点としましては,

- ・境界条件問題に関しては、Mamidipudi, P., et. al の論 文では、平板の辺上の境界条件は扱われているが、平 板の角の条件が含まれていないように思われるのに対 し、本論文では、平板の角の条件も考慮している
- ・流体問題に関しては、Mamidipudi, P., et. al の論文では、平板を0喫水として扱っているのに対し、本論文では、喫水も考慮している
- などが挙げられるものと思います。

(2) 船舶技術研究所の実験に対応するモデルにつきま しては、縦横を40×8に分割して計算しております。また、 三菱重工業の実験に対応するモデルにつきましては、縦横 を60×12に分割して計算しております。離散化に関する 計算精度及び効率化に関する検討はしておりませんが、第 2報などで示した手法では、おおよそ波長の半分くらいの 大きさに分割すると, 解としては収束しているものと思わ れました。そうした意味では十分に小さい離散化だと思わ れます。ただし、こうした離散化の問題は、物体の剛性な どとも絡んできますので、一義的に結論付けることはでき ないと思います。また,第2報にて紹介しているモード関 数を用いた手法(離散的な手法という点では第3報と同じ です)との数値的な検討としまして、船舶技術研究所の実 験に対応するモデル(波向き 60[deg]λ/L=0.3 のセンター ライン付近) での比較を行いますと、表1に示すようにな っております。

また,角の周辺でなおかつ応答そのものの絶対量が小さい箇所でなどでは5割程度(例えば:0.0699126と0.0464530)一致していない部分もありますが,論文中でも記したように,モード関数を使った手法が必ずしも正解ではないことを考慮しますと,どちらがより正解かというのは判断が難しいと思います。また,こうした極端な不一致

表1:差分による手法と、モード関数を用いた手法の 数値的な比較

x / (L/2)	差分化による手法	モード関数を用いた手法
-0.975	0.548648	0.546400
-0.925	0.488921	0.486306
-0.875	0.434209	0.431776
-0.825	0.386342	0.384477
	:	
-0.075	0.244257	0.226693
-0.025	0.232393	0.215665
0.025	0.241035	0.224601
0.075	0.270237	0.252896
	:	:
0.825	0.667801	0.638635
0.875	0.817276	0.783668
0.925	0.975606	0.937471
0.975	1.13692	1.09713

は角の周辺のごく一部の点で,全体的にずれが大きいとか 傾向が異なるということは,これまでの計算結果において は観察されておりません。また,こうした計算手法による 違いも,実験結果等と対比する上でほとんど大きな誤差と は言えないというのが現状です。

(3) 同じ関係式に基づく近似領域として扱うとは限り ません。例えば、斜め波のような場合ですと、平板の境界 部(波上側の辺上)では入射波に対して近い成分の規則的 な変形が観察されますが、平板の内部の領域では規則的で はありますが全く別の成分の変形が観察されます。こうし た場合、適宜別の関係式を用いて表現することが好ましい ものと思います。したがって、Fig. 14 での近似領域とは「何 らかの近似的措置を取ることが可能な範囲」と理解してい ただきたく思います。

23 A B-Spline Element Method for Predicting the Hydroelastic Responses of a Very Large Floating Structure in Waves

【討論】柏木 正君 (1) Introduction において, モード関数として free-free beam mode の重ね合わせを 用いる方法は "some problems might occur in calculations of the inner forces of the structure"と言っていま すが, inner forces とは何を意味していますか。周辺境界 条件をガラーキン法における自然境界条件として考慮する 方法は local な弾性変位に関しても十分に収束した結果を 与えており¹⁰, 特に問題はないと思います。

(2) Dry eigenmode の計算値が NASTRAN の結果 と比べ、高次モードで違っていますが、モード関数の直交 性にはどの程度の誤差となっていますか。

