

振動試験による円筒形貯水タンクの耐震性評価 (第2報) — 曲げ振動とオーバル振動との連成効果 —

Evaluation of Seismic Characteristic of Cylindrical Water Storage Tank
by Vibration Test (2nd Report)
— Coupling Effect between Beam Vibration and Oval Vibration —

前川 晃 (Akira Maekawa)*¹ 鈴木 道明 (Michiaki Suzuki)*¹
清水 泰貴 (Yasutaka Shimizu)*² 藤田 勝久 (Katsuhisa Fujita)*¹

要約 大型の円筒形貯水タンクは半径/板厚比が大きいため、タンク側板は薄肉構造となり、地震時にタンク構造体の振動で変形し易くなる。このような貯水タンクの耐震設計においては、大振幅振動に起因する非線形性まで考慮に入れた動的挙動を把握しておくことが、将来の耐震性評価技術にとって必要である。本研究では、薄肉構造の円筒形貯水タンクの縮尺モデルを用いて、正弦波による大加振を行った振動試験結果を報告する。最初に、固有振動数を含む範囲について大加振スイープ試験を実施した。加振振動数範囲内でモデルタンク全体の応答はほとんど一定であり、共振点は認められなかった。次に、正弦波を数十波入力して大きく加振する大加振試験を実施した。曲げ振動によるタンク全体の応答は加振力に比例せず、ある値より大きくならなかった。タンク側板に大きく励起されたオーバル振動に着目した、モデルタンクの曲げ振動とオーバル振動との連成効果に関する力学的な検討結果から、オーバル振動の発生によりタンク側板が大きくたわむと曲げ剛性が低下することが明らかになった。これらの結果は、曲げ振動にオーバル振動が連成すると、曲げ振動の固有振動数が低下し、タンク全体の応答が低下することを示している。

キーワード 円筒形貯水タンク, 振動試験, 耐震性評価, 曲げ振動, オーバル振動, 連成効果, 曲げ剛性, 固有振動数

Abstract A large cylindrical water storage tank has a large radius/wall-thickness ratio. The thin sidewall of such a tank can deform easily during an earthquake due to vibrations of the tank structure. In order to sophisticate the seismic-proof design practices for a water storage tank to be adopted in future, it is important to understand the dynamic responses of such a tank to seismic motions including the nonlinearity of responses to large amplitude vibrations. This paper reports on the results of vibration test, in which sinusoidal wave excitations with large amplitude were conducted to the scale model tank of a thin-walled cylindrical water storage tank. First, a frequency sweep test was performed over the range that covered the natural frequency by large-amplitude sinusoidal waves. The response of the test tank as a whole to given vibrations remained almost the same over the excitation frequency range, failing to locate any resonance points. Next, a large amplitude excitation tests were carried out, in which the test tank was excited intensively by several tens of sinusoidal waves. The response of the tank as a whole in the form of beam vibrations did not intensify in proportion to the input acceleration and did not go beyond a certain level. Since both of the tests produced significant oval vibrations on the sidewall of tank, the coupling effect between beam vibration and oval vibration was analyzed. It was found that the deflection of the sidewall of tank by the appearance of oval vibration reduces the flexural rigidity of the tank. These results revealed that coupling beam vibration with oval vibration of a cylindrical water storage tank would have the effects of lowering the natural frequency and reducing the response (beam vibrations) of the whole tank.

Keywords cylindrical water storage tank, vibration test, seismic-proof evaluation, beam vibration, oval vibration, coupling effect, flexural rigidity, natural frequency

* 1 (株)原子力安全システム研究所 技術システム研究所

* 2 (株)原子力安全システム研究所 技術システム研究所 現在 関西電力(株)

1. 緒言

内部に液体を貯蔵する円筒形貯水タンクは、発電所や化学プラントなどのさまざまな分野で使用されており、国内はもとより諸外国においても耐震性の高い設計が要求されている⁽¹⁾⁻⁽⁹⁾。1995年の阪神・淡路大震災以降、耐震設計手法の高度化が求められるようになってきた⁽¹⁰⁾⁽¹¹⁾。設計手法の高度化のためには、貯水タンクの地震時の振動挙動の詳細な解明が不可欠である。特に大型の円筒形貯水タンクは半径/板厚比が大きく、相対的にタンク側板は薄肉構造で柔構造であることから、地震時にタンク構造体とタンクの内部水との間で発生する流体-構造連成振動について解明してゆく必要がある⁽¹²⁾。

流体-構造連成振動は保有水の振動が主体になるスロッシングモードとタンク構造体の振動が主体となるバルジングモードとに分けられる。バルジングモードはタンク全体があたかも梁のように振動する曲げ振動とタンク壁面が花びら状に変形して振動するオーバル振動に分類され、曲げ振動により内部水の動液圧が増幅されることはよく知られているが、オーバル振動の影響については明確でなく、興味を持たれている⁽¹³⁾。流体-構造連成振動については、数多くの研究が行われているが⁽¹⁴⁾⁻⁽²¹⁾、研究のほとんどは小振幅振動を仮定したもので、大振幅振動に起因した非線形的挙動に注目した研究は少ない⁽²²⁾⁽²³⁾。しかし、側板が柔構造の貯水タンクでは、大振幅振動に起因する非線形性まで考慮に入れた動的挙動を把握しておくことが、将来の耐震性評価技術にとって必要である。

一方、現行の耐震性評価方法では円筒形貯水タンクの曲げ振動およびスロッシングに主眼がおかれた評価体系となっている。これは、地震波の短周期成分により曲げ振動が発生し、やや長周期成分によりスロッシングが発生することに基づくが、貯水タンクにおいては内部水の付加質量効果によりオーバル振動の固有振動数が低下することから、地震波の短周期成分によりオーバル振動も発生し、曲げ振動と連成する可能性がある。しかしながら、オーバル振動に対する一般的な扱いとして、各々の振動モードにおける刺激係数（励起され易さを示すパラメータ）が、オーバル振動では無視できるほど小さいことから、オーバル振動は地震時に励起されず、耐震性評価に影響を与えないとされている。過去に実施された円筒形貯水タンクの振動試験でも、オーバル振動

