

危険物の安全化に関する研究(第3報)

(主にスロッシング防止方策について)

伏見 英*
川田 孝*

1. はじめに

地震時における石油貯蔵タンクの耐震化の研究に関して、第1報～第2報では、液体のスロッシング防止方策として、格子型防波板の効果を検討したが、その後の研究から、格子型は防波効果は評価されるが、シェルに横方向の力を直接伝達する欠陥のあることが解った。昨年開発した二重フロート型防波板装置は、防波効果はすでに確認されているが、今回はフロート間隔(d)の定量化、応力、不等荷重等について実験を行ったものである。なお少量危険物サービスタンの耐震性に関する基礎実験を実施したのであわせて報告する。

2. 実験項目

- (1) 浮屋根モデルの振動特性
- (2) 動水圧、衝撃水圧
- (3) 二重フロート型防波板装置の耐震効果に関する水理模型振動実験
 - a. 防波効果
 - b. 不等荷重
 - c. 応力
- (4) サービスタンの耐震性

3. 実験日時及び場所

昭和49年4月1日～昭和50年3月31日
渋谷区幡ヶ谷1-13-20号
消防科学研究所 振動実験室

4. 実験供試体及び計測機器

- (1) 塩ビ水槽 (円筒型, D=1000%φ, H=2000%)
- (2) 鋼板水槽 (円筒型, D=1000%φ, H=1000%)
- (3) サービンタンク (D=400%φ, H=800%)

- (4) 二重フロート型防波板装置 (D=980%φ, フロート間隔 depth=10cm, 15cm, 20cm, 25cm, 42cm)
- (5) 浮屋根モデル (F_l; 重量4.5kg, F_h; 重量9kg)
- (6) 加振機 (動電型, 最大加振力900kgG)
- (7) 歪ゲージ (圧力, 荷重, 加速度)
- (8) 差動トランス型変位計
- (9) 液面計
- (10) 記録計 (ラベット, オシロ, ペン, シンクロスコープ)

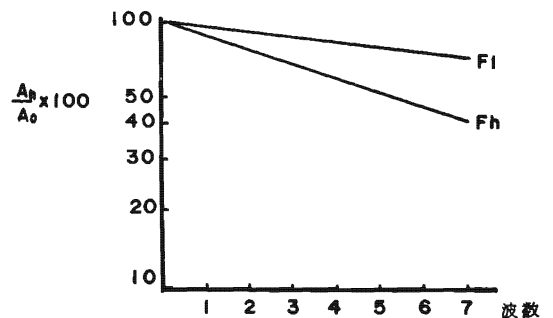
5. 実験結果

(1) 浮屋根モデルの振動特性

浮屋根モデルとして、直径980%φの塩ビ円筒板(中空)とプラスチック製円筒板(密)の重量を F_l (4.5kg), F_h (9kg) とした。このモデルフロートを直径1000%φ, 液深420%の円筒槽中に浮かせ、自由振動を励振させることにより、振動振幅を記録した。第1表。またその数値を片対数グラフにプロットしたものが第1図である。

第1図から、F_l, F_h は指数函数的に減少するから、減衰振動で、F_l, F_h のタンク側壁附近の運動を一質点系としてモデル化すると、

$$m\ddot{x} = -kx - c\dot{x} \quad \dots(1) \text{が成り立つ。}$$



第1図 F_l, F_h の減衰率(%)

* 第二研究室

第1表 浮屋根モデルの自由振動

Model Float Cycle	振幅 $A_n(F_l)$	振幅 $A_n(F_h)$	Model Float Cycle	振幅 $A_n(F_l)$	振幅 $A_n(F_h)$
1	18.20	17.75	7	14.0	8.70
2	17.20	16.30	8	13.25	6.75
3	16.60	14.80	9	12.65	5.60
4	15.95	12.80	10	11.90	4.15
5	15.15	11.40	11	11.50	3.25
6	14.45	9.60	12	11.0	2.70

(初期値 $F_l : A_0=18.9, F_h : A_0=20$)

$k/m=\omega_0^2, c/m=2\gamma$ とおけば, $\gamma < \omega_0$ について, $x=ae^{-\gamma t} \cos(\sqrt{\omega_0^2-\gamma^2}t+\alpha)$ と表わすことができ, したがって, ある時刻 t_1 で極大となる ときの値を x_1 とすれば, $x_1=ae^{-\gamma t_1} \cos(\sqrt{\omega_0^2-\gamma^2}t_1+\alpha)$. 次の極大は $t_2=t_1+T$ に起こるから, $x_2=ae^{-\gamma(t_1+T)} \cos\{\sqrt{\omega_0^2-\gamma^2}(t_1+T)+\alpha\}$, 故に $1n \frac{x_1}{x_2}=\gamma T$ となる. $T=\pi/\sqrt{\omega_0^2-\gamma^2}$ は $x=0$ となって再び $x=0$ となる時刻. いま最大振幅時の減衰比 (A_0 と A_n の比) を求めると, $F_l=0.96, F_h=0.88$ となる. したがって自由表面の減衰はさらに希少であると推定される.

この実験から(1) $F_l=\frac{1}{2}F_h$ の重量差による減衰効果がある.(2)水の減衰率を0%としても過渡現象を論じられる等のことが類推される.

