(昭和 36 年 5 月造船協会春季講演会において講演)

油槽船における部材結合部の応力分布 とその近似計算法について

正員 寺 田 泰 治*

Approximate Method of Analysis on the Stress Distribution at
Joints of Structural Members in Oil Tankers

By Yasuharu Terada, *Member*

Summary

It has been recognized that remarkably high stresses take place at joints of structural members in large oil tankers (e. g. at the joints between deck or bottom transverse and vertical webs attached to a longitudinal bulkhead or shell plates), the fact being well confirmed by results obtained from experimental investigations on both actual ships and a large sized model. It is therefore very important to know accurately the stress distribution in such parts from a viewpoint of design and fabrication of the members.

With a use of a stress function, the author analyzed a problem on the stress distribution in brackets with a curved edge. By substituting the bracket with an elastically equivalent curved beam, he also derived a simple formula for a practical use to estimate the stresses along the inner edge of the bracket, which has been verified by test results on several types of models.

1 緒 言

超大型船の部材結合部、即ち deck あるいは bottom trans. と縦通隔壁あるいは外板の vertical web の結合部付近に相当大きな応力の生じることが報告されており、実船実験および大型の模型実験においてもこれらの事実が確認されている⁽¹⁾。この原因については構造部材の配置および荷重条件等によるものと考えられるが、これらの部分の応力状態を的確に把握することは設計の面からも工作の面からも極めて重要である。

陸上建造物の方面では部材隅部の応力状態について種々便宜的な計算法が行なわれており、例えば Bleich その他⁽²⁾は曲り梁と見なして処理し、また Osgood⁽³⁾は楔理論の応用を試みている。しかしこれらは超大型船の部材端部のような場合に適用するには未だ不十分な点がある。

著者はこれらの部分の応力状態を解明するとともに、応力値を求める簡単な実用公式を導き、これを各種の模型実験と比較したところ極めて良く一致することを確めた。

2 二材結合部肘板の応力

第 2・1 図に示すようなそれぞれ寸法の等しい 2 部材が直角に結合された隅部の応力分布について考察する。簡単のために単位厚さの平板の場合を取り扱う。このような隅部の R 止りの断面に働く曲げモーメント、剪断力、軸力はすでにラーメン計算により求められているものである。これらの断面力を第 2・2 図に示すように 3 つの場合に分け、各々について応力計算を行ない、これらを加え合えれば所要の応力を求めることができる。

2・1 端部に曲げモーメント M が働く場合 (第 2・2 図 (b))

Airy の応力函数 ϕ を用い

原稿受付 昭和 35 年 12 月 20 日

* 日本海事協会技術研究所

第 2.1 図

第 2.2 図

$$\phi = \sum_{n=0}^{\infty} f_n(r) \cos 4n\theta \quad (2.1)$$

とすれば $f_n(r)$ は次式より求められる。

$$\left(\frac{d^2}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{d}{dr} - \frac{16n^2}{r^2} \right) \left(\frac{d^2 f_n}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{df_n}{dr} - \frac{16n^2}{r^2} f_n \right) = 0 \quad (2.2)$$

(2.2) の一般解は

$$\left. \begin{array}{l} n=0 \text{ の場合} \quad f_0(r) A \log r + B r^2 \log r + C r^2 + D \\ n \neq 0 \text{ の場合} \quad f_n(r) = A r^{4n+2} + B r^{4n} + C r^{-4n} + D r^{-4n+2} \end{array} \right\} \quad (2.3)$$

任意常数 A, B, C, D は境界条件より求められるが、すべての境界条件を満足せしめることは困難なるため、次の条件を満足するようにする。

$$\left. \begin{array}{ll} (1) \quad r=a \text{ にて} \quad \sigma_r = \tau_{r\theta} = 0, & (2) \quad \theta=0 \text{ にて} \quad \int_a^b \sigma_\theta dr = 0 \\ (3) \quad \theta=0 \text{ にて} \quad \int_a^b \sigma_\theta \cdot r dr = -M & (4) \quad \theta = \frac{\pi}{4} \text{ にて} \quad \int_a^{\sqrt{2}b} \sigma_\theta dr = 0 \\ (5) \quad \theta = \frac{\pi}{4} \text{ にて} \quad \int_a^{\sqrt{2}b} \sigma_\theta r dr = -M & (6) \quad \theta = \frac{\pi}{4}, \quad r = \sqrt{2}b \text{ にて} \quad \sigma_r = \sigma_\theta = 0 \end{array} \right\} \quad (2.4)$$

