

(昭和61年11月 日本造船学会秋季講演会において講演)

船尾部波浪衝撃による船体構造応答

正員 大坪 英 臣* 正員 黒 岩 隆 夫**

Structural Response of Ships due to Stern Flare Slamming

Hideomi Ohtsubo, *Member* Takao Kuroiwa, *Member*

Summary

Car ferries, pure car carriers and container ships may suffer from slamming on the stern flare because those ships require broad deck plane and the bottom of near the aft part becomes flat. In the present paper, a response of a container ship to stern flare slamming is studied using the numerical method which authors developed to analyze the dynamic response of ship hulls to the impulsive hydrodynamic force.

The calculations are performed for the ship in following seas because an environment condition data suggests that a ship is operated in following seas as frequently as in head seas. Results obtained are as follows:

- 1) When the wave length is equal to the ship length or shorter, there is a possibility of occurrence of severe stern flare slamming.
- 2) It is recommended from a viewpoint of the strength that stern bottoms should have some degree of dead rise angle. Hydrodynamic impact force is not observed in the calculated result for the ship the stern bottom of which has 10° of dead rise angle.
- 3) 4- and 5-node vibration have significant influence to the structural response of an aft part of ship as well as 2- and 3-node modes.

1 緒 言

船舶が荒れた海域を航行する際にしばしば船底が波面から空中に露出し、それが水中へ再び突入する際に流体から衝撃力を受けるいわゆるスラミングが発生する。このスラミングによる船体の切損あるいは損傷事故もいくつか報告されており¹⁾、流体衝撃力に対する船体の動的な応答を解析することが必要となる。筆者らは、大波高波浪中における流体衝撃力に対する船体の動的応答を、波浪中での喫水変化などの非線形性を考慮して、有限要素法を用いて解析する手法を開発し、前報²⁾でこの方法による計算結果が正面規則波中の船首におけるスラミングおよびスラミングによる船体の振動(ホイッピング)という現象をよくシミュレートすることを示した。

ところで、道本ら³⁾や川上ら¹²⁾が指摘したように、コンテナ船、自動車専用運搬船あるいは Car Ferry は載貨量を増すために甲板面積を広く取り、その結果船尾部で特に平坦なフレアを持つ形状となる。例としていくつかのコンテナ船の A. P. での船体の横断面図を Fig. 1 に

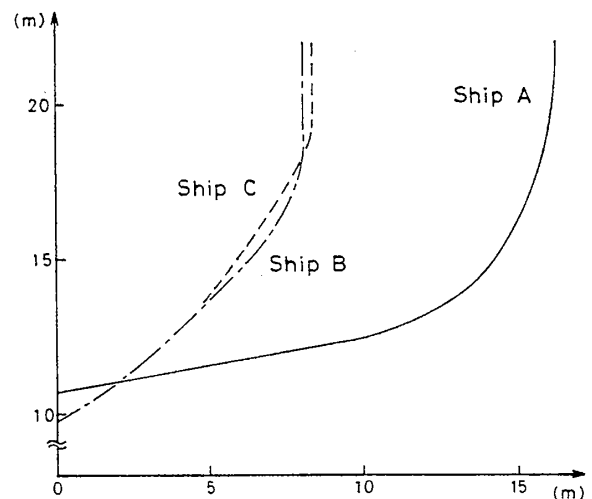


Fig. 1 Ship section at A. P.

示す。Ship A は通常のコンテナ船 (LOLO 船) であるが、船尾部の幅が広く船底が水平線に対して 10° 程度である。さらに最近の傾向としては船尾部の船底がより平らになり、後掲の Fig. 2 に示すようにほぼ水平に近い場合もある。このような平坦な船尾部形状を持つ船舶では、船首部のみならず船尾部においてもスラミングが発生し、

