

小鷹(六十吨交通船)の吊揚に就て

海軍造船大尉 准員 工學士 福 井 又 助

Abstract.

On the Hoisting Arrangement of the "Kotaka," a little Gun Boat of 60 Tons. By M. Fukui.

In this paper, the author intends to describe how the "Kotaka" (a little river gun boat) was lifted by a crane and put on board a ship when she was transported from the Tama Dock Yard, Japan, to Shanghai.

The hull of the boat is not so strong since she has very light scantlings, but she displaces 60 tons at the normal condition and her weight lifted was such amount as 53.5 tons. Therefore, it is a rare case to do such a work, and there were troubles to be overcome.

You will be interested in the author's explanation about the following items:-

The outline of the subject.

The general feature of the "Kotaka."

The calculation for the lifting arrangement.

The result of the work. etc.

一、建造竝に輸送の経緯

楊子江警備の爲に多數の砲艦が派遣されて居るのであるが、任務遂行上或る場合には何れの砲艦も大に過ぎ非常な不便を感ずることが屢であるから、小排水量浅吃水の船で相當の兵装あるものが必要であるとの聲が荐に警備の任に當つて居た側から出て居た。夫に従ひ愈々昭和4年排水量六十吨吃水約 0.640 米の小鷹建造のことに決定されたのであつた。

建造の事が決定されると直ちに其の建造に関し次の3種の方法につき利害得失の比較を行つた。

- (1) 全然支那にて建造する事。
- (2) 内地にて組立迄の工事をなし之を支那にて組立てる事。
- (3) 内地にて建造し適當なる船に搭載し支那(上海)に輸送する事。

詳細調査の結果(1)及(2)に依ることは種々の煩ひを惹起する憂があり、結局(3)によるのが最も得策であると考へられた。然しながら内地に於ける積込みは何等の困難もないが、上海に於ける起重機能力によつては或は此の方法に依れないかも知れないので早速調査せる處、New Engineering and Shipping Works の海上起重機が力量 56 噸あり當時吊揚豫定重量は 55 噸であつたので、ぎりぎり一杯ではあるが使用可能の見込がついた。其の外には使用目的に合致する様なものはないので結局前記のものを使用し(3)に依ることに決定した。

斯くて昭和4年4月27日三井物産株式會社と建造契約が締結され、同造船部玉工場にて建造の事となり、工事は會社の努力により優秀な成績にて昭和5年1月11日竣工し、愈々輸送と云ふことになつた。

是より先き海軍に於ては特務艦青島をして輸送せしめることに定め、輸送に必要な工事並に作業に關し夫々關係各所へ指令を發した。

此指令並に會社との契約によると、輸送に關する諸工事及び作業の主なる分擔は次の通りであつた。

海軍艦政本部	吊揚装置の計畫。
横須賀海軍工廠	特務艦青島に小鷹搭載の爲の艦上設備をなす。
玉工場	吊揚装置の製造、一時取外し品の取外し、其の整理並に青島艦上へ小鷹の搭載。
佐世保海軍工廠	上海に於ける起重機の調達、小鷹の吊卸し、並に取外し品の復舊等。

上記の如く密接に相關聯する諸工事及び作業を各所に於て分擔する事となり、一見しても頗る不便煩雜であると考へられる様に、實際にも其の間の連絡には相當注意を要した。然し當時海軍の事情は斯様な方法を探らざるを得なかつたのであつたが、諸事滞りなく進捗し無事使用者側へ引渡しを了し得た。而して現在該艦は警備任務遂行上頗る重寶とされて居る。

重量五六十噸のものゝ揚げ卸しは時々各所で行はれ、起重機の力量さへ許すならば、此の爲め特に設備をなすとか云ふ様な事はなく、従つて特に人の注意を惹く様な事はないのであるが、小鷹の場合には種々の制限を受けた爲め、特殊の吊揚装置を必要とするに至り、其の計畫並に實施に當つては、尠からざる苦心を要した。眞寫第一は小鷹の外観、第二、第三及び第四は玉に於ける搭載作業の状況である。

二、建造並に輸送月日

昭和4年4月27日	建造契約締結	同5年1月12日	玉にて特務艦青島に搭載
同4年9月2日	起工	同5年1月19日	上海にて同艦より吊卸す
同4年12月4日	進水	同5年1月24日	使用者側へ引渡
同5年1月11日	竣工		

三、小 鷹 の 明 細

(a) 重要寸法等

垂線間の長	^m 30.000
全長	30.500
除板最大幅	4.900
深	1.400
平均吃水	0.640
排水量	^噸 60.668

速力	^k 15.5
馬力	540 H. P (II-270 H. P. Diesel Engine)
兵装	機銃 3
	小銃 10
	拳銃 7

(b) 重量

	常備状態 ^噸		常備状態 ^噸
船 殻	24.306	豫備品及雜品	0.206
艤 装	7.525	油 及 水	0.700
齊 備 品	4.536	重 油	2.000
兵 器	3.014	不明重量	0.119
主 機 械	17.786	計	60.668
補 助 機 械	0.476		

