

抄 錄

潜水艦船體強弱論

The Strength of Submarine Vessels. W.R.G. Whiting. Engineering. May. 27. 1921

(1) 緒 論

抑々潜水艦が潜水せる場合の船體強弱の問題は現今に於ては之を實際的問題として顧みる者少く寧ろ歴史的に思索するに止まるが如し而も斯道に携はる者に取りては頗る趣味ある所にして本論發表の目的も亦故なきに非らざるを信ず、潜水艦が建造せられざること久しくして新規之が計畫に着手せんとするに當りては艦型及構造配置を變更せば奈邊迄の影響あるかを具に講究するは最も望ましきことなり。斯く研究してこそ船殼各部結構配置の相關連する得失を考査するに好指針を得るなれ、扱余は潜水艦計畫の初期に於て數量的データを蒐集するに當り出來得る限り手数を省くの方として楕圓形斷面の相當に完全なる解析を行ひたり。

茲に用ゐたる解析法は一部は Marbec 教授が 1911 年の英國造船協會會報に載せし貴重なる論文に發表せられたる原理の應用なれども本論文の一部の結果は又余自身の創者にかゝるものと云ひ得可し。

此問題は造船學上多少毛色の異りたる體裁を作り其際採用す可き荷重組成は出來る丈何れの時にも所要の試験並に使用状態に應用し得るが如く一定せらる。

然るに水上艦船に於ては全く潜水中の潜水艦と趣きを異にし其縱横結構は波浪並に浸水による荷重に關して論ぜらる可きこと又多言を要せず、蓋し水上艦船の場合には便宜上假定的に選びたる波浪荷重を以てし其艦船に實際生ずる内力に近似する内力を惹起せしむる状態を呈現して相當の確さを認知し得れども潜水艦強力計算に於ては此點につき殆んど前者に比肩す可くもあらず。

現今實在する潜水艦の多くは其構成材料の大部は壓縮力に作用せらるゝが故に潜水艦強力の研究には支柱の理論中に起ると等しき困難を包含する所以にして而も至難の程度に於ては前者は遙に後者の上にある。

潜水艦の各點に働く靜水壓力は此等の點の水面よりの深さに比例して變化す可し。

潜水深度を増すときは斷面周圍の各點に於ける壓力間には以前と同じ一定の比率 (Constant proportionality) を保持せず。

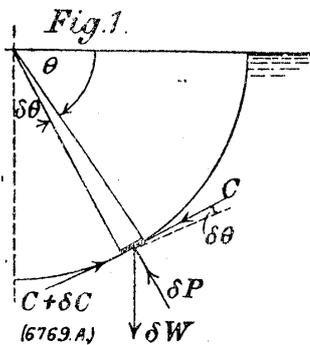
非常に大なる深度と而して之に比して小なる船體直徑とに對しては上記の比率は殆ん

ど壹となる可く斯る場合には習慣上船殻中心軸の深さに對應する等布壓力(Uniform Pressure)を以て實際の變化壓力(Variable Pressure)に代用するを普通とす、此近似法を用ふるが故に安全率を低下し材料寸法を増加することを承認せざる可からざるは注意すべきこととなり、外壓は船體外面の各部に直角に働くが故に何れの横斷面を構成する材料も其各自の平面上にありて働く一組の力と而して艦の一方の先端と其斷面との間に介在する凡ての力の縱分力に對抗せざる可からず、縱力に對する反力は唯船の前後構造によりて負擔さる可く通常の場合之は外板のみなり、之により起る縱壓縮力は相當に大なりと雖も横内力に比すれば實に九牛の一毛に過ぎざるが故に向後附録に於て論ずる外本文に於ては全く之を度外視す可し。

(2) 水上の状態 (Surface-Condition)

今均等の寸法を有する圓形斷面體が恰も丁度水面下に接して浮べるものとする(即ち水面か斷面の最上點に接するなり) 然らば靜水壓力は頂部に於て零にして底部に於て最大値をとり此壓力不均一のために此斷面は一見變形せらるゝ傾向あることを感得す可し、然れ共實際は然らずして周圍の何れの點に於ても彎曲能率は消失することを證明し得るなり。

第一圖



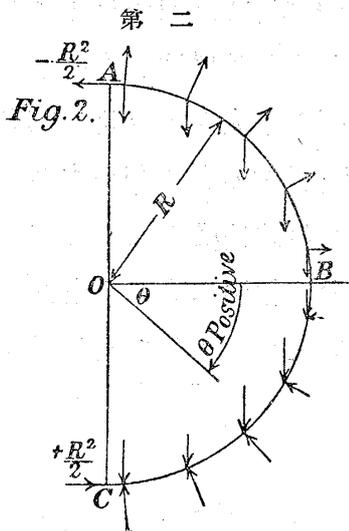
し、然れ共實際は然らずして周圍の何れの點に於ても彎曲能率は消失することを證明し得るなり。

第一圖に見る如く最初四分圓體が丁度浸洗状態(Awash)にありと考へよ、此の場合何れの點に於ても彎曲力率は消失することは附録に證明しあり而して各點に於ける唯一つの合成力は切線推力(Tangential thrust) 或は圈壓力(Hoop Compression)にして其値は、 $\sin \theta \times \frac{R^2}{2}$ なることを知る(附録参照)。

而して既に此合成力が上記の値なりと假定せば一つの周分(Element)の平衡状態は次の如きものたる可し即ち作用する所の力を初等の方法によりて分解し見れば該力は圈壓力Cの方向を此周分の夾角 $\delta \theta$ 丈變更し此切線力に δc 丈の増分を附加するに足り之によりて最終の條件を満足せしめ得るものとする斷面形の縦方向の厚さは單位長を取り力の單位には液體の單位長の立方體の重量を用ふ、二次の微小變形を省略せば斷面形は變形せざるものと見做し得、底部反力は水平にして其大きさは $\frac{R^2}{2}$ 頂部に於ては消滅す可し、扱今假りに總ての力が其働く方向を反對とせる時詳言せば重力は上方に靜水壓力は外方に働く場合を想像せば實際も亦平衡は維持せらる可きが此際は凡ての點に於て圈壓力は圈張力(Hoop tension)となる可し。

