

凹字型水槽制振装置の開発研究（その2）

——二方向流体式制振装置の基礎理論——

寺村 彰

Development of a Vibration Control System Using a U-shaped Water Tank (Part 2)

—— Studies of the Basic Theory of the System ——

Akira Teramura

Abstract

A bidirectional liquid vibration control system based on the theory of tuned mass damper (T.M.D.) has been developed. The system is composed of a U-shaped cross section rectangular tank and bidirectional period adjustment equipment.

This paper describes ① concepts of the system, ② equations of motion of the system to study the performance of the period adjustment equipment, and ③ equations of motion of structural one-mass model with a system to study tuning performance.

It is concluded that the vibration control system has functions to tune in and to suppress the natural vibration mode of a building.

概 要

本報告は、強風時の高層建物等の揺れを抑制し、居住性を向上させるために有効な流体式二方向制振装置の基礎理論について述べる。本装置は、二方向に凹字型の断面を持つ水槽と、二方向に独立する周期調整機構から構成され、流体運動が構造物の固有振動に同調することにより制振効果が発揮されるものである。本報告の内容は、① 本装置の基本構造概念、② 流体運動を簡便に質量集中型モデルで表現した運動方程式の提案、③ 地動入力と風外力に対する構造物の応答計算のための、制振装置系との連成系運動方程式の誘導、および、制振効果を発揮するための同調条件に関する検討結果などである。以上の諸検討により、本制振装置は基本設計が可能となり、実用に供せるものであることを述べる。

1. はじめに

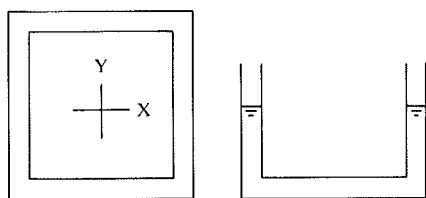
鉄骨造構造物は、高層化し長周期化するのに伴って、風外力に対する揺れや地震動に対する後ゆれが問題となる場合があり、この対策のための各種の制振方法の研究が行われている。Tuned Mass Damper (TMD) 動吸振理論に基づく制振方法は、このような高層建物や柔構造物の揺れを抑制し、居住性を向上させるための有効な1つの方法であり、駆動装置を使わずに、質量～ばね～減衰系で形成される振動体を構造物に取り付けて、構造物の共振応答を低減する方法である。

TMD 制振装置は、通常、鉄やコンクリートの剛体、金属ばねと各種ダンパーを用いて製作される^{1)~4)}が、今日、流体式制振装置の研究も行われている。

既発表の流体式制振装置には、Tuned Liquid Damper (TLD) と呼ぶ桶の形の剛な水槽に満たされた流体表面流のスロッシング運動を利用する深い水槽方式⁵⁾、浅い水槽方式^{6),7)}があり、また、Tuned Liquid Column

Damper (TLCD) と呼ぶU字形の水槽を使い、水平部と2つの立上がり部間の流体の往復運動を利用する液柱管ダンパー⁸⁾や、U字形の矩形断面に展開した TLCD⁹⁾ などがある。後者の研究では、水槽の水の挙動調査に始まり、水平部と立上がり部の断面積比に注目して、この比の違いが流体の挙動と周期および減衰特性に強く影響を及ぼすと報告している¹⁰⁾。これらは一方向 TLCD の研究であったが、後に、図-1に示すように、水槽底面が正方形の水槽を用いた二方向用 TLCD に関する挙動研究が行われ、X、Y二方向に沿って同時に加振した時、それぞれの方向に振動抑制効果のあることを明らかにし¹¹⁾、さらに、水平部と立上がり部の断面積比を変化させることにより、TLCD の振動数と減衰特性が制御できることを示している¹²⁾。

流体式制振装置は、流動性の良さによる低トリガーレベル、材料的な安定性と安全性などに優れる。しかし、流体の周期と減衰特性を構造物の固有振動に同調させる必要性から、水槽の形状がいずれも小さくなる。実用に



(a) 平面形状 (b) 断面形状
 図-1 既存研究の二方向制振液柱ダンパー

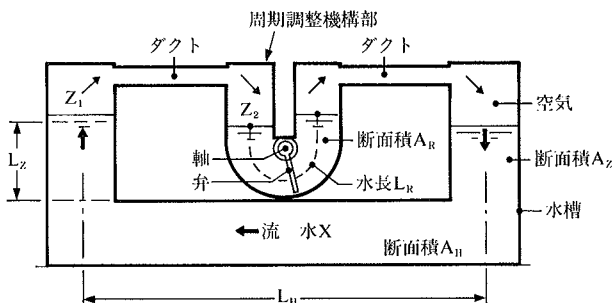


図-2 制振装置の基本構造に関する断面図

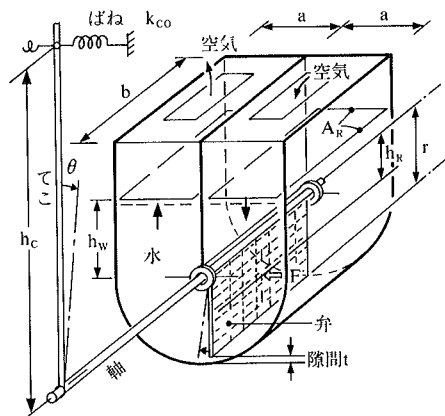
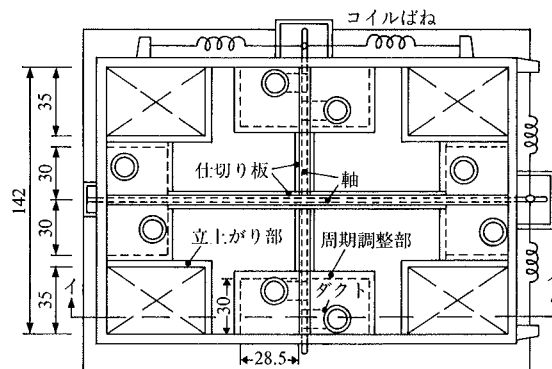