* 東京大学工学部

** 東京大学大学院工学系研究科

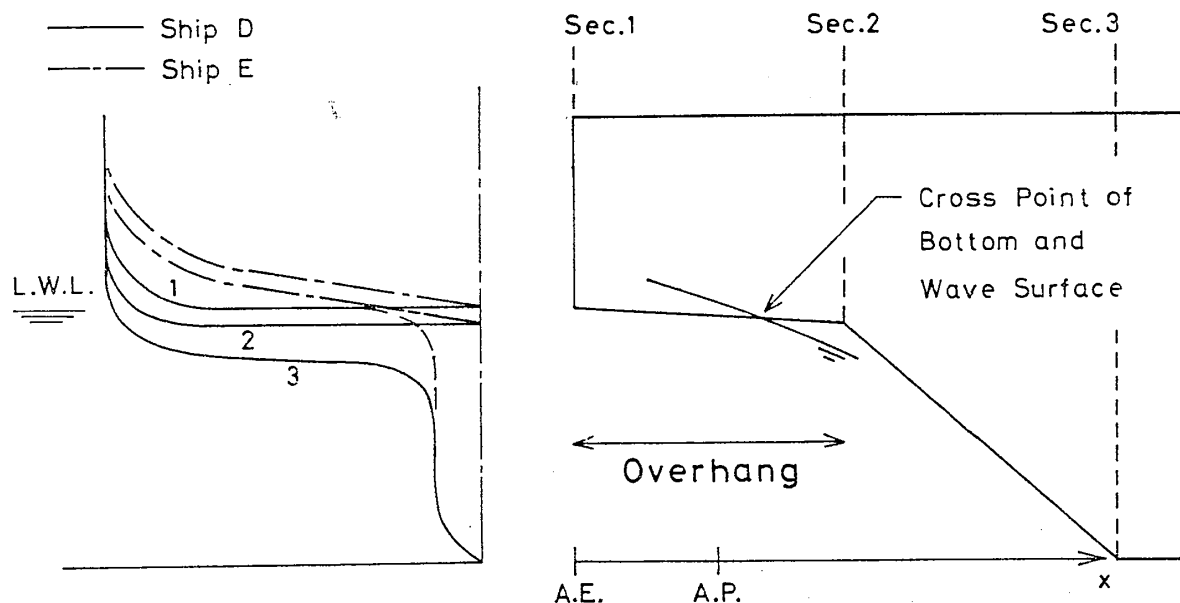


Fig. 2 Body plan and buttock line of container ship

その結果船尾部構造に作用する縦曲げモーメントが増大する可能性がある。

船尾の船底は満載状態のときに静水面に近いので小波高でもスラミングが発生しやすい。また、船尾部では船底と波面の相対速度は船首部に比べて小さく、スラミングの際の衝撃力は小さいが、船尾構造の断面係数が相対的に小さいので注意が必要である。

本論文ではコンテナ船を対象として船尾部のスラミングの特性を調べる。まず3章でスラミングの際の流体衝撃力の大きさを算定するのに必要である、船底が波面に落下していく速度および船底と波面の交点の移動速度について検討する。次に4章で、船尾波浪衝撃の特性を筆者らの開発した非線形応答解析法を用いて解析する。

2 波浪条件および供試船

道本ら³⁾は、向波中 ($\chi=180^\circ$) のみに条件を限定して、船尾部構造に作用する流体衝撃の圧力について実験、計算を行い、その結果を用いて短期予測を行っている。しかしながら、Table 1 に示す高橋ら⁴⁾の行ったコンテナ船に対する実船計測によると、船舶が追波中 ($\chi=0^\circ$) を航行する頻度は、向波中 ($\chi=180^\circ$) を航行する頻度とほぼ同程度である。したがって、追波中における

Table 1 Frequency of wave encounter angle by Takahashi et al. Ref. 4)

	Head Seas ($\chi=180^\circ$)	Following Seas ($\chi=0^\circ$)
All Weather	17.7%	11.8%
Rough Seas	14.3%	13.6%

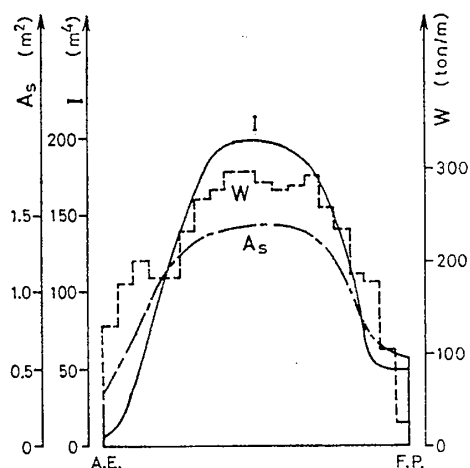


Fig. 3 Distribution of weight, moment of inertia and shear area of container ship (Ship D, full load condition)

船体の挙動を検討することも必要であり、本研究ではこれまで検討が行われていない追波中における船尾波浪衝撃に着目する。

当然のことながら船底が水平に近いほど、流体による衝撃力は増大する。ここでは最も条件が厳しいと考えられる船底がほぼ水平であるような、Fig. 2 に示す船尾部の横断面形状をもつコンテナ船 (Ship D) を主な解析対象とする。この船の満載排水量は 50,000 DWT であり、主要寸法は以下の通りである。

$$L \times B \times D = 224.0 \text{ m} \times 32.2 \text{ m} \times 19.0 \text{ m}$$