次に強制振動時($\ddot{u}=-a\omega^2 \sin \omega t$)における浮屋根モデルの挙動について, フロートの中心上に錘を1kgづつ加えて実験を行った. 自由振動項は一定時間経過後消滅して強制振動項になるが, 10~15波の波数で, 加振条件を $T_0/T=1$ (T_0 : 液体タンクの固有周期, T : 加振周期), 30gal としたときのモデルフロートの応答振幅は, 錘の荷重に逆比例するが, 各々の荷重における応答振幅は一定値を保ち, したがって $T_0/T=1$ なる加振条件でも応答振幅値は増大しないことが実験的に確認された. 理論的には,

$$m(\ddot{x}+\ddot{u})=-kx-c\dot{x} \quad \dots(2)$$

の解であるが, 液体タンクの振動特性として, 加速度振幅, 変位振幅の両方で検討されるべきであると考えらる.

この浮屋根モデルの振動実験から, 浮屋根の運動は, 自由表面の運動系に近似されるが, (1)防波効果, (2)液体の回転(厳密に定義される回転ではない)現象を呈しない等に差異がある. したがって, 重要なことは, 浮屋根と連成する箇所への応力集中の問題があることが判明した.

(2) 動水圧と衝撃水圧

液体タンクが静止状態にあるとき, 静圧分布は, $P_{z=0}=0, P_{z=h}=\rho gH$ (ρ : 密度, g : 重力加速度, H : 液深)であるが, 自由表面が外力により運動すると, 静圧以外に動圧, 衝撃圧をタンクシエルに作用し, タンクはストレスを受ける. 微小振幅波が側壁に及ぼす動圧は求めやすいが, 液体タンクが外力を受けるときの動圧を解析的に解くことは難解で, ここでは, 円筒タンク内の動水圧, 衝撃水圧を実測して原型5000KLタンクを推定した. 水理実験においては, 加振方向に一致するタンク直径上の近傍に垂直な板を設定して水の運動の線型性を維持した.

実験条件として, H (液深)=420%, α_h (加速度)=10, 20, 30gal, $T_0/T=1, \rho=1$ として動圧, 衝撃圧の最大値を求めた. なお動圧測定, 衝撃圧測定の計測は, 差動トランス型変位計を用いた. 第2表. 第3表.

第2表 動圧, 衝撃圧水頭

MaxP/ ρ α_h (gal)	動圧水頭(cm)	衝撃圧水頭(cm)
10	0.55	1.5
20	1.20	1.95
30	2.0	

第3表 5000KL原型タンクの動圧衝撃圧

MaxP α_h (gal)	動圧(ton/m ²)	衝撃圧(ton/m ²)
10	0.14	0.40
20	0.30	0.5
30	0.50	

第2表から, 動圧, 衝撃圧の最大値は, それぞれタンク中央部, 側壁鉛直方向に表われるが, 開放槽のた

め頂部の測定と側壁の動圧は測定できなかった。

重力と慣性力が主に働く運動系の運動学的相似則としては、Froude の相似則が適用されている。 $(F_{r,p} = F_{r,m} = V_p^2/l_p g = V_m^2/l_m g, \therefore V_p/V_m = \sqrt{l_p/l_m} = \sqrt{\lambda}, F_r$: フルード数, V : 速度, λ : 幾何学的相似率, p : 原型, m : モデル)。また $\alpha_p/\alpha_m = 1$ (α_p : 原型に作用する重力, α_m : モデルに作用する重力) より $T_p/T_m = \sqrt{L_p/L_m} = \sqrt{\lambda}$ (T : 時間) となる。いま, 動圧, 衝撃圧に対して Froude の相似則を適用すると, $P_p/P_m = (\rho_p/\rho_m) \cdot (l_p/l_m)^3 \cdot (\alpha_p/\alpha_m) \cdot (l_p/l_m)^{-2}$ の関係から, 5000KL 原型タンク ($\lambda = 25$) の動圧, 衝撃圧は第3表のようになる。実験に用いた圧力センサーは温度特性が悪く, 変位計によって実測したため, $\alpha_h \gg 0$ の場合を測定できなかったが, 実験値は⁽¹⁾山本善之の理論値に近似している。

この実験から, 液体タンクが静止状態にあるときには, 液体のプレスによる他は, 応力の主要な因子は静圧であるが, 外力を受けて液体が基本振動を励振されると, 動圧, 衝撃圧を誘発する。これは液体の Sloshing による現象で, タンクの座屈, 不等沈下, 液体溢流, 噴出の要因となる。したがって液体の Sloshing 防止策は, タンク耐震化の一方策として有効であるから, Sloshing を無視する場合には, あらたにタンク構造物の耐震強度の検討がなされるのは当然であるが, スロッシング防止装置をタンクに導入した場合でも, ポテンシャルエネルギーは依然として存在することに注意しなければならない。

(3) 二重フロート型防波板装置の耐震効果

a. 防波効果

フロート間隔 $d = 10\text{cm}$ について自由振動を励振させることによって, 防波効果を検討したが, 液面記録計に振動波形として記録されなかった。 $d \geq 10$ についても同様である。これは(1)で実験したところの浮屋根モデルの自由振動時の変位振幅の解をみると, $x = Ae^{\lambda_1 t} + Be^{\lambda_2 t}$ で, $\lambda_1, \lambda_2 = -r \pm \sqrt{r^2 - \omega_0^2}$ であるから $r \geq \omega_0$ のときは振動しない。この場合, $r > \omega_0$ であることから, 抵抗が大なることを意味する。この実験に関しては, 非周期運動で時間変位にともない, 質点は釣合の位置に近づき静止する。故に自由振動時において装置の防波効果は大であるといえる。

