樹脂緩衝工に対する船首衝突船の船首変形挙動について

正員 三田重雄*
山 下 勝 久**

正員 庄 司 邦 昭*

正員 野 々 村 千 里**

A Study on the Crush of the Bow in Collision with Resin Fender

by Shigeo Mita, *Member*
Katsuhisa Yamashita

Kuniaki Shoji, *Member*
Chisato Nonomura, *Member*

Summary

The purpose of the fender is to protect the piers from ship collision and to reduce the damage to the ship by absorbing the energy. The resin fender that was made with the elastic resin is excellent in restoration.

In this paper authors discussed an experimental study on the crush of the bow in collision with resin fender. In this study PEL-fender and two kinds of bow models that differ with stiffness were used. And one of bow model was used for crush test. When rearranging the experimental result, the situation of bow crush was able to clarify, and the characteristics of this fender and effectiveness for actual ship collision were able to confirm. Also, we calculated bow strength by using a simplified equation. And, the calculation value almost agreed with an experimental value.

Key Words: Ship Collision, Bow, Crush, Resin Fender, Energy

1. 緒 言

本州四国連絡橋の一つである北備讃瀬戸大橋の鋼製緩衝工の設置された橋脚に、2001年3月に自動操舵中の199GTの小型貨物船が10.5ktの速度で居眠り運転が原因で衝突した。緩衝工はこのような船舶の橋脚への衝突事故に対して橋脚本体と船舶双方の被害を低減するためのもので、橋脚に直接取り付けると周辺に設置するものとがある。前述の鋼製緩衝工やゴム緩衝工は前者に属し、後者としては杭式緩衝工やロープ式緩衝工等の設置例がある。これらは船舶の衝突によって破損するので交換を必要とすることが多いのに対し、弾性樹脂を

材料とした樹脂緩衝工は形状復元性に優れ、小規模の衝突に対してある程度再使用が可能であり、設置後の保守性に優れている。この中の熱可塑性エラストマーを材料とするペルブレン緩衝工（以下“PEL 緩衝工”と呼ぶ）はハニカム構造をしていて部材の座屈変形によって船舶の衝突エネルギーを吸収するもので、除荷後に形状がほぼ元に戻ることが模型実験¹⁾²⁾で確認されている。

著者らはこれまでの研究で PEL 緩衝工と軟質ポリウレタンフォームを使い、船首衝突を対象として寸法や衝突位置、衝突角度等による樹脂緩衝工の緩衝性能の変化を模型実験と数値解析で調査³⁾してきた。この際、船首は緩衝工に対して十分大きな剛性を有する剛体として扱い、緩衝工側のみを調査対象にしてきたが、前述の事故では船首衝突によって設計上は許容範囲内⁴⁾であるが緩衝工と船体の双方に損傷を生じた。本研究においては船首側の変形にも着目し、樹脂緩衝工の設置された橋脚に衝突して船首損傷に至る際の双方の変形挙動を、樹脂緩衝工として PEL 緩衝工を用い、従来よりも剛性を低くした船首模型を使って実験により調査した。

* 東京海洋大学 海洋工学部

** 東洋紡績(株) 総合研究所

2. 研究の概要

2.1 供試模型

船首模型は先端の開き角が 35° 、先端半径 10mm の楔形で、これまで使用してきた船側部分の板厚が 6mm の鋼板製剛船首模型と、新たに製作した板厚が 1mm の鋼板製軟船首模型の 2 種類である。軟船首模型の形状を Fig. 1 に示すが、変形挙動を調査するため実船の構造を一部モデル化してフレーム間隔を 120mm とし、船首先端部を肘板で補強して座屈強度を増したものであるが、溶接ひずみにより表面に凹凸が最大で 5mm 程度あった。一方、ペルブレン緩衝工は実物の 1/5 模型の 2CR 形で、Fig. 2 に部材形状を示す。この部材は表面の凹凸の数が 7×7 で、これまで使用してきた凹凸の数が 5×5 の 4AR 形よりも構造的に剛性が高い。また、材料は従来と同じ（曲げ弾性率 289N/mm^2 ）にした。圧縮実験用模型はこの部材を奥行き方向だけ 5 段に重ねて 200mm の立方体とし、船首侵入実験用模型は部材を幅方向に 3 個並べた物を奥行き方向に 5 段重ねて幅×高さ×奥行き = $600 \times 200 \times 200(\text{mm})$ の直方体とした。部材の連結には本来樹脂コーティングされた鋼製のボルトが使われるが、本研究においては省力化のためエアー工具で容易に締結できる樹脂ファスナーを使用した。

2.2 実験方法

実験は圧縮試験機（245kN アムスラー万能試験機）を

Fig. 1. Experimental model of the tender bow.