載荷状態は満載とした。重量分布 W 、断面二次モーメント分布 I および有効せん断面積分布 A_s を Fig. 3 に示す。

なお、船尾部のスラミングを対象としているので

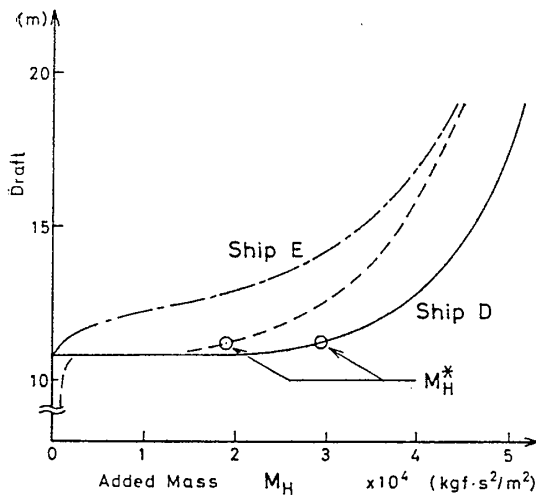


Fig. 4 Added mass at A. E.

A. P. より後ろの船尾最後端までも解析対象とした。船尾最後端から F. P. までを有限要素でモデル化し、要素分割はその長さを 20 等分した。Fig. 2 の船体横断面図は、この分割に対応している。断面の番号も有限要素分割に対応して、本論文では船尾端を Sec. 1, F. P. を Sec. 21 とする。舵、プロペラおよびボスは考慮しないが、これらの影響は 4.4 節で検討する。

後に、スラミングの際の流体衝撃力の算定のために付加質量 M_H の喫水に対する分布が必要となるので、Fig. 4 に船尾端断面における付加質量を示す。

3 流体衝撃力

非線形計算の理論および座標系については前報と同じであるので文献 2) を参照されたい。

スラミングの際の流体衝撃力 f_{imp} は、付加質量の運動量の時間変化として、下式のように表わされる。

$$f_{imp} = -\frac{\partial M_H}{\partial t} \cdot V \quad (1)$$

ここで

$$V = \left(\frac{Dw}{Dt} - v_z \right)$$

ここで、 $\partial M_H / \partial t$ は付加質量の時間変化であり、 V は船底と波面の相対速度である。流体衝撃力は、船体と波面の相対速度が正の時 $V > 0$ すなわち船底が波面に落下して行くときのみ考慮する。

流体衝撃力の算定方法としては、Ochi⁵⁾ らあるいは Stavovy⁶⁾ らの提案式を用いて、衝撃圧力の時間変化および空間に対する分布を実験または経験的に推定し、その圧力を積分することによって求める方法もある。しかしながら、これらの方法は、圧力の時間変化および空間分布の仮定が余り明確ではないと考えられ、またこれらの方法によって求められる流体衝撃力は実験と比較して不適当であるとの報告⁷⁾ もあるので、本論文では採用しない。

