowym podejściu do za-

gadnienia. Odnoszą się one jednakże tylko do prędkości mniejszych od krytycznej; nieznaną sferę prędkości ponadkrytycznych czeka wciąż jeszcze na zbadanie.

Badanie ślizgania się

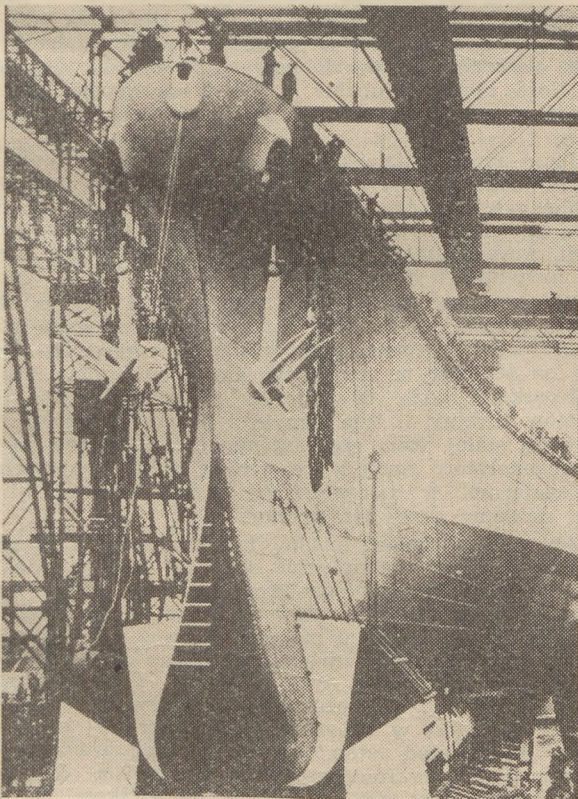
Określenie charakterystyk jednostek ślizgających się trudne jest zarówno z punktu widzenia badań teoretycznych, jak i doświadczalnych. Dlatego projektowanie kształtów tych jednostek zależy od osobistego doświadczenia konstruktora w jeszcze większym stopniu niż projektowanie okrętów normalnych..

Doświadczalne badania ślizgania się zostały zapoczątkowane przez Sottorfa systematycznymi doświadczeniami ze ślizgającymi się płytami. By jednak doświadczenia te nabrały wartości dla konstruktorów,



Rys. 6. — Obliczony i zmierzony opór falowy

Z interferencji dziobowego i rufowego układu falowego Wigley obliczył opór falowy dla pięciu matematycznych kształtów okrętów, przy czym uwzględnił on także wpływ lepkości na rufie. Na rys. pokazane są wyniki dla kształtu najbardziej zbliżonego do okrętu. Wyniki te pozwalają sądzić, że wyprowadzone na drodze teoretycznej wzory na opór falowy dają przynajmniej dobrą zgodność jakościową z doświadczeniem, a w wielu wypadkach i ilościową. Istnieją poważne podstawy do mniemania, że dalszy rozwój teorii oporu falowego doprowadzi do wyprowadzenia wzorów na opór falowy, które będą cennym środkiem dla konstruktorów okrętów przy rozwiązywaniu ich konkretnych zagadnień. Zasadnicze znaczenie teoretycznych studiów oporu falowego polega na osiągnięciu głębokiego zrozumienia zachodzących zjawisk i możliwości ich uogólnienia.



Rys. 5. — Nowe kształty kadłubów

To, że dziób gruszkowy powoduje zmniejszenie oporu, wiadome było już w r. 1908. Jednakże nie rozumiano, dlaczego to zachodzi. Dopiero analityczne prace Wigley'a w r. 1928 wyjaśniły, że gruszka i kadłub powodują powstanie odrębnych układów falowych, które, znosząc się nawzajem, zmniejszają opór. Na podobnej zasadzie powstał znany kształt kadłuba Maiera.



Rys. 7. — Łódź na płatach

W dążeniu do zwiększenia szybkości jednostek pływających wykorzystuje się wszystkie możliwości zmniejszenia ich oporu. Ciekawą próbą tego rodzaju była konstrukcja łodzi na płatach. W tym wypadku, przy osiągnięciu pewnej prędkości, siła nośna płatów umieszczonych pod łodzią stawała się tak duża, że cała łódź unosiła się ponad powierzchnię wody. Opór jej wówczas radykalnie się zmniejszał, gdyż pozostawał jedynie stosunkowo nieznaczny opór płatów, i prędkość mogła być znacznie zwiększona. Tego rodzaju konstrukcja miała jednak szereg wad, które nie pozwoliły na szersze zastosowanie jej w praktyce.

konieczne jest ich kontynuowanie, z tym, że kształt płyty stopniowo musi się upodabniać do kształtu dna jednostek rzeczywistych. Wagner, wychodząc z hydrodynamicznej teorii płata, zapoczątkował rozwój teorii, nie osiągając jednakże wyników możliwych do zastosowania w praktyce. Bezpośrednim skutkiem jego usiłowań było powstanie pewnych ciekawych, choć pozbawionych na razie znaczenia praktycznego, konstrukcji (rys. 7).

Jak widać, projektowanie kształtów kadłuba okrętu stawia przed konstruktorami wysokie wymagania. Środki natomiast, jakie stawia im do dyspozycji nauka, są ciągle jeszcze skąpe. Dlatego też pilnym zadaniem

jest dążenie do gruntownego poznania praw rządzących złożonym zjawiskiem oporu i uzyskania koniecznych analitycznych zależności. Do tego celu konieczne jest prowadzenie badań, zarówno teoretycznych, jak i doświadczalnych.

Wielka rola instytucji doświadczalnych polega na możliwości dostarczenia bezpośrednich danych z systematycznych badań modelowych i potwierdzenia stawianych hipotez. Rozwój teorii jest przy tym tą przewodnią nicią, według której planuje się zakres i rodzaj doświadczeń oraz uogólnia się wyniki.

Zakończenie nastąpi.

Mgr inż. Henryk Leśkiewicz
Politechnika Gdańska

O REGULACJI OKRĘTOWYCH TURBIN PAROWYCH Z PRZEKŁADNIĄ MECHANICZNĄ

Przy normalnej pracy turbin okrętowych, gdy śruba zanurzona jest w wodzie, nie ma potrzeby działania automatycznej regulacji, ze względu na warunki stateczności pracy odmiennie niż dla turbin lądowych elektrowniowych. Regulacja jest wskutek tego ręczna, bezpośrednia lub pośrednia, czyli serwo regulacja. Spadek ciśnienia oleju w układzie olejowym turbiny, czy też nadmierny wzrost ilości obrotów któregoś z wałów, lub nadmierne przesunięcie poosiowe któregoś z wirników, powoduje odcięcie pary dopływającej z kotła do turbiny. W wypadku wyjścia śruby z wody na burzliwym morzu układ automatycznej regulacji steruje zaworem głównym, nie dopuszczając do wzrostu obrotów powodującego odcięcie pary.

Omówiono typowe układy regulacyjne okrętowych turbin parowych i rozwiązania konstrukcyjne ważniejszych elementów tych układów.

Jak wiadomo, śruba okrętowa posiada maksimum sprawności przy danej mocy dla pewnej określonej dla każdej śruby liczby obrotów. Te obroty optymalne śrub okrętowych leżą stosunkowo nisko, w granicach od 80 do 200 obrotów na minutę. Wiadomo również, że turbina parowa jest maszyną szybkoobrotową i że jej optymalne obroty są rzędu kilku tysięcy.

Stąd przy zastosowaniu turbiny parowej do napędu statku stosuje się obecnie zawsze przekładnię, tak, aby zarówno śruba jak i turbina mogły biec z najkorzystniejszymi dla siebie ilościami obrotów. Stosowane przekładnie bywają trzech rodzajów: mechaniczne, elektryczne i hydrauliczne. Najczęściej stosowana jest przekładnia mechaniczna. Jest ona przekładnią zębatą, wykonywaną w różnych układach, zawsze jednak o zazębieniu czołowym i zębach skośnych.

Ze względu na to, że moce przenoszone są bardzo znaczne, nie można zmiany kierunku obrotów dokonać w samej przekładni przez stosowanie rozłącznego sprzęgła i przełączania układu kół zębatych na bieg wsteczny. Turbina parowa może się obracać, jak wiemy, tylko w jednym kierunku, określonym konstrukcją przyrządów ekspansyjnych i łopatek pracujących.

Musimy jednak mieć możność wprawienia śruby w obroty o przeciwnym kierunku niż normalny, czyli musimy mieć na statku bieg wsteczny, i to nie tylko ze względu na możność posuwania się statku wstecz, ale przede wszystkim ze względu na własności manewrowe statku.

Przy napędzie statku turbiną parową z przekładnią mechaniczną bieg wsteczny otrzymujemy przez zastosowanie oddzielnej turbiny biegu wstecznego, która przeważnie jest osadzona na wspólnym łożysku i we wspólnej osłonie z turbiną biegu wprzód i nazywana bywa wtedy stopniami biegu wstecznego.

Dalej będziemy się zajmowali tylko regulacją okrętowych turbin parowych z przekładnią mechaniczną, niektóre jednak rozważania (np. stateczność pracy okrętowej turbiny parowej, regulatory i zawory bezpieczeństwa) będą się stosowały i dla innych rodzajów przekładni.

Stateczność pracy okrętowej turbiny parowej

Odmiennosć regulacji okrętowej turbiny parowej w porównaniu z regulacją turbiny parowej lądowej elektrownianej pochodzi przede wszystkim z odmiennych rodzajów obciążeń obu tych turbin.

Jak wiemy, przy danym otwarciu zaworów dolotowych moment dawany przez turbinę jest w przybliżeniu liniową funkcją jej obrotów, przedstawioną na rys. 1 prostą z napisem „turbina“. Prosta ta będzie zmieniała swe położenie w miarę zmian w otwarciu zaworów dolotowych. Dane otwarcie zaworów dolotowych nie określa więc jeszcze ilości obrotów turbiny n , lecz tylko wspomnianą zależność pomiędzy momentem M i ilością obrotów turbiny n .

Jakie obroty ustalą się przy tym danym położeniu zaworów dolotowych i czy w ogóle jakieś będą mogły się ustalić, zależy od tego, co dana turbina napędza. Dla ustalenia się jakichś obrotów jest bowiem potrzebne, aby moment dawany przez turbinę przy tych obrotach równy był momentowi odbieranemu.

W wypadku, gdy turbina napędza generator w elektrowni lądowej, żądamy, ze względu na zachowanie stałej częstotliwości wytwarzanego prądu zmiennego (50 okresów na sekundę na całym świecie, z wyjątkiem krajów anglosaskich, gdzie 60 okresów na sekundę), aby ilość obrotów turbiny, a tym samym i generatora, była stała. Przy tej stałej ilości obrotów moment potrzebny do napędu generatora zmienia się wraz z czasem najzupełniej nieregularnie, w zależności od chwilowego obciążenia sieci zasilanej przez ten generator.

Aby więc utrzymać turbinę na wyznaczonych obrotach, musimy bezustannie zmieniać otwarcie zaworów dolotowych tak, aby przesunięcia prostej przedstawiającej moment w funkcji ilości obrotów dla samej turbiny były tego rodzaju, żeby zawsze moment dawany przy tych żądanych obrotach przez turbinę był równy momentowi zapotrzebowanemu przy tych obrotach przez generator w danej chwili. To bezustanne przestawianie zaworów dokonywane jest w lądowej turbinie parowej elektrownianej przez układ automatycznej regulacji. Impulsem do przestawiania zaworów jest w tym układzie odchylenie się ilości obrotów wirnika turbiny od wielkości żądanej, wyczuwane przez regulator ilości obrotów.

Zupełnie odmiennie przedstawia się sprawa w wypadku turbiny okrętowej. Moment bowiem potrzebny do obracania śruby zanurzonej jest dla każdej ilości obrotów wielkością określoną (w założeniu ruchu ustalonego).

Zależność momentu przyłożonego do śruby od liczby jej obrotów przedstawia się w przybliżeniu jako parabola

kwadratowa. Na rys. 1 przedstawiono tę zależność przy pomocy krzywej z napisem "śruba". Obie współrzędne tej krzywej, zarówno moment śruby jak i jej obroty, zostały zredukowane na wał turbiny dla porównywalności z zależnością momentu od obrotów właściwą samej turbinie przy danym otwarciu zaworów dolotowych.

Dla obrotów turbiny n_0 mamy równość obu momentów turbiny i śruby, przy tych obrotach możliwa więc jest ustalona praca turbiny. Udowodnimy teraz, że praca przy tych obrotach jest stateczna, tzn. że bez układu automatycznej regulacji, przedstawiającego zawory dolotowe przy stałym ich otwarciu, turbina obciążona śrubą nie zmienia tych obrotów n_0 , przy których moment turbiny i moment śruby zredukowany na wał turbiny, który dalej nazywać będziemy krótko momentem śruby, są sobie równe.

Aby to wykazać przypuścimy, że z jakiegokolwiek przyczyny obroty wzrosły i wynoszą n_1 , przy czym

$$n_1 > n_0$$

Wtedy, jak widać z rys. 1, moment potrzebny do obrotu śruby wynosi M_{1s} , a moment dawany przez turbinę M_{1t} przy czym

$$M_{1t} < M_{1s}$$

Nierówność momentów oznacza, że przy ilości obrotów n_1 turbina daje niewystarczający moment dla pokręcenia śrubą, na skutek czego obroty turbiny zaczynają spadać aż do obrotów n_0 , gdzie oba te momenty, i śruby i turbiny, równają się M_0 .

Jeśli teraz obroty zostaną z jakiegokolwiek przyczyny wytracone w drugą stronę, tzn. spadną np. do wartości n_2 (rys. 1), przy czym

$$n_2 < n_0$$

to moment dawany przy tych nowych obrotach przez turbinę M_{2t} przewyższa moment potrzebny przy tych obrotach do napędu śruby (rys. 1):

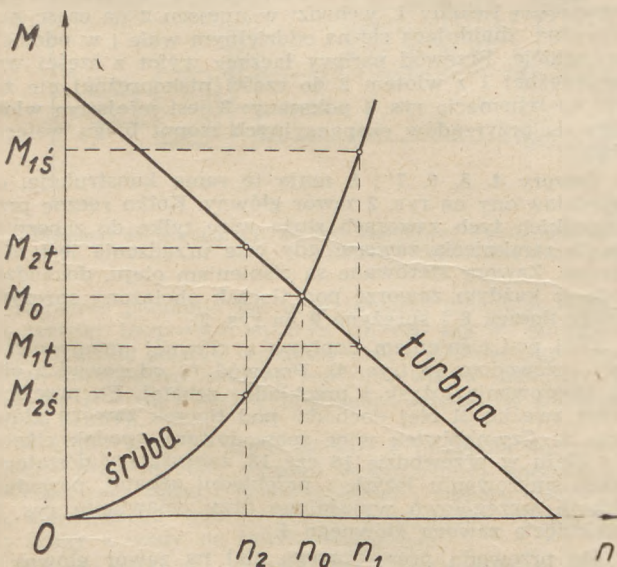
$$M_{2t} > M_{2s}$$

Skutkiem tego turbina napędzająca śrubę przyspiesza aż do obrotów n_0 , gdy oba momenty się wyrównają.

Widzimy więc że obroty n_0 (rys. 1) są dla danego otwarcia zaworów dolotowych obrotami statecznej pracy turbiny okrętowej.

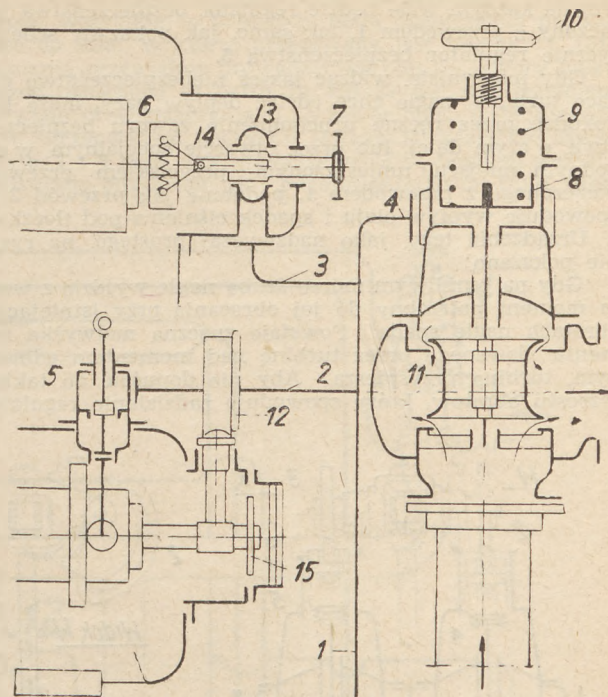
Zmieniając otwarcie zaworów, zmieniamy zależność momentu od obrotów dla samej turbiny, na rys. 1 zmienić się więc położenie prostej turbiny, przez co zmieni się jej punkt przecięcia z krzywą śrub, a tym samym zmieni się stateczna liczba obrotów turbiny i szybkość statku.

Skomplikowany i precyzyjny układ automatycznej regulacji turbin lądowych jest więc tu niepotrzebny; każ-



Rys. 1

Moment śruby zredukowany na wał turbinowy i moment turbiny przy stałym otwarciu zaworów dolotowych w funkcji ilości obrotów turbiny



Rys. 2

Zawór główny ręczny z olejowym wyłączaniem przez regulator bezpieczeństwa i olejowym sterowaniem przez regulator ilości obrotów

demu nastawieniu zaworów dolotowych odpowiadają określone obroty turbiny, a tym samym i szybkość statku.

Regulacja ręczna. Zawór manewrowy

Wyżej wykazana stateczność pracy turbiny okrętowej powoduje, że regulacja turbin okrętowych jest stosunkowo prosta i, jak już wspomnieliśmy, nie jest regulacją automatyczną. Nastawianie otwarcia zaworów dolotowych odbywa się właściwie zawsze ręcznie, z tym jednak, że w wypadku jednostek mniejszych nastawianie to odbywa się siłą mięśni ludzkich i mówimy wtedy o regulacji ręcznej; przy jednostkach większych, z licznymi zaworami dolotowymi, mamy serwo regulację, tzn. człowiek ręcznie tylko steruje olej pod ciśnieniem, który wykonuje już pracę przestawiania zaworów.

W typowym rozwiązaniu regulacji ręcznej para z kotła płynie w pierw przez zawór główny (rys. 2), skąd przechodzi do zaworu manewrowego (rys. 3); zależnie od jego nastawienia para idzie na turbinę biegu wprzód, lub na stopnie biegu wstecznego.

W zaworze głównym (rys. 2) kółko ręczne 10 służy tylko do szczelnego zamknięcia zaworu podczas dłuższych postojów turbiny. Gdy po takim dłuższym postoju chcemy turbinę uruchomić, odkręcamy kółko 10, pozostawiając tłoczkowi 8, a tym samym i talerzykowi zaworu 11, możliwość podniesienia się. Nie nastąpi to jednak tak długo, póki ciśnienie oleju pod tłoczkiem 8 nie przewyższy siły sprężyny 9. Gdy to nastąpi, zawór się podniesie i przy danym napięciu wstępnym sprężyny 9 wszelkie jego dalsze położenia zależą będą od ciśnienia oleju pod tłoczkiem 8.

Olej pod tłoczek 8 dochodzi z układu olejowego turbiny przewodem 1, przez zwężkę nie pokazaną w schemacie (rys. 2), i wchodzi pod tłoczek 8 w miejscu 4. Dostateczne więc ciśnienie oleju w układzie olejowym turbiny jest warunkiem koniecznym otwarcia zaworu głównego.

Nie jest to jednak warunek wystarczający, jeśli bowiem z jakichkolwiek przyczyn obroty turbiny wzrósł powyżej pewnej, nastawionej z góry wartości, to zadziała regulator bezpieczeństwa 5 (rys. 2), powodując wypływ oleju z przewodu 2, a tym samym spadek ciśnienia w przewodzie 1 i 4; dzięki temu sprężyna 9 będzie mogła przesunąć tłoczek 8 w dół, gdyż spadło pod nim ciśnienie oleju, i tym samym zamknąć zawór.

Sam regulator bezpieczeństwa będzie szczegółowo omówiony i pokazany dalej. W wypadku turbiny wielowal-

wej na każdym wale będzie regulator bezpieczeństwa, połączony z przewodem 1, tak samo, jak pokazany schematycznie regulator bezpieczeństwa 5.

Gdy maszynista, widząc jakieś niebezpieczeństwo grożące turbinie, nagle chce odciąć dopływ pary, może tego dokonać przez ręczne uruchomienie zaworu bezpieczeństwa, o czym dalej, lub przez otwarcie specjalnym, w dogodnym miejscu umieszczonym, przyciskiem przewodu połączonego z przewodem 1, podobnie jak przewód 2, co spowoduje wypływ oleju i spadek ciśnienia pod tłoczkiem 8. Urządzenia tego, jako nadzwyczaj prostego, na rys. 2 nie pokazano.

