矩形タンク側壁の接水振動解析

正員 遠 山 泰 美* 明 石 委 子*

Vibration Analysis of Side Walls of a Rectangular Tank

by Yasumi Toyama, *member* Tomoko Akashi

Summary

This report describes methods for the vibration analysis of side walls of liquid filled tank in ships. The natural frequencies of simply supported side walls are obtained by means of analytical energy method and boundary element method combined with structural finite element techniques. Comparing the results, the numerical accuracy of natural frequencies depending on the mesh sizes has been investigated.

The vibratory responses of side walls are also analyzed in the cases where the tank is enforced to vibrate in horizontal or vertical direction with given acceleration.

Simplified methods are proposed for the prediction of natural frequencies and acceleration levels of side walls using non-dimensional parameters which are found to be applicable to the problem of both side wetted bulkhead wall.

1. 緒　　言

船体には液体と接する局部構造が数多く存在し，主要起振源との共振回避を目的とした流体と弾性体との連成振動解析の重要性が認識されている。数値解析技術の発展に伴い，有限要素法(FEM)[1),2)] や特異点分布法[3),4),5)]，境界要素法(BEM)[6)] の適用が一般化しつつある。特に，弾性体のモデル化に FEM を適用し，同じメッシュを流体境界要素として用いる FEM-BEM 複合手法はインプットデータが少なくて済むため極めて実用性の高い手法となっている。しかし要素分割と精度の関係は FEM, BEM 双方の特性に依存するため複雑であり，比較できる正解の知られた問題がほとんど無いこともあり，十分に検討されてきたとは言い難い。

接水タンク壁固有振動問題の解析的な手法としては従来，鬼頭による研究[7),8)] があるが，振動モードを仮定しているために精度評価の基準に使うには精度が不足しており，高次モードの評価も困難であった。そこで Rayleigh Ritz 法による高精度の解を求め，FEM-BEM 解析結果との比較を行った。またこれまであまり論じられていなかったタンク全体を水平または上下に加振したときの側壁パネルの振動応答量の推定法についても検討を行った。

解析的な手法[6),9)] はパラメトリックな振動特性の調査に適しており，設計初期段階での構造の検討に利用し易いことから最近再び見直される傾向がある。この利点を生かし任意寸法をもつ矩形タンクの固有振動数と応答量を簡単に推定するためのグラフを提示した。更に密度と深さの異なる 2 種類の液体に両面が接している場合の問題にも応用できることを示した。

2. 矩形タンク側壁の解析的固有振動解析法

2.1 矩形タンクの形状と境界条件

Fig. 1 に示す長さ a，幅 b，高さ h の矩形タンクを考える。内部流体の深さを d で表す。$y=\pm b/2$ にある 2 枚の側壁パネル ($a\times h$) は 4 辺が単純支持されているものとし，板厚を t で表す。簡単のため側壁と直交する前後壁パネルは変形しないものとする。タンク内の流体は非粘性，非圧縮性の理想流体として扱い，振幅は微小であるとして線形の自由表面条件を適用する。$d=h$ すなわち満載の場合で

* 三井造船(株)

原稿受理 平成 9 年 7 月 4 日
秋季講演会において講演 平成 9 年 11 月 14, 15 日

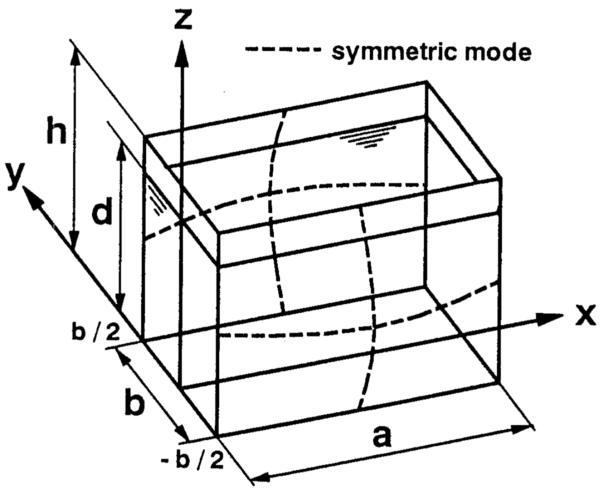

Fig. 1 Coordinate system of a rectangular tank

も頂板との間に僅かな隙間があるものとして自由表面の存在を考慮する。液面動揺周期に対し振動周期は十分短いものとして重力加速度の影響は考慮しない。

2.2 定式化

流体と弾性体との連成振動は相当に複雑な問題であり，無限平板のような特別な場合を除き固有振動数と振動モードは簡単な式では表されない。ここでは Rayleigh-Ritz のエネルギー法を適用し，項数を十分多く取ることにより解の精度を上げることにする。

$y=b/2$ における側壁パネルの y 方向変位を(1)式で表す。

$$w(x,z)=\sum_{i=1,2,}u_i\cdot w_i(x,z) \tag{1}$$

ここに $w_i(x,z)=\sin(m\pi x/a)\sin(n\pi z/h)$ (2)

一方 $y=-b/2$ における側壁パネルの変位は逆対称モードに対しては(1)式と同じとし，対称モードに対しては(1)式に負の符号を付けたものとする。対称，逆対称という言葉は $y=0$ の平面に関して流体運動および構造変形が対称，逆対称という意味で用いている。すなわち対称モードとは向かい合う側壁がそれぞれの接水側に対して同相で振動するモードのことを言う。

前後壁での境界条件を満足させるため，(2)式の $\sin(m\pi x/a)$ を周期 $2a$ で Fourier Cosine 展開しておく。

$$\sin(m\pi x/a)=\sum_{k=0,1,}a_{mk}\cos(k\pi x/a) \tag{3}$$

$$a_{mk}=\begin{cases}2/(\pi m) & k=0,\ m：奇数\\ (2/\pi)[1/(m+k)+1/(m-k)] & k\neq0,\ m+k：奇数\\ 0 & 上記以外\end{cases} \tag{4}$$