Fig. 2. Product piece of 2CR-type PEL-fender (unit:mm).

使い、①緩衝工の圧縮試験、②剛船首模型による船首侵入実験、③軟船首模型を単独で座屈変形させる圧壊実験、④軟船首模型を緩衝工へ侵入させて座屈変形させる圧壊実験を行い、荷重と変形量の関係を求めた。送り速度はいずれも 20mm/min で、①、②の実験では最大変位を 160mm 前後とし、③、④の圧壊実験では船首模型が十分変形するまで変位を与え、船側外板部の各フレーム間の中央付近に貼った抵抗線式ひずみゲージで座屈変形の進行状態を観測した。なお、②、④の実験では幅 600mm の緩衝工模型の中央に侵入角 90° で船首模型を侵入させた。また、④の実験では緩衝工と船首の変形量を別々に計測し、荷重と緩衝工変形量および荷重と船首変形量の関係を求めた。計測項目は荷重と変形量およびひずみで、レコーダーに同時記録するため荷重は試験機付属のロードセルを使わずに容量 49kN のロードセル（東京測器 TCLM-5B）を試験機と実験模型との間にに入れて計測した。一方、変形量は主としてワイヤ引き出し式の変位計（UniMeasure VPA-30-NJC-004 容量 750mm ）で計測し、④の実験の緩衝工変形量については直径 70mm のプーリーにワイヤを巻きつけたポテンシオメータ（緑測器 CPP-35）で計測した。

3. 結果及び解析

PEL 緩衝工 2CR 形の圧縮特性を Fig. 3 に 4AR 形の結果とと比較して示す。対象とする 2CR 形の圧縮応力はひずみ 0.05 付近から 0.65 付近まで平坦に推移しており、4AR 形の 2.5 倍前後の値になっている。なお、実験終了後の形状復元状態は局部的な変形が残ったものの奥行き寸法の残留ひずみが約 5mm (2.5%) であり、ほぼ元の寸法に戻った。

Fig. 3. Comparison of compressive stress-strain curves.

Fig. 4 は Fig. 1 に示す軟船首模型に平板を押し付けて単独で圧壊させたときの変形量に対する荷重とひずみの変化を示す。図中、荷重の (+) は圧縮荷重を、ひずみの (-) は圧縮ひずみを示す。また、ひずみは船側外

板部の船首肘板で座屈強度を増した先端部中央付近のひずみを strain1 として、各フレーム間の中央付近におけるひずみを順次 strain2, strain3, strain4 で示した。なお、図中の cal.1 と cal.2 は後述する船首強度の簡易推定式から求めた荷重を示す。実験で得られた荷重と変形量の関係は、変形初期の 0 から 10mm の間に約 80kN の最大荷重が生じた直後に座屈して急激に荷重が減じ、変形量 70mm 付近からは 30kN～50kN 程度の範囲内で荷重の増減を繰り返して、変形量 70mm 付近のピーク以降での平均値は約 39kN になっている。これに対してひずみの変化は、図中 A で示す変形量 10mm 付近で荷重が急激に下がると同時に strain2 も急激に下がり、strain3 は B で示す変形量 125mm 付近で、strain4 は C で示す変形量 240mm 付近でそれぞれ急激に下がっている。これらの変化は圧縮荷重により試験体が座屈変形して圧縮ひずみが増大したもので、このことは供試模型のフレーム間隔が 120mm であることから、先端部を除いて先端に近いフレーム間から順次座屈が生じていることを示しており、フレーム間毎に折りたたまれていく目視観測の結果とも一致する。なお、ひずみの値については-0.4%付近でいずれも平坦になっているが計測器の計測設定範囲を超えたためであり、strain1 のひずみが変形量 90mm 付近で一気にながっているのはリード線が変形部に噛み込まれたのが原因と思われる。

Fig.4. Crush load-bow deformation curves without fender.