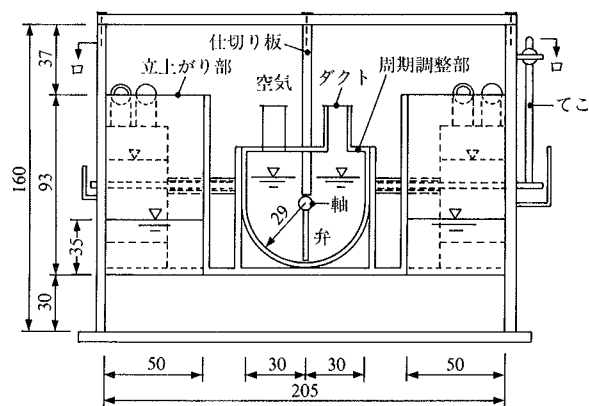
図-3 周期調整部の構造と寸法記号

際し、数多くの小型水槽を用いることとなる。数十～数百トン用の大型水槽となると、上記の研究範囲では、流体の周期が長周期化して、構造物に同調しなくなる。現在、この短周期化の方法としては、密閉水槽を使って水槽内の空気層の圧力を調整する圧力タンク方式¹³⁾のTLCDの研究があるが、できれば大気圧下で短周期化できることが望ましい。水槽の大型化が可能となれば、水を他の用途と兼用するなどの設計自由度がさらに拡大できることとなる。

本研究は、以上の TLCD 液柱水槽方式の諸特性に関する研究や、水平部と立上がり部の断面積比を変化させることにより TLCD の振動数と減衰特性が、ある程度、制御できるという研究成果¹⁷⁾に基づき、さらに、空気が外気に解放される場合と密閉される場合とでは、水の固有周期が大きく変わる点に着目して周期調整機構を新たに開発し、これを付与した二方向流体式制振装置の基本性能、特に、周期特性について検討したものである。報告内容は、①周期調整部をもつ流体式制振装置の概念と、流体挙動に関する運動方程式の誘導、②地動入力および



(a) ローロ平面図



(b) イーイ断面図

図-4 二方向用制振装置の形状

風外力に対する構造物との連成系運動方程式の誘導および同調条件に関する検討、③これらの検証実験などである。周期調整部がその機能を発揮し、有効な制振装置の1つとなることを述べるものである。

2. 二方向制振装置の基本構造

本制振装置の基本的な断面構造を図-2に示す。本装置は、水槽、水槽上部のダクトを含む空気層と、周期調整部から構成される。この作動原理は次のとおりである。水槽が水平方向に加振された時、水平部の流体の移動に伴って立上がり部の流体も移動し、一方の空気が加圧され他方が減圧される。この加・減圧力は、周期調整部のU字形内に満たされた水の表面に作用して、水の移動を促し、水中の弁および弁が固定された軸を回転させる。つまり、水槽の水と弁とが連動する構造である。周期調整部は、図-3に詳細を示すが、U字形容器、外に張り出した軸、軸に固定されたてこ、てこに取り付けられたばねから構成される。従って、弁は回転に際し、ばねの抵抗を受ける。以上より、本制振装置は、水槽の水が周期調整部の弁と軸を介してばねと連動し、ばねの剛性調整により、水の運動周期を大気圧下で短周期化する構造である。なお、周期調整部は、水を満たすことにより、弁前後の空気の気密性が確保され、かつ、弁とU字形内壁とに隙間を設けて弁周囲の摩擦抵抗が解消されてその機能を発揮するものである。

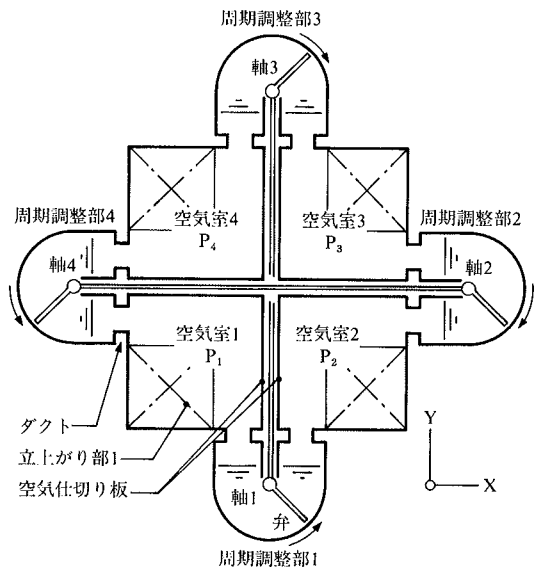


図-5 水槽上部の空気室と周期調整部の構成概念図

3. 制振装置の周期特性実験

実験に用いた二方向制振装置の試験体の形状を図-4に示す。水槽は平面寸法 205 mm×142 mm、深さ 30 mm の水平部と、4 隅に平面寸法 35 mm×50 mm、高さ 93 mm の立上がり部で構成される。立上がり部の上側の平面構造は、図-4 (a) およびこの概念を図-5 に示すように、中央部で、仕切り板により 4 つの独立する空気室が形成されている。図-2 に示したダクト部の代わりに、立上がり部を含む容積の大きい空気室を確保している。周期調整部は立上がり部の間に設置され、U 字形上部の空気層が空気室に連通している。また、弁を支持する軸は反対側の周期調整部の軸と連結され、両調整部間の軸は仕切り板の中に納められた太径の管の中に収納されており、周囲の空気室と絶縁されている。

実験は、図-4 に示した装置を一方向用振動台に設置して、正弦波加振して、動水圧あるいは空気圧の共振曲線を測定する方法で行った。実験の種類は、①上部の蓋を取り除いた水槽の空気開放状態、②調整部の空気出入口を遮断して上部の蓋を取り付けた水槽の空気密閉状態、③本来の制振装置として周期調整部も機能する状態とであり、それぞれ短辺方向、長辺方向、斜め45度方向加振である。

