

表-1 実験条件 (Mass ratio ($m_e/\rho D^2$)), Reduced damping (RD) = $2m_e(2\pi h_{ta})/(\rho D^2)$, $kd=2\pi d/L$, d : 水深, L : 波長)

CASE	D (cm)	d (cm)	$m_e/\rho D^2$	f_{na} (Hz)	f_{nw} (Hz)	kd	CKC	f_w/f_{nw}	h_{ta}	h_{tw}	RD
V1	1.90	40	14.9	2.17	2.12	1.94	5.2~26.4	0.506	0.002	0.005	0.37
V2	1.90	40	14.9	2.17	2.12	1.03	5.6~38.0	0.323	0.002	0.005	0.37
V3	1.90	40	14.9	2.17	2.12	0.73	4.5~35.1	0.25	0.002	0.005	0.37
N1	2.0	40	50		1.23	0.86	5~30	0.5	0.002	0.004	1.26
N2	2.0	40	50		1.23	0.86	5~30	0.5	0.006	0.008	3.77
N3	2.0	50	31.3		1.63	1.5	3~25	0.5	0.002	0.004	0.79
N4	2.0	50	31.3		1.63	1.5	3~25	0.5	0.006	0.009	2.36
C1	1.905	80	15.7	1.52	1.46	0.71	6.9~50.5	0.251	0.001	0.004	0.20
C1A	1.905	80	15.7	1.52	1.46	0.73	14~50.5	0.259	0.001	0.004	0.20
C2	1.905	80	15.7	1.52	1.46	1.01	9.0~40.0	0.335	0.001	0.004	0.20
C3	1.905	80	15.7	1.52	1.46	1.83	4.4~32.0	0.503	0.001	0.004	0.20
D1	1.905	80	15.7	1.52	1.46	1.01	8.9~32.3	0.335	0.021	0.023	4.14
D2	1.905	80	15.7	1.52	1.46	1.83	5.6~32.8	0.503	0.021	0.023	4.14
F1	1.905	80	28.5	1.19	1.16	1.31	4.7~22.2	0.518	0.001		0.36
AC1	1.905	80	15.7	1.52	1.46	1.85	6.2	0.506	0.001~0.027	0.004~0.028	0.20~5.27
AC2	1.905	80	15.7	1.52	1.46	1.87	8.7	0.508	0.001~0.027	0.004~0.028	0.20~5.27
AC3	1.905	80	15.7	1.52	1.46	1.87	10.6	0.508	0.001~0.027	0.004~0.028	0.20~5.27
AC4	1.905	80	15.7	1.52	1.46	1.83	12.2	0.503	0.001~0.027	0.004~0.028	0.20~5.27
AC5	1.905	80	15.7	1.52	1.46	1.86	14.4	0.507	0.001~0.027	0.004~0.028	0.20~5.27
AC6	1.905	80	15.7	1.52	1.46	1.83	19.6	0.503	0.001~0.027	0.004~0.028	0.20~5.27
PD	1.905	70	23.2	1.50	1.43	1.57	10	0.42~0.56	0.001	0.004	0.292
AS	1.905	70	23.2	十分大	十分大	1.57	10	0.42~0.56			

は, CASE PD で用いた試験円柱を固定的に設置した場合に作用する揚力モーメントを, CASE PD の場合と同様な作用波条件で調べた。

3. 試験円柱の振動モデル

3.1 振動方程式

実験に用いた試験円柱の振動モデル座標系を図-1に示す。倒立振動する試験円柱の代表振動変位として静水面における円柱体の振動変位量 y_n をとる。振動方程式は, 円柱体下部のピボット支点におけるモーメントの釣合条件を満たす (1) 式で与えられる (林ら, 1990)。

$$M_{mt} \cdot \ddot{y}_n + C_{mt} \cdot \dot{y}_n + K_{mt} \cdot y_n = \text{FLM} \quad \dots\dots\dots (1)$$

