

2) 修正の担当は設計者か特定要員か？

(2) Stiff 等の小物をデータベースに入れ込むことは、製図用としても現図段階での利用を考えてもコスト/効果が良くないと思われるが、実用的な限界はどの程度と考えられるか？

中村 一郎 君 (1)-1) 現状ではある程度確定したデータをバッチで入力しております。適切な TAT を確保すればこの方式で実作業に支障はないと考えます。

(1)-2) 現状では設計実務者が入力しています。

(2) 設計のステージによって、データベースに格納されている小物部材データの詳細の程度が異なっていますが、NC 処理のステージでは、形状発生に必要なすべてのデータはそろっています。

開発頭初は処理コストが高い感はありませんでしたが、漸次システムを改良して、現状では処理コストの面でも満足する結果を得ています。

Fundamental Study of Wave Impact Loads on Ship Bow (3rd Report) —Simulation of Bow Damage—

湯 原 哲 夫

服部 陽一 君 有益な実験的研究を発表して下さい、有難うございます。次の点についてお伺い致します。
損傷船の bow model に対して繰り返し衝撃実験を実施され、実際に起ったのと同程度の損傷を生ずるような equivalent static pressure は 330 t/m^2 であるとしておられますが、この船の場合この程度の水圧には十分遭遇し得るとお考えですか。船体と波との相対速度などから実際に加わるであろう水圧を計算しておられれば、その結果をご教示いただきたいと思います。

湯原 哲夫 君 御討論感謝致します。

大型肥大船に特有な船型の1つである、ここで対象としたような船首々型には、一様分布水圧に換算してこの程度の衝撃水圧が発生したと考えています。

但しこの値はそのような船首船型の中でも最も大きい衝撃圧力が発生する Load Water Line 上 $2 \text{ m} \sim 6 \text{ m}$, Φ をはさんだ幅 6 m 程度の船首端の領域に対する上限値に近いものです。

すでに御報告致しましたように発生する衝撃圧力の性質から考えて、このような水圧が多くの外板パネルに同時に発生するものではありませんし、またそのような衝撃圧力の同時発生領域から考えても防撓板さらには大骨材に対してはもっと小さな衝撃圧力(一様分布水圧に換算すれば)になる傾向にあります。

さらに船首々型がかわる(すなわち船首の傾斜角がかわり船首端の曲率半径がかわる)ことによって上記の 330 t/m^2 という値もかわってきます。

実際にどのようにかかわるかは、藤井・高橋の実験⁹⁾、さらには永元、塚本の推定計算^{A1)}によっておおよその検討が可能かと思います。

参 考 文 献

A1) 永元隆一・塚本修：船首部波浪衝撃圧力の推定について、西部造船会々報，第49号，(昭和50年2月)。

A Study of Wave-Induced Vibration (1st report)

香 川 洸 二 外

熊井 豊二 君 大型の模型による Springing の実験を行ない振動時の圧力を調べられた点、非常に興味深い研究と思います。次の二、三の点について質問致します。

(1) 模型の固有振動数と実船のそれとの similarity は考慮して設計してありますか。

(2) 筆者の計算では、(1)式の ΔF を2種にわけて、virtual mass force と buoyant force としますと、 $n=1 \sim 4$ 位までは buoyant force が大きく、 n が4以上になると virtual mass force が buoyant force よりも圧倒的に大きくなるという結果が出ました*。著者等の結論では springing force は波高の n 乗に比例すると

いう簡単な結果になっています。又 $n=5$ 以外では $n=1$ に比べて spring force はあまり大きくないという事を述べておられます。渡辺教授の計算を見てもわかる様に、波を sine wave と仮定したのでは $n=4$ までしか計算出来ない。それなのに $n>4$ の共振についても結論を出しておられるがその点の説明を願いたい。 $n=5$ というのは $L=L_w$ のときの n の値かと思われませんが、要するに船の pitching の共揺の近くのことでしょうか。もしそのときの状態とすれば船体と波との phase 如何によって船に対する波の相対変位が変ると思われます。従って波高が高くても相対変位が小さければ springing の応答は小さくなると思われる。この現象は「親和丸」の計測結果を調べてみるとよくわかるのです。それなのに著者等の結論では F は波高のみに左右される様な結論を下されているのです。この点如何お考えになりますか。

