

DZIAŁ DWUNASTY.

OKRĘTOWNICTWO.

Budowa statków i silników okrętowych.

Uwagi wstępne.

Żegluga dzieli się na morską i śródziemną. Pod względem napędzania statku różróżniamy: statki spławiane siłą prądu, np. tratwy, poruszane wiosłami (wiosłowce), poruszane siłą wiatru (żaglowce), wreszcie poruszane silnikami mechanicznymi (silnikowce). Zależnie od rodzaju silnika, silnikowiec może być: parowcem, gdy ma silnik parowy; elektrowcem, gdy ma silnik elektryczny (prądnik); spalinowcem, gdy ma silnik spalinowy, np. ropowy lub naftowy. W zależności od rodzaju pędzisz (propelera) silnikowce dzielą się na kołowce, napędzane kołami łopatkowymi, i na śrubowce, napędzane śrubą. Stosownie do liczby pędziszów na statku różróżniamy dalej: jednokołowce i dwukołowce, a podobnie też jednośrubowce, dwuśrubowce, trójśrubowce i t. d. Pod względem przeznaczenia statki dzielą się na wojowce, t. j. statki wojenne, i na przewozowce, służące do przewozu osób i towarów. Wojowce są przeznaczone bądź do boju (bojowce), bądź do straż (strażowce), bądź też wreszcie do wywiadów (wywiadowce). Wprawdzie trudno określić rodzaje te ścisłymi granicami, gdyż i wojowiec strażniczy lub wywiadowczy może brać udział w bitwie i naodwrot. Naogół jednak do bojowców należy zaliczyć przedewszystkiem pancerniki. Dalej zaś co do swej istoty są jeszcze bojowcami: torpedowce i przeciwtorpedowce, oraz łodzie podwodne, aczkolwiek tych rodzaj statków nie zaliczają zazwyczaj do bojowców, których nazwę ograniczają do pancerników. Do strażowców zaliczamy przedewszystkiem krążowce, które jednak biorą udział i w bitwach, a również pełnią i służbę wywiadowczą. Do przewozu wojska służą bądź to same wojowce, bądź też, zwłaszcza dla większej ilości wojska, zwykłe przewozowce handlowe pod strażą wojowców.

Przewozowce należałoby podzielić na przewozowce właściwe, służące do przewozu osób i towarów, i na przewozowce przeznaczenia swoistego, które wprawdzie przewożą osoby lub towary, lecz jest to ich celem drugorzędnym, niezbędnym do spełnienia zadania właściwego, np. dozoru portowego lub celnego, rybołówstwa, holowania statków, rozrywki (jachty) i t. p. Właściwe statki przewozowe dzielimy na towarowce i osobowce. Towarowce służą wyłącz-

nie do przewozu towarów, celem osobowców jest przewożenie podróżnych, zazwyczaj jednak przewożą one równocześnie i towary pospieszne.

I. KADŁUB OKRĘTOWY.

Podwaliną statku jest **stępka**, t. j. belka, przechodząca poosiowo wzdłuż pod całym statkiem. Przedłużenie jej, wznoszące się w górę na przodzie statku, czyli na jego dzióbie (sztapie) zwać będziemy **dzióbnicą**, a podobne przedłużenie tylnie, **tylnicą**. Poszycie statku wspiera się jednak nie tylko na stępce dzióbnicy i tylnicy, lecz i na całym szeregu **wręg** obustronnych, stanowiących niejako żebra statku, które dolnym końcem łączą się ze stępką, w górnym zaś rozpierają się nawzajem za pośrednictwem poprzecznic, podtrzymujących pokład, a **pokładnicami** zwanych. Dłuższe wręgi wymagają i rozpór pośrednich, które są zarazem poprzecznicami, podpierającymi stropy pośrednie. Para takich wręg naprzeciwnych zwie się **dwuwręgiem**, a pole przekroju statku, objęte zewnętrznym obrysiem dwuwręgu, **owręgiem**. Między wręgami właściwymi, t. j. o pełnej długości, wstawiają się wręgi krótsze, czyli **półwręgi**, a mianowicie w celu gęstszeo usztywnienia podwodnej części statku, na którą działa napór wody. Wręga i półwręga mają kształt wygięty, przystosowany do przekroju poszycia statku, a jego część zaoblona, w której dno przechodzi w ścianę burtową, zwiemy **obłem**. Dno statku od stępki do tego obła wznosi się zazwyczaj łagodnie, a pochyłość tę zwiemy **wspięciem**, miarę zaś tego wzniosu: **wspionem**.

Główny strop okrętu zwiemy jego **pokładem**, obrzeże zaś pokładu, **burtą**, wyżej ponad nim leżące **pomostami** (np. pomost odburzny lub odburznią, pomost sterniczny i t. p.), a stropy, pod pokładem leżące, wprost stropami. Przestrzenie między poszczególnymi stropami mogą otrzymać nazwę piętr. We wielkich statkach mamy, nie jedno, lecz kilka piętr pod pokładem pod sobą, a najlepiej rozróżniać je, tak samo jak i stropy podpokładowe, liczbami porządkowymi, licząc je od pokładu w dół, a więc piętro pierwsze, drugie, trzecie i t. d. Dolna przestrzeń najniższego piętra, a więc przestrzeń tuż nad stępką tworzy **zrzę**, w której zbierają się przecieki, przenikające do wnętrza statku przez nieszczelności poszycia, jakoteż i ścieki (np. od pomywania podłóg) z piętr podwodnych.

Statek dzieli się często na pewną liczbę **grodzieni**, przedzielonych od siebie szczelnymi **grodziami** (ściankami), a to w celu niezalewania całej przestrzeni statku, gdy się poszycie przedziurawi w jednej grodzieni i woda ją zaleje. Jeżeli grodzie te nie sięgają aż do właściwego pokładu, lecz tylko do jednego ze stropów niższych, to strop taki zwiemy **grodczem**.

A. Zewnętrzny kształt statku.

a. Pojęcia ogólne, wymiary i oznaczenia.

1. Najważniejszym wymiarem statku płynącego jest jego **zagłęb**, od niego bowiem zależy możność przepłynięcia przez wody bardziej płytkie. **Zagłęb istotny**, zależny od chwilowego obciążenia statku, należy odróżniać od **zagłębienia zasadniczego**, podług którego obliczamy projekt statku, a który oznaczać będziemy przez **T** . Statek może się zagłębiać bardziej na tyle lub na przodzie. Taką różnicę zagłębienia zwiemy **przegłębieniem**, a właściwość statku, że się jednym końcem przegłębia, przegłębnością, różniąc **przegłębność dziobową**, względnie **tylną**. Zagłęb istotny mierzymy wraz z przegłębieniem, a więc od poziomu wody do spodu najniższej części stępki. Zagłęb zasadniczy natomiast mierzy się od poziomu wody do spodu stępki w połowie długości statku (p. 3).

2. **Wodnicą** nazywamy poziomy przekrój statku nieprzechylonego. Wodnica jest zatem przecięciem nieprzechylonego statku i poziomą wody, a dla każdego poszczególnego zagłębienia statku w wodzie otrzymamy odpowiednią wodnicę. Wodnicę, przynależną do zagłębienia zasadniczego, zwiemy **wodnicą zasadniczą**. Gdy statek jest przechylony w bok lub pochylony w kierunku poosiowym, to przekrój statku (w chwilowym jego położeniu) z poziomem wody, zwiemy **plywnicą**. Tak wodnice jak i plywnice są figurami płaskimi, których obrys jest przecięciem się poziomu wody i zewnętrznej powierzchni poszycia. Rozróżniać wypada obrys tych figur, ich pola, wrzeczcie ich linie przecięcia się z płaszczyznami przekrojów poprzecznych i podłużnych statku *).

3. Zasadnicze wymiary statku.

Długość L między pionami mierzą w Niemczech poosiowo w poziomie wodnicy zasadniczej, pionami zaś statku zwiążą piony, a raczej prostopadłe do płaszczyzny wodnicy zasadniczej w jej dziobowym i tylnym końcu. Koniec ten liczy się jednak po zewnętrznej stronie poszycia, a więc bez wysokości dziobnicy, względnie tylnicy. Gdy statek posiada ster odciążony, a więc gdy nie posiada właściwej tylnicy, za tylny pion uważają oś wrzeczona sterowej.

W Anglii długość L mierzą w poziomie pokładu między pionami, przełożonymi przez zewnętrzną stronę dziobnicy, wzgl. tylnicy, lecz na wojowcach i jachtach w poziomie wodnicy ładunkowej.

Od tej długości między pionami należy odróżniać **całkowitą długość statku**, wogóle zaś wypada zawsze jasno określić, jak długo mierzone.

Szerokość B statku zwiemy największy wymiar jego części podwodnej w kierunku szerokości. Szerz tę mierzymy między zewnętrznymi powierzchniami poszycia drewnianego, lecz przy poszyciu że-

*) Dodawać będziemy owe wyróżniki: obrys, pole, względnie przecięcie się (czyli linia) wodnicy lub plywnicy tylko wtenczas, gdy bez nich opis stałby się niejasnym, w przeciwnym zaś razie wszystkie te pojęcia zwać będziemy skrótowem mianem wodnicy, względnie plywnicy.

laniem zaniedbujemy jego grubość, mierząc ową szerz między zewnętrznymi powierzchniami wręg.

Boczna wyż H statku mierzy się w przekroju na połowie dłuży między pionami, a mianowicie od poziomu, przełożonego przez wierzch pokładnicy przy burcie, do wierzchu stępki, a przy poszyciu drewnianem, do najniższego punktu poszycia w tym przekroju środkowym.

Prześwitna wyż RT statku jest miarą prześwitu między wręgą a pokładem w środku statku, czyli odstępem pionowym między wierzchami wręgi i pokładnicy, z uwzględnieniem strzałki jej wykłębłości.

4. **Wspięciem** nazywamy pochyłość dna okrętowego między stępką a obłem, wyrażoną jako stosunek, jako kąt lub w odsetkach, **wspionem** natomiast pionową miarę tego wspięcia w m.

5. Poosiową część pokładu zwiemy jego **grzbietem**, jego obrzeże po bokach **przyburciem**. Sama zaś burta jest to wierzchnia krawędź poszycia na właściwym kadłubie okrętowym, a więc bez uwzględnienia jego nadbudówek. Rzut przyburcia na poosiową płaszczyznę pionową może być w statkach rzecznych i linią prostą, nawet poziomą, na statkach morskich natomiast bywa on zawsze krzywą wklęsłą, którą nazwiemy **zwyżkową**. Rzędne tej krzywej, mierzone od poziomej, stykającej się z jej punktem najniższym, zwać będziemy **zwyżkami** (przyburcia).

6. Pokład w kierunku długości jest wklęsły, lecz w poszczególnych przekrojach poprzecznych wykłębły, czyli wypukły. Strzałkę tej wykłębłości zwiemy **wyklęsem** pokładu, wzgl. pokładnicy.

7. **Owrężę zasadnicze** jest to podwodne pole przekroju w najszerszym miejscu statku, które leży ponajczęściej w połowie dłuży statku.

8. **Wynios burty**, t. j. miara jej wyniosłości ponad wodą, jest zazwyczaj różnicą $H - T$.

9. **Wyprzeń** jest to bryła wody, wypartej przez statek, a jej objętość w m^3 zwiemy **wypornością V** statku, wagę zaś wody wypartej, a zarazem i siłę, wypierającą statek z wody, **wyporem P** . Rozumie się, że wypór równa się wadze statku. Jeżeli m^3 wody (morskiej) waży γ ton, to wypór $P = \gamma V$. **Wypornością zapasową** nazwano objętość nadwodnej części kadłuba okrętowego.

10. **Środkiem F wyporu** zwiemy środek ciężkości wyprzeni, a środek ten leży na pionie spólnym ze środkiem ciężkości G samego statku, spokojnie pływającego. **Osią ciężkości** statku będzie linia pionowa, przechodząca przez jego środek ciężkości, gdy statek jest nieprzechylony, a więc oś prostopadła do wodnicy.

11. **Nibyśrodek** (metacentrum) M jest to punkt przecięcia się osi ciężkości statku, przechylonego o różniczkę kąta, z pionem, przechodzącym przez środek wyporu (p. rys. 1037 i 1039). Rozróżniamy **nibyśrodek szerzy** w poprzecznym przekroju statku (p. M , a raczej dla przechylenia o φ , $M\varphi$ w rys. 1037), oraz **nibyśrodek dłuży** (M_1 w rys. 1039). Przechylenia poprzeczne i pochylenia podłużne statku przedstawiają się jako wahania środka ciężkości G

około nibyśrodku M , wzgl. M_1 , a wahanie, złożone z dwóch tych wahań, a więc wahanie około pewnej osi chwilowej, nazywamy bujaniem się statku.

12. Pełnotliwość statku jest to stosunek objętości wyprzeni, wzgl. jej pól przekrojowych, do tychże wielkości prostopadłościanu, o wymiarach L , B i T . Rozróżniamy zatem:

a) Pełnotliwość wodnicy zasadniczej α :

$$\alpha = \frac{\text{pole wodnicy zasadniczej}}{L \cdot B}$$

b) Pełnotliwość owręza głównego β :

$$\beta = \frac{\text{owręże główne}}{B \cdot T}$$

c) Pełnotliwość objętościową δ :

$$\delta = \frac{V}{L \cdot B \cdot T}$$

d) Pełnotliwość względną φ , t. j. stosunek objętości wyprzeni do objętości bryły o długości L i o przekroju owręza zasadniczego:

$$\varphi = \frac{V}{L \times \text{owręże zas.}} = \frac{\delta}{\beta}$$

b. Kształt statku.

1. Stosunek wymiarów zasadniczych.

Zagłęb : szerzy $T : B$.

Żaglowce średnio	0,38 do 0,47	
Nowsze jachty żaglowe, z naciążem zewnętrznym	do 0,8	
Nowsze żaglowce {	barki	0,51 do 0,53
	statki pełnożaglone (fregaty)	0,49 do 0,50
	barki czteromasztowe	0,49
Holowce	0,2 do 0,4	
Parowce rybackie	0,48	
Szybkie parowce strażnicze	0,19 do 0,30	
Dwuśrubowce pospieszne	0,35 do 0,43	
Towarowce parowe	0,45 do 0,54	
Kołowce rzeczne {	pospieszne	0,13 do 0,14
	holowce	0,11 do 0,13

Dłuż : szerzy $L : B$.

Wartości {	rosyjskie popówki	1
	krańcowe francuskie parowce rzeczne	20
Dawniejsze żaglowce	3,75 do 4,5	
" klipry (szybkie żaglowce do przewozu herbaty)	5 do 7	
Nowsze statki drewniane, nie ponad	6,25	
Mniejsze " "	3 do 5,75	

Nowsze	f barki i statki pełnożaglone	6,2	do 6,3
żaglowce		barki czteromasztowe	6,6
Holowce			4
Parowce rybackie		4,85	do 4,95
Szybkie parowce strażnicze		8,0	do 9,4
Dwuśrubowce pospieszne		7,9	do 9,7
Towarowce parowe		6,7	do 8,5
Kołowce rzeczne	f pospieszne	10	do 11
	holowce	7	do 9

2. Pełnotliwości (p. str. 461 Nr. 12).

Jeżeli δ wyrazimy związkiem: $\delta = \alpha\beta$, to:

$\alpha = 0,82$ do $0,96$, średnio $0,86$, a w nowszych ustrojach nawet $0,90$.

Jachty: $\delta = 0,27$ do $0,42$; łodzie rybackie $0,40$;

klipy: $\delta = 0,52$ do $0,64$.

Średnie wartości dla
nowszych żaglowców

{	barki: $\delta = 0,65$; $\beta = 0,925$.
	statki pełnożaglone: $\delta = 0,66$; $\alpha = 0,80$; $\beta = 0,89$.
	barki czteromasztowe: $\delta = 0,67$; $\beta = 0,91$.

Holowce: $\delta = 0,5$ do $0,6$; a $\beta =$ średnio $0,75$.

Parowce rybackie, wartości średnie: $\delta = 0,45$; $\beta = 0,75$.

Szybkie parowce strażnicze: $\delta = 0,57$ do $0,61$; $\alpha = 0,71$; $\beta = 0,91$
do $0,97$.

Dwuśrubowce pospieszne: $\delta = 0,58$ do $0,63$; $\beta = 0,89$ do $0,94$.

Towarowce parowe: $\delta = 0,65$ do $0,80$; $\beta = 0,90$ do $0,98$.

Kołowce

{	pospieszne: $\delta = 0,60$ do $0,64$; $\alpha = 0,77$ do $0,80$; $\beta = 0,92$ do $0,98$.
	rzeczne
	holowce: $\delta = 0,75$ do $0,85$; $\alpha = 0,87$; $\beta = 0,95$ do $0,99$.

3. Zwyżka (p. str. 460 Nr. 5).

Zwyżka przyburcia nie przekracza zazwyczaj wartości $0,02$ do $0,04 L$. Najniższy punkt wykresowej zwyżek leży około $\frac{1}{8} L$ ku tyłowi od środka statku, a od poziomej owego punktu najniższego mierzymy zwyżki przyburcia. Zwyżka tylna bywa dwa razy mniejsza od dzióbowej. Wojowce otrzymują bardzo małe zwyżki, a nawet pokład niezwyższany.

4. Wyklęs (p. str. 460 Nr. 6).

Wyklęs pokładu, t. j. strzałka jego wyklęsłości poprzecznej, bywa $0,02 B$, a podkładnice (poprzeczne) wyginamy na taki sam wyklęs. Wyklęsłość ta przebiega w postaci paraboli, którą najdogodniej wykreślić podług rys. 20 str. 110 T. I. W rysunku tym jednakże przedstawiono tylko zasadę, a w danym przypadku poszczególne HG byłoby kresą poziomą o długości B , a punkt P leżałby prostopadle nad środkiem tej kresy, w odległości dwa razy większej niż pożądaną wyklęs.

5. Wzory przybliżone.

α. Środek wyporu F leży w środku ciężkości wyprzeni, a mianowicie poniżej wodnicy zasadniczej, w odległości od niej:

$$\left(\frac{1}{2} + \frac{\delta}{\alpha}\right) \frac{T}{3}, \text{ lub}$$

w przybliżeniu: $(0,10 + 0,36 \beta) T^*$.

Wznios tegoż środka F , ponad wierzch stępki, bywa:

w parowcach towarowych	0,55 do 0,56	T
„ „ pocztowych	0,56 „	0,58 „
„ „ pospiesznych	0,58 „	0,60 „
w pancernikach	0,55 „	0,57 „
w żaglowcach większych	0,56 „	0,58 „

β. Nibyśrodek M (metacentrum) leży pionowo ponad środkiem F wyprzeni w odstępnie:

$$FM = (0,008 + 0,0745 \alpha^2) \frac{B^2}{T\delta} = \frac{LB^3}{V} \frac{\alpha^3}{2(\alpha+1)(2\alpha+1)},$$

gdy chodzi o nibyśrodek szerzy, t. j. w przekroju poprzecznym, a

$$FM' = (0,008 + 0,077 \alpha^3) \frac{L^2}{T\delta}, \text{ gdy chodzi o nibyśrodek dłuży, t. j.}$$

w przekroju podłużnym statku.

γ. Środek ciężkości statku, a raczej jego kadłuba pustego (bez silników, osprzętu i urządzenia), leży o $\frac{1}{3}H$ (a w statku o dnie podwójnym $0,4H$) poniżej górnego krańca bocznej wysokości H , a około 0,5 m ku tyłowi od środka całkowitej dłuży statku. Położenie to zmienia się jeszcze przez nadbudówki i t. p., które wypada uwzględnić dodatkowo.

δ. Wznios nibyśrodką ponad środek ciężkości statku miewają:

Dawne statki pełnożaglone (fregaty)	2,2 m
Pancerniki dawniejsze	1,2 do 1,5 m
„ nowsze	około 1,1 m
Parowce osobowe morskie	0,4 do 0,6 m
„ towarowe	0,4 do 0,5 m
„ rzeczne	1 do 3 m

Ogólnie uważają, że w parowych handlowcach morskich wznios ten nie powinienby przekraczać 0,6 do 0,75 m, a dla statków, które stosują i żagle, 1 m, w naładowanych parowcach transatlantycznych uważają nawet 0,3 m za dostateczne.

c. Sposób obliczenia.

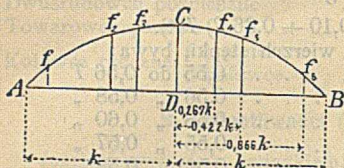
1. Zasady obliczenia.

a) Objętość wyprzeni i jej środek ciężkości, a więc wielkość i środek wyporu dla statku zaprojektowanego, obliczamy w sposób następujący: Wykreślamy poszczególne wodnice i owręża statku, dobierając nienadmierne odstępy między sąsiednimi wodnicami,

*) Normand: Mémoire sur l'application de l'algebre aux calculs des batiments de mer, Paryż 1864.

względnie owrężami, a to w zależności od kształtu statku. Obliczamy pola poszczególnych wodnic i owręży, bądź to rozdzielając je na paski równoległe, bądź też za pomocą planimetru. Z pól tych zestawiamy wykres, biorąc za odcięte odległości poszczególnych przekrojów od punktu początkowego, a ich pola za rzędne. Z wykresu tego obliczamy objętość za pomocą wzoru Simpson'a i t. p., lub za pomocą planimetru, a oddalenia środków ciężkości za pomocą tychże wzorów lub wykreślenie.

Rys. 1035.



Co do wzoru Simpson'a por. str. 132 i 133 T. I, tu zaś podajemy nadzwyczaj dokładny wzór Czebyszewa do obliczania powierzchni i położenia środka ciężkości. Jeżeli mamy obliczyć pole figury przedstawionej w rys. 1035, to oznaczamy wartości rzędnych $f_1, f_2, f_3, f_4, f_5, f_6$ w miejscach, określonych w rysunku przez ich odległości od środkowego punktu D . Rzędne po lewej stronie leżą w odległościach symetrycznych względem prawych. Natenczas otrzymamy:

a) pole powierzchni:

$$F = \frac{1}{3} k (f_1 + f_2 + f_3 + f_4 + f_5 + f_6).$$

β) Odległość środka ciężkości pola od A :

$$d = \frac{k (0,134 f_1 + 0,578 f_2 + 0,733 f_3 + 1,267 f_4 + 1,422 f_5 + 1,866 f_6)}{f_1 + f_2 + f_3 + f_4 + f_5 + f_6}.$$

Gdy $f_1, f_2, f_3 \dots$ przedstawiają rzędne o wymiarach liniowych, wzory powyższe określają nam pole, wzgl. jego środek ciężkości. Gdy natomiast rzędne $f_1, f_2, f_3 \dots$ przedstawiają już pola poszczególnych owręży, wzory powyższe dadzą nam jako wynik objętość wyprzeni i odległość jej środka ciężkości.

b) **Momenty bezwładności wodnic** (wzory podajemy dla całego pola wodnicy).

α) Względem osi podłużnej (osi symetrii):

$J = \frac{2}{3} \int y^3 dx$, w którym to wzorze przez x oznaczono odcięte na osi symetrii, a przez y rzędne obrysu wodnicy, liczone od tejże osi. Zastępując całkę powyższą wzorem Simpson'a (str. 132 i 133 T. I) otrzymamy:

$$J = \frac{2}{3} \cdot \frac{1}{3} x (1y_0^3 + 4y_1^3 + 2y_2^3 + \dots + 1y_n^3).$$

β) Względem osi poprzecznej, przełożonej przez środek ciężkości pola wodnicy:

$$J_1 = 2 \int y dx (px)^2,$$

a całkę tę możemy obliczyć wzorem Simpson'a, np. przy podziale na 8 równych odstępów między rzędniemi:

$$J_1 = \frac{2}{3} x^3 (4^2 y_0 + 4 \cdot 3^2 y_1 + 2 \cdot 2^2 y_2 + 4 \cdot 1^2 y_3 + 2 \cdot 0^2 y_4 + 4 \cdot 1^2 y_5 + 2 \cdot 2^2 y_6 + 4 \cdot 3^2 y_7 + 4^2 y_8).$$

c) Wznios nibyśrodk M (metacentrum) nad środkiem F wyprzeni obliczamy podług wzoru:

$$MF = \frac{J}{V},$$

w którym moment J wodnicy odnosimy do osi podłużnej, gdy chodzi o nibyśrodek M_{φ} szerzy (rys. 1037 str. 470), a do poprzecznej, gdy chodzi o nibyśrodek M_1 długości (rys. 1039 str. 476).

2. Projektowanie kadłuba okrętowego.

1. Zasady ogólne.

Do projektowania niezbędnymi są dane poniższe:

1. Rodzaj statku (żaglowiec czy parowiec, dno pojedyncze czy podwójne, żądane stropy, pomosty i t. p.).
2. Przeznaczenie statku (osobowiec, towarowiec i t. p.).
3. Po jakich wodach ma pływać (rzeki, morza, w strefie umiarkowanej czy podrównikowej i t. p.).
4. Nośność, liczba podróźnych i t. p.
5. Zapasy zabierane (ilość węgla, wody, żywności i t. p.).
6. Pożądane wymiary główne.
7. Zagłęb największy i wznios burty.
8. Klasa porządkowa i rodzaj ustroju.
9. Wymagana prędkość jazdy.
10. Rodzaj urządzenia silnikowego.
11. Sposób ozaglenia.
12. Ilość załogi.
13. Żądania dodatkowe, dotyczące np. niepograżności, naciąży, wzmocnienia przeciw krzce, długości towarowni, rozmiarów czeluści ładunkowych i t. p.
14. Wymagania, dotyczące osprzętu i urządzenia statku.
15. Dla wojowców: liczba i rodzaj dział, rodzaj opancerzenia, ilość amunicji i t. p.
16. Wymagania nadzwyczajne dla statków o swoistem przeznaczeniu.
17. Koszt budowy, jakiego nie mamy przekroczyć.

Jeżeli nie określono z góry wymiarów zasadniczych T , B , L i V statku, to oznaczamy je, wzorując się na statkach wykonanych, o ustroju pokrewnym, np. zaczerpując ze zestawień na str. 461 i 462 stosowne wartości $L:B$, $T:B$, oraz δ , a V określamy przybliżenie podług nośności, ustroju i t. p., poczem obliczamy szerz B ze wzoru:

$$B = \sqrt[3]{\frac{V}{\frac{L}{B} \cdot \frac{T}{B} \cdot \delta}}$$

Z założonych stosunków $L:B$ i $T:B$ i ze znanej już wartości B obliczamy pozostałe wymiary L i T , a wznios burty (H) dobieramy ocennie w przystosowaniu do danych warunków. Oznaczo-

ne w ten sposób wymiary zasadnicze należy jeszcze sprawdzić przez ich porównanie z wartościami średnimi, zaczerpniętymi z doświadczenia, a dotyczącymi:

1. wagi statku (p. str. 487 i 504),
2. prędkości jazdy i mocy silnika (p. str. 490 i nast.),
3. wagi urządzenia silnikowego (p. rozdz. III),
4. klasy porządkowej,
5. stateczności początkowej (p. str. 469 i nast.),
6. wzniosu burty (p. str. 479),
7. pojemności (p. str. 479).

Jeżeli wynik tego porównania okaże się zadawalniającym, bądź to odrazu, bądź też po wprowadzeniu stosownych poprawek w wymiarach zasadniczych, to przystępujemy do zaprojektowania zarysu samego kadłuba, a mianowicie: zarysu stępki, dzióbnicy, tylnicy, wspięcia z obłem i zwyżki. Wreszcie oznaczamy środek ciężkości wyprzeni, przyczem dobieramy stosowne pełnotliwości α i β podług danych na str. 462, posilując się nadto danymi z tablicy poniższej.