次に自由表面条件とタンク底面での境界条件

$$\phi|_{z=d}=0,\quad \partial\phi/\partial z|_{z=0}=0 \tag{5}$$

を満足させるべく $z=d$ なる自由表面に関し逆対称，$z=0$ なる底面に関し対称となるよう(2)式の $\sin(n\pi z/h)$ を周期 $4d$ で Fourier Cosine 展開しておく。

$$\sin(n\pi z/h)=\sum_{l=1,3,}b_{nl}\sin(l\pi z/2d) \tag{6}$$

$$ここに\ b_{nl}=(4/\pi)\int_0^{\pi/2}\sin 2n(d/h)\theta\cdot\cos l\theta d\theta,\quad n\neq0 \tag{7}$$

(7)式は解析的に積分できる。特に $d=h$ のときには簡単になり，

$$b_{nl}=(2/\pi)[1/(2n+l)+1/(2n-l)],\quad l=1,3,5,\cdots \tag{8}$$

と表される。

速度ポテンシャルは(9)式で表すことができる。

$$\phi=\sum_{i=1,2,}\dot{u}_i\cdot\sum_{k=0,1,}\sum_{l=1,3,}a_{mk}b_{nl}f_{kl}(y)\cos(k\pi x/a)\times\cos(l\pi z/2d) \tag{9}$$

ここに

$$f_{kl}(y)=\begin{cases}\cosh\kappa y/[\kappa\sinh(\kappa b/2)] & 対称モード\\ \sinh\kappa y/[\kappa\cosh(\kappa b/2)] & 逆対称モード\end{cases} \tag{10}$$

$$\kappa=\pi[(k/a)^2+(l/2d)^2]^{1/2} \tag{11}$$

動水圧は(12)式で計算される。

$$p=-\rho_w(\partial\phi/\partial t) \tag{12}$$

y が正の領域における流体と構造の運動エネルギーをそれぞれ T_w, T_s, 構造の歪エネルギーを U で表すと以下のように表される。

$$T_w=-(\rho_w/2)\iint\phi\cdot(\partial\phi/\partial y)dxdz \tag{13}$$

$$T_s=(\rho_s t/2)\iint\dot{w}^2dxdz \tag{14}$$

$$U=(D/2)\iint\{(\partial^2w/\partial x^2+\partial^2w/\partial z^2)^2-2(1-\nu)\times[(\partial^2w/\partial x^2)(\partial^2w/\partial z^2)-(\partial^2w/\partial x\partial z)^2]\}dxdz \tag{15}$$

ここに $D=Et^3/12(1-\nu^2)$, E：ヤング率，ν：ポアソン比

ρ_w, ρ_s：流体および側壁の密度

$\{u\}=\{u_1,u_2,\cdots\}$ を一般化変位とする Lagrange の運動方程式を作ると(16)式を得る。M_s は構造質量マトリックス，M_w は付加質量マトリックスを表す。

$$[M]\{\ddot{u}\}+[K]\{u\}=\{0\} \tag{16}$$

$$[M]=[M_s]+[M_w] \tag{17}$$

$$M_{sij}=\begin{cases}m_s/4 & i=j\\ 0 & i\neq j\end{cases} \tag{18}$$

$$M_{wij}=(m_w/4)\cdot\sum_{k=0,1,}\sum_{l=1,3,}c_{kl}a_{mk}b_{nl}a_{m'k}b_{n'l} \tag{19}$$

$$c_{kl}=\begin{cases}2/[\kappa b\tanh(\kappa b/2)] & k=0 & 対称モード\\ 1/[\kappa b\tanh(\kappa b/2)] & k\neq0 & 対称モード\\ 2\tanh(\kappa b/2)/\kappa b & k=0 & 逆対称モード\\ \tanh(\kappa b/2)/\kappa b & k\neq0 & 逆対称モード\end{cases} \tag{20}$$

$$K_{ij}=\begin{cases}(D/4)ah\pi^4[(m/a)^2+(n/h)^2]^2 & i=j\\ 0 & i\neq j\end{cases} \tag{21}$$

ここに $m_s=\rho_s aht$：側壁パネルの質量

$m_w=\rho_w abd$：タンク内流体質量

ただし $(m',\ n')$ は変位 w_j に対応し，(2)式の w_i と同様に定義する。(16)式を用いて固有振動数と固有振動モードを計算することができる。

2.3　項数による解の収束状況

例題として立方体のタンクを取り上げる。Table 1 に諸定数を示す。

(9)式で考慮する m, n 及び k, l の最大数を変化させて1次固有振動数の収束状況を調べた。結果を Table 2 に示す。計算は満載と半載の場合について行い固有振動数は(22)式で割って無次元化表示を行っている。

$$\omega_0=\frac{\pi^2}{h^2}\sqrt{\frac{D}{\rho_s t}} \qquad (22)$$

満載の場合 m, n は10迄, k, l は30迄取れば有効数字4桁程度の精度が得られる。満載でない場合には(6)式の左辺の関数が液面で不連続となるため l の項数を多くとる必要が生じる。しかし100迄とれば実用上十分な精度の解が得られている。

2.4　固有振動数, モードおよび動水圧分布

立方体タンクで満載と半載の場合の側壁パネルの1〜6次固有モードと無次元化固有振動数を Fig. 2, Fig. 3 に示す。1つの側壁パネルに注目すると, 逆対称モードは対称モードと大きくは変わらないので対称モードだけを図示している。自由表面の影響のために満載であっても振動モードは完全な上下対称とはならないことが分かる。満載対称モードの固有振動数について FEM-BEM による数値解析結果との比較を Table 3 に示す。本手法により解析的に求めた固有振動数と一辺を32分割したメッシュモデルによる数値解析結果は6次モードまで全て1%以下の誤差で一致している。FEM-BEM の場合一辺を8〜16分割すれば実用的な精度の解が得られることが確認できる。なお解析解との比較のため FEM では板厚方向の剪断変形は無視している。また構造質量には lumped mass を用いている。タンク中央を通る鉛直断面 $x=a/2$ での動水圧分布を(12)式を用いて解析的に計算した。計算例を Fig. 4, Fig. 5 に示す。