次に強制振動時($\ddot{u} = -a\omega^2 \sin \omega t$)における防波効果を, $H < 1.5D$, $H \geq 1.5D$ として便宜的 (H : 水深, D : 直径をパラメータとしたとき, $\tanh \xi = 1$ となる液体の1次固有周期の理論的収斂値は $H = 1.75D$ である。)に分類して実験的に検討した。

まず $H < 1.5D$ については, 実験条件を $H = 420\%$, $T_0/T = 1$, $\alpha_h = 10, 20\text{gal}$ (H : 水深, T_0 : $H = 420\%$

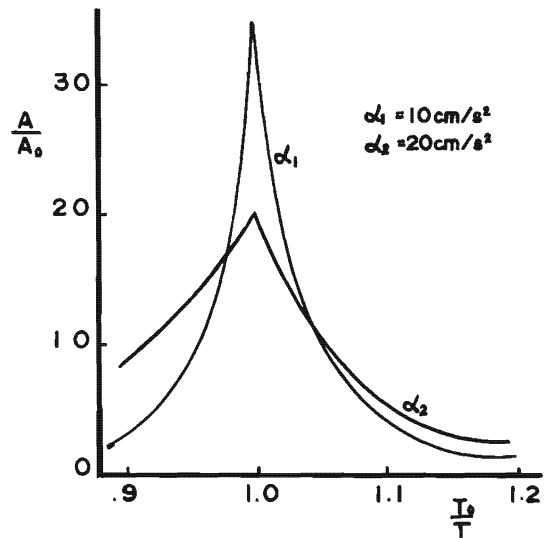
時の固有周期, T : 加振周期, α_h : 加振加速度) とした。実験結果を第2図~第4図に示した。

実験結果から, (1)外力を受けると装置の運動は振動となり, 振動波形が記録される。(2) $T_0/T \neq 1$ においては装置はほとんど振動せず, したがって防波効果はよい。(3) $T_0/T = 1$ において応答の最大値を得るが, 浮屋根モデルフロートの応答の最大値を装置間隔の増加により1/20程度にまで消滅させることが可能である。(4) $T_0/T \neq 1$ においても1次の基本振動を誘起される。(5) $\alpha_h = 70\text{gal}$, $T_0/T = 1$ においては装置の沈下現象が認められる。(6) $T_0/T \neq 1$ においては, 水平震度0.45Gまでの十分な防波効果が認められる。

次に $H \geq 1.5D$ における防波効果を検討した。この実験条件においては, ⁽²⁾自由水域と固定水域の境界の存在が考えられる。事実, $H = 3.5R$ は固有周期の理論収斂値であって, 自由水域と固定水域の境界は不明であることから, 円筒槽中に浮き子を設けて外力に対する浮き子の運動の軌跡を求めた。

実験結果から, $T_0/T = 1$ なる条件で, $H_F = 0.3H$ なる実験式を得る。なお⁽²⁾武藤によれば, $H_F = 0.3D$ として自由水域を直径の函数として提示している。また, この実験は1次の基本振動が液体に誘起された場合であって, 同時に慣性系の動きを無視した。

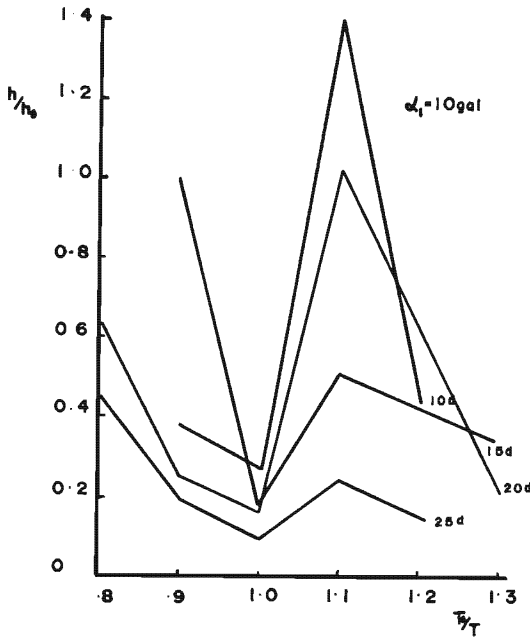
以上の実験から, 装置間隔(d)として, $H \geq D$ のとき $d = 0.15H$, $H < D$ のとき $d = 0.2H$ を提案する。ただし, この値は防波効果のみを考慮した場合であるが, d が大きくなると, 連結手から伝達されるフロート (又はプレート) の応力が大きくなることから, 材



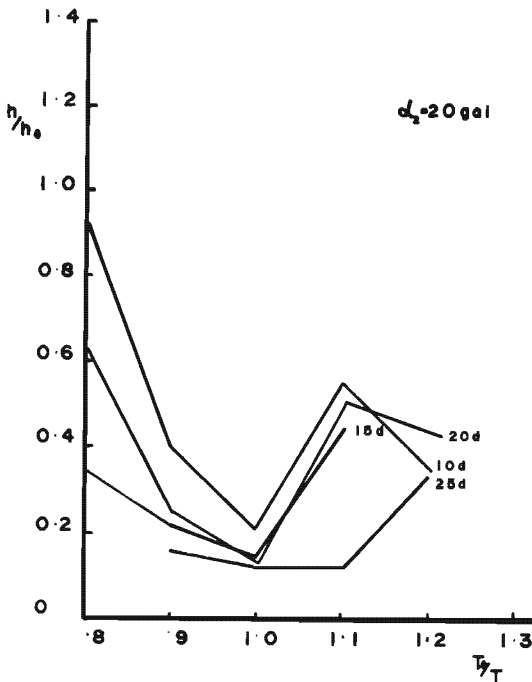
第2図 浮屋根モデルフロート F_i の応答

質強度の点からは, $H \geq D$ について, $d = 0.1H$, H

<Dについて、 $d=0.15\sim 0.2H$ を上限として検討を重ねている。



第3図 装置の防波効果 ($\alpha=10\text{gal}$)