Gdy na burzliwym morzu śruba nagle wyjdzie z wody, to moment potrzebny do jej obracania przy istniejących obrotach nagle spada. Powstaje znaczna nadwyżka momentu dawanego przez turbinę nad momentem odbieranym, turbina przyspiesza. Aby nie dopuścić do takiego wzrostu obrotów, który spowoduje zadziałanie regulatora

ten ma za zadanie skierować parę bądź do turbiny biegu wprzód, bądź do stopni biegu wstecznego, oraz dać możliwość odpowiedniego nastawienia wolnego przekroju przepływu pary dla uzyskania żądanej w danym momencie szybkości statku.

Ponieważ trzeba przez samą konstrukcję wykluczyć możliwość jednoczesnego otwarcia zaworu biegu wprzód i biegu wstecz, więc w omawianym zaworze manewrowym (rys. 3) jest tylko jedno kółko ręczne 6 ze wskaźnikiem 7.

Kręcąc kółkiem 6 poprzez ślimak i ślimacznice (patrz widok W rys. 3), obracamy wałek, na którym zaklinowane są krzywki 2 i 3. Krzywki te napędzają całkowicie odciążone grzybki zaworowe 8 i 9. Dzięki sprężynom 4 i 5 i odpowiednim kształtom krzywek 2 i 3, nigdy oba grzybki zaworowe 8 i 9 nie mogą być jednocześnie podniesione, natomiast mogą być jednocześnie zamknięte; wtedy wskaźnik 7 stoi na środkowej kresce skali.

Gdy z tego położenia środkowego na skutek obracania kółkiem ręcznym 6 wskaźnik 7 będzie się oddalał od kółka 6, to unosić się będzie grzybek 8 przy siedzącym grzybku 9 i para dopływać będzie tylko do turbiny biegu wprzód. Po drugiej stronie położenia środkowego wskaźnika 7 znajduje się bieg wsteczny. W tym właśnie położeniu narysowany został schemat zaworu manewrowego na rys. 3.

Oprócz przedstawionego, jest wiele innych rozwiązań zaworu manewrowego, wszystkie jednak konstrukcje są tego rodzaju, że pomyłkowe doprowadzenie pary jednocześnie do turbiny biegu wprzód i do stopni biegu wstecznego nie jest możliwe.

Serworegulacja

Na rys. 4 przedstawiony jest schemat serworegulacji olejowej turbiny okrętowej dwukadłubowej, dwuwałowej, z zaworami grupowymi (regulacja napełnienia), z zaworem doprowadzającym parę świeżą do dalszych stopni turbiny oraz ze stopniami biegu wstecznego, umieszczonymi w części niskoprężnej. Zastosowanie regulacji ręcznej bezpośrednio, opisaną uprzednio, nie jest tu dogodne, prowadzi bowiem do znacznej komplikacji zaworu manewrowego i układu połączeń parowych.

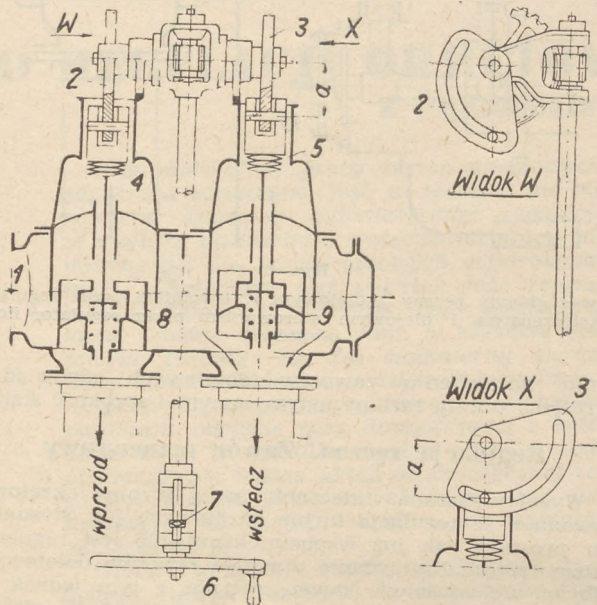
Para przechodzi najprzód przez zawór główny 4 (rys. 4), który niczym nie różni się w swej konstrukcji od zaworu głównego przedstawionego na rys. 2, następnie — zależnie od otwarcia dalszych zaworów — idzie albo na turbinę biegu wprzód przez zawór 5, ewentualnie 5 i 6 (są to zawory grupowe, których może być więcej), lub jeszcze i przez zawór 7, doprowadzający parę świeżą do dalszych stopni przy największych obciążeniach turbiny, albo też idzie na stopnie biegu wstecznego przez zawór 8, jeśli jest on otwarty, a zawory 5, 6 i 7 zamknięte.

Przy biegu wprzód para, po przejściu przez część wysokoprężną turbiny 1, wchodzi w miejscu 2 na część niskoprężną, znajdującą się na oddzielnym wale i w oddzielnej osłonie. Przewód parowy łączący wylot z części wysokoprężnej 1 z wlotem 2 do części niskoprężnej nie został na schemacie rys. 4 pokazany; 3 jest miejscem wlotu pary do przyrządów ekspansyjnych stopni biegu wstecznego.

Zawory 4, 5, 6, 7 i 8 mają tę samą konstrukcję, co przedstawiony na rys. 2 zawór główny. Kółka ręczne przy wszystkich tych zaworach służą więc tylko do zabezpieczenia zamknięcia zaworu, gdy całe urządzenie jest nieczynne. Zawory sterowane są ciśnieniem oleju, dochodzącego w każdym zaworze pod tłoczek obciążony sprężyną (patrz tłoczek 8 i sprężyna 9 na rys. 2).

Olej pod ciśnieniem dopływa z głównej pompy olejowej przewodem 16 (rys. 4). Przewód 18 odprowadza olej do smarowania łożysk i przekładni zębatej. Po przejściu przez zwężkę 21 olej dochodzi pod tłoczek zaworu głównego 4. Czymkolwiek więc spowodowany spadek ciśnienia oleju w przewodzie 16 czy 18, zagrażający dostatecznemu smarowaniu łożysk i przekładni zębatej, powoduje (jak to szczegółowo wyjaśniono przy omawianiu rys. 2) zamknięcie zaworu głównego 4.

Do przewodu prowadzącego olej na zawór główny 4 dołączone są dwa połączenia trójkątne 14 i 15. Trójkąt 14 łączy przewód 24, na którego końcu umieszczony jest wypływ oleju, uruchamiany ręcznie przez naciśnięcie umieszczonego w dogodnym miejscu przycisku (nie pokazanego na schemacie) w wypadku niebezpieczeństwa gro-



Rys. 3

Zawór manewrowy ręczny w położeniu przy biegu wstecz

bezpieczeństwa, a zatem kompletne odcięcie pary i zatrzymanie turbiny, stosuje się regulator ilości obrotów 6 (rys. 2).

Regulator ten zaczyna działać dopiero przy nadmiernym wzroście obrotów, jednak wcześniej niż regulator (ewentualnie regulator) bezpieczeństwa, ilość obrotów, przy których rozpoczyna się działanie omawianego regulatora, nastawiana jest kółkiem ręcznym 7. Gdy obroty turbiny wzrosną ponad nastawioną wielkość, rozchylające się ciężarki regulatora ilości obrotów 6 powodują tego rodzaju przesunięcie się tłoczka 14, że olej dopływający przewodem 3 do komory 13 ma możliwość wypływu z tej komory, przez co spada ciśnienie oleju w przewodzie 3 i 4 oraz pod tłoczkiem 8; powoduje to z kolei przymknięcie grzybka zaworu 11, a tym samym zdławienie pary dopływającej do turbiny i zmniejszenie jej obrotów, oddziałujące na ten sam regulator ilości obrotów i powodujące zmniejszenie wypływu oleju.

Mamy więc wtedy do czynienia z zamkniętym łańcuchem regulacyjnym, czyli regulacją automatyczną.

Regulator ilości obrotów w wypadku wyjścia śruby z wody tak przymknie zawór główny, że obroty nie wzrosną do wielkości, przy której zadziałałby regulator bezpieczeństwa i zatrzymał turbinę.

Widzimy więc, że taki zawór główny (rys. 2) spełnia jednocześnie rolę zaworu bezpieczeństwa odcinającego parę (spadek ciśnienia w układzie olejowym turbiny, przekroczenie obrotów nastawionych na regulatorze bezpieczeństwa lub uruchomienie ręczne) i, w momencie działania regulatora ilości obrotów, rolę zaworu dolotowego, sterowanego automatycznie.

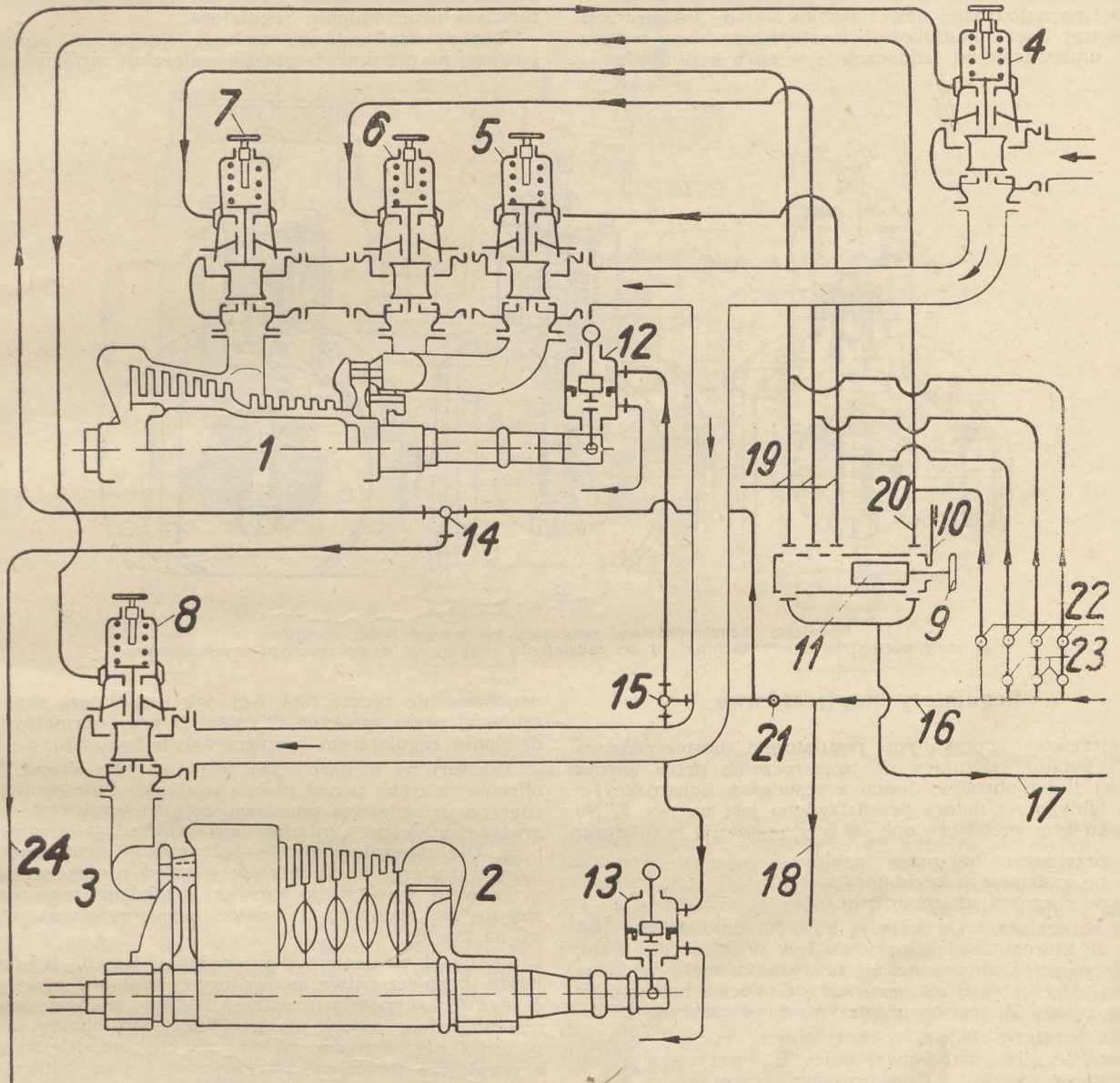
Po przejściu przez opisany zawór główny para dopływa przewodem 1 (rys. 3) do zaworu manewrowego. Zawór

żącego turbinie. Trójnik 15 łączy dwa przewody idące do regulatorów bezpieczeństwa 12 i 13, umieszczanych na obu wałach.

Przy zadziałaniu któregoś z regulatorów bezpieczeństwa 12 lub 13, na skutek przekroczenia dopuszczalnej dla któregoś z wałów liczby obrotów następuje wypływ oleju, skutkiem czego spada ciśnienie oleju pod tłoczkiem zaworu głównego 4 tak dalece, że zawór ten odcina dopływ pary do turbin.

5, 6, 7 i 8 oddzielnym przewodem dla każdego z tych zaworów. Wszystkie te przewody mają odgańlenia prowadzące do tulei, w której przesuwany jest tłoczek 11. Odgańlenia przewodów prowadzących olej na zawory biegu wprzód oznaczone są cyfrą 19, zaś 20 jest odgańleniem przewodu prowadzącego olej na zawór biegu wstecznego 8.

W narysowanym położeniu tłoczka 11 wszystkie zawory 5, 6, 7 i 8 będą zamknięte, otwarte są bowiem wszystkie wejścia odgańlenia 19 i odgańlenia 20 do tulei, skąd



Rys. 4

Schemat serwo regulacji turbiny okrętowej dwukadłubowej z zaworami grupowymi, doprowadzaniem pary świeżej do dalszych stopni turbiny i stopniami biegu wstecznego w części niskoprężnej

Zupełnie podobnie jak przy zaworze głównym regulacji ręcznej bezpośredniej (rys. 2), na zawór główny 4 (rys. 4) działa jeszcze regulator ilości obrotów (nie pokazany), umieszczony bądź na jednym z wałów turbinowych, bądź na jednym z wałów przekładni zębatej (w założeniu jednej śruby).

Widzimy więc, że zawór główny 4, podobnie jak zawór główny przy regulacji ręcznej bezpośredniej, spełnia dodatkowo rolę zaworu bezpieczeństwa i zaworu dolotowego, sterowanego automatycznie w wypadku wynurzenia się śruby z wody na burzliwym morzu.

Zmiana prędkości statku i przełączanie na bieg wsteczny odbywają się przy pomocy kółka ręcznego 9, przesuwającego tłoczek 11, którego położenie jest z zewnątrz widoczne dzięki wskaźnikowi 10. Poprzez zwężki 22 i 23 olej może z przewodu 16 dostać się pod tłoczki zaworów

przewodem 17 następuje wypływ oleju, powodując tak znaczny spadek ciśnienia oleju w przewodach prowadzących na zawory, że sprężyny we wszystkich zaworach dociskają grzybki i powodują zamknięcie zaworów.

Gdy teraz, przez pokręcenie kółkiem 9 będziemy przesuwali tłoczek 11 w stronę ujść do tulei, w której porusza się ten tłoczek odgańlenia 19, to z chwilą, gdy tłoczek 11 przesłoni pierwsze ujście, wzrośnie ciśnienie w przewodzie doprowadzającym olej do pierwszego zaworu grupowego 5 i zawór ten się otworzy.

Przesuwając tłoczek 11 dalej w tę samą stronę, otworzymy podobnie kolejno drugi zawór grupowy (ewentualnie dalsze, gdyby były) i wreszcie, jeśli to będzie potrzebne, zawór doprowadzający parę do dalszych stopni — 7.

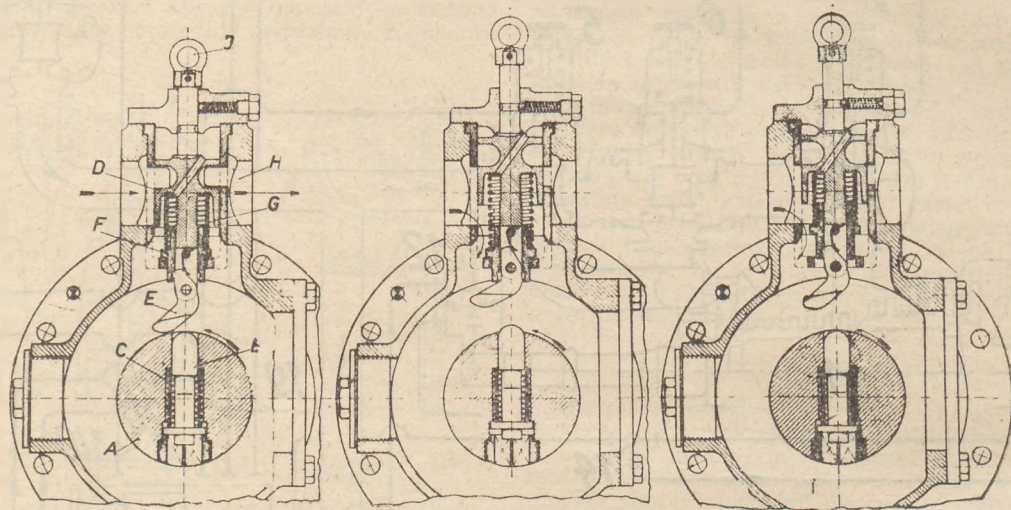
Chcąc otrzymać bieg wsteczny, musimy wrócić tłoczkiem do położenia narysowanego; wtedy wszystkie zawory biegu wprzód i wstecz będą zamknięte. Teraz przesuwamy tłoczek 11 w stronę ujścia odgałęzienia 20; gdy tylko ujście to zacznie być przesłanianie przez przesuwający się tłoczek, zacznie wzrastać ciśnienie w przewodzie prowadzącym olej na zawór 8 i w pewnym momencie spowoduje jego otwarcie. Gdy tłoczek 11 całkowicie zamknie ujście przewodu 20, zawór 8 będzie już zupełnie otwarty.

Przedstawiony system serwowregulacji olejowej daje się łatwo rozszerzyć na większą liczbę zaworów grupowych i na najbardziej nawet złożone układy turbiny wielowalowej i wielokadłubowej ze stopniami biegu wstecznego, umieszczonymi jednocześnie w paru kadłubach.

strzałka (rys. 5 b), przez co ciśnienie oleju w przewodzie olejowym połączonym z komorą *H* spada, powodując odcięcie pary przez zawór bezpieczeństwa i zatrzymanie turbiny.

Gdy regulator znajduje się w położeniu jak przy normalnej pracy turbiny (rys. 5 a) i chcemy z jakichkolwiek względów nagle wyłączyć turbinę, to wystarczy pociągnąć za kółko *J*; wtedy, bez zmiany napięcia sprężyny *G* i bez przesuwania się części *D* względem tulejki *F*, spowodujemy wypływ oleju, jak to pokazuje strzałka na rys. 5 c, na którym widzimy położenie całego mechanizmu po ręcznym uruchomieniu regulatora.

Znane urządzenie zatraskowe (kulka ze sprężynką i rowek na przesuwającym się waleczku) zarówno ułatwia



Rys. 5

Regulator bezpieczeństwa, reagujący na wzrost ilości obrotów:
a) przy normalnej pracy turbiny, b) po zadziałaniu regulatora, c) po ręcznym uruchomieniu

Regulatory bezpieczeństwa

Najczęściej spotykanym regulatorem bezpieczeństwa jest regulator reagujący na przekroczenie przez wirnik pewnej ilości obrotów. Jedno z rozwiązań konstrukcyjnych takiego regulatora przedstawione jest na rys. 5. Na rysunku tym przedstawione są trzy położenia regulatora:

- a) przy normalnej pracy turbiny,
- b) po zadziałaniu regulatora,
- c) po ręcznym uruchomieniu.

W obracającym się wale *A* (rys. 5a) umieszczony jest bolec *B*, którego środek masy nie leży w osi obrotu wału, a którego położenie zaznaczono na rysunku małą, wyraźną kreską. Aby bolec *B* nie wysuwał się podczas normalnego ruchu z wału *A*, jest on przytrzymywany sprężyną *C*.

Siła sprężyny *C* jest w normalnym ruchu turbiny większa od siły odśrodkowej bolca *B* i przyciska go do wkręconego „korka“ z kwadratowym otworem na klucz, przez którego wkręcenie nadaliliśmy sprężynie *C* napięcie wstępne.