次に此四分圓體が水平直徑の周りに反轉せられ原四分圓と上下に對立する位置に置か

れたりとせよ、然らば重力は凡て下方に向へ共上部四分圓に於ては負の静水壓力が働



くこととなる故に圈壓力はAよりBに至るに従ひて其の強度 $-\frac{R^2}{2}$ より零迄減少す可くAに於て伸張力とCに於ける同強の壓縮力とは凡ての力を平衡せしむ、OBより上方に測る角を θ とせば式 $\sin\theta \cdot \frac{R^2}{2}$ は何處迄も圈推力 (Hoop thrust) を表すことを續く可し。

最後に此半圓體が更に等布静水壓力 R に働かるゝものとせば合成水頭 (Combined-head) はAに於て消滅しBに於て R に増加しCに於て $2R$ となる可し、斯く取扱ふときは丁度水面下に沈める圓形斷面船の状態を更に現出す可し、等布壓力 R のために凡ての點に於て圈壓力 R^2 を増現す可く既に存在せ

る推力及壓力に加算せばAに於ては $\frac{3}{2} R^2$ を生成す可く一般に任意の點に於ける合成推力は $R^2(1 + \frac{\sin\theta}{2})$ となる。

從て丁度水面下に沈める圓形斷面形體に對して頂部より底部に至る壓力變化を省略することは恰も頂部に於ける壓力を二倍し底部に於ける壓力を $\frac{1}{3}$ 丈減ずることゝなり水平直徑端點に於ける壓力は不變なること言ふを俟たず、潜水艦の中心軸が直徑の數倍の深度に於ける場合に此近似法により一層眞に近き結果を與ふと雖も正確なる値も亦極めて單簡に求め得らる可きにより正確なる方法を用ふるは寧ろ選ぶ可き事とす、上記の凡ての場合を一括して序述せば下の如し。

- (1) 水中に潜入せる均等圓形圈體 (Submerged uniform circular hoop) の某點に於ける圈壓力は其點に於ける壓力が全圈を通じて等布せられたりと思ふ所のものとして平均壓力に歸する所のものとの平均に等し

(3) 荷重の解析 Analysis of the Loading

上に論じたる場合は荷重を凡て R としたりしが今他の等布荷重例へば nR が働くものとせば船體軸の深度が snR なる場合の内部反力は $R^2(n + \frac{\sin\theta}{2})$ により表はさる可く斯る荷重を採用せば最も完全なる一般的解析法を與ふ可し、何となれば潜水艦の任意の斷面に於ける荷重は常に二部分に分割し得可く一つは潜水深度に比例して變ずるもの他は之に無關係のものよりなる而して此二者は上式に包含せらるればなり、先づ第一の潜水 (Submergence) に歸する荷重及反力により組成せらるゝ力系は斷面中心に於ける潜水深度に對應する等布壓力により惹起せらるゝもの、第二力系を組成するもの即ち水上力系

(Surface) は半潜状 (Semi-immersion) に歸する壓力により編組せらるゝものにして断面の下半分に働くもの及上半分に働く所の之と全く同一なるものの反轉像 (Reversed image) とよりなり猶之に結構の重量等を加へざる可からず、其上隣接する断面より或は其れの方に縦方向の結構部材によりて傳及せらるゝ荷重をも考へに入るゝの要あり。

潜水荷重反力及内力によりて形成せらるゝ力系の強度は潜水深度により變じ且断面形の幾何的性質によりて其配布の状況を異にす、又一方水力系 (Surface System) の強度は一定にして單に断面形の幾何的性質と質量配布とのみに關係す、負荷の性質上**双對稱の場合** (Bi-symmetrical Cases) には垂直徑の端點に於て等しくして方向反對なる反力を惹起す可く水平直徑の端點に於ては彎曲能率は消滅し其等の點に於て唯一の反力として残るは單純なる剪斷力なり、單對稱形 (Singly Symmetrical form) の場合にも同様の傾向を現はすを見る。

一例として橢圓形體の前方先端 (Elliptical fore end) の場合を考へんに茲に長徑は垂直方向に置かれ徑比は $\left(\frac{10}{5}\right)$ とせば次の表は呈現せらるゝ各種内力を示し後掲する所の又交曲線 (Cross-curve) と一致す可き筈なり。

	彎 曲 能 率		切 線 力		剪 斷 力
	垂直軸ノ頂底點	水平軸ノ端點	垂直軸ノ頂底點	水平軸ノ端點	水平軸ノ端點
水上力系	±4.53	<i>nil</i>	+10.55	<i>nil</i>	1.95
潜水力系					
$d=5$	-27.25	+19.5	+25	+12.5	<i>nil</i>
$d=50$	-272.5	+195	+250	+125	<i>nil</i>

彎曲力率の單位は (單位長) × (單位長立方體の重量) にて表はされ力の單位としては (單位長方體の重量) を用ふること前記の如し橢圓形の長徑は 10 單位長にとり上に定義せる如く潜水深度は水面より橢圓體の圖形中心迄の深さを取り重量の配布は均等にして且つ全量は排水量に等しとすれば水上状態に對する數字と選定せられたる潜水状態に對する數字とを加算せば實際の内部反力を知ることを得べし、斯る大なる深度に對しては單に潜水状態のみを取るも可なりの程度迄の近似値を得可く彎曲力率に關して殊に然りとす又水上力系は上に定義し來りしが如く彎曲力率に付きて相等しき正負の差異を生成するものなるが故に此點より云ふも上の考慮は正當のものなり、橢圓形の長徑を垂直及び水平に置ける場合種々なる橢圓體に對する又交曲線は第八及第九圖に之を掲げあり此

等の計算に當りては水上力系を算定するに半圖式方法 (Semi graphical method) を用ゐたるが此は恐らく本目的に對して充分正確なるを保し得るのみならず、全然解析的方法に比較して遙かに勞力を節し得可し。