の発生が報告されているが、タンク胴部の製作時に生じた初期不整が発生要因として考えられると述べるに留まり、それ以上言及されてはいない⁽²⁴⁾。

以前、著者ら⁽²⁵⁾⁽²⁶⁾は、円筒形貯水タンクの縮尺モデルを用いた振動台実験を実施し、正弦波や地震波で大きく加振した時の流体-構造連成振動を調べた。実験結果から、動液圧の正圧時と負圧時の挙動の不一致や非線形性が生じることを示し、その現象はタンク側板に発生したオーバル振動と関係していることを示した。著者らの行った実験では、タンク胴部の真円度（円筒の断面の幾何学的円（真円）に対する誤差）をできる限り小さくして製作したタンクを用いたにもかかわらず、地震波加振試験でオーバル振動の発生が観察されている。したがって、タンクの曲げ振動とオーバル振動とが連成した時のタンクの振動特性を明らかにする必要があると考えられる。

本研究は、大加振時に流体-構造連成によって貯水タンクに発生するオーバル振動がタンクの曲げ振動へ与える影響を調べるために実施した実験結果と結果に対する解析的考察を報告するものである。

実験は、薄肉構造の円筒形貯水タンクの縮尺モデルを用いた以下の振動試験を行った。

貯水タンクの耐震性評価においては、当該タンクの曲げ振動の固有振動数を把握することが必要である。本研究では、最初に加振振動数を徐々に変化させる正弦波スイープ試験を行い、曲げ振動の固有振動数を求めた。この時、加振力を大きくすることでオーバル振動も大きく励起した試験ケースについても実施し、曲げ振動の固有振動数へのオーバル振動の影響について調べた。さらに、耐震性評価については、実際に観測された実地震波や解析的に求めた模擬地震波による加振を行い、対象物の応答特性を調べることが一般的である。本研究では、地震波の代わりに固有振動数に一致する単一振動数の正弦波を数十波入力して大きく加振する大加振試験を実施し、モデルタンクの応答特性を調べた。入力波の振動数は固有振動数付近に設定して共振しやすくし、入力波の加速度振幅を徐々に大きくすることで、他の振動数成分が入力波形に入らないように工夫した⁽²⁶⁾。ほぼ満水状態の貯水タンクでは、一般に曲げ振動の固有振動数付近に多数のオーバル振動の固有振動数が存在し、加振により、オーバル振動も同時に励起されることが知られている⁽²⁷⁾⁽²⁸⁾。上記に述べた試験を行うことで、曲げ振動とオーバル振動とが連成した時のモデルタンクの応答特性について調べた。

2. 実験

2.1 実験装置

振動実験に用いる実験装置は、大加振を行なえる大型振動台と計測装置とを備えた振動台実験装置が必要であることから、石川島播磨重工業(株)耐震実験場の大型3次元振動台を使用した。使用した振動台実験装置の仕様を表1に示す。

表1 振動台実験装置の仕様

項目		仕様
振動台	最大積載量	35ton
	振動台寸法	4.5m×4.5m
	加振方式	電気油圧サーボ方式
	加振方向	3軸同時加振(6自由度)
	最大変位	水平±100mm、鉛直±67mm
	最大加速度	水平3.0G、鉛直2.0G
	加振振動数範囲	0~50Hz
計測システム	アナログ/デジタル変換器	128ch
	動ひずみアンプ	96ch
	計測周波数範囲	0~10kHz

2.2 モデルタンク

実験に使用したモデルタンクの写真を図1に示す。図2にはモデルタンクの寸法を示す。

モデルタンクは円筒部分をアルミ合金で製作し、円筒部分の上下部は鋼製のフランジで固定し、上部フランジにはポリカーボネート製の天板を取り付けた。また、モデルタンクと振動台との間に架台を設置した構造とした。



図1 試験で使用したモデルタンクの写真

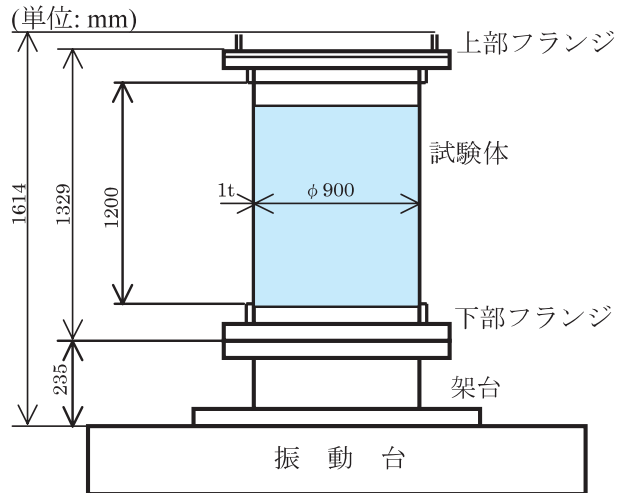
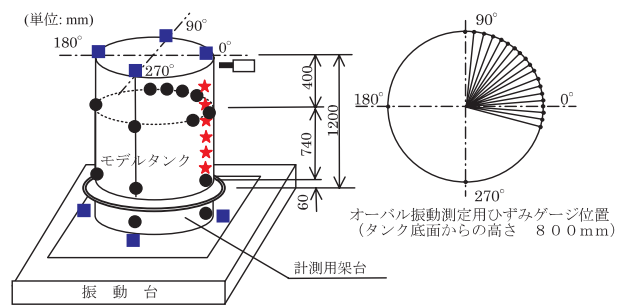


図2 モデルタンク組立図



- : 加速度計, ● : ひずみゲージ, □ : 変位計
- ★ : 圧力センサー (内部に貼り付け)

図3 計測器と計測位置の概要

図3にモデルタンクの各種計測センサーによる計測位置を示す。モデルタンクの頂部と振動台に加速度計を設置した。モデルタンク頂部には剛なフランジがあり、オーバル振動の影響は小さいため、測定値は主に曲げ振動の挙動になる。胴部の高さ800mmの位置で、周方向-18°から90°の範囲に6°毎に、ひずみゲージを貼り付け、オーバル振動の挙動を測定した。タンク内部に圧力センサーを設置し、動液圧を測定した。タンク壁面に静水圧が加わった状態をゼロとして、0°位置における高さ方向の動液圧の大きさおよび分布を測定した。また、図3に示すように変位計を設置した。

