昭和七年六月十五日　發行
每月一回十五日　發行

昭和七年六月刊行

彙纂會協船造

第百二十三號

造船協會

(非賣品)

造船協會雜纂

昭和七年六月刊行　第百二十三號　內容目次

撮要

頁
伴流の値 ……（1）
Aviso "Dumont-d'Urville" ……（2）
Nicol 式特許端艇覆 ……（3）
Yarrow 罐最近の發達 ……（3）

抄錄

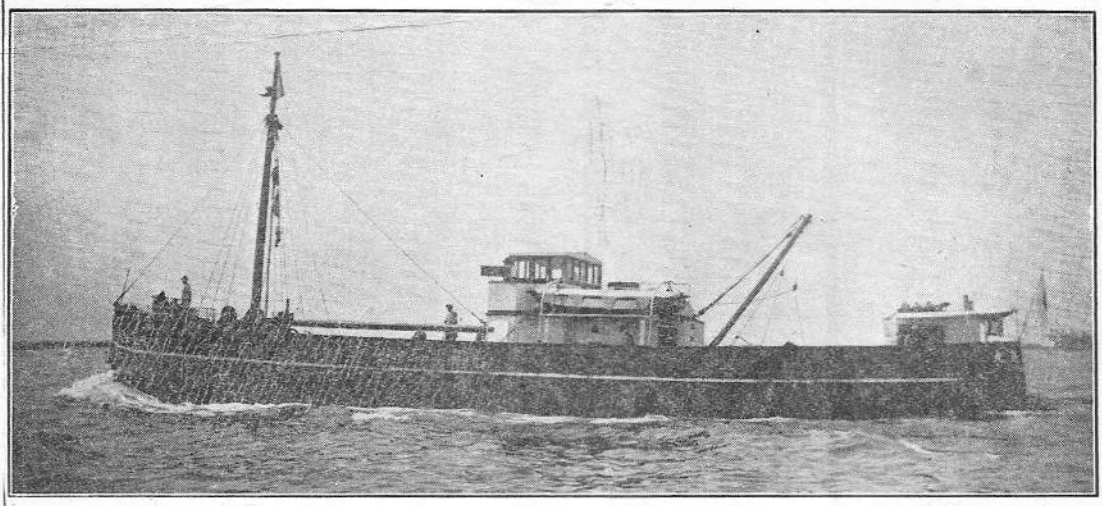
驅逐艦 Preston 及 Bruce に於ける船體縱强力實驗に就て ……（5）
歪測定に依る船體被板內力の決定 ……（24）
橫防撓材に依つて補强せられたる隔壁 ……（29）
發動機船に於ける爆發の豫防（其の二）……（34）
推進器設計法の比較 ……（38）
飛行機製作に於ける材料の諸問題（其の一）……（46）
最近に於ける造船用特殊鋼の進步 ……（53）

雜錄

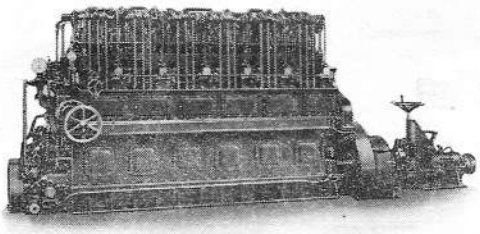
內外雜誌重要表題集 ……（61）

時報

本協會の諸會合（編輯委員會、內燃機船調查委員會船體部小委員會、內燃機船調查委員會機關部小委員會、船用品規格統一調查委員會、內燃機船調查委員會船體部小委員會）……（63）
總噸數百噸以上工事中、起工、進水及竣工船舶每月合計調 ……（65）
昭和七年四月中總噸數百噸以上の工事中（龍骨を据付けたるもの）の船舶調 ……（66）
昭和七年四月中總噸數百噸以上の龍骨を据付けたる船舶調 ……（66）
昭和七年四月中總噸數百噸以上の龍骨据付未了船舶調 ……（67）
昭和七年四月中總噸數百噸以上の進水船舶調 ……（67）
昭和七年四月中總噸數百噸以上の竣工船舶調 ……（67）
昭和七年四月末現在登簿船調 ……（68）
會員動靜 ……（69）



ハンシン
セミディーゼルエンジン
20~200B.H.P.



エヤーレス
ディーゼル エンジン
90~550B.H.P.

漁船……貨物船……客船
渡船……監視船……救難船……曳船

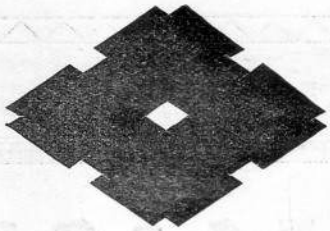
弊社獨特ノ技術ハ廣ク其ノ眞價ヲ認メラル
目下多數ノディーゼルエンジンノ御注文ヲ受ケ製造中
（型録贈呈）

農林省 遞信省 認定工場

株式會社 阪神(ハンシン)鐵工所

神戸市一番町
電話（湊川）自1531至1534

住友伸銅鋼管株式會社の代表製品



優秀なる コンデンサーチューブ
定評ある ボイラーチューブ
獨特なる ヂユラルミン

營業品目

板 銅眞鍮、アルミニューム其他各種合金板
管 銅眞鍮、アルミニューム其他各種合金管
冷質引拔鋼管、加熱引拔鋼管、瓦斯管
棒 銅眞鍮、アルミニューム其他各種合金棒
スチームタルビン翼材料輕合金鑄物

大阪市此花區島屋町五六

活版部

三秀舍

東京市神田區美土代町

電話神田二八五九番
電話神田二八六九番
電話神田三五三〇番

石版部

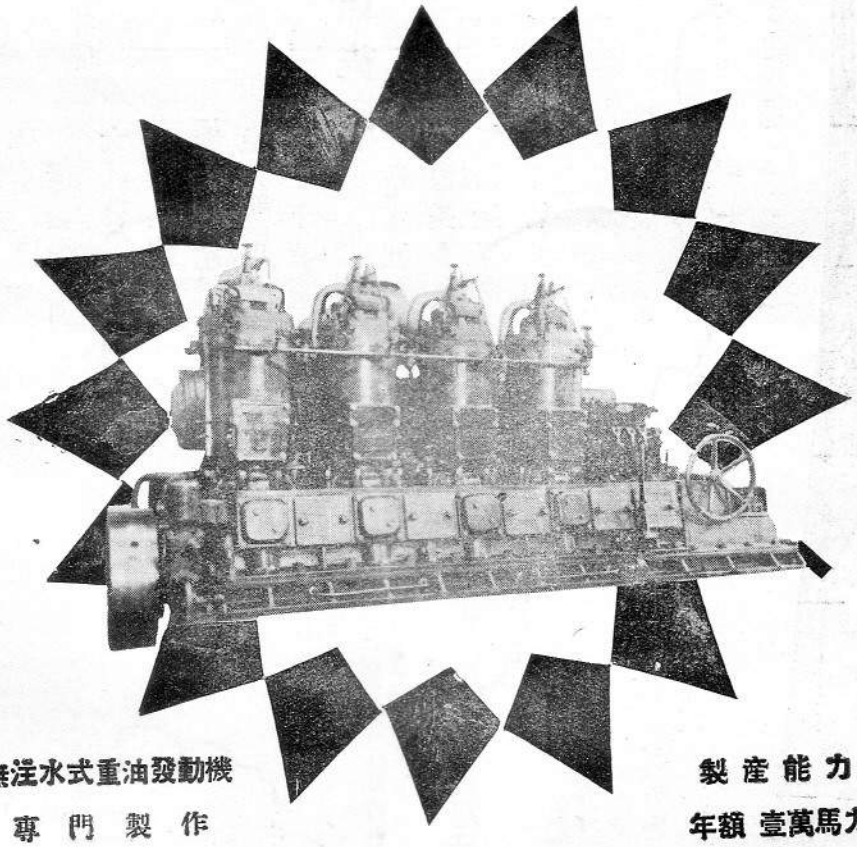
方英社

東京市神田區美土代町

電話神田一三七〇番

活版
石版
寫眞銅版
コロタイプ
各種製版
印刷

神戸式機械



無注水式重油發動機
專門製作

製産能力
年額壹萬馬力

株式會社 神戸發動機製造所

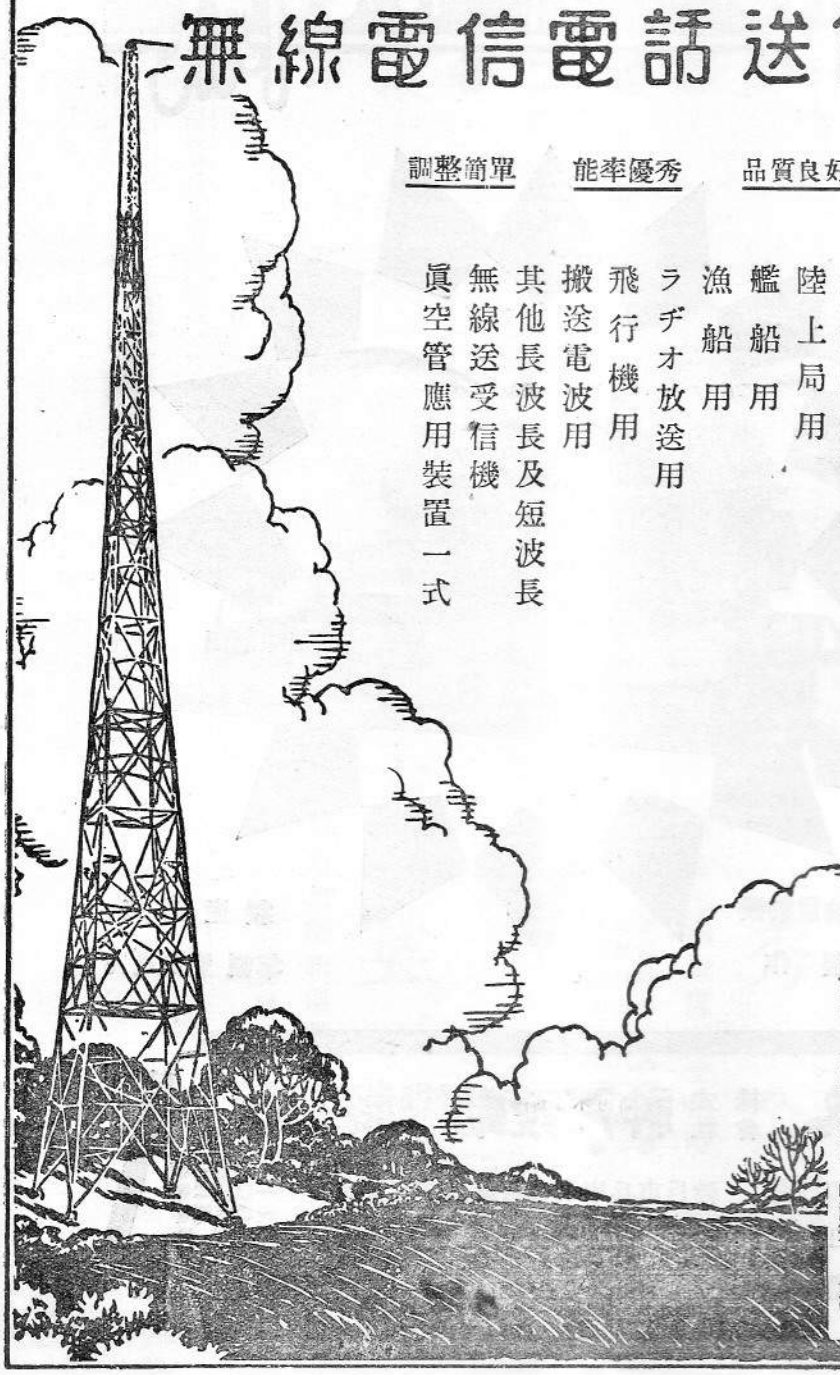
本社及工場　神戸市兵庫須佐野通八丁目　電湊(5)一〇三一番 一〇三二番 一〇三四番
分工場　神戸市兵庫東出町三丁目　電兵(6)二二番

東京電氣の無線電信電話送信機

好良質品　　秀優率能　　單簡整調

營業品目

大洋横斷大無線局用
陸上局用
艦船用
漁船用
ラヂオ放送用
飛行機用
搬送電波用
其他長波長及短波長
無線送受信機
眞空管應用裝置一式



サイモトロン
マツダランプ製造元

東京電氣株式會社
神奈川縣川崎市

出張所　東京、大阪、京都、金澤、廣島、名古屋、仙臺、札幌、福岡、臺北、京城、大連、哈爾賓、上海、

會　　告

(一) 本年秋季講演會豫告

我造船協會は例年の通り來る十一月上旬に於て通常總會と共に秋季講演會を東京で開催する豫定にて、其期日及會場等は追て發表致しますが、本協會は此講演會に於て諸賢の蘊蓄を御發表あらん事を希望致します。就ては講演御希望の方は次の通り御實行を願ひます。

從來前刷原稿は往々期限經過後に御送附のものあり、編輯當事者の蒙る迷惑少からず、而して辛くも講演會期日間際に出來する有樣にて、斯くては前刷の效能を失し頗る遺憾に付き、吳々も期日御勵行を希望致します。

1. 講演題目御通知期日　八月末日限り。
2. 前刷原稿御送附期日　九日末日限り。

猶ほ前刷原稿御作成に關しては造船協會雜纂第百二十一號（昭和七年四月刊行）會告(二)に留意せられ度し。

(二) 當事務所內圖書閱覽室

(1) 當閱覽室は會員の雜誌書籍（當分は雜誌が主です）閱覽に供する爲に設けました。

(2) 當閱覽室使用時間は日曜、祭日、年末年始(十二月二十六日より一月五日迄)を除き次の通です。

月曜は午前九時より午後七時まで（會議其の他の會合の爲め閱覽室使用の月曜日と八月中は午後五時まで)。

其の他の日は午前九時より午後五時まで。

(3) 書籍及雜誌を室外へ持出すこと御斷り。

(4) 雜誌、書籍閱覽に關する事務は編輯委員が扱ひます。

(5) 當閱覽室に備付の外國雜誌は次の通りです。

Engineering.
Shipbuilding & Shipping Record.
Shipbuilder.
The Motor Ship (British Edition).
Scientific American.
United States Naval Institute Proceedings.
Schiffbau.
Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure.
Rudder.
Zeitschrift für Flugtechnik und Motorluftschiffahrt.
The Engineer.
Marine Engineering & Shipping Age.
Marine Engineer & Motorship Builder.
Motorship (American Edition).
Journal of Commerce (Shipbuilders' Number).
Journal of American Society of Naval Engineers.
Werft, Reederei, Hafen.
Shipping World.

造船協會雜纂

第百二十三號

昭和七年六月刊行

撮要

伴流の値

Wake Values. "Shipbuilding and Shipping Record," Feb. 25, 1932, pp. 234-235.

船が水中を航走する時は夫れに伴れて船に接近した水は船の進行方向に移動する。此前進速度は艇附近で最大となり、其の影響は船殻から相當の距離に迄及ぶ。從つて推進器は船と同一方向に運動する水の中で作動し、一般に推進器と水との相對速度は、靜止せる水と船との相對速度よりも小である。此伴流は4つの成分から出來て居る。

(a) 流線伴流——之に對しては W. G. A. Perring が Trans. I. N. A. 1925 に發表した論文 "Form Effects and Form Resistance of Ships" に最も良く說明してゐる。此の伴流は船の肥瘠度、形及び長さと幅の比に依つて變化し、吃水と幅との比も亦影響する。

(b) 摩擦伴流——此伴流に就ては Baker が大小種々の面に就て研究し、船と模型との摩擦伴流の比較を論じてゐる。("Ship Wake and the Frictional Belt." Trans. N. E. C. Inst., 1929-1930)。其の要領は次の通りである。

(1) 摩擦伴流帶の幅は粗面に對するものが滑面に對するものよりも大きい、滑面と粗面とに於ては作動形式に於ては別段變化なく、單に程度の差異があるのみである。

(2) 模型と實船とで比較すると模型の方が比較的實船よりも摩擦伴流帶の幅が廣い。

(3) 摩擦伴流帶の幅は速度には無關係である。

(4) 摩擦伴流帶は艇から測定點迄の距離の函數である。

(5) 摩擦伴流は第1に浸水面の性質及び其大さに依り、次に排水量と長さに依つて支配せられ、形狀には殆んど影響されない。

(c) 渦伴流——非常に肥大な船では純粹の流線水流は艇附近では壞れて、其の後には船速と同一速度で水を曳いて行く。

(d) 波浪伴流——推進器が波頂の下で作動する時は前進方向の伴流を受け、波底の附近で作動する時は波浪伴流は流線伴流及び摩擦伴流を打ち消す樣に働く。

是等の伴流の成分を綜合して考へるに、水面に近い程、又船の中心線に近い程大きい。兎も角推進器は伴流中で作動するのであるから、推進器の正しい前進速度を見出す爲には、伴流率の値を良く推定する必要がある。

伴流に就ては從來多くの研究があるが、夫等の結論を綜合して見ると次の樣である。

(1) 伴流は推進器の翼の數及び面積には殆んど無關係である。

(2) 伴流は肥大な船を除いて、速度に依つて僅かに變化する。

(3) 單螺旋では直徑が小さくなれば伴流は增す。双螺旋では直徑が減ずれば推進器の中心位置を不變とすると伴流率は減ずる。

(4) 翼尖間隙は伴流率に大なる影響があつて、間隙小なる時は伴流率は大きい。

(5) 船の前部、特に艏尖部の長さは伴流率に影響があつて、幅の狹い模型では大した事はないが、幅の廣い模型の場合には相當大きい影響がある。

(6) 船體後部の肥瘠度及び斷面形狀は伴流率

に大なる影響がある。形が肥大なる程、又U字形である程伴流は大きい。

(7) 龍骨に對して推進器を低く取附ける程伴流率は小さい。

(8) 艉管膨出の角度も大切であり、回轉方向も影響して來る。外廻りの推進器で艉管膨出角度を增せば伴流率は減ずる。內廻りの場合は其の反對である。

(9) 推進器の前後位置も可なり伴流率に影響し、推進器を前方に置く程伴流率は小さい。

模型實驗成績から導いた伴流に關する近似式は澤山あるが不幸にして何れも伴流に影響する總ての項目を含んでゐない。幸ひにして伴流に影響する項目の或るものは相殺して、伴流の大體の傾向は肥瘠度、形の性質、速度及び船の長さに依つて定まる。

筆者は多くの實驗に依つて得た伴流の値を種々解析して見た結果、speed-length ratio を基線に取つて同一竪柱形肥瘠係數に對する伴流率を曲線としたのが最も良い樣である。斯樣にして畫いた伴流は前後及び上下の排水量分布を考慮したものである。如何となれば $V/\sqrt{L}$ は主として縱柱形肥瘠係數の函數であり、竪柱形肥瘠係數は伴流に影響する形の性質を表はすものとしては方形肥瘠係數や縱柱形的肥瘠係數などよりは一層適當なものである。次の圖は斯樣にして作製したものであつて、此圖中で、V は船速(節)、L は垂線間長(呎)、X は竪柱形肥瘠係數、w は伴流率$=\frac{V-V_1}{V}$ である。Froude 式の伴流率を w_F,

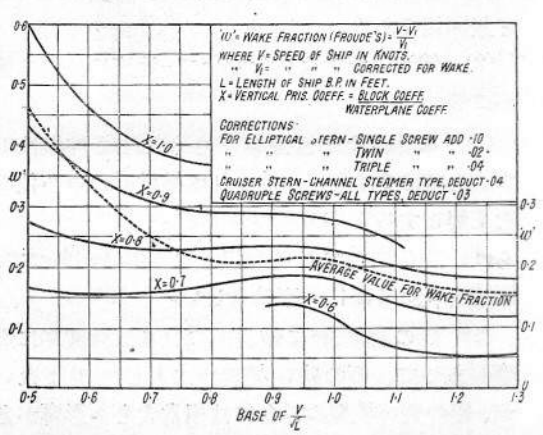


Chart of Wake Fraction Plotted against Speed-Length Ratio for Twin-Screw Vessels with Cruiser Stern.

Taylor 流の夫れを w_T とすれば

$$w_T=\frac{V-V_1}{V} \quad \therefore \quad w_F=\frac{w_T}{(1-w_T(} \quad w_T=\frac{w_F}{(1+w_F)}$$

となる。

此圖は双螺旋で巡洋艦型艉の船で、形が良く、艉管膨出の配置及び推進器が普通のものである場合には直接適用し得る。他の型の船に對しては此の曲線に少し修正を施す必要がある。其の修正に就ては圖中に記してある。驅逐艦では伴流率は零、卽ち $V=V_1$ として可い。竪柱形肥瘠係數が不明の時は圖中點線で示したものを用ひて大した誤差はない。

特殊の場合に就て水槽試驗の行へぬ場合に此圖に依つて伴流率を推定すれば、現在發表せられてゐる公式で計算するよりは一層精確な値が得られる。 (T. I.)

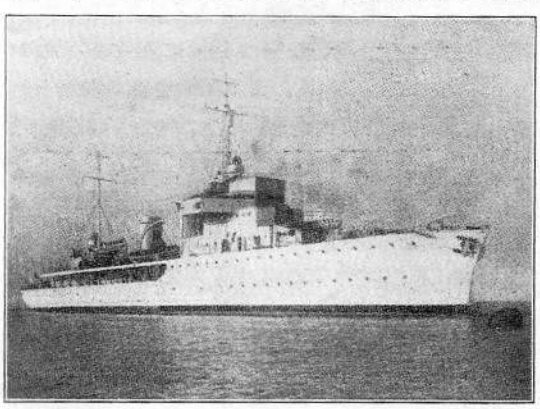
Aviso "Dumont-d'Urville"

"Bulletin Technique Du Bureau Veritas," Mars 1932, pp. 94-95.

Aviso "Dumont-d'Urville" は最近 Lorient にて公試を行つた。本艦は殖民地用として造られたる12隻の1つで、其の主要々目は次の通りである。

排水量(滿載)	2,000 瓲
長さ(垂線間)	98 米
幅	12.50〃
吃水	3.85〃

本艦には Diesel 機關を備へた。之れは熱帶地での使用の人に對する困難を少なくし、航續距離を大とする爲めである。燃料は重油 255 瓲で 10 節 13,000 浬の航續距離を有する。機關は2軸で



3,200 B.H.P. である。補機は凡て電動である。兵裝は 130 粍砲 3 門、37 粍高角機砲 4 門、其他機銃 6 門である。本艦は機雷 50 箇及び水上飛行機1臺を搭載し得、甲板上の小銃射撃員の防彈用として艦の上部凡てに特殊の硬質鋼を使用して居る。Bordeau の Atelier et Chantiers maritimes du Sud-Ouest で建造され、速力は計畫 15.5 節に對し 17.5 節を出した。機械は Sulzer の two cycle simple effect で Chantier de la Loire 製である。　(S. R.)

Nicol 式特許端艇覆

The Nicol Rapid-handling Boat Cover.
"Shipbuilding and Shipping Record,"
March 3, 1932, p. 276.

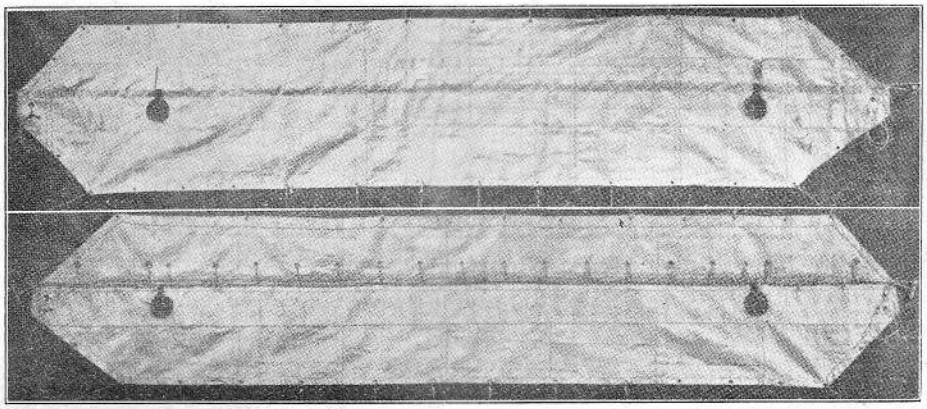
本寫眞は Nicol 式特許端艇覆の表裏を示すもので、其の外觀は普通の端艇覆と大差は無いが、覆の前後の割れ目を覆ふ重なりが充分に留められ、船內に格納されある場合、艇內に風雨の浸入する事なからしむる點が、普通のものより優れて鍍鐵製で且つ覆の下側に在る故、決して雨露に曝さるゝ事なく、又腐蝕もしない。寫眞に見ゆる通り、鳩目孔を貫通する端艇紐の小片は、重なりを其の位置に保ち、且つ其の紐の內端には S 字形の鉤が取附けられ、之が 1 本の鋼索に貫通されて居る。是等は全部鋼索を引抜けば自働的に外れる様になつて居る。覆の兩端の片側に取附けられた發條鉤は、端艇吊索を覆で包む様にするもので、無論之も鋼索の撤去に依つて釋放されるのである。3 箇の鳩目孔に貫通されて居る小索は、覆を前後の方向に引張る爲めで、之も鋼索を引抜けば自然に外れる様になつて居る。

此の端艇覆の發明者は、London の E.D. Nicol & Co. Ltd. の Mr. Quintin A. Nicol である。　(H.U.)

Yarrow 罐最近の發達

"The Marine Engineer & Motorship Builder,"
March, 1932, p. 92.

新型 Yarrow 罐の初めて採用せられたのは、



Two Views of the Nicol Boat Cover showing (above) the Topside, and (below) the Underside.

居る。全體の覆を取外すには、普通は艇の下部の縛索を切斷するか、又は取外すのであるが、此の覆では單に艇の兩端から細き鋼索を引張る丈けの事をすれば可いのである。さすれば覆は中央より 2 枚に分れて艇の兩側に落ち、其の所要時間は僅かに 5 分であると云ふ事である。

普通の端艇吊索を通す割け目は此の覆には無くて、其の孔は重なりで覆はれる様になつて居る事は、普通の遣り方ではないが確かに利益があつて興味ある事である。總ての金具は眞鍮或は亞鉛

C.P.S. の Duchess 級及び P. & O. の Viceroy of India 號であつたが、其の後船舶に於ける實績竝に工場に於ける實驗に依つて一層の改良が加へられた。而して改良は種々の方面に亘つて居るが、就中進歩の最も著しいものは、蒸氣發生量に對する汽罐室容積の減少した事である。之れは次頁の表に依つて明である。

Strathnaver 級では汽罐 1 臺の出力を增加して其數を少くした爲めに、Duchess 級よりも一段の進歩を示して居るが、1932 年型罐は Strathnaver

級のものよりも更に進歩して居る。此の最新型は single flow 式で火爐は側面にある。(圖參照)。之れには又 Yarrow 型過熱器の外に Yarrow 型多管式空氣豫熱器が裝置せられて居る(後者は圖に略す)。此の新型は次の諸點に於て目立つて居る。正規の荷重に於て受熱面1平方呎當りの蒸發量が、從來の汽罐の 5～5.5 听から 8.5 听に增加す

Yarrow Boiler of	Stokehold Floor Area per 1,000 lb. Steam Evaporated per hour (from and at 212° F.).	Corresponding Gross Overall Efficiency.
	sq. ft.	Per cent.
Early "Duchess" class	24	85
Strathnaver and *Strathaird*	13	88
Latest 1932 design	9	88

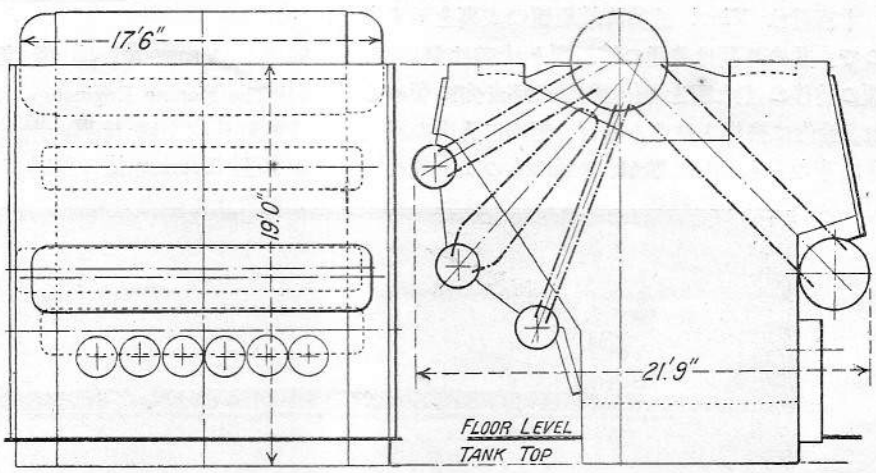
る。汽罐全效率が 88% に達する。超荷重に於ては受熱面每平方呎の蒸發量が 12.5 听に達し、而かも效率は正規荷重の時よりも僅に 2%減少するのみである。又蒸發當量每時 1,000 听に對する汽罐床面積は9平方呎あつて、Duchess 級に比して非常の進歩である。此の汽罐の成績は次表の通りである。

Yarrow 新型罐は重量が問題になる海峽連絡船には勿論、大型旅客船に對しても有利である。

又此の汽罐に於て取扱上便利なる事は、蒸氣の過熱度が容易に加減せらるゝ事である。簡單なる堰板が煙路に裝置せられ、之れに依つて過熱器を通過する瓦斯の量を調節すると、蒸氣の最終溫度が廣範圍に亘つて加減せられる。從つて種々の荷重の下に於て最も適當なる過熱の度が得られ、機關全體の效率を常に最高に保つ事が出來る。

(T. Z. K.)

Normal evaporation, per hour....	68,000 lb.
Normal evaporation, per hour, per sq. ft. generating surface	8·5 lb.
Gross overall efficiency	88 per cent.
Overload evaporation, per hour	100,000 lb.
Overload evaporation, per hour, per sq. ft. generating surface	12·5 lb.
Gross overall efficiency	86 per cent.
Total weight of boiler, including Yarrow superheater and Yarrow air heater, with hot water to working level (steam up)	160 tons.
Normal evaporation, per hour, per ton weight	425 lb.
Overload evaporation, per hour, per ton weight	625 lb.



The New 1932 Single-Flow, Side-Fired Yarrow Boiler.

抄　　錄

驅逐艦 Preston 及 Bruce に於ける船體縱强力實驗に就て

By Lieutenant Commander C. O. Kell, U.S. Navy.

(Read before the 39th General Meeting of the Society of Naval Architects and Marine Engineers, held in New York, November 19 and 20, 1931.)

1. 緒　　言

軍縮會議に於て軍艦の數、排水量等各種の制限が定められた今日に在つては、船體及機關の重量を極く小にする事は、軍艦の攻擊力及防禦力を出來るだけ大にする結果となる。船體の中でも船殼の重量を輕減し、且要求された標準の强力を持たせるには、過去の計畫の缺陷を發見し之を修正し、遂には船殼を形成する各々の材料を强力に對し最も有效に配置する迄に進まねばならぬ。

海軍造船局は今回廢棄する驅逐艦の中2隻を船殼構造の研究の爲めに用ひた。卽ち1隻は sagging、他の1隻は hogging の狀態として荷重を種々に變更して其の際の應力の分布狀況、船殼構造の狀況及特性を求め、最後に構造が破壞する迄の荷重を掛けて其の破斷力を決定する事にした。

調査の結果 Preston (DD 327) 及 Bruce (DD 329) の2隻が廢棄される艦の中で最も船殼の狀況が良好であつたので、是等2隻が實驗艦として選定された。

此の2隻の構造は同樣であつて、精細な檢査計測の結果、外板、甲板、其の他の縱强力材竝に一

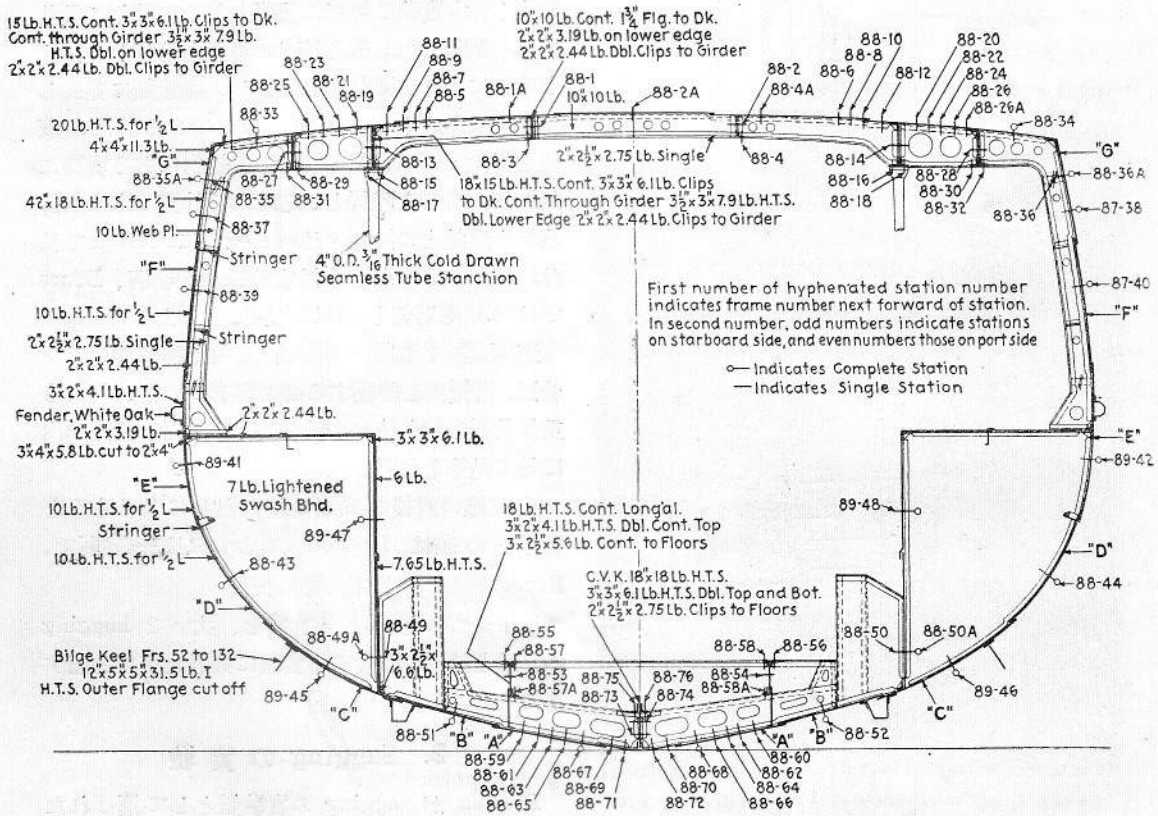


FIG. 1.—Midship section, showing scantlings and location of strain gage stations amidships for hogging tests.

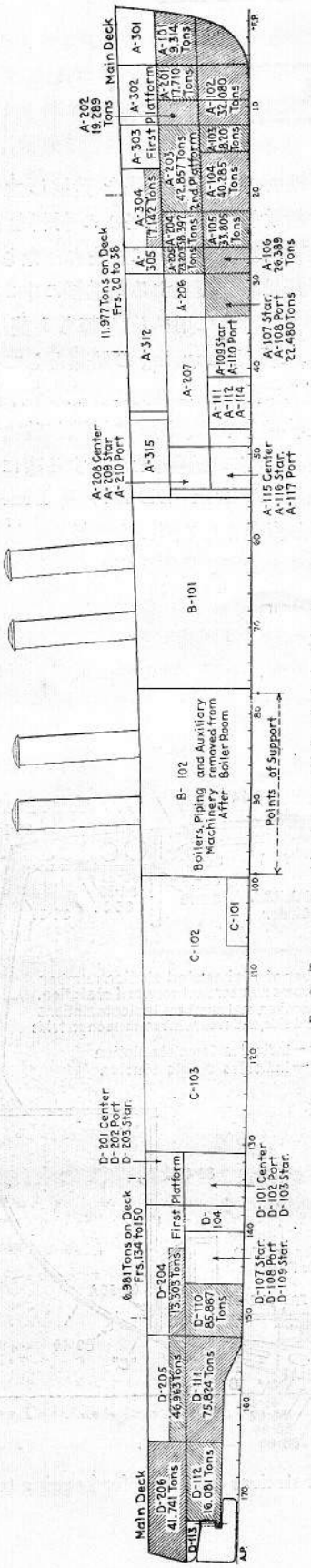


Fig. 2.—Transverse water-tight subdivisaand ballast distribution in logging tests.

般構造には縱强力に影響のある様な腐蝕、減耗の無い事が判かつた。唯外板の水線附近に數箇の凹みがあつたので、實驗に影響しそうな程度の部分を切取つた。水線下の外板及外板彎曲部附近の縱通材は特に良好であつたが、之は材料が亞鉛鍍してあつたからである。

是等2艦の要目は下記の通りである。

建造所	Bethlehem Shipbui'ding Co. の Union Iron Works Plant.
進水	1920 年
全長	314′−4″
垂線間の長	310′−0″
幅	30′−11½″
深	20′−8″
排水量(基準)	1,190 噸
平均吃水	9′−3″
肋骨心距	21″
longitudinal coeff.	.627
midship section coeff.	.748

Fig. 1 は最大中央横截面、Fig. 2 は横隔壁の配置を示す。

艦内を整理し重量の配置を現狀に依り嚴密に調査し、本實驗の解析の基礎となる正確なる重量曲線を調製した。卽ち諸 tank 類を淸掃し、汚水を充分に引き、罐の底を開放し、諸管類に穿孔して不明重量として殘存する虞れのある管内の液體を排除する事に努め、一方、艦内にある實驗に無關係のものを陸揚し、吃水から計算で求めた排水量と重量との關係を比較したるにPreston では此の誤差が3噸弱卽ち排水量の 0.3% 弱、Bruce では 0.1 噸弱卽ち 0.01% 弱であつた。

歪測定器を取附ける關係上、場所に依つては諸管類、電纜類を移動する必要があつたが、何れも重量曲線を變へずに濟む様に常に同一横斷面内に於て是等を移動した。

次に艦の前後の傾斜の量の計算に依るものと實際との差は Preston にあつては $\frac{1}{2}$″ 弱で、Bruce にあつては零であつた。

以下先づ sagging の實驗を、次いで hogging の實驗を述べ、最後に兩實驗に共通な事項を記す事にする。

2. Sagging の實驗

Preston が sagging の實驗艦として選ばれた

理由は、剪斷力が最大となる附近の外板の狀態が良好であつたからである。

(1) 船體の支へ。

Preston は實驗準備の爲め普通の方法で入渠した。

肋骨 7 番及 170 番（此の間の距離 285′−3″）を中心として夫々軟鋼板製の鞍板を外板にぴつたりつく樣に取附け、鈑の上端は計算で求めた艦の中性軸の位置以上迄上げ、此の中性軸の位置に船殼及鞍板を貫通する鋼製の軸棒を通し、渠底から立てられた鋼製の櫓の上に乘つた軸承で此の軸棒を支へた。此の狀況の詳細は Figs. 3～9 に示す。荷重が增加した際に船體に生ずる大なる剪斷應力に備へる爲めに、此の軸棒貫通部附近の外板に二重張板を施した。後部に於ては此の二重板を knuckle より前部迄延した。

鞍板に掛かる荷重に耐へる爲に、此の附近艦內の適當の位置を選び支柱を立てゝ固めた。鞍板は

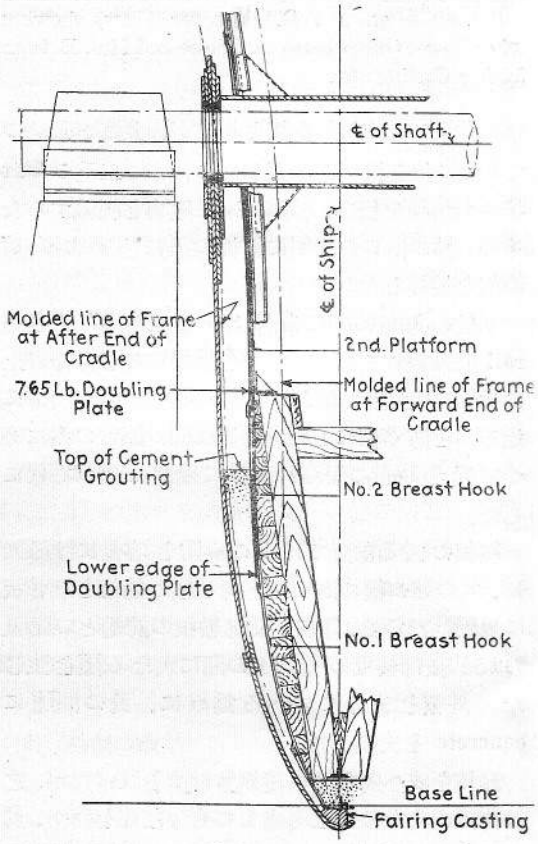


FIG. 3.—SAGGING TESTS. Details of forward support.

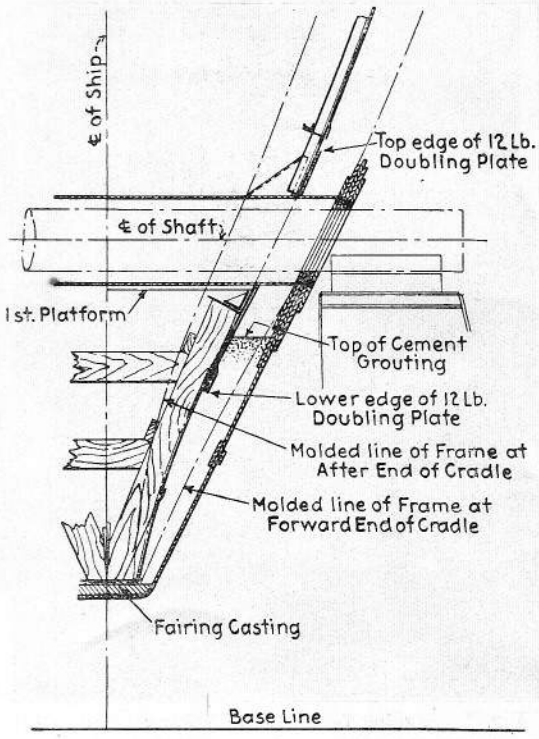


FIG. 4.—SAGGING TESTS. Details of after support.

