

(昭和 44 年 5 月日本造船学会春季講演会において講演)

水圧緩衝式鋼製防舷材

— 高性能岸壁用 —

正員 白石隆義*

Steel Berth Fender with Water Pressure Shock Absorber

By Takayoshi Shiraishi, *Member*

Summary

Japanese National Railways has developed a new type berth fender for railway ferry berth. The fender is mainly composed of a box shaped steel slab whose front surface is smooth, and several water pressure shock absorbers which are made of rubber bags and attached to the back surface of the slab. The shock absorbing and damping properties of the absorber were proved excellent by half scale model tests. The results of the tests were compared with the results of approximate calculation.

A trially constructed fender of this type (size=8m×4m) was fitted on a railway ferry berth in Uno port. Full size shock tests were carried out on this fender, and the results indicated the allowable berth touching speed might be doubled.

1 まえがき (なぜ高性能岸壁が必要か)

海上経由の輸送原価を下げ、サービスを向上するために、船舶の大形化、高速化あるいは荷役方法、荷役設備の改良、強化が進められると、高価な投資物件である船舶および岸壁（背後施設を含む）双方の待時間となる離着岸時分の短縮が強く要望されるようになる。車輛つきあるいは原動機つき、コンテナである鉄道貨車や自動車などを数十分でロールオン、ロールオフさせる、航海時間も比較的短い鉄道連絡船や自動車フェリーではかかる要望が特に強くなるのは当然である。

ところが着岸の際には接岸衝撃と云う難関があつて、あまり速い接岸をすると過大な衝撃力が発生して船体あるいは岸壁構造が損傷し、かえつてそれらの稼働率が大きく低下する恐れがある。近代的連絡船が横推力装置や可変ピッチプロペラなどを装備し、またその離着岸を補助するタグボートを高性能化して港内操船性能の向上を計っているのは、すべて離着岸時分を短縮しながらしかも接岸衝撃速度は低く抑えようとする努力の表われである。

しかしながらかかる努力にも自ら限界があつて、風・潮流・視界・その他の影響あるいは操船者の判断の適否などにより衝撃速度はある範囲内ではばらつきを示す。そして着岸時分短縮の要求が強いほど、また防舷材の緩衝能力が低くて許容衝撃速度が低いほど、この衝撃速度の許容最大値に対するばらつきの度合は大きくなり勝ちである。

換言すれば防舷材の緩衝能力が向上して許容衝撃速度が高くなるほど、接岸時分の短縮が可能となると同時に、衝撃による船体あるいは岸壁（防舷材を含む）の損傷確率も低下すると云える。

岸壁本体の損傷は一般に長期の修理を要し、その間その輸送経路が阻害されるため、船体の損傷に較べて影響が大きいので、その構造は起こりうる最大の衝撃力によつても損傷しないように建造されるのが普通である。したがつて、もし防舷材の緩衝能力を大幅に向上させて、起こりうる最大の衝撃力を大きく低下させ得るならば、新たに岸壁を建造する場合にはその構造を軽量化して建造費を節約することができる。

すなわち、よほどの悪条件下においても接岸衝撃その他による船体あるいは岸壁の損傷が起こらないような、緩衝能力のすぐれた高性能岸壁が得られるならば、着岸時分を短縮して、船舶および岸壁施設の稼働率を高める

* 鉄道技術研究所 連絡船研究室

と共に船舶および岸壁の修理に要する経費を節約することが可能となり、しかもかかる岸壁の建造費は全体的にはそれほど高くないと云う効果が得られる。

1 日に何回となく離着岸を繰り返す鉄道連絡船は上述のように離着岸時分短縮の経済効果が最も大きい種類の船であるから、国鉄では既に緩衝能力のすぐれた船体防舷材を開発して、最も頻繁に衝撃の起る部分に装備しているが、この度さらに進んで、既存の岸壁に容易に装着しうる緩衝能力の飛躍的にすぐれた水圧緩衝式鋼製防舷材を開発し順次岸壁の高性能化を進めている。

この防舷材は連絡船や大形フェリーボートの岸壁だけでなく、コンテナ船あるいは一般の貨物船や客船の岸壁の高性能化にも役立つと考えられるので、ここにその概要を報告する次第である。

2 従来の状況

2.1 鉄道連絡船の着岸操船

鉄道連絡船は車両の積卸しのために船内の軌条と陸上の軌条を可動橋（喫水変化や干満に対応して動く）を介して接続する必要があるため、常に正確に同一位置に着岸する必要があり、しかも迅速な着岸が必要のため岸壁形状、着岸操船共に一般の船舶とはかなり違っている。

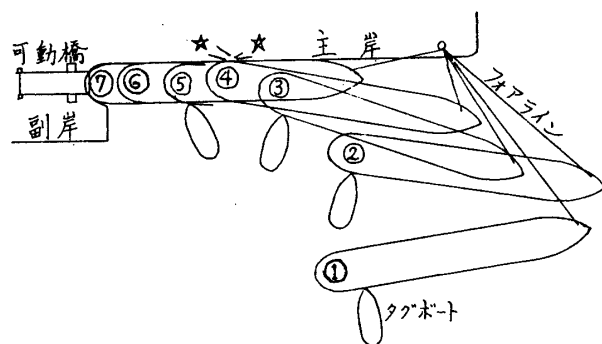


図 1 青函連絡船の標準的着岸方法

図 1 は青函連絡船の岸壁形状と従来の標準的着岸操船を示したものである。すなわち岸壁前面に到達すると、先ず綱取艇の助けを借りてフォアラインを岸壁のビットに取り (①)、船尾をタグボートに押させて若干後進しながら左舷船尾を主岸に接触させ (④)、フォアラインとタグボートにより左舷々側を主岸に押付けながら後進して船尾部を主岸に副岸にはさまれたポケット部に納め、可動橋と接合する。津軽丸以降のバウスラスタを装備した連絡船では④の接岸まではフォアラインを取らず、バウスラスタとタグボートで図のような操船をするのが標準になりつつある。