小鷹の外観は寫眞第一の通りにして、詳細は Fig. 1 及び Fig. 2 に示した様である。

四、吊 揚 装 置 の 選 定

(1) 吊揚装置計畫に考慮を要する條件

- (a) 上海に於て使用し得る機重機は New Engineering and Shipping Works の海上起重機があるのみで、其の最大力量 56 噸である事。(玉工場のものは 70 噸の海上起重機である)
- (b) 費用僅少なる故上海に派遣し得る職工は十數人を超える事を許さないから、搭載に際し吊揚重量輕減の爲の一時取外し品は復舊容易なるものとみとする事。
- (c) 特務艦青島への搭載竝に吊卸し可能の事。
- (d) 小鷹の船體は輕構造であるから、吊揚時の異常な荷重に依つて船體を害せられない様にする事。

上記の條件に従ひ吊揚全重量は 55 噸迄に止める事として計畫を進めて行つたのである。而して 55 噸の内には吊揚装置の重量も含んで居り、船のみの吊揚重量約 48 噸、吊揚装置の重量約 7 噸と當初は假定して居たのである。

計畫の際に於ける豫想では吊揚船體重量を 48 噸迄に減少するのは随分困難で、重量輕減には大努力を要すべしと考へられた。然るに (b) による復舊にあまり人手を使用し得ないと云ふ條件が加はるので、一層重量輕減に意を用ゐねばならなかつた。主機械は出来れば一時取外しを希望し、此の事が實現すれば輸送は極めて易々たるものであつたであらうが、(b) の條件は是を許さず、(c) の條件は吊揚装置の高さに制限を與へ其の計畫を困難にし、(d) の條件は吊揚時船體に歪を生ぜしめない様充分の注意を促すものであつた。

(2) 吊揚装置の選擇竝に其の構造

吊揚装置の計畫に當り参考となるべき前例を探求した處、相當大きな船を吊つた例はあつても状況

を異にして居り、只之に近い例としては重量 8 噸位の C. M. B. を吊つた實例があつたけれども、重量の點に大きな差があり特に参考とはならず、其の他に於ても適當な資料は残念ながら見出し得なかつた。

吊揚装置の案は二三あり、其の内の或るものは實際使用したものより重量が軽く出来そうなものもあつたのであるが、其の装置の各 member に来る力に不確な所があるので、自信ある装置とする爲には、却つて重量が増すかもしれないから、結局 Fig. 3 及 4 に示す様な簡単な而して確實な装置を採用することにした。其の概要は次の様である。即ち艀艀より夫々船の長さの約 $\frac{1}{4}$ の處に於いて幅 1.2 米の鋼板製 band で船を抱き、此の band は wire rope を介して、transverse の方向に向いて居る lower struts に取付けてあり、此の struts の長さは船の幅と略々等しくしてある。更に此の各々の strut の兩端は其の上方を縦に通つて居る upper strut の一端と wire rope にて連結されて居る。upper strut の長さは前後部 band の中心間の距離と略々等しい。而して upper strut の兩端に wire rope を取付け、其の他端を起重機が吊る事になつて居る。

圖面には上に説明した外に wire rope が記入してあるが、之は振れ止めと deflection の大きい場合之を防ぐのを目的としたもので、直接重量を持たす意味ではない。

若しも事情が許すならば上記の様に 2 つの band で船を抱き、之に非常に長い wire rope を取付け、此の wire rope に起重機の鈎を掛けることにすれば至極簡単になるのであるが、小鷹の場合には起重機の高さと特務艦青島の乾舷との關係で、左様に簡単な方法を採用することが不可能であつた。夫れ故 3 本の struts を組合せ吊揚装置を造り、制限内の高さとする様にしたのである。

五、吊 揚 装 置 の 計 算

(1) 吊揚装置各部の安全率

(a) wire rope——普通艦船に使用する wire rope の working load は breaking load の $\frac{1}{7}$ として其の寸法を定めて居るが、本装置は玉工場及び上海に於て僅 2 回しか使用せず且つ重量軽減の必要もあり、actual load は breaking load の $\frac{1}{3.5}$ として其の寸法を決定することとした。

(b) struts——軟鋼の構造物は通常死荷重に對して、安全率を 5.5 位に取り、荷重の種類例へば buckling load、繰返し荷重又は shock 等により適當に増加して居るが、本装置では actual load の 1.5 倍を test load となし、test load の 4 倍が collapsing load となる様に考へたから actual load に對する安全率は 6 となる譯である。

(c) 諸金具類——普通に艦船に使用する金具類は working load の 2 倍を test load とし、test load の 2.5 倍を breaking load とするのであるから安全率は 5 であるが、本装置の諸金具類の計畫に當つては actual load の 1.5 倍を test load とし、test load の 2.5 倍を breaking load としたから、安全率は 3.75 を採つた譯である。

(2) 吊揚時に於ける豫定船體重量及重心位置

吊揚時に於ける船體重量及重心位置を次の様に豫定した。(但し茲に擧げた計算は建造が相當に進み計算資料が可なり得られた際のものである。)

註:— 便宜上以下計算の單位に對して次の略記號を使用することとする。

meter	=m	centimeter	=cm
millimeter	=mm	Ton (English)	=T
Ton (French)	=t		

輕荷狀態に於ける船體の重量は 51.396 t にして、longitudinal centre of gravity abaft midship の量は 1.606 m と豫定した。此の重量の内より復舊に多く人手を要しないものを出來得る限り多く一時取外す事とし、其の重量を算定した結果 11.169 t となつた。此の重量を減じ、吊揚時に於ける船内の支柱補強等の豫定重量 4.000 t を加へ、吊揚重量 44.227 t、重心位置 1.606 m abaft midship と算定した。