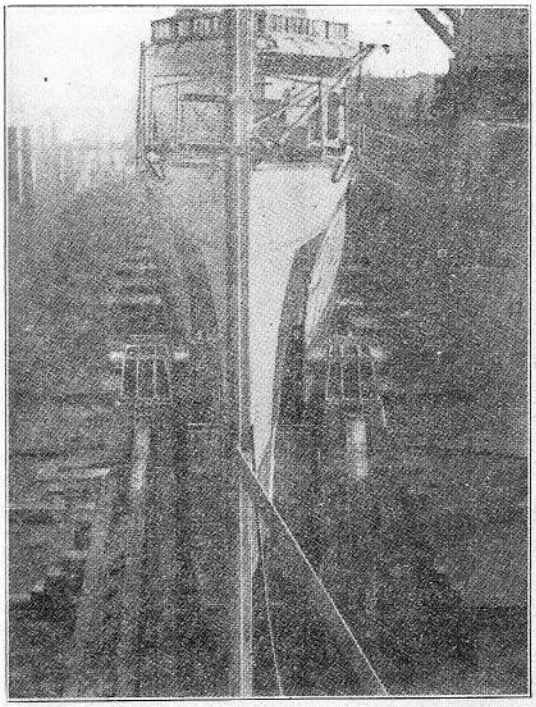


Fig. 5. Sagging Test. View from Dead Ahead showing General Method of Support.

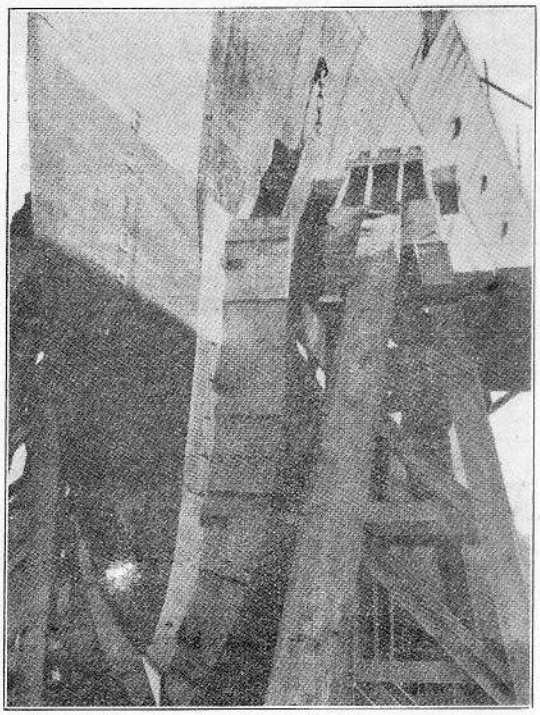


Fig. 6. Sagging Test. Detail of Forward Support showing Method of supporting Forward Cradle Strap with Shaft and Offset between Forward Edge of of Strap and Hull.

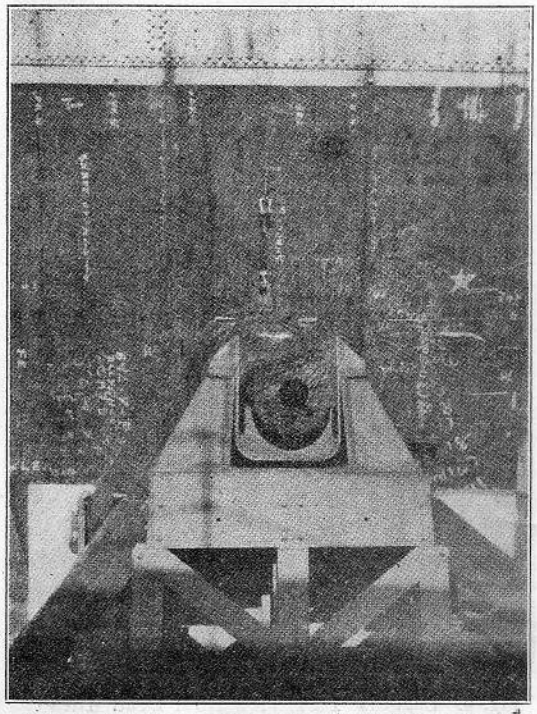


Fig. 7. Sagging Test. Broadside View of Forward Shaft Pendulum Support.

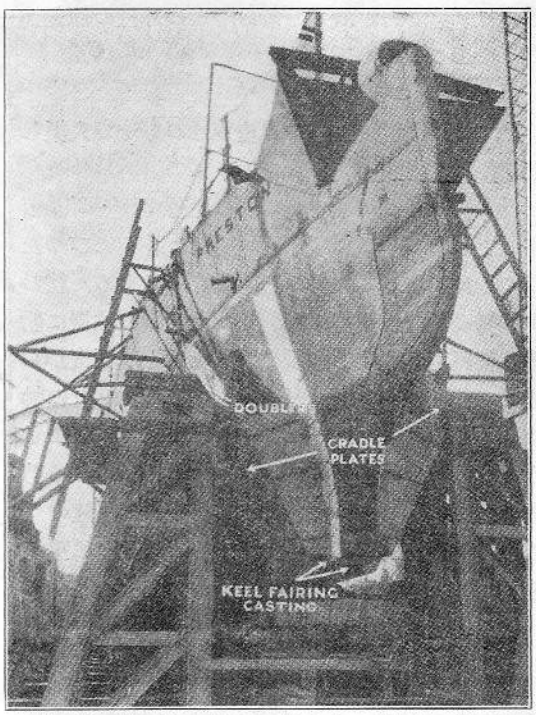


Fig. 8. Sagging Test. Quarter View, showing After Tower Offset between Cradle and Hull Bottom fairing Casting, &c.

厚 $\frac{3}{4}''$ 吋の、幅 8′ の鈑より成り、長さが長いので3枚の鈑を續ける必要があつたので二重の butt 接手の熔接を行ひ、軸棒に來る壓力を輕減するために、軸の出口の周圍に鞍板の上に 3 枚の厚 1″ の鈑を熔接した。

兩舷の鞍板の間に軸棒より直徑が 6″ 大きい roll した鋼管を取附け、之を以て鞍板を軸棒の上に載せ、且荷重が掛かつた際に鞍板の端が內方に辷るのを防ぐ樣にした。軸棒は此の鋼管の內にあつて殆ど同心に保たれ決して船體に觸れぬ樣にした。

鞍板の或る部分では其の取附を容易にするため、其の間の幅の廣い所と同じ幅の鑄鋼を龍骨板に取附けたので、外板と前部鞍板の前端との間及外板と後部鞍板の後端との間に大なる隙を生じた。外板を充分に支へる爲めに、此の間隙に concrete を充塡した。

軸棒を支へる爲めに鑄鋼製軸承を設けたが、之は荷重の大なる事を考慮して充分な幅を與へ、眞鍮の liner を入れ、且つ强壓注油法を施し以て軸承部に於ける軸棒の回轉する時の抵抗が少ない

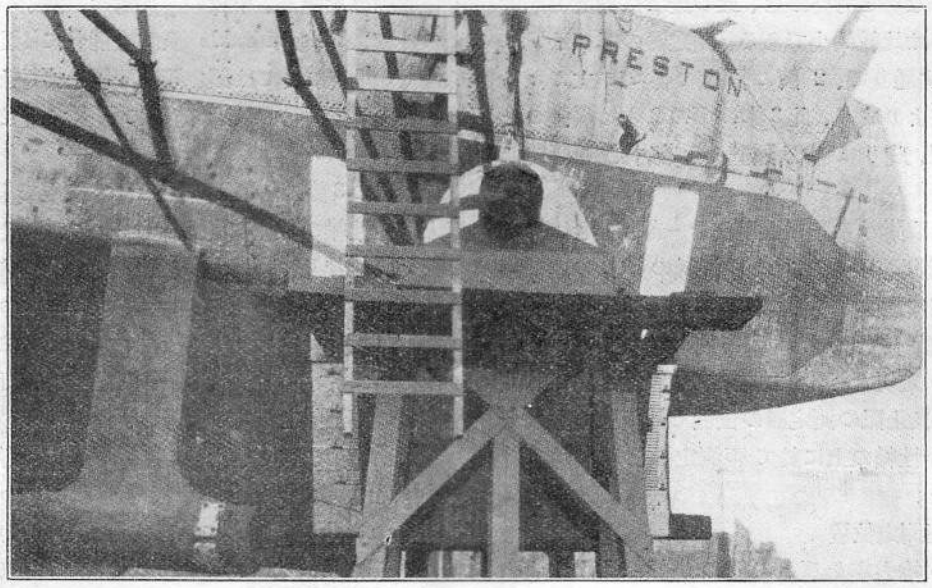


Fig. 9. Sagging Test. Broadside View of After Support, showing Two After Draft Station.

様にした。

前部の支點 (Figs. 3～7) は出來るだけ固定となるのを避け、自由端の支へとなる様に設計し、此の點に未知の撓力率が生じて本當の支點間の撓力率を正確に決定する事が出來なくなるのを防いだ。

前記軸承の鑄物は振子式に吊されて居て、船殼の sagging 及溫度の變化に依る艦の長さの變化に伴れて前後に動く事が出來るもので、振子は厚 $\frac{3}{8}$″ の鋼板製で長さ 20″ である。

實驗中各種の荷重に於ける振子の前後の動きを測定し、併せて軸の回轉の量を測定したが、是等の値は破壞に至る迄は非常に小であつた。各種の荷重に於ける軸に掛かる壓力を平均にする爲めに、4″ の木材を軸承と支への櫓の頂上との間に配置し、木材の壓潰により壓力の集中を防ぐ事を得た。

後部の支點 (Figs. 4～9) は軸承が前後の運動に對し固定されて居る以外は總て前部と同樣とした。

(2) 船殼の改造

艦を完全に前後で支へると艦の長さの $\frac{1}{4}$ の處及び特に肋骨 154 番の knuckle の處で撓力率が大になつて、其の面で耐へられぬ事が判かつた。是等の點の破壞を防ぐため knuckle の處には垂直龍骨を延ばし、甲板の stringer 及 sheer strake に前後に連る溝形鋼及び平鋼より成る補强を肋骨 128 番迄入れた。

(3) 剪斷力の測定器

隔壁 12 番及び 26 番の間に剪斷力に依る船殼の歪を測る測定器を取附けた。前部の支へが固定

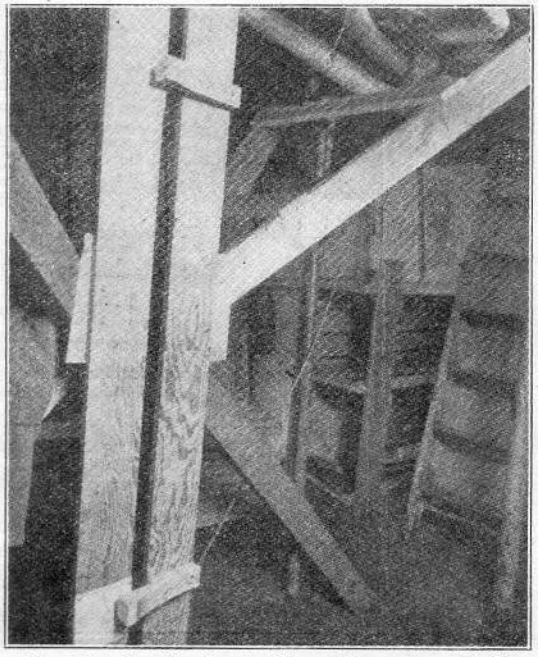


Fig. 10. Sagging Test. Shear Gauge insta led between Bulkheads Nos. 12 and 26.

されて居ないと考へると、此の邊では剪斷力が大で撓力率は比較的小である。測定器の詳細は Fig. 10 に示す通りで、2 箇の 隔壁の各々に 立てたる 3 本の柱より成り、此 3 本の中の 2 本は隔壁の上部外舷側、殘り 1 本は隔壁の 下部中心に 固定した。

是等を取附ける關係上甲板を一部切開き、柱の頭が隔壁間の中央で艦の 中性軸の 高さの處で相會する樣に調整し、此の位置に垂直の定規を各々の柱に取附けた。

是等の 定規の相對運動を 實驗中 各荷重で 計測した。且又上記の測定器の位置で外板上の理論上の艦の 中性軸の上に於て 歪測定器を 取附けて 計測をした。

(4) 歪測定位置

各種の 撓力率を 受ける際の 船殼の受ける 應力の分布、且つ船殼の各部材の狀況を調査する爲めに、附錄 A に詳記する如き 歪測定器を配置した。歪測定は附錄 B に詳記する移動式の測定器で行つた。

Preston の甲板及外板の歪測定位置は Plate 1 に、又船體最大中央橫截面附近に於ける縱强力材の歪測定位置は Fig. 11 に示す。

艦の 中央及前後端より 艦の長さの $\frac{1}{4}$ の長さの位置附近を選び、甲板の stringer、甲板付 girder、各外板、longitudinals 及垂直龍骨に測定器を附けた。外板に於ては測定器の配置を構造上の關係から 1, 2 肋骨心距だけ 前後に 移動する 必要があつた。

上記の 3 箇の切斷面の間では外板上で艦の理論上の中性軸の位置に測定器を附けた。

平板龍骨及 stringer の歪測定を 行つた橫截面に於て測定器を甲板の stringer、sheer strake、garboard strake 及び平板龍骨に取附けた。是等橫截面に於ける 是等構造物の歪及び上下の歪から艦の中性軸を決定する事が出來た。

又船體中央に 在る 烹炊室を 形成する 構造物の side を選んで此構造が甲板の stringer plate 及 sheer strake の應力に及ぼす影響を求めた。

各測定位置は hyphen を附した數字で一々區別する事とし、最初の數字は其の位置の直ぐ前に在る肋骨番號を取り、後の數字は其の橫截面に於ける順番を示す。順番は甲板上中心線から付け始め、次第に外舷へ、下部へ卽ち龍骨の方へと進めて行くことゝし、右舷に奇數、左舷に偶數を採用した。

(5) 實驗方法

實驗は長期引續き船渠を使用する關係上 Nor-

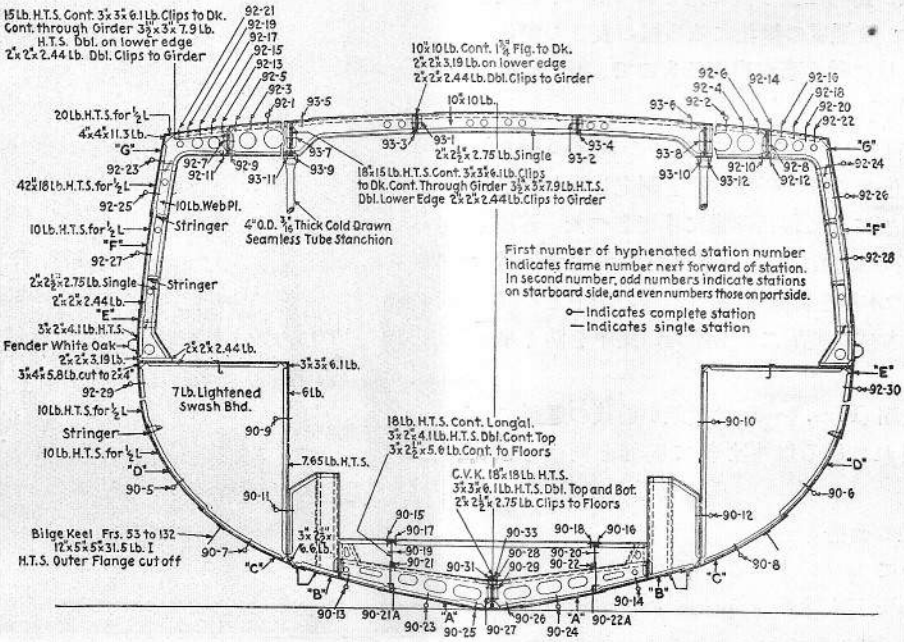
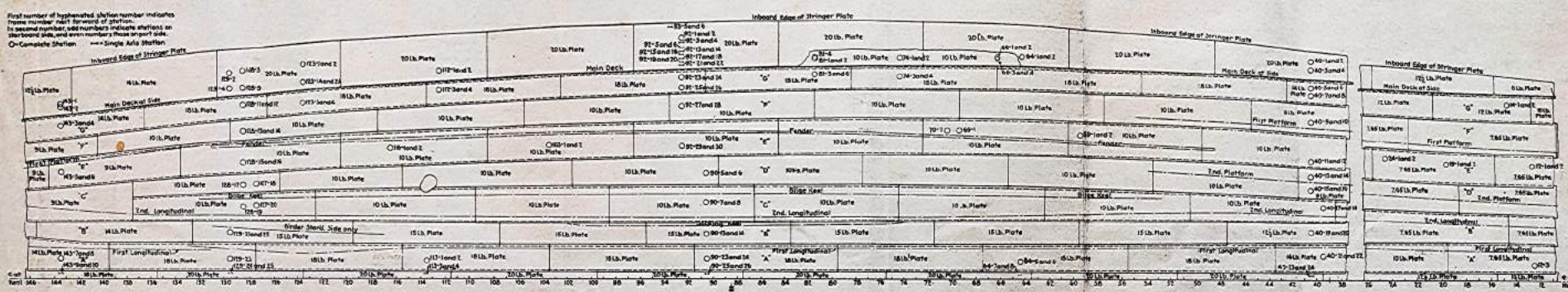
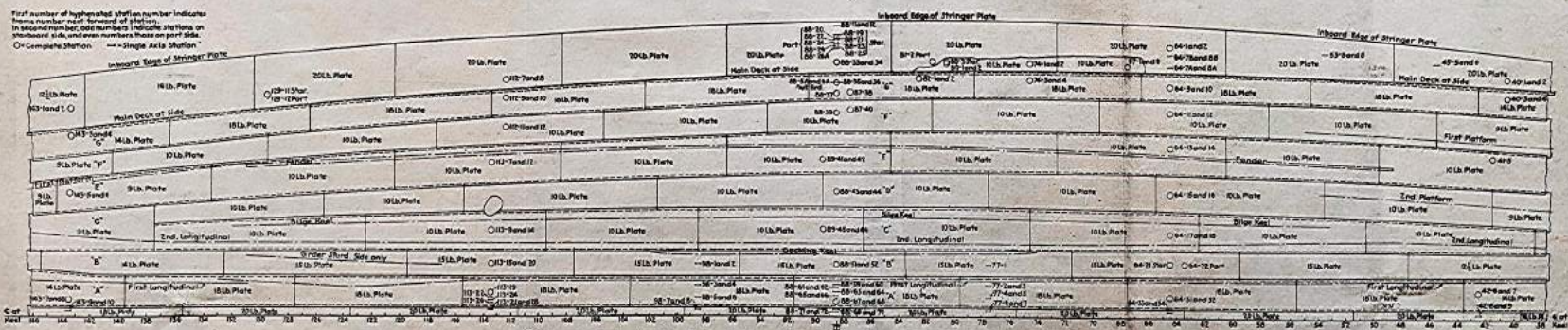


FIG. 11.—SAGGING TESTS. Location of strain gage stations amidships.



(A) Sagging Tests Location of strain gage stations on shell and deck plating U.S.S. "Preston"



(B) Hogging Tests. Location of strain gage stations on shell and deck plating. U.S.S. "Bruce"

folk の海軍工廠で行はれ、先づ sagging の實驗から開始された。

船體に與へる撓力率の變化は ballast を動かし、又は船渠内の水を增減する事に依つて生ずる如くし、各種の狀況に於て夫々必要の値を計測した。

卽ち或る與へられた ballast を艦内に搭載して最も深い吃水の場合から實驗を開始し、必要な計測が終つてから、船渠内の水を喞筒で排出して水面を下げ新しい吃水とし、計測が濟む迄は此の水面を一定に保つた。斯くして次に更に水面が下げられ、遂には此の ballast の場合に對する豫定された最大の 撓力率が 與へられる迄實驗を繼續した。此後逆に船渠に注水して各吃水で更にもう一度計測を行ひ、最大と最小の撓力率の間の各撓力率では少くも二度の測定値を得た。

歪を計測すべき撓力率の値、卽ち變更すべき吃水の種類は實驗の進行狀態、豫定の最大撓力率及時間の關係等に依つて決める事にした。

實驗中の 溫度の 條件を 出來るだけ 一定に保つ爲めに實驗は總て夜間行ふことゝし、總ての値の測定は 少くも 早朝朝日の餘り 上らぬ中に 卽ち甲板の溫度が影響を生ぜぬ中に行はれた。

Preston は實驗準備完了後、渠内に注水して浮べられ、今迄船が乘つて居た盤木から離れた時、船底の龍骨盤木の上部2箇及び docking keel 盤木を豫め準備された索を使用して取除き、艦の下部に何も邪魔物がなく、且つ傾斜の無いのを見屆けて渠内の水を排出して、艦が前記の前後の支持部で支へられ、艦の位置を保つに必要な重量を支持部に與へる迄吃水を下げて行つた。此時に於ける龍骨と 盤木との間隙は約 28″ で、又必要に 應じ直ぐ用ひられる樣に渠壁に横支柱を準備した。

實驗の最初には Preston の排水量は約 999.2 噸で、前部吃水 8′、後部吃水 8.41′、卽ち後部に些少の trim があるのが艦を正しき支持の位置に持ち來すのに非常に便利な事が判かつた。次の表は sagging の實驗の結果を示す。

實驗番號	撓力率を增加する荷重の數	撓力率を減少する荷重の數	最大撓力率(概略)(呎噸)	龍骨の最大歪 sag.(吋)
4	4	1	8,553	2.676
5	5	2	14,625	4.632
6	4	2	6,346	2.328
7	6	2	21,614	6.252
8	6	2	31,272	9.540
9	1(艦が支持されて居る時)	3(艦、浮揚)	2,199(艦、浮揚)	.450(艦、浮揚)
10	4	2	8,966	2.832
11	5	3	18,097	5.280
12	5	2	26,891	7.632
13	6	3	31,721	8.796
14	6	3	38,166	10.992
15	7	3	41,892	12.672
16	6	0	44,008	12.444

實驗第 1～3 は日中練習の爲めに行はれたもので、實驗中の溫度の變化に依り測定値は正確とは云ひ得ぬ。

艦が浮んで 盤木で支へて 居ない 事が總ての實驗の基本狀態であるが、艦を各實驗の初めに一々盤木で支へる 事の繁を 省く爲めに 各實驗に 對する最初の 計測は 艦を支點より 自由に離れ得る樣に浮べて置かないで、艦の支點に於ける位置を保つに必要な 重量物を 支持部に於ける 艦上に 載せて行はれた。

實驗第 10～15 に於ける最大撓力率の 範圍は第 4～8 のものと同樣である。實驗第 13～15 に於ては船體構造に 及ぼす 荷重の時間的影響を求める爲めに艦に2時間近くの間最大撓力率を與へる事とし、歪測定器の讀みは此時間の最初及び終りに取られた。

水面を變へる毎に讀みを取る前に、艦の中央附近の艦底彎曲部に 重量物を落して振動を與へた。

艦は 垂直に 立つてる樣に 絕えず注意されて居たが、荷重が增した時僅かに左舷に傾く傾向があつた。然し之は他には何等の影響を及ぼさなかつた。

荷重の小なる時に deck stringer の間の薄い甲板が buckle し、之が荷重が增加するに從ひ增大して行つた。Fig. 12 は艦が渠中で 完全に軸で支へられて居る時の此の buckling を示す。

又荷重の小なる時から中央部外板の縱緣、横緣に沿つて僅かのまくれを生じた。

實驗第8に於て船體中央部に最大の撓力率(約 31,272 呎噸)を受けた時に、甲板の stringer plate

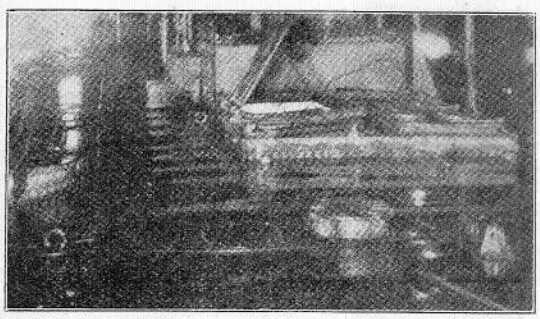


Fig. 12. Sagging Test. View of Main Deck showing Buckling in Light Plating abreast Engine Room Hatches.

は肋骨 131～143 番間に於て一般に buckle し、殊に 137 番横隔壁の後部に特に著しく生じた。之は外舷に近い縦通しない甲板付 girder が 131 番隔壁で切れて居る事によるものと認められたので、此點を補強する爲めに肋骨 125～145 番間の stringer plate に防撓材を熔接した。

stringer plate の同様の弱點が實驗第 15 で艦が最大の荷重を受けた時に生じたが、之は甲板付 girder が肋骨 45 番で止つて居る事に依るものである。

實驗第 15 終了後 ballast 232.2 噸を増して、撓力率が何處迄高められるかを試みた。即ち實驗第 16 に於て第 6 番目の荷重が掛られてから deck stringer が deck girder からちぎられ、且つ buckle した。deck girder と外板とが破壞して艦は垂下して中央の盤木の上に落ちた。

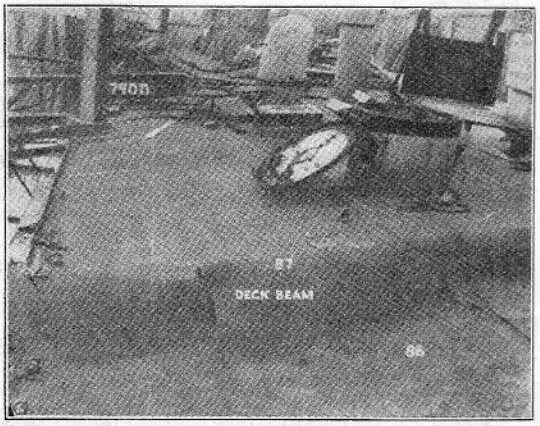


Fig. 13. Sagging Test. Details of Buckling of Starboard Deck Stringer Plate, Frames 86-88, showing Position of Deck Beam 87 in Wrinkled Plating.

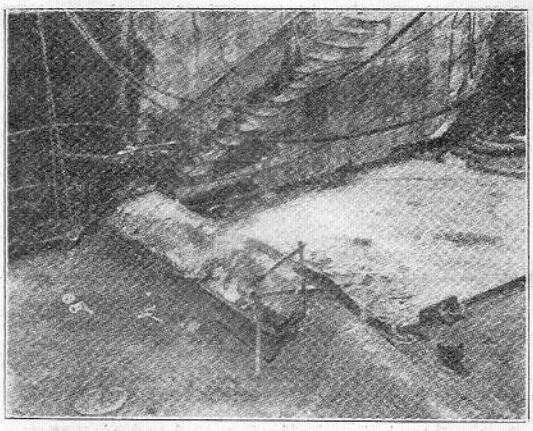


Fig. 14. Sagging Test. Details of Buckling of Port Deck Stringer Plate, Frames 86-88.

兩舷の deck stringer は肋骨 87 番で Figs. 13 14 に示す如く buckle し、此 buckle の部分に於ては stringer plate と前記の外舷に近い deck girder との接合用鉄が Fig. 15 に示す如く捲き取られた。破損箇所の stringer bar は Fig. 16 に示す如き狀態となつた。

deck girder の構造は兩舷同様で、唯異にするのは右舷の外舷に近い girder の下部山形が肋骨

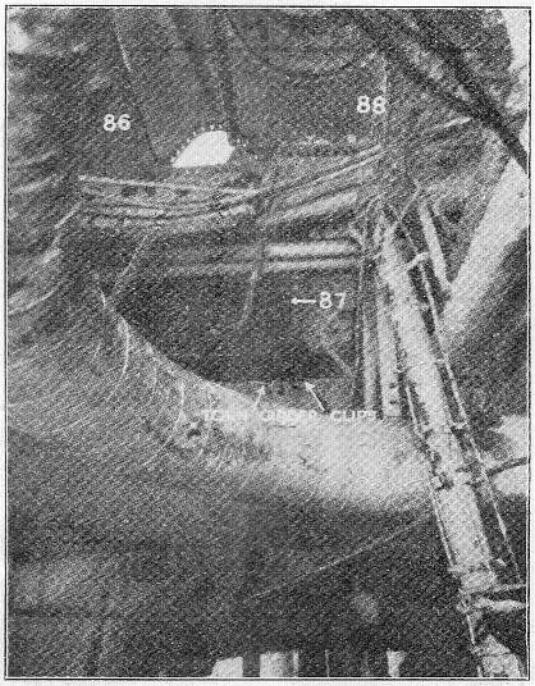


Fig. 15. Sagging Test. Buckling in Inboard, Starboard Deck Girder and Bent Stanchion, Frames 86-87.

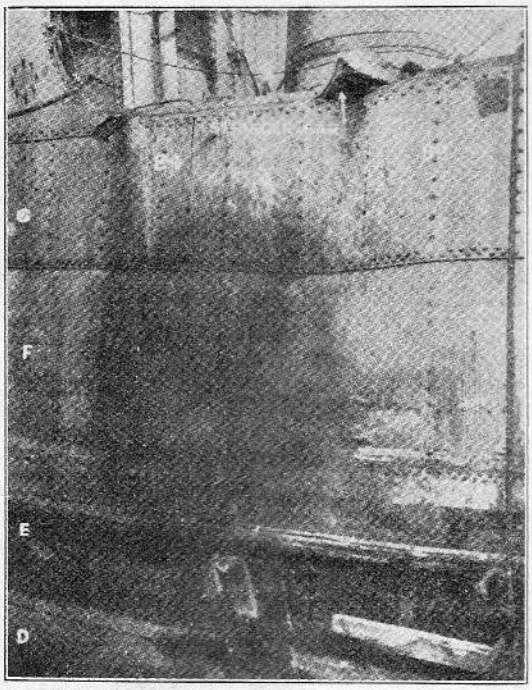


Fig. 16. Sagging Test. Details of Buckling in Port Side, Frames 84-88, showing Character of Failure of Stringer Bar, and Sharp Buckle in Strake E of Hull Plating approximately at Neutral Axis.

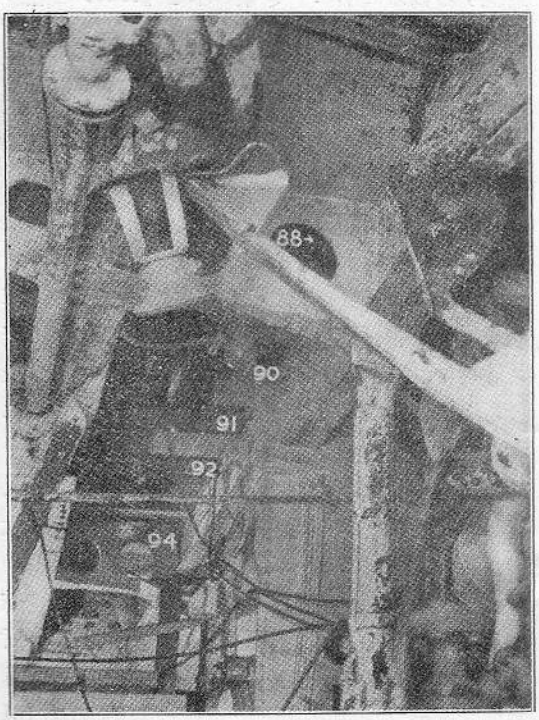


Fig. 17. Sagging Test. Details of Failure Characteristics of Starboard Intermediate and Outboard Deck Girders, Frames 86-88, looking aft.

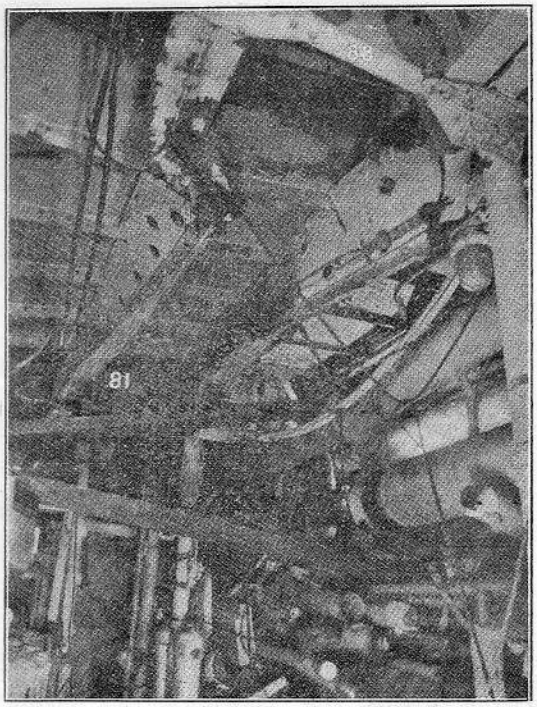


Fig. 18. Sagging Test. View of Port Intermediate and Outboard Deck Girders, showing General Twist in Girders, Frames 81-88, looking forward.

86 番で bracket で互に接合され、之が艫筒臺の一部を構成して居る事である。 web frame は肋骨 88 番に在つて、肋骨 86 番の bracket の影響は girder が押し擴げられる事を防ぎ、從つて Fig. 17 に示す如く肋骨 86～88 番間に於て buckling を生じた事である。

左舷に於て肋骨 81～88 番間には右舷にある如き girder の補强が無かつたので、Figs. 18, 19 に示す如き buckle を生じた。

外板は stringer bar から bilge keel 迄破損した。之は deck stringer 及び girder の buckling の後で生じた第二次の性質のものである。

右舷に於ては外板は Fig. 20 に示す如く肋骨 86～88 番間に於て、左舷に於ては Fig. 16 に示す如く肋骨 84～88 番間に buckle を生じた。

實驗中には外板又は縦通材に於ては破損の徴候として縦緣、横緣の僅かの漏洩のみしか認められなかつた。

艦が破壞に近づいた時左舷に横に曲る傾向を生じたが、之は中央部に於て横支柱で支へて喰ひ止めた。

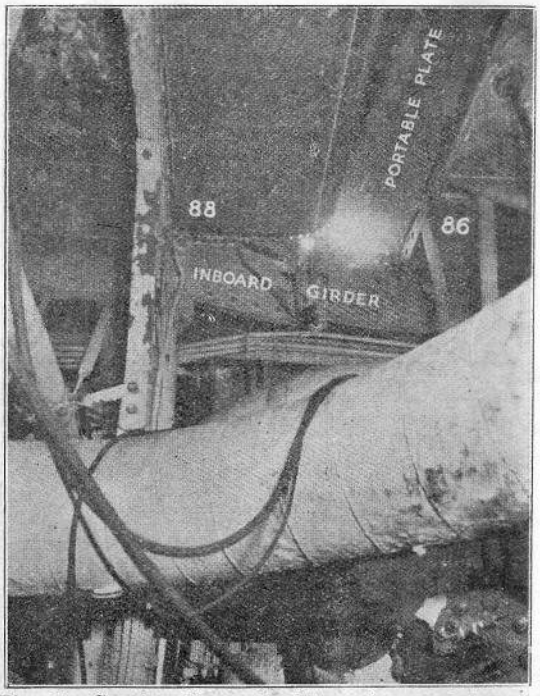


Fig. 19. Sagging Test. Buckling of Port Inboard Deck Girder, Frames 86-88, showing Tearing of Portable Deck Plate in Way of Buckle in Deck.

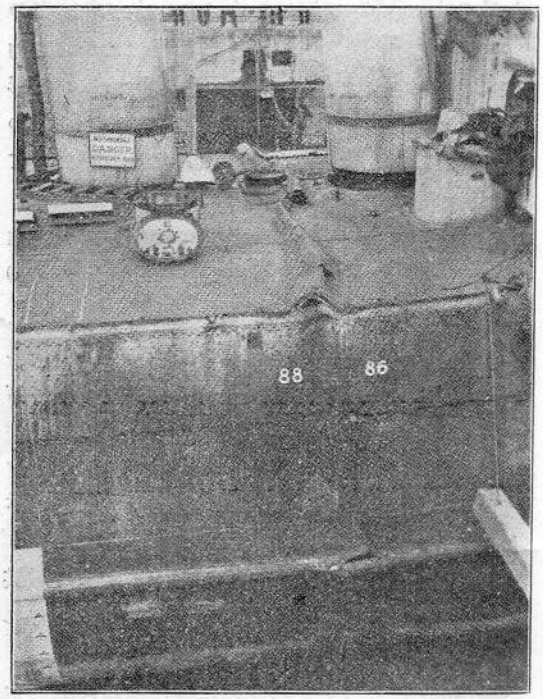


Fig. 20. Sagging Test. General View of Rupture across Deck, Frames 86-88, and down Starboard Side.

3. Hogging の實驗

(1) 船體の支へ

此の實驗には Bruce (DD 329) が用ひられた。

saggig の實驗の結果から考へて hogging に於ては船底の縱强力材及外板の buckling に依つて參るだらうと豫期されて居た。從つて sagging の實驗の結果と比較する爲めには艦が浮いて居る時に存在する力以外の力を船底の鈑が受けぬ樣に支へる必要があるので、船底の鞍板に依つて支へずに舷側外板で支へねばならなかつた。

此詳細は Figs. 21, 22, 23 に示す通りで、2 箇の箱型の girder が艦の理論的の中性軸の高さの位置に横の方向に水平に艦を貫通し、此の girder が渠底から立てられた櫓で支へられた。此の 2 箇の girder は後部罐室の前後の横隔壁 77 番及 99 番を改造して取附けられた。是等支への間の距離は 36′—9″ である。此支への櫓は sagging の實驗に用ひられたものを、丁度よく合ふ樣に調整したもので、girder を櫓の上に均等に支へさせ、荷重の變化に伴れて支への間の船體の曲りの變化に對應する爲めに厚 4″ の柔い木を girder と櫓の頂上との間に挾んだ。

(2) 船殼の改造

後部罐室に於ては支への girder を入れるのに必要な構造を組立てるのを容易ならしめる爲めに、罐は 2 箇共陸揚した。

其他に艦の原構造に與へた改造は僅かであつて、卽ち次に記す如きものである。

支への來る隔壁の所では厚さ ¼″ の二重板を 2 肋骨心距の間、甲板から第 2 longitudinal に至る間外板の inner strake の外側に張り、鈑が受ける力を適當に下げる樣にした。outer strake に在つては隔壁の挾金が此役目をした。

艦が一部分 girder で支へられた時を考へると、後部の支へに於ける撓力率は前部のものよりも大で、且つ此後部の支への附近には構造上の著しい不連續があつた。卽ち Fig. 11 に示す罐室の舷側を占める重油 tank の縱壁は此肋骨 99 番の所では bracket で繫がれて小型の型材となり、垂直龍骨及第 1 longitudinal は給水 tank の C 101 の區劃を形成する爲に變化して居る。且又 docking keel は肋骨 103 番で終つて居る。

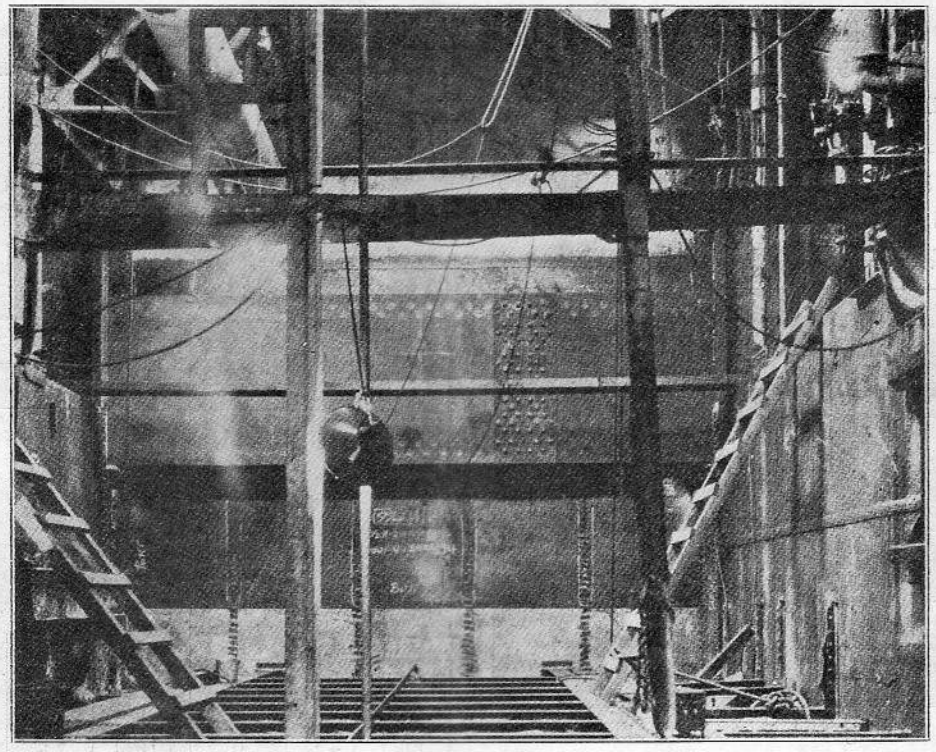


Fig. 21. Hogging Test. Showing Clearing of No. 2 Fireroom and Forward Transverse Girder in Position at Bulkhead No. 77–78.