Przed dojściem do obrotów, przy których regulator ma zadziałać, a przy ich wzrastaniu, maleje tylko różnica pomiędzy stałą siłą sprężyny i wzrastającą wraz z kwadratem obrotów siłą odśrodkową bolca, zmienia się więc tylko wielkość docisku bolca do „korka“, natomiast bolec *B* względem wału *A* jest w spoczynku. Gdy siły te się zrównają, nacisk bolca na „korek“ spadnie do zera. Najmniejsze zwiększenie obrotów ponad obroty odpowiadające temu stanowi spowoduje, przy odpowiednim doborze sprężyny *C*, gwałtowne wysunięcie zaokrąglonej głowy bolca *B* z wału *A* (rys. 5b).

Wysunięta głowa bolca zaczepia o dźwigenkę *E*, osadzoną obrotowo w części *D*, dźwigenka zeskakuje z wycięcia w tulejce *F* i pozwala sprężynie napiętej *G* wypchnąć do góry część *D* razem z dźwigenką *E*, jak to widać na rys. 5b. Dzięki temu olej pod ciśnieniem znajdujący się w komorze *H* (rys. 5a) wypływa, jak to pokazuje

uruchomianie ręczne (rys. 5 c), jak i ogranicza skok wyrzuconej przez sprężynę *G* części *D* przy normalnym zadziałaniu regulatorem bezpieczeństwa (rys. 5 b).

Dla turbiny niebezpieczny jest nie tylko wzrost liczby obrotów wirnika ponad pewną wielkość, ale również zbyt znaczne przesunięcie posiwoje wirnika względem osłony, grożące zatarciem i zniszczeniem układu łopatkowego turbiny. Dla zabezpieczenia się jednocześnie przed nadmiernym wzrostem ilości obrotów i przed niedopuszczalnym przesuwem posiowym wirnika względem jego osłony, stosuje się specjalny regulator bezpieczeństwa, pokazany na rys. 6.

Olej pod ciśnieniem doprowadzony jest do tego regulatora bezpieczeństwa podwójnego działania przewodem *B* (rys. 6) i wypełnia przestrzeń *A*. Jeśli ani wał się zbyt mało względem osłony nie przesunie, ani obroty niebezpiecznie nie wzrosną, to olej nie ma żadnego wypływu z regulatora (położenie narysowane) i jego ciśnienie się utrzymuje; pociąga to za sobą utrzymywanie w stanie otwartym zaworu bezpieczeństwa specjalnego lub zaworu głównego, spełniającego rolę zaworu bezpieczeństwa.

Jeśli z jakiegokolwiek przyczyn wał przesunie się posiowo względem osłony turbiny, to przesunie się również nie obracająca się wprawdzie, ale związana z wałem, jeśli chodzi o przesuwu posiowe (małym łożyskiem oporowym dwustronnego działania), część *E*, a wraz z nią złączona z nią widocznym kółkiem tulejka *G*. Przesuwanie się tulejki *G* tak długo nie wpłynie na ciśnienie oleju, póki nie odstąpi ona jednego z kanałów *J*, wyciętych w części *H*.

Oba kanały *J* — lewy czynny przy zbyt dużym przesunięciu się wału w lewo, prawy, gdy wał przesunie się w sposób niedopuszczalny w prawo — połączone są stale z przekrośkowanym na rysunku kanałem, uchodzącym do osłony regulatora, skąd jest ściek (nie narysowany) do zbiornika oleju.

Odstąpienie więc przez tulejkę *G* jednego z kanałów *J* powoduje wypływ oleju z regulatora i spadek jego ciś-

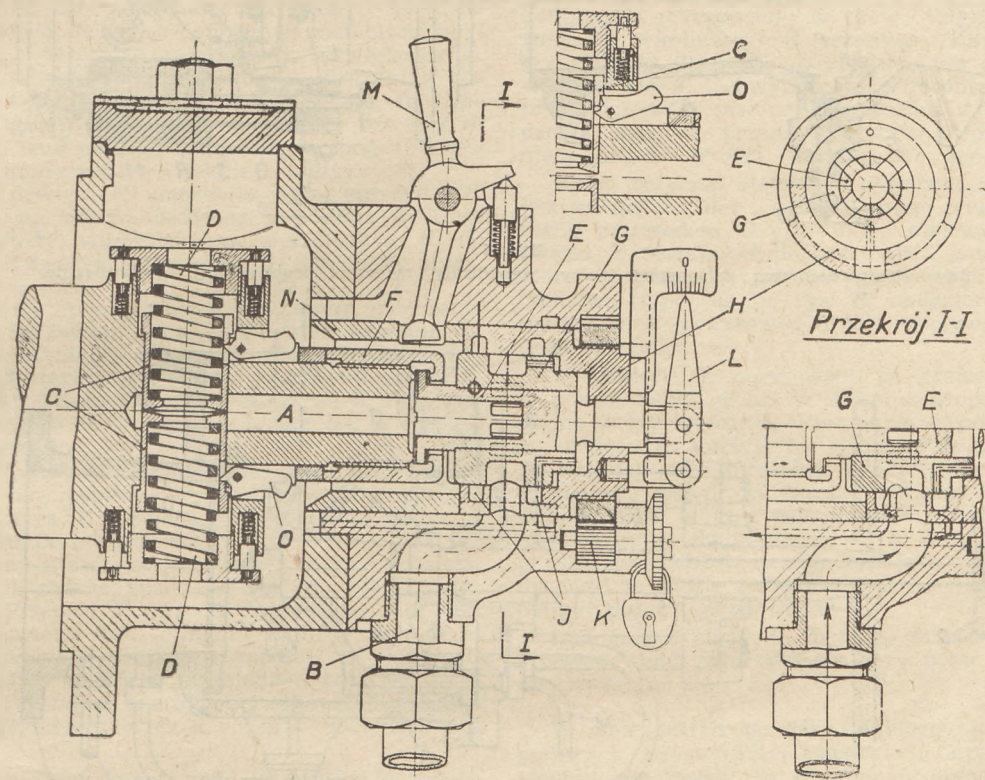
nienia w przewodzie *B*, co pociąga za sobą zamknięcie zaworu bezpieczeństwa i odcięcie dopływu pary do turbiny. Położenie wzajemne części przy zbytnim przesuwie wirnika w lewo i spowodowanym tym wypływie oleju pokazane jest po prawej stronie rysunku 6. Strzałkami zaznaczono drogę oleju.

Precyzyjne nastawianie położenia zakresu przesuwów poosiowych, dla którego regulator bezpieczeństwa jeszcze nie zadziała, dokonuje się przez przesuwanie części *H*

Dwa omówione rodzaje regulatorów bezpieczeństwa wybrane zostały przykładowo, jako najbardziej typowe.

Zawory bezpieczeństwa

Zawór główny (rys. 2) spełnia również rolę zaworu bezpieczeństwa, w wypadku bowiem spadku ciśnienia oleju pod tłoczkiem 8 (rys. 2) sprężyna 9 zamyka zawór i odcina dopływ pary do turbiny.



Rys. 6

Regulator bezpieczeństwa, reagujący na nadmierny wzrost ilości obrotów i jednocześnie na nadmierne przesunięcie poosiowe wirnika turbiny

przy pomocy gwintu i przekładni zębatej *K*. Zabezpieczenie raz nastawionego położenia następuje, jak to uwidoczniło, przy pomocy małej kłodeczki. Dla orientacji maszynisty co do poosiowych przesuwów wału względem osłony służy wskaźnik *L*.

Siły odśrodkowe tulejek *C* o ekscentrycznie umieszczonych względem osi obrotu środkach ciężkości są równoważone napięciami sprężyn *D*. Dzięki temu w normalnym ruchu tulejki *C* są do siebie szczelnie dociśnięte i nie pozwalają wypływać olejowi z przestrzeni *A*.

Gdy obroty przekroczą wielkość, przy której ma zadziałać regulator bezpieczeństwa, to siły odśrodkowe tłoczków *C* przewyższą siły sprężyn *D* i przy odpowiednim doborze tych sprężyn tłoczki *C* rozsąną się, powodując wypływ oleju, a w konsekwencji, jak zwykle, odcięcie dopływu pary do turbiny. Gdy obroty na skutek tego odcięcia pary spadną, tulejki *C* nie będą się mogły znowu zewrzeć, gdyż dźwigniki *O*, których środek masy leży na rysunku w prawo od punktu obrotu każdej z nich, zajmą położenie pokazane na fragmencie u góry (rys. 6) i dążące do zwarcia się tulejki *C* zahaczą się swymi podtoczeniami o ząbki dźwignienek *O*, wskutek czego olej będzie wypływał nadal.

Gdy przyczyna niernormalnego wzrostu ilości obrotów zostanie już usunięta, ręczną dźwignią *M* przesuwamy tulejkę *N*, która, naciskając swoją częścią stożkową na podniesione końce dźwignienek *O*, powoduje wysunięcie się ząbków tych dźwignienek z podtoczeń tulejek *C*; dzięki temu zwolnione tulejki zwierają się siłami sprężyn *D* (jak w części głównej rys. 6). wypływ oleju zostaje wstrzymany, jego ciśnienie w komorze *A* i przewodzie *B* wzrasta, zawór bezpieczeństwa otwiera się sam, lub może być otworzony, zależnie od jego konstrukcji.

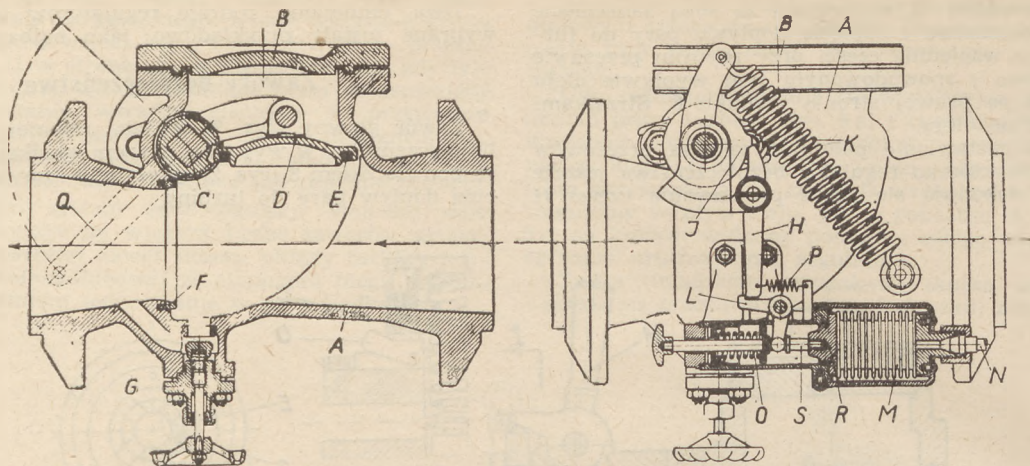
Jest to najprostsze rozwiązanie. Wszystkim jednak rodzajom zaworów bezpieczeństwa wspólne jest to, że przekazywanie impulsu do nagłego zamknięcia zaworu przez regulator, lub jeden z regulatorów bezpieczeństwa odbywa się hydraulicznie, przez spadek ciśnienia oleju w przewodzie łączącym wszystkie zainstalowane regulatory bezpieczeństwa i zawór bezpieczeństwa.

Tego rodzaju przekazywanie zaworowi bezpieczeństwa rozkazu do jego zamknięcia (impulsu regulacyjnego) jest nadzwyczaj celowe. Spadek ciśnienia oleju w całym układzie olejowym turbiny (łożyska, przekładnia) jest dla niej równie groźny, jak nadmierne zwiększenie jej obrotów lub nadmierne przesunięcie położenia wirnika względem osłony.

Przewód olejowy łączący regulator, czy też regulatory bezpieczeństwa z zaworem bezpieczeństwa jest zasilany olejem pod ciśnieniem z układu olejowego turbiny poprzez zwężkę. Zwężka ta powoduje, że spadek ciśnienia we wspomnianym przewodzie na skutek zadziałania jakiegoś regulatora nie wywołuje większego spadku ciśnienia w całym układzie olejowym, w którym ciśnienie stale jest podtrzymywane działaniem głównej pompy olejowej.

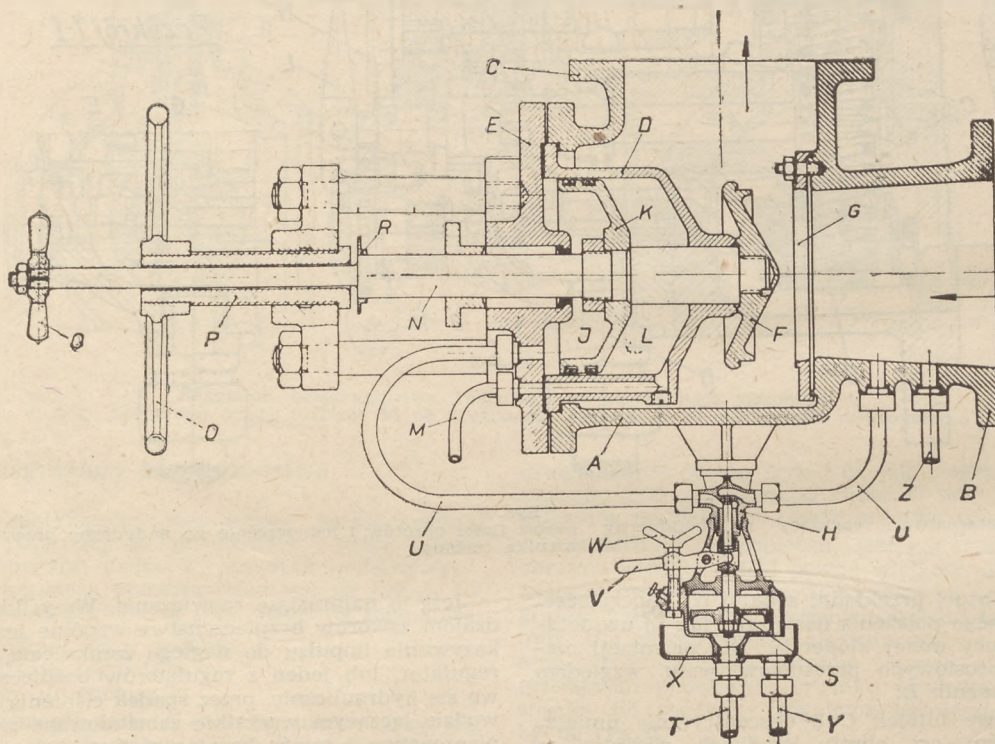
Jeśli natomiast, odwrotnie, spadnie z jakiegokolwiek przyczyny (nieczynna pompa olejowa, uszkodzenie przewodów, brak oleju itp.) ciśnienie w układzie olejowym, to w interesującym nas przewodzie ciśnienie też spadnie, pomimo istniejącej zwężki, gdyż przewód ten jest zasilany olejem właśnie tylko przez tę zwężkę.

Każdy zawór bezpieczeństwa może więc być uruchomiony i odciąć dopływ pary do turbiny bez zadziałania któregośkolwiek z regulatorów bezpieczeństwa oraz bez uruchamiania ręcznego, a tylko na skutek spadku ciśnienia oleju w układzie olejowym turbiny.



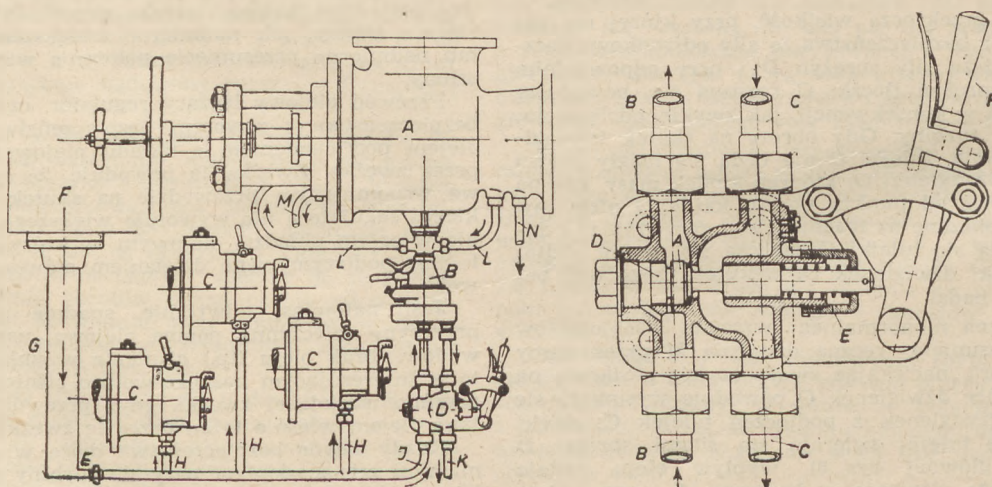
Rys. 7

Zawór bezpieczeństwa w postaci kłapy, napędzany sprężyną, uruchamiany hydraulicznie



Rys. 8

Zawór bezpieczeństwa napędzany parą, a uruchamiany hydraulicznie



Rys. 9

Układ hydrauliczny zaworu bezpieczeństwa napędzanego parą

Jest to tak ważne, że, jak już wspomnieliśmy, nie stosuje się innych rodzajów przekazywania impulsu regulacyjnego od regulatorów bezpieczeństwa do zaworu bezpieczeństwa.

Natomiast siła użyta do wykonania pracy zamknięcia zaworu bezpieczeństwa może być różna, jak i sama konstrukcja zaworu.

Na rys. 7 pokazany jest zawór bezpieczeństwa w postaci kłapy napędzanej sprężną. Olej uruchamiający ten zawór doprowadzany jest przewodem *N* do membrany harmonijkowej *M*. Gdy ciśnienie oleju spadnie, sprężyna *O* przesuwając trzon *S*, ściskając denkiem *R* membranę harmonijkową *M* i obracając jednocześnie dźwignię *L*, która wyzwala dźwignię *H*; kąt kułaczka *I* jest tak dobrany, że pod wpływem nacisku tego kułaczka, na skutek napięcia sprężyny *K* na drugi koniec dźwigni *H*, dźwignia ta ma tendencję do usunięcia się spod kułaczka *I* przez obrót, mimo istnienia lekkiej sprężynki *P*.

Wyzwolenie dźwigni *H* umożliwia silnej sprężynie *K* obrót wałka *C*, na którym osadzona jest kłapa *D*, która docisnąć się wtedy wprasowanym pierścieniem *E* do pierścienia *F*, osadzonego w korpusie *A*, zamykając przejście pary.

Chcąc ponownie otworzyć kłapę, otwieramy, przy zamkniętych dalszych zaworach parowych, mały zaworek *G*, co powoduje wyrównanie ciśnień po obu stronach zamkniętej kłapy. Następnie specjalnym urządzeniem dźwignią *Q* podnosimy kłapę, naciągając sprężynę *K* i ręcznie zaczepiając dźwignię *H* o dźwignię *L*, tak jak w położeniu narysowanym (rys. 7).

W położeniu otwartym kłapa *D* ma korzystne położenie ze względu na przepływ pary i jest dostępna po zdjęciu pokrywy *B* (rys. 7). Opisana kłapa jest najprostszym rodzajem zaworu bezpieczeństwa.

Na rys. 8 przedstawiony jest zawór bezpieczeństwa, uruchamiany, jak zawsze, spadkiem ciśnienia oleju, a napędzany parą. Przewód *T* (rys. 8) doprowadza olej pod ciśnieniem do zaworu. Jeśli ciśnienie oleju w tym przewodzie z jakiegokolwiek przyczyny spadnie, to tłoczek *S* opuści się własnym ciężarem i ciśnieniem pary na grzybek zaworu *H* i zaworek ten otworzy się, przepuszczając parę świeżą, wpływającą przez *B* rurką *U* do przestrzeni *I*.

Ponieważ przestrzeń *L* połączona jest rurką *M* z kondensatorem, więc różnica ciśnień działająca na tłok *K* zamknie zawór, przyciskając grzybek *F* do sprężynującej dla zabezpieczenia przed uderzeniem podkładki *G*. Gdy ciśnienie oleju w przewodzie *T* znów wzrośnie, tłoczek *S* pójdzie do góry i zamknie zaworek *H*. Olej przeciekający nieszczelnościami tłoczka *S* spływa do talerzyka *X*.

Mieczysław Staniak
Gdynia

SILNIKI DIESLA DO NAPĘDZANIA GENERATORÓW PRĄDU NA STATKACH HANDLOWYCH

Ogólne warunki techniczne. Koszty inwestycyjne. Koszty eksploatacyjne. Typ silnika Diesla. Obróty i paliwo. Chłodzenie silników Diesla. Przyrządy kontrolne i pomiarowe.

Z załączonego zestawienia (patrz str. 144) silników spalinowych do napędzania generatorów prądu, zainstalowanych na naszych statkach, wynika pewna przypadkowość ich wyboru. W Planie Sześcioletnim i w dalszych latach rozbudowy naszej floty handlowej ta przypadkowość wyboru silników spalinowych, jak również innych mechanizmów stosowanych na naszych statkach, musi być zastąpiona standaryzacją konstrukcji.