項 目		重 量 (t)	C. G. abaft midship (m)
輕荷狀態重量		51.396	1.600
一時取外し品	固定齊備品	-1.810	-8.396
同 上	機 装 品	-1.559	1.291
同 上	兵 器	-1.300	-2.500
同 上	船 殻	-0.500	15.200
同 上	機 關	-6.000	4.000
船 内 支 柱 及 補 強		4.000	1.002
合 計		44.227	1.606

而して吊揚裝置の計算に當つては之に餘裕重量 0.773 t を見込み、吊揚裝置を含まざる重量を 45.000 t と豫定した。吊揚裝置のみの重量は 7.250 t と算定されたので、船體及び吊揚裝置を合計した全吊揚重量は 52.250 t。其の longitudinal centre of gravity の位置は 1.439 m abaft midship と豫定した。

(3) 吊 揚 装 置 の 詳 細

吊揚裝置は計畫のものと實際に使用したものとは少しく違つたものとなつたから、参考の爲め兩方共添附することにした。Fig. 3 は計畫のもの、Fig. 4 は實際に使用したもので、wire rope、金具及裝置の一部が多少計畫のものと相違して居る。之は強力並に重量の點で差支へがなければ代用品を使用しても宜しいとした結果である。

(4) 吊揚裝置の各 member に作用する荷重

Fig. 3 に詳細記入してあるから、該圖面に依れば荷重の状況を詳しく知る事が出来る。念の爲め書き加へて置くのであるが、是等の荷重を算定する際には先づ band plate に來る荷重を定め、夫以上のものを定める場合には wire rope 金具等の重量を次第に加へて行つてある。

(5) 上部 strut 及び下部 struts の強力計算

吊揚裝置の上部及び下部 struts は種々な場合を考へ比較研究を行ひ、最後に Fig. 3 及び Fig. 4 に

示す様な寸法に決定したのであるが、煩雑になるから最後のものに就き而も代表的な計算のみを挙げようと思ふ。

(a) 上部 strut の計算

moment of inertia about XX axis	$I_X = 38,676 \text{ cm}^4$
sectional area of strut	$A = 209 \text{ cm}^2$
radius of gyration about XX axis	$k_X = 13.6 \text{ cm}$
moment of inertia about YY axis	$I_Y = 14,859 \text{ cm}^4$
radius of gyration about YY axis	$k_Y = 8.43 \text{ cm}$
compressive load on the strut	$= 26.43 \text{ t}$
$\therefore$ test load	$= 39.645 \text{ t}$
length of the strut	$L = 12.500 \text{ m}$

YY-axis に関する radius of gyration を採り buckling factor を求めるに

$$\frac{L}{k_Y} = 148.28$$

依つて both ends hinge と假定して、Euler's formula による事とし、 E を $13,500 \text{ T/cm}^2$ 及び $10,500 \text{ T/cm}^2$ の 2 様に假定した場合に就き計算した處、次の結果を得た。

$E = 13,500 \text{ T/cm}^2$ の場合

$$\text{collapsing load} = \frac{\pi^2 EI_Y}{L^2} = 199.535 \text{ t}$$

$$\frac{\text{collapsing load}}{\text{actual load}} = 7.54$$

$$\frac{\text{collapsing load}}{\text{test load}} = 5.03$$

$$\text{average intensity of collapsing load} = 0.945 \text{ t/cm}^2 \text{ or } 6.05 \text{ T/cm}^2$$

$E = 10,500 \text{ T/cm}^2$ の場合

$$\text{collapsing load} = 155.286 \text{ t}$$

$$\frac{\text{collapsing load}}{\text{actual load}} = 5.88$$

$$\frac{\text{collapsing load}}{\text{test load}} = 3.92$$

$$\text{average intensity of collapsing load} = 0.743 \text{ t/cm}^2 \text{ or } 4.72 \text{ T/cm}^2$$

次に strut 自身の重量による max. bending stress f_z を both ends freely supported の beam と假定して求めると

$$\text{max. bending moment} = \frac{W \cdot L}{8} = 328.125 \text{ t cm}$$

$$W = \text{strut の重量} = 2.10\text{t}$$

$$\therefore f_2 = 0.140\text{t/cm}^2 \text{ or } 0.889\text{ T/cm}^2$$

故に strut にかかる compressive stress は次の様になる。但し $E = 10,500\text{ T/cm}^2$ と假定せる場合を考へ、actual load による average intensity of compressive stress を f_1 とすると $f_1 = 0.127\text{ t/cm}^2$ or 0.803 T/cm^2 であるから、

$\therefore$ combined compressive stress acting on the strut

$$= f_1 + f_2 = 0.803 + 0.889 = 1.692\text{ T/cm}^2$$

而して average intensity of collapsing load との比は 2.79 なり。

次に strut を 39.65t の compressive load を受けて、自重による uniform load を受けて居る both ends freely supported の beam と假定し、其の maximum deflection を近似式により求めて見るに、

$$\delta_{\max.} = \frac{5WL^3}{384EI} \left(1 + \frac{PL^2}{10EI} \right) = 0.699\text{cm say } 7\text{mm}$$

但し此の結果は compressive load は test load, moment of inertia は I_x とし $E = 13,500\text{ T/cm}^2$ とした時の計算から出たのである。

材料の不均齊並に工作上避け得られざる eccentricity を考へた場合に就き Cace の式 (Cace's "Strength of Material") に依り計算すると、安全率は test load に對し約 3.5 となり可なり小さいのであるが、2 回しか使用しないのであるから差支なかるべしと考へた。

