衝突による船首の圧壊挙動の研究 (第1報)

簡易計算式の導出とその実証

正員 大坪 英 臣* 正員 鈴木 克 幸*

The Crushing Mechanics of Bow Structure in Head on Collision (1st Report)
The Derivation of Simplified Equations and Their Verification

by Hideomi Ohtsubo, *Member* Katsuyuki Suzuki, *Member*

Summary

To know the force and displacement in the case of head on collision is quite important in designing safe ship. In this paper, the Yang & Caldwell's technique of deriving simplified equation of mean collapse force based on the Wierzbicki's collapse mechanism is improved and applied to the ship bow structures. The ship bow structure is divided into simple elements of L shape, T shape and + shape. The absorbed plastic energy in crushing of the these elements is derived. The method is extended to the case in which plates of several different thickness exist. The collapse modes are chosen so that the collapse force becomes minimum, while maintaining the consistency between elements. The absorbed energy of each elements are summed up to be the total absorbed energy in the crushing of the bow structure. The number of waves between frames is determined to make the collapse force minimum. The crushing force is computed as the absorbed energy divided by the crushing length. Also extension are made to the non-prismatic structures.

The finite element analysis using MSC/DYTRAN is applied to verify the validity of this approach. The comparisons are made with experiments by Nagasawa et al. The good agreements of this simplified equation with numerical analysis and experiments are observed.

1. は じ め に

ノルウェーでの SEACAT の衝突事故以来、高速船の衝突時の安全性が国際的に問題となっている。これには、高速船の正面衝突時の G を求めることが不可欠である。また一方で、タンカーの衝突事故などの際の油の流出が海洋環境の保護の観点から大きな問題となっている。そして、衝突時の被衝突船の破壊規模を考える必要があり、これは衝突船の船首の崩壊挙動と密接な関連がある。これらの問題に対しては、船首構造の衝突時の挙動を調べることが重要である。

一般に、船体のような薄板構造の衝突時の荷重を調べる

とき、その初期の弾性座屈の挙動はそれほど重要ではなく、構造が塑性変形により崩壊するときの吸収エネルギーを計算するときには無視することができる。Wierzbicki¹⁾ は単純な構造物に対してその塑性変形により崩壊するときの吸収エネルギーを計算し、その吸収エネルギーを潰れた長さで割ることにより崩壊時の荷重を計算した。また、Amdahl²⁾、Yang & Caldwell³⁾ は船首構造の吸収するエネルギーを Wierzbicki の単純な構造の吸収するエネルギーの和と考えることにより、船首の衝突時の荷重を計算した。また、Kierkegaard⁴⁾ はこの考え方を直交異方性材料に拡張し、防撓板構造の崩壊荷重を計算した。Pedersen⁵⁾ は、これらの手法を様々な船首構造に適用することによって比較検討を行っている。

この論文では、Yang & Caldwell のアプローチに基づき船首の正面衝突時の荷重を求める式を導き、彼らの方法の問題点を指摘し、いくつかの新しいアプローチを導入することにより、より正確に船首の衝突時の荷重を計算する手

* 東京大学工学部船舶海洋工学科

法を提案する。また、それを大変形有限要素解析による結果、過去に行われた実験の結果などと比較検討することにより、新しい衝突時の荷重の簡易計算法の妥当性を検証する。

2. Wierzbickiの方法に基づく簡易式とその拡張

Wierzbicki¹⁾は、Fig. 1に示すような、L字型、T字型、+字型の3つの単純な構造に対して、構造の寸法が板厚に比べて非常に大きいとき ($b/t \gg 100$)、崩壊は板に生じるヒンジラインとヒンジラインの間の板の剛体運動で表せるとし、崩壊のモード、それぞれの塑性変形による吸収エネルギーを以下のように分類した。ただし、Fig. 1において上下の太い線の部分は変位、回転ともに固定されているものとする。