(3) 船体の振動付加質量の3次元修正値船の長さ方向にはどの様に考えられて計算されたかお尋ねします。

(4) 不規則波と称して問題を簡単に処理されていますが、その前に、pitching 共揺の付近で出会いの周期が出会い毎に少しずつ変化してゆく状態が実船計測でよく見られますからそのときの springing の状態を調べて欲しいと思います。これは出会い周期に frequency modulation があると考え、いくつかのその様な波について同時に計算すれば解析的に興味ある解が得られます*。この様な問題も今後実験を続けられるとき是非調べて頂き度いと思います。尚模型の分割は一カ所でなくもっと多くの block に分け、固有振動数は実船と similar にして頂きたいと希望します。今後の研究を大いに期待しています。

参 考 文 献

- * T. Kumai, On the Exciting Force and Response of Springing of Ships, International Symposium on The Dynamics of Marine Vehicles, and Structures in Waves, Univ. College London, April 1974, Paper 28.

香川 洸二 君 貴重な御討論と御教示を戴きありがとうございます。以下に御質問、御意見に対する回答を申し上げます。

(1) 造波装置の制限(最短波長 0.7m)のため、模型船の振動数は実船 similar より低くなっています。

(2) 高次起振力の発生については、渡辺・熊井先生の方法に従い、付加水質量及び浮力を吃水に対し、一般的に n 次のべき級数で表わせば、最高 $n+1$ 次の起振力まで得られます。渡辺先生の計算ではこれらを3次式で仮定されているので、最高4次の起振力まで得られています。また5次以上の起振力については、長波長であるため船体運動が生じ、起振力が船体に対する波の相対変位によることには同感であり、本文 Fig.3 の例では起振力計算には相対変位を考慮しています。尚一定波長の条件では、相対変位は波高に比例するため、起振力が波高の n 乗に関係します。次に起振力の成分については、起振力が本文 Fig.1 の様に L_w/L_s に伴い著しく変化する様に、各成分も同様に変化します。このため、各成分の割合は多くの L_w/L_s 及び船型に対して調べる必要があると思います。数隻の船型で、数種の L_w/L_s に対する1次起振力の成分比を求めた結果、本文(6)式の $\sqrt{1+C_0} \doteq 1.8$ が平均値として得られ、1次起振力は added mass force と buoyant force がほぼ同程度であると思われまふ。高次については調査していませんが、付加水質量と浮力を吃水のべき級数で表わした場合を考えると、高次係数が付加水質量のものの方が大きくなり added mass force が高次起振力の主成分になったものと思われまふ。

(3) 付加水質量は、簡略化して、3次元修正は施さず2次元計算値を使用しています。今後改める必要があると考えております。

(4) 大変興味深い現象を示唆され、今後の研究の参考にしたいと思います。尚模型船の分割は6カ所で行なっておりますが本文に説明がなかったことをお詫び致します。

田才 福造 君 船の springing に関して詳細な模型実験と計算を行い貴重な知見を得られた研究に敬意を表します。次の点についてお尋ねします。

(1) Introduction の中で筆者の論文にふれて“from different points of view”とありますが、different というのは、どういうことか日本語で解説して下さい。

(2) Fig. 4, 5 に示された拘束模型船に入射波が来たときの変動圧ですが、この場合 strip theory では不正確な場合があることが Faltinsen¹⁾ や丸尾²⁾ によって、すでに論ぜられている。252 頁最下行に述べてある exciting force の refined theory としては上記丸尾²⁾ の方法を発展させることではないでしょうか？