ここで船首衝突によって船首断面に均一な圧縮荷重を受ける船首強度を簡易推定式によって検討する。鋼船の船側外板等の部材は船体の大きさに比べて板厚は小さいので薄板構造物と見なすことができる。第一の方法は従来から使われている方法⁴⁾⁵⁾で、フレームと水平ガータによって 4 辺すべてを単純支持された船側外板のみを対象として対向する 2 辺に均一な圧縮荷重を受ける平板構造物⁶⁾としてモデル化するもので、Fig.5 においてフレーム間隔 a 、水平ガータ間隔 d 、板厚 t としたとき、薄板の壁面座屈応力 σ_{cr} は

$$\sigma_{cr} = k \left\{ \pi^2 E / 12 (1 - \nu^2) \right\} (t/d)^2 \quad (1)$$

で表せる。

ここに

k ; 座屈係数

$\alpha = a/d$; 辺比

$\alpha \geq 1$ のとき $k=4$

$\alpha \leq 1$ のとき $k = (\alpha + 1/\alpha)^2$

E ; 縦弾性係数 ($=205.8 \text{ kN/mm}^2$)

ν ; ポアソン比 ($=0.3$)

この座屈応力が材料の降伏応力よりも小さいと圧縮荷重によって座屈が先に生じる。これより船首全体の座屈荷重 P_{cr} は

$$P_{cr} = 2Dt \cos(\theta) \sigma_{cr} \quad (2)$$

で表すことができる。

ここに

D ; 船の型深さ

2θ ; 船首先端の開き角

Fig.5. Calculation model of the bow strength.

第二の推定法は最近大坪らの研究⁷⁾⁸⁾で提案された方法で、船首の座屈後の塑性変形によって崩壊するときの有効崩壊長さや平均崩壊荷重、吸収エネルギーの関係を対象としたもので、船首部の各フレーム間の断面において高さ方向と幅方向部材の交差する各ヒンジ部を単純な L, T, X 型の 3 種類に分類し、それぞれに対して塑性変形時の崩壊モードと崩壊長さを特定して崩壊時の吸収エネルギーから崩壊荷重を求める。具体的には文献 8) に示された簡易解析法で示すと、Fig.5 において S-断面について図のように L, T, X 型に分類し、それぞれに対して以下の解析を行う。

まず、各交差部に対して平均的な板厚 t および細長比 β を求める。

$$\beta = b_m/t \quad (3)$$

$$\text{ただし、} t = \sum b_t / \sum b \quad (4)$$

$$\text{L 型: } b_m = (b_1 + b_2)/2 \quad (5-1)$$

$$T \text{ 型: } b_m = (b_1 + 2b_2)/3 \quad (5-2)$$

$$X \text{ 型: } b_m = (b_1 + b_2)/2 \quad (5-3)$$

各交差部についてエネルギー吸収係数 α_E を求める。

$$L \text{ 型: } \alpha_E = 0.712/\beta^{0.5} + 3.47/\beta \quad (6-1)$$

$$T \text{ 型: } \alpha_E = 1.06/\beta^{0.5} + 3.76/\beta \quad (6-2)$$

$$X \text{ 型: } \alpha_E = 2.66/\beta^{0.5} + 0.75/\beta \quad (6-3)$$

次に各交差部の板の傾きに対して傾き修正係数 α_1 を求める。

$$\alpha_1 = \{ 1 - \sqrt{\sin^2(\theta) + (1/9)\cos^2(\theta)} \} / (2/3)\cos(\theta) \quad (7)$$

これらの係数を用いて各交差部について荷重を求め、この荷重の総和をとることにより船首部断面 S - 全体についての崩壊荷重 P_m が求まる。

$$P_m = \sum_i \alpha_{1i} \alpha_{Ei} \sigma_{0i} A_i \quad (8)$$

ただし、 σ_0 ; 塑性流れ応力 (降伏応力と引張強さの平均値)

