(昭和 58 年 11 月 日本造船学会秋季講演会において講演)

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

正員 渡 辺 巖* 正員 宮 本 武*
 正員 吉 野 泰 平* 正員 山 本 徳 太 郎*
 正員 石 田 茂 資* 正員 谷 沢 克 治*
 正員 沢 田 博 史*

Model Experiments on Slamming and Hull Girder Responses of a Bulk
 Carrier in Fully loaded Condition using Elastic Model Technique

by Iwao Watanabe, *Member* Takeshi Miyamoto, *Member*
 Taihei Yoshino, *Member* Tokutaro Yamamoto, *Member*
 Shigesuke Ishida, *Member* Katsuji Tanizawa, *Member*
 Hiroshi Sawada, *Member*

Summary

Two kinds of experiments were conducted in regular waves. One was to measure distribution of hydrodynamic impact pressure due to bottom slamming of a wooden model in fully loaded condition of a bulk carrier.

The other experiment was for longitudinal bending responses including whipping of an elastic model of the same hull form having elastic similarity to the actual ship in addition to geometric and hydrodynamic similarities.

Based upon these experimental results, discussions were made on natures of hydrodynamic impact and whipping moment, effects of elasticity to the ship responses and the relationship between impact and whipping moments.

It was concluded that the elastic model technique can be very useful to simulate actual hull girder responses in a model basin, the elasticity affects ship motions and hydrodynamic pressure little and that measured whipping moments can be correlated to the impact forces by taking "dynamic load factor" into account.

1 は し が き

船底スラミングは船にとって大きな衝撃荷重が発生する危険な現象であることから、これまでも多くの研究がなされてきた。それらの研究の方向を整理すると二つに大別できると思われる。一つは船底パネルの凹損などの局所的な船体破損を引き起すものとして把える立場^{1)~3)}である。もう一つは衝撃によって船体に引き起される縦曲げ荷重の変化に着目して研究する立場^{4)~11)}である。前者では局所的な水圧の高さとその立上り時間が重要である。後者ではスラミングに引き続くホイッピングの大きさが重要であり、衝撃の強さもそれとの関連で考察する必要がある。現実の問題として、局部強度との

関連も重要であるが、最近の尾道丸事故調査報告¹²⁾等によれば、荒天海域では船底スラミングとホイッピングによる応力増加が時として船体破壊に至ることが示されている。しかもこのような状況はバラスト状態の船だけでなく、出会う波の性質によっては満載状態の船にも発生しうるものであることがいわれている。船の構造強度あるいは荒天時の安全運航法を考える場合、このような現象の発生条件および発生した時の強さを明らかにしておくことの重要性は論を待たない。

本現象を考える場合、波浪中の船体に生ずる曲げモーメントの主要成分である出会い波成分に、スラミングとそれに引き続くホイッピングでモーメントがどのように増大するのかが主要な点である。これまでに提唱されている理論的推定法^{4)~5)}の多くは出会い波成分とホイッピ

* 船舶技術研究所

ング成分の計算を関連してはいるが、別々の計算として行って両者の和をとってモーメント全体とする方式をとっているため、位相的な正確さに、あるいは二つの成分の間の干渉項などについての考慮はなされていなかったように思われる。またこの現象を調べるための水槽実験手法も木製模型による水圧測定程度であったため、実験面からの検証も不十分であったように思われる。

最近、山本ら^{9)~11)}は船体を弾性体として応答を総合的に把える計算法の研究を進める中で、理論の検証の手段として、新しい考え方に基づく合成樹脂製の弾性模型を製作し、波浪中の実験を行い、ホイッピングを含んだ船体曲げが船体の任意位置で容易に計測できること、それが実船との対応もつけられるものであることを示した。

彼らの研究は先に述べた問題を解決する手がかりを与えるものとして重要な意義をもつが、これまでの研究はコンテナ船型のフレア部衝撃に関する実験、計算が主であり、我々の関心事である肥大船の船底スラミングにそのまま適用可能であるかどうか検討の余地がある。

また彼らの提唱している弾性模型船はより一段と実船に近づいたものであるから、木製模型船よりはるかに多くの情報が得られるという利点はあるが、実験技術的な操作性の悪さもあり、木製模型船と相互補完的な使い方をすべきものと考えられる。そのためには両模型船の実験結果の異同を明らかにしておく必要がある。

以上のような背景のもとに、船底スラミングとホイッピングの発生する時の状況を実験的に明らかにすることを主目的に2種の実験を計画した。一つは木製模型による船底水圧分布計測のための実験である。もう一つの実験は同じ船型の弾性模型を用いて船体の曲げモーメントを直接計測し、ホイッピングモーメントによる曲げモーメントの変化を中心に調べるものである。この二つの結果より、衝撃水圧とホイッピングモーメントの関係、弾性模型と木製模型の実験結果の違いなどを明らかにすることを目的としている。

