

Photo 2 Tube type of buffer on the loading condition
(B) [S-TUBE (B)]

荷重がかなり大きくなることは注意を要する。

さて、緩衝工の特性の期待される条件として次の事項があげられる。

- (イ) 与えられた基準値すなわち許容反力および許容変形に対して吸収エネルギー値が大きいこと。
- (ロ) 衝突船船首の突入位置による反力の特性の違いが少なく、均一性が高いこと。
- (ハ) 対象衝突船以外の小型船にも十分有効な反力の形、

(90)

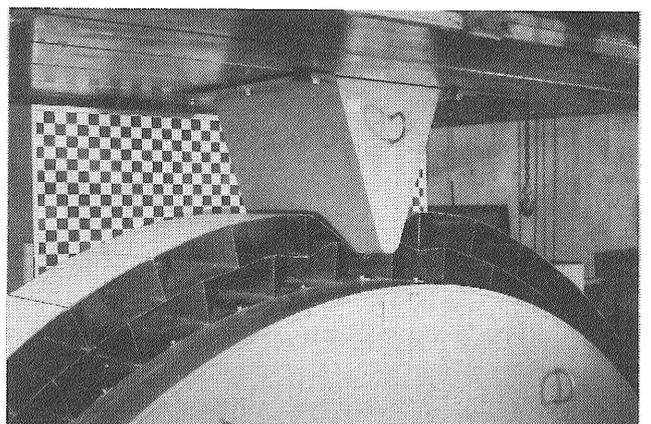
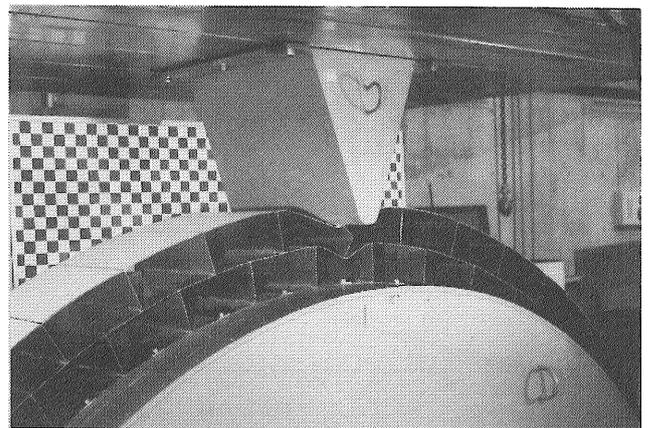
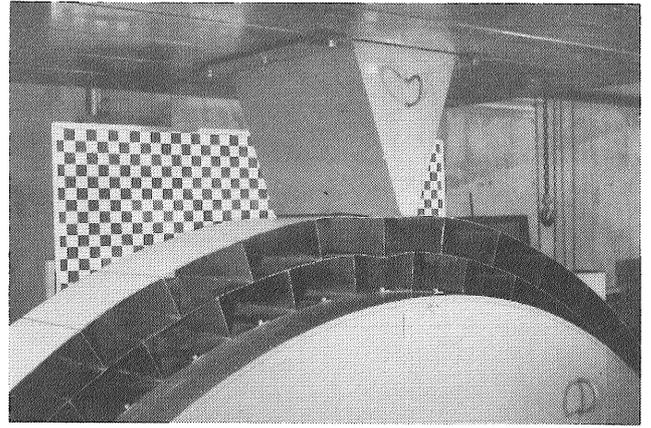


Photo 3 Grid type of buffer on the loading condition
(A) [S-AGRID (A)]

すなわち変位に対する反力上昇が緩やかであるなどの特性をもっていること。

これらの事項に照らして、円筒連結型と格子型とを比較してみる。(イ)の吸収エネルギーの大きさについては、変位が緩衝工の張出し量の半分位を超えない範囲では格子型が有利であるが、変位が進むと円筒型が有利になる傾向がある。格子型では、縦桁と外周板との接合部分のところに船舶が衝突する荷重条件(A)の場合、荷重の鋭いピークが