(b) 下部 struts の計算

略記號公式等に就いては前 (a) 項参照のこと。

$$\begin{aligned} I_x &= 1.125\text{cm}^4 & k_x &= 4.77\text{cm} & I_y &= 1.093\text{cm}^4 \\ k_y &= 4.70\text{cm} & L &= 5.080\text{m} & A &= 49.43\text{cm}^2 \text{ or } 7.662\text{cm}^2 \end{aligned}$$

YY axis に關する radius of gyration を採り buckling factor を求めとる、

$$L/k_y = 108$$

となるから、此の strut には Euler's formula と Johnson's parabolic formula との二様の計算を爲す事とした。而して both ends は上部 strut と同様 hinge と假定した。

(i) Johnson's parabolic formula に依ると

$$\begin{aligned} \frac{P}{A} &= 42,000 - 0.97(L/k)^2 \text{ in lbs/cm}^2 \\ &= 30,683\text{ lbs./cm}^2 \text{ or } 13.698\text{ T/cm}^2 \\ \therefore P &= 104.954\text{ T or } 106.631\text{ t} \end{aligned}$$

actual compressive load は 12.05t 従つて test load は其の 1.5 倍 18.075t なるを以て

$$\frac{\text{collapsing load}}{\text{actual load}} = 8.8$$

$$\frac{\text{collapsing load}}{\text{test load}} = 5.9$$

(ii) Euler's formula に依ると、

$E = 13,500 \text{ T/□''}$ or 2.126 t/cm^2 の場合

$$\text{collapsing load} = 88.89 \text{ t}$$

$E = 10,500 \text{ T/□''}$ or 1.654 t/cm^2 の場合

$$\text{collapsing load} = 69.16 \text{ t}$$

$$\frac{\text{collapsing load}}{\text{actual load}} = 5.74$$

$$\frac{\text{collapsing load}}{\text{test load}} = 3.61$$

$$\text{average intensity of collapsing load} = 1.40 \text{ t/cm}^2 \text{ or } 8.88 \text{ T/□''}$$

次に strut 自身の重量による max. bending stress f_2' を both ends freely supported の beam と假定して求めると、

$$\text{max. bending moment} = 31.75 \text{ t cm}$$

$$f_2' = 0.164 \text{ t/cm}^2 \text{ or } 1.041 \text{ T/□''}$$

故に strut にかかる compressive stress は次の様になる。但し $E = 10,500 \text{ T/□''}$ を採り、actual load による average intensity of compressive stress を f_1' とすると $f_1' = 0.244 \text{ t/cm}^2$ or 1.55 T/□'' であるから

∴ combined compressive stress acting on the strut

$$= f_1' + f_2' = 1.55 + 1.041 = 2.591 \text{ T/□''}$$

故に average intensity of collapsing load との比は 3.43 となる、

次に strut を test load 18.075 t の compressive load を受けつゝ自重による uniform load を受けて居る both ends freely supported の beam と假定し其の maximum deflection を近似式により求めて見るに、

$$\delta_{\text{max.}} = 1.013 \text{ cm say } 10 \text{ mm}$$

(6) Band plate の強力計算等

(a) Band plate の強力計算

前後の band plate が受ける荷重を夫々 R_1 R_2 とすれば

$$R_1 = \frac{45 \times 4.894}{12.5} = 17.618 \text{ t}$$

$$R_2 = \frac{45 \times 7.606}{12.5} = 27.382 \text{ t}$$

となる。今荷重の大なる後部 band plate に就き計算すると、band は兩舷で吊られて居るから片方の受

ける test load は $27.382 \times 1.5/2$ 即ち 20.874 t である。

最短距離 AA 線 (Fig. 3 参照) にて shear されるものと假定すれば、

$$\text{shearing stress} = \frac{20.874}{3,800} = 5.49 \text{ kg/mm}^2 \text{ or } 3.49 \text{ T/}\square\text{'}$$

分母の 3,800 は plate の断面積を平方耗にて示したものである。

次に bearing stress を次の様な假定のもとに計算すれば、

$$d = \text{孔の直径} = 100 \text{ mm}$$

$$t = \text{thickness of the plate} = 38 \text{ mm}$$

$$f_b = \text{bearing stress of unit area of the plate}$$

$$= 10 \text{ T/}\square\text{' or } 1.574 \text{ t/cm}^2$$

$$\text{bearing load} = d \cdot t \cdot f_b = 59.8 \text{ t}$$

$$\text{bearing load と test load との比 } 2.86$$

$$\text{" " と actual load との比 } 4.37$$

其の他種々の section で切断する場合を考へて計算して見たのであるが、何れも充分な factor of safety があり、Fig. 4 に示す通りのもので何等の心配もないことが判つた。

(b) Band plate と船體間に挿入の木材にかかる壓力

木材の受ける壓力の計算は其の有効長さを 1.200 m 及び 2.000 m の二様に考へ、band plate の受ける全重量を 11 本の木材で支へるものと假定した。

$$L_1 = \text{length of the wood}$$

$$B = \text{breadth " "}$$

$$n = \text{number " "}$$

とすると、船體との接觸面は $L_1 \cdot B \cdot n$ となる。此を以て次式を作り木材の受ける壓力を計算すると、

$$\text{木材の受ける壓力} = p = \text{test load} / L_1 \cdot B \cdot n$$

$$L_1 = 1.200 \text{ m のとき } p = 8.03 \text{ t/m}^2 \text{ or } 0.746 \text{ T/}\square\text{'}$$

$$L_1 = 2.000 \text{ m のとき } p = 4.744 \text{ t/m}^2 \text{ or } 0.446 \text{ T/}\square\text{'}$$