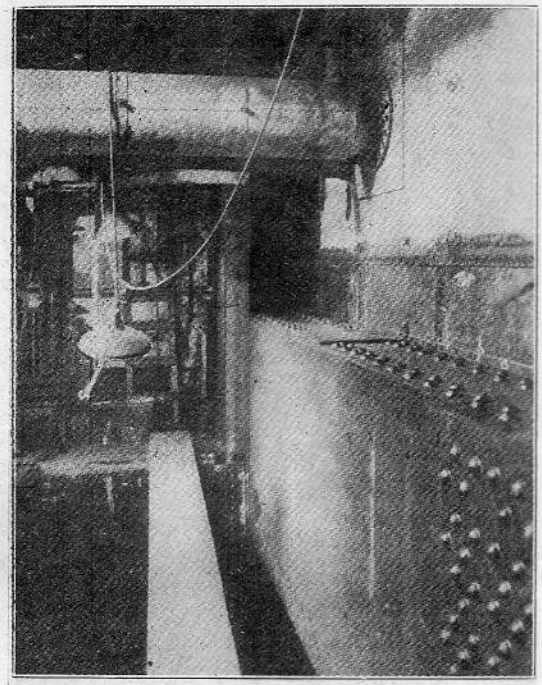


Fig. 22. Hogging Test. Details of Connections between Transverse Girder and Supporting Partial Bulkheads, Port Side, Frames 77 and 78.

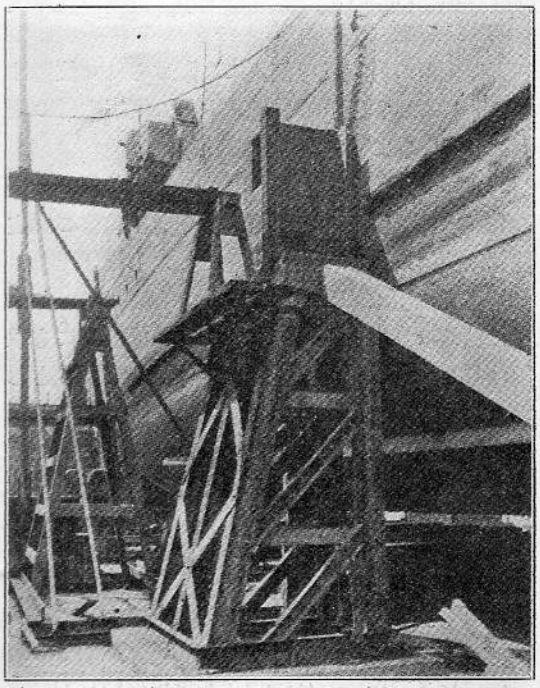


Fig. 23. Hogging Test. Details of Support, Port Side, Frames 77–78, showing Tower, Transverse Girder, Doublers on Inside Shellstrakes in Way of Supporting Bulkhead Bounding Bars. (Photog aph made after Failure.)

是等の狀況に鑑み、船體中央に破壞が起る前に此弱そうに見える部分が大なる應力を受けて底板の buckling を起すのを防ぐ爲めに次の如き方法を講じた。卽ち長さ 12′ の平板の縱通補强材が Fig. 24 に示す如く garboard strake 及 B strake に附けられた。是等補强材の長さは船體中央附近の鋲の强度に影響しない樣に選定された。

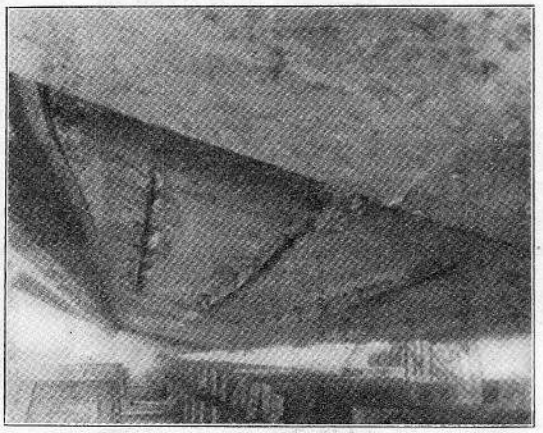


Fig. 24. Hogging Test. Port Side, looking forward, showing Stiffeners on Garboard and B Strake in Way of Bulkheads 77, 78 and 97, 98, (Photograph made after Failure.)

(3) 歪測定位置

歪測定器の外板及甲板上に取附けられた位置は Plate 1 に示す通りで、船體中央の縱强力材の配置は Fig. 1 に示す通りである。

Preston の場合と同樣、3 箇の肋骨位置で船體の外周を測定する事としたが、今度は前後の測定位置は前述の支への位置附近に選定した。

歪測定位置は Preston の場合と同樣で、加ふるに舷側に近い甲板付 girder の兩端近くにも取附けて、斯の如き構造物の特性を求めようとした。

上甲板上、後部機械室の hatch の隅附近でも測定を行ひ、斯の如き場所に於ける應力の分布狀態を調査した。歪測定位置の番號の附け方は Preston の場合と同樣で、同じ職工が同じ方法で測定器を取附けた。

(4) 實驗方法

艦內の支へに必要な構造が完全に取附けられ、第 3、第 4 罐を陸揚し、實驗の準備完成した時の排水量は 884.1 噸で hog の量 .72″。(但し ballast を含まず)。

浮んで居る時に艦に大なる hog の力率を與へる爲めに艦を船渠の支へに乘せる前に、艏及艉に大量の ballast を積み、撓力率及剪斷力に及ぼす支への影響を實驗の間最小に保つた。

輕荷狀態から始めて次第に ballast を增加して、各所の歪、吃水及屈曲の記錄を 3 回宛完全に取つた。6 組の上述の測定を艦浮揚の狀態で行ひ、此結果は實驗第 1～6 として次に記錄されて居る。

實驗番號	撓力率を增加する荷重の數	撓力率を減少する荷重の數	最大撓力率(概略)(呎噸)	龍骨の最大歪(吋) 後部	前部
1	3		2,295	.72 hog	
2	3		3,970		
3	3	艦浮揚	9,132		
4	3		11,717		
5	3		18,198		
6	3		21,170	3.156 hog	
7	4	2	25,882	5.328	3.612
8	5	2	29,133	6.000	3.792
9	5	2	33,236	8.076	4.020
10	4	0	35,949	9.792	4.59

最後の ballast の配置は Fig. 2 に示す通りで、此時の排水量 1,496.35 噸、hog 3.156 吋。

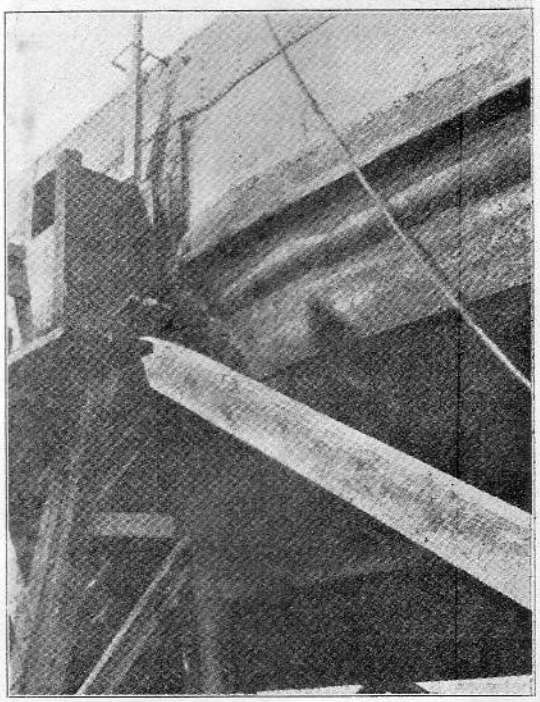


Fig. 25. Hogging Test. Showing Buckling of Port Side, Frames 99-103.

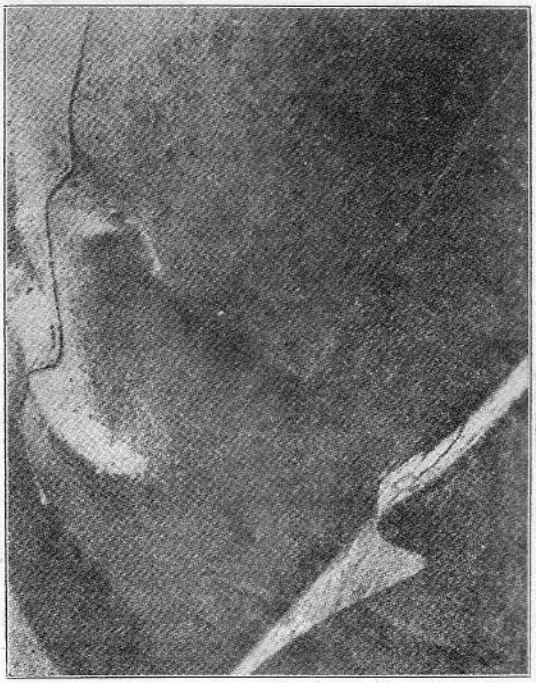


Fig. 26. Hogging Test. Buckling of Strakes C, D and E Port Side, Frames 99-103.

Fig. 27. Hogging Test. Showing Buckling across Flat Keel Plate and Starboard and Port Garboard Strakes, Frames 102-103. Looking aft from Port Side.

殘りの hogging の實驗第 7～10 を行ふ爲めに、船渠の支へに載せる前に總ての盤木類の最上部の盤木を取除き、艦が檜の上に支へられた時に約14″の隙を與へた。是等實驗に於て荷重の變化は sagging の時と同樣、次第に渠中の水を排水又は注水する事に依つて得られた。

實驗第 10 で最大の荷重が與へられ、Bruce は肋骨 9～103 番の間で壓縮力に依り破損した。艦の前後端は垂下して盤木の上に乘り、艦底部の縱通材、外板は buckle した。損傷の詳細は Figs. 25～31 に示す通りである。損傷の起る直前の大荷重に於ては、船體中央附近で甲板の縱緣の塗具及塡隙が裂けた。

4. 記錄の採り方

記錄の採り方に對しては以下記す如き各種の考慮が拂はれ、出來るだけ正確な記錄を得る事に努めた。

（1） 水面を一定にする事。

計測中一定の撓力率を與へて置く爲めには、艦の浮力を一定に保つ必要がある。之は船渠の水面を一定に保つ事に歸着する。

實驗に先だつて船渠の漏洩する割合を決定する試驗を行つた。其の結果渠內へ漏入する水は無いが、特殊の汚水拔裝置に依り渠外へ漏出する水が多量である事が判かつた。此條件を整正する爲めに、船渠から出る汚水の口に木製の蓋を設け之を塡隙し、此蓋に 12″ の弁を取附け開閉裝置を設けた。其の上で更に試驗をしたら尙少量の漏洩があつたが、之は極めて少量なので容易に渠中に導かれた細い海水管で調整出來る事が判かつた。

水面の變化を示す爲めに小型の銳敏な浮子式尺

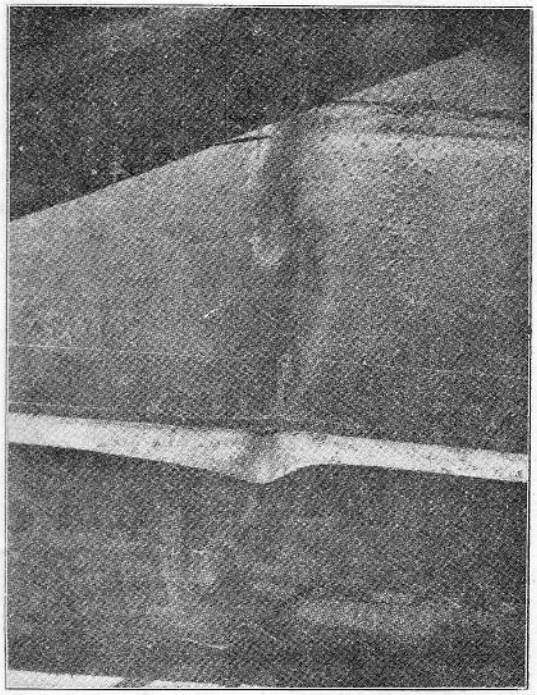


Fig. 28. Hogging Test. Buckling of Strakes A, B, C and D, Starboard, Frames 102-103, showing Tears in Bilge Keel and C Strake.

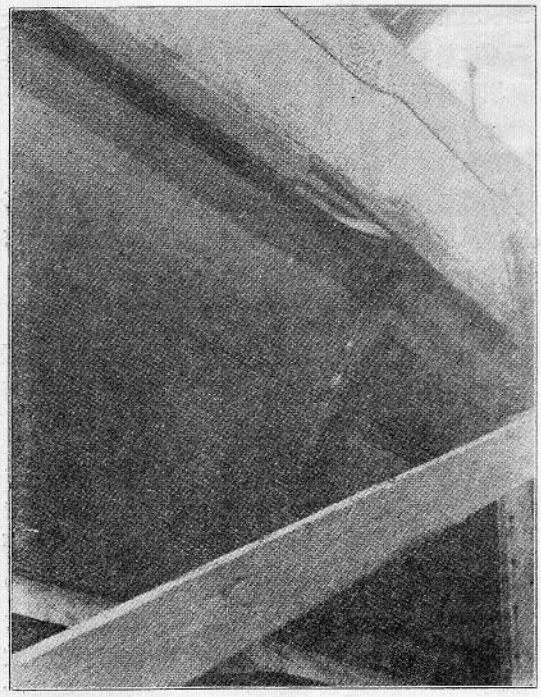


Fig. 29. Hogging Test. Showing General Buckling of Starboard Side, Frames 99-103.

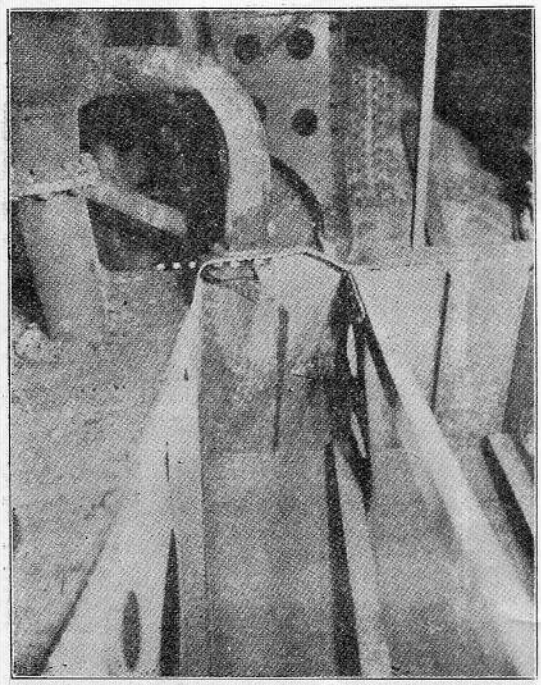


Fig. 30. Hogging Test. Buckling in B and C Strakes, Side of Reserve Feed Tank C-101, Port Side, Frame 102-103.

度が取附けられ、水面を一定に保つ事を專門とする人を實驗中配置する事にした。水面の調査は屢

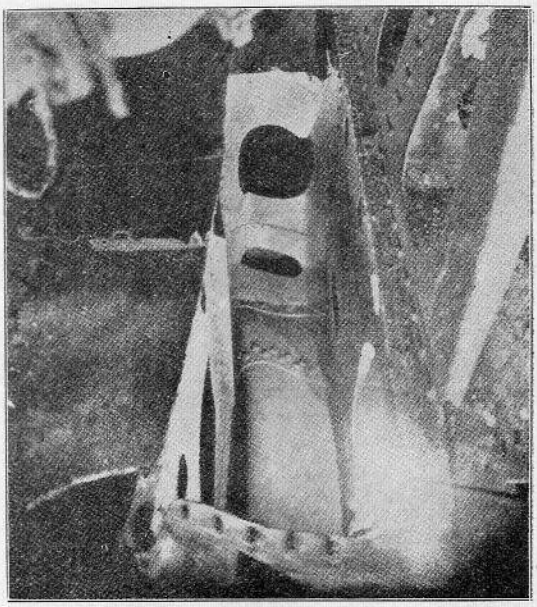


Fig. 31. Hogging Test. Buckling in Garboard Strake, Flat Keel and Vertical Keel, Frames 102-103, looking to Port.

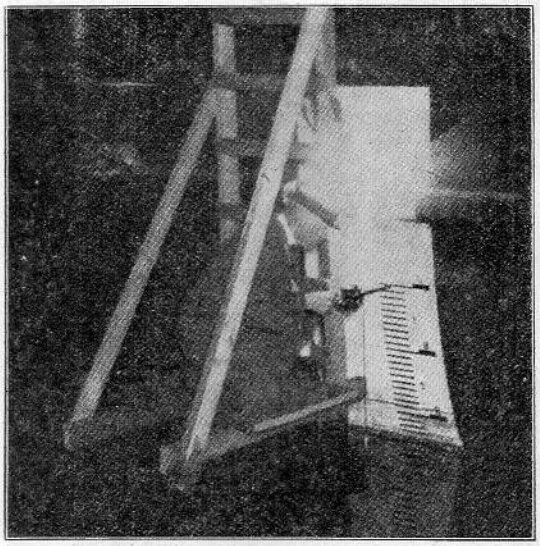


Fig. 32. Sagging and Hogging Test. Showing Method of reading Drafts, and Details of a Draft Station.

ゝ行はれ、歪計測の前後に必ず吃水を讀む事にしたが、此結果水面の調整は完全に行はれて居た事が判かつた。

(2) 吃水

各種荷重に對する艦の正確なる浮力を決める爲めに、兩舷 7 箇所宛で精密な吃水が測定された。1 箇所で得た數回の讀みを平均して其處の吃水を

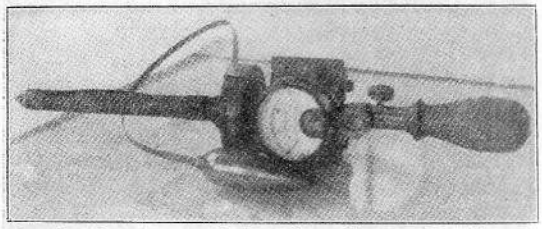


Fig. 33. Sagging and Hogging Tests. Details of Electric Gauge used in reading Drafts.

決めたが、此方法は誤測を避け得た。

又兩舷の吃水の相違に依り、荷重の增加に伴ひ艦の傾斜又は捩れを見出す事が出來た。

吃水測定位置には外板に白い帶を垂直に引いて、夫れに吃水を示す爲めに 1/10′ 毎に黑い水平線を引き、其の中心には punch を施した。

Bruce の hogging の實驗の際は早春の事とて、晝夜の溫度の差により此の吃水標を修正する必要があつた。此の煩を避けるために吃水標設備に關する計測は總て夜間行はれた。吃水標に達するには甲板から下げた梯子に依る事とし、此梯子の下部に讀みを取る便宜上 platform を設けた。Fig. 32 は測定中の狀況を示す。

吃水は吃水標上の便宜の黑線から讀む事とし、Fig. 33 に示す特製の電氣的の吃水測定器を用ひた。

艦に設けたものと同樣の水深測定所が船渠にも設けられ、艦の破損に近づいた時には荷重を變更する間引續き測定し、直ぐ前の揃つた測定成績との間の關係から破損した時の總ての點の吃水を求める事にした。

尙ほ破損時の正確なる吃水を得る一法として、荷重を增加して行く間に中心線の龍骨の歪を測る定規により觀測した。斯くして破損を生じた時の龍骨の垂直位置は 2 箇所で得られる事になる。

又渠中の海水の比重を各實驗毎に求めた。

(3) 歪の測定

平板龍骨及兩舷の stringer bar の垂直の方向の歪は、艦の長さを略ぼ等距離に分けた 7 箇所の肋骨位置で、兩舷渠側に置かれた經緯儀で測定した。

平板龍骨の歪は T 型の定規に依り 1′ の 1/1,009 附近迄測つた。定規は溫度の影響を避ける爲めに木製とし、前後に動かぬ樣に又常に平板龍骨に接觸して居る樣に艦底に取附けられ、上甲板上迄延

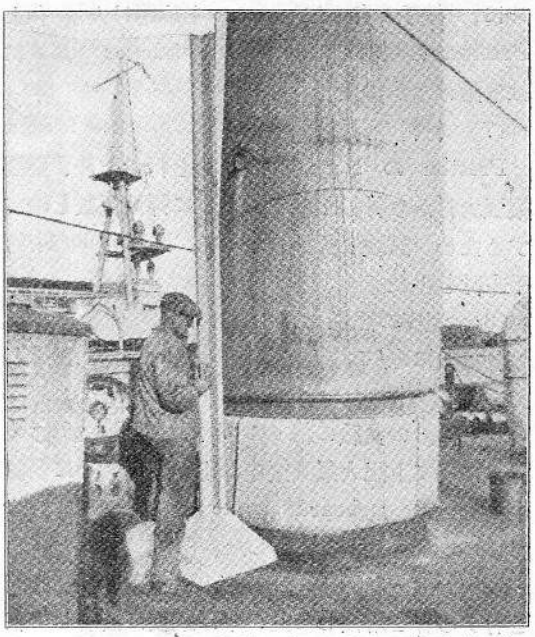


Fig. 34. Sagging and Hogging Tests. Details of a Centerline Deflection Batten.

してある。

stringer の歪は移動式尺度に依つて測定した。船體中心線に取附けられた龍骨の歪を測定する爲めの定規の一例を Fig. 34 に示す。

(4) 伸度計

船體中央に於て甲板付 girder 及第 1 longitudinal の双方に伸度計を取附け、25′ の長さを基線として連續自動的に歪の計測を行つた。此の詳細は附錄 C に示す。

(5) 垂直及水平 Gauge

各種の撓力率を受けた場合の兩艦の罐室の橫截面の變形を決定する爲めに垂直には甲板と龍骨との間に、水平には理論上の中性軸の高さに於て、兩舷外板の間に 1/1,000″ 迄讀める dial を附した管狀 gauge を取附けたが、橫隔壁及支柱の距離が小なので垂直の gauge には何等變化なく、唯水平の gauge で僅かに舷側が外側に膨れ出る傾向を見出したのみであつた。

(6) Butt Strap の Gauge

Preston 級の驅逐艦に於ては肋骨 87 番、88 番間の龍骨、91 番、92 番間の garboard strake 及び 84 番、85 番間の甲板の stringer plate に 3 列鋲を打つた butt strap が 1 枚取附けてある。

應力を受けた場合の是等接手のゆるみを測るた

めに、接手の各々に gauge を取附けた。但し Preston の場合では、甲板の stringer plate には取附けなかつた。

(7) 材料の彈性係數

Preston の sagging の實驗を行つた後、主要縱强力材から材料を取つて正確に彈性係數を決定するための試驗を行ひ、平均値 29,070,000 封度/平方吋を得た。

(8) 溫度の記錄

各實驗に於て大氣及渠中の水の溫度を記錄した。

sagging の實驗の終りの 7 回及び hogging の實驗に於て上記大氣及渠中の水の溫度、竝に船體中央附近の garboard strake 及甲板の stringer plate の溫度を連續計測した。

鋼板の溫度を測るには鋼板上に半圓形の切斷面を有する管を熔接して此の中に鋼板に接着して寒暖計を入れ、風を止める爲めに一方の端を閉ぢた。

5. 結 論

測定記錄は今や整理中で從つて結論も今玆に確言は出來ぬが、二、三の特記すべき事實を次に述べる。

(1) 本實驗に於ては兩艦共壓縮に依る縱通材の不安定から破壞した。然し實際上海上で艦が受ける動力學的の力及び繰返し應力を與へる事が出來なかつたので、或は上記縱通材の破壞した應力よりも低い應力で他に缺陷を生ずるかも知れぬ。

(2) 本實驗に於ては構造物の連續性の重要なる事を示した。sagging の實驗に於て艦の全長の 1/4 に於ける stringer plate の buckle したのは是等の點に於て 2 箇の甲板付 girder が切れて居る事に起因したのである。

又 Bruce の後部の支への部分の構造の連續して居ない事は破壞の全原因ではなかつたが、確かに一因をなしたに相違ない。

6. 附錄 A. 歪測定位置

艦が撓力率を受ける時に船體に生ずる應力の特性を決定する爲めに、歪測定位置を艦全長に亘り甲板上に、外板に、竝に總ての縱强力材上に設定した。

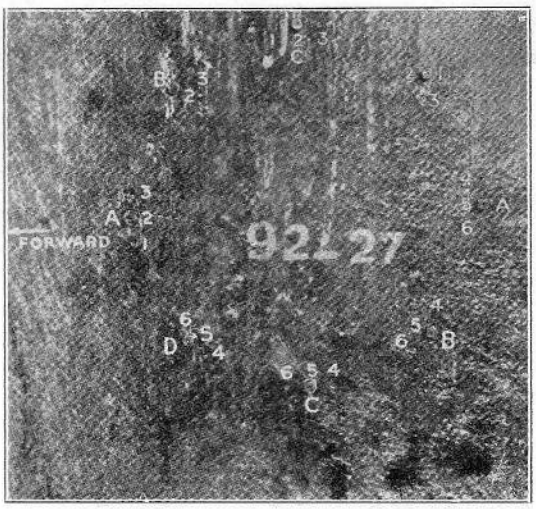


Fig. 35. Sagging and Hogging Tests. Details of Typical Strain Gauge Station.

各測定位置には Fig. 35 に示す如く 1 點を過る 4 軸 A, B, C, D を定め、基線 AA, BB, CC, DD の長さを夫々 10″ とした。A 軸は水平で艦の前後の方向に向ひ前方を正とし、艦內より右舷を見て A 軸の正の方向から時計の針の廻轉方向に測つて、B 軸は A 軸に 45°, C 軸は 90°, D 軸は 135°, と定めた。

場所の關係上止むを得ぬ所には A 軸のみを設定した。卽ち甲板付 girder, longitudinal 及び垂直龍骨に於ては大概 A 軸のみであつた。

principal stress の量及方向を決定するには、3 方向で歪を測定すれば充分なのであるが、第 4 の軸は結果の誘導を簡單にし且つ正確にする事が出來るのである。

撓曲に依る歪を鈑の 1 面のみで測定したのでは鈑の中央の狀況とは違ふのであるが、鈑の兩面を測定する事は、種々の狀況から不可能であつたので、總て測定位置は艦內とし鈑の 1 面に於て測定する事にした。然し鈑の中央の應力と表面の應力との比較を求める爲めに、測定器の讀みを鈑の中央からの距離を變へて計測した。卽ち Fig. 35 に示す各軸の端に 2 箇の孔を鈑の表面に穿孔し、此の中間に Fig. 38 に示す如き extension bolt を取附け、此の bolt に更に穿孔した。斯くして此の bolt と鈑の表面との歪の讀みの差が鈑の buckling を示すものである。

此の理論は Lieutenant W. P. Roop に依つて

出されたもので、次の通りである。

Figs. 36, 37 に於て鈑が最初から曲率を有して居たとし、計測點間の弧の長さを a, 角を θ とし、計測點と鈑の中央面との間の距離を u_1, u_2 とす。又計測點間の距離を b_1, b_2 とし、弧 a に對する弦を c とす。

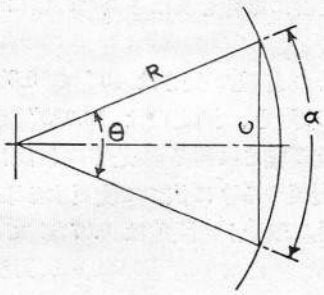


Fig. 36

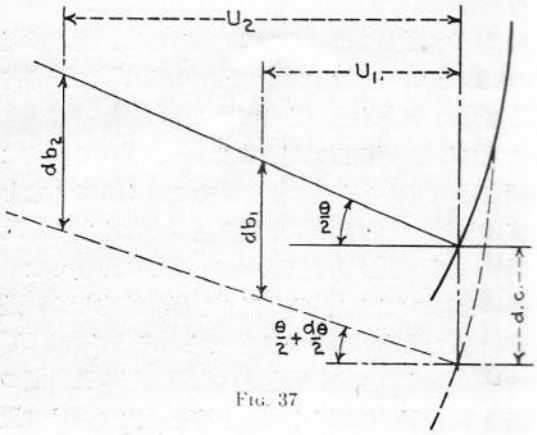


Fig. 37

Figs. 36, 37.—Diagrams Illustrating Theory of Strain Deduction at Middle Surface of Plating.

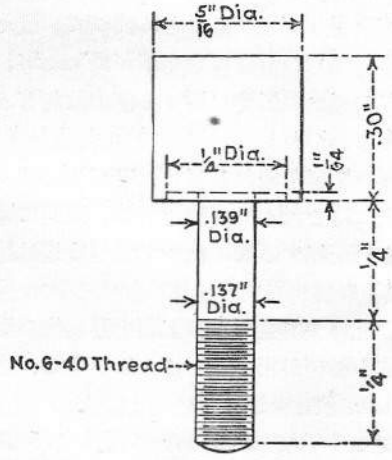


Fig. 38.—Details of Extension Bolt Used in Strain Gage Stations.

然る時は若し鈑に荷重が掛かれば a, b_1, b_2 及 c は何れも變化する。平均應力は Young 率と弧の歪 da より求められる。

依て問題は歪計測の結果から da を求めるにある。

卽ち

$$a=c\frac{\frac{\theta}{2}}{\sin\frac{\theta}{2}}$$

玆に c 及 θ を獨立變數と見做して

$$da=\frac{\frac{\theta}{2}}{\sin\frac{\theta}{2}}dc+cd\theta\cdot\frac{1}{2}\frac{\sin\frac{\theta}{2}-\frac{\theta}{2}\cos\frac{\theta}{2}}{\sin^2\frac{\theta}{2}}$$

卽ち概算の式として

$$da=dc+cd\theta\,\frac{\theta}{12}$$

此式を用ひて $\theta=6°$ の場合の誤差は第 1 項で 1 %、第 2 項で 2% 位である。實際の弦弧が圓弧と離れて居る事も亦誤差を生ずるが、之は計算に入れなくても安全である。且つ

$$dc=\frac{db_1u_2-db_2u_1}{u_2-u_1}$$

及び

$$d\theta=\frac{db_1-db_2}{u_2-u_1}$$

構造を壓縮する荷重に於ては dc が負となり、$d\theta$, u_2 及 u_1 は何れも正になる。

此方法の正確さを確かめる爲めに、Bruce に於ては 4 箇所、鈑の兩面に測定位置を設けた。是等の中 2 箇は、hogging の實驗に於て張力を與へられ、殘り 2 箇は壓縮を受けた。

歪測定器の取附に際しては正確な値を得られる凡らゆる方法が講ぜられた。取附位置は愼重に調査して凹痕等の無い所を選び、測定器の取附いた鈑の塗具を完全に剝した。亞鉛鍍の面の粗になつて居る所は磨いて滑かな面とした。

extension bolt に明ける孔は治具 (jig) で明けた。孔徑は 0.136″ である。穿孔完了後鈑の裏面の塗具及異物を完全に清掃し、各孔の部分の鈑の厚さを 1/1,000″ 迄正確に特製の gauge で測つた。

extension bolt は Fig. 38 に示す如く、鈑に明けたる孔の徑よりも 0.003″ 大きく taper して

居るので、bolt は完全に孔を埋める事が出來るし、又此の taper は必要な場合には水防をも助ける。

bolt は nut を以て注意して引上げて頭が丁度鈑と同一平面内に來る様にした。bolt の頭の下にある凹みは鈑のまくれに對應するものである。水線下の部分に在つては赤鉛を浸たした環索を nut の下に挿入した。

extension bolt を取附けてから、測定器用の孔を別の治具（jig）により一度に穿孔、皿取を行つた。標準の孔の詳細は Fig. 39 に示す。

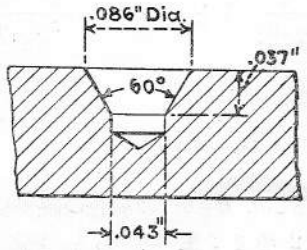


Fig. 39.—Details of Standard Strain Gage Hole.

測定器の尖端は 35° の taper を有するから、孔の皿の底の圓周のみで鈑と接する故、鈑の表面の不整の影響を避ける事が出來た。此の接觸點の鈑の表面からの深さを一定にする爲めに、鑽孔機に輪を嵌め之が鈑の表面に觸れると機械が自停する様にした、其の上此の深さは特製の測定器で正確に測つた。

使用しない時には孔の錆を防ぐ等の防護の爲めに防錆劑を塗布して置き、必要に應じ之を清掃する事にした。

7. 附錄 B. 歪測定器

9 箇の移動式の歪測定器（内 4 箇は Whittemore, 5 箇は Experimental Model Basin で製作したもの）を使用した。Whittemore の測定器の事は 1928 年 6 月の Instruments 誌に掲載されて居るので、玆には Model Basin 製のものに就いて說明をする。

測定器は 2 本の主材より成り、各 1 箇の測定點を有す。主材及點は 1 對の平型のばねに依つて互に平行運動をする様に制限されて居る。點の移動は 6 倍に擴大して示され 1/10,000″ 迄讀まれる。

主材は一定重量で最大の剛性が得られる様に、粗材から機械で削り出した。測定點は主材に taper してぴつたり嵌入されて居て、主材の接手に於て最大の切斷面積を與へてある。

測定點の上方、器の端に把柄が取附けられ、器の取扱及裝着に使用され、且つ之は作業員の手の熱が測定器に影響を及ぼさぬ爲の役にも立つのである。

測定器の基線の長さは 10″ で 0.3″ の範圍の dial が取附き、測定點は 10.025″ 迄引延され 9.975″ 迄壓縮され得る。是等の制限は測定器の dial を變更する事に依つて變更する事が出來る。

測定器の理論上ノ誤差は 0.07 % である。

鋼の彈性係數は平均 30,000,000 封度/平方吋であるので、測定器は此假想した數字の分數で讀み得る様にした。市場に在る優秀な dial は 0.0001″ の單位迄讀めるから、倍率を 6 とし、測定點間の距離を 10″ とすれば、此の 0.0001″ に相當する應力は 50 封度/平方吋である。

次に溫度の修正の問題であるが、溫度の變化は測定點の讀みを徐ろに變化させて行くので、之を修正しないと本當の結果は全然判らなくなる。此爲めに標準として溫度以外何も長さに影響しない鋼棒を持つて來て、此の長さを屢〻測定した。是等の棒は所謂 zero bar と稱せられるもので、10″ の基線の長さを有し硬化された測定用の孔を掘つてある。15 本の斯くの如き棒を船内に分けて置き、試驗中の構造物の溫度と好く合ひそうな位置を選び配置した。

是等を屢〻調査することに依つて、溫度の變化による局部的の影響は除く事が出來たが、艦全體としての溫度の影響に對する應力は何等求める事が出來なかつた。

溫度の影響を避ける事は、出來るだけ夜間溫度が一定の時を選んで實驗を行ひ、此間に連續正確な溫度を記錄する事に依つて或程度迄は達せられた。

實驗を行つて見ると、歪測定器其物の溫度の變化に依る影響が相當にあるらしいので、之も屢〻 zero bar と對照した。

一般に 1 本の zero bar の讀みを 5 箇所の歪測定器の讀み毎に採ることゝし、出來るだけ作業員の手の熱の影響を避ける爲めに、作業員には總

て測定器に觸れる間木綿の手袋をはめさせた。

記錄を統一する爲めに1本の zero bar を標準に取り、他の zero bar の長さを同一溫度の下で之と比較して、長さの變化を決定し、之を各測定器の修正値とした。

各測定器には各 2 名の作業員（職工）を附し、此の中の 1 人はたゞ測定器を取扱ふのみとし、他は歪の値を讀んで之を用紙に記入する事とした。此の狀況は Fig. 40 に示す。

Fig. 40. Sagging and Hogging Tests. Showing Operation of Strain Gauge.

是等の作業員は何れも海軍工廠から選拔した優秀な職工で、豫め準備教育を行つた。

sagging の實驗第 9～15 は Massachusetts Institute of Technology の卒業士官が課程の 1 つとして之に從事した。

8. 附錄 C.

甲板付の girder 及第1 longitudinal の船體中央に於ける 25′ の長さの間の歪を、電氣自記伸度計に依つて測定した。卽ち 1 本の鋼線を取り、此の一端は girder の緣に丈夫な flange 付の bracket を取附けて之に結び、他端はばね付の bell crank mechanism に取附けられた。此の詳細は Fig. 41 の通りである。

鋼線にはばね付の knife-edge に乘つた平行運動裝置を取附けた。

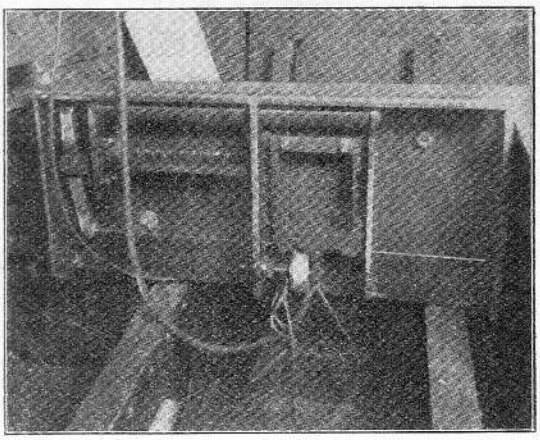


Fig. 41. Sagging and Hogging Tests. Details of One of Four Extensometers rigged on Longitudinal and Deck Girders.

girder の應力の變化に依る鋼線の前後の運動は抵抗心輪の中心の plunger を動かし、此の心輪の絕緣してある針金の上の接觸點を變更し、之に依つて生ずる抵抗の變化が連續自動的に Leeds and Northrup self-balancing recorder に依つて girder の長さの變化を 20 倍にして記錄する。

此の鋼線は 0.005″ の徑を有する manganin の抵抗線より成り enamel の絕緣が施してある。

plunger が針金1卷の間を動くと抵抗を變化する。之は船體構造の彈性係數が 30,000,000 封度/平方吋として 500 封度/平方吋の應力の變化に相當する。

此の測定器の使用範圍は plunger の最大移動に依つて制限され、3/8″ である。卽ち 37,500 封度/平方吋迄計測出來るのである。

此の測定器の誤差を生ずる一因は鋼線と船體構造との熱膨脹係數に差がある事である。

又鋼線は厚く塗料を塗られた船體構造よりも熱の變化に敏感である。

然し實驗の結果、30°～100° F の間では數字に現れぬ範圍の誤差しか生じなかつた。何れの實驗の間にても溫度の差 8° 以上に上つた事はなく、從て斯かる原因よりする誤差は無い。（A.K.）

歪測定に依る船體被板內力の決定

By Prof. W. Hovgaard. "The Society of Naval Architects and Marine Engineers," Nov. 19 and 20, 1931.