2.3 実験方法

95%水位(1140mm)まで水を満たしたモデルタンクを振動台に設置して、正弦波による水平方向加振を行った。

最初に、モデルタンクの基本振動特性試験として、小加振の正弦波スイープ試験を実施し、タンク頂部の加速度と振動台の加速度との伝達関数を求めることで、曲げ振動の固有振動数を確認した。加振振動数範囲は約4 Hzから49.5 Hzであり、入力加速度は約0.1G、スイープ速度は0.2 Hz/sの条件で実施した。

次に、大加振の正弦波でスイープ試験を実施した。加振振動数は約38 Hzから41 Hzの間で、入力加速度は約2.6G、スイープ速度は0.039 Hz/sで実施した。得られた加速度データから伝達関数を算出して、固有振動数を求めた。

最後に、図4に示す正弦波の波形を入力して、大加振試験を実施した。振動数は、固有振動数付近の40 Hzとし、最大入力加速度として約1.0Gおよび約2.0Gの2ケースについて実施した。

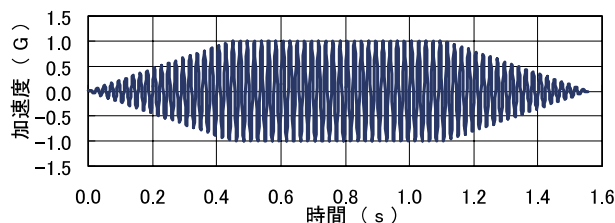


図4 大加振試験に使用した入力波形
(最大加速度1.0Gの場合)

3. 実験結果

3.1 基本振動特性試験

基本振動特性試験で実施した正弦波スイープ試験結果から求めた伝達関数を図5に示す。図5からモデルタンクの固有振動数は40.5 Hzであることがわかる。

3.2 大加振スイープ試験

入力加速度2.6Gの大振幅で加振した試験結果から求めた伝達関数を図6に示す。加振振動数範囲は38 Hzから41 Hzである。

図6から、基本振動特性試験で観察された40.5 Hzのピークが見られず、加振振動数の範囲内での応答は平坦であり、共振点付近特有の応答が見られなかった。このことから、大振幅加振を行ったことで、モデルタンクの固有振動数が、別の振動数に変化した可能性が考えられた。

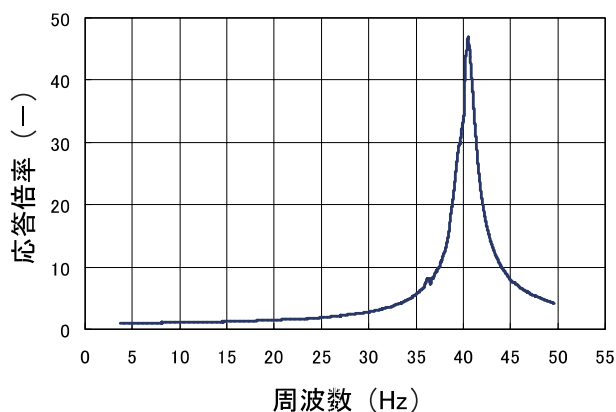


図5 基本振動特性試験で得られたタンク頂部加速度と振動台加速度との間の伝達関数
(入力加速度: 0.1G、スイープ速度: 0.2Hz/s)

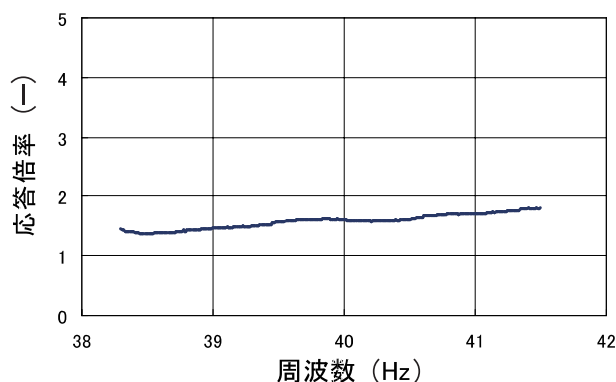


図6 大加振スイープ試験で得られたタンク頂部加速度と振動台加速度との間の伝達関数
(入力加速度: 2.6G、スイープ速度: 0.039Hz/s)

3.3 大加振試験

図7および図8に最大入力加速度1.0Gと2.0Gのそれぞれの試験ケースの入力加速度の時刻歴波形とモデルタンク頂部の加速度計にて測定した応答加速度の時刻歴波形を示す。

図8では図7のケースに対して、最大入力加速度を2倍にしたにもかかわらず、最大応答加速度は約10Gであり、図7の最大応答加速度と変わらなかった。また、図7、図8ともに、加振途中で応答波形は複雑となり、単一の振動数でモデルタンクが振動していないように見える。

これは、モデルタンクが曲げ振動を起している途中で曲げ振動の特性が変化したためと考えられる。

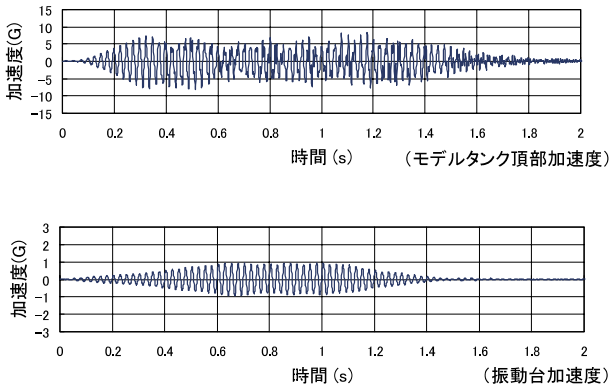


図7 大加振試験で得られた入力加速度波形とモデルタンク頂部の応答加速度 (入力加速度：1.0G)

