

潮流下におけるパイプの防振対策に関する実験的研究

勝井 秀博*・宮崎 修**・花村 哲也**

1. まえがき

湾口や海峡など潮流の大きい場所に構造物を作る場合、長さに対して剛性の低い構造物または部材は、発生するうずによって振動を起し、時には破壊に至ることがある¹⁾。各部材の結合がなされる前の構造物や施工機械は特に振動に弱い。振動の抑制、防止に関する研究は、航空機、橋梁、機械などの分野では多くなされているが、水理学の分野では報告事例が少なく、未知の要素も多い。本研究は、渦励振によるパイプの振動性状の把握と、効果的な防振装置を開発することを目的としてなされた実験研究である。

2. 渦力の評価

(1) 水の付加質量を考慮した片持ばりの自由振動

水中に半没水する片持ばりの振動を考える場合、水中部分に対しては、水の付加質量を考慮する必要がある。

図-1 に示すように、 $0 \leq x \leq l$ で ρ_1 、 $l < x \leq L$ で ρ_2 なる線密度をもつ変断面ばりの自由振動方程式は式 (1) のように与えられる。

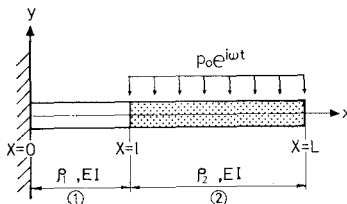


図-1 振動モデル図

$$\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + v(x)^2 \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} = 0 \dots\dots\dots (1)$$

ただし、

$$v(x)^2 = \begin{cases} v_1^2 \equiv EIg/\rho_1: & 0 \leq x \leq l \\ v_2^2 \equiv EIg/\rho_2: & l < x \leq L \end{cases} \dots\dots\dots (2)$$

ここに、 ρ : はりの線密度、 EI : はりの剛性、添字 1, 2 はそれぞれ $0 \leq x \leq l$ 、 $l < x \leq L$ の領域を示すことにする。

式 (1) の解および、境界条件は、それぞれ式 (3)、

(5) で表わされる。

$$y = X(x)e^{i\omega t} \dots\dots\dots (3)$$

ただし、

$$0 \leq x \leq l \text{ で}$$

$$X = X_1 = C_1 \cos \lambda_1 x + C_2 \sin \lambda_1 x + C_3 \cosh \lambda_1 x + C_4 \sinh \lambda_1 x$$

$$l < x \leq L \text{ で}$$

$$X = X_2 = D_1 \cos \lambda_2 x + D_2 \sin \lambda_2 x + D_3 \cosh \lambda_2 x + D_4 \sinh \lambda_2 x \dots\dots\dots (4)$$

ここに、 n : はりの固有角振動数、 $\lambda_1^2 = n^2/v_1^2$ 、 $\lambda_2^2 = n^2/v_2^2$ である。なお、未定係数 $C_1 \sim D_4$ は境界条件式 (5) より相対関係が求まる。

境界条件式 (片持ばり):

$$\left. \begin{aligned} x=0: & X_1=0, X_1'=0 \\ x=l: & X_1=X_2, X_1'=X_2', \\ & X_1''=X_2'', X_1'''=X_2''' \\ x=L: & X_2''=0, X_2'''=0 \end{aligned} \right\} \dots\dots (5)$$

ここに ' は x による微分を表わす。

水の付加質量係数 C_{add} は、後藤・土岐²⁾によれば、水深方向に分布が異なる。ここでは、図-1 に示すモデルのように一定分布を仮定し、 s 次の振動数 n_s を実験的に求め、式 (4)、(5) から作られる振動数方程式を解いて ρ_2 を知り、次式によって C_{add} を簡単に算定する。円柱の場合、

$$C_{add} = \frac{4}{\pi D^2 \omega_0} (\rho_2 - \rho_1) \dots\dots\dots (6)$$

ここに、 D : 円柱の直径、 ω_0 : 水の単位体積重量

(2) 周期的な渦力によるはりの応答

片持ばりの水中部分に図-1 に示すように、長さ方向に均一な周期的渦力が働くと仮定すると、振動方程式は次のようになる。

$$\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + C(x) \frac{\partial y}{\partial t} + v^2(x) \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} = \gamma(x)e^{i\omega t} \dots (7)$$

