樹脂緩衝工の船首衝突時緩衝特性に及ぼす船首寸法影響

正員 三 田 重 雄*   正員 庄 司 邦 昭*
          山 下 勝 久**   正員 野 々 村 千 里**

Influence of the Bow Measure on the Characteristic of the Resin Fender in Head-on Collision

by Shigeo Mita, *Member* Kuniaki Shoji, *Member*
Katsuhisa Yamashita, Chisato Nonomura, *Member*

Summary

The resin fender that was made with the elastic resin has a good compression characteristic for energy absorber. We are doing the research that checks the characteristic of the resin fender by the model test and numerical analysis and used urethane foam and PEL-fender as a model. In the present paper, we report about the research result of the model test in the time that the ship that is different bow measure collided dynamically. When rearranging the results, (1) When the entrance angle of the bow becomes large, the slope of a reaction force-bow penetration curve become steep. At this time, the change rate of the slope becomes steep with the increase of the entrance angle. These characteristics agree with the result of a static test. However, reaction force bigger than a static test. (2) Absorbing efficiency and energy absorbing factor do not change by the bow measure.

Key Words: Resin Fender, Ship, Collision, Characteristic, Entrance angle

1. 緒言

橋脚への船舶の衝突に対する防護施設として橋脚の前後に数本の杭を打ち込んで衝突を緩和する杭式緩衝施設が広く普及している。この他ケーソン式、フェンダー式、人工島式等も使われている。また、橋脚だけでなく衝突した船舶側の損傷も低減させるための緩衝工も実用化されており、著者らは緩衝工の材料として高分子材料の一種で反発弾性に優れた熱可塑性エラストマーを用い、これをハニカム状に成形した部材で造られたバルブレン緩衝工（以下“PEL 緩衝工”と呼ぶ）の実用化研究を行ってきた。その一部として庄司ら¹²⁾はこの緩衝

工に開き角 35° の楔形船首模型を静的及び動的に侵入させる模型実験を行い、反力-侵入量曲線を示すとともに復元性について述べた。また、著者ら³⁾は前回、供試模型に圧縮特性の似通った微細セル構造の軟質ポリウレタンフォーム（以下“ウレタンフォーム”と呼ぶ）と PEL 緩衝工を使って開き角の異なる船首の静的侵入の模型実験と有限要素法による数値解析を行い、侵入位置や侵入角度の緩衝特性に及ぼす影響を述べるとともに、PEL 緩衝工を全体が均質なフォームモデルとして扱うことで数値解析ができることを示した。

緩衝工関連の研究例として他に長沢ら⁴⁾の鋼板製格子型とこれに硬質ポリウレタンフォームを充填した格子複合型緩衝工についての模型実験、清宮ら⁵⁾の杭式緩衝工と船体の双方をモデル化した衝突の数値解析等がある。これらの研究では衝突船の形状や衝突位置、衝突角度等が特定され、衝突状態の影響は検討されていない。本研究では文献3)の研究を更に発展させ、橋脚の平坦部に取り付けられた弾性樹脂でできた樹脂緩衝工への船首衝突に対し、緩衝特性が船首寸法によってどのように

* 東京海洋大学 海洋工学部

東洋紡績(株) 総合研究所

変化するかを、楔形船首模型を使って衝突実験と数値解析で調査し、速度影響について模型実験で検討した。

2. 研究の方法

2.1 供試模型

供試模型は文献 3)の研究で使用した物と同じで、樹脂緩衝工模型はウレタンフォーム（見掛け密度 45kg/m^3 ）と PEL 緩衝工の 1/5 の縮尺模型（材料：曲げ弾性率 289N/mm^2 ）である。Fig.1 に表面の凹凸の数が 5×5 の 4AR 形 PEL 緩衝工部材の形状を示すが、衝突実験用模型はこの部材表面の凸面同士を向かい合わせてボルトで連結し、幅：W×高さ：H×奥行き：D= $600 \times 200 \times 200(\text{mm})$ の直方体とし、圧縮試験用は 200mm 角の立方体とした。また、ウレタンフォームも同一寸法とした。なお、特例として表面の凹凸の数が 7×7 で厚さ 40mm の 2CR 形 PEL 緩衝工部材も速度影響の調査に用いた。これに対して船首側は緩衝工の高さ方向に均一に接触する楔形船首模型で、船首寸法として先端半径： r と開き角： 2θ を変えた。実験用船首模型は緩衝工模型に比べて剛性の高い鋼板製で、開き角を $0, 35, 65, 120^\circ$ の 4 種類とし、先端半径を 10mm とした。

Fig.1. Product piece of PEL-fender (unit : mm).