〔上図：モデルタンク頂部の加速度〕
〔下図：振動台の加速度〕

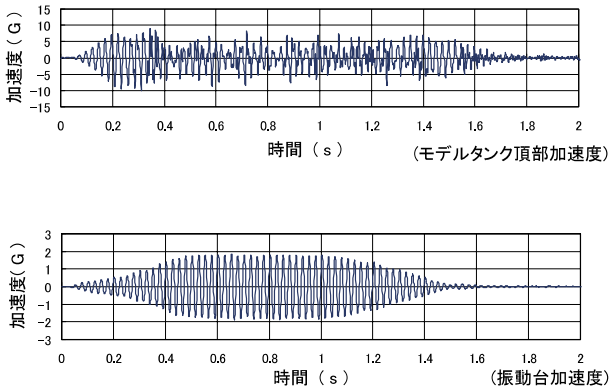


図8 大加振試験で得られた入力加速度波形とモデルタンク頂部の応答加速度 (入力加速度：2.0G)

〔上図：モデルタンク頂部の加速度〕
〔下図：振動台の加速度〕

3.4 オーバル振動

図9および図10に、大加振のスィープ試験および大加振試験時のモデルタンク側板の周方向ひずみの周方向分布を示す。どちらも花びら状の分布形状を示し、オーバル振動が発生していることがわかる。このオーバル振動がモデルタンクの曲げ振動および曲げ剛性に与える影響について、次章にて検討する。

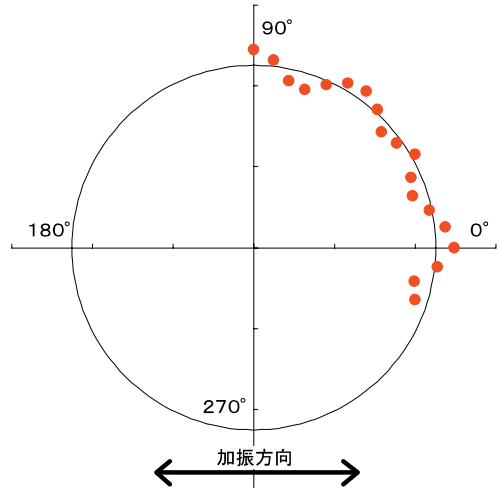


図9 大加振スィープ試験 (加振振動数範囲：38Hz～41Hz, 入力加速度：2.6G) における周方向ひずみ分布の例 (高さ800mm位置)

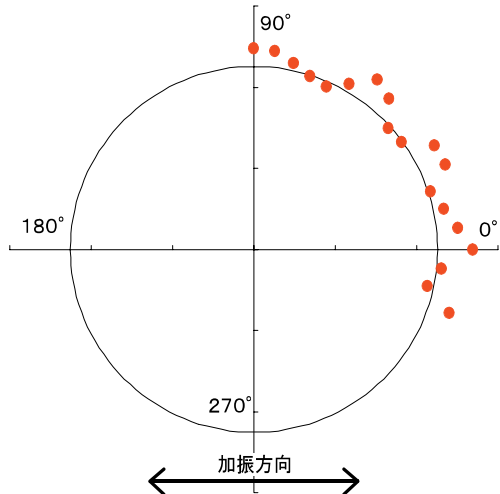


図10 大加振試験 (加振振動数：40Hz, 最大入力加速度：2.0G) における周方向ひずみ分布の例 (高さ800mm位置)

4. 考察

4.1 円筒形タンクの曲げ剛性の低下

円筒形タンクにオーバル振動が発生し、タンク側板に大きなたわみが発生した場合のタンクの曲げ剛性の変化について、以下に簡単な近似モデルを用いて考察する。

図11の左図に示すように、円筒形タンクの側板を微小なタンク長手方向の短冊の集まりと考える。この短冊の長手方向のばね定数について検討する。モデルタンクは上下にフランジを取り付けているため、

両端固定条件であり，検討を簡単にするために軸方向次数 $m=1$ とすると，図11の右図のようなモデルが考えられる．これは，長さ ℓ をもつ両端固定の長柱のオイラー座屈問題に帰着できる．検討を簡単にするために，図11の右図に示すように，下部の $\ell'=1/4 \ell$ の部分について考える．

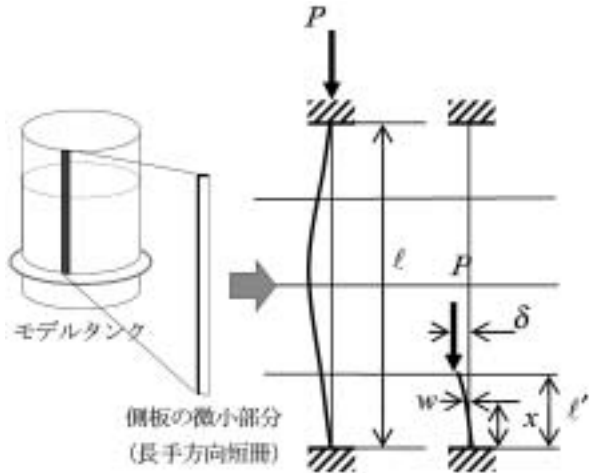


図11 円筒形タンクの側板のたわみによる曲げ剛性の変化を説明する近似モデル

M : 長柱に働く曲げモーメント, P : 軸圧縮荷重,
 δ : 長柱のたわみ量, w : 距離 x の位置のたわみ量,
 EI : 曲げ剛性とするとき式(1)が成り立つ.

$$\left. \begin{aligned} M &= P(\delta - w) \\ M &= EI \frac{d^2 w}{dx^2} \end{aligned} \right\} (1)$$

$$\frac{d^2 w}{dx^2} - \frac{P}{EI}(\delta - w) = 0$$

ここで, $\alpha^2 = \frac{P}{EI}$ と置くと,

$$\frac{d^2 w}{dx^2} + \alpha^2 w = \alpha^2 \delta \quad (2)$$

を得る.

式(2)の解 w を以下のように仮定すると,

$$w = A \sin \alpha x + B \cos \alpha x + C \quad (3)$$

式(2), 式(3)から $C = \delta$

$$w = A \sin \alpha x + B \cos \alpha x + \delta \quad (4)$$

$$w_{x=0} = \frac{dw}{dx} \Big|_{x=0} = 0 \text{ より}$$

$$A = 0, B = -\delta$$

$$w = \delta(1 - \cos \alpha x) \quad (5)$$

$$\cos \alpha \ell' = 1 \quad (6)$$

式(5)は δ にかかわらず式(2)を満足することから, 式(6)式を満足する P を加えると任意の変形位置で釣合うことになる.