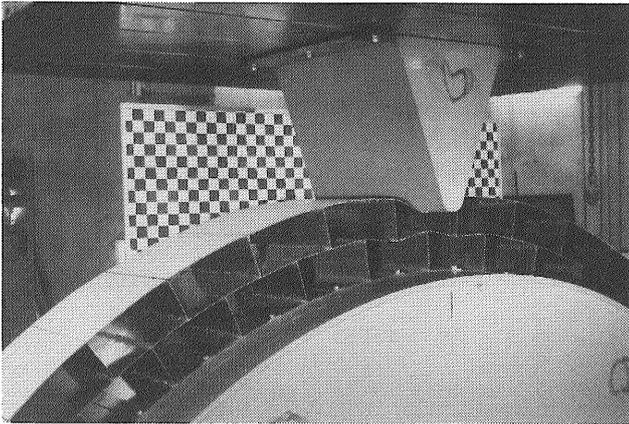
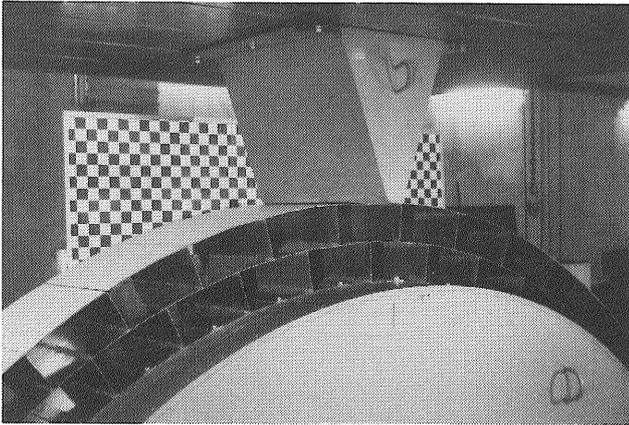


Photo 4 Grid type of buffer on the loading condition (B) [S-AGRID (B)]

みられるなど反力上昇の緩やかさに欠ける面がでており、(ロ)、(ハ)については、円筒連結型のほうが条件を満たしやすいことがこれまでの実験結果からわかる。以上総合的にみると、円筒連結型は緩衝工としての良好な特徴を有していることがわかる。

3.2 実験と計算との比較

新形式の円筒連結型緩衝工の吸収エネルギーを求める計

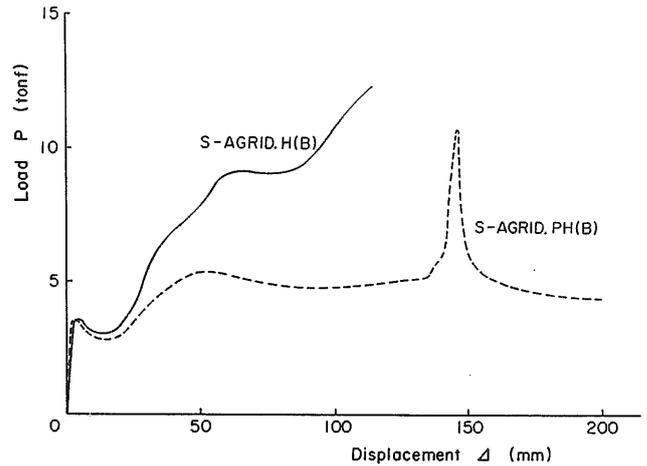


Fig. 32 Load - displacement curves [Models with horizontal girder]

算式の導出を行う。計算においては「鋼材は剛塑性体とし、各部材において塑性関節によりエネルギーを吸収する」と仮定し、外周板については伸びによる膜力を考慮する。

衝突船舶首が円筒の位置に突入する荷重条件(A)については、Fig.33に示すように塑性関節 (Plastic hinge) が外周板および円筒に生じて緩衝工が崩壊すると考える。この場合、栓溶接による部分結合を考慮し、塑性関節は荷重直下の外周板、そして両隣の円筒と外周板との接合部に、外周板と円筒それぞれに生じるとする。円筒においては、塑性関節が荷重直下のところと円周の部分に生じて、Fig.34に示すような変形をすると仮定する。円周部分の塑性関節の位置は、回転部分が四分円になるよう、すなわちFig.34で $\alpha_1=45^\circ$ にとる [付録参照]。実験における変形状態は、これに近いことが Photo 1 からわかる。

Fig.34において、変位 Δ は θ をパラメーターとして

$$\Delta = r \{ (1 - \cos \alpha_1) (1 - \cos \theta) + \sin \alpha_1 \sin \theta \} \quad (15)$$