ただし

$$\gamma(x) = \begin{cases} 0 & : 0 \leq x \leq l \\ \gamma \equiv p_0 g/\rho_2 & : l < x \leq L \end{cases} \dots\dots\dots (8)$$

* 正会員 大成建設(株)技術開発部
** 正会員 新日本製鉄(株)鉄構海洋事業部

ここに、 p_0 : 渦力の振幅、 ω : うずの角振動数、 $C(x)$: 減衰係数である。

ここで、 $C_{1s} \equiv C_{2s}$ を仮定し、式(7)を振動形解析法に従って解くと定常解は次式のようになる。

$$y = \sum_{s=1}^{\infty} \frac{\beta_s \gamma}{n_s^2} L_s X_s e^{i(\omega t - \varphi_s)} \quad (9)$$

ここに、 X_s : 自由振動で得られた s 次の基準関数、

$$\beta_s = \frac{\int_0^L X_{2s} dx}{v_s^2/v_1^2 \int_0^L X_{1s}^2 dx + \int_0^L X_{2s}^2 dx}$$

$$L_s = \frac{1}{\sqrt{1 - (\omega/n_s)^2 + 4(h_s \omega/n_s)^2}}: \text{応答倍率}$$

$$\varphi_s = \tan^{-1} \left(\frac{2 h_s \omega/n_s}{1 - (\omega/n_s)^2} \right): \text{位相角}$$

$$h_s = C_s/2 n_s: \text{減衰定数}$$

(3) 渦力の評価および変動揚力係数

定常流下における単位長さあたりの円柱に働く流体力を次式のように仮定する。

$$\left. \begin{aligned} F_D &= \frac{1}{2} \frac{w_0}{g} DU^2 (C_D + \hat{C}_D e^{i\omega_D t}) \\ F_L &= \frac{1}{2} \frac{w_0}{g} DU^2 \cdot \hat{C}_L e^{i\omega_L t} \end{aligned} \right\} \dots\dots(10)$$

ここに、 F_D : 抗力、 F_L : 変動揚力、 U : 流速、 C_D : 抗力係数、 \hat{C}_D : 変動抗力係数、 \hat{C}_L : 変動揚力係数、 $\omega_D \cdot \omega_L$: それぞれ変動抗力・変動揚力の角周波数で、交番うずの場合、 $\omega_D = 2\omega_L$ となることが報告されている¹⁾。

ところで、片持ばりの $x=x_0$ の部分に働くモーメントは、

$$M = -EI \left(\frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \right)_{x=x_0} \dots\dots(11)$$

となる。流れに直角方向の歪 $\hat{\epsilon}_L$ とモーメントとの関係式 $\hat{\epsilon}_L = MD/2EI$ と、式(9)、(11) から

$$\hat{\epsilon}_L = - \frac{g \cdot \beta_1 \cdot D \cdot L_1 X_{11}''}{2 \cdot \rho_2 \cdot n_1^2} p_0 e^{i(\omega_L t - \varphi_1)} \dots\dots(12)$$

ただし、 $s=1$ 次のモードのみを考慮した。 $F_L = p_0 e^{i\omega_L t}$ とおくと、式(10)、(12)より

$$|\hat{C}_L| = \left| \frac{4EIg\lambda_1^4}{w_0\beta_1 X_{11}'' L_1 D^2 U^2} \right| \cdot |\hat{\epsilon}_L| \dots\dots(13)$$

\hat{C}_D も \hat{C}_L と全く同様にして求めることができる。

3. 防振対策

渦励振機構に関する研究は従来、空力弾性学分野で多くなされ、その防振装置も実際に航空機の翼、吊り橋の吊り材、高層煙突などに広く採用されている。これらの装置の一般原理は境界層制御であり、Schlichting³⁾ が詳しく述べている。本実験では、上述の風に対する防振