Table 1　Principal dimensions of a tank structure

bottom length	a = 1600 mm
bottom breadth	b = 1600 mm
tank height	h = 1600 mm
liquid depth	d = 0〜1600 mm
panel boundary condition	simply supported
panel thickness	t = 2.4 mm
Young's modulus	E = 206 GPa
Poisson's ratio	ν = 0.3
panel density	ρs = 7.85 ton/m³
liquid density	ρw = 1.0 ton/m³

Table 2　Convergence of non-dimensional natural frequencies with respect to number of terms (a=b=h)

$k_{max}=l_{max}$	Full Loaded (d = h) Mode 1 ω_1/ω_0				
	$m_{max}=n_{max}$				
	1	3	5	10	20
10	0.26857	0.26651	0.26645	0.26644	0.26644
30	0.26856	0.26650	0.26643	0.26642	0.26642
100	0.26856	0.26650	0.26643	0.26642	0.26642
200	0.26856	0.26650	0.26643	0.26642	0.26642
	Half Loaded (d = h/2) Mode 1 ω_1/ω_0				
10	0.69471	0.63747	0.63738	0.63733	0.63732
30	0.69258	0.63613	0.63604	0.63598	0.63598
100	0.69235	0.63598	0.63590	0.63584	0.63584
200	0.69233	0.63597	0.63589	0.63583	0.63583

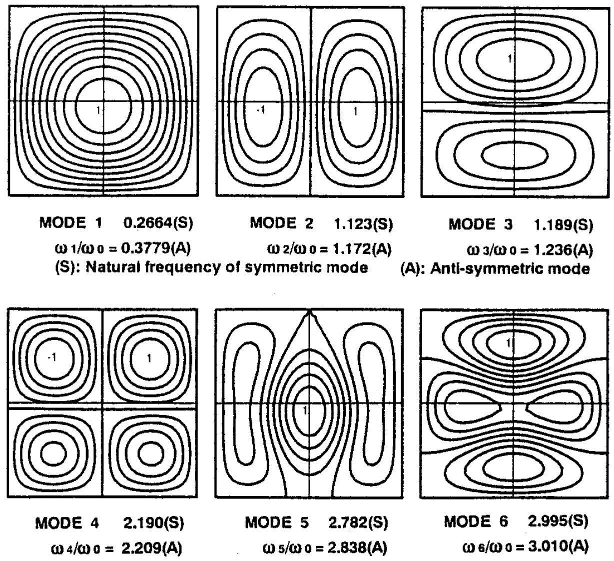

Fig. 2　Natural modes and frequencies of side wall (Full loaded tank d=h, a=b=h)

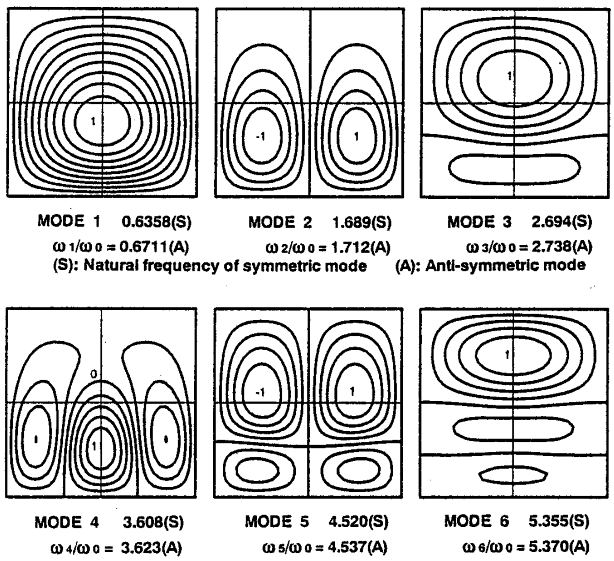

Fig. 3　Natural modes and frequencies of side wall (Half loaded tank d=h/2, a=b=h)

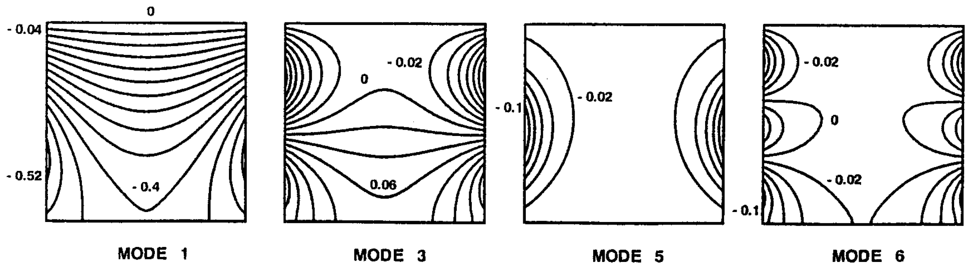

Fig. 4 Hydrodynamic pressure distribution at x=a/2 ($p/\rho_w h\omega^2$ for symmetric modes, d=h, a=b=h)

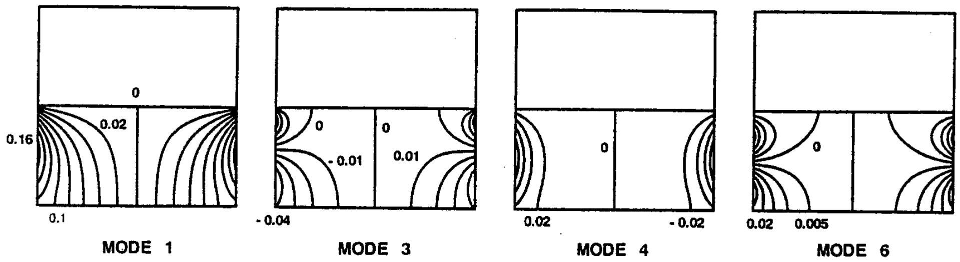

Fig. 5 Hydrodynamic pressure distribution at x=a/2 ($p/\rho_w h\omega^2$ for anti-symmetric modes, d=h/2, a=b=h)

Table 3 Natural frequencies of side wall by FEM-BEM with different mesh sizes (a=b=h=d) Figures in ( ) show ratio to analytical solution.