Pełnotliwości stosowane

(podług Archibalda Hogg'a).

δ	β	φ	δ	β	φ
0,35	0,625	0,56	0,60	0,938	0,64
0,40	0,714	0,56	0,65	6,948	0,685
0,45	0,789	0,57	0,70	0,965	0,725
0,50	0,862	0,58	0,75	0,970	0,773
0,55	0,917	0,60	0,80	0,975	0,82

2. Poszczególne wykresy.

Uwaga. Przy projektowaniu dzielimy zazwyczaj dłuż L między pionami na 10 równych części i obliczamy owręża dla każdego z punktów podziałowych, zagłęb zasadniczy T dzielimy natomiast na 6 równych części i obliczamy pola wodnic w punktach podziałowych.

Podług Chapman'a wykresowa owręży i wykresowa pól wodnicowych są w przybliżeniu parabolami, określonymi wzorem: $y = px^m$, jeżeli odcięte x liczyć będziemy od środka statku w obydwie strony dla owręży, a od wodnicy zasadniczej w dół dla wodnic. Rzędne y nie oznaczają jednak samych pól owrężonych, względnie pól wodnicowych, lecz dopełnienia tychże pól do pola zasadniczego (por. rys. 1036). Parametr p jest zależny od dłuży L , względnie zagłębła T , oraz od wielkości pól zasadniczych, a wykładnik m jest stałą, zależną od pełnotliwości.

α . Owrężna (wykresowa owręży).

Przy pełnotliwości β owręża, owręża zasadnicze będzie: $\beta B T$, a rzędna y owrężnej w dowolnym punkcie, w oddaleniu x od tegoż owręża zasadniczego, czyli od środka statku, będzie (por. rys. 1036 i uwagę powyższą):

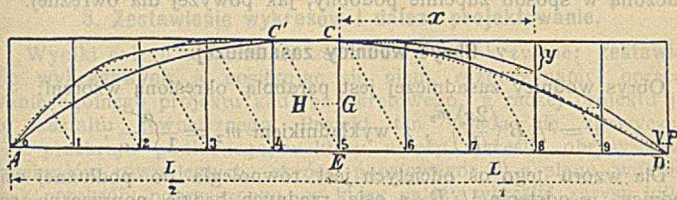
$$y = (\beta B T) \left(\frac{2x}{L} \right)^m, \text{ z wartością wykładnika } m = \frac{\delta}{\beta - \delta}.$$

Środek G ciężkości pola odcinka $ACD EA$ tej paraboli, a więc i środek przynależnej wyprzeni, leżałby poniżej wierzchołka paraboli o

$$CG = (\beta BT) \frac{\beta}{\beta + \delta}.$$

Jeżeli środek wyprzeni ma leżeć w odległości $a = GH$ od środka statku ku tyłowi, to w rys. 1036 kreślimy $GH = a$ poziomo od punktu G ku tyłowi, dalej uskośną EHC' , oraz ukośne równoległe przez wszystkie punkty podziałowe. Z każdego punktu paraboli, leżącego ponad punktem podziałowym, t. j. z końca rzędnej podziałowej, kreślimy poziome, a punkty wzajemnego przecięcia się tych poziomych, z owymi ukośnemi, przynależnemi do tego samego

Rys. 1036.



punktu podziałowego, będą punktami paraboli spazzonej, wyznaczającej pożądaną wyprzeń; parabolę tę zaostrzamy zazwyczaj jeszcze u dzioba i u tyłu, jednakże w taki sposób, aby nie zmienić przez to ani pola pod wykresową, ani jego środka ciężkości H .

Z otrzymanej tak owrężnej łatwo oznaczyć dowolne owrężce, które wykresłamy oddzielnie w postaci prostokąta o wysokości T , poczem projektujemy zarys wręgi tak, aby pole owrężone było równe polu owego prostokąta *). Wyporność, czyli objętość wyprzeni, równa się polu pod owrężną.

β. Wykresowa pół wodnicowych.

Jeżeli pełnotliwość wodnicy zasadniczej jest α , to jej pole będzie: αBL . Wykresowa pół wodnicowych będzie podobną parabolą, jak owrężna (p. powyżej pod α i uwagę poprzedzającą), lecz określoną wzorem:

$$y = (\alpha BL) \left(\frac{x}{T} \right)^{m_1}, \text{ z wykładnikiem } m_1 = \frac{\delta}{\alpha - \delta}.$$

Odcięte x liczymy od wodnicy zasadniczej w dół, a rzędne y wyznaczają nam (podobnie jak poprzednio pod α) nie same pola poszczególnych wodnic, lecz ich dopełnienia do wartości pola wodnicy zasadniczej.

*) Archibald Hogg: Tables for constructing ship lines.

Jeżeli oś odciętych przesuniemy równolegle tak, aby przechodziła przez punkt paraboli przynależnej do odciętej $x = T$, to rzędne y' , liczone od tej nowej osi, wyznaczają nam bezpośrednio pola wodnic, a pole wycinka paraboli między nową osią i osią rzędnych równa się wyporności, czyli objętości wyprzeni. Środek ciężkości tej wyprzeni leży na tej samej głębokości, co środek ciężkości owego odcinka paraboli, a odległość tegoż środka od wodnicy zasadniczej oznaczamy ze wzoru:

$$\xi = \frac{1}{2} T \left(\frac{\alpha}{2\alpha - \delta} \right).$$

Jeżeli chcemy nadać środkowi wyprzeni pewne, z góry określone położenie, a więc wyższe lub niższe względnie do otrzymanego środka ciężkości odcinka parabolicznego, to wykreślamy parabolę spazoną w sposób zupełnie podobny, jak powyżej dla owrężnej.

γ. Obrys wodnicy zasadniczej.

Obrys wodnicy zasadniczej jest parabolą, określoną wzorem:

$$y = \frac{1}{2} B \left(\frac{2x}{L} \right)^{m_2}, \text{ z wykładnikiem } m_2 = \frac{\alpha}{1 - \alpha}.$$

Dla wzoru tego oś odciętych jest równoległa do podłużnej osi wodnicy, w odstępnie $\frac{1}{2} B$, a osią rzędnych będzie poprzeczna oś wodnicy.

δ. Zarys wręgi głównej, wzgl. obrys owręża.

Obrys ten jest podobną parabolą, której wzór:

$$y = B \left(\frac{x}{T} \right)^{m_3}, \text{ z wykładnikiem } m_3 = \frac{\beta}{1 - \beta},$$

odnosimy do osi odciętych. Oś ta jest równoległa do pionowej osi statku w odstępnie $\frac{1}{2} B$ od niej, podczas gdy poprzeczna oś wodnicy zasadniczej będzie osią rzędnych.

ε. Przekrój skośny (podług Zimmermann'a).

Najważniejszym z przekrojów skośnych jest przekrój przez obło, a więc przekrój płaszczyzną, przelożoną przez podłużną oś wodnicy zasadniczej i przez punkt największej krzywosci obła. Obrys tego przekroju możemy określić wzorem paraboli:

$$y = K \left(\frac{2x}{L} \right)^{m_4}, \text{ z wykładnikiem } m_4 = \frac{k}{1 - k}.$$

Osie spórzędnych obrane podobnie jak powyżej dla wodnic pod γ. We wzorach tych wielkość K jest największym odstępnie obrys od osi, a więc rzędną w końcach statku; spóczynniki k natomiast jest pełnotliwością pola tego przekroju, a znając pełnotliwość $\varphi = \frac{\delta}{\beta}$ (por. str. 462), możemy wartość k dobrać z tablicy poniższej.

φ	k	φ	k	φ	k	φ	k	φ	k
0,34	0,504	0,48	0,580	0,62	0,669	0,76	0,774	0,88	0,881
0,36	0,513	0,50	0,592	0,64	0,683	0,78	0,792	0,90	0,900
0,38	0,523	0,52	0,605	0,66	0,688	0,80	0,808	0,92	0,920
0,40	0,534	0,54	0,617	0,68	0,713	0,82	0,827	0,94	0,940
0,42	0,546	0,56	0,628	0,70	0,729	0,84	0,845	0,96	0,960
0,44	0,558	0,58	0,642	0,72	0,742	0,86	0,862	0,98	0,980
0,46	0,569	0,60	0,656	0,74	0,759				

Obrys wykreślony podług wzoru należy jeszcze w obydwu końcach uczynić bardziej ostrawym, z zachowaniem jednakże całkowitej wielkości pola, a skuteczniejszy to ponajczęściej na oko.

3. Zestawienie wykresów i dalsze projektowanie.

Wyniki całego wykreślenia zestawiamy w tak zwane: **zestawienie wykresowych**, a posiłkując się niem, rozpoczynamy opracowanie ogólnego projektu kadłuba okrętowego, a raczej projektu jego kształtu zewnętrznego. Projekt ten składa się zazwyczaj: 1) z przekroju podłużnego, w który należy wkreślić obrysy kilku przekrojów równoległych, oprócz poosiowego; 2) z planu wodnic; 3) z przekroju poprzecznego, w który należy wkreślić zarysy kilku (zazwyczaj 10-iu) wręg, wzgl. obrysy owręży; 4) z planu przekrojów skośnych.

Podług obrysu wręgi głównej określamy przekroje samej wręgi, poczem przystępujemy do zaprojektowania całego kadłuba, z oznaczeniem przekrojów poszczególnych części ustrojowych. Wykończony projekt kadłuba wypada sprawdzić szczegółowo przez szereg obliczeń, jako to: obliczenia objętości wyprzeni, a więc i wyporu, wagi statku, stateczności statku i wytrzymałości jego części ustrojowych, niepograżności na wypadek zalania jednej z grodzieni, przęglębienia statku, wreszcie przewidzianej prędkości jazdy.

d. Stateczność, przechył i przęglęb.

Miarą stateczności statku, przechylonego o kąt φ , jest moment statyczny, usiłujący przywrócić statek w położenie pierwotne. Jest to iloczyn z wyporu i z jego chwilowej odległości od osi ciężkości statku. A że się wielkość wyporu P , jako równa wadze statku, podczas przechylania nie zmienia, więc miarą stateczności może być po-niekąd samo ramię momentu stateczności, czyli owa odległość wy-poru od środka G ciężkości statku (rys. 1037). Pierwotny środek wyporu F , wskutek przechylenia przesuwa się w punkt F_φ . Statek będzie stateczny, jeżeli moment wyporu P , a więc moment $P \cdot GH$ będzie miał dążność do przywrócenia statku w pierwotne jego po-łożenie.

Objętość każdego z klinów, zawartych między wodnicą WL a pływnicą W_1L_1 , oznaczmy przez v , środki ciężkości tychże kli-

nów przez N i N_1 , wreszcie przez J i J_1 rzuty tychże środków na (kropkowaną w rysunku) płaszczyznę poziomą, przełożoną przez punkt O .

1. **Stateczność statyczna S** (statyczny moment wyporu) będzie:

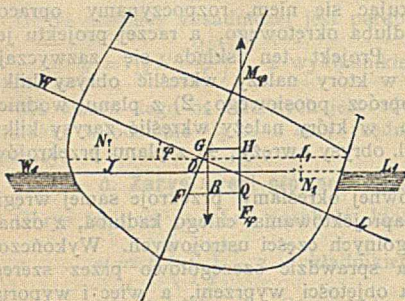
$$S = P \left(\frac{vJJ_1}{V} - FG \sin \varphi \right) \dots \dots \dots \text{(wzór Atwood'a)}.$$

2. **Stateczność dynamiczna S_d** (praca wykonana podczas przechylenia) będzie:

$$S_d = \int_0^\varphi S \cdot d\varphi = P(F_\varphi H - FG) = P[HQ + QF_\varphi - GF] = \\ = P[QF_\varphi - (GF - HQ)], \text{ czyli:}$$

$$S_d = P \left(\frac{v(JN + J_1N_1)}{V} \right) - FG(1 - \cos \varphi) \dots \text{(wzór Moseley'a)}.$$

Rys. 1037.



Drugie wyrazy wzorów powyższych zmieniają znak odjemny na dodatni, jeżeli punkt G leżeć będzie nie ponad F , lecz poniżej F , a więc gdy wartość $F'G$ zmieni swój znak. (Wartość $\cos \varphi$ zatrzymuje jednak znak odjemny).

Objętość klina po prawej stronie rysunku musi być równa objętości klina po lewej stronie, gdy się waga statku, a więc i objętość wyporu, nie zmienia.

W rysunku, a więc w przekroju, pola tych klinów nie są równe, gdyż statek ku dziobowi i tyłowi bywa znacznie szerszy w części wyższej (t. j. zanurzającej się, po stronie prawej), niż w części niższej (wynurzającej się z wody, po stronie lewej). Podczas przechylenia statku, pływającego statecznie, jego środek ciężkości G wznosi się, na co niezbędnem jest wykonanie pewnej pracy mechanicznej. Wzniesiony w ten sposób środek ciężkości statku ma dążność do opadania w położenie pierwotne, a może on to uskutecznić przez przywrócenie samego statku w położenie pierwotne.

Przesunięcie środka wyporu, t. j. środka ciężkości wyporu, oznaczamy na podstawie zasady: przesunięcie pewnego ciężaru p o d przesunąć środek ciężkości całego układu (o wadze P) równoległe do przesuwu d , o kresę $\frac{pd}{P}$.

1. Przechylenie (około osi podłużnej).

a. Obliczenie.

Obliczamy podług zasad powyżej podanych stateczność statku dla szeregu przechyłów, w odstępach wzajemnych 7 do 8°, a za-

kończając ów szereg przechylem, przy którym najniższy punkt przyburcia dosięgnie poziomu wody.

Podobnie wypada obliczyć stateczność dla całego szeregu przechyłów, nietylko dla wodnicy zasadniczej, lecz i dla innych wodnic, a więc dla statku więcej z wody wynurzonego. Szeregi tych obliczeń są bardzo znużące, a dla statku istniejącego zaleca się oznaczenie i środka ciężkości statku i jego stateczności sposobem poniższym.

β. Próbné przechylenie statku.

Warunki zewnętrzne i przygotowania przedwstępne.

1. Próbę należy wykonać w czasie zupełnego bezwiewu i przy zupełnie zwierciadlistym stanie wody.

2. Oznaczamy ciężkość właściwą wody, na której dokonywamy próby.

3. Statek w stanie pierwotnym powinien stać zupełnie prosto, t. j. bez wszelakiego przechyłu; zęza ma być zupełnie opróżniona; wszelkie przedmioty ruchome należy unieruchomić. Stan wody w kotłach ma być zwykły; wypada sprawdzić zawartości węglowni i pogród wodnych, oraz ich środki ciężkości (węgiel należy zrównać możliwie poziomo, pogrody zaś najdogodniej bądź to napełnić, bądź też opróżnić w zupełności). Przedmioty brakujące na statku, jako też znajdujące się na nim, lecz do niego nie należne, wypada uwzględnić stosownie tak co do ich wagi, jak i położenia ich środków ciężkości.

4. W płaszczyźnie poosiowej statku zawieszamy dwa lub trzy możliwie długie, a ciężkie piony tak, aby na przytwierdzonej obok desce mózdz znaczyć ich odchyły. Pomierzamy dokładnie długość każdego z pionów od punktów zawieszenia do punktu, którego odchyły mamy mierzyć.

5. Naciąg przechyłowy p rozmieszczamy na pokładzie symetrycznie, a więc tak, aby obydwie strony statku zanurzały się jednakowo. Wielkość tego naciągu bywa 0,01 do 0,03 P , jeżeli P oznacza wagę całkowitą statku. Możemy też naodwrot założyć kąt przechyłu φ , jaki zamierzamy osiągnąć, np. około 2° , a natenczas obliczyć wielkość potrzebnego naciągu ze wzorów poniższych, wprowadzając w nie wartość $M_{\varphi}G$ (rys. 1037) podług oceny. Wagę i położenie środka ciężkości poszczególnych części tego naciągu trzeba dokładnie określić.

6. Załoga schodzi ze statku, w przeciwnym zaś razie każdy z załogi musi podczas wymierzania wyników próby nie ruszać się z wyznaczonego mu miejsca.

7. Statek przyczepia się do punktów stałych linami, dokładnie poosiowo, dość luźno, a ustawia wedle możliwości w kierunku panującego wiatru lub prądu wodnego.

Sposób przeprowadzenia próby.

1. Mierzmy zagłęb dzióbowy i tylny.

2. Znaczymy początkowe położenia pionów, a po obu bokach

statku znaczymy pływnicę początkową, a więc chwilowy poziom wody.

3. Połowę naciąžu, umieszczoną np. na lewej stronie pokładu, przenosimy na stronę prawą, w położenie symetryczne, poczem mierzymy odchył pionów, a również wynur lewej strony statku i zanur prawej w połowie długości statku, a więc oznaczamy pływnicę statku przechylonego.

4. Przenosimy cały naciąż ze strony prawej na lewą, w położenie symetryczne i powtarzamy wszystkie pomiary.

5. Połowę naciąžu przenosimy powrotnie ze strony lewej na prawą, a więc przywracamy stan początkowy i sprawdzamy, czy piony i pływnica powróciły do położenia początkowego.

Obliczenia wyniku próby.

Wzajemny odstęp między środkami ciężkości obydwóch połów naciąžu oznaczamy przez $2d$, czyli odległość środka jednej połowy od płaszczyzny symetrii statku przez d . Kąt przechyłu φ obliczamy ze związków: $\operatorname{tg} \varphi$ równa się stosunkowi odchyłu pionu do jego dłuży, albo też stosunkowi zanuru, wzgl. wynuru, po bokach statku do połowy szerokości pływnicy początkowej. Stosunek ten obliczamy dla każdego z pionów i dla każdego zanuru i wynuru obydwóch przechyleń statku, a z wartości średniej określamy $\operatorname{tg} \varphi$. Z projektu statku znamy jego nibyśrodek $M\varphi$ (rys. 1037), niezależny od środka ciężkości samego statku, a położenie tego środka określimy przez kresę $M\varphi G$, którą obliczamy ze wzoru:

$$M\varphi G = \frac{pd}{(P+p)\operatorname{tg} \varphi}$$

Moment stateczności statku naciążonego jest pd dla przechyłu φ .

Położenie środka ciężkości i moment stateczności podają nam wzory powyższe dla statku naciążonego. Wartości te dla statku nienaciążonego, a z przedmiotami, których brakowało na nim podczas próby, otrzymamy przez wprowadzenie stosownych poprawek, obliczonych na zasadzie momentów statycznych tych ciężarów.

γ. Zmiana stateczności przez ciężary ruchome.

Jeżeli ciężar p przesuniemy w poprzek statku o d , to środek ciężkości G (rys. 1037) statku o wadze P , przesunie się o $\frac{pd}{P}$.

Ciężary ruchome przesuwne przy przechylaniu się statku, mogą stanowić poważne niebezpieczeństwo dla jego stateczności. Ładunki nasypne zaczynają się staczać przy przechyleniu o 25° ; naciąż wodny zaś w pogrodach przy najmniejszych przechyleniach. Gdyby wskutek takich przesunięć wartość $\Sigma \frac{pd}{P}$ stała się większą od GH

(rys. 1037), znikłaby stateczność statku, który natenczas przechyliłby się dalej, aż do zupełnego przewrócenia, o ile przy większych

przechyłach wartość GH nie stałaby się znów większą od $\sum \frac{pd}{P}$.

Dlatego należy możliwie zapobiegać przesuwności ciężarów, a więc ciężary stałe ładować jak najszczelniej, towarami sypnymi wypełniać poszczególne przedziały aż po sam strop, zmniejszać te przedziały przez przegrody podłużne, a pogrody na ładunki ciekłe (np. naftę) lub na naciąg wodny, wypełniać aż po sam strop. Swobodną przestrzeń, niezbędną na rozszerzanie się cieczy, wytwarzamy natenczas przez rurowate nadstawki pionowe ponad stropem. Ciecz wypełnia nie tylko całą pogrodę w zupełności, lecz i dolną część owej nadstawki, skutkiem czego nieznaczne ilości cieczy, przesuwać się w tych nadstawkach podczas przechylenia, pozostają prawie bez wpływu na stateczność statku, gdyż przesuw ich d jest bardzo mały, a to z powodu względnie małej średnicy owych nadstawek. Ciężar swobodny, zawieszony wahlwie, aczkolwiek ruchomy, nie zmienia stateczności statku, gdyż pod tym względem można go uważać za działający w punkcie zawieszenia.

d. Stateczność statku z grodzią zalaną.

Jeżeli poszycie statku jest tak nieszczelne (np. przedziurawione), że woda zaleje jedną lub kilka jego grodzi, to statek zagłębi się bardziej, a natenczas należałoby obliczyć objętość i środek ciężkości nowej wyprzeni na zasadzie wodnicy wyżej położonej, leżącej w poziomie tej pływnicy, jaka się w istocie ustali. Od całej objętości owej wyprzeni należy potrącić objętość wody, która zalała grodzie, a więc pojemność tych grodzi, zmniejszoną o objętość ładunków zalanych. Skutkiem takiego zalania środek ciężkości statku nie zmienia zazwyczaj swego położenia, a że i waga statku wraz z ładunkiem (bez wody zalewającej) pozostaje również bez zmiany, więc objętość nowej wyprzeni (po potrąceniu wody zalewającej) równa będzie objętości wyprzeni pierwotnej, t. j. przed zalaniem statku.

e. Stateczność statku pod żaglami.

Pod niezarpnięciem parciem wiatru na żagle, statek przechyla się i ustala swój kąt przechyłu φ w ten sposób, że moment stateczności dla tego kąta φ pozostaje w równowadze z przechylającym momentem parcia wiatru.

Jeżeli dla odciętych φ wykreślimy rzędne, wyrażające przynależne momenty stateczności, otrzymamy zwykłą **wykresową stateczności**. W rys. 1038 przedstawiono taką wykresową S w granicach od $\varphi = 0^\circ$ do $\varphi = 90^\circ$, lecz nawiniętą na powierzchnię półwalca, skutkiem czego odcięte zamiast wartości φ przedstawiają wartość $(1 - \cos 2\varphi) = 2 \sin^2 \varphi$. Taka **skurczona** wykresowa stateczności S ma tę zaletę, że wykresowa momentu parcia wiatru przedstawi się w niej w postaci linii prostej W . Moment parcia wiatru na żagiel pionowo stojący niechaj będzie m , to, gdy statek przechyli się o φ ,

moment ten będzie $m \cos^2 \varphi$. W rys. 1038, gdybyśmy przedłużyli prostą W aż do rzędnej w punkcie 0, to rzędna ta prostej W przedstawiałaby nam moment m dla statku niepochyłonego. Dla dowolnego φ , czyli dla odciętej $2 \sin^2 \varphi$, rzędną y prostej W otrzymamy ze stosunku:

$$2 : m = (2 - 2 \sin^2 \varphi) : y, \text{ czyli}$$

$$y = m(1 - \sin^2 \varphi) = m \cos^2 \varphi$$

Prosta W przedstawia zatem w istocie wykresową momentu parcia wiatru na żagle.

Podług Rankin'a doświadczenie wykazało, że stateczność statku użagłonego będzie wystarczająca, jeżeli wykresową W tak wkreślimy we wykres stateczności, aby punkty przecięcia się obydwóch wykresowych leżały we wzajemnym odstępnie 39° . Gdy statek przechyli się aż do kąta odpowiadającego punktowi przecięcia a , moment parcia wiatru równa się momentowi stateczności, gdyż rzędne obydwóch wykresowych są te same. Przy dalszym przechylaniu o następne 39° moment stateczności byłby stale większym od momentu parcia wiatru, czyli stateczność dążyłaby do powrotnego wyprostowania statku, co daje zapas bezpieczeństwa przeciw wywróceniu statku przez uderzenia fali.

Tak przedstawiałyby się stosunki, gdy wiatr wieje strumieniem ciągłym bez uderzeń i podrywów. Uderzenia wiatru powodują jednak w przybliżeniu dwa razy większe przechyły statku, niż ciągły strumień wiatru tej samej prędkości, i dlatego liczą zazwyczaj na przechyły (wskutek wiatru bez podrywów) dwa razy mniejsze, niż wypadaloby z wykresu (rys. 1038). Natenczas wykresowa W przecięłaby wykresową S nie w punkcie a (odpowiadającym przechyłowi 37°), lecz w punkcie odpowiadającym przechyłowi dwa razy mniejszemu (około $18\frac{1}{2}^\circ$). Przy nagłym bowiem uderzeniu wiatru miarodajną dla równowagi jest nie stateczność statyczna, lecz dynamiczna, t. j. praca wykonana przez moment stateczności podczas przechylania statku, a praca ta musi znieść pracę parcia wiatru, t. j. naporu pomnożonego przez drogę, jaką środek ciężkości pola żagli przebywa podczas przechylania statku.

Jeżeli wykres skurczony (rys. 1038) rozwiniemy powrotnie z powierzchni półwalcowej na płaszczyznę, to w takim wykresie nieskurczonym pole między wykresową S (wzgl. W), a osią odciętych, leżące między osią rzędnych, a dozwoloną rzędną, przedstawi nam pracę stateczności (względnie pracę parcia wiatru). Statek pod uderzeniem wiatru przechylił się zatem aż do kąta φ , którego rzędna ograniczy jednakowe pola z wykresu S i z wykresu W . (Jak już wspomniano, pochyłość wykresowej W powinna być dla takich uderzeń być mniejsza niż w rys.

1038, a mianowicie punkt α powinienby leżeć na wykresowej S w punkcie odpowiadającym wartości $\varphi = 18\frac{1}{2}^{\circ}$, a natenczas zrównanie się owych dwóch prac, czyli obydwóch pól wykresu nastąpiłoby przy przechyle $\varphi \approx 37^{\circ}$.

Podług ostrożnie wkręślonej wykresowej W (zazwyczaj liczą tak, aby statek w czasie żaglowania przechylał się tylko o 8 do 10^o, jachty i mniejsze łodzie więcej), oznaczamy wartość jej rzędnej m dla $\varphi = 0$, która przedstawia nam bezpieczny moment parcia wiatru na żagle statku prosto stojącego. Podług tego momentu określamy pole i rozmieszczenie ożaglenia dla wiatrów różnej siły, rozumie się z uwzględnieniem i tej okoliczności, że przechylająca siła wiatru zmniejsza się i w miarę tego, jak się zwiększa kąt, pod którym ustawiamy żagle względem osi statku. Dalsze szczegóły podano na str. 498 i nast.

Stopniowanie wiatrów podług Beaufort'a.