A ; 断面積

これらを本研究で対象とする Fig.1 の軟船首模型に適用すると、第一の推定式から $P_{cr} = 29.3\text{kN}$ 、第二の推定式では補強した先端部からフレーム間にかけて順次 $P_m = 62.4, 40.9, 44.7, 48.2\text{kN}$ が得られる。なお、船首模型の材料に冷間圧延鋼板 (SPC, 引張強さ 270N/mm^2) を使用したが、この材料の降伏応力は JIS-G3141 に規定がないので、本研究では 180N/mm^2 として計算した。これらの計算値を Fig.4 の cal.1, cal.2 に示すが、cal.1 は実験値に対して小さな値となっており、cal.2 は実験値の極大値に近い値となっている。供試模型の加工精度からすると、これらの値は十分に実験値を推定できており、特に第二の推定式から求めた崩壊荷重 P_m は船首を構成する部材の殆どを解析対象としていて、フレーム間の船首開き角による寸法変化も反映することができるので船首強度の推定法として有用である。なお、実験値では衝突初期に荷重の急激な立ち上がりが生じているが、文献 5) によると、これは船首を直立した楔形としたため接触高さが初期段階から大きいのが原因で、傾斜船首の場合は衝突初期には接触高さが小さく、変形量が増大するとともに接触高さが大きくなるので荷重は緩やかに座屈荷重に達するとのことである。

次に軟船首模型を PEL 緩衝工に侵入させて圧壊させたときの結果を Fig.6 に示す。(a) は 1 回目の実験結果で、全体変位 (送り速度と経過時間から算出) に対する荷重、緩衝工変形量、船首変形量、ひずみを示し、(b) に再現性を確認するために行った 2 回目の実験結果を吸収エネルギーも含めて示す。(a) では緩衝工変形量を検出するポテンシオメータの初期設定が悪くて連続した値が得られなかったが、軟船首模型の緩衝工への侵入初期段階は剛船首模型侵入時と同様に緩衝工だけが変形していて、船

首の変形は全体変位が 190mm に達する付近から生じているのがわかる。荷重は全体変位 160mm 付近まで緩やかに上昇した後、船首の変形が始まるまで急激に増大して 195mm 付近で軟船首の単独座屈時と等しい約 80kN に達している。その後座屈して急激に下がり、約 $30 \sim 50\text{kN}$ の範囲で増減している。ひずみも図中 A で示す変形量 200mm 付近で荷重が急激に下がると同時に strain2 も急激に下がっており、これらの挙動は単独で圧壊させたときと同様である。(b) に示す 2 回目の結果は 1 回目の結果に比べると全体変位 190mm 付近の最大荷重部分の範囲が幾分狭くなっているが、全体の傾向はよく一致しており再現性があると言える。また、(b) で、緩衝工変形量は図中 B で示す変形量 190mm 付近において最大値を示し、前後して船首の変形が大きくなりだしている。図中、緩衝工と船首の吸収エネルギーおよび全吸収エネルギーは、荷重に対してそれぞれ緩衝工と船首の変形量および全体変位で積分したもので、緩衝工が最大変形量に達すると緩衝工の吸収エネルギーは飽和し、入れ替わって船首の変形によってエネルギーを吸収していく状況が A, C で観察できる。この実験では PEL 緩衝工の強度に比べて軟船首模型の強度の方が大きく、緩衝工は機能を果たしたと言える。なお、両実験とも部材締結用の樹脂ファスナーが途中で外れて部材の一部が剥がれ、多少実験結果に影響を与えたと思われるが、実験終了後には緩衝工の形状はほぼ元に戻った。

(a) 1st crush test with fender

(b) 2nd crush test with fender

Fig.6. Crush load-total deformation curves with fender.

Fig.7 は軟船首模型の単独圧壊時（実験③）と緩衝工侵入圧壊時（実験④）の船首変形量または緩衝工変形量に対する荷重の変化、剛船首模型の緩衝工侵入時（実験②）の緩衝工変形量に対する荷重の変化を比較したもので、緩衝工変形量に対する荷重の変化、軟船首模型の変形量に対する荷重の変化とも実験状態は異なるが全体の傾向と大きさはほぼ一致している。また、Fig.8 に軟船首模型が単独で圧壊したときと緩衝工に侵入して圧壊したときの状況を示すが、いずれも座屈強度を増した先端に近いフレーム間で似通った変形が生じている。したがって緩衝工の強度に比べて侵入する船首の座屈強度の方が大きい場合は、緩衝工側の荷重特性と侵入する船舶側の強度がそれぞれわかれば、緩衝工に船舶が衝突した際の船首変形量と荷重、さらには吸収エネルギーが推定可能である。

Fig.7. Load-deformation curves of the tender bow and fender.