船體構成被板の歪測定は今日迄餘り多く行はれた譯ではないが、其場合に於ける測定は縱向歪が測定せられ、之れに相當する內力としては簡單に「歪×彈性系數」なる式で出して居る。之は Wolf 實驗の際使用した式である。此方法は橫向歪が小で縱向歪に比し省略し得る程度の場合は、縱向內力は正內力 (principal stress) であるから、正確と云つて差支へ無い。Saint Venant は其の solid beam の撓曲理論に於て橫向の直角內力 (normal stress) は省略し得ると假定した。然し船體の場合は之と事情を異にする。船體は中空薄壁で橫向の補强材等を以て組立てた構造物であると見られる。Wolf 試驗の場合及び最近米國海軍驅逐艦 "Preston" 及 "Bruce" の試驗の場合に於ては、此構造物は兩端或は中央にて局部的に支へられ內部の重き 重量物を以て 荷重せられて居る。是等の場合に於ては 肋材隔壁は、 外板甲板に 縱向歪 (longitudinal strain) と共に起るべき橫向延び又は縮みが自由に起ることを阻止する如く働く。其の爲め橫向內力 (transverse stress) が生ずる。尙ほ艦內積載重量物は主として船底に加はり、恰度籃に物を入れた如く先づ船底の肋材外板に橫向の延びを生ぜしめ、之は舷側高き位置まで及ぶものと思はれる、故に實驗の結果に基き充分安全であると證明せられざる限り、橫向內力を省略することは危險であると見ねばならぬ。此考に基き上述の 2 驅逐艦に對しては一段完全な歪測定を行つた。 實驗の擔當者は C.O. Kell 中佐、場所は Norfolk 海軍工廠、"Preston" は 1930 年冬季、"Bruce" は 1931 年春季本試驗を行つた。"Preston" の測定は Masachusetts Institute of Technology にある海軍造船學生（卒業直前）が擔當した。其の解析を添へて彼等の卒業論文とせられた。 試驗の方法は大體 Wolf の場合と同一であるが、歪測定は Wolf に於ける如く上部のみならず下部に於ても之を行ひ、測定の讀みは被板の內面に於て取つた。一般に歪は縱方向に限らず橫向にも又斜めにも之を計測した。其解析の結果は橫向歪は相當目立つて大きく、之が縱向內力への影響は 10～15 % に達した。

"Preston" 試驗解析の結果、船體各部構成材料の有效度を適當に假定し、計算と測定とに依る變形撓曲力率の比較から決定した船體の彈性係數は構成材料の彈性係數なる約 1,300 噸/平方吋に非常に近かつた。2 つの 正內力 (principal stress) の存在する所謂組合內力のある場合には、或方向の歪は 其方向の 內力に 比例 するものではないから、此場合はもつと完全な計算式を使用する必要がある。本論文の目的は此算式を提出し之が脫明を試みんとするものである。此算式は彈性理論に於て能く知られて居るものであるが、之を造船技術者に都合の好い形にしたものであり、特に船體被板の歪測定の際應用するに便利な形としたものである。海軍學生は本算式を使用して "Preston" 實驗の解析を行つた。

解析法の一般的說明

本文に於て內力 (stress) とは單位面積に於ける力を指すものであつて、直接 (normal のもの)、剪斷 (tangential の方向のもの) 兩方に對して使用する。內力に依つて生ずる歪 (strain) とは單位延び、縮み及び捩れを指す。外力例へば船に働く浮力、重力に依る撓曲力率 (bending moment) と或橫截面に存在する內力率 (stress couple) 卽ち此面の內力の neutral axis の周りの能率とは明かに區別する必要がある。靜止狀態に於ては此 2 者は一致すべきである。單一の直接內力の場合は簡單に次の算式にて表はさる。

$$p_1 = E\tilde{\epsilon}_1$$

茲に p_1 は縱向直接內力、$\tilde{\epsilon}_1$ は縱向歪、E は彈性係數、$p_1, \tilde{\epsilon}_1$ の添字[1] は內力竝に歪が principal であることを示し、$\tilde{\epsilon}_1$ の ～ は歪が單純であること卽ち單一軸の方向の內力のみに依つて生じた歪であることを示す。

組合せ內力 (combined stress) の場合は歪は互に直角なる 2 つの單純內力から起るものゝ加はつたものであると考へるべきである。 是等の principal stress の方向は一般的には未知であるが、歪測定の値を使用して決定することが出來る。

實際に計測した或一定方向に於ける歪は、其の方向の內力により生ずる歪と之と直角の方向の內力に依り生ずる歪との合したものである。[Formula (2) 參照]

其處で $p=E\epsilon$ は物理的意義を失ふことゝなる。此式から得た値は正當なる近似値であると云ふことが出來なくなる。但し principal stress の一方が省略して可いと考へられる場合は別である。尙ほ注目すべきは是等の狀態に於ては縱內力は必ずしも最大內力ではないと云ふことが明かに考へられることである。今若し或 1 點の principal stress の大さ竝に其の方向を知るならば、之から各方向の面に於ける此面に直角竝に平行なる內力を知ることが出來るから、此點の內力狀態を全部知悉し得る事となる。又 principal stress の中の 1 つが眞の最大內力であるから、最大內力を知る事となる。故に全體解析の目的は此の principal stress と其方向とを知るにある。本目的の爲めには附錄に於て證明せる通り 2 つの互に直角なる方向竝に是等に 45° の方向の歪を測定しさへすれば充分である。2 つの互に直角なる方向は全く任意であるが、普通其の 1 つを水平に他を垂直に取るのが便利である。尙ほ是等 2 軸に 45° の角度をなす軸は 2 つあるが、其の 1 つに就ては是非測定の必要があるが、他の 1 つに就きても之を行つて置くことは檢算の意味で無駄にならず、又之に依つて計算が幾分簡單になる。斯くすれば結局歪測定の花形が出來る。卽ち水平（縱向）歪が 1 つ、垂直（橫向）歪が 1 つ、是等の各々に 45° の角度をなす方向の歪が 2 つである。是等の測定した歪から附錄の式 (9) 乃至 (12) を使用して各方向に於ける內力の算出が出來る。又是等から水平竝に垂直面內の剪斷內力を式 (15) 及 (16) を用ゐて算出可能である。次に principal stress は式 (18) を以て又其方向は式 (19) を使用して算出し得る。是等は總て附錄に說明が加へてある。斯くして式 (20) 及 (21) に依り此點の總ての方向の面に於ける內力を知り得る。尙ほ計算方法を示す爲め數値を入れた一例を揭げて置いた。

附　錄

Principal Stress の決定

甲板及び外板に起る內力の狀態は平面內力の 1 つの場合と見る。卽ち是等被板は 1 つの平面に在つて此平面に直角の方向には內力が存在しないものと見る。如斯見方により作成したる式は、平板を以て構成した構造物に對して應用出來る。次の記號を使用することゝする。

p　之に添字を附して使用し平板中に起る直接內力を表はす

q　XY 平面に於ける捩れを生ずる剪斷內力

ϵ　添字を加へ單位歪を示す

E　彈性系數

$G=\dfrac{mE}{2(m+1)}$ = 剛性率

m = Poisson Ratio の逆數

Principal stress は p_1 及 p_2 を以て表はす。若し之が單獨に働く場合は各は夫々 $\tilde{\epsilon}_1$, $\tilde{\epsilon}_2$ なる歪を生ず。依つて 1 軸內力に對しては次の基礎方程式が成立する。

$$\left.\begin{aligned}\tilde{\epsilon}_1&=\frac{p_1}{E}\\ \tilde{\epsilon}_2&=\frac{p_2}{E}\end{aligned}\right\}\quad\cdots\cdots\cdots\cdots\quad(1)$$

p_1, p_2 內力は $\tilde{\epsilon}_1$, $\tilde{\epsilon}_2$ なる歪を生ずると同時に、之に直角の總ての方向に對して歪を生ず。其の量は夫々 $-\dfrac{\tilde{\epsilon}_1}{m}$, $-\dfrac{\tilde{\epsilon}_2}{m}$ である。其處で平板面に直角の方向に ϵ_3 なる歪を生ず。之れは p_1, p_2 存在の結果であつて、別に p_3 なる內力が此方向に存在する爲めではない。

p_1, p_2 が同時に働く場合は所謂結合內力 (combined stress) の狀態となり。歪は (1) 式で考へられるもの以外に、其各に依つて之に直角の方向の歪が起り、之が (1) により起るものゝ上に加へられる。

結合歪を ϵ で表はすと

$$\left.\begin{aligned}\epsilon_1&=\tilde{\epsilon}_1-\frac{\tilde{\epsilon}_2}{m}\\ \epsilon_2&=\tilde{\epsilon}_2-\frac{\tilde{\epsilon}_1}{m}\\ \epsilon_3&=-\frac{\tilde{\epsilon}_1+\tilde{\epsilon}_2}{m}\end{aligned}\right\}\quad\cdots\cdots\cdots\cdots\quad(2)$$

是等の基礎方程式は實驗に基礎を置いて居り、歪は積重ね得ると云ふ法則を使用して居る。上述 p_1, p_2 は正內力 (principal stress) を示し、歪 ϵ_1, ϵ_2 及 ϵ_3 は正結合歪 (principal combined strain) を示す。基本的簡單なる歪 $\tilde{\epsilon}_1$, $\tilde{\epsilon}_2$ 及 $\tilde{\epsilon}_3$ は最早や

其の原形に於ては存在しないが、次の關係は存在して居る。

$$E\tilde{\epsilon}_1=p_1,\quad E\tilde{\epsilon}_2=p_2,\quad E\tilde{\epsilon}_3=p_3 \quad \cdots\cdots(3)$$

次に方程式 (2) に E を乘ずると、正結合歪 (principal strain) を正內力を以て表はしたるものを得。卽ち

$$\left.\begin{aligned} E\epsilon_1&=p_1-\frac{p_2}{m}\\ E\epsilon_2&=p_2-\frac{p_1}{m}\\ E\epsilon_3&=-\frac{p_1+p_2}{m}\end{aligned}\right\}\quad\cdots\cdots(4)$$

ϵ_1, ϵ_2 及 ϵ_3 なる歪は實際存在する正結合歪で、其方向が知られて居らば、直接被板上に歪計測器を置き測定し得るものである。

次に $$\epsilon_1+\epsilon_2+\epsilon_3=e \quad\cdots\cdots(5)$$

とする。(4) 式を變化して正內力を表はす式とし、E を G の入れる式にて表はすと次の式を得。

$$\left.\begin{aligned} p_1&=2G\left(\epsilon_1+\frac{e}{m-2}\right)\\ p_2&=2G\left(\epsilon_2+\frac{e}{m-2}\right)\\ 0&=2G\left(\epsilon_3+\frac{e}{m-2}\right)\end{aligned}\right\}\quad\cdots\cdots(6)$$

方程式 (4) 及 (6) は正歪 (principal strain) と正內力 (principal stress) との關係を與へるものであるが、內力及び歪に就き他の互に直角に交る 2 方向に於ける其の分內力及び分歪に就きても同樣の關係が成立つ。

今任意の直角に交る 1 組の軸を OX, OY とすれば、(4) を尙一層一般的の形に書く事が出來る。卽ち

$$\left.\begin{aligned} E\epsilon_x&=p_x-\frac{p_y}{m}\\ E\epsilon_y&=p_y-\frac{p_x}{m}\\ E\epsilon_z&=-\frac{p_x+p_y}{m}\end{aligned}\right\}\quad\cdots\cdots(7)$$

或 1 點に於て任意の互に垂直に交る 3 方向の歪の總和は不變である。卽ち

$$\epsilon_x+\epsilon_y+\epsilon_z=\epsilon_1+\epsilon_2+\epsilon_3=\epsilon$$

(7) より次の一般式を得。

$$\left.\begin{aligned} p_x&=2G\left(\epsilon_x+\frac{e}{m-2}\right)\\ p_y&=2G\left(\epsilon_y+\frac{e}{m-2}\right)\\ 0&=\left(\epsilon_z+\frac{e}{m-2}\right)\end{aligned}\right\}\quad\cdots\cdots(8)$$

(8) の最後の式より

$$\epsilon_z=-\frac{\epsilon_x+\epsilon_y}{m-1} \quad\cdots\cdots(8')$$

を得。

(8') を (8) の最初の式に代入すれば

$$p_x=\frac{m^2E}{m^2-1}\left(\epsilon_x+\frac{\epsilon_y}{m}\right) \quad\cdots\cdots(9)$$

$$p_y=\frac{m^2E}{m^2-1}\left(\epsilon_y+\frac{\epsilon_x}{m}\right) \quad\cdots\cdots(10)$$

(9), (10) は重要なる式なり。(9) 及 (10) に於ける添字 x, y の代りに $1, 2$ を附しても勿論同一關係が成立する。此 2 式を使用すれば、互に直角に交る任意の 1 組の方向に於ける歪が測定してあれば其の方向の內力を見出すことを得。若し歪 ϵ_{45}, ϵ_{135} を ϵ_x, ϵ_y より 45° の方向に於ける歪量とすれば、此 2 方向の內力は次の如くなる。卽ち

$$p_{45}=\frac{m^2E}{m^2-1}\left(\epsilon_{45}+\frac{\epsilon_{135}}{m}\right) \quad\cdots\cdots(11)$$

$$p_{135}=\frac{m^2E}{m^2-1}\left(\epsilon_{135}+\frac{\epsilon_{45}}{m}\right) \quad\cdots\cdots(12)$$

或任意の一平面を取り、之に立てた法線と OX との爲す角を θ とすれば、此面に於ける垂直內力 p に就き次の關係式が成立つ。

$$p=p_x\cos^2\theta+p_y\sin^2\theta+q\sin 2\theta \quad\cdots\cdots(13)$$

或 1 平面への法線が OX と 45° を爲す時は

$$p_{45}=\frac{1}{2}(p_x+p_y)+q \quad\cdots\cdots(14)$$

依て OX, OY 方向の剪斷內力 q は次の如くなる。

$$q=p_{45}-\frac{1}{2}(p_x+p_y) \quad\cdots\cdots(15)$$

尙ほ檢算の爲め

$$q=\frac{1}{2}(p_x+p_y)-p_{135} \quad\cdots\cdots(16)$$

正內力 (principal stress) は、一般に能く知られて居る次の式から算出出來る。

$$(p-p_x)(p-p_y)=q^2 \quad\cdots\cdots(17)$$

此式の根を p_1, p_2 とすれば

$$\left.\begin{matrix}p_1\\p_2\end{matrix}\right\}=\frac{1}{2}[(p_x+p_y)\pm\sqrt{(p_x-p_y)^2+4q^2}] \quad \ldots (18)$$

正內力の存在する 2 面の法線が OX, OY となす角を夫々 θ_1, θ_2 とすれば

$$\tan 2\theta=\frac{2q}{p_x-p_y} \quad \ldots\ldots\ldots (19)$$

上式より θ_1, θ_2 を導き得、1つは他より 90° 大である。

θ_1, θ_2 と p_1, p_2 との關係は式 (13) に θ の値を代入して得らる。茲に於て正內力の方向と最初取つた軸 OX, OY との關係を知り得た故、此軸を廻轉して之が正內力の方向と一致せしめることが出來る。例へば p_1 と OY とを一致せしむ。其處で他の任意の面の直接竝に剪斷內力を導くことが出來る。今此面への法線と新に出來た正內力の方向 OX との爲す角度 θ を知れば (13) 式から直接內力は次の如くして出る。

$$p=p_1\cos^2\theta+p_2\sin^2\theta \quad \ldots. \quad (20)$$

p_1, p_2 は正內力であり、正內力面には剪斷力は無いから q は零である。又剪斷力は次式から求められる。

$$q=\frac{1}{2}(p_1+p_2)\sin 2\theta \quad \ldots\ldots (21)$$

ϵ_x, ϵ_y 及 ϵ_{45} なる 3 つの歪を知れば、(8) 式を使用し p_{45} を得。

$$p_{45}=2G\left(\epsilon_{45}+\frac{e}{m-2}\right)$$

又 (8′) より

$$e=\epsilon_x+\epsilon_y+\epsilon_z=\epsilon_x+\epsilon_y-\frac{\epsilon_x+\epsilon_y}{m-1}=\frac{m-2}{m-1}(\epsilon_x+\epsilon_y)$$

$$\therefore\ p_{45}=2G\left(\epsilon_{45}+\frac{\epsilon_x+\epsilon_y}{m-1}\right) \ldots. (22)$$

p_x 及 p_y は (9), (10) より又 q は (15) に依つて同樣に算出出來る。

計 算 實 例

鋼板の或點に於ける 4 方向（次々に 45° を爲す）の歪測定量を用ゐ、此點に於ける內力狀況を決定せんとす。

OX 軸は水平卽ち縱の方向を示す。測定量次の如し。

$$\epsilon_x=+200\times10^{-6}$$
$$\epsilon_y=-150\times10^{-6}$$
$$\epsilon_{45}=-195\times10^{-6}$$
$$\epsilon_{135}=+245\times10^{-6}$$

今 $E=30\times10^6$, $m=\frac{10}{3}$ を採れば $\frac{m^2E}{m^2-1}=33\times10^6$ となる。

(9) 式より

$$p_x=\frac{m^2E}{m^2-1}\left(\epsilon_x+\frac{\epsilon_y}{m}\right)=33\left(200-\frac{3\times150}{10}\right)$$
$$=+5{,}120 \text{ lbs./sq.in.}$$

若 ϵ_y を省略すると

$$p_x=E\epsilon_x=30\times200=6{,}000 \text{ lbs./sq.in.}$$

となるべく、實際の値よりも 17% 大なる値を示す。

(10) 式より

$$p_y=33\left(-150+\frac{3\times200}{10}\right)=-2{,}970 \text{ lbs./sq.in.}$$

(11) 式より

$$p_{45}=33\left(-195+\frac{3\times245}{10}\right)=-4{,}010 \text{ lbs./sq.in.}$$

(12) 式より

$$p_{135}=33\left(245-\frac{3\times195}{10}\right)=+6{,}150 \text{ lbs./sq.in.}$$

(15) 式より水平竝に垂直面に働く剪斷內力を出すと

$$q=p_{45}-\frac{1}{2}(p_x+p_y)=-4{,}010-\frac{1}{2}2{,}150$$
$$=-5{,}085 \text{ lbs./sq.in.}$$

(16) 式より

$$q=\frac{1}{2}(p_x+p_y)-p_{135}=\frac{1}{2}\times2{,}150-6{,}150$$
$$=-5{,}075 \text{ lbs./sq.in.}$$

$q=-5{,}080$ lbs./sq.in. を採ると

$$\left.\begin{matrix}p_1\\p_2\end{matrix}\right\}=\frac{1}{2}(p_x+p_y)\pm\sqrt{(p_x-p_y)^2+4q^2}$$
$$=\frac{1}{2}(2{,}150\pm\sqrt{8{,}090^2+4\times5{,}080^2})$$
$$p_1=+7{,}570 \text{ lbs./sq.in.}$$
$$p_2=-5{,}420 \text{ lbs./sq.in.}$$

(19) 式より

$$\tan 2\theta=\frac{2q}{p_x-p_y}=\frac{2\times5{,}080}{8{,}090}=-1.256$$

2θ の最小値は 128°32′ で $\theta=64°16'$ 次の θ の値は $64°16'+90°=154°16'$ 此の 2 つの角度と p_1, p_2 との關係は (13) 式を用ゐ何れの角度に對して p_1 又は p_2 が相當するかを見得る。今 $\theta=64°16'$ を (13) 式に代入する

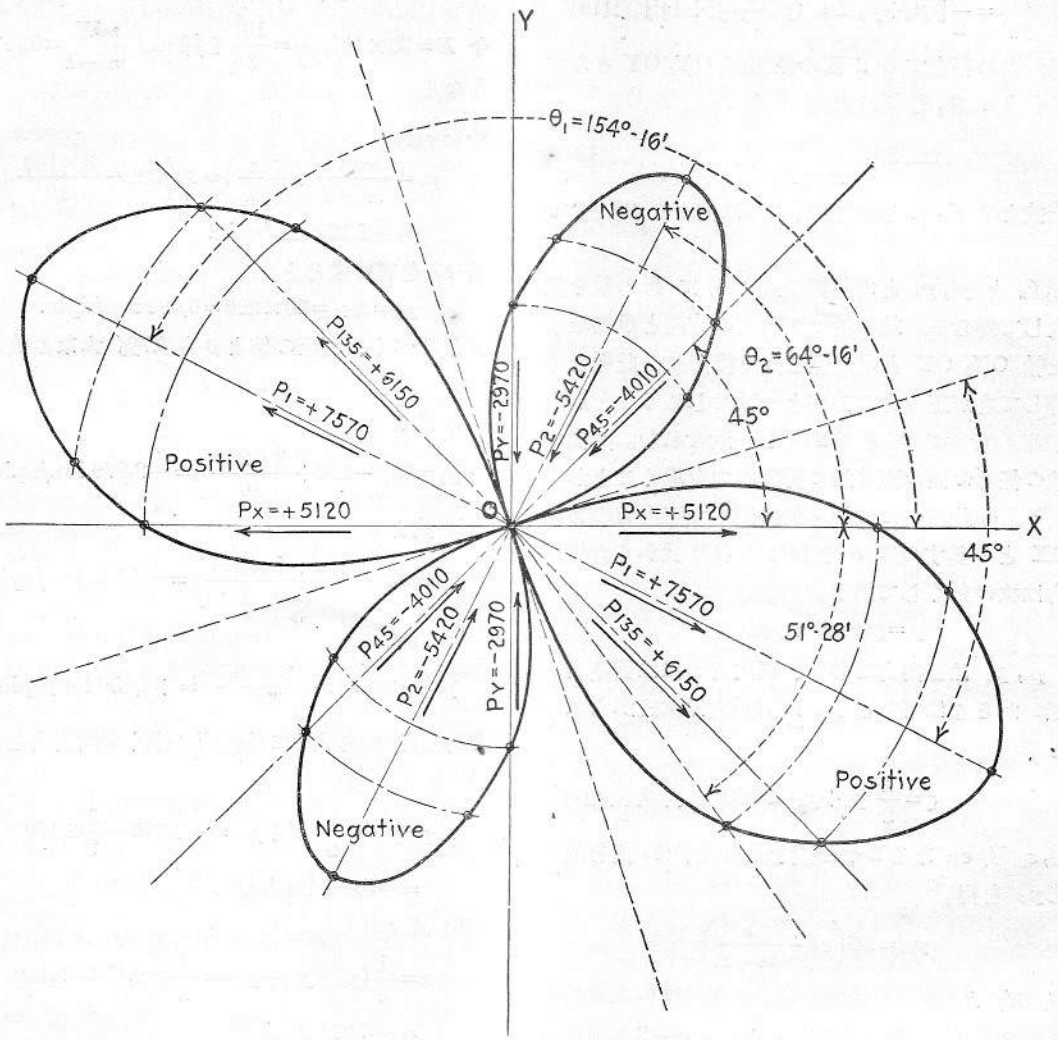


FIG. 1

$$p=p_x\cos^2\theta+p_y\sin^2\theta+q\sin 2\theta$$

$$\sin\theta=.9008 \qquad \cos\theta=.4342$$

$$\sin 2\theta=\sin 51°28'=.7823$$

依つて

$$p=5{,}120\times.1885-2{,}970\times.8114-5{,}080\times.7823$$
$$=-5{,}420 \text{ lbs./sq.in.}$$

之は p_2 である。故に $\theta_1=154°16'$、$\theta_2=64°16'$ を得。

若し歪 $\epsilon_x, \epsilon_y, \epsilon_{45}$ の 3 者のみ測定したとすると、(22) 式より

$$p_{45}=2G\left(\epsilon_{45}+\frac{\epsilon_x+\epsilon_y}{m-1}\right)$$

$$G=\frac{mE}{2(m+1)}=\frac{E}{2(1+.3)}=\frac{30\times10^6}{2.6}=11.54\times10^6$$
$$=-4{,}010 \text{ lbs./sq.in.}$$

p_x, p_y は上記と同様に、又 (15) より q を、(18), (19) より正内力を求め得。以上の如き測定數値を使用して完全なる解が得られるのであるが、第 4 の計測値は檢算に使用して有效である。

Fig. 1 は各方向の內力を圖示するに極坐標を用ゐたものである。 (A. K.)

横防撓材に依つて補強せられたる隔壁

Schotte mit einer Horizontalversteifung.
Von G. Lauterbach, Hamburg.
"Werft, Reederei, Hafen," 15. März 1932, S. 77–80.

水密隔壁 (watertight bulkhead) の構造上の問題を取扱ふ時には、常に最小の重量と云ふ事が先づ第1に考へられなければならない。從つて出來得る限りの薄い鋼を用ひて、之れに最も適當な補強を施すと云ふ事が大切な事である。

一般に横隔壁は高さより幅の方が大きいものであるが、此の様な場合には竪防撓材 (vertical stiffener) を以つて補強する方が、強度の原理に適合してゐるが、然し特別の場合として高さ及び幅の等しい時、又は高さの方が幅より大きい様な場合には、防撓材は水平に配置される方が、強度上良い結果を齎らす。

以上の様な隔壁に若しも非常に強い水平の梁を配置した場合は如何なる結果になるか、即ち強度及び重量の上に少しでも良い結果を得る事が出來るか何うかを問題にして、以下此の問題に就いて論じて見ようと思ふ。

先づ第1に高さの方が幅より大きい矩形隔壁に強い水平梁を配置した場合を取扱つて見る。此の場合此の水平梁は全然撓ゆまぬものとしてやり、後になつて梁の撓みに就いては補正する事にする。竪防撓材は此の水平梁を貫いてゐるものとし、此の竪防撓材に就いて2つの計算を行つた。即ち實際問題としては兩端の條件が一定してゐない爲めに、(a) 兩端に於て自由支持の場合、(b) 兩端に於て固定の場合の2つの場合に就いて夫々計算を試みた。普通の横隔壁に於て英國の隔壁委員會が指示してゐる様に、邊固着の條件が固着された邊に隣接してゐる二三の防撓材へ相當の影響を持つてゐるとすれば、少くとも所謂狹く高い隔壁に於ては此の影響は相當に大きい事になる。圖にある様な6本の防撓材の場合には、最も安全な結果を得る爲には少くとも中央の防撓材は、此の邊固着の條件に依る影響を全然受けないとする方が可い。元來此の邊固着の影響は非常に困難な問題であるから、此の論文に於ては、之れは全然考へないことにする。

I. 第1の問題として水平梁の位置を考へる

(a) 竪防撓材の兩端が自由に支持されてゐる場合

荷重は Fig. 1 に示されてある様に掛かるものとする。此の時 A, B, C, 3 點の支持力及 M_{AC} (A, C 間の 屈曲力率) 及び M_{CB} は次の式で表すことが出來る。

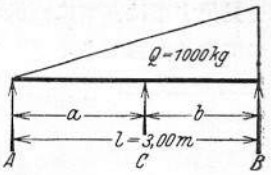


Fig. 1.

$$A = Q\left\{\frac{1}{3}+\frac{a}{6b}-\frac{a^3}{20l^2b}-\frac{7l^2}{6ab}\right\}$$

$$C = Q\left\{\frac{a^3}{20lb^2}+\frac{7l^3}{60ab^2}-\frac{al}{6b^2}\right\}$$

$$B = Q-(A+C)$$

屈曲力率 $A-C$:—

最大屈曲力率は $x=l\sqrt{\frac{A}{Q}}$ なる處にあり、其の大さは

$$M_{AC}=\frac{2}{3}Al\sqrt{\frac{A}{Q}}$$

屈曲力率 $C-B$:—

最大屈曲力率は $x=l\sqrt{\frac{A+C}{Q}}$ にあり、其の大さは

Tabelle I.

a m	A kg	B kg	C kg	M_{A-C} mkg	M_{C-B} mkg	M_C mkg	X_a m	X_b m
1,4	0,888	357,803	623,309	+ 0,053	+ 114,348	− 100,387	0,089	2,372
1,5	20,833	354,167	625,000	+ 5,913	+ 100,484	− 93,750	0,433	2,411
1,6	38,805	330,064	631,131	+ 15,281	+ 86,205	− 89,614	0,591	2,454
1,7	55,177	302,914	641,909	+ 27,014	+ 72,889	− 88,162	0,734	2,505
1,8	70,222	272,000	657,778	+ 37,217	+ 55,055	− 89,600	0,795	2,553
1,9	84,176	236,290	679,534	+ 48,839	+ 43,850	− 94,103	0,870	2,622
2,0	97,222	194,445	708,333	+ 60,627	+ 28,490	− 101,852	0,935	2,691
2,1	109,499	144,410	746,091	+ 72,467	+ 16,050	− 113,051	0,993	2,775
2,2	121,131	83,112	795,757	+ 84,317	+ 5,482	− 127,881	1,044	2,873
2,3	132,216	5,842	861,942	+ 96,145	− 0,116	− 146,533	1,091	2,991

$$M_{CB}=\frac{2}{3}(A+C)l\sqrt{\frac{A+C}{Q}}-C_a$$

又 C 點に於ける屈曲力率は

$$M_c=a\left(A-\frac{Pa^2}{3l^2}\right)$$

以上の各式に Fig. 1 の數値を代入し、又 a を 1.4 m から 2.3 m まで種々に變へて計算して見ると Tabelle I に與へてある様な結果を得る。

Tabelle 1 に依つて明かなる如くに、$a=1.70$ m $=0.565\,l$ の時に、M_c は最小値を取る。從つて $a=0.565\,l$ の處に水平梁を配置しなければならぬ事が判かる。$\frac{dC}{da}=0$ より極小値を與へる a の値を見出す事は非常に面倒な爲に、上の様に表に依つて求めた譯である。

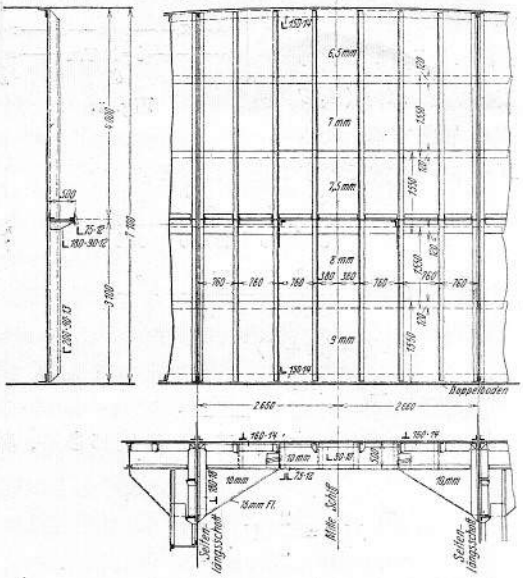


Fig. 2.

Fig. 2 に示しある様な高さ $h=7{,}100$ mm, 幅 $l=5{,}320$ mm, 防撓材間隔 760 mm の隔壁に就いての計算は Tabelle 2 の様な結果に到達する。

Tabelle 2.

a m	A kg	B kg	C kg	M_{A-B} mkg	M_{C-B} mkg	M_C mkg	X_a m	X_b m
3.6	470	6 563	12 018	+ 358	+4 432	−4 199	1,12	5,73
3,8	742	6 058	12 200	+ 663	+3 440	−4 140	1,39	5,78
4,0	1 029	5 671	12 300	+ 1 129	+3 406	−4 001	1,64	5,92
4,2	1 277	5 180	12 544	+ 1 559	+2 968	−4 042	1,83	6,04
4.3	1 394	4 915	12 691	+ 1 780	+2 497	−4 097	1,92	6,08
4.4	1 505	4 614	12 881	+ 1 997	+2 306	−4 193	1,99	6,15
4,6	1 728	3 724	13 426	+ 2 726	+1 779	−4 411	2,21	6,24

1 本の防撓材へ掛かる荷重は

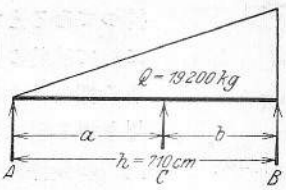


Fig. 3.

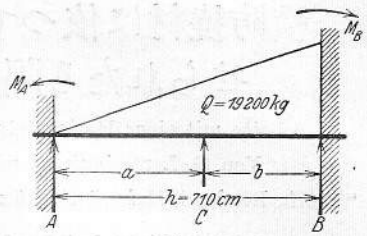


Fig. 4.

$$Q=\frac{1}{2}0.71\times76\times710=19{,}200\text{ kg}$$

水壓は隔壁の最上部まで掛かるものとし、其の荷重の掛かる様子は Fig. 3 に示してある。

Tabelle 2 に依つて明かなる如く、$a=4.00$ m $=0.565h$ の時 M_c は極小値を取る。

(b) 防撓材の兩端が固着せられたる場合

防撓材の兩端が固着された場合には、Fig. 4 に示してある様な工合に荷重が掛かる。

支持力 A, B, C, 固着力率 M_A, M_B 及び屈曲力率 M_{A-B}, M_{C-B}, 及び M_C は、夫々次の式で表はされる。

$$C=Q\frac{2h^4-3ah^3+a^3h}{20ab^3}$$

$$A=\frac{3}{10}Q-Q\frac{(3a+b)(2h^3-3ah^2+a^3)}{20abh^2}$$

$$M_a=Q\frac{6h^3-9ah^2+3a^3-4bh^2}{60bh}$$

屈曲力率 $A-C$:—

$$x_{\max}=h\sqrt{\frac{A}{Q}}$$

$$M_{A-C}=M_0+Ax-\frac{Qx^3}{3h^2}$$

屈曲力率 $C-B$:—

$$x_{\max}=h\sqrt{\frac{A+C}{Q}}$$

$$M_{C-B}=M_0+Ax+C(x-a)-\frac{Qx^3}{3h^2}$$

支持點に於ける屈曲力率は

$$M_C=M_0+Aa-\frac{Qa^3}{3h^2}$$

$$M_B=M_0+Ah+C(h-a)-\frac{Qh}{3}$$

以上の各式へ、Fig. 5 に示されてある隔壁の各數値を代入すれば、Tabelle 3 に示す如き結果となる。

$a=4$ m $=0.565h$ の時 M_c は極小値を取る。以

Tabelle 3.

a m	A kg	C kg	B kg	M_A mkg	M_{A-C} mkg	M_{C-B} mkg	M_C mkg	M_B mkg	X_a m	X_b m
3,60	1 056	9 539	8 605	− 665	+ 508	+ 2 187	− 2 786	− 5 220	1,67	5,28
3,80	1 380	9 800	8 020	− 1 055	+ 696	+ 2 086	− 2 777	− 4 357	1,90	5,42
4,00	1 715	10 000	7 485	− 1 459	+ 964	+ 1 855	− 2 724	− 3 723	2,10	5,55
4,20	2 016	10 291	6 893	− 1 878	+ 1 215	+ 1 538	− 2 817	− 3 160	2,30	5,69
4,30	2 158	10 480	6 562	− 2 084	+ 1 341	+ 1 385	− 2 899	− 2 858	2,38	5,76
4,40	2 314	10 637	6 249	− 2 292	+ 1 508	+ 1 252	− 2 926	− 2 583	2,47	5,83
4,60	2 588	11 117	5 495	− 2 726	+ 1 773	+ 951	− 3 179	− 1 999	2,61	6,00
4,73	2 784	11 536	4 880	− 3 022	+ 1 996	+ 949	− 3 289	− 1 355	2,70	6,13
4,80	2 860	11 750	4 590	− 3 193	+ 2 033	+ 731	− 3 506	− 1 302	2,74	6,20
4 90	3 000	12 050	4 150	− 3 410	+ 2 203	+ 614	− 3 647	− 1 040	2,81	6,30

上の 2 つの結果より水平梁は各場合共に 0.565h の處に配置されるが最も適當な事が判かる。從來水平梁を $\frac{2}{3}h$ の處に取附けてゐたのは不適當であると云ふ事が判つた譯である。

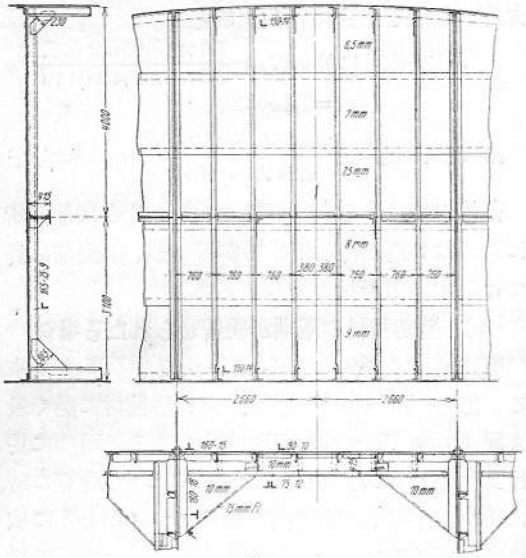


Fig. 5.

II. 水平梁に關する計算

(a) 竪防撓材の兩端が自由に支持せられてゐる場合

防撓材に掛かる最大の屈曲力率は、Tabelle 2 に依つて M_C であり、其の値は 400,071.8 cm kg である。之れに對し許容屈曲內力 k_b=1,700 kg/cm² なる値を考へれば、斷面係數 (modulus of section) は次の樣になる。

$$W=\frac{M_c}{k_b}=\frac{400,017.8}{1,700}=225\ \text{cm}^3$$

之れに依つて卽ち W=235 cm³ 及び J=3,360 cm⁴ なる斷面係數及び慣性能率を持つ截面を、Fig. 6 の如く決定する事が出來る。

先づ第 1 に、6 本の竪防撓材は水平梁へ對して同量の荷重を與へ、又水平梁は兩端に於て縱隔壁に固着されてゐるものとする。卽ち斯く假定した時は、荷重の有樣は Fig. 7 に示してある樣になる。卽ち

$$P=6\times C=6\times 12,300=73,800\ \text{kg}$$

又
$$M_0=\frac{Pl}{10.5}=\frac{73,800\times 532}{10.5}=3,739,200\ \text{cm kg}$$

$$M_{l/2}=\frac{Pl}{21}=\frac{73,800\times 532}{21}=1,868,600\ \text{cm kg}$$

固着點に於ては大きな肘板 (knee plate) がある爲に M_0 は考慮に入れる必要がない爲に、$M_{l/2}$ に依つて水平梁の截面の形を決定する事が出來る。卽ち必要な斷面係數は

$$W=\frac{M}{k_b}=\frac{1,868,600}{1,700}=1,095\ \text{cm}^3$$

卽ち斯くして決定されたる截面は Fig. 8 に示されてある。之れに依ると W=1,085 cm³, J=34,140 cm⁴

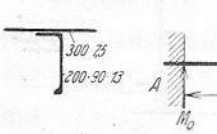


Fig. 6.

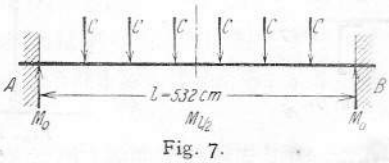


Fig. 7.

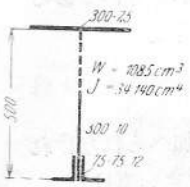


Fig. 8.

肘板に關する計算

兩端に於ける縱通隔壁への取附け方

肘板 (knee plate) の附け根に於ける截面の高さを h とすれば、斷面係數は $W=\frac{bh^2}{6}$, $k_b=\frac{M}{W}$, 此の k_b は最大屈曲內力よりも小さい事を必要とする。斯くして

$$h=\sqrt{\frac{M\times 6}{k_b\times b}}=\sqrt{\frac{3,739,200\times 6}{1,700\times 1}}=115\ \text{cm}$$

從つて肘板の寸法は 1,400 mm ×1,400 mm×10 mm である。肘

板と縦通隔壁との取鋲けは徑 22 mm の鋲を 130 mm の間隔で 22 本用ふる事にする——並列鋲締 (chain riveting)。

$$k_z\ (\text{鋲に來る最大屈曲內力}) = \frac{M_C \times a_{\max}}{\frac{\pi d^2}{4}\sum(a^2)}$$

$$= \frac{3{,}739{,}200 \times 135}{2 \times 3.8 \times 72{,}490} = 918\ \text{kg/cm}^2$$

$$k_s\ (\text{鋲の剪斷內力}) = \frac{A}{F} = \frac{43{,}050}{83.6} = 515\ \text{kg/cm}^2$$

$A = 3.5 \times C = 43{,}050$ kg

F = 鋲の斷面積の和 = 83.6 cm²

從つて

$$k_r = 0.35k_z + 0.65\sqrt{k_z^2 + 4k_s^2} = 1{,}200\ \text{kg/cm}^2$$

水平梁の接續に關する計算

水平梁の力骨 (web) の斷面係數は Fig. 8 に依つて $W = \frac{1 \times 30^2}{6} = 150$ cm³, $k_b = 1{,}700$ kg/cm² であるから web に掛かる屈曲力率は次の様にして定められる。

$$M_{\text{web}} = k_b \times W = 1{,}700 \times 150 = 255{,}000\ \text{cm kg}$$

$\frac{k_s}{k_b} = \frac{4}{5}$ なる關係式を用ひて、鋲の截面積を求める事が出來る。卽ち

$$F_s = \frac{5}{4} \times 1 \times 30 = 37.5\ \text{cm}^2$$

鋲の直徑を 19 mm とし、累接 (lap joint) を用ふる事にすれば、鋲の數は次の式より求められる。

$$n\frac{\pi d^2}{4} = F_s \qquad \therefore\ n = \frac{37.5}{2.84} \fallingdotseq 12\ \text{本}$$

鋲の配置は Fig. 2 の様であるとする

$$\Sigma l^2 = f^2\frac{n^2(n-1)}{2} = 7^2\frac{4^2(4-1)}{2} = 1{,}176\ \text{cm}^2$$

f : 鋲の間隔

最も外側の鋲は互に 21 cm 隔たつてゐる故に、外側の鋲に掛かる剪斷力は

$$V_m = 255{,}000 \times \frac{21}{1{,}176} = 4{,}450\ \text{kg}$$

此の剪斷力は外側の 3 本の鋲に掛かるものであるから是等の鋲の截面に働く剪斷內力は

$$k_{s\ \max} = \frac{4{,}450}{3 \times 2.84} = 535\ \text{kg/cm}^2$$

猶之れに梁の剪斷力に依る內力が加へられなければならないが、之れの影響はそう大きい事はない。

水平梁と隔壁との鋲に依る取附

各部分の鋲接手に對しては、剪斷力は夫々計算に依つて求められる。故に 2 本の鋲締に關しては

$$k_s = \frac{ndVS}{2\frac{\pi d^2}{4}J}$$

J: 中立軸に對する全截面の慣性能率 = 34,140 cm⁴

S: 考へてゐる點より外側の截面部分の中立軸に對する能率

V: 剪斷內力 = 43,050 kg (支持點に於いて)

nd: 鋲の間の距離 = 4 × 1.9 = 7.6

$\frac{\pi d^2}{4}$: 鋲の截面積 = 2.84 cm²

是等の數値を上式に代入すると

$$k_s(\text{支持點に於いて}) = \frac{7.6 \times 43{,}050 \times 697.5}{2 \times 2.84 \times 34{,}140} = 1{,}180\ \text{kg/cm}^2$$

$$k_s(c_1 - c_2) = \frac{7{\cdot}6 \times 2{,}400 \times 697.5}{2.84 \times 34{,}140} = 1{,}340\ \text{kg/cm}^2$$

是等の値は少し大き過ぎる故に、此の様な個所に於ては 2 列鋲締を用ひるが可いが、中央部に於ては 1 本の山形材で充分である。

(b) **竪防撓材の兩端が固着せられたる場合**

竪防撓材の截面は M_c より決定する事が出來る。卽ち Tabelle 3 より、此の防撓材に働く最大屈曲力率 $M_c = 272{,}460$ cmkg である。兩端に於ける固着力率 M_B は肘板 (knee plate) の計算の時に用ひれば可い。許容內力は German Lloyd に依つて指定されてあるものを用ふる。

$$W = \frac{M}{k_b} = \frac{272{,}460}{1{,}700} = 121\ \text{cm}^3$$

Fig. 9 に示す様な $W = 121$ cm³, $J = 1{,}574$ cm⁴ なる截面を得る事が出來る。出來得る限り完全な固着條件を得る爲には肘板を以て縱通材に取附けなければならぬ。

German Lloyd は此の爲に、直徑19mmの鋲13本で、450mm×450mm×10mmなる肘板に依つて取

Fig. 9.

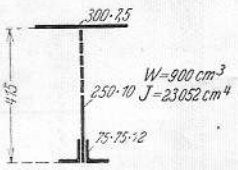


Fig. 10.