Przez wprowadzenie standaryzacji konstrukcji silników spalinowych na statkach naszej floty handlowej oraz częściowo w elektrowniach na lądzie stworzy się warunki dla rozwoju krajowego przemysłu silnikowego oraz dla obniżenia kosztów inwestycyjnych i eksploatacyjnych naszych statków.

a stamtąd przewodem *Y* do zbiornika oleju. Zamknięcie zaworka *H* spowoduje, że para znajdująca się pod ciśnieniem w przestrzeni *I* przeciekać zacznie nieszczelnościami pomiędzy tłokiem *K* a koszem *D* do przestrzeni *L*, a stamtąd przewodem *M* do kondensatora. Spadnie wskutek tego różnica ciśnień, działająca na tłok *K*, i para naciskająca na dociśnięty do pierścienia *G* grzybek *F* otworzy sama zawór i będzie swobodnie przepływać, uchodząc kołnierzem *C*.

Zawór można też zamknąć ręcznie, pokręcając bowiem kółkiem *O* przesuwamy w prawo tuleję *P*, która, opierając się o kołnierzyk *R*, przesuwając trzon zaworu *N* i zamyka zawór. Trzon *N* uszczelniony jest dławicą osadzoną w pokrywie *E*. Uchwyt *Q* służy do obracania grzybka *F* przy docieraniu zaworu. Dźwignienka *V* służy do sprawdzenia lekkości przesuwu tłoczka *S* przed uruchomieniem turbiny. *W* jest nakrętka zabezpieczająca.

Układ połączeń olejowych opisanego zaworu pokazany jest na rys. 9. Olej z umieszczonego wysoko zbiornika *F* zasila przewodem *G* cały układ olejowy turbiny. Przez zwężkę *E* dostaje się do przewodu *I* z trzema odgałęzieniami *H*, prowadzącymi do trzech regulatorów bezpieczeństwa (typu jak na rys. 7), umieszczonych na trzech wałach turbiny. Przewód *K* jest wypływem oleju do dolnego zbiornika.

Urządzenie *D*, narysowane po prawej stronie rys. 9 w powiększeniu, działa w sposób następujący: jeżeli ciśnienie w przewodzie *I*, oznaczonym na powiększeniu przez *B*, spadnie, to spadnie też ciśnienie działające na tłoczek *D*; wskutek tego sprężynka o regulowanym kołpaczkiem *E* napięciu wstępnym przesunie tłoczki *D* i *A* i spowoduje wypływ oleju z dalszej części (górnej) przewodu *B* (powiększenie) do przewodu *C*, a więc spadek ciśnienia w tym przewodzie znacznie szybszy niż bez tego urządzenia. Jest to ważne zwłaszcza przy niewielkich ciśnieniach oleju i długich przewodach.

Dźwignia *F* służy do ręcznego przesuwania tłoczka *A* i powodowania tym odcięcia pary przez zawór bezpieczeństwa.

W omówionych zasadach regulacji okrętowych turbin parowych, schematach i konstrukcji najważniejszych elementów nie zostały, ze względu na ograniczone rozmiary artykułu, poruszone sprawy związane z obsługą tych urządzeń. Ze względu na to, że turbiny te regulowane są ręcznie oraz ze względu na konieczne ostrożności odnośnie biegu wstecznego, obsługa okrętowych turbin parowych jest zagadnieniem specjalnym, wymagającym oddzielnego opracowania.

Koszty inwestycyjne zmniejszą się dzięki stworzeniu własnych metod obróbki elementów silnika oraz ich montażu, jak również dzięki wyszkoleniu własnych specjalistów. Koszty eksploatacyjne zmniejszą się, ponieważ produkcja niektórych elementów będzie mogła odbywać się seryjnie, i dostawa części zapasowych będzie następowała szybko i po tańszej cenie.

Warunki, jakim silnik musi odpowiadać, ażeby mógł być zainstalowany na statkach handlowych, odnoszą się w pierwszym rzędzie do pewności ruchu, a następnie do kosztów inwestycyjnych i eksploatacyjnych.

Ogólne warunki techniczne

W myśl przepisów towarzystw klasyfikacyjnych, materiały konstrukcyjne przeznaczone do budowy statków, maszyn napędowych i mechanizmów pomocniczych winny być najlepszej jakości, sposób ich fabrykacji musi być zatwierdzony przez towarzystwo klasyfikacyjne i musi odpowiadać przepisanyemu próbom wytrzymałościowym, co stwierdzone być musi znacznym inspektora nadzorują-

Silniki Diesla do napędzania generatorów prądu, najczęściej używane na statkach P. M. H.

Oznaczenie firmowe silnika	Sulzer 6 RKHP	Allen T 42	M. A. N. G. W.	F. A. M. O.	Ertlsberg	M. A. N.	Raston VCBZ 5	Atlas K 42 E	Herules DFXE	Raston VXC	Krupp	Atlas K 44 E
Moc silnika w kW	210	*400	80	130	58	75	100	66	60	100	80	130
Typ silnika	2-takt	2-takt	4-takt	4-takt	4-takt	4-takt	4-takt	2-takt	4-takt	4-takt	4-takt	2-takt
Ilość cylindrów	6	6	4	7	2	3	5	2	6	6	2	4
Srednica cylindra	500 m/m	290 m/m	330 m/m	220 m/m	310 m/m	260 m/m	200 m/m	180 m/m	142,9 m/m	254 m/m	350 m/m	
Skok tłoka	400 m/m	470 m/m	220 m/m	330 m/m	350 m/m	360 m/m	280 m/m	300 m/m	152,4 m/m	350 m/m	500	
Ilość obrotów na minutę	500	300	460	400	350	325	600	600	800	275	245	600
Szybkość tłoka na sekundę	4 m/sek	4,7 m/sek	3,72 m/sek	4,4 m/sek	4,08 m/sek	3,9 m/sek	5,6 m/sek	6 m/sek	4,05 m/sek	3,2 m/sek	4,58 m/sek	
Moc silnika w KM	285,6	544	108,8	176,8	78,8	102	136	89,7	8,16	136	108,8	176,8
Moc silnika w cylindrze	47,6 KM	90,6 KM	27,2 KM	25,2 KM	39,4 KM	34 KM	27,2 KM	44,8 KM	13,6 KM	22,6 KM	54,4 KM	44,2 KM
Pompa paliwowa	Sulzer	Bosch	M. A. N.	Bosch	M. A. N.	M. A. N.	Hosch	Atlas Diesel	Bosch	Bosch	wstrzyk spręż. pow.	Bosch
Przew. tłoka	bez hrzyż.	bez hrzyż.	bez krzyż.	bez hrzyż.	bez krzyż.	bez hrzyż.	bez hrzyż.	bez hrzyż.	bez hrzyż.	bez hrzyż.	bez krzyż.	bez krzyż.
Chłodz. tłoka	olejowe	olejowe	olejowe	olejowe	olejowe							olejowe
Olina silnika	obiegowe 2 kg/cm ²	obiegowe 2,5 kg/cm ²	obiegowe 30 kg/cm ²	obiegowe 2 kg/cm ²	obiegowe 25 kg/cm ²	obiegowe 25 kg/cm ²	obiegowe 0,8 kg/cm ²	obiegowe 0,8 kg/cm ²	obiegowe	obiegowe	obiegowe	obiegowe
Cisnienie powietrza startowego	50 kg/cm ²	24 kg/cm ²	30 kg/cm ²	25 kg/cm ²	25 kg/cm ²	25 kg/cm ²	21 kg/cm ²	25 kg/cm ²	rozrusznik	30 kg/cm ²	30 kg/cm ²	25 kg/cm ²
Na tle cylind. start.	5 cyl.	3 cyl.	2 cyl.	7 cyl.	2 cyl.	2 cyl.	5 cyl.	1 cyl.	elektr.	2 cyl.	1 cyl.	2 cyl.
Temp. gazów odłotowych	270° C	280° C			330° C	275° C	280° C					
Cieź. wł. paliwa	0,88-0,89	0,88-0,89	0,88	0,87	0,86	0,85-0,87	0,84	0,84-0,87	0,845	0,86	0,86	0,86

cego produkcję materiału i próby wytrzymałościowe. Znaczeń inspektora towarzystwa klasyfikacyjnego winien się znajdować na materiale w ciągu wszystkich faz obróbki mechanicznej, aż do skończonego produktu włącznie.

Odnosnie silników napędowych przepisy towarzystwa klasyfikacyjnego kładą główny nacisk na wymiary wału korbowego i dalszych sekcji wału napędowego, określając wzorami empirycznymi ich minimalne średnice, minimalne wymiary szyjek korbowych oraz szczęk korbowych.

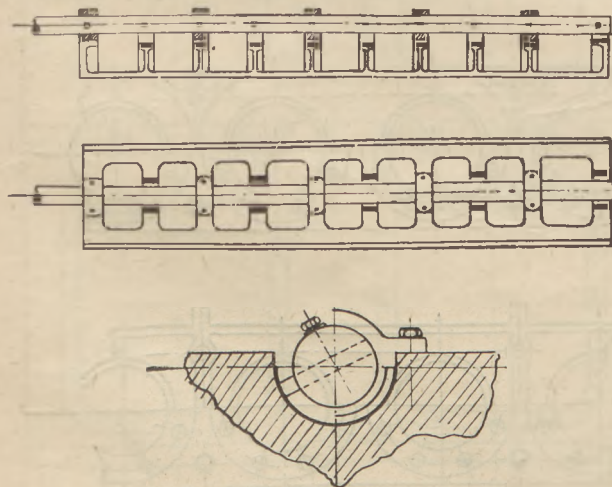
Wymienione wzory nie biorą jednak pod uwagę możliwości nadmiernych drgań skrętnych wałów, i z tego względu towarzystwo klasyfikacyjne wymaga, ażeby mu przedkładano do wglądu i zatwierdzenia rysunki wału korbowego i napędowego, kolejność zapłonów w cylindrach oraz wyliczeniową charakterystykę drgań skrętnych stopnia pierwszego, drugiego i trzeciego. W niektórych wypadkach po wybudowaniu silnika towarzystwo klasyfikacyjne może zażądać odczytów z przyrządu rejestrującego drgania skrętne wałów, na które składają się drgania własne zespołu oraz drgania wymuszone. Celem tych odczytów jest sprawdzenie, czy krytyczne obroty zespołu nie znajdują się w pobliżu granicy normalnych obrotów zespołu przy obciążeniu roboczym, lub w zakresie obciążeń roboczych.

Zespół silnika z generatorem prądu winien być tak skonstruowany, zafundamentowany oraz zamocowany na statku, aby w czasie ruchu i przy każdym obciążeniu roboczym zespołu wszystkie elementy konstrukcyjne silnika, podlegające ruchowi obrotowemu, lub posuwistemu, były doskonale wyważone, oraz aby zespół nie podlegał nadmiernym drganiom zarówno na próbach w warsztatach, jak również w czasie pracy na statku.

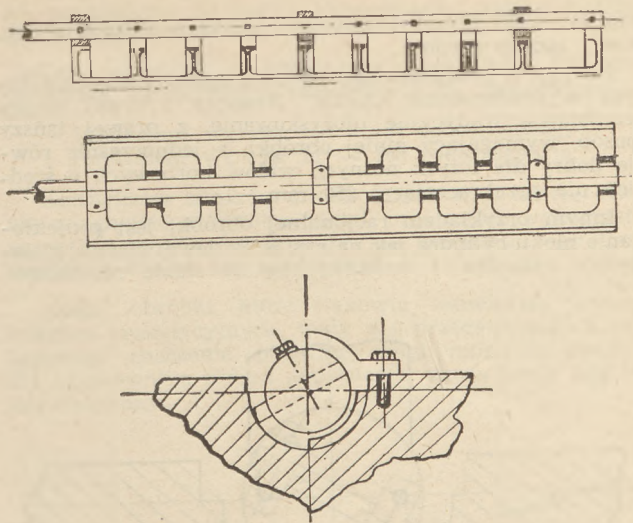
Towarzystwo klasyfikacyjne wymaga również, aby każdy silnik do napędu prądnicy posiadał regulator obrotów, który by wyłączał dopływ paliwa, gdy obroty zespołu wzrosną chwilowo o 10% ponad obroty normalne, lub gdy wzrosną na stałe o 6%. Wydajność silnika napędowego w granicach poprzednio omówionych obrotów winna być taka, aby na przeciąg jednej godziny można było silnik przeciążyć o 10% jego mocy normalnej, bez nadmiernego przyrostu temperatury, lub innych mechanicznych trudności.

Normalna moc silnika, jest to obciążenie silnika potrzebne do napędzania generatora prądu oraz wszystkich innych mechanizmów sprzężonych z nim bezpośrednio przy ich normalnej wydajności. Winno ono trwać przez 12 godzin, przy czym silnik pracuje przy ciśnieniu atmosferycznym 760 mm słupa rtęci i przy temperaturze otaczającego powietrza 16,70 C.

Wreszcie towarzystwo klasyfikacyjne wymaga, aby oliwienie silnika i prądnicy przy wszystkich obciążeniach było ciągle, dostateczne i automatyczne, przy stałym przechylenie poprzecznym statku 15 stopni, oraz wzdłuż-



Rys. 1



Rys. 2

nym 10 stopni, jak również przy chwilowych przechyleniach poprzecznych statku dochodzących do 22,5 stopni.

Koszty inwestycyjne

W naszych warunkach koszty inwestycyjne są szczególnie zależne od kosztów wynikowych produkcji silnika.

Silnik Diesla, produkowany w kraju, powinien być zaprojektowany tak, aby wymagał jak najmniej czasu dla obróbki termicznej i mechanicznej. Powyższe stwierdzenie jest ważne z tego względu, że koszt materiału w porównaniu do robocizny i kosztów fabrykacji stanowi mały odsetek.

Jednym z przykładów potania produkcji będzie stosowanie metody jednokierunkowego przedmuchu w cylindrach silnika dwusuwowego, jeżeli przy tym wiele elementów konstrukcyjnych może być użytych do konstrukcji silnika czterosuwowego: tak np. głowice silnika mogą być jednakowe, przy czym cztery otwory dla zaworów wydechowych, ułożonych symetrycznie naokoło zaworu paliwowego, ułożonych silnika dwusuwowego, mogą być zastosowane dla dwóch zaworów ssących i dwóch wydechowych w silniku czterosuwowym.

Stosując metodę jednokierunkowego przedmuchu, można w produkcji uzyskać dwa typy silników o jednakowych wymiarach zewnętrznych, lecz różnych co do mocy, kosztem stosunkowo małych zmian niektórych elementów konstrukcyjnych.

Przy silnikach wielocylindrowych konstruktor, zasugerowany mniejszym obciążeniem łożysk nośnych mechanizmów dołączonych do wału korbowego silnika, projektuje często dla nich w fundamencie silnika łożyska mniejszej średnicy niż łożyska nośne znajdujące się przy korbach. W produkcji oznacza to, że dla wytoczenia mniejszej średnicy należy użyć wrzeciona mniejszej średnicy, zaś ze względu na większe drgania wrzeciona należy zamocować mniejszą ilość noży tokarskich, a więc cały fundament silnika dla obróbki podzielić na większą ilość sekcji. Stosując natomiast równe średnice można używać grubszych wrzecion z większą ilością noży tokarskich, a więc otrzymać mniejszą ilość sekcji fundamentu do obróbki, wykorzystać pełną moc obrabiarki oraz skrócić czas obróbki.

Oprócz opisanego sposobu wytaczania w fundamencie silnika siedzisk dla łożysk nośnych, w wypadku, gdy wspomniane wytaczarki są przeciążone produkcją, stosuje się zastępczą obrabiarkę z głowicą obrotową nastawną dla pojedynczego wytaczania siedzisk.

Na podstawie obliczenia czasu potrzebnego dla wykonania odnośnej operacji przy użyciu wzorów empirycznych opartych na praktyce warsztatowej, w pierwszym wypadku (rys. 1) na wykonanie pracy trzeba 549 minut, w drugim wypadku (rys. 2) — 366 minut, zaś w trzecim

(rys. 3) — 687 minut. Czasokresy powyższe wskazują najtańszy sposób obróbki.

Na rys. 4 przedstawione są dwa sposoby ułożenia łożysk w fundamencie silnika. Rysunek z lewej strony przedstawia tradycyjne ułożyskowanie, z prawej tańszy sposób, wymagający mniej obróbki, a jednocześnie równie dobry dla łożysk nośnych wałów korbowych o średnicy nie przekraczającej 250 mm.

Innym przykładem racjonalnej obróbki jest projektowanie bloku cylindra jak na rys. 5. Po lewej stronie płaszczyny cylindra i kolumny są do siebie równoległe,

a po prawej stronie płaszczyna obrabianej kolumny przecina obrabianą płaszczynę bloku cylindra. W pierwszym wypadku blok cylindra wraz z kolumną ustawia się i mocuje na obrabiarce tylko jeden raz, gdy w drugim wypadku tę czynność należy powtarzać dla kolumny i dla bloku cylindra. Okres czasu potrzebny dla wykonania opisanych czynności w drugim wypadku zwykle bywa o około 80% większy niż czas potrzebny w pierwszym wypadku.

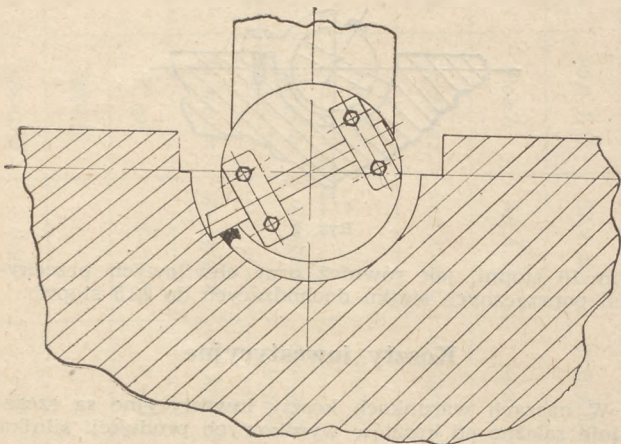
Dalszym przykładem utrudnienia obróbki, a więc utrudnienia ciągłości produkcji, jest sposób łączenia bloków cylindrów. Na rys. 6 górny rysunek przedstawia lepszy sposób łączenia bloków za pomocą ukrytych kołnierzy, zamiast (jak na dolnym) wystających kołnierzy. Według górnego rysunku, dwa (lub więcej) złączone bloki cylindrów mogą być jednocześnie poddane mechanicznej obróbce, gdy według dolnego rysunku tylko jeden blok może być obrabiany.

Nawiązujemy dla przykładu do operacji, mającej na celu wiercenie otworów. Rys. 7 przedstawia blok dwóch cylindrów, które na pierwszy rzut oka wydają się jednokowe; jednak po prawej stronie dwa otwory są gwintowane dla zamknięcia ich gwintowanym zagłusznikiem, gdy po lewej stronie identyczne otwory zaślepione są płytkami stalowymi, zamocowanymi przy pomocy dwóch szpilek z nakrętkami. Konstruktor, projektując powyższe otwory (wypadek 1), utrudnił operację wiercenia, gdyż wiercenie otworów, które normalnie wykonuje się na wiertarce o średnicy wiertła do 50 mm, musi być dokonane w innej wiertarce, co przedłuża okres obróbki.

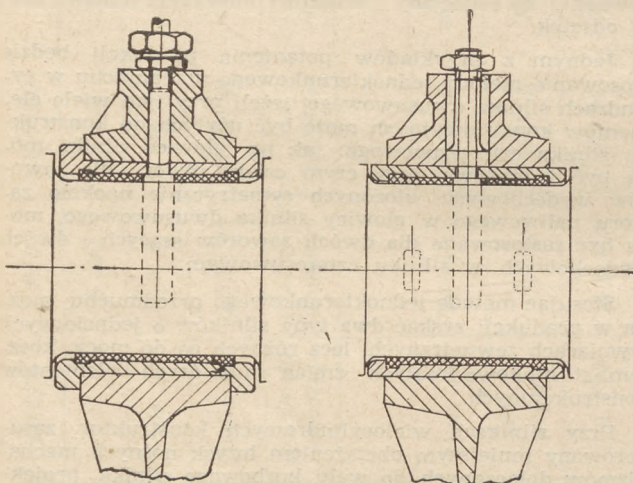
Rys. 8 przedstawia dwie metody łączenia bloku cylindra z podstawą silnika. Lewy rysunek przedstawia tradycyjne łączenie, wymagające dodatkowego szlifowania lub strugania skrajnej krawędzi, w celu uzyskania krawędzi wymiarowej dla następnej operacji rozwiercania bloku cylindra, oraz dla przyszłego ustawiania osi bloków w płaszczyźnie pionowej i prostopadłej do osi wału korbowego. Według prawego rysunku, blok cylindra wymaga tylko obróbki jednej ściany, aby uzyskać takie samo rozwiązanie łączenia cylindra z podstawą silnika. Należy ponadto stwierdzić, że łączenie według prawego rysunku, poza ogólnym zmniejszeniem się ciężaru całego silnika (gdyż podstawa silnika staje się mniejsza), daje wygląd lepiej zaprojektowanej i wykończonej roboty.