④の接触衝撃が日常発生する接岸衝撃の主体であるが、これの起こる位置は船体側では比較的狭い範囲に限られ、主岸側ではかなり広い範囲にばらつく。またこの時の接触点の速度もかなりばらつき、筆者等が約 2 カ月に亘って間接的に調査した結果によると²⁾、衝撃力に直接関係ある岸壁垂直方向の速度（衝撃速度 V_0 ）の確率密度分布は図 2 の如くであった。すなわち大部分は 0.3 m/s 以下であるが、ごくまれには 0.6 m/s にも達し得ることがわかる。

このほか、図 1 において⑦のポケットに納まる瞬間の衝撃も時には大きい衝撃力を発生し（この場合は力線が船体の重心付近を通るため、0.2 m/s といったかなり低い速度で衝撃しても大きい衝撃力を生ずる）、とくに誤つて船尾が副岸に

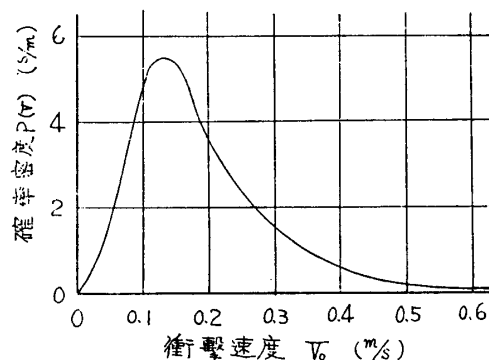


図 2 衝撃速度の発生確率密度分布

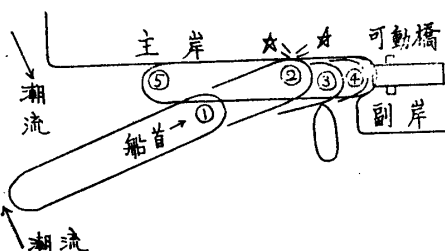


図 3 第三宇高丸の標準的着岸方法

まともにも当たると大きい事故となる。

図 3 に宇高連絡船第三宇高丸の宇野港における標準的着岸操船を示す。すなわち船速を落しながら（あまり早く船速をおとしすぎると潮流のために船が回転することがある）先ず左舷船首部を主岸に当て (②)、この反動で船首が主岸から離れようとするのをタグボートで押しながら (③)、ポケット部に船首を納める。（本船は船首から貨車を積卸する）

②の時の船速は普通 0.6 m/s 前後であるが時には 1.0 m/s

を越えることもある。したがって平均入射角を 30° とすると衝撃速度 V_0 は普通 0.3 m/s 前後で、ときに 0.5 m/s を越えることになる。

2.2 船体防舷材

連絡船の外板の水平方向の力に対する剛性は、車両甲板が設けられている水線上約 2 m の位置で桁違いに大きくなっている。したがって接岸衝撃を受止めるための船体防舷材はこの位置に設けられる。(図4および5)

現在用いられている船体防舷材には従来から用いられている木製のものと、昭和36年に建造された讃岐丸に

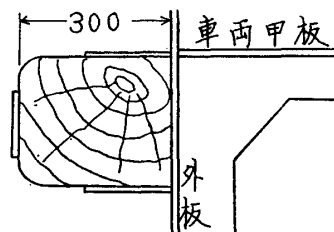


図4 木製防舷材の断面

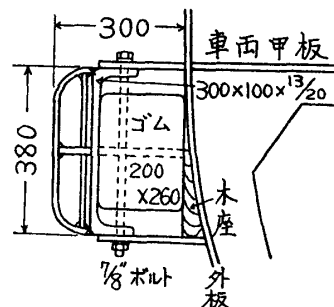


図5 ゴムを用いた鋼製防舷材の断面

降の各船の衝撃頻度の最も高い部分に用いられているゴムを用いた鋼製のものの二種類がある。それらの断面を図4および図5に示す。

木製防舷材の効用の第1は衝撃力を外板面に分散させることであつて、衝撃力の低い範囲では緩衝効果はあまり期待できない。木材の圧壊が起こるようになるとある程度エネルギーを吸収するが、これとても全衝撃エネルギーに較べればあまり大きくない。(図8)

これに対し鋼製防舷材は、衝撃力分散効果だけでなく、緩衝能力もかなり備えているので、衝撃エネルギーが低い間はこれにより大部分のエネルギーを吸収して衝撃力を低く押える効果がある。(図9)

2.3 岸壁防舷材

従来の連絡船岸壁に設けられている岸壁防舷材は図6に示す断面の木製防舷材で、これがケーソン上に構築された鉄筋コンクリート製岸壁上部構造に取付けられている。

近年種々の形状の、船の外板が直接ゴムに接触する形式の、ゴム製岸壁防舷材が市販されているが、これらは、連絡船が図1や図3に示すごとく接岸時に岸壁面に平行方向のかなりの速度を持つていることに基因する大きい剪断力に耐えられないこと、車両甲板の位置で点接触するような船体防舷材配置および接岸方式を取つているために緩衝効果があまり発揮されないことなどの理由で用いられない。