装置を水中に応用するとともに、水中特有の防振対策を検討した。

4. 実験

(1) 実験装置および実験方法

実験は、図-2に示すように、アクリル製パイプ(外径100mm、肉厚5mm、有効長1625mm)を曳航電車で固定し、長さ68m、幅2.5m、水深1.5mの2次元水槽上を走行させて行った。ひずみの測定は、パイプの固定端より7.5cm下に、前後左右合計4枚のストレインゲージを貼り、2ゲージ法によって、流れ方向および流れに直角方向のひずみを取り出し、電磁オシログラフとデータレコーダーに記録した。パイプの剛性 EI はばねばかりによる静的載荷法および空中でのパイプの固有振動数により、それぞれ静的、動的値を求めた。結果は、後者の方が前者より約20%大きい値であった。 C_D の算定には静的 EI を、 C_{Da} 、 \hat{C}_D 、 \hat{C}_L の算定には動的 EI を用いた。流速は、曳航電車の速度をもって流れの速度とみなし、 $U=0.55 \sim 2.49$ m/sec の8段階に分けて行った。

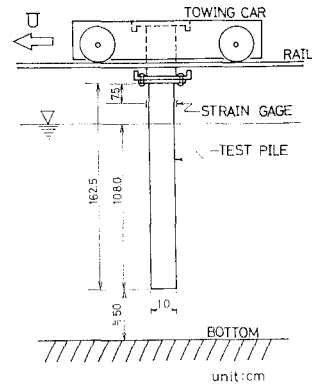


図-2 実験装置図

(2) 防振対策用模型

実験に用いた模型パイプは合計6本で、これに種々の防振対策を施し、対策を施さないものとの比較を行った。図-3と表-1に、実験に用いた模型の諸元と実験ケース名を示す。また、実験に先立って求めた模型の固有振動数と減衰定数もあわせて表-1に示している。

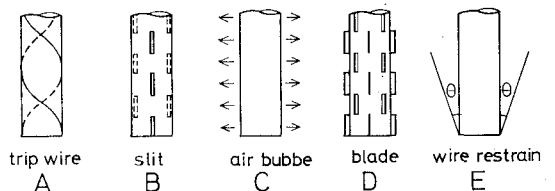


図-3 防振対策用模型の分類図

表—1 試験体一覧表

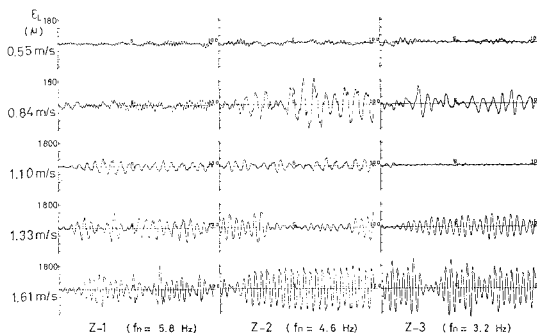
型	防振対策要素	分類		振動特性		
		実験名称	内容	f_n	h	
Z	無加工	なし	Z-1	なし	5.8	0.04
			Z-2		4.6	0.04
			Z-3		3.2	0.04
A	Trip Wire らせん溝	Wire 直径 $\phi=2,4,6$ mm 本数=1,2 本 巻上り角 $\theta=30^\circ$ 溝幅=3 mm, 深さ=2 mm	A-1-1	$\phi 2$ mm $\times 2$ 本	4.6	0.04
			A-1-2	$\phi 2$ mm $\times 1$ 本	4.6	0.04
			A-2	$\phi 4$ mm $\times 1$ 本	4.6	0.04
			A-3	$\phi 6$ mm $\times 1$ 本	4.6	0.04
			A-4	溝	4.7	0.04
B	Slit	slit 長さ=50 mm, pitch=50 mm 流向 $0^\circ, 180^\circ$, 幅=2,4 mm	B-1	段違い, $b=2$ mm	4.8	0.05
			B-2	平行 $b=2$ mm	4.9	0.05
			B-3	" $b=4$ mm	4.9	0.05
C	Air Bubble	吐出孔直径 $\phi 1.5$ mm, pitch 50 mm 空気流量 $Q=0, 20, 40$ l/min	C-1	流向 0°	5.0	0.04
			C-2	90°	4.8	0.04
D	Blade	厚さ=1.5 mm, blade 長=50 mm $Q=0, 20, 40$ l/min (air 兼用)	D-1	$h=4$ mm	5.0	0.04
			D-2	$h=7$ mm	5.0	0.04
E	Wire Restrain	索張力 $T=4.0$ kg $\theta=15^\circ, 30$	E-1	$\theta=15^\circ$	6.8~7.3	0.03
			E-2	$\theta=30^\circ$	9.2~10.1	0.03