ここに, $\ddot{y}_n = d^2 y_n / dt^2$, $\dot{y}_n = dy_n / dt$

$M_{mt} \cdot \ddot{y}_n$ は振動によるピボット点まわりの慣性力モーメントを示す。 M_{mt} は, (2) 式で示される換算質量である。

$$M_{mt} = \int_{d+\eta}^{s_1} m_a \cdot (z/d) \cdot z \cdot dz + \int_0^{d+\eta} (m_a + m_w) \cdot (z/d) \cdot z \cdot dz \quad \dots\dots\dots (2)$$

ここに, m_a , m_w は円柱体の単位長さあたりの質量および水中付加質量である。 η は波による水位変動である。

$C_{mt} \cdot \dot{y}_n$ は, 引張りバネ部における構造減衰力と円柱体水中部に作用する流体減衰力によるピボット支点回り

の曲げモーメントを示す。 C_{mt} は換算減衰係数である。

$K_{mt} \cdot y_n$ は, a) 引張バネ部の復元力と, b) 円柱体が鉛直な状態から水平方向に振動変位した場合に生じる円柱体の自重および浮力によるピボット支点回りの曲げモーメントを示す。 K_{mt} は, 換算バネ係数である。

FML は, 作用揚力によるピボット支点回りの曲げモーメントである。

波による水位変動 η の影響を無視した場合の M_{mt} , C_{mt} , K_{mt} を M_{m0} , C_{m0} , K_{m0} とすると M_{m0} , K_{m0} は定数となり, 次式の振動方程式が得られる。

$$\ddot{y}_n + 2h_{tw} \cdot \omega_n \cdot \dot{y}_n + (\omega_n)^2 \cdot y_n = \text{FLM}/M_{m0} \quad \dots\dots\dots (3)$$

式中, ω_n , h_{tw} は, (4), (5) 式で示される, 円柱体の水中における固有円振動数および換算減衰定数である。

$$\omega_n = 2\pi \cdot f_{nw} = (K_{m0}/M_{m0})^{1/2} \quad \dots\dots\dots (4)$$

$$h_{tw} = C_{m0}/(2\omega_n \cdot M_{m0}) = h_s + h_f \quad \dots\dots\dots (5)$$

ここに, f_{nw} は水中固有振動数である。 h_s , h_f は, (6), (7) 式でそれぞれ示される換算構造減衰定数および換算流体減衰定数である。

$$h_s = C_s \cdot s_2/d \cdot s_2/(2\omega_n \cdot M_{m0}) \quad \dots\dots\dots (6)$$

$$h_f = \int_0^d C_f \cdot (z/d) \cdot z \cdot dz/(2\omega_n \cdot M_{m0}) \quad \dots\dots\dots (7)$$

式中, C_s は構造減衰係数, C_f は流体減衰係数である。振動方程式 (3) の線形解 (林ら, 1986) によると, 揚力の n 次調和周波数と円柱体の水中固有振動数 f_{nw} が

一致する共振時での、静水面位置における円柱体の半振動振幅量 Y_h は次式で与えられる。

$$\frac{Y_h}{D} = \frac{CL_e(n) \cdot 3F_s(kd) \cdot CKC^2 \cdot (f_w/f_{nw})^2}{4\pi \cdot 2m_e(2\pi h_t/\rho D^2)} \dots (8)$$

式中の $CL_e(n)$ は、換算揚力係数の n 次調和周波数成分、 $F_s(kd)$ は波の水平水粒子速度の最大値の2乗値の水平方向変化特性を示す指数 (林ら, 1986)、 CKC は静水面位置での KC 数である。 m_e は試験円柱体の換算単位長質量であり次式で定義される。

$$m_e = M_{nw} \int_0^d (z/d) \cdot z \cdot dz = 3M_{nw}/d^2 \dots (9)$$

(8) 式より共振時の振動量 Y_h/D は、 kd 値、 CKC 数、Reduced damping 値 ($RD=2m_e(2\pi h_t)/(\rho D^2)$) 等によって規定されていることが分かる。