(但し厚さを 1 とする)。

いま (2.1) を第 n 項までとつたとすれば (2.4) は $(2n+6)$ 個の式となり、一方 (2.1) に含まれる任意常数は $4n$ 個であるから $n=3$ となり (2.1) は次式のようになる。

$$\phi = f_0(r) + f_1(r) \cos 4\theta + f_2(r) \cos 8\theta \quad (2.5)$$

ゆえに各応力成分は次式で与えられる。

$$\left. \begin{array}{l} \sigma_r = \frac{1}{r} \frac{\partial \phi}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 \phi}{\partial \theta^2} \\ = \frac{A_1}{r^2} + B_1(1+2 \log r) + 2C_1 - \left(10A_2 r^4 + 12B_2 r^2 + 18 \frac{C_2}{r^4} + 20 \frac{D_2}{r^6} \right) \cos 4\theta \\ - \left(54A_3 r^8 + 56B_3 r^6 + 70 \frac{C_3}{r^8} + 72 \frac{D_3}{r^{10}} \right) \cos 8\theta \\ \sigma_\theta = \frac{\partial^2 \phi}{\partial r^2} = -\frac{A_1}{r^2} + B_1(3+2 \log r) + 2G + \left(30A_2 r^4 + 12B_2 r^2 + 6 \frac{C_2}{r^4} + 20 \frac{D_2}{r^6} \right) \cos 4\theta \\ + \left(90A_3 r^8 + 56B_3 r^6 + 42 \frac{C_3}{r^8} + 72 \frac{D_3}{r^{10}} \right) \cos 8\theta \\ \tau_{r\theta} = -\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial \phi}{\partial \theta} \right) = 4 \left(5A_2 r^4 + 3B_2 r^2 - 3 \frac{C_2}{r^4} - 5 \frac{D_2}{r^6} \right) \sin 4\theta \\ + 8 \left(9A_3 r^8 + 7B_3 r^6 - 7 \frac{C_3}{r^8} - 9 \frac{D_3}{r^{10}} \right) \sin 8\theta \end{array} \right\} \quad (2.6)$$

(2.6) を (2.4) に代入すれば各任意常数を決定することができる。第 2.3 図は隅部内縁における応力を無次元の形 $\sigma_\theta a^2/M$ $r=a$ にて表わしたものである。

上述の方法によつて求められた解は $\theta=0$ における平衡条件は満足せられているが、 σ_θ 分布についてはなんら規定されていない。従つて (2.6) は $\theta=0$ における σ_θ の分布が同式により示される分布をする場合において正しい値を与えるものである。この分布は内径 a 、外径 b なる曲り梁の σ_θ の分布に極めて近いものである。し

かし実際は第2・1図に示すように R 止りより直線部材となつてゐるため、 $\theta=0$ における σ_θ の分布は曲り梁と真直梁の中間にある。それゆゑ(2・6)は R 止りにおいては正しい値を与えないが Saint-Venant の法則によりこれより少し内部においては最早や正しい値を与えるものである。 $\theta=0$ における σ_θ の値は b/a が小さい程実際と計算値の差が大きくなるが、後述する実験結果よりこれを修正すれば第2・3図の点線に示すようになる。

また外縁における境界条件は頂点以外は満足されていない。従つてこのためにも(2・6)は誤差を含んでいる。それゆゑさらに精度を高めるためには(2・1)の項数を増し外縁の数箇所における境界条件を満足せしめればよい。しかし上例の場合の数値計算結果をみれば

$b/a=3$ の場合

$$\sigma_\theta a^2/M = (1.97000) + (0.15001) \cos 4\theta + (0.00021) \cos 8\theta$$

$b/a=1.4$ の場合

$$\sigma_\theta a^2/M = (29.0712) + (12.5108) \cos 4\theta + (0.2377) \cos 8\theta$$