Aは、ワイヤを $\theta=30^\circ$ の角度でらせん状に巻いたものおよび、幅 3 mm, 深さ 2 mm のらせん溝を切ったもの、Bは、パイプの同一周上 $\theta=120^\circ$ の間隔で幅 2~4 mm のスリットを入れたもので、流向によって効果は異なる。Cは、パイプの左右または前後の側壁より気泡を吐出させるもの、Dはパイプの同一周上 $\theta=90^\circ$ の間隔、ピッチ 50mm で段違いにブレードを貼りつけたもの、Eは、パイプの自由端から流れに直角方向で $\theta=15, 30^\circ$ の角度で上方にワイヤを張り強制的に振動を拘束したものである。

5. 実験結果

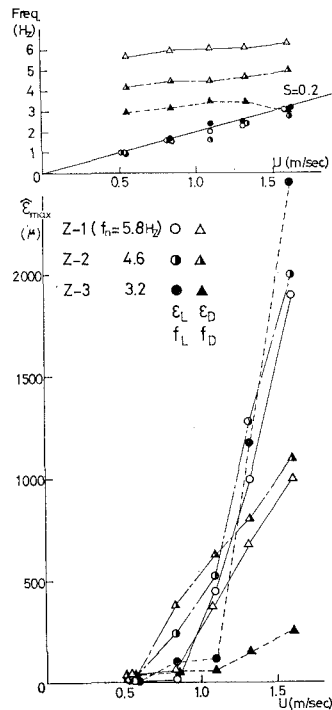
(1) 流速と変動揚力ひずみの関係

図—4 に変動揚力ひずみ $\hat{\epsilon}_L$ の波形を示す。図によれば、流速 U , 固有振動数によってかなり異なる。しかし、ランダム性は強くなく、各流速によってある卓越周波数が存在することがわかる。図—6 に示すように、明らかに渦力の周期と思われる卓越周波数が存在して、こ



図—4 変動揚力ひずみ波形 (Z-1, Z-2, Z-3)

れが流速の増大にもなつてパイプの固有振動数に接近し、図—4 に見られるうなりが発生する。 U と変動ひずみの最大値 $\hat{\epsilon}_{max}$, 変動揚力・変動抗力の周波数 f_L, f_D の関係を示したものが、図—5 である。 $\hat{\epsilon}_L$ と U の関係は f_n によって多少異なるが、いずれの場合も発振流速 (大きく振動しはじめる流速) は、ストローハル数 $S=0.2$ とした時の共振周波数を与える流速より低い。



図—5 変動ひずみの最大値と周波数 (Z-1, Z-2, Z-3)

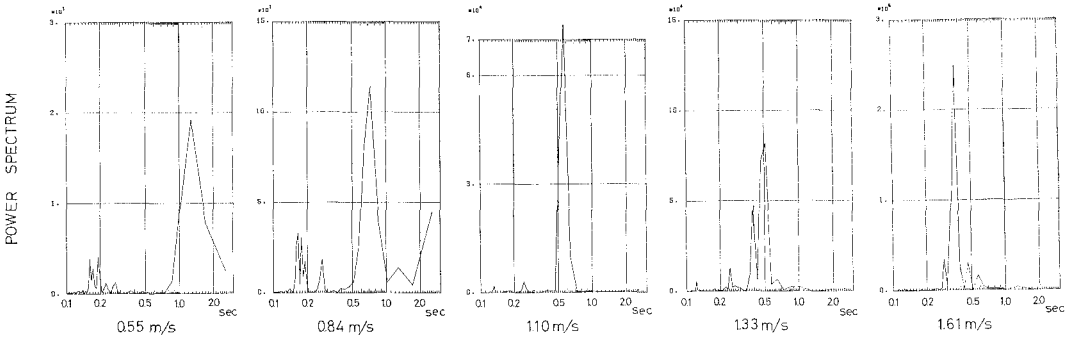


図-6 変動揚力ひずみのパワースペクトル (Z-1)