2 模型実験

波浪中の船底衝撃水圧とそれによって誘起される船体弾性変形の様子を詳細に調べるために2種の実験を計画した。一つは弾性模型船による波浪中の船体歪を計測する実験、もう一つは同一船型の木製模型による船底衝撃水圧分布計測のための波浪中実験である。いずれも自航模型による一方規則波中の実験である。

弾性模型船は実船と相似な弾性応答特性をもつように作られた模型で、船体(上甲板)各部に歪ゲージを貼付し、波浪中を自航する模型船の船体歪を直接計測できるようになっている。木製模型船は事実上弾性変形をしない剛体とみなすことができる。この模型に船首船底部を

中心に水圧計を密に取り付け、水圧の発生、分布状況の計測を行えるようにした。

実験は角水槽に一方規則波を発生させその中で模型船を自航させて行った。供試波浪は $\lambda/L=1$ を中心にしてその前後の波長について、実船換算 8m 以上の大波高波浪を選んだ。

2.1 供試模型

2.1.1 弾性模型

実験には全長 4.5m の弾性、木製両模型を用いたが、いずれも満載排水量約 66,000t のばら積貨物船の 1/48 の縮尺模型である。実船、模型船の主要寸法などを Table 1 に、概略の body profile を Fig. 1 に示す。両模型船の外形は Fig. 2 に示すように船首から S. S. 3 までは船首楼、ハッチ等甲板形状も含め実船と相似な形状とした。S. S. 3 より船尾側は計器の搭載、調整に便利のように波よけ板で囲い、全開口部とした。また弾性模型船については、S. S. 3 より後部の剛性を高めている。この理由は、スラミング荷重と船体縦強度の関係を論ずるには船体前半部の弾性特性を合わせておけば、かなりの議論が可能であることと実験技術上剛な部分を必要としたためである。弾性模型については、製作例も少なく、標準的な手法も確立されていないようなので弾性特性を中心に模型船製作についての考え方を簡単に述べ

Table 1 Principal particulars

Items	Model		Ship
	Elastic	Wood	
Lpp	4.5 m		216.4m
B	0.6592 m		31.7 m
D	0.3598 m		17.30 m
d	0.2371 m		11.40 m
GM	0.077 m	0.079 m	3.70 m
W	573.64 kg	583.10 kg	66058 t
Kyy/L	0.241	0.242	0.238
Tr	1560 sec	1.762 sec	10.82 sec

Fig. 1 Body plan

Fig. 2 General arrangement

る。なお詳細については文献 13)~15) に述べられている。

2.1.2 弾性特性

スラミングとそれに伴うホイッピングに関して実船との力学的相似性を保つことが模型船製作を行う我々の立場であるが、このことは船体を一種の beam とみなし、その特性を重量分布と剛性分布で代表させることに帰着する。いいかえるならば各断面の構造部材配置あるいは荷重の詳細は無視して、それらの総合としての断面二次モーメント、ヤング率あるいは剛性の長手方向の分布で船を表わすことを意味する。そのため模型船の横曲げ、捩り、局部強度についての相似性は特に留意されていない。模型船の船体は主要な強度部材としてエポキシ樹脂木材（三井化学製 MB-107）と、外形を整える材料としての硬質発泡ウレタン（#100）から構成されている。船体外部の幾何学的相似性を硬質ウレタンが受け持ちその船体内側にエポキシ樹脂を平均 4 mm の厚さに盛り強度部材としている。両素材のヤング率はエポキシ樹脂の約 200 kg/mm² に対し、硬質ウレタンのそれは約 2 kg/mm² と 1/100 程度である。このようにして組み上った主船体の曲げ剛性を振動試験、曲げ試験などによって確認した。Table 2 に示す EI の計測値は加振実験で求めた主船体の固有振動数より一様 beam として算定した値である。目標値 2.04×10^{10} kgmm² に対して計

Table 2 Elastic properties

Items	Model (Measured)	Ship (Assumed)
Rigidity EI	2.56×10^{10} kgmm ²	2.04×10^{10} kgmm ²
Natural Freq.		
2 Node Mode	6.34 Hz	5.94 Hz
3 Node Mode	12.68 Hz	12.86 Hz
4 Node Mode	19.52 Hz	17.81 Hz
5 Node Mode	25.38 Hz	23.74 Hz
Log. Damping Coeff.	0.214	—