2.2 模型実験

模型実験は圧縮試験機を使って一定速度で押し続ける静的実験と、Fig.2 に示す東京商船大学鉛水槽実験室の斜面走行台車を利用した衝突実験装置による動的な

衝突実験とを行った。両実験とも 200mm 角の供試模型を平板で均一に圧縮する圧縮試験と、船首模型を $W=600\text{mm}$ の供試模型の中央に侵入させる船首実験とを行った。衝突実験装置の前面の平板を含めた台車の質量は 166kg で、ウレタンフォームの動的圧縮試験はこれを衝突質量： M とし、PEL 緩衝工では台車に錘を積み込んで 266kg とした。また、船首寸法の影響を調べる船首衝突実験では船首模型の質量がそれぞれ異なるので台車に積み込む錘の質量を調整し、船首模型を取り付けたときの衝突質量をウレタンフォームでは 205kg 、PEL 緩衝工では 365kg に合わせた。なお、本実験においては緩衝工の寸法を特定したため船首侵入量を 160mm 程度とし、文献 3)の静的侵入の結果から吸収エネルギー（＝衝突時の運動エネルギー）を求めて台車の衝突速度を設定したが、速度影響を調べる実験では速度を 3 段階に変えた。模型実験の衝突速度は $0.6 \sim 2.0\text{m/s}$ であり、実機に換算すると速度は寸法比の平方根に比例するので実船では $1.3 \sim 4.5\text{m/s}$ となり比較的遅いが、通常衝突時には減速されるので十分である。これらに基づいて台車の斜面上の引き上げ高さを調節し、自由降下によって惰力走行する台車を供試模型に衝突させて速度： V 、船首侵入量（変位）： δ 、緩衝工に作用する反力： F を計測した。この際、船首の速度と変位は台車に取り付けたロータリーエンコーダとポテンショメータにプーリを付けてレールに沿って張ったロープを巻き掛けて検出し、反力は緩衝工を支えている 5kN のロードセル 2 個で検出した。ここで運動エネルギー： Q と速度の関係は次式で表される（添え字 c ：衝突時、添え字 r ：反発時）。

$$Q_c = 1/2 \times M \times V_c^2 \quad (1)$$

$$Q_r = 1/2 \times M \times V_r^2 \quad (2)$$

また、船首衝突時の緩衝特性を示す緩衝効率とエネルギー吸収率を次式で求めた。

$$\text{緩衝効率} = Q_c / (F_{\max} \times \delta_{\max}) \quad (3)$$

$$\text{エネルギー吸収率} = (Q_c - Q_r) / Q_c \quad (4)$$

2.3 数値解析

文献 3)の研究と同様に汎用有限要素法ソフトウェア (MARC) により、静的な船首侵入の数値解析を行った。

Fig.2. Experimental set-up of the head-on collision tests of the fender model.

すなわち、船首部分と橋脚部分を完全剛体、緩衝工部分を弾性体と仮定し、弾性体に体積変化を許容するフォームモデルを適用した。形状のモデル化は四辺形平面ひずみ要素を使用し、対称性を考慮して 1/2 モデルを使って対称面に幅方向に変位を拘束した境界条件を使用した。この状態で船首部分に強制変位を与えて反力を求めた。今回は文献 3) の結果 ($W/D \geq 6$ においては船首の侵入位置が同一であれば W/D による反力-侵入量曲線への影響は殆んどなくなる) から、緩衝工側の寸法影響ができるだけ入らぬように寸法を大きくし、 $W \times H \times D = 3,000 \times 200 \times 400(\text{mm})$ ($W/D=7.5$) のウレタンフォームの直方体供試模型の中央に $2\theta = 0 \sim 150^\circ$, $r=10, 50, 100\text{mm}$ の楔形船首を侵入させた。