また、低流速域では、 $\hat{\epsilon}_D > \hat{\epsilon}_L$ であるが、流速が大きくなるとこの関係は逆転する。周波数と流速の関係は、 f_L と f_D でかなり異なる。すなわち、 f_D はほぼ $S = f_L D / U = 0.2$ の直線上にあって、実験した範囲の流速では、揚力の振動は渦力による強制振動であると考えられる。これに対して、 f_D はほぼ f_n に一致する。図-5によれば、 U が増加するにつれて f_D もわずかに増加している。これは、パイプの後流側の水位が下がって水没長が短くなり、その結果 f_n 自体が増加することによるものと思われる。上述の事実だけでは、変動抗力によるパイプの振動が、強制振動、自励振動のいずれであるかを断定することは難しい。本実験では、流速の範囲が狭く、共振時の振動性状や、そのピーク値を把握

ことはできなかった。また、 $f_D = 2 f_L$ のような関係も確認できなかった。

(2) 防振対策の効果と変動揚力係数

図-7では防振対策の効果を、変動揚力の最大値 $\hat{\epsilon}_{Lmax}$ で比較して示している。本実験では、流速の範囲が狭く、共振時の $\hat{\epsilon}_L$ の値で比較することはできなかった。しかし、少なくとも「効果的な防振対策を講ずれば、発振流速を高速域にまでずらすことができる」ことが認められよう。中でも特に効果があったものは、A-1-1、B-3 ($\theta = 0^\circ$)、C-1 ($Q = 40$ l/min.)、C-D ($h = 7$ mm, $Q = 40$ l/min.) である。エア・バブル、スリット型は流向によって効果が異なることから、円柱の境界層剥離点付近での吹出し効果が確かめられた。また、トリ

