鉱石運搬船の横強度 (第 4 報)

— 玄側タンクの崩壊強度 —

正員 青 木 元 也* 正員 山 本 善 之**

Transverse Strength of Ore Carriers (4th Report)

— Collapse Strength of Wing Tanks —

by Genya Aoki, Member Yoshiyuki Yamamoto, Member

Summary

The collapse behaviors of wing tanks in ore carriers are investigated experimentally using large scale models. Then the behaviors of ore pellets, struts and curved girders are idealized using the results of the previous reports (Reference 5-8). Finally the collapse behaviors of wing tanks are analyzed with the aid of those idealizations by the elastic finite element method. The comparisons are shown between the experiments and the calculations.

1 ま え が き

玄側タンクのような薄板組立の複雑な構造物が崩壊する過程においては、座屈、降伏、大変形等が局部的に生じ、それらが積み重なって全体的な崩壊に至ると考えられる。この玄側タンクの崩壊強度に関する解析的研究はすでにいくつか行なわれている。上田¹⁾はガーダー要素を用い、非線形挙動を理想化して、構造物が外力のもとで最終強度に達する過程を順次解析できる方法を示した。柘原寿郎^{2),3)}は玄側タンクを骨組構造で近似し、塑性設計法と同様な方法で崩壊荷重を求める計算法を提案し実験結果と比較検討した。柘原二郎⁴⁾は玄側タンクを同じく骨組構造として取扱い、弾塑性梁理論を用いた弾塑性関節法を提案し、非線形挙動および崩壊荷重を計算して実験値と比較した。以上のいずれの解析法においても、積荷鉱石の挙動、ストラット部およびコーナー部の座屈崩壊強度に関する取扱いに不明確な点が残されている。

著者らは、本研究の第 1 報⁵⁾において積荷鉱石の挙動を調べ、第 2 報⁶⁾および第 3 報⁷⁾においてコーナー部およびストラット部の座屈崩壊強度をそれぞれ検討し、また別報⁸⁾ではこれらの座屈崩壊強度に関する計算法を提案した。本研究の最終報告としてこの第 4 報では、まず玄側タンク構造模型の崩壊実験によってその全体的な挙動を観測し、つづいて積荷鉱石および各構造部材の挙動について、前報までの研究結果に基づいて簡略化およびモデル化を行ない、最後に弾性有限要素法プログラムによ

って玄側タンクの崩壊過程を解析し実験値と比較した。

2 模 型 実 験

用いた模型は、一つのトランスリングを有する平面模型 3 体、および一つの玄側タンク長さを有した倉内に鉱石を積載した立体模型 4 体である。平面模型の崩壊実験によって、縦通隔壁の支持条件および荷重条件が崩壊強度におよぼす影響を調べ、また立体模型の実験によって、積荷鉱石の挙動およびそれが崩壊強度におよぼす影響を調べた。

2.1 平面模型による実験

模型の縮尺は 6 万トン級鉱石運搬船の 1/3.44 であり、その構造および寸法を Fig.1 に示す。ウェブ・プレートおよび面材に用いた鋼板の降伏応力は 30.7 kg/mm²

Fig.1 Dimensions of 2-dimensional models

* 船舶技術研究所

** 東京大学工学部

Fig. 2 Axial strain of face plate for 2-dim. models

Fig. 3 Load-displacement curves for 2-dim. models

である。実験条件は、縦通隔壁を固定して船側荷重のみを加えた場合、縦通隔壁を固定して船側および船底荷重を加えた場合、および縦通隔壁の上下端において単純支持として船側荷重のみを加えた場合の3種類である。荷重は12基の油圧ジャッキを用いて等分布に加えた。

崩壊直前の状態における面材の軸方向ひずみ分布をFig. 2に示す。いずれの場合にも、崩壊直前では多くの個所に塑性域が生じていることがわかる。3種類の実験

Fig. 4 Residual deformations for 2-dim. models

Fig. 5 Dimensions of 3-dimensional models

条件に関して、荷重と変位の関係をFig. 3に示した。縦軸の荷重は、ジャッキ荷重をトランス・スペースを考慮して圧力に換算した値であり、横軸の変位はストラットの高さにおける船側外板のたわみ量である。Fig. 4にそれぞれの実験条件における崩壊後の残留変形を示した。ウェブ・プレートの面外変形を等高線によって概念的に示したものである。いずれの実験条件においても、ガネルコーナーおよび船底横桁に面外変形が生じている。ストラット部に関しては、縦通隔壁を固定して船側荷重のみを加えた場合には捩れ変形であり、船底荷重も加えた場合には、同じく捩れ変形であるが端部コーナー部の変形が大きい。また、縦通隔壁の上下端で単純支持として船側荷重のみを加えた場合には、縦通隔壁がわの端部

Fig. 6 Dimensions of transverse rings for 3-dim. models

だけに振れ変形が生じている。

2.2 立体模型による実験

実験模型は、6万トン級鉱石運搬船中央部の一つの舷側タンクの長さの部分についての縮尺模型である。模型の構造および寸法についての概略を Fig. 5 に示す。トランスリングは6個所に通っており、また倉内の横隔壁は実船には無いが、実験において鉱石を積み込むために取付けた。船側外板には、舷側タンク内での実験準備作業のために開孔を設けてある。荷重は全トランスリングに船側から油圧ジャッキによって等分布に加えた。実験模型は4体であり、それぞれのトランスリングの構造および寸法を Fig. 6 に示す。これらの模型を、説明の便宜のために図に示すように、A, B, C および D 模型と呼ぶことにする。A および B 模型は縮尺 1/6.57 であるが、板厚が相対的に厚くなっているため、桁の深さおよび面材の幅を減らして、フレームの曲げ剛性およびストラットの断面積が相似になるようにしてある。C 模型は縮尺 1/6.57 であるが、板厚に関する縮尺は 1/3.44 である。D 模型の縮尺は 1/4.85 であるが、板厚のそれは 1/3.44 である。ウェブ・プレートおよび面材に用いた鋼板の降伏応力は A および B 模型では 27.0 kg/mm^2 、C および D 模型では 22.0 kg/mm^2 である。