猶重量の配列は例へば之は屢々バラスト、ウォーター (Ballast water) 及「油」等の搭載状態を含むものにして決して不變のものにあらず、然も其考へ得可き何れの配列變更に對しても又結構配列の變更に關してさへも相當大なる深度の潜水力系に對しては水上力系に及ぼすが如き影響は認め得られず。下に掲ぐる所にては水上力系は直接に計算せるか或は他の方法によりて研究し其れと同時に凡て重量配列上の問題は配列變更の必要あるときは之を遂行し而して上記の假定を適用したり。」

(4) 圓形體の極限深度 (Limiting Depth for Circular Forms)

外板が實際の受壓面を形成し肋材の中立軸が同心圓なれば前記序述 (1) は結構寸法が有限なる場合に於ては圈壓力を測度する所以となる其際半徑 R は中立圈 (neutral hoop) のそれにして且中立圈を含む所の表面へ働くものと假定せる壓力の強度は實際外板外面に働く壓力と等値のものと考へらる。

次に潜水深度が小なる極端の場合には長柱に界限配布荷重 (Critical distributed loads) が働ける場合と類似のものとして取扱ひ得れとも (Engineering Vol cvi 99~129 頁:—Morely & Bisacre 論文參照) 一般には Euler 氏の公式を使用せば充分なり、次に横隔壁の形狀維持性を考へずして多分壓壞 (Collapse) が起る可しと豫期せらるゝ限界壓力 (Limiting pres.) は次式にて表はさる $P=3\frac{EI}{SR^3}$

$$\text{茲に} \begin{cases} E = \text{Virtual Youngs modulus.} \\ I = \text{Moment of inertia of the frame element} \\ S = \text{Frame spacing} \\ R = \text{The Neutral hoop Radius.} \end{cases}$$

此式は $\pi\frac{R}{\sqrt{3}}$ なる長さの支持端 (Pivot end) を有する支柱に對する限界値より誘導せらるるものにして焔管 (Fluetube) の壓壞實驗を觀察せば圓形は壞壓せられて等邊三角形となる場合なり。(Fairbairn's Experiment, circa 1860) 如上の事柄を改めて序述せば

- (2) 縦分 (Longitudinal element) が一定に保たるれば當値壓力 (Equivalent Pressure) は半徑の立方に反比例して變ずべし。
- (3) 總ての線尺度 (Liner dimensions) が皆同じ比にて變ずるならば此當値壓力は全く同一なり。

(4) 等しき深さに對しては結構重量は水中排水量 (Submerged displacement) に比例して變ず。

作業上の不完全「ラップトシーム」(Lapped Seams) 及第二次の彎曲能率 (Secondary B.M.) 等の爲め完全なる同心は實現せざる可く實際上壓壞の限界値は非常に理論上のものより減ず可きも一方横隔壁は之と全く反對に安全側の影響を及ぼす可し、(ラップトシーム)(或は壓力の突き合せ點を安全ならしむる爲めの「バット・ストラップ」 Butt-strap) に沿へる部分の推力線 (Line of Thrust) は斷面の中立軸と合致せざる可し。

此等二者の離隔距を Z とせば結構の抵抗せざる可からざる力率は $P.R.S.Z$ にして又「ランディング (Lading) より離れたる方の肋材の「フレンチ」に於ける壓縮内力は増加す可く規定内力 f に到達す可き深度は次式により表はさる。

$$\text{茲に} \begin{cases} p = f \cdot a \cdot I / R \cdot S(AZy + I) \\ p = \text{Allowable depth of Submergence.} \\ A = \text{Area of the frame element} \\ y = \text{Furthest fibre distance of the frame element} \end{cases}$$

此形に書く時は $\frac{AZy}{I}$ は「ラップ」の影響の重要程度を示す測度となる可し。

外板が其幅 b なる「内外條列」(In and out strake) として構成せらるゝならば其影響はより大なれども偏心荷重を受くる支柱に起る内力を超過せざる可し。

$$\text{乃はち } f \geq \frac{pRS}{A} \left(1 + \frac{Azy}{I} \sec. \frac{b}{2} \sqrt{\frac{PRS}{E.I.}} \right)$$

(Morey :- "Theory of Structure" 293 頁を参照せよ) 但し内外條列に關しては夫々異なる數値を採用するものとし R の値に關しては下の項を参照す可し。

(V) 不均等の圓形斷面 (Non-uniform Circular Sections)

通常肋材又は肋板 (Floor) と組合せられたる圓形壓力面の中立圈は同心圓とならず、其場合は下の如く研究するなり。

b.c.d. 等は第十二圖中の符號とす此際は受壓表面上の等布荷重に代ふるに凡て中心に向へる數多の大きさ等しく且つ等しき間隔に働く集中荷重を以てす可し斯る力率は圓に内接す可き規則正しき平衡多角形 (Funicular regular Polygon) を形成することとなり。多角形の外側は一連の内部反力を表はす可く多角形の中心が作用力の中心と合致すれば平衡を保つ可きなり。

力の數を無數に多くせば反力力率は圓圈を形成す可く其圈の各點に於ては均等推力な

れども圈の半径は未知なり。

此概念は線拱 (Linear Arch) と相似せり従て線圈 (Linear hoop) と稱呼するも何等支障なからん、線圈の半径を K とせば之は「全中立圈上に於て(全體曲率の不変) (No total change of curvature) なる條件より出發せば決定せらる可し。

今各點に於ける力率の意義を

(推力) \times (中立軸 (Neutral) より推力線 (Pressure line) 迄の距離)

とせば之は $M = (\text{推力}) \times (r - K)$ と書き得可く

茲に $r = \text{Polar distance of neutral hoop.}$

曲率は ϵM により與へらる但し ϵ 彈性荷重強度 (The Flexibility) は EI の反數なり。

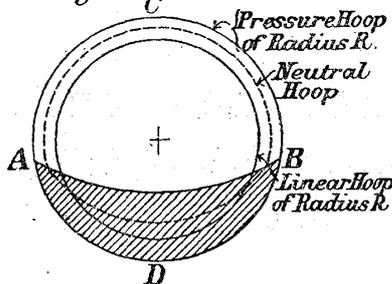
而して $\int \epsilon M ds = 0 = (\text{推力}) \times \int \epsilon (r - K) ds$

$$\therefore K = \int \epsilon ds = \int \epsilon r ds$$

$$\therefore K = \int \epsilon r ds / \int \epsilon ds$$

Fig.3.