最小の座屈荷重となる軸圧縮荷重 P_{cr} について求める.

$$\alpha \ell' = \frac{\pi}{2}$$

α の定義から,

$$\sqrt{\frac{P_{cr}}{EI}} \ell' = \frac{\pi}{2}$$

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{4 \ell'^2} = \frac{4 \pi^2 EI}{\ell^2} \quad (7)$$

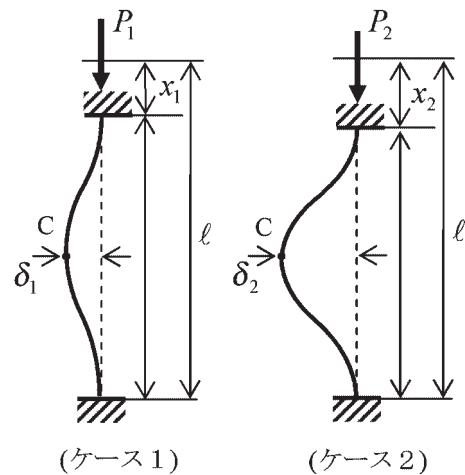


図12 座屈により面外変形した時の長手方向短冊モデル

軸圧縮荷重 P が P_{cr} に至ると, その後, 長手方向短冊は弾性座屈し, 変形は図12のようになる. 図12で, 点Cにおけるモーメントについて考える. ケース1の点Cにおける外力 P によるモーメントを M^1_{out} とし, ケース2の場合を M^2_{out} とすると,

$$\left. \begin{aligned} M^1_{out} &= P_1 \cdot \delta_1 \\ M^2_{out} &= P_2 \cdot \delta_2 \end{aligned} \right\} (8)$$

長手方向短冊がたわむことにより, 点Cの部材内部に発生するモーメントをケース1の場合を M^1_{in} ,

ケース2の場合を M_{in}^2 とする. 曲率を ρ として,

$$\left. \begin{aligned} M_{in}^1 &= EI \frac{d^2 w_1}{dx_1^2} \\ &= EI \rho_1 \\ M_{in}^2 &= EI \rho_2 \end{aligned} \right\} (9)$$

座屈モードは等しいので, $\ell \gg x_2 > x_1$ より

$$\rho_1 : \rho_2 \approx \delta_1 : \delta_2 \quad (10)$$

とできるので, 力のつり合いから $M_{out} = M_{in}$ より,

$$P_1 \approx P_2 \quad (11)$$

したがって, 座屈後に荷重 P 方向のばね定数は0で, 一定反力 P_{cr} が加わることになる. このことについて概念図を示すと図13のようになる.

図13において, 縦軸は, 円筒形タンクの長手方向短冊形の微小部分の圧縮・引張り力であり,

$$F = f(\delta)$$

と表せる. 図13における K は, 面外変形が無い場合の軸圧縮・引張り剛性であり,

$$K = \frac{EA}{\ell} \quad (12)$$

と表せる.

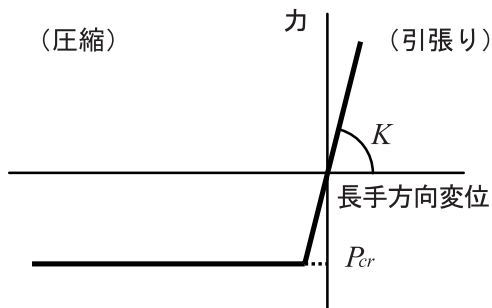


図13 円筒形タンク側板の長手方向短冊モデルの圧縮・引張り剛性の模式図

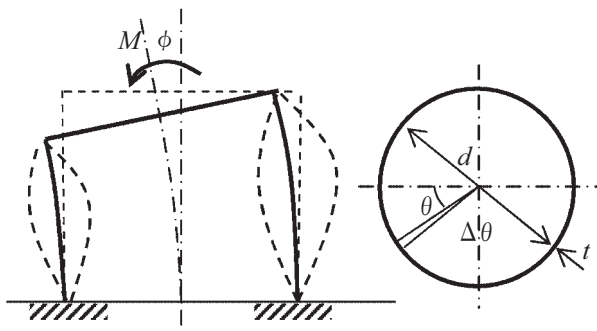


図14 円筒形タンクの側板が面外変形している場合の曲げ振動の概念図

オーバル振動をタンク側板における板の曲げ振動と捉えれば, 長手方向短冊は, 曲げ振動により横方向にたわむと長手方向に短くなる. オーバル振動の振幅は0からオーバル振動の振幅まで変化することから, 長手方向短冊は図13に示す剛性の模式図の圧縮側の剛性変化に従うと考えることができる.

次に, 円筒形モデルタンク全体の剛性について検討する. タンクが曲がることにより, タンク上面が傾く場合の回転復元力を考える. 図14はタンクが曲げ振動を起し, タンクに曲げモーメントが発生しているときに, オーバル振動により大きなたわみが起こり, タンク側板に面外変位が発生している様子の概念図を示す. タンクの長手方向短冊の各微小部分には曲げモーメントが発生する. タンク全体の曲げモーメントは各微小部分が受けた圧縮荷重によるモーメントの和と力学的に釣り合うはずであるから, 式(13)が成立する.

$$\begin{aligned} M &= \sum (\text{単位幅当たりの力}) \times (\text{幅}) \times (\text{距離}) \\ &\quad - (\text{力の平均}) \times (\text{距離}) \\ M &= \sum F \cdot \left(\frac{d}{2} \cdot \Delta\theta \right) \left(\frac{d}{2} \cos\theta + \frac{d}{2} \right) - \sum F \cdot \left(\frac{d}{2} \cdot \Delta\theta \right) \cdot \frac{d}{2} \quad (13) \\ F &= f(\delta), \quad \delta = \frac{d}{2} \cos\theta \cdot \phi \end{aligned}$$

ここで, 式(13)および図14で用いられる記号を M : 円筒形タンクの側板に働く曲げモーメント, ϕ : 回転変位, d : 円筒形タンクの内径, F : 円筒形タンクの長手方向短冊形の微小部分の圧縮・引張り力, θ : 位置, $\Delta\theta$: 微小部分の幅の角度, t : タンク側板の板厚とする.