計測された共振曲線を図-6 に示す。同図の縦軸の単位は水圧、空気圧など重ね書きしており、量的な比較で無く、共振振動数のみ知るデータとする。

この結果、

(1) 長辺 X および短辺 Y 方向の共振振動数は、水槽が①空気開放状態で 1.4 Hz, 1.7 Hz であり、②空気密閉状態になると 9.5 Hz, 10.2 Hz となり、①の振動数の約 6 倍となる。周期調整部も機能する③全体系の状態では 2.6 Hz, 3.7 Hz となり、①と②の間の振動数が卓越することから周期調整機能が確認できた。

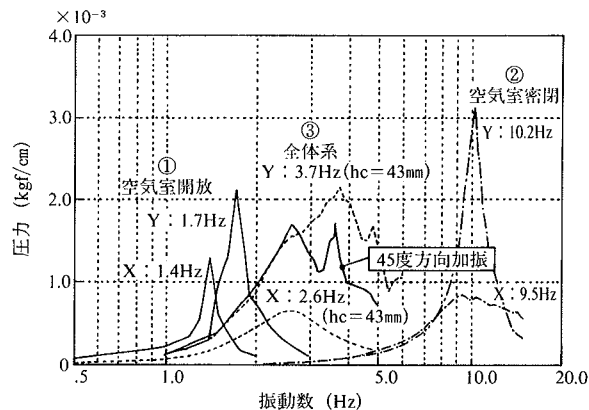


図-6 二方向用制振装置の共振曲線実験値

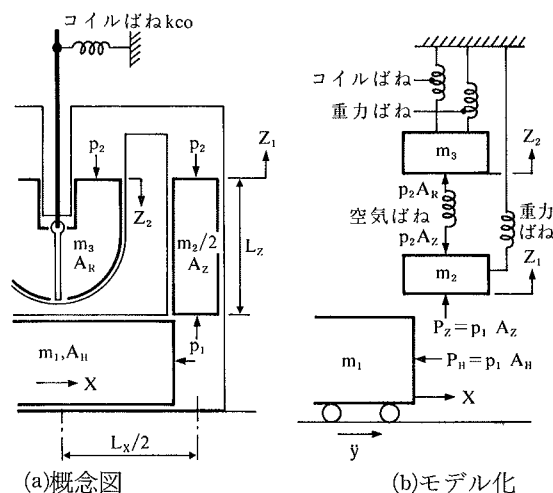


図-7 制振装置の振動モデル化の概念図

(2) 斜め45度方向加振実験では、太実線で示すように、X および Y 方向の両者の共振振動数の卓越が確認できた。また、対角45度方向の共振ピークは認められず、卓越し難い固有振動ではないかと推察された。

なお、図中の $h_c=43$ mm は、図-3 に示すこの軸からコイルばねまでの距離である。装置の目標振動数に対して、まずコイルばねを選択し、次にこの距離 h_c を調整して振動数の微調整を行った。

4. 制振装置の振動モデル化と運動方程式

以上の解析に当たり、本節では二方向制振装置の振動解析モデルおよび運動方程式が、X, Y 方向に各々独立し、簡略化できることを述べる。二方向制振装置は、上部構造に着目すると、図-5 に示すように、外気と遮断された状態で、4 隅の立上がり部を含む 4 つの空気室と 4 つの調整部から構成される。すなわち、空気室 1 を例にとると、空気は調整部 1 と調整部 4 とへ連通し、他の空気室についても同様に 2 箇所調整部へ連通する。本制振装置は、水槽上部の仕切り構造と調整部の空気連通

方法を工夫したものである。この連通構造の基で、空気室の容積変化が小さい場合に、圧力関係が次のようになる。空気室1の圧力 p と容積 Q に対して、立上がり部の水位上昇に伴う増圧変動とその容積変動をそれぞれ p_1 , ΔQ とすると、準静的に等温変化するものと仮定して(1)式の関係が成り立つ。

$$(p+p_1)(Q+\Delta Q)=pQ \quad \dots\dots\dots(1)$$

$$\therefore p+p_1=pQ/\{(Q+\Delta Q)\} \quad \dots\dots\dots(2)$$

$$=p[1-\Delta Q/Q+\Delta Q^2/\{Q(Q+\Delta Q)\}]$$

$\Delta Q \ll 1$ として2乗項を省くと、(3)式となる。

$$p_1=-\Delta Q/Q \quad \dots\dots\dots(3)$$

このとき、減圧変動する例えば、空気室2は、同様に $p_2=+\Delta Q/Q$ $\dots\dots\dots(4)$

となる。従って、 $p_1+p_2=0$ となり、同様に4室の空気圧 $p_1 \sim p_4$ は(5)式の関係が成り立つ。

$$p_1+p_2+p_3+p_4=0 \quad \dots\dots\dots(5)$$

(5)式の条件の基で4室の空気圧変動は、それぞれ加圧時を $+p$, 減圧時を $-p$ とすると、

$$p_1=p_4=+p, \quad p_2=p_3=-p \quad \dots\dots\dots(6)$$

$$p_1=p_2=+p, \quad p_3=p_4=-p \quad \dots\dots\dots(7)$$

$$p_1=+p, \quad p_2=p_4=0, \quad p_3=-p \quad \dots\dots\dots(8)$$

$$p_1=p_3=+p, \quad p_2=p_4=-p \quad \dots\dots\dots(9)$$

の4種類がある。(6),(7)式は装置の辺に平行するX, Y方向の流れに基づく空気圧変動を表し、それぞれ軸1~3, 軸2~4が動く。(8)式は対角45度方向の流れに基づく変動である。(9)式の空気圧変動は、対向する2つの周期調整部の軸の連結により拘束されて生起しない。

以上のとおり本制振装置は、水槽上部の仕切り構造と調整部を工夫して水平X, Y二方向に各々独立する固有の流水特性を得るものである。

流体運動の解析方法を検討するに当たり、本来、連続流体として検討すべきものであるが、①水の固有運動が上記のとおり明確に独立している、②水槽の形状がU字形により、非線形性の原因となる表面水のスロッシング動が少ない、③流体の移動において1つの固まりとして動く付加質量効果、および、それによる長周期化が少ない、という前提に立ち、運動を線形特性と見なし、質量集中系モデルで簡便に表現する方法を検討した。この表現法は、多層構造物の動的解析に用いられる簡便な質量集中系モデルに直接的に連成できる利点がある。