Fig. 3 Weight distribution

測値 2.56×10^{10} kgmm² とすこし剛ではあるが、ほぼ予定通りの剛性をもっていることがわかる。

船体の固有振動数を相似にするためには曲げ剛性に加えて模型の重量分布を実船と相似にする必要がある。実験に用いたものは Fig. 3 に示すように、実船の推定値を模型船の艤装上可能となるよう若干の修正を施したものである。計器、ウェイト類は 12 個のコンテナに重量を調整しつつ搭載し、それを船内に格納する方式としてできる限り、設定した分布形状に合わせるようにした。

艤装終了時の船が所要の弾性特性をもつことを確認するために、水に浮かべた状態での加振実験と減衰特性を調べた結果について次に述べる。固有振動数については Table 2 のような値が求められた。2 節で 6.34 Hz, 3 節で 12.68 Hz という値は実船推定値からのスケールダウン値 5.94 Hz, 12.86 Hz と良く合っていることがわかる。一方対数構造減衰率は鋼船の値として推定されている値よりも一桁高い値となっている。合成樹脂の内部減衰が大きいことによるものと思われる。本模型の場合固有振動のモードは、減衰が強いということもあって高次振動モードは極く僅かな大きさしかなく、2 節および

Fig. 4 Distribution of bending moment measured by forced oscillation and theoretical curve by beam theory

Table 3 Measured items

		Elastic Model	Wooden Model
Pressure	C.L.	SS. $9\frac{3}{4}$, $9\frac{1}{2}$, 9, $8\frac{1}{2}$, 8	SS. $9\frac{3}{4}$, $9\frac{5}{8}$, $9\frac{1}{2}$, $9\frac{3}{8}$, $9\frac{1}{4}$ $9\frac{1}{8}$, 9, $8\frac{3}{8}$, $8\frac{1}{2}$
	P.S.		SS. $9\frac{1}{2}$, $9\frac{1}{4}$
Strain		SS. $3\frac{1}{2}$, 4, 6, 7 $7\frac{1}{2}$, 8, $8\frac{3}{4}$	
Acc.		Vert. $9\frac{3}{4}$ Horiz. $9\frac{3}{4}$	Vert. $9\frac{3}{4}$
Motion		Pitch, Roll	Pitch, Roll

3節が主要なモードである。2節, 3節の固有振動時の船体各部で計測された歪を Fig. 4 に示す。同時に示したのは一様 beam と仮定した時の固有振動モードから計算される歪曲線である。

模型船を一様 beam と仮定しても大きな誤差は生じていないことがわかる。

2.2 計測項目

2.2.1 弾性模型

Table 3 に示す通り, 船体甲板の歪計測7点を中心に船底水圧5点, 船体加速度2点, などを計測した。船体運動はピッチング, ローリングを主な計測項目とした。

歪の計測は Fig. 2 に示す通り, 上甲板内側のエポキシ樹脂木材面にプラスチックベースの超大歪用ゲージ(共和電業製, KLM-6-A9)を接着して行った。歪ゲージとしてははできる限り変形しやすいものを選んだが結果的に模型船より剛すぎて, 船体の実歪量よりも小さい目の値を与えることがわかった。このため実験に先立ち, ゲージ貼付後主船体のみの曲げ試験を行って, モーメントと歪ゲージ出力の関係を求め, 換算係数を算定し, これを船体曲げモーメントを導くのに使った。

2.2.2 木製模型

木製模型の船底水圧の計測位置は, 弾性模型実験の結果を参考に定めた。船底露出を起こす船首部船底において船体中心線上9点, 側方2点の計11点で衝撃水圧の計測を行った。水圧計の配置概略は Fig. 5 に示す通りである。使用した水圧計は弾性模型の場合と同じく, 抵

Fig. 5 Location of pressure gauges (wooden model)

抗線歪ゲージ式(共和電業製, PS-2 KA, 定格 2 kg/cm², 固有振動数 5 kHz)で, これを交流式動歪計で増幅し船載のデータレコーダに記録する計測系を構成した。計測系全体の周波数特性 DC~1.25 kHz である。木製模型では, この他に Table 3 に示すような項目についての計測も同時に行った。

3 実験結果と考察

3.1 船体運動

3.1.1 縦運動

まず船体運動について実験結果をみることにするが, 我々の関心は船首部船底への衝撃であるので, それに関係の深いピッチングおよび船首部 (S.S. $9\frac{3}{4}$) 上下加速度に限定することにする。

Fig. 6(1)~(2) に示すのはピッチングの振幅である。白抜き記号は弾性模型の結果を, 黒記号は木製模型の結果を示す。波高によって記号の種類を変えてある。図中の線は OSM による推定値である。二つの模型実験の結果に顕著な差はみられない。また, 波高の異なるしかも大波高のデータを集めたにもかかわらず, 無次元値は同一の傾向を示している。このことから, ピッチング振幅に対する弾性変形の影響や波高非線形性は小さいことがわかる。