2.1 L字型要素

崩壊のモードを吸収するエネルギー別で分類すると、以下のように4つに分類することができる。

2.1.1 L字型 Mode 1

Fig. 2に示すような崩壊モードを考える。すなわち、変形前の接合線に対し、塑性ヒンジラインが崩壊に伴って接合線からずれて移動していく崩壊モードである。Fig. 2のMode 1-aは1-2側の板が外側に、2-3側の板が内側に折れ曲がるに伴って、接合線にあったヒンジが1-2側の板上を移動している。Mode 1-bは、両側の板がともに内側に折れ

Fig. 1 Types of Elements

Fig. 2 L-Type Mode 1

曲がるに伴い、ヒンジが右側の板上を移動する。Fig. 2の上の図は Mode 1-a を表している。ここで、実線は上下端の固定してある部分（塑性ヒンジが生じている）であり、点線は、変形後の中央の水平ヒンジの位置を表している。また、■は、変形前の接合線の中央の点の変形後の位置を、●は新たに生じた移動塑性ヒンジの先端の部分を表している。

この2つのモードの吸収エネルギーは、いずれも以下の3つの吸収エネルギー項があり、等しくなる。

E_a : 水平ヒンジによる吸収エネルギー

E_b : 移動ヒンジによる吸収エネルギー

E_c : 結合部の曲率の反転による吸収エネルギー

それぞれのエネルギーは以下になる¹⁾。

$$E_a = \pi M_0 b \quad (1)$$

$$E_b = 4 I_2 M_0 H^2 / r \quad I_2 = 1.1478 \quad (2)$$

$$E_c = 16 I_3 M_0 r H / t \quad I_3 = 0.5779 \quad (3)$$

E_a に関しては、上下端のエネルギーは半分だけこの要素に含まれるので全体では E_a の4倍となるため、Mode 1の圧壊の吸収エネルギーはこれらの和

$$E_{L1} = 4E_a + E_b + E_c \quad (4)$$

となる。

ただし、 b は板の横幅、 t は板厚、 H は折れ曲がり長さ、 r は曲率の反転部の半径であり、 H と r は後に述べるように平均の崩壊荷重を最小化するように決める。また、 M_0 はヒンジの周りの塑性曲げモーメントであり、

$$M_0 = \frac{\sigma_0 t^2}{4} \quad (5)$$

となる。また、 σ_0 は全変形過程の平均的な値として、以下のように降伏応力と引っ張り強さの平均を取る。

$$\sigma_0 = \frac{\sigma_y + \sigma_u}{2} \quad (6)$$

2.1.2 L字型 Mode 2

次に、Fig. 3に示すような崩壊モードを考える。すなわち、ヒンジの位置は変形前の接合線の位置と変わらず、板の面内方向の伸縮によって接合線が移動して崩壊していく

Fig. 3 L-Type Mode 2

モードである。これには、片側が外側、もう片側が内側に折れ曲がる Mode 2-a, 両方の板が外側に折れ曲がる Mode 2-b, 両方の板が内側に折れ曲がる Mode 2-c があり、それぞれ吸収エネルギーは等しい。Fig. 3 の上の絵は Mode 2-a に対応する。この Mode 2 においては、前述の E_a 以外につぎの 2 つの吸収エネルギー項がある。

E_d : 1 つの板の面内伸縮の吸収エネルギー

E_e : 接合線上のヒンジの吸収エネルギー

そしてこれらは、つぎのようになる¹⁾。

$$E_d = \sigma_0 H^2 t \quad (7)$$

$$E_e = 4 M_0 H \quad (8)$$

Mode 2 の圧壊の吸収エネルギーはこれらの和であり、

$$E_{L2} = 4E_a + 2E_d + E_e \quad (9)$$

となる。

2.1.3 L 字型 Mode 3

これは、Fig. 4 に示すように一方の板が面内で伸張するのに伴ってその板に新たなヒンジが生成される崩壊モードである。Mode 3-a では、左右 2 つの板が外側に折れ曲がるのに伴って、右側の板で面内伸張が起こり、この板で新たなヒンジが生成されている。また、Mode 3-b では右側の板が Mode 3-a とは逆に内側に折れ曲がっている。そしてこれらのモードも、以下に示すような同じエネルギー項よりなる。Fig. 4 の上の絵は Mode 3-a に対応する。この Mode 3 においては、前述の E_a 以外につぎの 2 つの吸収エネルギー項がある。

