

# 船首バルブ部に作用する波浪衝撃荷重について

正員 谷 澤 克 治\* 正員 南 真 紀 子\*  
正員 小 川 剛 孝\* 正員 山 田 安 平\*

Water surface impact loads acts on bulbous bow of ships

by Katsuji Tanizawa, *Member* Makiko Minami, *Member*  
Yoshitaka Ogawa, *Member* Yasuhira Yamada, *Member*

## Summary

As a part of the project study concerning on ship structural design for oil spill prevention by collision, optimal design of flexible bulbous bow structure is studied to absorb kinetic energy of the colliding ship. Such a flexible bulbous bow is named as buffer bow. To formulate design criteria of the buffer bow, the hydrodynamic impact forces acts on the bulbous bow was studied theoretically and experimentally. For theoretical study, shape of the bulbous bow was approximated by an ellipsoid and von Kármán's momentum theory was applied to estimate the slamming impact loads with given impact velocity of the emerged bow to free surface. Wagner's impact theory was also applied to study the effect of free surface swell up. Based on the momentum theory, an estimation method of the impact loads was proposed. To validate the estimation method, a experiment was conducted at the 80m square tank of NMRI. A self-propelling container ship model was used for the experiment. The vertical and lateral shearing forces and bending moments at the root of the bulbous bow were measured. In this paper, the results of the study are presented.

## 1. 緒 言

オイルタンカーやケミカルタンカーの海難事故による大量の重油や化学物資の流出は、海洋環境破壊を引き起すため、重大な社会問題となっている。重油等の流出事故による環境破壊を防止するためには、船舶の座礁や衝突事故を未然に防ぐことが大事である。しかし、海難事故を完全に無くすことは困難であり、たとえ事故が発生しても載貨物を流出させないための対策が現実的な環境破壊防止策として求められている。これまでに、タンカーでは座礁時の油流出を防止するため二重船底が義務づけ

られて来た。しかし、二重船底だけでは衝突事故により船側に破口が生じた場合には油流出の可能性が残り、対策として十分ではない。そこで、現在では船殻全体の二重化(ダブルハル)が進められている。ダブルハルは被衝突船側の対策として高い油流出防止効果が期待できるが、衝突速度が速い場合には、衝突船の船首バルブ部(以下、バルブ)が被衝突船の内殻をも突き破ってしまう可能性がある。そこで衝突船側にも対策が必要とされている。海上技術安全研究所では、衝突船側にも衝突時のエネルギーを吸収させるため、バルブの構造を柔構造にした緩衝型船首構造の研究を実施している。

緩衝型船首構造ではバルブの板圧がこれまでより薄くなるため、その設計基準の策定にあたってはスラミング衝撃荷重等の環境荷重に対する強度を担保する必要がある。バルブはShell構造であり、緩衝型にするとフレーム間長が短くなることから、局所的な凹損等を心配する

\* 独立行政法人海上技術安全研究所

原稿受理 平成14年7月10日  
秋季講演会において講演 平成14年11月14, 15日

必要はあまりないが、バルブ全体がリングフレーム構造となるため、環境荷重による破損モードとして全体的な座屈が心配される。特にコンテナ船等に見られる幅の狭いバルブでは、水平方向の環境荷重も正確に見積る必要がある。

本研究の目的は、種々のバルブ形状に一般的に適用可能な衝撃荷重推定法を開発し、これとストリップ法等の船体運動計算法を組み合わせることで種々の船種について極限波浪荷重を合理的に求め、緩衝型船首構造の設計基準の策定に資する技術データを提供することにある。そこで、バルブ形状を楕円体で近似して長さ、幅、高さの簡単なパラメータで表現し、衝撃荷重を簡便な数式で与えることができる von Kármán<sup>1)</sup> 流の運動量理論を適用した推定法を構築した。また、当所の 80 m 角水槽においてコンテナ船の自航式模型を用いた水槽実験を実施し、バルブに作用する波浪荷重を計測した。本報ではこれらの研究成果について報告する。

## 2. 船首バルブに作用する波浪衝撃荷重推定法

バルブの形状・寸法は船種により様々である。そこで衝撃圧力のピーク値や分布を正確に求めるには、バルブの3次元形状を正確に考慮した数値計算等<sup>4)</sup>を実施する必要がある。しかし、緒言で述べたように、緩衝型船首構造では局所的な圧力はあまり問題ではなく、種々のバルブに対し包括的に適用可能な衝撃荷重の推定法が求められている。このような推定法を構築するため、本報ではバルブの寸法を長さ、幅、高さの3つのパラメータで表現し、その形状を理想化して楕円体で近似した。楕円体近似により、遠山<sup>6)</sup>の水面衝撃計算法が利用できることや、衝撃荷重に対するバルブ長さ等のパラメータ影響の評価が容易にできることなど、多くの利点がある。非常に特殊な形状のバルブを除き、この近似により大きな誤りが生じることはないとする。

### 2.1 楕円体の水面衝撃

バルブの寸法を長さ  $a$ 、半幅  $b$ 、半高さ  $c$  の3つのパラメータで表し、バルブの形状を

$$\left(\frac{x}{a}\right)^2 + \left(\frac{y}{b}\right)^2 + \left(\frac{z}{c}\right)^2 = 1 \quad (1)$$

で表される楕円体の前半分、 $a > 0$ 、で近似する。Fig.1に座標系とパラメータを示す。この形状を持った剛体が  $z$  軸負の方向に一定速度  $V$  で落下し、静止水面に突入する問題を考える。

最初に、水面の盛り上がりを見捨て付加質量の運動量時間変化で衝撃荷重を求める。これは von Kármán<sup>1)</sup> が水上飛行機のプロートに作用する着水衝撃荷重の計算