(1)

(2)

Fig. 6 Pitching

 Fig. 7 Vertical acceleration at S.S. 9³/₄

次に、S.S. 9³/₄における上下加速度の振幅を Fig. 7 (1)～(2)に示す。記号などはピッチングの場合と同じ意味で用いている。実験値は計算値よりも10%～20%ほど大きな値をしているが、波長に対する変化は両者共同じ傾向である。この場合も弾性変形の有無による差はほとんどみられない。

3.1.2 船底の露出範囲

スラミングが発生するためには、船底露出が必要条件であるが、その範囲を水圧の記録、ビデオの結果から求めたのが Fig. 8 である。記号により実験値を、曲線により計算値を示す。実験によれば、低波高の場合は速度が増加するにつれて船底露出域が広がっていくが、大波高の場合は船速が増加しても露出域はあまり変化せず、S.S. 9 付近より後まで露出することは稀である。この傾向は他の波長の実験でもみられた傾向である。これに対し計算値を見ると、細線で示した OSM では、露出範囲を一般に過小評価している上に、大波高高速域での頭打ちについても推定できていないことがわかる。一方、太線で示したのは山本ら⁹⁾による非線形計算法（以下 YF 法という）を用いた予測値である。YF 法の方が

Fig. 8 Bottom emergence

OSM よりも露出範囲と船速の関係を良く表わしているが、まだ十分とはいえない。

3.2 衝撃水圧の分布、衝撃力

3.2.1 衝撃水圧

木製模型による衝撃水圧の計測波形の例を Fig. 9 (1)～(2)に示す。いずれも $\lambda/L=1.0$ 、波高 20 cm（実船換算 10 m）の正面向波中での計測例である。船速は (1) が $F_n=0.11$ 、(2) が $F_n=0.13$ である。計測位置は Fig. 5 に示す通りであるが、 P_1 から P_9 は船底中央、S.S. 9³/₄ から 8³/₄ の間に等間隔に配置されている。 P_{10} 、 P_{11} は船底左舷側に配置し、 P_{10} は P_3 と、 P_{11} は P_5 と同一横断面内にある。

(1) の波形では全部の水圧波形が同じ位相の高周波振動 (200 Hz) を伴い、その反映とみられる振動が S.S. 9³/₄ の船内に設けられた上下加速度計の波形にも現われている。衝撃水圧は S.S. 9¹/₄ より前方に作用し、S.S. 9³/₄ で最も大きくなるような分布をしていることがわかる。200 Hz の振動は空気巻込みによるものとみられる。この周波数から空気柱の長さ¹⁵⁾を推定すると 0.45 m 程度となり、ほぼ S.S. 9 から FP までの長さに対応している。

(2) の波形は、いわゆる傾斜衝撃と呼ばれるもので衝撃のピークが前方に向けて走る様子がみられる。ピークの時間差より計算すると、その移動速度は 3 m/sec 程度である。衝撃波形の立上り時間は、(1) の場合で 5 m sec、(2) の場合で 10 m sec である。いくつかの実験データについて調べたところ、この値は平均的な値である。

また、ここに述べた波形の特徴も含め、衝撃水圧の様子は竹沢ら¹⁶⁾がバラスト状態の鉦石船で計測したものと同様の形をしており、満載状態とバラスト状態で船底衝撃水圧にはそれほど差はないことがわかる。

衝撃水圧の大きさを整理するために、代表として S.S. 9¹/₂ の船底中心で計測された水圧のピーク値をとり、これと船速の関係を調べたのが Fig. 10 である。白抜き記号で弾性模型船の結果を示す。実験結果のちらばりは少

(1)

(2)

Fig. 9 Recorded impact pressure time histories

なくないが、概ねの傾向として船速の増加につれてピーク値の上昇が見られる。また、 $\lambda/L=1.0$ と1.2の値を同時に示しておいたが、大きな差はみられないようである。

本論文の目的の一つとして、弾性変形の有無によって

Fig. 10 Maximum impact pressures on the bottom of elastic model and wooden model

水圧に変化が生ずるかどうかを実験的に検証することがある。同図に黒記号で示したのは、木製模型船の S. S. 9 $^{1/2}$ の船底中央で計測された水圧のピーク値である。ばらつきはあるものの、弾性模型船による結果と同じとみて差しつかえないように考えられる。なお、図に線で示したのは、OSM の計算結果を用いて川上の方法で求めた値である。実験の下限に近い値を与えているようである。

