

ビルジホッパナックル部の応力集中係数 *1

正会員 酒戸恒男 *2 正会員 熊野厚 *2 山本規雄 *2

Stress Concentration Factors in Bilge Knuckle Part

By Tsuneo SAKATO (Member), Atsushi KUMANO (Member)
and Norio YAMAMOTO

The stress concentration factor in complex structure is important in the estimation of fatigue life and strength of the structure where nominal stresses are available in design stage. Extensive finite element analysis was applied for complex structures of knuckle parts in tanker, bulk carrier and container ship, and singularity stress fields were found in them when compared to Williams' solution on fine structure. The analytical fine model is playing complement role in stress concentration factor in complex ship structure. The fine analytical model is based on Williams' solution on singularity strength of discontinuity. The complex ship structure model was analyzed by finite element method and successfully interpolated by Williams' solution on fine model, and fine solution of complex system was obtained. Then the stress concentration factors under nominal stress in bilge knuckle part were established.

Keywords : Williams' solution, Stress Concentration Factor, Bulk Carrier, Container Ship, Tanker Structure, Finite Element Analysis

1. 緒言

Double hull 構造油槽船中央部貨物タンクのビルジホッパの Knuckle 部は、複雑構造の代表例であり、Knuckle 部の溶接継ぎ手の疲労強度は重要である。同箇所の疲労強度の研究は、実物模型試験で行われ、¹⁾ 強度評価が多数実施されてきた。その強度評価は、手順が複雑であるので、近年の構造解析技術面の格段の進歩にも拘わらず、設計評価には単純さと明晰さが欠けている。

第一段では、油槽船中央部貨物タンクの強度評価においては、近年では、船級協会規則の直接強度計算で知られる手順をふまなければならない。²⁾

さらに、第二段では、Fig.1 の継ぎ手に働く応力は、Floor Knuckle 部の応力解析から得られる。疲労寿命を算定する場合、更に複雑になる。Fig.1 の Floor Knuckle 部のホットスポットの応力解析も必要になる。³⁾

このような状況のなかで、最も複雑な構造物の応力集中を考える時、解析式の役割は重要である。

応力集中率はもとより、応力集中の範囲をまえてもって知ることができれば、第一段の段階の設計の初期段階で構造配置選択の自由度が増す。先行統合とよばれ、解析に先行して、事前に概算での応力集中範囲が判れば、補強を事前に配慮した設計と解析の統合ができる。

細部に渡る細かい有限要素解析ができる現在でも、複雑構造での解析的アプローチの重要性はいうまでもない。

本論文では、Williams による平面問題の解⁴⁾ を実構造物であるビルジホッパナックル部のホットスポット応力評価に適用し、複雑な桁構造の応力分布にも特異性が存在することを明らかにして、その分布範囲を得た。その結果応力集中係数をもとめ、有限要素計算の検討範囲や構造設計部材の効果に対して建造の経験のみに頼ることがなく、見通しの良い結果をえた。

なお、筆者らとは独立して、Moan 等が構造が簡単な防撓材の snip 端の Notch Stress について Williams による解を適用し、研究している。そこでは、特異点範囲、公称応力範囲とその遷移域に応力分布を分類し

*1 平成13年11月16日造船三学会秋季連合大会において講演、原稿受付平成13年11月30日

*2 日本海事協会技術研究所

ている。⁵⁾

2. 対象とする大骨不連続部構造

不連続部の複雑さは、階層的であり、次のような例になる。

1. 二重殻構造のナックル部
二重底と船側構造の交叉部で、内底板と斜板と縦通桁が交差し、フロアが支持される。
2. 桁構造ブラケットのナックル部
桁平行部からブラケットへの移行箇所であるブラケット端部
3. 詳細構造では、防撓材端部等の溶接の直接取り付け部