また、模型実験と数値解析で求めた反力と侵入量の関係は、船首寸法の影響を評価するために次式により換算して示した。なお、船首侵入時の反力は主に緩衝工の船首侵入部分の変形によって生じる力であるので、幅が異なっても比較できるように緩衝工の高さと奥行き積で表される断面積で割った応力で示すこととした。

$$\text{ひずみ} = \text{侵入量}(\delta) / \text{奥行き}(D) \quad (5)$$

$$\text{応力} = \text{反力}(F) / \text{供試模型の断面積}(D \times H) \quad (6)$$

$$\text{圧縮応力} = \text{反力}(F) / \text{供試模型の平面積}(W \times H) \quad (7)$$

$$\text{応力の無次元値} = \text{応力} / \text{圧縮応力の代表値} \quad (8)$$

3. 結果及び考察

3.1 圧縮特性

Fig.3 にウレタンフォームと PEL 緩衝工の動的圧縮特性と文献 3) に示す圧縮試験機による速度 20mm/min での静的圧縮特性を、応力-ひずみ線図で示す。なお、応力のスケールは PEL 緩衝工側をウレタンフォーム側の 4 倍にして示した。静的圧縮特性においてはひずみ 0.05 付近からひずみ 0.65 付近まで、動的圧縮特性においてはひずみ 0.05 付近から実験範囲内の最大ひずみ (約 0.58) まで、両者とも応力がほぼ平坦に推移する特性を有しており、エネルギー吸収体として有用であると言える。また、ウレタンフォームと PEL 緩衝工の静的圧縮特性は図においてスケールが 4 倍されているものの線がほぼ重なっており、動的圧縮特性も 3 倍した値とほぼ重なることから、ウレタンフォームと PEL 緩衝工の圧縮特性は似通っていることがわかる。それぞれの動的圧縮応力と静的圧縮応力を比較すると、いずれも平坦部で動的圧縮応力の方が大きく、PEL 緩衝工で 1.2 倍以上、ウレタンフォームでは 1.6 倍以上になっている。これは主に速度影響によるものと思われるが、PEL 緩衝工について 3.4 節と 3.5 節で後述する。また、PEL 緩衝工に比べウレタンフォームの方が顕著であるのは、ウレタンフォー

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

ムはセルが細かく四方に連続した球状のセル構造であり、圧縮試験では前面と後面が完全に塞がれているため速度が速い程セル内の空気移動が妨げられて座屈がスムーズに進まないためと考えられる。なお、本研究においては静的圧縮特性のひずみ 0.15~0.3 における応力の平均値を圧縮応力の代表値として扱う。その値はウレタンフォームでは 0.014N/mm^2 、PEL 緩衝工では 0.051N/mm^2 である。

3.2 数値解析による船首寸法影響の調査

Fig.4 に $W \times H \times D = 3,000 \times 200 \times 400(\text{mm})$ のウレタンフォームの供試模型に $r=10\text{mm}$ ($r/D=1/40$) で $2\theta = 0 \sim 150^\circ$ と、 $r=100\text{mm}$ ($r/D=1/4$) で $2\theta = 35^\circ$ (図中、矢印を付して示す太い実線) の寸法の異なる楔形船首が侵入したときの応力-ひずみ曲線 (曲線の形は反力-侵入量曲線と同じ) の計算値を示す。大まかに見ると $r/D=1/40$ ではいずれも応力はひずみ 0.65 付近までひずみに比例したほぼ直線的な増加を示し、以降増加割合が増している。また、開き角 $0 \sim 65^\circ$ 程度では応力がほぼ等しく、更に開き角が増すと徐々に応力が増大して直線的な応力増加部の傾きが増している。また、 $2\theta = 35^\circ$ で先端半径の異なる $r/D=1/40$ と $1/4$ を比べた場合、ひずみ 0.1 付近でわずかな違いが見られる。 $1/40$ ではひずみ 0 からほぼ直線的に応力が増加しているのに対し、先端半径の大きい $1/4$ ではひずみ 0.05 付近まで幾分か

Fig.4. Comparison of stress-strain curves of bow penetration ($W/D=7.5$, urethane foam model, FEM).