附ける事を要求してゐる。$M_A=146{,}000$ cm kg なる固着力率を持つ場合には、肘板の着け根に於ける截面は次の様になる。

$$h=\sqrt{\frac{M_A\times 6}{k_b\times b}}=\sqrt{\frac{146{,}000\times 6}{1{,}700\times 1}}=227\text{ cm}$$

之れは甲板の所に於けるものである。

船底に於ては固着力率は $M_B=373{,}000$ cm kg であるから、肘板の着け根に於ける深さは

$$h=\sqrt{\frac{373{,}000\times 6}{1{,}700\times 1}}=365\text{ cm}$$

兩端固着の水平梁に掛かる荷重は6箇の同量の Fig. 7の示す如きものであるとする。斯く假定すれば全荷重は

$$P=6\times C=6\times 10{,}000=60{,}000\text{ kg}$$

固着力率及び屈曲力率は

$$M_0=\frac{Pl}{10.5}=\frac{60{,}000\times 532}{10.5}=3{,}040{,}000\text{ cm kg}$$

$$M_{l/2}=\frac{Pl}{21}=\frac{60{,}000\times 532}{21}=1{,}520{,}000\text{ cm kg}$$

從つて必要なる斷面係數 W は

$$W=\frac{M}{k_b}=\frac{1{,}520{,}000}{1{,}700}=900\text{ cm}^3$$

之れより Fig. 10 に示す如き水平梁の截面を決定することが出來る。水平梁の兩端固着の條件を得る爲に用ふる肘板の寸法は、固着力率が (a) の場合と大差ない爲に (a) の場合のものを其儘用ふることにする。

元來肘板に依つて梁の長さは變へられなければならぬものである爲に、水平梁に對する上の様な計算法は幾分の不充分さを含んでゐる譯である。此の事に關しては Dr. Foerster 著、Stahlschiffbau に詳しく出てゐる。

III. 縱通隔壁に固着されてゐる水平梁の撓みを考慮に入れたる場合

竪防撓材の兩端が自由支持の場合

此の場合には竪防撓材と水平梁との交點に於ける荷重 C は最早一定とする事は出來ない、從つて靜力學的には決定出來ない事になる。然し竪防撓材と水平梁とは其の交叉點に於ては撓みは同じでなければならぬと云ふ條件から、是等を見出すことが出來る。

水平梁の撓みを出すには先づ固着力率を求めるを要する。之れは撓みを考慮に入れて、周知の方法に依つて求めることが出來る。

$$M_0=-\frac{l}{49}(6C_1+10C_2+12C_3)$$

$$y_1=-\frac{l^2}{2{,}058EJ_h}\left\{21M_0+(C_1+C_2+C_3)l\right\}$$

$$y_2=-\frac{l^2}{2{,}058EJ_h}\left\{84M_0+(7C_1+8C_2+8C_3)l\right\}$$

$$y_3=-\frac{2l^2}{2{,}058EJ_h}\left\{94.5M_0+(9.5C_1-18.5C_2+13.5C_3)l\right\}$$

$x=0.565\times h$ の所に於ける竪防撓材の撓みは

$$y=\frac{Q}{180EJ_v}\left\{7hx^2+\frac{3x^5}{h^2}-10x^3\right\}-\frac{C(0.565h)^2\times(0.435h)^2}{3EJ_vh}$$

$x=0.565h$ と置けば

$$y=\frac{Qh^3}{180EJ_v}\left\{7\times 0.565+3\times 0.180\times 0.319-10\times 0.180\right\}-\frac{Ch^3\times 0.319\times 0.189}{3EJ_v}$$

$$y=\frac{2.327Qh^3}{180EJ_v}-\frac{0.02Ch^3}{EJ_v}$$

從つて C_1, C_2, C_3, 及び M_0 に對しては次の 4 箇の方程式が成立する。

1. $$\frac{2.327Qh^3}{180J_v}-\frac{0.02C_1h^3}{J_v}=-\frac{l^2}{2{,}058J_h}\left\{21M_0+(C_1+C_2+C_3)l\right\}$$

2. $$\frac{2.327Qh^3}{180J_v}-\frac{0.02C_2h^3}{J_v}=-\frac{l^2}{2{,}058J_h}\left\{84M_0+l(7C_1+8C_2+8C_3)\right\}$$

3. $$\frac{2.327Qh^3}{180J_v}-\frac{0.02C_3h^3}{J_v}=-\frac{2l^2}{2{,}085J_h}\left\{94.5M_0+l(9.5C_1-18.5C_2+13.5C_3)\right\}$$

4. $$M_0=-\frac{l}{49}(6C_1+10C_2+12C_3)$$

以上の方程式に於て

$Q=19{,}200$ kg　$h=710$ cm　$l=532$ cm

$J_v=3{,}360\text{cm}^4$　$J_h=34{,}140\text{cm}^4$

是等の値を上の4箇の方程式に代入して

$C_1=12{,}310$ kg　$C_2=12{,}115$ kg　$C_3=11{,}226$ kg

$M_0=-3{,}579{,}814$ cm kg

の値を得る。

是等の値を見ると、水平梁の撓みを考へに入れない時のものと、殆んど一致してゐる。從つて水平梁の撓みを考へる事は實際上必要でないと云ふ事が出來る。從つて是等の値より求めた所の截面も前者と略ぼ一致することが判る。

IV. 以上の結果より構成せられたる隔壁と German Lloyd の指定に依るものとの重量比較

Fig. 11 が German Lloyd の規定に依る隔壁

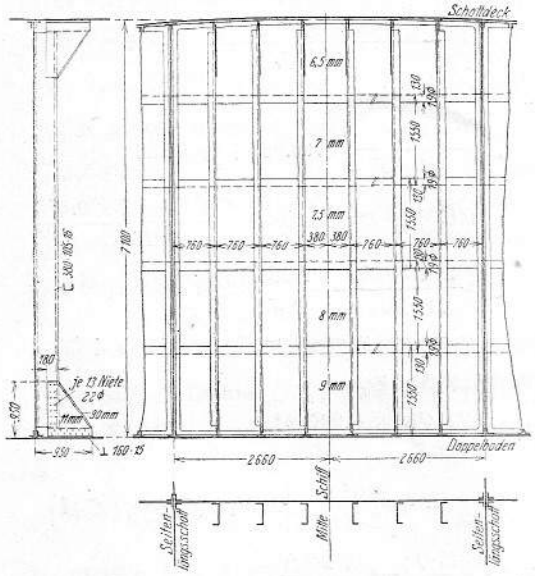


Fig. 11.

である。之れには防撓材として 380×105×16 の溝形材を用ひてゐる。內力の計算を試みて見る。

此の場合の荷重は

$$P=\frac{1}{2}\times 0.71\times 7.0\times 76=19{,}200\text{ kg}$$

故に

$$M_{max}=\frac{Ph}{7.8}=\frac{19{,}200\times 710}{7.8}=1{,}745{,}000\text{ cm kg}$$

又截面係數は Fig. 12 に依つて隔壁板及び防撓材の截面より求める事が出來る。然る時は

$$k_b=\frac{M}{W}=\frac{1{,}745{,}000}{1{,}030}=1{,}700\text{kg/cm}^2$$

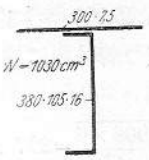


Fig. 12

此の構造法による重量卽ち兩端固着の 6 本の竪防撓材の重量は 3,820 kg である。此の場合隔壁板及び周圍山形材 (boundary angle) は考へに入れない、之れは何れの場合も同じとしたから。

次に第1の例卽ち竪防撓材は自由支持、水平梁は固着の場合の重量は 2,263kg、又第 2 の例卽ち竪防撓材も水平梁も共に兩端固着の場合の重量は 1,785 kg である。勿論是等の重量も亦 6 本の防撓材と、水平梁と、及び其の取附けに必要な材料の重量であつて、隔壁板及び周圍山形材の夫れは除外してある。以上に依つて明かなる如く水平梁を取附けた隔壁の方が遙に夫れの無いものよりも輕い事が判る。而して此の兩者の差異は隔壁の高さが大になればなる程大きくなる譯である。

結　論

以上水平梁を取附けたる隔壁に關する數字計算例に依つて、之れの適當なる高さを示し、更に此の水平梁の撓みをも考慮に入れた場合を明かにした。最後に斯くして設計されたものと、German Lloyd の規定に依るものとの重量の比較を爲した。　(K. T.)

發動機船に於ける爆發の豫防 (其の二)

"Nautical Gazette," Dec. 26, 1931, p. 10 and Jan. 9, 1932, p. 29. Arthur M. Tode 氏が市俄古に於ける Annual Safety Congress に於て讀みたる論文

Air Compressor の爆發

何れかの stage の valve を過熱し爲に valve や spring を傷めぬやう、又 lubricating oil vapor が引火して爆發を惹起する危險を除くやう、compressor の各 stage は夫々同じ割合で air を壓搾する樣に造られて居る。compressor 中で發火する爲めには旣に可燃性物質が集積してゐなければならぬ。若し compressor に供給された油の

全部が入りながら燃えて仕舞ふとしても、該量は餘りに少いので左程の影響は無いであらう。油は高溫の空氣に曝されると蒸發或は分解の現象を起す。炭素や可燃性泥滓や又或種の油などは compressor passage に溜る可能性があり又屢々溜つてゐる。

注意深き研究の結果 air compressor の爆發の原因は discharging valve, piping, intercooler などの上に溜り passage の面積をせばめてゐる炭素泥滓に在ることが判つた。斯かる集積物は valve seating を傷ける處れがある。discharge valve の漏洩は壓搾空氣の溫度を急激に而も如何なる潤滑油の引火點よりも遙かに高い溫度に上昇せしめる。air の溫度が異常に高き時は carbon deposit を白熱せしめ、やがて順次に是等の泥滓や液體狀で存在する過剩潤滑油から油の蒸氣を急激に造り出す。斯くて可爆性混合物が形成せられ、ともすれば此の白熱された泥滓に依つて點火される。

多くの爆發の眞の原因に就ては曾て滿足な說明を得たことはない。爆發が compressor から遠く離れた piping に起つた事がある。從つて最高溫度に直面しない所にも爆發が起つたのである。油の下級品は假令へ價は廉くとも炭素の殘存物を極めて多量ならしむる處れ大なる爲め compressor の潤滑用としては用ふべきでない。

Crank Case の爆發

150°F 以下の引火點を有する油を船用として使用する時は危險な爆發又は發火を來すものと考へられる。此の理由で汽船に於ける汽罐用燃料油も Diesel engine の燃料油及潤滑油と同樣に必ず 150°F 以上の引火點を有してゐる。斯かる燃料油は gasoline や他の輕油を燃料として使つた場合より遙に安全であり、從つて爆發の慘害をより以上防ぎ得ると考へられて來た。然し此考は crank case に於ける爆發の最近の研究の結果に依つて凡らゆる場合に完全に正しいものではないことが決定された。

特に激烈を極めた crank case の爆破の或るものに就いて研究した結果、某狀態に於ては普通の潤滑油から極めて低い引火點を有する混合油が造り出され、更に又此の混合油から發生した可燃瓦斯が屢々 crank case 爆發の原因となるものであることが確認された。

Diesel engine の crank case に爆發が起ると crank case cover が吹き飛ばされることがある。若し爆發が激しければ必ず吹飛ばされるであらう。而して機關自身には可なり廣範圍の損害を與へるが人命には必ずしも危險を及ぼさない。然しながら最近は操作中の人命に大危害を加へる如き激しい爆發が起きてゐる。けれども之れは一般的の crank case の爆破とは異る他の理由に依るものゝ樣である。

Piston Cooling

大型 Diesel 機關に在つては piston は海水か淸水か或は潤滑油を以て冷却される。冷却用液體として何を選ぶかは操作上の種々の條件に依るものである。水は高度の比熱を有し且つ金屬面から非常によく熱を吸收するの利益がある。然しながら lubricating oil system には水が存在すると危險である爲め、若し漏水を完全に防ぎ得ない樣な設計のものであれば、水の使用を避けなければならない。

冷却用として水を使用する場合には、決して潤滑油と混合しない樣に closed circuit を裝置しなければならない。若し冷却用として水が使用されるか或は piston の冷却油と bearing oil とが分離されて居るならば、冷却用液體は孰れも telescopic joint 或は knuckle joint を有する pipe を通じて piston の中に入り、而して同樣な discharging pipe を經て cooler の中に流れ込むか、或は海水であれば舷外に排出される。淸水は海水に比較して腐蝕性も弱く潤滑油を害ふことも少い點で後者より優れてゐる。然し乍ら船舶に在つては淸水を使用すると heat-exchangers や separate pumps や更に其の他の再冷却裝置等を必要とすると同時に、必ずしも絕對に鹽分を帶びないと云ふ確信を抱くことは出來ない。

漏洩しても大した差支がない爲め、油は piston 冷却用として信賴されて居る。油を使用すれば leakage の問題は全然なくなり、又冷却裝置を簡單ならしむることが出來る。然し一方に於て油は比熱が低く且つ熱傳導係數も小である。比較的大量の油が循環されなければならないと同時に、冷

却が困難なため特別大きな cooler が必要となつて來る。油冷却法に依れる piston に crack が入ると危險を生ずる虞れがある。

船用裝置の或るものに在つては piston 冷却油の粘度は bearing 潤滑油の粘度より小である。從つて此2つは分離して置く必要がある。斯かる場合は熱せられた油を冷す爲に二重の冷却裝置が必要である。1つの油を piston の冷却と crank case の潤滑との兩用に使用し得る事が發見された時、piston 冷却油を直接 crank case の中に排出して冷却裝置が1つで濟む樣な簡單な形式を選んだ船主がある。

運轉後に油を以て冷却した piston を檢査すると piston の cooling space 中に必ず coke の層が見出される。此の coke の層は熱せられた piston の中で冷却用油が一定の化學變化を受けた證據である。此の化學變化を研究する爲めに一外國實驗所で引火點 410°～428°F の數種の1等級潤滑油に就いて實驗が行はれた。而して潤滑油を加熱蒸溜して得た各種の油は蒸溜の程度により引火點を異にしてゐた。

此の各種のものを混合すると其の引火點は 86°～100°F の間に在ることが判つた。此の實驗で熱せられた油は、644°～680°F 位に上昇した。此の化學的實驗に於て、過熱せられた潤滑油は“cracking”process に於けると同樣に變化することが確認された。即ち引火點は極度に減じ遂には gas が非常に發火し易くなり爆發性を帶ぶるに至るのである。

實驗に高溫を使用することは piston の油冷却を提案してゐる者から或は反對されるかも知れない。けれども Diesel piston に於ては不規則なる燃燒中に於ける speed の低下或は機關操縱或は又 cooling system 中の故障等で當然豫想して可い溫度より遙かに低いことは論なき所である。

1930 年12月 Kiel 運河に於て1外國船“Max Albrecht”が爆發事件を惹起して機關部員を死傷せしめたが、investigative board に於ては正に piston の爆破が原因であるものとした。當該船に於ては piston は油で冷却されてゐて crank case の中に直接排出する樣になつてゐた。使用中幾分引火點が低められてゐる此油が、starting air line の automatic valve に缺點を生じ vent pipe を經て發火せる fuel が crank case 內に入つた爲に、爆發を起したものであるらしい。

此の調査の結果 Hamburg 當局は上述の如き危險狀態を認めた。而して當局は Hamburg に入港する船は piston 冷却油を crank case に free discharge すべからずとの規則を發布した。此の規則は piston 冷却用として油を使用する事に依つて生ずる危險を防ぎ、且つ此の油が冷却しない間は crank case の潤滑油と接觸出來ない樣に、全く閉塞した piston oil system を採用すべく船舶に命じた最初の法律である。

然し piston の冷却油の排出を closed circuit に依らしむれば安全上利益はあるけれ共、此の化學變化を受けた piston 冷却油は同一の oil cooler が使用される限り bearing 潤滑油と混合するであらう。此の爲に crank case 內に低引火點の混合油を生じて危險の源泉となる。即ち此の低引火點の油から生じた蒸氣は air と接觸したり機械の各部に接觸したりして若し過熱されるか火花でもあれば爆發を生ずる事になる。夫れ故油を以て piston を冷却する機械にあつては潤滑油の冷却裝置は機械の各部への給油や機械から出て來る油などゝ無關係ならしむる事が最も肝要であるらしい。斯かる原因に依る crank case の爆發を全く消滅せしめるには油冷却を廢して水冷却にしなければならぬ。

發動機室內の喫煙

發動機船に於ては常に種々の原因から oil vapor を生ずるものであり、特に機關室の各部は其の有力な源である。例へば潤滑油の化學的構造は使用中不利に變化し、其の爲め crank case 內では多少可爆的の vapor が有勢である。crank case door の1つがそつてゐるか、しつかり締めつけられて居ないと、間隙から機械の回轉に伴ひ可燃性の蒸氣が流れ出る。若し通りかゝりの者が煙草に火を點け樣として不注意に「マツチ」をするならば、他の機關室にまで及ぶ如き慘事を惹起する結果となる。安全と云ふ見地から喫煙は勿論、總ての裸火も同樣に發動機船の機關室に於ては禁じなければならない。而して此の命令は嚴格に强制さるべきである。

發動機船爆發の稀有なる場合

數年前の“Kungsholm”號に於ける機關室の爆發は非常に議論の中心となつた。Hamburg 海事審判所は審議の結果多數の原因が相俟つて斯かる激烈な事故を起したのであつて、該爆發は不幸の條件のみが多數集積して生じたものであることを確證した。

15,000 馬力 twin screw Diesel engine を有する此の船は試運轉の爲め海上に出て行つた。少しく減速して走つてゐると右舷機の crank case に輕微な爆發が起きたが、次いで忽ち激しい勢で機關室内が爆發した。最初の爆發で engine 上の sheet-iron door が數枚吹き飛ばされた。door の開いてゐた所から吹き出した火焰は右舷機の後方機關室を通過して thrust recess と tunnel の中に擴り、左舷機の後端の周りまで延び、驅て力は衰へたが遂に兩機械の間の空間にまで達した。併し前方に進んだ時には其の勢力を失つた。

右舷側に於ては火焰は前進して door を通過し前部機械室まで行つた。主機械室の floor plate の一部は持ち上げられて仕舞つた。左舷機を調べて見ると bed plate 下の潤滑油槽は側板や底板が 3 吋も脹れ出してゐた。4 mm の鋼板を鎔接して造つてある油槽が此の狀態であるので、爆發は floor plate の下で最も激しかつたであらう。爆發後の空氣の壓力は engine room casing を經て放出し、其の餘力が尙 skylight を持ち上げ舷外に吹き飛ばした程强かつた。

右舷機調査の結果、事故の最大原因は main chain を cam shaft に卷きつける jockey-wheel の過熱にあつたことが明にされた。此の wheel は cast steel で造られ 2 つの bronze 製の bushing は各 tap bolt を以て締めつけられて wheel の中に固く嵌め込まれてゐた。此の bronze bushings は shaft を熱し爲に shaft に固着し、其の結果固定用 pin が剪斷せられた。其の結果 bushings の外面を wheel が回轉する樣になつた。斯くの如くして發生した熱は非常に高かつた爲め潤滑油に點火し、其の殘滓は bushing の上で見出された。熱せられた bushing は gas vapor を發生せしめ、之れは crank case 内の air と共に可爆性の混合 gas を生成した。而して bushing の上では油が燃燒してゐるので、此の混合物は發火せしめられて爆發の原因となつたのである。

多くの原因は bushing の過熱にあるとされるが、工場内試驗臺で長時間の全力試驗を經、且つ試運轉の際 10 時間全力で運轉しても左舷機の jockey-wheel は完全であつた故、注意深く淸掃されたのにも拘らず砂或は其の他のものが pipe の中に殘つてゐて、夫れが bearing の中に入つたものらしいと見做された。

此の爆發は gasoline の夫れに於けると全く同じ特徵を有し、非常に激烈を極め且つ特別の性質を有してゐた爲め、充分なる研究が行はれた。其の結果潤滑油の濾過器を淸潔にするため gasoline が使用されたことが確められた。

試運轉前 14 日間に亘り、潤滑油濾過器を淸掃するため gasoline が使用されたが、此の間約 12 gallons が蒸發したと云ふ事實が判つた。卽ち是等は vapor となるか或は潤滑油の中へ drain となつて溜つたものと思はれる。

摘　要

以上述べた所から、發動機船の爆發の凡らゆる詳細な原因とか爆發豫防方法とかを摘出することは不可能である。然し發動機船の所有者竝に其の機關士をして注意深い考慮を拂はしむる如き一般的準則とも云ふべきものを指示することは可能である。

是等を次に摘出しよう。

(a) inter-coolers, pipes of air blast system, air compressor cylinders, valve 等は淸潔に保ち、常に最良の狀態にあらしむべし。

(b) air compressor の潤滑は聰明な方法に依るべく、且つ給油は絶對必要量たる最小限度に止むべし。

(c) 劣等油及び高度に炭素殘滓ある油は共に air compressor 用として使用すべからず。

(d) 機械運轉中 crank case door 及び其處に取附けられたる sight glass は總て密閉し、以て揮發性瓦斯の機械室への漏洩を防ぐ可し。

(e) 機械の周圍に油の漏洩するあらば、直に之を除去淸拭すべし。

(f) 機械室中に於ては是認され居る flashlight

の外使用すべからず。

(g) 電氣的接續は總て火花を發生せざるやう最良の狀態ならしめ、又電球には必ず vapor globe を取附くべし。

(h) engine room bilge の換氣には適當な施設を行ひ、且つ是等は注意深く掃除をなし又瓦斯や廢油其の他のものを殘存せしむべからず。

(i) 機械室各部には充分なる通風裝置を施すべし。特に floor plate の下部、pocket を形成せる部の如く、空氣より重き瓦斯體が驅逐せらるゝことなく集積し得る箇所に於て然り。

(j) gasoline 其他類似の輕油は air compressor 清掃用としては少量たりとも使用すべからず。發動機船の機械室には gasoline を貯藏すべからず。若し gasoline が金屬性容器內に貯藏せらるゝならば宜しく是認され居る型のものを用ひ、使用時以外は密閉し置くべし。

(k) 機械中に取圍まれたる bearing には可及的 white metal を使用すべし。夫れに發生せる熱は容易に感知されざるべし。

(l) bearing の取圍まれたる場合は、vapor pipe の裝置により bearing の過熱を感知し得る樣にすべし。

(m) crank case 中に piston cooling oil を free discharge せしむべからず。piston cooling 用に油を使用するならば宜しく bearing の潤滑油と接觸せざるやう closed circuit を施設すべし。

(n) 機械室內にあつては「禁煙」を嚴重に强制せざるべからず。

卽ち若し上揭の項目が言葉の上だけでなく、心から實行さるゝならば上述の如き原因による發動機船の爆發は、實際的に無くすことが出來るだらう。然し豫想だに出來ない種々の事情から全く豫知し得ない事故が突發するものである。"Kungsholm" 號の場合が然りである。夫故適當な信賴すべき發動機船機關士に倦まず撓ゆまず訓練と敎育とを施して行くことが、他の如何なる施設よりも必要である。 (Ts. K.)

推進器設計法の比較

Some Comparisons in Propeller Design Methods. By Commander H.F.D. Davis. "Journal of the American Society of Naval Engineers." Feb. 1932, pp. 8-24.

推進器の設計法を學ばんとする者、特に其初期に於ては各專門家が種々異つた記號を用ひて居り、同一の人でも時に依つて異つた記號を用ひて居るので隨分迷はされる事と思ふ。其の種々の記號及び定義を比較して一目瞭然たらしむる爲に著者は Table 1 を作つて見た。更に之れを說明して各泰斗の推進器設計に關する記號及び公式の關係を示す爲に、同一問題を各方法で解いて實際の推進器設計に應用した時の差異を示した。

R. E. Froude の方法は英國に於ける代表的のものであり、Karl Schaffran 及び Wilhelm Schmidt の方法は獨國に於ける、Dyson 及び D. W. Taylor の方法は米國に於ける夫々代表的のものである。

D. W. Taylor の方法 (Table 1 第 2 欄參照):—Taylor の最近の論文[1]は近頃の推進器設計者の要求に合致してゐる爲、同氏が曾て "Speed and Power of Ships" に書いたものよりも代表的方法として用ひられてゐる。前の論文は華盛頓水槽で模型試驗を行つた結果であるが、其の中の曲線は解析並に設計用としては餘り都合好くない。

Schaffran の方法 (Table 1 第 3 欄參照):—Schaffran の系統的模型實驗の成績[2]は伯林水槽で彼の指揮の下に行はれたものであつて、獨逸式の設計及解析法の基礎を爲してゐるものである。同氏は同じ問題を英文でも書いてゐる。[3] Schaffran は水槽で得た成績を實際に設計者に便利な形で表はしてゐる。

Froude の方法 (Table 1 第 4 欄參照) :—R.E.

(1) (a) "Propeller Design Development." 東京に於ける萬國工業會議提出論文
(b) "Model Results of a Four Bladed Propeller Series." Proc. American Society of N. A. and M.E. 1929.

(2) "Systematische Propellerversuche." Karl Schaffran-Strauss, Berlin, 1916.

(3) "The Influence of Propeller Revolutions upon the Propulsive Efficiency of Merchant Ships." K. Schaffran. N.E.C. Inst. of Engineers and Shipbuilders in Scotland. 1923-24.

TABLE 1.

DEFINITIONS AND CORRESPONDING SYMBOLS AND EQUATIONS.

LINE No.	DEFINITIONS.	SYMBOLS AND EQUATIONS. TAYLOR.	SCHAFFRAN.	FROUDE.	SCHMIDT.	DYSON.
	DIMENSIONS AND PHYSICAL CHARACTERISTICS.					
1	Diameter of propeller.	d measured. ft.	D measured meters.	D measured ft.	D measured meters.	D measured ft.
2	Pitch of propeller.	p face pitch measured. ft.	H face pitch measured meters.	P (effective = 1.02 × face pitch ft.	H face pitch measured meters.	P face pitch measured ft.
3	Pitch ratio.	$a = p \div d$	$H \div D$	$p = P \div D$	$H \div D$	$P \div D$
4	Diameter of hub.	Diameter of hub. ft.	d_1 meters	Diam. of hub. ft.	d_1 meters	Diam. of hub.
5	Disc area.	$\pi d^2 \div 4$ Sq. ft.	$A = \pi D^2 \div 4$ Sq. m.	$\pi D^2 \div 4$ Sq. ft.	$F = \pi D^2 \div 4$ Sq. m.	$\pi D^2 \div 4$ Sq. ft.
6	Developed (helicoidal) area outside of hub.	Developed area. Sq. ft.	A_a Sq. m.		F_a Sq. m.	HA Sq. ft.
7	Projected area outside of hub.	Projected area.	A_p Sq. m.			PA Sq. ft.
8	Helicoidal (developed) area ratio.	Developed area ratio.	$A_a \div A = a_a$	Disc area ratio	$F_a \div F$	HA ÷ DA
9	Projected area ratio.	Projected area ÷ Disc area.	$A_p \div A$			PA ÷ DA
10	Mean width ratio.	Mean width ratio.				
11	Blade type and width factor.			$B = a \div [\rho(p+2l)]$		
12	Blade thickness at axis.	Blade thickness at axis ft.	δ_1 meters		δ_1 meters	
13	Blade thickness fraction (ratio).	Blade thickness fraction	$\delta_1 \div D$		$\delta_1 \div D$	
14	Density of water.				$\rho = \gamma \div g$; 1035 to 1045 for sea water	
	PERFORMANCE DATA OF SHIP AND MODEL.					
15	Speed of ship (propeller) through still water.	$V = V_k \div (1-w)$ Knots.	v_s (Knots) = .5144 × V_m (meters per sec)	V $V_1 (1+w)$ Knots	$v_s = v_p \eta_w = v_p (1+w)$	v Knots
16	Speed of advance i.e. of propeller through wake water.	$V_p = V \times (1-w)$ Knots.	$v_p = v_m (1-w)$ (1)	V $V \div (1+w)$ Knots	$v_p = v_s \div \eta_w = v_s \div (1+w)$	
17	Revolutions per minute.	N	$60n$	$R \times 100$	$60n$	$R_1 = 101.33\, v \div P(1-s)$
18	Revolutions per second.	$N \div 60$	n		n	$R_1 \div 60$
19	Shaft horsepower.	$P = 2\pi N Q \div 33000$	$WPS = 2\pi n M \div 75$	$SHP = 2\pi R_1 \times$ torque $\div 330$	$WPS = 2\pi n M \div 75$	$SHP_2 = SHP \div 10^{\%}$
20	Effective horsepower (Model basin results).	$E = RV \div 326$	$EPS = Wv_m \div 75$	$EHP = \rho V \div 326$	$EPS = W v_s \div 75$	ehp
21	Useful (thrust) horsepower.	$U = TV_p \div 326 = E(1-w) \div (1-t)$	$SPS = S v_p \div 75$	$H = TV_1 \div 326$	$SPS = S v_p \div 75$	
	FACTORS AND COEFFICIENTS RELATING DIMENSIONS AND PERFORMANCE DATA.					
22	Wake fraction.	$w = 1 - (V_p \div V)$	$w = 1 - (v_p^3 \div v_s^3)$; $1 - w = (v_p \div v_s)$	$w = (V \div V_1) - 1$	$\eta_w = v_p^3 \div v_s^3 = (1+w)$	
23	Thrust deduction fraction.	$t = 1 - (R \div T)$	$t = 1 - (W \div S)$; $1 - t = (W \div S)$	$t = 1 - (\rho \div T)$	$\eta_t = W \div S = (1-t)$	
24	Thrust of propeller.	$T = R \div (1-t)$ lbs.	$S = W \div (1-t)$ Kg.	$T = \rho \div (1-t)$ lbs	$S = W \eta_t$ Kg.	
25	Torque of propeller.	$Q = P \times 33000 \div 2\pi N$ ft. lbs.	$M = 75\, WPS \div 2\pi n$ Kg. m.	Torque ft. lbs.	$M = 75\, WPS \div 2\pi n$ Kg. m	
26	True slip.	$1 - (101.33 V_p \div N_p)$	$S_s = 1 - v_p \div n H$	$S = (R - R_0) \div R$		
27	Apparent slip.	$1 - (101.33 V \div N_p)$	$S_a = 1 - v_m \div n H$			s; see item 17 and 61
28	Resistance of ship at trial speed.	$R = T(1-t)$ lbs.	$W = S(1-t)$ Kg	$\rho = T(1-t)$ lbs.	$W = S \eta_t$ Kg.	
29	Propulsive coefficient.	$E \div P = e_p \times (1-t) \div (1-w)$	$\eta \div 100 = EPS \div WPS = \eta_p \times \eta_t$	$EHP \div SHP$	$\eta = \eta_p \eta_t \eta_w$	$ehp \div SHP_2$
30	Propeller efficiency	$e_p = TV_p \div P \times 326$	$\eta_p \div 100 = SPS \div WPS$	$TV_1 \div SHP \times 326 = PV_1 \div [(1-t) \times (1+w)]$	$\eta_p = S v_p \div 2\pi n M$	
31	Hull efficiency.	$(1-t) \div (1-w)$	$\eta_t = \eta_s \times \eta_w = (1-t) \div (1-w)$	$(1-t) \times (1+w)$	η_t η_w	
32	Suction efficiency				$\eta_s = W \div S = 1-t$	
	FACTORS AND COEFFICIENTS RELATING DIMENSIONS AND PERFORMANCE DATA TO DESIGN CURVES.					
33	Moment (Momenten) constant	$C_Q = Q \div (n^2 \times D^5 \times P^2)$	$C_m = M \div (n^2 \times D^5 \times H^2)$			
34	Thrust (Schub) constant	$C_T = T \div (n^2 \times D^4 \times P^2)$	$C_t = S \div (n^2 \times D^4 \times H^2)$			
35	Basic "P" coefficient.	$B_p = N(P)^{\frac{1}{2}} \div (V_k)^{\frac{5}{2}}$				
36	Basic "U" coefficient.	$B_u = N(U)^{\frac{1}{2}} \div (V_k)^{\frac{5}{2}}$				
37	Speed coefficient.	$\delta = N \times d \div V_k$	$C_d = n D \div v_p$	$RD \div V_1$	$v_p \div nD$	
38	Durchmesser Belastungsgrad, diameter thrust coefficient.		$C_{dt} = (S)^{\frac{1}{2}} \div D v_p^2$			
39	Touren Belastungsgrad, revolution thrust coefficient.		$C_n = n (S)^{\frac{1}{2}} \div (\frac{v_p}{2})^2$			
40	Durchmesser-moment-grad, diameter torque coefficient.		$C_{dm} = M^{\frac{1}{3}} \div D(\frac{v_p}{2})^3$		$WPS \div \rho D^5 v_p^3$	
41	Touren-moment-grad, revolutions torque coefficient.		$C_{nm} = M^{\frac{1}{3}} n \div (\frac{v_p}{2})^5$		$WPS\, n^3 \div \rho v_p^5$	
42	Abscissae values "x"			$x = P_0 \cdot D \div V$		
43	Ordinates values "y"			$y = \frac{\rho}{2} \left[\frac{\pi}{2} (\rho + 2l) D^2 V^2 \right]$		
44	Abscissae values "C_a"			$C_a = H^2 H \div (BV^2)$		
45	Ordinates values "C_b"			$C_b = H \div (BD^2 V^2)$		
46	Coefficient.				$WPS \div \rho D^5 n^3$	
47	Basic slip.					S from sheets 17A, 17B, 20B
48	Power loss factor.					K from sheets 17A, 17B, 19
49	Tip speed					$TS = \pi D R_1$ and sheet 20A
50	Basic speed					$V = \frac{TS \times P(1-S)}{D \times 101.33}$
51	Basic shaft horsepower					$SHP = \frac{P \times TS \times ST_B \times D}{SHC \text{ for 3 bladed propeller}}$
52	Shaft horsepower per sq. in. disc area					ST_B from sheet 20A
53	Basic propulsive coefficient.					PC_1 from sheet 20A
54	Basic effective horsepower.					$EHP = SHP_2 \times PC$
55	Net load factor.					$ehp \div EHP$
56	Net load fraction.					Z_p; $ehp \div EHP$ & Sheet 21
57	Gross load factor.					$ehp_2 \div ENP$
58	Gross load fraction					$Z_2 = Z_p \pm \log K$, Sheet 21
59	Speed factor.					$v \div V$
60	Speed fraction.					Z_v; $v \div V$ Sheet 21
61	Apparent slip.					$s = S 10^{\%} \div 10^{\%}_P$

Froude の方法は英國式推進器解析竝に設計法の基礎をなして居るものであつて、其の記號及び設計法は廣く用ひられてゐる。彼の最後の論文(4)は其の前の論文(5)の成績及び取扱方を少し許り變へたのみである。

Schmidt の方法 (Table 1 第 5 欄參照):— Schmidt の方法(6)は Schaffran の實驗成績を對數を用ひて書き表したものであつて、3 翼推進器の成績が 4 枚の圖面に、4 翼の成績が 1 枚の圖面に、2 翼の成績が 2 枚の圖面に收めてある。此方法は多くの現今の獨逸の工學的刊行物中に船の

(4) "Results of Further Model Screw Propeller Experiments." R.E. Froude. Inst. N.A. 1908.

(5) (a) "A Description of a Method of Investigation of Screw Propeller Efficiency." R.E. Froude. I.N.A. 1883.
(b) "The Determination of the Most Suitable Dimensions for Screw Propellers." R.E. Froude. I.N.A. 1886.

(6) "Zusammenfassende Darstellung von Schraubenversuchen." V.D.I. Verlag. 1926, Berlin.

試運轉成績の解析竝に推進器計畫を取扱つた著者達に依つて引用せられてゐる。

Dyson の方法 (Table 1 第 6 欄參照):—Dyson の著書[7] の最新版のものには推進器に關した問題を解く方法が詳しく記載されてある。

Table 1 の一般的說明及び夫等の解析法竝に設計法

Table 1 の左欄に定義を示し、其他の欄には各著者の名前の下に記號及び公式を示した。

Froude、Taylor 及び Dyson の記號及び公式は英單位卽ち馬力、呎、封度、節、每分回轉數等で表はし、Schaffran 及び Schmidt のものは米突 (metre)、瓲、每秒回轉數、米突式馬力等の單位で表はした。但し例外のものは其の旨附記した。米突式馬力は 57 瓲米/秒で、英式馬力の 98.6% に相當する。

Froude、Taylor、Schaffran 及び Schmidt の方法は何れも系統的模型實驗の成績を曲線で示した點は互に似てゐるが、Dyson のものゝみは實船の試運轉で得た實驗曲線を基礎としたものである。前の 4 つの方法の類似及び相異の點は直接比較して判るが、Dyson の方法は著しい相異がある。

Froude、Taylor、Schaffran 及び Schmidt の方法では、問題としてゐる推進器に適應した伴流率及び推力減少率を定めなければならない點が何れも似てゐる。斯樣な伴流率及び推力減少率等の値は自働推進模型試驗、系統的自働推進模型試驗等に依つて得た一般的法則、實船の試運轉成績の解析から導いた法則、若くは姉妹船の試運轉成績の解析等から定められる。此の場合に是等の公式に於ける相似點及び相異點の中最も主要な處を明かにして置く必要がある。夫れは伴流の定義に於て Taylor 及び Schaffran は同じで、夫々 $w=1-\frac{V_A}{V}$, $w=1-\frac{V_e}{V_m}$ で表はし、又 Froude と Schmidt は同じで、$w=\frac{V}{V_1}-1$, $w=\frac{V_s}{V_e}-1$. 卽ち $1+w=\frac{V}{V_1}=\frac{V_s}{V_e}$ としてゐる點である。此の 2 つの間の關係を示せば Fig. 1 の通りである。

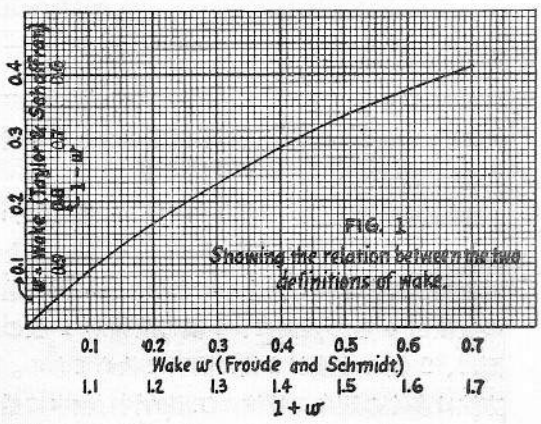


FIG. 1
Showing the relation between the two definitions of wake.

推力減少率の定義は 4 人共同一で、

$$\frac{T-R}{T}=t \text{ (Taylor)}, \qquad \frac{T-\rho}{T}=t \text{ (Froude)},$$

$$\frac{S-W}{S}=t \text{ (Schaffran)}$$

$$\eta_s=\frac{W}{S}=(1-t) \text{ or } \frac{S-W}{S}=t \text{ (Schmidt)}$$

である。螺距の定義に就ても少し說明を要する。Taylor, Schaffran 及び Schmidt の模型試驗に基いて作つた曲線では總て螺距比 $\left(\frac{\text{螺距}}{\text{直徑}}\right)$ を主要變數の 1 つとして居つて、其の螺距は face (or normal) pitch を用ひてゐる。Dyson の方法でも同じく face pitch を用ひてゐる。Froude の方法でも螺距比を主要變數としてゐるが、此の場合の螺距に就ては Froude が『zero 推力を與へる樣に 1 回轉して進む距離であつて、其の normal pitch との關係は明かに問題である』と言つて居り、更に說明を續けて如何にして其の關係を定めるかに就て次の樣に言つてゐる。『故に著者の 1908 年の論文に書いた研究が完成し、且つ基礎曲線が決定した時に最初先づ其の資料を試運轉解析に組織的に用ひる事として、其の當時の 4 隻の代表的の軍艦の試運轉成績の解析に試驗的に適用して見た。其の各の場合に滿足された條件は、記錄された回轉數から得た資料に依つて計算した推力は模型試驗から推定された船の全增加抵抗に等しくなければならないと云ふ點である。斯くして得た factor は 1.025 ～ 1.017 の間で試驗每に變化した。1.02 を其の平均として採用した』と述べてゐる。卽ち Froude の用ひた有效螺距は normal pitch の 1.02 倍に等しい。

(7) Screw Propellers. C.W. Dyson. 1924.

代表的問題の解法例

上記種々の方法を比較する爲に Dyson の "Screw Propeller" 364-367 頁に出てゐる問題を解いて見る。

戰艦　長(L. W. L.)=510 呎　　幅=88.22 呎
方形肥瘠係數=.594
中央横截面肥瘠係數=.979
21 節に於ける有效馬力=15,740
計畫每分回轉數=322

Dyson の解法

Table 1 欄番號	公　式		
	H′÷B		.316
	Type		1
	B÷L_{LWL}		.173
	H÷B		.316
	S.B.C.	Sheet 17 A, 17 B	.53
	2 L.A.B.÷H′		18.3
47	S	Sheet 17 A, 17 B, 20 B	.1375
	K.B.C.	Sheet 17 A, 17 B	.597
	R.T.C.	Sheet 19	3.33
48	K	Sheet 17 A, 17 B, 19.	1.0

翼尖間隙を充分に持たせる爲に直徑は 9′−2″ と決定した。

欄番號			
1	D	9.17	9.17
15	v (Ship trial data)	21	21
20	e.h.p.$=\frac{15,740}{4}$ (model trial data)	3,935	3,935
55	$\frac{\text{e.h.p.}}{\text{E.H.P.}}$ (下の 54 行參照)	0.7	0.8
56	Z_p (Sheet 21 より)	−.1613	−.1009
48	K	1.0	1.0
58	$Z_g=Z_p\div\log K$	−.1613	−.1009
54	E.H.P.	5,621	4,920
59	$\frac{v}{V}$ on S=1.5, Sheet 22 B	.715	.735
50	V	29.37	28.57
	E.T_F. Sheet 23-24	6.406	5.898
9	$\frac{PA}{DA}$	.558	.552
53	P.C_s	.571	.589
51	S.H.P.	9,844	8,214
19	S.H.$P_D=\frac{\text{S.H.P.}}{10\,Z_g}$	6,790	6,514
49	T.S.	12,250	11,200
	1−S	.8625	.8625
2	P	8.115	8.634
60	Z_s (1) Sheet 21	.34	.305
61	$s=S\frac{10Z_s}{10Z_g}$	.2075	.22
17	$R_D=101-\frac{1}{3}\frac{v}{P}(1-s)$	330.9	316

(9), (51) 及 (2) を横軸に取り、(17) を縱軸に取つて曲線を畫き、計畫回轉數 322 r.p.m. に相當した値を見出せば Fig. 2 に示す如く、

$$D=9.17\quad P=8.42\quad \frac{PA}{DA}=0.537$$

S.HP_d=6,625　Total S.HP_d=4×6,625=26,500

なる最後の結果が出て來る。

他の方法で解く場合には直徑に制限を置かずに、又總て其の基本假定を同一とする爲に Taylor (Schaffran) の伴流率を 0.2 と取り、之に相當した Froude (Schmidt) の伴流率を 0.249 とし、推力減少率を 0.2 と假定する。

Taylor の 3 翼推進器に對する平均翼幅比 0.25 翼厚比 0.05 の時の曲線は Fig. 1 及 3 に示す。

Froude の楕圓翼に對する圓盤面積比 0.4 に等しき B の値及び C_d, C_0 竝に效率等は 1908 年の論文の附錄 2 にある。

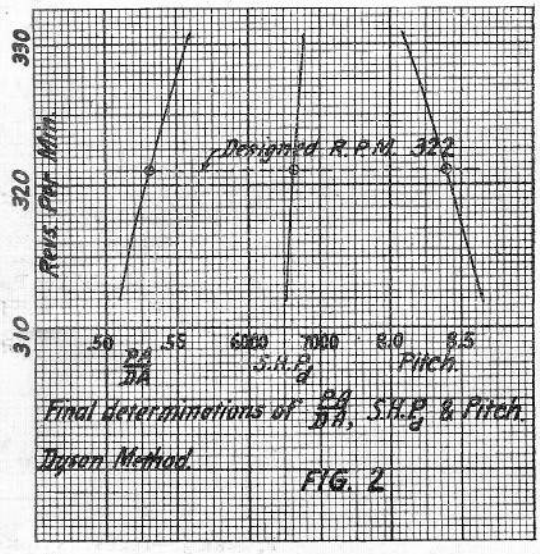


FIG. 2

(A)

SOLUTION BY TAYLOR METHOD.