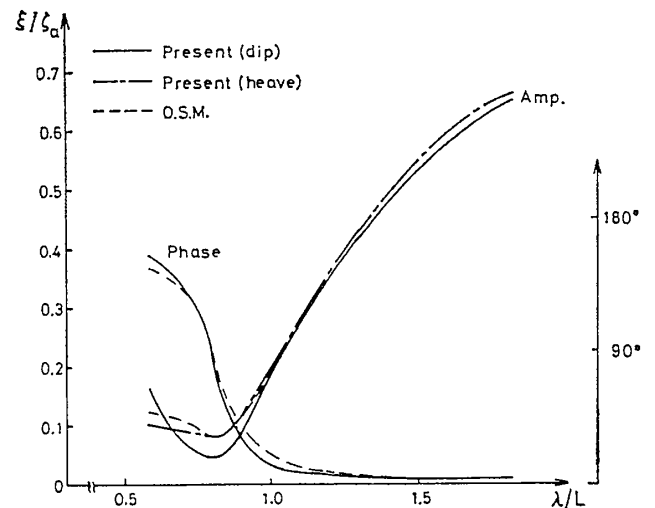


Fig. 5 Amplitude and phase of heave motion

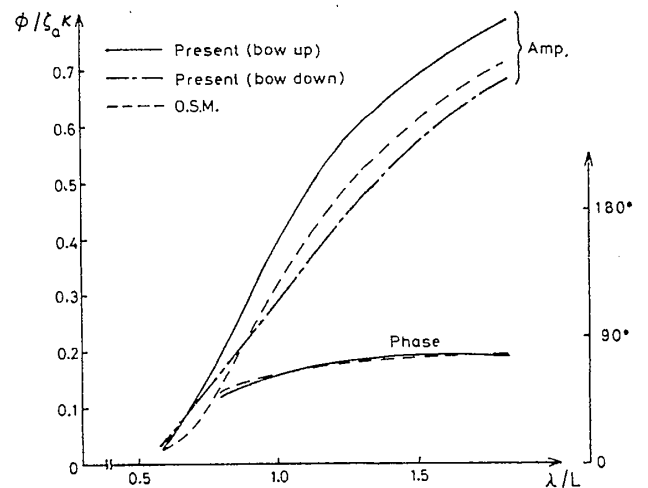


Fig. 6 Amplitude and phase of pitch motion

3.1 船底の波面への落下速度

本節では、流体衝撃力の大きさを定める一つの要因である船底の波面への落下速度 V を調べる。計算は前報で示した、非線形性を考慮した解析法で行った。計算の条件として、船速 U は常用スピードである $F_n (= U / \sqrt{Lg}) = 0.143$ および $F_n = 0.1, 0.2$ とし、波長船長比 λ/L は 0.6~1.8 の間で変化させた。波高は $H_W = 8m$ とした。

船底の波面への落下速度には船体の弾性振動の影響は少なく、ほぼ船体の剛体運動によって定まる。落下速度の検討に必要である、船体の剛体運動 heave, pitch の振幅と位相の計算結果を Fig. 5, 6 に示す。

$F_n = 0.143, \lambda/L = 1.0$ の場合の、船底と波面の交点の移動の様子と、流体衝撃力が作用する瞬間すなわち船底が波面に接する瞬間の、船底が波面に落下していく速度 V を Fig. 7 に示す。この計算例では、まず船尾端が着水し、その後船底と波面の交点は船首の方へ移動して

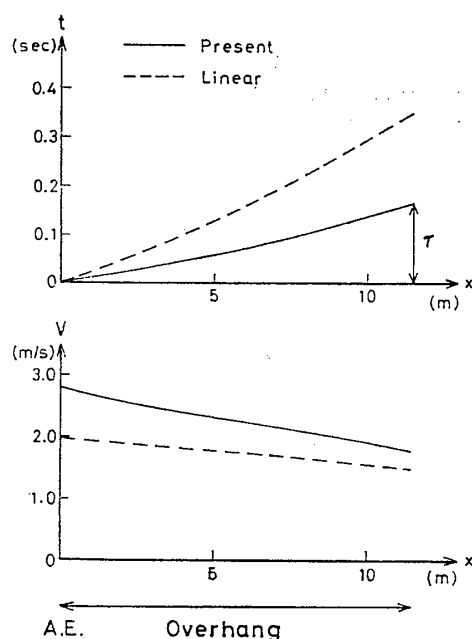


Fig. 7 Movement of cross point of bottom and wave surface and relative velocity of hull section to wave ($F_n = 0.143$, $\lambda/L = 1.0$, $\chi = 0^\circ$, $H_w = 8$ m)

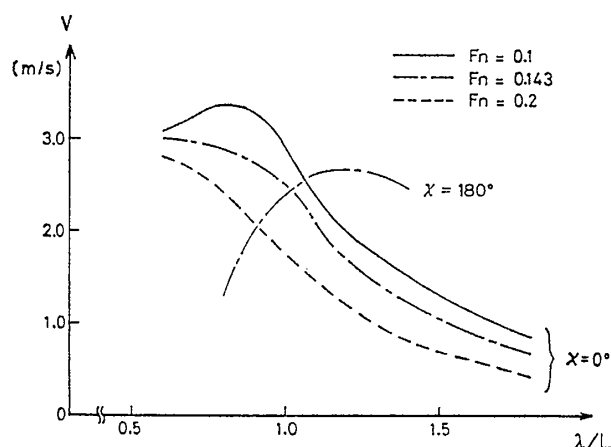


Fig. 8 Relative velocity of hull section to wave

いく。また、スラミングの際の船底が波面に落下していく速度は、船底と波面の交点の移動にともなって時々刻々変化する。

波長および船速をパラメータとして、船尾端が着水した瞬間の落下速度を比較したものを Fig. 8 に示す。船速が遅くなる程また波長が短い程、heave と pitch の振幅は小さくなるが、船底が波面へ落下して行く速度 V は大きくなる。これは、heave と pitch の位相と波の位相の変化によるものである。

また、 $F_n = 0.143$ について向波中の計算に比べると、追波中で船底が波面に突入して行く速度は $\lambda/L = 1.0$ の場合に同程度であり、追波中においても向波中と同程度の船尾部のスラミングが発生する可能性を示している。

3.2 流体衝撃力の概算法

流体衝撃力は船底と波面の交点の移動にともなって、その大きさと作用点に変化する。ここでは、後に船尾部波浪衝撃の特性を検討するのに必要となる、流体衝撃力の大きさを概略的に求める方法を考察する。