3.2.2 衝撃荷重分布

船底に作用する衝撃水圧を縦曲げを引き起す外力として評価する場合、水圧の分布範囲とそれから導かれる全衝撃力の大きさ、時間的変動の速さが重要である。なぜならば誘起されるホイッピングの大きさを決める要素は、衝撃力の大きさ、着力点の位置に加えて、力の持続時間の大小が主要なものだからである。

Fig. 9 に例示するような波形をもとにしてスラミング発生時の船首底衝撃水圧の分布を描くことができる。しかも同図より同一断面内の水圧の記録から横方向への変化はほとんどないことがわかるので、船体中心線上の計測結果だけで分布を求めてよいことがわかる。横断面内で均一な水圧が作用することについては Ochi の数値計算⁹⁾にあたっての仮定でもあるが、妥当なものであることがわかる。ここでも縦曲げ荷重としての計算では横方向に均一な水圧とし、これに船底幅を乗じて衝撃荷重分布とする。Fig. 11(1)～(2) に示したものが荷重分布の図である。縦軸は平均重量分布 (排水量/船長) に対する比で示してある。Fig. 11 (1) は、Fig. 9(1) で示したような空気巻込みを伴う広範囲に同時に水圧がかかる場合の分布である。S. S. 9 $^{1/2}$ 付近に荷重の中心があることがわかる。Fig. 1 に示したように S. S. 9 $^{1/2}$ の船底が比較的平坦であることも荷重の大きさを大きくする原因である。Fig. 11(2) は Fig. 9(2) の傾斜衝撃タイプの場合のもので、時間と共に分布が前方に移動していく様子がわかる。いずれの作用時間も分布が出現して消失する

Fig. 11 Distributions of impact force

までは 50 ms 程度になっていることがわかる。

3.2.3 衝撃力

分布を調べてみると前節で示したような比較的作用範囲の局限された形状のものがほとんどである。これから縦曲げ荷重として考える上では、集中荷重を適当な点にかけることで衝撃荷重を代表させる近似法が考えられる。そのため Fig. 11 のような衝撃力分布の積分を行い船首部全衝撃力の時間変化を求めてみた。Fig. 12 に示すものがその例である。様々な変化の形があるがピーク値の低い波形は傾斜衝撃に伴う形、大きい衝撃の生じているのは空気巻き込み形の衝撃によるものである。波形の立上り時間は 10 ms 程度、発生から終了までの持続時間は 30 ms～50 ms 程度になっている。衝撃の高さは模型船排水量の $1/50 \sim 1/10$ の大きさであることがわかる。最後にこの荷重のピーク値と S. S. $9\frac{1}{2}$ での水圧波形のピーク値との関係を調べてみたものを Fig. 13 に示す。S. S. $9\frac{1}{2}$ のピーク値の強さと衝撃荷重のピーク値 (図中 F_0) が強い相関を示していることがわかる。

3.3 弾性曲げモーメント

弾性模型船で計測される甲板歪は縦波中の結果であれば、縦曲げの結果生じたものとみなすことができる。Fig. 14 (1), (2) に例として挙げたモーメントの波形は S. S. 5 と S. S. $7\frac{1}{2}$ における計測波形 (a) を分解して、出会い波周期成分 ($0 \sim 1.2$ Hz) (b) とホイッピング成

Fig. 12 Time histories of total impact force

Fig. 13 Relation between maximum impact pressure at S. S. $9\frac{1}{2}$ and maximum impact force

分 (1.2 Hz 以上) (c) の 3 波形である。

(1) の波形は、比較的高速で波に突入して間もなくの時に発生したもので、ホイッピング成分が 20～30% にも達している。この波形では船底スラミングによる振動に引き続き海水打込みによるものと思われる振動が発生している。後者の振動も無視できない量であるが次にみる低速時の波形では船底スラミングと思われる振動だけであり、海水打込みによる衝撃、振動については別の機会に譲ることとする。

(2) の波形は (1) より低速の計測結果である。この場合はホイッピングモーメントがかなり小さくなっていることがわかる。

ホイッピング成分の周波数成分を調べてみると、6.3

Fig. 14 Typical bending moment time histories

Hz 付近に大きな山があり、13 Hz 付近に小さい山があることがわかった。それぞれ2節、3節の固有振動周波数に対応している。本模型に発生するホイッピングは2節の固有振動が主要な部分を占め、3節が少し見られる程度、そして4節以上の振動はほとんど含んでいないことがわかる。高次振動が無いことは構造減衰が大きいことによるものと思われる。

2節の固有振動によるモーメント(歪)の船長方向分布は Fig. 4 で示したように船体中央部で最大となり、

船首尾部で零となるなだらかな山形の分布をしており、その位相は全部揃っている。本実験のホイッピング成分も S. S. 5 と S. S. 7 $\frac{1}{2}$ の波形の位相が揃っており、2節の振動が大きな比重を占めることがここからも明らかである。