W i a t r y				F a l a		
Stopień	Nazwa wiatru	Prędkość wiatru		Stopień	Rodzaj fali	Wysokość fal w m
		m/sek.	mil morsk. godz.			
0	Bezwietrze lub powiewik . . .	o do 1,3	o do 2,5	o do 0,2	o Morze zwierciadliste	o
1	Powiew	3,6	7	1,5	1 Morze spokojne . . .	< 1
2	Wietrzyk	5,8	11,3	4,1	2 „ pomarszcz. . .	1—2
3	Słaby wiatr . . .	8,0	15,6	7,7	3 „ pofalowane . .	2—3
4	Mierny wiatr . .	10,3	20,0	12,6	4 „ rozigrane . .	3—4
5	Dobry wiatr . . .	12,5	24,3	18,9	5 „ rozfalowane . .	4—5
6	Silny wiatr . . .	15,2	29,6	27,9	6 „ wzburzone . .	6—7
7	Wicher	17,9	34,8	38,7	7 Fala spiętrzona . .	8—9
8	Wicher burzliwy	21,5	41,8	55,6		
9	Burza	25,0	48,6	75,6	8 Bałwany spiętrzone.	10—12
10	Silna burza . . .	29,1	56,6	102,5		
11	Gwałtown. burza	35,5	65,1	135,7	9 Morze rozwściecz. .	> 12
12	Orkan	40,2	78,1	195,5		

Uwaga. Przy wietrze Nr. 1 statek zaczyna już być posłusznym sterowi, przy Nr. 2 osiąga prędkość 1 do 2 węzłów, przy Nr. 3 prędkość 3 do 4 węzłów, a przy Nr. 4 prędkość 5 do 6 węzłów. Przy Nr. 5 zwijamy nadszczyce; przy Nr. 6 szczyce, a wyżle fałdujemy raz; przy Nr. 7 fałdujemy drugi raz wyżle, a dzióbke też dwa razy; przy Nr. 8 fałdujemy trzykrotnie wyżle, dzióbke i t. p.; przy Nr. 9 fałdujemy zupełnie wyżle i pniele, z wyjątkiem wyżla wielkiego; przy Nr. 10 fałdujemy zupełnie i wyżle wielki; przy Nr. 11 zwijamy wszystkie żagle, nawet dzióbke, rozpinając jedynie przewięziel odburzny, a w jego braku fałdźmy zupełnie wyżle wielki, rozpinając małą tylko jego część przy pęcie zawietrznej. (Nazwy powyższe żagli i t. p. str. 498 i n.).

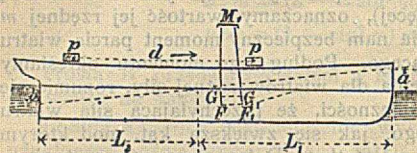
2. Pochylenie (około osi poprzecznej) i przegłęb.

Zadanie polega na oznaczeniu zagłębienia dziobowego i tylnego dla danego położenia środka G ciężkości statku i dla danej wagi statku.

a. Obliczenie podług znanego nibyśrodk.

W rys. 1039 pierwotny środek G ciężkości statku, którego waga jest P , przesuwa się do G_1 , skutkiem czego statek pochyli się aż do pływnicy kropkowanej.

Rys. 1039.



Przesunięcie środka ciężkości mogło nastąpić np. przez przesunięcie ciężaru p z położenia pierwotnego w kierunku strzałki o d .

Jeżeli statek pochyli się o kąt ψ , który niechaj będzie względnie mały, to otrzymamy poniższe wzory: zanur dzióbowy $a = L_1 \psi$, wynur tylny $b = L_2 \psi$, a suma:

$$a + b = (L_1 + L_2) \psi = L \psi, \text{ jest przegłębiem.}$$

Nibyśrodek M_1 leży na przecięciu się linii GM_1 , prostopadłej do pływnicy pierwotnej i G_1M_1 , prostopadłej do pływnicy kropkowanej. Kąt zawarty między M_1G i M_1G_1 jest równy kątowi pochylenia ψ . Przesunięcie środka ciężkości będzie: $G G_1 = M_1 G \cdot \psi$.

Moment przegłębiający, t. j. moment, który pochyła statek o wadze P będzie zatem:

$$T_r = P \cdot G G_1 = P \cdot M_1 G \cdot \psi,$$

a wprowadzając ze wzoru pierwszego wartość:

$$\psi = \frac{a + b}{L}, \text{ otrzymamy:}$$

$$T_r = P \cdot M_1 G \cdot \frac{a + b}{L}.$$

Dla przegłębia jednostkowego, t. j. dla wartości $a + b = 1$ m, jednostkowy moment przegłębiający będzie:

$$T'_r = \frac{P \cdot M_1 G}{L}.$$

Znając wielkość przesuwanego ciężaru p i jego przesuw d , otrzymamy wprost moment przegłębiający:

$$T_r = p d,$$

który musi być równy poprzednio obliczonemu, a więc:

$$T_r = p d = P \cdot M_1 G \cdot \frac{a + b}{L}.$$

Ze wzoru tego otrzymamy wartość przegłębia:

$$a + b = \frac{p}{P} \cdot \frac{L}{M_1 G} \cdot d.$$

Całkowite przegłębienie rozdziela się na zanur a i wynur b w stosunku do kres $L_1 : L_2$, na jakie środek ciężkości pływnicy dzieli jej długość całkowitą L . Otrzymamy zatem:

$$\text{zanur } a = (a + b) \frac{L_1}{L}, \text{ wynur } b = (a + b) \frac{L_2}{L}.$$

β. Przeglęb wskutek dodania lub odjęcia ciężaru p .

Jeżeli ciężar p znajduje się w poziomej odległości poziomej d od środka ciężkości G , a ciężar p w stosunku do wagi statku P jest mały, to możemy bez znacznego błędu założyć, że moment przegłębiający będzie:

$$T_r = p \cdot d, \text{ a jest on też } = G G_1 (P \pm p).$$

Otrzymamy zatem przesunięcie środka ciężkości:

$$G G_1 = \frac{p d}{P \pm p}.$$

Dalej postępujemy jak poprzednio, pod a , licząc jednak zagłęb środkowy dla wagi statku: $(P \pm p)$.

Jeżeli statek osiadnie na mieliźnie, a więc dotknie gruntu, to odpór gruntu na statek możemy uważać za jednoznaczny z odjęciem ze statku ciężaru, równającego się temu odporowi.

γ. Przeglęb wskutek zalewu.

Wagę wody, jaka zalała jedną z grodzieni, uważamy za ciężar, dodany do statku, i postępujemy, jak powyżej pod β.

δ. Podłużenie statku przy jego przebudowie.

Część wstawiona zwiększa swą wagą wagę statku pierwotnego, lecz zwiększa ona również i objętość wypżeni, a więc i wypór statku. Statek podłużony możemy obliczać albo w ten sam sposób, jak nowo projektowany, albo też użyć dane z obliczeń projektu pierwotnego dla części nie usuniętych i obliczyć oddzielnie część wstawioną, a wyniki te złączyć nawzajem ze sobą, uwzględniając wzajemne położenia poszczególnych części. Złączenie to polega zatem przeważnie na obliczaniu momentów całych figur ze znanych momentów ich części.

e. Spuszczanie statku ze śluzyn *).

Spadek śluzyn bywa 1:10 do 1:20. Najlepiej jednak ułożyć tor po spadku, zakreślającym łuk koła w płaszczyźnie pionowej.

*) Śluzynami zowie Aleksandrowicz (O drzewie i jego użytkach, Warszawa 1855) tor pochyły, t. j. słózem leżący, i namydłony, po którym spuszczają się pnie do wody. A że śluz ma i znaczenie ślizgich wydzielin, do których podobnym jest smar na torze więc „helling“ nazwaliśmy śluzynami.

Ciśnienie na tor słuzyn $p = 2$ do 4 kg/cm². Prędkość spuszczenia średnio 4 do 5 m/sek.

Sposób obliczenia. Obliczamy wagę statku P i położenie jego środka ciężkości. Określamy stan wody, przy którym spuszczenie statku ma się odbyć. Dogodnym będzie wyrysowanie podłużnego zarysu statku, wraz z płozami sań i oznaczeniem środka ciężkości statku, na kalce i przesuwanie tej kalki po podłużnym przekroju toru z wkreślonym poziomem wody.

Statek budujemy na słuzynach w takim położeniu, aby spuszczać go tyłem do wody. Z chwilą, gdy podczas spuszczenia tylnica zetknie się z wodą, rozpoczyna się działanie wyporu, który wszakże jest zmienny, a zwiększa się w miarę tego, jak statek zanurza się w wodę. Wypada obliczyć go dla szeregu kolejnych położzeń statku, ześlizgującego się ze słuzyn. Na kalce przesuwanej zaznaczymy kolejne pływnice i obliczamy dla poszczególnych wyprzeni tak ich objętości, jak i środki wyporu, posiłkując się w tym celu obliczeniem owręży, sporządzonym do projektu.

Jeżeli momenty liczyć będziemy względem punktu O , w którym statek dotyka sań w części wyżej położonej, a więc przydzióbowej i jeżeli oznaczymy przez:

P wagę całkowitą statku spuszczanego, w t,
 V chwilowy wypór zanurzonej części statku, w t,
 a poziomą odległość środka ciężkości statku od punktu O , w m,
 b poziomą, zmienną odległość wyporu od punktu O , w m, to otrzymamy:

- 1) Moment, działający na dociskanie statku do toru słuzyny:
 $Pa = \text{stałe};$
- 2) moment zmienny, działający na uniesienie statku z toru i z sań:
 $V \cdot b$; wreszcie
- 3) nacisk w punkcie O na tor: $P - V$.

Wykresowa stałego momentu Pa jest równoległą do osi odciętych wykresu, a wykresową momentu Vb wykreślamy z szeregu jej punktów podług wartości obliczonych. Punkt przecięcia się obydwóch tych wykresowych wyznacza chwilę, w której się dwa owe momenty nawzajem równoważą, a więc chwilę, w której statek, dotychczas się coraz głębiej zanurzający, rozpoczyna powrotnie wynurzać się z wody.

Jeżeli środek ciężkości statku G przekroczy kraniec toru, zanim nastąpi wspomniana powyżej równowaga momentów, to przydzióbowa część statku i sań uniesie się z toru, a tył statku zanurzy się głębiej. Dla bliższego określenia tych pochyłeń, należy obliczyć momenty około osi poprzecznej, przełożonej przez kraniec toru. Jeżeli chwilowy odstęp punktu O od krańca toru oznaczymy przez x , to moment dążący do zanurzania statku będzie: $P(a - x)$, a moment, dążący do jego wynurzenia będzie: $V(b - x)$.

Gdy moment zanurzający jest większy od wynurzającego, dziób statku unosi się z toru; gdy na odwrót moment wynurzający jest większy od zanurzającego, statek wywiera nacisk na punkt O , a uno-

si się nad krańcem toru. By nie nadwyrażać statku podczas jego spuszczenia, pożądanem jest, aby różnica owych dwóch momentów była możliwie jak najmniejsza.

Jeżeli statek spuszczaamy do basenu wodnego, o względnie małej powierzchni, to woda, wyparta przez wyprzeń statku, podnosi poziom w takim basenie tak znacznie, że wypada w obliczeniach uwzględnić i te różnice poziomu wody.

f. Wznios burty.

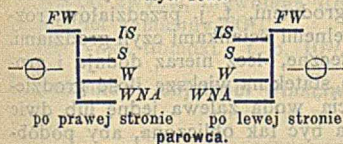
Ściśle biorąc, przez wznios burty rozumiemy wznios ponad wodę najniższego punktu przyburcia pokładowego, w statkach zaś bez pokładu, wznios najniższego punktu samej burty ponad wodę.

Pożądana wielkość wzniosu burtowego zależy od wymaganej stateczności i wymaganej wyprzeni zapasowej, wreszcie od stopnia, w jakim chcemy zabezpieczyć statek od przelewania się przezeń fal, na co nie bez znacznego wpływu pozostaje i zwyżka pokładu. Słowem wznios burtowy zależy przeważnie od wymagań, stawianych przez okrętnika (właściciela statku).

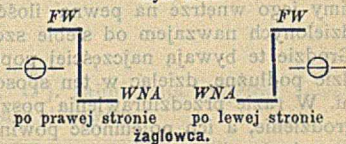
Ponajczęściej w zarysie projektu statku liczymy wznios burty w środku statku około $\frac{1}{3}H$, t. j. całej jego wysokości bocznej.

Prawo angielskie z 9-go czerwca 1890 r. wymaga, aby na każdym statku znajdowały się oznaczenia dozwolonych zagłębi ładunkowych, przedstawione w rys. 1040 i 1041.

Rys. 1040.



Rys. 1041.



FW oznacza zagłęb w wodzie słodkiej, *IS* w wodach indyjskich latem, *S* na innych morzach latem, *W* zimą, *WNA* zimą na morzu północnem.

Znaki te umieszczają się po obu stronach statku w jego części środkowej, długość kresek ma być 229 mm (9''), grubość zaś 25 mm (1'').

B. Wnętrze statku.

a. Pojemność.

Opłaty portowe i t. p. obliczają się zazwyczaj podług pojemności statku. Prawodawstwa różnych krajów określają odmienne sposoby pomiarów tej pojemności, a jako przykład podajemy sposób obowiązujący w Anglii.

Pojemność, wyrażona w tonach rejestrowych, czyli łasztach ang. po 100 stóp sześć. ang., a więc po 2,832 m³, wyraża się wzorem:

$$\text{pojemność} = \delta_1 \frac{L B T' + A}{100} \text{ łasztów,}$$

w którym oznacza:

L dłuż w prześwicie między poszyciem, mierzoną na pokładzie od dzioba do tyłu, w stop. ang.,

B największą, prześwitań szerz statku, mierzoną między poszyciem zewnętrznym, a jeżeli wręgi otrzymały i poszycie wewnętrzne, to mierzoną między temże poszyciem wewnętrznym, w stop. ang.,

T' wyż, mierzoną w środku statku do poszycia obok stępki aż do spodu pokładu, w stop. ang.,

A pojemność nadbudówek ponadpokładowych, w stop. ang.,

δ_1 współczynnik zależny od pełnotliwości objętościowej δ (p. str. 462), a mianowicie średnio:

$$\delta_1 = \delta + 0,04.$$

Wartości współczynnika δ_1 .

Dla żaglowców	}	0,7 do 0,74
dla parowców i kliperów		dwupiętrowych 0,65
		trzypiętrowych 0,68
dla jachtów ponad 60 łasztów		0,5
" " mniejszych		0,45

b. Grodzienie.

Aby statek nie zatonął w razie przedziurawienia poszycia, dzielimy jego wnętrze na pewną ilość grodzieni, t. j. przedziałów, rozdzielonych nawzajem od siebie szczelnymi ściankami czyli grodziami. Grodzie te bywają najczęściej poprzeczne, lecz nieraz dodają i grodzie podłużne, dzieląc w ten sposób statek na większą ilość grodzieni. W razie przedziurawienia poszycia woda zalewa jedną lub dwie grodzienie, a ich pojemność powinna być tak obliczona, aby podobne zalanie nie pograżyło statku pod wodę, lecz zanurzyło go nie głębiej, jak do najniższego punktu przyburcia pokładowego, jeżeli grodzie sięgają aż do pokładu, względnie aby nie zanurzyło go poniżej tego stropu, do którego sięgają grodzie, a który nazwalimy groźcem.

Przy projektowaniu statku, określiwszy położenie owych grodzi, należy sprawdzić, czy zalanie jednej, wzgl. dwóch sąsiednich grodzieni nie pograży statku głębiej, niż powyżej podano, a również, czy wskutek przegiębienia się dzioba, wzgl. tyłu, pokład lub grodziec ma zwyżkę dostateczną, aby jego część przydziobowa, wzgl. odcyła na pozostawała jeszcze ponad wodą. Obliczenia takie najdogodniej przeprowadzać sposobem wykresnym, a mianowicie za pomocą tak zwanej wykresowej grodzieni, której rzędne oznaczają bezpieczną długość grodzieni w danym punkcie statku, odcięte zaś liczą się w kierunku długości statku. Wykreśliwszy taką wykresową przed zaprojektowaniem grodzi, możemy je stawiać w miejscach dogodnych ze względu na rozkład wewnętrzny statku, bacząc tylko na to,

by wzajemny odstęp sąsiednich grodzi nie był większy niż rzędna wykresowej w danym miejscu.

Zazwyczaj w parowcach osobowych ponad 100 m dłuży, a towarowych ponad 120 m, liczymy na niepograżność statku przy zalaniu dwóch sąsiednich grodzi, w parowcach krótszych natomiast przy zalaniu tylko jednej grodzi. Grodzień przydzióbowa miewa ponajczęściej stosunkowo małą pojemność, gdyż jej poszycie jest najbardziej narażone na przedziurawienie, tak przy zderzeniu się dwóch statków, jakoteż wskutek uderzenia statku o zawady podwodne, skały, pale i t. p.

c. Ładowność towarów.

Stosunek ilości towaru do niezbędnej przestrzeni, zajmowanej przez niego w towarowni, zwiemy ładownością danego towaru. Jeżeli ilość towaru liczymy na wagę, otrzymamy jego ładowność na wagę, wyrażającą się w tonach na metr sześć. (t/m^3); jeżeli natomiast ilość towaru liczyć będziemy podług jego objętości, otrzymamy ładowność na objętość towaru, wyrażającą się w m^3 towaru na m^3 zajęty w towarowni. Odwrotny stosunek ładowności zwać będziemy ładunkową objętością właściwą, t. j. na jednostkę wagi (tonę), lub na jednostkę objętości (m^3) samego towaru.

1. Ładowność objętościowa, t. j. stosunek objętości samego ładunku do przestrzeni zajmowanej w towarowni:

Walcowate beczki żelazne 80%.

Zboże nasypane lub w workach 75%.

Beczki zwykłe, drewniane 70%.

Węgiel kamienny 60%.

Skrzynki, tłumoki i t. p. 10%.

2. Ładunkowe objętości właściwe, t. j. zajmowana objętość towarowni w m^3 na 1 t towaru.

	Rodzaj opakowania	m^3/t		Rodzaj opakowania	m^3/t
Asfalt	w bochenkach	0,57	sosnina	—	1,65—1,8
Bawełna niestłaczana	w belach	5,1	wiązowe	—	1,59—1,77
stłaczana	„	2,6	Granit lub piaskowiec	bez	0,42
Belki sosnowe	bez	1,3	Groch biały lub okrągły	bez	1,2
Cegła (250 sztuk/t)	bez	0,86	Herbata	w skrzyniach	2,49—2,6
Cement	w beczkach	1,1	Imbier	w skrzyniach	2,25
Chleb	w workach	4,0	Indygo	w skrzyniach	3,0
Cukier	w workach	1,25	Jedwab	w belach	3,84
„	w skrzyniach	1,72	Jęczmień	bez	1,15—1,52
Drzewo:	bez	—	Juta	w belach	1,47—2,31
buczyna	—	1,26—1,5	Kamfora	w beczkach	1,2
dębina	—	0,96—1,2	Kawa	w workach	1,4
heban	—	0,78—0,9	Koks	bez	2,2
jesionowe	—	1,08—1,35	Konopie	w belach	2,4
jedlina	—	1,5—1,74	Korek	w belach	6,9
klonowe	—	1,38—1,47	Kukurydza	bez	1,38
lipina	—	1,68—1,77	Len	w belach	2,4
mahon	—	0,96—1,5	Lód	bez	1,5
orzec Howe	—	1,5—1,62	Łój	w beczkach	1,44

Lewa strona			Prawa strona		
	Rodzaj opakowania	m ³ /t		Rodzaj opakowania	m ³ /t
Łupek	bez	0,39	Skórki kozuchowe . . .	w belach	3,33
Margiel	bez	0,84	Skóry solone	bez	1,42
Masło	w beczkach	1,46	Sól kuchenna	w workach	0,5
Maź pogazowa (smoła)	w beczkach	1,5	Syrop	w beczkach	1,8
Mąka	w beczkach	1,75	Torf	bez	1,7 — 2,8
Mąka	w workach	1,2	Tytoń	w beczkach	2,41
Mięso	w beczkach	1,46	Wapień	bez	0,5
Nafta	bez	1,3	Wapno gaszone		
	w beczkach	1,5	w proszku	bez	2,00
Olej	w beczkach	1,3	Węgiel brunatny . . .	bez	1,41
Owies	bez	1,46	kamienny	bez	1,3
Owoce południowe . .	w beczkach	2,4	Wetna:		
Papier	w belach	1,34 — 1,44	niestłaczana	w belach	7,0
Piasek	bez	0,64	stłacz. nieprana . .	w belach	2,5
Piwo	w beczkach	1,6	stłacz. prana	w belach	3,0
Popiół	bez	1,2	Wino	w beczkach	1,2
Przędza bawełniana			Zaprawa mularska . .	bez	0,58
stłaczana	w belach	5,00	Zboże (w ogóle)	bez	1,35
Pszenica	bez	1,35	Ziemia zwykła	bez	0,5 — 0,6
Ryż	w workach	1,38	z pogłębiarki	bez	0,33
Saletra	bez	0,96	Ziemniaki (kartofle) .	bez	1,42
Siano stłaczane	bez	3,15	Żelazo (surówka) . . .	bez	0,27
Siano niestłaczane . .	bez	4,2	Żyto	bez	1,35
Słonina	w skrzyniach	1,55	Żwir	bez	0,7
Smalec	w beczkach	1,76			

Na zapasy żywności liczy marynarka niemiecka na tydzień i osobę: Wody 140 l.

Na jednostkę załogi: mięsa 3,3 kg = 0,0234 m³; chleba: 4,51 kg = 0,0106 m³; żywności suchej: 2,98 kg = 0,0372 m³; wódek 0,50 kg = 0,0053 m³.

Dla komendanta 127 kg ogółem, a na oficera po 40 kg.

d. Wewnętrzne urządzenie statku.

1. **Węglownia** im będą szersze, tem łatwiej ładowne. Szerokość ich niema być mniejsza od 0,8 m, czeluscie do nasypywania przynajmniej 500 mm średnicy; wymiary znacznie większe są pożądane. W 1 m³ węglowni możemy pomieścić 0,8 do 0,85 t węgla kamiennego.

2. **Mieszkania** (przepisy niemieckie). Na każdego wychodźcę, jadącego statkiem ma być przynajmniej 2,85 m³ przestrzeni pod pokładem, oraz 0,25 m² obszaru na pokładzie, a to zupełnie swobodnych od towarów i tłómków. Jeżeli przeswit między stropami jest większy niż 2,4 m, to owa przestrzeń swobodna oblicza się tak, jak gdyby wysokość była tylko 2,4 m. Piętro, zajęte przez wychodźców, ma być przynajmniej 1,83 m wysokie od podłogi do sufitu, podłoga ma być szczelna, a znajdować się na takim poziomie, aby w czasie jazdy można jeszcze było otwierać okna. Gdy wychodźcy mają mieszkać na piętrze, bezpośrednio pod pokładem żelaznym się mieszczącym, to pokład taki powinien otrzymać wykładzinę drewnianą. Ponad mieszkaniami wychodźców nie wolno ustawiać bydląt przewożonego. **Tapczany** mają być przynajmniej 0,6 m szerokie,

przegrodzone nawzajem niskimi ściankami, aczkolwiek pozwala się i para tapczanów bez takiej przegrody. Nie wolno ponad sobą umieszczać więcej niż dwa tapczany, z których dolny musi się wznosić przynajmniej 0,15 m nad podłogę, a górny pozostawać w odstepie przynajmniej 0,75 m od sufitu. Na każde 100 wychodźców należy urządzić oddzielne **schody**, przynajmniej 0.8 m szerokie, z poręczami, a wiodące wprost na pokład.

Umywalnie, zaopatrzone w stosowną ilość umywalników mają być oddzielne dla mężczyzn, a oddzielne dla kobiet, ogólne takie umywalnie stają się jednak zbędnymi, jeżeli wychodźcy sypiają nie w salach ogólnych, lecz w oddzielnych alkierzach (nie ponad 6 osób w każdym), zaopatrzonych w umywalniki. Na statkach, przekraczających 300 szerokości ku równikowi, należy obowiązkowo urządzić kąpiele i dla wychodźców, chociażby w postaci natrysków. Na każde 50 mężczyzn, wzgl. kobiet liczy się przynajmniej po jednym ustępie.

Na każdą setkę wychodźców należy dodać po 10 m³ objętości w alkierzach dla chorych, oddzielnych dla mężczyzn i dla kobiet, a na każdego chorego, pomieszczonego w takim alkierzu liczy się po 5 m³ przestrzeni.

Przestrzenie zamieszkałe na statku trzeba **przewietrzać** należyście, zaopatrując je w oddzielne nawiewniki i wywiewniki. Przewietrzanie statku urządzamy najdogodniej, wyprowadzając przewiewki (rury przewietrzające) aż ponad pokład i nasadzając na ich końce czepkowate nasady pokrętne. Czepce takie na nawiewkach zwracamy w stronę dążności jazdy, by się w nie powietrze wtlaczało samoczynnie, a zwracamy je w stronę odwrotną na wywiewkach, by prąd powietrza ssał z nich powietrze zepsute.

C. Osprzęt.

(z wyłączeniem ożaglenia, wzgl. urządzenia silnikowego).

a. Ster.

1. **Wielkość pióra sterowego**, a raczej jego pole w stosunku do podłużnego przekroju wyprzeni, zależy od pożądanej zwrotności statku i bywa:

na parowcach transatlantycznych	$\frac{1}{50}$ do $\frac{1}{70}$ LT,
na takichże pospiesznych	$\frac{1}{85}$ LT,
na towarowcach parowych na dalekie jazdy	$\frac{1}{40}$ do $\frac{1}{60}$ LT,
na małych parowcach i żaglowcach	$\frac{1}{40}$ do $\frac{1}{50}$ LT,
na holowcach i promach	$\frac{1}{30}$ LT,
na wojowcach	$\frac{1}{30}$ do $\frac{1}{50}$ LT,

a mianowicie pancerniki miewają mniejsze pola sterowe, krążowce zaś większe.

By zapewnić stateczność położenia steru odciążonego, wypada umieszczać przed jego osią nie więcej niż $\frac{1}{4}$ całkowitego pola pióra.

2. **Średnicę osi steru** obliczamy podług wzoru poniższego:

$$d = \sqrt[3]{0,08 F r v^2} = 0,43 \sqrt[3]{F r v^2},$$

w którym oznacza:

- d średnicę osi, w cm,
 F pole pióra sterowego, w m²,
 r odległość środka ciężkości tego pola od osi, w cm,
 v prędkość płynięcia w węzłach (w milach morskich/godz.).

Jeżeli znamy napór R wody na ster, to moment skręcający oś steru będzie Rr , a z niego możemy obliczyć wymiary osi i osprzętu sterowego, wymagane ze względu na wytrzymałość. Podług Middendorfa, który do poniższego wzoru Rankin'a dodał współczynnik ε jest:

$$R = 11 F \varepsilon v^2 \sin^2 \alpha.$$

W tym wzorze α oznacza kąt odchylenia steru (35 do 40° na wojowcach, a 40 do 43° na handlowcach), ε natomiast współczynnik, o wartości:

- $\varepsilon = 1$ dla żaglowców,
 $\varepsilon = 1,1$ dla kołowców,
 $\varepsilon = 1,2$ dla śrubowców.

Podług Rankin'a $R = 11 F v^2 \sin^2 \alpha$,

„ Weisbach'a $R = 34,5 F v^2 \sin \alpha (1 - \cos \alpha)$.

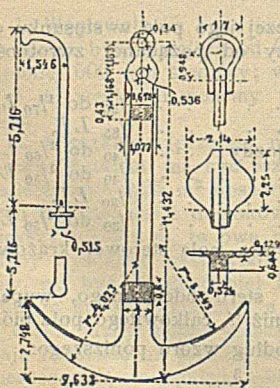
Obydwa te wzory dają wyniki jednakowe dla wartości $\alpha = 35\frac{1}{3}^\circ$. Pół minuty powinno starczyć na przestawienie steru z jednego położenia skrajnego w drugie.

Obliczywszy osprzęt sterowy, dodajemy około 40% na ścieranie się przewodów łańcuchowych, prętownikowych i t. p.

b. Kotwice, łańcuchy i przywężcie z przynależnościami.