図6の岸壁防舷材も木製船体防舷材と同様に衝撃力を分散させる

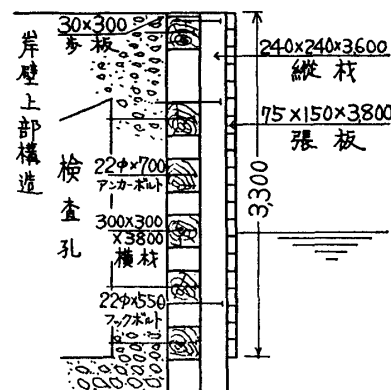


図6 岸壁木製防舷材の断面

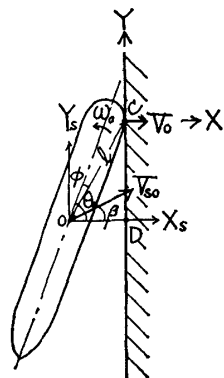


図7 接岸衝撃時の座標

(岸壁上部構造表面に)と云う効果はあるが、緩衝能力はそれほど大きくなく、どちらかと云えば木材の破壊により緩衝するという云う思想のものである。したがって何回かの衝撃の後には修理する必要を生ずるため、木材の価格および加工費の上昇につれて、次第に経費増となつてくるだけでなく、岸壁の稼働率がある限度以上になると、修理に必要な時間が得られないと云う問題が起こってくる。

2.4 衝撃力の頻度と衝撃エネルギーの行方

船が図7のごとく重心の速度 V_{s0} 、重心まわりの回転角速度 ω_0 で接岸する場合、接岸時に放出される岸壁に垂直方向の運動のエネルギー E_K は

$$E_K = \frac{1}{2} K V_0^2 \quad (1)$$

である。ここに K は (2) 式により与えられる有効衝撃質量であり、 V_0 は (3) 式に示す船体接岸点の岸壁に垂直方向の速度である¹⁾。

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{M} + \frac{l^2}{I} \left\{ \sin^2(\theta_0 - \phi) - \frac{\mu}{2} \sin 2(\theta_0 - \phi) \right\} \quad (2)$$

ただし M および I は見掛けの質量および重心まわりの慣性モーメントであり、 μ は船体と岸壁の接触点の摩擦係数である。

$$V_0 = V_{S0} \cos \beta - l\omega_0 \sin(\theta_0 - \phi) \quad (3)$$

一方衝撃の際吸収されるエネルギー E_A は衝撃に関係する各物体 (船体、岸壁あるいは防舷材など) の吸収エネルギーの総和で (4) 式で表わされる。

$$E_A = \sum_i \int_0^{\delta_{\max i}} F \delta_i d\delta_i \quad (4)$$

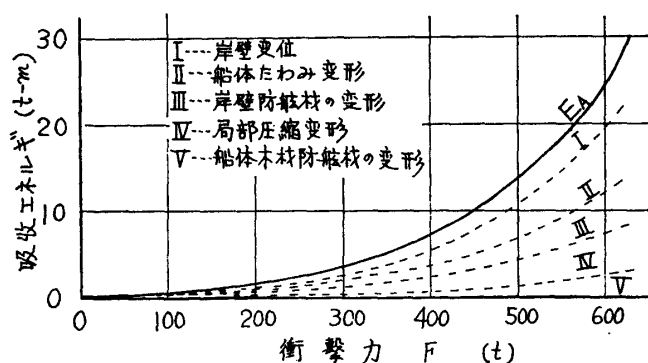


図8 衝撃力と吸収エネルギーの関係 (木製防舷材)

エネルギー吸収形式について、 F と δ の関係を推定し、これより船体防舷材が木製の (図4) 場合と鋼製 (図5) の場合について、衝撃力 F と各形式で吸収されるエネルギーの総和 (E_A) との関係を推定したものが図8および図9である²⁾。

図9より鋼製の船体防舷材は衝撃エネルギーが15 t-m 程度まではその半分以上を吸収することがわかる。また図8と較べて鋼製防舷材の緩衝能力がとくに低エネルギー範囲において、いかに衝撃力を低く抑えるのに役立つかがわかる。

衝撃速度 V_0 の確率密度分布が図2で与えら

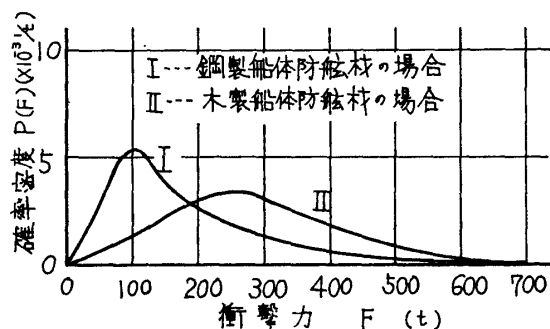


図10 衝撃力の発生確率密度分布

ここに F は衝撃力であり、 δ_i は各物体の変形量あるいは変位量を表わす。また積分範囲の上限は $E_A = E_K$ の条件を満足する最大衝撃力 $F_{\max}$ に対応する各物体の変形量 (変位量) である。