3.2 振り子式動吸振器の振動方程式

振り子式動吸振器を設置した試験円柱の振動モデルと座標系を図-2に示す。この場合の振り子及び円柱体の振動方程式は、(10) 式、(11) 式でそれぞれ示される。

$$M_p \ddot{y}_2 + C_p \left(\dot{y}_2 - \frac{s_1}{d} \dot{y}_h \right) + K_p \left(y_2 - \frac{s_1}{d} y_h \right) = 0 \dots (10)$$

$$M_{mt} \ddot{y}_h + C_{mt} \dot{y}_h + K_{mt} y_h = F_{ML} + K_p s_1 \left(y_2 - \frac{s_1}{d} y_h \right) + C_p s_1 \left(\dot{y}_2 + \frac{s_1}{d} \dot{y}_h \right) \dots (11)$$

(10)式は、線形近似された振り子の振動方程式である。式中の M_p 、 C_p 、 K_p は振り子の質量、換算減衰係数、換算バネ係数である。 y_2 、 $\dot{y}_2$ 、 $\ddot{y}_2$ は、図中に示す振り子の振動変位量、変位速度、変位加速度である。 $s_1 \cdot y_h/d$ および $s_1 \cdot \dot{y}_h/d$ は、振り子の糸を

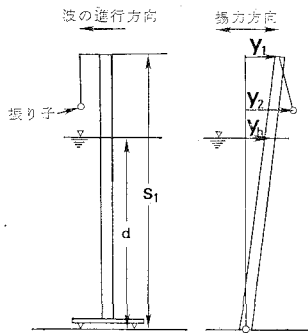


図-2 振り子式動吸振器の概略

固定している円柱体上端の振動変位 y_1 、振動速度 $\dot{y}_1$ である。(11) 式は (1) 式の振動方程式に振り子の振動にともない円柱上端に作用する力 ((10)式左辺の第2項、第3項) によるモーメントを加えたものである。

4. 結果および考察

4.1 直円柱の渦励振動特性

CASE V, N, C, D, F の各実験ケースで得られた Y_{hm}/D と CKC の関係を Reduced Damping 値 (RD) と kd 値をパラメータとして図-3に示す。ここに Y_{hm} は、静水面位置における円柱体の半振動振幅量 Y_h の平

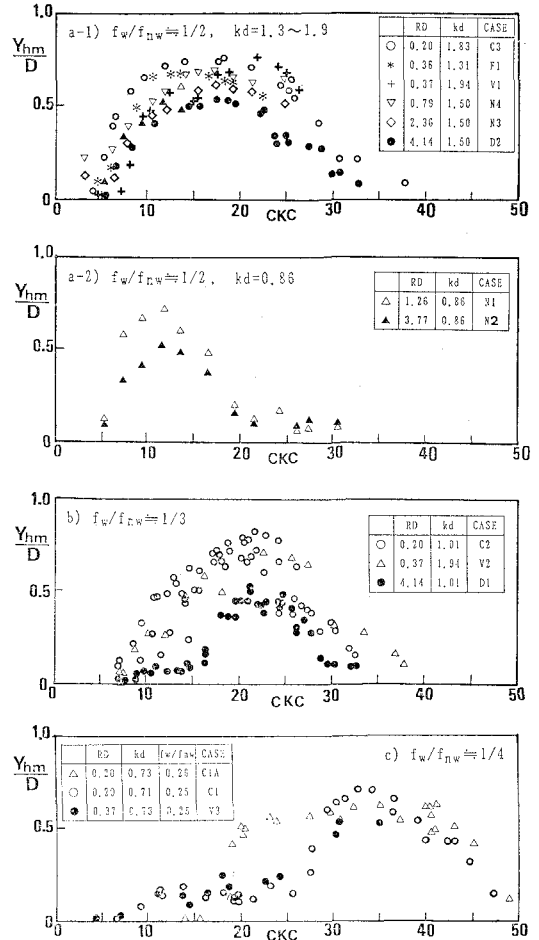


図-3 Y_{hm}/D と CKC 数の関係

均值である。図中 a-1), a-2), b), c) は、円柱体が揚力の2, 3, 4 次の調和振動成分にそれぞれ共振している場合である。

Y_{hm}/D の最大値が生じる CKC 値および大きな共振振動 (Y_{hm}/D が大) が生じる CKC の範囲は、主に f_w/f_{nw} によって規定されていることが認められる。 $f_w/f_{nw} = 1/2$ の場合には、 kd 値の影響も顕著に認められる。また、図中c) の CASE C1A の場合 ($f_w/f_{nw} = 0.26$) には、 CKC 数のより広範囲にわたって大きな共振現象が生じていることが認められる。