Częstym i największym zahamowaniem w produkcji silników jest opóźniona dostawa z hut wałów korbowych, odkuwanych z jednego kawałka stali. Obecnie, dla uniknięcia tych trudności, coraz częściej stosuje się wały korbowe odlewane ze stali, lub łączone z prostych odcinków. Przy wałach łączonych zimne odcinki wału wprasowuje się w nagrzaną szczękę korbowe.

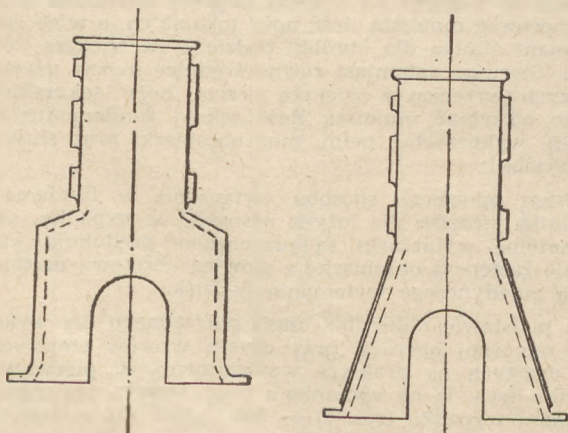
Dla wyjaśnienia należy dodać, że w celu zwiększenia częstotliwości drgań własnych wielocylindrowego silnika, wszystkie wały korbowe projektuje się w ten sposób, by zapewniały możliwie sztywny układ dla sił skrętnych, i z tego powodu średnice wałów stosuje się większe, przez co w wałach korbowych łączonych uzyskuje



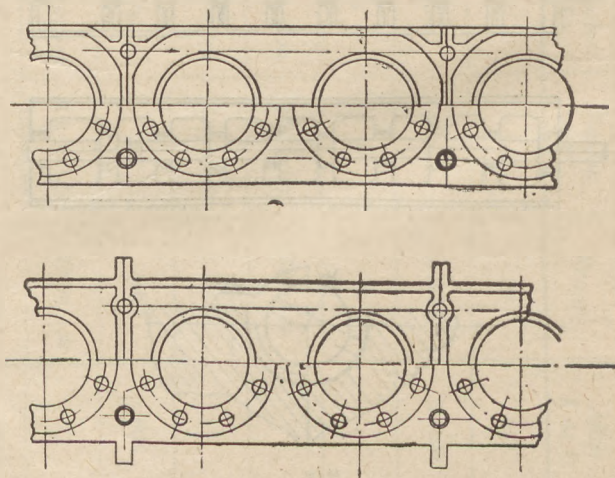
Rys. 8



Rys. 4



Rys. 3



Rys. 6

się w zupełności wystarczającą powierzchnie zaciskową odcinków wału w szczękach korbowych.

Z wielu metod fabrykacji wałów korbowych zaleca się metodę wiercenia prostych odcinków wału. Ściany wywierconego otworu muszą być współśrodkowe z zewnętrznymi powierzchniami tych odcinków, jak również współśrodkowe ze ścianami zaciskowymi szczęki korby. Łączenia korb z odcinkami wału dokonuje się pionowo, nasuwając kolejne odcinki jeden na drugi.

Rys 9 przedstawia dwie metody produkcji wałów korbowych: górny rysunek przedstawia wał korbowy jako całość, odlew lub odkuwkę, dolny natomiast przedstawia wał łączony. Z rysunku łatwo stwierdzić, że obróbka wału korbowego według rysunku górnego wymaga więcej czasu niż obróbka wału korbowego według dolnego rysunku. W praktyce dla wałów o średnicy 220 mm czas ten jest podwójny.

Następnym czynnikiem obniżającym koszty produkcji silników jest stosowanie spawania elektrycznego i acetylenowego. Jednakże należy podkreślić, że stosowanie spawania do zasadniczych elementów konstrukcyjnych silnika wymaga szczególnych badań naprężeń, wywołujących zmęczenie materiału. Jednak w nowoczesnych silnikach Diesla powszechnie stosuje się fundamenty silników o spawanej konstrukcji.

Rys 10 i 11 przedstawiają postęp rozwoju techniki spawalniczej w konstrukcji spawanej fundamentów silników Diesla w ostatnich latach. Rys. 10 przedstawia fundament o konstrukcji nie nadającej się do stosowania, gdyż, ze względu na lokalne naprężenia, powstają pęknięcia fundamentów nawet przed zainstalowaniem na hamowni, tak, że prędzej czy później fundament ten musi być przeznaczony na złom.

Rys. 11 przedstawia ostatnie osiągnięcia techniki spawalniczej w odniesieniu do fundamentów silnika Diesla z prądnicy. Konstrukcja tego fundamentu składa się z dwóch ceowników, wewnętrznego i zewnętrznego, zgiętych od strony generatora prądu. Od strony otwartej znajdują się podobne ceowniki. Od dołu i góry ceowniki

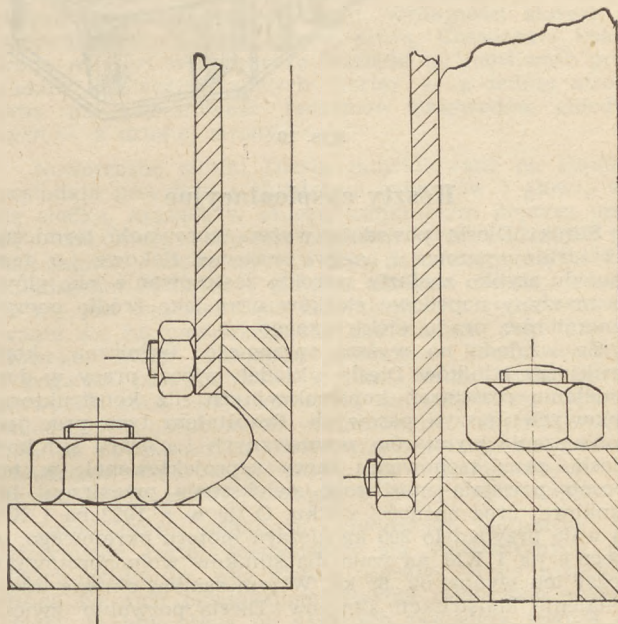
te złączone są spawem z płytami stanowiącymi zamknięcie fundamentu od dołu i zamocowanie podstawy silnika od góry.

Czas potrzebny do wykonania konstrukcji spawanej opisanych fundamentów przedstawia się następująco:

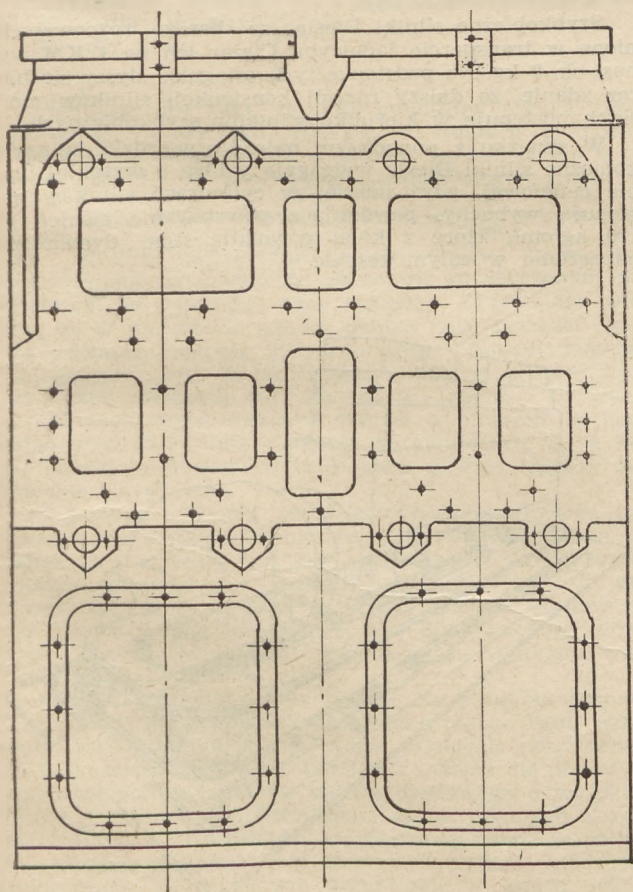
fundament wg rys. 10 — 197 roboczogodzin
fundament wg rys. 11 — 108 roboczogodzin

Konstruktor silników Diesla winien znać dobrze ostatnie osiągnięcia w obróbce metali oraz umieć wykorzystywać wszystkie możliwości produkcyjne warsztatu, aby koszt produkcji silnika był najniższy.

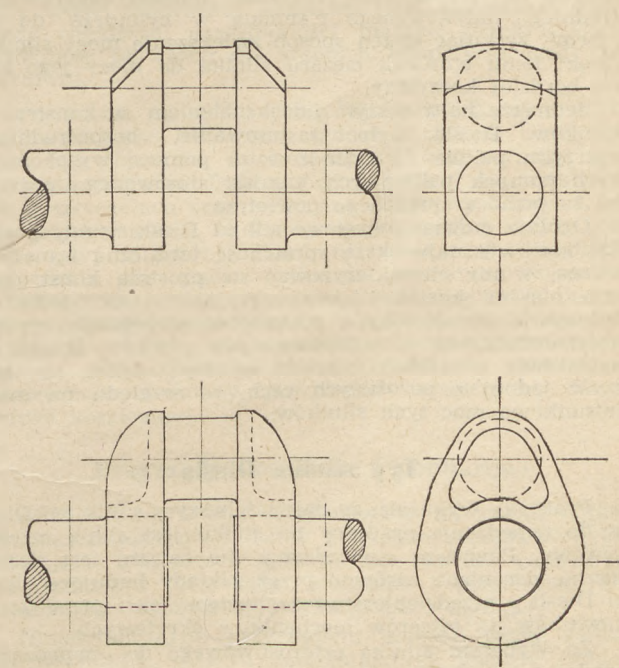
Koszty obróbki, które stanowią największy procent kosztów inwestycyjnych, mają dla przedsiębiorstwa żeglugowego znaczenie pierwszej wagi, mimo że pozornie dla użytkownika nie są one istotne, skoro silnik jest już zainstalowany.



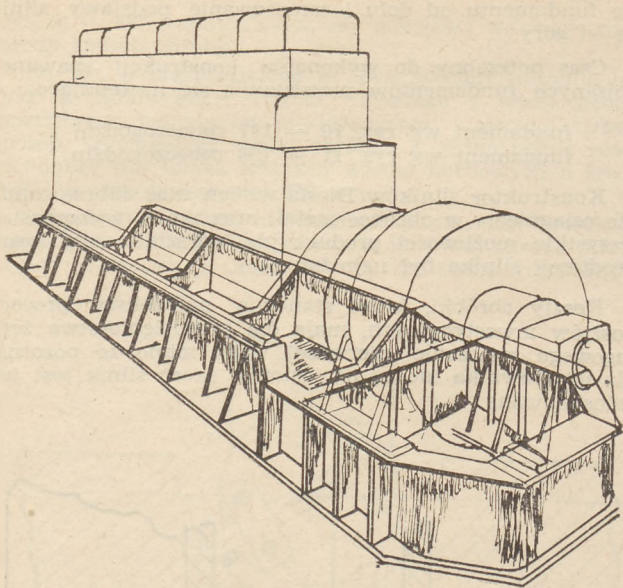
Rys. 8



Rys. 7



Rys. 9



Rys. 10

Koszty eksploatacyjne

Silniki Diesla posiadają wyższą sprawność termiczną niż turbiny parowe i parowe maszyny tłokowe i z tego powodu szybko znalazły szerokie zastosowanie jako główne maszyny napędowe statków oraz jako źródło energii generatorów prądu elektrycznego.

Ze względu na wyższą sprawność termiczną, konstruktorzy silników Diesla wkładali więcej pracy w doskonalenie rozwiązań konstrukcyjnych niż konstruktorzy tłokowych maszyn parowych. Rezultatem tych prac jest zmniejszenie wymiarów zewnętrznych i ciężaru silników Diesla, przy zachowaniu mocy zaprojektowanej; w ten sposób powstała możliwość zwiększenia przestrzeni ładunkowej oraz nośności statku. O ile w r. 1923 na 1 KM na wale przypadało 200 kg ciężaru motoru okrętowego, to obecnie na 1 KM na wale dla silników wolnoobrotowych ciężar ten wynosi ok. 85 kg. W tym samym okresie udoskonalenie konstrukcji silników Diesla pozwoliło zwiększyć ich sprawność mechaniczną z 75% do 82%, a zużycie paliwa zmniejszyć z 205 gramów do 164 gramów na 1 KM na wale.

Przez zastosowanie do silników Diesla głowic kwadratowych lub trapezowych uzyskano możliwość podniesienia średniego indykowanego ciśnienia w cylindrze do 6,5 kg/cm², zyskując w ten sposób zwiększenie mocy silnika; dzięki temu stosunek ciężaru silnika do mocy jego stał się bardziej korzystny.

Jednakże największym udoskonaleniem w konstrukcji silników Diesla było zastosowanie bezpośredniego wstrzyku paliwa do cylindrów za pomocą wysokoprężnych pompek paliwowych, zamiast stosowanego wstrzyku za pomocą sprężonego powietrza.

Ogólnie mówiąc, okrętowe silniki Diesla winny posiadać możliwie największą sprawność termiczną i mechaniczną, winny charakteryzować się prostotą konstrukcji oraz niskimi kosztami eksploatacyjnymi. Odchylenie od jednego z wymienionych postulatów, szczególnie sprawności termicznej, w odniesieniu do silników Diesla do napędzania generatorów prądu są dopuszczalne na korzyść jednej z pozostałych cech, ze względu na małą stosunkowo moc tych silników.

Typ silnika Diesla

Praktyka wykazała, że najwłaściwszym silnikiem Diesla do napędzania prądnic na statku jest silnik czterosurowy. Powyższe stwierdzenie nie zawsze jest dostatecznie doceniane zarówno przez zakłady budujące silniki Diesla i przedsiębiorstwa żeglowne, jak i przez użytkowników, tj. oficerów mechaników okrętowych.

Za wyborem silnika czterosurowego do napędzania prądnic na statku przemawiają względy ekonomiczne oraz bezpieczeństwa ruchu statku.

Przy porównaniu silnika Diesla czterosurowego z dwusurowym silnik dwusurowy jest korzystniejszy pod względem ciężaru przypadającego na jednostkę mocy. Jednakże, biorąc pod uwagę oba typy silników o jednakowych średnich ciśnieniach w cylindrach, w równych okresach ich pracy w silniku dwusurowym należy odprowadzić na zewnątrz silnika dwa razy więcej ciepła niż w silniku czterosurowym. Powoduje to szybsze zużywanie się tłoka wraz z pierścieniami oraz cylindrów w silniku dwusurowym. Przy jednakowych powierzchniach łożysk nośnych, w silniku dwusurowym powstają w łożyskach większe naciski niż w silniku czterosurowym w takim samym okresie czasu, co powoduje szybsze wypracowywanie się łożysk w silniku dwusurowym, a zatem konieczność częstszych remontów.

Pod względem zużycia paliwa i smarów silnik czterosurowy jest korzystniejszy, gdyż różnica w zużyciu tych materiałów wynosi od 4 do 5%, ze względu na konieczność instalowania pompy przedmuchowej w silniku dwusurowym.

Duży wpływ na mniejsze zużycie paliwa w silniku czterosurowym wywiera lepsze płukanie cylindrów, gdyż przez usunięcie wszystkich spalin uzyskuje się możliwość całkowitego wykorzystania wstrzykniętego paliwa.

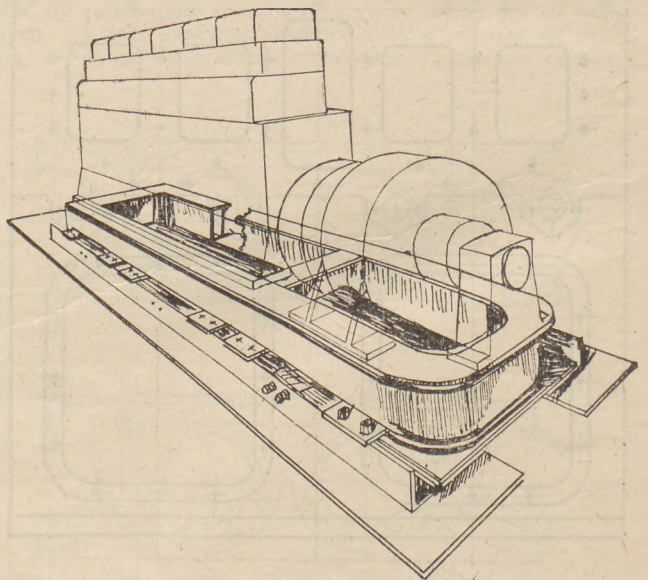
W zasadzie więc silniki czterosurowe lepiej nadają się do napędzania generatorów prądu na statkach, ze względu na mniejsze naprężenia termiczne i dynamiczne, a więc większą pewność ich działania, ze względu na mniejszą ilość koniecznych remontów oraz mniejsze zużycie smaru i paliwa na jednostkę mocy.

Obroty i paliwo

W zasadzie generator prądu stałego winien posiadać tak wysokie obroty, jakie da się praktycznie osiągnąć. W odniesieniu do silnika Diesla napędzającego generator prądu na statku ta zasada stanowi ważne zagadnienie, gdyż z odpowiednim doborem obrotów zespołu łączy się dobrze przeprowadzona kalkulacja kosztów inwestycyjnych i eksploatacyjnych.

Szybkobieżne silniki Diesla są bardzo rozpowszechnione w transporcie lądowym. Ciężar ich na 1 KM wynosi ok. 9 kg. Na podstawie tych osiągnięć styszy się niestety zdanie, że dalszy rozwój konstrukcji silników morskich postępuje w kierunku silników szybkobieżnych.

W związku z powyższym należy stwierdzić, że szybkobieżne silniki Diesla wymagają paliwa o wysokiej liczbie cetanowej, gdyż inaczej w cylindrach silników następują wybuchy, powodujące powstawanie ciśnień do 120 kg/cm², które z kolei powodują silne dynamiczne naprężenia w całym zespole.



Rys. 11

Zdolność zapłonu i spalanie się paliwa w cylindrze silnika Diesla muszą powstawać w ścisłej zależności od czasu potrzebnego na wstrzyk paliwa do cylindra. Podane poniżej liczby porównawcze dwóch silników o różnych obrotach dają obraz wielkości czasokresów wtrysku i dawkę paliwa.

Wyszczególnienie	Silnik Herkules D.F. X E.	Silnik M.A.N.
Typ	4 - takt	4 - takt
Ilość cylindrów	6	3
Średnica cylindrów	142,9 mm	260 mm
Skok tłoka	152,4 mm	360 mm
Ilość obr./min.	800	325
Moc silnika w KM	80 KM	98 KM
Moc silnika w cylindrze	13,3 KM	32,6 KM
Zużycie paliwa na KM/godz.	200 gr	200 gr
Zużycie paliwa w cyl. na godz.	$200 \text{ gr} \times 13,3 = 2.660 \text{ gr}$	$200 \text{ gr} \times 32,6 = 6.520 \text{ gr}$
Zużycie paliwa w cyl. na min.	$2660 : 60 = 44,3 \text{ gr}$	$6520 \text{ gr} : 60 = 108,6 \text{ gr}$
Zużycie paliwa na suw pracy	$44,3 : \frac{800}{2} = 0,11 \text{ gr}$	$108,6 : \frac{325}{2} = 0,66 \text{ gr}$
Czas trwania wstrzyku w odniesieniu obrotów wału korbowego, licząc dla pierwszego silnika 30°, dla drugiego 36° obr. wału	$60 : (800 \times 2 \times 12) = \frac{1}{320} \text{ sek}$	$60 : (325 \times 2 \times 10) = \frac{1}{108} \text{ sek}$

Pomijając już fakt, że ilość cylindrów silnika szybkoobrotowego musi być większa, a średnica cylindrów i skok tłoka mniejsze niż w silniku wolnoobrotowym o tej samej mocy, z powyższego zestawienia wynika, że w $\frac{1}{320}$ sek. w pierwszym silniku i w $\frac{1}{108}$ sek. w drugim silniku odpowiednie dawki paliwa muszą być wstrzyknięte do cylindrów, zmieszane ze sprężonym powietrzem w cylindrze oraz spalane. Zrozumiałe więc jest, że w pierwszym silniku paliwo musi posiadać wyższą zdolność zapłonu niż w drugim. Inaczej mówiąc, olej gazowy użyty do pierwszego silnika musi mieć wyższą liczbę cetanową (ok. 43) niż w drugim. Używanie w silnikach szybkoobrotowych paliwa o niższych liczbach cetanowych wywołuje stukanie w cylindrach, co z kolei powoduje nierównomierny bieg, a więc szybsze zużywanie się silnika.