のごとく第3項は、第1,第2項に比し極めて小さく、(2・4)の境界条件のみで十分正しい値を与えることがわかる。

2・2 一端に剪断力 Q の働く場合 (第2・2図(c))
応力函数を

$$\phi = \sum_{n=1,3,5,\dots} f_n(r) \sin n\theta \quad (2.7)$$

とおけば $f_n(r)$ は次のようになる。

$n=1$ の場合

$$f_1(r) = Ar^3 + B\frac{1}{r} + Cr + Dr \log r \quad (2.8)$$

$n \neq 1$ の場合

$$f_n(r) = Ar^{n+2} + Br^n + Cr^{-n} + Dr^{-n+2}$$

境界条件として次の条件を採用する。

$$\left. \begin{aligned} (1) \quad r=a \text{ にて} \quad \sigma_r = \tau_{r\theta} = 0, \quad (2) \quad \theta=0 \text{ にて} \quad \int_a^b \tau_{r\theta} dr = -Q, \\ (3) \quad \theta = \frac{\pi}{2} \text{ にて} \quad \int_a^b \sigma_\theta dr = Q, \quad (4) \quad \theta = \frac{\pi}{2} \text{ にて} \quad \int_a^b \sigma_\theta \cdot r dr = 0, \\ (5) \quad \theta = \frac{\pi}{4} \text{ にて} \quad \int_a^{\sqrt{2}b} \sigma_\theta dr = \frac{1}{\sqrt{2}} Q, \quad (6) \quad \theta = \frac{\pi}{4} \text{ にて} \quad \int_a^{\sqrt{2}b} \sigma_\theta \cdot r dr = 0, \\ (7) \quad \theta = \frac{\pi}{4}, \quad r = \sqrt{2}b \text{ にて} \quad \sigma_r = \sigma_\theta = \tau_{r\theta} = 0 \end{aligned} \right\} \quad (2.9)$$

したがつてこの場合 $n=4$ となり ϕ は

$$\phi = f_1(r) \sin \theta + f_3(r) \sin 3\theta + f_5(r) \sin 5\theta + f_7(r) \sin 7\theta \quad (2.10)$$

また各応力成分は

第2・3図

$$\left. \begin{aligned}
 \sigma_r &= \left(2A_4r - \frac{2B_4}{r^3} + \frac{D_4}{r} \right) \sin \theta - \left(4A_5r^3 + 6B_5r + 10\frac{C_5}{r^3} + 12\frac{D_5}{r^3} \right) \sin 3\theta - \left(18A_6r^5 + \right. \\
 &\quad \left. + 20B_6r^3 + 28\frac{C_6}{r^5} + 30\frac{D_6}{r^7} \right) \sin 5\theta - \left(40A_7r^7 + 42B_7r^5 + 54\frac{C_7}{r^7} + 56\frac{D_7}{r^9} \right) \sin 7\theta \\
 \sigma_\theta &= \left(6A_4r + 2\frac{B_4}{r^3} + \frac{D_4}{r} \right) \sin \theta + \left(20A_5r^3 + 6B_5r + 2\frac{C_5}{r^3} + 12\frac{D_5}{r^5} \right) \sin 3\theta + \left(42A_6r^5 + \right. \\
 &\quad \left. + 20B_6r^3 + 12\frac{C_6}{r^5} + 30\frac{D_6}{r^7} \right) \sin 5\theta + \left(72A_7r^7 + 42B_7r^5 + 30\frac{C_7}{r^7} + 56\frac{D_7}{r^9} \right) \sin 7\theta \\
 \tau_{r\theta} &= - \left(2A_4r - 2\frac{B_4}{r^3} + \frac{D_4}{r} \right) \cos \theta - \left(12A_5r^3 + 6B_5r - 6\frac{C_5}{r^3} - 12\frac{D_5}{r^5} \right) \cos 3\theta - \left(30A_6r^5 + \right. \\
 &\quad \left. + 20B_6r^3 - 20\frac{C_6}{r^5} - 30\frac{D_6}{r^7} \right) \cos 5\theta - \left(56A_7r^7 + 42B_7r^5 - 42\frac{C_7}{r^7} - 56\frac{D_7}{r^9} \right) \cos 7\theta
 \end{aligned} \right\} \quad (2.11)$$

(2.11) を (2.9) に代入すれば各々の任意常数を決定することができる。この場合の内縁の応力を示せば第 2.4 図のごとなる。この場合も両端部では正しい値を与えないので前節と同様に修正すれば第 2.4 図の点線のようにになる。

2.3 一端に軸力 P の働く場合 (第 2.2 図 (d))

この場合は前節において θ の代りに $\frac{\pi}{2}\theta$, Q の代りに P とおけば, 前節の値をそのまま用いることができる。

第 2.4 図

3 二材結合部肘板の応力の近似計算式（フランジのない場合）

前章に示した応力函数による計算は多元連立方程式を解かねばならず、また実際構造のようにフランジのある場合の計算はさらに複雑になる。従つてここでは前章の計算値を下に実用的な近似計算式を導く。