な応力が生じ、0.1 付近に変曲点を生じた後は 1/40 と似通った直線的な変化に推移している。本研究では船首侵入時のこのような応力-ひずみ（または反力-侵入量）曲線の変化を直線的な応力増加部の傾きに着目し、船首寸法によってどのように変化するかを調べた。

Fig.5 は前述の $r=10$, 100mm に $r=50$ mm ($r/D=1/8$) を追加し、式(8)により応力を圧縮応力の代表値で無次元化し、無次元化した応力-ひずみ曲線（曲線の形は反力-侵入量曲線と同じ）についてひずみ 0.2~0.4 の部分を直線近似して船首寸法の影響を示した。(a)は従来から実験用模型として使用している $2\theta=35^\circ$ を基準として各近似直線の勾配の比を横軸開き角で示し、(b)は $2\theta=35^\circ$ について近似直線の勾配と Y 切片（近似直線で与えられるひずみ 0 の応力の無次元値）の変化を横軸先端半径で示す。緩衝工の幅寸法を奥行き寸法に対して十分大きくした場合は、(a)によると開き角の反力に及ぼす影響は $0\sim65^\circ$ ではわずかであるが、開き角が更に大きくなると勾配の比が徐々に大きくなって反力が増大する。その影響は先端半径が小さいほど顕著になる傾向を示している。また、(b)によると先端の開き角が 35° 程度の船首が侵入したときの先端半径の及ぼす影響は、先端半径にほぼ比例してわずかであるが勾配と Y 切片が増加し、反力が幾分増大する変化を示している。

(a) Comparison by entrance angle of slope ratio

(b) Comparison by tip radius of slope and Y-intercept for stress-strain curves

Fig.5. Influence of bow measure to the slope of stress-strain curves ($W/D=7.5$, urethane foam model-FEM).

3.3 船首衝突時の船首寸法影響の調査

Fig.6 に PEL 緩衝工への $2\theta=65^\circ$ 船首の衝突実験における時系列データの記録例を示す。このデータはデジタルレコーダに 200Hz のサンプリング速度で収録した値をグラフ化したもので、時間は台車が斜面を降下しはじめる直前からの経過時間で、緩衝工との衝突は 3.64 秒後に生じ、離れるまで約 0.3 秒間継続している。鎖線で示す速度はロータリーエンコーダで検出した速度に比例した周波数のパルス信号を周波数/電圧変換によって得た信号で、衝突時にほぼ定常値になっていて、その後徐々に低下している。なお、最大侵入量付近で弾性によって反発し、台車ごと押し戻される際に速度が一時的に低下してロータリーエンコーダは逆回転するが、変化に対して分解能とサンプリング速度が低いためこの現象が捉えられず、反発後も連続的な波形になっている。また、細い実線で示す変位は衝突前の連続したポテンシオメータの軸の回転がノコ歯状に表れ、衝突して最大侵入量付近で反発後ポテンシオメータも逆回転し、電圧が減少している。太い実線が反力で衝突により急激な上昇を生じているが、途中でセルの座屈によって生じたものと思われる凹凸が数個表れている。後出の反力-侵入量曲線は衝突時の船首変位と反力の関係を表すもので、衝突実験においては船首が緩衝工に衝突してから反発して離れるまでの一連の変化を示した。

Fig.6. Example of time history (PEL-fender, $2\theta=65^\circ$).

Fig.7, 8 はウレタンフォームと PEL 緩衝工の $W \times H \times D=600 \times 200 \times 200$ (mm) の供試模型に、 $r=10$ mm で $2\theta=0, 35, 65, 120^\circ$ の 4 種類の楔形船首を衝突させたときの結果で、(a)は反力-侵入量曲線を、(b)はこの曲線から式(3), (4)により算出した緩衝効率とエネルギー吸収率を示す。ただし、図中のウレタンフォームと PEL 緩衝工の $2\theta=35^\circ$ の実験値は、以前に取得した（サンプリング速度：100Hz）値²⁰⁾である。(a)の反力-侵入量曲線は衝突開始から侵入量がほぼ 130mm（ひずみ 0.65）に達するまで直線的な反力の増加を示しており、

最大侵入量が 150mm を超えたウレタンフォームの $2\theta=0, 65^\circ$ と PEL 緩衝工の $2\theta=0^\circ$ では、侵入量 130mm 以上で反力の増加割合が大きくなりだして Fig.4 と同様の傾向が表れている。また、いずれも最大反力に達した後にわずかに侵入量を増して弾性により反発され、衝突時よりも小さな反力で弧を描きながら押し戻されており、船首が離れると緩衝工側の変形もほぼ元に復元した。船首寸法の及ぼす影響を開き角で比較すると、Fig.7(a)のウレタンフォームでは反力-侵入量曲線の直線部分の傾きは $0^\circ \sim 65^\circ$ ではほぼ等しく、 120° で急激に増加している。これに対して Fig.8(a)の PEL 緩衝工では直線部分の傾きが 0° と 35° ではほぼ等しいが、 65° で $0^\circ, 35^\circ$ の約 1.3 倍まで、 120° で $0^\circ, 35^\circ$ の約 2 倍まで増大しており、Fig.4 の変化よりも開き角の幾分小さい範囲から影響が生じはじめ、変化も大きく表れている。両図の(b)に示す緩衝効率とエネルギー吸収率はウレタンフォームと PEL 緩衝工とで大差は無く、緩衝効率は 0.5, エネルギー吸収率は 0.65 程度である。また、ウレタンフォームと PEL 緩衝工は、実験を行った範囲で衝突船首の開き角による緩衝効率とエネルギー吸収率への影響は見られない。

