

I-468

流体・ばね式ダンパーの振動特性

日立造船 植田利夫 ニチゾウテック ○有馬健次・常次正和・加道博章

1. まえがき 橋桁では風により誘起される上下・ねじり振動が発生することがあり、その制振対策として断面形状と制振装置の2つの面から検討されている。上記の振動が前者の対策で制振出来ない場合には、上下・ねじり振動用に各々制振装置を設けている。著者らの1人は、先に2個の固有振動が発生する構造物に対する制振装置用の「流体・ばね式ダンパー」を提案した。¹⁾今回、文献1)の小型ダンパー模型の制振効果確認実験の成果を踏まえて、実機にほぼ対応したダンパー模型を製作してその振動特性把握実験を行った。以下に、その概要を報告する。

2. 流体・ばね式ダンパーの機構 流体・ばね式ダンパーは図.1に示す機構であり、流体式ダンパーと機械式ダンパーを兼ね備えたダンパーである。内筒(ウェイト)とばね系が機械式、内外筒の流体系が流体式のダンパーに対応する。外筒が上下に振動することにより、ばねを介して内筒(ウェイト)が振動する。同時に、内外筒の流体は内筒上部空気室の圧力によりU字管的挙動を示す。従って、本ダンパーはウェイト・ばねと流体U字管を主体にした2個の固有振動を有することになる。

3. 振動特性把握実験 (1) ダンパー模型と実験方法: 図.2は振動特性把握実験の概要を示す。ダンパー模型は塩ビパイプ製内筒(250A)・鋼製パイプ製外筒(400A)・内筒外筒連結圧縮ばねの3部分から構成されている。実験時の内部状況を観察する為の透明アクリル窓を外筒に設けた。ダンパー模型を2tf振動台に設置して、上下正弦加振(片振幅5mm)を加えて模型の振動特性把握実験を実施した。(2) 実験条件と計測方法: 本ダンパーの固有振動数は内筒・外筒水深(d_i , d_o)、空気室高さ(h_a)、ばね定数(k)、ウェイト重量(W)により決まる。(図.1)本ダンパー模型の構造上、本実験では $W \cdot d_i \cdot d_o \cdot h_a$ のみを変化させた。計測方法は内筒(ウェイト)・振動台の振動変位をサーボ型加速度計で、内外筒の水位変化は容量式波高計で各々計測した。これらのデータについて、振動台の強制振動変位振幅に対する内筒の振動変位振幅及び水位変動振幅の比・位相差を求めた。

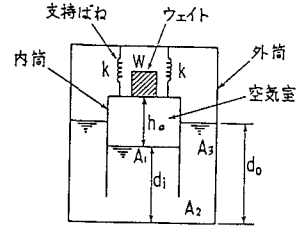


図1 流体ばね式ダンパー模式図

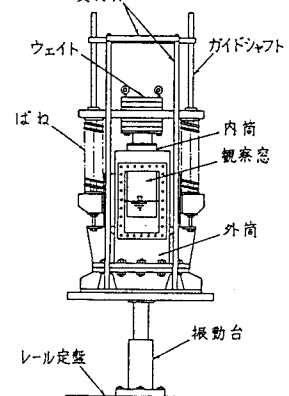


図2 振動特性実験概要

4. 実験結果とその検討 (1) ウェイト・ばね系振動特性: ダンパー模型の内外筒に水を入れる前に、ウェイト重量を変えて本模型の振動特性(固有振動数・対数減衰率)を求めた。ウェイト重量が大きくなるに伴い、固有振動数が0.85Hzから0.73Hzに、対数減衰率が0.16から0.13に共に低くなる。これは内筒がスライドシャフトをブッシュを通して動く為に、ウェイト重量が大きくなると摩擦が小さくなることによる。(2) 振動特性: ダンパー模型を正弦加振して得られた内筒の振動変位・内外筒水面変化について、振動台変位に対する振幅比・位相差を求めた例を図.3に示す。1次・2次振動共に、固有振動数に於て振幅比が最大値を示し、位相差が大きく変化している。内筒・外筒の水位の位相差は互いに約180度異なっており、これらの水位が逆相であることを示している。1次振動では内筒の動きが、2次振動では水位変動が各々大きく、前者は内筒・ばね系主体、後者は内外筒の水系主体であることを示している。(3) ウェイト重量・水位の固有振動数への影響: a) ウェイト重量・・・図.4はウェイト重量を変えた場合の固有振動数の変化をまとめた図である。ウェイト重量が増加すると1次振動数は重量効果で低下し、逆に2次振動数は空気室高さの減少によるばね効果で高くなる。このことから、1次振動は内筒(ウェイト)・ばね系、2次振動は内外筒水位系主体である振動であることが判る。b) 水位・・・図.5は内外筒の同水位の固有振動に対する影響を示している。内外筒水位が増加すると、一次・2次固有振動数は小さくなる。特に、流体系主体の振動である2次固有振動数の減少は、一次に比べてより大きい傾向が認めら