これら特異な現象は、定常流中の渦励振動現象において生じる lock-on 現象 (Blevins, 1977) と類似な周波数応答特性、及び流れと振動する円柱との相互作用の結果生じるであろう作用揚力の増加現象に起因するものと考えられるが、今後より詳細な検討を必要とする。

4.2 電磁減衰器による制振

CASE AC の実験に用いた円柱体の空中および静水中における減衰定数 h_{ta} 、 h_{tw} を対数減衰法を用いて算定

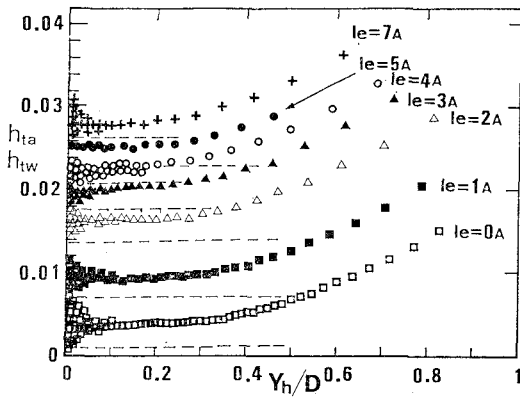
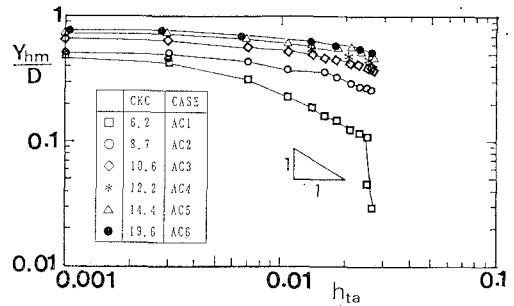
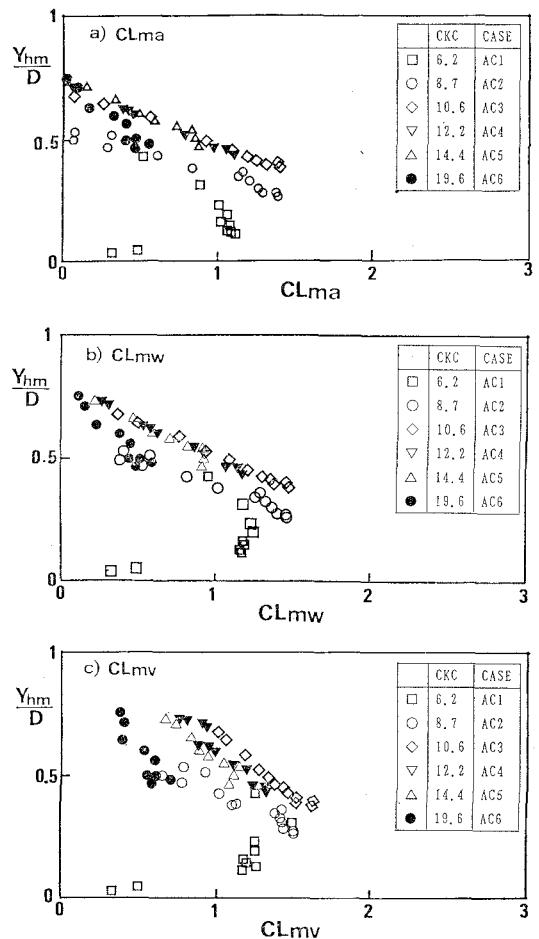


図-4 電磁減衰器による減衰定数

した. h_{ta} , h_{tw} と Y_h/D との関係を電磁減衰器に使用した電流 I_e をパラメータとして図-4 に示す. 図中に破線で示されている空中減衰定数 h_{ta} は, 円柱の振動変位量 Y_h の変化に対してほぼ一定である. 図中に各記号で示されている水中減衰定数 h_{tw} は, $Y_h/D < 0.2$ の範囲では一定であるが, $Y_h/D > 0.2$ の範囲では, Y_h/D の増加とともに増加している. 表-1 および, 以後の解析に用いられている h_{tw} の値は, $Y_h/D < 0.2$ における一定値 h_{tw} である. 一方, Y_h/D の各値に対応する h_{tw} の値を h_{tw} と定義する.