図1の④の衝撃の際どのような形でエネルギーが吸収されるかを考えると、(イ) 岸壁上部構造の変位、(ロ) 岸壁防舷材の変形、(ハ) 船体防舷材の変形、(ニ) 船体衝撃点 (主に車両甲板) の局部変形、(ホ) 船体全体の水平撓み変形の5つを挙げることができる。それぞれのエ

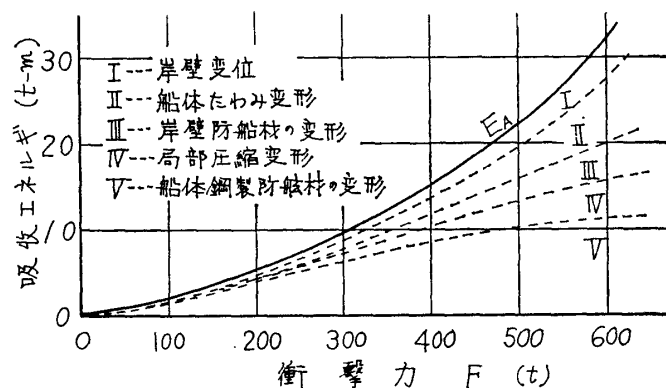


図9 衝撃力と吸収エネルギーの関係 (鋼製防舷材)

れる場合、衝撃力の確率密度分布を図8および図9を用いて $K=220 \text{ ts}^2/\text{m}$ として求めると図10のごとなる。(実際は図10の曲線(I)を統計的に求め、これより図9を用いて図2を画いた。) すなわち衝撃力の発生確率が鋼製防舷材を用いることよりかなり低い側に移ることが示された。

3 水圧緩衝式鋼製防舷材のねらい

水圧緩衝式鋼製防舷材は従来の連絡船用岸壁の木製防舷材が木材の破壊により緩衝し、破損したら取替えると云った形式であるのに対し、同じ空間を用いて、

緩衝性能の飛躍的にすぐれた、しかも長期にわたって手入れの不要な防玄材を得るべく開発されたものである。昭和 42 年 3 月に試作され宇野港一岸に取付けられた防玄材の概略を図 11 に示す。またその取付直前の裏面の状況を写真 1 に、取付直後に宇高連絡船伊予丸の船首が衝撃する瞬間の状況を写真 2 に示す。