この種の不連続部があるので、不連続部に R を取り付け、応力集中の重畳を避ける階層的構造設計がなされる。応力集中の低減には、R による特異性分布の範囲を補強すればよい。この原則は、船殻には、多様な種類の応力が作用するので重要性はなおさらである。

本論文では、Fig.1 の溶接型のビルジナックル部を取り上げ、不連続構造の代表例とした。

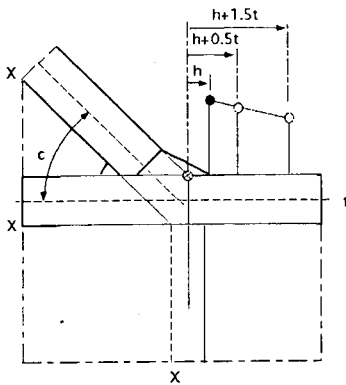


Fig. 1 Weld joint in bilge knuckle.

3. Williams による解

3.1 fine model の解

Williams は二次元平面問題として、解析解を与えている。その解は、対象の構造形状と境界条件を数式で表現できるので、fine model と呼ばれる。ナックル点からの距離 r での応力 σ_r は (1) 式で与えられる。

$$\sigma_r = A' r^{-(\lambda-2)} \quad (1)$$

(1) 式の r はナックル点からの距離で、 $2-\lambda$ は、数学上の特異点の強さをあらわすパラメータである。自由境界条件での λ を Williams が与えている。⁴⁾

$$\sin(\lambda-1)\alpha = \pm \sin\alpha / \alpha(\lambda-1)\alpha$$

α は不連続部の開き角である。 α が 360° のとき亀裂の解になっている。算式そのままでは使いにくいので、C (実船のフロアの立ち上がり角度 (Knuckle angle)) が 30° 以上 90° までの範囲で次の (2) 式を設けた。

$$2-\lambda = 0.2 + 0.0028C \quad (2)$$

(1) 式で、ナックル点近くの板パネル中心を想定すると、 $r_A = \text{約 } 300 \sim 500 \text{ mm}$ で応力は定数になるので、

$$A' r_A^{-(\lambda-2)}$$

を公称応力にとればよい。

この点は構造設計上重要であり、複雑構造物の補強範囲の基準に Williams の解が適用できれば便利である。

実際の複雑構造物では、例えば後述の Fig.5 に示されているように、 $r_A = \text{約 } 300 \text{ mm}$ である事が判り、大型船では二重底の深さが約 3000 mm であるので、深さの $1/10$ 程度が応力集中の範囲である。従って補強範囲の目安は深さの $1/10$ とすれば良いであろう。ビルジナックル部は曲げが支配的な構造である。この目安を拡張すれば、桁構造では曲げが支配的な構造部に皿型ブラケットを設ける際の R 部の範囲の制限にもなるであろう。防撓材では、背の高さが $200 \sim 300 \text{ mm}$ 深さであるので、補強範囲は $20 \sim 30 \text{ mm}$ になる。通常の bead 脚長は、約 6 mm 程度であるので、bead の余盛りが不連続対策になっているものと考えることができる。

先の fine model と対比して実構造物を complex model と呼べば、その公称応力 (σ_0) を使い、応力分布の形は (3) 式で表現できる。

$$\sigma_r = \sigma_0 A r^{-(\lambda-2)} \quad (3)$$

(3) 式の定数 A を実構造の有限要素の解から curve fitting してきめれば、Williams による fine model から complex model である実構造物へ拡張して適用できることになる。

なお、Moan の研究では、Snip 部の遷移域を定義しているが、実構造では、遷移域の大きさは部材特性によって変わるものと考えられる。本論文では、有限要素法解析による公称応力は要素分割によって若干ばらつくので、遷移域の大きさを考慮していない。

3.2 実構造物の A

実構造物の不連続部の公称応力 σ_0 を求める際には、hold model²⁾ などの粗い要素分割とし、ロンジスペース程度の大きさの要素で分割することが多い。この場合境界条件と形状が簡単な数式のみで表現出来ない構造物である。しかし公称応力を工学上適切に定義すれば、ナックル点の公称応力 σ_0 を求めることができる。²⁾