本制振装置の振動モデルの概念を図-7(a)に示す。装置の水平部の質量 m_1 は、水圧 p_1 を介して立上がり部2箇所の水質量を m_2 に連動し、水質量 m_2 は空気圧 p_2 を介して調整部の水質量 m_3 に連動する。これをモデル化すると、同図(b)に示すように、質量 m_1 は水平方向に水圧力 P_H を受け、質量 m_2 は水圧力 P_Z , 空気ばね復元力 $p_2 A_Z$ と、立上がり部の変位 z_1 による重力ばね復元力を受け、質量 m_3 は空気ばね復元力 $p_2 A_R$, 変位 z_2 による重力ばね復元力と、コイルばね復元力を受ける。この振動モデルから、3質量系 m_1, m_2, m_3 各々の自由度 x, z_1, z_2 に関する運動方程式(10)~(12)式が導かれる。

$$m_1 \ddot{x} + 2P_H = -m_1 \ddot{y} \quad \dots\dots\dots(10)$$

$$m_2 \ddot{z}_1 + 2(p_1 - p_2) A_Z = 2P_Z \quad \dots\dots\dots(11)$$

$$m_3 \ddot{z}_2 + 2\rho g A_R z_2 - 2p_2 A_R + k_c z_2 = 0 \quad \dots\dots\dots(12)$$

ここで、

$$m_1 = \rho A_H L_H, \quad \dots\dots\dots(13)$$

$$m_2 = 2\rho A_Z L_Z \quad \dots\dots\dots(14)$$

$$m_3 = \rho A_R L_R \quad \dots\dots\dots(15)$$

$$P_H = p_1 A_H, \quad \dots\dots\dots(16)$$

$$P_Z = p_1 A_Z \quad \dots\dots\dots(17)$$

$$p_1 = \rho g z_1 \quad \dots\dots\dots(18)$$

$$p_2 = n p_0 \Delta Q / Q$$

$$= n p_0 (A_Z z_1 - A_R z_2) / Q \quad \dots\dots\dots(19)$$

また、図-2, 図-7(a)に示すように、水平部の断面積と有効長さを A_H, L_H , 立上がり部の断面積と高さを A_Z, L_Z , 周期調整部の断面積と水長さを A_R, L_R , 水単位質量 ρ , 重力加速度 g , 比熱比 n , 大気圧 $p_0 = 1.034 \text{ kgf/cm}^2$, 空気室容積 Q , 強制入力の大きさ y である。(12)式に示される k_c は、図-3に示す周期調整部の剛性であり、弁回転角 θ の関係式(20)と変位 z_2 と空気ばね圧力 $F = p_2 A_R$ との関係式(21)から、(22)式のように導かれる。

$$a z_2 = \pi r^2 (\theta / 2\pi) \quad \dots\dots\dots(20)$$

$$F = h_c k_{CO} (h_c \theta) / h_R$$

$$= \{2ahc^2 k_{CO} / (hr^2)\} z_2 \quad \dots\dots\dots(21)$$

$$k_c = 2ahc^2 k_{CO} / (hr^2) \quad \dots\dots\dots(22)$$

ここで、周期調整部上面の幅 a と奥行 b , 軸とばねとの距離 h_c , 弁半径 r , コイルばね定数 k_{CO} , 弁に作用する水圧の集中作用点と軸との距離 $h_R (=r/2)$ とする)であり、詳細図-3に示す。

(10)~(12)式の3自由度系運動方程式は、水平部と立上がり部の流体を、等流量関係を保つ非圧縮性流体とみなし、2自由度系の(23)~(24)式に簡略化される。

$$\{m_1 + m_2 (A_H / A_Z)^2\} \ddot{x} + \{2\rho g A_H^2 / A_Z + (2np_0 / Q) A_H^2\} \dot{x} - (2np_0 / Q) A_H A_R z_2 = -m_1 \ddot{y} \quad \dots\dots\dots(23)$$

$$m_3 \ddot{z}_2 + \{2\rho g A_R + (2np_0 / Q) A_R^2 + k_c\} z_2 - (2np_0 / Q) A_H A_R x = 0 \quad \dots\dots\dots(24)$$

さらに、質量 m_3 を相対的に小さいものと仮定して無視すると、 z_2 を消去して1自由度系の簡略式(25)を得る。

$$\{m_1 + (A_H / A_Z)^2 m_2\} \ddot{x} + Kx = -m_1 \ddot{y} \quad \dots\dots\dots(25)$$

$$K = 2\rho g A_H^2 / A_Z + (2np_0 / Q) A_H^2 - (2np_0 / Q)^2 A_H^2 A_R^2 / \{2\rho g A_R + (2np_0 / Q) A_R^2 + k_c\} \quad \dots\dots\dots(26)$$

である。

先に示した制振装置の実験に関する固有振動数の解析は、(25)式に基づいて表-1の諸元を用いて行った結果、表-2に示すように実測値にほぼ対応した。

5. 1 質点系モデルとの連成系運動方程式

制振装置系が連成した構造物の動的特性を把握するために、まず、①地動定常入力、および、②風外力を想定

表一 二方向用制振水槽の諸元

二 方 向 用 制 振 水 槽	容器の断面積と長さ				空気室体積	
	A _H	L _H	A _Z	L _Z	Q _a *1個当たり	
	cm ²	cm	cm ²	cm	cm ³	
	42.6	15.4	17.5	3.0	開放時 624 密閉時 582	
	ロータリ部 (1個当り)					
	K _{co}	m _R *g	h _c	h _w	a*b	r
	g/cm	g	cm	cm	cm ²	cm
	3.10	0.06	5.9 4.3 3.2	1.0	10.9	2.9