ただし r : 円筒の半径 (=150mm)
 $\alpha_1 = 45^\circ$

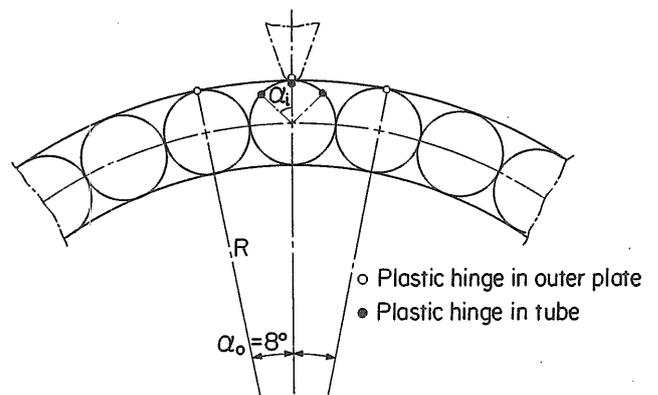


Fig. 33 Plastic hinges [Loading condition (A)]

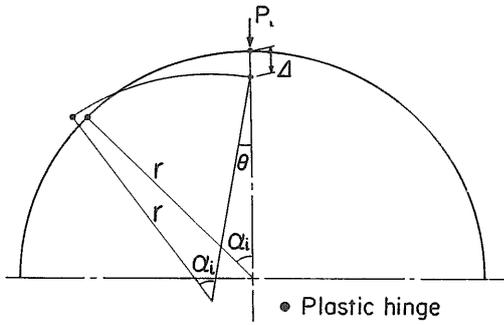


Fig. 34 Deformation of tubular member [Loading condition (A)]

で表わせる。仮想変位 $\delta\Delta$ に対して仮想仕事の原理を使えば、外部仕事は $P_i \delta\Delta$ 、内部仕事は円筒における塑性モーメントを M_{pi} 、回転角を $\delta\theta$ として $4 M_{pi} \delta\theta$ で表わせるから、外部仕事と内部仕事とを等しくおけば

$$P_i = \frac{4 M_{pi} D}{r \sin \alpha_i} \cdot \frac{1}{(1 - \cos \alpha_i) (\sin \theta / \sin \alpha_i) + \cos \theta} \quad (16)$$

ただし M_{pi} : 円筒における塑性モーメント ($=\sigma_{yi} t_i^2 / 4$)
 t_i : 円筒の厚さ
 σ_{yi} : 円筒の鋼材の降伏応力 (部分模型に対して 24.3 kgf/mm^2 、拡張模型に対して 28.0 kgf/mm^2)
 D : 緩衝工模型の深さ ($=500 \text{ mm}$)

となる。

外周板についても同様にして、変位 Δ は

$$\Delta = R \{ (1 - \cos \alpha_0) (1 - \cos \theta) + \sin \alpha_0 \sin \theta \} \quad (17)$$

ただし R : 外周板の半径 ($=2,300 \text{ mm}$)

$\alpha_0 = 8^\circ$

となり、荷重 P_0 は

$$P_0 = \frac{4 M_{p0} D}{R \sin \alpha_0} \cdot \frac{1}{(1 - \cos \alpha_0) (\sin \theta / \sin \alpha_0) + \cos \theta} \quad (18)$$

ただし M_{p0} : 外周板における塑性モーメント ($=\sigma_{y0} t_0^2 / 4$)
 t_0 : 外周板の板厚
 σ_{y0} : 外周板の鋼材の降伏応力で、ここでは円筒と同じ
 D : 緩衝工模型の深さ ($=500 \text{ mm}$)

で与えられる。

次に、拡張模型と部分模型とを比較するために、外周板の膜力を考える。荷重が作用している円筒に隣接する円筒と外周板との接点を両端支点 (Fig. 33において中心角 $2\alpha_0$ の範囲) とした外周板の膜力をとる。Fig. 35において、外周板の初期変位 Δ_0 のときの円弧の長さを S_0 、変位が Δ のときの円弧の長さを S とする。その時の円弧の半径をそれぞれ R_0 、 R 、中心角の1/2を θ_0 、 θ とすれば

(92)

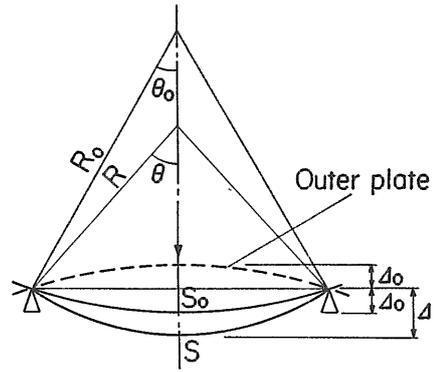


Fig. 35 Deformation of outer plate

$$\left. \begin{aligned} \Delta_0 &= R_0 (1 - \cos \theta_0) \\ \Delta &= R (1 - \cos \theta) \\ R \sin \theta &= R_0 \sin \theta_0 \\ S &= 2 R \theta \end{aligned} \right\} \quad (19)$$