Fig.2-3 の場合、ナックル部は細かい要素分割であるが、この部分をロンジスペースで要素分割し公称応力を求める。

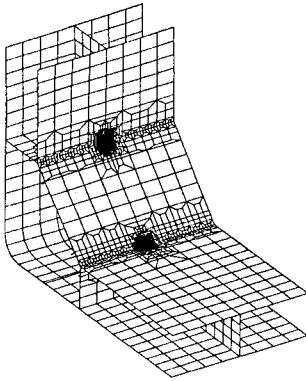


Fig. 2 Finite element representation of bilge knuckle.

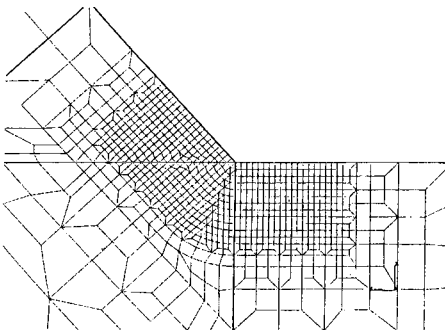


Fig. 3 Finite element representation of web plate in bilge knuckle.

応力集中係数を求めるときには、Fig.2-3 のように、ナックル部近傍 500mm の範囲は、板厚程度の寸法の要素 (約 25mm) でモデル化し、ナックル部からの距離 r_i の応力 $\sigma_{FEM}(r_i)$ を求めることができる。この場合、定歪み要素を適用すると、ナックル部の 1 要素は、特異性を無視したことになる。

波浪外圧を受ける場合の構造応答の例を Fig.4 から Fig.7 に示す。

Fig.4 はばら積み貨物船の stool 構造ナックル部近傍

の応力 (◇印 FEM Cal) を、局所有限要素解析で求めた結果を示す。図の縦軸は応力を、横軸は r を表わす。Williams による解 (図中○印 Formula stress) と比較すると良い相関は見られるが、このままでは、特異応力場が判り難い。

Fig.5 にナックルを持つ大型ばら積み貨物船の stool 構造 ($C = 45^\circ, 75^\circ, 90^\circ$) と Floor 構造 ($C = 45^\circ$)、巨大油槽船の Floor 構造 ($C = 42^\circ$) について、横軸に $\log r$ 縦軸に $\log \sigma_r$ をとり、局所詳細有限要素法による応力の勾配を調べた結果である。破線の勾配は、 $(\lambda - 2)$ である。

明らかに (1) 式の勾配である直線で表される応力分布があり、これら構造の隅角部の局部応力は Williams が明らかにした特異応力場と同じ性質を有している。すなわち、実構造においてもまた fine model と同様な特異応力場があることが判る。内底板や縦桁が交叉しているにも拘わらず特異応力場があるのは注目すべき点である。

しかし、Knuckle 点附近では直線から逸れているのが本計算の特徴である。この附近の応力は、Hot Spot 応力の定義に用いることになるので、この直線からのずれは具合が悪い。外部から補間する必要がある。

Moan 等はこれらの分布の有限要素解析の検定を Singularity Check と呼んでいる。⁵⁾

本論文では、次の方法によって A を求める。すなわち、ホットスポット附近の応力は (2) 式を用いると解析式で与えられる。

$$\sigma = f(r) = \sigma_0 A r^{-(0.2+0.0028C)} \quad (4)$$

σ_0 は粗い要素分割による公称応力である。

Fig.5 の Knuckle point から距離 r_i の位置の有限要素解 $\sigma_{FEM}(r_i)$ を用いて、この応力に対応する係数 A_i が次式のように求められる。

$$A_i = r_i^{(0.2+0.0028C)} \sigma_{FEM}(r_i) / \sigma_0 \quad (5)$$

r_i 位置に応じて、 A_i は多少のばらつきがあるが数%程度の差で A_i の平均値を定数項である A にすることができた。

4. 考察

細かい要素分割の Zooming 計算を行い、これら構造の A_i の平均値を求めた。内底板と斜板それぞれについて A_i を求めその平均を、Knuckle 角 C をパラメタにして Fig.6 に示した。