電磁減衰器を用いて増加された h_{ta} と円柱振動量 Y_{hm}/D の関係を CKC 数をパラメータとして図-5 に示す. Y_h/D の初期値が小さい CKC=6.2 の場合には, h_{ta} の増加による顕著な制振効果が認められる. しかし, CKC の増加に伴い Y_{hm}/D の初期値が大きくなった場合には, h_{ta} 増加による制振効果は小さい. (1) 式の線形解である (8) 式によると, 応答振動量 Y_{hm} は, 減衰定数の -1 乗に比例するが, 図中の結果においては, この関係は認められない. その理由としては, ①流れと振動円柱との相互作用効果により共振時の円柱に作用する揚力に変化することや, ②流体減衰定数の影響を考慮していないこと等が考えられる.

試験円柱が揚力の 2 次調和振動成分と共振している時の揚力係数 CL_e (2) を, 実験条件より明らかな値 ($F_s(kd)$, CKC, $f_w/f_{nw}=1/2$, $n_e/(\rho D^2)$, h_t) と実測値 Y_{hm}/D を (8) 式に代入して評価した. h_t には共振時の減衰定数を用いるべきであるが, この値の評価は困難なので, 前述の h_{ta} , h_{tw} , h_{tv} を用いて得られた CL (2) 値をそれぞれ CL_{ma} , CL_{mw} , CL_{mv} とする. これら算定値 (CL_{ma} , CL_{mw} , CL_{mv}) と Y_{hm}/D の関係を CKC パラメータとして図-6 にそれぞれ示す. $Y_{hm}/D > (0.2 \sim 0.4)$ の範囲では, これら算定値は Y_{hm}/D の減少に伴い増加している. 一方, $Y_{hm}/D < (0.2 \sim 0.4)$ の範囲では, Y_{hm}/D の増加に伴い増加している.

図-5 電磁減衰器による制振 (Y_{hm}/D と h_{ta} の関係)図-6 揚力係数 (CL_a , CL_w , CL_v) と Y_{hm}/D の関係

したがって, $Y_{hm}/D = 0.2 \sim 0.4$ の範囲で作用揚力の増加は最大となっている.

CASE AS の実験より得られた Y_{hm}/D と, 減衰定数 h_t として h_{ta} を用いた Reduced damping 値 (RD) の関係を図-7 に示す. 図中には比較のために, 定常流中および波動場における既存の結果 (表-2 参照) を同時に記入している. 波動場の場合には CKC 数の影響が認められるが, 全般的に定常流の場合よりも振動量は小

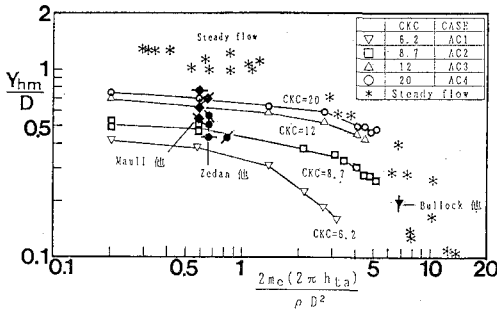
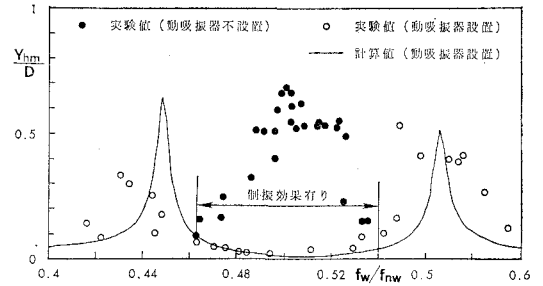
図-7 Y_{nm}/D と Reduced damping 値 (RD) の関係