次に、船首寸法の影響によって船首衝突時の反力-侵入量曲線がどの程度変化しているかを調べるため、Fig.7, 8 の(a)に示したウレタンフォームと PEL 緩衝工の反力-侵入量曲線を式(5), (6)により応力とひずみで表し、応力が直線的に変化しているひずみ $0 \sim 0.65$ 付近をひずみ 0 で応力が 0 となる直線で近似した。そして、この直線の勾配の変化を、文献 3)の静的侵入の実験値と有限要素法の計算値も含め、横軸を船首開き角として Fig.9 に示す。Fig.5 が幅の十分広いウレタンフォームの供試模型に対する計算値であるのに対し、Fig.9 は供試模型の大きさがいずれも $W \times H \times D = 600 \times 200 \times 200(\text{mm})$ で、実験値には誤差を含むため勾配そのもので比較した。また、PEL 緩衝工の勾配は Fig.3 の圧縮特性と同様にウレタンフォームの値を 4 倍したスケールで表した。図中の点線はウレタンフォームの計算値を示し、開き角が 65° 以下ではほぼ一定の勾配であって、これより開き角が増すと勾配が増して反力が大きくなることを示している。ウレタンフォームは静的な船首侵入及び船首衝突の実験値がいずれも計算値に近い変化を示しているのに対し、PEL 緩衝工では計算値と静的な実験値は近いが衝突の実験値は大きくなっている。なお、衝突の実験値は速度影響により静的な実験値よりも 10~30%程度大きい。ウレタンフォームと PEL 緩衝工の船首寸法の影響としては、開き角がある程度大きくなると反力-侵入量曲線のひずみ 0.65 付近までの直線的な反力増加部の傾きが

(a) Comparison of reaction force-bow penetration curves

(b) Comparison of efficiency

Fig.7. Influence of entrance angle to the reaction force of the urethane foam in the collision test.

(a) Comparison of reaction force-bow penetration curves

(b) Comparison of efficiency

Fig.8. Influence of entrance angle to the reaction force of the PEL-fender in the collision test.

Fig.9. Influence of entrance angle to the slope of stress-strain curves (urethane foam and PEL-fender).

増しはじめ、その影響は開き角が大きいくほど顕著になる変化を示しており、Fig.5(a)の傾向と一致している。

3.4 PEL 緩衝工の船首衝突形態と緩衝特性の変化

PEL 緩衝工について船首寸法を $r=10\text{mm}$, $2\theta=35^\circ$ に特定し、衝突形態を変えて衝突させたときの結果を示す。Fig.10 は衝突速度と衝突質量を変えて船首侵入量を変化させたときの反力-侵入量曲線の変化と、圧縮試験機で静的に侵入させたときの反力の比較を示す。衝突時の反力は衝突速度と衝突質量が変わってもほぼ同一の経過をたどって最大侵入量まで達しており、速度影響により速度の大きい衝突時の方が静的侵入時の反力よりも 10% 前後大きくなる傾向を示している。

Fig.10. Influence of collision energy.

次に、Fig.11 に 1 個の試験体に対して複数回衝突させたときの(a)反力-侵入量曲線と(b)緩衝効率及びエネルギー吸収率の変化を示す。(a)において 2 回目以降の衝突は最大反力が 1 回目よりも幾分大きくほぼ一定しており、衝突回数が増加するごとに衝突行程の中盤で反力が減少して最大侵入量が増す変化を示し、戻り行程も含めて三日月形の曲線になっている。一方、緩衝効率とエネルギー吸収率も衝突回数の増加とともに徐々に低下するが、低下割合も減少して 0.37~0.4 程度に収束する傾向を示している。これらのことから PEL 緩衝工は複数回

(a) Comparison of reaction force-bow penetration curves

(b) Comparison of efficiency

Fig.11. Influence of repetition number of collision.