Mesh size	MODE No.	1	2	3	4	5	6
a/8	Symmetric mode	0.2691	1.1808	1.2510	2.3313	3.1662	3.4078
		(1.010)	(1.051)	(1.052)	(1.064)	(1.138)	(1.138)
a/16		0.2665	1.1343	1.2015	2.2135	2.8614	3.0812
		(1.000)	(1.010)	(1.010)	(1.011)	(1.029)	(1.029)
a/32		0.2662	1.1252	1.1914	2.1930	2.7990	3.0140
		(0.999)	(1.002)	(1.002)	(1.001)	(1.006)	(1.006)
Analytical ω/ω0		0.2664	1.1233	1.1892	2.1902	2.7816	2.9950

(Column header over 1–6: Non-dimensional natural frequency ω/ω0)

2.5 液体深さと固有振動数の関係

立方体タンクで内部液体深さを変化させた時の対称モードの固有振動数の変化を Fig. 6 に示す。$(m, n)=(2, 2)$ が支配的なモードは半載では5次であるが満載では4次に現れ，出現順序が入れ替わっている。$(m, n)=(1, 3)$，(3, 1) を主成分とするモードの固有振動数は $d/h=0.19$ 付近で近接するが連成影響のため交差することはない。逆対称モードについても Fig. 6 と同様の結果が得られている。

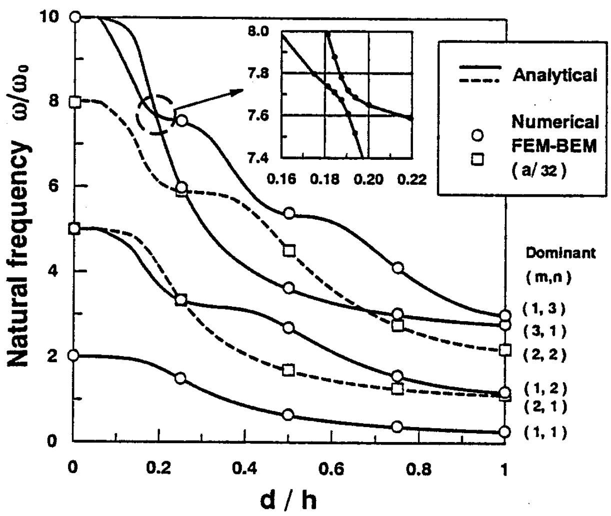

Fig. 6 Effect of liquid depth on natural frequencies of side wall (symmetric modes, a=b=h)

3. 矩形タンク側壁固有振動数の簡易推定法

任意の矩形タンクに対する固有振動数推定用グラフを作っておけば，タンク壁の設計等に極めて便利である。この目的のために接水パネルの付加質量効果を表すパラメータとして従来より用いられている(23)式の ε (有効質量パラメータ) を導入する。1次固有振動数(対称・逆対称モード)の近似値について考える。

$$\omega_w=\omega_a/\sqrt{1+\varepsilon} \tag{23}$$

$$\omega_a/\omega_0=1+(h/a)^2 \tag{24}$$

$$\bar{\varepsilon}=\varepsilon/\alpha \tag{25}$$

$$\alpha=\rho_w h/(\rho_s t) \tag{26}$$

ここに ω_w：接水固有振動数

ω_a：空中固有振動数

$\bar{\varepsilon}$ の値は厳密には α の値に依存するが概ね一定値とみなすことができる。たとえば立方体タンクについて α を10から1000に変化させた時の $\bar{\varepsilon}$ を Fig. 7 に示す。特に満載

の場合には $\bar{\varepsilon}$ の変化は 1 %以下に過ぎない。$\bar{\varepsilon}$ が変動する理由は α の値により固有振動モードが僅かに変化するためである。Fig. 8 に $d/h=1$, 0.75, 0.5 に対する $\bar{\varepsilon}$ の計算値を示す。ただし α は実際に使われる範囲の値の代表値として $\alpha=100$ として計算した。

タンク幅 b が液体深さ d に比べ十分大きくなると，幅 b の影響は無くなり，対称モードと逆対称モードの固有振動数は一致するようになる。$d/b=0.2$ 以下で 2 つの向かい合う側壁パネル間の干渉は無くなると言える。ここで 1 項近似解について検討する。1 項近似解は (1) 式の第 1 項だけ，すなわち長さ，高さともに正弦半波だけで振動モードを仮定するものであり，鬼頭[8] によって提案された方法である。$\bar{\varepsilon}$ について十分多くの項を考慮した場合との比較を Fig. 9 に示す。相対的に背の高いタンク程，1 項近似解の精度が悪くなる傾向を示す。また半載での両者の比は満載の場合より大きくなる。これは実際の固有振動モードが Fig. 10 に示すように上下対称とはなっておらず，鬼頭による正弦半波近似が必ずしも適切でないことに起因している。

