2215 付加質量法による接水振動系の計算誤差に関する検討 Verification of the Numerical Accuracy of the Vibrating Plate Submerged Water Using Added Mass Method

○正 岡本 慶雄 (東工大研究生) 正 萩原 一郎 (東工大)

Yoshio OKAMOTO and Ichiro HAGIWARA
Tokyo Institute of Technology, 2-12-1 O-okayama, Meguro-ku, Tokyo 153-8552 Japan

Key Words: Finite Element Method, Added Mass Method, Mode Assurance Criteria

1 緒論

船舶等の流体に囲まれた領域を持つ構造物の振動予測を行う際には流体の影響を考慮する必要がある。低周波数領域の振動予測には有限要素法が用いられることが多く、その際に、流体の影響を付加質量^{(1)~(3)}として予め求めてから解析を行っている。これは、境界積分を使って流体から受ける圧力を計算するものである。機械振動は広範囲の周波数領域に存在するために比較的高い周波数領域まで解析を行う必要があり、その際には非圧縮として仮定して求めた付加質量に本来は周波数依存性があるために圧縮性流体との誤差が生じ、振動解析の計算精度を低下させる。

比較的中周波数の領域は、構造物の複雑な形状や、解析量の著しい増大から解析が困難とされている領域であるが、付加質量の誤差だけを考慮しても応答関数の解析精度を低下させることを既に一例として示している。^{(4), (5)}

そこで、本報では固有振動数の誤差と固有ベクトルの際を調べたので報告する。

2 付加質量法と誤差について

Fig1 に示すとおり、接水船舶の機械振動は自由表面を有する半無限領域での接水振動として定式化される。ここでは船舶の構造領域に有限要素、流体領域に境界要素を用いて離散化する。振動源には調和振動を仮定すると理想流体では流体領域において Helmholtz 方程式を満足する音場となるが、低周波数の振動予測を実施する場合には調和振動数に対して水中での音速が十分大なので波数項を省略し、Laplace 方程式と見なすことが出来る。そこで、付加質量を定数と見なして通常の構造振動として扱うことが出来る。

Fig.1 Vibrating Structure immersed in water

Fig.1 は接水振動系を簡単に示したものである。図において、Sは構造物を指し、Ωは流体を示す。Ωの境界は構造との境界部分 $\partial\Omega_s$ 、自由表面 $\partial\Omega_f$ 、無限遠方 $\partial\Omega_\infty$ から成る。 $\partial\Omega_f=0$ 、即ち波面は変動がなく、自由表面での音圧を0とする。 ω は角振動数であり、求めるべき変数は振動による構造変位 u 、及び任意流体領域での音圧 p である。起振源としてこの系に調和加振力 f が加わるものとする。構造及び流体の離散式は次のようになる。

$$\begin{cases} (K - \omega^2 M) u = f - C p & (1) \\ H(k) p = G(k) \frac{\partial p}{\partial n} & (2) \end{cases}$$

但し、波数は $k = \omega / c$ であり、角周波数 ω と水中での音速 c により表せる。 M , K は構造に関する質量行列、剛性行列であり簡単のため減衰は省略している。右辺 $C p$ が流体から構造への影響項であり、 C は構造要素と流体要素の幾何的結合

状態を表している。式(2)は、 Ω_s での境界積分方程式を離散化した式である。 $H(k)$ 、 $G(k)$ は境界積分方程式の離散化の際に導出された係数行列で波数 k に依存する。 ρ は流体の密度を示す。境界での速度の連続条件を用い、また、構造から流体への影響項が無いと仮定すると、式(1)を u 、 p について解けばよいことになる。 p を、 u を用いて上式に代入し、改めて u について整理して表すと式(3)のようになる。

$$(K - \omega^2(M + M_A)) u = f \quad (3)$$

$$M_A = \rho^t C H(k)^{-1} G(k) \quad (4)$$

M_A は波数成分 k を含んでいるので周波数依存性があるために、このままではこの式において一般解を得ることができない。そこで、 $k = \omega_0$ という仮定を行うと質量部分の周波数依存性はなくなり、付加質量が定数値として求まるので、修正した質量行列を改めて M と置けば、通常の構造振動に関する方程式を得る。

3 固有振動数と固有ベクトルの検証

検証モデルとして $1.2\text{m} \times 0.4\text{m}$ 板厚 0.006m の平板モデルを用いた。境界条件を固定とし面外変位を考慮している。対象とした周波数は 1kHz 付近とした。

固有値解析結果による変形形状の一例を Fig.2 に示し、周波数依存性のある付加質量によるモード形状を MAC(Mode Assurance Criteria)により確認した結果を Fig.3 に示す。

Fig.2 Mode Shape (1010.3Hz)

四辺を固定しているためにモード形状は Fig.3 に示すとおりほぼ同じ順番で変形形状を示す。表示は周波数依存項として $f_0 = 0\text{Hz}, 1\text{kHz}$ を用いたときの対応である。用いたモードは Fig.4 に示す。

Fig.4 より最大で 3% の固有振動数誤差、また、そのときモード形状が異なることが示された。

Fig.3 MAC(0Hz & 1kHz)

Mode No.	Frequency(Hz)	Difference(%)	ModeShape	MAC
15	823.4	0.12	(7,2)	0.998
16	833.0	0.14	(9,1)	0.887
17	892.8	3.0	(1,3)	0.814
18	901.1	0.60	(3,3)	0.997
19	951.4	0.39	(3,3)	0.954
20	956.9	0.32	(8,2)	1.00
21	1010.3	0.19	-	0.978
22	1018.1	0.32	-	0.980
23	1089.1	0.23	(5,3)	0.996
24	110.5	0.25	(9,2)	1.00
25	1181.2	0.19	(6,3)	1.00
26	1226.6	0.81	(11,1)	0.996

Fig.4 MAC(0Hz & 1kHz)

4 結言

平板モデルを用いて付加質量法における流体の圧縮性の有無から生じる固有振動数及び固有モードの誤差を求めた。

これらから周波数応答解析及び振動解析結果を用いた外部放射音予測計算にも誤差を生じさせるものと思量される。

5 参考文献

- (1) 日本エムエスシー社 MSC/NASTRAN Advanced Dynamic Analysis ユーザーズガイド Ver.70, pp124-132,(1998)
- (2) NIT 社 SYSNOISE Theoretical Manual
- (3) 大坪英臣、久保田晃弘、" 相関問題"、pp7-29、1991、培風館
- (4) 堤厚博、岡本慶雄、" 実船の低次固有値解析結果について"、日本機械学会第8回設計工学・システム部門講演会論文集、pp368-371,1998.11
- (5) 岡本慶雄、萩原一郎、" 船舶接水時の連成挙動解析" 日本機械学会第13回計算力学部門講演会論文集,2000.11