となる。外周板は完全塑性膜状態で膜力 T ($=\sigma_{y0} t_0 D$) が生じているとすれば、内部仕事の増分は

$$W_i = \delta(TS) \quad (20)$$

で表わせるから、(19)、(20)式により

$$\left. \begin{aligned} \delta\theta &= \frac{\sin \theta}{R (1 - \cos \theta)} \delta\Delta \\ \delta R &= - \frac{\cos \theta}{1 - \cos \theta} \delta\Delta \\ W_i &= 2 T (R \delta\theta + \theta \delta R) \end{aligned} \right\} \quad (21)$$

となる。外力を P_m で表わせば、外部仕事 W_e は $P_m \delta\Delta$ であるから、外部仕事と内部仕事とを等しくおけば、荷重 P_m および変位 Δ は θ をパラメータとして

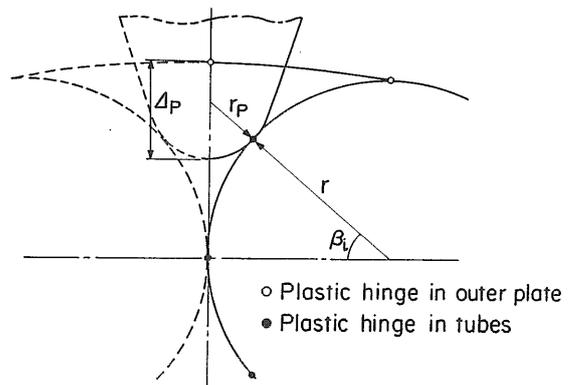


Fig. 36 Plastic hinges [Loading condition (B)]

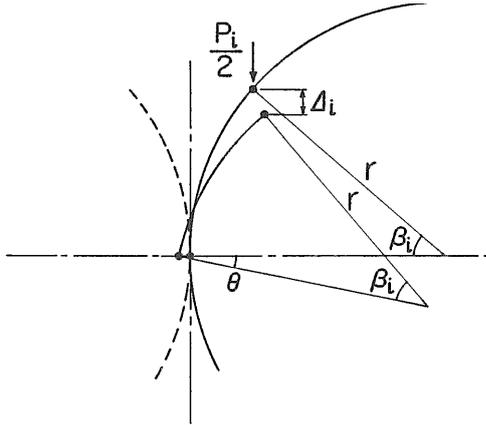


Fig. 37 Deformation of tubular member after a striking bow contact [Loading condition (B)]

$$\left. \begin{aligned} P_m &= \frac{2 \sigma_{y0} t_0 D (\sin \theta - \theta \cos \theta)}{1 - \cos \theta} \\ \Delta &= \frac{R_0 \sin \theta_0 (1 - \cos \theta)}{\sin \theta} \end{aligned} \right\} \quad (22)$$

与えられる。全荷重Pは、 P_i と P_o の和に初期変位 $2\Delta_0$ からの P_m を外周板の膜力の項として加え合わせて近似的に求める。

一方、衝突船船首が円筒の中間に突入する荷重条件(B)の場合について考える。Fig.36に示すように、まず塑性関節が外周板のみに生じて緩衝工の崩壊がおり、変形が進む。この時の荷重-変位の関係は、(17)、(18)式において $\alpha_0 = 4^\circ$ として得られる。そして船首の先端(先端半径 $r_p = 50\text{mm}$)が両隣りの円筒に接触した後に、この円筒に塑性関節がさらに生じるものとする。両隣りの円筒に接触するときの船首突入量 Δ_p は、Fig.36において

$$\cos \beta_i = \frac{1}{1 + r_p/r} \quad (23)$$

の関係から $\beta_i = 41.4^\circ$ になるから、幾何学的条件を考えれば

$$\Delta_p = 73.3 \text{ (mm)} \quad (24)$$

が得られる。

船首が隣接の円周に接触した後の変位 Δ_i に対しては、Fig.37に示すように円筒に塑性関節ができて変形すると考えれば、仮想変位 $\delta\Delta_i$ に対する外部仕事は $P_i \delta\Delta_i/2$ 、内部仕事は $4 M_{pi} \delta\theta$ になるから、(15)、(16)式と同じ記号を用いて

$$\left. \begin{aligned} \Delta_i &= r [\sin \theta + \sin \beta_i - \sin (\theta + \beta_i)] \\ P_i &= \frac{8 M_{pi} D}{r} \cdot \frac{1}{\cos \theta - \cos (\theta + \beta_i)} \end{aligned} \right\} \quad (25)$$