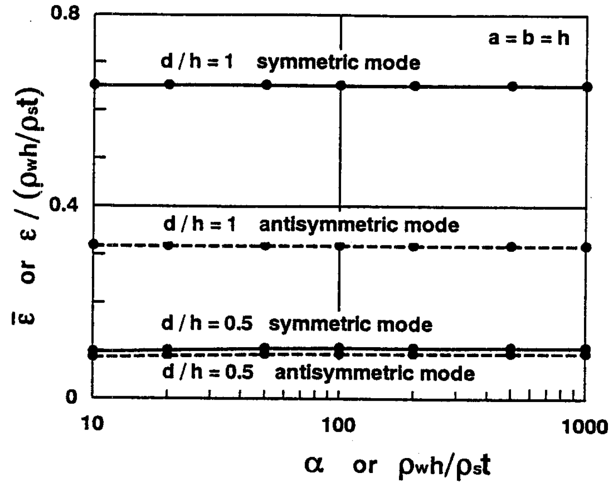

Fig. 7 Effective mass parameter ε for a cubic tank

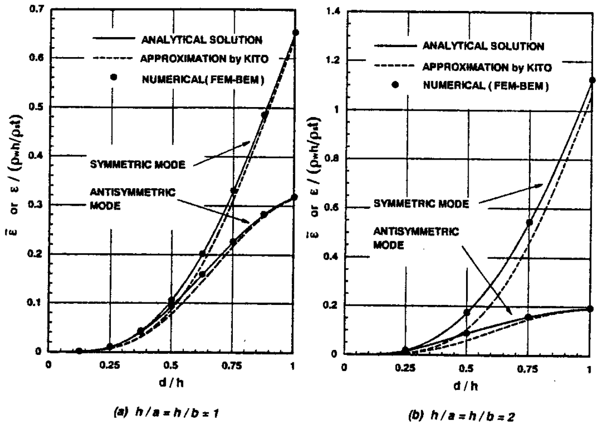

Fig. 9 Effective mass parameter ε as a function of liquid depth

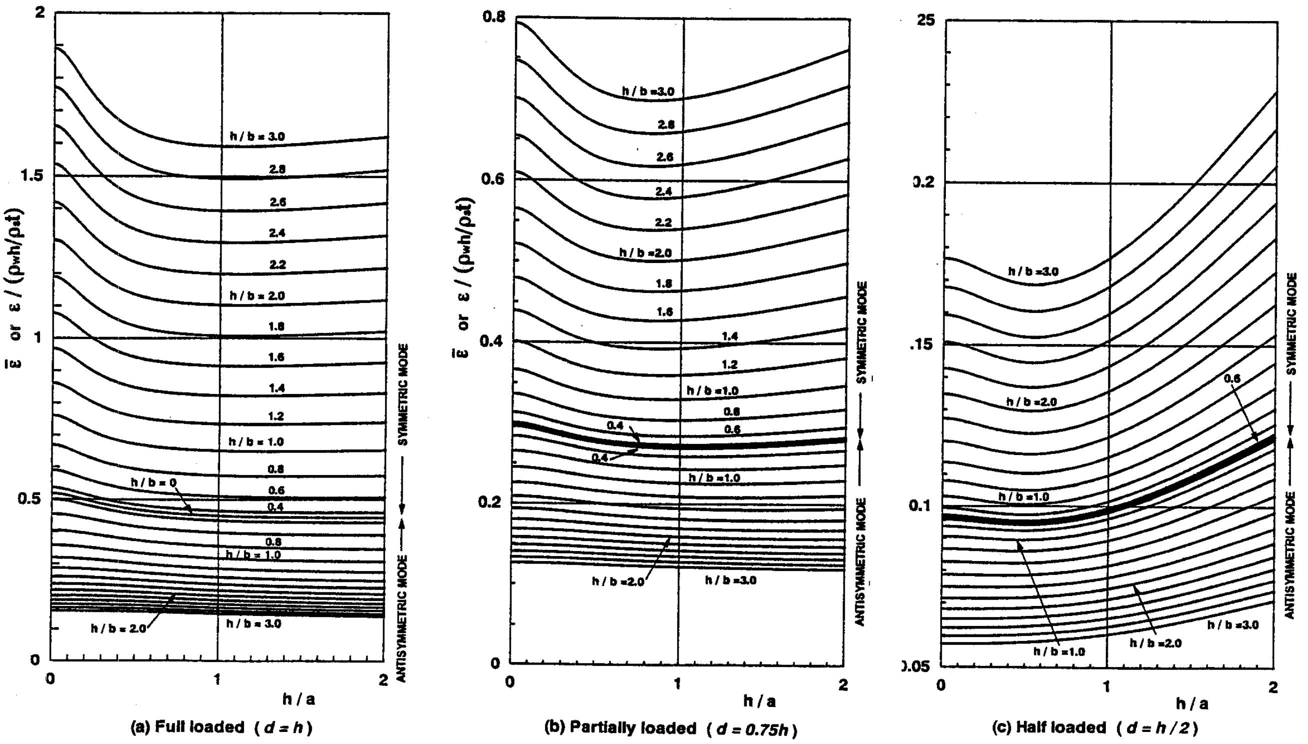

Fig. 8 Effective mass parameter ε for a rectangular tank

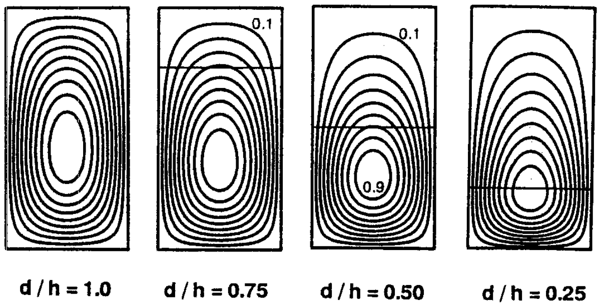

Fig. 10 First natural mode of side wall depending on liquid depth (symmetric mode, h/a=2, h/b=2)

4. タンク側壁の振動応答解析

固有振動モードによっては，たとえ起振振動数と固有振動数が一致したとしても大きな振動応答を示さないものもある。従って振動による構造損傷の防止という立場からは，固有振動数が推定できるだけでは充分でなく，振動応答量の推定が重要となる。一般にタンク壁に直接起振力が作用することは稀である。むしろ船体振動によりタンク全体が揺すられ，その振動数とパネルの固有振動数が一致した場合にタンク壁が大きく振動するケースが多い。そこでタンク全体をある一定の加速度で強制的に振動させた場合のタンク側壁の振動応答について考えてみる。

4.1 水平起振による側壁の振動応答

タンク全体が水平に振動しうる状態を表現するために Fig. 11(a)に示すモデルを考える。2.2で述べた定式化に従うが，(2)式の他に新たに水平剛体変位モード

$$w_0(x,\ z)=1 \tag{27}$$

を加える。対称モードは水平剛体変位モードとは連成しないため，逆対称モードだけを考慮すればよい。減衰項を取りあえず無視して運動方程式を組み立てると，

$$\begin{bmatrix} M_{00} & M_{0i} \\ M_{i0} & M \end{bmatrix}\begin{Bmatrix} \ddot{u}_{0H} \\ \ddot{u} \end{Bmatrix}+\begin{bmatrix} k_0/2 & 0 \\ 0 & K \end{bmatrix}\begin{Bmatrix} u_{0H} \\ u \end{Bmatrix}=\begin{Bmatrix} R_0 \\ 0 \end{Bmatrix} \tag{28}$$

