

# 開放型危険物貯槽の溢流防止対策について (第1報)

伏見 英\*  
川田 孝\*

## 1. ま え が き

地震時における開放型危険物貯槽(容器)の安全対策は、本来、安全容器の問題に含まれると考えられるが、焼入れ貯槽のように、作業上、液面の曝露を不可避とする液体貯槽も数多くある。開放貯槽の地震時溢流防止方策としては、いろいろ考えられるが、ここでは貯槽自体の振動防止方策を検討した。

一般に、機械、車輛振動の衝撃緩衝、振動防止に汎用されているものには、バネ系、ゴム、マット、コルク、エア、重ね板バネ、鋼線等数多くある。これらの防振装置の対象とする振動は、当然、定常ランダム波であるが、近年、L.P.G球型タンクに適用されている油圧ダンパーのように、地震波を対象とする傾向が見られるようになった。そこで、比較の変位を大きくとることが出来るバネ系防振装置の振動防止効果に関して実験的に検討したので報告する。

## 2. 計測に関する諸項目

- (1) 実験項目
  - ア 正弦波による加速度応答倍率測定
  - イ ランダム波による加速度応答倍率測定
- (2) 供試実験体
  - ア バネH型(写真1—写真2)
  - イ バネA型(写真3—写真6)
- (3) 計測機器
  - ア 加速度センサー
  - イ 増幅器
  - ウ 記録計
  - エ 起振機
- (4) 実験概略  
図1。

## 3. 防振の基礎的原理

1質点、1自由度系の運動方程式は、図2を参照し次式のように書ける。

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = f_0 \sin \omega t \dots\dots\dots(1)$$

(1)式の一般解は  $\frac{c}{m} = 2\epsilon$ ,  $\frac{k}{m} = \omega_0^2 (\omega_0 < \epsilon)$  として

$$x = Ae^{-at} + Be^{-\beta t} + \frac{f_0}{m\{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4\epsilon^2\omega^2\}} \{-2\epsilon\omega \cos \omega t + (\omega_0^2 - \omega^2) \sin \omega t\} \dots\dots\dots(2)$$

ここで自由振動項を無視して(2)式を

$$x = a \sin(\omega t - \varphi) \dots\dots\dots(3)$$

の型にすれば、

$$a = \frac{f_0 \omega_0^2}{k \sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4\epsilon^2\omega^2}} \dots\dots\dots(4)$$

$$\tan \varphi = \frac{2\epsilon\omega}{\omega_0^2 - \omega^2}$$

基礎に伝達される力  $f_i$  は

$$f_i = c\dot{x} + kx \dots\dots\dots(5)$$

したがって

$$f_i = ac\omega \cos(\omega t - \varphi) + ak \sin(\omega t - \varphi) \dots\dots\dots(6)$$

よって

$$f_i = \sqrt{(ac\omega)^2 + (ak)^2} = \frac{ak}{\omega_0^2} \sqrt{\omega_0^4 + 4\epsilon^2\omega^2} =$$

$$ak \sqrt{1 + 4 \frac{\epsilon^2\omega^2}{\omega_0^2}} \dots\dots\dots(7)$$

(4), (7)式から、 $\epsilon_c = \omega_0$  として

$$f_i/f_0 = \sqrt{\frac{1 + 4 \frac{\epsilon_c^2\omega^2}{\epsilon_c^2\omega_0^2}}{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right)^2 + 4 \frac{\epsilon_c^2\omega^2}{\epsilon_c^2\omega_0^2}}} = \sqrt{\frac{1 + 4 \frac{c^2\omega^2}{c^2\omega_0^2}}{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right)^2 + 4 \frac{c^2\omega^2}{c^2\omega_0^2}} \dots\dots\dots(8)$$