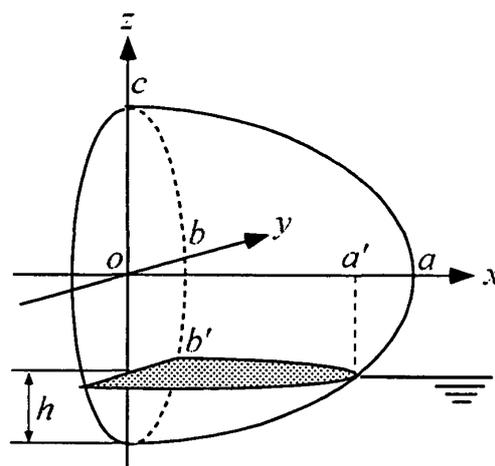


Fig. 1 Idealized Bulb Shape

に用いた方法で von Kármán の運動量理論として知られている手法である。Fig.1には楕円体が時刻  $t = 0$  に着水し、時刻  $t$  に静止水面下への没水深さが  $h = Vt$  になった瞬間が示されている。水面の盛り上がりを見捨てているので、水線は静止水面によって切られた楕円で、その長径  $\acute{a}$  と短径  $\acute{b}$  は

$$\acute{a} = a\sqrt{\zeta(t)}, \quad \acute{b} = b\sqrt{\zeta(t)} \quad (2)$$

$$\zeta(t) = \frac{2V}{c}t - \left(\frac{V}{c}\right)^2 t^2 \quad (3)$$

で与えられる。また、接水面の付加質量は無限流体中の楕円平板の付加質量の  $1/4$  (片面だけ流体に接し、楕円体の前半分だけ考えているため) であり、

$$m_a = \frac{1}{3}\rho\pi\acute{a}\acute{b}^2 f_0(s) = \frac{1}{3}\rho\pi ab^2 \zeta(t)^{\frac{3}{2}} f_0(s), \quad (\acute{a} > \acute{b}) \quad (4)$$

で与えられる。ここで  $s = \acute{b}/\acute{a} \leq 1$  であり、 $f_0(s)$  は楕円平板の付加質量係数である。(4)式は  $s = 0$  の細長体では横断面に対する付加質量を長さ方向に積分して求めた付加質量と一致して  $f_0(0) = 1$  となり、 $s = 1$  の円断面では円板の付加質量と一致して  $f_0(1) = 2/\pi$  となる。中間の値については、遠山<sup>6)</sup>により近似多項式

$$f_0(s) = 1 - 0.0941s - 0.9140s^2 + 0.9749s^3 - 0.3302s^4 \quad (5)$$

が示されている。衝撃荷重は付加質量の運動量時間変化であり、突入速度  $V$  を一定として (4) 式の時間微分から求められる。その値と最大値は、

$$F = \frac{1}{2}\rho\pi ab^2 V f_0(s) \sqrt{\zeta(t)} \zeta'(t) \quad (6)$$

$$F_{max} = \frac{1}{2}\rho V^2 \frac{\pi ab^2 f_0(s)}{c} \quad (7)$$

となる。また、バルブの付け根である  $x = 0$  断面に働く曲げモーメントとその最大値は、荷重中心が  $x = la$  にあるとすると、

$$M = \frac{1}{2} \rho \pi l a^2 b^2 V f_0(s) \zeta(t) \zeta'(t) \quad (8)$$

$$M_{max} = \frac{1}{2} \rho V^2 \frac{4\sqrt{3} \pi l a^2 b^2 f_0(s)}{9c} \quad (9)$$

となる。ここで  $l$  を求めるためには圧力分布を知る必要がある。圧力分布については、無限流体中を面と垂直な方向に速度  $V$  で運動する楕円平板上の速度ポテンシャルが

$$\phi(\xi, \eta) = -V b f_0(s) (1 - \xi^2 - \eta^2) \quad (10)$$

$$\xi = x/a, \quad \eta = y/b$$

で与えられており、Bernoulli の式から楕円平板上の衝撃圧力の分布が

$$p = \frac{1}{2} \rho V^2 \{ 2[\alpha_b f_0 + s(\alpha_b - s\alpha_a) f_0'] \sqrt{g} + 2f_0(\alpha_b \eta^2 + s\alpha_a \xi^2) / \sqrt{g} - f_0'(\eta^2 + s^2 \xi^2) / g \} + \rho b \dot{V} f_0 \sqrt{g} \quad (11)$$

ここで、

$$g = \sqrt{1 - \xi^2 - \eta^2}, \quad f_0' = df_0/ds$$

$$\alpha_a = \dot{a}/V, \quad \alpha_b = \dot{b}/V$$

で求められることを遠山<sup>6)</sup>が示している。 $\alpha_a, \alpha_b$  は接水面の  $x, y$  方向への拡大速度と落下速度との比で、水面の盛り上がりを見捨ると、

$$\alpha_a = \frac{a}{2V} \frac{\zeta'(t)}{\sqrt{\zeta(t)}} \quad (12)$$

$$\alpha_b = s\alpha_a \quad (13)$$

$$s = b/a = const. \quad (14)$$

で与えられる。von Kármán の方法では、動圧  $\frac{1}{2} \rho (\nabla \phi)^2$  に起因する圧力は考えないので、(11) 式から動圧に起因する3行目第1項を省略し、速度  $V$  を一定として簡略化すると

$$p = \frac{1}{2} \rho V^2 \{ 2\alpha_b f_0 / \sqrt{g} \} \quad (15)$$

となる。この圧力分布を楕円板上で積分すると(6)(8)式と一致し、 $l = 1/2$  であることが分かる。

次に、(6)(8) 式の妥当性を検討するため、水面の盛り上がりと動圧成分を考慮したより精密な計算法との比較を示す。水面の盛り上りを考慮すると、 $\alpha_a, \alpha_b$  はもはや時