E_f : 面内伸長による吸収するエネルギー

E_g : ヒンジの吸収エネルギー

そしてこれらは、つぎのようになる³⁾。

$$E_f = \sqrt{2} \sigma_0 H^2 t \quad (10)$$

$$E_g = \pi M_0 H \quad (11)$$

Mode 3 の圧壊の吸収エネルギーはこれらの和であり、

$$E_{L3} = 4E_a + E_f + E_g \quad (12)$$

となる。

2.1.4 L 字型 Mode 4

これは、Fig. 5 に示すように接合線はまっすぐ垂直なまま 2 つの板が面内で伸張し、それに伴って新たなヒンジが生成される崩壊モードである。この崩壊モードでは、Mode 4-a のように 2 つの板がともに外側に折れ曲がる場合、Mode 4-b のように、2 つの板が外側と内側に折れ曲がる場合、Mode 4-c のように、2 つの板がともに内側に折れ曲がる場合の 3 通りある。Fig. 5 の上の絵は Mode 4-a に対応する。この Mode 4 においては、前述の E_a 以外につぎの 2 つの吸収エネルギー項がある。

E_h : 面内伸長による吸収するエネルギー

E_i : ヒンジの吸収エネルギー

そしてこれらは、つぎのようになる²⁾。

$$E_h = 1.29 \sigma_0 H^2 t \quad (13)$$

$$E_i = \pi M_0 H / 2 \quad (14)$$

Fig. 4 L-Type Mode 3

Fig. 5 L-Type Mode 4

Mode 4 の圧壊エネルギーはこれらの和であり、

$$E_{L4} = 4E_a + 2E_h + 2E_i \quad (15)$$

となる。

2.2 T 字型要素

T 字型要素は、2 つの L 字型要素が 1 つの板を共有して組合わさった構造とみなすことができる。そのため、実際に起こりうる T 字型要素の崩壊モードは共有している板上で同じ変形をする L 字型要素の崩壊モードを組み合わせることによって、以下の 4 つのモードが考えられる (Fig. 6 参照)。

T 字型 Mode 1: L 字型 Mode 1-a と Mode 1-b の組み合わせ

T 字型 Mode 2: L 字型 Mode 3-a と Mode 3-b の組み合わせ

T 字型 Mode 3: L 字型 Mode 1-a と Mode 3-a, または Mode 1-b と Mode 3-b の組み合わせ

T 字型 Mode 4: L 字型 Mode 4-b どうし, または Mode

Fig. 6 T-Type Modes

4-a と Mode 4-b, Mode 4-a と Mode 4-c, Mode 4-b と Mode 4-c の組み合わせ

これらのモードの吸収エネルギーは以下ようになる。

$$\text{Mode 1: } E_{T1} = 6E_a + E_b + E_c \quad (16)$$

$$\text{Mode 2: } E_{T2} = 6E_a + E_f + E_g \quad (17)$$

$$\text{Mode 3: } E_{T3} = 6E_a + E_b + E_c + E_f + E_g \quad (18)$$

$$\text{Mode 4: } E_{T4} = 6E_a + 3E_h + 3E_i \quad (19)$$

2.3 十字型要素

十字型要素は、4つのL字型要素が隣同士の板を共有して組合わさった構造（あるいは2つのT字型要素が横板を共有して組合わさった構造）とみなすことができる。そのため、実際に起こりうる十字型要素の崩壊モードは、共有した板上で整合性を保つ条件で4つのL字型要素の崩壊モードを組み合わせることによって、以下の3つのモードが考えられる（Fig. 7 参照）。