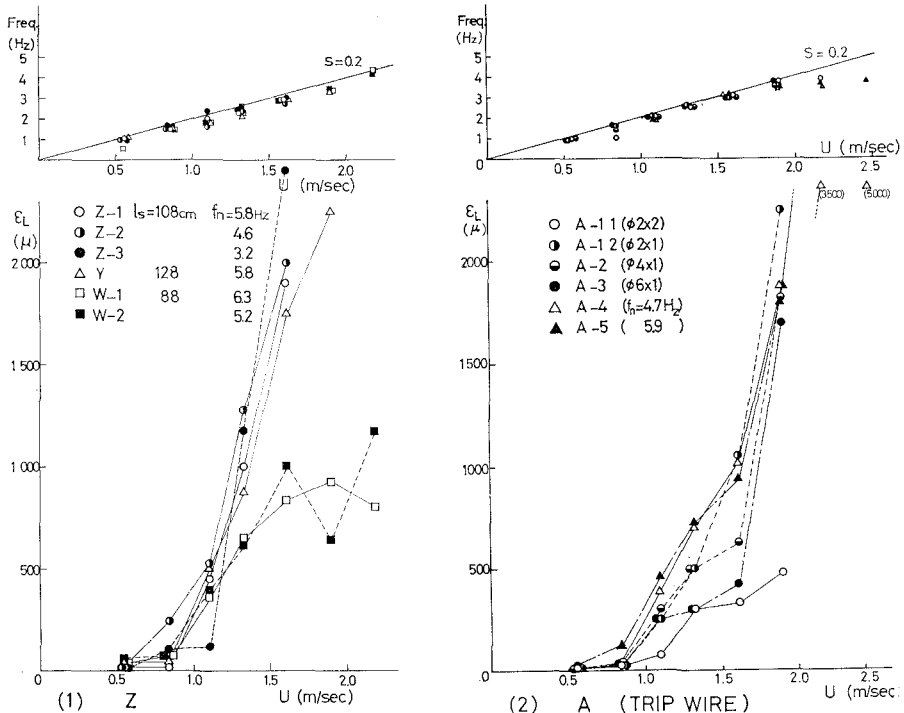
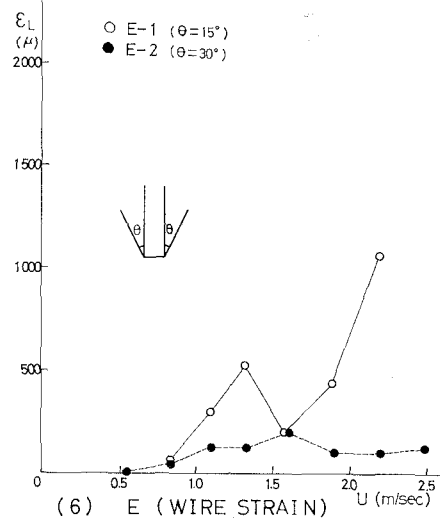
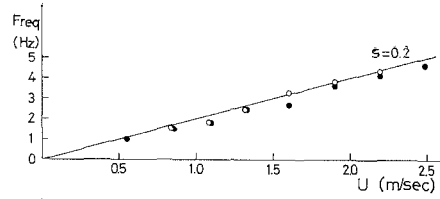
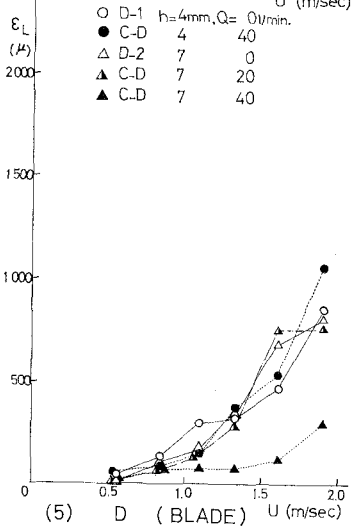
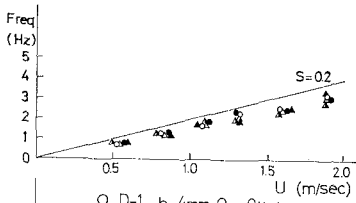
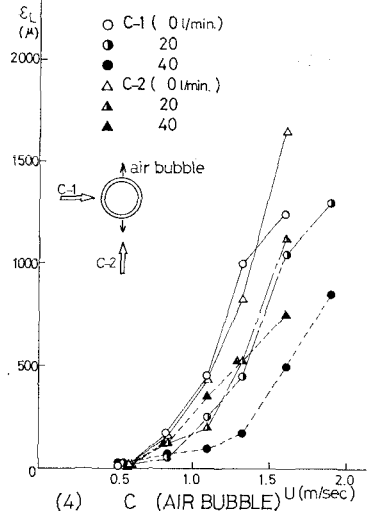
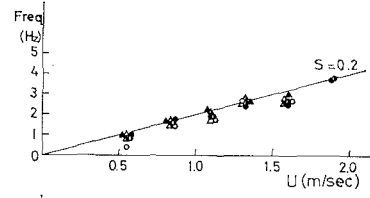
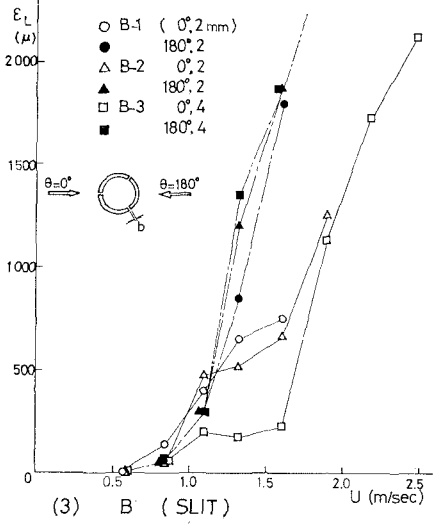
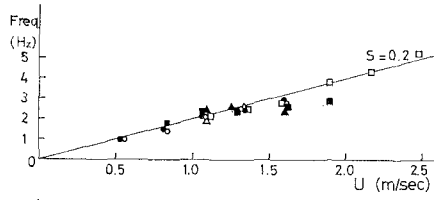


図-7



図一七 変動揚力ひずみによる防振対策の効果比較図

ップ・ワイヤは $\phi 2\text{mm}$ (パイプ径 D の 2%) を 2 本使った場合は、 $\phi 6\text{mm}$ 1 本の場合よりも効果があった。吊橋の吊り材の耐風設計においては、有効なワイヤ径は $\phi \geq 0.1D$ であることが報告されている^{4),5)}が、本実験によれば、 $\phi = 0.02D$ 程度のワイヤでも十分効果のあることがわかった。ブレードは、 $h = 4\text{mm}$ よりも $h = 7\text{mm}$ の方が有効で、ブレードとエア・バブルを併用すると効果が大きいことがわかった。 f_L は、防振対策の有無にかかわらず、 $S = 0.17 \sim 0.2$ の値をとるが、ブレード型では他より若干小さい。