間の関数として陽に式では与えない。そこで、遠山<sup>6)</sup>は区分的積分法による数値積分と繰り返し計算で  $\alpha_a, \alpha_b$  を求める方法を示した。遠山の方法により計算した衝撃荷重ならびにモーメントの最大値を(7)(9)式による推定値と比較して Fig.2に示す。図の横軸は  $a/c$ 、縦軸は無次元化した衝撃荷重とバルブ付け根の曲げモーメントで、図中に  $b/c$  をパラメータに衝撃荷重ならびにモーメントの最大値をプロットした。これらの比較から、(7)(9)式は全体的に遠山の方法による計算値よりも大きな値を与えることが分かる。これは遠山の方法では自由表面の盛り上がりを考慮しているため、接水面積が拡大して衝撃荷重が増大すると予想されるが、負圧である動圧も考慮しているため差し引き負となるからである。比較している  $a/c, b/c$  の範囲内では、概ね(7)(9)式の方が大きな荷重とモーメントを与えるが、バルブ幅の広い  $b/c > 0.8$  の領域では、バルブ長が長くなるとこの関係が逆転しており、長大なバルブでは注意が必要である。そこで、最近の船舶のバルブ寸法について補足する。Fig.3に最近のコンテナ船、バラ積船、タンカーについてバルブ長とバルブ高さを調べた結果を示す<sup>7)</sup>。図から  $a/c = 1$  周りに  $(a, c)$  が分布していることが読みとれる。また  $a/c$  が2を越えるものは見当たらない。バルブの幅については情報が乏しいため、 $b/c$  の分布はよく分からないが、高さより幅の広いバルブは無いと想定しても、差し支えないと考えられる。よって長大な特殊なバルブを除いて、(7)(9)式は安全側の推定値を与えると考えられる。

## 2.2 楕円体の水面傾斜衝撃

バルブに作用する衝撃荷重は船体上下方向が最も厳しいが、幅の狭いバルブでは船体横方向の強度が小さいため、横方向の荷重を見積もることも重要である。波高  $H_w$ 、波数  $k$  の斜波中を出会角  $\chi$  で航走すると、バルブに対する水面の最大波傾斜角は  $kH_w \sin \chi / 2$  であり、これに船体のロール角を考慮して衝撃角が決まる。この衝撃角を  $\theta$  として Fig.4に傾斜衝撃の状態を理想化して示す。船体横方向の荷重を求めるため、バルブが  $x$  軸回りに  $\theta$  傾いて水面に衝突する場合の、衝撃荷重の推定法を求める。(1) 式で与えられる楕円体が  $x$  軸回りに  $\theta$  傾くと、その形状は

$$\left(\frac{x}{a}\right)^2 + \frac{1}{b^2} \left(y - \frac{y_0}{z_0} z\right)^2 + \left(\frac{z}{z_0}\right)^2 = 1 \quad (16)$$

で表現できる。ここで、 $(y_0, z_0)$  は接水点である。また  $\bar{b}$  は  $x$  軸により切られる傾斜楕円の半幅で、

$$y_0 = \frac{(c^2 - b^2) \sin \theta \cos \theta}{\sqrt{c^2 \cos^2 \theta + b^2 \sin^2 \theta}} \quad (17)$$

$$z_0 = -\sqrt{c^2 \cos^2 \theta + b^2 \sin^2 \theta} \quad (18)$$

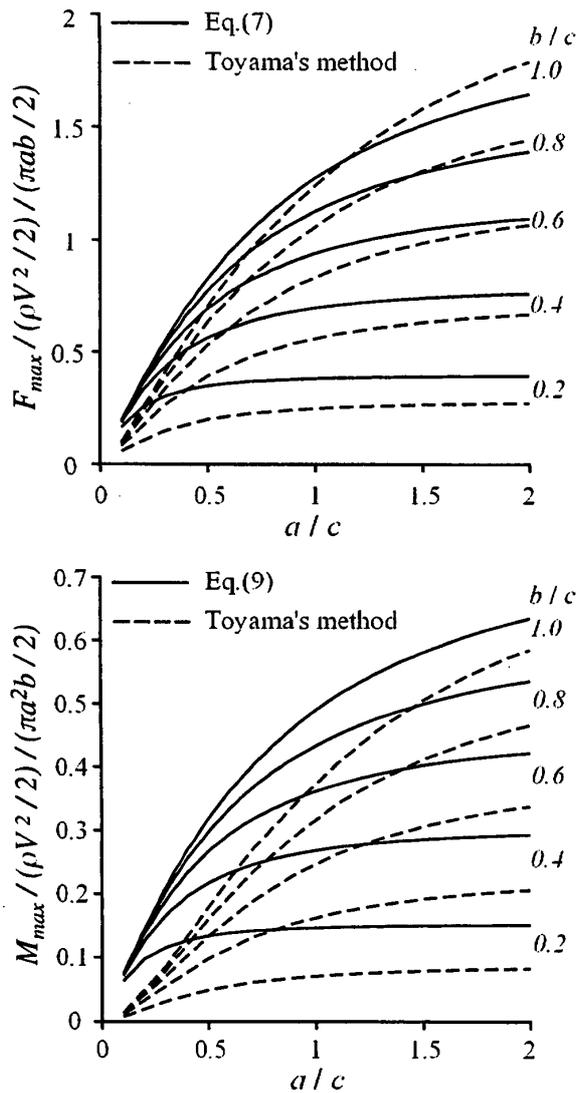


Fig. 2 Maximum impact force and moment act on the root of the bulb

$$\frac{1}{\bar{b}^2} = \frac{\cos^2 \theta}{b^2} + \frac{\sin^2 \theta}{c^2} \quad (19)$$