この防玄材の特徴あるいは開発に際し留意した主要点は次のとおりである。

(1) 船体防玄材と接触する面は平滑な鋼板面として、船の岸壁面に平行方向（前後および上下）の運動に対する抵抗（摩擦）を極力小さくする。

(2) この鋼板面の平滑性が、かなりきびしい条件の衝撃によつて失なわれないような剛性を持たせ、しかも補剛材の深さを最小限にするため、箱形スラブを構成させる。

(3) このスラブの上端に L 形の折れ曲りを設け、これを岸壁上部構造上面に引掛けて防玄材全体の重量

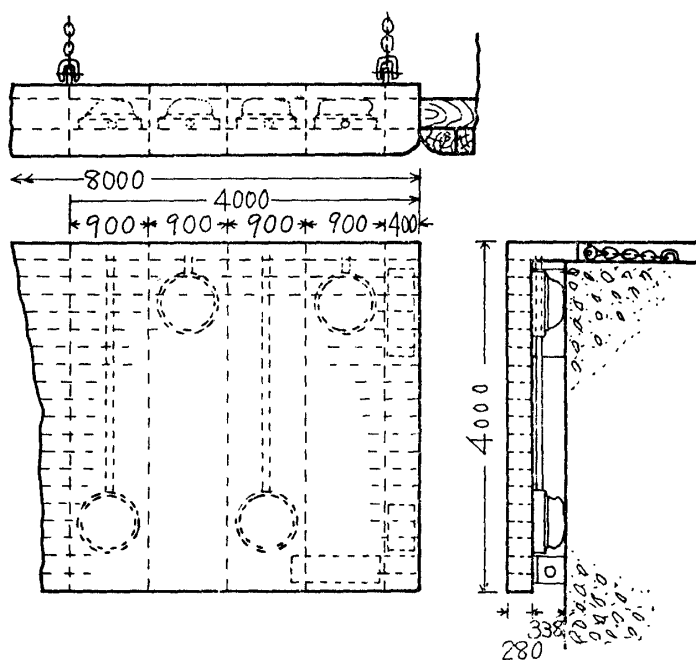


図 11 試作防玄材

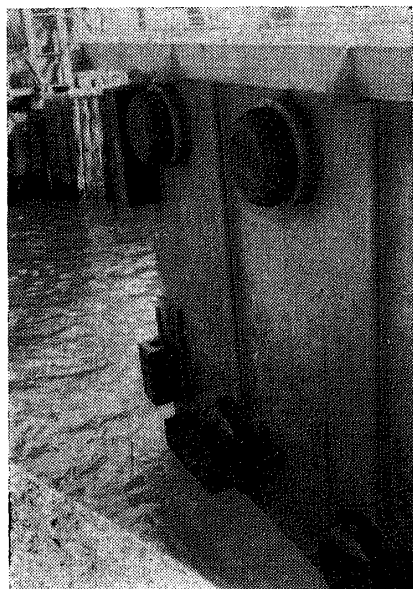


写真 1 試作防玄材裏面

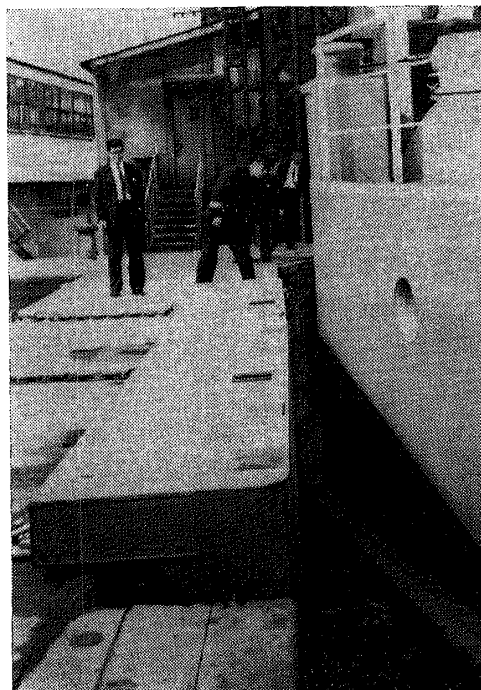


写真 2 試作防玄材への衝撃

を支えると同時に、その接触面を摺動可能にして衝撃による岸壁面に直角方向の変位を拘束しないようにする。また 3 カ所の鉋鎖により、海側への変位は拘束する。この方法により防玄材の取付け、取外しが数分でできるようになった。

(4) スラブと岸壁コンクリート面との間に配置する緩衝器を主として水圧緩衝器とし、四隅だけに復元パネとして角形ゴム防玄材を配置し、いかなる位置に衝撃が加わつても、必要最小限の緩衝性能が得られ、しかもスラブには塑性変形や挫屈などが起こらないようにする。

水圧緩衝器とは、後述するようにゴム製耐圧容器に水を満したもので、衝撃により容器に圧縮力が加わると

リフスより水が噴出して油圧緩衝器に似たすぐれた緩衝性能が得られる。この緩衝器に生ずる反力は圧縮速度の二乗に比例するから、ごくまれに起こる衝撃条件に対して設計すると平常発生する衝撃力は極めて小さくなり繰返衝撃による船体あるいは岸壁（防舷材を含む）の損傷の可能性はほとんどなくなる。またスラブの端部近くに衝撃を受けた時の反対側の端を留めている鋼鎖に加る張力が、普通の変位に比例する反力を生ずるパネ式緩衝器を用いた場合に較べてはるかに小さくなるので、図11のような簡単な取付方法を採用することができる。さらにこの緩衝器には復元力がほとんどないから、船は衝撃した後反撥されないで、図3の③の場合、タグボートが必要でなくなる。

(5) 岸壁に引掛けるためのスラブの折れ曲り部をタンクとして水圧緩衝器から噴出した水がここに上り、復元するにつれてまたゴム容器内に還元するようにする。

(6) 数年間は手入れ不要であるように、材質、塗装、その他を配慮する。

4 水圧緩衝器の性能

図11の試作防舷材に取付けた水圧緩衝器の断面は図12の如くであつて、ゴム容器とオリフィスを設けた鋼製蓋板とで構成される水圧区画の内容積は非圧縮状態で約50lである。ゴム容器およびその取付装置の耐圧強度は約70 kg/cm²を目標に作られている。

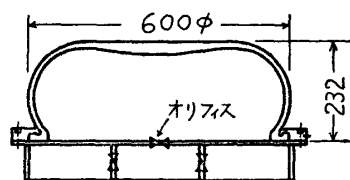


図12 水圧緩衝器断面

一般の油圧緩衝器は受圧面積（シリンダ断面積）が一定で、行程につれてオリフィス面積を変え、衝撃力—行程曲線がほぼ長方形となる最高の緩衝性能をねらつて作られるが、この水圧緩衝器では、オリフィス面積を一定にして、受圧面積が変化する形式をとり、極めて単純な機構でかなりよい性能を得ようとしたものである。

金属製の油圧緩衝器の場合は、衝撃条件とくに衝撃物体の質量が定まれば、オリフィス面積はほぼ理論的に定められるが、図12のような水圧緩衝器では、ゴム容器に弾性があるので内圧が変化すると内容積および受圧面積が変化し、理論的に最適条件を見出すことが難しいので、水圧緩衝器単体の1/2縮尺の模形について衝撃試験を行なつて設計資料を得た。また、内圧変化による影響を無視した近似計算を行なつて参考とした。以下これらについて簡単に記す。

4.1 近似計算

図13のごとく水圧緩衝器の圧縮量を X とし、これを介して偏心なく衝撃する2つの物体のうち一方の質量を M とし他方（岸壁に相当）を無限大とし、緩衝器の内圧（ P ）の変化による受圧面積 $\{A_b(X)\}$ と内容積 $\{U(X)\}$ の変化を無視する。

運動方程式は(5)式のごとくなる。

$$M \frac{d^2 X}{dt^2} + F = 0 \quad (5)$$

ここに F は二物体間に作用する力で、 $F = A_b(X)P$ で表わされ、さらに内圧 P は

$$P = \alpha Q + \beta Q^2 \quad (6)$$

で表わされる。ここに Q はオリフィスを通過する単位時間当りの流量で $Q = (\partial U / \partial X)(dX / dt)$ で与えられる。

(6)式の第1項（粘性項）は Q が大きくオリフィスの長さが径に比して小さくまた粘性があまり大きくなければ第2項に較べて無視できるので、(5)式は

$$M \frac{d^2 X}{dt^2} + \beta A_b \left(\frac{\partial U}{\partial X} \right)^2 \left(\frac{dX}{dt} \right)^2 = 0 \quad (5')$$