図-8 は、 $\hat{\epsilon}_L$ の振動が不規則なため、この r.m.s. を取り、式 (13) に代入して \hat{C}_L を算出したものである。したがって、この値を用いて直接計算できるのは、揚力の r.m.s. である。

(3) 抗力係数 C_D

図-9 に C_D と Re 数との関係を示す。図によれば、防振対策による C_D の変化は確認しがたい。

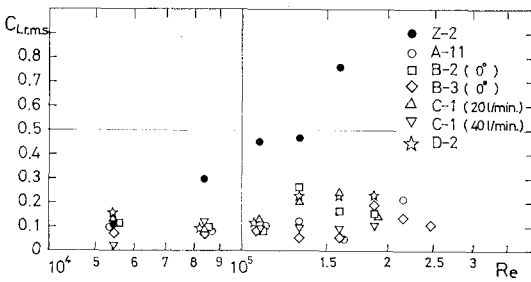


図-8 $C_{L\text{r.m.s.}}$ による防振対策の効果比較図

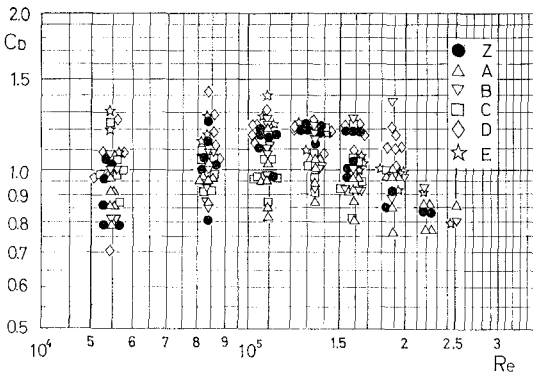


図-9 C_D と Re 数との関係

(4) 付加質量係数 C_{add}

パイプの固有振動数と C_{add} との関係を調べるため、 C_{add} を式 (6) より計算した。 $C_{add} = 0.6 \sim 0.97$ の値が得られたが、 f_n との明確な関係は確かめられなかった。

6. 結 論

本実験の結果を要約すると次のとおりである。

(1) 本実験に関する限り、パイプは流れと直角方向にうずによる強制振動の応答を示した。流れ方向には、常に固有振動数で振動するが、振動機構については明らかではない。

(2) 揚力の振幅は、 f_L が f_n に達するかなり前から急激に増大する。

(3) $S = f_L D / U$ は $0.17 \sim 0.2$ の値をとった。

(4) 防振対策について次のことがわかった。

① トリップワイヤの径は 0.02 程度でも本数によって十分な効果があった。

② エア・バブル、スリットなど、円柱側面から吹き出しを設けることにより、防振効果を高めることができた。

③ ブレードの効果は、エア・バブルと併用すると増大した。

今後、上記の成果をふまえて、さらに効果的な防振対策を追求するとともに、共振、選択共振、自励振動などの流体力学的メカニズムを明らかにしてゆく予定である。本研究の遂行にあたって、実験に協力いただいた山九運輸機工(株) 小池孝吉、佐藤貴雄の両氏および計算に協力いただいた大成建設(株) 柴田敦子氏に深く感謝の意を表する。

参 考 文 献

- 1) Sainsbury, R.N., King, D.: The flow induced oscillation of marine structures, Proc. Inst. Civ. Engrs. 49, 1971.
- 2) 後藤尚男・土岐憲三: 水中橋脚の振動と耐震設計に関する基礎的研究, 土木学会論文集, 第100号, 昭和38年12月.
- 3) Schlichting, H.D.: Boundary Layer Theory, 4th Ed. McGraw-Hill, New York, 1960.
- 4) 田辺末信・塩井幸武・松井友二・坂田 弘: 鋼管を用いた橋梁部材の風による振動とその対策, 橋梁と基礎 2-11, Nov. 1968.
- 5) 山口富夫・白木万博・梅村 直・田中博喜: カルマン渦による橋梁部材の振動とその防止策, 三菱重工技報, Vol. 7, No. 7, 1970.