で与えられる。ここで、

$$\bar{y} = y - \frac{y_0}{z_0} z \quad (20)$$

と置くと、(16) 式は半幅  $\bar{b}$ 、半高さ  $z_0$  の等価な楕円体と見なすことができる。楕円体はどこで切っても断面は楕円であるので、(7)、(9) 式の  $b, c$  に  $\bar{b}, z_0$  を代入することで鉛直方向の衝撃荷重ならびにモーメントを計算することができる。船体に沿った上下方向 ( $z'$  方向)、ならび横方向 ( $y'$  方向) の荷重はこの余弦、正弦成分として

$$(F_{z'max}, M_{y'max}) = (F_{max}, M_{max}) \cos \theta \quad (21)$$

$$(F_{y'max}, M_{z'max}) = (F_{max}, M_{max}) \sin \theta \quad (22)$$

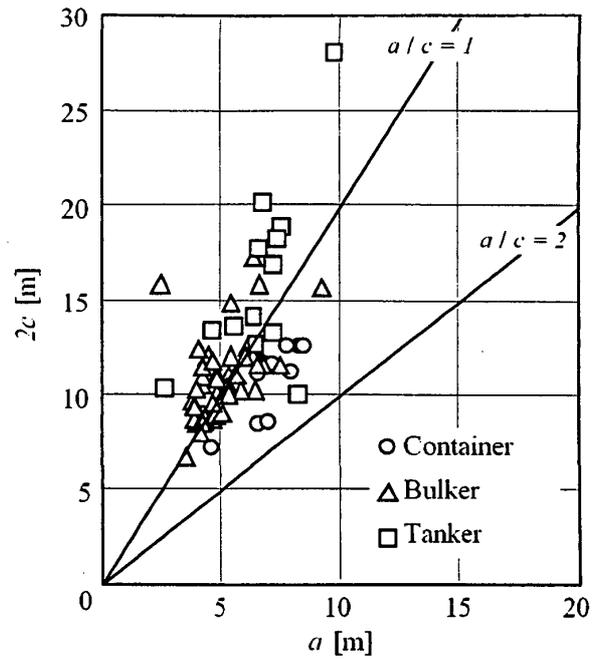


Fig. 3 Bulb height and length of ships

Table 1 Principal dimensions of the ship

	Ship	Model
$L_{pp}(m)$	283.8	5
$B(m)$	42.8	0.754
$D(m)$	24.0	0.423
$d(m)$	14.0	0.247
$\Delta(m^3)$	107072.2	0.586
$C_b$	0.629	0.629
$GM(m)$	1.084	0.019
$k_{xx}/B$	0.344	0.344
$k_{yy}/L_{pp}$	0.244	0.244

で与えられる。

### 3. 水槽実験の概要

バルブに作用する波浪衝撃荷重は、これまでにあまり問題にされたことがなく、これに関する水槽実験結果は見当たらない。そこで、海上技術安全研究所 80m 角水槽において、大型コンテナ船の模型を用いた自由航走実験を実施し、バルブに作用する波浪荷重を計測した。

#### 3.1 供試模型ならびに計測項目

模型船の主要目と Bodyplan をそれぞれ Table 1 と Fig.6に示す。バルブにはたらく波浪荷重は、バルブと主船体間に検力計を取り付け、上下及び水平方向の剪断力と曲げモーメントとして計測した。検力計で計測された

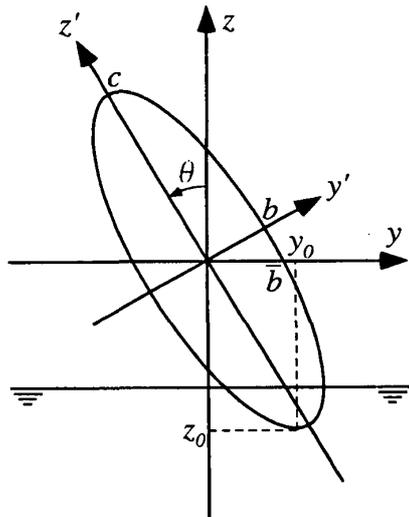


Fig. 4 Oblique impact of ellipsoid

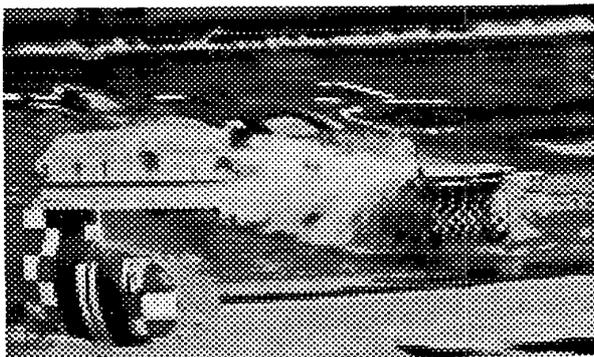


Fig. 5 Pictures of tank experiment

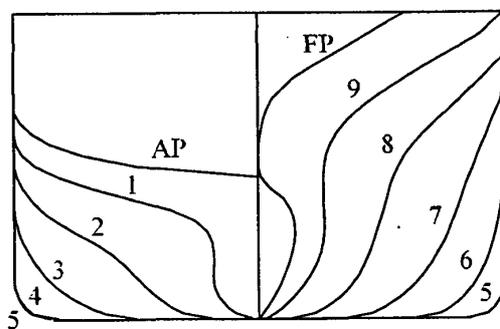
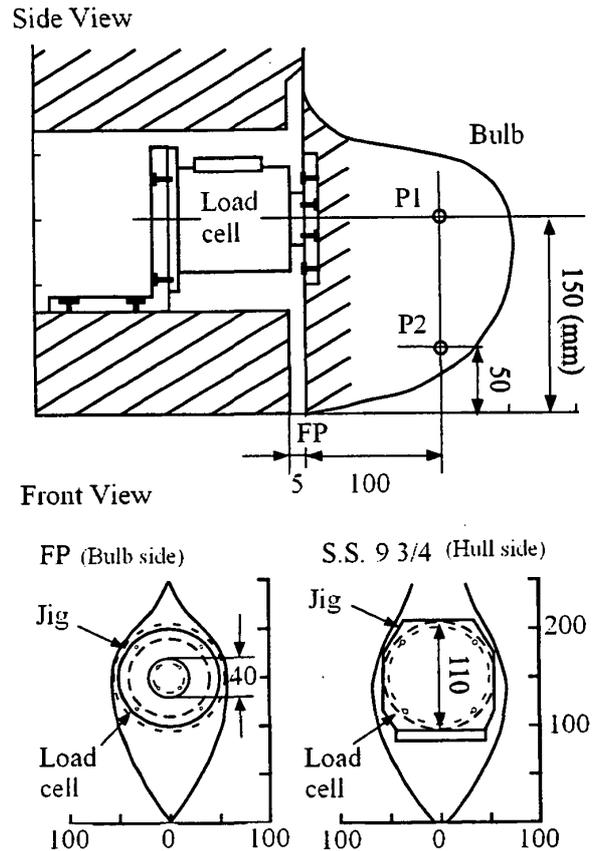