3.3.1 シミュレーション計算との対応

弾性模型で得られた曲げモーメントの時間変化を数値計算によりシミュレートする方法^{8),9)}のうち、山本らの方法を適用してみる。船体を水面に浮ぶ弾性梁とみなし、それが波浪から力を受けて生ずる弾性変形も含めた船体運動を時間のステップを追って計算する方法である。この方法では出会い周期成分、スラミングおよびホイッピング成分等が自動的に重なりあった形で求まるので、与えられた波に対する曲げモーメントの時間変化の様子などを実船あるいは模型船の計測結果と直接対比できる形で求めることができ、大変有効な方法である。Fig. 15 に示すのは、彼らの方法による計算結果で、Fig. 14 (2) の実験結果とほぼ対応している。計算によればホイッピング歪の重なり方が実験値より少し遅れ気味であるが、全体の傾向は概ね一致しているといえる。

3.3.2 出会い周期成分

先に示した計測波形によれば、出会い周期成分が主要な部分を占め、それにホイッピング成分が重なって曲げモーメントの増減が生ずるという形になっている。この二つの成分は密接な関係にあるものの、発生機構は独立に考えられるので、以下に各成分ごとの検討を行うことにする。

Fig. 14 の (b) に示したような出会い周期成分を取り出し、船長方向の振幅分布として示したものが、Fig. 16 (1), (2) である。実験値を記号で、対応する OSM の計算値を曲線で示す。実験値は計算に比べてやや小さ目であること、分布の中心が船首側によっていることなどが特徴的であるが、全体的にみて計算との対応は良いようである。また波長を変えても、分布の形、大きさに大きな変化はないことがわかる。前節に述べた山本らの方法による計算から出会い周期成分のみ取り出した値を

Fig. 15 Bending moment time histories calculated by YFM

(1)

(2)

Fig. 16 Longitudinal distribution of bending moment

黒三角で同図の中に記入してある。実験値とも OSM の結果とも良く一致していることがわかる。

3.3.3 ホイッピング成分

ホイッピング成分は衝撃による船体過渡振動と考えられるが、過渡応答の特徴として、第一波目の振幅が通常最大(小)値を与えると共に、入力との関係も深い。したがってホイッピングの大きさの評価をする上でも外力との関連を考える上でも、振動一発目のピーク値を代表量とすることにする。この量を前節で求めた出会い周期成分に重ね合わせれば、ホイッピング発生のもーメント増加の上限を与えることになる。特に本模型のように2節振動が卓越している場合は、固有振動によるもーメントが最大になる船体中央部付近を調べておけば十分であるので、S.S.5におけるホイッピングもーメントのみを取りあげて、以下の議論をすることにする。

ホイッピングもーメントの最大値をその時の船速に対してプロットしたものが Fig. 17 に示すものである。データのちらばりはあるものの船速が増すにつれてもーメントの値も大きくなっていく様子が見られる。この傾向は衝撃水圧を検討した際に述べた衝撃力の船速に対する

Fig. 17 Maximum whipping moment at midship

Fig. 18 Relation between maximum impact pressure at S.S.9¹/₂ and increased whipping moment at midship

変化と同じもので、衝撃の増大がホイッピングもーメントの増大を招いているものと考えられる。Fig. 18 に示したホイッピングもーメントと船底衝撃水圧(S.S.9¹/₂)の関係がこの関係をより明らかに示している。

ホイッピングもーメントによって船長方向のもーメント分布がどのように影響されるかを次に調べる。一般的にホイッピングが高次振動項まで含んだものであれば空間的な偏りのある分布になる可能性があるが、本模型のように高々3節までの振動しか発生しない場合には、ホイッピングもーメントは Fig. 4 に示したような山形分布でかつ位相も一定なので、出会い周期成分を全体的に持ち上げもしくは押し下げるような修正を施したものがトータルな分布形となる。Fig. 19 に示したのは船長方向のもーメント分布の時間変化である。線は OSM により出会い波成分を計算したものであるが、実験値と合っている。もーメント分布形状が出会い周期成分によって規定されていることがわかる。

3.4 衝撃荷重と曲げもーメント増加量

3.4.1 dynamic load factor

木製、弾性両模型実験より、衝撃荷重、船体曲げ変形

Fig. 19 Longitudinal bending moment distribution

を別々に調べてきたが、得られた船体運動、水圧などから二つの実験結果は等価であるとみなせることがわかった。木製模型上で計測された衝撃水圧分布、衝撃荷重と同じものが弾性模型に作用していると考えてよいと思われる。このことを以下で考察する。