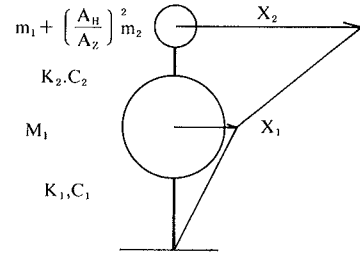


図-8 構造体を表す1質点系モデルと制振装置との2質点系振動モデル

表二 二方向用制振水槽長辺方向の固有振動数の測定値と計算値

(単位: Hz)

h _c	ロータリ部		開放水槽		密閉水槽		全体系	
cm	測定	計算	測定	計算	測定	計算	測定	計算
5.7	5.0	5.4					2.8	2.9
4.9	4.6	4.7	1.4	1.6	9.5	10.0	2.6	2.6
3.7	4.2	3.9					2.3	2.3

する強制定常外力に対する解を導き、次に、制振効果に影響する装置系の諸定数に関する解析的検討を行う。1質点系モデルと制振装置系の連成2質点系振動モデルを図-8に示す。M₁, K₁, C₁, x₁は構造物の固有値に関係する一般化された質量, ばね定数, 減衰係数と変位であり, これに制振装置系の質量項(25)式, KをK₂に変更したばね定数, 新たに付与した減衰係数C₂と, xをx₂に変更した変位が連成する。

(1) 地動定常波入力yに対する連成運動方程式は、強制振動数pとして(27), (28)式である。

$$M_1 \ddot{x}_1 + K_1 x_1 + C_1 \dot{x}_1 + K_2 (x_1 - x_2) + C_2 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) = -M_1 \ddot{y} e^{ipt} \quad \dots\dots\dots(27)$$

$$\{m_1 + (A_H/A_Z)^2 m_2\} \ddot{x}_2 + K_2 (x_2 - x_1) + C_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) = -m_1 \ddot{y} e^{ipt} \quad \dots\dots\dots(28)$$

(27), (28)式から周波数領域の定常応答変位解の(29)式を求める。

$$x_j = X_j e^{i(p t - \psi_j)}, \quad j=1, 2 \quad \dots\dots\dots(29)$$

ここで, j=1とj=2はそれぞれ構造物と制振装置を表わす。(29)式を(27), (28)式に代入して, また,

$$M_2 = m_1 + (A_H/A_Z)^2 m_2 \quad \dots\dots\dots(30)$$

$$\nu_{j2} = K_j / M_j, \quad j=1, 2 \quad \dots\dots\dots(31)$$

$$h_j = C_j / (2\nu_j M_j), \quad j=1, 2 \quad \dots\dots\dots(32)$$

を用いて, (33)~(36)式に示す無次元の質量比μ, 固有振動数比f, 強制振動数比g, 制振装置内の水質量比βを用いて変換すると,

$$\mu = \{m_1 + (A_H/A_Z)^2 m_2\} / M_1 \quad \dots\dots\dots(33)$$

$$f = \nu_2 / \nu_1 \quad \dots\dots\dots(34)$$

$$g = p / \nu_1 \quad \dots\dots\dots(35)$$

$$\beta = m_1 / \{m_1 + (A_H/A_Z)^2 m_2\} \quad \dots\dots\dots(36)$$

解X_j(j=1, 2)の(37)式が導びかれる。

$$X_j = \frac{M_1 \ddot{y}}{(M_1 \nu_1^2)} \cdot \frac{C + iD}{A + iB} = \frac{\ddot{y}}{\nu_1^2} \cdot F_j \quad \dots\dots\dots(37)$$

ここで, 変位応答倍率|F_j|と, 位相解Ψ_j(j=1, 2)は(38)~(41)式となり,

$$|F_1| = \sqrt{(E^2 + F^2) / (A^2 + B^2)} \quad \dots\dots\dots(38)$$

$$|F_2| = \sqrt{(E'^2 + F'^2) / (A'^2 + B'^2)} \quad \dots\dots\dots(39)$$

$$\tan \Psi_1 = (AF - BE) / (AE + BF) \quad \dots\dots\dots(40)$$

$$\tan \Psi_2 = (AF' - BE') / (AE' + BF') \quad \dots\dots\dots(41)$$

また,

$$A = (1 - g^2)(f^2 - g^2) - 4h_1 h_2 f g^2 - \mu f^2 g^2 \quad \dots\dots\dots(42)$$

$$B = 2h_1 g(f^2 - g^2) + 2h_2 f g(1 - g^2 - \mu g^2) \quad \dots\dots\dots(43)$$

$$E = f^2 - g^2 + \mu f^2 \beta \quad \dots\dots\dots(44)$$

$$F = 2h_2 f g(1 + \mu \beta) \quad \dots\dots\dots(45)$$

$$E' = f^2 + (1 - g^2 + \mu f^2) \beta \quad \dots\dots\dots(46)$$

$$F' = 2h_1 g \beta + 2h_2 f g(1 + \mu \beta) \quad \dots\dots\dots(47)$$

である。

(2) 強制外力の場合には, 外力が構造体にのみ作用するものとする。このモデルの外力項は, 大きさをPとして-Pe^{ipt}となり, 制振装置系の(28)式の外力項はゼロとなる。この解は, (44)~(47)式のβをβ=0とすることにより, 上記の解の(37)~(41)式が適用できる。

従来のデンハルトックらによるTMD理論¹⁴⁾は, 図-8において減衰係数C₁=0のモデルに, 剛体1質点系のTMDが連成し, 強制外力に対する解であり, この最適同調振動数比f_{op}, および, 最適同調減衰定数h_{op}(=C/C_c)の解が(48), (49)式で表される。

$$f_{op} = 1 / (1 + \mu) \quad \dots\dots\dots(48)$$

$$h_{op} f = (3\mu / \{8(1 + \mu)^3\})^{0.5} \quad \dots\dots\dots(49)$$

本報告では, 質量比μが小さい場合に, (49)式の減衰定数h_{op}がほぼ成り立つので, 主に, 本制振装置系の同調振動数比f_{op}, および, その時の制振性能を表わす変位応答倍率を(38)式を用いて数値計算により検討する。

同調固有振動数比f_{op}は, 図-9に実線で例示するように, モデルの固有振動数近傍に生じる2箇所ピーク倍率値が等しくなるための振動数比である。この数値計算の結果を, 表-3に, 外力形式, 質量比μ, モデルの減衰定数h₁をパラメータとして示す。本制振装置系は, 強制外力(この場合にはβは関係しない)の場合と, 地動入力β=0.8の場合である。なお, βは代表的にβ=0.8とし