実験において船倉に積み込んだ鉱石は平均直径 11mm

Fig. 7 Axial strain of face plate and ore pressure for 3-dim. models

Fig. 8 Load-displacement curves for 3-dim. models

のマルコナ・ペレットである。実験模型は縮尺されているが積荷鉱石は実際のものを使用している。したがって、積み込み時の鉱石圧は実船のそれに比べてかなり小さい。船側荷重による鉱石圧の増加すなわち押し込み圧を実船のそれと対応させるためには、実験における積み込み時鉱石圧（とくにストラット高さにおける圧力）を実船のそれと同程度にしておく必要がある。この目的のために、A および B 模型について、満載された鉱石の上表面から荷重を加えて一定に保った状態で船側荷重を加えた。実船の航走中において、積荷鉱石は船体の動揺、振動等によって積み込み当時に比べて締固まってくることが考えられる。そこで C 模型に鉱石ペレットを満載し、これを約 1cm の高さから繰返し落下させて締固まった状

Fig. 9 Load-ore pressure curves for 3-dim. models

Fig. 10 Residual deformations for 3-dim. models

態にした後において船側から荷重を加えた。D 模型では、鉱石を積込んだままの状態において船側荷重を増大させた。

崩壊直前の状態に関して、中央のトランスリングにおける面材の軸ひずみおよび縦通隔壁に加わる鉱石圧の分布を Fig. 7 に示した。ここに示す値は、船側荷重による増加量を表わしている。鉱石圧に関しては、いずれの場合もストラット位置において最も大きな値を示しており、また鉱石が積込まれたままの状態の D 模型では他の模型に比べてその値が小さい。

荷重と変位の関係を Fig. 8 に示した。横軸は、ストラット位置における船側外板のたわみ量を、フレーム・スペース s 、舷側タンクの深さ D および船側フレームの断面二次モーメント I を用いて、無次元化した量であり、船側荷重による増加量を表わしている。平面模型による

実験結果も比較のために記入してある。C 模型に関しては、油圧ジャッキの容量不足のため、最終崩壊まで至っていない。

中央のトランスリングにおける荷重と鉱石圧との関係を Fig. 9 に示した。鉱石圧はストラット高さにおいて縦通隔壁に加わる値であり、船側荷重による増加量を表わす。荷重に対する鉱石圧の挙動が非線形であるのがわかる。崩壊における残留変形の概念図を Fig. 10 に示す。A 模型は、ガンネルコーナーとストラットとの中間位置において、船側フレームに亀裂が生じている。B 模型はストラットに曲がり変形が生じている。C 模型は、船側フレームの上下端およびストラット端部のコーナー部に面外変形が生じているが、この模型については崩壊前の残留変形である。D 模型については、C 模型と同様な変形を生じているが、ガンネルコーナーとストラットとの間における船側フレームのたわみ変形が大きかった。

3 鉱石圧の取扱い

著者らは本研究の第 1 報⁵⁾において、積込み時の鉱石圧(積込み圧)および船側荷重による鉱石圧の増加量(押込み圧)についての計算方法をそれぞれ導き、計算値が実験値と良く対応することを示した。しかし、そこで導いた計算式はやや複雑な形をしており、その利用に際して多少不便である。そこで、舷側タンクの崩壊強度の解析への適用を考慮して、積込み圧および押込み圧についての比較的簡単な形の近似計算式を導いた。実験値と計算値との比較は第 5 節に示した。

3.1 積込み時の鉱石圧

静止状態における粒状体の横方向圧力 σ_3 と垂直方向圧力 σ_1 との比 σ_3/σ_1 (Fig. 11) は土質力学では静止土圧係数 K_0 と呼ばれており、第 1 報で示したように次式で表わされる。

$$K_0 = \left(1 - \frac{dv}{d\varepsilon_1}\right) / \left(1 + \frac{dv}{d\varepsilon_1}\right) \quad (1)$$

ここで、 ε_1 は軸ひずみ、 v は体積ひずみを表わしており、 $dv/d\varepsilon_1$ は鉱石ベレットの三軸圧縮試験から求められる。第 1 報で示した三軸圧縮試験の結果のうち、体積ひずみについての計測値には誤差が多少含まれている可能性がある、ここでは体積ひずみに関する実験データとして山口ら⁹⁾の計測値を用いた。鉱石ベレットの三軸圧縮試験において、軸ひずみ ε_1 と体積ひずみ v との関係は