各種構造の定数に相当する A (A_i の平均) はナックル角 C (または rising angle in degree) に強く依存していることが Fig.6 から分かる。

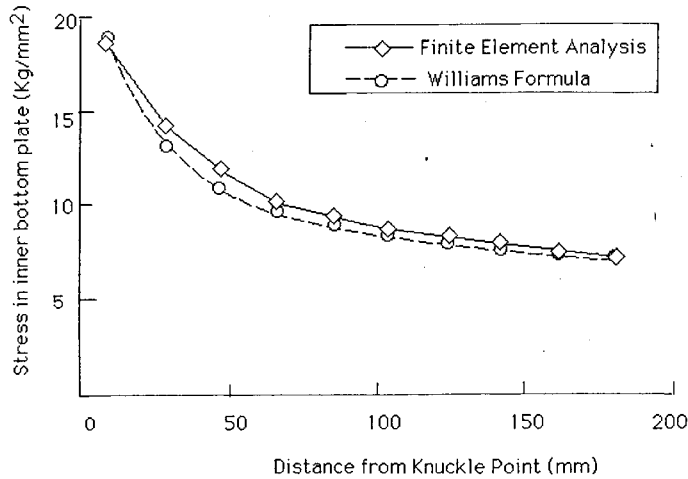


Fig. 4 Example of stress distribution.

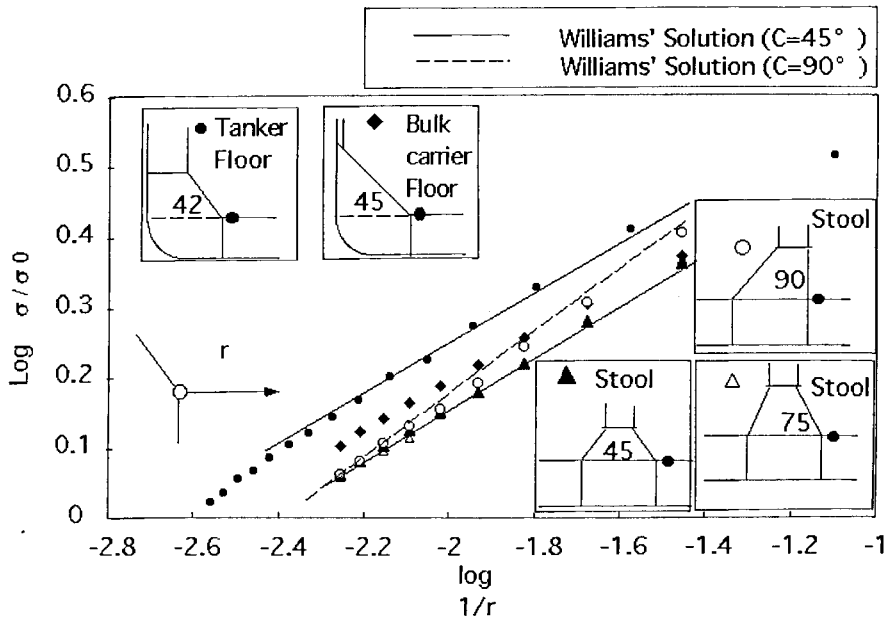


Fig. 5 stress distribution in way of knuckle part.