ここに $M_{00}=m_0/2+m_s+(m_w/4)\sum_{l=1,3,5,} c_{0l}\cdot b_{0l}^2$ (29)

$$M_{i0}=m_s a_{m0} a_{n0}+(m_w/4)\sum_{l=1,3,5,} c_{0l}\cdot b_{0l} a_{m0} a_{nl} \tag{30}$$

$$b_{0l}=(4/l\pi)(-1)^{(l-1)/2}$$

$M,\ K$：(16)式に同じ（逆対称モード）

となる。ただし m_0 はタンク構造の剛体運動を行なう部分の質量であり，側壁の構造質量 m_s は含まない。(28)式の第2式より，地盤水平加速度 $\ddot{u}_{0H}$ を入力とする応答計算式として(31)式を得る。

$$[M]\{\ddot{u}\}+[K]\{u\}=-[M_{i0}]\cdot\ddot{u}_{0H} \tag{31}$$

今(31)式左辺の r 次の固有振動モードを質量に関し正規化しておき，

$$\{u\}=\{\phi_{ir}\}\cdot q_r \tag{32}$$

と表すと(31)式をモーダル座標に変換することにより，r 次モードによる共振時の側壁相対加速度振幅が近似的に(33)式で計算できる。相対加速度とはパネルの周辺支持部に対する相対変位の時間による2階微分のことを意味する。

$$\ddot{w}_{peak}(x,\ z)=(\gamma_r/2\zeta)\cdot\ddot{u}_{0H} \tag{33}$$

ここに $\gamma_r=\{\phi_{ir}\}^T[M_{i0}]\sum_{i=1,2,}\phi_{ir}w_i(x,\ z)$ (34)

ζ：r 次の臨界減衰比 c/c_0

γ_r のことを r 次応答寄与係数と呼ぶことにする。

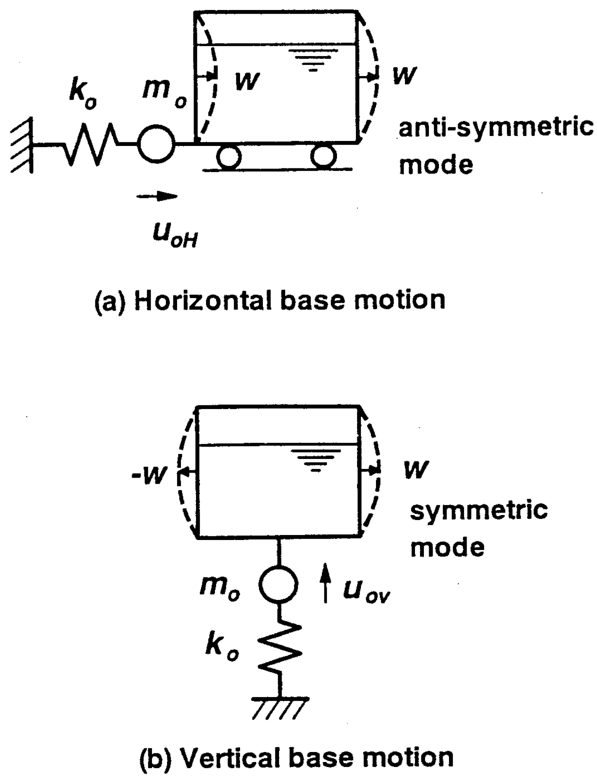

Fig. 11 Mathematical model of a liquid filled tank with base excitation

4.2 上下起振による側壁の振動応答

Fig. 11(b)に示すモデルを考え，タンク全体を上下方向に加速度 $\ddot{u}_{0V}$ で起振した場合の側壁の水平方向加速度応答を求める。この場合，上下方向剛体モードは逆対称モードとは連成しないため(28)式に対応する $M,\ K$ は(16)式の対称モードに対する式を用いる。また(29)(30)式の代わりに

$$M_{00}=m_0/2+m_s+m_w/2 \tag{35}$$

$$M_{i0}=-(4/\pi^2)\rho_w a d^2\cdot\sum_{l=1,3,5,} a_{m0} b_{nl}/l^2 \tag{36}$$

を用いる。

4.3 側壁の振動応答計算例

Table 1に示した立方体タンクを例にタンク全体の水平起振と上下起振に対する側壁中央部の水平加速度の周波数応答関数を計算した。満載と半載の場合の応答計算結果をそれぞれ Fig. 12, Fig. 13 に示す。減衰比は全てのモード

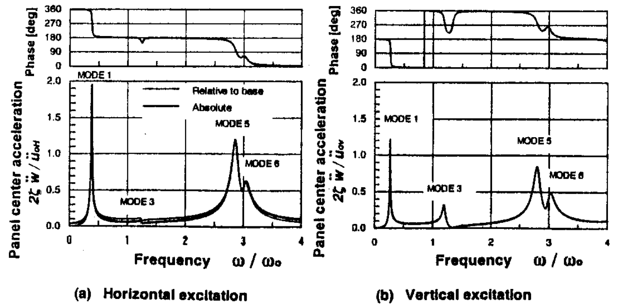

Fig. 12 Frequency response function of panel center acceleration to base excitation (d=h, a=b=h)

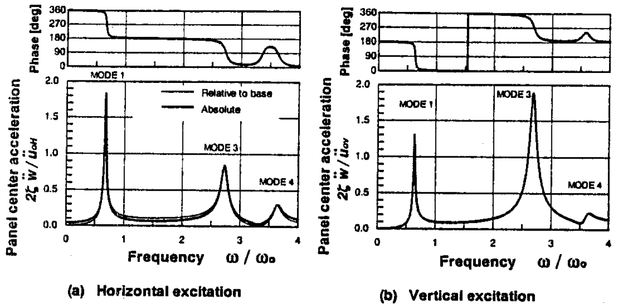

Fig. 13 Frequency response function of panel center acceleration to base excitation (d=h/2, a=b=h)