Fig. 11. Unit cube subjected to stresses

Fig. 12 Volumetric strain-axial strain relation

Fig. 13 Earth pressure coefficient at rest

Fig. 12 (a) に示すようになるが、積み込み状態では軸ひずみ ϵ_1 はあまり大きくないと考えられるので、図に示すように $dv/d\epsilon_1 \approx (dv/d\epsilon_1)_0$ で近似する。この $(dv/d\epsilon_1)_0$ は Fig. 12 (b) に示すように、側圧 σ_3 によって異なった値となる。ここでは、この両者の関係を原点を通る直線 $(dv/d\epsilon_1)_0 \approx 0.95 \sigma_3$ で近似する。また、船倉内における垂直方向の圧力を q で表わすと $\sigma_3 = K_0 q$ であるから、(1) 式から

$$K_0 = (1 - 0.95 K_0 q) / (1 + 0.95 K_0 q) \quad (2)$$

この式を解いて

$$K_0 = \frac{2}{\sqrt{(1 + 0.95 q)^2 + 3.80 q} + (1 + 0.95 q)} \quad (3)$$

すなわち、静止土圧係数 K_0 は垂直方向の圧力の値に関係しており、このことは船倉内に積み込まれた鉱石の表面からの深さによって K_0 の値が変わることを意味する。寺本ら¹⁰⁾は、船倉模型に積載した鉱石ペレットの上表面から静荷重を加えて側壁に作用する圧力を計測している。そこで得られた計測結果と(3)式による計算結果との比較を Fig. 13 に示す。

山口ら⁹⁾は円筒容器に鉱石ペレットを積み込み、その上表

Fig. 14 Equilibrium of ore pellets in a cargo hold

Fig. 15 Equilibrium of ore pellets on slant bulkhead

面から荷重を加えて、底面に生ずる圧力分布を計測している。それによると、底面のたわみを拘束した場合には中央部の圧力が非常に高くなっているが、底面がたわみ変形をする場合にはほぼ様な圧力分布となっている。そこで、船倉の二重底は後者の場合に相当すると考えて、ここでは船倉内鉱石の垂直方向の圧力分布は水平面に関して一様であると仮定した。そうすると、ある深さにおける単位幅の厚さ h_i の薄い層に加わる垂直方向の力は Fig. 14 のようにあらわせる。この図で、 μ は鉱石と側壁との摩擦係数、 γ は鉱石の見かけの密度、 s_i は船倉幅である。また K_{0i} は静止土圧係数であり、深さ h_i の層内では一定であるとする。垂直方向の力の釣合いから次式を得る。

$$q_{i+1} = q_i + \gamma h_i - 2\mu K_{0i} q_i h_i / s_i \quad (4)$$

また、(3) 式から

$$K_{0i} = \frac{2}{\sqrt{(1 + 0.95 q_i)^2 + 3.80 q_i} + (1 + 0.95 q_i)} \quad (5)$$

(4) および (5) 式から、積み込み時における側壁および内底板に加わる鉱石圧を計算することができる。

つぎに、側壁が傾斜している場合には、壁面に接する3角形部分に加わる力は Fig. 15 のように表わせる。側壁の垂直からの傾斜角を β とする。水平方向および垂直方向の力の釣合いから次式を得る。

$$p_n = q(K_0 + \tan^2 \beta) / (1 + \tan^2 \beta) \quad (6)$$

実船の傾斜壁あるいは前節で述べたB模型では、 $\tan^2 \beta \approx 0.04$ なので、これを無視して

$$p_n \approx K_0 q \quad (7)$$

としても、その誤差は4%程度である。(7) 式を用いれば、傾斜壁の場合にも、(4) および (5) 式から積み込み時の鉱石圧を計算することができる。萩原¹¹⁾が計測した実船の鉱石圧と上述の方法で計算した鉱石圧との比較を Fig. 16 に示す。計算値は積荷鉱石の表面を水平に

Fig. 16 Ore pressure distribution on a actual ship

Fig. 17 Coefficients of axial stress-axial strain relation

ならした場合についての値である。

3.2 押込み時の鉱石圧

鉱石を積載した船体の船側から荷重が加わった場合、縦通隔壁は倉内鉱石の方向へ変位し、これによって隔壁に加わる鉱石圧は増加する。これを山本¹²⁾は押込み圧と呼んでいる。この押込み圧の計算式を、三軸圧縮試験における軸圧力 σ_1 と軸ひずみ ϵ_1 との関係をを用いて導くことにする。第1報で示したように、 $\epsilon_1 \sim \epsilon_1/\sigma_1$ の関係を側圧 σ_3 をパラメータとしてプロットすると線形関係にあることがわかり、これらの直線を

$$\epsilon_1/\sigma_1 = a + b\epsilon_1 \quad (8)$$

で表わすと、係数 a および b は側圧 σ_3 に対して Fig. 17 に示す関係にある。これらの関係を取扱いをできるだけ簡単にするために、次式で近似する。

$$a = 1 \times 10^{-3}/\sigma_3, \quad b = 0.2/\sigma_3 \quad (9)$$

Fig. 18 (a) に示すように、幅 s の船倉に積載された鉱石ペレットの薄い層が垂直方向の圧力 q を受けているとき、両側の縦通隔壁が δ ずつ内側へ変位することによ

Fig. 18 Relation between deformation of bulkhead and ore pressure

Fig. 19 Idealizations of ore pressure behavior

って生ずる押込み圧 p は、(9) 式を (8) 式に代入して、 $\sigma_1 = p$ 、 $\sigma_3 = q$ 、 $\epsilon_1 = 2\delta/s$ と置き換えることによって、次式のように与えられる。

$$p = 2\delta q / (s \times 10^{-3} + 0.4\delta) \quad (10)$$

垂直圧力 q をパラメータとして、押込み圧 p と隔壁の変位 δ/s との関係の例を Fig. 18 (b) に示す。鉱石ペレットの締めまりが押込み圧におよぼす影響は、第1報で述べたように、垂直方向圧力 q の増加として取扱うことができる。