第
三
圖



然らば線圈 (Linear hoop) は受壓面と同心の表面にして中立圈の平均距離に等しき、半径を有し彈性荷重 (“Weighted”) 乃ほち撓荷率に比例して變化する線密度 (Line density) を與ふ。

此結果の一般に正確なるは第三圖に示せる略圖に於て A 及 B に蝶番 (Hinged joint) ありと想像せば明

かとなる可し茲に各點に起る切線反力及 ACB 上の壓力は各點に於て單一均等推力により支持せらる。

荷重作用せば「ビーム」端に於ての切線を變ずれども圈端に於ては之を變ぜず、A 及 B の接手を固着する時は彎曲力率は A, C, B 各點に起り A 及 B の上部切線を其より下方のものと合致せしむ其故に上部肋材は其兩端に荷重ありて對稱的に支持せられたる通常の梁の状態に到達し乃ほち一定値の彎曲力率が A C B に跨がりて惹起することとなるなり。

此解析法より次の結論を得。

- (5) 肋材構造の部分的變化は甚だ望ましからず何とのなれば存在する推力に加ふるに更に變曲能率を誘導すればなり。
- (6) 肋材構造の變化ある部分は出来る丈充分に固着せしむ可し (乃ほち第十二圖に於て云へば b は c よりも選ぶ可き形なり)。

- (7) 構造不連続にして急變する所に肘材連結方 (Knee-attachiment) を用ふる事は最も弱き點に一層有害なる影響を及ぼし加之肋材其自身は偏心荷重を受くる支柱の状況にあるが故從て内外條列の影響に對しては既に上に與へたる公式を使用して可なり但し其際上式の $\frac{b}{2} = \frac{\pi R}{2\sqrt{3}}$ を代入す可きものとす。

(VI) 不均等の圓形ならざる (Non-uniform Non-Circular Sections) 斷面形

圓形ならざる斷面形の一般の場合も亦同様の解析法にて研究し得べし、但し作用壓力は (中立圈へ直接働くものと見做す) 等布するものとし (此點に關しては附録を参照すること) 受壓表面が與へらるれば力圈 (力の多角形の極限の場合と考へられたるもの) は自ら決定せらる可し。

同時に平衡力圈 (Funicular hoop) の對應する系族 (Family) が決定せらるれば問題は單に既知の結構組成に適應する如き平衡多角形を選定することに歸着す。

此方法の順序段階は次の如し。

(a) 圖形中心 (Centroid) 及彈性荷重を有する中立圈 (The "Weight" neutral hoop) 乃ち撓荷率に比例して變ずる線密度を有するものの主要軸 (Principal axis) を見出すこと。

(b) 零全變形 (Zero total deformation) の中心を見出すこと乃ち

$$\begin{aligned} \bar{x} &= \frac{\int r^2 x ds}{2 \int r^2 ds} \\ \bar{y} &= \frac{\int r^2 y ds}{2 \int r^2 ds} \end{aligned} \quad \text{を決定すること。}$$

茲に x, y は坐標 r は圓形中心 (Centroid) より測りたる極距 (Polar distance) なり。

(c) 彈性荷重を有する圈の (X, Y) に關する環動半徑 (Radius of gyration) K を算出せよ然らば線圈は X, Y 及 K に關しての相反圖形 (Reciprocal figure) と中立圈との中間にあり、從て之によりて次の如く序述するを得。

(8) 圈推力は何處に於ても pr に等しく {但し r は (X, Y) よりの各點の距離に關するもの} r の方向に垂直に作用す。

(9) 彎曲能率は何處に於ても $(K^2 - r^2) \frac{P}{2}$ に等し

(VII) 橢圓形 (Elliptical-forms)

實用上の形體は双對稱にして點 (X, Y) は幾何學的中心に合致すること多し、双對稱の凡ての場合は又單對稱を包含し居るが故要は x 或は y の一つを求むれば足るなり (支柱の用ひられたる場合以外は) 諸種の橢圓形に對する又交曲線は凡て之等の結果より誘

第四圖

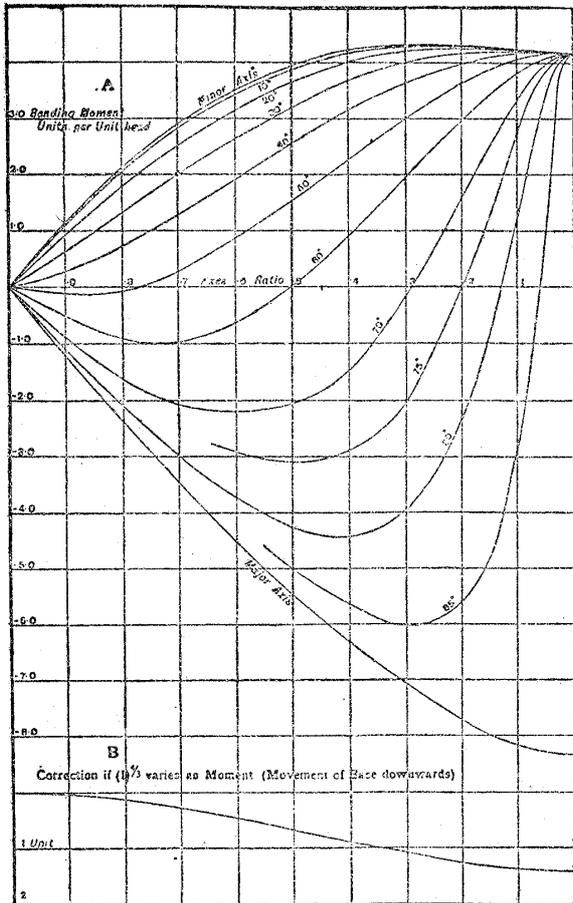


Fig. 5.—BENDING MOMENT CROSS CURVES. ELLIPTICAL NEUTRAL HOOP OF UNIFORM SCANTLING.