(7) 機械室下部 transverse frame の強力計算

機械室には相當大なる重量が concentrate して居るが、此の箇所を直接に適當な裝置で支持する事は困難であるから、結局其の重量は最初 frame で受けて順次各 member を經て、最後に前後の兩 band plate で支持する事になつた爲め主機械下の frame は異常の荷重を受ける事となるので、一應強力の計算をして見る事とした。

計算に當つては次の様な假定をした。即ち機械の全重量を 15 t とし、之を 6 frame にて支へるものとし、1 frame 當りの重量を求め、此の 1/2 づつが兩舷の縦隔壁から 0.700 m の所に各々集中するものとし、其 span の長さは兩舷の縦隔壁間の距離とし、both ends freely supported 及び both ends

fixed の二様に考へて maximum bending stresses 及び deflection を算出した。

both ends freely supported と考へた時

$$\text{top compression} = 0.01235 \text{ t/mm}^2 \text{ or } 7.85 \text{ T/}\square''$$

$$\text{bottom tension} = 0.01078 \text{ t/mm}^2 \text{ or } 6.84 \text{ T/}\square''$$

$$\text{deflection} = 7.28 \text{ mm } (E=10,500 \text{ T/}\square'' \text{ として})$$

both ends fixed と考へた時

$$\text{top compression} = 0.00294 \text{ t/mm}^2 \text{ or } 1.87 \text{ T/}\square''$$

$$\text{bottom tension} = 0.00256 \text{ t/mm}^2 \text{ or } 1.63 \text{ T/}\square''$$

$$\text{deflection} = 1.58 \text{ mm } (E=10,500 \text{ T/}\square'' \text{ として})$$

(8) 吊揚時に於ける船體の縦強力

吊揚時の状態に相當する weight curve を畫き、前後兩 band plates の各々の中央に於て support されたものと假定し、bending moment 及び shearing force curve を integrator を使用して圖式に求め、次に一般の縦強力計算と同様 strength section を畫き、bending stresses 及び shearing stresses 等を計算した。唯 deflection は其の計算結果の使用目的から考へ、計算を簡單にする爲、前後部 band plate の各々の中央を界とし前中後の 3 部分に船體を分け、中央部は both ends fixed、前後部は one end fixed and the other free と假定して M/I curve を求め、integrator を使ひ圖式に求める事とした。其の結果は Fig. 5~Fig. 8 に示した様になつた。

次に shearing stress の計算を示すこととし、次の略記號を使用する。

F = shearing force in t.

I = moment of inertia of the section in $\text{mm}^2 \text{ m}^2$.

b = thickness of the shell plate in mm.

M = moment about the neutral axis in $\text{mm}^2 \text{ m}$.

q_p = shearing stress in the plate.

q_r = shearing stress in the rivet.

A = sectional area of rivet in mm^2 .

n = number of rivets.

s = frame space in mm.

Frame 41 番に於ける上甲板舷側にては、

$$F=12.2 \quad I=29,260 \quad b=3.5 \quad M=6,888$$

$$\therefore q_p = \frac{FM}{Ib} = 0.82 \text{ kg/mm}^2 \text{ or } 0.521 \text{ T/}\square''$$

$$q_r = \frac{q_p s t}{An} = 1.058 \text{ kg/mm}^2 \text{ or } 0.672 \text{ T/}\square''$$

sheer strake の水線下縦継目にては

$$q_p = 0.835 \text{ kg/mm}^2 \text{ or } 0.53 \text{ T/□}''$$

$$q_r = 1.078 \text{ kg/mm}^2 \text{ or } 0.68 \text{ T/□}''$$

此の場合 $M=7,016 \text{ mm}^2 \text{ m}$ である。

普通艦船の shearing stress の計算では、allowable shearing stress の値は $5 \text{ T/□}'' \sim 5.5 \text{ T/□}''$ 位に採る事として居るから、本船は shearing に對しては充分耐へ得るものと考へた。

(9) 吊揚時に於ける吊揚装置と起重機の関係

玉工場に於て特務艦青島に搭載する場合と、上海に於て吊卸す場合とでは上海の起重機の方が低いので、之に依つて吊揚装置の高さを決定した。Fig. 2C 中の『特務艦青島に交通船小鷹搭載圖』に示してある様に水線上起重機の高さは起重機船が upright の時 90 呎、傾斜した時は約 84 呎位であつて、吊揚装置の band plate 下部より頂部迄の高さは 65.36 呎であるから約 19 呎の餘裕がある。幾分餘裕が多すぎる様に思はれるが、計畫の初期には上海の起重機に關する資料が不充分であつたのと仕事の性質上充分の餘裕を残す事とした爲めである。

(10) 其の他の諸計算

Fig. 3 に示してある吊揚装置の重量は計算の結果次の様になつた。

名 稱	重 量 t	名 稱	重 量 t
諸 金 具	1.100	band plates 及木材	2.600
上 部 strut	2.100	wire rope	0.600
下 部 struts	0.850	合 計	7.250