Z punktu widzenia przedsiębiorstwa okrętowego posiadanie na statkach szybkoobrotowych silników Diesla do napędzania prądnic jest nie wskazane, a nawet wręcz nieekonomiczne, gdyż zmusza przedsiębiorstwo do dostawy na statek dwóch gatunków paliwa dieslowego, dla mechanizmów pomocniczych i dla motorów głównych, które w większości wypadków są silnikami wolnoobrotowymi.

Pomijając większą cenę paliwa dla silników szybkoobrotowych, trudności w uzyskaniu tego paliwa będą wzrastały. Już teraz dostawcy paliw płynnych powiadomili zakłady budujące silniki Diesla, iż należy się liczyć ze zmniejszeniem się dostaw paliwa dieslowego o wysokich liczbach cetanowych. Stosowanie paliw płynnych o niższych liczbach cetanowych ma jeszcze tę zaletę, że paliwa te posiadają mniejszą ilość cząsteczek wodoru, które, jak stwierdzono na podstawie obserwacji w latach 1932—1941, tj. w okresie zmiany procesu rafinacji ropy, przyspieszają zużycie cylindrów silnika.

Reasumując powyższe wywody, przedsiębiorstwa okrętowe uważają, że najbardziej pożądanymi silnikami Diesla do napędzania generatorów prądu są takie silniki, których obroty, w zależności od mocy w cylindrze, utrzymują się w granicach od 270 do 400 na minutę, przy czym im większa moc w cylindrze, tym mniejsze winny być obroty silnika.

Chłodzenie silników Diesla

Około 25% ciepła powstającego w czasie procesu spalania paliwa w cylindrach musi być odprowadzone poza ścianki tłoków, cylindrów i głowic za pośrednictwem czynnika chłodzącego. W silnikach Diesla omawianego typu jako czynnik chłodzący stosuje się powietrze lub oliwę — do chłodzenia tłoków, oraz wodę dla chłodzenia cylindrów i głowic. W czterosurowych silnikach Diesla, napędzających generatory prądu na statkach, jako w maszynach o stosunkowo małej wydajności, stosuje się chłodzenie tłoków powietrzem. Jednakże w silnikach dwusurowych o takiej samej wydajności stosuje się przeważnie chłodzenie tłoków oliwą. Chłodzenie tłoków wodą nie jest wskazane ze względu na możliwość przecieków zanieczyszczających karter — z jednej strony, oraz na częstotliwość remontów przewodów chłodzących — z drugiej strony.

Nowoczesne silniki Diesla zainstalowane na statkach posiadają przeważnie chłodzenie cylindrów i głowic wodą słodką, krążącą w obiegu zamkniętym poprzez pompę i chłodnicę, z odpowietrznikiem wyprowadzonym ponad motor. Woda morska jest najtańszym czynnikiem chłodzącym cylindry i głowice silników Diesla, jednakże nie jest ona wskazana ze względu na szybkie formowanie się na powierzchniach chłodzonych kamienia kotłowego, który zmniejsza pojemność komór wodnych i pogarsza przewodnictwo cieplne. Nadto woda morska wywołuje silną akcję korozyjną na wszystkich częściach chłodzonych obrobionych mechanicznie. Z tych względów na nowoczesnych motorowcach stosuje się zarówno chłodzenie motorów głównych jak i pomocniczych wyjątkowo wodą słodką, krążącą w obiegu zamkniętym.

Zasadniczym zadaniem chłodzenia cylindrów jest utrzymanie takiej temperatury na wewnętrznych gładziach cylindrów, aby cienka warstwa oliwy rozpraważona po nich pierścieniami tłoków miała powierzchnię ciąglą, tj. aby oliwa na gładziach posiadała jeszcze dostateczną wiskozę. W praktyce osiąga się to przy temperaturze wody odlotowej z komór chłodzących cylindry i głowice silnika w granicach od 55° do 65° C. Dla osiągnięcia powyższych temperatur niezależnie od temperatury wody zaburtowej konieczne jest stosowanie pomp wody chłodzącej o wydajności znacznie przekraczającej wydajność obliczoną dla średnich temperatur wody zaburtowej.

Posiadanie na statku pomp wody chłodzącej o większej wydajności nie znaczy jednak wcale, że silnik winien być chłodzony intensywniej niż tego wymaga rzeczywista potrzeba. Dobrze przemyślane i zaprojektowane w szczegółach oraz wykonane chłodzenie silnika Diesla daje gwarancję, że koszty eksploatacyjne statku będą małe, gdyż od dobrego chłodzenia silnika zależy szybkość zużywania się gładzi cylindrów, pierścieni tłokowych i tłoków. Na skutek wysokich temperatur powstających w cylindrach silników, które wywołują miejscowe termiczne naprężenia w głowicach, tłokach i gładziach cylindrów, mogą ponadto powstać pęknięcia, stwarzające konieczność wymiany powyższych elementów, zawsze bardzo kosztownej.

Przyrządy kontrolne i pomiarowe

Każdy silnik Diesla zainstalowany na statku winien być zaopatrzony nie tylko w potrzebne narzędzia zwykłe i specjalne oraz części zapasowe, lecz również we wszystkie potrzebne przyrządy kontrolne i pomiarowe, konieczne dla racjonalnego wykorzystania silnika.

Najistotniejszymi przyrządami kontrolnej pracy silnika dla wszystkich maszyn zamieniających energię cieplną na energię ruchu, a szczególnie w silnikach Diesla, są termometry i manometry. Znaczenie tych przyrządów

w eksploatacji silnika nie wymaga komentarzy. Dlatego konstruktor, projektując silnik, winien mieć na uwadze ich najracjonalniejsze rozmieszczenie oraz łatwość ich kontroli przez obsługę silnika, która na statku nigdy nie jest tak liczna, jak w zakładzie budującym silniki.

Dalszymi przyrządami, również nieodzownymi, są: tachometr oraz przyrząd do mierzenia drgań skrętnych wałów napędowych. Z przyrządów pomiarowych należy wymienić mikrometr do mierzenia wypracowania gładzi cylindrów, przyrząd do mierzenia wypracowania łożysk

Zdzisław Ćwiek
Sopot

O USPRAWNIENIE PODWODNYCH PRAC MINERSKICH

Konieczność usprawnienia dotychczasowych metod zabezpieczania przy eksplozjach podwodnych. Ogólne pojęcie zjawiska wybuchu. Bezpieczne odległości dla nurków i kąpiących się. Obliczanie bezpiecznej odległości w portach. Bezpieczne odległości na wodach płytkich. Wnioski.

Konieczność usprawnienia dotychczasowych metod zabezpieczenia przy eksplozjach podwodnych

Właściwe zabezpieczenie miejsc podwodnych eksplozji odgrywa dużą rolę w życiu portu. Zagadnienie to jest u nas na ogół mało znane. Dotychczasowe zabezpieczenie miejsc eksplozji w naszych portach oraz podanie bezpiecznych odległości nie są oparte na żadnych obliczeniach teoretycznych.

Podczas prowadzenia podwodnych robót minerskich kierownicy robót ograniczają się tylko do zabezpieczenia od nieszczęśliwych wypadków ekipy nurkowej. A i to zabezpieczenie nie jest oparte na przepisach, których dotychczas brak w Polsce, lecz tylko na dłuższym lub krótszym doświadczeniu osobistym kierownika robót. Wstrzymanie ruchu statków na obszarze niebezpiecznym oparte jest w większości wypadków na uzgodnieniu niebezpiecznych odległości pomiędzy władzami portowymi a kierownikami robót. W wyniku tego porozumienia, z powodu braku odpowiednich norm, kapitanaty portów zmuszone są wstrzymywać ruch statków w zależności od okoliczności.

Na podstawie dotychczasowych obserwacji można stwierdzić, że większość eksplozji podwodnych była przeprowadzana w godzinach późnego popołudnia, gdy panował już mały ruch żeglugowy, lub gdy nie przewidywano żadnego wyjścia lub wejścia statku do portu. W konsekwencji, ekipy nurkowe gotowe do przeprowadzenia eksplozji zmuszone były wyczekiwać do odpowiedniego momentu. Te jałowe przestoje, powodujące dużą stratę czasu ekip, znacznie podwyższają zaplanowane koszty robót.

Z drugiej strony stosowane dotychczas szacunkowe obliczenia bezpiecznych odległości dla statków i budowli hydrotechnicznych były wielokrotnie większe od granic bezpieczeństwa, które wynikałyby ze ścisłych obliczeń. Takie szacunkowe obliczenia powodują zahamowanie normalnych prac portu w szerszym zakresie niż to jest konieczne potrzebne, przez zamknięcie dla żeglugi wejść do portu, przesunięcie dźwigów, przeciąganie statków na inne nabrzeża, wstrzymanie prac przeładunkowych, usuwanie ludzi, zabezpieczanie budynków i wreszcie niecelowe ograniczanie ciężaru ładunków wybuchowych, co z kolei przedłuża i umniejsza efektywność prac minerskich. Tego typu ograniczenia zmniejszają tempo pracy portów, co w konsekwencji ujemnie odbija się na wykonaniu ich planów, a także planów statków. Opisane wyżej trudności mogłyby być łatwo pokonane przez wprowadzenie dokładnych obliczeń, stosowanych od dawna w portach Związku Radzieckiego.

nośnych oraz przyrząd do mierzenia rozstępu korb wału korbowego w różnych ich położeniach. Celowość dostawy wymienionych przyrządów na statek wraz z silnikiem nigdy nie bywa negowana przez konstruktora, jednak dostawcy silnika zwykle nie dostarczają tych przyrządów, o ile nie są one specjalnie wymienione w zamówieniu; rezultatem takiego stanu rzeczy jest, że silnik w zasadzie dobry wymaga więcej remontów, a więc jest kosztowniejszy w eksploatacji.

Ogólne pojęcie zjawiska wybuchu

Aby dokładnie zrozumieć obliczanie bezpiecznej odległości, należy uprzytomnić sobie przebieg zjawiska podwodnej eksplozji i zasięg jej działania.

Jak wiemy, eksplozja jest to bardzo szybkie spalanie się materiałów wybuchowych. W zależności od prędkości spalania, eksplozje dzielą się na trzy zasadnicze rodzaje:

detonację,
wybuch i
deflagrację.

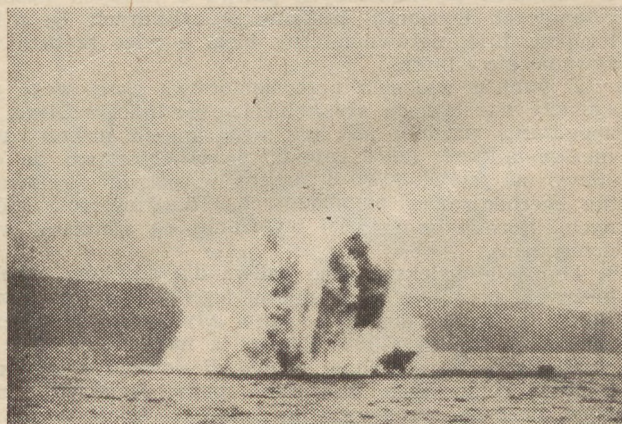
Detonacją nazywamy taką eksplozję, której prędkość wynosi ponad 1000 m/sek (w nowoczesnych materiałach wybuchowych osiąga ona nawet szybkość, dochodzącą do 8000 m/sek). Detonacja charakteryzuje się bardzo silnym, ostrym hukiem oraz dużym działaniem burzącym i kruszącym.

Wybuch, to eksplozja o małej prędkości, wynoszącej poniżej 1000 m/sek (kilkaset m/sek), charakteryzująca się hukiem mniejszym niż detonacja. W odróżnieniu od detonacji, wybuch ma działanie rozsadzające i rozrzucające.

Deflagracja jest to powolne spalanie się materiału wybuchowego, bez żadnych zjawisk huku. Wytwarza się natomiast dużo dymu.

W naszych rozważaniach bierzemy pod uwagę tylko detonację i wybuch, przyjmując dla nich wspólną nazwę eksplozji.

Podczas eksplozji materiałów wybuchowych powstaje ciśnienie ok. 100.000 atm. Ciśnienie to wywołuje „falę uderzającą“, która rozprzestrzenia się z szybkością dźwiękową w wodzie, wynoszącą średnio ok. 1340 m/sek. Fala ta powoduje drgania powierzchni wodnej. Wewnątrz środowiska wodnego zjawisko to wyraża się w gwałtownym ciśnieniu wywieranym na ciała zanurzone, ogłusza ryby, przekazuje drgania na obiekty; na zanurzonej w wodzie



Rys. 1
Eksplozja podwodna

dłoni wyczuwa się jakby pewnego rodzaju wstrząs elektryczny. Bezpośrednio po tej pierwszej fali następuje dłuższa trwająca „fala eksplozji“, spowodowana ekspansją gazów wybuchowych. Na powierzchni wodnej, drgającej od pierwszej fali, ukazuje się szerokie „wygarbienie“ pod wpływem gwałtownego ciśnienia gazów postrzałowych, bardzo szybko narasta (w sposób ciągły) do pewnej wysokości, tworząc „garb wodny“. Z kolei następuje przerwanie powłoki wodnej przez gazy postrzałowe (rys. 1).

W działaniu eksplozji materiałów wybuchowych różni się cztery zasadnicze strefy działania. Strefy te powstają na skutek specyficznego działania gazów postrzałowych, różniącego się zasadniczo od działania gazów sprężonych. Gazy postrzałowe uderzają gwałtownie, miażdżą, gdy gazy sprężone nie posiadają tej zdolności miażdżenia, lecz wywierają tylko ciśnienie.

W bezpośrednim otoczeniu ładunku siła gazów eksplozji miażdży materiał. Jest to pierwsza strefa miażdżenia (rys. 2). W strefie 2, zwanej strefą kruszenia, siła gazów wskutek ekspansji jest znacznie mniejsza. W strefie tej następuje tylko kruszenie budowli hydrotechnicznych lub rozrywanie poszycia i konstrukcji stalowej statku. Elementy konstrukcyjne, które znajdują się w znacznej odległości, tzn. w strefie 3, pozostają nie naruszone, powstać w nich mogą jednak rozluźnienia lub pęknięcia. Z kolei w następnej, 4 strefie odczuwa się tylko drgania. W strefie tej na statku mogą powstać uszkodzenia precyzyjnych narzędzi, rozregulowanie chronometrów itp. Strefa 4 posiada daleki zasięg drgań, które są także bardzo niebezpieczne dla życia ludzkiego. Stąd wszyscy nurkowie, pracujący nawet daleko od miejsca eksplozji, winni bezwarunkowo wyjść na powierzchnię.

Woda, praktycznie biorąc, jest środowiskiem nieściślimym, albowiem współczynnik ściśłości wynosi 0,00005. Dlatego też do chwili przerwania się gazów postrzałowych przez powierzchnię wody siła wybuchu przenosi się w środowisku wodnym prawie bez strat. Ciśnienie na jednostkę powierzchni w środowisku wodnym jest odwrotnie proporcjonalne do kwadratu odległości od środka wybuchu. Inżynier radziecki W. M. Tawrizow podaje, że do chwili przerwania przez gazy postrzałowe powierzchni wody ciśnienie to wynosi

$$\delta = \frac{p}{4\pi r^2} \quad (1)$$

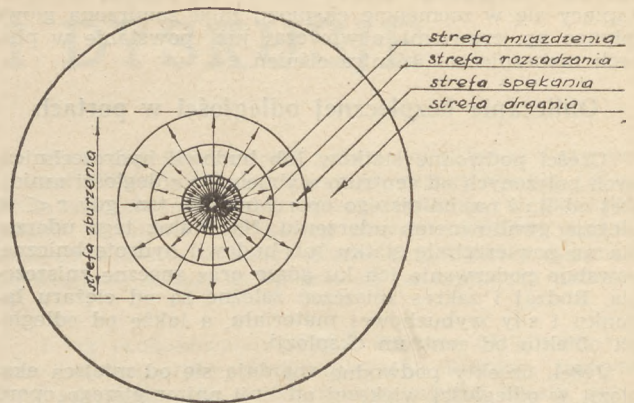
gdzie:

δ — ciśnienie na jednostkę powierzchni wody, mierzone w t/m^2 .

p — ciśnienie gazów w chwili wybuchu w t .

r — odległość w metrach od punktu, dla którego określa się ciśnienie, do środka ładunku.

Jak wspomniano powyżej, po przerwaniu się powierzchni wodnej gazy postrzałowe wyrzucają słup wody. Wysokość tego słupa zależna jest od głębokości wody, na której przeprowadzono eksplozję, od wagi ładunku i rodzaju materiału wybuchowego. Dla przykładu można podać, że eksplozja ładunku amonitu o ciężarze 2 — 8 kg na głębokości 0,5 — 2 m wyrzuca słup wody na wyso-



Rys. 2

Cztery strefy działania eksplozji

kość 30 — 40 m, a ciśnienie przenosi się w promieniu 300 — 400 m.

Bezpieczne odległości dla nurków i kąpiących się

Płuca człowieka oddychają tylko wówczas swobodnie, gdy ciśnienie zewnętrzne i wewnętrzne są mniej więcej zrównoważone. Niewielkie dodatkowe ciśnienie zewnętrzne zwiększa pracę oddychania. Różnica ciśnienia zewnętrznego i wewnątrz płuc spowodować może pęknięcie włoskowatych naczyń krwionośnych, objawiające się krwawieniem nurka z ust i nosa. Na podstawie szczególnych badań stwierdzono, że nadwyżka ciśnienia, którą może znieść przeciętny człowiek, wynosi zaledwie $0,035 \text{ kg/cm}^2$. Gdy ciśnienie zewnętrzne przewyższy ciśnienie panujące wewnątrz ciała nurka o $0,07\text{--}0,14 \text{ kg/cm}^2$, grozi już zdrowiu nurka niebezpieczeństwo, a nadwyżka ciśnienia o $0,21 \text{ kg/cm}^2$ na pewno przerwie włoskowate naczynia płuc.

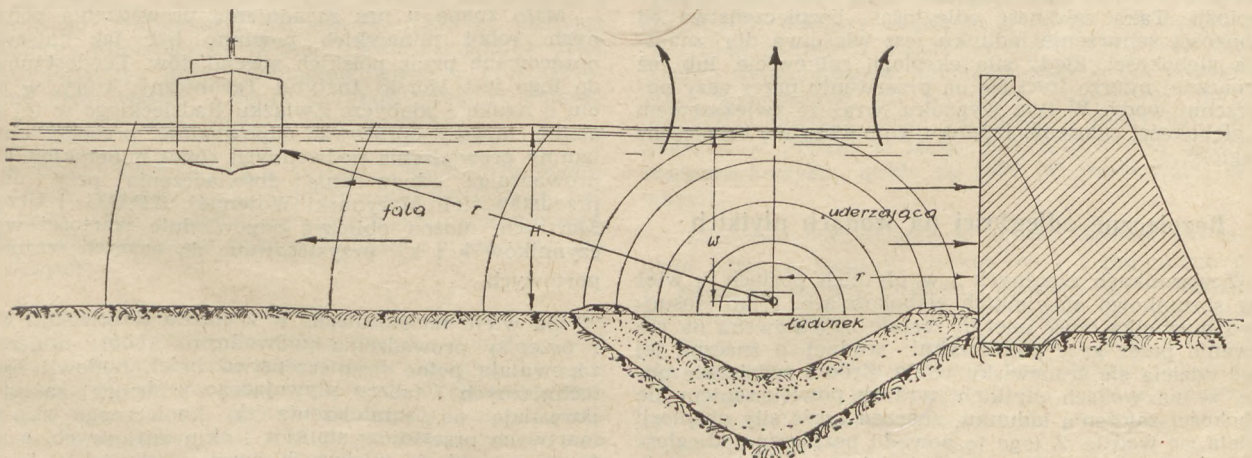
Jak podano wyżej, podczas eksplozji powstaje „fala uderzająca“, przenosząca ciśnienie gazów postrzałowych. Znając wzór na obliczenie tego ciśnienia, z łatwością możemy obliczyć ciśnienie w dowolnym punkcie od miejsca eksplozji.

Przekształcając odpowiednio powyższy wzór (1) otrzymamy wzór na obliczenie bezpiecznej odległości dla nurka:

$$r = \sqrt{\frac{p}{4\pi\delta}} \quad (2)$$

zakładając przy tym, że δ nie może być większe od $0,07 \text{ kg/cm}^2$.