第4図 装置の防波効果 ($\alpha=20\text{gal}$)

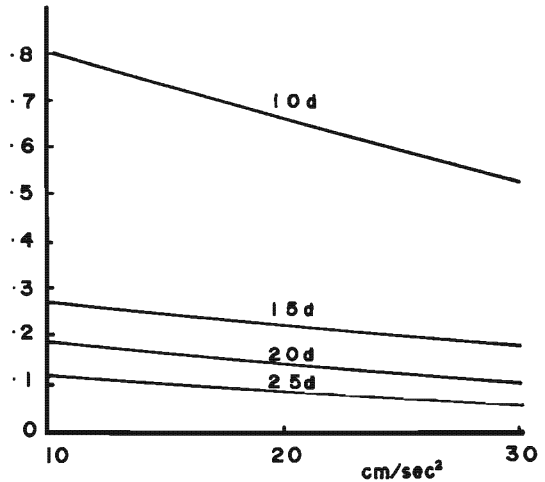
b. 不等荷重

タンク内液体の自由表面が外力を受けて運動すると、タンク底板は動圧により不等荷重を受ける。また

浮屋根モデルフロートも自由表面と近似的な運動を行い、不等荷重をタンク底板に作用する。そこで、浮屋根モデル F_i (4.5kg) と装置導入時の不等荷重を測定した。

実験条件として、まず荷重センサーを加振方向に一致する中心上の側壁底板下に設置し、 $H=420\%$ 、 $T_0/T=1$ 、 $\alpha_h=10, 20, 30\text{gal}$ 、装置間隔 $d=10\text{cm}, 15\text{cm}, 20\text{cm}, 25\text{cm}, 42\text{cm}$ とした。実験結果を第5図に示した。

第5図は F_i と装置の不等荷重の比、したがって不等荷重の消滅比を表わしたもので、 $\alpha_h \gg 0$ にしたがって比は減少し、装置が不等荷重を軽減する傾向を示している。 $d=42\text{cm}$ における不等荷重を実測したところ、 $\alpha_h=10, 20, 30\text{gal}$ 時において、それぞれ1.9kg、4.4kg、8.0kgなる値を得た。このことは、間隔を水深に等しくしても不等荷重が存在することを示すが、装置に自在性をもたせているためでもある。また F_i の実測値は、 $\alpha_h=10, 20, 30\text{gal}$ 時にそれぞれ12.4kg、21.6kg、33.2kgである。



第5図 装置の不等荷重消滅比

c. 応力

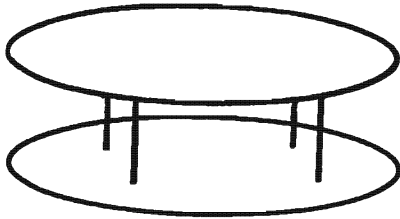
(1) 装置の構造

第6図及び第7図のように、連結手により結合された2枚のフロートが本装置の特長であるが、連結手の支点は自在継手を介して結合される。これは上下動の運動に対して、応力を逃がすための工夫で、これがないと防波装置、あるいは上部フロートを破壊することもあり得る。

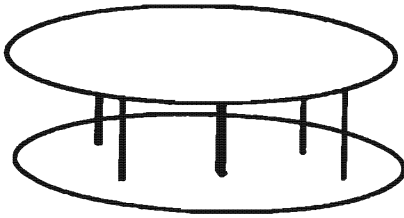
(2) 装置の種類

試作した装置は、第6図～第7図に示すように4本の連結手のものと、中央部に連結手を加えて5本とし

たものと2機種に大別される。第6図の装置は、ガイドボールを利用することにより、3本の連結手とすることも可能である。また第7図の装置は、ガイドボールのないタンクに適用されるが、異方向の回転力が加わると上部フロートを突き破ることもあり得るから、第6図のものがよい。



第6図



第7図

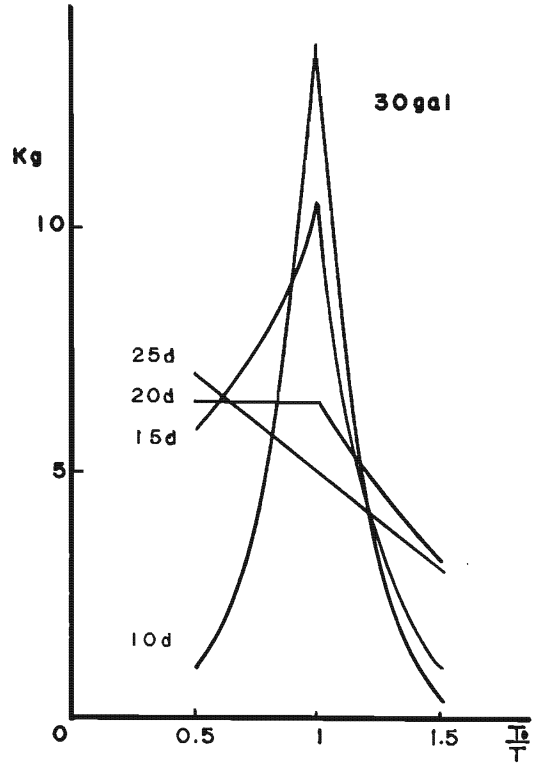
(3) 連結手によって伝達される上部フロートの応力

振動時において、下部フロートから連結手によって連成される上部フロートの応力について、振動条件、連結手の長さをパラメータとして応力測定を行い、防波効果の原理、及び強度的検討を行った。