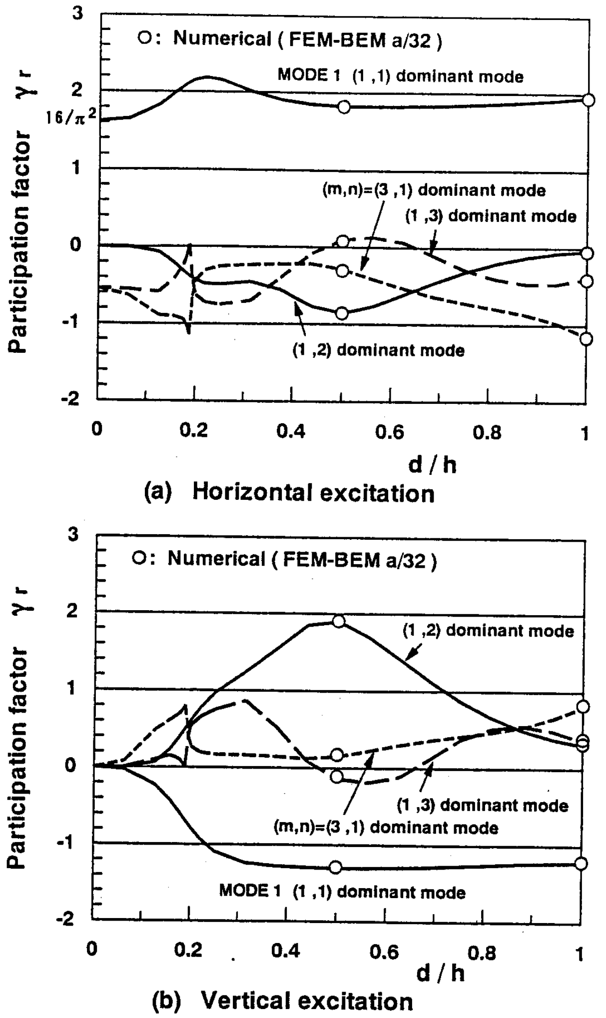

Fig. 14 Participation factor of a panel center acceleration as a function of liquid depth (a=b=h)

に対し 0.02 とした。位相は底板の運動と同位相の時を零と表現している。液体深さを変化させた時の側壁中央における応答寄与係数を Fig. 14 に示す。周波数応答関数の共振ピーク応答値は応答寄与係数と対応していることが確かめられる。ただし周波数応答関数は隣接する固有モードの重なりのため単独モードによる応答とは僅かに異なっている。液体が存在しない時にはタンク全体の上下動によって側壁パネルの水平振動は発生しない。内部に液体がある場合にはタンク全体の上下動によって発生した動水圧が相互作用的に側壁パネルの水平振動をもたらす。(36)式の付加質量マトリックスの非対角項がこの相互作用を表現している。

4.4 任意矩形タンクの応答寄与係数

立方体タンク以外についても予め応答寄与係数を計算しておくと応答の予測を簡便に行うことができる。満載の場合の 1 次モードに対する側壁パネル中央での応答寄与係数を Fig. 15 に示す。有効質量パラメータ $\bar{\varepsilon}$ の場合と同様，1 次モードについては α にはあまり依存しないため $\alpha=100$ として計算した。

5. 両面接水問題

Table 1 に示した立方体タンクを 2 つ連結したモデルを Fig. 16 に示す。密度の異なる液体がそれぞれ満載と半載状態にあり，2 種の液体は板厚 2.4 mm の隔壁で分けられている。簡単のため隔壁は周辺支持であるとし，隔壁以外の板は変形しないものとする。解析的にはそれぞれのタンクに対して得られた付加質量マトリックスを足し合せることによって計算できる。ただし隔壁に向かい合う壁が変形しないことから $b=2b_1=2b_2$ とみなし，対称モードに対する算定式を用いる。解析的に求めた $x=a/2$ 断面での動水圧分布と固有振動数を Fig. 17 に示す。一方 Fig. 16 に示した FEM-BEM モデルによる計算結果は解析解に比べ 1 %以内の誤差範囲にある。次に 3. で述べた推定法を利用すれば，Fig. 8(a)，(c)より $h/a=1$，$h/b=0.5$ に対応し

$\bar{\varepsilon}_1=0.49$，$\bar{\varepsilon}_2=0.099$ と読めるので

$$\varepsilon=(0.49\rho_{w1}+0.099\rho_{w2})h/(\rho_s t)=41.7$$

$$\omega_1/\omega_0=2/\sqrt{1+41.7}=0.310$$

となり両面接水 1 次固有振動数が極めて簡便に精度良く推定できていることが分かる。

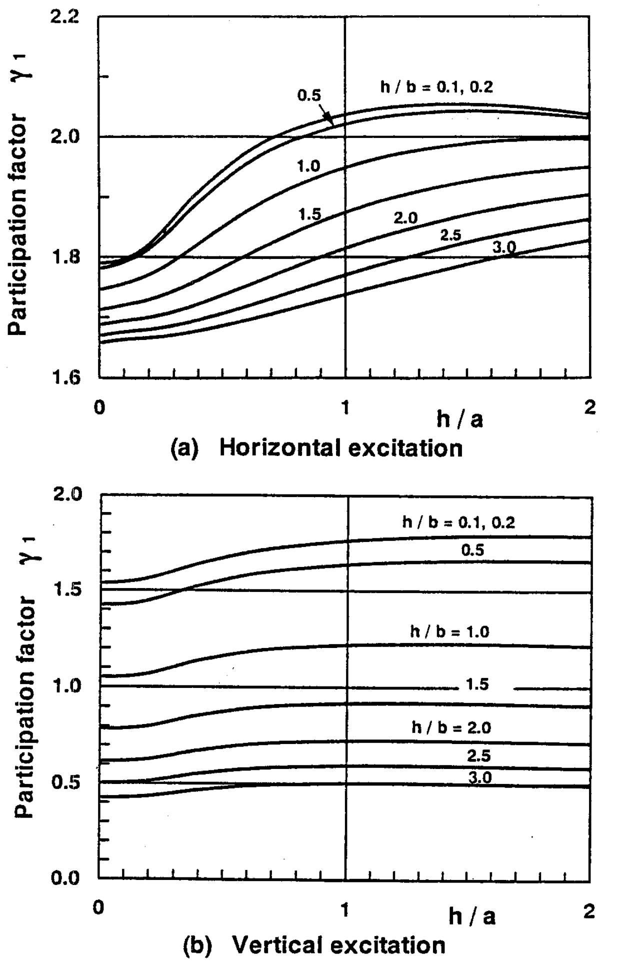

Fig. 15 Participation factor of a panel center acceleration for a rectangular tank (First mode of full loaded tank d=h)