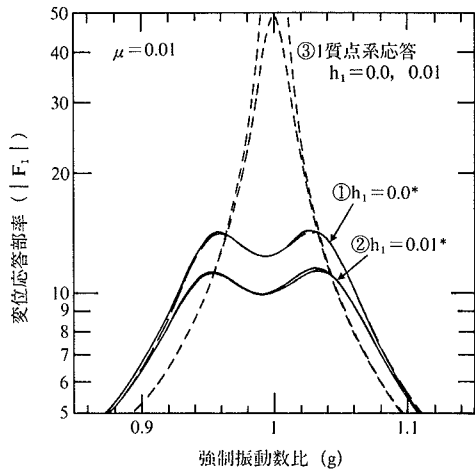


図-9 同調状態の変位応答倍率 $|F_1|$

表-3 同調固有振動数比 f_{op}

外力形式	質量比 μ	モデル減衰定数 h_1		
		$h_1=0.0$	$h_1=0.01$	$h_1=0.03$
強制外力	$\mu=0.005$	0.99503	0.99393	0.99114
	$\mu=0.01$	0.99010	0.98860	0.98534
	$\mu=0.02$	0.98039	0.97845	0.97410
	$\mu=0.05$	0.95238	0.94938	0.94280
地動入力 $\beta=1.0$	$\mu=0.005$	0.99380	0.99193	0.98754
	$\mu=0.01$	0.98760	0.98520	0.97953
	$\mu=0.02$	0.97549	0.97195	0.96490
	$\mu=0.05$	0.94048	0.93538	0.92480
地動入力 $\beta=0.8$	$\mu=0.005$	0.99404	0.99240	0.98829
	$\mu=0.01$	0.98810	0.98590	0.98060
	$\mu=0.02$	0.97645	0.97340	0.96650
	$\mu=0.05$	0.94270	0.93820	0.92850

たが、(36)式より、水平部と立上がり部の断面積が等しい $A_H=A_Z$ の場合に限られるが、全水量に対する水平部水量の割合を表わすものである。

変位応答倍率 $|F_1|$ の計算結果を図-9に示す。同図では、表-3から代表的に、①モデルの減衰定数 $h_1=0.0^*$ と表示して、 $h_1=0.0$ 、 $\mu=0.01$ のときの強制外力、地動入力 $\beta=1.0$ と $\beta=0.8$ の場合、また、②同減衰定数 $h_1=0.01^*$ と表示して、 $h_1=0.01$ 、 $\mu=0.01$ 、強制外力、地動入力 $\beta=1.0$ 、 0.8 の場合を示し、参考までに破線で、③非制振系の1質点系モデル単体の $h_1=0.0$ と $h_1=0.01$ の場合を重ね書きして示すものである。この結果、変位応答倍率は、 h_1 の影響を強く受けるが、外力形式あるいは β による影響は少なく、ほぼ等倍になることが明らかになった。また、質量比 μ と変位応答倍率の関係を、 h_1 をパラメータとして図-10に示す。

以上の通り、本制振装置の変位応答倍率は通常のTMD理論値と大差なく、本制振装置は、理論上、TMD装置と同様に、主に、同調振動数比 f_{op} 、質量比 μ 、構造物の減衰性 h_1 に対応して性能が発揮されるものである。

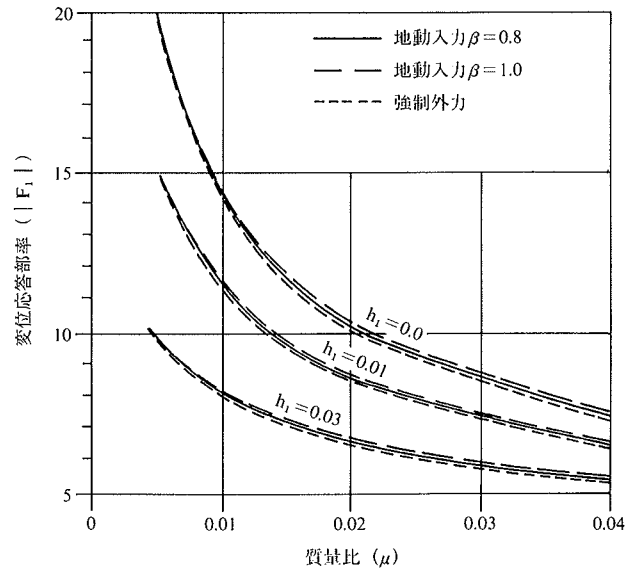


図-10 質量比 μ とモデルの最大変位応答率 $|F_1|$ との関係の計算値

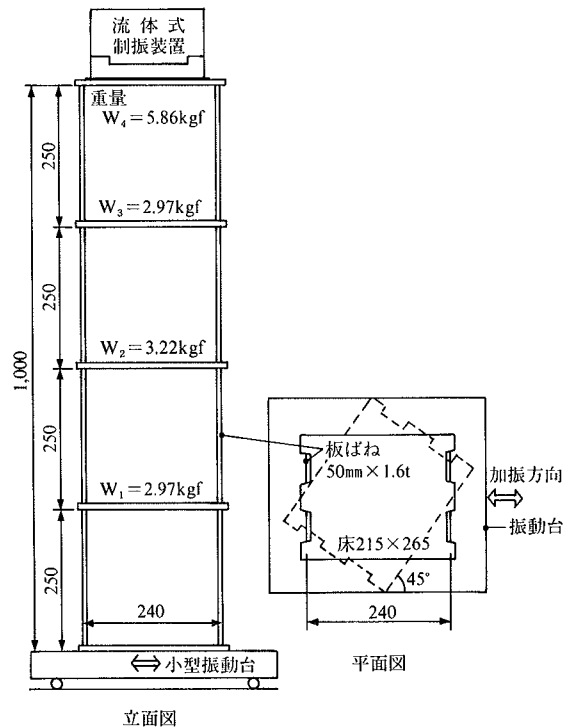


図-11 S造4層モデルと制振装置の実験概要

6. 制振効果の確認実験

6.1 4層モデルの概要

以上の検討に基づいて、図-11に示すS造4層モデルを用いて、モデルの最上階に制振装置を設置した場合と、制振装置と等重量の平板重錘を載荷した非制振の場合について、1方向加振振動台で制振効果の簡単な確認実験を行った。モデル定数は、固有振動数2.76 Hz、1次有効重量13.48 kgf、減衰定数 $h_1=0.6\%$ であり、制振装置は前記の装置の長辺 X 方向を使い、その定数は、固有振動数