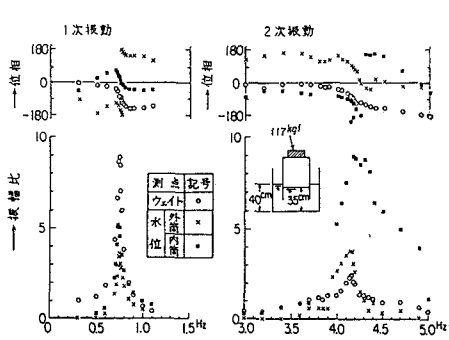


図3 振動応答実験値

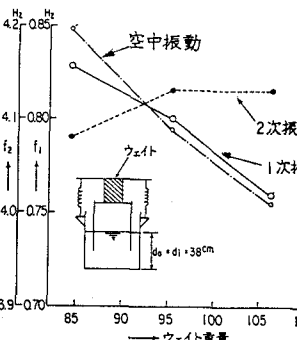


図4 ウェイト重量の変化に対する固有振動数の変化

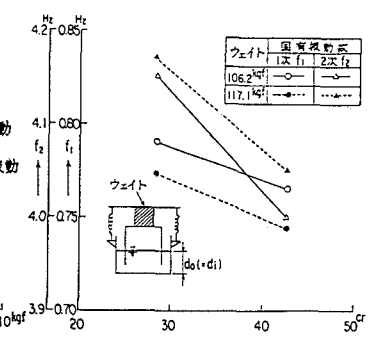


図5 固有振動数に対する水深の影響

れる。また、図.6に示す様に、内外筒水位 $\Delta d (=d_0 - d_1)$ 、即ち、空気室高さが大きくなるに伴い、2次固有振動数は減少傾向を示し、1次固有振動数は若干増加気味である。（4）対数減衰率：本ダンパーの対数減衰率の実測値は、内外筒に水を入れる前（空中）のそれに比べて、3倍程度と大きく、0.3～0.4である。この値はダンパーの減衰率として適当な値である。

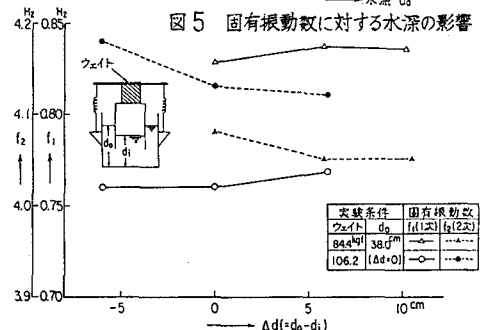


図6 内外筒水位差の固有振動数への影響

5. 理論固有振動数

（1）基礎理論：本ダンパーの固有振動の運動方程式は、内筒の変位を x 、水の動きを η として

$$\rho V_w \ddot{\eta} + (K_w + K_a) - K_a x = 0$$

$$m \ddot{x} + (k + K_a) - K_a \eta = 0$$

(1)

が導かれる。¹⁾（図.1）ここで、 $V_w = A_1 (d_0 + (A_1/A_2) b_0 + (A_1/A_3) (d_0 + \Delta d))$ 、 $K_w = \rho g A_1 (1 + A_1/A_3)$ 、 $K_a = A_1 (p_0 + \rho g \Delta d) \gamma / h_0$ 。ただし、 $m (=W/g)$ は内筒（ウェイト）の質量、 ρg は水の比重、 p_0 は大気圧、 γ は比熱比である。式(1)から、固有振動数 $f_{1,2}$ は

$$f_{1,2} = \{ \omega_m^2 + \omega_k^2 \pm \sqrt{(\omega_m^2 - \omega_k^2) + 4K} \} / 2\pi$$

(2)

と求められる。ここで、 $\omega_m^2 = (K_w + K_a) / \rho V_w$ 、 $\omega_k^2 = (k + K_a) / m$ 、 $K = K_a^2 / \rho V_w m$ 。式(1)に対応する質点系計算モデルを設定すると、図.7に示すものになる。本計算モデルを用いると、本ダンパーの制振効果簡易計算が可能になる。（2）理論値と実測値の比較：表1は実験条件のウェイト重量の大きいものについて固有振動数の理論値と実測値を比較したものである。これらの最大誤差が約6%程度であり、(1)に示した基礎理論により固有振動数の推定が可能である。

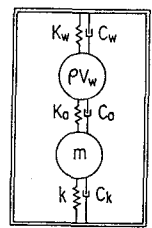


図7 等価質点モデル

6. まとめ

固有振動数を2個有する構造物を対象にした制振装置である「流体・ばね式ダンパー」の実機に対応する模型を作成し、振動特性を実験的に把握した。更に、制振効果計算に適した計算モデルを提案した。引き続き、本ダンパーの制振効果について検討を行う予定である。〔文献〕1)松浦他：動吸振器による振動防止法に関する研究、関西造船協会、197号（1985）

表.1 固有振動数の理論値と実測値

実験番号	ウェイト重量 (kgf)	内筒水位 (cm)	外筒水位 (cm)	空気室高さ (cm)	1次固有振動数		2次固有振動数	
					実測値	理論値	実測値	理論値
1	117.1	28.2	28.2	55.3	0.773	0.744	4.17	3.91
2		42.5	42.5	41.0	0.743	0.720	4.05	3.98
3		39.9	34.7	40.2	0.744	0.730	4.16	4.21
4	106.2	38.0	38.0	40.0	0.760	0.751	4.13	4.21
5		35.5	41.5	35.0	0.760	0.740	4.18	4.44
6		40.0	34.0	45.0	0.768	0.754	4.12	4.04

単位：Hz