Fig. 18 (b) にみられるように、押込み圧の挙動は鉱石表面からの深さによって異なり、また非線形である。これらの関係をそのまま適用すると、舷側タンクの崩壊強度の解析は非常に煩雑になる。そこで縦通隔壁に加わる押込み圧の分布を、実験における計測結果を参照して、Fig. 19 (a) に示すように簡略化した。すなわち、ストラット位置で最大とし、鉱石表面および内底板位置においてゼロとする直線的な変分布である。このようにすると、ストラット位置においてのみ、変位と押込み圧の関係を考慮すればよいことになる。舷側タンクの崩壊強度を解析する際に、部分的な座屈、降伏等を考慮するために、崩壊に至るまで数段階の強度計算が必要となる。したがって、各段階において隔壁の変位と押込み圧の増加量との関係を Fig. 19 (b) に示すように折れ線で表わせば、これらの関係の非線形性を近似することができる。

鉱石を積載した船体が船側荷重を受ける場合の舷側タ

Fig. 20 Calculation of wing tank with ore pressure

ンクの変形は、押込み圧が縦通隔壁の変位に依存しているため、1回の計算によって求まることができない。そこで、Fig. 20 に示す計算方法を用いた。ここで示す隔壁の変位および押込み圧は、すべてストラット位置における値である。空荷の船体に船側荷重 Q が加わったときの変位を δ_q とし、またある鉱石圧 p が加わったときの變位を δ_p とする。つぎに、鉱石を積載した船体に船側荷重 Q が加わったときの變位を δ 、押込み圧を ηp とする。このとき、變位に関しては次式が得られる。

$$\delta = \delta_q - \eta \delta_p \quad (11)$$

また、Fig. 19 (b) に示す押込み圧と變位の關係から

$$\eta p / \delta = c_i \quad (12)$$

(11) および (12) 式から次の式が求まる。

$$\eta = c_i \delta_q / (p + c_i \delta_p) \quad (13)$$

すなわち、空荷状態に船側荷重 Q が加わった場合の計算結果およびある鉱石圧を加えた場合の計算結果を (13) 式に代入して η を求め、前者の場合の計算値と後者の場合の計算値を η 倍した値とを加え合せれば、鉱石を積載した船体に船側荷重 Q が加わった場合における舷側タンクの変形を求めることができる。

4 構造部材の取扱い

ここでは、ストラットの強度、コーナー部の強度および甲板の剛性について述べる。

4.1 ストラットの強度

第3報⁷⁾および別報⁸⁾において得られた結果から、ストラットの座屈崩壊すなわち最高耐荷力を受ける状態は、次のいずれかの状態に達したときに生ずるとする。すなわち、

① 別報⁸⁾に述べた面材の有効曲げ剛性を考慮した座屈荷重に達したとき

② 面材がストラットの全長にわたって降伏応力に達したとき

また、ストラットに加わるせん断力が大きい場合につい

Fig. 21 Cross section of a bar

Fig. 22 Deflected bar subjected to axial load

Fig. 23 Stress distribution at midsection

ては、端部のコーナー部の座屈が生ずるので、次項のコーナー部についての評価方法を適用する。

単一材の座屈後の挙動に関しては、Paris¹³⁾ が簡単な理論解析によって計算式を導き、実験結果と良く一致することを示している。すなわち、Fig. 21 に示す断面 (断面積 $A = ht$) を有する柱が、Fig. 22 に示すように、両端単純支持の状態に軸力 P を受けてたわみ変形している場合を考える。軸方向縮み量を Δl とし、たわみの形を次式のように仮定する。

$$w = w_0 \sin \pi x / l \quad (14)$$

また、柱の中央断面は全塑性状態に達しているとして、その応力分布を Fig. 23 のように仮定する。そうすると、軸方向縮み量 Δl と軸力 P との關係は次式で与えられる。

$$\frac{E}{\sigma_Y} \frac{\Delta l}{l} = \frac{P}{\sigma_Y A} + \frac{\pi^2}{64} \frac{E}{\sigma_Y} \left(\frac{h}{l} \right)^2 \left(\frac{\sigma_Y A}{P} - \frac{P}{\sigma_Y A} \right)^2 \quad (15)$$

ここで、 σ_Y は降伏応力、 E は弾性係数を表す。

ストラットが曲がり変形によって座屈崩壊する場合によ

Fig. 24 Relation between load and axial shrinkage of strut

Fig. 25 Behavior of wing tank in case of strut buckling

って崩壊する場合には、これとは多少異なった挙動が考えられるが、面材に関しては同様な曲がり変形となるので、ここでは上述の考え方が近似的に適用できるとした。ストラットの面材の h/l の値は 0.05 程度であるので、ストラットの軸荷重 P と軸方向縮み量 Δl との関係は Fig. 24 に示す破線のようなになる。実線が (15) 式である。

ストラットの座屈崩壊後において、Fig. 24 にみられるように、耐荷力が急激に減少する。この場合には、Fig. 25 に示すように、舷側タンクの強度も急激に減少すると考えられる。したがって、舷側タンクの崩壊強度の解析過程において、ストラットが座屈崩壊する場合には、そのときの荷重を舷側タンクの崩壊荷重とした。