肘板内のある断面の応力分布は後に示す実験結果からもわかるように双曲線に近い分布をなし、これは曲り梁の応力分布に類似である。

いま第 3・1 図に示すような肘板 $ABB'CA'$ の内縁 $\widehat{AB}$ に生ずる応力と、内径 a 、外径 b なる一様断面の曲り梁に生ずる応力を比較すると、A、B 点付近では両者は略等しいが、中央部に入るに従い曲り梁の応力の方が大きくなる。このことは残部 $A'QB'C$ 部もある程度有効に働くことを示しているものである。

いまある断面において内径 a 、外径 b' なる曲り梁の内縁に生ずる応力と、肘板 $ABB'CA'$ の同じ点における応力が等しくなるような b' が存在するものとすれば、肘板内縁に生ずる応力は、内径 a 、外径 b' なる仮想の曲り梁に置き換えて計算することができる。

端部に曲げモーメントが働く仮想曲り梁の内縁に生ずる応力を σ_a とすれば、これは次式で与えられる。

$$\sigma_a = \frac{M}{\rho(A' - A)} \left[\frac{\rho}{a} - \frac{A'}{A} \right] \quad (3.1)$$

ただし

$$A' = \rho t \log \frac{b'}{a}, \quad A = t(b' - a), \quad \rho = \frac{1}{2}(b' + a) \quad (3.2)$$

(3.2) を (3.1) に代入して無次元にて表せば

$$\sigma_a t a^2 / M = \frac{\left(\frac{b'}{a} - 1\right) - \log \frac{b'}{a}}{\frac{1}{2} \left(\frac{b'^2}{a^2} - 1\right) \log \frac{b'}{a} - \left(\frac{b'}{a} - 1\right)^2} \quad (3.3)$$

前章 (2.6) において求めた端部に曲げモーメントが働く場合の肘板内縁の応力 $\sigma_{\theta} a^2 t / M \big|_{r=a}$ と (3.3) を等置して

$$\sigma_{\theta} a^2 t / M \big|_{r=a} = \frac{\left(\frac{a'}{a} - 1\right) - \log \frac{b'}{a}}{\frac{1}{2} \left(\frac{b'^2}{a^2} - 1\right) \log \frac{b'}{a} - \left(\frac{b'}{a} - 1\right)^2} \quad (3.4)$$

第3.2 図 仮想曲り梁の外径

を満足する b' を求むればこの b' は仮想曲り梁の外径である。(3.4) を図式解法にて解き求むる b' の値を示せば第 3.2 図に示すような値となる。 $\sigma_{\theta} a^2 t / M \big|_{r=a}$ は $\theta = 0$ にて曲り梁の応力とほぼ等しくなるので、 $\theta = 0$ にて $b'/b = 1$ となるが前章にも述べたように $\theta = 0$ 付近は実際の値を与えないので、第 2.3 図の修正値を用いれば b'/b は第 3.2 図の点線のようになる。

また肘板端部に剪断力、軸力の作用する場合は (3.3) に軸応力を加えたものと (2.11) 等を等置すれば、これらの場合の仮想曲り梁の外径が求められる。このようにして求めた b' の値は (3.4) より求めた b' の値とほとんど変はらない。したがって実用上すべての荷重状態に対して b'/b の値は第 3.2 図に示す値を用いて十分である。またこの場合の応力は次式で与えられる。

第 3.3 図

第 3.4 図 肘板の深さに対する有効度

小さく全幅が有効に働くと考えて差し支えないが、隅部外縁のフランジの有効幅（例えば deck side corner における甲板あるいは外板の有効幅）は相当減少するものと考えられる。従つてこの部分の有効幅の取り扱いいかんによつては応力の計算値はかなり変化する。

隅部における有効幅を B_f 、中央部（一様断面部）における有効幅を B_e とし B_f/B_e の値を後章に示す各種

第 4.1 図 隅部における有効幅

$$\sigma_a = \frac{M_\theta}{\rho(A' - A)} \left[\frac{\rho}{a} - \frac{A'}{A} \right] + \frac{p_\theta}{A} \quad (3.5)$$

ただし

$$\begin{aligned} M_\theta &= M - p\rho(1 - \cos \theta) + Q\rho \sin \theta \\ p_\theta &= p \cos \theta + Q \sin \theta \end{aligned}$$

(M, p, Q は第 3.3 図に示すものを正とし、 p および p_θ は各断面の図心に働くものとする)