諸金具の強力等に關する計算も使用金具が相當大なるものとなつたから凡て計算を行なつて定めたが、吊揚の實施に際しては可なり多く代用品を使用した爲、實際に使用したものは計畫當時のものと大分違つて居るし、計算に關しては特に述べるにも及ばないと思ひ省略する事とした。

六、青島艦上の搭載設備

青島艦上に於ける小鷹の搭載設備は crutch、支柱並に固縛装置であり、其の詳細は Fig. 2C に示してある。青島の甲板の廣さが小鷹を搭載するには不充分であるために、次の様な處置を講じた。即ち小鷹の艀を特務艦青島の艀に向かせた。

搭載時船體が大部艀口上に覆ひかゝつて來るので、圖面の様に crutch の或ものは艀口上へ突出させた。

檣の根本にあつた左舷揚貨機 2 臺を一時取外した。

其の他搭載の邪魔物は大小となく悉く取外すことにした。(以上の工事は大部分横須賀工廠にて施行された)

七、経過の概要

豫定吊揚重量は 52.250 吨であつたが實際は 53.500 吨となり、一時取外し品の豫定 11.169 吨が實

際には 10.719 吨となつた。

吊揚装置整備を分擔して居た玉工場では入渠の上 band plate を取付け、次で吊揚試験を行つた。其の結果は良好にして船體の deflection も僅に 3 耗位であつたので band plate 部の船體補強工事を多少簡単にし、竝に補助吊揚装置は廢止する事になつた。尙重心位置が豫定よりも幾分前方に移り吊揚げた際船が傾斜する事が判つたので、青島へ積込の際には後部 sling に shackle 2 箇を連結し約 1'-6" 延ばした。但し shackle では作業圓滑を缺く虞れがあるので、途中佐世保入港の機會に於て前方 sling を 3'-0" (半折して 1'-6") 短縮した。

特務艦青島への積込は昭和 5 年 1 月 12 日玉工場の手にて、70 吨海上起重機により午前 9 時着手同 10 時無事終了。次で crutch の合せ方、支柱の適用竝に固縛に着手し、午後 7 時頃迄に全作業を終了した。

吊卸し方は New Engineering & Shipping Works が之を請負う事に契約し、1 月 19 日午前 11 時半吊揚げに着手、正午無事終了した。江上は上下の潮流激しく起重機取扱は内地に於けるものと趣を異にして居るが、會社の手際は眞に鮮なものであつた。

江上に浮んだ小鷹を特務艦青島の舷側に横付けし、band plate を青島の derrick にて取外し、次で取外し品中の重量物を小鷹に移載したので、是等を終つたのは午後 4 時であつた。是れより小鷹は曳船 2 隻にて曳航の上軍艦平戸の舷側に繋留され、上記以外の取外し品は團平船 2 隻にて小鷹の舷側に運ばれた。

復舊工事は極めて順調に進捗し、同年 1 月 20 日より約 4½ 日を要し 24 日の午前滞なく終了し、同日午前 11 時軍艦旗掲揚式が舉行された。斯くて輸送の目的は無事に達せられた。

(終)

討

論

○會長代理(平賀 讓君) 唯今の福井君の御講演に對して御質問なり御討議なりせらるゝ方は御述べを願ひます。

○田路 坦君 之丈け calculation をして引揚げてから stress を indicator で測りましたか。

○福井又助君 仕事の性質上急いでやりましたので測りませんでした。deflection の 3mm と云ふのは玉で測つたのであります。

○田路 坦君 calculation から何う deviate しますか。

○福井又助君 Fig. 8 が deflection の豫想であります。大體に於て合つてゐると思ひます。

○田路 坦君 net 52 ton と申しますが、何とかして大型の潜水艦上に乗せる事は出来ませんか。何故かと云ふに、一朝有事の際 gun-boat を澤山使ふ場合、先方に crane が無いからと云つて、斯か

る面倒な手数を掛けて居ては大變だと思ひますが、御研究になつた事がなければ、今述べた様な consideration からして possibility は如何なものでせうか。temporary に潜水艦の艀なり艀なりに structure を造りなどして…………