Line No. Table I	Formulae		
. 22	w		.20
	1—w		.80
23	t		.20
	1—t		.80
17	N		322
15	V		21
16	$V_A = V(1-w)$	$21 \times .8$	16.8
	$(V_A)^{5/2}$		1157
20	E (from model basin results)	15740 ÷ 4	3935
21	$U = E\ (1-w) \div (1-t)$	3935 .80 ÷ .80	3935
36	$B_{u3}\ \frac{N\,(U)^{\frac{1}{2}}}{(V_A)^{5/2}}$	$322\ (3935)^{\frac{1}{2}} \div (16.8)^{5/2}$	17.46
	From B_{u3} Curves Figure 2 of reference 1 with B_{u3} = 17.46 as argument at most efficient point (See Figure 3 of this paper).		
	a		0.8
	δ		187
37	$\delta = Nd \div V_A$		
	$d = \delta\ V_A \div N$	$187 \times 16.8 \div 322$	9'.75
	$p = ad$	$.8 \times 9.75$	7.8
	From B_{p3} Curves Figure 1 of reference 1 with a = 0.8 and δ = 187 as arguments (See Figure 3 of this paper).		
	B_p		22.3
	e_p		.603
35	$B_{p3} = NP^{\frac{1}{2}} \div (V_A)^{5/2}$		
35	$P = (B_{p3})^2\ (V_A)^5 \div N^2$	$(22.3)^2\ (16.8)^5 \div (322)^2$	6325
	4 P	4×6325 for 4 shafts	25,300
	A check on the power calculation may be made as follows :		
29	$P = E\ (1-w) \div (1-t)\ e_P$	$3935 \times .8 \div .8 \times .603$	6525
	4 P	4×6525	26,100

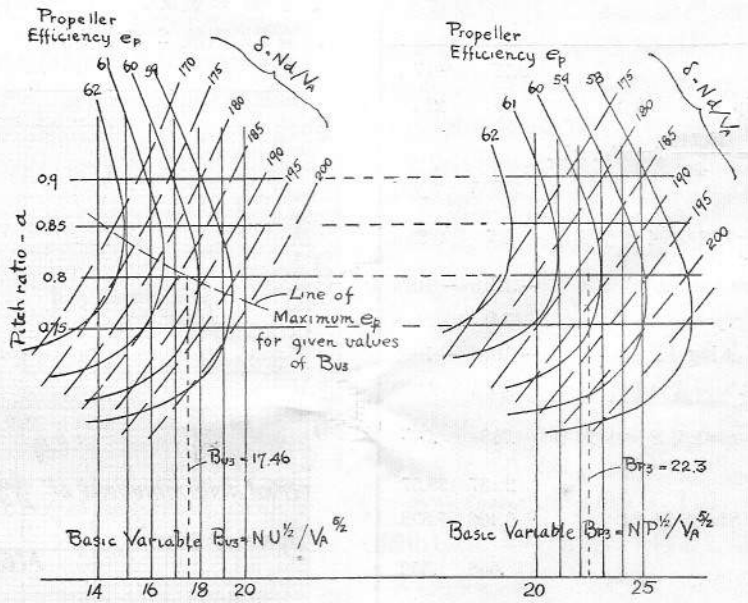
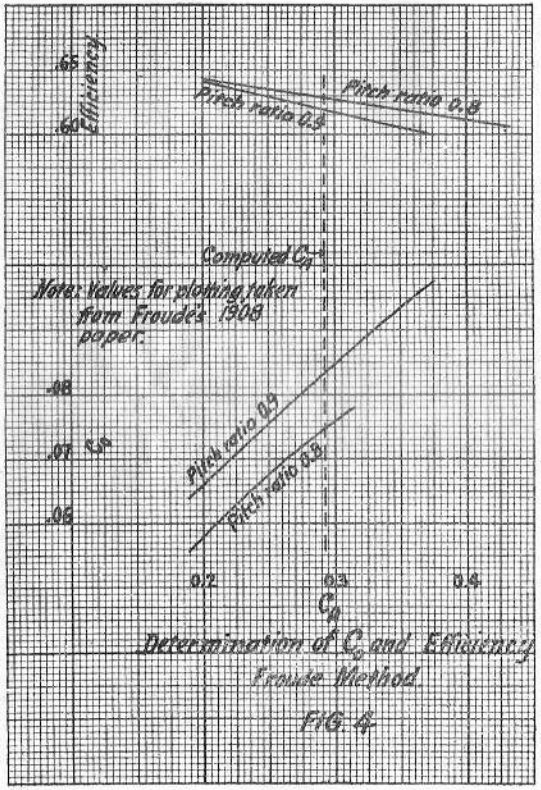


FIGURE 3.—ILLUSTRATION OF THE USE OF TAYLOR'S CURVES.



(B)

SOLUTION BY FROUDE METHOD.

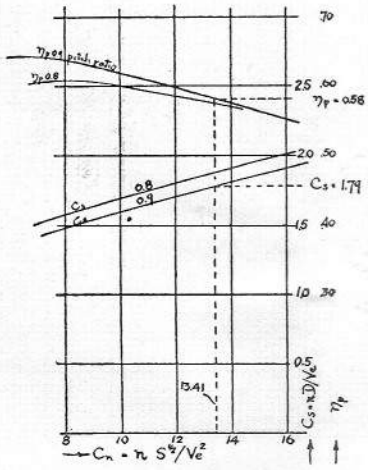
Line No. Table I.	Formulae		
22	w		.249
	1 + w		1.249
23	t		.20
	1 — t		.80
17	R	322 ÷ 100	3.22
15	V		21.0
16	$V_1 = V \div (1 + w)$	21 ÷ 1.249	16.8
	E.H.P.	15740 ÷ 4	3935
20	E.H.P. $= \rho V \div 326$ $\rho =$ E.H.P. $\times 326 \div V$	3935 × 326 ÷ 21	61,000
24	$T = \rho \div (1-t)$	61,000 ÷ .8	76,300
21	$H = TV_1 \div 326$	76,300 × 16.8 ÷ 326	3,935
	B	From Appendix II of Ref. 4 for disc area ratio 0.40	0.105
44	$C_A = R^2H \div BV_1^5$	$(3.22)^2$ 3935 ÷ .105 × $(16.8)^5$	0.2915
	C_0	From Appendix II of Ref. 4 with C_A as argument and at maximum efficiency (See Figure 4 of this paper.)	.0748
	Efficiency "open"	Ditto	0.628
	Pitch ratio	Ditto	0.8
	$C_0 = (H \div BD^2V_1^3)$ $D = (H \div C_0BV_1^3)^{\frac{1}{2}}$	$[3935 \div .0748 \times .105\ (16.8)^3]^{\frac{1}{2}}$	10.2
	P (effective)	Pitch ratio being 0.8	8.21
	Nominal pitch	8.21 ÷ 1.02	8.05
	E.H.P. ÷ S.H.P. = propeller efficiency × hull efficiency = .628 × .8 × 1.249		.628
	S.H.P. = E.H.P. ÷ .628	15740 ÷ .628	23050

(C)

SOLUTION BY SCHAFFRAN METHOD.

Line No. Table I.			
22	w		.20
	(1—w)		.8
23	t		.20
	(1—t)		.8
18	n	322/60	5.37
15	v_m	21 × .515	10.72
16	$v_e = v_m$ (1—w)	10.72 × 0.8	8.65
20	E.P.S. = W v_m ÷ 75 W = E.P.S. × 75 ÷ v_m	$\frac{(15740 \times 75)}{4} \div (10.72 \times .986)$	27930
24	S = W ÷ (1—t)	27930 ÷ .8	34930
39	$C_n = n\,(S)^{\frac{1}{2}} \div (v_e)^2$	5.37 $(34930)^{\frac{1}{2}}$ ÷ $(8.65)^2$	13.41
37	C_s	From curves Figure 12, of Ref. 2, C_n and η_p max. being the arguments (See Figure 5 of this paper)	1.79
	a	Ditto	.90
	η_p max.	Ditto	.58
37	$C_s = n\,D \div v_e$ $D = C_s\,v_e \div n$	1.79 × 8.65 ÷ 5.37 (9′.47)	2.885
	P = aD	0.9 × 2.885 (8′.50)	2.6
41	C_{nm}	From Figure 14, C_s = 2.885 and a = 0.9 being arguments	3.71
41	$C_{nm} = n \sqrt[3]{M \div v_e^5}$ $M = (C_{nm})^3\,v_e^5 \div n^3$	$(3.71)^3\,(8.65)^5 \div (5.37)^3$	15960
19	W.P.S. = 2π n M ÷ 75	2π × 5.37 × 15960 ÷ 75	7060
	W.P.S. × 4	(27850 Br.)	28240
	$\eta = \eta_p\,\eta_t\,\eta_w$	.58 × 8 ÷ .8	0.58
	Check as follows:		
29	W.P.S. = E.P.S. ÷ .58	15995 ÷ .58 (27100 Br.)	27500

From Figure 12 of Reference 2



From Figure 14 of Reference 2

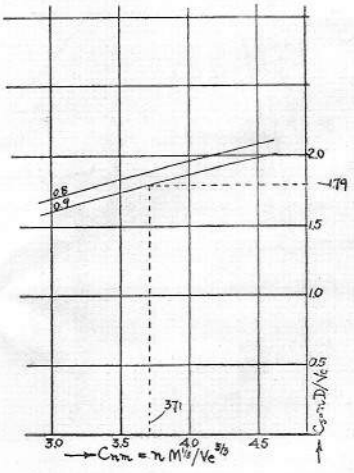


FIGURE 5.—ILLUSTRATION OF THE USE OF SCHAFFRAN'S CURVES.

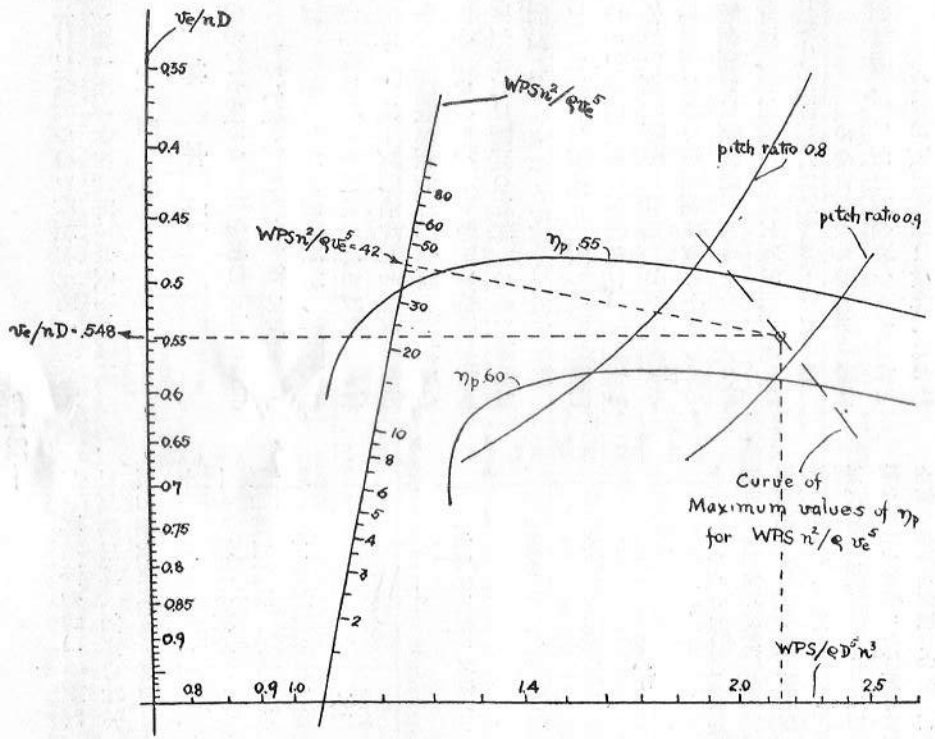


FIGURE 6.—ILLUSTRATION OF THE USE OF SCHMIDT'S CURVES.

SOLUTION BY SCHMIDT.

Line No. Table I	Formulae		
22	η_w		1.249
23	η_s		0.8
18	n	322 ÷ 60	5.37
15	v_s	21 × .515	10.72
16	$v_e = v_s \div 1.249$	10.72 ÷ 1.249	8.65
20	E.P.S.	15740 ÷ 4 × .986	3990
20	E.P.S. $= Wv_s \div 75$ $W =$ E.P.S. $\times 75 \div v_s$	3990 × 75 ÷ 10.72	27995
	A series of approximations may be made at this point.		
	Assume $\eta = .55$		
29	W.P.S. = E.P.S. ÷ η	3990 ÷ .55	7250
41	W.P.S. $n^2 \div \rho (v_e)^5$	7250 $(5.37)^2 \div .104\ (8.65)^2$	44.0
37	$V_e \div nD$	From Plate 2, Fa ÷ F = .42,	
		η_p max.	.539
	η_p	(See Figure 6 of this paper)	.573
29	$\eta = \eta_w \eta_s \eta_p$	1.249 × .8 × .573	.573
	Assume $\eta = .57$		
29	W.P.S. = E.P.S. ÷ η	3990 ÷ .57	7000
41	W.P.S. $n^2 \div \rho (v_e)^5$	7000 $(5.37)^2 \div .104\ (8.65)^2$	42.5
37	$v_e \div nD$	From Plate 2 (See Figure 6)	0.545
	η_p	From Plate 2 (See Figure 6)	0.576
29	$\eta = \eta_w \eta_s \eta_p$	1.249 × .8 .575	.576
	Assume $\eta = .59$		
29	W.P.S. = E.P.S. ÷ η	3990 ÷ .59	6760
41	W.P.S. $n^2 \div \rho (v_e)^5$	6760 $(5.37)^2 \div .104\ (8.65)^2$	41.1
37	$v_e \div nD$	From Plate 2 (See Figure 6)	.55
	η_p	From Plate 2 (See Figure 6)	.58
29	$\eta = \eta_w \eta_s \eta_p$	1.249 × .8 .58	.58
	Assume $\eta = .577$		
29	W.P.S. = E.P.S. ÷ η	3990 ÷ .577	6910
41	W.P.S. $n^2 \div \rho (v_e)^5$	6910 $(5.37)^2 \div .104\ (8.65)^2$	42.0
37	$v_e \div nD$	From Plate 2 (See Figure 6)	.548
	η_p		.577
	P ÷ D		.87
29	$\eta = \eta_w \eta_s \eta_p$	1.249 × .8 × .577 (check)	.577
37	D = $v_e \div n \times$ coeff.	8.65 ÷ 5.37 × .548 = (9.64)	2.94
	P = pitch ratio × D	2.94 × .87 (8.4)	2.56
	W.P.S. × 4	6910 × 4 (27250)	27640

Schaffran の Fig. 12 及 13 に示す曲線より $\frac{A_a}{A}=0.42$, $\frac{\delta_1}{D}=0.05$ を得、Schmidt の Plate 2 の曲線から楕圓 3 翼の $\frac{F_a}{F}=0.42$, $\frac{\delta_1}{D}=0.05$ を用ひた。其の實際の計算法は上記の表(A), Fig. 3、(B), Fig. 4、(C), Fig. 5、(D), Fig. 6 の通りである。

以上の如く異つた方法で設計して見ても大體似た結果が得られる。卽ち同じ data に對し同じ假定を以て解いて行けば、實際問題に對しては殆んど同じ結果が出て來る。其の差と云ふものは殆んど問題にならぬ程度である。（T.I.）

飛行機製作に於ける材料の諸問題（其の一）

獨逸航空研究所材料部報告第 258 號

By Paul Brenner. „Zeitschrift für Flugtechnik und Motorluftschiffahrt“ (Z.F.M.), 1931, Heft 21, s. 637-640.

出來る丈け輕い構造を以て、充分の強度と運航の安全を保持する爲には、構造材料の適切なる選擇と適當な製作法とが必要であるが、其の爲には材料の特性に就て、正確なる知識と充分な考察とが必要である。以下には、各種材料の重要な特性を述べ、飛行機製作に於ける材料問題の現在の一般狀勢を概述し、併せて材料の特性が其の材料の使用の仕方に如何に影響するか二三の例を以て示す積りである。

目　次

I. 序
II. 木材
(1) 強度、(2) 接着法、(3) 耐濕性
III. 金屬性材料
(1) 強度、(2) 腐蝕と表面保護法、
(3) 結着法
IV. 總括

I. 序

材料及其の使用法の問題には飛行機は工學の變遷に伴ふて、著しき變化があつた。以前は飛行機を輕く造るには、比重の小さい材料が最適だと一般に考へられてゐたので、主として木材を使用する事になつてゐた。然るに運航の經濟及安全と云ふ要求が著しくなつて、木材の缺點、特に氣候に對する抵抗性少なき事、又變形し易き事が判つて來た結果、少なくとも或る部分だけは、木材を金屬材料で置き換へるが良いと云ふ事になつた。構造主部を熔接鋼管で造る事は、强度及重量の點で、木製構造に比し決して劣らぬ事が判つたが、熔接の確實性（特に翼內構造に於て）が低い事は鋼管構造の著しい障害であつた。故に鋼管熔接法は現在も殆んど凡べて胴體構造のみに限られてゐる。金屬飛行機發達の重大な epoch を作つたのは duralumin の始用である。duralumin 屬の中には、aluminium の重さを以て當時作用されて居た熔接鋼管と同程度の强度を有するものが見出された。之れに依つて齎らされた新構造法は最近 15 年間に著しく發達し、飛行機の建造には例外なしに duralumin を使用すると云ふ程に到つた。——最近になつて鋼材構造に戻る傾向があるが、夫れは薄板にて 140～160 kg/mm² 程度の高强度を有する特殊鋼を「プロフィル」に roll して、rivet 結着をやる方法である。此の構造法は、近年英國に於て、製造、工作、構造技術に就て秩序的な研究が積まれ、特殊の目的に對しては、chromium 鋼など特に木材や輕金屬に比べて、耐錆性に於て優れて居る事が認められてゐる。

現今は 3 つの材料は並び用ひられてゐる。運航の安全、氣候に對する對抗性、長時間の使用に耐へることの必要な輸送機には輕金屬が廣く用ひられ、現今の處多量生產の域に達せず、又購入費の低廉を望む sport 用飛行機では木製或は木材を主材として製作するのが利益である。全鋼製飛行機は殆んど凡べて英國にて行はれてゐる。

將來何れの方向へ發展するかを豫想することは困難である。材料の問題には純技術的の外に經濟的な考察も重要だからである。今日使用されてゐる材料が强度、均等性及耐錆性の點で如何なる程度迄改良されるか、又一層良い特性を持つた新材料が發見されるかは重大な影響を持つてゐる。材料研究、材料製造に於ける進步が航空機製作技術に如何に重大な意味を有するものであるかは duralumin の例を見ても明らかであらう。

II. 木　材

(1) 强　度

引張りを受ける構造部分を最も輕く造るには木材は最も優れた材料である。鋼にて木材と同程度

の重さで濟ますには 200 kg/mm² の強度を要するのである。之に反し、壓縮を受ける場合には木材は他の高級な材料に比して遙かに劣る。此理由は木材の壓縮強度は引張強度の半分に達するに過ぬ爲である。長柱壓縮の場合には、木材は斷面形の選擇が自由である事及び比重が小さい爲大きな慣性半徑が得られて內力を彈性界限以下に止める事が出來る點に於て、金屬材料よりも優れてゐる。然し空氣抵抗と場所の關係で外形を出來るだけ小さくしたい場合には（例へば氣流內にある支柱）、彈性率の大きい材料（鋼）の方が良い。曲げを受ける梁としては木材は壓縮及び剪斷強度が弱い爲に、纖維の方向には大變弱い。併し木材は、大した殘存變形なくして破壞點迄荷重を掛けても宜いと云ふ良い特性を持つてゐる點で優れてゐる。

飛行機用木材（松、spruce. ash. 胡桃）の振動荷重に對する強度は曲げ疲勞試驗の結果では可なり低い。靜的引張強度の 25～30 % である。是れ迄に試驗された木材は疲勞限界の點で目立つてゐる。遲くとも 200 萬回の繰返しをすれば（軟かい木材では格別に早く）、其の限界に達してしまふ。

木材を飛行機構造に用ふるとき困ることは、成長の仕方が一定でない結果材質が均齊でないことである。Abb. 1 は近年 D.V.L.（獨逸航空研究所）で實驗された松及 spruce の引張及壓縮試驗

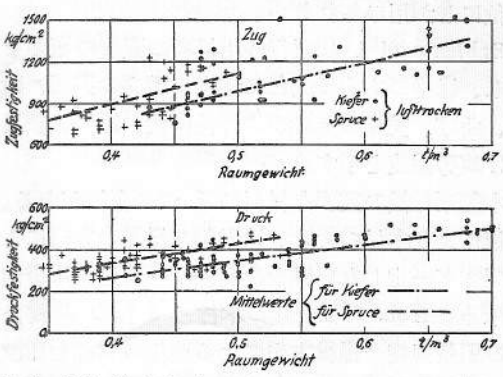


Abb. 1. Abhängigkeit der Zug- und Druckfestigkeit von Kiefer und Spruce vom Raumgewicht (nach Versuchen der DVL).

Zahlentafel 1. Festigkeitszahlen (Mittelwerte)[1] einiger im Flugzeugbau verwendeter Holzarten. (Feuchtigkeitsgehalt 12 bis 14 vH.)

Holzart	Faserrichtung	Statische Festigkeit (kg/cm²) Zug	Druck	Biegung	Drehung	E-Modul kg/cm²	Schub-Modul kg/cm²	Dauerfestigkeit[2] kg/cm²
Kiefer bei $\gamma = 0{,}5$ g/cm³	längs	~1000	~500	~ 700	~150	~110 000	~ 7 500	~250
	quer	~ 50	~ 50	—	~ 45	~ 4 500	—	—
Spruce bei $\gamma = 0{,}4$ g/cm³	längs	~ 800	~350	~ 600	~150	~ 95 000	—	~210
	quer	—	~ 40	—	—	—	—	—
Esche bei $\gamma = 0{,}65$ g/cm³	längs	~1300	~600	~1250	~260	~150 000	~13 000	~360
	quer	~ 125	~100	~ 180	~165	~ 16 000	—	—
Nußbaum bei $\gamma = 0{,}6$ g/cm³	längs	~1250	~680	~1400	~300	~140 000	~15 000	~420
	quer	~ 90	~120	~ 150	~150	~ 12 000	—	—
Balsa bei $\gamma = 0{,}2$ g/cm³	längs	~ 200	~180	~ 250	—	~ 35 000	—	—
	quer	—	~ 18	—	—	—	—	—

[1]) Die Streuungen der Einzelwerte betragen je nach Art und Beschaffenheit des Holzes ± 15 bis 20 vH.
[2]) Bei Biegeschwingungsbeanspruchungen (Kreisbiegung).

Zahlentafel 2. Festigkeitszahlen (Mittelwerte) von Flugzeugsperrholz. (Feuchtigkeitsgehalt: 8 bis 10 vH.)

Holzart	Aufbau	Faserrichtung der äußeren Lage	Zugfestigkeit kg/cm²	E-Modul kg/cm²	Schubfestigkeit[1]) kg/cm²	Schub-Modul[1]) kg/cm²
Birke $\gamma = 0{,}75$ g/cm³	1:1:1	längs	~1000	~120 000	~180	~10 000
		quer	~ 450	~ 60 000	~180	~10 000
		diagonal	~ 300	~ 25 000	~300	~40 000
	1:2:1	längs	~ 800	~100 000	~200	~10 000
		quer	~ 700	~ 90 000	~200	~10 000
		diagonal	~ 320	~ 30 000	~350	~40 000
Erle $\gamma = 0{,}6$ g/cm³	1:1:1	längs	~ 750	~ 90 000	~170	—
		quer	~ 500	~ 50 000	~150	—
		diagonal	~ 300	~ 25 000	~240	—

[1]) Für die Bestimmung der Schubfestigkeit und des Schubmoduls wurden quadratische Sperrholzplatten von etwa 35×35 cm derart in Gelenkrahmen eingespannt, daß bei Einleitung von Zugkräften an zwei diagonal gegenüberliegenden Eckpunkten parallel zu den Rahmenkanten die größten Schubbeanspruchungen auftraten. Diese Anordnung soll die Beanspruchungsweise der Außenhaut auf Verdrehung beanspruchter Flugzeugteile (Flügel, Rumpf usw.) wiedergeben (Antwort auf eine Anfrage von Herrn Dr.-Ing. Töpfer anläßlich der Aussprache).

の結果である。飛行機材料としては特に精選した木材であるに拘はらず、其の強度は甚だしく不等がある。平均値は大體比重と直線的に比例をしてゐる。故に構造部分の强度計算には、安全の爲に、其の最低値を基礎にするか或は使用前に愼重な强度試驗をせねばならぬ。著しく不等な强度のものを或程度統一するには切口を多數の層に分ける方法を用ひる。然し此の方法は厚い部分特に桁の肉部位にしか用ひられない。

Zahlentafel 1 は飛行機用材料の强度の概要を示し、纖維の方向及夫れに直角の方向の引張、壓縮、曲げ、剪斷强度竝びに彈性係數、剛性係數及曲げ疲勞强度を示す。

木製飛行機の重要な材料の 1 つに合板がある。合板により木材の大きい缺點卽ち纖維の方向により强度が一定しない點を全部或は一部逃れる事が出來る。Abb. 2 は普通の木材と 3 種の 3 枚合板の引張强度の纖維方向による變化の有樣を比較した圖である。普通の木材は纖維に直角の方向には殆んど强度を持たない（纖維方向の强度の 2～3％）。纖維の方向が直交する樣に膠着した 3 枚合板では、各層板の厚さを適當に選べば纖維方向及び夫れに斜めの方向の强度を任意に調節することが出來る。(Abb. 2 破線及鎖線)。然し直角方向の强度は一般に可成なり低いので、桁の側板、翼及胴體の外皮としては適當しない。3 枚の板

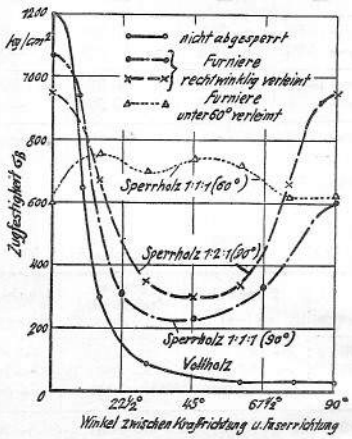


Abb. 2. Festigkeit von Holz und verschieden aufgebautem Sperrholz in verschiedenen Winkeln zur Faserrichtung (Birke).

を、直角でなしに例へば 60° に膠着すれば强度は凡ての方向に、尙一層均齊になる (Abb. 2 點線)。此の樣な合板は今日飛行機には實用されてゐない。此の儘では非對稱的構造の爲に濕氣の影響で、可なり烈しく變歪するからである。然し此の困難點は 3 枚以上の合板により除き得る筈である。故に玆で述べた結果により現在使用されてゐる木材構造法は工作技術の改良により、大いに發達する見込のあることが判る。——飛行機用白樺合板及赤楊合板の强度概要は Zahlentafel 2 に示す。

2. 接 着 法

個々の木材部分を膠を以て接着する方法は、强度の點からも亦重さの點からも、最も理想的だと云へる。よく使用されるカゼインの剪斷强度は 60～80 kg/cm$_2$ に達し、膠着面積を充分に取れば木材强度其儘を傳へることは容易である。接着すべき木材部分を scarf してやれば、接着に依つて何等重量を增さず又接着部の强度を害する附加 moment も防ぐことが出來る。松には 1 : 15～1 : 20 の scarf が用ひられてゐる。(Abb. 3b)

他方、分解可能の接着法は金屬の力を木材に傳へることの困難の爲に、大變複雜であり又比較的難かしくもある。(Abb. 3c)

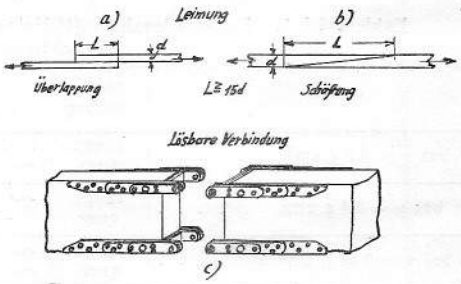


Abb. 3. Verbindung von Holzteilen. a) Überlappung, b) Schäftung, c) Lösbare Verbindung (Holmanschluß).

3. 耐 濕 性

木材の强度特に壓縮强度、曲げ强度及彈性率は其の濕氣含有量に依り著しく變化する。Abb. 4 は濕氣含有量が spruce の壓縮强度彈性率に及ぼす影響を示す。

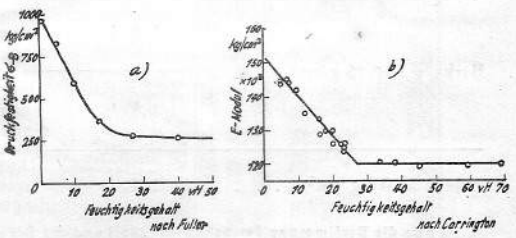


Abb. 4. Einfluß des Feuchtigkeitsgehalts auf die Druckfestigkeit und den Elastizitätsmodul an Spruce.

壓縮强度も彈性率も共に濕氣の增すと共に直線的に減少して纖維の飽和點（20～30％）に迄至るが、夫れ以上は濕氣が增しても影響は現はれない。

濕氣含有量の變化に伴なひて、纖維に直角に長さの變化を生ずる爲に、木材の體積が變つて來る。此の結果は、木材部分が使用中に不當な變形をやることになる。合板に於ては、纖維に直角な方向の收縮膨張は切接ぎすることに依つて防ぐことが出來る。然し一般に、特に薄いものに於ては、接着點の不均齊、製作の不正確、或は局部的な濕氣吸收の爲に、歪みや反りが生じて來る。

木材の含濕量は周圍の狀況に從ふのであるから、含濕度の變化、特に運航中の濕氣の增加は、不當な重量增加を防ぐ意味から云つても、出來るだけ防がねばならない。濕氣を防ぐ手段として、飛行機では主として油 lac (Öllacke) を塗布する方法が用ひられてゐる。其の防濕作用は、豫めparaffin で處理して置くと一層良くなる。運航狀況が酷い場合（海上飛行、長時間の雨中繫留及飛行）には、此の防濕手段も殆んど役立たぬ。有效な防濕法の1つは、木材に水を彈じくものを吸込ませることである。此の方面では、人工樹脂の實驗が好結果を示してゐる。飛行機製作に實用になる浸劑法は今迄の處、發案されてゐない。

今日使用されてゐるカゼイン膠の濕氣に對する抵抗性も或程度に限られてゐる。膠の試驗に用ひられる膠着强度は、2 日間水浸しにすると、乾燥時の强度の 30％ に減少する。合板の耐濕性は、最近是れ迄使用されてゐたカゼイン膠或は蛋白膠の代りに人工樹脂或は acetyl-cellulose の接着劑を用ひることに依り、可なり改良された。此の接着劑は合板製造の際、各板の間に入れて、壓縮及加熱の下に接着させるのである。斯くして出來た接着は大變强度の耐濕性を持つてゐる。

是等の點から見て、木材の特性、特に强度の均等性と耐濕性で劣ることは、大いに改良される見込がある。木材の研究は、最近 10 年間は、金屬及鐵鋼の研究に比し、著しく遲れた觀がある。木材の領域にも金屬に於けると同樣、熱心な研究が實行されて居たならば、吾人は恐らく今日に於て既に一層能率的な木質材料を得られたのであらう。

木材構造が金屬構造に比して有利な點は、先づ主として經濟の點にある。木材は安價な材料で簡單な裝置と低廉な費用で工作することが出來る。又更に注目すべき利點は、木材構造法が現今の發展過程に於ける構造樣式に好く適應し得ることである。

III. 金屬材料

金屬材料を飛行機製作に使用するに當つて、都合好き點は、材料の性質が均等なると整形工作が容易なる爲に、强度計算の確實な基礎が得られ、又工作の精確度も高められることである。此の事は各種部分を取換可能にする爲に大切なことである。

問題になる材料は、aluminium合金、magnesium合金、炭素鋼、及特殊鋼であつて、或は roll し、或は press し、或は鍛造して用ひられる。鑄造合金は飛行機の枠組の材料としては役立たない。夫れは機械的性質に於て、roll した合金に遙かに及ばぬ爲で、從つて唯特別の場合に用ひらるゝのみである。

Aluminium 合金の中、大切なのは燒入の利くもので、其の代表的なものは duralumin である。duralumin より以上の性質を有する合金を製出せんとして、數多くの努力が爲されたのであるが、今迄の處其の目的を達成したものはない。然し duralumin の特性自身は、組成を改良し製錬法を完備することに依つて、近年來幾分改良された。特に Zeppelin 飛行船 LZ127 及 DoX 飛行艇の部分品製作に用ひられた ZB-合金は、普通の duralumin に比較して、彈性界限、降伏點及强度の高き點に於て、（幾分整形製作し難い缺點はあるが）優れてゐる。他の aluminium 合金の中では、「ラウタル」が duralmin の性質に最も近い。

Magnesium 合金は、軟かい electron 合金 AM 503 の形として、鎔接 gasoline tank や、餘り大切でない部分、例へば發動機胴體及降着裝置の「カウリング」や、又座席、窓等の製作に使用されてゐる。其の比重は duralumin の 2/3 に過ぎない。最近は飛行機の力の掛かる部分も electron で試作する樣になつた。夫れには堅い AZM-合金を用ひる。rivet 用の材料としては、magnesium 5％ の aluminium 合金 (magnalium)

を用ふ。夫れは electron は冷却狀態にて脆き爲に、rivet が出來ぬからである。

飛行機に用ひられる鋼は、鎔接可能のものと然らざるものとに大別することが出來る。鋼管骨組や金具には、鎔接し易き爲に、炭素 0.3% 以下の非合金鋼が通用されてゐる。然し最近は、鎔接可能の高强度鋼、特に chromium molybdenum 鋼或は炭素含有量多き鋼が、隨分用ひられる樣になつた。鎔接金具は、又新しく Krupp の V2A-鋼の型の austenite 鋼でも造られてゐる。

鋲付翼型には、獨逸で一部、0.6% 炭素と少量の manganese とを含んだ非合金鋼が用ひられてゐる。夫等は冷却狀態で 75～85 kg/mm² の强度に於て工作するのである。英國では、特に非常に强度の高い合金鋼 (140～160 kg/mm²) が用ひられてゐる。普通の chromium-nickel 鋼或は chromium 12% 以上の不錆鋼等は夫れである。是等の鋼は、軟化狀態でのみ工作出來るのであつて、整形後の燒入には、特殊の裝置が必要である。

(1) 强 度

各種材料の强度を比較するには、金屬材料が運航中に起る荷重による內力を何の限度迄受けて可いかと云ふことを研究すべきである。以前に行はれてゐた計算法は、破壞に對して安全係數を取つて行つて居たのであるが、現今は或程度以上の變歪を避ける爲に、破壞內力より一層低い或內力限度を超過してはならないと云ふ意見が、一般に認められる樣になつて來た。材料の彈性界限を超しては可けないと云ふ主張は固持されぬ樣になつたが、其の譯は、彈性界限を定義したり實驗的に決定したりすることは、大變困難が伴ふものであり、殘存歪みが gauge length の 0.001% なる界限を以て、彈性界限を定義したとすると、彈性界限は、工作法の如何ともし難き原因で左右されることになるからである。加ふるに彈性界限の低い材料、例へば飛行機では最も推奬されてゐる輕金屬は、此の要求の爲に甚だ不利な材料と爲されてしまはねばならぬからである。故に彈性界限と云ふのは許容內力と云ふ意味としては、意味が無いものとなり、彈性界限以下に限れば振動荷重による破壞が免れると云ふ意見も誤りとなる。他方又降伏點或は 0.2% 界限は、殘存歪みが大きくなり過ぎるからして、之れを以て內力の限度と見ることも出來ない。夫故に最大運航荷重內力は、降伏點よりも或一定値だけ小さく保つて置かねばならぬと云ふ要求が增して來た。飛行機荷重規約 (Lastannahme) の最近の案は、例へば、0.2% 限度を超す迄に 1.35 倍の安全係數が無ければならぬとなつてゐる。同じ安全係數 1.35 は繰返し荷重に依る疲勞界限に對しても、取らねばならぬとされてゐる。

cold working や熱處理の爲に、金屬材料の彈性界限、降伏點、破壞强度が高まることは、從つて工作の困難を伴ふからして、飛行機材料としては、workability も考慮して、或限度が必要になる。尙又內力が掛かり過ぎた處では、內力を平均させる樣、幾分の延伸性あることも望ましい。

引張り强度 Abb. 5a には、種々の飛行機用材の荷重一延伸曲線が示してある。更に比較に便にする爲、內力 (σ)÷比重 (γ) と延伸との關係が Abb. 5b に示してある。破壞內力 (σ_B) のとき、σ_B/γ なる比は、"Reisslänge" とも云はれる。兩圖共に、不錆 chromium 鋼 (强度 170 kg/mm² のもの) が最高に現はれてゐる。此處のものは、獨逸製で、1,020° まで加熱して空氣中で冷却し、400°C に燒鈍したものである。之れの延伸率は他のものに比較して可なり低い爲に、整形工作は前述の如く、加熱軟化狀態で行はねばならない。electron (7) は、Abb. 5a では最低位にあるが、Abb. 5b では duralumin ZB と大體同位にある。Abb. 5b の樣に表はすと、鎔接可能の鋼 (3 及び 6) は、最も惡く出てゐるが、鎔接接合が出來る爲に、rivet 接合、螺釘接合等に比べて、重量の輕減が出來ることを考慮しなければならぬ。

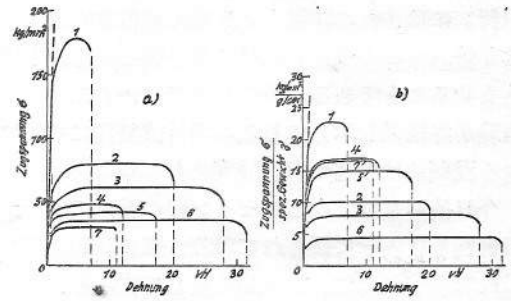


Abb. 5a und b. Spannungs-Dehnungs-Schaulinien von Flugzeugbaustoffen.

1. rostarmer Cr-Stahl
2. 0,6 C-Stahl
3. 0,35 C 0,53 Mn 0,43 Si-Stahl (schweißbar)
4. Duralumin 681 ZB
5. Duralumin 681 B
6. 0,11 C 0,48 Mn-Stahl (schweißbar)
7. Elektron AZM

壓縮及撓折 (buckling) 强度　金屬材料の壓縮强度は甚だ高い爲に、飛行機に用ひらるゝ構造法にては、金屬材料は使用せられない。細い薄肉の構造部分は、材料の壓縮强度に達する迄に、縱方向に挫折する。長柱の耐へ得る撓折內力は其の slenderness 比に依り變化するから、各種材料の撓折强度は種々の slenderness 比に於て比較しなければならない。Abb. 6 は斯かる比較をしたもので、縱軸には撓折內力(σ_k)÷比重(γ)を、横軸には slenderness 比(l/i)を取つてゐる。彈性界限內に對しては、Euler の一般式も圖示してある。此の場合彈性係數÷比重は各種材料に對して殆んど一定になつてゐる。彈性界限を超えた處に就

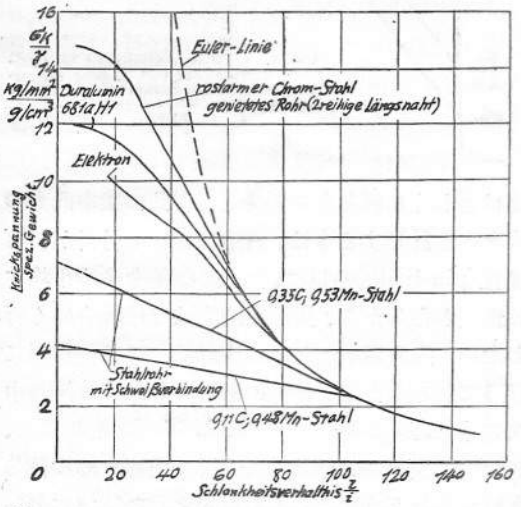


Abb. 6. Vergleich verschiedener Flugzeugbaustoffe auf ihr Verhalten bei Knickbeanspruchungen.