衝撃荷重が構造物に作用して動的な応答を引き起す場合、その大きさは外力の強さだけでなく、力の持続時間、時間波形などによって左右される。衝撃力の動的応答を引き起す能力を表わす概念として dynamic load factor¹⁷⁾と呼ばれる量がある。ある持続時間をもつ衝撃荷重が力学系に加えられた時、それによって生ずる過渡応答の最大値が、同じ力を static に加えた時の応答の何倍となるかをもってその定義としている。

この考え方を船首部衝撃荷重と船体曲げモーメント増加量の形に適用するにあたって、加えられた衝撃モーメントとホイッピングモーメントの比を dynamic load factor のここでの定義とする。

この dynamic load factor を実験で得られた力のかかり方に即して求めてみたものが Fig. 20 に示す曲線である。S. S. 9^{1/2} に集中荷重が動的にかけられたとした時の S. S. 5 におけるホイッピングモーメントの最大値を、山本らの方法で計算した結果である。船体は平水中に均衡しており、振動の結果生ずる流体力としては

Fig. 20 Dynamic load factor

Lewis form 近似的 $\omega \rightarrow \infty$ の値を用い、振動モードとしては3節までを考えている。計算したのは三角形と半波正弦波外力に対するもので、波形の持続時間 τ に対する関係を図にして示している。持続時間は2節の固有周期 (T_{2n}) に対する比で示してあるが、 $\tau/T_{2n}=0.8$ 付近で応答が一番大きくなる傾向がみえる。また三角形入力よりも半波正弦形入力の方が 10~20% 程度大きい応答が得られる。我々が 3.2 節で求めた衝撃力の持続時間は概ね 20ms~40ms であった。模型船の $T_{2n}=150$ ms より $\tau/T_{2n}=0.2\sim0.3$ となり、0.2~0.3 の dynamic load factor をもつ衝撃であることになる。いいかえるならば、この船底衝撃によって船体中央に発生するホイッピングモーメントは、Static なモーメントの 0.2~0.3 倍であるとしてよいことがこの図からわかる。

3.4.2 衝撃力と曲げモーメント増加量

例として 3.2 で求めた衝撃力によって、どの程度のホイッピングモーメントが生ずることになるかを計算したものを Fig. 18 に直線で示す。この計算は衝撃力のピーク値が Fig. 13 に示した平均線 (r. m. s.) のような水圧との関係をもつとし、更に持続時間 $\tau=25$ ms ($\tau/T_{2n}=0.227$) としたものである。実線で三角形入力の場合を、点線で正弦波入力の場合を示す。同時に示した実験結果と良く一致していることがわかる。特に実験で得られた衝撃力の波形に近いと思われる三角波入力の場合が良く合っている。

4 ま と め

弾性模型および木製模型の満載状態での向波中実験を中心に、スラミング発生時の弾性応答、船体運動などについて検討を行い、以下のような知見を得た。

(1) 合成樹脂を使用して弾性模型船を製作し、その弾性特性が構造減衰係数を除いて、ほぼ実船に相似な値をもつことが確認できた。

(2) 向波中のピッチング、船首部上下加速度は、弾性の有無によってその振幅に有意な差は認められなかった。また実船換算 8m から 13m までの大波高の中で実験を行ったが、運動の振幅に有意な波高依存性は認められなかった。実験値はピッチングの場合、OSM の計算と良く合っているが、船首部上下加速度の場合、実験値の方が大き目である。

(3) 船底の露出範囲は船速の増加と共に増すが、S. S. 9 より後方が露出することはほとんどなく、S. S. 9 で頭打ちになる傾向が、実験結果で得られた。露出範囲の推定について、OSM は低速域では小さ目の値を、高速域では大き目の値を推定する。山本、深沢の非線形計算法によると改善されるが、実験値との間には未だ差異がみられる。

(4) 衝撃水圧の大きさに弾性の影響は特に認められなかった。その計測値は、OSM 計算値から川上の方法で求めた値に比べて大き目である。また、満載状態の船舶に作用する衝撃水圧は、軽荷状態のそれに比べ特に差異は認められない。

(5) 船底に設けた水圧計の記録より衝撃水圧の船底分布の時間変化を求めることができた。この結果横断面内では水圧はほぼ一定とみなせることがわかった。船長方向の分布は S. S. 9 $\frac{1}{2}$ 付近に盛上りのある形である。水圧を積分して得られた衝撃力は、傾斜衝撃では小さく、同時衝撃時に大きな値を与える。その最大値は模型船重量の 1/10 に達した。