4.2 コーナー部の強度

第2報⁹⁾および別報⁹⁾において、面材が圧縮力を受ける場合のコーナー部の座屈崩壊強度について検討した。しかし、面材が引張り力を受ける場合には、コーナー部全体としての座屈は生ぜず、また面材が降伏応力に達しても、コーナー部は耐荷力をまだ有している。この場合の崩壊は断面の全塑性状態がその要因となって起こると考

Fig. 26 Cross section of curved girder

Fig. 27 Relation between bending moment and axial strain of face plate

えられる。有限要素法を用いる場合には、この全断面塑性状態（最終状態）を部材の応力によって判定することができれば解析が容易になる。そこで、面材の応力値によって桁の最終状態を算定する方法を検討してみる。

コーナー部のひとつの断面を曲り桁とみなして、それを Fig. 26 のように表わす。面材および外板の厚さは桁の深さ d に比べて非常に薄いので、それぞれ断面積 A_f および A_s の集中断面と考える。ウェブ・プレートは断面積を A_w 、全断面積を $A (=A_f + A_w + A_s)$ とする。通常の船体構造では、外板の断面積は大きいので、ここでは $A_s \geq A/2$ の場合を考える。桁の内側および外側の曲率半径をそれぞれ R_1 および R_2 とし、桁の中心線の曲率半径を R とする。弾性係数および降伏応力を E および σ_Y とし、また

$$a_f = A_f/A, \quad a_w = A_w/A, \quad a_s = A_s/A, \\
 r_1 = R_1/d, \quad r_2 = R_2/d, \quad r = R/d$$

とおくと、面材が降伏応力に達するときの曲げモーメント M_Y は次式で与えられる。

$$\frac{M_Y}{\sigma_Y A d} = r_1 z \left\{ a_w \left(1 - r_1 \log \frac{r_2}{r_1} \right) + \frac{a_s}{r_2} \right\} \quad (16)$$

ここで

$$z = \frac{a_f}{r_1} a_w \left(r - 2r_1 + r_1^2 \log \frac{r_2}{r_1} \right) + \frac{a_f}{r_1} \frac{a_s}{r_2} \\
 + \frac{a_s}{r_2} a_w \left(r - 2r_2 + r_2^2 \log \frac{r_2}{r_1} \right) + a_w^2 \left(r \log \frac{r_2}{r_1} - 1 \right) \quad (17)$$

また、 R が無限大すなわち直線桁の場合には次式で与え

られる。

$$\frac{M_Y}{\sigma_Y A d} = a_f + \frac{a_w}{2} - a_w \left/ 6 \left(a_s + \frac{a_w}{2} \right) \right. \quad (18)$$

断面が最終状態になるときの曲げモーメント $M_{\max}$ は、曲り桁および直線桁ともに、次式で与えられる。

$$M_{\max} / \sigma_Y A d = a_f + a_w / 2 \quad (19)$$

面材の軸ひずみ ε と曲げモーメント M との関係は Fig. 27 に示すようになり、最大曲げモーメント $M_{\max}$ に対応する線形（弾性）解析から求めた面材の応力を $\sigma_{\max}$ とすると、これらの関係は次のようになる。

$$\sigma_{\max} = (M_{\max} / M_Y) \sigma_Y \quad (20)$$

したがって、与えられた桁の $M_{\max} / M_Y$ を求めておけば、(20) 式からその桁の断面が最終状態になるときの面材の応力 $\sigma_{\max}$ を計算することができる。曲り桁については、(16) および (19) 式から

$$\frac{M_{\max}}{M_Y} = \left(a_f + \frac{a_w}{2} \right) \left\{ \frac{a_s}{r_2} + a_w \left(1 - r_1 \log \frac{r_2}{r_1} \right) \right\} / r_1 z \quad (21)$$

ここで、 z は (17) 式で与えられる。

直線桁については、(18) および (19) 式から

$$\frac{M_{\max}}{M_Y} = \left(a_f + \frac{a_w}{2} \right) \left(a_s + \frac{a_w}{2} \right) / \left\{ \left(a_f + \frac{a_w}{2} \right) \left(a_s + \frac{a_w}{2} \right) - \frac{a_w}{6} \right\} \quad (22)$$

以上は桁の断面に曲げモーメントだけが加わっている場合についての検討である。ここで解析を行った実験模型では、面材が引張り力を受けるコーナー部における面材の応力について、軸力による応力と曲げモーメントによる応力との比は 0.03~0.05 程度となっているので、ここでは断面の最終状態を算定する際に、軸力の影響を無視することとした。

面材が引張り力を受ける場合のコーナー部の最終強度を算定するとき、コーナー部の一断面を曲り桁として考えた。Fig. 28 に示すように、断面の軸に関して面材は垂直であるが外板は傾斜（角度 θ ）している。この傾斜している外板（断面積 A ）に力学的に等価であり、かつ断面の軸に垂直な外板の断面積を A_e とする。これらの関係は、傾斜している外板が断面の軸に垂直な方向に変位すると仮定すると次式で与えられる。

$$A_e = A \cos^3 \theta \quad (23)$$

つぎに、第 2 報⁸⁾、別報⁹⁾および前述の検討において得られた結果から、コーナー部の座屈崩壊すなわち最高耐荷力を受ける状態は、次のいずれかの状態に達したとき生ずるとする。すなわち

- ① 面材の変形を含むモードの座屈荷重に達したとき
- ② 面材の中心線応力が圧縮降伏応力に達したとき
- ③ 断面が最大曲げモーメントを受ける状態に達したとき