第五圖

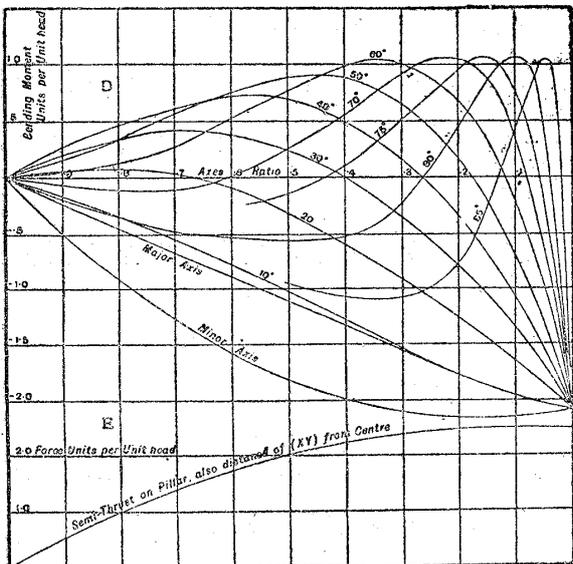


Fig. 7.—PILLAR ON MINOR AXIS, OTHER CONDITIONS (AS A Fig. 5)

第六圖

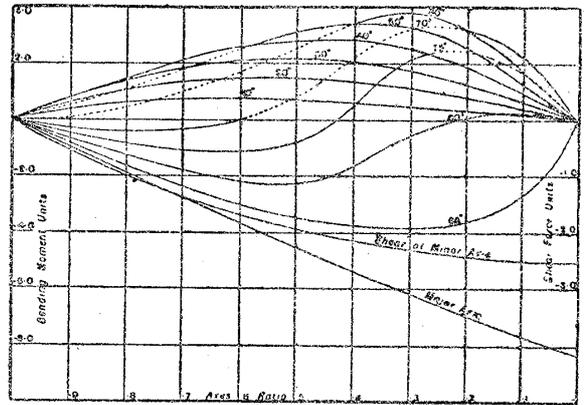


Fig. 8.—SURFACE SYSTEM ELLIPTICAL HOOP BENDING MOMENT CROSS CURVES FOR MAJOR AXIS VERTICAL. LENGTH, 10 UNITS.

NOTE.—Direct thrust or tension on hoop at ends of major axis is ± 12.5 —shear at minor axis.

第七圖

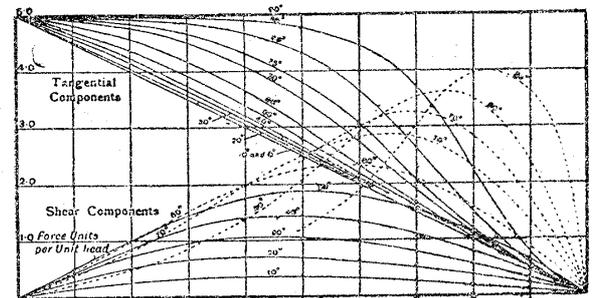


Fig. 6.—THRUST CROSS CURVES (AS A Fig. 5)

第八圖

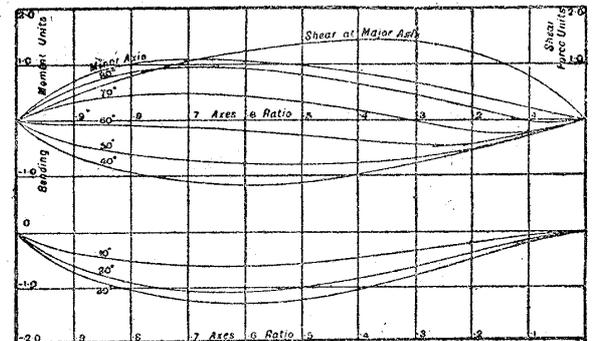


Fig. 9.—SURFACE SYSTEM ELLIPTICAL HOOP BENDING MOMENT CROSS CURVES FOR MAJOR AXIS HORIZONTAL. LENGTH, 10 UNITS.

出せられ第五より第七圖迄に掲げあり而して何れの點に於ても此曲線を使用せば其處に惹起する内力の値を決定し得べし、第九圖は特別の場合に對する實例を示せるものなり。

第五圖（又交曲線系列の中にて）A と記せるは彎曲力率に關するもの、第六圖は均等斷面積を有する肋材に働らく切線及垂直力を表はすものとす、橢圓形肋材の寸法を力率の配布 (moment) に適應する如く變化せしむるならば上記序述 (a) は凡ての力率が等しき（代數的）増加を爲すことを示す。極端なる而して假說的の場合は斷面力率 (Strength modulus) が一次の力率と共に各點に於て異なる場合にして従つて極端なる補正は（第五圖）の下部に B と號せる曲線によりて施行せらる可し。

而して直接内力及剪斷内力は不變なり。

（第七圖）は一本の支柱が短徑の所に立てられたる場合の又交曲線の系族を表はすものにして次に示す如き方法を用ゐて同様の系列に導かるものとす。

乃はち橢圓の半分を考へ無限力を有する側板 (Side of infinite Strength) を以て支柱に置換するなり。

従つて彈性荷重は零となり圖形中心及 X の値は此假定の下に計算せらるゝなり、某所に於ては彎曲力率が虚數側に起ることあるも第二の半分を同様に取扱ひて之を丁度の所に合せば此力率は互に消去し合ひて側方に向ふ推力のみ殘存することゝなり、然る後此側壁が再び一本の支柱に變更せられたりと考ふれば可なり、上記の理論を可能の所に出來る丈應用するの利益は計畫時に某る變更を行ひて其が比較影響 (Relative effect) を直ちに豫測し得るの理あるが故なり。