(6) 弾性模型船上で計測された歪から換算した縦曲げモーメントの波形は、山本、深沢法による計算結果と近い形状であった。計測波形を分離して、出会い周期成分とホイッピング成分のそれぞれについて検討した結果によれば、出会い周期成分は OSM の計算結果と傾向、大きさ共にほぼ一致している。ホイッピング成分は衝撃により誘起された 2 節、3 節の固有振動成分から成り、その大きさは最大で 10% 程度である。

(7) 船首部に作用する衝撃が船体に引き起こすホイッピングモーメントの大きさは、衝撃外力の強さだけではなく、その波形、持続時間に依存するが、そのような衝撃の能力を dynamic load factor と定義して、具体的な値を計算した。これを用いて、木製模型で計測された衝撃力が作用した時のホイッピングモーメントを推定したところ、弾性模型の結果と良い一致を示すことがわかった。

本稿では、満載状態の船舶にとってスラミングと並んで大きな衝撃源となり得る海水打込みについては触れることができなかった。今後はこの点についても検討を進め、波浪中の応答を総合的に明らかにしたい。

本研究は、運輸省内共同研究開発項目“異常海難防止システムの総合研究開発”および日本造船研究協会第 194 研究部会“波浪中の船体応答に関する研究”の一環として実施したものである。研究の実施に当たり、上記研究開発委員会堪航性小委員会委員長並びに SR 194 部会長である山本善之東大教授をはじめ、両委員会委員各位に御指導、御討論を賜った。厚く御礼申し上げる。また船舶技術研究所運動性能部 菅井和夫部長には終始適切な御助言を戴いた。感謝の意を表わす次第である。

最後に本研究の計算には FACOM M 180 II AD を一部使用したことを付記する。

参 考 文 献

- 1) S. L. Chuang: Experiments on Flat-Bottom Slamming, J. of Ship Res., Vol. 10, No. 1

- (1966).
- 2) A. B. Stavovy and S. L. Chuang: Analytical Determination of Slamming pressure for High-Speed Vehicles in Waves, J. of Ship Res., Vol. 20, No. 4 (1976).
- 3) K. Hagiwara, T. Yuhara: Fundamental Study of Wave Impact Load on Ship Bow (1st, 2nd, 3rd Report), 日本造船学会論文集, 135 (1974), 136 (1974), 137 (1975).
- 4) 川上益男, 村本弘光: スラミングによる小型船の船底損傷について, 西部造船会会報, 第 33 号 (1966).
- 5) 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 (1975).
- 6) M. K. Ochi and L. E. Motter: Prediction of Slamming Characteristics and Hull Response for Ship Design, T. of SNAME (1973).
- 7) R. E. D. Bishop, W. G. Price and P. K. Y. Tam: On the Dynamics of Slamming, RINA Vol. 20 (1978).
- 8) W. K. Meyerhoff and G. Schlachter: An Approach for the Determination of Hull Girder Loads in a Seaway Including Hydrodynamic Impacts, Ocean Engineering, Vol. 7 (1980).
- 9) 山本善之, 藤野正隆, 深沢塔一: 非線形性を考慮した波浪中の船体縦運動および縦強度 (第 1 報~第 4 報), 日本造船学会論文集, 143 (1978), 144 (1978), 145 (1979), 150 (1981).
- 10) 深沢塔一, 山本善之: Slamming による崩壊強度より見た高速船の Flare 形状と操船について, 日本造船学会論文集, 147 (1980).
- 11) 山本善之, 深沢塔一, 荒井 誠: 波浪中の船体縦運動に対する非線形影響, 石川島播磨技報, Vol. 22, No. 2 (1982).
- 12) 運輸省船舶局: 尾道丸事故に係る技術検討会報告書 (1981, 11).
- 13) 日本造船研究協会第 194 研究部会: 波浪中の船体応答に関する研究報告書, 研究資料第 368 号 (1983, 3).
- 14) 吉野泰平, 他: 弾性模型船に作用する波浪衝撃水圧について, 船研講演集, 第 40 回 (1982).
- 15) 渡辺 巖, 他: 弾性模型船による荒天時船体構造応答の計測, 船研講演集, 第 40 回 (1982).
- 16) 竹沢誠二, 長谷川清一: 船体表面に働く波浪衝撃圧の特性について, 日本造船学会論文集, 第 135 号 (1974).
- 17) J. H. Evans: Preliminary Design Estimation of Hull Girder Response to Slamming, SNAME Annual Meeting (1982).
- 18) ISSC committee II, 3: Transient Dynamic Loadings and Response, Proc. of the 7th ISSC (1979).
- 19) 川上益男: 船の海難と過渡的強度について, 日本造船学会誌, 第 638 号 (1982).