第 3.1 図に示す仮想曲り梁の深さ np と肘板の全深さ nm との比は深さ nm に対する有効度を示すものであるから、これを η で表わせば

$$\eta = \frac{np}{nm} = \frac{\frac{b'}{a} - 1}{\frac{b}{a \cos \theta} - 1} \quad (3.6)$$

第 3.4 図に η の値を示す。これによると $\theta = 45^\circ$ にて全深さの約 70% が有効に働くことがわかる。

4 二材結合部肘板の応力の近似計算式（フランジのある場合）

前章においてはフランジのない平板の場合を取り扱つたが、実際構造においては必ずフランジがあるのでこのような場合について応力の近似計算式を導く。

肘板内縁におけるフランジはその幅も比較的

第 4.2 図 隅部の曲げモーメント分布図

の実験結果より調べると第 4.1 図のようになる。これらの実験における曲げモーメント分布は第 4.2 図 (a) に示すようになっており、これは長さ $2l + \frac{\pi}{2} \rho$ の真直梁の中央に集中荷重が作用した場合の曲げモーメント分布に等しい。Schade⁽⁴⁾ の理論よりスパン $\left(2l + \frac{\pi}{2} \rho\right)$ の梁の中央部における有効幅を求めると大略 $0.7B$ とな

り、これは第4・1図に示す実験結果に近い値を示している。従つて隅部の有効幅として R 止りにおいて $Bf/Be=0.95$, $\theta=45^\circ$ において $Bf/Be=0.7$ としこの間を直線で結んだ値をとれば大体実験値の平均を示す。実船においてもこのような考え方によつて隅部の有効幅を定めてもほぼ正しい値を与えるものと思われる。

さて隅部外板の有効幅が明らかとなつたのでフランジのある場合の肘板内縁における応力の近似計算式を導く。前章において仮想曲り梁の外径 b' が求められたが、フランジのある場合もこれと同一形状の曲り梁を考え、その内縁にはその位置にあるフランジをそのまま、外縁には上に求めた有効幅のフランジを付するものとする。従つて仮想曲り梁の断面は第4・3図に示すようになる。このような断面をもつ曲り梁の内縁における応力は(3・5)をそのまま使用することができる。但しこの場合

$$A' = \int_A \frac{\rho}{\rho+y} da, \quad A = A_{fa} + A_{fb} + t_w(b'-a) \quad (4.1)$$

ただし A_{fa} , A_{fb} はそれぞれ内縁および外縁のフランジの断面積、もしフランジの厚さがウェブの深さに比して十分小さいときは(4・1)の A' は近似的に次のようになる。

$$A' = \frac{\rho}{a} A_{fa} + \frac{\rho}{b'} A_{fb} + \rho t_w \log \frac{b'}{a}$$

以上により2材結合部肘板の内縁における応力は(3・5)および(4・1)より簡単に計算することができる。

5 三材結合部肘板の応力の近似計算式

5.1 仮想曲り梁の形状の決定

3部材がT型に交つた結合部には両側に肘板があり、このような場合の肘板内の応力分布を理論的に調べることは相当面倒である。前章までに2材結合部肘板を仮想曲り梁に置き換えて取り扱つたので3部材が結合された場合もこれと同様な方法について処理する。

第5・1図に示すような3部材がT型に交つた模型を、この内直交する2部材を互に引張り、第3部材を自由にした場合、第3部材のEF断面より外側にはほとんど応力を生じない。この事実より一方の肘板が他方の部材に影響をおよぼす範囲は大略第5・1図のEF断面部までである。従つて3部材が結合される場合においても適当な所で切り離し2部材で構成されたものとして考えることができる。このような隅部を次に示すような仮想曲り梁におきかえる。

第5・1図

第5・2図

以下すべて AB 側肘板について考えることとする。第5・2図に示すように考えている肘板 AB の反対側肘板の中央 FE より外側を切り離し、かつ F より $\widehat{CE}$ に切線を引き $AA'CFB'B$ なる形状を取り出す。 $\widehat{AB}$ に対する有効深さは第3章に示した有効度 η を用いて表わすことができ、仮想曲り梁の外径は

$$b' = a + \eta p = a + \eta nm \quad (5.1)$$

より求められる。従つて仮想曲り梁の形状は決定せられる。

5.2 断面力の分割

肘板内縁 $\widehat{AB}$ における応力を計算する場合、肘板端部に働く断面力の分割法について述べる。肘板端部 AA' 、 BB' および DD' における断面力はすでにラーメン計算により求められており、これを第5.3図(b)および(c)に示すように分割する。即ち第5.3図(b)は BB' 断面に働く力のみを考え、 AA' 断面にはこれと釣合うべき断面力を作用せしめる。また第5.3図(c)は DD' 断面に働く力のみを考え、 AA' 断面にはこれと釣合うべき力を作用せしめる。従つてこの両者を加え合せたものは(a)図と等しくなる。