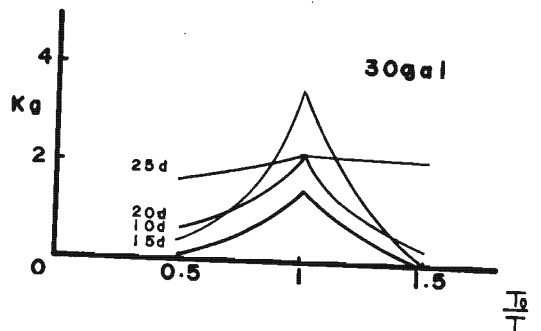
測定方法として、加振方向の二本の連結手の支点到荷重センサーを取付け、各々の支点到作用する応力を、 $T_0/T=1$; $\alpha_h=10, 20, 30gal$; フロート間隔 $d=10, 15, 20, 25cm$, $H=420\%$ なる実験条件で応力測定実験を実施した。第8図～第13図。

2枚のフロートに挟まれた部分の液体(自由水域)に外力が加わると、慣性により外力の方向と反対方向に液体は寄る。このため液体の寄る側の連結手は、フロートを押し広げようとするから、正荷重を上部フロートに伝達する。反対側のフロートには負荷重が生じる。これは外観的には、シーソー運動となって表われる。また実験的には下部プレートの運動から、プレート下部の液体も複雑な動きをするから、新たな応力が発生していることも考えられる。

第8図～第13図からも明らかであるが、加速度と連結手の長さに比例して応力が増加するが、これは加速度の増加により動揺エネルギーが増すからであり、またフロート間隔(d)が大きくなれば、液体の体積も増す



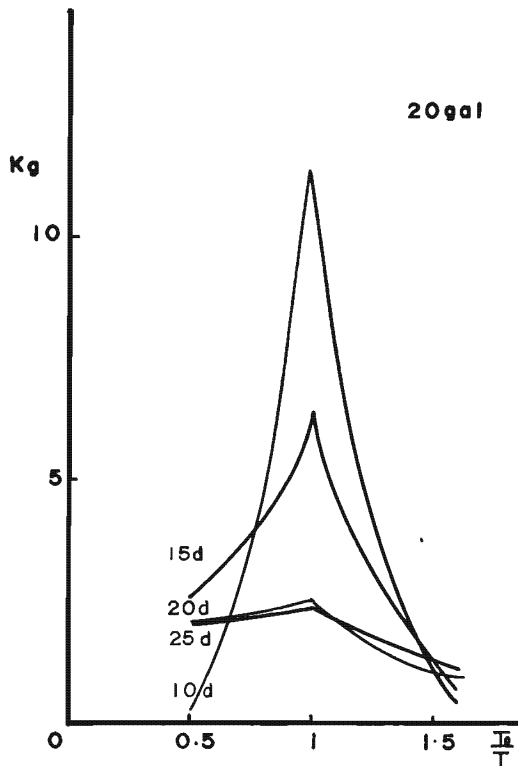
第8図 応力(負荷重)



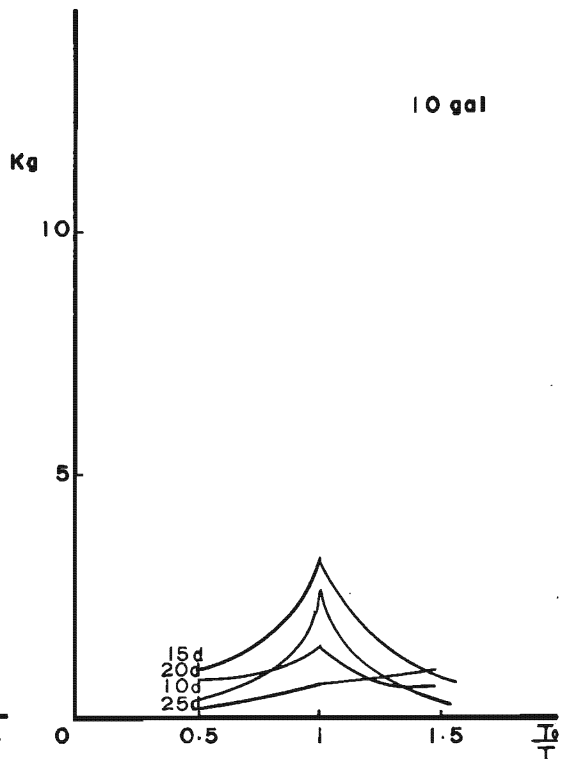
第9図 応力(正荷重)