図-8 振り子式動吸振器による制振

表-2 波動場における過励振動応答量

	CKC	kd	f_w/f_{nw}	$m_e/(\rho D^3)$	
●	11.2	1.63	0.5	22.9	Zedan他(1981)
●	12.8	2.6	0.5	13.3	[片持梁円柱]
●	11	2.6	0.5	13.3	Y_n/D :最大値
●	11.5	2.6	0.5	13.3	
◆	14	1.73	0.5	12.8	Maull他(1988)
◆	10	1.73	0.5	12.8	[Pivoted Cylinder]
◆	16	1.32	0.5	12.8	Y_n/D :平均値
◆	10	1.32	0.5	12.8	
▼	23	1.07	0.25	17	Bullock他(1978)
▼					[片持梁円柱]
▼					Y_n/D :最大値
* Steady flow (after Blevins, 1977)					

さい。

4.3 振り子式動吸振器による制振

図-8 に、振り子式動吸振器を設置した場合としない場合の Y_{nm}/D と f_w/f_{nw} の関係を示す。振り子の質量は、円柱体の換算質量 ($=m_e \cdot d$) の約 1/120 とした。振り子の固有振動数は、円柱体の水中固有振動数 f_{nw} と一致させた。動吸振器を設置しない場合には、 $0.46 < f_w/f_{nw} < 0.54$ で振動が顕著になり、 $f_w/f_{nw}=0.5$ で最大共振振動量 ($Y_{nm}/D=0.7$) が生じている。一方、動吸振器を設置した場合には、 $0.45 < f_w/f_{nw} < 0.54$ での振動量は小さく、大きな制振効果が得られている。しかし、 $f_w/f_{nw}=0.43$ および $f_w/f_{nw}=0.56$ 付近においては振動が顕著になっている。

図中に示す計算曲線は、前述の (10) 式、(11) 式を用いた数値解である。計算値は $0.46 < f_w/f_{nw} < 0.54$ での制振効果をよく評価しているが、 $f_w/f_{nw}=0.43$ および 0.56 付近の振動特性評価は不十分である。これは、振り子部の減衰定数の評価精度、及び流れと振動する構造物の相互作用効果による振動の非線形性等に起因すると考えられる。

5. 結 語

以上は、波動場における直円柱の渦励振動特性およびその制振について検討したものである。主要な結果としては、以下の点が挙げられる。

①渦励振動特性の支配パラメータの1つである RD 値を用いた整理に従うと、波動場での渦励振動量は定常流中の場合より小さい。

②電磁減衰器や動吸振器による制振効果の検討においても、流れと振動する構造物との相互作用効果を考慮する必要がある。

最後に、動吸振器による制振関係の実験、解析にご協力頂いた田中賢一学生、データ整理および図面の作成にご協力頂いた防衛大学校土木教室の前川勇孝技官、赤木俊仁研究科学生に深く感謝致します。

参 考 文 献

- 河野健二・吉原 進 (1992): 海岸構造物の動的応答解析に及ぼす TMD の影響, 構造工学論文集, Vol. 38A, pp. 797-803.
- 林建二郎・J.R. Chaplin (1985): 波動場における直円柱の渦励振動について, 第32回海岸工学論文集, pp. 633-637.
- 林建二郎・J.R. Chaplin (1986): 波動場で渦励振動している直円柱に作用する揚力評価について, 第33回海岸工学講演会論文集, pp. 511-515.
- 林建二郎・成澤幹宏・重村利幸・藤岡功司 (1989): 波動場で渦励振動している直円柱と波との相互作用について, 海岸工学論文集, 第36巻, pp. 699-703.
- 林建二郎・荻原洋聡・重村利幸・藤岡功司 (1990): 波動場で渦励振動している直円柱の応答振動量評価について, 海岸工学論文集, 第37巻, pp. 674-678.
- Blevins, R.D. (1977): Flow-induced vibration, Van Nostrand Reinhold, 363 p.
- Bullock, G. N., P. K. Stansby and I. G. Warren (1987): Loading and response of cylinder in waves, Coastal Engineering, pp. 2415-2432.
- Maull, D. J. and D. Kaye (1988): Oscillations of a flexible cylinder in waves, Proc. of Boss '88, pp. 535-547.
- Zedan, M. F. and F. Rajabi (1981): Lift Forces on cylinders undergoing hydroelastic oscillations in waves and two-dimensional flow, Hydrodynamics in Ocean Engineering, pp. 239-262.