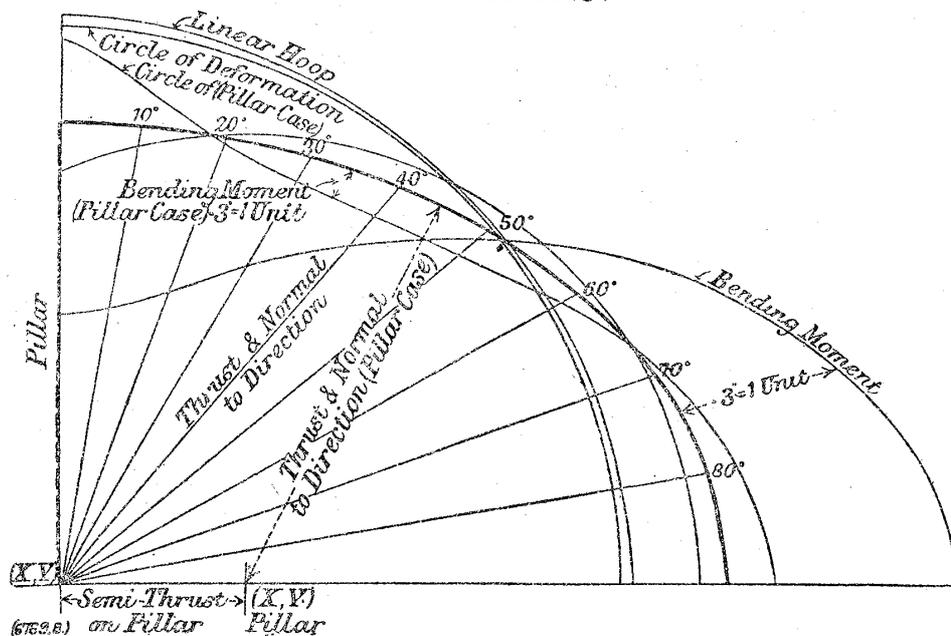
Bruhn 博士の最小働の原理 (Principle of least work) に基けるより一般的方法 (1901 及 1904 年英國造船協會會報參照) に比して本法は計算の道程を通覽し得可く且實際の計算法左迄錯雜せず一層正確なり、又連續の原理 (Principle of continuity) に基く Hovgaard 教授の解析法 (同氏著 Structural Design of Warship 68 頁を參照) (其處に注意すべきは掲げられたる數例は反力を等しと假定せる故誤謬あるが如し) に比するも亦同様の見地より優れたるものと信ず。

以下掲ぐる所は一般の場合に應用し得る所の序述なり。

- (10) 彎曲力率零なる點は半徑 K なる變形圓 (Circle of deformation) と中立圈との交點により定義せれる (第四圖)
- (11) 最大力率は變形圓と中立圈との Normal が合致せる所に起る。
- (12) 力率は中立圈が變形圓の以内にある時内方に變曲を起し又此の逆も成立す。

第九圖

Fig. 4. ELLIPSE 10:7 AXES RATIO, UNIFORM SCANTLING, WITHOUT & WITH PILLAR ON MINOR AXIS.



- (13) 凡て双對稱の場合に對して部材寸法の變更は力率の底線 (base) をして其自身に平行なる移動を生ず而して隣接補強部 (Strengthened Vicinity) 中の力率増すが如く移動す (乃はち強さを増加すると云ふ事は内力増加を誘起することを意味す)
- (14) 結構の一部が残りの部分に比して非常に剛強 (Rigid) ならば其部分の中立軸を適確に配置するも結局其効果少なし。
- (15) 部分的の不連続 (例へばラップトシーム (Lapped seam) 肋材のバトストラップ及艤装物の爲めの張出部等) は殆んど彎曲力率の一般配布に影響なし。
線圖の不連続中立軸に對する關係は力率の其部分に於ける値を決定す。
- (16) 變形圓は線圖への第一次近似を爲す。

第十二圖 a より j 迄に示されたる模範的截斷圖 (typical section) を辿り見ば上述諸影響を髣髴するを得可し、e 及 f の如き場合には多少曖昧の所あり乃はち圓形耐壓船殼が外殼と薄さも幅廣さ板 (Light but deep plate) にて連繫せられあり若し此處に銲接手なしとするも此肋板は單純圈壓縮力 (Simple hoop compression) が惹起す可き圓形内殼の變形防止の用をなす可し {界限壓力 (Critical pressure) の下に於て} 若しも連結完全なれば例へば電氣銲接 (Electrical welding work) なりと云ふが如き場合には彎曲力率は各點に於て誘起せらる可く之れは前述せる所より決定するを得可し。

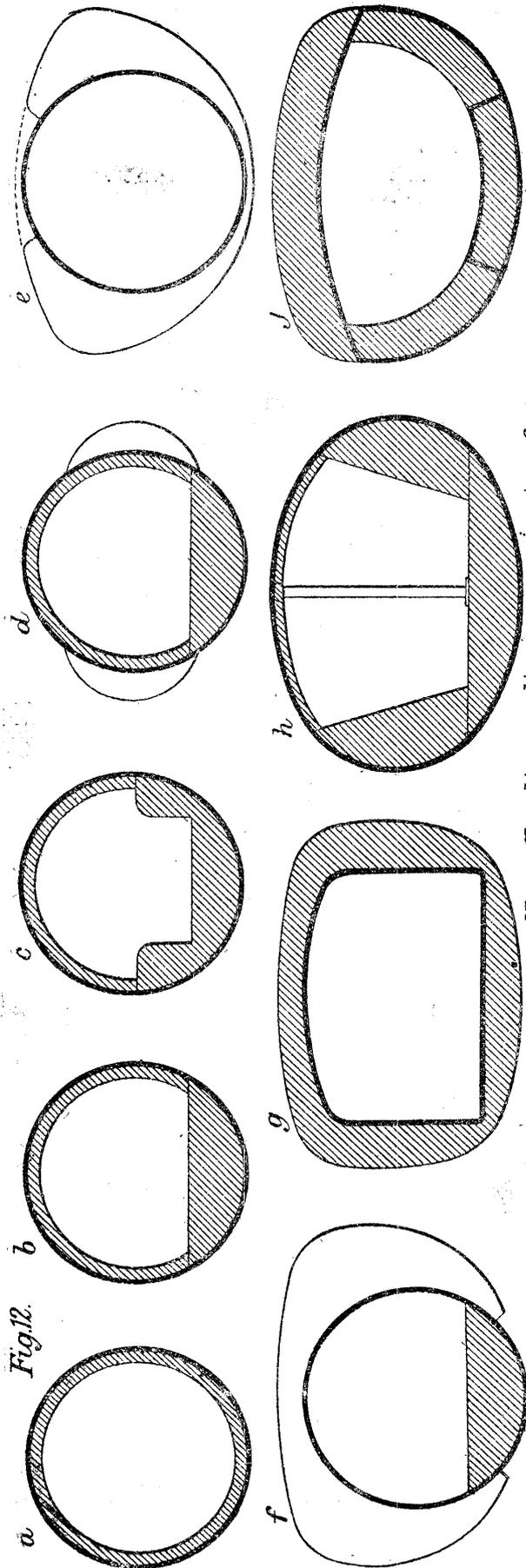


Fig.12.