まず、overhang 部の中央に集中力 F として衝撃力が作用すると仮定する。衝撃力の大きさは以下のようにして定める。船尾部の船底が水平である場合には船底と波面の交点が overhang 部を通過する時間 τ の間に、概略 $M_H^* \cdot h$ なる付加質量の増加による流体衝撃力が作用することになる。ここで、 M_H^* は船尾 overhang 部がビルジ部まで没水した時の付加質量、 h は overhang 部の長さである。船底の波面への落下速度の平均を $\bar{V}$ とし、さらに流体衝撃力が時間 τ の間一定であると仮定すると、衝撃力の大きさは次式で求められる。

$$F = -\frac{M_H^* \cdot h}{\tau} \cdot \bar{V} \quad (2)$$

(2)式から分かるように、船底と波面の交点が overhang 部を移動する時間が短いほど、大きな流体衝撃力が働く。船底の波面への落下速度の他に、交点の移動時間 τ も衝撃力の大きさを定めるパラメータである。

3.3 非線形計算と線形計算の比較

Fig. 5, 6 に線形計算である O. S. M. によって得られた船体の剛体運動の振幅と位相を、非線形計算による結果とあわせて示した。同図からわかるように非線形計算によって得られた船体の剛体運動は、これまで報告されているのと同じように⁸⁾、振幅、位相とも線形計算とはほぼ一致している。非線形性が現われるのは、pitch の振幅で、非線形計算によると bow up と bow down の間に差がみられる。ただし、線形計算の結果は両者の間にほぼ入っている。

線形計算によって得られた船体の剛体運動の振幅と位相から求めた、船底と波面の交点の移動の様子および船底の波面への落下速度を、Fig. 7 に非線形計算とともに示した。線形計算による船底の波面への落下速度は、非線形計算の結果に比べ約 8 割程度である。また、船底と波面の交点が overhang 部を通過するのに要する時間 τ は、線形計算によると非線形計算の約 2 倍になっている。これは、pitch の振幅の非線形性によるものであり、式(2)より線形計算によって求められる流体衝撃力は非線形計算によるものに比べて 4 割程度となる。

計算結果は示さないが、船首部についても同様に線形計算と非線形計算の差がみられ、流体衝撃力を算定するために船底の波面への落下速度および船底と波面の交点の移動時間を求める際には、線形計算では不十分で非線形計算を用いて正確に求める必要がある。

3.4 dynamic load factor

衝撃力に対する動的応答量は、衝撃力の大きさだけでなく衝撃力の持続時間によっても変化する。そこで、本節では Evans⁹⁾ が用いた dynamic load factor によって、流体衝撃力による船体の動的応答量を調べる。

(2)式によって求められる衝撃力 F を静水中に静止している船体に作用させて、船体の弾性振動応答を求め船体断面に作用する曲げモーメント M を得る。この曲げモーメント M を衝撃力 F と船体断面と衝撃力の作用点との距離 l の積で除したものを $M/(F \cdot l)$ を dynamic load factor と定義する¹⁰⁾。

Fig. 9 に、船尾スラミングの衝撃力に対する、Sec.2 と船体中央における dynamic load factor を示す。衝撃力の持続時間 τ は船体の2節振動の固有周期 $T_2 = 1.55$ 秒に対する比で表わしているが、波浪中の計算結果からこの比は 0.1~0.2 である。dynamic load factor は Sec.2 では 0.8~0.9 であり、船体中央では 0.25~0.35 程度である。

3.5 二段階解法について

3.2 節、3.4 節で述べた方法は、いわゆる二段階解法¹¹⁾に近いものである。すなわち、まず船体の剛体運動を計算し、剛体運動の振幅、位相と波の振幅、位相から、船底が波面へ落下していく速度などを得た。次に、落下速度および船体断面形状から流体衝撃力の大きさを求め、その流体衝撃力を静水中で静止している船体に作用させて船体の動的応答を解析した。

これまでの考察により、二段階解法を用いる際に以下のことに注意すべきことが分かった。まず、3.3 節で指摘したように、大波高の波浪中において船体の pitch 運動に非線形性がみられるため、船底の波面への落下速度などを求める際には線形計算では不十分である。また、流体衝撃力を求める際に採用する方法によっては、計算

結果が過大になる可能性がある⁷⁾。

4 船尾衝撃による船体応答

本章では、波浪中船体の非線形動的応答解析法を用いて、船尾部スラミングに対する船体応答の特性を調べる。まず、有限要素法により船体の弾性振動を高次振動まですべて考慮した、非線形計算による波浪中の船体応答を示す。 $F_n=0.143$, $\lambda/L=1.0$ の場合の船尾部 (Sec.2) における曲げモーメントの時刻歴を Fig. 10 に示す。同図から分かるように船尾でのスラミングの発生に伴って曲げモーメントの時刻歴に鋭いピークがみられ、スラミングの後にホッピングが生じている。