(a) without fender (b) with PEL-fender

Fig.8. Deformation of the tender bow in the crush test.

4. 実船への応用

ここでは隅田川を航行する 180GT の小型石油タンカーが橋脚に設置された PEL 緩衝工の実機（実験に使用した 2CR 形模型の 5 倍：幅 3×奥行き 1m）の中央に船首衝突する場合を想定して、船首と緩衝工の変形挙動ならびに吸収エネルギーを検討する。ただし、緩衝工の

Fig.9. Ship that hypothesized collision to PEL-fender.

高さは航行する船舶の大きさと汐の干満から 3m 以上とし、船首は緩衝工の高さ範囲内に侵入して緩衝工奥行き 90% (=0.9m) に至ったときに船首側の変形が生じ始めるものとする。対象船は Fig.9 に示す垂線間長さ×型幅×型深さ=29.8×7.6×2.8(m) で、満載時排水量 465.48m³、満載時全速 8.5kt とする。その他の値として、外板の板厚を 8mm、船首先端の開き角 70°、船首の傾斜部全長 0.3m、船首隔壁位置 2.5m、フレーム間隔 0.5m、水平ガータ間隔 1.4m 等とし、検討した結果を Fig.10 に示す。図には対象船の付加質量を排水量の 10% としたときの衝突（運動）エネルギーと速度の関係も示した。

ここで、船首強度を前述した簡易推定式の第一の方法で推定すると、船首外板の壁面座屈応力と座屈荷重は式 (1), (2) から、 $\sigma_{cr}=45.3\text{N/mm}^2$, $P_{cr}=1660\text{kN}$ が得られる。船首の傾斜部の長さを考慮すると荷重は図中細い実線、吸収エネルギーは太い破線で示す値となる。船首隔壁までの変形を許容した場合の吸収エネルギーは約 3900kN・m であり、これにより橋脚に直接衝突したような場合には速度 7.5kt 程度までの運動エネルギーが吸収できる。また、緩衝工側については開き角 70° の船首侵入量（緩衝工変形量）に対する荷重のデータが得られていないので、Fig.7 に示した開き角 35° の楔形の剛船首模型が侵入したときの実験値を使用するが、この場合の荷重特性は 35° に比べ 70° の方が大きくなる³⁾ので設計上安全サイドとなる。実験値に対し荷重が寸法比の 2 乗に比例し、対象船の型深さが 2.8m であるので (52×2.8) 倍し、変形量 0.9m で船首の座屈荷重と一致する多項式で近似して得た。これを、図中の細い破線で示す。なお、実機の衝突速度が寸法比より大きい実験値の 10⁴ 倍程であり、荷重は速度影響³⁾により増加し逆に大型化による寸法影響³⁾により減少するので考慮の必要があるが、まだ十分なデータが得られていないので本研究においては寸法比のみを考慮し、今後の課題とする。