1. Kotwice zwykłe (rys. 1042) składają się z trzonu z poprzeczką i dwóch ramion zakończonych pazurami. Przy zapuszczaniu

Rys. 1042.



Jednostka wymiarów d_0 .

kotwicy, poprzeczka kładzie się na dno morskie, skutkiem czego jedno z ramion, leżących w płaszczyźnie prostopadłej do poprzeczki, wciska się swym pazurem w grunt, pod wpływem ciężaru kotwicy. Większy z dwóch wymiarów przekroju trzona, w pobliżu ramion oznaczmy przez d_0 , a w rysunkach 1042, 1043 i 1044 wpisane wymiary wyrażono w owym d_0 jako jednostce. Dla kotwicy zwykłej (rys. 1042) bywa d_0 w mm:

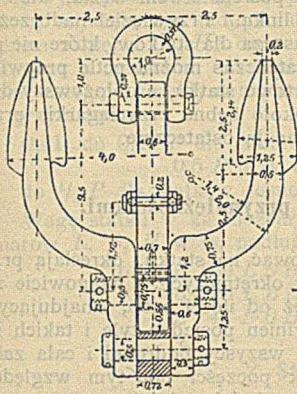
$$d_0 = 22,7 \sqrt[3]{G}$$

jeżeli G oznacza całkowitą wagę kotwicy w kg. Dla kotwicy przegubowej (rys. 1043 i 1044) będzie:

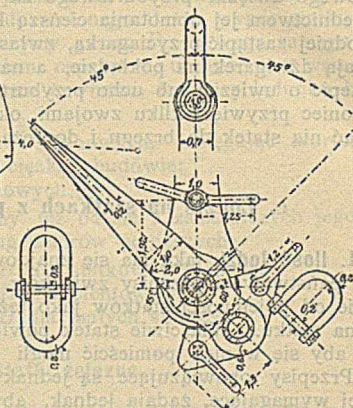
$$d_0 = 18,8 \sqrt[3]{G}$$

2. **łańcuchy** (p. T. I str. 525 i n.). Jeżeli d jest średnicą przekrojów ogniwa w mm, to waga łańcucha kotwicznego będzie:

Rys. 1013.

Jednostka wymiarów d_0 .

Rys. 1044.

Jednostka wymiarów d_0 .

$0,0246 d^2$ kg/m. Wagi takich łańcuchów podaje tablica poniższa:

Średnica przekrojów ogniwa mm	Waga kg/m	Średnica przekrojów ogniwa mm	Waga kg/m	Średnica przekrojów ogniwa mm	Waga kg/m	Średnica przekrojów ogniwa mm	Waga kg/m	Średnica przekrojów ogniwa mm	Waga kg/m	Średnica przekrojów ogniwa mm	Waga kg/m
16	5,5	30	19,4	44	41,7	58	72,5	72	111,7	86	159,4
18	7,0	32	22,1	46	45,6	60	77,6	74	118,0	88	166,9
20	8,6	34	24,9	48	49,6	62	82,8	76	124,5	90	174,5
22	10,4	36	27,9	50	53,9	64	88,3	78	131,1	92	182,4
24	12,4	38	31,1	52	58,3	66	93,9	80	137,9	94	190,4
26	14,6	40	34,5	54	62,8	68	99,6	82	144,9		
28	16,9	42	38,0	56	67,6	70	105,6	84	152,0		

3. **Przywiesz z przynależnościami.** Statek u przystani przywiązujemy do przywieszli nadbrzeżnych, do trójpali w porcie, do pław i t. p. za pomocą przywiesz, t. j. grubych lin, które petlą zakładamy zazwyczaj na owe przywieszle, drugi zaś ich koniec, pozostający na statku przeprowadzamy przez ucha przyburtowe i doprężamy tak, aby statek, przytwierdzony kilku takimi przywiesziami w dwóch lub więcej kierunkach, stał możliwie nieruchomo. Na małych statkach doprężają taką przywiesz majtkowie od ręki, na wię-

kszych zaś służą do tego celu dźwigarki. Przywieź w czasie przystawiania statku obkładamy około **uwięzła** przyburtowego, po którym przywieź ślizga się, a jej tarcie hamujemy też resztę ruchu statku. Po ostatecznym zatrzymaniu statku przywieź przyczepia się na stałe do owego uwięzła przyburtowego za pośrednictwem wężła, albo za pośrednictwem jej obmotania cieńszą linką. Przywieźiel nadbrzeżny dogodniej zastąpić przyciągarką, zwłaszcza dla statków, które nie posiadają dźwigarek na pokładzie, a natenczas można petłę przywiezi zaczepić o uwięziel lub ucho przyburtowe statku, a obłożywszy drugi koniec przywiezi kilku zwojami około bębna przyciągarki, przyciągać nią statek do brzegu i doprezać ją ostatecznie.

c. Łodzie na statkach z przynależnościami.

1. **Ilość łodzi**, jaka ma się znajdować na statku, określają przepisy państwowe i przepisy związków okrętniczych, a mianowicie zależnie od pojemności statków jako też od ilości osób, znajdujących się na statku. Właściwie statek powinien posiadać tyle i takich łodzi, aby się w nich pomieścić mogli wszyscy podróżni i cała załoga. Przepisy obowiązujące są jednak poczęści pod tym względem mniej wymagające, żądają jednak, aby łodzie właściwe, wraz z dodatkowymi urządzeniami ratunkowymi, jako to: łodziami składanymi, tratwami ratunkowymi i t. p., starczyły na zabranie wszystkich ludzi ze statku.

Poszczególne łodzie na wojowcach, zwłaszcza na większych, rozróżniamy nazwami międzynarodowemi, a mianowicie: największa łódź, dwumasztówka, lub parowa, na setkę ludzi, uzbrojona działami, zwie się **barkasą**, a podobna łódź nieco mniejsza **pinasą**. **Kutrami** zwiemy łodzie do zwykłego użytku, **gigiem** łódź komendanta, budowy ostrawej, ze względnie znaczną ilością wiosł, w celu zwiększenia prędkości jazdy. Najmniejsza łódź na statku zwie się **dżolą**. Łodzie okrętowe otrzymują napęd od wiosł, żagli lub śruby, która znów napędza się silnikami parowymi, naftowymi i t. p. Łodzie mniejszych niż 3 m³ pojemności na ogół nie używają.

Łodzie spuszczamy ze statku do wody za pomocą dwóch żórawików obrotnych, których słup łagodnym zakrzywieniem przechodzi w wysięgnicę. Na końcu wysięgnicy mieszczą się krążki stałe wciągów linowych, których krążki ruchome przyczepiają się do łodzi w dwóch punktach, t. j. w bliskości jej dzioba i tyłu. Średnicę d , w łożysku naszyjnym takiego żórawika, oznaczamy ze wzoru:

$$d = 0,223 \sqrt[3]{G(a + 0,18h)} \text{ cm,}$$

w którym G oznacza wagę połowy łodzi z załogą w kg, a wysięg żórawika w cm, wreszcie h wysokość od łożyska naszyjnego do górnego końca, który, podobnie jak i czop dolny, otrzymuje średnicę $\frac{2}{3} d$.

D. Waga statku.

1. Statki drewniane.

Doświadczenie poucza, że, gdy statek zagłębia się we wodę na $\frac{2}{3}$ swej wysokości bocznej H , posiada on ładunek, równający się $\frac{3}{4}$ do $\frac{4}{5}$ największego ładunku dozwolonego. Jeżeli wypór statku przy takim zagłębieniu ($\frac{2}{3} H$) oznaczmy przez P , to waga samego statku wraz z masztami, ożagleniem, osprzętem, urządzeniem wewnętrznym, załogą i zwykłym zapasem żywności, lecz bez ładunku będzie w przybliżeniu:

0,41 do 0,44 P dla statków dębowych, dosięgając wartości:

0,5 P przy ciężkiej budowie;

do $\frac{1}{3} P$ dla statków sosnowych.

Wagę statku w kg możemy też ocenić z zasadniczych jego wymiarów L , B , H w m, podług wzorów poniższych:

140 do 160 LBH dla statków większych,

100 do 125 LBH dla jachtów,

do 45 LBH dla małych statków.

2. Statki żelazne.

Wagę statku żelaznego, wraz z przynależnościami jak powyżej pod 1., lecz bez ładunku, oceniamy podług danych poniższych, w których cyfry oznaczają stosunek wagi statku w kg do LBH w m^3 :

Statki o pokładzie całkowitym	180 do 220.
Statki o pokładzie przerwistym	160 — 180.
Małe statki	150 — 160.
Holowce i odlodowce	200 — 230.
Strażowce (portowe i celne).	130 — 150.
Takie same, lecz lekko zbudowane	do 100.
Parowce rzeczne, lekkiej budowy, z nadbudówkami na całej długości, np. osobowce na Renie.	150 — 155.
Pancerniki.	130 — 140.
Krażowce opancerzone (na poszyciu)	125 — 135.
Krażowce opancerzone (z pancerzem i na pokładzie)	120 — 140.
Działowce (kanonierki)	170 — 180.
Torpedowce	95 — 105.
Sam kadłub okrętowy waży średnio	100 do 160 LBH .

Nadbudówki, t. j. piętra nadpokładowe, uwzględnimy najwłaściwiej, rozkładając ich objętość równomiernie na cały pokład i powiększając wartość H , o grubość tej warstwy rozłożonej na pokładzie.

E. Wytrzymałość statku.

Statek pływający uważamy za belkę wydrążoną, na którą z dołu w górę działa wypór, rozłożony na długość tej belki w ten sposób, że w dowolnym punkcie odciążenie to pozostaje w prostym stosun-

ku do przekroju wyprzeni, a obciążenie tej belki z góry w dół wynika z wagi poszczególnych części statku i ładunku.

Największe naprężenie w takiej belce pojawi się, gdy statek spoczywa na fali równo długiej jak sam statek, a mianowicie w dwóch przypadkach: a) gdy wierzchołek fali leży w środku statku, a przyległe jej wklęsły w końcach statku; b) gdy środek statku znajduje się nad wklęsłym fali, końce zaś na przyległych jej wierzchołkach. Wytrzymałość statku należy obliczyć dla obydwóch tych przypadków skrajnych, aczkolwiek ponajczęściej przypadek z pod a) będzie najbardziej niebezpieczny.

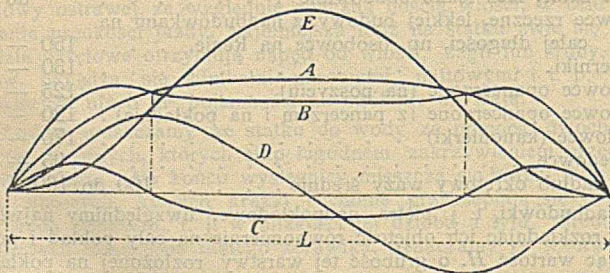
Krótsze lub dłuższe fale, przy jednakowej wysokości są mniej niebezpieczne: krótsze zmniejszają bowiem rozpiętość belki nieopartej, dłuższe zaś mają łagodniejszy przebieg krzywości samej fali.

Wytrzymałość statku obliczamy zatem na falę o długości L , a wysokości $\frac{1}{20}L$, od dna do wierzchołka, wykreślając zwierciadło fali w przekroju podłużnym w postaci **trochoidy**.

Trochoidę tę wykreślamy w sposób następujący: zakreślamy koło o średnicy $\frac{1}{20}L$, a na jego stycznej w punkcie najniższym, a więc na stycznej poziomej, odcinamy od punktu styczności w obydwie strony kresy $\frac{1}{2}L$. Obwód koła i całą kresę L dzielimy na jednakowe, zresztą dowolne, najdogodniej parzyste ilości równych części. Punkty podziałowe obwodu łączymy z punktem styczności, a do tych połączeń kreślimy równoległe przez odpowiednie punkty podziałowe kresy L . Przecięcie się każdej takiej równoległej z poziomą, przełożoną przez przynależny punkt podziałowy obwodu koła, wyznaczy nam punkt żądanej trochoidy, którą wkreślamy od ręki, przeprowadzając ją przez wyznaczony w ten sposób szereg jej punktów. Wzajemna przynależność punktów podziałowych obwodu i kresy liczy się tak, że środek kresy odpowiada wierzchniemu punktowi koła. Od tych, do siebie przynależnych punktów liczymy następnie, nawzajem przynależne, kolejno od tych punktów głównych, a mianowicie w obydwie strony, t. j. na prawo, względnie na lewo.

Podług kształtu fali wykreślamy nad kresą o długości L (rys. 1045) szereg wykresowych, a mianowicie: wykresową A wyporu, oraz wykresową B wagi statku. Rzędne wykresowej A przedstawia-

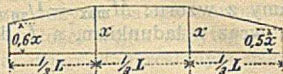
Rys. 1045.



ją siłę wyporu na jednostkę długości (odciążenie jednostkowe), rzędne zaś wykresowej B wagę statku na jednostkę długości (obciążenie jednostkowe) w danym punkcie. Całkowite pola między osią poziomą, a temi wykresowemi, przedstawiają nam cały wypór, wzgl. wagę statku, które muszą być nawzajem sobie równe. Wykresową B

wykreślamy podług znanego rozkładu obciążenia wagą statku i ładunkiem. Wykreśloną trochoidę przesuwamy w górę, wzgl. w dół, oraz pochylamy względnie do statku tak, aby pole wykresu A stało się równem polu wykresu B , oraz aby środek ciężkości pola A leżał na tym samym pionie, co środek ciężkości pola B . Poszczególne rzędne wykresowej A , dla założonego położenia trochoidy, oznaczamy jako równe polom przynależnych owręży, dla znanego ich zanurzenia w trochoide, t. j. we fale.

Rys. 1046.



Rozłożenie ciężaru statku i ładunku na jego długość, a więc wykresową B , możemy wykreślić z przybliżoną dokładnością, w sposób przedstawiony w rys. 1046, licząc wartość x jako równą całej wadze statku z ładunkiem, podzielonej przez $0,85L$, przyczem rzędna $0,5x$ dotyczy dzioba statku, a rzędna $0,6x$ jego tyłu.

Jeżeli na statku mamy poszczególne, niezwykle, większe ciężary, to rozkładamy w sposób, przedstawiony w rys. 1046, tylko wagę statku z potrąceniem tych niezwykle ciężarów, które rozkładamy oddzielnie na przynależne kawałki długości, zwiększając na nich stosownie wysokość wykresu. Poprawiony w ten sposób wykres zaokrąglamy łagodnie w załomach, poczem przedstawi się on, np. w postaci wykresu B (rys. 1045). Różnice rzędnych wykresowej A i wykresowej B są różnicami odciążeń i obciążeń belki, czyli obciążeniami belki, występującymi czynnie, a zestawiamy je w wykresie C , którego rzędne są czynnikami obciążeniami jednostkowymi belki w danym punkcie. Pole wykresu C , ponad dowolną częścią długości statku, przedstawia sumę obciążeń czynnych na tejże części. Jeżeli pola te liczyć będziemy od lewego końca kresy L aż do dowolnej rzędnej, i na niej odetniemy wielkość tego pola, to otrzymamy wykresową D , której dowolna rzędna przedstawia nam siłę tnącą w danym przekroju belki.

Jeżeli w podobny sposób pola wykresu D zestawimy jako rzędne, otrzymamy wykresową E momentów gnących. Dowolna rzędna wykresowej E przedstawia nam moment gnący w przynależnym przekroju. Dzieląc ten moment gnący przez moment wytrzymałości przekroju, otrzymamy wreszcie naprężenia skrajne w danym przekroju.

Jako przekrój belki przeginanej liczymy przekroje ustrojowych części statku, rozciągające się na znaczniejszą jego długość, a więc nie tylko przy poszyciu statku, lecz i w podłużnych ściankach przedziałowych i we wiązaniach pośrednich. Do obliczenia momentu bezwładności (a więc i wytrzymałości) poszczególnych przekrojów statku żelaznego, doliczamy deski pokładowe, lecz tylko w wartości 4% istotnego ich przekroju, uwzględniając w ten sposób mniejszą wytrzymałość drzewa w stosunku do żelaza. Po ściskanej stronie belki liczymy całkowite przekroje części ustrojowych, natomiast po stronie rozciąganej potrącamy $12,5\%$ na dziury nitowe i t. p.

Wytrzymałość statku obliczamy zazwyczaj z 4 do 5-io krotnem bezpieczeństwem, dla parowców bardzo długich starczy nawet 2 do

3-krotne bezpieczeństwo, jeżeli obliczamy statek podług wskazówek powyższych, albowiem fale, o założonej poprzednio długości i wysokości, będą o wiele większe od tych, na jakie statek może istotnie być wystawiony (p. T. I str. 271).

Przybliżoną wartość największego momentu, gnącego statek, otrzymamy z wzoru: $M_{\max} = \frac{1}{30} PL$, w którym P oznacza wagę statku, wraz z ładunkiem, a L dłuż statku.

F. Opory ruchu statku płynącego, jego prędkość i moc napędu.

a. Jednostki prędkości.

Jednostką prędkości jest mila morska na godz., czyli jedna minuta, a więc $\frac{1}{60}$ stopnia południka na godz. Jednostka ta otrzymała miano **węzła**, a mianowicie od węzłów na lince **loga**, t. j. miernika prędkości pływnięcia. Jedna mila morska = 1852 m (w Anglii zaś 1853 m, a dla statków wojennych 1855 m), a odstęp między węzłami linki logowej dla używanej w Niemczech klepsydry 28-sekundowej obliczy się na: $(1852 : 3600) 28 = 14,4$ m, w istocie jednak, uwzględniając uślizg deszczulki logowej w wodzie, potrącają jeszcze 5% z tej wartości, tak że odstęp międzywęzłowy będzie w tych warunkach 13,68 m.

Jeżeli na przepłynięcie jednej mili morskiej zużywamy t sekund, to prędkość statku w mil. morsk. na godz., czyli jego prędkość w węzłach będzie: $3600 : t$.

Drogą na dobę zwiemy w żeglarstwie drogę, przebytą w okresie czasu od południa jednego dnia do południa następnego. Chcąc z drogi na dobę obliczyć średnią prędkość, należy uwzględnić różnicę czasu między punktami skrajnymi tej drogi na dobę, licząc na każdy stopień długości geograficznej po 4 minuty różnicy czasu. Różnicę tę należy dodawać do 24 godzin, jadąc na zachód, a odejmować, płynąc na wschód. Podobną różnicę czasu należy uwzględnić wogóle przy dłuższych podróżach, chcąc z całej przebytej drogi obliczyć prędkość średnią.

b. Jazdy próbne.

Przed taką próbą należy sprawdzić jak najszczegółowiej ogólny stan statku, jego ozaglowania, wzgl. urządzenia silnikowego i pędziszów, pomierzyć zagłębienie przednie i tylne. Natomiast przy obliczaniu wyników wypada uwzględnić wpływ prądów wodnych, jakoteż i głębokości wody, gdyż opór statku bywa mniejszy na wodach głębszych.

Na parowcach w czasie jazdy próbnej należy dokładnie mierzyć wydawaną moc silnika, ilość jego obrotów, jakoteż zużycie węgla i wody w kotłach, przyczem trzeba uwzględnić moc i wydajność dodatkowych silników i urządzeń, oraz ich udział w zużyciu węgla i wody.

Do oceny wartości całego urządzenia silnikowego i samego statku, oraz do porównania danego parowca z innymi nadają się przede wszystkim próby jazdy z prędkością zmienianą co pewien okres czasu lub odstęp drogi.

Dosięg jazdy parowca jest to ta największa droga, jaką statek przebyć może z prędkością określoną, przy zużyciu całego normalnego zapasu węgla. Dosięg statku obliczamy z ilości węgla zużytego podczas jazdy próbnej na przebycie pewnej drogi w określonym czasie.

c. Oznaczenie oporu statku i mocy silnika.

1. Wskazówki wytyczne.

Przy niezmiennych warunkach pozostałych **opór ruchu statku wzrasta w stosunku kwadratu prędkości**. Moc niezbędna na przezwycięzenie tego oporu, jako równa oporowi pomnożonemu przez prędkość, wzrasta zatem w stosunku trzecich potęg prędkości jazdy.

Moc wskazana N_i równa się sumie: mocy użytkowej zużytej na poruszanie statku, strat na tarcie i t. p. w pędzisku, w jego pędni i w samym silniku, wreszcie mocy zużytej na napęd urządzeń dodatkowych, wraz z ich tarciami i t. p. Zazwyczaj sama moc użytkowa N_e , zużyta na przezwycięzenie oporu ruchu statku, bywa zaledwie $0,45 N_i$.

Miarą mocy jest moc konia MK , czyli koń mechaniczny, a o jego wielkości w różnych krajach p. T. I str. 194, o obliczeniu pędziska natomiast p. str. 505 i n.

2. Wzory ocenne.

Wzory te można stosować jedynie do oceniania niezbędnej mocy wskazanej parowców, zbudowanych i napędzanych podobnie do tych, podług jakich oznaczono współczynniki.

Jeżeli pole owręza zasadniczego oznaczymy przez Ω , to:

$$\alpha) N_i = \Omega \left(\frac{v}{m} \right)^3 \text{ (wzór francuski).}$$

$$\beta) N_i = \frac{v^3 \cdot P^{2/3}}{C} \text{ (wzór angielski).}$$

$$\gamma) N_i = \frac{\Omega \cdot v^3}{C_1}.$$

Wartości współczynników m , C i C_1 dla wzorów powyższych należy zaczerpnąć z tablicy str. 492.

$$\delta) N_i = \rho \times \text{powierzchnia ogrzew. kotłów (w m}^2\text{).}$$

(dalszy ciąg str. 493).

Tablica wartości współczynników m , C i C_1 .

Rodzaj statku	Dłuż	Waga	Pole owrę- ża	Prę- kość v wę- złów	N_i	$\frac{N_i}{P}$	Spółczynniki		
	L	P	Ω		M		m	C	C_1
	m	t	m ²						
Wielki parowiec pospiesz.	202,00	22900	166,5	23,52	37800	1,65	3,86	277	57
" " "	190,50	21385	148,7	22,00	27000	1,31	3,84	292	57
" " "	153,16	11540	114,7	19,80	16100	1,39	3,83	245	55
" " pocztowy	159,32	17460	138,5	16,5	9000	0,52	4,10	336	69
Mniejszy parowiec osobowy	69,50	2200	44,3	10,0	1050	0,48	3,48	162	43
Parowiec kanałowy . . .	103,63		30,0	22,2	8135		3,44		40
" " . . .	84,73		32,0	17,0	3545		3,54		45
" " . . .	70,00		16,2	17,0	1800		3,37		44
Jacht parowy	121,92	5710	63,7	15,0	3700	0,645	3,86	294	58
" "	116,60	4260	65,3	21,5	9650	2,26	4,12	272	68
Wielki parowiec towarowy	170,69	24800	176,0	13,5	5460	0,22	4,29	380	80
" " "	152,40	21115	163,0	12,0	4000	0,19	4,13	330	71
" " "	131,06	12400	115,4	11,0	2500	0,21	3,96	284	62
" " "	105,16	7985	89,7	11,0	1700	0,21	4,12	314	71
Mały parowiec towarowy.	88,10	4580	63,1	10,5	1225	0,27	3,92	264	73
" " "	79,86	3400	59,9	9,0	700	0,21	3,96	234	62
" " "	62,10	1760	37,3	9,0	440	0,25	3,96	243	62
" " "	47,30	940	29,4	8,0	350	0,37	3,50	142	43
" " "	37,84	320	13,54	9,0	260	0,82	3,36	130	38
Parowiec rybacki.	33,53		11,1	10,5	300		2,60		44
Holowiec	40,00	390	17,2	11,0	350	0,89	4,00	142	66
"	35,00	340	16,1	12,1	520	1,53	3,80	165	55
"	15,24	48	5,2	9,1	150	3,16	2,97	66	26
Odlodowiec.	47,25	890	29,8	9,5	500	0,56	3,70	160	51
Mniejszy strażowiec. . . .	32,00	130	6,9	12,0	225	1,72	3,74	199	53
" "	26,00	66	4,1	12,0	220	3,33	3,18	128	32
Rzeczny śrubowiec towar.	77,40	1460	21,8	6,0	60	0,042	1,98		79
Rzeczny kołowiec osobow.	54,86	252	6,5	13,5	540	2,14	2,90	184	30
" " "	40,50	100	3,2	11,1	250	2,53	2,60	118	17
Rzeczny kołowiec holown.	50,30		9,6	10,0	340		3,04		28
" " "	40,00	212	6,9	10,5	300	1,42	3,00	137	27
Parowiec z kołem tylnym.	46,80	144	3,8	9,0	210	1,44	2,40	97	13
" " "	22,80	43	2,4	8,0	80	1,85	2,50	73	15
Barkasa	16,00	28	2,9	9,5	90	3,05	3,06	106	29
"	15,00	23	2,6	8,0	65	2,70	2,75	67	21
"	16,00		2,2	12,5	180		2,88		24
"	13,20	20	2,6	8,5	40	2,05	3,40	112	39
Bojowiec.	122,00	13200	156,5	18,0	16000	1,21	3,76	205	57
Wielki krzyżowiec	139,00	11320	136,0	22,5	22000	1,94	4,12	258	70
Mniejszy "	104,00	3300	52,3	22,0	10000	3,06	3,82	235	56
Działowiec (kanonierka) . .	62,00	1000	25,3	13,5	1300	1,33	3,64	250	48
Torpedowiec	62,50		7,2	30,0	5600		3,20		35

Jeżeli kotły pracują bez nadmuchu, to współczynnik ρ ma, podług Middendorfa, wartości zestawione w tablicy poniższej:

dwuprzężne		Silniki sprzężone			
		trójprężne		czwóprężne	
N_i	ρ	N_i	ρ	N_i	ρ
poniżej 250	2,50	poniżej 400	3,00	poniżej 1500	3,30
250 do „	350	400 do „	600	1500 do „	2500
350 „ „	550	600 „ „	1000	2500 „ „	4000
550 „ „	850	1000 „ „	1600	4000 „ „	6000
850 „ „	1250	1600 „ „	2400	6000 „ i wyżej	3500
1250 „ „	1750	2400 „ „	3400		
1750 „ i wyżej	2,80	3400 „ „	4600		
		4600 „ i wyżej	3 35		

3. Stosunki oporu płynięcia statek, kształtem podobnych.

Jeżeli mamy statek, dla którego znamy opory i moc potrzebną dla różnych prędkości jazdy, to projektując statek podobny o wymiarach liniowych α razy większych, otrzymamy jego wyprzeń α^3 razy większą. Jeżeli nadto statek projektowany będzie się poruszał z prędkością $\sqrt{\alpha}$ razy większą, to opór jego będzie α^3 razy większy, a moc, niezbędna do jego napędu, $\alpha^3 \sqrt{\alpha}$ razy większa. Chcąc w statku projektowanym osiągnąć prędkość V , powinniśmy jazdę próbną statkiem istniejącym wykonać z prędkością $v = V : \sqrt{\alpha}$.

Przykład:

Statek istniejący		Mnożnik	Statek projektowany
Długość	$L = 62,0$ m	$\alpha = 1,13$	70 m
Szerokość	$B = 9,7$ m	$\alpha = 1,13$	11,0 m
Zagłębienie	$T = 2,95$ m	$\alpha = 1,13$	3,35 m
Waga	$P = 1000$ t	$\alpha^3 = 1,44$	1440 t
Prędkość	$v = 13,5$ węzł.	$\sqrt{\alpha} = 1,06$	14,3 węzł.
Moc	$N_i = 1800$ MK	$\alpha^3 \sqrt{\alpha} = 1,525$	1980 MK

4. Sposób obliczenia podług Froude'a.

Całkowity opór W płynięcia statku, mierzony w kg, rozkładamy na 4 opory składowe, a mianowicie:

- 1) Opór W_t wskutek tarcia powierzchni statku o wodę.
- 2) Opór W_p pędziska, zależny przeważnie od jego położenia względem statku, a w śrubowcach i od kształtu tylnej części statku, mniej zaś od kształtu samej śruby.
- 3) Opór W_w wskutek wirów.