Wszystkie powyższe uwagi, podane do obliczenia bezpiecznej odległości dla nurka, odnoszą się także do osób kąpiących się. Wprawdzie nie istnieje w tym wypadku takie niebezpieczeństwo dla organizmu osoby kąpiącej się



Rys. 3

Rozchodzenie się fali uderzającej

jak dla zanurzonego nurka; zdarzyć się jednak może, że kąpiący się w momencie eksplozji miał zanurzoną głowę (płynąc np. crawllem), a wówczas już powstanie w płucach niebezpieczna różnica ciśnień.

Obliczanie bezpiecznej odległości w portach

Części podwodne statków lub budowli hydrotechnicznych położonych od centrum wybuchu w odległości mniejszej od linii najmniejszego oporu (rys. 3), tzn. gdy $r < w$, ulegają gwałtownemu uderzeniu. Na skutek tego uderzenia na powierzchnię statku lub budowli hydrotechnicznej powstaje poderwanie ich ku górze oraz znaczne zniszczenia. Rodzaj i zakres zniszczeń zależne są od ciężaru ładunku i siły wybuchowej materiału, a także od odległości obiektu od centrum eksplozji.

Jeżeli obiekty podwodne znajdują się od miejsca eksplozji w odległości większej od linii najmniejszego oporu ($r > w$), wówczas, na skutek ciśnienia fali uderzenia, także podnoszą się one, lecz w mniejszym stopniu. W tym wypadku ciśnienie gazów postrzałowych, po przerwaniu się ich przez powierzchnię wody, jest znacznie słabsze. Niemniej jednak ciśnienie fali uderzającej i w tym wypadku pozostaje słabsze i rozprzestrzenia się kilkaset metrów, zmniejszając się w miarę oddalania się od miejsca eksplozji. I tak np. wybuch ładunku amonitu wagi 4 kg na głębokości 5 m powoduje wstrząs stalowego statku, znajdującego się w odległości 80 m od miejsca eksplozji. Eksplozja ładunku wagi 2 kg na głębokości 1 m rozluźnia wiązania budowli hydrotechnicznych w promieniu 10 m, zaś ładunek amonitu o wadze 5 kg eksplodujący na głębokości 1,5 — 2 m, rozluźnia poszycie barki drewnianej, znajdującej się w odległości 50 — 70 m.

Im większy ciężar ładunku oraz głębokość (w pewnych granicach), tym większa jest odległość, na którą rozchodzą się fale uderzające. Uчени radzieccy podają poniższy wzór na obliczenie minimalnej bezpiecznej odległości od centrum eksplozji do dowolnego punktu:

$$r_s = \frac{k \cdot \sqrt{C}}{H} \quad (3)$$

gdzie:

- r_s — bezpieczna odległość od centrum eksplozji podwodnej, liczona w metrach
- k — współczynnik zależny od głębokości założenia ładunku, właściwości materiału wybuchowego itp. Było by wysoce pożądane, aby odpowiedni polscy fachowcy zajęli się obliczeniem tego współczynnika, przystosowując go do naszych warunków.
- C — ciężar ładunku w kilogramach,
- H — głębokość założenia ładunku w metrach, licząc od powierzchni wody.

Jak wynika z powyższego wzoru, bezpieczna odległość jest odwrotnie proporcjonalna do pierwiastka kwadratowego z głębokości. Im większa jest głębokość przy jednakowej wadze ładunku i rodzaju użytego materiału wybuchowego, tym mniejsza jest bezpieczna odległość, a więc tym bliżej może znajdować się statek od miejsca eksplozji. Taka zależność odległości bezpieczeństwa od głębokości zanurzenia ładunku jest właściwa dla znacznych głębokości, kiedy siła eksplozji całkowicie, lub też w znacznej mierze traci się na przerwaniu przez gazy powierzchni wody. W tym wypadku, wraz ze zwiększeniem się głębokości założenia ładunku, zmniejsza się bezpieczna odległość.

Bezpieczne odległości na wodach płytkich

W warunkach rzecznych i w płytkich portach, a więc przy stosunkowo niewielkich głębokościach, tylko stosunkowo niewielka część energii zostaje zużytkowana na rozzerwanie przez gazy powierzchni wodnej, a znaczna jej część udziela się środowisku wody. Źródła radzieckie podają, że na wodach płytkich, wraz z powiększeniem się głębokości założenia ładunku, znaczna część siły eksplozji udziela się wodzie. Z tego to powodu bezpieczna odległość na wodach o niewielkich głębokościach powiększa się wraz z głębokością.

Obserwując wybuch niewielkiego ładunku o ciężarze kilku kilogramów przy różnej głębokości jego zanurzenia w wodzie płytkiej, można zauważyć, że wraz z powiększaniem głębokości zmniejsza się wysokość słupa wyrzuczonej wody. W tym wypadku siła wybuchu przekazywana środowisku wodnemu zwiększa się. Stąd minimalna odległość, obliczona wg powyższego wzoru (3), w warunkach płytkich wód nie odpowiada rzeczywistym niezbędnym bezpiecznym odległościom. I tak dla ładunku amonitu o ciężarze 6 kg, eksplodującego na głębokości 4 m, bezpieczna odległość wg wzoru (3) (przyjmując współczynnik $k = 25$), wynosi 30 m. Odległość ta jest wielokrotnie za mała. Dla ścisłego obliczenia bezpiecznej odległości w warunkach wód płytkich w Związku Radzieckim stosują poniższy wzór empiryczny:

$$r_\delta = k_\delta \cdot \sqrt{C \cdot w} \quad (4)$$

gdzie:

- r_δ — bezpieczna odległość liczona w metrach.
- k_δ — współczynnik charakteryzujący odporność obiektu podwodnego na działanie uderzenia fali eksplozji. Dla statków rzecznych w Związku Radzieckim $k = 60$.
- C — ciężar ładunku wybuchowego w kilogramach
- w — odległość od powierzchni wody do środka ładunku.

Wzór ten może być stosowany tylko w pewnych granicach, które wynoszą orientacyjnie:

- a) ciężar ładunku 50 — 100 kg,
- b) głębokość wody pod ładunkiem — do 10 m.

Poniższa tablica podaje bezpieczne odległości (w metrach) od miejsca podwodnych robót minerskich dla statków rzecznych.

Tablica ta została opracowana przez radzieckiego inżyniera W. M. Tawrizowa.

Tablica bezpiecznych odległości dla statków rzecznych

Głębokość wody nad ładunkiem w m	Ciężar ładunku amonitu w kg					
	2	4	6	8	10	14
	Bezpieczna odległość w m					
0,5	60	85	105	120	135	160
1,0	85	120	150	170	190	225
1,5	105	150	180	205	230	275
2,0	120	170	205	240	270	315
2,5	135	190	230	270	300	335
3,0	150	205	255	295	330	390

Wnioski

Mało znane u nas zagadnienie prowadzenia podwodnych robót minerskich powinno być jak najszybciej opracowane przez polskich specjalistów. Predestynowany do tego jest Morski Instytut Techniczny, który, w oparciu o naukę i zdobycze Związku Radzieckiego w tej dziedzinie, mógłby opracować odpowiednie przepisy i regulaminy prowadzenia podwodnych robót minerskich. Przeprowadzając odpowiednie doświadczenia przy udziale przedstawicieli Marynarki Wojennej, Z.P.G.G. i Urzędów Morskich, można obliczyć odpowiednie wartości współczynników k i k_δ przystosowane do naszych warunków portowych.

Od wielu lat stosowane w Związku Radzieckim wzory i przepisy prowadzenia podwodnych robót minerskich zapewniają pełne bezpieczeństwo ludzi, budowli hydrotechnicznych i taboru pływającego, z drugiej zaś strony pozwalają na zmniejszenie do koniecznego minimum martwych przestojów statków i ekip nurkowych, a przez to na osiągnięcie większych norm i obniżenie kosztów eksploatacyjnych

MATERIAŁY I DYSKUSJE

HISTORIA BUDOWNICTWA OKRĘTOWEGO

W artykule pt. „Budownictwo okrętowe w Polsce“, w nr 12 „T. M. i W.“, prof. Rylke podał pewne sformułowania, które — moim zdaniem — nie są słuszne, i dlatego, dla ścisłości historycznej, uważam za celowe nasświetlić je dodatkowo.

Prof. Rylke pisze m. in. następująco: „Przy braku własnego ośrodka naukowego w danym kierunku (tzn. w kierunku budownictwa okrętowego — przypisek mój), nie mogło być mowy o żadnej pracy twórczej“; jak też: „Na parę lat przed ostatnią wojną myśl o stworzeniu jego (tzn. przemysłu okrętowego — przypisek mój) zaczęła wprawdzie nieco kiełkować, nie doprowadziła to jednak do żadnych niemal wyników praktycznych“.

Te sformułowania nie są ścisłe, gdyż, jakkolwiek ośrodki twórczej pracy były rzeczywiście skromne, szczególnie w porównaniu z naszymi obecnymi możliwościami, to jednak istniały i wyszkoliły zastęp ludzi każdego poziomu fachowego, którzy mogli w r. 1945 przystąpić do objęcia dużych już stoczní, te stocznie uruchomić, gorzej lub lepiej poprowadzić i zapoczątkować produkcję. W moim zrozumieniu, gdyby swego czasu nie było ośrodka modlińskiego, a później gdyńskiego, sprawa uruchomienia obecnego przemysłu okrętowego napotykałaby na trudności nie do przewyżczenia.

Fakt, że przed wojną nie mieliśmy ośrodka naukowego utrudniał oczywiście tworzenie dorobku naukowego, lecz go nie wykluczył, o czym zresztą prof. Rylke wspomina w dalszym ciągu swych rozważań

Prof. Rylke pisze również: „Nie możemy dziś jeszcze poszczycić się opracowaniami natury ogólniejszej, godnymi zademonstrowania na poważniejszym i szerszym forum specjalistów...“

To sformułowanie nie uwzględnia poważnego wkładu badawczego w zakresie oporów statków na wodach płytkich, na miarę co najmniej europejską (bez przesady), który to wkład — co prawda — nie został jeszcze dotychczas opublikowany, z powodu nawału pilniejszych bieżących zagadnień, lecz dorobek ten jest na koncie polskiej nauki, mimo że został osiągnięty przy pomocy obcych instytutów badawczych (w Hamburgu — r. 1932, i w Wageningen — r. 1947/48).

Prof. Rylke, mówiąc o obecnych pracach badawczo-naukowych, wymienia jedynie Wydział Budownictwa Okrętowego Politechniki Gdańskiej i Morski Instytut Techniczny Ministerstwa Żeglugi, natomiast pomija działalność Polskiego Rejestru Statków, który w tym zakresie ma swój własny i spory dorobek naukowo-badawczy, i to o szerokim zakresie zainteresowań.

Wreszcie, prof. Rylke, pisząc o stosunkach przedwojennych, ujmuje sprawę przemysłu okrętowego następująco: „Nie posiadaliśmy przemysłu stocznioowego, nie posiadaliśmy zatem również żadnego z przemysłów pomocniczych“

Z takim sformułowaniem można się zgodzić jedynie częściowo, gdyż nasze ówczesne drobne stocznie śródlądowe i załazki stoczní nadmorskich rzeczywiście nie zasługiwały jeszcze na miano przemysłu okrętowego; inaczej przedstawiała się sprawa przemysłu pomocniczego i przeto twierdzenie, że nie posiadaliśmy żadnego jest błędne; właśnie pomocniczy przemysł okrętowy nadspodziewanie dobrze się rozwijał i dobrze pracował.

Pomijając polskie huty i walcownie, które dostarczały spore ilości stali okrętowej ówczesnej Stoczni Gdańskiej, a także ówczesnej Stoczni Schichau w Gdańsku, można wymienić cały szereg innych zakładów produkcyjnych, które w znacznej mierze zaopatrywały marynarkę wojenną, dążącą do oparcia się na krajowym przemyśle.

I tak produkowano: odlewy stalwne (dziobnice, tyllice, kotwice, śruby okrętowe), kotły okrętowe, zarówno typu szkockiego jak wodnorurkowe, silniki Diesla, parowe maszyny morskie, prądnice i silniki elektryczne oraz ciężką armaturę elektryczną, sprężarki powietrzne na wysokie ciśnienie (do 250 atmosfer), pompy okrętowe wirnikowe, windy kotwiczne i maszyny sterowe, kable elektryczne okrętowe, akumulatory okrętowe (również dla okrętów podwodnych), wentylatory okrętowe, lekką armaturę elektryczną, telefony okrętowe i radiostacje okrętowe, meble okrętowe metalowe.

Warto podkreślić istotne, a nieprzeciętne osiągnięcia naszego przemysłu pomocniczego, o których — na ogół — mało kto wie, mianowicie: budowę 15 silników Diesla o łącznej mocy ponad 6000 KMe (dwusuwne o 360 obrotach na minutę, o mocy 65 KMe w cylindrze); budowę według licencji „Brown-Boveri“ całkowitego wyposażenia elektrycznego, łącznie z dwiema prądnicami-silnikami po 800 KMe, dla okrętu podwodnego „Sep“, zbudowanego w Holandii; wykonanie całej instalacji kierowania ogniem artyleryjskim dla niszczycieli typu „Grom“, bardzo skomplikowaną (koszt wynosił milion złotych za jeden zespół); wykonanie pierwszej na świecie automatycznej centrali telefonicznej okrętowej zarówno dla telefonów gospodarczych jak i krajowych — dla niszczycieli typu „Grom“; wykonanie dla trawlerów typu „Jaskółka“ 2 serii maszyn sterowych elektrycznych.

Co się tyczy jakości produkcji polskiego przemysłu pomocniczego, to trzeba stwierdzić, że w niektórych gałęziach (szczególnie w zakresie elektrotechnicznym i mechaniki precyzyjnej) była ona znacznie lepsza aniżeli zagraniczna, i tym się m. in. tłumaczy fakty, że marynarka wojenna zastrzegała sobie w umowach ze stoczniami zagranicznymi, budującymi okręty na nasz rachunek, że pewne kategorie sprzętu i wyposażenia będą dostarczone z Polski.

Nie od rzeczy będzie stwierdzić na tym miejscu, że szybki rozwój własnej produkcji pomocniczej pozwalał oprócz zamierzenia budowy niszczycieli zmodyfikowanego typu „Grom“, których budowa zapoczątkowana została w r. 1939 w Gdyni, na dostawach przede wszystkim krajowych; dostawy zagraniczne miały być ograniczone do turbin parowych (każda po 30.000 KM), śrub okrętowych i żyrokompasów, natomiast nawet tak skomplikowane wyposażenie, jak wyrzutnie torpedowe i torpedy, oczywiście również działa okrętowe — miały być produkowane w Polsce; to samo dotyczyło kotłów parowych wodnorurkowych, każdy po 1000 m² powierzchni ogrzewalnej.

Powyższe nasświetlenie, w obliczu dążności do utrwalenia polskich tradycji naukowych i technicznych przez I Kongres Nauki Polskiej, uważam za nieodzowne. Stwierdzenia powyższe niechaj będą dla nas zachętą w walce o wykonanie Planu 6-letniego, gdyż z tych faktów wypływa niezbicie dowód żywiołowych sił polskich mas pracujących, które, czy ubrane w bluzę robotniczą, czy przy stole konstruktora, dawały i będą dawać osiągnięcia na miarę nieprzeciętną.

Prof inż A. Potyrała

JESZCZE O DZIEJACH BUDOWNICTWA OKRĘTOWEGO W POLSCE

Szanowny autor zamieszczonego wyżej artykułu jest zdania, że pewne sformułowania podane w mym referacie, zamieszczonym w nr 12 „Techniki Morza i Wybrzeża“, są niesłuszne i uważa za celowe naświetlić je dodatkowo. Ze swej strony uważam za niezbędne stwierdzić w sprawie owego dodatkowego naświetlenia co następuje.

Fakt istnienia w swoim czasie początkowych ośrodków wytwórczych w Modlinie i Gdyni nie może wpłynąć na zmianę mego stanowiska, iż „przy braku własnego ośrodka naukowego nie mogło być mowy o żadnej pracy twórczej“. Sądzę bowiem, że, jakkolwiek odegrały one dużą rolę przy praktycznym szkoleniu pewnej, stosunkowo nielicznej grupy zawodowców, to jednakże nie były to ośrodki naukowo-twórcze. Za ośrodek tego rodzaju można by było prędzej uważać Służbę Techniczną Kierownictwa Marynarki Wojennej, jako instancję nadrzędną, która jednakże w owym okresie nie rościła sobie do tego pretensji.

Jeśli chodzi o drugie zastrzeżenie, dotyczące „opracowań natury ogólniejszej“, to z przyjemnością przyjmuję do wiadomości, iż w tej dziedzinie posiadamy wkład badawczy, zdaniem Kolegi Potyrały „na miarę co najmniej europejską (bez przesady)“, żałuję jedynie, że tak cenny wkład, datujący częściowo jeszcze z r. 1932, nie ukazał się dotąd w druku, i że ściśle te same okoliczności, które — według autora — były przyczyną nieogłoszenia go dotąd, nie pozwoliły mi na odzyskanie go i na zapoznanie się z nim chociażby w rękopisie.

Trzecie zastrzeżenie dotyczy pominięcia Polskiego Rejestru Statków, jako jednego z ośrodków naukowo-badawczych. Otóż, w odpowiednim miejscu mego referatu poświęciłem P. Rejestrowi dość dużo uwagi. Jeśli jednak nie wymieniałem go w liczbie istniejących ośrodków naukowo-badawczych, to dlatego, iż wymieniałem tam instytucje, które z urzędu powołane są do pracy tego rodzaju; P.R.S. natomiast nie jest do tego powołany w pierwszym rzędzie swych obowiązków. Jeżeli, jak twierdzi autor artykułu, a czego nie śmiem podawać w wątpliwość, P.R.S. posiada w tym kierunku „swoją własną dorobek naukowo-badawczy, i to w szerokim zakresie zainteresowań“, to sądzę, że leżało by w interesie okrętownictwa polskiego, by zechciał on w zakresie badań naukowych wejść w bliższą styczność z obu innymi instytucjami. Będę bardzo szczęśliwy, jeśli mój referat z nr. 12 „Techniki Morza i Wybrzeża“ przyczyni się do tego w tej czy innej mierze.

Wreszcie — sprawa przemysłu pomocniczego. Naświetlenie tej sprawy przez Kol. Potyrałę nie może wpłynąć na zmianę stanowiska, zajętego w referacie. Do tej kategorii przemysłu nie mogę bowiem zaliczyć zakładów, które technicznie były w stanie wyprodukować od wypadku do wypadku te, czy inne urządzenia lub maszyny, lecz tylko takie, które w każdej z właściwych dziedzin wyspecjalizowały się w tym stopniu, iż same mogłyby być doradcami stoczni lub naczelnymi organów kierowniczych w odnośnej kategorii zagadnień, same prowadziłyby badania naukowe czy laboratoryjne w swej dziedzinie, same tworzyłyby nowe koncepcje technicznej realizacji.

Aby tego rodzaju przemysł pomocniczy mógł powstać i istnieć, musi istnieć przemysł stoczniowy w skali co najmniej narodowej, zaś ten ostatni może rozwijać się tylko w oparciu o poważne ośrodki myśli naukowej.

Tego wszystkiego brakło nam w okresie dwudziestolecia międzywojennego.

Prof. inż. Aleksander Rylke

OBLICZANIE POJEMNOŚCI STATKÓW DLA ŁADUNKÓW DRZEWNYCH

Bardzo często zachodzi w praktyce handlu morskiego konieczność obliczenia pojemności statku morskiego dla ładunku drzewnego, całookrętowego, z którego część będzie załadowana pod pokładem, a część na pokładzie. Przewóz części ładunku na pokładzie jest utartym zwyczajem w handlu drzewnym, gdyż inaczej nie można by wykorzystać nośności statku przy przewozie morskim drewna z lekkich drzew iglastych.

Pojemność tę określa się dla tarcicy w standartach petersburskich (165 stóp sześciennych, czyli 4.672 m³), zaś dla kopalniaków i papierówki w tzw. „fathoms“, czyli — dosłownie — w „sążniach“. Są to sążnie o wymiarach 6×6×6 stóp angielskich, czyli 216 stóp sześciennych (6,116 metrów przestrzennych).