Fig. 28 Modification of slant shell

Fig. 29 Face plate of curved girder

Fig. 30 Bending moment at midsection

Fig. 31 Radial force

つづいて、コーナー部の崩壊後の挙動を検討するために、面材の挙動について考える。Fig. 29 に示すように曲率半径 R の面材に軸力 P が一様に加わっているとする。たわみ w および捩れ φ がある場合に、紙面に垂直方向の力の釣合いから次式が求められる。ここで、 M は曲げモーメントとする。

$$\frac{1}{R^2} \frac{d^2 M}{d\theta^2} = \frac{P}{R^2} \frac{d^2 w}{d\theta^2} + \frac{P}{R} \varphi \quad (24)$$

ここで、 $M = M_0 \sin \pi \theta / \alpha$, $w = w_0 \sin \pi \theta / \alpha$, $\varphi = \varphi_0 \sin \pi \theta / \alpha$ として、これらを (24) 式に代入すると次式が得られる。

$$M_0 = P w_0 - P R (\alpha / \pi)^2 \varphi_0 \quad (25)$$

断面形状および中央断面の応力分布をそれぞれ前出の Fig. 21 および Fig. 23 と同じとすると、軸力 P と曲げモーメント M_0 は次のように与えられる。

$$P = \sigma_Y t (h - 2a) \quad (26)$$

Fig. 32 Deformation of web plate

$$M_0 = \sigma_Y t a (h - a) \quad (27)$$

この両式から a を消去して

$$M_0 = \sigma_Y A \frac{h}{4} \left\{ 1 - \left(\frac{P}{\sigma_Y A} \right)^2 \right\} \quad (28)$$

Fig. 23 の応力分布から、曲げモーメントの成分だけをとり出すと Fig. 30 のようになる。この成分によって、Fig. 31 に示すように面材は半径方向に次式で与えられる力 dQ を受ける。

$$dQ = \sigma_Y t a d\theta \quad (29)$$

この力に起因する面材の単位長さ当りのモーメント m は次式で与えられる。

$$\begin{aligned} m &= (h - a) dQ / R d\theta \\ &= t a (h - a) \sigma_Y / R \end{aligned} \quad (30)$$

ここで、 a については (26) 式から

$$a = (1 - P / \sigma_Y A) h / 2 \quad (31)$$

面材の長さ方向の中央部に接続する単位幅のウェブ・プレートを考え、これを帯板としてその変形を Fig. 32 に示す。両端単純支持で、一端に曲げモーメント m が加わったとすると、次式が得られる。

$$\varphi_0 = 4 b m / E t_p^3 \quad (32)$$

(30)、(31) および (32) 式から

$$\varphi_0 = \frac{b A \sigma_Y h}{E t_p^3 R} \left\{ 1 - \left(\frac{P}{\sigma_Y A} \right)^2 \right\} \quad (33)$$

(25)、(28) および (33) 式から

$$\varphi_0 = \frac{h}{4} \left(\frac{\sigma_Y A}{P} - \frac{P}{\sigma_Y A} \right) \left(1 + c \frac{P}{\sigma_Y A} \right) \quad (34)$$

ここで、 $c = 4 \alpha^2 b A \sigma_Y / \pi^2 E t_p^3$ とする。

面材の軸方向の縮み量を Δl とすると、Fig. 29 を参照して

$$\begin{aligned} \Delta l &= \frac{P R \alpha}{A E} + \frac{1}{2} \int_0^\alpha \frac{1}{R} \left(\frac{dw}{d\theta} \right)^2 d\theta \\ &= \frac{P l}{A E} + \frac{\pi^2}{4 l} w_0^2 \end{aligned} \quad (35)$$

ここで、 $R \alpha = l$ とおいた。(34) および (35) 式から

$$\begin{aligned} \frac{E}{\sigma_Y} \frac{\Delta l}{l} &= \frac{P}{\sigma_Y A} \\ &+ \frac{\pi^2}{64} \frac{E}{\sigma_Y} \left(\frac{h}{l} \right)^2 \left\{ \left(\frac{\sigma_Y A}{P} - \frac{P}{\sigma_Y A} \right) \right. \\ &\times \left. \left(1 + c \frac{P}{\sigma_Y A} \right) \right\}^2 \end{aligned} \quad (36)$$

(34) 式の c の値は、実船構造では 3~7 程度である。またコーナー部の崩壊は、面材の変形を含む座屈が生じたとき、あるいは面材の中心線が降伏応力に達したとき起こるとした。この場合に、面材の受ける軸荷重 P と

Fig. 33 Relation between axial force and axial shrinkage of face plate on curved girder

Fig. 34 Modification of curved girder at post-collapse

軸方向縮み量 Δl との関係は Fig. 33 に示す破線のように表わせる。実線が (36) 式である。

コーナー部の座屈崩壊後においては、Fig. 33 にみられるように、耐荷力はほぼ一定に保たれるとみなすことができる。したがって、面材が圧縮力を受けている場合には座屈崩壊時の荷重、および面材が引張り力を受けている場合には最大曲げモーメントに達したときの荷重をそれぞれ負担しつつ崩壊後の変形を行なうと仮定することができる。崩壊後のコーナー部は Fig. 34 に示すようにモデル化した。すなわち、図の斜線部分におけるウェブ・プレートおよび面材の弾性係数 E を $E/100$ に置き換えた。斜線部分の範囲は実験結果の観測から定めたものである。