4) Opór W_f wskutek fali, a obydwa opory w końcu wspomniane pozostają przeważnie w zależności od kształtu statku. A zatem będzie:

$$W = W_t + W_p + W_w + W_f.$$

Opór W_t tarcia się powierzchni statku o wodę zależy od wielkości, rodzaju i stanu tej powierzchni, oraz od jej długości, a wartość tego oporu w kg wyraża się wzorem:

$$W_t = \gamma O v_s^m f.$$

We wzorze tym oznacza:

γ ciężkość właściwą wody: dla wody słodkiej $\gamma = 1,0$, a dla w morskiej średnio $\gamma = 1,025$,

O powierzchnię podwodną (zanurzoną) statku, w m^2 ,

v_s prędkość jazdy w m/sek., wreszcie

f i m współczynniki, których wartości zestawiamy w tablicach poniższych.

a. Wartości współczynników f i m dla modeli parafinowych.

$m = 1,94$, a wartości f zależą od długości l modelu w m, a mianowicie:

l	f	l	f	l	f	l	f
0,6	0,2140	2,2	0,1805	3,0	0,1710	4,2	0,1610
1,0	0,2025	2,4	0,1775	3,2	0,1689	4,6	0,1585
1,5	0,1915	2,6	0,1750	3,4	0,1669	5,0	0,1565
2,0	0,1830	2,8	0,1730	3,8	0,1638	6,0	0,1520

β. Wartości współczynników f i m dla statków o poszyciu nieobrosłem (wodorostami).

Długość L wodnicy zasadniczej m	Poszycie żelazne, powleczone farbą olejną lub pokostem		Poszycie ze świeżem obiciem miedzianem lub cynkowym		Poszycie ze starym obiciem miedzianem	
	f	m	f	m	f	m
5	0,1780	1,8507	0,1633	1,9015	0,2263	1,8660
10	0,1622	1,8427	0,1590	1,8525	0,2087	1,8525
20	0,1572	1,8290	0,1563	1,8270	0,1985	1,8430
30	0,1555	"	0,1546	"	0,1945	"
40	0,1540	"	0,1533	"	0,1925	"
50	0,1530	"	0,1522	"	0,1906	"
60	0,1515	"	0,1510	"	0,1895	"
70	0,1502	"	0,1502	"	0,1882	"
80	0,1490	"	0,1498	"	0,1873	"
90	0,1480	"	0,1490	"	0,1862	"
100	0,1472	"	0,1485	"	0,1855	"
110	0,1468	"	0,1483	"	0,1852	"
120	0,1460	1,8290	0,1482	1,8270	0,1846	1,8430

Sposób Froude'a da się jedynie zastosować, jeżeli wykonamy sami doświadczenia z modelem, albo przynajmniej gdy posiadamy przydatne dane z takich doświadczeń. Obliczamy natenczas opory W_t tak dla modelu, jak i dla projektu. Znając zaś z doświadczeń

całkowity opór W dla modelu, znamy i różnicę $W - W_t = W_p + W_w + W_f$ dla modelu. Jeżeli model nie posiadał pędzisz pracującego, np. dla żaglowców, to jego $W_p = 0$. Oznaczając przez α stosunek wymiarów liniowych statku do tychże wymiarów modelu, dobieramy dla doświadczenia stosunek prędkości, równający się: $\sqrt{\alpha}$, a natenczas opory W_p i $W_w + W_f$ dla statku i modelu posiadać będą wzajemny stosunek α^3 .

Sposób obliczenia oporu W statku jest zatem następujący: od oporu W modelu, znanego z doświadczenia, odejmujemy obliczoną wartość W_t dla modelu. Otrzymaną różnicę mnożymy przez α^3 i dodajemy do niej obliczony dla projektowanego statku opór W_t , a suma ta oznaczy nam całkowity opór W statku.

Sposób ten jest w zasadzie podobny do sposobu powyżej podanego pod **3**, jest jednak o tyle ściślejszy, że obliczamy oddzielnie i z większą dokładnością najważniejszy z oporów t. j. W_t , a tylko pozostałe, mniej wpływowe, obliczamy ze stosunku modelu do statku. Zaznaczamy wreszcie, że dotychczas jeszcze się nie udało, otrzymać oddzielnych wartości na W_w i W_f , t. j. na opory od wirów i od fali, lecz tylko wartości na sumę obydwóch tych oporów łącznie.

Doliczając jeszcze przeróżne opory, np. spowodowane ruchem śruby, jej tarcie o wodę, tarcie wewnętrznym silnika, uślizgiem śruby, wreszcie doliczając i moc niezbędną do napędzania pomp i innych urządzeń dodatkowych, otrzymamy ogółem moc wskazaną silnika N_i średnio 2,7 razy większą, niżby ona wypadła z samego oporu W płynięcia statku, czyli że niezbędna moc wskazana silnika będzie:

$$N_i = 2,7 \frac{W \cdot v_s}{75} \text{ MK.}$$

5. Sposób Rankine'a.

Rankine podał wzór:

$$N_i = \frac{v^3}{1850} L G (1 + 4 \sin^2 \varphi + \sin^4 \varphi), \text{ w którym oznacza:}$$

v prędkość statku w węzłach,

L dłuż statku, w m,

G średnią wartość podwodnych obwodów owręży, w m,

φ średnią wartość połowy kąta dziobowego wodnic.

Wzór ten daje jednak zgodne wyniki tylko dla statków ostrych o pełnotliwościach $\delta < 0,5$, $\alpha < 0,66$.

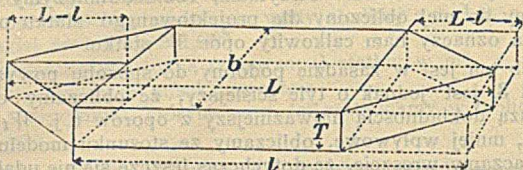
6. Sposób Kirk'a.

Kirk zastępuje bryłę wyprzeni prostopadłościanem jednakowej objętości, o przekroju $b \cdot T$, a długości l , przyczem $b < B$ i $l < L$, a mianowicie:

b = polu owręza zasadniczego, podzielonemu przez zagłęb T ;
 = objętości wyprzeni, podzielonej przez owe pole owręza zasadniczego.

Z tego prostopadłościanu ścina Kirk z jednego końca dwa kliny o długości $L - l$ i szerokości $\frac{b}{2}$ (p. rys. 1047), a odcięte te dwa kliny przystawia w drugim końcu, przez co otrzymuje nieprawidłowy graniastosłup sześciokątny (przedstawiony w rys. 1047), o dłuży L ,

Rys. 1047.



zagłębieniu T i szerzy b . Bryła ta ma nam zastąpić bryłę istotnej wyprzeni i posłużyć do łatwiejszego obliczenia podwodnej powierzchni statku, na którą Kirk podaje wzór poniższy: $O = \xi \cdot F$, w którym F oznacza pole dna i boków owej bryły, a współczynnik ξ ma wartości:

- $\xi = 0,98$ dla statków bardzo pełnotliwych,
- $\xi = 0,97$ dla zwykłych parowców morskich,
- $\xi = 0,95$ dla parowców średnio ostrawych,
- $\xi = 0,92$ dla statków bardzo ostrawych.

Z obliczonego pola O możemy, dla danej prędkości v , oznaczyć opór tarcia którymkolwiek ze sposobów powyżej już wskazanych.

Kirk podaje jednak dogodniejszy wzór do bezpośredniego obliczenia wskazanej mocy silnika, a mianowicie:

$$N_i = \lambda \cdot F' \cdot (0,1 \cdot v)^3 MK,$$

w którym to wzorze v oznacza prędkość w węzłach, F' podwodną powierzchnię owej bryły zastępczej w m^2 , a λ współczynnik o wartościach:

- $\lambda = 0,425$ dla parowców bardzo ostrawych z silnikami wysokiej sprawności;
- $\lambda = 0,532$ jest średnią wartością dla dobrze zbudowanych zwykłych parowców morskich, wreszcie
- $\lambda = 0,64$ do $0,75$ dla szerokich statków pełnotliwych.

7. Sposób Afonasiewa.

a) dla największej prędkości v_{\max} :

$$N_{i \max} = \frac{1000}{1-s} \sqrt[3]{\frac{B \cdot P^2}{L^2}} \sqrt[3]{\left(\frac{v_{\max}}{A}\right)^{10}}$$

b) dla dowolnej mniejszej prędkości v będzie :

$$\frac{N_i}{N_{i \max}} = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{v^2}{v_{\max}^2} \right) \sqrt[3]{\left(\frac{v}{v_{\max}} \right)^7}.$$

We wzorach powyższych oznaczono przez :

s usłizg pędziska (śruby, koła),

B szerz statku,

L dłuż statku,

P wypór lub wagę statku,

v prędkość w węzłach, wreszcie

A spólczynnik o wartościach poniższych :

Rodzaj pędziska	Poszycie malowane	Poszycie obite miedzią
Śruba polerowana lub koło o łopatkach samonastawnych	29,5	30,5
Śruba niepolerowana lub koło o łopatkach nienastawnych	29	30

d. Obliczenie podwodnej powierzchni statku.

1. Za pomocą wzoru Simpson'a.

Pomierzwszy podwodne obrysy owręży, obliczamy powierzchnie podług wzoru Simpson'a i poprawiamy wynik, mnożąc go przez 1,015 do 1,030, a to zależnie od pełnotliwości statku.

2. Podług wzorów swoicie przystosowanych.

1. Bourgeois podał wzór :

$$O = \varepsilon L(B + 2T), \text{ z wartością } \varepsilon = 0,65 \text{ do } 0,78;$$

2. Denny: $O = LB \frac{\delta}{\beta} + 1,7 LT;$

3. Dupré: $O = 2 \cdot L \cdot \sqrt{\Omega},$
gdzie Ω oznacza pole owręża zasadniczego;

4. Rota: $O = 0,95 \frac{\delta}{\beta} \cdot U + 2 \cdot T \left(1 - \frac{\delta}{\beta} \right),$

w którym U oznacza obrys podwodny owręża zasadniczego; wreszcie 4. Kirk określił wzór, podany już powyżej na str. 496.

II. OŻAGLENIE *).

Na jednomasztowcu nie mamy potrzeby wyróżniania masztu w jego nazwie, będzie on poprostu masztem. Gdy jednak statek ma więcej masztów, wyróżnianie takie okaże się niezbędnem. Na trójmasztowcu, np. na fregacie, rozróżniamy: maszt **przedni** (ren), maszt **wielki** (środkowy) i maszt **tylny**, a pochyły, z dzioba wychodzący maszt prawie poziomy zwiemy **dziobakiem**, wreszcie na samym tyle statku stoi **drzewiec** na banderę. Gdy statek ma więcej niż trzy maszty, np. 4 do 5-ju, maszt stojący między przednim a wielkim zwiemy masztem **zaprzędnym**, tylne zaś mogą być **rejakiem**, wzgl. **soszakiem tylnym**. Maszt na mniejszych statkach bywa cały z jednego pnia, na większych natomiast składa się on z dwóch, a najczęściej z trzech ponad sobą stojących, i ze sobą złączonych pni. masztakami nazwanych. Dolny pień takiego masztu zwiemy **pnakiem**, wyższy, ponad nim stojący, **wyżakiem**, wreszcie trzeci u szczytu stojący, **szczyłakiem**. Gdy wyjątkowo ponad szczyłakiem znajduje się jeszcze 4-ta nadstawka, tworząca niejako sam wirch masztu, zwiemy ją **wirszakiem**. Dolna część wyżaka przylega do wierzchniej części pniaka, a dwa te **masztaki** (t. j. poszczególne pnie masztu) łączą się ze sobą nawzajem obchwytyjącymi je złączami, z których dolne zwiemy **jarzmem**, górne zaś **dybami**. Na jarzmie mieści się **gniazdo**, będące niejako czatownią statku. Podobne złącza mamy i między pozostałymi masztakami. Przynależność do danego masztu wyróżniamy przez dodanie przymiotnika, np. pniak dziobakowy, pniak przedni, wyżak przedni, wyżak wielki, szczyłak wielki i t. p.

Żagle nie rozpinają się bezpośrednio na masztach, lecz na drągach do masztów przyczepionych. Jeżeli drąg taki, czyli **żaglak**, jest poziomy i łączy się swym środkiem z masztem, zwiemy go **reją**, a żagiel na rei rozpinany, **rejelem**. Gdy żaglak przyczepia się swym środkiem do masztu, zazwyczaj do jego szczytu, lecz nie jest poziomy, a tak pochyły, że niższy jego koniec zbliża się do poziomu burty, zwiemy go **oblakiem**, rozpięty zaś na nim żagiel trójkątny (ła-ciński), **oblączłem**. Gdy żaglak swym niższym końcem jest przegubowo przyczepiony do wyższej części masztu i wznosi się od niego pochyło w górę zwiemy go **sochą**, a żagiel między nim a masztem (lub jego przystawką) rozpięty, zwiemy **soszelem**. Jeżeli wresz-

*) Na wielkich żaglowcach ilość żagli, oraz ich przynależności jest bardzo wielka, a każdy z tych żagli ma oddzielną swą nazwę w językach narodów, trudniących się żegluga. Niektóre z tych nazw są wspólne dwom, a czasem nawet kilku językom, lecz nie są to nazwy międzynarodowe, nie można ich zatem było przenosić żywcem do naszego języka, który nazw takich w ogóle nie posiada. Okazała się zatem konieczność wytworzenia całych szeregów nazw nowych.

cie żaglak swym niższym końcem łączy się z masztem w niższej, przypokładowej jego części i wznosi się pochyło w górę, rozpierając tylko żagiel, rozpięty na maszcie samym lub na jego przystawce, to żaglak taki zwimy **rozprzą**, a żagiel przez nią rozpierany, **rozprzelem**. Do poziomego rozparcia takiego rozprzela lub soszela stosują zazwyczaj u spodu poziome rozwory, nieraz jednak wyprężają spód takiego żagla linami. Maszt spoczywa swą **piętą** albo bezpośrednio na stępce statku, względnie na nadstępce, albo też na **podpiętku**, który się dopiero wspiera na stępce. Poziomym przesuwaniem się pięty masztu zapobiegają obchwytyjące go opiętniki. W przejściach masztu przez pokład, stropy lub pomosty przytwierdzamy maszt, zakliniając go silnie w tych **objęciach**. Wyższe punkty masztu łączą się z boku **uwieżziami** z burzą, a poszczególne, pochyłe te uwieżzie są bądź z linami pojedynczemi, bądź też uwieżziami drabiniastemi, które się składają z pary lin, złączonych ze sobą nawzajem szczeblami, wytworzonymi również z kawałków linek. W płaszczyźnie poosiowej statku górne części masztów łączą się nawzajem ze sobą, oraz z dzióbem i tyłem statku za pomocą lin, które zwimy **przewięziami**, a żagiel, rozpięty na takiej przewięzi między masztami, zwimy **przewięzlem**.

Między masztem przednim (lub jego przewięzią), a dzióbakiem rozpinamy żagle trójkątne, **dzióblami** nazwane.

Podług ich położenia na poszczególnych masztakach wyróżniamy żagle nazwami: **pniel** na pniaku, **wyżel** na wyżaku i **szczyciel** na szczyciaku. Mały żagielek na samym wirchu masztu zwimy **wirszelem**. Jeżeli na tym samym masztaku, np. na wyżaku, mamy dwa żagle ponad sobą, to dolny zwimy **wyżlem**, górny zaś **nadwyżlem**. Dodając do tych nazw przymiotniki znamionujące, na którym z masztów znajduje się dany żagiel, otrzymamy w samej nazwie żagla ściśle określenie jego położenia, a więc np. **szczyciel przedni** *) jest to żagiel na szczytowej części (na szczyciaku) masztu przedniego, a jeżeli na tej części masztu mieszczą się dwa żagle ponad sobą, to nazwa ta dotyczy niżej położonego, podczas gdy żagiel nad nim umieszczony zwałby się nadszczycielem przednim; podobnie będzie: **pniel zaprzadni**, **wirszel wielki**, i t. p.

Poszczególne **reje** mianujemy podług żagli, do których należą, np. **przednia reja szczyciela**, **wielka reja wyżłowa**, i t. p.

Każda reja przyczepia się do masztu pokretnie za pośrednictwem **opaski**. Na środkowej części rei rozpinamy żagiel (rejel), a jej końce wystające poza żagiel, zwimy **rogami**. Oddzielnymi powrozami trzymamy reję za jej rogi i ustawiamy ją w pożądané położenie. Żagiel przy dolnym obrąbku w swych narożnikach jest zaopatrzony w **pęciny**, do których przyczepiamy powrozy, służące do wyprężenia i nakierowania żagla. W miarę potrzeby **fałdujemy** żagle rozpięte jedno-, dwu- lub trzykrotnie, zmniejszając przez to ich czynną powierzchnię, wreszcie zwijamy je zupełnie, przytracając zwinięty żagiel **trokami** do rei.

*) Żagiel ten zwie się: po ang. Topgallant fore sail; po franc. le perroquet de misaine; po niemiecku Fockbramsegel lub Vorbramsegel; po rosyjsku fokowij bramsejl, a więc żagle w ogóle nie mają nazw międzynarodowych.

A. Maszty, reje i t. p.

a. Rozstawienie masztów, oraz ich odchyły od pionu.

Znaczenie cyfr w dziale tablicy	Nazwa masztu	Barka 4-ro masztowa	Statek pełnożagłony (fregata)	Barka 3 masztowa	Bryg	Szkuńiec 3-masztowy	Szkuńiec 2-masztowy
Odstęp masztu od pionu przydzióbowego, wyrażony w dłuży <i>L</i> statku.	Dzióbak . . .	—	—	—	—	—	—
	Przedni . . .	0,17 <i>L</i>	0,195 <i>L</i>	0,21 <i>L</i>	0,18 <i>L</i>	0,20 <i>L</i>	0,22 <i>L</i>
	Wielki . . .	0,43 <i>L</i>	0,53 <i>L</i>	0,56 <i>L</i>	0,65 <i>L</i>	0,56 <i>L</i>	0,64 <i>L</i>
	Przedtylny . . .	0,71 <i>L</i>	0,83 <i>L</i>	—	—	0,87 <i>L</i>	—
	Tylny (so-szak) . . .	0,89 <i>L</i>	—	0,84 <i>L</i>	—	—	—
Odchylenie masztu od pionu ku tyłowi, a dla dzióbaka jego pochylenie względem poziomu w stopniach, lub procentach długości.	Dzióbak . . .	20°	20°	20°	20°	17°	do 8 1/2°
	Przedni . . .	6—7%	4—6%	6%	3%	6°	do 14 1/2°
	Wielki . . .	7—8%	5—7%	7%	5 1/2°	do 7 1/2°	do 14 1/2°
	Przedtylny . . .	8—10%	6—10%	—	—	do 9°	—
	Tylny (so-szak) . . .	10—11%	—	8%	—	—	—

b. Wymiary.

1. Długość.

Dłuz p całego pniaka masztu wielkiego służy za jednostkę miary, w której wyrażamy dłuże pniaków pozostałych. Sam wymiar p pozostaje natomiast w zależności od największej szerzy B owręza zasadniczego.

Dla statku pełnożagłonego, np. fregaty 3-masztowej bywa: $p = 2,3 B$; pniak przedni $0,96 p$; pniak tylny $0,89 p$, pniak dzióbaka wystaje poza dzióbnicę $0,5 B$, a przedłużenie jego, t. j. przeddzióbak bywa $0,54 B$ długi. Wyżak zachodzi na pniak na $0,14 p$.

Dla szkuńca dwumasztowego zwykle wymiary będą: $p = 3,15 B$; pniak przedni $0,95 p$; wyżaki zachodzą na pniaki o $0,11$ do $0,12 p$; dzióbak $0,7 B$; przeddzióbak $0,63 B$.

Długość poszczególnych wyżaków i szczyciaków pozostaje w zależności od ich ożaglenia, przyczem części te na maszcie przednim miewają tę samą długość, co na wielkim.

Długości rei czyniono dawniej zależnemi od całej dłuży statku, np. przednie i wielkie reje pnieli były na barkach i statkach pełnożagłonych $0,49 L$ długie, a na brygach $0,5$ do $0,53 L$, na szkuńcach nawet $0,6 L$. Obecnie długość rei czynią raczej zależną od szerzy B statku, licząc na reje pnielowe $2,2 B$, a reje wyżłowe miewają $0,8$, szczycielowe zaś $0,56$ dłuży rei pnielowej.

2. Średnice.

Pniak miewa największą średnicę w objęciu pokładowem, a mianowicie $\frac{1}{36}$ swej długości, gdy jest orejony, a $\frac{1}{40}$ do $\frac{1}{48}$, gdy zamiast rei ma sochę. Największa średnica dzióbaka bywa równa średnicy pniaka przedniego w objęciu pokładowem.

Wyżaki i szczyciaki orejone miewają w jarzmie i w dybach średnicę 0,027 swej długości, a na soszaku 0,022 do 0,020 swej długości.

Grubość rei w pośrodku bywa: na pniele 0,018, na wyżele niedwójone 0,013, na szczyciele 0,0075 długości samej rei. Końce, czyli rogi rei, mają średnice dwa razy mniejsze. Na średnicę d w pośrodku rei podaje Tideman *) wzór:

$$\mu \sqrt{l^2 h}, \text{ w którym}$$

l jest całkowitą szerokością żagla na danej rei,

h jego wysokością po rozpięciu, (h i l w dowolnej jednostce długości),

μ jest współczynnikiem o wartości 0,023 dla rei pnielowych, a 0,019 dla wszystkich pozostałych.

3. Stosunek średnic w końcach do średnicy największej.

Pniaki: w pięcie $\frac{5}{6}$, górą $\frac{4}{5}$ (a dla sochy $\frac{3}{5}$).

Wyżaki i szczyciaki: dołem $\frac{4}{5}$, górą $\frac{9}{13}$.

Dzióbak: dołem $\frac{5}{6}$ (na szkuńcach i kutrach $\frac{1}{3}$), górą $\frac{2}{3}$.

Reje: w końcach $\frac{1}{2}$.

4. Uwagi dodatkowe.

Średnio można liczyć, że środki rei na maszcie leżą w przedłużonej osi szczyciaka. Osie poszczególnych rei wkreślamy zatem prostopadle do tej osi. Odstęp między reją na pniaku a jarzmem bywa 3,6 średnicy pniaka, rei zaś na wyżaku 0,006 do 0,01 jego długości. Rozwora soszla przynajmniej 2 m ponad pokładem, aby pod nią pozostawało swobodne przejście. Socha siedzi na pniaku w odstępnie 5-ju jego średnic poniżej jarzma, a jeżeli maszt jest orejony, to socha łączy się nie z samym masztem, lecz z jego przystawką w poziomie najniższej rei. Socha od swego punktu przyczepienia wznosi się pochyło w górę pod kątem 20 do 30° względem poziomu, zazwyczaj równoległe do przewięzi, idącej od tego masztu ku dzióbowi statku. Dolny obręb soszla ma być tak długi, aby jego pęcina (do której przyczepia się powróz wyprężający ten żagiel) sięgała poza tylny pion statku o 0,23 L na statkach pełnożaglonych, a o 0,16 do 0,19 L na brygach. Dolny obręb dzióbła ma być o 0,6 m dłuższy od dzióbaka; obręb przedni 0,8, a tylny 0,64 długości prowadnicy dzióbłowej. Prowadnica ta, t. j. lina rozpięta między dzióbakiem a wyżakiem przednim, tworzy z nim kąt 51° do 53°, podczas gdy przewięź kudzióbowa masztu przedniego tworzy z nim kąt 34° do 35°.

*) Memorial van de Marine.

5. Żórawie przymasztowe.

Do ładowania i wyładowania ciężkich towarów stosują na statkach bądź to oddzielne żórawie obrotne, bądź też żórawie, których słupem jest pniak masztowy. Główną częścią takiego żórawia przymasztowego jest wysięgnik, dolnym końcem złączony obrotnie z pniakiem, górnym zaś końcem przyczepiony do niego liną, przechodzącą przez krążki, co dozwala na dowolną zmianę pochylenia wysięgnika, a więc i jego wysięgu. Nośność takiego żórawia przymasztowego bywa do 3 t przy wysięgnikach drewnianych, o dłuży do 13 m, do większej nośności stosują już wysięgniki żelazne. Podnos takiego żórawia bywa do 8 m ponad pokład, a wysięg jego około 1,8 m poza burtę. Średnica d wysięgnika drewnianego, o dłuży l w m, na nośność P w t, określa się wzorem:

$$d = 10 \sqrt[4]{\frac{aPl^3}{6}} \text{ cm, w którym spółczynnik}$$

$a = 0,7$ do $0,8$, gdy $l < 7$ m,

$a = 0,8$ „ $0,9$, „ $l = 7$ do 10 m, wreszcie

$a = 0,9$ „ $1,0$, „ $l = 10$ do 13 m.

B. Żagle.

a. Wielkość żagli.

W obliczeniu powierzchni żagli należy uwzględnić przedewszystkiem żagle podane w zestawieniu poniższem.

Rozstawienie żagli na poszczególnych masztach.

Rodzaj żaglowca	Na soszaku (za m. tylnym)	Na maszcie tylnym	Na maszcie wielkim i przednim, t. j. na każdym z nich	Dzióbki i przewięzła
Barka czteromasztowa	1 soszel pniakowy 1 soszel wyżakowy	1 pniel 2 wyźle 2 szczyciele	1 pniel 2 wyźle 2 szczyciele	1 przewięziel przedni 2 dzióbki
Statek pełnożaglony	—	1 soszel 2 wyźle 2 szczyciele	1 pniel 2 wyźle 2 szczyciele	1 przewięziel przedni 2 dzióbki
Barka	1 soszel pniakowy 1 soszel wyżakowy	—	1 pniel 2 wyźle 2 szczyciele	1 przewięziel przedni 2 dzióbki
Bryg	—	—	1 pniel 2 wyźle 2 szczyciele nadto na maszcie wielkim 1 soszel	1 przewięziel przedni 2 dzióbki
Szkuniec	—	—	1 soszel pniakowy 1 soszel wyżakowy nadto rejele na maszcie przednim	1 dzióbek

Jeżeli pole owręża zasadniczego uważać będziemy za jednostkę, to całkowite pole Z żagli będzie w przybliżeniu:

- 32 na barkach czteromasztowych,
- 27 na statkach pełnożaglonych (fregatach),
- 25 na barkach,
- 65 na brygach i szkunicach.

b. Rozdział pola żaglowego na poszczególne maszty i żagle.

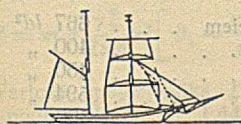
Podług stateczności statku (por. str. 473 i nast.) oznaczamy bezpieczny moment parcia wiatru, a z niego i z założonego parcia jednostkowego obliczamy bezpieczny moment statyczny (Zh) pola (Z) żagli względnie do pływnicy, przychem h będzie wzniosem środka ciężkości pola żaglowego ponad poziom tej pływnicy. Dla statków wązko budowanych dobieramy większe Z , a mniejsze h , dla statków szerokiej budowy naodwrot większe h , a węższe żagle. Jeżeli całe pole Z żagli podzielimy na 1000 równych części, to części te rozdzielamy na poszczególne maszty i żagle w stosunku do liczb poniżej podanych.