の衝突に対しある程度再使用可能であると言える。

3.5 静的実験による PEL 緩衝工の速度影響の調査

Fig.12~13 に静的な実験で得た速度影響を示す。Fig.12 は PEL 緩衝工素材の引張速度と応力-ひずみ曲線の変化を示す。ひずみの広い範囲にわたって引張速度の速いほど応力が大きくなっており、PEL 緩衝工の圧縮や船首侵入時の曲げや座屈変形は数 N/mm^2 の十分小さい応力で生じていると思われるが、素材自身にひずみ速度に依存する明確な速度影響が認められる。

次に、Fig.13 に 2CR 形部材の PEL 緩衝工模型を、圧縮試験機を使って 20,100,500mm/min の速度で(a)圧縮したときと(b)船首 ($r=10\text{mm}$, $2\theta=35^\circ$) を侵入させ

Fig.12. Speed effect of material on uniaxial tension test.

たときの結果を、吸収エネルギーも含めて示す。圧縮力、反力とも速度の増加とともに幾分増加しており、吸収エネルギーでは明確な増加が認められるが、素材の引張試験の結果ほど大きな変化は見られない。これらのことからセル構造に成形した部材でできた PEL 緩衝工は、m/s オーダーの衝突時においては素材自身の持つひずみ速度に依存する機械的性質の変化が元となって速度影響が生じ、3.1, 3.3, 3.4 節で述べたように速度の違い (20mm/min) 静的な実験値に比べ圧縮力、反力が増加したと思われる。

(a) Compression test of the PEL-fender

(b) Bow penetration test of the PEL-fender

Fig.13. Influence of speed.

4. 結言

緩衝工の研究や設計においては、船首衝突に対してこれまで主に先端の開き角 35° の楔形船首を対象として検討がされてきた。本研究では樹脂緩衝工を対象として供試模型に PEL 緩衝工と、圧縮特性の似通ったウレタンフォームを使って寸法の異なる楔形船首の船舶が衝突する模型実験と有限要素法の数値解析 (静解析) を行い、船首侵入量と緩衝工に作用する反力の関係を求め、これらに対し船首寸法の及ぼす影響を調べた。また、PEL 緩衝工について素材の引張試験も含め速度影響の調査を行った。この結果次のことがわかった。

(1) 楔形船首の船舶が樹脂緩衝工に衝突して動的に侵入した場合、静的侵入時と同様に反力-侵入量曲線はひずみ 0.65 付近まで侵入量にほぼ比例して反力が直線的に増加し、その後増加割合が増す特性を示す。また、船首の開き角がある程度大きくなるとこの直線的な反力増加部の傾きが増すが、この影響は静的侵入時と同様に開き角が大きくなるほど顕著になる変化を示す。

(2) 緩衝効率 0.5 、エネルギー吸収率は 0.65 程度であり、開き角による緩衝効率とエネルギー吸収率への影響は見られない。

(3) PEL 緩衝工について速度影響を実験により調査したところ、素材自身の持つ速度影響が元となっていることがわかった。また、速度影響によって衝突時の反力は静的侵入時よりも $10 \sim 30\%$ 程度大きくなった。等である。

船首寸法の影響や速度影響は、従来の開き角 35° の船首が静的に侵入する状態を対象とした研究結果に対し、これよりも反力が増してエネルギー吸収量が増えることとなる。しかし、これを見越して樹脂緩衝工の設計を行うことは時期尚早であり、従来どおりに開き角 35° の船首を対象として静的な特性から所定の吸収エネルギーが得られるように設計した方が安全サイドである。また、模型実験の結果を実機に反映するには、ここで示した速度影響を始め、模型と実機の寸法の違いによる寸法影響や船首の形状影響等十分な検討が必要であり、今後の課題とする。

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. 26-36.
- 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，(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) 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 (第 2 報)，日本造船学会論文集第 146 号，(1979)，pp. 329-337.
- 5) 清宮理，宮城敏明，石川雅美，門倉博之：船舶と橋梁の杭式緩衝工との衝突解析，土木学会論文集 No.540-31，(1996)，pp. 49-57.
- 6) 三田重雄，庄司邦昭，南清和：樹脂緩衝工の緩衝性能に関する研究・1-ウレタンフォームブロックの緩衝性能，第 46 回東京商船大学学術講演会論文集，(1998)，pp. 25-28.