$f_i/f_0$  を振動伝達率と呼んでいる。 $f_i/f_0 \sim \omega/\omega_0$  関係式を図9に示す。

\* 第二研究室

$\omega/\omega_0=1$ のとき共振状態、 $\omega/\omega_0<\sqrt{2}$ （固定支持基礎では、外力は伝達力よりも常に大きい）、 $c/c_c$ の値が大きいほど伝達力は小さくなる。また、 $\omega/\omega_0>\sqrt{2}$ （弾性支持基礎）では、外力は伝達力よりも常に小さくなるが、 $c/c_c$ の値が小さいほど伝達力も小さくなる。

ここで、 $m$ ：質量(kg・sec<sup>2</sup>/cm)、 $k$ ：バネ定数(kg/cm)、 $c$ ：減衰定数(kg・sec/cm)、 $\omega_0$ ：固有円振動数(rad/sec)、 $c_c$ ：臨界減衰定数。

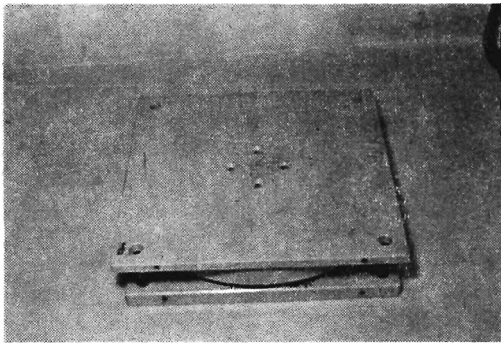


写真1 H型バネ

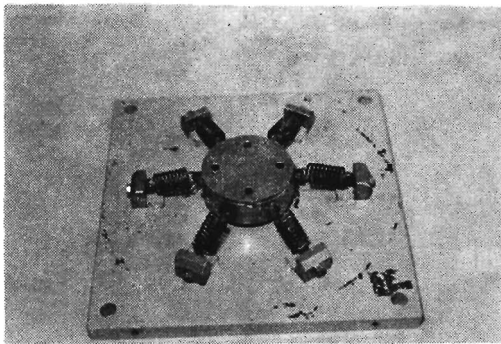


写真2 H型バネ内部構造

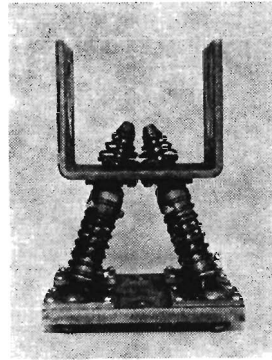
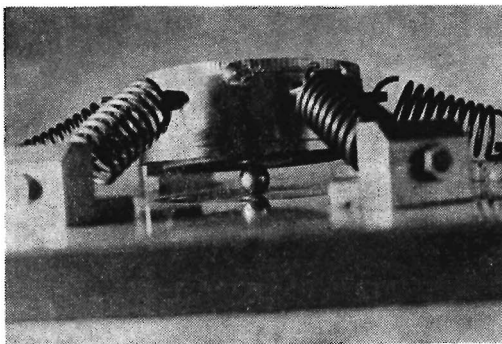


写真3 A型バネ(A<sub>1</sub>)

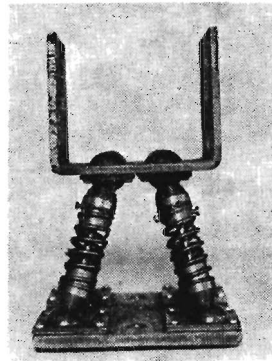


写真4 A型バネ(A<sub>2</sub>)

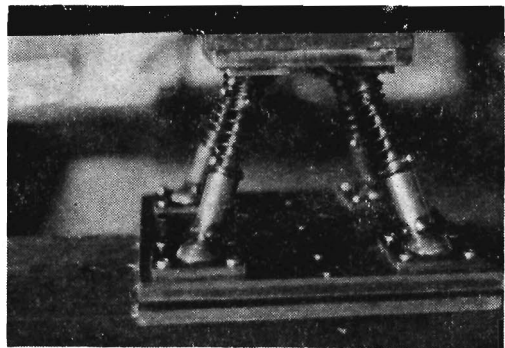


写真5 A型バネ(A<sub>3</sub>)