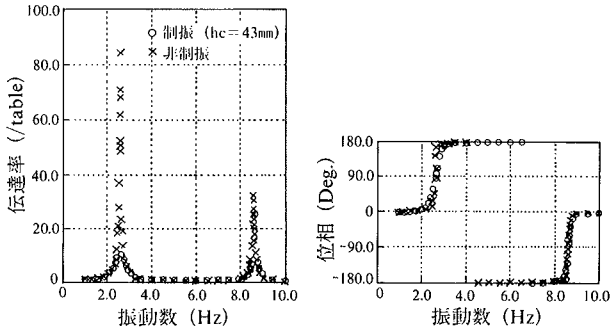


図-12 4層モデルR階の非制振x印と制振o印の共振曲線実験結果

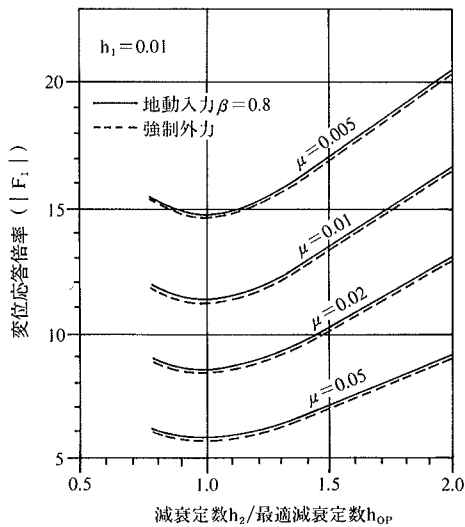


図-13 最適減衰定数 h_{op} のずれが変位応答倍率に及ぼす影響に関する計算結果

2.60 Hz, 水質量 $m_1=0.66$ kg, $m_2=0.12$ kg, 質量比 $\mu=0.049$, $\beta=0.784$, 減衰定数 $h_2=25\%$ である。

6.2 伝達関数

振動台に対するモデル屋上階の加速度伝達関数の実験値を図-12に示す。伝達関数の最大値は、非制振×印の場合が約84倍、制振○印の場合が約9倍である。

一方、制振時の変位応答倍率の理論値は、 $\mu=0.049$, $h_{op}=0.14$ のとき、図-13の横軸1.0で、約6倍である。同図には、 h_{op} に対する h_2 のずれと、変位応答倍率との関係を示しているが、実験値 $h_2=25\%$ が、 $h_{op}=14\%$ に比し、約1.7倍大きいために、応答倍率が8~9倍と若干大きくなったことが分かる。

6.3 記録地震波入力実験

El-Centro'40EW 記録地震波を用いて、最大加速度 50 gal 振動台入力に対する応答実験を行った。制振装置を載荷した場合と、等重量の平板重錘を載荷した非制振の場合である。モデル屋上の加速度応答波形を図-14に示す。同図(a)に、水槽長辺方向を加振方向に合せた場合を、図(b)に、図-11の平面図に破線で示すように、モデ

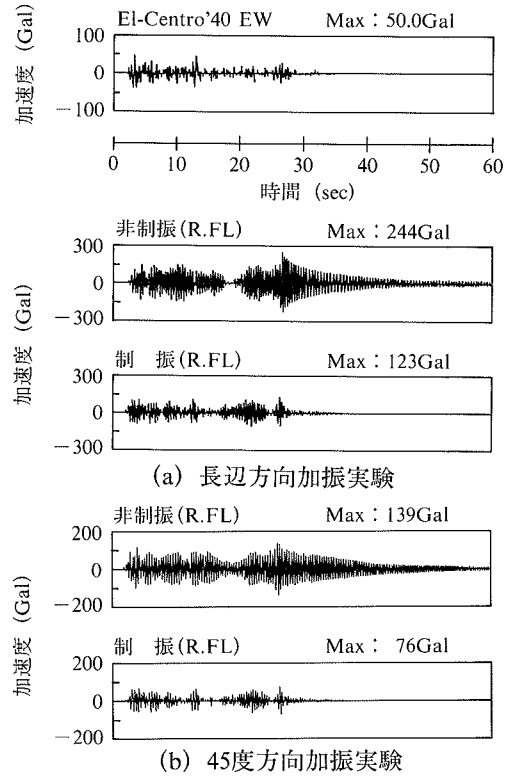


図-14 El-Centro'40, max. 50 gal 入力に対する非制振・制振実験 RFL. 加速度応答波形

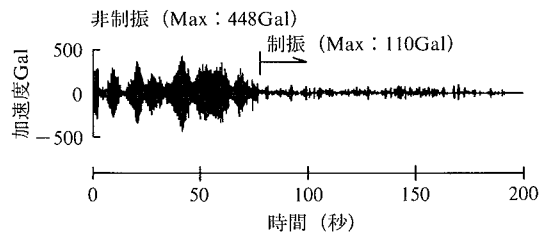


図-15 定常風速 5.7 m/sec 風洞実験による非制振 (前半部) と制振 (後半部) RFL. 加速度応答波形

ル全体を振動台上で45度回した場合の長辺方向成分の応答波形を示す。この結果、両場合共、制振水槽によりモデルの最大加速度がほぼ半減し、また、自由振動の継続時間が短縮する制振効果が確かめられた。

6.4 風洞実験結果

上記の試験体を大型風洞内に設置して風速を変えてモデルの挙動を観察した結果、定常風速 5.7 m/秒で風と直行方向にモデルの1次固有振動が刺激されることがわかった。実験はこの定常風速下でまず、形状と重量の同じ箱体を準備してモデルに搭載し、途中で制振装置を置き換える方法で行った。モデル屋上で記録した加速度波形を図-15に示す。この結果、定常風外乱に対するモデルの振動抑制効果が確かめられた。