(3) 250 頁に added virtual mass という言葉がありますが、この意味は？

(4) Fig. 8 に示された加速度振幅の計算において、振動の振幅応答の推定の重要因子である減衰力はどのようにして求めましたか？

筆者は肥大模型船のバラスト状態で、フルード数 $F_n=0, 0.1, 0.2, 0.3$ の場合について自由 2 節振動実験を行い、加速度の減衰曲線から対数減衰率を計測し、船速があると静止時より減衰力が減少するが、その減少の様子はストリップ法による(3)式の $-V_s \frac{\partial m}{\partial x}$ では説明できないことを示しました(文献 7))。

対数減衰率についての船速影響を実験的に調査しましたか？ されていればその結果を御教示願いたい。

(5) 外国の多くの研究者達は、springing は著者のいわれる 1st-resonant encounter で説明しようとしている。他方、日本では selective resonance による n th-resonant encounter 理論の論文が多く発表されている。

以上のように springing の取扱い方に 2 通りある。すなわち

- 1) 前者は線型ストリップ理論
- 2) 後者は非線型 2 次元流体力を用いるストリップ理論

著者等は、この 2 つの approach を統一する目的で(1)式中の $\frac{d}{dt}(m\dot{y})$ の中の非線型項を(3)式の第 3 項の形で残したと筆者は考えます。

更に筆者の見解を述べれば、1) に関しては、流体力の分布についてストリップ法の有効性を実験的に徹底的に研究³⁾するとともに、船首部に働く起振力が springing に大きく寄与することから、船首部の 3 次元流れを考慮した線型理論の展開が望まれる。

(2) で用いられる付加質量 m の非線型成分の計算には、筆者等⁴⁾が実験による検証例を示したように perturbation 法による非線型境界値問題としての計算が有効であると考えます。

(6) 1 つの提案

水槽実験においては規則波といえども、narrow band ではあるが spectrum を有している。したがって規則波中の実験で n th-harmonic の現象を確認し、springing 応答を本論文のような単純な計算と比べることは不正確になるおそれがある。

そこで筆者は、精度の高い強制上下揺装置を用いて動揺試験を行い、その時の 1st-harmonic および n th-harmonic encounter response を求め、理論計算と比較する方法が有効であり、先ずこの方法による研究がなされることを提案するものである。

以上質問の (1), (3), (4) については説明をお願いするとともに、(2), (5), (6) については著者等の見解をお示し下さい。

参 考 文 献

- 1) Faltinsen, O., Wave Forces on a Restrained Ship in Head-sea Waves, 9th ONR, Paris 1972.
- 2) 丸尾孟, 佐々木敏之: 向い波の中の細長い物体に働く波圧について, 日本造船学会論文集第 136 号, 昭 49.
- 3) 田才他: 縦波中を航走する肥大船の船首部に働く流体力について(第一報), 西部造船会々報, 第 48 号, 昭 49.
- 4) 田才福造, 小寺山亘: 上下揺する半没水円柱に働く非線型流体力について, 西部造船会々報, 第 46 号, 昭 48.

香川 洸二 君 貴重な御討論と御教示を戴きありがとうございます。以下に御質問、御意見に対する回答を申し上げます。

(1) Springing 起振力に対する従来の考え方は大別すると、運動量理論によって付加慣性力の変化による非線形流体力に着目する考え方(渡辺・熊井の方法)と、線形理論によるストリップ法に基づいて流体力を求める考え方(Goodman の方法)とに分類出来ますが、先生は流体力学的な立場から、これらの妥当性に対して基本的な検討を加えられ、特に前者に対し、自由面条件から考えて付加的流体力の計算法に訂正すべき点があることを御指摘されております。今後起振力の推定精度の向上に対し大変貴重な指摘であると思います。

(3) 付加水質量 (added mass of water) の意味です。

(4) 模型船の減衰率は静水中浮遊状態で自由減衰振動を計測して、減衰曲線から対数減衰率を求めました。

対数減衰率に対する船速影響は、静止時と航走時のそれぞれについて減衰振動から対数減衰率を計測致しましたが殆んど差異は認められませんでした。

(2), (5), (6) については全く御意見の通りと考えます。今後の研究の指針に致したいと思います。