Rodzaj żaglowca	Na soszaku tylnym	Na rejaku tylnym	Na maszcie wielkim	Na maszcie przednim	Dzióbki i przewięzła	Ogółem
Barka czteromasztowa	80	290	290	280	60	1000
Statek pełnożaglony	—	210	360	340	90	1000
Barka	150	—	380	370	100	1000
Bryg.	—	—	{ 400 na rejach 148 soszel }	386	66	1000

Oznaczając znów pole ożaglenia na maszcie wielkim przez 1000, rozdzielamy je na poszczególne żagle w stosunku: pniel 389, wyżel 358, szczyciel 253; nadszczyciel do sumy tej nie jest wliczony, a wielkość jego pola równałaby się $\frac{5}{7}$ pola szczycielowego.

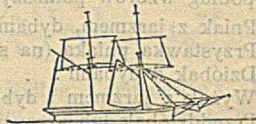
W rys. 1048 do 1052 przedstawiamy zarysy ożaglenia kilku rodzajów żaglowców, a rozdział żagli będzie na nich następujący:

Rys. 1048.



Szkuniec brygowy.

Rys. 1049.

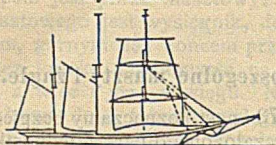


Brygantyna.

Szkuniec brygowy (rys. 1048): Maszt wielki 328, przedni 516 (z tego pniel 223, wyżel 197, szczyciel 96), dzióbki 93, przewięzła 63

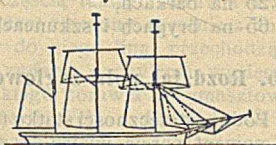
Brygantyna (rys. 1049): Maszt wielki 420 (soszel na pniaku 265, wyżel 155), maszt przedni 313 (soszel 171, wyżel 142), żagle przydzióbowe 267 (przewięziel przedni 83, dziób 82, przeddziób 102).

Rys. 1050.



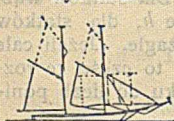
Szkuniec trzymasztowy.

Rys. 1051.



Szkuniec barkowy.

Rys. 1052.



Szkuniec sochowy.

Szkuniec trzymasztowy (rys. 1050): Soszak tylny 172, maszt wielki 236, maszt przedni 469 (pniak 209, wyżel 175, szczytel 85), żagle przydzióbowe 123 (dziób 49, przeddziób 74).

Szkuniec barkowy (rys. 1051): Soszak tylny 144, maszt wielki 339 (soszel 193, wyżel 146), maszt przedni 306 (soszel 171, wyżel 135), żagle przydzióbowe 211 (przewięziel 67, dziób

54, przeddziób 90).

Szkuniec sochowy (rys. 1052): Maszt wielki (soszak) 400, maszt przedni 300, dziób 120, przeddziób 180.

Środek ciężkości pola żagli leży przed środkiem wyporu o:
 0,040 do 0,031 L na statkach pełnożaglowych i na barkach,
 0,033 do 0,025 L na brygach,
 0,022 do 0,020 L na szkuńcach.

W Anglii budują żaglowce w ten sposób, aby środek ciężkości pola żagli leżał przed środkiem ciężkości wodnicy zasadniczej o 0,071 L w szerokich statkach pełnożaglowych, do 0,033 L w takichże wąskich i w barkach, o 0,05 L w brygach, podczas gdy w szkuńcach obydwie te środki ciężkości leżą ponad sobą.

C. Wagi własne części ożaglenia.

Oznaczywszy przez l długość w m, a przez d największą średnicę w m, otrzymamy wagę poszczególnych masztaków rei i t. p. w kg, podług wzorów poniższych:

Pniak z jarzmem, dybami i okuciem	667 ld^3
Przystawka pniaka (na sochę)	400 „
Dzióbak z dybami	450 „
Wyżak z jarzmem i dybami	594 „
Przeddzióbak lub szczyciak	390 „
Reje	430 do 610 „
Sochy	435 „

Płótno żaglowe, cięższe waży 0,7 do 0,9 kg/m^2 , lżejsze 0,36 do 0,6 kg/m^2 . Żagle gotowe wraz z zakładkami, obrabkaniem i t. p. ważą

na 1 m² 1½ do 2 razy, a nawet do 3 razy więcej niż m² płótna. Waga całkowitego ożaglenia wraz z masztami i t. p. rozłożona na 1 m² pola żaglowego bywa bardzo zmienna, bo (pomijając mniejsze łodzie i jachty) 23 do 65 kg na 1 m² żagla. Poniżej podajemy kilka przykładów:

Statek pełnożaglony, o polu żagla 2327 m², waga ożaglenia 152 t, czyli 65 kg/m².

Takiż statek o 1311 m² żagla, waga ożaglenia 64 t, czyli 49 kg/m².

Barka o 814 m² żagla, waga ożaglenia 37,6 t, czyli 46 kg/m².

Bryg o 950 m² żagla, waga ożaglenia 36,8 t, czyli 39 kg/m².

Szukniec o 571 m² żagla, waga ożaglenia 13 t, czyli 23 kg/m².

III. PĘDZISZE I SILNIKI OKRĘTOWE.

A. Pędzisz (propelery).

a. Koła łopatkowe.

Oznaczmy przez:

W opór ruchu statku, w kg,

v_s prędkość statku, w m/sek. (p. str. 490 i n.),

l szerz, h wyż łopatek, w m,

m ilość łopatek w każdym kole,

A ($= 2lh$) powierzchnię dwóch łopatek, t. j. prawego i lewego koła, w m²,

d średnicę obwodu nacisków, t. j. środków ciśnienia łopatek, w m,

γ ciężkość właściwą wody, w kg/m³,

g przyspieszenie ciężkości $= 9,81$ m/sek²,

u prędkość obwodową środków ciśnienia, w m/sek.,

[środek ciśnienia liczą w Niemczech w odległości $\frac{1}{2}h$ od zewnętrznej krawędzi łopatek, w Anglii zaś w odległości $\frac{1}{3}h$].

e zanur łopatk, t. j. największą odległość zewnętrznej krawędzi łopatk od powierzchni wody,

n ilość obrotów koła na minutę,

a otrzymamy:

$$W = mA \frac{\gamma \xi}{2\pi g} u^2 \left[\vartheta_1 - \frac{v_s}{u} \vartheta_2 + \left(\frac{v_s}{u} \right)^2 \vartheta_3 \right] = mA \frac{\gamma \xi}{2\pi g} u^2 \Omega.$$

Wartość współczynnika ξ jest: podług Campaignac'a 1,24 do 3,9; podług Dubuat'a 1,443; podług Poncelet'a 1,333, a podług Ducheveque'a 1,254.

Sprawność prędkości, t. j. stosunek $v_s : u$ leży w granicach 0,70 i 0,85, a pozostałą stratność 30 do 15% stanowi uszłg (p. str. 508 w objaśnieniu znaku C).

Tablicę poniższą zestawiono, dla rozmaitych kątów φ zanurzenia się łopatkki, zakładając średnią sprawność prędkości $v_s: u = 0,80$.

w sto- pniach	φ w łuku	ϑ_1	ϑ_2	ϑ_3	Ω	η
20	0,3491	0,34202	0,67046	0,32868	0,01601	0,782
25	0,4363	0,42262	0,81932	0,39746	0,02154	0,773
30	0,5236	0,50000	0,95661	0,45830	0,02802	0,754
35	0,6109	0,57358	1,08075	0,51068	0,03582	0,735
37 $\frac{1}{2}$	0,6545	0,60876	1,13746	0,53356	0,04027	0,724
40	0,6981	0,64279	1,19051	0,55426	0,04511	0,713
45	0,7854	0,70711	1,28540	0,58926	0,05592	0,685
50	0,8727	0,76604	1,36511	0,61620	0,06832	0,652

Sprawność ogólna będzie: $\eta = \frac{v}{u} \frac{\Omega}{\varphi - \frac{2v_s}{u} \vartheta_1 + \left(\frac{v_s}{u}\right)^2 \frac{\vartheta_2}{2}}$.

W szybkich kołowcach morskich (parowcach pocztowych między Anglią i lądem stałym o prędkości ponad 14 węzłów) $h = 0,38$ do $0,48 l$, średnio zaś $h = 0,43 l$;

w parowcach strażniczych (8 do 16 węzłów) $h = 0,23$ do $0,30 l$;

w parowcach rzecznych (7,5 do 11 węzłów) $h = 0,17$ do $0,24 l$.

W statkach morskich l dosięga wartości $\frac{1}{3} B$, w rzecznych zaś nawet $\frac{1}{2} B$.

Średnica D , obwodu zewnętrznych krawędzi łopatek, bywa:

$D = 5,3$ do $5,5 h$ na szybkich kołowcach morskich o łopatkach samonastawnych;

$D = 8,1$ do $8,8 h$ na parowcach strażniczych;

$D = 8,2$ do $10,0 h$ na małych parowcach rzecznych o łopatkach nienastawnych;

$D = 4,2$ do $5,5 h$ na nowszych holowcach rzecznych (z mimośrodem między ścianą boczną a kołem). Stosunek zanurów w kole bywa: $e: D = 0,22$ do $0,24$ w dużych, szybkich parowcach o łopatkach samonastawnych. Do statków mniejszych biorą ogólnie, podług Scott Russell'a: $e: D = 0,17$ do $0,22$. Wewnętrzna krawędź łopatek powinna się unurzać przynajmniej na 100 mm.

Wewnętrzną średnicę D_1 koła łopatkowego określamy wzorem

$$D_1 = 1,10 \text{ do } 1,15 \frac{1852v}{60\pi n} = 11,0 \text{ do } 11,5 \frac{v}{n},$$

w którym v oznacza prędkość statku w węzłach.

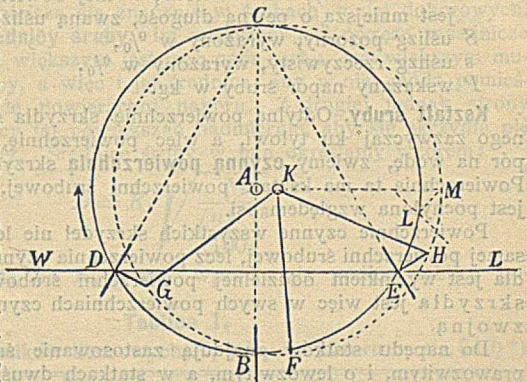
Ilość obrotów n na min. nie przekraczała dawniej wartości 20 do 30, obecnie jednak dosięga ona wartości 40 do 50, a nawet więcej.

Odstęp międzyłopatkowe (podziałka), mierzone po obwodzie nacisków, bywają 0,9 do 1,2 m, na parowcach rzecznych do 0,7 m, a między łopatkami samonastawnymi do 1,9 m i więcej. Jednocześnie powinny być zanurzone przynajmniej 3 łopatki każdego koła.

Ustrój kół o łopatkach samonastawnych.

W rys. 1053 *WL* oznacza wodnicę, *A* środek (oś) samonastawnego koła łopatkowego, *D*, *B*, *E* środki łopatek, *C* punkt na obwodzie tych środków (leżący pionowo ponad *A*), w którym to punkcie mają się zbiegać przedłużenia łopatek. Natenczas, wyprowadzając ze środków łopatek prostopadłe do nich rączki *DG*, *BF* i *EH*, o długości $0,6h$, możemy wyznaczyć środek *K* koła, przechodzącego przez przeguby rączek *GFH*, a punkt *K* będzie środkiem mimośrodu nastawiającego łopatki. Należy sprawdzić, czy nastawiaki w położeniu *KM*, odpowiadającym największemu odchyleniu rączek łopatkowych, nie dotykają łopatki; w danym razie wypada zrobić stosowne wycięcia w łopatkach.

Rys. 1053.



Waga koła łopatkowego w kg. Jeżeli *d* oznacza średnicę obwodu nacisków (środków ciśnienia) w m, *b* — szerokość koła w m, *N_i* moc wskazaną silnika w *MK*, a jako bezpieczne naprężenie żelaza założymy 1000 kg/cm^2 , to przybliżoną wagę koła oznaczamy ze wzorów:

$$\text{na koła o łopatkach nienastawnych} \quad \dots \quad 14bd\sqrt{N_i}.$$

$$\text{na koła o łopatkach samonastawnych} \quad \dots \quad 26bd\sqrt{N_i}.$$

b. Śruby napędne *)

Poniżej oznaczać będziemy przez:

D średnicę śruby, t. j. obwodu, zakreślanego przez końce skrzydeł, w m,

*) Bauer, Berechnung u. Construction der Schiffsmaschinen u. Kessel.

- H skok śruby w m (liczony na cały obrót, a nie na szerz skrzydła),
 A istotną, rozwiniętą powierzchnię każdego skrzydła, w m^2 (nie powierzchnią rzutu),
 z ilość skrzydeł w śrubie,
 N_1 moc wskazaną silnika, w MK , przypadającą na daną śrubę,
 n ilość obrotów wała na min.,
 V prędkość statku w węzłach (prędkość 1-go węzła = 1 mila morska, czyli 1852 m na godz., p. str. 490),
 C pobieg śruby w węzłach, t. j. jej skok, pomnożony przez ilość obrotów na godz., wyrażony w milach morskich, czyli droga, jakąby śruba przebyła przez godzinę, gdyby się wkręcała w ciało stałe, a nie w ciecz; w niej bowiem droga przebyta jest mniejsza o pewną długość, zwaną uślizgiem,
 S uślizg pozorny, wyrażony w $\%$,
 s uślizg rzeczywisty, wyrażony w $\%$,
 P wskazany napór śruby w kg.

Kształt śruby. Odtynną powierzchnię skrzydła śruby. przechyłego zazwyczaj ku tyłowi, a więc powierzchnię, wywierającą napór na wodę, zwiemy **czynną powierzchnią** skrzydła, wzgl. śruby. Powierzchnia ta ma kształt powierzchni śrubowej, której tworząca jest pochylona względem osi.

Powierzchnie czynne wszystkich skrzydeł nie leżą w jednej i tej samej powierzchni śrubowej, lecz powierzchnia czynna każdego skrzydła jest wycinkiem oddzielnej powierzchni śrubowej. Śruba trój-skrzydła jest więc w swych powierzchniach czynnych śrubą trój-zwojną.

Do napędu statków znajdują zastosowanie śruby i o gwincie prawozwitym, i o lewozwoitym, a w statkach dwuśrubowych jedna śruba bywa zawsze prawozwita, druga zaś lewozwoita. Odchylenie tworzącej od pionu ku tyłowi bywa 0^0 do 20^0 , średnio 8^0 , a bywa ono tem większe, im większą jest ilość obrotów śruby w jednostce czasu. Celem tego odchylenia jest zwiększenie sprawności śruby, gdyż skrzydło tak odchylone wtłacza niejako do tyłu ku osi wodę, która, skutkiem siły odśrodkowej, ma dążność odśrodkową. Jednak i śruby bez tego odchylenia, nawet przy wielkiej ilości obrotów, wykazują sprawność czasami nie gorszą.

Skrzydło rozwinięte ma zazwyczaj postać elipsowatą, rozszerzającą się przy piąście. Naodwrot w holowcach o małym zagłębieniu, a o wielkiej powierzchni skrzydeł, powierzchnia ta poszerza się niekiedy przy obwodzie.

Śruby budują obecnie najczęściej jako czworoskrzydłe, w bojowcach i mniejszych szybkopłyńcach jako trój-skrzydłe, a śruby dwuskrzydłe wychodzą powoli z użycia.

Napór wskazany. Teoretycznie praca wykonana przez napór śruby, a więc iloczyn z tegoż naporu i pobiegu śruby, powinna się równać wskazanej pracy silnika. Ów teoretyczny napór, zwany naporem wskazanym, określi się więc wzorem:

$$P = \frac{N_1 \cdot 75 \cdot 60}{nH}$$

Sprawność śruby. Moc pożytkowa, zużywana na obracanie śruby, będzie $N_e = \eta N_i$, przyczem sprawność silnika η bywa do 0,8 w małych silnikach (do 500 MK), a do 0,95 w dużych.

Sprawność śruby wyrażamy stosunkiem:

$$\eta_s = \frac{\text{pożytkowa praca naporu śruby w kierunku poosiowym}}{\text{pożytkową pracę silnika}},$$

albo, licząc prace tę na jednostkę czasu wyrażamy:

$$\eta_s = \frac{N_n}{N_e}.$$

Śruby wyborowego ustroju wykazują sprawność $\eta_s = 60$ do 70% , która jednak zmniejsza się znacznie w śrubach mniej doborowych.

Obliczenie średnicy śruby. Im większym jest owręże zasadnicze statku, a więc im większym jest jego opór ruchu, tem większym musi być napór śruby, a więc i jej średnica, aby w niej mógł pomieścić niezbędne pole powierzchni naporu. Z drugiej jednak strony nie można średnicy tej powiększać nadmiernie, aby się skrzydła nie wynurzyły z wody. Średnicę śruby w mm określamy wzorem:

$$D = K_1 \sqrt{\frac{N_i}{\left(\frac{nH}{100}\right)^3}},$$

w którym wartość na K_1 należy wprowadzić podług tablicy poniższej:

Tablica 1.

Wartości współczynników liczbowych K_1 i K_2 dla (wzoru na str. 510 *).

Rodzaj statku	Prędkość V węzłów	Ilość		K_1	K_2	Tworzywo-(materiał) śruby
		Śrub	Skrzydło w śrubie			
1. Towarowiec pełnotliwy.	8—10	1	4	0,87—0,90	1,8—1,6	żeliwo
2. Towarowiec miernie pełnotliwy	10—13	1	4	0,92—0,97	1,6—1,4	
3. Poczowiec i osobowiec mało pełnotliwy (ostrawy).	13—17	1	4	1,00—1,05	1,4—1,2	odlew spiszowy lub stalowy
4. Takiż	13—17	2	4	1,05—1,10	1,3—1,2	
5. Takiż o nadzwyczaj małej pełnotliwości (bardzo ostrawy)	17—22	1	4	1,08—1,13	1,2—1,0	spisz.
6. Takiż	17—22	2	3	1,13—1,18	1,0—0,8	
7. Bojowiec nadzwyczaj niepełnotliwy (bardzo ostrawy)	16—22	2	4	1,08—1,15	1,1—1,0	
8. Takiż	16—22	2	3	1,13—1,21	0,8—0,7	
9. Torpedowiec	20—26	1	3	1,23—1,38	0,7—0,5	

*) Wartości te zaczerpnięto z podręcznika: Seaton, Pocket-book of marine engineering.

Szybkopłyńce o dwóch śrubach czworoskrzydłych miałyby współczynnik K_1 o wartości pośredniej między wartościami z pod 6 i 7, niekiedy jednak K_1 dla nich dosięga wartości 1,2.

Gdy obliczona tak średnica okaże się za wielką dla danego zagłębienia statku, tak iż śruba wynurzyłaby się z wody, lub musiała się zagłębiać nadmiernie, natenczas wypada jedną śrubę o wielkiej średnicy zastąpić dwiema o średnicy mniejszej i na nie rozdzielić moc silnika.

Unur śruby, t. j. głębokość wierzchu obwodu śruby pod zwierciadłem wody, we wielkich okrętach ma być 200 do 600 mm. W małych szybkopłyńcach, o silnym wale, unur śruby może dosięgać zera, a więc jej obwód może dotykać wodnicy zasadniczej.

Obliczenie czynnej powierzchni śruby. Napór jednostkowy, czyli parcie czynnej powierzchni A skrzydła na wodę, a więc $\frac{P}{zA}$, liczymy 0,3 do 0,9 kg/cm², przyczem mniejsze z tych wartości stosujemy do pełnotłiwych towarowców o małym zanurze, albo do wolnopłyńców z silnikami szybkobiegami, wartości największe do torpedowców, wreszcie pośrednie, a więc 0,6 do 0,7 kg/cm², stosują się do szybkopłyńców. Całkowitą powierzchnię skrzydeł oznaczamy ściślej ze wzoru:

$$zA = K_2 \sqrt{\frac{N_i}{n}},$$

w którym K_2 jest współczynnikiem liczbowym, o wartościach, podanych w powyższej tablicy 1. W zwykłych warunkach można też oznaczyć rozwiniętą powierzchnię skrzydła ze związków poniższych:

Rozwinięta powierzchnia skrzydła

pole objęte obwodem śruby

- = 0,3 do 0,33 w torpedowcach i krzyżowcach torpedowych,
- = 0,33 do 0,39 we większych szybkopłyńcach i w towarowcach z silnikami, o powolnym biegu,
- = 0,39 do 0,45 w powoli płynących statkach z silnikami szybkobiegami,
- = 0,45 do 0,8 w płytkobiernych statkach o małych śrubach, zwłaszcza też w holowcach.

Stosunek ten zwiększa się tem bardziej, im większym będzie napór śruby, oraz im mniejszą będzie sama śruba; z natury rzeczy musi on zatem być największy w holowcach, które oprócz własnego, przewyżczając jeszcze muszą opór ruchu statku holowanego.

Obliczenie skoku śruby. Stosunek skoku śruby do jej średnicy waha się zazwyczaj w granicach 0,9 do 1,5; przekroczenie wartości 1,5 powodowałoby już złą sprawność śruby. Ponajczęściej śruby miewają skok jednostajny, t. j. o stałym stosunku różniczki skoku

do różniczki kąta środkowego. Stosują jednakże i skoki niejednostajne, a mianowicie bądź to o niejednostajności poobwodowej, bądź też o niejednostajności po promieniu. Skrzydło o niejednostajności poobwodowej posiada przy jednej krawędzi bocznej inny skok, aniżeli przy drugiej. Skrzydło o niejednostajności skoku po promieniu posiada skok odmienny w każdym z pasków poobwodowych, wyciętych z niego przez spłosiowe walce, o stopniowo wzrastającym promieniu. Skok śruby obliczamy na zasadzie uślizgu. Należy różniczać uślizg pozorny i rzeczywisty. Uślizg pozorny jest różnicą pobiegu śruby, t. j. drogi, jakoby śruba przebyła, gdyby się wkręcała w ciało stałe i drogi istotnie przebytej przez śrubę, a więc i przez statek, lecz w wodzie stojącej, ponieważ przy płynięciu z prądem lub pod niego należałoby drogę istotnie przebytą przez statek zastąpić jego drogą względną w porównaniu z prądem. Uślizg jest właściwie długością (drogą), dogodniej jednak wyrażać go w prędkościach, a nawet w odsetkach, a mianowicie wzorem:

$$S = \frac{C - V}{C} 100,$$

w którym pobieg C śruby w węzłach (w milach morskich na godz.) będzie:

$$C = \frac{n H 60}{1852}$$

Tablica 2.

Wartości uślizgu pozornego w %, $s = \frac{a - V}{a} 100$.

Towarowiec powolny, tyłem pełnotliwy	— 2 do + 8
Ostrawy parowiec osobowy	+ 8 „ + 15
Wielki bojowiec ostrawy	+ 13 „ + 20
Małe statki ostrawe	+ 20 „ + 27.

Wartości powyższe opierają się na założeniu, że śruby mają wymiary, oznaczone na zasadzie współczynników z tabl. 1 str. 509. Uślizg rzeczywisty bywa zawsze większy od pozornego, nie znajduje jednak zastosowania do obliczeń śrub i t. p. Jest on różnicą pobiegu śruby i względnej jej drogi w porównaniu z prądem zastatkowym, jaki się zawsze wytwarza poza statkiem w kierunku jego ruchu.

Jeżeli przez U oznaczymy prędkość owego prądu zastatkowego w węzłach, to uślizg rzeczywisty w % będzie:

$$s = \frac{C - (V - U)}{C} 100.$$

Każdy statek płynący wytwarza poza sobą ów prąd zastatkowy, który będzie większym za statkami pełnotliwymi, mniejszym za ostrawymi, w każdym jednak razie uślizg rzeczywisty nie będzie nigdy ujemnym.

Wytrzymałość skrzydeł obliczają ocennie w sposób poniższy, który, wskutek niekorzystnych założeń, daje wyniki z nadmiarem bezpieczeństwa. Zakładamy, że poobwodowy przekrój skrzydła jest odcinkiem paraboli, o szerokości l , a grubości h , czyli że moment wytrzymałości takiego przekroju, względem poobwodowej osi ciężkości, jest $W = \frac{8}{105} lh^2$. W rzeczywistości, z powodu zakrzywienia skrzydła w kierunku poobwodowym, moment ten będzie większy. Jeżeli zaś moment gnący w owym przekroju jest M , to naprężenie skrajne będzie:

$$\sigma_z = \frac{M}{8} \frac{105}{lh^2}.$$

Przekrój najniebezpieczniejszy skrzydła znajduje się tuż przy piąście, której promień oznaczymy przez r , a promień obwodu śruby przez R . Zazwyczaj liczą, że środek parć skrzydła na wodę leży w odległości $0,7R$ od osi. Jeżeli śruba o z skrzydłach wywiera napór P kg, to moment gnący M w przekroju niebezpiecznym, spowodowany tym naporem, będzie:

$$M = \frac{P}{z} (0,7R - r).$$

Gdy tworząca śruby stoi pod kątem ostrym do jej osi, występują jeszcze siły odśrodkowe, zwiększające ten moment gnący, a należy je uwzględnić zwłaszcza, gdy śruba wiruje prędko, oraz gdy odchylenie tworzącej i długość skrzydła są znaczne.

Naprężenie bezpieczne liczą:

$$\begin{aligned} k_z &= 550 \text{ kg/cm}^2 \text{ w odlewie stalowym,} \\ &= 400 \text{ " w spiżu ścisłym,} \\ &= 200 \text{ " w żeliwie,} \end{aligned}$$

a w śrubach dla wojowców nawet większe.

Obliczywszy w sposób powyższy grubość przekroju niebezpiecznego, obieramy należyłą grubość na obwodzie skrzydła, a więc 6 do 20 mm dla skrzydeł spiżowych, względnie 15 do 30 mm dla żeliwnych, a to zależnie od ich długości. Przekrojom pośrednim nadajemy grubości pośrednie.

Wykonanie. Mniejsze śruby, a mianowicie do $4\frac{1}{2}$ m średnicy, można odlewać w całości, o ile nie zamierzamy zmienić skoku skrzydła przez jego nastawienie względem piasty, albo wymieniać poszczególne skrzydeł, w razie ich zepsucia. Skrzydła większych śrub odlewamy oddzielnie i przyśrubowujemy je do piasty łbiakami stalowymi, ponieważ spiżowe nie okazały się zaufnymi. Dziury na łbiaki w koinierzach przyłącznych skrzydła bywają podłużne, co dozwala na pewne pokręcanie skrzydła względem kulistej piasty, a więc dozwala zmienić skok skrzydła przy jego przytwierdzeniu. Piasty są najczęściej żeliwne, często jednak odlewane ze stali, a dla wojowców i z brązu. Skrzydła wojowców i pierwszorzędných statków kupieckich bywają ze spiżu o wysokiej wytrzymałości, w zwykłych towarowcach żeliwne, rzadziej z odlewu stalowego,

który natomiast znajduje szerokie zastosowanie do skrzydeł holowców i odlodowców, a to w celu zwiększenia wytrzymałości skrzydeł, narażonych na uderzenia o twarde przedmioty. Nadmienić jednak wypada, że odlew stalowy rdzewieje prędzej od żeliwnego.