7. 考察

TMD 制振装置は、構造物の固有振動に、周期と減衰特性の両方の同調が重要な条件であるが、減衰特性の非同調は、図-13に示したように、構造物の制振効果の劣化を招く程度の比較的緩やかな条件とも言える。しかし、適切な同調を図ることが望ましいことは言うまでもない。本実験では、制振装置の減衰不足の場合を想定して、周期調整部の軸外部に簡単な粘性ダンパーを取り付けようと考えていたが、結果的に大きかったため、減衰ダンパーを取り付けていない。本装置は、水平部と立上がり部の断面積比¹⁷⁾、周期調整部の弁の隙間などにより流水の減衰性が変わる性質にあるため、また、この後の調査で、水槽形状が大きくなると減衰定数 h_2 が小さくなる傾向にあるため、これらを考慮して、減衰ダンパーを持たない実機装置の製作を目標としている。

構造物の過大振動に対しては、同装置はU字形の立上がり部をそれに見合う分だけ大きく立上げることにより、水移動のストロークが確保される。また、同装置が機械式ばね復元力と水の重力復元力という線形特性要素で構成されるので、過大な揺れに対応できるものと考えている。これらの詳細については別の機会に報告する予定である。

8. 結論

本研究は、周期調整部を持つ液柱水槽タイプの流体式二方向制振装置の基礎的な研究開発報告であり、以下の結論を得た。

- ① 周期調整部は水槽の流水周期を変える機能のあることが確かめられた。
 - ② 制振装置は水槽上部の仕切り構造、調整部の構造とダクトの連結方法の工夫により、二方向に水の固有周期が現れることを理論および実験から確認し、簡便な運動方程式を導いた。
 - ③ 構造体を表す1質点系モデルと制振装置系との連成運動方程式から解の式を導いて、地震動および風外力に対する制振装置の同調条件を検討し、モデルの制振効果に関する応答倍率特性について検討した。
 - ④ 構造体を表すS造4層モデルに制振装置を取り付けて振動台実験および風洞実験を行った結果、顕著な制振効果が確認できた。
- 以上の結果、周期調整部を持つ流体式制振水槽の基本的な性能および有効性が確認できた。

参考文献

- 1) 寺村 彰, 島口 正三郎, 此上典文, 渡辺清治, 中川恭次: ダイナミックバランサによる防振方法の研究(その1)~(その4), 日本建築学会学術講演梗概集, p. 853~860, (1978)
- 2) 寺村 彰, 渡辺清治, ダイナミックバランサの防振方法に関する基礎的研究, 日本建築学会学術講演梗概集, p. 821~822, (1982)
- 3) Wiesner. K. B.: Tuned Mass Dampers to Reduce Building Wind Motion, ASCE, Convention & Exposition, BOSTON, (1979)
- 4) 寺村 彰, 武田寿一: 2マスからなる動的吸振法に関する研究(その1)~(その2), 日本建築学会学術講演梗概集 B, p. 827~830, (1986)
- 5) 野路利幸, 吉田英敏, 立見栄司, 小坂英之, 萩生田弘: 実構造物における制振効果の検証—水のスロッシングを利用した制振装置の研究(その2)—, 日本建築学会構造系論文報告集, Vol. 419, p. 145~152, (1991)
- 6) 小林裕明, 田村幸雄, V. J. Modi, 高坂隆一, 他: 塔状構造物の制振に関する研究(1), (2), 日本建築学会学術講演梗概集 B, p. 921~924, (1990)
- 7) 伊藤大輔, 佐久間 弘, 大築民夫, 内藤俊一, 田村幸雄, 藤井邦雄: 液体のスロッシングを利用した制振装置に関する実験的研究, 日本建築学会学術講演梗概集 B, p. 903~904, (1990)
- 8) 高枝新伍, 坂井藤一, 玉木利裕: 液中管ダンパー(TLCD)の研究, 制振性能の実験的検証, 日本建築学会学術講演梗概集 B, p. 901~902, (1990)
- 9) Samali, B., Lee, P. and Kwok, K. C. S., Wind-induced Vibration Control of Tall Buildings, Proc. of International Conf. on Motion and Vibration Control, YOKOHAMA, (1992)
- 10) Watkins, R. D. and Hitchcock, P. A., Tests on Various Liquid Column Vibration Absorber, Proc. of International Conf. on Motion and Vibration Control, YOKOHAMA, (1992)
- 11) Watkins, R. D. and Hitchcock, P. A., Model Tests on a Two-way Liquid Column Vibration Absorber, Reseach Report Dept. of Civ. and Min. Eng., University of Sydney, p. 656, (1992)
- 12) P. A. Hitchcock, Kenny C. S. Kwok., Vibration Control of Structures Using Liquid Column Vibration Absorber, Asia-Pacific Vibration Conf. '93. KITAKYUSHU, 799p, (1993)
- 13) 綾部慎二, 菅 洋一, 香川洸二, 藤田一誠, 日比輝美: 流体式制振装置を設置した中高層建物の制振, 日本建築学会学術講演梗概集 B, p. 925~926, (1990)
- 14) 松平 清: 基礎振動学, 145p, (1954.12)
- 15) 寺村 彰, 藤原章博, 岡田 宏, 清水敬三, 日比輝美, 香川洸二: 凹型水槽制振装置の開発研究(その1)~(その3), 日本建築学会学術講演梗概集 B, p. 1081~1086, (1992)
- 16) 寺村 彰, 小泉達也, 清水敬三, 岡田 宏, 日比輝美, 香川洸二, 藤田一誠: 凹型水槽制振装置の開発研究(その4)~(その5), 日本建築学会学術講演梗概集 B, p. 701~704, (1993)
- 17) 寺村 彰, 藤原章博, 松岡利隆, 秋山 猛: 凹型水槽制振装置の開発研究(その1), 大林組技術研究所報, No. 45, p. 83~88, (1992. 8)