ただし $\beta_i = 41.4^\circ$

になる。これを外周板の値にたし合わせて、荷重条件(A)の場合と同様にして荷重-変位の関係を求める。

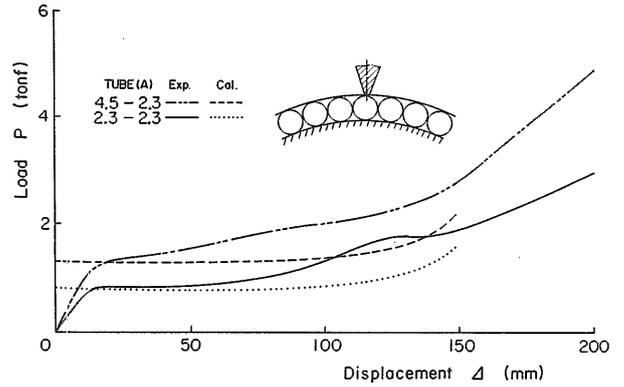


Fig. 38 Load - displacement curves [TUBE (A)]

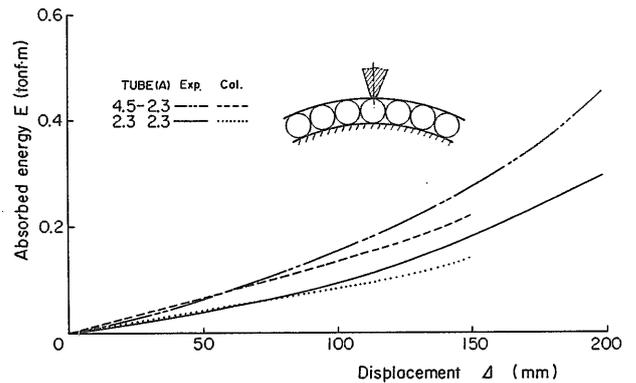


Fig. 39 Absorbed energy - displacement curves [TUBE (A)]

部分模型について、計算値と実験値との比較を船首が円筒の位置に突入する荷重条件(A)に対してFig.38、39に示す。計算値は $\eta = 0$ の外周板の膜力を入れない場合のものである。計算結果は数値的に低めにでているが、荷重-変位曲線において荷重が変位に対して漸増する傾向および吸収エネルギー-変位曲線の特徴はとらえている。船首が円筒の中間の位置に突入する荷重条件(B)に対する結果をFig.40、41に示す。計算値と実験値との差はかなり大きくなっているが、実験の荷重-変位曲線で変位が100mm付近のときの荷重上昇などの特徴はとらえており、変形に対する吸収エネルギーの傾向は大略示していると思われる。

荷重条件(A)について膜力の影響を調べる。Fig.35に示した外周板の両端部は円筒との接触部になっており、実際は内側にずれが生じるために膜力が減少すると考えられる。この影響を膜力の項 P_m に減少係数 η を掛け合わせたもので評価することにする。Fig.42、43に部分模型についての計算と実験との比較を示す。これをみると、実験値は $\eta = 0.04$ の計算値に近い値を示しているのがわかる。Fig.44、45は拡張模型の計算と実験との比較を示したものであるが、実験値は $\eta = 0.04$ の値とあまり差はない。このことから、外周板の膜力による影響度は両者の模型で違いはそ

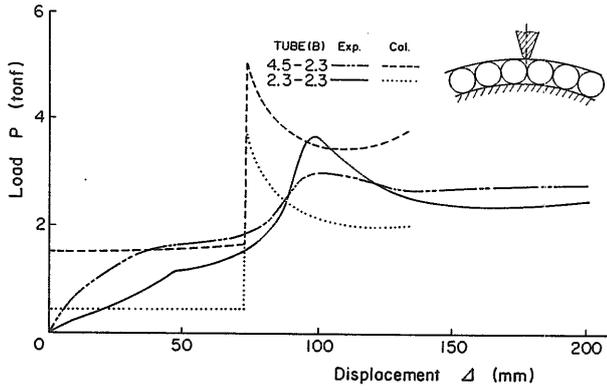


Fig. 40 Load - displacement curves [Tube (B)]