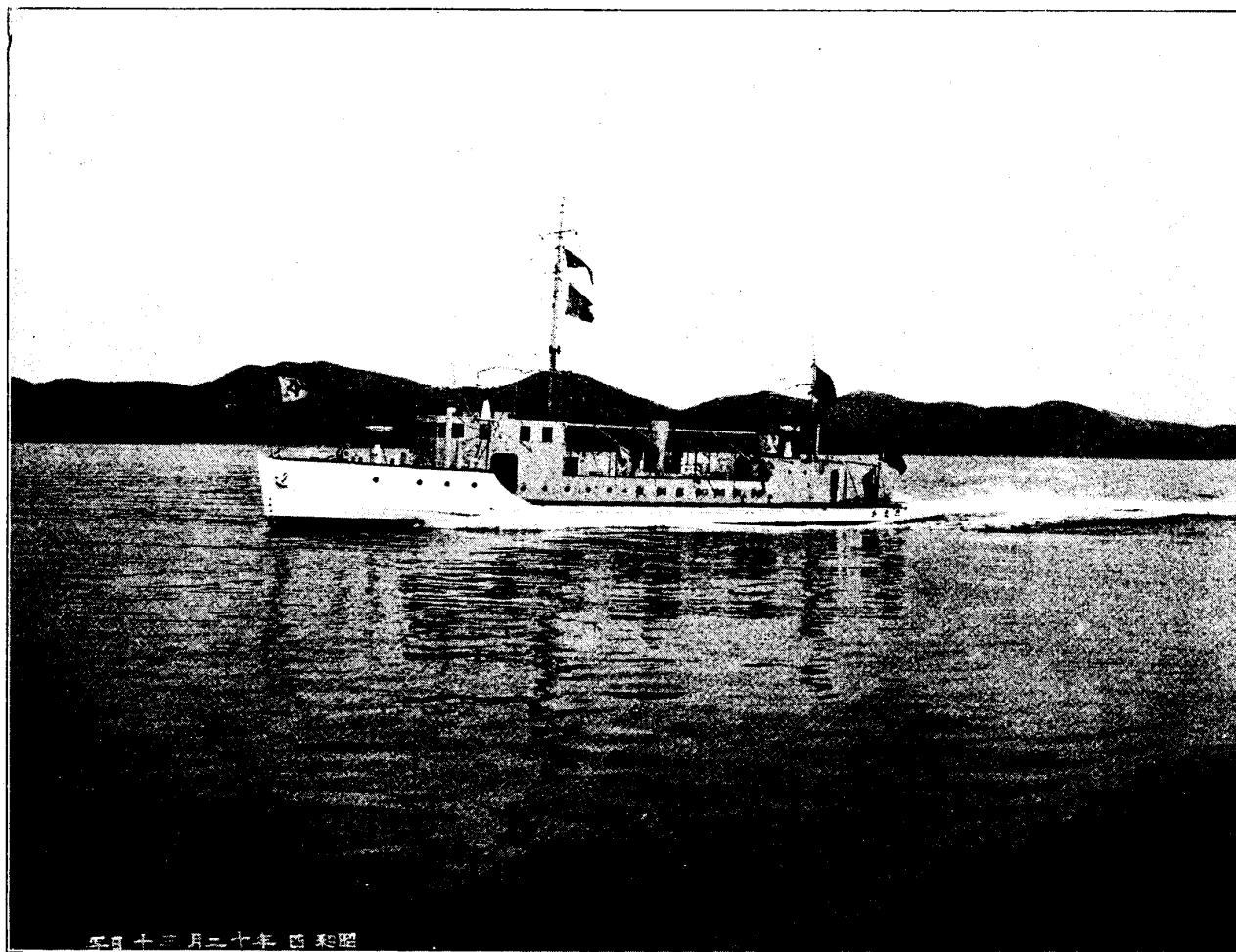
○福井又助君 研究しなければ判りませんが、司令塔などが問へて十分な場所が無いでしやうし又 stability の點からも多分困難だらうと考へます。

○平賀 讓君 小鷹竝に其の吊揚に就てと云ふ題目にされては如何ですか。

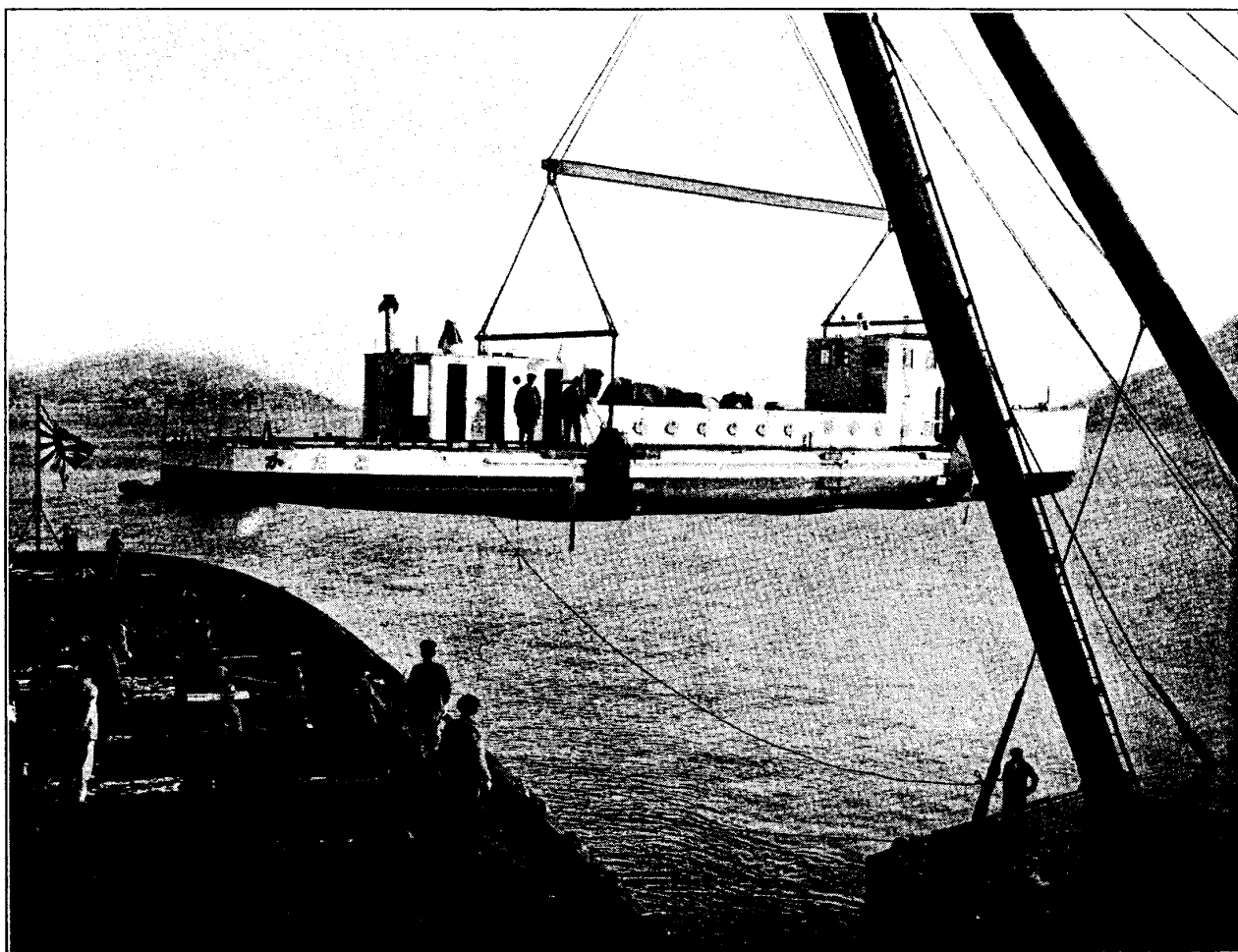
○福井又助君 小鷹の様な華奢なものを如何にして吊揚げたかと云ふ事を主として書きましたので、斯かる題目にしたのであります。