Fig. 6 Bodyplan



( $a = 0.155m, b = 0.0575m, c = 0.115m$ )

Fig. 7 Measuring equipment of impact loads

荷重には、バルブに作用する流体力の他に、バルブの慣性力が含まれる。そこで、FPの上甲板下部に加速度計を取り付けて上下・水平方向の加速度を計測し、慣性力成分を除去した。これらのセンサーの配置図を Fig.7に示す。図中の P1 及び P2 は半導体式水圧計で、局所的な水圧を計測するために取り付けた。

本実験では船体運動及び船首相対水位の計測も行った。船体運動は光ファイバージャイロならびにジャイロアクセロメーターにより6自由度の計測を行った。相対水位の計測には容量式波高計を用いた。

### 3.2 実験条件

船首船底スラミングが発生しやすいと予想される縦運動の同調点付近を中心に計測を行った。規則波中で船首部露出が発生した実験条件を Table 2 にまとめて示す。表中の波高は実船換算した値で、フルード数 0.239 は実船の航海速度 24.5kt に、フルード数 0.195 は波浪中で少し減速した速度 20kt に相当する。本水槽実験では、表中に示した範囲以外に、波長では  $\lambda/L = 0.6, 0.8, 1.5$ 、波高では  $H_w = 5m, 9m$  についても実験を行ったが、船

Table 2 Experimental conditions

		0.239		0.195	
$\lambda/L$	$H_w(m)$	12	14	12	14
	$\chi$				
1.0	180	○	○	○	○
	135	○	○	○	○
1.2	180	○	○	△	○
	135	○	○	△	○

底露出は発生しなかった。

#### 4. 実験結果と推定結果との比較

##### 4.1 船首相対水位

まず、バルブに作用する衝撃荷重推定法にとって入力となる船首相対水位の計測結果を NSM による計算結果と比較して Fig.8 に示す。計測結果には波高による非線形影響が現れており、特に向波の同調点付近では顕著である。向波の同調点付近で微小波高時の相対水位計測値が NSM による計算値よりかなり大きな値になっているのは、船首部における前後方向の波の攪乱と放射の影響があるためである。しかし、波が高くなるにつれて非線形影響により相対水位の応答は小さくなるため、船底露出が発生する波高 12 m ならびに 14 m 相当になると、実験値は NSM の計算値より逆に小さくなっている。出会角 135° の場合は向波中と比べて波高による非線形影響は小さいが、同調点付近では非線形影響がやはり顕著であり、大波高の場合は NSM の計算値は過大な値になっている。このように、船首相対水位には非線形影響が強く現れており、NSM の計算値を用いて衝撃速度  $V$  を求めるのは難があるように思われる。そこで、本報では船首相対水位の計測値から衝撃速度  $V$  を求め、これを用いてバルブの衝撃荷重を推定した。バルブに作用する衝撃荷重を全て計算で推定するためには、推定法の入力となる船首相対水位の計算精度を上げる必要があるため、船首における前後方向の反射波の影響と波高影響を取り入れた船体応答の非線形計算法を開発中である。この非線形計算法については別の機会に報告する。

##### 4.2 バルブに働く波浪衝撃荷重

次に、バルブに作用する上下及び水平方向の剪断力と曲げモーメントの計測結果を推定結果と比較して示す。まず、時系列の一例を水圧及び船首相対水位の時系列と共に Fig.9 に示す。実験条件は  $\lambda/L = 1.0, H_w = 12m$  相当,  $\chi = 135^\circ, F_n = 0.239$  である。水圧波形からバル