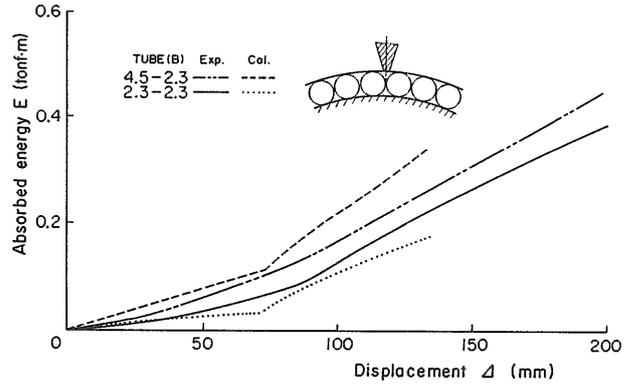


Fig. 41 Absorbed energy - displacement curves [TUBE (B)]

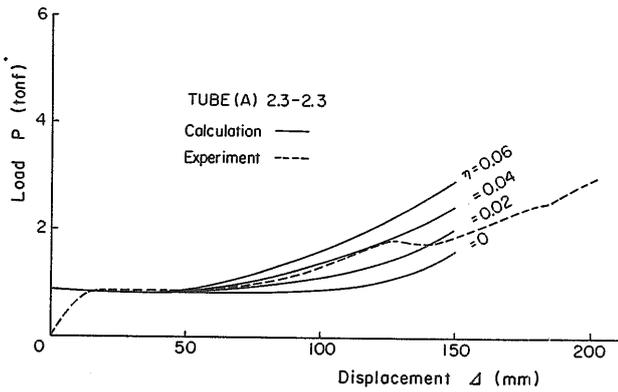


Fig. 42 Variation of load - displacement curves with η [TUBE (A)]

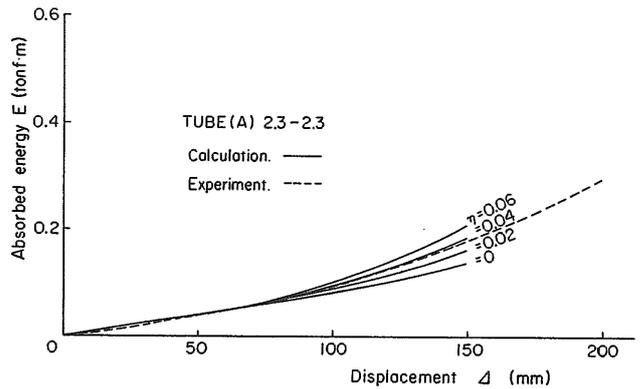


Fig. 43 Variation of absorbed energy - displacement curves with η [TUBE (A)]

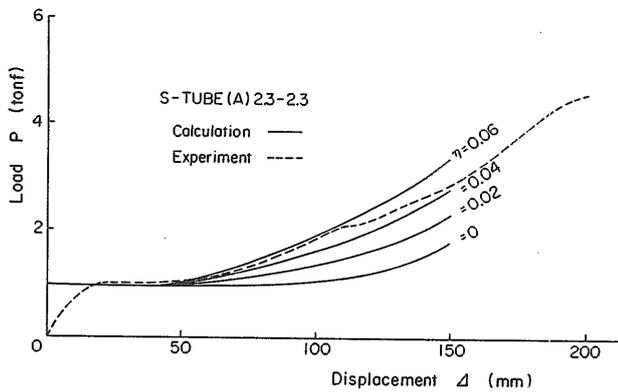


Fig. 44 Variation of load - displacement curves with η [S-TUBE (A)]

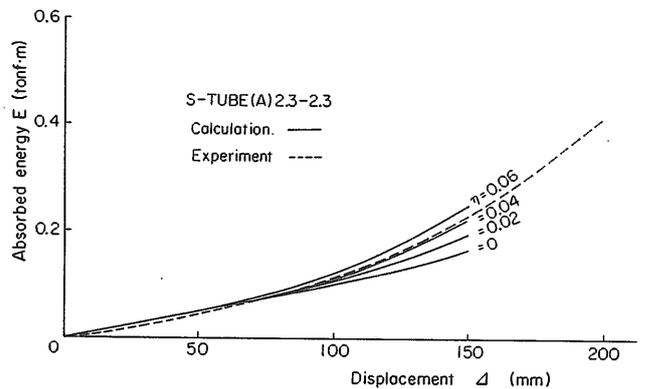


Fig. 45 Variation of absorbed energy - displacement curves with η [S-TUBE (A)]