ては、管形壓縮試驗片の變歪量を測定する Kármán の方法や、直接に長柱强度試驗をした結果等から、曲線を畫いた。此の圖に依ると、不錆 chromium 鋼は l/i が小さい處で優ぐれてゐるが、局部的撓曲 (örtliche Ausbeulung) を起す爲に、肉厚÷直徑比が或限度以下でない場合のみに使用しないと可けない。然し其の様な薄肉中空材の撓曲の强度 (Beulfestigkeit) は、縱に波形を入れゝば補强出來る。Abb. 7 f には、縱に波形を置いた英飛行機の鋼製桁を示してゐる。比較の爲に、他の材料で造つた標準型の桁の構造も同圖に示す。之れを見ると、材料の特性特に比重が、桁の肉の厚さ及切口に及ぼす影響が判る。金屬製桁の複雜な構造は、木材構造の簡單なるに比べて、

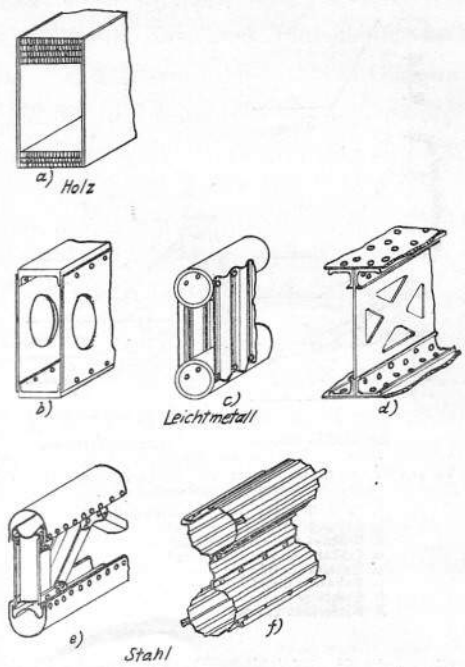


Abb. 7. Einfluß des Baustoffes auf die Formgebung von Flügelholmen.

a) Holz: Einfacher kastenförmiger Aufbau aus verhältnismäßig dickwandigen Teilen; Druckgurt stärker als Zuggurt, beide lamelliert; Stege aus Sperrholz zur Aufnahme der Schubkräfte; Verbindung durch Leimen.

b bis d) Leichtmetall: Blechwandträger, seltener Fachwerkträger; Gurte aus verhältnismäßig dickwandigen Rohren oder Profileisen. Stege aus dünnem Wellblech oder dickeren Blechen mit Aussparungen; Verbindung durch Nieten.

e und f) Stahl: Einzelteile durchweg sehr dünnwandig; Fachwerkträger oder heute mehr bevorzugt Blechwandträger mit Längswellen; Verbindung durch Nieten.

著しく目に著く處である。

振動荷重に對する强度　前述の材料は、振動荷重に對しては、各々異つた特性を持つてゐる。Abb. 8a には、各種の鋼、duralumin、electron 及木材の荷重～繰返し回數（之れは對數尺度にて表はさる）曲線を示す。此の曲線は圓柱狀試驗片を回轉させて曲げ moment 疲勞試驗をしたもので、荷重は繰返回數1億回に及んでゐる。圖に見る如く、試驗した鋼（1～4 迄）には、著しい疲勞界限があり、夫れ以下の荷重ならば何時迄でも耐へることが出來る。同じ事は木材（8）に就ても言へる。輕金屬（5, 6 及び 7）は、實驗した範圍では、特別の疲勞界限と云つたものは見當らなくて、振動荷重に對する强度は、繰返し回數の增加と共に、徐々に減少の傾向を持つてゐる。

縱軸に、繰返し强度でなく、繰返し强度(σ_w)÷比重(γ)の比を取ると、Abb. 8b の如くになる。Cr-Ni-W 鋼は此處でも最高位にある。故に繰返し回數1億回の處で比較すると、Cv-Ni-W 鋼(1), elec-

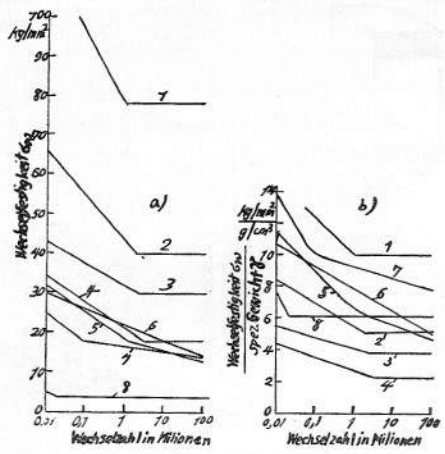


Abb. 8a und b. Wechselfestigkeit von Flugzeugbaustoffen in Abhängigkeit von der Lastwechselzahl.

1. Cr-Ni-W-Stahl $\sigma_B = 160-190$ kg/mm²
2. C-Stahl $\sigma_B = \sim 80$ kg/mm²
3. C-Stahl $\sigma_B = \sim 60$ kg/mm²
4. C-Stahl $\sigma_B = \sim 35$ kg/mm²
5. Duralumin 681 B
6. Duralumin 681 28
7. Elektron AZM
8. Kieferholz (Kern)

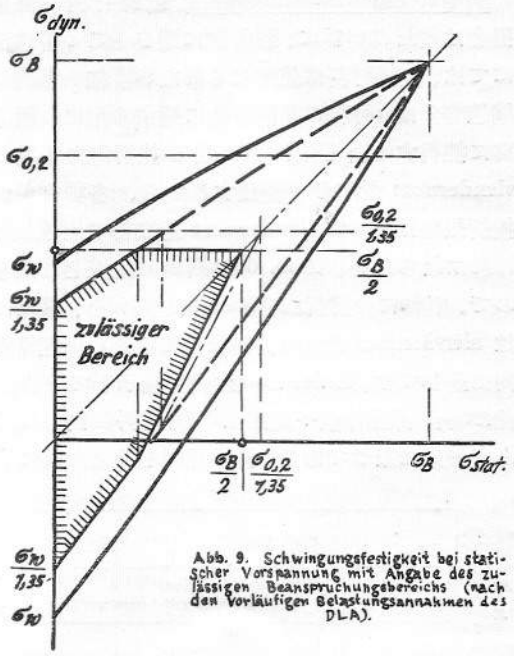


Abb. 9. Schwingungsfestigkeit bei statischer Vorspannung mit Angabe des zulässigen Beanspruchungsbereichs (nach den vorläufigen Belastungsannahmen des DLA).

tron (7)、木材(8)、硬炭素鋼(2)、duralumin (5及び6)、最後に軟炭素鋼 (3 及び 4) と云ふ順序である。

飛行機構造部分が運航中に受ける振動荷重は、一般に純粋な繰返し荷重ではなくて、或程度の靜荷重が初めから掛けられて居ることが多い。此の既存する 靜荷重の 振動強度に 及ぼす影響を判り易く示した說明圖は Abb. 9 である。材料の耐へ得る振動內力は、既存する靜的內力が大きくなる程減少する。圖には最近の構造規格案に從つて、振動破壞荷重及び 0.2% 界限に對しては 1.35の安全係數を持つ樣、又靜的破壞荷重に對しては 2.0 の安全係數を持たせる樣、許容內力の範圍を決めて示してゐる。

滑らかな圓柱狀試驗片で實驗して得た振動強度は、其儘は勿論、構造各部の强度計算に用ふることは出來ない。卽ち穿孔、切口の急激な變化、齒溝等の爲に內力集中が起り、構造部分の振動强度は著しく影響を蒙るのである。此の集中內力の大きさを計算する事は、實用にされる材料が、可塑性(plasticity)の爲に、內力の急變を多少平均する性質があるから、彈性學的方法では都合好く行かない。內力集中が如何に現れるかは各種材料に依りて異なるから、齒溝のある試驗片或は棒の中央に束(つか)のあるもの (Abb. 10a, b) を用ひて、實驗的に調べるのが便利である。此樣な棒に依る實驗結果を Zahlentafel 3 に示す。齒溝等の無い滑かな棒の振動强度は σ_w にて、齒溝の棒のものは $\sigma_{w\,Kerb}$ にて、束のある棒のものは $\sigma_{w\,Bund}$ なる記號で示す。表示の材料は 54 kg/mm² の炭素鋼、162 kg/mm² の Cr-Ni-W-鋼、duralumin 及 electron である。此處でも σ_w/γ, $\sigma_{w\,Kerb}/\gamma$, $\sigma_{w\,Bund}/\gamma$ なる比を考へると、元の滑かな棒では、Cr-Ni-W 鋼と electron とが σ_w/γ では最良の値 (8.85 及び 6.1 或

Zahlentafel 3. Einfluß von Spannungserhöhungen auf die Biegeschwingungsfestigkeit verschiedener Werkstoffe.

Werkstoff	Zugfestigkeit σ_B kg/mm²	σ_B/γ	Wechselfestigkeit σ_w kg/mm²	σ_w/γ	Kerb-Wechselfestigkeit $\sigma_{w\,Kerb}$ kg/mm²	$\sigma_{w\,Kerb}/\gamma$	Bund-Wechselfestigkeit $\sigma_{w\,Bund}$ kg/mm²	$\sigma_{w\,Bund}/\gamma$
C-Stahl (St 48)	53,9	6,8	27	3,5	18	2,3	15	1,9
Cr-Ni-W-Stahl	162	20,8	69	8,85	32	4,1	30	3,85
Duralumin 681 B	40,8	14,6	14	5,0	13,5	4,8	11,5	4,1
Elektron AZM	31,3	17,4	11	6,1	10	5,55		
			15,3¹)	8,5¹)	—	—	10¹)	5,55¹)

¹) nach DVL [20]

(Nach Ludwik [19])

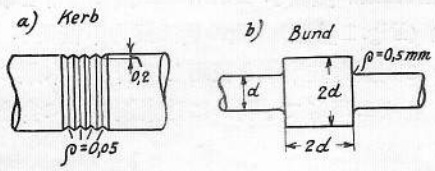


Abb. 10. Probestäbe mit Kerben und Bund zur Ermittlung des Einflusses von Spannungserhöhungen auf die Ermüdungsfestigkeit. a) Kerb nach Ludwik. b) Bund nach DVL.

は8.5) を示してゐる。然し齒溝のあるもの及び束のある物に就て比較すると、輕金屬特に electron は齒溝の影響少き點で鋼よりも優つてゐる。斯かる事情は、運航中振動荷重を受ける構造部分を造る時に於て、可なり重要視しなければならぬ。鋲着をするとき等には、內力集中を豫想して設計しなければならぬからである。木材が齒溝等より受ける影響は、是迄の實驗では僅かであつて、木材構造部分を造る時は、內力の集中を避ける事は、金屬構造部分よりも一般に樂な樣である (Abb. 7 參照)。故に木材は振動荷重を受ける構造部分の材料として、特に注目に値するのである。(續く)

(K. T.)

最近に於ける造船用特殊鋼の進歩

By William Bennett.

(1931 年 11 月 The Society of Naval Architects and Marine Engineers に於て讀まれた paper.)

船體構造に錬鐵を使用したのは 19 世紀の初期からであり、木材の代りに之を採用した理由は主として經濟的の結果である。木材は古くから使用され從つて段々拂底になり高價になつた。最初に鐵を使用せんとした際には反對があつた。假令へ實用的にしろ木より尙一層比重の大きいものを船に使用すると云ふ事は危險な企であると。最初の鐵船は 1819 年 Scotland の Glasgow の近くで造られた Vulcan 號で、爾來多數の鐵船が造られた。船が段々大きくなると木船の重量と强さの相異が鐵船に比べて增加した。此の時代の普通の木造貨物船は 500 噸で鐵で造つたものより 30～40 %重い。鐵船の Great Eastern 號は 1858 年に完成したが、之丈の寸法 (680′×83′×58′) のものが木船で出來るかは疑問である。大西洋に於ける最初の鐵客船は New York, Philadelphia 航路に就航して居る Inman Line の City of Glasgow 號で 1850 年の事である。1856 年に Cunard 會社は 350′ の Persia 號と云ふ鐵外車汽船を造り、更に 1862 年に外車汽船 Scotia 號及び iron screw の Russia 號を造つた。造船に於ける鐵の使用が定つた 1873 年に、Sir William Siemens が平爐法に於ける low-carbon 鋼の製作を行つた。此の發見は疑もなく前世紀に於ける大なる進歩である。strength と weight の双方に於ける軟鋼の利點は船主に對して明かであつたので、直ちに合理的の變化が起り造船業に新時代が來た。鋼の緊張力は鐵よりも 25% 高いので材料の厚さは約 10%減ぜられる。橫と縱の强度比と同樣に彈性限と最大强力の比は鐵より高い。1877 年に Lloyd's Register of Shipping の Committee は公式に平爐鋼を造船に使用する事を認め、其材質及試驗に關する規則を定めた。是等の規則は今日迄僅かの改正を受けた丈けである。緊張破斷力は 26～32 噸の間で、延伸は長さ 8″ で材料の厚さが .375″ 以上の場合は 20% 以上、之より薄い場合には16%である。

低炭素鋼 (軟質) の平均の化學成分は次の通りである。

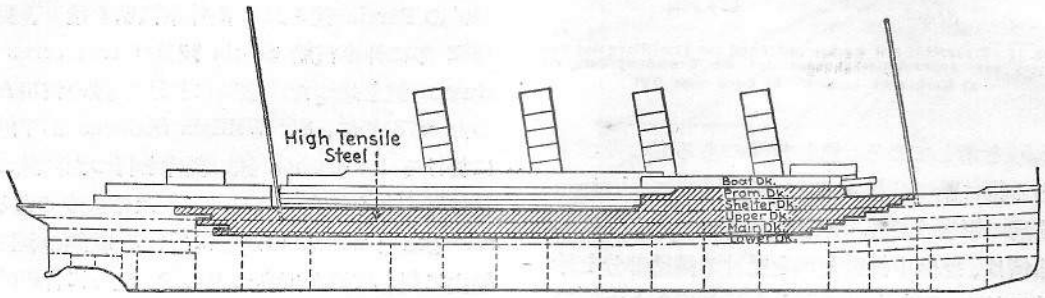
炭　素	0.20 %
Manganese	0.75 〃
硅　素	0.15 〃
硫　黃	0.05 〃
燐	0.05 〃

鋼材の需要と、より安價な、より良き鋼の要求に從つて、酸性及び鹽基性平爐鋼に次いで、轉爐製鋼法が行はれるに至つた。電氣爐は主として比較的少量の特殊鋼を製造するに用ひられる。此の製法が發見せられてから今日に至る迄軟鋼は段々と改良され、今日に至つては其の應用の最大限度迄達したが、尙工業用材の首位のものとされて居る。

合金鋼一般

鋼製造は過去 10 年間合金鋼の研究に對して極めて多忙であつた。合金鋼とは如何なるものであるかを定義する事は甚だ困難であるが、一般的に云へば物理的性質が 1 つ又は 1 つ以上の混合物に依つて定まる所の鋼と云ふ事が出來る。研究は

急速に進歩し合金鋼は漸次各種の工業用品に用ひられる様に爲り、特に橋梁の建造、自動車工業方面に盛んである。1882年に Sheffield の Robert Hadfield は普通軟鋼よりも軟かさ多く、硬くて



強力の大きな manganese 鋼を作つた。此の最初には特殊双物鋼が世に出る迄は機械切削作業に困難を感じた。1900 年 nickel 鋼が砲、甲鈑及彈丸の製造に最初使用せられた。其の成分は大略次の様である。

nickel	3.5 %	炭素	0.38%
燐	0.03 〃	硫黄	0.04 〃
硅素	0.04 〃	manganese	0.70 〃

今日では nickel 鋼及び他の nickel 合金は非常な範圍に使用され、nickel は殆んど總ての割合で合金を造り得る事が判かつた。Canadian Pacific 鐵道では或る汽罐車の汽罐に 3% の nickel 鋼を使用して居り、其の最大緊張力は 70,000lbs./□" である。此の種の鋼は Manhattan 橋、St. Louis Municipal 橋及び古い Quebec 橋に使用せられた。

双物用である chromium 鋼は初めは 20% chromium 及び 0.3% 炭素を含有したが、後になつて chromium 18%、nickel 8% を含有する Cr-Ni 鋼が優れて居る事が判かつた。現在では此のものは各種自動車の headlight, radiator 及び装飾の基準となり Chrysler 塔、Empire State Building に使用された。Ni の産出の少ない事は從つて近年其の價格を騰貴せしめたので、他のより安い材料、即ち硅素、manganese 等が代用される様になつた。

硅素鋼は Sydney Harbor 橋及び Philadelphia に於ける Delaware River 橋等に使用せられた。

造船業に於ては船の大さの增大と共に特に topside に使用する爲め、軟鋼よりも物理的性質の高い鋼が要求される様になつた。

此處に興味ある一例として 1907 年建造された Mauretania 號及び Lusitania 號の場合を擧げて見る (Fig. 1 參照)。此の船は強力甲板及び topside に高張力硅素鋼を使用して居る。本鋼の硅素含有量は 1.25% で、明かに硅素鋼の中に含まれる

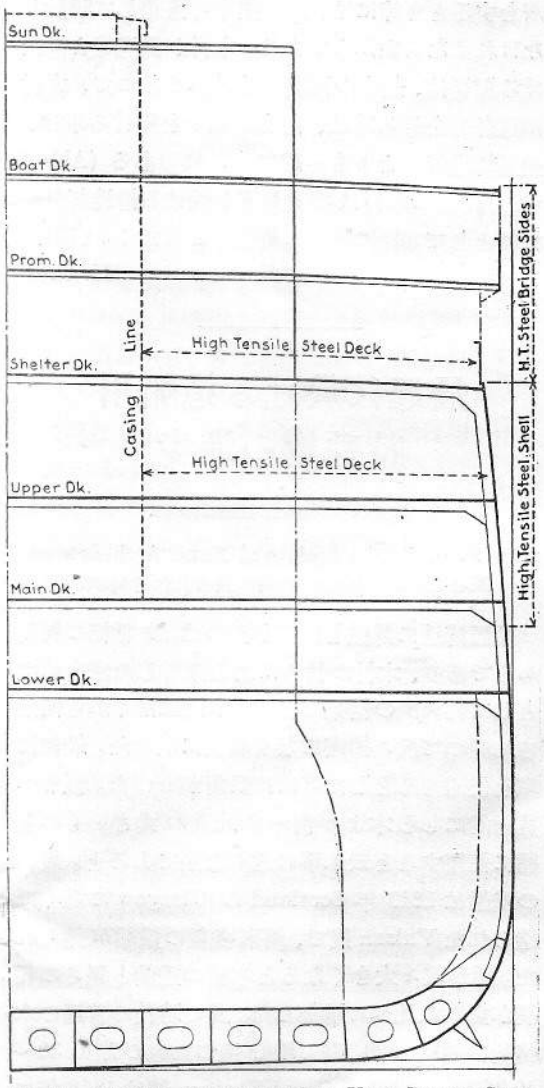


FIG. 1.—GENERAL ARRANGEMENT OF HIGH SILICON STEEL IN TOPSIDES OF Q. S. S. *Mauretania*.

ものである。此の材料は最大抗張力 34～38T/□″、彈性限度 20T/□″ である。厚さ約 3/4″ 以下の薄い鋼板の一部には高炭素鋼を使用して居る。抗張力の高い鋼の使用に依つて規定された厚さより約 10%減じて居る。其の後數年にして建造された Leviathan 號及び Olympia 號は全部に亘つて普通軟鋼を使用して居る。

鋼が鐵より優つて居ると云ふ特殊の利點は其の最大抗張力であつて、降伏點と同樣と假定して居る彈性限度に就ては强調して居らぬ。然し乍ら彈性限度と云ふ事は stress を取り去つた後に材料が恒久歪を起さぬ所の最高の stress であると考へる事には何等の疑問を要せぬ事である。彈性限度は其の決定は之を試驗する機械の正確さに依るのであるから、嚴格に或る定つた値では表し得ない。普通に試驗機が正確であればある程彈性限度の値は低くなる。此の實際上の決定は stress と strain とが比例する所の stress に依つて定められる。更に一層正確には proportional limit 或は limit of proportionality と名付けられる。他方降伏點は(之は彈性限度と混同さるべきものではない)、stress が少しも增加せずして strain が目立つて增加する所の stress である。proportional limit と降伏點との間の range が彈性强力の臨界範圍である。此の range 以下では材料は彈性と考へられ之れ以上では粘性と考へられる。

高彈性限度を有する軟鋼

造船關係者に特殊鋼の問題を提供して注意を引いた船は Prometheus 號である。同船は 1925 年 Scotland で Alfred Holt & Co. の爲めに造られたが、主構造物の全部に對して高彈性限度軟鋼を使用して居る。之れが材料の彈性限度を强調した最初のものである。之れの採用に依つて材料の寸法を約 10% 減じ、dead-weight の增加は 250 噸と云はれて居る。1924 年 Messrs. Barr, Martin 及び Wall に依つて發表された所に依ると、此の彈性鋼は普通軟鋼が 8T/□″ を有するに比べて 16～17T/□″ の彈性限度を有する。其の最大抗張力は 30～35T/□″ で普通軟鋼の 28～32T/□″ に比べて大差は無い。延伸率は標點距離 8″ に就て 20% である。彈性係數は約 8% 高く、其の價格は普通軟鋼に對して約 25% 高いと云はれて居る。此の鋼を Prometheus 號及び其の姉妹船の Eurybates 號に使用した事は、造船業者及び冶金業者双方に取つて一樣に新機軸として注目させ、最大抗張力と切り離して高い limit of proportionality の重要さを强調させた。斯かる高彈性限度の性質の鋼は如何にして得られるかと云ふ問題に對しては、冶金業者の回答を俟つべきであるが、一般的に云へば次の事項に依るものと解せられる。

1. nickel、硅素、manganese、炭素等の中1つ又は 1 つ以上のものゝ含有量を增加させる、
2. 燒入及び燒戻し作業、
3. 常態化作業を爲す事、
4. 壓延中又は壓延最終の溫度を加減する事、

である。最後の場合に於ては常態化の效果が起る所の或る臨界溫度以上に於て壓延を完成する事で、斯くして更に加熱したり常態化作業を爲したりする煩を省略する事が出來る。前記の Prometheus 號及び Eurybates 號に使用された高彈性鋼は第3項の處理に依る者である。燒入燒戻鋼は鋼を臨界溫度以上に加熱して之れを油、水其の他の冷却劑中にて急冷す。而して硬く爲つた鋼を其の strain を除き且つ軟くする爲め臨界溫度以下の或溫度に加熱して空冷する。此溫度は鋼の所要の硬度に應じて異るものである。

常態化作業とは鋼を臨界溫度以上に加熱して空中冷却を行ふので、之は仕上つた鈑及び棒に就て行ひ基準の粒子組織を與へるのである。假令同一の加熱爐から出た壓延棒であつても正確に同じ溫度で壓延は終了せられず、從つて顯微鏡組織は其材料の完成された溫度に依つて異るのである。若し或る理由の下に組織の一樣なる事を望むなら常態化を必要とする。時としては均一なる粒子組織を得る爲め又は壓延及び鍛練に依る strain を除去する爲め、熱處理前に常態化作業が行はれる事がある。夫れ故に若し特別に粒子を良くするとか物理的性質を要求するならば、常態化されたものは更に燒入燒戻の熱處理を施される。

研究の結果 Lloyd's Register of Shipping の委員會に於て檢査員の指針たらしめる爲め、特殊鋼の試驗規格を次の如く定めた。是等の規則は酸性又は鹽基性平爐鋼に對して要求されるものである。卽ち成品は crack, surface flow 及び lami-

nation 等があつてはならぬ。抗張力、ductility、limit of proportionality の試驗片は棒では縱方向より、鈑では縱橫半分づゝ取る。破斷力は38T/□″を超えぬ事、而して何れの場合でも差異は5T/□″以內である事、延伸率は標點距離 8″ に就て 20% を下つてはならぬ。標點間 8″ のもので Ewing 又は他の認可した extensometer に依つて試驗し、proportional limit が 15T/□″ より下らぬ事で、此の試驗は次の樣にして行ふ。

(a) 試驗片に 2T/□″ の荷重を加へ extensometer の讀みを取る。
(b) 荷重を 15T/□″ に增加して第2の讀みを取る。
(c) 更に荷重を 2T/□″ に戻して第 3 の讀みを取る。
(d) 第3の讀みは第1の讀みより 0.0004 を超過してはならぬ。

屈曲試驗片は內方半徑が厚さの 1.5 倍になる迄折り曲げ、兩面を平行にしても屈曲部外側に疵の入らぬ事を要する。壓延を同じくする同一熔鋼の鈑又は棒 5 箇每に 1 本の抗張力試驗片を採取する。

上記の試驗は勿論此の中に定められた程度の鋼に適用されるものであり、極限の異る特殊鋼は同じ樣に定められた異つた基礎に依つて行はれる。

既に述べた樣に造船業者が使用する目的である重大な要點は、高い彈性範圍を有する高い抗張力である。此處で endurance limit と limit of proportionality と何れがより重大であるかの疑問が起る。一般には低い方を强力の基準として居る。然し乍ら一般に endurance limit は proportional limit より高いと云ふ事實からして、後者を定める方が實際の試驗の目的により以上大切である事は明からである。endurance limit の大切である事は疑もない事である。然し乍ら之を定めるのが困難であり、又此の値は proportional limit よりも寧ろ破斷力に對して關係があるので上記した樣な規則を採用したのは明瞭である。

望ましい高い彈性及び抗張力の性質を有する特殊鋼は內外國に多種ある。是等のものは各種の製作者に依つて造られ、其の製法及び成分は多少異つて居るが、併し實際上には同じ樣な物理的性質を持つて居る。

Admirality "D" Quality.

此の鋼は Sir William J. Berry K. C. B. に依つて發表されて居り、1922年以來英國軍艦の建造に用ひられて居る。此の抗張力は 37～43T/□″ で、proportional limit は 17～20T/□″ の間にある。尙試驗規格には次の樣な事を含んで居る。

min. proportional limit 17T/□″
最小延伸率(標點距離 8″ にて) 17%
屈曲試驗は 180° 曲げ、內方半徑は試驗片の厚さの 1.5 倍とする。

Sir William は其の論文中に於て、英海軍の契約に於ては是等の要求は材料に對して過大の樣であつて、要望の鋼を得る爲めには將に留意を要すると云つて居る。

其の代表的の化學成分は

炭素	0.33%	Manganese	1.1～1.4%
硅素	0.12%	燐及硫黃	約0.03～0.04%以下

であり、又仕上げの溫度を良く選び管制する事で、此の事柄は特殊熱處理を必要としない樣に常態化影響を與へるものである。此の種の鋼に於ては臨界溫度より僅かに上の 830°～860°C 位の溫度が恰度良い。

不銹 Chrome-Nickel 鋼 (KA2)

本鋼は Krupp-Nirosta 特許の下に我國に於ける多數の製鋼會社で造られる。製法は鹽基性電氣爐で、成品は高級の Cr-Ni 合金であり、普通軟鋼より約 1% 重い。

厚さ 1/4″, 5/16″ 及び 3/8″ の鈑に就いて 12 回の試驗をした性質の平均は次の樣である。

最大抗張力	84,000 lbs./□″
降伏點	37,000 lbs./□″
延伸率 (8″)	55 7%

縱及び橫の屈曲試驗は全部良好であつた。材料の寸法を減ずると云ふ問題は無かつたので彈性限度の試驗は行はなかつた。然し乍ら不幸な事には此の樣な鋼は一般に高い proportional limit を有して居らぬ。代表的化學成分は次の樣である。

炭素	0.15 %以下	Manganese	0.50 %以下
燐	0.025 〃	硫黃	0.025 〃
硅素	0.75 〃	Chrome	16.5～17.5%
rick l	7.0～10.0%		

此の材料は近年主として yachtmen に依つて金物類 yacht の裝飾に使用される。之は鑄物、鍛物又は壓延條材の形で得られ、空氣中に於ける腐蝕には充分耐へると稱せられる。

構造物用硅素鋼

之れが著者の注意を引いたのは 1927 年頃新しい船に使用され様とした時である。之は平爐により て造られ、次の如き要求が爲されたのである。

最大抗張力	80,000～95,000 lbs./□″
降狀點	45,000 lbs./□″
延伸率 $\left(\frac{1,500,000}{\text{最大抗張力}}\right)$	(標點距離 8″) (厚さ 3/4″ 以下の鈑)
斷面收縮	30% (厚さ 3/4″ 及以下の鋼)

化學成分は次の様である。

炭素 0.44%　燐 0.075% (酸性)　0.05% (鹽基性)
硫黄 0.063%　硅素 0.18%

Carnegie Steel Company に於て鈑の厚さ 1/2″～3/4″ の間で採つた縦及び横の試驗片に依つて筆者の行つた試驗平均成績は次の様である。

最大抗張力	82,000 lbs./□″
降狀點	46,000 lbs./□″
伸 (8″ 標點距離)	25.1%
斷面收縮	43.4%
彈性係數	29.3×10^6 lbs./□″

此の數字に依ると、破斷力の高いと共に他の物理的性質も良好である。冷間屈曲試驗は良好。shearing 及び punching に於ては截面は clean である。各々の鈑に就て proportional limit 15 T/□″ を滿足するかに就て Ewing extensometer で試驗した結果は上記の通りである。

高い彈性限度の材料に對する proportional limit を見出す爲めには、試驗に對して特に正確さを要する。一般に材料の合格するか否かは、0.0004″ 程度の讀みの正確さに依る。從つて正確な器具を必要とする。

前記の Ewing extensometer は普通使用されるもゝ 1 つで、0.00002 まで讀む事が出來、必要の際は試驗機械に自記裝置を附する事が出來る。斯かる正確な機械を鋼工業に使用するに關しては反對意見もあるが、實際に於て職工が此使用法に慣れると滿足な結果を得る事が出來る。硅素鋼に對する代表的の自記裝置試驗の結果は Fig. 2 に示す如くである。此の圖表は 0 から 15T/□″ 迄

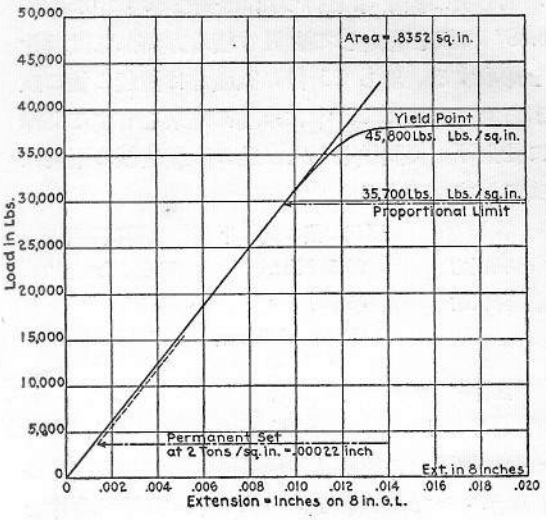


FIG. 2.—TYPICAL AUTOGRAPHIC DIAGRAM.

stress-strain の關係を示して居り、次に 2T/□″ に戻つて次に又昇つて降伏點を超えて居る。

高抗張力 Nickel 鋼

我國産の本鋼の有する特殊性質は全く其の成分及び壓延時に於ける特別の方法に依るもので、熱處理に依るとか又は常態化したものではない。

本鋼は

最大抗張力	85,000 lbs./□″
降狀點	50,000 〃
Proportional limit	40,000 〃
伸 (標點間 8″) $=\frac{1,600,000}{\text{抗張力}}$%	
斷面收縮	40%

厚さ 1″ 以上の鈑に對しては厚さ 1/32″ を增加する毎に伸を 0.25% づゝ減じ最小 15% 迄に至る。

屈曲試驗片は 180° 冷間屈曲に對して屈曲部外方に疵を生じない事として、其の方法は 3/4″ 及以下の材料では其の厚さと同じ直徑を有する pin の周りに廻し、厚さ 3/4″ 以上の鈑では pin の直徑を鈑の厚さの 2 倍とする。

鈑の端から直徑の 2 倍の距離に在る所の打貫鋲孔は、其の直徑を 50% 增大する迄擴げられても材料に疵の入らぬ事を要する。化學成分は次の様である。

Manganese	0.60～0.90%	燐	0.04% 以下
硫黄	0.045% 以下	Nickel	2.75% 以上

製造者は此の新製品の物理的性質を正確に定め

る爲め次の様な事を行つた。先づ厚さ 0.50″～0.68″ の鈑を選定して縦及び横の方向から試驗片を採取する。卽ち 15 箇の試驗片は壓延の儘の鈑から取り、更に 29 本は兩端に螺糸を有する丸棒に仕上げた後試驗をした。此の試驗成績の平均は次に示す様である。

	壓延の儘の試驗片	丸棒試驗片
抗張力	90,500 lbs./□″	88,400 lbs./□″
降伏點	51,600 〃	43,340 〃
	(Drop of beam の方法)	(Johnson's method)
延伸率 (8″)	20%	19%
斷面收縮	43%	56%

平均抗張力の差異は注目に値するが、試驗片の狀態が同一でない事で說明がつく。丸棒試驗片では外皮は完全に除かれる結果、壓延の儘のものに比べて抗張力は減少する。降伏點に就ては第1群の試驗片は drop of the beam の方法で、第2群は之より更に正確である Johnson の方法を採用したる點は注意すべきである。第2群の試驗の方が自記出來るから此の方が良い Johnson's limit と云ふのはstress-strain曲線上に於て其のtangent の slope が曲線の直線部分の slope より 50% 大である所の點である。而して圖に示す様に普通使用される drop of beam に依る降伏點よりも幾分低い値を示す。14 箇の試驗片で Ewing extensometer を用ひ proportional limit を計測した所、自記裝置に依り平均の値 42,000 lbs./□″ を得た。此の結果の比較は Fig. 3 に示す様に此の材料が抗張力及び proportional limit 共に優れて居る事を知る。屈曲、shearing 及 punching の試驗は何れも滿足のもので、是等の結果から推して材料は充分の伸性を有する事を示す。材料の表面狀況も殊の外圓滑で平均である。

本鋼の分析成分は次の様である。

炭素	0.21%	Manganese	0.82%
燐	0.04%	硫黄	0.022%
硅素	0.24%	Nickel	2.71%

構造物用 Nickel 鋼

本材に對する米國材料試驗協會の標準規格は次の様である。

最大抗張力	85,000～100,000 lbs./□″
降伏點	50,000 lbs./□″
伸	$\frac{1,500,000}{\text{抗張力}}$% on 8″ (材料 1″ 及以下)
斷面收縮	25%

分析成分は下記の通り

炭素	0.45%			Manganese	0.70%
燐	0.05%(酸性)	0.04(鹽基性)		硫黄	0.05%
Nickel	3.25%				

Chromium Manganese Silicon 鋼

一例として次の如き成分のものがある。

炭素	0.35～0.42%	Manganese	1.10～1.30%
硅素	0.60～0.80%	Chromium	0.40～0.60%

此の鋼は壓延物として得る事が出來、靱性あり機械作業も容易で、更に物理的性質を損ずる事なく加熱し折り曲げる事が出來る。價は普通軟鋼より5割高である。

高張力鑄物

近頃の造船業では、屢々高い抗張力を有し伸性ある衝撃に耐へる複雜なる形狀の鑄物を要求する。鑄物の大さは平爐を必要とし、又物理的性質

Steel	Limits of tensile strength. Tons per sq. in.	Minimum proportional limit. Tons per sq. in.	Minimum elongation in 8 in. Per cent
High elastic limit mild steel.....	30 to 35 (or any 5-ton range under 38 tons per sq.in.)	15	20
Admiralty "D" steel.....	37 to 43	15	20
Structural silicon steel.....	36 to 42½	17	17
Structural nickel steel.....	38 to 44½	15	16
High tensile nickel steel.....	38 to 42	..	15
Ordinary mild steel.....	26 to 32	18¾	20

FIG. 3.—TABLE SHOWING SOME SPECIAL QUALITY STEELS

を良好ならしめる爲め燒入等熱處理を避けるものがある。此の様なものは次の様な成分を持つものを空中冷却及び drawing に依つて得られる。

炭素	0.25～0.35%	Chromium	0.30～0.50%
Manganese	1.30～1.60%	Vanadium	0.12～0.16%
硅素	0.40～0.70%		

此の鑄物の價は普通鑄物より 50～100% 高い。

耐 腐 蝕 鋼

不銹鋼とまでは行かなくとも尙耐腐蝕性を有する鋼に對する問題が數年前より起つた。此の目的の爲めに普通の不銹鋼の含んで居る chromium の量の 18～20% を低下して 4～6% にした。此の成分の鋼を Oil 會社で蒸氣管及び高溫油管の構造、更に蒸溜器と復水器の接續部に使用した。oil equipment に於て 4% の Cr を含む鋼は普通軟鋼の約 4～8 倍の生命のある事を示したと云はれる。更に此の 4% の Cr 鋼は空氣中に於て表面に硬い層を作りより以上の腐蝕を防止すると云はれて居る。普通の軟鋼は同樣の露出の場合は腐蝕が起ると其儘鈑が全然腐るまで腐蝕は同じ程度で進むものである。Oil 會社に於て使用されたものは次の様な成分のもので、鈑又は管として造られたものである。

炭素	0.20～0.25%	Manganese	0.30～0.50%
硫黄	最大 0.04%	燐	最大 0.04%
硅素	最大 0.30%	Chromium	4.00～6.00%

本鋼は普通軟鋼に比して 1.5～3 倍位の値段である。

代 表 的 使 用 例

特殊性鋼は最近建造された數種の有名な船に使用された。Cosulich Liner の Vulcania (Fig. 4) は 1928 年に建造され、船の全長の約 60% に亘り A, B, C 甲板及び其の部分の上部外板に高彈性軟鋼を使用した。本鋼の採用に依る重量の輕減は 400 噸で此事は尙船の復原性及び dead-weight に有利な影響を與へる。

1928 年建造の有名な Norddeutscher Lloyd の

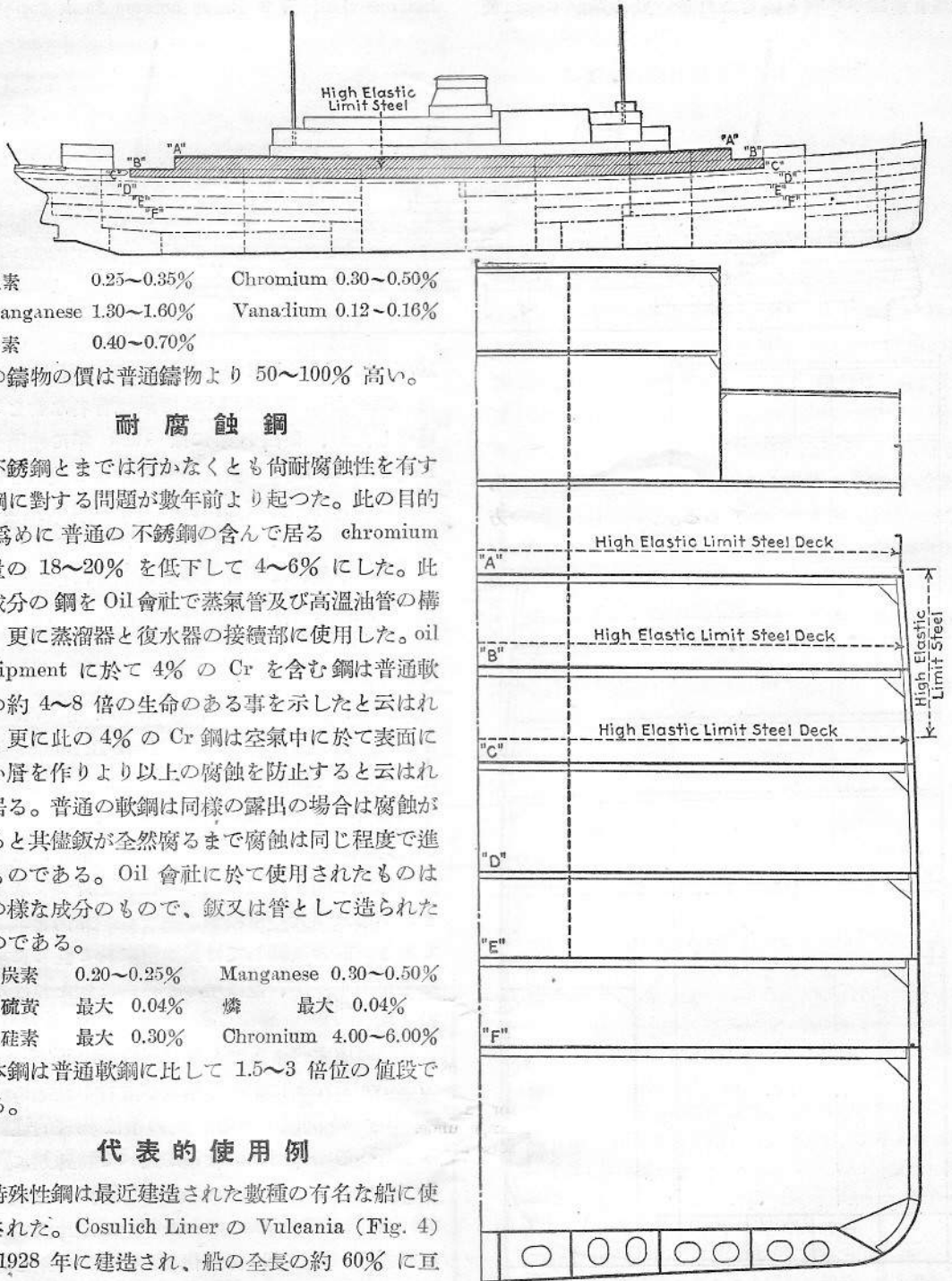
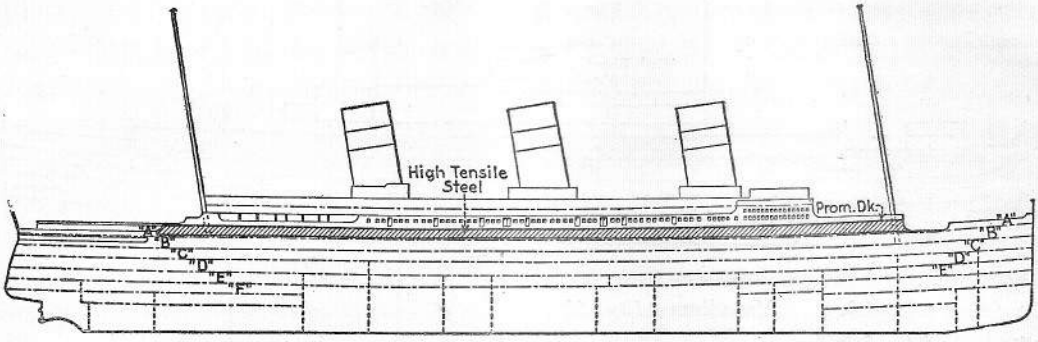


Fig. 4.—General Arrangement of High Elastic Limit Steel in Topsides of T. S. S. *Vulcania*.