Czarterujący statek pod ładunek drzewny wymaga z reguły, aby mu armator podał w czarterze pojemność statku dla drzewa — w standartach dla tarcicy i w sążniach dla kopalniaków lub papierówki. Toteż w czarterach drzewnych dla tarcicy, takich jak np. „Baltwood“, „Russwood“, „Pixpinus“, „Benacon“ i „Contwood“, podaje się nie tylko tonaż statku, lecz również jego pojemność dla tarcicy w standartach petersburskich. W pojemności tej uwzględniony jest również ładunek pokładowy. Podana w ten sposób pojemność odnosi się do ładunku tarcicy, składającej się z „dyli, bali i desek“, przy czym ładunek taki powinien się zasadniczo składać w $\frac{2}{3}$ z grubszych sztuk, czyli dyli i bali (deals and battens), oraz w $\frac{1}{3}$ z desek (boards). W czarterach dla kopalniaków, takich np. jak „Propcon“ i „Pitwoodcon“, pojemność statku podana jest również w sążniach (fathoms) lub w „tonach kopalniaków“ (tons of pitwood).

Pojemność statku dla drzewa podana jest w czarterze z reguły z zastrzeżeniem: „lub około tego, łącznie z ładunkiem pokładowym“, co oznacza w czarterach „Baltwood“ i „Russwood“, że może być 7,5% mniej lub więcej do 750 standartów i 12,5% mniej lub więcej ponad 750 standartów, lub też 10% mniej lub więcej w czarterach „Pixpinus“, „Benacon“ i „Contwood“. Przy zagwarantowanej w czarterze pojemności dla drzewa pozostawiony jest więc pewien margines dla armatora.

Pojemność podpokładową statku dla tarcicy oblicza się w standartach petersburskich według następujących wzorów:

$$\frac{\text{„Pojemność dla bel“ (w stopach}^3) \times 100}{12} = \text{podpokładowa pojemność w „board feet“}$$

„Board foot“ jest to sztuka drzewa o powierzchni 1 stopy kwadratowej i gruba na 1 cal. Jest to miara drzewa, przy czym na 1 standart petersburski przypada 1080 board feet.

Aby obliczyć pojemność podpokładową statku w standartach petersburskich, dzielimy więc otrzymaną ilość board feet przez 1080 i otrzymujemy pewną ilość standartów.

Dla kopalniaków obliczamy pojemność podpokładową w sążniach (fathoms), według następującego wzoru:

$$\frac{\text{„Pojemność dla bel“ (w stopach}^3)}{255} = \text{sążnie (fathoms)}$$

Kopalniaki sztaują bowiem od 230 do 260 stóp sześciennych na sążen, z naszych portów przeciętnie 250—255.

Dla papierówki posługujemy się następującym wzorem:

$$\frac{\text{„Pojemność dla bel“ (w stopach}^3)}{242} = \text{sążnie (fathoms)}$$

Papierówka sztauje bowiem od 220 do 245 stóp sześciennych na sążen, z naszych portów przeciętnie 240—242.

Mając pojemność podpokładową, musimy obliczyć jeszcze ilość ładunku, jaką statek będzie mógł zabrać na pokład. Ilość ta zależy od różnych czynników, przede wszystkim od tego, jaki ładunek zabiera statek pod pokład, następnie od typu statku i jego stateczności.

Przeciętny statek typu „trójwyspowego“ może zazwyczaj załadować drewno na pokładzie do wysokości 15 — 17 stóp. natomiast „ochronnopokładowiec“ tylko do wysokości 8 — 11 stóp.

W ogólnej ocenie przeciętny frachtowiec powinien zabrać na pokład od $\frac{1}{4}$ do $\frac{1}{3}$ ładunku podpokładowego, ale ułamek ten jest zależny od typu statku i jego budowy.

Praktyka ustaliła tu pewne procenty, służące do obliczenia ilości ładunku pokładowego, w zależności od typu statku, mianowicie:

dla jednopokładowca	około 30%	ładunku podpokładow.
dla statku z międzypokładem	„ 28%	„ „
dla ochronnopokładowca o jednym pokładzie	„ 20%	„ „
dla ochronnopokładowca z międzypokładem	„ 10%	„ „

Niektóre statki mogą jednak przyjąć znacznie większy ładunek pokładowy, w szczególności te, które są specjalnie zbudowane do przewozu ładunków drzewnych. Są to statki bądź typu trójwyspowego, mające długie pokłady studzienne i maszty oraz wincze pokładowe ustawione na ich krańcach, bądź też typu rudowców, czyli mające maszyny przy rufie. Statki takie mogą czasami przyjąć na pokład do 50% ilości ładunku podpokładowego. Np. statek „Kurikka“ (budowy amerykańskiej), który niedawno załadował tarcicę w Gdyni, załadował 1238.3 standartów pod pokład i 534.6 standartów na pokład; ładunek pokładowy wynosił więc około 43% ilości drewna załadowanej pod pokładem.

Obliczenia przeprowadzone na podstawie wyżej omówionych zasad sprawdza się następnie na podstawie nośności statku (która, pamiętać trzeba, jest inna w łecie i inna w zimie, ze względu na różne linie ładunkowe), oraz przeciętnej wagi jednego standartu tarcicy lub jednego sążnia kopalniaków czy papierówki. Do sprawdzenia bierze się naturalnie nośność netto, czyli nośność statku po odliczeniu zapasu paliwa, wody itd.

Dla przykładu przytaczamy z praktyki obliczenie pojemności pewnego statku dla tarcicy w standartach petersburskich, przy czym statek ten posiadał 96.350 stóp³ „pojemności dla bel“, miał międzypokład, nośność brutto (przeciętną) 1545 ton (deadweight) i nośność netto około 1300 ton.

$$\frac{96350 \times 100}{12} = 802916 \text{ board feet}$$

$$\frac{802916}{1980} = 405.513 \text{ standartów}$$

Pojemność podpokładowa	405.513 std.
plus 28%	<u>113.543 „</u>

Ogólna pojemność dla tarcicy (D.B.B.) ok. 519 standartów petersburskich. Przyjmując, że standart suchej tarcicy waży około 2,5 tony, przy 519 standartach otrzymamy 1297.5 ton, czyli cyfrę bardzo zbliżoną do 1300 ton nośności netto.

Naturalnie, w ten sposób ustaloną cyfrę dla pojemności statku w standartach przyjmuje się z marginesem in plus i in minus wielkości co najmniej 7,5%.

Józef Kunert

RACJONALIZACJA I WYNALEZCZOŚĆ

POMOST DO ZAŁADOWYWANIA WAGONÓW KAMIENIAMI

Twórcy usprawnienia, zatwierdzonego przez Urząd Patentowy R.P. w r. 1950: Paweł Gebauer i Edmund Łyka, Śląskie Zakł. Przem. Wapienniczego, Zakład w Gorazdżach.

Ładowanie kamienia do wagonów kolejowych na rampie załadunkowej odbywało się w ten sposób, że wózek z kamieniami wywracano ponad wagonem na wysokiej rampie i kamień wpadał do wagonu, układając się wzdłuż jego ściany na oddzielne stopy.

Sposób ten stwarzał konieczność ręcznego wyrównywania nagromadzonego w wagonie kamienia, ponadto część kamienia spadała między rampę a wagon. Obecnie zastosowano ruchomy pomost, który opuszcza się na wagon kolejowy i służy jako przedłużenie rampy. Z pomostu tego, obejmującego całą szerokość wagonu, wózki zostają opróżnione. Pomost zamocowany jest z jednej strony na zawiasach, z drugiej zaś zawieszony jest na linie stalowej, przechodzącej przez koło prowadnicze do kołowrotu. Kręcąc korbą kołowrotu, opuszcza się lub podnosi pomost.

Dzięki zastosowaniu pomostu zawartość wózków może być wysypywana na całej szerokości wagonu, natomiast równomierne wysypywanie wzdłuż wagonu uzyskuje się przez stopniowe przesuwanie wagonu po torze kolejowym.

WYDAWNICTWA NADESŁANE

Spis latarni i sygnałów nawigacyjnych wybrzeża polskiego, wyd. Biura Hydrograficznego Marynarki Wojennej, Gdynia, s. 224.

Biuro Hydrograficzne Marynarki Wojennej oddało do użytku trzecie wydanie Spisu latarni i sygnałów nawigacyjnych wybrzeża polskiego. Praca wydana starannie w układzie książkowym posiada formę zewnętrzną podobną do wydawnictw dotychczasowych. Obecne wydanie zawiera uzupełnienia i zmiany, które powstały po dniu 1 lipca 1948 r., a nadto uwzględnia światła i znaki nawigacyjne projektowane, przez pozostawienie dla nich szeregu wolnych miejsc w odpowiednich rozdziałach. Korzystający ze Spisu ma możliwość wprowadzenia charakterystyki poszczególnych świateł i znaków w miarę ich uruchamiania. Stan faktyczny, który został uwzględniony w spisie, odnosi się do dnia 15 lipca 1950 r., zawiera więc wszystkie poprawki ogłaszane w „Wiadomościach Żeglarskich“ bieżąco przed tą datą.

Zestawienie w logicznej kolejności wszystkich świateł naszego wybrzeża, umieszczonych na wieżach, masztach, pławach itp., a także wykazów i spisów sygnałów mgłowych, sztormowych i czasowych jest nie tylko materiałem źródłowym i podstawowym dla marynarzy i żeglarzy, lecz w dużym stopniu może być przydatny jako materiał pomocniczy przy nauczaniu specjalnych przedmiotów inżynierskich na wyższych uczelniach.

Układ Spisu jest przeprowadzony w porządku geograficznym, od wschodniej morskiej granicy państwa na zachód, przy czym światła prowadzące do portów podane są w kolejności od strony morza w głąb akwatorium portowego. Alfabetyczny spis latarni i znaków nawigacyjnych, opisywanych w książce, umieszczono na jej końcu, dając w ten sposób szczególną łatwość „wejścia“ do Spisu.

W odniesieniu do sygnałów sztormowych umieszczono dokładne wyjaśnienie opisowe i rysunkowe sygnałów wprowadzonych na polskim wybrzeżu w dniu 15 grudnia 1948 r. Sygnały te są oznaczone numerami od 1 do 9 i są podawane za pomocą czarnego walca, czarnej kuli, czarnych stożków, czarnego krzyża, czerwonych flag oraz białych i czerwonych świateł.

Wyczerpująco podano opisy torów wodnych: Elbląg—Bałtyjsk (Piława), Hel—Gdynia—Gdańsk i toru wodnego przy podejściu ze wschodu do portu Świnoujście oraz trudniejsze podejścia: do Łysicy, do ujścia Nogatu, do portu Kołobrzeg przez strefę niebezpieczną.

Praca posiada 4 arkusze wkładki, zawierające uzupełnienia, które należy wkleić do Spisu.

KOMUNIKATY

ZGŁASZANIE WYNAŁAZKÓW I USPRAWNIEŃ

(Pismo okólne PKPG nr 7 z dnia 17. 2. 1951)

W związku ze stale powtarzającymi się wypadkami niewłaściwego zgłaszania wynalazków i usprawnień, Dep. Techniki PKPG wyjaśnia:

1. Całokształt spraw związanych z ruchem wynalazczości normuje Dekret z dnia 12. października 1950 r.
2. Uchwała K.E.R.M. z 9. VIII. 49 r. ustala następujący bieg zgłaszania usprawnień pracowniczych:
 - a) Wynalazek lub usprawnienie zgłaszać należy do komórki wynalazczości tego zakładu, w którym projektodawca pracuje, niezależnie od tego, czy usprawnienie może być w danym zakładzie zastosowane, czy nie.
 - b) O ile usprawnienie nie może być zastosowane w zakładzie pracy, w którym pracuje projektodawca, Komisja Usprawnień ma obowiązek przekazania projektu wraz z całą dokumentacją Centr. Zarządowi, celem przesłania zainteresowanej usprawnieniami jednostce.
3. Art. 4 dekretu z 12. X. 50 r. ustala obowiązek ze strony zakładu pracy udzielenia swoim pracownikom pomocy i opieki potrzebnej dla dokonania wynalazku, udoskonalenia technicznego lub usprawnienia. Art. 14 pkt. 1 zobowiązuje zakład pracy do dokonania niezbędnych czynności dla uzyskania patentu na wynalazek pracowniczy przyjęty do wykorzystania. Koszty związane z uzyskaniem patentu pokrywa zakład pracy.
4. Zgłaszanie projektów z pominięciem poszczególnych instytucji oceniających usprawnienie, względnie przysyłanie ich bezpośrednio do PKPG opóźnia jedynie realizację usprawnień.

5. Procedurę zgłaszania usprawnień przez osoby nie będące pracownikami gosp. społecznej unormuje osobne zarządzenie Przewodniczącego PKPG.
6. Zaleca się Ministerstwu wydanie podległym jednostkom polecenia podania treści powyższego pisma do ogólnej wiadomości przez wywieszenie go na widocznych miejscach we wszystkich podległych zakładach pracy.

ZMIANY W NOMENKLATURZE ZAWODÓW I SPECJALNOŚCI TECHNICZNYCH

Dla przeprowadzonej w październiku r. ub. rejestracji inżynierów i techników, NOT przy współudziale Stowarzyszeń branżowych — opracowała dla potrzeb rejestracji:

„NOMENKLATURĘ ZAWODÓW I SPECJALNOŚCI TECHNICZNYCH“

zatwierdzoną następnie przez PKPG.

W czasie rejestracji stwierdzono, że opracowanie to posiada pewne braki zarówno w układzie jak i w treści.

Dlatego też NOT prosi wszystkie Stowarzyszenia branżowe oraz poszczególnych Kolegów o zgłaszanie wniosków w sprawie uzupełnienia nomenklatury zawodów i specjalności technicznych.

Powyższe wnioski po przeprowadzeniu będą przekazane do dyspozycji PKPG.

Wnioski prosimy kierować pod adresem: Naczelna Organizacja Techniczna, Biuro Rejestru — Warszawa, Czackiego 3/5.

Redaktor Naczelny: prof. inż. St. Hüchel.

Komitet redakcyjny: inż. W. Urbanowicz, inż. St. Szymborski, Sekr. redakcji — dr M. Boduszyńska

Wydawca: Naczelna Organizacja Techniczna.

Adres Redakcji: Gdańsk-Wrzeszcz. Politechnika, pok. 104. tel. 316-31. — Przyjmowanie interesantów codziennie w godzinach 9—12

Adres Administracji: Administracja Czasopism Technicznych N. O. T., Warszawa, ul. Czackiego 3/5, tel. 89510-16.

Cena numeru pojedynczego 6.— zł. podwójnego — 12.— zł. Prenumerata roczna 72.— zł. dla członków stowarzyszeń branżowych N.O.T. — 36.— zł.

Prenumeratę należy wpłacać na konto PKO Nr XI-5508 w Gdyni

Ceny ogłoszeń: 1 str. — 1.500.— zł. 1/2 str. — 900.— zł. 1/4 str. — 600.— zł. 1/8 str. — 360.— zł. 1 mm wiersza w szpalcie — 6.— zł. za ogłoszenie na okładce lub za zamówione miejsce cena o 20 procent wyższa; przy ogłoszeniach stałych rabat 20 procent.

Wszelkie prawa zastrzeżone.

Przedruk dozwolony z podaniem źródła.

Wysokość nakładu: 1000 egzemplarzy. — Format czasopisma: A 4. Objętość numeru: 4 ark. Papier druk. satyn. 60 g. Druk ukończono 26. 4. 1951 r.

Wykonano w Gdańskich Zakładach Graficznych Gdańsk, Targ Drzewny 11

Zamówienie Nr 975 — 3-III-51 — W-2-13073

KOMUNIKATY

DO WSZYSTKICH CZŁONKÓW NOT I STOWARZYSZEŃ

Podajemy niżej treść wytycznych udziału stowarzyszeń technicznych w ruchu współzawodnictwa i wynalazczości pracowniczej. Wytyczne te, opracowane przez Główną Komisję Współzawodnictwa Pracy NOT i uzgodnione z Centralną Radą Związków Zawodowych, stwarzają nowe warunki rozwoju tej tak doniosłej dziedziny, stojącej nie tylko na czele zagadnień statutowych NOT, lecz będącej również jednym z centralnych zagadnień Planu 6-letniego w drugim roku jego realizacji.

Torowanie nowych dróg dla rozwoju ruchu współzawodnictwa pracy i wynalazczości pracowniczej, walka o osiągnięcie przez realizację postępu technicznego usprawnienia produkcji, wzrostu wydajności pracy i obniżki kosztów własnych, to są zadania, w realizacji których powinny się koncentrować i mobilizować wysiłki i prace inżynierów i techników, a więc i organizacji świata technicznego.

Uchwała Prezydium Rady Głównej NOT z dnia 20 lutego br., podjęte prace przygotowawcze do organizacji Krajowej Narady Aktywu Technicznego, dla których wytyczne niniejsze mają znaczenie kluczowe, stanowią ważny moment zwrotny w kierunku zaktywizowania prac stowarzyszeń technicznych i powiązania ich bezpośrednio z walką o wykonanie i przekroczenie zadań drugiego roku Planu 6-letniego.

WYTYCZNE UDZIAŁU STOWARZYSZEŃ TECHNICZNYCH NOT

w ruchu współzawodnictwa i wynalazczości pracowniczej

I. Wykonanie Planu 6-letniego budowy podstaw socjalizmu w Polsce, a w szczególności przyspieszenie jego wykonania, wymaga wszechstronnego rozwoju współzawodnictwa i wynalazczości pracowniczej. Ruch ten, podjęty przez najbardziej świadomych i ofiarnych przedstawicieli klasy robotniczej, przekształcił się w ruch masowy.

Do ruchu współzawodnictwa i wynalazczości pracowniczej włączyła się świadoma i postępową część inteligencji technicznej, rozwijając i pogłębiając go razem z klasą robotniczą. Błędne byłoby sformułowanie roli inteligencji technicznej tylko jako czynnika pomocniczego w wielkim ruchu współzawodnictwa pracy i wynalazczości pracowniczej. Inżynierowie i technicy nie tylko winni przodować we współzawodnictwie i wynalazczości pracowniczej, lecz winni również torować nowe drogi dla rozwoju tego ruchu.

Czynne włączenie się ogółu inżynierów i techników do ruchu współzawodnictwa i wynalazczości pracowniczej pozwoli na szybsze pokonywanie przeszkód natury technicznej i da szersze podstawy rozwoju tego ruchu, przyspieszy wprowadzenie nowej techniki do naszych warsztatów pracy oraz otworzy drogę nowym, rewolucyjnym metodom pracy.

Współzawodnictwo i wynalazczość robotników, inżynierów i techników rodzi się z jednego pnia, z nowego, socjalistycznego stosunku do pracy.

II. W celu zapewnienia pełnego włączenia się inżynierów i techników do masowego ruchu współzawodnictwa i wynalazczości pracowniczej, Naczelna Organizacja Techniczna w porozumieniu z Centralną Radą Związków Zawodowych zaleca wszystkim członkom NOT podjęcie natychmiastowej aktywnej działalności w tym kierunku przez:

1. wzmoczenie i rozwinięcie bezpośredniego udziału w akcji technicznego szkolenia i doskonalenia zawodowego,
2. wzmoczenie działalności odczytowej przez opracowywanie i wygłaszanie referatów, przede wszystkim o tematyce opartej o postęp techniczny, a w szczególności o przodującą naukę i technikę radziecką,
3. zasilanie prasy związkowej artykułami z dziedziny naukowo-technicznej,
4. czynny udział i konkretną pomoc w organizowaniu zjazdów, konferencji, pokazów, wycieczek itp.,
5. roztaczanie stałej opieki i udzielanie konkretnej pomocy Klubom Techniki i Racjonalizacji oraz Gabinetom Technicznym itp.,
6. opracowywanie tematów i programów dla kierowanej wynalazczości pracowniczej,
7. rozpracowywanie z przodownikami pracy i racjonalizatorami nowych form współzawodnictwa i wynalazczości pracowniczej oraz ich rozwoju i upowszechniania,
8. tworzenie brygad inżyniersko-robotniczych dla likwidacji wąskich gardeł i usuwania wszelkich przeszkód w produkcji i organizacji pracy.

III. Ustala się następujące szczeble współpracy techniczno-związkowej:

1. Naczelna Organizacja Techniczna z Centralną Radą Związków Zawodowych.
2. Oddziały NOT z Okręgowymi Radami Zw. Zawodowych.
3. Zarządy Główne Stowarzyszeń Techn. z Zarządami Głównymi Zw. Zaw.
4. Oddziały lub Koła Stowarzyszeń Technicznych z Zarządami Okręgowymi (Oddziałami) Zw. Zawodowych.
5. Przedstawiciele Oddziałów, lub Kół (łącznicy) Stowarzyszeń Technicznych z Radami Zakładowymi — Miejscowymi.

Niezwłoczne pełne włączenie się inżynierów i techników do ruchu współzawodnictwa i wynalazczości pracowniczej oraz systematyczna i stała praca w tej ważnej dziedzinie przyczynią się do przedterminowego wykonania Planu 6-letniego budowy podstaw socjalizmu w Polsce i zapewnienia pokoju.