れほどないことがわかる。Fig. 42~45から、荷重条件(A)の場合、外周板の膜力の影響を入れない計算値は吸収エネルギーを少なめに見積もっていることがわかる。Fig. 46、47にそれぞれ、荷重条件(B)の場合の部分模型と拡張模型の比較を、荷重-変位曲線、吸収エネルギー-変位曲線について示す。図において、部分模型と拡張模型の吸収エネ

ルギーの差が少ないところからみて、荷重条件(A)と同様に両者の模型の間で外周板の拘束の違いは少ないと考えられる。以上のことから、中心角60°の円筒連結型の部分模型で得られた実験結果は円周に沿ってのばした模型についてもあてはまり、円形橋脚に取り付けられる緩衝工の特性を表わしているものと考えられる

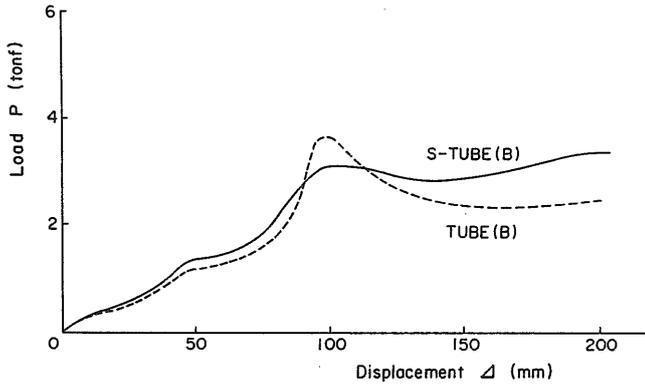


Fig. 46 Load - displacement curves
[Comparison between S - TUBE (B) and TUBE (B)]

4 結 言

航行船舶が橋脚などの海上構造物へ衝突したときの損害を軽減する目的で設置される緩衝工の特性について調べた。まず、緩衝工の構成要素である薄肉断面部材として円筒および六角筒を考え、それらについて静的および動的圧壊実験を行って、緩衝性能として重要な反力特性を調べた。この結果にもとづき、実際への応用として、長大橋の橋脚によくみられる円形の構造物を対象に円筒部材を組み合わせた円筒連結型緩衝工を考案し、この緩衝特性を従来型の一つである薄鋼板製の格子型と比較した。

本研究で得られた結果をまとめると

- (1) 緩衝工の構成要素である薄肉断面部材として選んだ円筒および六角筒の緩衝特性については、円筒の場合は変位が進むにつれて反力が緩やかに上昇する結果、変位が大きくなるにつれて吸収エネルギーの増加量が大きくなる。六角筒の場合には、変位が小さい段階で塑性崩壊が生じ、その後、反力が緩やかに減少する。円筒も六角筒も反力曲線においてほぼ一定反力の範囲が広くとれ、設計荷重に対する吸収エネルギーは大きくとれる利点がある。
- (2) 実際面への応用として、長大橋の橋脚などの円形構造物を対象に考案した円筒連結型緩衝工は、反力曲線の形において船首の当たる位置での違いが少なく、また吸収エネルギーが大きくとれるなどの点で従来型の格子型より優れていることがわかり、新形式の緩衝工として推奨できる。
- (3) 新形式の円筒連結型緩衝工の吸収エネルギー算定式を塑性解析により導いたが、これは設計段階において吸収エネルギーの大きさを概算するのに使用できるものと考えられる。

円筒連結型緩衝工は良好な緩衝特性が得られたが、さらに改善するために、例えば円筒の大きさを組合せた構造形式のものなどについての検討が今後に残された課題である。また、吸収エネルギーの計算値が、特に船首が円筒間に突入するような荷重条件において実験値とかなりずれが