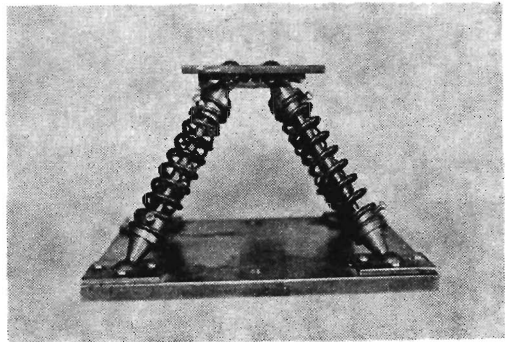


写真6 A型バネ(A<sub>4</sub>)

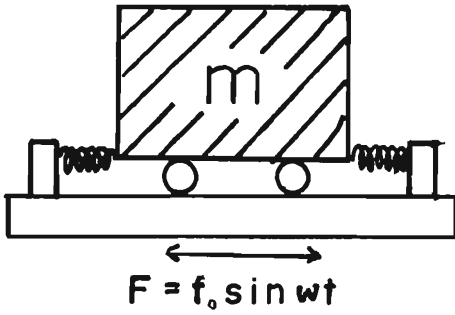


図1 実験体系概略図

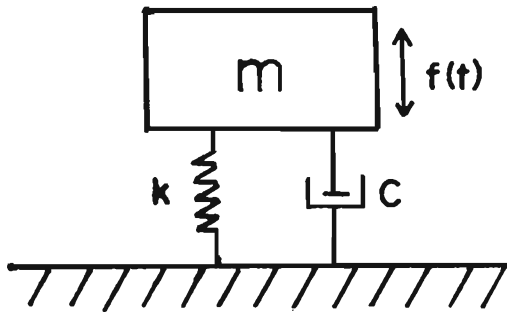


図2 1質点・1自由度系

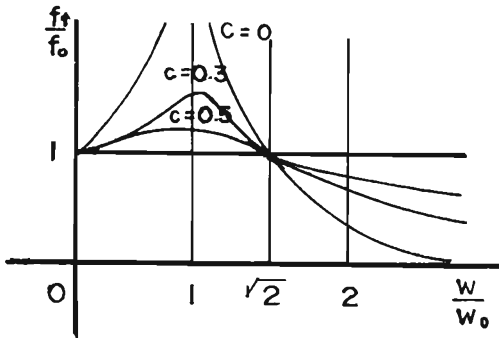


図3  $f_t/f_0 \sim w/w_0$ 関係図

写真1に示すように、H型はバネを放射状に配列した、単純バネ系に近似される型で、したがって図5に示すように減衰力も小さい。これに対し、写真3—写真6に示すようにA型は、バネに角度を与え、図4に示すように、バネ強度の非直線を利用して自己減衰性をもたせたもので、オイルダンパーや摩擦ダンパー等の抵抗を用いた減衰機構と異なる点特徴である。

#### 4. 実験結果

図6—図10に、H型バネ、A型バネの防振効果に関する実験結果を図示した。縦軸に加速度応答倍率（床台加速度  $a_0$  と系の応答加速度  $a_t$  の比）、横軸に共振振動数をとった。