Bremen には上部及び船底部に特殊高張力鋼を使用した。此の鋼の規格は抗張力 33～38T/□″、伸は 20% 以上であり、此の使用に依り得られた輕減重量は 800 噸と稱せられる。此の鋼が本船に使用された量は 7000 噸と云はれて居る。本鋼は壓延後特別の處理をされたもので凡ての孔は鑽で明けられた。特殊性鋼を使用した爲の厚さの減少は bottom shell 及び inner bottom tank top では



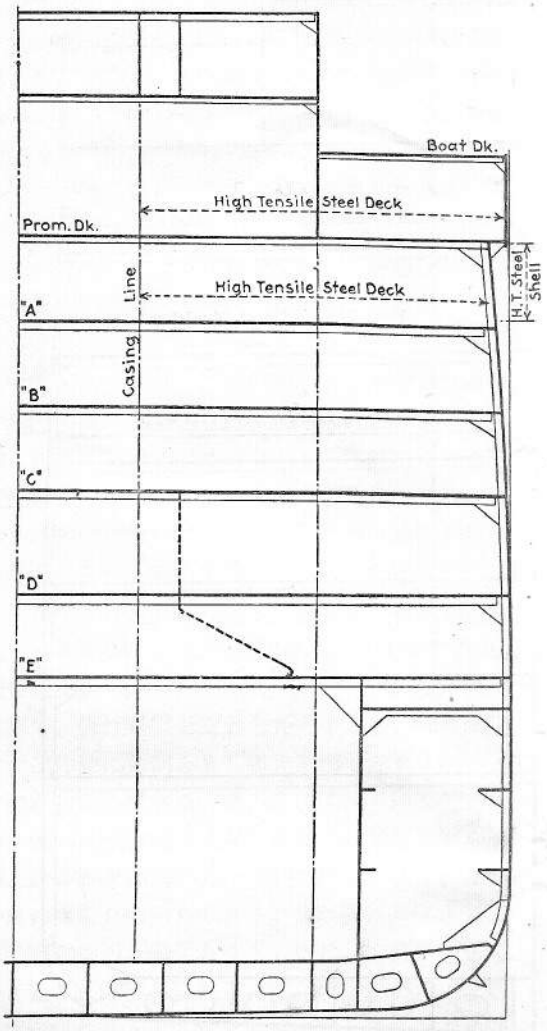


FIG. 5.—GENERAL ARRANGEMENT OF HIGH ELASTIC LIMIT STEEL IN TOPSIDES OF Q. S. S. *Empress of Britain.*

10%、topside shell 及び deck では 12% であつた。Canadian Pacific Line で最近有名な船を 2 隻建造したが、面白い事には 1930 年に建造した Empress of Japan 號は全部に對して軟鋼を使用したのに、今年完成した更に大きい Empress of Britain 號 (Fig. 5) は全長の 70% に亘り promenade 甲板、A 甲板及び此の部分に相應した部の外板に高彈性鋼を採用した事である。此の船で expansion joint を廢めた事は特に興味のある點である。

Messrs. Furness, Withy & Co. が Vickers-Armstrong で建造し New York-Bermuda 航路に就役した Monarch of Bermuda 號は同樣に廣く高彈性鋼を使用した。

特殊鋼の選定に當つて注意すべき事は、材料が使用條件を滿すに足る物理的性質を持つて居るかと云ふ事及び其の信賴性、均一性の如何と云ふ事である。前者に關しては實驗室に於て直ちに求める事が出來るが、他は殆んど經驗に俟たねばならぬ。

他の考慮すべき重要な事は longitudinal compressive stress に耐へる事及び支材の間隔に依る rigidity の問題である。此の事は物理的性質のみを考へる場合標準の軟鋼に比べて特殊鋼に許さるべき所の厚さの減少を制限する事となる。deflection (又は rigidity) は EI に逆比例するものである。然し E (彈性係數) は凡ての鋼を通じて實用上は定値であるから、何等かの理由に依つて材料の斷面を減少しようとする樣な場合には部

分的の rigidity と云ふ問題が大切な事になる。重大の度合は多少減るが普通鋼に比較しての corrosion 及び erosion の問題があるが、此の點に關する不都合は別に報告されて居らぬ。然し乍ら此の様な鋼が雜多の型及び總ての大さの船に適當でより望ましいものであるかは推定すべき事でなく、各の場合に就て特別の考慮が必要である。材料の費用、其の造船所に於ける使用及び加工の際の起り得べき障碍等が最も主要なる問題である。合金鋼は一般的には熔接作業容易でない。然し乍ら他方此の様な困難は排除し得られぬものではなく、特殊鋼を使用する事は望ましい事で、鋼の高い彈性限度に依つて得られる重量の輕減及び船の復原性に對する利益等は、前記の缺點を補つて餘りあるものである。

船の構造寸法は其の大部分は過去の經驗を基礎としたものであるが、船の各部に於ける最小寸法を定める事及び同時に是等の部分が凡ての偶發事件に對して充分であると保證する事は、船の構造に來る stress に對する制限分が無いので人智の及ぶ所ではない。

造船家は單に使用中に起り得ると自ら想像する凡ての事柄に對して耐へる構造を計畫すれば可いので、多く豫防策は餘計であつて、之れに依るか又は他の自分の判からぬ弱點が起つて事柄を非常に面倒のものにする。此の様な不都合の點は鋼に於ても同様に proportional limit が低くて不分明のものには之が高くて充分注意して決定せられたものより多く起り得る。

理論的に云へば高張力鋼と軟鋼とは構造上直接に結合してはならない。然し若し各部に於ける stress が各々の彈性限度を超えない場合には、鋼は大略同じの彈性係數を有するからして實際的に殆んど障害がないのである。造船に應用する特殊鋼の上記のものは今日での非常に重要な而して又非常に縺れた問題に對して直接の注意を與へる事であらう。

合金鋼の製造は明かに一箇の藝術である。製造の最初から終りまでを知つて居る人に取つては此の事は明かである。材料の製造方法及び使用の變改に對しては造船業者は正しく幾分保守的である。工業の殆んど總てに亘り合金鋼の使用は增加しつゝある。機關の分野に於ては高壓蒸氣が汽罐及び機械に使用せられる事は最早や珍奇の事ではなく、材料の彈性及び張力の性質と云ふものが此の爲めに進步すべきであると云ふ事は論理的である。

斯様な考へは造船家に對して思索の糧を供給する様なものである。何故ならば常に起るが如く今日に於ける特殊物は明日の標準物であるからである。 (S. R.)

雜　　錄

內外雜誌重要表題集

內地雜誌

雜誌名	表題、著者、頁
工業雜誌 昭和七年六月號	ディーゼル、エンヂンの溫度測定、228-230
造船協會々報 昭和七年六月號	塗料、横廠船渠工場宮本福次郎、1-21
鐵と鋼 昭和七年六月號	鹽基性平爐鋼塊の材質的特性、小平　勇、548-562 航空機用薄肉鋼管材としてのクロム・モリブデン鋼に就て、綱川武良司、563-582
電氣製鋼 昭和七年六月號	滿俺 1～2.5% を含む炭素鋼の性質に及ぼすモリブデンの影響に就て、金友濤聲、306-314
熔接協會誌 昭和七年六月號	電氣抵抗熔接に就て、工學博士岡本　趙、291-303 厚鈑の熔接に就て、田村元治、304-307 鑄鐵及青銅鑄物の電氣熔接、工學士佐々木新太郎、308-325
內外工業時報 昭和七年六月號	搬送帶の種類、263-271 汽壓 2,500 所試驗用汽罐、272-274 蒸汽タービンより濕氣の排除、275-230 流速計に依る流量測定法、281-285

外 國 雜 誌

Name of Magazines	Subjects. Authors. Pages.
Engineering Mar. 25, 1932	The Discovery and Properties of the Electron. 363 Machine Tools at the Leipzig Fair. 370–371 The Machinability of Steel as indicated by its Macrostructure. F.E. Robinson and C.T. Nesbitt. 379-381 The Testing of Castings. Walter Rosenhain. 383–385
〃 Apr. 1, 〃	Steam Turbine Efficiencies. 403–404 Cavitation Experiments on a Model Propeller. G. Kempf. 410–411 The Hilger Gauge-comparing Interferometer. 412-413
〃 Apr. 8, 〃	Measurement of Angular Strains during the Twisting of Cylindrical Specimens. C. E. Larard. 417–418 Bending Moments in Beams with Variable Moments of Inertia. E.A. Scott. 421 Modern Rudder Design. John Tutin. 437 Note on the Presentation of the Mechanical Efficiency in Marine Oil Engines. E. Wilding. 441–442 Boiler Explosion Inquiries. 443–444 Notes on the Progress of Motorshipping. A.C. Hardy. 444–446
〃 Apr. 15, 〃	Catapult for Launching Aeroplanes. 447–449 The Modern Boiler. 461–462 The Control of Bearing Temperature in High-speed Petrol Engines. C.G. Williams. 464–466 The Properties of Copper in Relation to Low Stresses. 474
〃 Apr. 22, 〃	Dew-point Recorder for Flue Gases. 480–481 Screw Propellers of Varying Blade Section in Open Water. G. S. Baker and A.W. Riddle. 498–501
〃 Apr. 29, 〃	Dock Reconstruction at Liverpool. 514–515 Corrosion in Steel Ships. 519–520 The Film Lubrication of the Journal Bearing. R.O. Boswall. 527–531
The Shipbuilder Apr. 1932	The "Surge" In the Swimming Pool. T.C. Tobin. 182–183 The Channel Steamship "Isle of Sark." 184–186 The White Combination System of Propelling Machinery. 192 The S. L. M.-Winterthur Marine Oil-operated Reversing Gear. 193–194 The New Load Line. H .N. Swales. 195–198
〃 May 1932	The Oil-tank Motorship "Fujisan Maru." 297–301 Marine Steam-engine Efficiency. F. Johnstone Taylor. 302-304 The Helux System of Electric Lighting 304–305 A Thermo-dynamic Study of Exhaust Turbines and Other Means of Improving Reciprocating Steam Engines. Dr. G. Bauer. 306–313
Schiffbau 15. Mai 1932	Das Nydam-Schiff. Heinrich Herner. 147–151 Wärmetechnische Betrachtungen über Abdampfturbinen und andere Verbesserungen an Kolbenmaschinen. G. Bauer. 151–154
W.H.R. 15. Mai 1932	Die Druckverteilung an Joukowski-Profilen. Fritz Weinig. 143–145 Geschwindigkeits- und Druckverhältnisse im Strahl eines Propellers bei Verwendung von Leitvorrichtungen. W. Drehmann. 150–155
V. D. I. 7. Mai 1932	Vorschlag zur Festlegung der zulässigen Beanspruchungen im Maschinenbau. Fr. P. Fischer. 449–455
	Resonanzausschläge bei Drehschwingungen von Kurbelwellen. Rembold und Jehlicka. 480–482

〃 14. Mai 〃	Die Wirtschaftlichkeit der Energieübertragung bei Resonanz. O. Föppl. 483-484
〃 21. Mai 〃	Erkenntnisse und Erfolge bei der elektirischen Schweissung. Willy Prox. 497-504 Fortschritte auf dem Gebiet der spannungsoptischen Untersuchung von Konstruktionen. Ludwig Föppl. 505-508
	Korrosion durch Kavitation in einem Diffusor. H. Schröter. 511-512 Heutige Bedeutungder Grosssegelschiffe. Ihr Anteil am Weltschiffsraum. 515-518
〃 28. Mai 〃	Untersuchungen über Propellerporfile mit verminderter Kavitationsempfindlichkeit, 537

時　報

本協會の諸會合

編輯委員會

昭和七年五月十九日(木曜日)午後五時三十分より本協會事務所に於て開催、開會に先だち重光編輯主任より新に編輯委員を委囑せられたる吉識雅夫君を紹介せられ引續き出淵　巽君、片山有樹君、加藤熙彥君、加藤　弘君、菊植鐵三君、小室　鉦君、宮川久雄君、岡本方行君、龍　三郎君、田路坦君、武正敏男君、寺澤一雄君、牛尾平之助君、横山要三君の各委員より提出の雜纂第 124 號(昭和七年七月號)掲載豫定記事標題に就き重光編輯主任より各分擔を定め午後七時十分散會す。

當日出席者次の通り

重光　蔟君	片山有樹君	加藤熙彥君
小室　鉦君	宮川久雄君	岡本方行君
龍　三郎君	武正敏男君	寺澤一雄君
横山要三君	吉識雅夫君	横山　一君
衣非圭藏君	鈴木增次郎君	

內燃機船調査委員會 船體部小委員會

昭和七年五月廿四日(火曜日)午後五時三十分より本協會事務所に於て平賀委員長列席の上淺川主査司會の下に第一回の會合をなし諸議事を諮りたる後次の申合せをなし午後九時二十分散會す。

申合せ事項

(一) 調査事項及調査主任を夫々次の如く定むること。

調査事項分類		調査主任
1. 船首底部の損傷	Lines 關係	湊　一　磨君
〃	Strength 〃	井口常雄君
〃	Hammering 〃	八代　準君
2. 機關室內に於ける船體構造		常松四郎君
3. 機關臺の構造		同　上
4. 一列釘固著縱緣の油密と振動との關係		小野暢三君
5. Pitching.		八代　準君
6. 舵　效		同　上
7. 燃料油庫及 Ballast Tank の配置(Trimに及ぼす影響其他に就て)		淺井虎之助君
8. 操縱(出帆、繫留、碇泊の際に於ける取扱方及航行中 trim の調整等も含む)		新堀重太郎君
9. 甲板室兩端に於ける構造補强等に就き		渡瀨正磨君

(二) 振動及錨鎖の損傷は後日の調査問題として保留すること。

(三) 調査資料の蒐集に就ては事項を列記し六月十日迄に委員長に申出ること。

(四) 實驗、計算其他に經費を要する場合には概算をなし委員長に申出ること。

(五) 船體部小委員會の第二回の會合を來る六月十四日(火曜日)に開會すること。

當日出席者次の通り

委員長	平賀　譲君	主査	淺川彰三君
幹　事	小野輝雄君		
委　員	井口常雄君	岩井祐文君	渡瀨正磨君
	玉澤　煥君	常松四郎君	中川　駿君
	小野暢三君	八代　準君	藤本喜久雄君
	淺井虎之助君(代理)	湊　一　磨君	新堀重太郎君

內燃機船調査委員會 機關部小委員會

昭和七年五月三十一日(火曜日)午後五時三十分より本協會事務所に於て今岡會長、山本主事、平賀委員長列席の上、牛丸主査司會の下に第一回の會合をなし先づ次の調査資料を配付し其の資料に基き內燃機に於ける故障及損傷を一應檢討したる後次の申合せをなし午後十時散會す。

配付調査資料

1. 牛丸委員調書 Diesel 機械の故障及同機械の改善。
2. 遞信省調 Diesel Engine の故障。
3. 帝國海事協會調機關部參考事項。

申合せ事項

(一) 調査事項及調査主任を夫々次の如く定むること。

1 推進機關

調査事項分類及び調査主任

(A) Cylinder Cover, Liner, Jacket, Piston, Inlet and Exhaust Valves.

田代 訂君 土屋藤丸君
島谷敏郎君 菅野禎吉君

(B) Crank Shaft, Bearing, Shafting, Piston and Connecting Rods, Crosshead, Propeller.

飯田嘉六君 服部佐重郎君
渡邊十輔君 横山孝三君
土屋行藏君

(C) Fuel System, Lubrication System, Cleaning System, Compressor, Manoeuvering Apparatus, Cam

小方愛朔君 岡本 泰君
牛丸福作君 坂本錦治君

2 補機一般

電氣關係のものを含む。內燃機は (1) の推進機關に編入。 土屋藤丸君

3 振 動

Torsion, Unbalancing に基くもの。Propeller の Revolution に基くもの。Crosshead に來るもの。 横山孝三君 坂本錦治君

4 操 舵

最低回轉數 Over-loading 等の力量(全力に對する割合)等。 服部佐重郎君 小方愛朔君

(二) 調査資料の蒐集に就ては事項を列記し又は form を作り六月十日迄に委員長に申出ること。

(三) 實驗、計算其他に經費を要する場合には概算をなし委員長に申出ること。

(四) 機關部小委員の第二回の會合を來る六月十八日(火曜日)に開會すること。

當日出席者次の通り

會長	今岡純一郎君	主事	山本武藏君
委員長	平賀 讓君	主査	牛丸福作君
幹事	小野輝雄君		
委員	飯田嘉六君	服部佐重郎君	小方愛朔君
	横山孝三君	土屋藤丸君	土屋行藏君
	坂本錦治君	島谷敏郎君	菅野禎吉君

船用品規格統一調査委員會

昭和七年六月二日(木曜日)午後五時三十分より本協會事務所に於て越智委員長司會の下に第四十二回委員會を開催次の諸議案を諮り午後八時三十分散會す。

(1) 中心線天幕柱標準 ZKS 船 70, ZKS 船 71, ZKS 船 72 の三案に付協議の上各數箇所補修を加へ原案を可決す。

(2) 高壓用 Flange 日本標準規格案に付協議の上各部寸法表中に數箇所不合理の點あること及單一標準規格とし捻込のものは管の內徑を基本とするを適當と認むる旨本協會より商工省に提出する回答案を決定す。

(3) 繼目無銅管竝に繼目無黃銅管の寸法の日本標準規格案に付協議の上原案にて異議なき旨本協會より商工省に提出する回答案を決定す。

當日出席者次の通り。(順序不同)

越智鹹二君	川原五郎君	吉田永助君
武田毅介君	土屋藤丸君	山口德次郎君
福井又助君	新堀重太郎君	渡瀨正磨君
加藤熙彥君		

內燃機船調査委員會 船體部小委員會

昭和七年六月十四日(火曜日)午後五時三十分より本協會事務所に於て山本主事、平賀委員長列席の上淺川主査司會の下に第二回の會合をなし次記の通り諸般の報告、議事、申合せ事項等を諮り午後九時二十分散會す。

報 告

(一) 小野幹事より前回會合以後の事務報告。

1. 調査資料蒐集の件は八大項目申出あり六月十三日を以て締切りたる旨。
2. 委員中より調査費支出の請求ありたるに付其の手續をなしたる旨。

議 事

(一) 小方、服部兩委員より下記 2 項に關し實驗方希望あり。1 は可能、2 は不可能と決す。

1. 荒天時船體に及ぼす抵抗增加(波浪程度研究者に一

任)。

2. 回轉 90, 110, 120 程度の推進器を有つ船の荒天時の回轉竝に船速減少(詳細研究者に一任)。

(二) 上記二委員より設計船體に於て大體 3 回の載貨狀態に依る船體の振動を迅速に計算し通知し得る機關なきやとの照會あり。目下の處心當りなし。

(三) 平賀委員長の提案と報告。

1. 本調査會に於て調査中の事故、損傷等を起したる船體又は機關の修理を東京附近の造船所又は船渠等に於て行ふ場合には委員一同其の實況を見學したきに就き關係委員より何分の通報を得たき件。——船主の承諾ありたる時は本委員會に通知することに決す。

2. 機關部小委員會の經過。

3. 遞信省臨時海難防止調査會々長より造船協會々長宛 Diesel 船其他高速船に特殊なる海難の原因竝に之が防止方法の調査方依頼あり今岡會長より本調査委員會に於て調査すべき旨回答せられたる旨。

(四) 船體部小委員會の第一回の會合に於て決したる事項別、調査の進行程度に關し各調査主任より夫々次の報告あり。

(1) 船首底の損傷。

Lines に關し淺委員、strength に關し井口委員、Hummering に關し八代委員より夫々調査進行中なる旨。

(2) 機關室內に於ける船體構造。

(3) 機關臺の構造。

常松委員より目下準備中なる旨。

(4) 一列釘固著縱緣の油密と振動との關係。

調査主任小野陽二君缺席の爲め幹事小野輝雄君代つて已に調査を進められ居り且つ各方面に對し資料蒐集方申出でられたる旨。

(5) Pitching。

(6) 舵效。

八代委員より目下準備中なる旨。

(7) 燃料油庫及 Ballast Tank の配置

淺井委員より一應調査を遂げたる旨。

(8) 操縱

新堀委員より一應調査を遂げたる旨。尙調査の要點は次の如し。

(イ) 汽船と內燃機船の後退に於ける波の關係。

(ロ) 霧中にある場合他船よりの汽笛等が內燃機室よりの騷音のため妨げられ船橋に於て充分聽取り難きこと。

(9) 甲板室兩端に於ける構造等。

渡瀨委員より從來の實績に鑑み對案を考慮中なる旨。

申合せ事項

(一) 前回の船體部小委員會に於て懸案の『鐵鎖の損傷』の項は常松、新堀の兩委員を調査主任として調査を進めること。尙湊委員より鐵鎖に關する現行法規は早晩米突式に改正せらるゝ筈なるが現行規定中不備、不都合の廉あらば同時に調査せられ度旨。

(二) 船體部小委員會の第三回の會合を來る七月十四日(木曜日)に開會すること。

當日出席者次の通り

主事　山本武藏君　委員長　平賀　譲君
主査　淺川彰三君　幹事　小野輝雄君
委員　井口常雄君　岩井祐文君　渡瀨正磨君
　　常松四郎君　八代　準君　藤本喜久雄君
　　淺井虎之助君　湊　一磨君　新堀重太郎君

總噸數百噸以上 工事中、起工、進水及竣工船舶毎月合計調

月別	工事中の船舶		起工船舶				進水船舶				竣工船舶			
			合計		累計		合計		累計		合計		累計	
	隻數	總噸數	隻數	總噸數	隻數	總噸數	隻數	總噸數	隻數	總噸數	隻數	總噸數	隻數	總噸數
昭和7年1月	29	54,720	5	2,360	5	2,360	2	2,750	2	2,750	5	1,225	5	1,225
2月	37	58 201	6	3,125	11	5,485	6	4,440	8	7,190	0	0	5	1,225
3月	34	45,947	3	410	14	5,895	10	6,582	18	13,772	8	12,980	13	14 205
4月	26	47,020	4	6,940	18	12,835	6	7,235	24	21,007	12	6,058	25	20,263

昭和七年四月中 總噸數百噸以上の工事中（龍骨を据付けたるもの）の船舶調

所在地	造船所	船種	船名	船質	計畫總噸數	水進年月	豫進定年月	工事進捗の模様	注文者又は所有者
宮城縣石卷	石卷運輸造船所	帆	竹浦丸	鋼	105	7. 4		艤裝中	竹の浦漁業組合
東京	東京石川島造船所	〃	第二事代丸	〃	140		7. 5	90%	東海遠洋漁業會社
東京	東京市經理課機船部	發	八ツ山丸	〃	105	7. 3		艤裝中	東京市
橫濱	橫濱船渠會社	汽	未定	〃	3,360		7. 6	45%	鐵道省
橫濱	淺野造船所	帆	〃	〃	120		7. 6	2%	福島縣
靜岡縣竹森村	千石造船所	〃	東海丸	木	130		7. 6	縱通材全部取附け甲板梁取附中	東海商船會社
清水	金指造船所	〃	未定	鋼	135		7. 5	機關積込及船室工事中	有限責任燒津信用購買利用組合
浦賀	浦賀船渠會社	汽	〃	〃	2,500		7. 5	45%	仕入船
三重縣大湊	吉川造船所	帆	第貳幸得丸	木	140		7. 5	85%	池田市松
大阪	名村造船所	汽	未定	鋼	820		未定	60%工事中止	名村源之助
大阪	〃	發	〃	〃	110		7. 5	50%	大阪發動機船會社
大阪	〃	〃	〃	〃	110		7. 6	40%	〃
大阪	大阪鐵工所	〃	第五沖の山丸	〃	1,500	7. 3		艤裝中	沖の山炭礦會社
大阪	〃	汽	未定	〃	640		7. 5	七月三十一日渡	北海道釧路土木出張所
大阪	〃	發	菊丸	〃	430	7. 4		艤裝中	大阪商船會社
大阪	〃	〃	桐丸	〃	430	7. 4		〃	〃
神戸	川崎造船所	〃	未定	〃	100		7. 6	10%	池内織藏
兵庫縣相生	播磨造船所	汽	淨寶纓丸	〃	6,000	7. 4		艤裝中	石原合名會社
德島縣富岡町	豐益造船所	帆	松榮丸	木	110		7. 5	80%	三田福一
山口縣和田村	和泉留治	〃	佳德丸	〃	140		7. 5	60%	小野惣吉外四人
廣島縣木之江	松浦造船所	發	陸奥丸	鋼	170		未定	船體工事 50%	長舖四方一
福岡縣若松市	栃木造船所	〃	未定	〃	315		〃	7.5%	藤村米太郎
長崎	三菱長崎造船所	〃	南海丸	〃	8,400		7. 6	45%	大阪商船會社
長崎	〃	〃	北海丸	〃	8,400		7. 8	27%	〃
長崎	〃	汽	名古屋丸	〃	6,000		7. 5	60%	石原合名會社
長崎	〃	〃	未定	〃	6,600		7. 11	10%	廣海商事會社

計 26 隻　47,010 噸
- 汽船　7 隻　25,920 噸
- 發動機船　11 隻　20,070 噸
- 帆船　8 隻　1,020 噸

昭和七年四月中 總噸數百噸以上の龍骨を据付けたる船舶調

所在地	造船所	船種	船名	船質	計畫總噸數	註文者又は所有者
橫濱	淺野造船所	帆	未定	鋼	120	福島縣
大阪	名村造船所	發	〃	〃	110	大阪發動機船會社
大阪	〃	〃	〃	〃	110	〃
長崎	三菱長崎造船所	汽	〃	〃	6,600	廣海商事會社

計 4 隻　6,940 噸
- 汽船　1 隻　6,600 噸
- 發動機船　2 隻　220 噸
- 帆船　1 隻　120 噸

昭和七年四月中 總噸數百噸以上の龍骨据付未了船舶調

所在地	造船所	船種	船名	船質	計畫總噸數	註文者又は所有者
横濱	横濱船渠會社	發		鋼	300	山本商事會社
大阪	名村造船所	〃		〃	110	大阪發動機會社
	〃	〃		〃	140	九州商船會社
	〃	〃		〃	140	〃
神戸	三菱神戸造船所	〃		〃	196	根市兼次郎外二人
岡山縣玉	三井玉工場	〃		〃	7,600	三井物産船舶部
	〃	〃		〃	7,600	〃
山口縣彦島	三菱彦島造船所	〃		〃	15	武久商事會社

計 8隻 16,236噸 { 汽船 なし / 發動機船 8隻 16,236噸 / 帆船 なし }

昭和七年四月中 總噸數百噸以上の進水船舶調

所在地	造船所	船質	船名	船種	總噸數	所有者
宮城縣石巻	石巻運輸造船所	鋼	竹浦丸	帆	105	竹の浦漁業組合
清水市	金指造船所	〃	第二清壽丸	〃	104	用宗遠洋漁業會社
大阪	大阪鐵工所	〃	菊丸	發	430	大阪商船會社
	〃	〃	桐丸	〃	430	〃
兵庫縣相生	播磨造船所	〃	淨寶緩丸	〃	6,000	石原合名會社
長崎	三菱長崎造船所	〃	第六長運丸	〃	166	長崎合同運送會社

計 6隻 7,235噸 { 汽船 なし / 發動機船 4隻 7,026噸 / 帆船 2隻 209噸 }

昭和七年四月中 總噸數百噸以上の竣工船舶調

所在地	造船所	船質	船名	船種	總噸數	所有者
横濱	淺野造船所	鋼	武藏丸	帆	100	東京府
清水市	金指造船所	〃	第二清壽丸	〃	104	用宗遠洋漁業會社
大阪	大阪鐵工所	〃	松丸	發	430	大阪商船會社
	尼崎造船所	〃	大榮丸	〃	500	尼崎船舶部
神戸	三菱神戸造船所	〃	木曾丸	〃	703	大阪商船會社
	〃	〃	阿蘇丸	〃	703	〃
岡山縣玉	三井玉工場	〃	日本海丸	〃	2,684	島谷汽船會社
山口縣彦島	三菱彦島造船所	〃	第八高宮丸	帆	150	山下清助外九人
	〃	〃	神光丸	〃	199	川口音吉外三人
	〃	〃	海德丸	〃	199	澤入幸助外三人
	〃	〃	長榮丸	〃	120	西村多郎助
長崎	三菱長崎造船所	〃	第六長運丸	汽	166	長崎合同運送會社

計 12隻 6,058噸 { 汽船 1隻 166噸 / 發動機船 5隻 5,020噸 / 帆船 2隻 872噸 }

昭和七年四月末現在 登簿船調

汽船

積量		内地	朝鮮	臺灣	關東州	合計
20噸以上	100噸	隻 1,705 噸 72,130	158 6,614	20 803	24 1,150	1,907 80,697
100〃	300〃	隻 403 噸 72,859	15 2,754	10 1,749	13 1,856	441 79,218
300〃	500〃	隻 134 噸 52,817	6 2,316	1 418	6 2,582	147 58,133
500〃	1,000〃	隻 208 噸 157,548	6 4,466	2 1,293	5 3,822	221 167,129
1,000〃	2,000〃	隻 217 噸 312,805	13 16,364	— —	11 15,940	241 345,109
2,000〃	3,000〃	隻 187 噸 455,791	6 13,147	— —	13 33,701	206 502,639
3,000〃	4,000〃	隻 140 噸 468,566	— —	— —	17 60,284	157 528,850
4,000〃	5,000〃	隻 81 噸 361,268	— —	— —	21 94,523	102 455,791
5,000〃	6,000〃	隻 140 噸 789,038	— —	— —	13 70,825	153 859,863
6,000〃	7,000〃	隻 52 噸 340,298	1 6,020	— —	4 25,060	57 371,378
7,000〃	8,000〃	隻 40 噸 293,800	— —	— —	2 14,307	42 308,107
8,000〃	9,000〃	隻 15 噸 126,820	— —	— —	1 8,230	16 135,050
9,000〃	10,000〃	隻 18 噸 171,477	— —	— —	— —	18 171,477
10,000〃		隻 19 噸 237,947	— —	— —	— —	19 237,947
計		隻 3,359 噸 3,913,164	205 51,681	33 4,263	130 332,280	3,727 4,301,388
内 100噸以上		隻 1,654 噸 3,841,034	47 45,067	13 3,460	106 331,130	1,820 4,220,691
内 1,000噸以上		隻 909 噸 3,557,810	20 35,531	— —	82 322,870	1,011 3,916,211

帆船

船種	積量	内地	朝鮮	臺灣	關東州	合計
噸數船	20噸以上 100噸	隻 13,283 噸 593,823	742 23,497	192 8,603	105 4,229	14,322 630,152
	100〃 300〃	隻 1,904 噸 267,802	4 696	3 438	— —	1,911 268,936
	300〃 500〃	隻 22 噸 8,355	3 983	— —	— —	25 9,338
	500〃 1,000〃	隻 3 噸 1,717	— —	— —	— —	3 1,717
	1,000〃 2,000〃	隻 — 噸 —	— —	— —	— —	— —
	2,000〃 3,000〃	隻 4 噸 9,507	— —	— —	— —	4 9,507
	計	隻 15,216 噸 881,204	749 25,176	195 9,041	105 4,229	16,265 919,650
石數船	200石以上 300石	隻 176 石 44,617	— —	5 1,294	25 6,284	206 52,195
	300〃 400〃	隻 119 石 37,526	— —	1 398	4 1,474	114 39,398
	400〃 500〃	隻 40 石 17,591	— —	— —	2 874	42 18,465
	500〃 1,000〃	隻 13 石 7,920	— —	— —	— —	13 7,920
	1,000〃	隻 — 石 —	— —	— —	— —	— —
	計	隻 338 石 107,654	— —	6 1,692	31 8,632	375 117,978
	合計	隻 15,554 噸 891,969	749 25,176	201 9,210	136 5,092	16,640 931,448

10石を1噸に換算し合計に算入す

總計	隻 18,913 噸 4,805,133	954 76,858	234 13,473	266 337,372	20,367 5,232,836

會　員　動　靜

○入　會

		職名、勤務先	住　所
永瀨浪速	准員	九州帝國大學工學部造船學科學生	福岡市外、箱崎町九州帝國大學工學部造船學科教室內
谷田明	同	同上	同上
愛野種正	同	同上	同上
德永滿	同	同上	同上
眞藤恒	同	同上	同上

○轉居、轉任

中村小四郎　通信宛名、Via Siberia. Herrn K. Nakamura. Bei Bureau der Japanischen Marine, Bayerischer Platz 13-14 Berlin W. 30, Deutschland.（留守宅、宮城縣栗原郡岩ヶ崎町中村あや子）

高橋高藏　東京府荏原郡玉川村等々力七二八番地

細谷資英　海軍航空廠（住所、神奈川縣三浦郡田浦町榎戶田川公園內矢野國吉方）

中西岩吉　兵庫縣明石郡垂水町東垂水字中道一八二

津村均　大阪市住吉區濱口町四三一新常盤旅館內

山田治藏　海軍經政本部第三部（住所、東京府下、東調布町嶺六五五）

蛯子武　神戶市須磨區松風町三丁目四十七番屋敷

關甚作　三菱長崎造船所海軍監督官事務所（住所、長崎市城山町南三條二十一番地）

吉村秀人　廣島市三篠町新庄一五八五ノ三

稻葉晃　山田市船江町、東紡教育所內

清田丁末　神奈川縣鎌倉町由比ヶ濱佐介通五九九

德川武定　千葉縣松戶田町字戶定六四二（電話松戶 50 番）

安田忠吉　勤務先、驅逐艦羽風機關長
住所、橫須賀市深田町一番地

上杉增次　大連市桂町十五番地ノ八

甲斐彌次郎　諸通信先、神戶市海岸通り大阪商船株式會社神戶支店氣付汽船日東丸宛

長畑順一郎　海軍航空廠飛行機部々員兼科學部々員兼海軍航空本部技術部々員

遠山光一　海軍造船中尉、吳海軍工廠附

友永英夫　同上

船越卓　同上

大木直正　神戶市須磨區磯馴町五丁目八十一番屋敷

松本盛四郎　兵庫縣武庫郡大社村越水字西田三四

林和雄　兵庫縣武庫郡御影町御影字篠ノ坪一三九〇ノ一

中村善次郎　下關市丸山町日和山八九〇

○團體員移轉と改稱

（新）
海軍航空廠科學部
代表者　科學部長　多田永昌
神奈川縣田浦町浦鄕

（舊）
海軍技術研究所航空研究部
代表者　航空研究部長　多田永昌
茨城縣稻敷郡阿見村

○會員改姓

（新）　能丸敏

（舊）　安部敏

○死亡會員

正員　工學士　河上邦彥君　昭和七年七月十九日死去

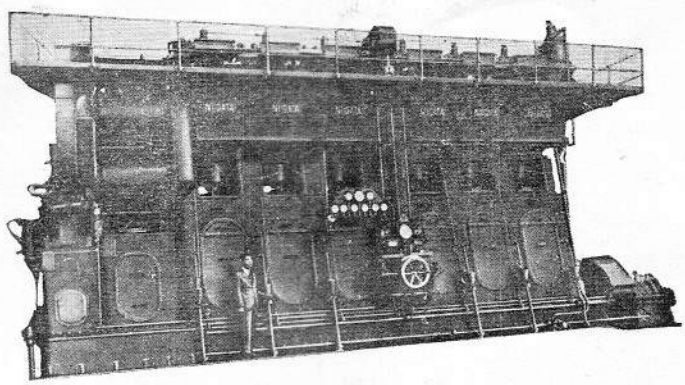
本會は此の訃音に接し謹みて哀悼の意を表す

造船協會役員

（昭和七年六月現在）

理事	（會長）	今岡純一郎	理事	（主事）	山本武藏
理事	（主計）	斯波孝四郎	理事	（編輯主任）	重光葆
理事		玉澤煥			
監事		藤島範平	監事		平賀讓
評議員		越智誠二	評議員		濱田彪
		元良信太郎			山本幸男
	男爵	斯波忠三郎			鵜飼宗平
		湊一麿			陰山金四郎
		八代準			井口常雄
		目良恒			淺井虎之助
	男爵	德大寺則麿			堤正義
		牛丸福作			山本開藏
		島谷敏郎			野中季雄
		山本幹之助			太田丙子郎
		中川駿			荒木賢保
會務委員		陰山金四郎	會務委員		湊一麿
編輯委員		横山要三	編輯委員		萩與可
		小室鉅			加藤熙彥
		菊植鐵三			加藤弘
		片山有樹			牛尾平之助
		岡本方行			出淵巽
		龍三郎			家永文彥
		田路坦			寺澤一雄
		武正敏男			吉識雅夫
		宮川久雄			久留間貞吉
		近藤政市			菅四郎
地方委員	（駒場）	和田小六		（立川）	松村雄三
	（横濱）	波多野友次郎		（横須賀）	山本幹之助
	（浦賀）	小野暢三		（田浦）	中村龍輔
	（名古屋）	伊集院清彥		（大阪）	公莊惟篤
	（神戸）	目良恒		（舞鶴）	桑原重治
	（相生）	横尾龍		（宇野）	鵜飼宗平
	（因島）	須川勝雄		（吳）	穗積律之助
	（關門）	伊藤達三		（福岡）	廣瀨瀧次
	（長崎）	元良信太郎		（佐世保）	河東卓四郎
	（函館）	大塚巖		（上海）	荒木重義
	（香港）	山本昌造		（大連）	岡本誠

ニイガタ
ディーゼル機關



農林省水産局俊鶻丸主機
二サイクル式千五百軸馬力ニイガタ・ノベル・ディーゼル機關

本邦産業界ニ使用セラルル國産 Diesel Engine ノ
過半數ハ弊社製品ナリ

英國マーリース・ディーゼル機關製作並ニ東洋一手販賣
瑞典國ノベル・ディーゼル機關製作

株式會社 **新潟鐵工所**

本社 東京市麹町區丸ノ内三ノ四（有樂館三階）
電話丸ノ内 1201~1205 電略（ニテ）

出張所 大阪市西區江戸堀北通一ノ十一
電話土佐堀 1708 電略（ニテ）
朝鮮京城府旭町一ノ二十

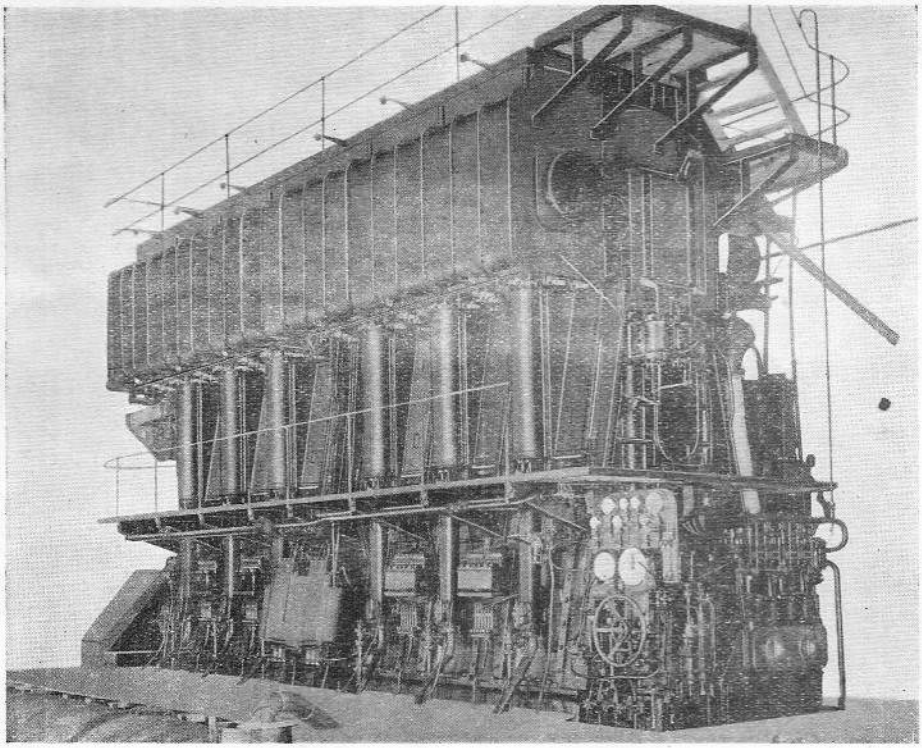
昭和七年六月十三日印刷
昭和七年六月十五日發行

編輯兼發行者　東京市麹町區千駄木町七二番地　川尻政吾
印刷者　東京市神田區美土代町二丁目一番地　島連太郎
印刷所　東京市神田區美土代町二丁目一番地　三秀舍

發行所　東京市麹町區丸ノ内三丁目八番地（丸ノ内六號館二號）　造船協會
電話丸ノ内（三）一〇六九番
振替貯金口座東京一三七五〇番
廣告取扱所　東京市京橋區小田原町二ノ二一（電話京橋へ七三番、振替東京三〇九九番）　東京第一通信社

三菱單働二衝式無空氣噴油
舶用ディーゼル機關

三菱長崎造船所製作



大阪商船紐育航路用船南海丸
主機關・馬力・三六〇〇馬力

本機關ハ三菱長崎造船所ノ獨創的設計竝工作ニ
ヨルモノニシテ、何等外國特許ヲ含マザル眞ニ
優良國產品トシテ誇リ得ルモノナリ

三菱造船株式會社
長崎造船所
長崎市飽ノ浦