十字型 Mode 1: L字型 Mode 1-a, Mode 1-b, Mode 3-a, Mode 3-b の組み合わせ

十字型 Mode 2: 4つのL字型 Mode 2 の組み合わせ

十字型 Mode 3: 4つのL字型 Mode 4 の組み合わせ

これらのモードの吸収エネルギーは以下ようになる。

$$\text{Mode 1: } E_{+1} = 8E_a + E_b + E_c + E_f + E_g \quad (20)$$

$$\text{Mode 2: } E_{+2} = 8E_a + 4E_d + 2E_e \quad (21)$$

$$\text{Mode 3: } E_{+3} = 8E_a + 4E_h + 4E_i \quad (22)$$

Fig. 7 +-Type Modes

2.4 平均崩壊荷重の計算

構造は長手方向に十分に長く、圧縮によって上記の崩壊モードで、ある長さ $2H$ で崩壊するものとする。構造が十分に長い場合、この H は任意の値を取れるものとまず仮定する。長さ $2H$ の構造が、崩壊することによって有効崩壊長さ δ_{eff} だけ潰れたとすると、その時の平均崩壊荷重は吸収エネルギーを E とすると、以下のように書くことができる。

$$P_m = E / \delta_{eff} \quad (23)$$

Wierzbicki¹⁾ は実験の結果などによりはじめの長さの $2/3$ が潰れてしまい、最終的に $1/3$ の長さになって完全崩壊状態になるとした。すなわち、 $\delta_{eff} = 4/3H$ とした。この論文でも、この同じ仮定に基づいて理論を展開する。すなわち、平均崩壊荷重は

$$P_m = \frac{3}{4} \cdot \frac{E}{H} \quad (24)$$

となる。この式の中で、板の横幅 b や、板厚 t は構造により決定されているが、折れ曲がり長さ H や曲率の反転部の半径 r は未定である。これらは任意の値を取ることができ

るので、 P_m を最小とするように決定するものとする。すなわち、 $\partial P_m / \partial r = 0$, $\partial P_m / \partial H = 0$ の2つの式から H と r を決定することができる。それらの値を (24) 式に代入することによって、平均崩壊荷重を求めることができる。

構造が長手方向に十分に長いという仮定が満たされないとき、例えばフレームなどにより崩壊する長さが規定されているときは、その規定された長さに対して1波崩壊、2波崩壊、3波崩壊などを考えて、平均崩壊荷重を最小とする波数に対応する H を取るものとする (Fig. 8)。

2.5 各モードの吸収エネルギーの比較

Fig. 9 は、(24) 式から得られた L 字型の各モードの平均崩壊応力 $\sigma_m = P_m / 2bt$ を (6) 式の応力で無次元化したものと b/t との関係グラフを表したものである。ほとんどの b/t の領域で Mode 1 が最小であることが判る。一般にこれらのモードのどれで崩壊するかは初期不整などによって異なるが、この崩壊荷重を最小にするモードが一番おきやすいものと考えられる。また、この値は崩壊荷重の下限となる。Fig. 10 に、T 字型要素の各崩壊モードの平均崩壊応力の比較を示す。L 字型と同様に、ほとんどの b/t の領域で Mode 1 が最小の崩壊荷重となることが判る。

つぎに、各板の板厚が異なる場合を考えてみる。Fig. 11 に示すように、T 字型要素に対して2つの板の板厚が異なるものとする。それぞれの板に対する吸収エネルギーを同

Fig. 8 Comparison of The Number of Waves

Fig. 9 Comparison of Modes (L-Type)

様に導き、 r, H に対して最小化することによって各モードの平均崩壊荷重を求めることができる。その時の P_m/σ_0 と、それぞれの部分の板厚の比 $k = t_2/t_1$ の関係を Fig. 12 に図示する。今度は、必ずしも Mode 1 が最小とは限らず、むしろ k が大きくなると Mode 3 が最小となるのが判る。