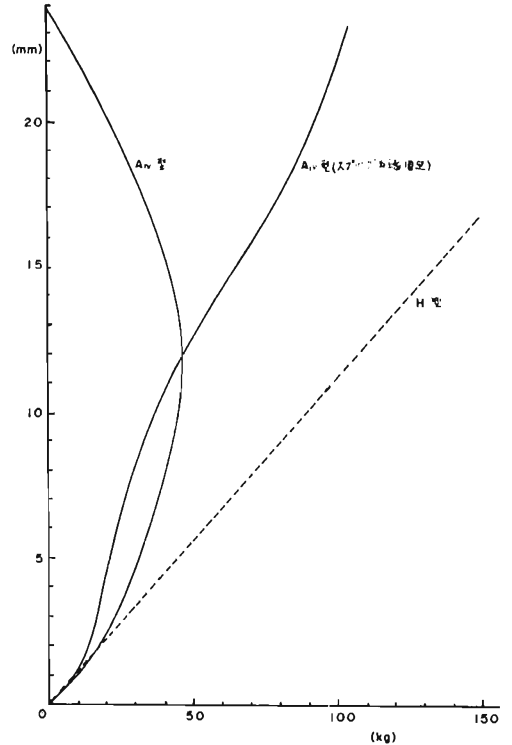


図4 H型、A型のバネ弾性曲線

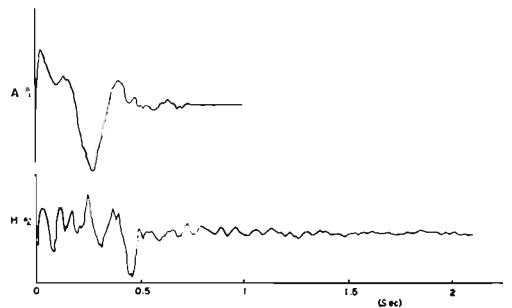


図5 H型、A型バネの減衰曲線

図6から、H型バネは3Hz以上に防振効果が認められる。また1Hzでは系の応答加速度が床台速度を大幅に越えて共振域に達する。すなわちバネ系防振装置は系の固有周期が、バネ定数と積載荷重によって定められる。図7は高加速度においても防振効果があることを示している。

図8は、A型バネの実験結果で、A<sub>1</sub>～A<sub>4</sub>型までの応答曲線を表わしている。A<sub>3</sub>、A<sub>4</sub>型が1Hz付近まで防振効果が認められるのに対して、A<sub>2</sub>型では2Hz、A<sub>4</sub>型で9Hz以上の振動数帯域にしか効果が認められない。

図9は、バネの減衰性を考慮したときの防振効果の比較実験結果である。減衰の大きいA<sub>4</sub>型では、共振

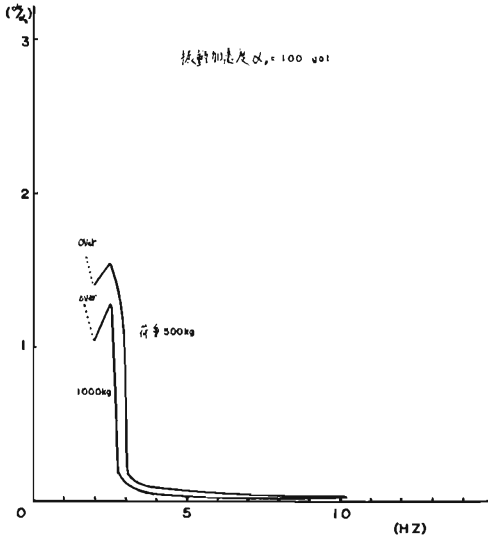


図6 H型バネの防振効果

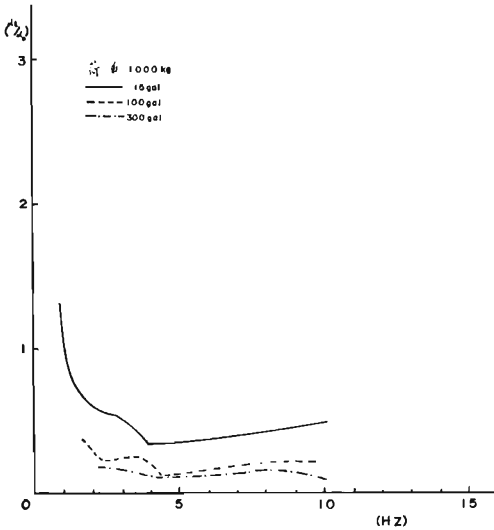


図7 加速度(α₀)をパラメータとしたときのH型バネの防振効果

域においても加速度応答倍率が小さいことを示している。

図10は、ランダム波による、H型、A₄型バネの実験結果である。

したがって、図6—図10の実験結果から、正弦波、ランダム波加振時のH型、A型バネの防振性能を評価できる。

### 5. 考 察

(1) バネ系の固有周期と貯槽液体の固有周期

1質点、自由度1の単純バネ系の固有周期は、バネの質量を無視すれば、 $\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}} \left( \frac{1}{\text{sec}} \right)$  で与えられ