4.3 甲板の剛性

立体模型の解析は、中央部のトランスリングについて行なった。したがって、甲板位置におけるトランスリングの拘束条件をモデル化しておく必要がある。ここでは、甲板のせん断剛性のみを考慮した。

Fig. 35 に示すように、甲板の面内に荷重 P が等間隔に 6 個所加わっているとす。荷重の間隔を s 、甲板の

Fig. 35 Shear deformation of deck plate

Fig. 36 Equivalent plate for deck

断面積を A ，せん断弾性係数を G とすると，中央の荷重点におけるせん断たわみ w と荷重 P との関係は次式で表わせる。

$$w/P = 6s/GA \quad (37)$$

(37)式で与えられる荷重とたわみの関係を有する等価な平板を，Fig. 36 に示すように，甲板位置においてトランスリングの面内に取り付ける。この平板の幅を l ，深さを d ，厚さを t およびせん断弾性係数を G_e とすると，せん断荷重 P とせん断たわみ w との関係は次式で与えられる。

$$w/P = d/G_e t l \quad (38)$$

(37)および (38) 式から

$$G_e/G = E_e/E = Ad/6stl \quad (39)$$

(39)式から，甲板に等価な平板の寸法および剛性を定めることができる。

立体模型の船側外板には Fig. 5 に示したように開孔が設けられており，また船底からの荷重は加えられていない。したがって，トランスリングの変形におよぼす船側外板の影響は考慮しなかった。

5 数値計算および実験結果との比較

鉦石圧および各構造部材に関して前述のようにモデル化を行い，弾性有限要素法プログラムを用いて，舷側タンクの強度についての解析的検討を行った。用いたプログラムは日本造船研究協会第133研究部会の作業の一環として開発された薄板構造解析プログラムである。菅岐ら¹⁴⁾はこのプログラムについての理論的説明を行っている。使用した計算機は船舶技術研究所の TOSBAC 5600-160 である。

Fig. 37 Stress distribution of face plate for 2-dim. models

Fig. 38 Distribution of face plate stresses and ore pressure for 3-dim. B model

Fig. 39 Distribution of face plate stresses and ore pressure for 3-dim. C model

面材，外板および防撓材は梁要素とした。コーナー部の面材幅は Anderson¹⁵⁾ の式から求めた値とし，外板の幅はトランス・スペースの値とした。平面模型および立体模型ともに，節点数約200および要素数約300である。

平面模型の弾性状態に関して，面材の軸方向応力の分布を Fig. 37 に示した。この図における実験値と計算値との比較から，ここで行なった要素分割と梁要素へのモ

Fig. 40 Load-displacement curve for 2-dim. model (fixed bulkhead, side load only)

Fig. 42 Load-displacement curve for 2-dim. model (simply supported bulkhead, side load only)

Fig. 41 Load-displacement curve for 2-dim. model (fixed bulkhead, side and bottom loads)

デル化がほぼ満足すべきものであるということが出来る。立体模型の弾性状態に関して、面材の軸応力分布および鉱石圧分布を Fig. 38 および Fig. 39 に示す。これらの図の (a) に示してあるのは、船側荷重を加え始める前の状態であり、(b) に示してあるのは船側荷重による増加量である。実験値と計算値との比較から、ここで用いた鉱石圧の計算方法、甲板剛性のモデル化等がほぼ妥当なものであるということが出来る。

玄側タンク構造に加わる荷重を漸増させると、各コーナー部あるいはストラット部が順次耐荷力を失ってゆき、最後には玄側タンクの崩壊機構が形成されて崩壊に至る。第2節で述べた平面模型3体および立体模型4体について、上述の崩壊過程を解析し、その結果を実験値と比較した。

平面模型の場合について、荷重と変位の関係および崩壊荷重を Fig. 40 から Fig. 42 に示した。耐荷力を喪失した箇所を黒く塗りつぶして表示してある。Fig. 40 には縦通隔壁を固定して船側荷重を加えた場合を示している。この場合には、まずパネル座屈を生じたガンネル・コーナー部の面材が圧縮降伏応力に達した。つぎにストラットが座屈して玄側タンクの崩壊に至っている。Fig. 41 には縦通隔壁を固定して船側および船底から荷重を加えた場合を示している。この場合には、最後に甲板と隔壁とのコーナー部(面材は引張り力を受けている)が、最大曲げモーメントを受ける状態となって玄側タンクの崩壊に至っている。Fig. 42 には縦通隔壁を上下端で単純支持して、船側荷重を加えた場合を示している。この場合には、ストラットより上方の部分において、崩壊機構が形成されている。いずれの場合においてもガンネル・コーナー部では、面材が降伏応力に達する前にパネル座屈が生じたが、全体座屈は生じなかった。またストラット端部のコーナー部では、面材が降伏応力に達する前に、パネル座屈も全体座屈も生じなかった。なお、パネル

座屈を生じたコーナー部のウェブ・プレートは、別報⁹⁾で述べた等価板厚に置き換えて計算を続行している。

立体模型の中央部トランスリングに関する荷重と変位の関係および崩壊荷重を Fig. 43 から Fig. 46 に示した。これらの図に示す変位は船側荷重による増加量である。甲板の剛性に等価な平板をここではバネの記号で示