以上から, 回転変位とモーメントの関係は図13に示す関係を考慮して, 定性的には図15のようになる. ここで, K は面外変形がない時の圧縮・引張り剛性

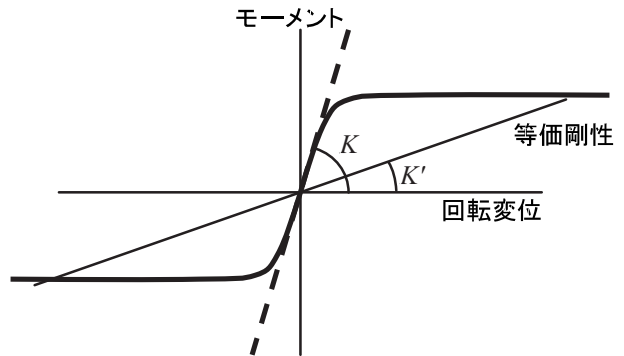


図15 円筒形タンクの回転変位と曲げモーメントとの関係の模式図

であり、面外変形する時は等価剛性を考える。等価剛性を図15に示すように考えて、以下の式で定義する。

$$\text{等価剛性}(K') = \text{モーメント}(M) / \text{回転変位}(\phi)$$

一般に振動数は剛性の平方根に比例するので、この等価剛性についても、タンク振動数は等価剛性比の平方根に比例すると考えることができる。

上記考察に基づいて、表2の諸元を用いてモデルタンクの頂部回転変位とモーメントとの関係および頂部回転変位と固有振動数との関係を求めた結果を図16、図17に示す。

表2 モデルタンクの諸元

	項目	記号	単位	数値
モデルタンクの諸元	内径	d	mm	900
	板厚	t	mm	1
	高さ	l	mm	1200
	縦弾性係数	E	N/mm ²	69420
長手方向短冊形微小部分の単位幅当たりの諸元	断面積	A	mm ²	1
	断面2次モーメント	I	mm ⁴	0.083333
	最小軸圧縮荷重	$P_{m=l}$	N	0.158599
	面外変形がない場合の軸圧縮・引張り剛性	K	N/mm	57.85

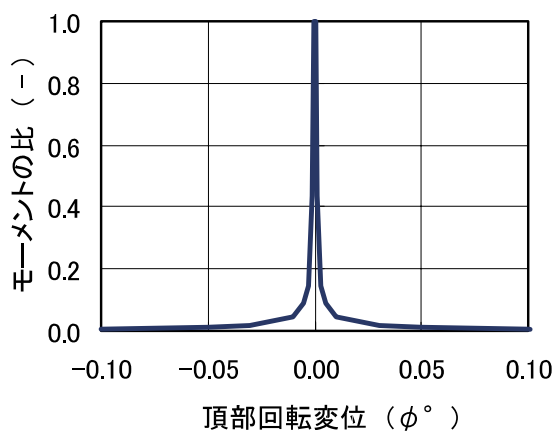


図16 円筒形タンクの側板が面外変形している場合と面外変形していない場合の曲げモーメントの比

図17はモデルタンクを加振して曲げ振動が発生している時に、大振幅のオーバル振動が発生して曲げ振動に連成した場合のモデルタンクの曲げ振動の固有振動数比を示す。固有振動数は大きく低下することを示している。

したがって、大加振のスweep試験で、小加振スweep試験によって確認できた振動数に曲げ振動の固有振動数が確認されなかった理由は、オーバル振動が曲げ振動と連成した効果により、曲げ振動の固

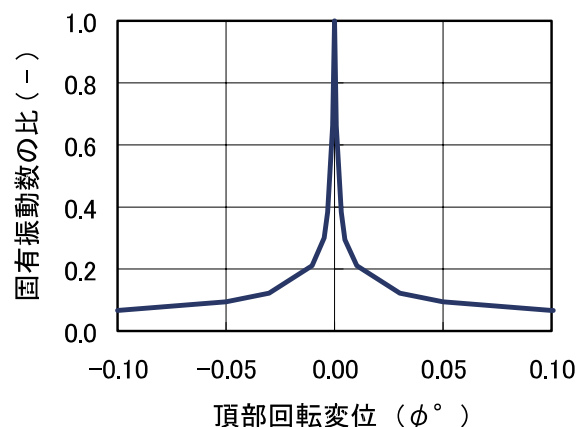


図17 円筒形タンクの側板が面外変形している場合と面外変形していない場合の曲げ振動の固有振動数の比

有振動数が大きく低下したためであると言える。

4.2 オーバル振動の曲げ振動への影響

円筒形タンクに曲げ振動が発生している最中にオーバル振動が発生したケースについて、簡単な1質点系モデルを使ってシミュレーションを行い、図7および図8のモデルタンクの応答加速度で見られた振動挙動の再現および原因について検討を行った。シミュレーションについては上記の4.1の考察を考慮に入れた。

まず、解析モデルを導出する。モデルタンクを1質点系の梁モデルと仮定すると、式(14)とおける。

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F \quad (14)$$

ここで、 m は質量、 x は変位、 c は減衰比、 k は剛性、 F は外力である。

また、曲げ振動の固有振動数 f_0 から、オーバル振動による面外変形がない場合の基準とする剛性 k_0 は、式(16)と表せる。

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_0}{m}} \quad (15)$$

$$k_0 = (2\pi f_0)^2 m \quad (16)$$

減衰については、次式になる。

$$\frac{c}{c_c} = \zeta, \quad c_c = 2\sqrt{m \cdot k_0} \quad (17)$$

$$c = 2 \cdot \zeta \cdot m \cdot 2\pi f_0 = 4\pi \zeta \cdot m \cdot f_0 \quad (18)$$

以上より、オーバル振動による剛性 k_0 の低下を考慮すると、式(14)は次のようになり、バネの剛性がオー

バル振動の振幅に依存して変化する等価な1質点系解析モデルの運動方程式が導出できた。

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + (2\pi f_0)^2 m \cdot r \cdot x = m\alpha \quad (19)$$

$$\ddot{x} + 4\pi\zeta \cdot f_0 \dot{x} + (2\pi f_0)^2 r \cdot x = \alpha \quad (20)$$