第 5.3 図

5.3 仮想曲り梁の曲げモーメント、軸力および応力

(1) 第 5.3 図 (b) の場合

この場合の仮想曲り梁の各断面に生ずる曲げモーメントおよび軸力は2材結合の場合と全く同様に次式より求められる。

$$\left. \begin{aligned} M_\theta^* &= M_1 - P_1 \rho (1 - \cos \theta) + Q_1 \rho \sin \theta \\ &= M_1' - Q_1 \rho (1 - \cos \phi) + P_1 \rho \sin \phi \\ P_\theta^* &= P_1 \cos \theta + Q_1 \sin \theta = P_1 \sin \phi + Q_1 \cos \phi \end{aligned} \right\} \quad (5.2)$$

したがつて (5.2) を (3.5) に代入すれば $\widehat{AB}$ における応力 σ_{AB}^* が求められる。

(2) 第 5.3 図 (c) の場合

この場合は BB' 断面に断面力が作用しないので(1)の場合と同一の取り扱いとはできない。この場合 AA' 断

第 5.4 図 k の 値

面の断面力により生ずる応力は、 AA' 断面より遠ざかるに従い DD' 断面の方に多く伝達され、 BB' 断面では

応力は零となる。

いま AB 側肘板の仮想曲り梁における曲げモーメント分布および軸力の分布を

$$\left. \begin{aligned} \bar{M}_\theta &= k[-M_2' - Q_2 \rho(1 - \cos \phi) - P_2 \rho \sin \phi] \\ \bar{P}_\theta &= k[Q_2 \cos \phi - P_2 \sin \phi] \end{aligned} \right\} \quad (5.3)$$

と考えれば、この曲げモーメントおよび軸力により生ずる応力は (5.3) を (3.5) に代入すれば求められる。後章にて述べる各種の実験結果よりこの k の値を調査すれば、第 5.4 図に示すようになり、これらの平均値を通る曲線より k の値を決定する。この k の値を用いれば (5.3) より曲げモーメント、軸力を決定することができ、(3.5) より第 5.3 図 (c) の場合の肘板内縁における応力 $\bar{\sigma}_{AB}$ が求められる。ゆえに最終結果として $\widehat{AB}$ の応力は

$$\sigma_{AB} = \sigma_{AB}^* + \bar{\sigma}_{AB} \quad (5.4)$$

より求められる。

同様に CD 側肘板に対して上述の方法を繰返し、第 5.3 図 (c) より σ_{CD}^* 、第 5.3 図 (b) より $\bar{\sigma}_{CD}$ を求めれば

$$\sigma_{CD} = \sigma_{CD}^* + \bar{\sigma}_{CD} \quad (5.5)$$

より CD 肘板内縁の応力が求められる。

6 模型実験の結果および計算との比較

(1) A 試験模型

第 6.1 図に示すような円弧状肘板を有する L 型平板試験模型であり、内半径 a を 100, 200, 300, 400, 500 (mm) の 5 種類とした。この内 $a=200$ mm の場合にその外側に 350×8 (mm) のフランジを付けたものが AF

第 6.1 表 A 試験模型内縁の応力 (曲げ荷重)

		(σ_a : kg/mm ²)														
b/a		$b/a=1.4$ ($a=500$)			$b/a=1.5$ ($a=400$)			$b/a=5/3$ ($a=300$)			$b/a=2.0$ ($a=200$)			$b/a=3.0$ ($a=100$)		
θ°		計算[1]	計算[2]	実験値	計算[1]	計算[2]	実験値	計算[1]	計算[2]	実験値	計算[1]	計算[2]	実験値	計算[1]	計算[2]	実験値
0		6.58	5.93	5.97	6.64	6.07	6.05	6.86	6.23	6.29	7.22	6.54	6.60	8.24	7.39	7.19
11.25		5.90	5.77	5.97	6.10	6.03	6.05	6.40	6.23	6.29	6.86	6.67	6.70	8.09	7.75	7.52
22.50		4.48	4.56	4.50	4.81	4.94	4.77	5.28	5.42	5.21	6.00	6.13	5.81	7.66	7.50	7.23
33.75		3.14	3.14	3.10	3.57	3.60	3.48	4.16	4.18	4.03	5.14	5.11	5.00	7.24	7.20	6.98
45.00		2.60	2.60	2.54	3.09	3.06	3.16	3.76	3.78	3.77	4.81	4.83	4.81	7.08	7.08	6.90