対象とした構造部分は Fig.5 とほぼ同一である。ばら積み貨物船の Stool ($C = 60^\circ$) が追加されている。図中の数字は、内底板と斜板の場合の A である。

若干ばらつきが見られるが、 A と rising 角の関係を概算値の簡易式で示すと、

$$A = 0.14C$$

又は

$$A = 0.14C(1.15 - 0.0033C) \quad (6)$$

で与えることができる。

このままの形では精度の比較が難しいので、有限要素解析の応力 (図の FEM stress) $\sigma_{FEM}(r_i)$ と Williams の解 (図の Formula stress) $\sigma_0 A / r^{(0.2+0.0028C)}$ で比較すると Fig.7 のようになる。ナックル点近くの 1 点を省き、相関は非常に高い。同図で、●印は油槽船の Floor 構造でウェブ補強と内底板に連続するスチフナ補強され、■印は、ウェブ補強のみ、○印は、ばら積み貨物船の Floor 構造でウェブ補強無く、スチフナ補強

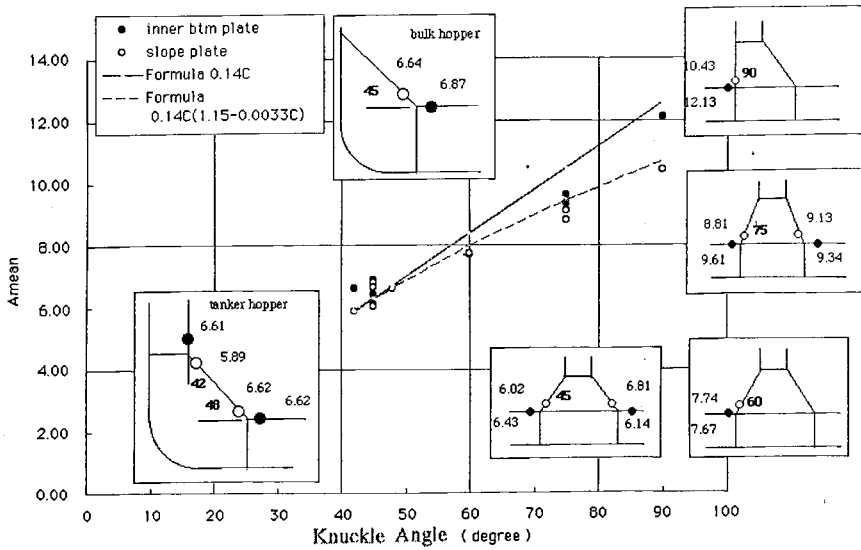


Fig. 6 Mean of Ai depending on C.

のみであり、□印はばら積み貨物船の stool 構造である。何れの構造も連続性を保った部材配置の例である。大幅な補強の相違にも拘わらず、応力場に対して、形状不連続の影響が支配的である。

即ち、Williams の fine model 解が実構造の不連続部応力場を精度よく表していることがわかる。複雑な立体交又部分の応力を単純解で表現できるので Williams の fine model 解は非常に有意義である。

なお数値解析上の課題を明示すれば、本論文で採用した要素は商用ソフトで多く適用されている定歪み型であるので、幾何学的特異性の特性が十分に表現されていない。この点を高級要素で改良するのも一方法である。

以上の知見を総括すると、ホットスポット附近の応力分布は係数 Kt と粗い要素分割による公称応力 σ_0 を用いれば (7) 式であたえられる。

$$\sigma = Kt\sigma_0 = \sigma_0 A r^{-(0.2+0.0028C)} \quad (7)$$

ここで、該当板厚 t とすれば、ホットスポット応力に対する応力集中係数 Kt は、 $0.5t$, $1.5t$ 位置の応力から線形補間して、(8) 式で与えられる。

$$Kt = A \{3(0.5t)^{-(0.2+0.0028C)} - (1.5t)^{-(0.2+0.0028C)}\} / 2 \quad (8)$$

A は (6) 式で表すことができる。実船の脚長 h は $0.5t$ に近いので、

$$Kt = A(0.5t)^{-(0.2+0.0028C)} \quad (9)$$

となる。

即ち、解析式と有限要素解は互いに補完して、見通しよく且つ精度のよい答を与えていることが知られた。

5. 結論

fine model による解析的アプローチは有効であり、複雑構造である油槽船中央部貨物タンク及び、ばら積み貨物船中央部貨物倉の Floor Knuckle 部であるビルジホッパ附近の応力は次の特性を持つ事が分かった。