Waga skrzydła składa się z wagi jego kołnierza, obliczanej według wymiarów istotnych i z wagi skrzydła właściwego, którą liczymy, jako równającą się 40% iloczynu z powierzchni czynnej, z grubości h przy kołnierzu i z ciężkości właściwej tworzywa.

B. Silniki okrętowe.

Oznaczywszy moc N_i silnika w MK, niezbędną na ruch naprzędnego statku, przystępujemy do obliczenia wymiarów cylindrów, posilując się wzorem z T. I str. 862, a mianowicie:

$$\frac{\pi D^2 l}{4} = F = \frac{75}{10000} \cdot \frac{N_i}{c} \frac{1}{p_i},$$

jeżeli średnicę D cylindra oznaczymy w m, średnią prędkość c tłoka w m/sek., a średnią prężność wskazaną p_i w kg/m².

Średnia prężność wskazana p_i zależy od bezwzględnej prężności p_0 w kotle, albo, gdy przydławiamy prężność kotłową, od bezwzględnej prężności w skryncie suwakowej wysokoprężnej, dalej od napełnienia ogólnego, t. j. od:

$\varepsilon = \frac{\text{napełnienia cylindra wysokoprężnego}}{\text{stosunek objętości}}$, wreszcie od sposobu działania stawidla, od wielkości strat skutkiem chłodnienia i t. d. A zatem będzie:

$$p_i = k p_0 \varepsilon \left(1 + \ln \frac{1}{\varepsilon} \right) = k p_0 \theta.$$

Sposób działania stawidla, straty skutkiem chłodnienia i t. p. uwzględniamy w współczynniku pełnoty k , którego wartość można odpowiednio oznaczyć ze zjednoczonego wykresu (p. str. 871 T. I) podobnych silników parowych, a zwłaszcza z pełnoty wskaz (p. str. 872 T. I). Na współczynnik k można liczyć następujące wartości średnie:

w silnikach dwuprężnych . . .	0,65 do 0,70
w takichże szybkobiegach . . .	0,60 „ 0,65
w silnikach trójprężnych . . .	0,55 „ 0,60
w takichże szybkobiegach . . .	0,52 „ 0,58
w silnikach czwórprężnych . . .	0,52 „ 0,54

Współczynnik pełnoty k staje się tem mniejszym, im więcej cylindrów będzie w silniku, a więc np. do silnika trójprężnego, o czterech cylindrach, należałoby stosować mniejszą z podanej wartości współczynnika.

Najodpowiedniejsza wartość rozprężenia zastępczego $\frac{1}{\varepsilon}$ będzie:

w silnikach sprzężonych na łodziach parowych i małych parowcach osobowych.	5 do 6
w silnikach sprzężonych na towarowcach	7 „ 8
„ „ „ „ trójprężnych na torpedowcach	5 „ 7
„ „ „ „ „ innych wojowcach	6,5 „ 8
„ „ „ „ „ parowcach pospiesznych	8 „ 10
„ „ „ „ „ towarowcach	9 „ 10
„ „ „ „ „ czwórprężnych na parowcach pospiesznych	10
„ „ „ „ „ towarowcach.	11 „ 13

Napełnienie cylindra wysokoprężnego dla danych powyższych założono 70%, jednakże towarowce i powoli płynące osobowce stosują przeważnie tylko 60%.

Tablica 3.

$$\text{Wartości } \theta = \varepsilon \left(1 + \ln \frac{1}{\varepsilon} \right)$$

ε	θ	ε	θ	ε	θ	ε	θ	ε	θ
0,01	0,056	0,10	0,330	0,19	0,506	0,28	0,636	0,40	0,767
0,02	0,098	0,11	0,353	0,20	0,522	0,29	0,649	0,45	0,810
0,03	0,135	0,12	0,374	0,21	0,538	0,30	0,661	0,50	0,847
0,04	0,169	0,13	0,395	0,22	0,555	0,31	0,673	0,55	0,879
0,05	0,200	0,14	0,415	0,23	0,569	0,32	0,685	0,60	0,906
0,06	0,229	0,15	0,435	0,24	0,583	0,33	0,696	0,65	0,930
0,07	0,257	0,16	0,453	0,25	0,597	0,34	0,707	0,70	0,949
0,08	0,282	0,17	0,471	0,26	0,610	0,35	0,717	0,75	0,969
0,09	0,307	0,18	0,489	0,27	0,624	0,375	0,743	0,80	0,978

Średnia prędkość tłoka zależy w wysokim stopniu od swoistości przeznaczenia i warunków miejscowych, w jakich ma pracować dany parowiec. Trudno zatem określić ją prawidłami, dającymi się ogólnie zastosować. Jako wskazówkę zaznaczamy, że na ogół zwiększenie prędkości tłoka zmniejsza koszt urządzenia i wymiary silnika, lecz jednocześnie i oszczędność jego działania, a nadto utrudnia też obsługę.

Stosowane zwykle rodzaje silników okrętowych. Małe silniki w ogóle (do 30) MK₁) oraz większość silników kołowcowych mają: rozprężanie dwukrotne, po 2 korby, przestawione względem siebie o 90°, nadprężność pary 7 do 10 at, stosunek objętości cylindrów 1:3 do 1:4. Gdy moc ma być większa, stosują silniki trzy-cylindrowe, z trzema korbami przestawionymi nawzajem o 120°, a nadprężność 10 do 13 atm. Jeżeli cylinder niskoprężny okaże się za dużym, lub gdy zamierzamy silnik zrównoważyć sposobem Schlick'a (p. poniżej str. 516), to stosujemy dwa cylindry niskoprężne przy użyciu czterech korb. Stosunek objętości cylindrów w silnikach trójprężnych o trzech cylindrach, zależnie od prędkości pary i ro-

dzaju pracy silnika bywa 1:2:4,8 do 1:2,7:7,8. Gdy prężność pary przekracza 15 at, właściwszym stanie się już silnik czwórprężny o czterech cylindrach i czterech korbach, ze stosunkiem objętości cylindrów np. 1:2,2:4,3:9,2. Jednakże na wojowcach nawet przy wyższej prężności znajdują wyłączne prawie zastosowanie silniki trójprężne. Przy doborze stosunku objętości cylindrów należy uwzględnić:

1) możliwie równy rozdział pracy na poszczególne cylindry, aby otrzymać możliwie równe siły skręcające *),

2) jednakowe, największe naciski poszczególnych tłoków, co ułatwi wykonanie tłoczków, goleni i t. p.,

3) jednakowe spadki temperatury, a to w celu zmniejszenia strat wskutek skraplania się pary.

Do projektowania, ze względu na powyższe warunki, przyda się wykres objętości (p. T. I str. 874 i n.), sporządzony na podstawie podobnych, już wykonanych silników parowych.

Przez zastosowanie właściwych urządzeń suwakowych, np. zmienników, można, przy stosownem ich nastawieniu, zmieniać napełnienie poszczególnych cylindrów o 15 do 23%, a skutkiem tego rozdzielać pracę równomiernie na wszystkie cylindry.

Tablica 4.

Ilość obrotów, skok i prędkość tłoka.

Rodzaj parowca	Ilość obrotów n/min.	Skok mm	Prędkość v tłoka m/sek.
Torpedowce i przeciwtorpedowce	300—400	400—500	5—6
Łodzie parowe	250—380	150—200	1,5—2,5
Małe holowce	180—250	200—300	1,5—2,5
Małe osobowce	150—200	280—500	2—3
Wielkie holowce i statki rybackie	100—160	300—700	2—3,5
Lekkie krążowce	120—180	600—900	3,5—5
Krążowce opancerzone	100—150	900—1100	4—5
Pancerniki	100—120	950—1300	4—4,5
Szybkopłyńce	75—95	1600—1850	4—4,8
Wielkie towarowo-osobowce	70—90	1300—1500	3,5—4,5
Małe towarowce	95—130	650—900	3—3,8
Wielkie towarowce	70—85	900—1400	3,5—4,0

*) Marine Rundschau 1899, L. Gümbel: Kilka rozdziałów z teorii nowszych silników okrętowych.

Zrównoważenie wzajemne poruszających się mas w silniku czterokorbowym (sposób Schlick'a).

Oprawa silnika stojącego, wraz z płytą posadową, jest to niejako belka, osadzona jednym końcem, t. j. płytą posadową, w posadzce silnika. Na tę belkę działają siły niezmienne, powodowane ciężarem nieporuszających się części silnika, oraz siły zmienne, wywierane na nią przez poruszające się jego części. W końcu wspomniane siły, o ile ich nie zrównoważymy nawzajem lub przez odciążki, powodują drgania silnika, wysoce szkodliwe nawet w silnikach stałych, a tem bardziej w ruchomych, jak na parowozach (które znajdując jednak dość niepoddające się oparcie na szynach), przede wszystkim zaś w silnikach na statkach (nie posiadających stałego oparcia). Jak ruchy uboczne parowozu są wynikiem owych zmiennych sił niezrównoważonych, tak i parowiec podlega skutkiem nich podobnym ruchom ubocznym, nie tylko wysoce przykrym dla jadących, lecz i wielce szkodliwym dla trwałości ustroju i urządzeń parowca.

Zrównoważyć owe siły w silniku stojącym musimy tak w kierunku pionowym, jak i w poziomym:

1. Waga G'' mas, przesuujących się pionowo, składa się z wagi tłoków, tłocznik, krzyżulców, z przytłocznikowej części goleni, tychże części pomp i t. p.

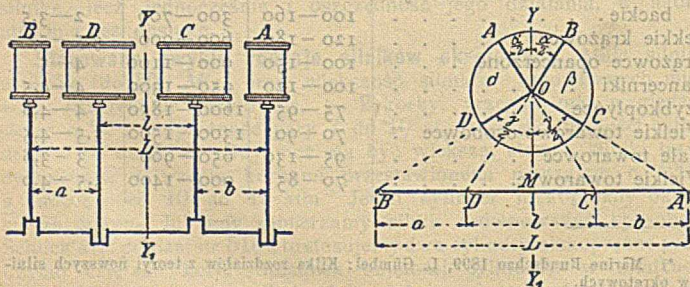
2. Waga G' mas, obracających się około osi wału składa się z wagi: ramion i czopów korbowych, przykorbowej części goleni, mimośrodków i t. p.

Zmienne siły poziome wynikają z ruchu mas G' , pionowe zaś z ruchu mas $G' + G'' = G$.

Wagę goleni korbowej rozdzieliliśmy powyżej na dwie części, t. j. na przykorbową i przytłocznikową. Rozdzielenie tego dokonywamy najwłaściwiej, dzieląc całkowitą wagę w odwrotnym stosunku odległości środka ciężkości od czopa korbowego, względnie krzyżulcowego.

Jeżeli, zgodnie z rys. 1054, pionowe naciski mas poruszających się w kierunkach poprzecznych do wału, w płaszczyźnie osi cylindrów A , B , C , D , oznaczymy przez A , B , C , D , a odstępy między temi osia-

Rys. 1054.



mi jak w rys., to otrzymamy poniższe trzy warunki wzajemnego równoważenia się owych sił zmiennych, z których to warunków należy dopełnić przynajmniej dwóch:

1. $A + B + C + D = 0$ (Wzajemne znoszenie się nacisków pionowych).

2. $A(a + b + l) + C(a + l) + Da = 0$ (Wzajemne znoszenie się momentów tychże sił, względem płaszczyzny B).

3. $B(a + b + l) + D(b + l) + Cb = 0$ (To samo względem płaszczyzny A).

Naciski powinny dopełniać tych warunków każdej chwili, a więc nie tylko w punkcie zwrotu jednego z tłoków np. A , lecz w każdym dowolnym położeniu tłoka, a więc dla dowolnego kąta ω położenia korby A , liczonego od jej położenia na zwrocie górnym. Kąty między poszczególnymi korbami oznaczamy przez $\alpha, \beta, \gamma, \delta$, zgodnie z prawą stroną rysunku 1054.

Oznaczamy przez G_A, G_B, G_C , względnie G_D wagi części, poruszających się przy poszczególnych cylindrach A, B, C , względnie D , przyczem dla poziomego zrównoważenia sił liczymy odpowiednie wagi G' części obracających się, a dla pionowego sumy odpowiednich wag $G' + G'' = G$, t. j. tak obracających się, jak i przesuwających się. Ponadto oznaczmy przez g przyspieszenie ciężkości, przez v zaś prędkość obwodową czopa korbowego, a otrzymamy poniższe wzory na naciski przy poszczególnych cylindrach, w założeniu nieskończenie długiej goleń korbowej, a mianowicie:

a) Naciski pionowe:

$$4. A = \frac{G_A}{g} \cdot \frac{v^2}{r} \cos \omega; \quad B = \frac{G_B}{g} \cdot \frac{v^2}{r} \cos(\omega + \alpha) \text{ i t. d.}$$

b) Naciski poziome:

$$5. A' = \frac{G'_A}{g} \cdot \frac{v^2}{r} \sin \omega; \quad B' = \frac{G'_B}{g} \cdot \frac{v^2}{r} \sin(\omega + \alpha) \text{ i t. d.}$$

Podstawiając wartości powyższe we wzory 1, 2 i 3, otrzymamy warunki znoszenia się owych nacisków, oraz ich momentów, a mianowicie, np. warunek znoszenia się owych nacisków pionowych będzie:

$$\frac{G_A}{g} \cdot \frac{v^2}{r} \cos \omega + \frac{G_B}{g} \cdot \frac{v^2}{r} \cos(\alpha + \omega) + \frac{G_C}{g} \cdot \frac{v^2}{r} \cos(\alpha + \beta + \omega) + \\ + \frac{G_D}{g} \cdot \frac{v^2}{r} \cos(\alpha + \beta + \gamma + \omega) = 0,$$

podobne warunki otrzymamy, przez właściwe podstawienia i ze wzorów 2 i 3, a również i dla nacisków poziomych, podstawiając wartości z pod 5.

Zgodnie z założeniem, warunki powyższe stosują się ściśle, tylko gdy goleń korbowa jest nieskończenie długa i w tem też tylko założeniu możemy zupełnie dokładnie zrównoważyć wzajemne skutki owych nacisków przez stosowny dobór wartości kątów $\alpha, \beta, \gamma, \delta$, i przez dodanie odciążków dla części się obracających, o ile roz-

dział owych wag przy poszczególnych cylindrach jest symetryczny względem płaszczyzny pionowej $Y Y_1$. W przeciwnym razie, gdy symetrii tej niema, wypada dopełnić warunku dodatkowego:

$$\frac{L}{l} (G^2_B - G^2_A) = (G^2_D - G^2_C),$$

a mianowicie przez stosowną zmianę jednej lub kilku z tych wag.

Zaniechawszy niezgodnego z rzeczywistością założenia o nieskończenie długiej goleni korbowej, możemy zrównoważyć skutki tych nacisków tylko przy zupełnie symetrycznym rozkładzie owych wag, a mianowicie skutki nacisków pionowych przez stosowny dobór kątów $\alpha, \beta, \gamma, \delta$, poziomych zaś przez odciążki wag się obracających.

Licząc więc, że $a = b$, a zatem że oś symetrii $Y Y_1$ połowi kreśły $L l$, oznaczamy przez h kreśły:

$$h = \frac{1}{4} \left(\frac{J}{l} + \frac{l}{L} \right),$$

a natenczas kąty α i γ otrzymamy ze wzorów:

$$\cos \frac{\gamma + \alpha}{2} = \frac{1}{2} + h - \sqrt{h^2 + \frac{3}{4}},$$

$$\cos \frac{\gamma - \alpha}{2} = \frac{1}{2} - h + \sqrt{h^2 + \frac{3}{4}}.$$

Powyższe założenie symetrii dotyczy nie tylko położenia wag posuwających się, lecz i ich wielkości, tak że $G''_A = G''_B$, a $G''_C = G''_D$, ponadto zaś musimy jeszcze dopełnić warunku: $\beta = \delta$, oraz:

$$\frac{G''_C}{G''_A} = \frac{G''_D}{G''_B} = \frac{\cos \frac{\alpha}{2}}{\cos \frac{\gamma}{2}}.$$

Wartości kątów α i γ możemy też oznaczyć wykreślnie, metodą prób, podług prawej strony rys. 1054, t. j. przesuwając punkt O , po MO , prostopadłej do BA , dopóki nie dopełnimy warunku:

$$\cos \frac{\alpha}{2} \cos \frac{\gamma}{2} = \frac{OM}{OD} \cdot \frac{OM}{OB} = \frac{1}{2}, \text{ czyli:}$$

$$2OM^2 = OD \cdot OB.$$

Sposobem powyższym zrównoważamy nawzajem masy posuwające się pionowo, w podobny też sposób równoważymy i masy obracające się, które powinny spełnić warunek:

$$\frac{G'_C}{G'_A} = \frac{\cos \frac{\alpha}{2}}{\cos \frac{\gamma}{2}} = \frac{G'_D}{G'_B},$$

a że zazwyczaj wagi te będą posiadały stosunki odmienne, należy je doprowadzić do tego stosunku przez dodanie odpowiednich odciążków.

Prędkości pary.

Prędkości pary obliczamy zwykle na zasadzie średniej prędkości

tłoka $c = \frac{8n}{30}$ m/sek.

Średnie prędkości pary bywają:

w głównej rurze dolotowej	$v = 30$ do 40	m/sek.
w kanałach cylindra wysokoprężnego	$v = 25$ „ 30	„
„ „ „ „ średnioprężnego	$v = 30$ „ 36	„
„ „ „ „ niskoprężnego	$v = 36$ „ 42	„
w rurach przelotowych z cylindra wys.-pr.	$v = 20$ „ 24	„
„ „ „ „ „ śr.-pr.	$v = 24$ „ 28	„
„ „ „ „ „ niz.-pr.	$v = 29$ „ 34	„

Niekiedy, zwłaszcza w szybkobiegach, prędkości te bywają do 20% większe.

Grubość ścianek cylindrów, względnie tulei, w nie wstawianych, bywają jednakowe dla wszystkich cylindrów lub ich tulei, a mianowicie określone wzorem:

$$\delta = \frac{Dp}{360 + 10p} + 10 \text{ mm,}$$

w którym D oznacza średnicę drąży w cylindrze wysokoprężnym w mm, a p nadprężność w atm.

W lekko zbudowanych silnikach stosują grubości o kilka mm mniejsze, a do lekkich wojowców, w celu zmniejszenia wagi, nie tylko że nie stosują tulei lecz i grubości ścianek w cylindrach obliczają jak dla rur cienkościennych, zakładając ciągnięcie bezpieczne $K_s = 180$ do 220 kg/cm², a nawet jeszcze większe.

Ścianki cylindrów beztulejowych miewają grubość o 3 do 5 mm zwiększoną, a to ze względu na późniejsze przetaczanie.

Grubość den i pokryw bywa do 10% mniejsza dla żeliwa, a 35 do 40% w odlewach stalowych, względnie do powyżej oznaczonej grubości δ , przyczem wzięto już pod uwagę należyte wzmocnienie tych części przez ich uźebrowanie.

Osprzęt cylindrów. Oprócz niezbędnych kurków spustowych na cylindrach, skrzynkach suwakowych, ogrzewkach, przelotniach i t. p., zastępowanych poczęści odwadniaczami (np. z ogrzewka), należy urządzić zawory bezpieczeństwa na wszystkich dnach i wiekach cylindrów, na ogrzewkach i przelotniach, a nawet na skrzynkach suwakowych i przewodach głównych. Zawory te na cylindrze wysokoprężnym i pierwszej przelotni miewają przeswīt = $\frac{1}{12}$ średnicy przynależnego tłoka, na cylindrze średnioprężnym $\frac{1}{17}$, a na niskoprężnym $\frac{1}{20}$ średnicy przynależnych tłoków. Zawory te naciągamy tak, aby rozpoczynały swe działanie, gdy prężność przekroczy

o $\frac{1}{2}$ atm. największą prężność, ustaloną dla poszczególnych cylindrów.

Tłoki żeliwne znajdują obecnie zastosowanie jedynie jeszcze w silnikach towarowców ciężkich, pozatem, ze względu na zmniejszenie wagi, stosujemy przeważnie tłoki lanostalowe, a do torpedowców nawet odkuwane ze stali.

Tłoczyska z miękkiej stali obliczamy podług naprężeń bezpiecznych podanych w tabl. 5, a utwierdzamy na nich tłok na zatoczeniu stożkowym, przyciskając go naśrubkiem. Tłoczyska wydrążone (rurowate) znajdują zastosowanie li tylko na torpedowcach.

Tablica 5.

Naprężenia bezpieczne w częściach silnika okrętowego w kg/cm^2 .

Rodzaj parowca	W tłoczysku		W rdzeniu śrab łożyska korbowego i krzyżulcowego	Kręcenie we wale wykorobionym
	w rdzeniu gwintu	w samym tłoczysku		
Torpedowce . . .	750—900	380—500	700—850	420—510
Wojowce	580—750	300—380	600—750	350—450
Pocztowce	500—600	250—300	500—600	280—350
Towarowce	400—500	200—250	350—500	260—320

Tablica 6.

Ciśnienia bezpieczne na powierzchni w kg/cm^2 .

Rodzaj parowca	W łożyskach przykorbowych	W łożyskach czopów korbowych	W łożyskach krzyżulca	W gładzi podkrzyżulcowej	W łożysku odporowem
Torpedowce	28—38	60—70	120—150	6,0—8,5	6—8
Wojowce	20—28	50—60	90—120	5,0—6,5	5—6
Szybkopłyńce	16—22	40—50	70—90	4,5—5,8	4—5,5
Towarowce	14—16	25—40	50—70	3,8—4,5	3—4

Goleń korbową miewa długość 4 do 4,5 krotnego ramienia korby, a na torpedowcach dosięga i 5-cio krotniej. Wyrabiają ją przeważnie ze stali Siemens-Martin'owskiej, a w szybkobiegach wydrążają jej część odkorbową. Grubość części przykrzyżulcowej równa się w przybliżeniu średnicy tłoczyska, zwiększa się jednak stopniowo ku korbie na 1,1 do 1,4 krotną średnicę tłoczyska. Pokrywy łożysk, stalowe, odkuwane obliczamy na naprężenia bezpieczne 400 do 600 kg/cm^2 .

Łożyska przykorbowe na wojowcach miewają panwie spiszowe, na handlowcach przeważnie żeliwne. Panwie tych łożysk otrzymują we większych silnikach chłodzenie wodą, a wylewają się metalem białym.

Płyta posadowa bywa w handlowcach żeliwna, grubości: $\frac{d}{30} + 12$ mm (jeżeli przez d oznaczmy średnicę wała głównego), ze zgrubieniem pod łożyskami przykorbowemi do $0,25 d$; na wojowcach zaś ta płyta odlewa się ze stali, o grubości $\frac{d}{50} + 12$ mm, z podobnemi zgrubieniami na $0,14 d$.

Stojaki bywają żeliwne na towarowcach i pocztowcach, dla szybkości odlewają się ze stali, a do wojowców stosujemy chętniej lekkie stojaki odkuwane, z takiemiż wykrzywowaniami, na ciężkich wojowcach jednak przynajmniej stojaki z torem krzyżulca w odlewie stalowym.

Wał korbowy bywa prawie zawsze wykorbiony, a mianowicie bądź to odkuwany w całości, zwłaszcza dla wojowców, bądź też składany (p. rys. 1055), stosowany przeważnie na handlowcach. Przy składaniu wałów wykorbionych osadzamy wały i czopy w ramionach korbowych na gorąco, albo też pod naciskiem tłoczek hydraulicznych.

Wały wyrabiają się przeważnie ze stali Siemens-Martinskiej, o wytrzymałości 40 do 50 kg/mm², a rozciągnięciu przynajmniej 20%. Do wojowców stosują też i stal tyglową, takiej samej jakości, a do szybkości nawet stal nanikloną, o wytrzymałości 55 do 65 kg/mm², przy rozciągnięciu przynajmniej 20%.

Wały korbowe obliczamy na kręcenie, licząc moment kręjący

$$M = \frac{N_i}{n} 71620 \text{ kg. cm, a średnicę } d \text{ wałów pełnych oznaczamy po-}$$

$$\text{dług wzoru: } d^3 = \frac{16}{\pi} \cdot \frac{M}{k_d},$$

w którym k_d oznacza kręcenie bezpieczne podług tabl. 5.

Średnicę d wałów drażonych, gdy prześwit draży jest δ , oznaczamy ze wzoru:

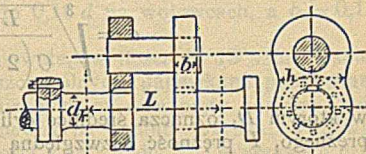
$$d^3 = \frac{16 M}{\pi k_d} \frac{1}{\left(1 - \frac{\delta^4}{d^4}\right)},$$

przyczem stosunek $\frac{\delta}{d}$ waha się w granicach od 0,4 do 0,6.

Średnica czopów i wałów, oraz wszystkie ramiona korbowe w tym samym silniku bywają przeważnie jednakowe, tak że względu na lepsze zrównoważenie, jakoteż dla ułatwienia wymiany we wałach składanych.

Wymiary oznaczone literami w rys. 1055, dla wałów składanych (do handlowców) podajemy poniżej wyrażone w średnicy d wała:

Rys. 1055.



$D = 1,9$ do $2d$ (wyjątkowo $1,8d$),

$w = 0,6$ do $0,7d$,

$$d_1 = d + \frac{d}{40},$$

z przynajmniej $0,45$ do $0,5d$,

$k = 0,25$ do $0,28d$,

wreszcie długość czopów:

na handlowcach . . . $l = 0,9$ do $1,2d$

„ wojowcach . . . $l = 1,1$ „ $1,4d$

„ torpedowcach . . . $l = 1,4$ „ $1,6d$ lub większa.

Sprzęgła wałów łączą się na 6 do 14 śrub, przeważnie stożkowych, w których cięcie nie powinno przekraczać kręcenia w samym wale. Średnica śruby, w pośrodku stożka bywa $\frac{1}{6}$ do $\frac{1}{4}d$.

Średnicę d wała, o korbie nieprzewieszonej, określa angielski Board of Trade wzorem poniższym:

$$d = \sqrt[3]{\frac{LPD_2^2}{C\left(2 + \frac{D_2^2}{D_1^2}\right)}}$$

w którym D_1 oznacza średnicę cylindra wysokoprężnego, D_2 niskoprężnego, P prężność bezwzględną pary kotłowej w atm, L długość ramienia korbowego, a C współczynnik o wartościach poniżej podanych (D_1 , D_2 i L należy wyrazić w dowolnych, lecz jednakowych jednostkach długości, np. w cm, stopach i t. p., w których też otrzymamy wartość d).

Wartości współczynnika C .

2 korby pod kątem	dla wała wykor-bionego i wała śruby	dla wałów pędnianych
90°	73,60	85,84
100°	67,92	79,31
110°	63,70	74,18
120°	60,11	70,10
130°	57,44	67,00
140°	55,40	64,61
150°	53,85	62,85
160°	52,80	61,66
170°	52,24	60,96
180°	52,03	60,75
3 korby pod 120°	78,04	91,05

Dla silników na kołowcach należy powyższe wartości C pomnożyć przez 1,4.