Fig. 11 に船体の剛体運動のみを考慮した場合 (点線) と弾性振動を考慮した場合 (実線) の、最大曲げモーメントの船長方向分布を示す。船体の剛体運動のみを考慮した計算結果にも、流体外力の非線形性が現われ曲げモーメントがホギング側とサギング側で異なっている。また、船尾部のサギングモーメントに船尾衝撃の影響が現

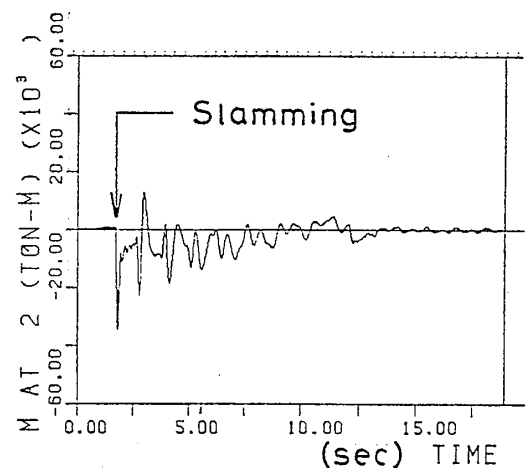


Fig. 10 Time history of bending moment at Sec. 2 (Ship D, $F_n=0.143$, $\lambda/L=1.0$, $\chi=0^\circ$, $H_W=8\text{m}$)

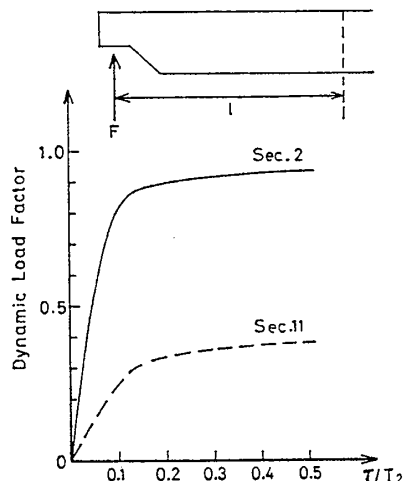


Fig. 9 Dynamic load factor of stern slamming

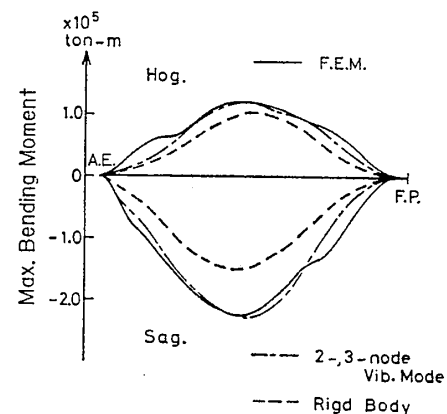


Fig. 11 Longitudinal distribution of maximum bending moment ($F_n=0.143$, $\lambda/L=1.0$, $\chi=0^\circ$, $H_W=8\text{m}$)

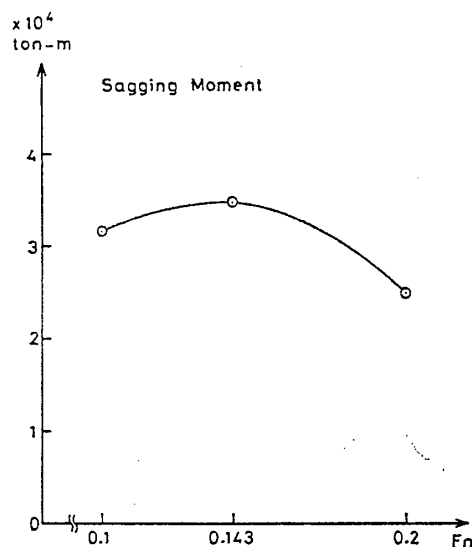


Fig. 12 Maximum sagging moment at Sec. 2
($\lambda/L=1.0$, $\chi=0^\circ$, $H_w=8\text{m}$)