Note:- Shading indicates continuity of structure

圖 二 十 第

(6769.E)

又元來爲し來りし隔間鉸接手(Open Pitch Riveting)の影響は何程なるが何の邊迄同結果を齎らす可きや否やは疑問なり。

然れども斯界に一見識ある造船學者は恐らくは潜水艦強力考査に當りては連結法の價値如何に係はらず之を無視す可しと信ず。

附 録

(1) 縱方向の力に関する記事(Note on the Longitudinal Forces)

船の長さに沿へる方向に於て各断面は其断面迄に至る静水壓力の軸分力の和を支持することとなる潜水力系に對しては合力は PA にして断面の圖形中心に働く可く横肋材は之等の力に抵抗するに何等役立たざるや明かなり。

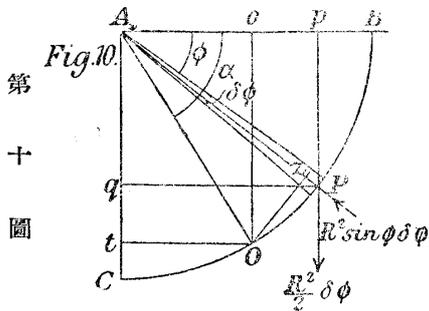
横肋材なき圓筒(例へば蒸汽々罐)に於ては縱内力は横内力の二分の一なり然れども潜水艦に於ては此比は外板が肋材に對する割合によりて變ず可し此割合は時に一に到達し或は之を超過することもあり、作動中心(Center of action)は決して抵抗中心(Center of resistance)を遠く離るゝ事なし故に認む可き程度の彎曲力率は惹起せず従て外板は直立平面(Othogonal plane)中に働く比較的變化なき内力に支配せらる此等内力の相互影響に關しては結局漠然たるものなり何となれば(應力變形定理 Stress-Strain theory)の根本が既に種々の見解ありて、夫々異なる結局を與ふるが故なり、然れば橢圓形断面に起る $\frac{1}{2}(f_t + f_c)$ なる剪斷内力が 45° の螺旋に沿ひて生成する場合を除きて他は此影響を省略するも可なり。

之に對應して圓筒に對する水上力率は非常に趣味ある問題なり上部半圓、下部半圓に働く全力は夫々 $\frac{R^3}{3}$ にして各自軸より $3\pi \frac{R}{16}$ の所に働くが故縱力率 $\pi \frac{R^4}{8}$ を起す可く、外板の慣性能率は凡そ $2\pi R^3 t$ なるが故に結果内力 $\frac{R^2}{16} t$ を惹起す可し、此値は水の單位長の立方體の重量の項にて表はされ且非常に小なるものなり。

(2) 丁度水面迄浮べる半圓壙體中に彎曲力率存在せざる證明

Proof. of Non-existence of B. M. in a Semicircular shell just buoyant.

第十圖は正圓壙體の四分断面を表はし之は水平直徑が水面に丁度來る様に水中に置か



れ。

紙面に直角に單位長を有するものとす、境界 BOC を形成する質量の重さは排水量に等しく。

R = 半徑、 ω = 單位長の弧の重量とせば、

$$\pi R \frac{\omega}{2} = \pi \frac{R^2}{4}, \therefore \omega = \frac{R}{2} \text{ となる}$$

某點 O に於て現出する内部力率は弓形 BO の各線分

の上に働く力の其點の周りの力率の和なり P に於ける線分を考へ之は中心に於て $\delta\phi$ 丈の夾角を有するとせば

下方に働く重量は $R\delta\phi \times \omega = R \cdot \delta\phi \cdot \frac{R}{2}$ なり

法線壓力は $(Pp) R\delta\phi$

$$(O \text{ の周りの力率}) = \frac{R^2\delta\phi}{2}(Pq - Ot) \text{ 及 } -R\delta\phi \cdot Pp \times Oz.$$

此和は

$$\frac{R^2\delta\phi}{2}(R\cos\phi - R\cos\alpha) - R\delta\phi \cdot R\sin\phi \cdot R\sin(\alpha - \phi)$$

と書き得、故に部分力率は

$$\frac{R^3}{2} \left\{ (\cos\phi - \cos\alpha)d\phi - 2 \sin\phi \sin(\alpha - \phi)d\phi \right\}$$

$M=O$ 以上の總力の O の周圍の全力率とせば

$$\frac{2M}{R^3} = \int_0^\alpha (\cos\phi - \cos\alpha) d\phi - 2 \int_0^\alpha \sin\phi \sin(\alpha - \phi) d\phi.$$

$$= \left[\sin\phi \right]_0^\alpha - \cos\alpha \cdot \alpha - 2 \sin\alpha \int_0^\alpha \sin\phi \cos\phi d\phi + 2 \cos\alpha \int_0^\alpha \alpha \sin^2\phi d\phi.$$

$$= \sin\alpha - \alpha \cos\alpha - \sin\alpha \int_0^\alpha \sin 2\phi \cdot d\phi + 2 \cos\alpha \left[\frac{\phi - \sin\phi \cdot \cos\phi}{2} \right]_0^\alpha$$

$$= \sin\alpha - \alpha \cos\alpha - \sin \left[-\frac{1}{2} \cos 2\phi \right]_0^\alpha + \cos\alpha (\alpha - \sin\alpha \cos\alpha)$$

$$= \sin\alpha - \sin\alpha \cos^2\alpha + \frac{1}{2} \sin\alpha (\cos 2\alpha - 1)$$

$$= \sin\alpha - \sin\alpha \cos^2\alpha + \frac{1}{2} \sin\alpha (2\cos^2\alpha - 2) = 0$$

而して結局弧上の一點に於て彎曲力率は惹起せざることを知り得たり。

$2P$ 上に來る水平分力 $= R^2 \sin^2\phi \cos\phi \delta\phi$.