次に、対象船が緩衝工に船首衝突したときの緩衝工と

船首の変形による荷重について検討する。傾斜船首の緩衝工への侵入挙動を論じる際、緩衝工に侵入した傾斜部の未変形部の中央位置を楔形船首の侵入位置と見なすと未変形部が緩衝工を変形させる際の平均的な荷重が得られるものと思われるので、ここではこれに倣う。例えば船首側の変形が生じ始める 0.9m 位置まで変位した場合は傾斜部全長の 0.3m が未変形部長さであるから、中央位置は緩衝工前面から $(0.9-0.3)+0.3/2=0.75\text{m}$ となり、楔形船首が 0.75m (変位 0.3~0.9m に対しては(変位 $\cdot 0.15\text{m}$))まで侵入したときの荷重をとる。更に進んで 1.0m では未変形部長さは $0.3-(1.0-0.9)=0.2\text{m}$ であって先端の 0.1m (型深さの $0.1/0.3=1/3$) の範囲は座屈荷重に達し、未変形部 (型深さの $0.2/0.3=2/3$ の範囲) に対して中央位置は $(0.9-0.2)+0.2/2=0.8\text{m}$ となって楔形船首が 0.8m まで侵入したときの荷重をとる、この合計が緩衝工を変形させる荷重になる。同様に 1.1m では、変形部長さ 0.2m、未変形部 0.1m に対して傾斜部の中央位置は 0.85m となり、更に進んで 1.2m では傾斜部が全高に亘って変形し、座屈荷重 1660kN に達する。この傾斜船首の変位と荷重の関係を図中太い実線で、この曲線から得られる吸収エネルギーを一点鎖線で示すが、対象船が緩衝工に衝突して変形が船首隔壁まで達する (変位 $=0.9+2.5=3.4\text{m}$) とときには約 4300kN $\cdot$ m のエネルギーを吸収する。この値は 8kt 弱の運動エネルギーに相当し、直接橋脚に衝突する状態に比べ 400kN $\cdot$ m 増加している。また、船首が変形を生じ始める変位 0.9m での緩衝工の吸収エネルギーは約 265kN $\cdot$ m であって約 2kt の運動エネルギーに相当し、これより遅い速度で緩衝工に衝突した場合には船首に損傷を生じない可能性も十分ある。

Fig.10. Relation between colliding ship and fender.

5. まとめ

形状復元性のある樹脂緩衝工に船舶が船首から衝突したときの船首ならびに緩衝工の変形挙動を模型実験

により調査した。この結果

- (1) 船舶が船首から橋脚のような剛性の高い平面に衝突するような場合の均一圧縮に対する船首強度を方法の異なる 2 つの簡易推定式により推定した結果、模型実験の結果とほぼ一致し、簡易計算で推定できることが確認できた。
- (2) 緩衝工の強度に対して船首側の強度の方が大きい場合は、緩衝工に船首が単独で侵入したときの荷重—変形量特性と、船首が単独で座屈変形したときの荷重—変形量特性を重ね合わせることによって、船舶が船首から衝突したときの変形挙動を推定できる。
- (3) 小型船が樹脂緩衝工に船首から衝突する場合を想定し、船首と緩衝工の変形挙動ならびに吸収エネルギーを調査したところ、緩衝工による損傷低減効果が確認できた。

等がわかった。

今回の実験では船首の形状を単純な楔形としたが、もっと実船に近い傾斜船首や球状船首等についての変形挙動の調査も必要と思われる。

参考文献

- 1) 庄司邦昭：新素材を用いた緩衝工について、日本造船学会誌，第 810 号 (1996)，pp.10-13.
- 2) 庄司邦昭，三田重雄，野々村千里：船舶の衝突に対する新素材橋脚防護施設の開発，第 14 回海洋工学シンポジウム，日本造船学会，(1998)，pp.365-370.
- 3) 三田重雄，庄司邦昭，野々村千里，山下勝久，山田敏郎：樹脂緩衝工の緩衝特性に関する研究，日本造船学会論文集，第 189 号(2001)，pp.201-207.
- 4) 複合型緩衝工の設計要領 (案)，本州四国連絡橋公社，(1981).
- 5) 長沢準，有田喜久雄，谷政明，岡修二：通航船舶の橋脚衝突時の圧壊強度について，日本造船学会論文集，第 142 号(1977)，pp.323-332.
- 6) 機械工学便覧改定第 5 版分冊 4，日本機械学会，(1970).
- 7) 大坪英臣，鈴木克幸：衝突による船首の圧壊挙動の研究 (第 1 報)，日本造船学会論文集，第 176 号 (1994)，pp.301-308.
- 8) 第 46 基準研究部会「放射性物質の海上輸送の安全に関する調査研究 (衝突防護)」成果報告書，日本造船研究協会，(1999).
- 9) 三田重雄，庄司邦昭：樹脂緩衝工圧縮特性の速度影響に関する研究，第 50 回東京商船大学学術講演会論文集，(2002)，pp.21-24.