Fig. 43 Load-displacement curve for 3-dim. A model

Fig. 44 Load-displacement curve for 3-dim. B model

Fig. 45 Load-displacement curve for 3-dim. C model

Fig. 46 Load-displacement curve for 3-dim. D model

している。Fig. 43 に示すのはA模型の場合であり、鉱石の上表面から荷重が加わっている。最終的には、船側フレームが、ストラットと甲板との間の中央部において直線桁の最大曲げモーメントを受ける状態となって、玄側タンクの崩壊に至っている。Fig. 44 に示すのはB模型の場合であり、鉱石の表面から荷重が加わっている。この場合には、ストラットの上側の面材が全長にわたって圧縮降伏応力に達してストラットが耐荷力を失い、玄側タンクの崩壊に至っている。Fig. 45 に示すのはC模型の場合であり、鉱石は締固まった状態にある。最終的には、ストラット両端部のコーナー部が耐荷力を失って、中心線防撓材が軸荷重のほとんどを負担することになり、その応力が降伏応力に達することによってストラットが耐荷力を失っている。Fig. 46 に示すのはD模型の場合であり、鉱石は積込まれたままの状態である。A模型の場合もほぼ同様な過程を辿っており、最後に船側フレームが最大曲げモーメントを受ける状態となって崩壊している。

計算によって求めた崩壊形式は、Fig. 4 に示した平面模型の残留変形および Fig. 10 に示した立体模型の残留変形によく対応しているといえる。また、荷重と変位の関係および崩壊荷重に関しては、解析結果と実験結果には多少の差は見られるが、玄側タンクの崩壊が複雑な構造物の複雑な挙動であることを考慮すると、ここで行った解析方法は実験結果をよく説明しているといえる。

6 あとがき

玄側タンクの崩壊強度に大きな影響をおよぼす各要素の挙動について、それぞれ簡略化およびモデル化を行い、弾性有限要素法プログラムによって玄側タンクの崩壊過程を解析した。主要な結論は次のとおりである。

(1) 玄側タンクの崩壊は荷重条件および積荷鉱石の状態によって影響を受けるが、縦通隔壁の拘束が大きいときはストラットの座屈、それが小さいときは数個所のコーナー部および船側フレームの耐荷力喪失によって、玄側タンクの崩壊機構が形成される場合が多い。

(2) 二次元弾性有限要素法プログラムによって、鉱石圧の影響を考慮した玄側タンクの崩壊過程の解析が可能である。

最後に、玄側タンクの大規模な模型実験の遂行に際して、終始御指導をいただいた日本造船研究協会専務理事

安藤文隆博士および多大の御協力をいただいた船舶技術研究所船体構造部構造研究室の方々に厚く御礼申し上げます。

参考文献

- 1) 上田幸雄, S. Rashed : 船体最終横強度解析に関する基礎的研究, 日本造船学会論文集, 第 136 号 (昭和 49 年 12 月)。
- 2) 栖原寿郎, 肥山 央, 古賀洋治 : ウイングタンク構造の崩壊荷重の近似計算法, 日本造船学会論文集, 第 138 号 (昭和 50 年 12 月)。
- 3) 栖原寿郎, 肥山 央, 長浜智基, 古賀洋治 : 鉱石運搬船船側構造模型の崩壊実験とその解析, 西部造船会会報, 第 51 号 (昭和 51 年 3 月)。
- 4) 栖原二郎, 永野裕康 : 船舶骨組構造の弾塑性崩壊モード解析, 西部造船会会報, 第 57 号 (昭和 54 年 3 月)。
- 5) 青木元也, 竹本博安, 直井 保, 遠藤久芳, 橋爪豊, 安藤文隆 : 鉱石運搬船の横強度 (第 1 報 貨物倉の鉱石ペレットの挙動について), 日本造船学会論文集, 第 138 号 (昭和 50 年 12 月)。
- 6) 青木元也, 直井 保, 竹本博安, 遠藤久芳, 橋爪豊, 長沢 準 : 鉱石運搬船の横強度 (第 2 報) —— コーナー部の座屈崩壊強度 ——, 日本造船学会論文集, 第 141 号 (昭和 52 年 6 月)。
- 7) 青木元也, 山本善之 : 鉱石運搬船の横強度 (第 3 報) —— ストラットの座屈崩壊強度 ——, 日本造船学会論文集, 第 144 号 (昭和 53 年 12 月)。
- 8) 青木元也, 山本善之 : コーナー部およびストラット部の座屈崩壊強度に関する一計算法, 日本造船学会論文集, 第 147 号 (昭和 55 年 6 月)。
- 9) 山口勇男, 本間康之, 平岡善博, 佐藤信雄 : 鉱石圧について, 日本造船学会論文集, 第 135 号 (昭和 49 年 6 月)。
- 10) 寺本 晋, 川崎哲郎, 森 正浩, 萩原孝一 : 船倉に作用する鉱石の静的压力の研究, 日本造船学会論文集, 第 135 号 (昭和 49 年 6 月)。
- 11) 萩原孝一 : 鉱石圧力の実船計測について, 西部造船会会報, 第 34 号 (昭和 42 年 7 月)。
- 12) 山本善之, 浦 環 : 鉱石船における鉱石押込み圧の理論的研究, 日本造船学会論文集, 第 134 号 (昭和 48 年 12 月)。
- 13) P. C. Paris : Limit Design of Columns, Journal of Aero. Sci., Vol. 21, No. 1 (1954. 1)。
- 14) 老岐哲夫, 倉本美男, 安藤 清 : 船体局部構造の座屈強度解析に関する研究, 日本造船学会論文集, 第 138 号 (昭和 50 年 12 月)。
- 15) C. G. Anderson : Flexural Stresses in Curved Beams of I- and Box-section, Proc. Institution of Mech. Engineers, Vol. 163 (1950)。