から当然である。正荷重<負荷重となっているが、これは上部フロートの浮力によるものと考えられる。

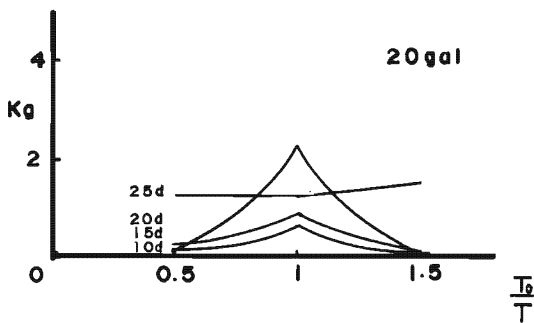
次に、この装置の防波原理について述べると、実験的には、(1)浮屋根モデルの自由振動から $l_n \frac{x_0}{x_1}$ を実測してみると、質量差 $(F_h - F_l)$ による減衰効果が認められる。(2)装置は自由振動を励起させても振動しないことから、 $x = Ae^{\lambda_1 t} + Be^{\lambda_2 t}$ で、 $\tau > \omega_0$ であって、抵抗が大きい。即ち装置の抵抗による防波効果。(3)強制振動項 ($\ddot{u} = -a\omega^2 \sin \omega t$) を加えたと、装置は振動するが、上部フロートの両端に、正荷重と負荷重が誘起され、装置はシーソー運動を行い動揺エネルギーが消滅される等の事象によって説明される。したがって遊動水域



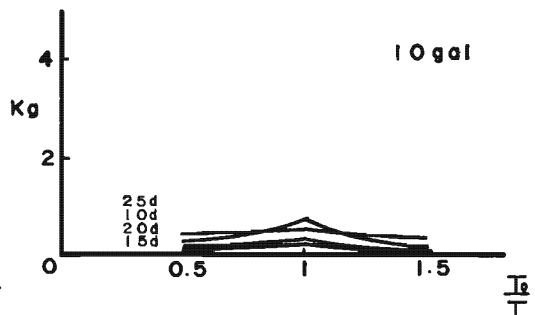
第10図 応力(負荷重)



第12図 応力(負荷重)



第11図 応力(正荷重)



第13図 応力(正荷重)

の一部分を半固定化することにより液体の動揺エネルギーを消滅するものである。なお下部フロート(又はプレート)のシエルに対する影響は、慣性系の力で鉛直方向の動きが大である。

試作した装置は、塩ビ製のプラスチックであり、あくまで最も単純な耐震モデルタンクに過ぎないことを付記しておく。

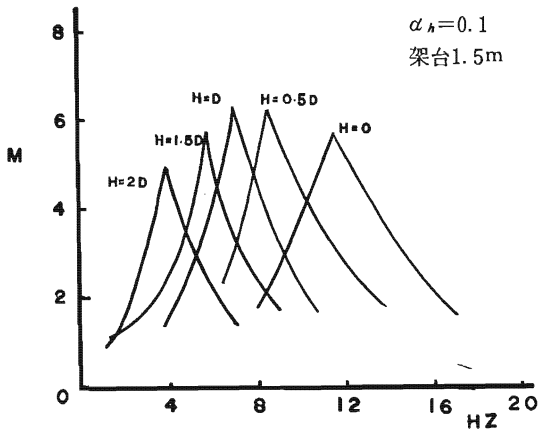
(4) サービスタンクの耐震性

サービスタンクの耐震性の問題は、石油貯蔵タンクと同じく、配管系と関連させてとらえる必要があるが、ここでは高架槽の振動性状として、直径400%、高さ800%の円筒型鋼板製タンク(85kg貯油)の基礎

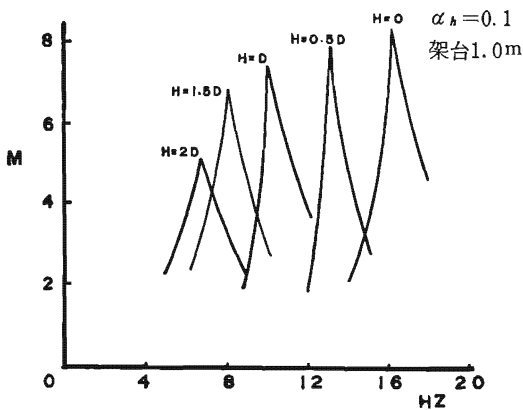
的な耐震実験を実施した。

床台加速度100gal時において、高架台高さ(1.5m~0.5m)、ならびに内容積をパラメータとしたときのタンク頂部の応答倍率、固有振動数を求めたものが第14図~第16図である。また $T_0/T=1$ において、高架台高さ(1.5m~0.5m)及び内容積($H=0$, $H=2D$)をパラメータとした耐震実験(水平震度0.45G)結果を第17図~第19図に示した。

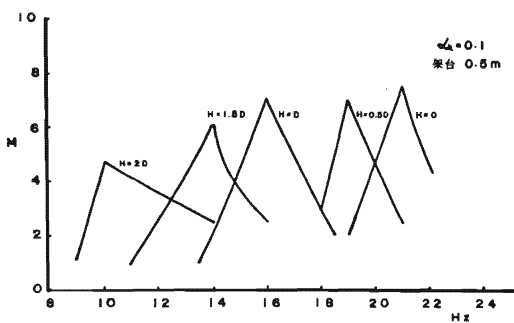
第14図~第16図から、(1)高架槽の固有周期は高架台高さに比例して長周期となる。(2)タンク内の液体の増加によっても、固有周期は長周期となる。(3)タンク頂部の応答倍率は5~8倍($1.6\alpha_h \sim 2.6\alpha_h$, $\alpha_h=0.3G$)