となり、これより

$$V = -\frac{dX}{dt} = V_0 \exp \left[-\frac{\beta}{M} \int_0^X A_b \left(\frac{\partial U}{\partial X} \right)^2 dX \right] \quad (7)$$

$$\therefore F = \beta V_0^2 A_b \left(\frac{\partial U}{\partial X} \right)^2 \exp \left[-\frac{2\beta}{M} \int_0^X A_b \left(\frac{\partial U}{\partial X} \right)^2 dX \right] \quad (8)$$

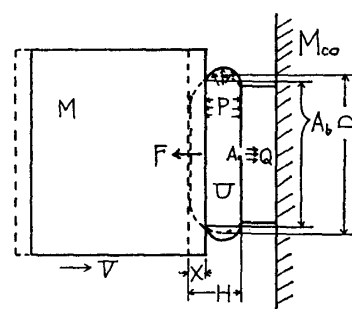


図13

となる。ここに V_0 は衝撃直前の 2 物体の相対速度であり、また

$$\beta = \rho \zeta / 2 A_0^2 \quad (9)$$

で、 A_0 はオリフィス面積、 ρ は流体の密度、 ζ は圧力降下係数 ($\zeta = 1/C_d^2$) で表 1^{*)} により与えられる。

無次元化するため、ゴム容器の直径 D および高さ H を用いて

$$\left. \begin{aligned} x &= X/H, \quad a = A/\frac{\pi}{4}D^2, \quad u = U/\frac{\pi}{4}D^2H \\ v &= V/\sqrt{gH}, \quad f = F/\frac{\pi}{4}\rho g D^2H, \quad m = M/\frac{\pi}{4}\rho D^2H \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

とおくと (8) 式は

$$f/\frac{1}{2}v_0^2 = \beta' a_b \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 \exp \left[-\frac{\beta'}{m} \int_0^x a_b \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 dx \right] \quad (11)$$

となる。ただし $\beta' = \zeta/a_0^2$ である。 a_b および $\partial u/\partial x$ と x との関係として内圧を種々変えて静的に測定した結果 (内圧がある程度以上になるとこれらの値はほとんど変わらない。) の平均値を用いて、 β' あるいは m を変えた場合の $(f/\frac{1}{2}v_0^2) - x$ 曲線の移り変りを求め図 14 および図 15 を得た。

これらの図から限界行程 ($x \approx 0.7$) で f がほぼ 0 になるような最適条件を求めると $m = 0.762 \times 10^4$ のとき $\beta' \approx 1.2 \times 10^5$ となり、ま

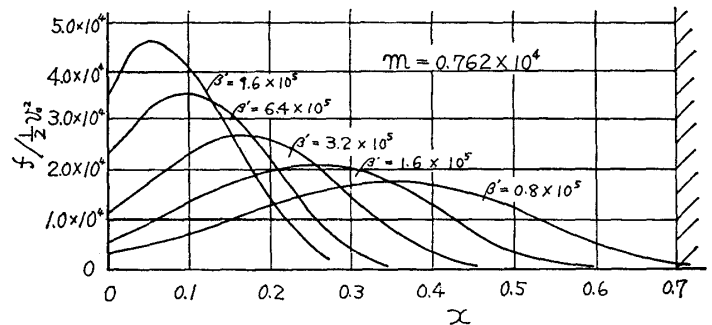


図 14 β' を変えた場合の $f/\frac{1}{2}v_0^2 - x$ 線図 (計算値)

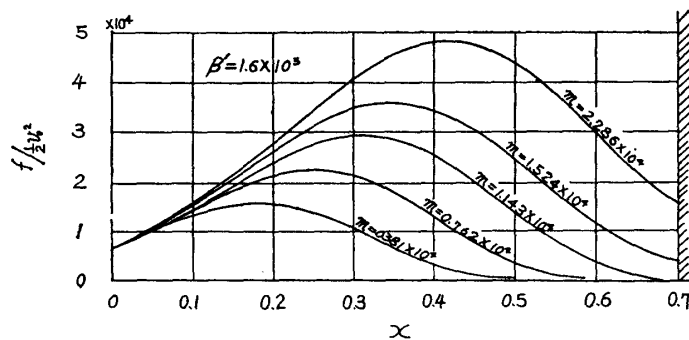


図 15 m を変えた場合の $f/\frac{1}{2}v_0^2 - x$ 線図 (計算値)

その結果得られた $f/\frac{1}{2}v_0^2 - x$ 線図を図 16 に、また対応する計算結果を図 17 に示す。

これから主として;

- (1) A_0 が一定であれば $f/\frac{1}{2}v_0^2 - x$ 線図はほぼ一定となる。すなわち F は V_0^2 に比例する。
- (2) A_0 が最適条件に近い場合の $f/\frac{1}{2}v_0^2 - x$ 線図は (10) 式の $\zeta = 2.0$ とした計算値にかなりよく一致する。
- (3) A_0 が最適条件から絞られるにつれて F の最大値はいくらか計算値より大きくなる。