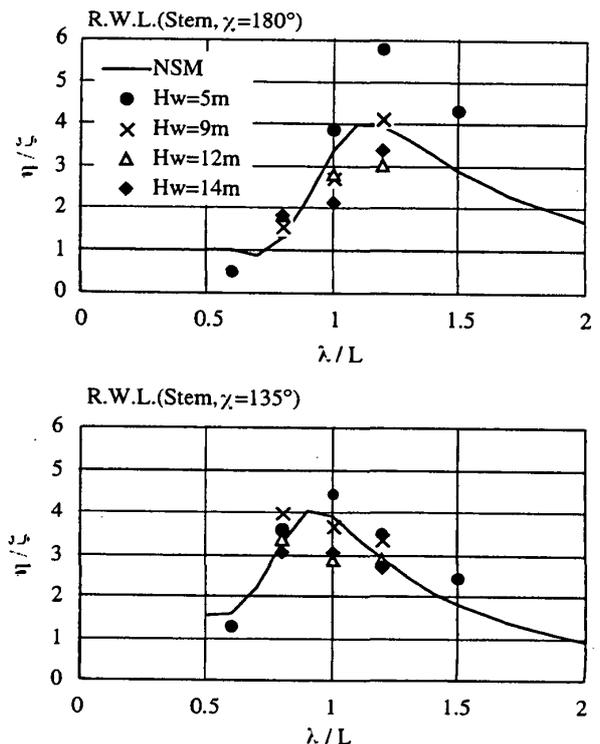
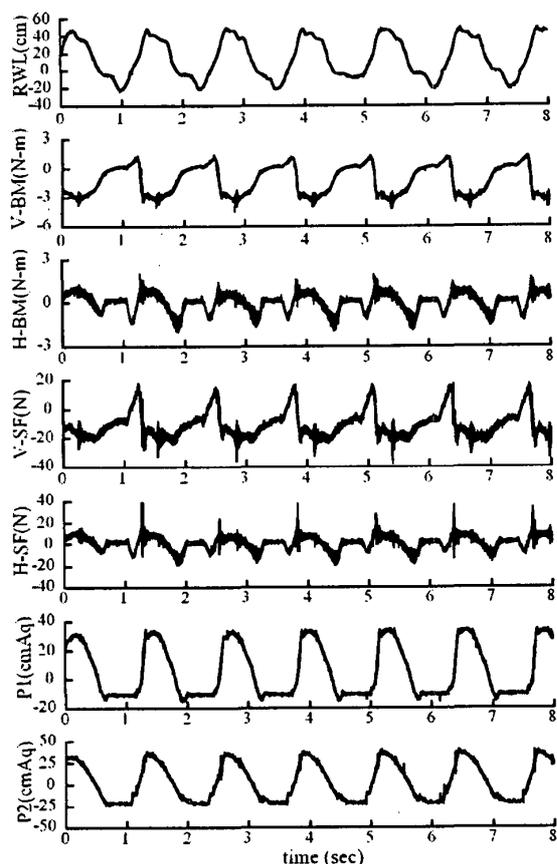


Fig. 8 Relative water level at the stem

ブが露出している時間と水面への突入のタイミングが分かる。剪断力に比べて曲げモーメントの計測波形の衝撃成分が小さいのは、剪断力が衝撃荷重の波形を直接反映しているのに対し、曲げモーメントではバルブ根本から荷重中心までの距離が乗じられているためである。荷重中心までの距離は、先に (8) 式で  $l = 1/2$  であることを示したように接水端までの距離の  $1/2$  である。水面衝撃がバルブ付け根から始まり、衝撃荷重が最大になった瞬間では荷重中心までの距離はまだ短く、従って曲げモーメントの計測値に表れる衝撃荷重の成分は、剪断力ほど大きくはならない。

剪断力と曲げモーメントの計測波形から読みとった水面衝撃による荷重ならびにモーメントの最大値を、Fig.10 から Fig.12 に推定値と比較して示す。本報ではバルブが水面露出している時の値からピーク値までの差を読み取って、これを最大値としている。図の横軸は波高と喫水との比、縦軸はバルブに働く浮力  $F_B$  と浮力による  $y$  軸回りの曲げモーメント  $M_B$  で無次元化した値である。Fig.10 は正面向波中での実験結果で、計測値には波高および船速が大きくなるにつれて荷重が大きくなる傾向が表れている。最大衝撃荷重の推定値は計測値より小さな値となっているが、定性的な傾向は良い。一方、最大曲げモーメントの推定値は計測値と比較的よく一致している。最大衝撃荷重の計測値が推定値をかなり上回った理由と



$(\lambda/L = 1.0, H_w = 12m, \chi = 135^\circ, F_n = 0.239)$

Fig. 9 An example of measured data

して、浮力の影響が考えられる。通常の衝撃現象では浮力は衝撃力と比べてずっと小さいため無視できるが、バルブの水面衝撃では図から読みとれるように衝撃力は浮力のオーダーである。推定式では浮力の影響を無視しているが、計測波形には浮力成分が含まれている。浮力成分を考慮すれば推定式の値はより計測値に近づくと考える。何れにしても、バルブに働く衝撃荷重は静的浮力の高々2倍程度の大きさであり、緩衝型船首の強度設計上あまり問題にならない量である。Fig.11, Fig.12 は斜向波  $\chi = 135^\circ$  の場合の比較で、それぞれ上下方向ならびに水平方向の荷重を示している。斜向波状態では上下方向の衝撃荷重は向波状態より若干緩和されていることが分かる。水平方向の衝撃荷重ならびにモーメントの推定値は、計測値よりずっと小さな値になった。横荷重については、推定法に Sway, Yaw 等の水平運動による速度成分も考慮する必要があるだろう。しかし、水平方向の荷重も、高々浮力程度の小さな値であり、緩衝型船首の強度設計上あまり問題にならないと考える。