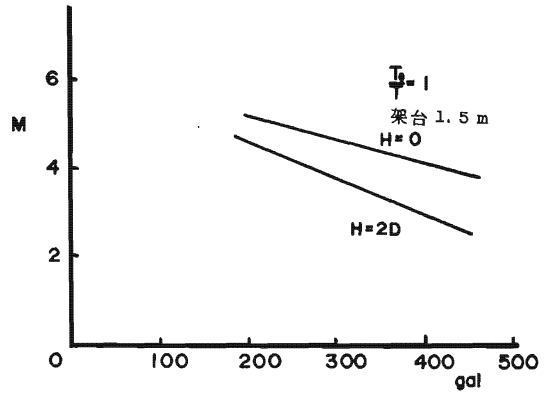
第14図



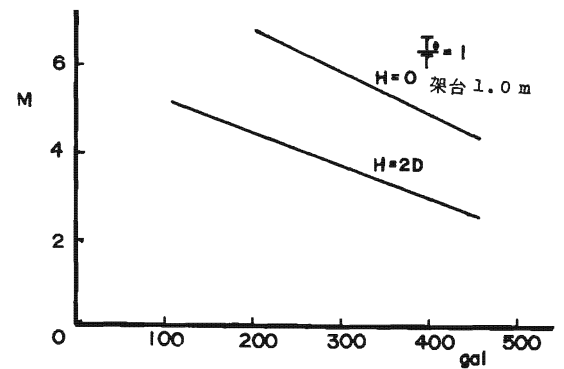
第15図



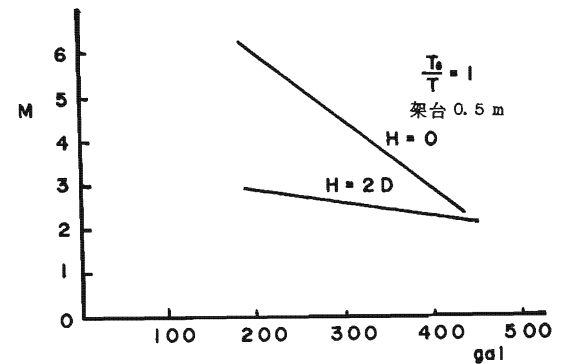
第16図



第17図



第18図



第19図

程度になる等のことがいえる。また、第17図～第19図から、供試実験体は、水平震度0.45までの耐震性が認められた。

6. 考 察

昭和46年～昭和49年度にわたって、地震時における石油貯蔵タンクの液体の、スロッシング防止方策の研究を実施してきたが、その根拠は、新潟地震における石油タンク群火災である。新潟地震における地盤の液状化現象が、特異な事例であるか否かは議論の分れるところであろうが、石油タンクのスロッシング防止方策が耐震化の一手段であることに異論はない。以下、

実用化の問題点、今後の研究等について言及する。

(1) 現在まで、多種の防波板によるモデル実験を実施してきたが、格子型防波板は、(1)液面に垂直の位置、(2)基本振動の節(nodal line)の位置が最も効果的である。このことは、横方向の力を直接シェルに伝達するという構造的欠陥を有しているから、基本的に(1)、(2)をさければよい。

これに対して、二重フロート型防波板装置は、液面に対して水平であることから、液体の慣性系の力をシェルに作用する他は、鉛直方向の運動が大である。しかし液中のフロート(又はプレート)の連結手が、上部フロートを突き破る危険性は考慮に入れておかねばならないが、そのような場合でも、浮屋根フロートより安全側でなければならない。

現在、平常時の石油貯蔵タンクの安全基準が問題とされているが、地震時における石油貯蔵タンクの耐震安全化の研究も、新潟地震を契機として進歩してきた。一部のプラントメーカーによってスロッシング防止方策が検討され、新装置が研究、開発された(1967年)が、実用化の段階に至っていない。スロッシング防止は、タンク耐震化の一手段であって、タンクの耐震安全化の研究は、多方面にわたってなされなければならないが、スロッシング防止装置が、大型石油貯蔵タンクに適用されない根本的理由は、経済的な問題以外に、石油タンク内に構造物を導入したときの、地震時における応力解析に不明な点があるためと考えられる。さらに、水理模型による振動実験は、あくまで限定された条件での事象を追求しているに過ぎないから、原型について精密に言及できない。したがって本研究に関しても、諸般の事情から原型タンクの相似則を緩和した耐震モデルタンクの試作と、水平単弦定常波による振動実験にとどめざるを得ない。

(2) 地震時における液体タンク内の液位の、最大上昇位を解析的に解くことは難問であり、且つ諸説(1)(3)(4)(5)があるが、実験的には、モデルタンクの振動実験によって、原型を推定する方法がある。これは、測定値が得られたとして、 $L_p = \lambda L_m$ (L_p : 原型の最大上昇位、 L_m : ξ 、 λ : 相似率)より求める。

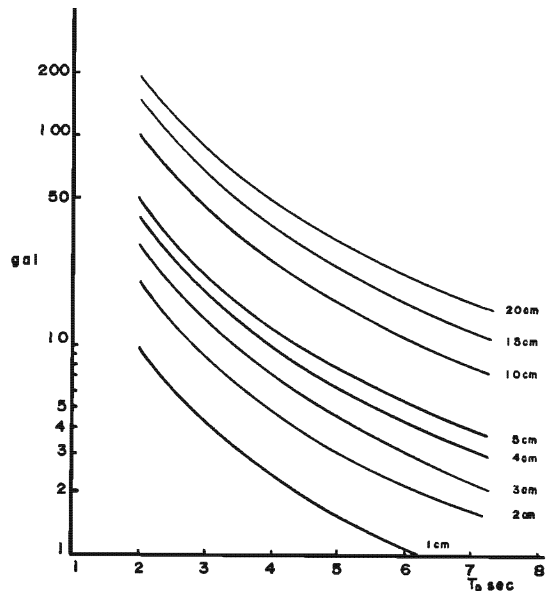
直径1000%φ、高さ2100%の円筒タンクの水深を420%として、 $T_0/T = 1$ 、 $\alpha = 300$ gal、 $t = 180$ sec(振動継続時間)なる条件で、液位の最大上昇位を実験的に求めたところ、0.61mなる値を得た。この実験において、自由表面が線型性を維持しないことと、液体動揺により、加速度の設定が正確にできないことを考慮しなければならないが、Housner (4)式からは、0.59mなる計算値が得られる。