○會長代理(平賀 讓君) 他に御話は御座いませんか。御座いませんければ、福井君の此の有益なる論文の御發表に對して諸君と共に拍手して感謝の意を表し度いと思ひます。(一同拍手)

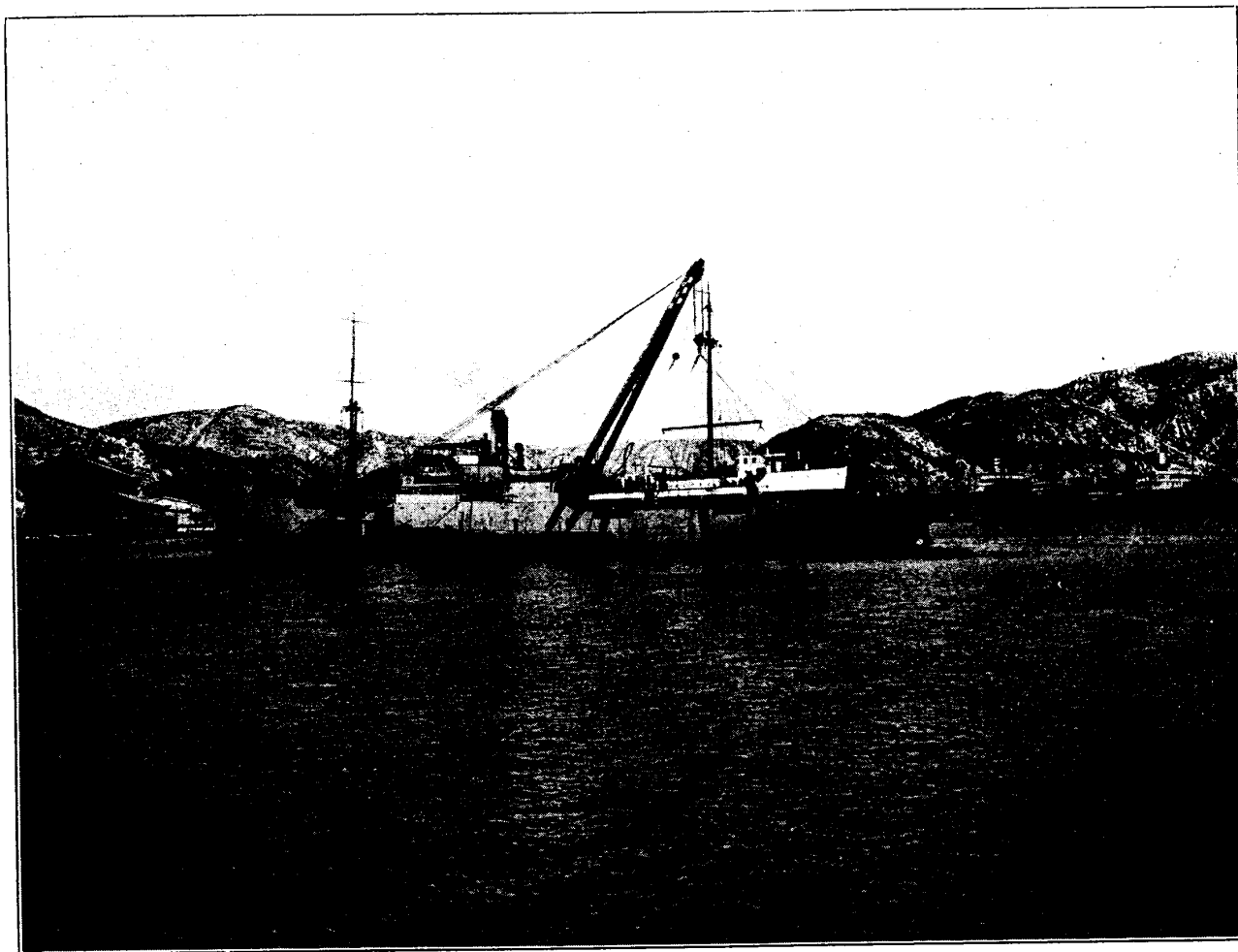
寫 眞 第 一



寫 眞 第 二



寫 眞 第 三



寫 眞 第 四