注： 計算[1] は応力函数による計算値
計算[2] は近似計算による計算値

試験模型である。荷重は同図に示すような引張り荷重および曲げ荷重を掛けた。この内 $a=200$ mm ($b/a=2.0$) の曲げ荷重の場合の応力分布を第 6.2 図に示す。実線は第 2 章にて述べた応力函数による計算値 (計算[1]) を示すものであり実験値と良く一致することが確認せられた。また肘板内縁における応力を応力函数による計算値および近似計算法による計算値 (計算[2]) と実験値を比較したものが第 6.1 表および第 6.2 表であり、またこれらは第 6.3 および第 6.4 図に示されている。

AF 試験模型のウェブおよびフランジの応力分布を第 6.5 図に示す。この内内縁における応力を近似計算値と比較したものが第 6.3 表である。いずれも良好な一致をみることができた。

第 6.2 表 A 試験模型内縁の応力 (引張り荷重)

		(σ_a : kg/mm ²)														
b/a		$b/a=1.4$ ($a=500$)			$b/a=1.5$ ($a=400$)			$b/a=5/3$ ($a=300$)			$b/a=2.0$ ($a=200$)			$b/a=3.0$ ($a=100$)		
θ°		計算[1]	計算[2]	実験値	計算[1]	計算[2]	実験値	計算[1]	計算[2]	実験値	計算[1]	計算[2]	実験値	計算[1]	計算[2]	実験値
0		4.36	3.96	3.86	5.78	5.28	5.62	7.33	6.66	6.66	9.18	8.29	8.20	12.19	10.81	10.85
11.25		4.72	5.17	5.18	5.86	6.39	6.45	7.34	7.63	7.42	9.26	9.25	9.10	12.29	11.95	11.42
22.50		4.25	4.94	4.54	5.47	6.01	6.05	6.66	7.31	7.12	8.64	9.07	8.75	12.35	12.16	11.82
33.75		3.97	3.94	3.99	4.73	4.82	5.10	5.90	6.05	6.22	7.86	7.90	7.94	12.01	11.84	11.82
45.00		3.28	3.36	3.52	4.46	4.26	4.12	5.68	5.61	5.76	7.63	7.62	7.60	11.87	11.77	11.82

注： 計算[1]、[2] は前表と同じ

第 6.1 図 AF 試験模型

第 6.3 図 A 試験模型内縁応力 (曲げ荷重)

第 6.2 図 A 試験模型応力分布図 ($a=200\text{mm}$ 曲げ荷重の場合)

第 6.4 図 A 試験模型内縁応力 (引張り荷重)

第 6.3 表 AF 試験模型内縁の応力

(σ_a : kg/mm²)

θ°	$\frac{b'}{b}$	$\frac{B_f}{B_s}$	応力 (曲げ荷重)		応力 (引張り荷重)	
			計算値	実験値	計算値	実験値
0	1.040	0.950	-3.831	-3.90	5.285	5.42
11.25	1.034	0.880	-3.937	-4.06	5.964	6.16
22.50	1.060	0.825	-3.682	-3.68	5.983	6.15
33.75	1.120	0.760	-3.173	-3.14	5.417	5.54
45.00	1.140	0.700	-3.058	-3.05	5.309	5.30

引張り荷重

ウェブ応力分布

フランジ応力分布

曲げ荷重

ウェブ応力分布

フランジ応力分布

0 2 4 kg/mm^2

第 6.5 図 AF 試験模型応力分布 (実験値)

(2) B試験模型

第 6.6 図に示すように 3 条のトランスより成る立体構造模型である。荷重は各トランスにそれぞれ別個に引張り荷重を掛けることができ、各種の荷重状態に対する実験を行なつた。この内各トランスに等しい荷重を掛けた場合の中央のトランスの応力分布を第 6.7 図に示した。また第 6.4 表にその計算値と比較した。

第 6.4 表 B 試験模型中央トランスの内縁の応力

 $(\sigma_a : \text{kg/mm}^2)$

θ°	$\frac{b'}{b}$	$\frac{B_f}{B_0}$	応 力	
			計 算 値	実 験 値
0	1.040	0.950	3.26	3.30
11.25	1.034	0.880	3.61	3.62
22.50	1.060	0.825	3.66	3.54
33.75	1.120	0.760	3.41	3.40
45.00	1.140	0.700	3.37	3.38