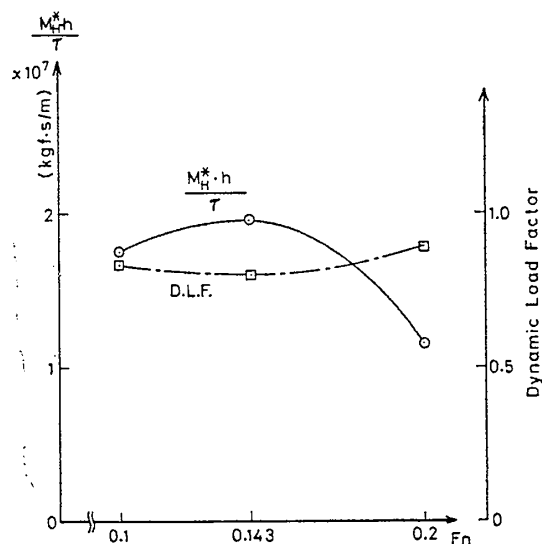


Fig. 13 Change of added mass and dynamic load factor

われている。さらに、弾性振動を考慮した計算結果ではホッピングの影響で、剛体運動のみを考慮した計算に比べて曲げモーメントが増大している。

4.1 高次振動の影響

前報で示したように船首スラミングに伴う船体の動的構造応答を計算する際には、2節、3節の固有モードのみで船体の変位を展開した計算に比べて、それ以上の高次振動を考慮した計算では船首部付近に作用する曲げモーメントが増大する。船尾部のスラミングによる応答計算においても、Fig. 11 に示す最大曲げモーメントの船長方向分布から分かるように、船尾部のホッピングモーメントは、2節、3節振動のみを考慮した計算（一点鎖線）では、高次の振動をすべて考慮した場合に比べて1/2程度であり、4節以上の高次振動の影響を考慮する

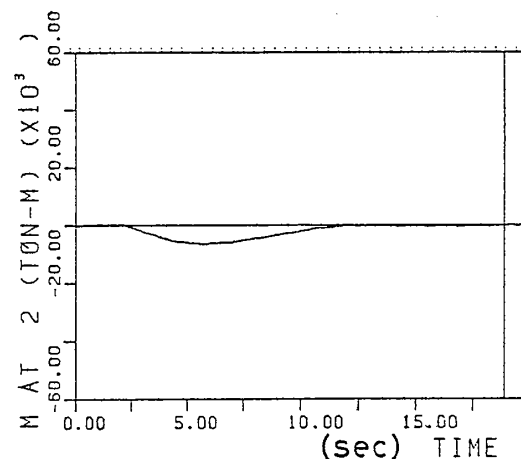


Fig. 14 Time history of bending moment at Sec. 2 (Ship E, $F_n=0.143$, $\lambda/L=1.0$, $\chi=0^\circ$, $H_w=8\text{m}$)

必要がある。

4.2 船速による比較

サギングモーメントの最大値を、船速によって比較したものを Fig. 12 に示す。計算は有限要素法によって、船体振動を高次まですべて考慮して行なった。船底の波面への落下速度は船速が遅い程大きいものに関わらず、サギングモーメントの最大値は $F_n=0.1$ が $F_n=0.143$ よりも小さくなっている。この原因は以下のように考えられる。

$F_n=0.143$ の場合は船尾端が着水してから、船底と波面の交点が、船尾の overhang を通過するのに要する時間すなわち流体衝撃力が作用すると考えられる時間 τ は約 0.17 秒である。これに対し、 $F_n=0.1$ の場合は船底と波面の交点が overhang 部を通過する時間 τ が、約 0.19 秒と $F_n=0.143$ の場合より長い。これに対応して、(2)式中の付加質量の時間変化および 3.4. 節で見た dynamic load factor は Fig. 13 に示すようになる。 $F_n=0.143$ の場合は船底が波面に落下していく速度および dynamic load factor は $F_n=0.1$ の場合に比べて小さいが、付加量の時間変化が大きいために流体衝撃力が大きく、それによって生じる縦曲げモーメントが大きくなる。

船尾部が波面に突入する速度の検討から、追波中では船速が遅いほど大きな流体衝撃力が、船体に作用することが予想されたが、以上の考察により流体衝撃力の大きさは突入速度の他に、船底と波面の交点の移動の様子にも影響されることがわかった。

4.3 船型による比較

以上の計算は、船尾部船底が水平である場合のものである。ここで、船尾部の船底が水平面と 10° の角度を持つように、船尾部の形状のみを変えた場合 (Fig. 2 の Ship E) の計算を行い、船底が水平の場合との比較を行

う。

船尾部船底の水平面からの角度が 10° の場合の計算結果を Fig. 14 に示す。Fig. 10 の比較から分かるように、この場合は船尾部船底のスラミングによる曲げモーメントはほとんど生じていない。これは以下の理由による。

船尾の船底が水平面と 10° の角度を持っている場合には、船底から 3.4m 没水した時に付加質量が、水平な船底がビルジ部まで没したときの付加質量 M_H^* と等しくなる。船底の波面への突入速度 $V=2.5\text{m/s}$ を用いると、船尾の keel が着水してから喫水 3.4m まで没水するのに要する時間は約 1.4 秒である。この間に概略 $M_H^* \times h$ なる付加質量の増加による流体衝撃力が作用すると考えられるが、この時間は船底が水平である場合の時間 $\tau=0.17$ 秒に比べて極めて長い。そのため付加質量の時間変化が小さく、衝撃力が非常に小さいと考えられる。