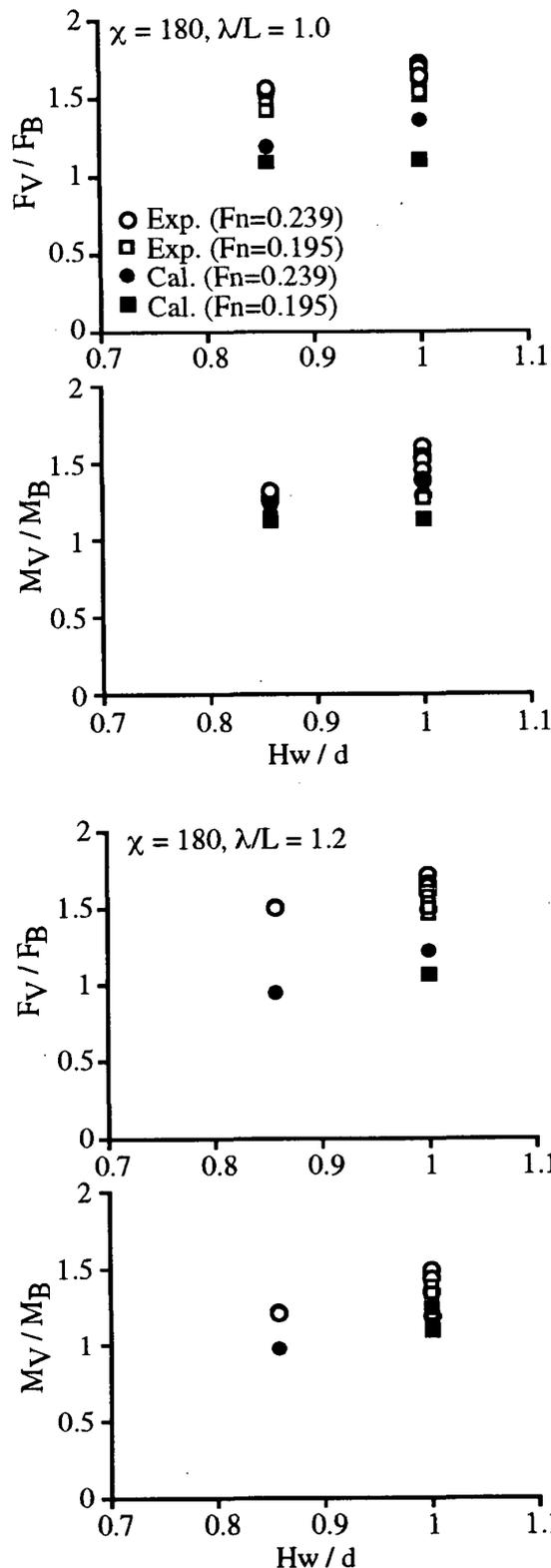


Fig. 10 Vertical shearing force and bending moment act on the root of the bulb ( $\chi = 180^\circ$ )

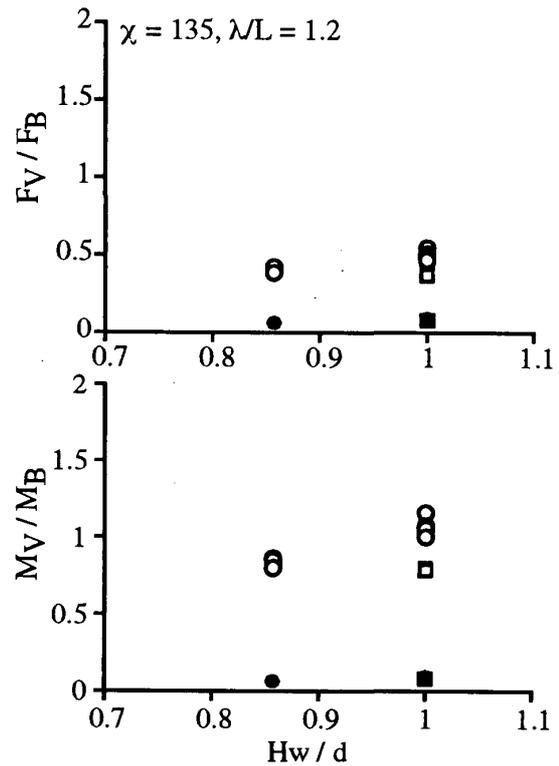
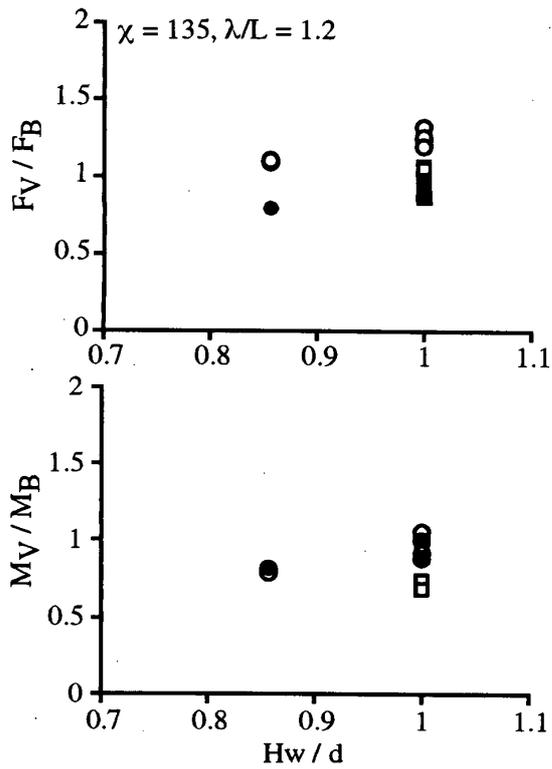
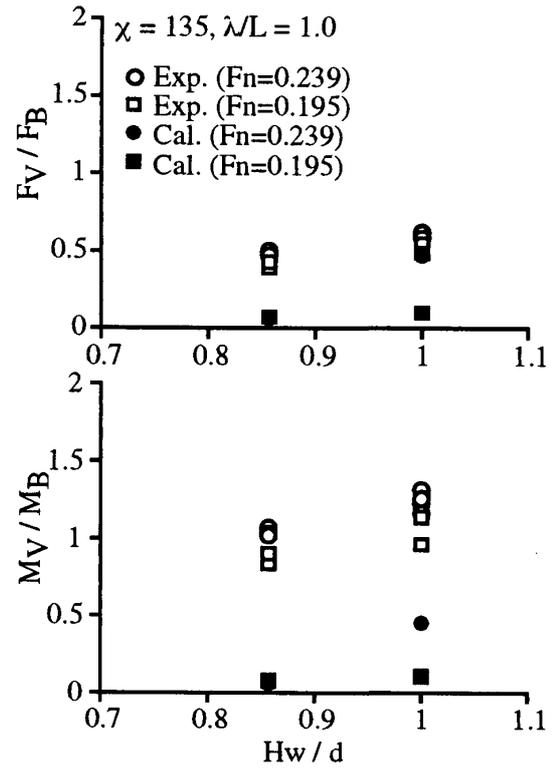
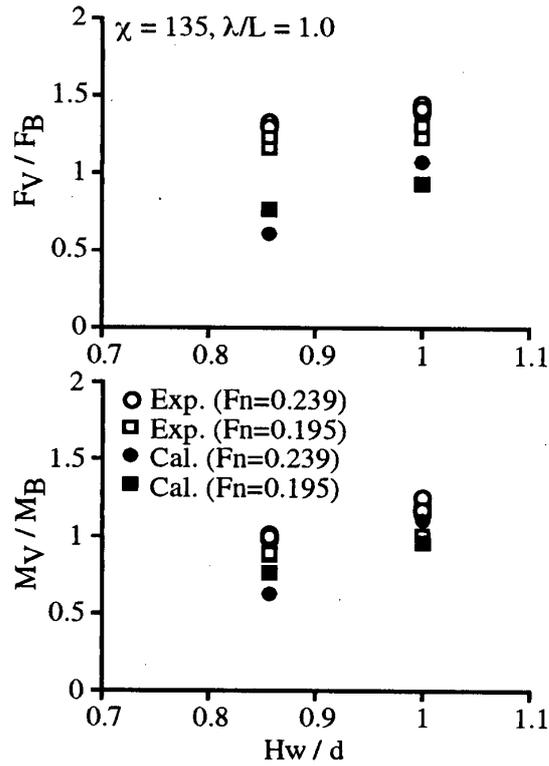