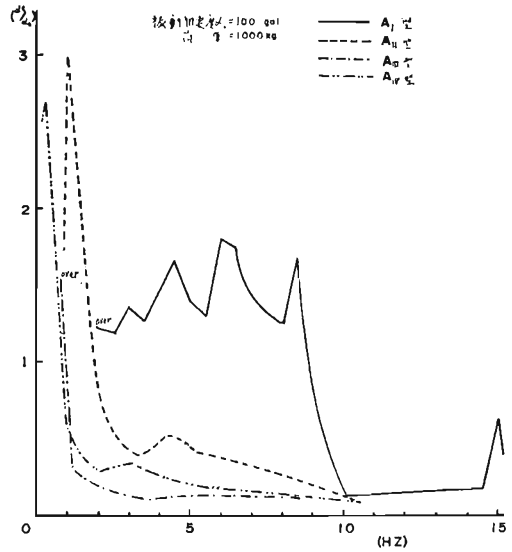


図8 A型防振装置の防振効果比較

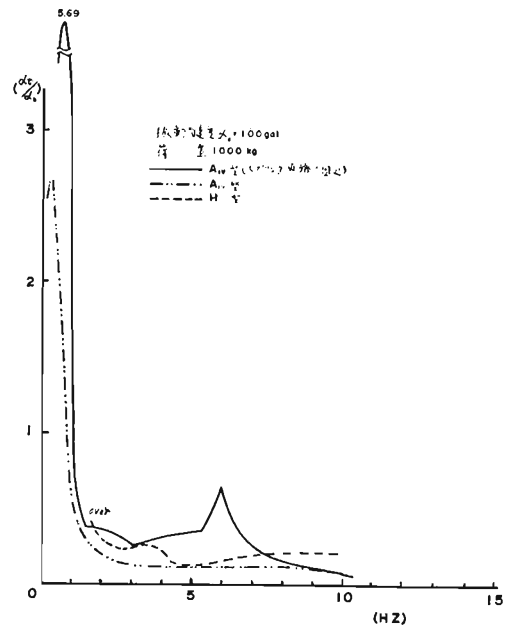


図9 減衰の差異を考慮した比較

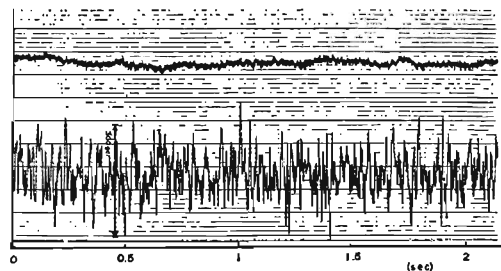


図10 ランダム波加振による防振効果

る。例えば、H型バネの場合、バネ定数  $k = \frac{100}{1.2} (\text{kg} \cdot \text{cm}^{-1})$  だから、 $\omega_0 = \sqrt{\frac{980}{1000}} (\text{cm} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{sec}^{-2}) \cdot \frac{100}{1.2} (\text{kg} \cdot \text{cm}^{-1}) = 9.0 \left( \frac{1}{\text{sec}} \right)$  より、固有振動数として、1.4Hzを得る。図9の実験値とはほぼ一致する値である。また、A型バネの場合、実験値ではH型とはほぼ同様な傾向がみられるが、バネ定数が非直線性を示すことから、理論的に解くことは難しい。

次に貯槽液体の固有周期は、Housner 式から、円筒型貯槽、直方体型貯槽について、それぞれ

$$\omega_c^2 = \frac{1.84g}{R} \tanh 1.84 \frac{H}{R} \dots\dots\dots(9)$$

$$\omega_R^2 = \frac{1.58g}{\ell} \tanh 1.58 \frac{H}{\ell} \dots\dots\dots(10)$$