4.4 船尾部波浪衝撃力の推定精度の検討

最後に、舵、プロペラおよびボスの影響を調べる。船尾端の断面形状を舵などを考慮して Fig. 2 の点線に示すように変えたときの付加質量を Fig. 4 の点線に示す。船底での付加質量 M_H^* は、舵などを考慮した場合には考慮しない場合に比べて約 6 割となっている。

舵、プロペラおよびボスの存在によって船体の剛体運動はあまり影響されず、したがって船尾部船底が波面に落下していく速度なども変化しないと考えられるので、付加質量の違いによって、舵などが存在する場合は流体衝撃力は約 6 割程度になることが予想される。ただし、実際には舵、プロペラおよびボスの影響はこれよりも少ないと考えられる。

なお、本計算に用いた手法では波面は船体の存在によって乱されないと仮定している。実際には船体によって波面が乱されることを考慮する必要があるが、本報で示した追波中では波が船に追い付くことになり、船尾部での波面はそれほど乱されないと考えられるので計算結果はほぼ妥当であると考えている。

5 結 論

以上の比較計算および考察により、以下の結論を得た。

1) 追波中においては波長が船長と等しいかそれ以下の場合に、船尾部が波面に突入する速度が大きく、したがって大きな流体衝撃力が発生する可能性が高い。

2) 流体衝撃力の大きさを定める要因である、船底が波面に落下していく速度および船底と波面の交点の移動時間は、流体外力の非線形性を考慮した計算によって求める必要がある。

3) 船尾部における曲げモーメントを正確に求めるためには、船体の 5 節振動程度までの高次振動を考慮する

必要がある。

4) 船尾の船底が極端に水平に近い場合は、大きな流体衝撃力とそれに伴う過大な曲げモーメントが船尾部構造に作用するので構造的には好ましくない。

終わりに臨み、計算に際しデータを利用させて頂いた各造船所の方々にお礼申し上げます。本研究の一部は文部省科学研究費奨励研究 (A) によった。計算には東京大学計算機センター HITAC M 280 H, M 680 H を使用した。

参 考 文 献

- 1) 例えば、山本善之、藤野正隆、大坪英臣、深沢峯一、岩井芳郎、青木元也、渡辺 巖、池田 均、熊野 厚、黒岩隆夫：バラ積運搬船の満載時における遭難事故解析、日本造船学会論文集、第 154 号、昭和 58 年 12 月。
- 2) 大坪英臣、黒岩隆夫、山本善之：大波高波浪中の船体構造応答、日本造船学会論文集、第 157 号、昭和 60 年 6 月。
- 3) 道本順一、今吉範夫：RORO 船の船尾部波浪衝撃について、日本造船学会論文集、第 151 号、昭和 57 年 6 月。
- 4) 高橋幸伯、小畑和彦、能勢義昭、杉田洋一：コンテナ船の長期実船計測(第一報)、日本造船学会論文集、第 150 号、昭和 56 年 12 月。
- 5) M. K. Ochi and L. E. Motter: Prediction of Slamming Characteristics and Hull Response for Ship Design, SNAME, Vol. 81, 1973.
- 6) A. B. Stavovy and S. L. Chuang: Analytical Determination of Slamming Pressure for High-speed Vehicles in Waves, J. Ship Research, Vol. 20, No. 4, 1976.
- 7) 何 勁之、岸本英実：スラミングによる船体応答の計算法に関する一考察、東京大学工学部卒業論文、昭和 61 年 3 月。
- 8) 例えば、藤野正隆、尹 範相：大波高波浪による船体の波浪荷重に関する研究(第 2 報)、日本造船学会論文集、第 157 号、昭和 60 年 6 月。
- 9) J. H. Evans: Preliminary Design Estimation of Hull Girder Response to Slamming, SNAME, Vol. 90, 1982.
- 10) 渡辺 巖、宮本 武、吉野泰平、山本徳太郎、石田茂資、谷沢克治、沢田博史：満載状態の肥大船に発生する船底衝撃と弾性応答に関する模型実験、日本造船学会論文集、第 154 号、昭和 58 年 12 月。
- 11) 川上益男、小林和夫：船首底衝撃による船体過渡振動について、西部造船会会報、第 50 号、昭和 50 年 5 月。
- 12) 川上益男、信川 寿、田中一雅、道本順一、白木由春：Car Ferry の船尾底波浪衝撃による船尾構造の過渡振動について、西部造船会会報、第 57 号、昭和 53 年 11 月。