1. Floor Knuckle 部に働く応力の推定に、Williams による解を適用できる。
2. Knuckle 部に働く公称応力と応力集中率を用いて、局部応力が評価できる。
3. 応力集中の範囲は、桁深さの 1/10 程度である。
4. 応力集中率は、構造物のナックル角 C に依存して、該当板厚 t とすれば、次式で与えられる。

$$Kt = A(0.5t)^{-(0.2+0.0028C)}$$

ここに、 A は (6) 式であたえられる。

参考文献

- 1) 森正浩, 的場正明, 梅崎一夫, 広瀬衛: 船体部材交又部への Program 疲労試験の一適用, 日本造船学会論文集 125 号, 昭和 44 年 6 月, pp275-285.
- 2) 日本海事協会編: 船体疲労設計ガイダンス, 1995, pp85-pp87.

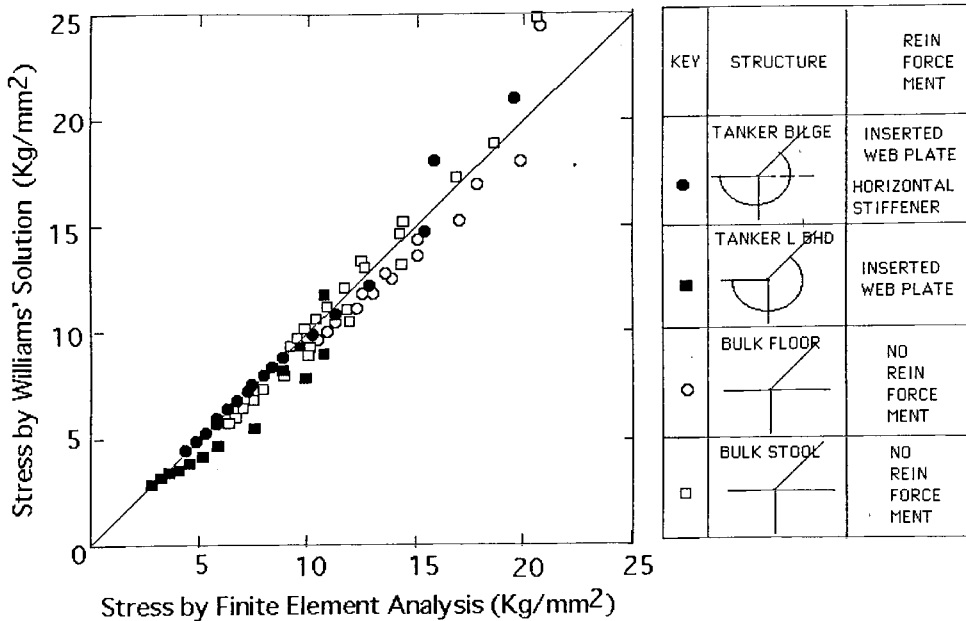


Fig. 7 FEM Stress and Formula stress in inner bottom plate.

- 3) IIW : Fatigue Recommendation, XIII-1539-96/XV-845-96, 1996.
- 4) 例えば,
R. William and Soutas-Little : Elasticity, Dover publishing, 1998, pp184-188.
又は originally
M. L. Williams : Stress singularities resulting

- from various boundary conditions in angular corner of plates in extensions, JI. Appl. Mech., Vol.19, 1952, pp526-528.
- 5) B. W. Tveiten, T. Moan : Fatigue Assessment of Welded Aluminum Ship Detail , Proc. 5th Int. conf. FAST, SNAME, 1999, pp1-17.