文献3)において、Yang & Caldwell は L 字、T 字、十字型要素に対して、各部分の板厚を等しいとして、その崩壊モードを実験などの結果から最も起きやすいものに仮定

Fig. 10 Comparison of Modes (T-Type)

Fig. 11 The T-Type Element with Different Plate Thickness

Fig. 12 The Comparison of Modes (T-Type, Different Plate Thickness)

しているが、このように要素の寸法が変わってくれば最も起きやすいモードは変わってくる。そのためこの論文では崩壊時のモードとして、最も崩壊荷重を小さくするものをそのたびに調べて、それを破壊モードとして選ぶこととする。

2.6 複合構造の崩壊荷重

船首のひとつのフレームスペース内の構造は、L字型要素、T字型要素、十字型要素の3つの基本要素がいくつか組合わさった複合構造と見ることができる。そして、複合構造の崩壊時の吸収エネルギーはそれぞれの要素の吸収エネルギーの和として考えることができる。ただし、それぞれの要素の崩壊モードは以下の3つの条件を満たすように決定されるものとする。

- ・構造全体としての幾何学的適合条件を満たす。すなわち、隣り合った基本要素どうしは板を共有するため、それぞれ外側か、内側かというように、同じ方向にしか折れ曲がることができない。
- ・各要素は、上の条件を満たした上でそれぞれの要素の崩壊荷重を最小とするモードで崩壊する。
- ・複合構造全体で共通の崩壊長さ $2H$ で崩壊するものとする。そしてこの崩壊長さ $2H$ は構造が長手方向に十分に長い場合は任意の値で、そうでない場合はフレームスペースに対して整数分の1の長さで、崩壊荷重を最小とするように崩壊する。

また、ここでも有効崩壊長さ δ_{eff} はもとの長さの $2/3$ であるとする。

2.7 断面が変化する場合の崩壊荷重

船首構造においては、断面は船の長手方向に対して一定ではない。そこで、断面構造が一定でない構造に対しての崩壊荷重を求める方法を考える。ただし、板厚自身は長手方向に変化しないものとする。

Fig. 13 に示すように、あるフレームスペースの船側外板が船の長さ方向に対して θ 傾いている場合の平均崩壊荷重 P_m を求めるのは、以下のように行う。構造の θ 傾いた斜め方向の荷重は

$$P'_m = P_m / \cos \theta \quad (25)$$

となる。そして、崩壊長さ H に対しても、 θ 傾いた斜め方向の崩壊長さ H' は

$$H' = H / \cos \theta \quad (26)$$

となる。断面としてはそのフレームスペースの平均的な断面としてちょうど中間のものを用い、各要素で H が共通となるように崩壊長さ H' および各崩壊モードを決定し、崩壊時の吸収エネルギーを求める。そして、それを有効崩壊長さ δ_{eff} で割ることによって平均崩壊荷重 P_m を求めることができる。

3. 大変形有限要素解析による検証

この簡易計算式の有効性を、まず有限要素解析により検

証してみる。解析コードとしては、大変形の有限要素解析を陽解法による時間積分を用いて行う MSC/DYTRAN が用いられた。4 辺形シェル要素が用いられ、境界条件としてモデルの下面を変位、回転固定、モデルの上面を回転固定し、下方向に一定速度の強制変位を与え、座屈崩壊するように適当な初期不整が与えられた。また、ヤング率 $E = 71.5 \text{ GPa}$ 、ポアソン比 $\nu = 0.34$ 、密度 2700 kg/m^3 、 $\sigma_0 = 260 \text{ MPa}$ が用いられた。Fig. 14 に示すような複合構造に対して、有限要素解析が行われた。Fig. 15 に変形の様子と各部分の崩壊モードを示す。Yang & Caldwell³⁾ は、T 字型要素に対して常に Mode 3 で崩壊するとしているが、拡大部では T 字型の Mode 1 で崩壊して、彼らの仮定が適用されないのが判る。この論文に示したモード決定法を用いると、有限要素解析で求められたモードと一致した。また、Fig. 16 に有限要素解析の荷重とこの論文で示した方法による

Fig. 13 Non-Prismatic Section

Fig. 14 Finite Element Model

Fig. 15 The FEM Analysis Result

Fig. 16 Force-Displacement Relationship of FEM Analysis and Simplified Method

Fig. 17 Experimental Model by Nagasawa et al.