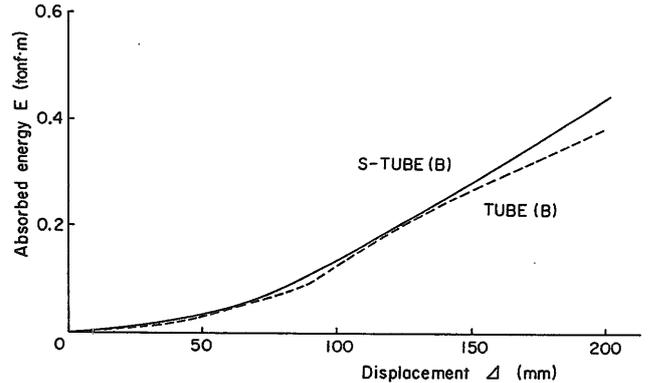


Fig. 47 Absorbed energy - displacement curves
[Comparison between S - TUBE (B) and TUBE (B)]

みられたので、特に反力の大きさが問題になるような場合には、FEM解析などによる詳細計算が必要と考えられる。

参考文献

- 1) DeRuntz, J. A. & Hodge, P. G.: Crushing of a Tube between Rigid Plates, Trans. of the ASME. J. of Appl. Mechanics, Vol. 30 (1963)
- 2) 西原主計: 非線形系の過渡応答計算、製品科学研究所研究報告、No. 70 (1972)
- 3) Symonds, P. S.: Survey of Methods of Analysis for Plastic Deformation of Structures under Dynamic Loadings, Brown University, Report BU/NSRDC (1967)
- 4) Newmark, N. M.: A Method of Computation for Structural Dynamics, ASCE, E. M., Vol. 85 (1959)
- 5) 本四公団、日海防: 平成4年度本州四国連絡橋航行安全調査報告書 (1993)

付録 円筒部分に生じる塑性関節の位置

Fig. A.1の円筒部分において、半径 r の円筒に集中荷重 P_i がくわわるときの周上の任意の点Aの曲げモーメント M は

$$M = M_0 + \frac{P_i r}{2} (1 - \cos \xi) - Q r \sin \xi \quad (A.1)$$

で表わされる。歪エネルギー U は EI を曲げ剛性として

$$U = \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{M^2 r}{2EI} d\xi \quad (A.2)$$

ただし EI : 曲げ剛性

(A.1)および(A.2)式より

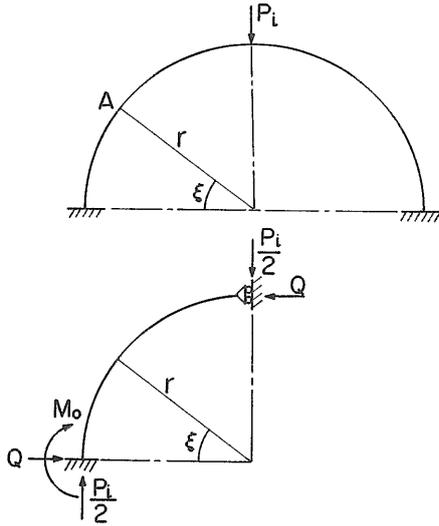


Fig. A. 1 Loading condition in tubular member

$$U = \frac{r}{2EI} \left[\frac{\pi}{2} M_0^2 + \frac{P_i^2 r^2}{4} \left(\frac{3}{4} \pi - 2 \right) + \frac{\pi}{4} Q^2 r^2 + M_0 P_i r \left(\frac{\pi}{2} - 1 \right) - \frac{P_i Q r^2}{2} - 2 M_0 Q r \right] \quad (\text{A.3})$$

端部における回転、変位を拘束すると

$$\partial U / \partial M_0 = \partial U / \partial Q = 0 \quad (\text{A.4})$$

より

$$\left. \begin{aligned} \pi M_0 + P_i r \left(\frac{\pi}{2} - 1 \right) - 2 Q r &= 0 \\ \frac{\pi}{2} Q r^2 - \frac{1}{2} P_i r^2 - 2 M_0 r &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (\text{A.5})$$

これから

$$\left. \begin{aligned} Q &= \frac{4 - \pi}{\pi^2 - 8} P_i \\ M_0 &= \frac{4 + 2\pi - \pi^2}{2(\pi^2 - 8)} P_i r \end{aligned} \right\} \quad (\text{A.6})$$

任意の点Aの曲げモーメントMは(A.6)式を(A.1)式に代入して

$$M = \frac{P_i r}{2(\pi^2 - 8)} \left\{ 2(\pi - 2) - (\pi^2 - 8) \cos \xi - 2(4 - \pi) \sin \xi \right\} \quad (\text{A.7})$$

となる。したがって塑性関節の位置は曲げモーメントMを最大にするところから $\xi = 45^\circ$ の点に発生することがわかる。