(3) (29) 式の G_{ij}の計算における特異性の処理はどの

ように行っていますか。

(4) Dry eigenmode を求めることに精力を注がれて いますが、最終的には dry eigenmode はあまり意味のない ものだと思います。B-spline 関数を用いて dry eigenmode を数値的に求め、更にモード展開法を適用するなら、最初 から圧力分布に関する積分方程式と振動方程式を同時に解 く「直接法」の方がわかり易く簡単ではないでしょうか。 これに関しては最近の論文³をご参照下さい。

 Kashiwagi, M. (1998) : A B-spline Galerkin scheme for calculating the hydroelastic response of a very large floating structure in waves, J. of Marine Science and Technology, Vol. 3, No. 1. Kashiwagi, M. (1998) : A new direct method for calculating hydroelastic deflection of a very large floating structure in waves, Proc. of 13th Int. Workshop on Water Waves and Floating Bodies, pp. 63-66.

[Reply] (1) Notice that free beam eigenmode does not satisfy the edge condition of a free-free plate, when internal forces (Sorry, "inner" should be "internal" here) are calculated some problem may occur, e. g. M_x may not be zero at the edges $x=\pm L/2$, though the deflection has been well predicted by superposing free beam eigenmodes

(2) From our calculation results we found that $M_{rs}/M_{rr} \le 1.0 \times 10^{-6} (r \ne s)$, which means the orthogonal relation of eigenmodes is satisfied. It is not surprised to us because eigenmodes are obtained by solving the eigenvalue problem directly.

(3) Singular integration is term G_{ii} of equation (29) has been estimated by using the degenerate triangle mapping technique, please see reference [8] for the details. This quadrature is valid not only for plane panels, but also for curved panels, therefore we can extend the application of our method from an elastic plate to an elastic shell.

(4) Sorry to say that I have a different opinion to this point. With "modal analysis method", we can express the deflection of an elastic structure, which has infinite degrees of freedom, by superposing a few eigenmodes because characteristics of the structure has been well represented by the eigenmodes. While with "direct method", we need to use more unknowns to express the deflection. For example in the first calculation of this paper, we would have 1577 unknowns for the deflection if we use "direct method". But with "modal analysis method", we used only 50 unknowns for the deflection and got accurate results. It is very hard to say which method is better, it will be case by case. By the way, we do not need to make any special effort to obtain the eigenmodes because solvers for eigenvalue problem are available in almost every compiler package. In addition, once we obtain the eigenmodes, we can use them to all the following calculations.

24 浅喫水箱形浮体の波浪中弾性応答について(その3)

【討論】 濱本 卓司 君 (1) 流体力のパネル中央点と 平板要素の4個の節点は実際にはずれているのではないか と思いますが,流体力を平板要素の節点に作用させるとき にどのような扱いがなされているのでしょうか。

(2) 流体力の計算の際,接合部における4cmの空隙 の影響は実際にはほとんどないようにも思えます。考慮し た場合としない場合を比較されたことがありましたらその 影響についてお教え下さい。

(3) $\lambda/L=0.6$, 0.8 のとき接合部での実験値が計算値 を上回る理由としてゼロ喫水の仮定をあげられています が,この特定の波長と喫水との関係により流体力が増幅さ れるということでしょうか。

(4) 梁接合のとき接合部での傾斜が不連続になり,実 機換算すると溶接可能な拘束状態になっていないとのこと ですが,これは接合部の数を増すことにより解消されると 考えてよいのでしょうか。

【回答】(1) 平板要素の節点を囲むように位置する流体 4パネル(舷側部では2パネル)に作用する力が,1つの節 点に作用するものとしています。上下力は4パネル分の合 力を加え,モーメントは流体パネル中央から節点までの距 離のレバーを考慮して加えています。

(2) 空隙の影響について喫水=0の仮定の範囲ですが

調査しています。付図に示すように,縦波中では目立った 相違はありませんが,斜波中では相違が認められます。よ って,本論の計算では空隙を考慮いたしました。空隙の影 響は波長が短い範囲で顕著である程度の波長になりますと 小さくなります。また,空隙が大きくなりますと,接合部 付近の圧力は空隙の影響を強く受けることになります。



Distributions of wave pressure $(\lambda_{\infty}/L=0.1, gap=4cm)$