Fig. 11 Vertical shearing force and bending moment act on the root of the bulb ( $\chi = 135^\circ$ )

Fig. 12 Lateral shearing force and bending moment act on the root of the bulb ( $\chi = 135^\circ$ )

## 5. 結 言

本研究では種々のバルブ形状に一般的に適用可能な衝撃荷重推定法として、バルブ形状を楕円体で近似して長さ、幅、高さの簡単なパラメータで表現し、衝撃荷重を簡便な数式で与えることができる von Kármán の運動量理論を適用した推定法を構築した。また、推定法の妥当性を検討するため、水面の盛り上がりと動圧を考慮したより厳密な遠山の方法による衝撃荷重の計算値との比較を行い、本推定式が通常バルブ寸法の範囲内で一般的に高めの推定値を与えることを確認した。続いて 80 m 角水槽においてコンテナ船の自航式模型を用いた水槽実験を実施し、バルブに作用する波浪荷重を計測した。計測値と推定値を比較したところ、上下方向の荷重では推定値は計測値よりも少し低めの値を与えるが、計測値に含まれている浮力成分を考慮すれば推定精度は改善されると考えられる。一方、横荷重については、推定値は計測値よりもかなり小さな値となった。その原因として Sway, Yaw 等の水平運動による速度の影響が考えられるが、現在検討中である。バルブに作用する極限荷重を求めるには、本計算法の入力となる船首相対水位の長期予測を行う必要があるが、この推定はストリップ法 (NSM) では不十分と考えられる。これには現在開発中の船体応答の非線形計算法の完成を急ぐ必要があろう。

以上の技術課題はさておき、水槽実験の結果では上下方向の荷重の大きさは、向波状態の最も厳しい場合でも、バルブに働く浮力の 2 倍程度であり、また斜め向波中で計測した水平方向の荷重の大きさも、最も大きな値でも上下方向の荷重より小さく、浮力の半分程度であった。これらの実験結果より、バルブに作用する波浪衝撃荷重は浮力のオーダーであり、緩衝型船首構造の設計上の深刻な制約要因にはならないと考えられる。本報では規則波中での実験結果をだけを報告したが、不規則波中での実験も実施しており、500 波の出会い波で計測された上下方向ならびに水平方向の剪断力の最大値は、それぞれ高々 50 N ならびに 20 N 程度であり、規則波中での値を大幅に上回ることはなかった。不規則波中での実験結果については、次の機会に報告したい。

## 謝 辞

本研究は国土交通省海事局安全基準課からの委託研究「油汚染防止のための緩衝型船首構造の研究」の一部として実施しているものである。本研究の実施に当たっては緩衝型船首構造検討委員会の委員長、東京大学鈴木克幸助教授をはじめとする委員の方々に、大変貴重なご助言を多く賜った。また、水槽実験は、横浜国立大学、(財)日本海事協会研究所、(独)海上技術安全研究所との共同

研究「コンテナ船に働く船首部波浪衝撃荷重の研究」と合同で実施したもので、荒井誠横浜国立大学教授、熊野厚日本海事協会研究所次長をはじめとする共同研究実施担当者の方々に便宜を図って頂いた。本研究の遂行にご協力頂いたこれらの方々に、紙面をお借りして謝意を表します。

## 参 考 文 献

- 1) von Kármán, T. : The impact on sea plane floats during landing, NACA, TN321, (1929)
- 2) Wagner, H. : Über Stöße und Gleitvorgänge an der Oberfläche von Flüssigkeiten, *Zeitschrift für Angewandte Mathematik und Mechanik*, Vol.12, No.4, (1967)
- 3) Chuang, S.L. : Theoretical investigation on slamming of cone-shaped bodies, *J.S.R.*, Vol.13, (1969)
- 4) Arai, M., Cheng, L. Y., Inoue, Y. : A computing method for the analysis of water impact fo arbitrary shaped bodies, 船論, 第 176 号, (1994)
- 5) 遠山泰美 : 任意形状物体の 2 次元水面衝撃計算法について, 船論, 第 173 号, (1993)
- 6) 遠山泰美 : 平板近似による 3 次元水面衝撃計算法について, 船論, 第 179 号, (1996)
- 7) Japan Ship Exporter's Association : Ship building and marine engineering in Japan, (1999)