ここで、 r はモデルタンクの曲げ剛性のオーバル振動による低下率を表す。 α は外力の加速度を示す。

表3 1質点系モデルの応答解析に用いた振動パラメータ

	項目	数値
曲げ振動パラメータ	1次の曲げ振動の固有振動数	45.0Hz
	減衰比	2%
オーバル振動パラメータ	オーバル振動の固有振動数	95.7Hz
	オーバル振動の軸方向次数 m	3
	オーバル振動の周方向次数 n	14
	オーバル振動の発生時刻	0.235sec
入力波	正弦波	

この解析モデルを用いてシミュレーションを行う。シミュレーションに用いたパラメータは表3のとおりである。

曲げ剛性は有限要素法 (FEM) 解析モデルを用いて求めた。曲げ剛性は図18に示すとおりであり、この数値を提案する1質点系解析モデルに組み込んだ。1次の曲げ振動の固有振動数やオーバル振動の固有振動数は、FEM解析モデルの固有振動数を用いた。

発生するオーバル振動のモードは、以前に報告したとおり⁽²⁶⁾⁽²⁸⁾、加振振動数の2倍をもつオーバル振動が卓越して発生することから、1次の曲げ振動の固有振動数の2倍の振動数に近い振動数のオーバル振動が発生すると仮定した。

オーバル振動の発生する時刻については、以前の報告で示したとおり⁽²⁸⁾、オーバル振動が発生する応答加速度の測定結果から推定した。上記で述べたシミュレーションの手順を図19に示す。

1質点系解析モデルによるシミュレーション結果を図20に示す。入力加速度は2.0Gで実施した。入力加速度と応答加速度の結果を示すが、最大入力加速度を2.0Gとして行った試験により観察された時刻歴波形(図8)と非常によく似た時刻歴波形が得られた。

したがって、円筒形タンクを用いて大加振試験を行った結果、得られた応答加速度で観察された振動挙動は、曲げ振動が発生している最中にオーバル振動が発生し、タンク全体の曲げ剛性が低下したこと

で、説明できることがわかった。オーバル振動が発生するとタンクの固有振動数が低下するので、加振振動数に対して共振点から外れ、曲げ振動の振幅が小さくなったと考えられる。このようにオーバル振動との連成が応答低減効果をもたらし、入力加速度を2倍に大きくしても曲げ振動の応答加速度は大きくならなかったと考えられる。

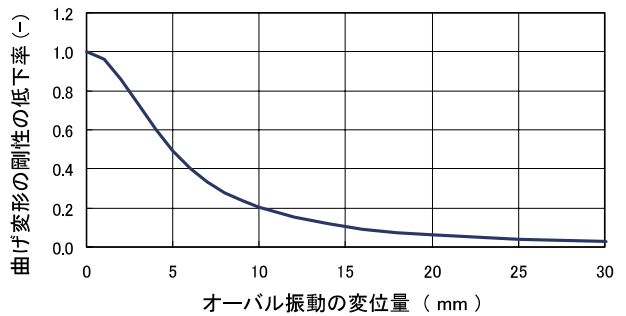


図18 FEM解析で求めた円筒形タンクの曲げ変形剛性の低下率とオーバル振動の振幅との関係

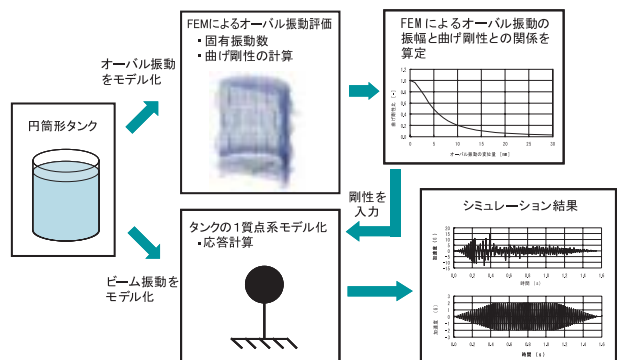


図19 円筒形タンクの曲げ振動とオーバル振動との連成効果に関するシミュレーションの手順

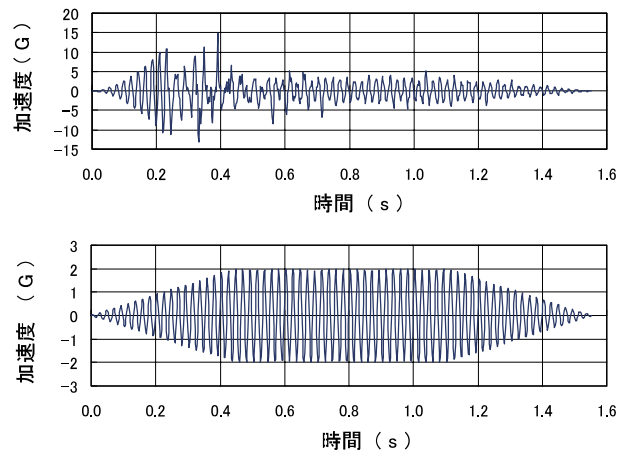


図20 1質点系解析モデルの応答解析結果
 (上図：モデルタンク頂部の加速度)
 (下図：入力加速度)

5. 結言

本研究により、以下のことがわかった。

- (1) 円筒形モデルタンクに対して、曲げ振動の固有振動数を含む範囲について、大加振の正弦波でスweep試験を実施したところ、小加振の試験で確認できた固有振動数が確認できなかった。
- (2) さらに、円筒形モデルタンクに対して、大加振試験を実施したところ、入力加速度を約1.0Gに対して約2.0Gに増加させてもタンク頂部の最大応答加速度は大きくならなかった。
- (3) モデルタンクにおいて大加振のスweep試験で固有振動数が確認できなかった理由について力学的検討を行った結果、曲げ振動とオーバル振動とが連成することで、タンク側板に発生したオーバル振動がタンク側板を大きくたわませることにより、タンクの曲げ剛性が大きく低下し、固有振動数が低い振動数へ変化したためであることを示した。
- (4) 力学的検討の結果を踏まえて、円筒形タンクの曲げ振動とオーバル振動との連成モデルとして、オーバル振動の振幅に依存して曲げ剛性が変化することを表す等価な1質点系の解析モデルを提案した。
- (5) 提案した1質点系解析モデルを用いて、大加振試験で観察されたタンクの応答挙動をシミュレーションした。シミュレーション結果から、タンク頂部の応答加速度が大きくならなかった理由は、曲げ振動とオーバル振動との連成効果による応答低減であることを示した。