Wały napędowe, stanowiące pędnię od silnika do śruby, podlegają przedewszystkiem kręceniu, pozatem zaś ciśnieniu przez napór śruby, oraz gięciu wskutek przeginanania się kadłuba okrętowego i po-

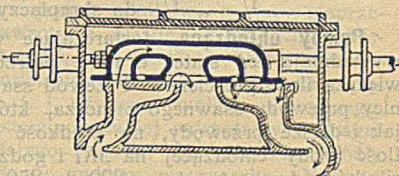
łączonego z niem poddawania się łożysk podtrzymujących. Zazwyczaj zanedbujemy naprężenia w końcu wspomniane, jako mniej wielkie, i obliczamy owe wały wyłącznie na kręcenie, a raczej dobieramy ich średnicę w stosunku do średnicy wała korbowego d , a mianowicie $0,85 d$ do $1,0 d$ (podług przepisów Lloyd'a niemieckiego $0,95 d$). Właściwe naprężenie kręcące wzmagają się jeszcze wskutek drgań pokrętecznych^{*)}. Długość poszczególnych wałów bywa 5 do 7 m, łączą się one ze sobą na sprzęgła tarczowe, a obok nich wspierają się na łożyskach podtrzymujących, zwykle żeliwnych, na wojowcach jednak z odlewu stalowego. W łożyskach tych tylko swobodna przestrzeń pod wałem wylewa się białym metalem.

Wał odporowy przenosi napór śruby na grzebieniaste łożysko odporowe, a wielkość jego powierzchni pierścieniowatych oblicza się z naporu śruby (str. 508) i ciśnień bezpiecznych, podanych w tabl. 6, str. 520. Średnica tego wała bywa zazwyczaj równa średnicy d wała korbowego, a średnice D pierścieniowatych żeber $1,6$ do $1,9 d$, wreszcie grubość ich $b = 0,13$ do $0,16 d$ na wojowcach, a $b = 0,15$ do $0,2 d$ na handlowcach.

Poszczególne żebra pierścieniowate, w ilości do 13 sztuk wspierają się w kierunku osi na poszczególnych **panewkach podkowiastych**, wkładanych z góry, a nanizanych na dwa pręty poziome, które przenoszą napór żeber z panewek na kadłub łożyska. Panewki te bywają wydrążone, o szerokości $z = 2,5$ do $3 b$, a przez ich drążki krąży woda chłodząca. Po obu stronach tego **łożyska odporowego** (grzebieniastego) wał odporowy spoczywa w dodatkowych łożyskach podtrzymujących, o długości równającej się średnicy wała.

Wał śruby miewa grubość równą średnicy wała korbowego, lub do 10% większą, gdyż podlega on nietylko kręceniu, lecz i gięciu tak przez obciążenie śrubą, jak i przez jej napór mimośrodkowy, który staje się bardzo znacznym, gdy się śruba wynurzy z wody. Dla przeprowadzenia tego wała przez ścianę okrętową, zakładają w niej **pochwę przyśrubową**, w którą z obu końców wsuwamy łożyska w postaci tulei spiżowych z panwiami z drzewa gwajakowego. Części wała, spoczywające w łożyskach, otrzymują powłokę spiżową, pozostałe zaś powierzchnie wała albo również powłokę spiżową, albo, zwłaszcza na wojowcach, kauczukową, osłoniętą nawojem z lin konopnych lub drucianych. Małe wały bywają i bez powłoki, a natenczas ich łożyska wylewają się metalem białym. Pochwa przyśrubowa jest ponajczęściej żeliwna, a jeżeli spiżo-

Rys. 1056:



^{*)} L. Gümbel, O drganiach pokrętecznych. Schiffbau 1902; H. Fram, Badanie nad zjawiskami dynamicznymi we wałach, Zeitschr. d. Ver. d. Ing. 1902; H. Foettinger, w Schiffbau-technische Gesellschaft 1902.

wa, to można się obyć bez tulei na łożyskach, których długość na ogół równa się 3 do 5-o krotnej średnicy wała.

Stawidła (p. T. I str. 881 i dalsze) cylindra wysoko i średnicoprężnego bywają zazwyczaj tłokowe, niskoprężnego zaś z suwakiem zwykłym, lecz odciążonym i na wlotki i wylotki zdwojone, ustroju Penn'a, przedstawionym w rys. 1056, albo też stosują tu suwaki z przewodem ustroju Trick'a. Zdwojenie, a nawet potrójnienie wlotek i wylotek ma na celu zmniejszenie przesuwu suwaka.

Skraplanie (p. T. I str. 930 i n.). W parowcach, przeznaczonych na wody słodkie, stosują skraplanie bezprzeponne, natomiast na parowcach morskich wyłącznie tylko naprzeponne.

Powierzchnię przepony chłodzącej liczą na 1 MKi po:

0,15 do 0,17 m² do silników dwuprzężnych,

0,10 „ 0,15 „ „ „ trójprężnych,

0,10 „ 0,13 „ „ „ czwórprężnych,

0,75 „ 0,9 „ na torpedowcach.

Mniejsze z tych wartości stosują na wojowcach, największe zaś na handlowcach, pływających po morzach podzwrotnikowych.

Skraplacz stawia się bądź to łącznie z silnikiem, bądź też, by nie zacieśniać dostępu do niego, oddzielnie. Ze względu na zmniejszenie wagi skraplacza stosują przeważnie ustroje z cienkich rurek, przez które przepływa woda chłodząca, a które otacza para skraplająca się. Na wodę morską budujemy skraplacze miedziane, spiżowe lub mosiężne, o zewnętrznej średnicy rurek 17 do 19 mm.

Pompę powietrzną (p. T. I str. 935 i n.) napędzamy albo bezpośrednio od jednego z krzyżulców, albo też, by ją uniezależnić od nawrotów i biegu silnika głównego, stawiamy zupełnie oddzielną parową pompę powietrzną.

Stosunek objętości cylindra pompy powietrznej do objętości cylindra niskoprężnego bywa:

$\frac{1}{14}$ do $\frac{1}{18}$ przy silnikach dwuprzężnych,

$\frac{1}{20}$ „ $\frac{1}{24}$ „ „ „ trójprężnych,

$\frac{1}{21}$ „ $\frac{1}{26}$ „ „ „ czwórprężnych,

$\frac{1}{6}$ „ $\frac{1}{8}$ do skraplaczy bezprzeponowych.

Pompy chłodzące, dostarczające wodę morską do skraplacza, wywadniają też statek w razie potrzeby, gdy się w zębie zbierze większa ilość przecieków. Przewód ssawny do zęby miewa 0,6 średnicy przewodu ssawnego z morza, który znów obliczamy, podobnie jak i dalsze przewody, na prędkość przepływu 2,5 do 3,5 m/sek. Ilość wody chłodzącej na MKi i godz. liczą po 250 do 300 l dla silników dwuprzężnych, a 200 do 250 l przy trój i czwórprężnych.

Stosujemy pompy (p. T. I str. 760 i n.) tłokowe lub odśrodkowe, a pierwsze z nich możemy napędzać bezpośrednio od jednego z krzyżulców, co się jednak stosuje tylko przy mniejszych silnikach. Duże pompy, tak tłokowe jak i odśrodkowe otrzymują napęd z własnego silnika, który powinien wydawać już pełną, niezbędną moc nawet wtenczas, gdy prężność pary w kotłach dosięga $\frac{2}{3}$ prężności ustasnowionej.

Pompy zasilające. We wszystkich większych urządzeniach silnikowych pompy zasilające ustawiają się obecnie niezależnie od głównego silnika, a mianowicie parowe pompy spóltłoczyskowe, np. ustroju Worthington'a. Powodem tego jest dążność do niezależnienia takich pomp od biegu i nawrotu silnika głównego. Gdy jedną pompę napędzamy silnikiem głównym, uskuteczniamy to np. za pośrednictwem wahacza pompy powietrznej, a przy szybko biegach za pomocą przekładni ślimakowej. Dla silników do 200 MK_i stawia się przeważnie tylko jedną pompę zasilającą, dla większych zaś silników dwie pompy, z których każda z łatwością może dostarczyć potrzebną ilość wody. Oprócz głównego urządzenia zasilającego powinno być jeszcze zapasowe, zupełnie niezależne od pierwszego. Woda zasilająca wypływa zazwyczaj ze skraplacza nieco ciepła, lecz zanieczyszczona smarami, właściwem więc będzie poprowadzić ją z pompy powietrznej do większego zbiornika, wyżej ustawionego, gdzieby miała czas wydzielić olej i t. p. domieszane smary, a osiągamy to przez jej podgrzewanie parą odlotową z silników dodatkowych (t. j. od pomp, dźwigarek, elektryczności i t. p.). W przewód tłoczny wstawia się jeszcze bardzo często podgrzewacz wody zasilającej, który służy zarazem jako odtłustnik i odsącznik.

Pompy odurne mają przedewszystkiem ssać przecieki z zęzy i wylewać je do morza, pozatem otrzymują one jednak dodatkowe przewody ssawne i tłoczne, aby mogły ssać wodę z morza i dostarczać ją do ustępów, do mycia pokładu i t. p., wreszcie na wypadek pożaru. Pompy te napędzają się bądź to od silnika głównego, bądź też niezależnie, a stawia się ich przynajmniej po dwie na każdym statku.

Jeżeli statek ma przedziały z naciążem wodnym, to do wylewania tego naciążu do morza służą owe odurne pompy przeciekowe, jednakże na wielkich parowcach ustawiają do tego celu i oddzielne pompy odurne do naciążu.

Z pomp odurnych, albo też z pompy chłodzącej, a mianowicie z ich tłoczni (przestrzeni tłocznej) prowadzimy też wodę do łożysk i gładzi silnika, w celu ich chłodzenia.

Nawracarki. Do nawrotu mniejszych silników, o mocy nieprzekraczającej 500 MK_i, służą nawrotnice ręczne, w których, pokręcając pokrętkiem (kółkiem pokrętczem), albo korbką, obracamy wrzeczono gwintowane, przez co poruszamy naśrubek niepokrętny, pociągający za sobą nawrotnik, t. j. dźwignię wałka nawrotnego.

W silnikach większych przestawianie takiej nawrotnicy wymagałoby nadmiernego wysiłku, dlatego porusza ją oddzielny mały silnik, a urządzenie tego rodzaju zwiemy nawracarką. Najszerze zastosowanie znalazły dwa ustroje nawracarek, t. j. o działaniu okrężnem i posuwmem.

W nawracarce okrężnej silnik pomocniczy obraca śrubę albo ślimak, których ruch przenosi się na ślimacznice, w niej zaś tkwi czop (korbowy). Czop ten łączy się za pośrednictwem przesuwnika z końcem nawrotnika, t. j. dźwigni, osadzonej na wałku nawrotnym. Podczas obrotu ślimacznicy nawrotnik waha między swemi położe-

niami skrajnemi, a zatrzymujemy silnik nawracarki w chwili, gdy nastawiak podczas swego wahania dojdzie do pożądanego położenia.

W nawracarce posuwowej ustroju Brown'a, przenosimy posuw tłoka cylindra parowego za pośrednictwem tłoczyśka na nawrotnik. Cylinder ten stawia się zazwyczaj pionowo, a nad nim drugi, napełniony olejem. Tłoki obydwóch cylindrów siedzą w wspólnym tłoczyśku, a więc podczas ruchu tłoka parowego, tłok w drugim cylindrze przetłacza olej z jednej strony tłoka na drugą, przez kanalik w tłoku, hamuje zatem ruch tłoka parowego, a to wskutek oporu przepływu oleju przez ów kanalik. Stosowne urządzenie dodatkowe służy do samoczynnego zamknięcia wlotu pary, gdy nawrotnik dojdzie do położenia, na które nastawiliśmy przyrząd.

Podczas czyszczenia lub naprawy pokręcamy wał silnika ręcznie, za pośrednictwem ślimaka ze ślimacznicą, do dużych zaś silników ponad 2000 MK_i, dodają na ten cel oddzielnie **pokręczarki parowe**.

C. Kotły parowcowe.

Na parowcach stosują przeważnie kotły:

1. **walcaste**, leżące z płomieniówkami, albo ustroju podobnego do parowozowych, wreszcie z płomieniówkami i płomienicami (p. T. I str. 972 i n.);

2. **opłomkowe**, ustroju Belleville'a, Niclausse'a, Dürr'a i t. p. (p. T. I str. 978 i n.);

3. **o opłomkach stojących** ustroju Yarrow'a, Thornycroft'a i t. p.

Kotły walcaste znajdują jeszcze szerokie zastosowanie na handlowcach, a częściowo i na pancernikach, wyjątkowo zaś i na torpedowcach, kotły opłomkowe natomiast na wojowcach wogóle, a niekiedy i na handlowcach.

Do obliczenia powierzchni rusztów służą tablice poniższe:

Tablica 7.

Moc w MK_i na 1 m² rusztu kotła walczastego bez nadmuchu.

Wznios wylotu komina ponad rusztem	Prężność pary w kotle			
	8 do 10 atm.	10 do 12 atm.	12 do 14 atm.	14 do 16 atm.
poniżej 10 m	80	85	90	—
10 do 15 m	88	93	98	103
15 do 20 m	94	101	106	111
20 do 25 m	100	109	114	119
25 do 30 m	—	115	120	125
30 do 35 m	—	—	125	135

Przez zastosowanie nadmuchu, np. w ustroju Howdens'a, możemy przy pracy długotrwałej powiększyć wydajność kotłów walczastych do 150, a nawet 170 MK_i na 1 m²

rusztu, a przy pracy natężonej do 190 M_i , przyczem nadprężność powietrza w nawietrzniku bywa 30 do 50 mm słupa wodnego, a w popielniku 10 do 25 mm.

Tablica 8.

Moc w M_i na 1 m^2 rusztu kotła opłomkowego z nadmuchem.

Nadprężność powietrza w kotłowni mm słupa wodnego	Kotły z opłomkami	
	leżącymi, o wielkiej średnicy	stojącymi, o małej średnicy
10 do 15	110 do 140	110 do 140
15 do 30	120 do 160	130 do 180
30 do 45	—	160 do 220
45 do 60	—	180 do 250
60 i wyżej	—	200 do 280
Na torpedowcach przy skrajnem natężeniu	—	aż do 350

Oznaczywszy powierzchnię rusztu, obliczamy **powierzchnię ogrzewaną** ze stosunku $H : R$, t. j. w stosunku powierzchni ogrzewanej do powierzchni rusztu, a wartość tego stosunku bywa:

28 do 30 przy pracy mało natężonej bez nadmuchu,

33 do 37 „ „ natężonej „ „

38 do 42 przy słabszym nadmuchu, w kotłach z opłomkami leżącymi, o większej średnicy,

40 do 50, a nawet do 60, w kotłach z opłomkami stojącymi, o małej średnicy i przy silnym nadmuchu.

Zużycie węgla na M_i i godz. można średnio liczyć: w kotłach walczystych do najlepszych silników czwórprężnych 0,6 do 0,65 kg, a do dwuprężnych 0,65 do 0,7 kg, w urządzeniach większych, lecz 0,7 do 0,8 kg w mniejszych. Kotły opłomkowe, z nadmuchem w pracy zwykłej zużywają 0,9 kg, a w pracy natężonej 1 kg.

Ilokrotność odparowania z węgla wyborowego, pozostawiającego 8 do 15% żużli, przeliczona na wodę zasilającą 0^0 i parę 100^0 bywa:

8,5 do 9,5 w najlepszych kotłach walczystych,

7,5 do 8,5 w mniejszych „ „

6,5 do 8,0 w kotłach opłomkowych.

Nadmuch bywa dwojakiego rodzaju:

1. W szczelnej kotłowni, zaopatrzonej w drzwi podwójne, utrzymujemy stale nadprężność powietrza, wtfaczając je nawietrznikiem z kanału, który je czerpie znad pokładu. Do kotłów opłomkowych nadprężność ta dosięga 65 mm słupa wodnego, a do kotłów walczystych, na wojowcach, bywa ona około 15 mm

2. Kotłownia pozostaje bez nadprężności powietrza, nawietrzniki wypychają powietrze przez skrzynkowate nagrzewnice i przez popielniki

do palenisk. Spaliny przechodzą z kotła przez rury (płomieniówki) nagrzewnicy do komina, powietrze zaś, opływając zewnętrzne powierzchnie tych rurek, nagrzewa się. Nadmuchi tego rodzaju, znany pod nazwą nadmuchu Howdens'a, znajduje szerokie zastosowanie do kotłów walczastych na szybkoopłyńcach, zwłaszcza osobowych.

Wydmuch spalin stosuje się rzadziej, bo nie mamy tu (jak w parowozach) pary odlotowej, gdyż ją skraplamy. Chcąc zatem, w sposób niemarnujący paliwa, zastosować wydmuch, trzeba spaliny, wychodzące z kotłów, ssać wywietrznikiem i przepychać je do komina, najlepiej znów przez nagrzewnicę, w której nagrzewałoby się powietrze, dążące do popielnika.

Rodzaje kotłów.

1. Kocioł walczasty bywa przeważnie płomienicowym płomieniówkowym. Płomienice 750 do 1800 mm średnicy, zazwyczaj falowane; w mniejszych kotłach i przy nadprężności do 10 atm bywają one czasami gładkie, lecz natenczas osztywnione (p. T. I str. 1010 i 1027 i n.). Ilość płomienic 1 do 4, a każda płomienica kończy się u tyłu w skrzyni paleniskowej, z której spaliny wracają do przodu przez płomieniówki. Budujemy też kotły okrętowe z opalaniem w obu końcach, a natenczas ze środkowej skrzyni paleniskowej wychodzą płomienice i płomieniówki do przodu i do tyłu. Przy większej ilości płomienic każda z nich otrzymuje zazwyczaj oddzielną skrzynię paleniskową; w ustroju czteropłomienicowym jednakże dwie płomienice przyśrodkowe otrzymują niekiedy spólną skrzynię. O płomieniówkach p. T. I str. 974 i 1026.

Przepisy Lloyd'u niemieckiego (streszczenie).

1. Płaszcz kotła i dzwona parowego. Grubość s blachy płaszcza, oraz średnicę d nitów oznaczamy ze wzorów:

$$s = \frac{P \cdot D}{2} \cdot \frac{b}{B} \cdot \frac{e}{e - d}, \quad \text{oraz} \quad \frac{d^2 \pi}{4} = \frac{P \cdot D}{2} \cdot \frac{n}{N} \cdot \frac{e}{a},$$

w których P oznacza dozwoloną nadprężność, w kg/cm^2 ,
 D średnicę prześwitu płaszcza kotłowego, w cm ,
 B ciągnięcie zrywające blachę, w kg/cm^2 ,
 N wytrzymałość nitów na cięcie, w kg/cm^2 ,
 b ilokrotność bezpieczeństwa w blasze,
 n ilokrotność bezpieczeństwa w nitach,
 e podziałkę nicenia w cm ,
 a ilość pracujących przekrojów nitowych w pasie jednej podziałki.

Wytrzymałość na cięcie nitów w szwie ma być nie mniejsza od wytrzymałości na ciągnięcie w blasze osłabionej przez dziury nitowe. Ilokrotność b bezpieczeństwa dla blach powinna być przynajmniej 5, a 4,75, gdy wiercimy dziury i odtłaczamy nakówki nitów.

tłoczkami, wreszcie 4,5, gdy nadto szwy podłużne otrzymują nicenie w łubki. Szwy poobwodowe blach ponad 12,5 mm grubych miewają nicenie dwurzędne, a gdy grubość blachy przekroczy 25 mm trójrzędne, co jednak nie dotyczy szwu przydymnicowego.

Ilokrotność n bezpieczeństwa na cięcie nitów ma być przynajmniej równa b , a przy niceniu w łubki $1,15b$, lecz i w tym przypadku może ona zejść do wartości b , jeżeli wiercimy dziury nawskroś po złożeniu blach i łubek, a nakówki odtłaczamy tłoczkami. Gdy nie znamy wytrzymałości żelaza nitowego należy liczyć cięcie w nitach z żelaza zlipnego 0,875, a w stalowych 0,85 ciągnięcia bezpiecznego w blasze.

2. **Ścianki płaskie**, usztywnione ściągami lub zespórkami, otrzymują grubość s , określoną wzorem:

$$s = Cl\sqrt{P},$$

w którym P oznacza nadprężność w kotle w kg/cm^2 , l zaś odstęp między sąsiednimi ściągami lub zespórkami, gdy je rozstawiamy w układzie z kwadratów, a $l = 0,4a + 0,6b$ w układzie z prostokątów, o mniejszym boku a i większym b . Wartość spódczynnika C waha się od 0,024 do 0,016, a to w zależności od narażenia blachy na ogień, oraz od rodzaju jej uszczelnienia. Ścianki i dennice sitowate obliczamy podług tego samego wzoru, z wartością $C = 0,020$, podstawiając za l odstęp wzajemne ściągówek, t. j. płomieniówek z grubszymi ściankami, a o końcach łączonych na gwint i rozkuty. Dane powyższe dotyczą blach stalowych, blachy z żelaza zlipnego otrzymują grubość o 12% większą.

3. **Płomienice** niefalowane miewają grubość s ścianek w cm:

$$s = 0,00385 \sqrt{PDL},$$

jeżeli przez P oznaczymy dozwoloną nadprężność w kotle w atm, przez D średnicę zewnętrzną w cm, a przez L długość w cm całej płomienicy nieosztywnionej, względnie odstęp osztywnień. Jednakże grubość ta s nie może być jednocześnie mniejsza od określonej wzorem:

$$s = \frac{PD}{k} + 0,3 \text{ cm},$$

w którym wartość k będzie:

$k = 740$	w płomienicy nieosztywnionej,
$k = 900$	" " raz osztywnionej, w odstępach < 122 cm,
$k = 1010$	" " 2 razy " w odstępach < 79 cm,
$k = 1125$	" " 3 " " " " < 61 cm,

wreszcie wzór powyższy możemy stosować i do płomienic falowanych, licząc $k = 1220$.

Blacha na płomienice powinna posiadać wytrzymałość 35 do 41 kg/mm^2 .

4. **Ściągów i zespórek** nie należy naprężać więcej niż podano na str. 1008 T. I, a jednocześnie istotna ilokrotność ich bezpieczeństwa ma być przynajmniej 7 (a w przyłącznikach ściagowych nawet 10).

5. **Jakość blach kotłowych** powinna odpowiadać warunkom, podanym na str. 54 i 55.

2. **Kotły opłomkowe**, a) o leżących opłomkach większej średnicy, stosują na parowcach przeważnie w ustrojach: **Belleville'a**, **Dürr'a** i t. p. (p. str. 983 i n. T. I);

b) o stojących opłomkach małej średnicy w ustrojach **Yarrow'a**, **Thornycroft'a** i t. p., mają w zasadzie układ następujący:

Osie trzech kotłaków równoległych a poziomych leżą w narożnikach trójkąta równoramiennego, o podstawie poziomej. Kotłak górny jest walczakiem z przestrzenią parową i wodną, obydwie kotłaki dolne są niejako bulierami, napełnionymi wodą, a są one walczakami kołowymi w ustroju Thornycroft'a, w ustroju zaś Yarrow'a niekołowymi, t. j. o przekroju półkola dopełnionego spłaszczoną półelipsą, której oś mała kieruje się ku wierzchołkowi wyżej wspomnianego trójkąta zasadniczego. W ustroju Yarrow'a każdy z kotłaków dolnych łączy się z walczakiem wierzchołkowym za pośrednictwem snopa prostych opłomek, równoległych do ramion owego trójkąta zasadniczego. W ustroju Thornycroft'a w każdym snopie są opłomki nierównoległe, lecz powykrzywiane w ten sposób, aby każda z nich na złączeniu ze ściankami walczaka dolnego, względnie wierzchołkowego, kierowała się po ich promieniu, a nadto, aby po zewnętrznej i wewnętrznej stronie każdego snopa sąsiednie opłomki pokrzywione ze sobą się stykały, wytwarzając w ten sposób szczelne ścianki kanału spalinowego. W ustroju tym dodano nadto zewnętrzne rury łączące walczak wierzchołkowy z dolnymi, a przeznaczone do krążenia wody w dół. Palenisko w obydwóch ustrojach leży między kotłakami dolnymi, w ustroju Thornycroft'a budują jednak i odmianę z trzema walczakami dolnymi, z których środkowy leży pionowo pod walczakiem wierzchołkowym, a kocioł taki miewa dwa paleniska, leżące po obu stronach środkowego walczaka dolnego. Średnice zewnętrzne opłomek w kotłach Yarrow'a bywają 25 do 44 mm, w Thornycroft'a zaś 32 do 36 mm i są zewnętrznie cynkowane.

O **osprzęcie kotłów i obsadzie** paleniskowej por. T. I str. 1037 i n., oraz przepisy kotłowe, str. 1049 i n.

Dymnica i komin. Dymnica miewa ścianki podwójne w odstępie wzajemnym 50 do 100 mm i drzwiczki do przeczyszczania płomieniówek. Komin otrzymuje niekiedy również podobną osłonę, lecz w odstępie 100 do 250 mm od właściwej ścianki kominowej, a spoczywa on w szybie kominowym na wspornikach, górą zaś przytrzymuje się uwięziami. Przekrój kominowy bywa około $\frac{1}{3}$ powierzchni rusztów.

D. Przewody.

Przewody parowe należy prowadzić możliwie prosto, zaopatrując je we wydłużki dławnicowe i przytwierdzając należycie w celu zniesienia parę poosiowych. Prędkość pary w nich 30 do 40 m/sek.

Na przewody stosujemy miedziane rury bez szwu (por. str. 592

i 601, 602 T. I), albo także stalowe, które przy średnicy d w mm i nadprężności pary p atm. powinny mieć grubość ścianki:

$$s = \infty \frac{dp}{500} + 1 \text{ mm.}$$

Przewody zasilające są zazwyczaj miedziane, a przewody tłoczne miewają ścianki nieco grubsze niż przewody parowe.

Przewody przeciekowe bywają żeliwne lub ołowiane, a przewody na naciąg wodny żelazne, cynkowane.

Tablica 9.

Wagi urządzeń silnikowych.

Uwaga: Wagą silnika objęto sam silnik, wał główny z łożyskami i pędzisz (śruby lub koła).

Wagą kotła objęto sam kocioł, jego osprzęt i obsadę paleniskową, dymnicę i komin, jednakże bez wody w kotle.

Wagą dodatków objęto wszelakie przewody i pompy, silniki pomocnicze, drabiny, pomościiki, pręcianki (kratki z prętów równoległych) i t. p.

Wagi na wojowcach obliczono na 1 MK_i największej wydajności pracy, t. j. przy zastosowaniu nadmuchu.

Rodzaj parowca i silnika	Waga w kg na 1 MK_i			
	Silnika	Kotła	Dodat- ków	Ogółem
Torpedowce i przeciwtorpedowce: Silnik trójprężny, kocioł opłomkowy	8—14	10—15	4—8	22—37
Lekkie krzyżowce: Silnik trójpręż- ny, z kotłami walczastymi	20—30	35—45	10—15	65—90
z „ opłomkowymi	20—30	20—30	10—15	50—75
Pancerniki: Silnik trójprężny, kotły walczaste	30—37	40—50	15—20	85—107
Szybkopłyńce osobowe: Kotły wal- czaste: Silniki trójprężne	50—60	55—65	24—30	129—155
„ czwórprężne	56—70	60—75	24—30	140—175
Towarowce (Kotły walczaste): duże, silnik czwórprężny	75—95	75—90	45—50	195—235
średnie, „ trójprężny	70—90	75—90	40—45	185—225
małe, „ dwuprężny	65—80	75—85	35—42	175—207
Łodzie parowe: Silniki bliźniacze lub sprzężone, kotły parowozowe	7—13	20—30	4—8	31—51