として与えられる。

直径1000%φの円筒型水槽の静水位を420%とした実験体系を便宜的に設定すると、液体貯槽の1次共振振動数は、0.92Hzとなる。自由表面を有する液体貯槽は、この場合、10gal程度の低加速度で大動揺することから、したがって、振動伝達率  $f_i/f_0 \ll 0$  を満足させるために、バネ系の共振点の右側で防振する必要があるが、バネ系の固有周期を低振動数域に変換させる技術を要する。

## (2) A型バネの改良

A型バネ装置の初期の実験においては、系の固有振動数が、9c.p.s.附近にあり、9c.p.s.以上では、有効な防振性能を発揮するが、(1)の後半で概説したように、目的とする液体貯槽の固有周期が低振動数域にあることから、バネ強度を弱くすることによって、低振動数域への変換を試みた。バネ強度を小さくすることによって、必然的に、バネの変位幅が大きくなる。A型バネの特徴であるバネの中心上の鉄芯上部が変位の増幅に当たって、衝突するため、鉄芯上部を切断しA<sub>2</sub>型に改良した。さらにA<sub>2</sub>型を改良し、バネの最大変位を±79%としたA<sub>3</sub>型に改良した。

しかし、A<sub>3</sub>型は鉄芯が上部架台を突上げる型式であることから、最終的に鉄芯を分割したA<sub>4</sub>型に改良した。なお、A<sub>4</sub>型はバネを鉄芯上下部位で固定したものと、鉄芯上部のみを固定したものとに分けた。前者が減衰力が小さいのに対し、後者は減衰力が大きい。

## 6. 結 論

一般に市販されている防振装置が、高振動数成分を含む周期的外力に対して、優れた防振性能を有するこ

とは、容易に推定されるが、実験供試体H型およびA型ばねのうち、特にA<sub>4</sub>型ばねは、共振領域で、2.5倍(250gal)、1~2Hzの振動数帯域で、0.3倍(30gal)以下に減衰することが実証された。

貯槽、容器中にある液体が、高振動数成分を含む周期的外力によって、三角波を誘発され、液体が衝撃的に噴出する現象もあるが、ここで仮設した実験体系(貯槽直径1000φ、静水位42cm)を満足する防振性能を得ることができなかった。この場合、H型およびA型ばねの固有振動数が、円筒貯槽の固有振動数(0.92Hz)に接近しており、明らかに応答加速度を増幅するから不適当である。

したがって、H型およびA型ばねの固有振動数をさらに低振動数域に変換させる技術を要すが、ばね強度との関連から考えても、限界はあると考える。またA<sub>4</sub>型ばねは、振動方向と61°の傾きがあるから、耐久疲労の点も検討する必要がある。

## 7. 終 り に

地震波が、多周波数成分を含むと同時に、強、烈震動の地動卓越成分として、相当低振動数帯域のものが現れることが知られており、液体の溢流防止方策として、H型およびA<sub>4</sub>型ばねを使用することは得策ではない。

したがって、開放貯槽の溢流防止対策に関しては、他の適切な方法によらなければならず、今後の課題としたい。

終りに、終始、実験に協力をいただいた中山忠義氏に謝意を表します。

## 8. 参 考 文 献

- (1) 山本鎮男：地盤の性質と防振対策の手順、塑性と加工、Vol.15, No.160,(1974-5)
- (2) 国枝正春：振動減衰効果に関する実際上の諸問題、Tokico Review, Vol.18, No.2.(6p)
- (3) 倉林 浩：振動防止装置の設計、ねじと技術、(1972・3)
- (4) 大沢 匡：産業機械の防振方法と実例、塑性と加工、Vol.15, No.160, (341p-347p)
- (5) 関口久美・飯田一嘉：ランダム振動の防止、日本機械学会講演論文集, No.760-3, (1976)