謝辞

本研究の振動試験は、石川島播磨重工業(株)の耐震実験場にて実施した。振動台実験でご協力いただいた石川島播磨重工業(株)の桜井朋樹氏に謝意を表す。

文献

- (1) 日本電気協会, 原子力発電所耐震設計技術指針 (JEAG 4601-1987), (1987).
- (2) 日本建築学会, 容器構造設計指針・同解説, (1996).
- (3) 高圧ガス保安協会, 高圧ガス設備等耐震設計指針, (1997).
- (4) 神奈川県防災局工業保安課, 高圧ガス施設等耐震設計基準, (2002).
- (5) 日本ガス協会, LNG地上式貯槽指針, (2002).
- (6) 日本電気協会, 火力発電所の耐震設計規程 (JEAC 3605-2004), (2004).
- (7) American Water Works Association, AWWA D100-84 AWWA Standard for Welded Steel Tanks for Water Storage, (1984).
- (8) American Petroleum Institute, API650 Welded Steel Tanks for Oil Storage, (1993).
- (9) European Committee for Standardization, Eurocode 8: Design Provisions of Earthquake Resistance of Structures, Part 4: Silos, Tanks and Pipelines, (1998).
- (10) 田附英幸, 山口悟, 桜井朋樹, 石田和雄, "高レベル地震に対する円筒タンクの非線形挙動の確認試験と解析," 石川島播磨技報, Vol.39, No.5, pp.292-300 (1999).
- (11) Sugiyama, A., et al., "Investigation on Buckling Behavior of Cylindrical Liquid Storage Tanks under Seismic Loading (3rd Report: Proposed Design Procedure Considering Dynamic Response Reduction)," ASME-PVP, Vol.466, pp.235-242 (2003).
- (12) 日本機械学会編, シェルの振動と座屈ハンドブック, 技報堂出版, p.243 (2003).
- (13) 伊藤智博他, "平底円筒形貯水タンクの地震時座屈挙動の検討 (第2報, 上部胴での非線形オーバル振動現象)," 日本機械学会論文集 (C編), 70巻, 695号, pp.9-17 (2004).
- (14) Kana, D. D., "Seismic Response of Flexible Cylindrical Liquid Storage Tanks," Nuclear Engineering and Design, Vol.52, pp.185-199 (1979).
- (15) 坂田勝, 木村康治, 内海雅彦, 岡田毅, "弾性長方形貯槽における液体-側壁連成振動," 日本機械学会論文集 (C編), 52巻, 479号, pp.1915-1921 (1986).
- (16) Chiba, M., "Dynamic Stability of Liquid-Filled Cylindrical Shells under Horizontal Excitation, Part I: Experiment," Journal of Sound and Vibration, Vol.104, No.2, pp.301-319 (1986).
- (17) 高柳政明, "内蔵液体の圧縮性を考慮した容器の連成振動解析," 日本機械学会論文集 (C編), 53

- 卷, 487号, pp.598-604 (1987).
- (18) 遠藤龍司, 登坂宣好, "弾性円筒シェルと内部・外部流体の連成固有振動解析," 日本機械学会論文集(A編), 53巻, 496号, pp.2336-2339 (1987).
- (19) Fujita, K., and Saito, A., "Coupled Vibration Analysis of a Cylindrical Shell with Liquid, Piping and Unaxisymmetric Structures," Proc. of ESDA2002 6th Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis., ESDA2002/APM-026, pp.1-10 (2002).
- (20) Ikeda, T., and Ibrahim, R. A., "Random Excitation of a Structure Interaction with Liquid Sloshing Dynamics," Proc. of IMECE2002 ASME International Mechanical Engineering Congress & Exposition, IMECE2002-32934, pp.1-12 (2002).
- (21) Nachtigall, I., Gebbeken, N. and Urrutia-Galicia, J. L., "On the Analysis of Vertical Circular Cylindrical Tanks under Earthquake Excitation at its Base," Engineering Structures, Vol.25, pp.1-13 (2003).
- (22) Chiba, M., "Experimental Studies on a Nonlinear Hydroelastic Vibration of a Clamped Cylindrical Tank Partially Filled with Liquid," Journal of Pressure Vessel Technology, Vol.115, pp.381-388 (1993).
- (23) Amabili, M., Pellegrini, M. and Pellicano, F., "Large-amplitude Vibrations of Empty and Fluid-filled Circular Cylindrical Shells with Imperfections: Theory and Experiments," Proc. of IMECE2002 ASME International Mechanical Engineering Congress & Exposition, IMECE2002-39033, pp.1-13 (2002).
- (24) Housner, G. W. and Haroun, M. A., "Vibration Tests of Full-Scale Liquid Storage Tanks," Proc. of 2nd U.S. National Conference on Earthquake Engineering, pp.137-145 (1978).
- (25) Maekawa, A., et al., "Vibration Test of 1/10 Scale Model of Cylindrical Water Storage Tank," ASME-PVP, Vol.486-1, pp.107-117(2004).
- (26) 前川晃, 清水泰貴, 鈴木道明, 藤田勝久, "振動試験による円筒形貯水タンクの耐震性評価—動液圧分布の入力加速度依存性について—," INSS Journal, Vol.11, p.117 (2004).
- (27) Fujita, K., et al., "Aseismic Study on the Reactor Vessel of a Fast Breeder Reactor," Nuclear Engineering and Design, Vol.83, pp.47-61 (1984).
- (28) 前川晃, 清水泰貴, 鈴木道明, 藤田勝久, "薄肉円筒形貯水容器の液体との連成振動特性に関する実験的考察," 日本機械学会 Dynamics and Design Conference 2004 CD-ROM 論文集, No.737, pp.1-5 (2004).