次に、液体の Sloshing を無視した場合、液体の噴

出、溢流を考慮する必要がある。斜めに噴出する液体が重力の作用でえがく軌跡は、よく知られる放物線であるから、液体の質点の、 t 時間後の座標は、($x = vt \cos \theta$, $y = vt \sin \theta - \frac{1}{2}gt^2$)で、これより $y = x \tan \theta - \frac{g}{2} \cdot \frac{x^2}{v^2 \cos^2 \theta}$ として求められる。したがって石油タンク頂部(高さH)から、液体が初速 V_0 で、水平面と θ をなす角度で噴出するものと仮定すれば、 $y - H = \tan \theta \cdot x - \frac{g}{2} \cdot \frac{x^2}{v_0^2 \cos^2 \theta} \dots \dots (1)$ が成り立つ。空気抵抗を無視すれば、最大水平到達距離 x は、 $gx^2 - v_0^2 x - v_0^2 H = 0$ の解で、したがって v_0 を与えれば、簡単に求めることができる。

(3) 関東大地震における最大地動は、20cm以上を示したとの報告(11)がある。石油タンクの液体のスロッシングは、長周期の振動成分によるものであるから、地震波の長周期成分を水平単弦定常波と仮定すれば、大地震における地動、液体タンクの固有周期を設定することにより、加速度振幅を推定できる。第20図。

本実験全般を通じて、加速度振幅の最大値(破壊試験として、 $T_0/T = 1$ かつ70gal程度を与えているが)を30gal程度の微小加速度で実験を行ったが、地震波の長周期成分を水平単弦定常波として、仮定するかぎりにおいては、長周期成分になるにしたがって加速度振幅値は小さくなる。



第20図

いま、タンク直径6m、タンク高さ14m(300KL)の石油タンク液体に、周期2.6秒、地動変位10cm(全振幅)の地震波が作用すると、最大加速度は、29gal程度と非常に小さい値を示す。

7. 終りに

地震波をシミュレーションすることは、相当困難であるが、石油タンク液体のスロッシングは、地震波の長周期成分によるもので、水平単弦定常波に仮定されるものであれば、スロッシングに関する模型実験は、原型の推定について信頼度は高いと考えられるが、地震波の短周期成分が石油タンクのシェル、あるいは底板に与える影響は、実測するのが近道である。ただし、地震を待たなければならないが、その際、地震力、基礎ならびにタンクの応答変位等を実測することにより、耐震安全化の研究に関する基礎手段⁽¹²⁾⁽¹³⁾となろう。

地震時に、火薬庫になりかねない石油貯油施設、石油化学コンビナートの安全対策については、メーカー側においても精力的に研究がなされており、同時にユーザー側においても独自の対策を模索し、努力を重ねていることが意外に知られていない。特にユーザー側にとって震害は死活問題であり、例えば、スロッシング防止対策として、貯油量を制限して、液位を下げるな部の苦肉の策をとっているのが現状である。したがって、今後のメーカー、ユーザー側の研究推進に期待する所はきわめて大きい。メーカー側の耐震設計基準として、スロッシングは最重要視されていない。これは、大型石油貯蔵タンクについては、スロッシングが誘起されにくいとの見解に立脚するものであるが、都内に既存する石油貯油タンクは、100KL～数1000KL（例外として、43000KLタンクがある）の小規模のタンクが多く、これらのタンクのもつ固有周期か

ら、スロッシングする可能性はある。

終りに、今後の問題として、本装置の実験解析に関して、相似則を緩和した耐震モデルタンクの、材質、強度、構造（可変連結手）等の検討を行う必要がある。順次研究を推進していく考えである。

7. 参考文献

- (1) 山本善之：高圧力，3，1（1965）
- (2) 武藤 清：耐震設計シリーズNo. 4（丸善）
- (3) 曾我部潔・柴田碧：円筒液体貯槽の液面動揺の応答，生産研究，第26巻，3，4，7，8（1974）
- (4) Housner：U.S.A.E.C. TID 7024(1963)
- (5) 山本鎮男・清水信行：建築技術（1974）
- (6) 吉識雅夫：般体運動時に荷油によって生ずる動的圧力の研究，造船協会（1960）
- (7) 萩原孝一・山本善之：荷油槽に生ずる衝撃圧力の理論的研究，造船協会（1962）
- (8) 田宮真：遊動水の動的影響について，造船協会（1958）
- (9) 清水信行：円筒タンクの耐震設計，配管技術（1974・7）
- (10) 河野和間：大型鋼製円筒タンクの構造設計上の問題点とその応力解析，配管技術（1974・9）
- (11) 武藤清：日本原子力学会誌，Vol.1，No.7（43P）
- (12) 滝口明宏・福森孝：JHPI Vol. 12., No.1(1974)
- (13) 滝口明宏・福森孝：球型ホルダーの耐震性の検討，大阪瓦斯(株)（1974）