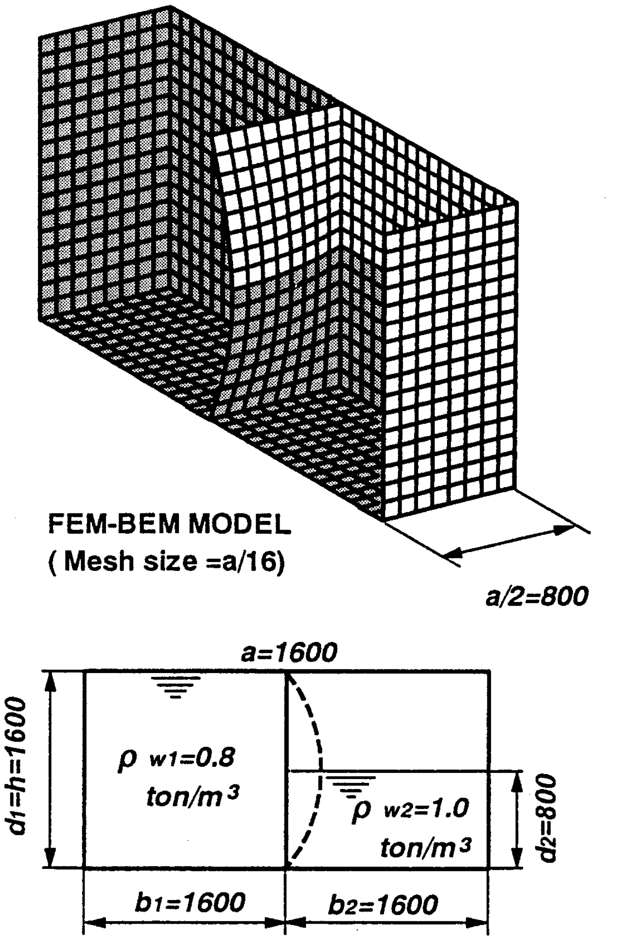

Fig. 16 Simply supported transverse bulkhead separating liquid of different densities and depth

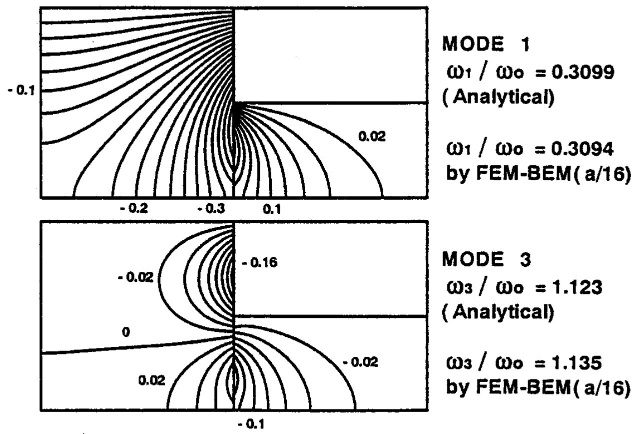

Fig. 17 Hydrodynamic pressure of liquid in both tanks at center line section $x=a/2$ $(p/\rho_{w1}h\omega^2)$

6. 結 言

周辺支持のタンク側壁の接水振動問題を解析した結果，下記の点が明らかとなった。

1) Rayleigh Ritz 法は近似式の誘導に適しているばかりでなく，高精度の解を得る手段としても利用でき，パラメトリックな調査にも適していることが判明した。

2) FEM と BEM を複合的に利用した接水振動解析手法は任意の形状と境界条件に対応できる汎用性の高い実用的な手法である。要素分割数の増加とともに解析解に近づくことが確認できた。タンクの一辺を 8～16 分割すれば 1 % 程度の誤差で 1 次固有振動数の推定が可能となる。

3) 有効質量パラメータ ε の図を利用すると接水固有振動数を簡便に推定することができる。この方法は密度と深さの異なる 2 種類の液体に両面が接した隔壁の振動問題にも応用することができる。

4) タンク全体を水平または上下に強制的に振動させた場合の側壁中央部の共振時の加速度は周辺支持部の加速度にモード毎の応答寄与係数を掛けることによって推定することができる。タンク全体を上下に加振した場合でも側壁の水平方向加速度が誘起されることが明らかとなった。これは内部流体の動水圧による力の伝達作用によるものである。

参 考 文 献

1) 藤井克哉, 谷田宏次, 横倉雄太郎：弾性体の接水振動, 石川島播磨技報, 第15巻, 第6号, 1975
2) G. C. Volcy, M. M. Baudin, M. D. Bereau and F. G. Besnier :Hydroelasticity and Vibrations of Internal Steelwork of Tanks, SNAME Transactions, Vol. 88, 1980
3) 根木勲, 笹島洋：有限要素法と特異点分布法の連成による弾性体の接水振動解析, 石川島播磨技報, 第20巻, 第4号, 1980
4) 松浦義一, 松本亙平, 有馬健次, 木下篤：水中構造物の振動解析法, 日立造船技報, 第45巻, 第1号, 1984
5) 笹島洋, 金山維史：特異点分布法による接水振動の解法, 関西造船協会誌, 第223号, 1995
6) 遠山泰美, 明石委子：狭隘タンク底板の接水振動解析, 関西造船協会誌, 第228号, 1997
7) 鬼頭史城：隔壁等の接水振動について, 造船協会誌, 第359号, 1959
8) 鬼頭史城：矩形水槽壁の接水振動について, 造船協会論文集, 第106号, 1960
9) 西野宏, 藤田一誠, 栁和久, 香川洸二, 安澤幸隆：級数展開法による接水防撓板の振動特性に関する研究(その1), 日本造船学会論文集, 第178号, 1995