簡易計算式の荷重を図示する。全体の2/3の長さ(0.67 m)が崩壊するまでの平均荷重は、よくあっていると考えられる。

4. 船首の圧壊実験との比較

長澤, 有田らは船首の構造模型に対し, 準静的に剛体を接触させ, 荷重を加えていくことによって圧壊実験を行った⁶⁾。実験には500 G. T.の1/4模型と4,000 G. T.の1/8模型の2つが用いられた。Fig. 17に実験に用いられたモデルの模式図を示す。

Fig. 18, Fig. 19にそれぞれ500 G. T.の1/4模型と4,000 G. T.の1/8模型の実験により得られた荷重-変位関係とここで述べた簡易式による計算結果を示す。ただし, 有効崩壊長さとしてはこれまでの2/3ではなく実験によって得られた崩壊長さを用いた。実験と簡易式で非常に一致が得られていることが判る。

ただし, 実験の写真を見ると角のL字部分は最もエネルギーの低いMode 1というよりも, Mode 2で崩壊しているように見える。この原因として, 初期座屈としておきる

Fig. 18 Experimental Results and Simplified Method 500 GT 1/4 Scale

Fig. 19 Experimental Results and Simplified Method 4,000 GT 1/8 Scale

弾性座屈のモードにより, Mode 2になるため, あるいは実際の構造物は角において溶接により板厚が増しており, その影響があるためなど考えられる。

5. 結 論

Yang, Caldwell の式の問題点を指摘し, 以下のように改良することにより, よりよい崩壊荷重推定の式を導いた。

- 各部の板厚が異なる場合への拡張を行った。
- 常に崩壊荷重を最小とするモードを取ることにした。
- フレーム間での波数の決定法を示した。
- 断面が一様でない場合の適用法を示した。

大変形有限要素解析により, この有効性の検討を行い, Yang, Caldwell の問題点を指摘した。また, 長沢らの実験との比較により, 方法の有効性を実証した。

なお、本研究を実施するに当たり、瀬賀信一郎氏（日本電気）、新原正倫氏（東京大学工学部）の協力を得た。ここに、感謝の意を表する。

参 考 文 献

- 1) Wierzbicki, T.: "Crushing Behaviour of Plate Intersections", Structural Crashworthiness, edited by N. Jones and T. Wierzbicki, Chapter 3, Butterworth & Co. Ltd.(1983)
 - 2) Amdahl, J.: "Energy Absorption in Ship Platform Impacts", Dr. Ing. Thesis, Report No. UR8334, The Norwegian Institute of Technology, Trondheim(1983)
 - 3) Yang, P.D.C. and Caldwell, J.B.: "Collision Energy Absorption of Ships' Bow Structures", Int. Journal of Impact Engineering, Vol. 7, No. 2 (1988), pp. 181-196
 - 4) Kierkegaard, H.: "Ship Bow Response in High Energy Collision", Marine Structures Vol.6 (1993), pp. 359-376
 - 5) Pedersen, P. Terndrup, Valsgaard, S., Olsen, D. and Spangenberg, S.: "Ship Impacts: Bow Collisions", International Journal of Impact Engineering, Volume 13, No. 2, pp. 163-187, 1993
 - 6) 長沢, 有田, 谷, 岡: 「通航船舶の橋脚衝突時の圧壊挙動について」, 日本造船学会論文集, 第142号 (1977), pp. 323-332
-