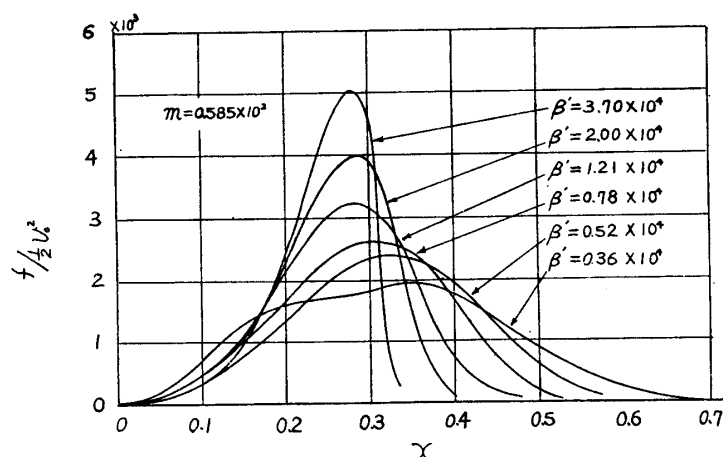
表 1 C_d の値

オリフィス形状	C_d
薄刃オリフィス	0.6 付近
長さが直径の 2.5~3.6 倍の丸穴	0.8 付近
流入側の縁に丸味をつけたオリフィス	0.9 以上

た $\beta' = 1.6 \times 10^5$ のときは $m \approx 1.2 \times 10^4$ となることが判る。

4.2 模形試験

地上にしっかりと固定した鉄筋コンクリート製の垂直の壁面に、図 12 の水圧緩衝器の $\frac{1}{2}$ 模型を先端に装着した重量 $W = 5t$ の重錘車を各種の速度で打当て、それぞれについて衝撃直前の重錘車の速度 (V_0) を測定し、また衝撃力 (F) - 圧縮行程 (X) 線図をブラウン管オシロにより求めた。試験は数種のオリフィス面積 (A_0) について行なつた。


図 16 $f/\frac{1}{2}v_0^2-x$ 線図 (実験結果)

れている。

試験船 (排水量 ≈ 3100 t を図 3 の②に示すような姿勢で試作防舷材あるいはこれに隣接する従来の木製防舷材 (図 6 に類似) に衝撃させ、そのときの船体衝撃点の岸壁に直角方向の速度 (衝撃速度 V_0) および加速度、船体および岸壁防舷材の衝撃位置、衝撃時の船体方位、試作防舷材の動き等を測定した。

船体の見掛けの質量 M および慣性モーメント I を仮定し、(2) 式により有効衝撃質量 (K) を算出し、次式により衝撃力 (F) を求めた。

$$F = K \frac{d^2 X}{dt^2} \quad (12)$$

ただし $d^2 X/dt^2$ は船体衝撃点の岸壁面に直角方向の加速度である。なお (2) 式における μ として試作防舷材の場合 0.2 を用い、木製防舷材の場合は 0.5 (木製防舷材に激しく衝撃した場合には船体防舷材が数十耗も喰いこむから、この程度の値になると考えた) を用いた。

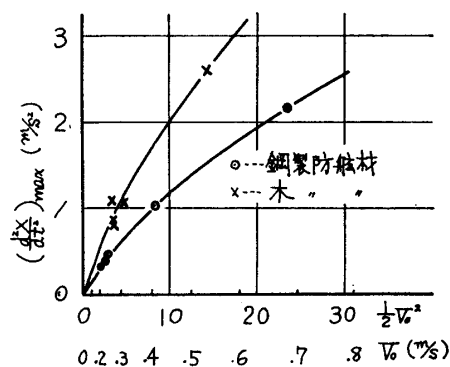


図 18 実船衝撃試験結果

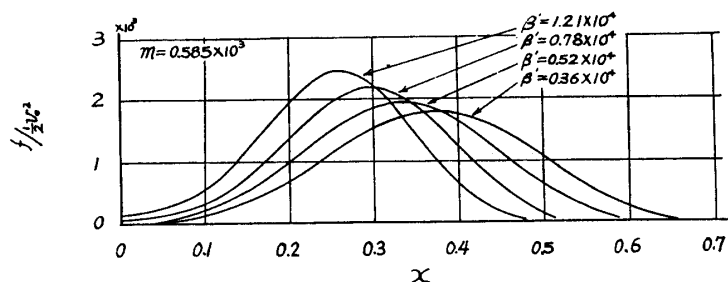
$$\left(\left(\frac{d^2 x}{dt^2} \right)_{\max} - \frac{1}{2} V_0^2 \right. \text{ 曲線} \left. \right)$$

等の事柄が判つた。

5 試作防舷材に対する実船衝撃試験

宇野港一岸 (主岸) の基部から 11 m $\sim$ 19 m の位置に取付けられた試作防舷材 (図 11) に対する実船衝撃試験を行なった。(昭和 42 年 9 月)

試験船は新造直後の宇高連絡船阿波丸 ($L \times B \times D \times d = 84 \text{ m} \times 15.8 \text{ m} \times 5.45 \text{ m} \times 3.7 \text{ m}$; $GT \approx 3100 \text{ t}$, $V_S \approx 15 \text{ K_n}$, 可変ピッチプロペラおよびバウスラスト装備) で、本船船首首部には図 5 に類似 (寸法は異なる) の鋼製防舷材が取付けら


図 17 $f/\frac{1}{2}v_0^2-x$ 線図 (計算値)