第 6-6 図 B 試験模型

第 6-7 図 B 試験模型中央トランスの応力分布 (実験値)

(3) C 試験模型

第 6-8 図 (a) に示すような T 型の模型であり、左側は半径 250 mm の円弧状肘板、右側は半径 250, 350 mm の円弧状肘板および 350×350 の三角形肘板が設けられている。荷重は垂直部材に水平および垂直荷重を

第 6-5 表 C 試験模型内縁応力計算 (250-25 R 水平荷重の場合)

θ°	$\overline{mm}$ (mm)	η	$\overline{np}$ (mm ²)	A_{fa} (mm ²)	k	σ_{BA}^*	$\overline{\sigma}_{AB}/k$	$\overline{\sigma}_{AB}$	σ_{AB} (kg/mm ²)	$\sigma_{x\beta}$ (kg/mm ²)
0	250	1.080	270	900	0	-2.56	—	0	-2.56	-2.76
11.25	260	1.028	267	"	0	-3.11	-5.17	0	-3.11	-3.07
22.50	292	0.962	280	"	0.02	-3.05	-4.47	-0.09	-3.14	-3.11
33.75	352	0.882	310	"	0.11	-2.70	-3.53	-0.39	-3.09	-3.16
45.00	458	0.700	320	"	0.31	-2.57	-3.00	-0.93	-3.50	-3.54
56.25	410	0.882	361	0	0.59	-2.72	-2.95	-1.74	-4.46	-4.78
67.50	338	0.962	325	0	0.82	-3.03	-2.99	-2.45	-5.48	-5.63
78.75	274	1.028	282	0	0.96	-3.51	-3.27	-3.14	-6.65	-6.52
90.00	250	1.080	270	0	1.00	-3.36	-3.03	-3.03	-6.39	-6.45

掛けた場合と、2 部材間で互に引張つた場合の 3 種類である。これらの実験結果のうち内縁における応力を第 6・9 図ないし第 6・16 図に示す。斜荷重を掛けた場合の自由側肘板の応力は $\theta \approx 20^\circ$ でほとんど零になることが第 6・11, 第 6・14, 第 6・15 図よりわかる。

またこのような場合の計算法の例題として、両側の肘板が等しい場合 (250-250 R) についてその計算表を第 6・5 表に示した。この場合の各断面力は第 6・8 図に示されている。このような近似計算法が 3 部材結合されている場合についても極めて良く実験値と一致することが確かめられた。

第 6・8 図 C 試験模型。水平荷重を掛けた場合の断面力 (250 R-250 R の場合)

第 6・9 図 C 模型内縁の応力

第 6.10 図 C 模型内縁の応力

第 6.13 図 C 模型内縁の応力

第 6.11 図 C 模型内縁の応力

第 6.14 図 C 模型内縁の応力

第 6.12 図 C 模型内縁の応力

第 6.15 図 C 模型内縁の応力

第 6-16 図 C 模型内縁の応力

結 言

以上において超大型船の部材結合部肘板に生ずる応力を簡単に求める実用的な近似計算法を導き、さらにこれが実験値と極めて良く一致することが確められた。この近似計算法は実船の場合にも応用することができ、初設計時において結合部の応力を推定するのに役立つものと思われる。

最後に本研究を行なうに当り、日本海事協会横強度研究委員会委員長寺沢先生をはじめ、委員諸先生方に懇切なる御指導を賜わったことを深く感謝する次第である。

参 考 文 献

- (1) 西 牧 興：油槽船の横強度の実測例について、造船協会論文集，No. 105
岡部 利正，堀 浩 一：WING TANK 立体格子構造計算について、造船協会論文集，No. 106
- (2) F. Bleich 著 鉄骨構造（下）p. 691
山 本 稔，井上 広胤：多径間ラーメン隅角部の応力分布とその近似計算，土木学会論文集 62 号
大 野 諫：鉄構造におけるラーメン隅角部の設計公式について，土木学会誌 37-9，昭和 27 年
- (3) W. R. Osgood：A Theory of Flexure for Beams with Nonparallel Extream Fibers, Journal of Applied Mechanics. 1939
- (4) H. A. Schade：The Effective Breadth Concept in Ship-Structure Design S. N. A. M. E. 1953