之を B より O 迄積分せば

$$V = \frac{R^2\alpha}{2} - R^2 \int_0^\alpha \sin^2\phi d\phi$$

$$H = \frac{R^2}{2} \int_0^\alpha \sin 2\phi d\phi$$

$$\begin{aligned}
 &= \frac{R^2 \alpha}{2} - R^2 \left[\frac{\alpha}{2} - \frac{\sin \alpha \cos \alpha}{2} \right] &= -\frac{R^2}{4} (\cos^2 \alpha - 1) \\
 &= \frac{R^2}{2} \sin \alpha \cos \alpha &= \frac{R^2}{2} \sin^2 \alpha.
 \end{aligned}$$

$$\therefore \frac{H}{V} = \frac{\sin^2 \alpha}{\sin \alpha \cos \alpha} = \tan \alpha. \text{ 乃ほち}$$

合力は O に於て切線をなす

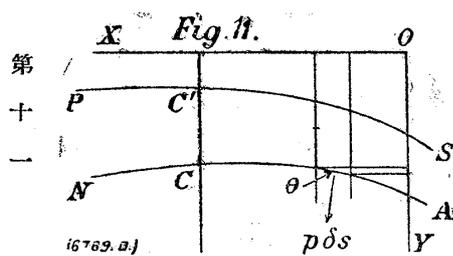
$$O \text{ に於ける合成力或は圈壓力} = \frac{R^2}{2} \sin \alpha$$

之は B に於て消滅し O に於て $\frac{R^2}{2}$ となる

$$\begin{aligned}
 \text{合成力} &= \sqrt{H+V} = \sqrt{\left(\frac{R^2}{2} \sin \alpha \cos \alpha\right)^2 + \left(\frac{R^2}{2} \sin^2 \alpha\right)^2} \\
 &= \sqrt{\frac{R^4}{4} \sin^2 \alpha \cos^2 \alpha + \frac{R^4}{4} \sin^4 \alpha} \\
 &= \frac{R^2}{2} \sin \alpha \sqrt{\cos^2 \alpha + \sin^2 \alpha} = \frac{R^2}{2} \sin^2 \alpha
 \end{aligned}$$

(3) 本論文に関する壓力配布均等の要求 (Note on the pressure uniformity Requirement referred to in paper.)

不幸にして理想的の場合は圓形以外に於ては決して起り來らず。



譬へ結構部材が均等寸法にて中立軸の軸比 ($a-z$: $b-z$) が壓力面の軸比 ($a:b$) に等しからず。

加之に一般に肋板等のものが最大力率を局限せんが爲めに使用せらるゝが如きことあり、(第十一圖) に於て弧 PS 壓力面の一部 NA は中立軸の一部を

すとせば、假設壓力面が NA に沿ひて現出せられ O に於ての法線が標準軸 OXY を定義するものとせば NA の或線分 ds 上の力 $p ds$ を OX 及 OY に沿ひて分解せよ。

乃ほち $\begin{cases} p ds \cos \theta \\ p ds \sin \theta \end{cases}$

s なる弧分の OX OY 上の射影は $\begin{cases} ds \cos \theta \\ ds \sin \theta \end{cases}$ なるが

故に軸に關する分力の強度は等布的にして p なり。

(曲線に切する垂線によりて定義せられたる範圍に於ては)

上に實際働く壓力も亦同時に標準軸に關して分解せらるゝ時は等布壓力強度 p を與ふ、然れば假設せられたる壓力面は標準軸上の圍域が異なる間のみ重要なものなり。乃はち C に於ては內力差は PS 或は NS の間に同様にして CC' を過ぎて均等に作用する所の壓力 P に歸する所のものなり。

彎曲力率の變化は略 $\frac{p}{2} \times (CC')^2$ にして

若しも壓力面が外板に平行なるときは單に中立軸のそれに等しき平均極距に於てのみ用ゐられ全く近接する所のものとなる又壓力強度の値は調和するが如くに整齊せられざる可らず、而して以上の直接の系として之は内部壓力、バラスト水槽の注水に歸する內力變化に應用することを得。

(4) 又交曲線に就て (Note on the Cros Curve)

此等の曲線は長徑が 10 單位長、短徑が凡て之より小なるものに付き算定せるものなり軸の諸他の長さに對しては彎曲力率は潛水力系圖表に對しては徑比の平方によりて變じ單位面積上の單位壓力或は縱方向の單位分に對し曲面單位 (Girth length) 長に對する單位壓力が作用せる時力率は (單位長立方 \times 單位長) の項にて表はされ、彎曲力率は內方彎曲を生ずるとき乃はち内部肋材を以て補強せられたる船の外板壓縮を生ずる場合を正と考へたり、長徑と短徑が殆んど等しきときには次の方程式を用ふるを便とす。

$$\text{彎曲力率} = a(a-b) SP \times C \begin{cases} S = \text{肋材間隔} \\ C = \text{係數} \end{cases}$$

Radial position	Minor axis	10°	20°	30°	40°	
Value of C		0.47	0.44	0.37	0.25	0.10
Radial position		50°	60°	70°	80°	major axis
Value of C		-0.06	-0.21	-0.35	-0.45	-0.48

圓形船殼艇に於ける作業の下手際に因する影響は此方程式により調ぶるとを得可し。

(T. T 生)

(註) 詳細講究を欲せらるゝ向きは本文に記入せる參考書の外次の論文を參考され度し。

Festigkeitsverhältnisse eines beliebig belasten Ringes oder Stabzuges. untersucht im Anhalt an die Knotenkreistheorie von Marbec. Von Dr.-Ing. Horn, Danzig.

Schiff-bau. $\left\{ \begin{array}{l} 29. \text{ Dec. } 1920. \\ 5 \text{ Jan } 1921 \\ 12. \text{ Jan } 1921 \\ 19 \text{ Jun } 1921 \end{array} \right.$