衝撃エネルギーに比例する $\frac{1}{2} V_0^2$ と衝撃力に比例する $d^2 X/dt^2$ の最大値との関係を図 18 に示す。有効衝撃質量 K は 120 $\sim$ 150 ts^2/m の範囲内にあつた。したがって、この試験で発生した最大衝撃力は約 300 t であつた。

図 18 により試作防舷材は木製防舷材に比べて同じ衝撃条件の場合、衝撃力が約 6 割に止まり、しかも $V_0 = 0.69 \text{ m/s}$ で衝撃し、最大衝撃力 $F_{\max} = 330 \text{ t}$ ($K = 151 \text{ ts}^2/\text{m}$) を発生した場合にも、船体、岸壁ともに僅かの永久変形も生じなかつたのに対し、木製防舷材の場合には $V_0 \approx 0.3 \text{ m/s}$, $F_{\max} \approx 150 \text{ t}$ 程度でも、衝撃点の木材はかなりの深さまで組織が破壊されていた。すなわち許容衝撃速度を 2 倍余りに取り得ることが示された。

試作防舷材の最大衝撃の作用点は、防舷材のほぼ中央であつたが、この場合の衝撃加速度 $d^2 X/dt^2$ (衝撃力に比例) と防舷材上縁両端の変位の平均値 (衝撃点の変位はこれにスラブの撓みを加

つたものである) との関係を図 19 に示す。同図によつてもこの形式の緩衝特性がすぐれていることがわかる。なお同図から四隅に配置した角ゴムの弾性により、船がいくらか反撥されることがわかつたのでく実用段階ではこの弾性をもつと低くなるようにした。

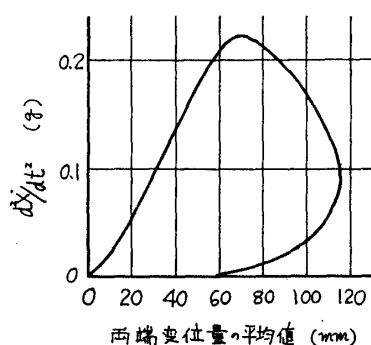


図 19 図試作防玄材の変位と船体加速度
($V_0 = 0.69 \text{ m/s}$ の場合)

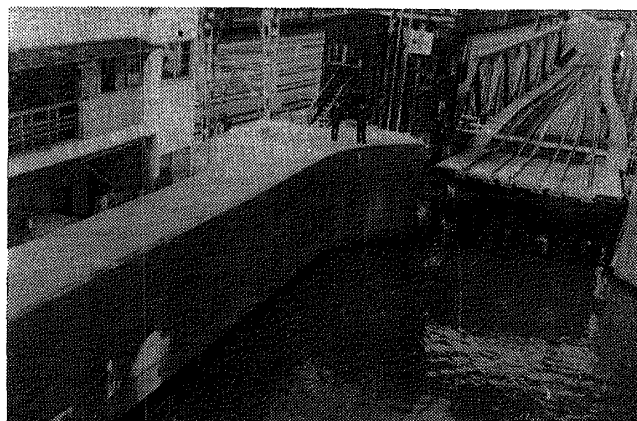


写真 3 宇野港二岸の現状

上記の試験により、水圧緩衝式鋼製防玄材のすぐれた性能が実証されたので、国鉄四国支社は宇野港における曳船廃止を目指して、同港岸壁(一岸および二岸)の主要部約 100 m にわたつて防玄材をこの形式のものに取替える工事を断行した。以後今日に至る 1 年間、これらの防玄材はトラブル皆無で高性能を発揮している。写真 3 は第三宇高丸が着船する同港二岸基部の工事後の状況を示す。

6 む す び

水圧緩衝式鋼製防玄材の構想は昭和 36 年頃にでき上つたものである¹⁾。国鉄連絡船の近代化がほぼ完成しようとする昭和 41 年度に、この構想を具体化することが国鉄の技術課題の一つとして採上げられ、空気バネを用いた予備試験により、成功の見透しを得た上で、上記の模形試験、試作防玄材の設計が平行して進められ、昭和 42 年 3 月に関西船舶 K K の手により試作ならびに取付が完了した。前述のごとく同年 9 月に実船衝撃試験が行なわれ、引続き実用化第 1 号である宇野港防玄材取替工事が進められた。現在函館における連絡船岸壁(4 岸壁)の改良工事が計画され一部着工されている。

おわりに臨み、この構想を技術課題に採上げて研究の急速な推進を可能にした国鉄本社、技師長室および船舶局の関係各位、ならびに純国産新技術の実用化第 1 号工事を断行した四国支社および宇高船舶管理部の関係各位に対し感謝と敬意を捧げる次第である。

さらに、この開発遂行に当り、水圧緩衝器用ゴム容器の設計、あるいはその性能の電算による近似計算に協力をお願いしたブリジストンタイヤ K K 工業用品製造部開発課の関係各位、試作防玄材の製作監督を担当された宇高船舶管理部船務課および宇野棧橋の関係各位、模形試験の主務をお願いした鉄道技術研究所連絡船研究室の中野職員あるいは本研究を通じて試験、解析あるいは設計に協力をお願いした同研究室吉田、玉真職員などの方々に厚くお礼申し上げます。

参 考 文 献

- 1) 白石隆義, 鉄道連絡船の接岸衝撃力, 鉄研報告, 第 241 号, 1961
- 2) 白石隆義他, 青函連絡船の接岸衝撃力, 鉄研速報 No. 68-137, 1968
- 3) 共立出版, 機械設計ハンドブック, 1657

[以 上]