

前縁はく離渦形矩形柱の流力振動抑制に関する研究

高井和紀^{*1}, 坂本弘志^{*1}
森谷優^{*1}, 小畑芳弘^{*2}A Study on Suppression of Flow-Induced Vibration of a Rectangular Prism
with Impinging Leading-Edge VorticesKazunori TAKAI^{*3}, Hiroshi SAKAMOTO,
Masaru MORIYA and Yoshihiro OBATA^{*3} Dept. of Mechanical Engineering, Kitami Institute of Technology,
165 Koen-Cho, Kitami, Hokkaido, 090-8507 Japan

The objective of the present study is to investigate the suppression of the flow-induced vibration of a rectangular prism with impinging leading-edge vortices. The rectangular prism having width-to-height B/H of 3 in which vortices are formed at the leading edge is adopted. The vibration characteristics of the rectangular prism are investigated on the free and forced vibration test. The suppression of the flow-induced vibrations is established by a T-shape plate attached to the upstream and a splitter plate attached to the downstream of rectangular prism. Important results from the present study are that (i) there exists three types of flow-induced vibration, i. e. low-speed flutter, vortex excitation and high-speed flutter, (ii) the flow-induced vibration of the rectangular prism are strongly dependent on the impinging leading-edge vortices rather than the wake vortices, (iii) the suppression of the flow-induced vibrations of the rectangular prism is done with the most effectiveness when the impinging leading-edge vortices are suppressed with the T-shape plate attached to upstream of it.

Key Words: Suppression of Flow-Induced Vibrations, Rectangular Prism, Free and Forced Vibration Test, Impinging Leading-Edge Vortices, Wake Vortices, Control T-Shape and Splitter Plate, Low and High-Speed Flutter, Vortex Excitation

1. 緒 論

流れの中に置かれた円柱や矩形柱のようなブラフボデーでは、はく離した流れや後流渦が起因となり、ある条件下で誘起される振動、すなわち流力振動が生ずる。このような流れによって生ずる流力振動現象は、基本的には自励振動で、その代表的なものが渦励振、ギャロッピングならびにフラッタである⁽¹⁾。また流れによって誘起される流力不安定振動現象は、ブラフボデーの形状によって異なったものとなっている。円柱に生ずる自励振動はおもに渦励振であり、矩形柱のそれはフラッタおよびギャロッピングとなっている。このように自励振動現象は構造物の断面形状によって、振動挙動や発生機構は異なったものとなっている。したがって、発生している振動がどんな特徴をもつ振動現象で、どんな発生機構であるかを見極めることは、防振の観点からも極めて重要である。また近年、多種多様化したブラフボデー形状を有する構造物が、流力不安定振動によって破壊する例が増加するに従い、こ

れらの現象の解明とその防振が極めて重要な問題として位置づけされている。しかし従来の研究の大多数は、実用に供される頻度などから円柱を対象としており、構造物要素の一つである矩形柱に関しては、いまだ十分なデータの蓄積がなく、不明の点が多い。静止矩形柱の流れのパターンは、その断面形状によって大きく変化することが知られている⁽²⁾⁽³⁾。すなわち、前縁はく離せん断層が後方に巻き上がる完全はく離形、前縁はく離せん断層が矩形柱の上下側面に周期的再付着する前縁はく離渦形、そして側面に定常的に再付着する再付着形の三つのパターンに大別される⁽⁴⁾。したがって、矩形柱に発生する振動性状も断面比によって変わるために、それを勘案して、その流力振動特性を考察する必要がある⁽⁵⁾⁽⁶⁾。

本研究はかかる観点に立って、いまだ不明の点が多い前縁はく離渦形矩形柱に注目して、一連の実験的研究を行っているものである。前報⁽⁷⁾では、その中で断面比3なる矩形柱を採用し、それを強制的に回転振動させ、振動時における矩形柱に作用する時間平均流体力、変動流体力ならびに渦放出周波数等の基本的な流力特性を明らかにした。本報は同じく断面比3なる前縁はく離渦形矩形柱に関して、強制振動実験に基づいて流力振動の発現機構を明らかにするとともに、それ

* 原稿受付 2000年2月7日。

^{*1} 正員, 北見工業大学(〒090-8507 北見市公園町165)。^{*2} 北見工業大学。

E-mail: takai@mech.kitami-it.ac.jp

を防止するための制御手法の確立を図ったものである。あわせて自由振動実験を遂行し、矩形柱の振動応答挙動を調べ、提案した制御手法の有効性の評価を行ったものである。

2. おもな記号

- B : 矩形柱の流れ方向の幅
 $C_M(\theta)$: 矩形柱の振動の各位相 θ における変動モーメント係数 [式(1)]
 C_{Mf} : 矩形柱の側面の変動圧力に基づく変動モーメント係数の rms 値 [式(2)]
 C_{pf} : 矩形柱表面の変動圧力係数の rms 値
 $=\sqrt{p_f^2}/(0.5\rho U_0^2)$
 $\langle C_{pf} \rangle$: 同期加算平均された変動圧力係数
 $=1/N \cdot \sum [p_f/(0.5\rho U_0^2)]$
 D : T 字形プレートの幅
 f^* : 矩形柱の強制振動周波数
 f_c : 矩形柱の固有振動周波数
 f_n : 矩形柱静止時の渦放出周波数
 f_p : 矩形柱表面の変動圧力の周波数
 f_v : 矩形柱の回転振動時の渦放出周波数
 H : 流れと直角方向の矩形柱の幅
 I : 矩形柱の長さ当たりの慣性モーメント
 L : スプリッタプレートの長さ
 p_f : 矩形柱表面の変動圧力
 Sc : 換算減衰パラメータ(スクルートン数)
 $=I\sigma/\rho B^4$
 S_n : 静止時の矩形柱の無次元渦放出周波数
 S_v : 強制振動周波数の無次元数 $=f^* \cdot H/U_0$
 U_0 : 主流の速度
 U_r : 換算流速 $=U_0/f_c \cdot H$
 U_{rc} : 共振換算流速 $=U_0/f_v \cdot H$
 W : 変動モーメントのなす仕事 [式(3)]
 x_s : 側面上の圧力測定孔の位置
 α : 矩形柱の振動振幅角
 α_{rms} : 振動振幅角 α の rms 値
 δ : 対数減衰率
 θ : 変動圧力波形の 1 周期を等分割したときの各位相
 ρ : 流体の密度
 ϕ : 側面変動圧力の位相差

3. 実験装置および方法

実験に当たっては、断面 $0.35 \text{ m} \times 0.7 \text{ m}$ 、長さ 2 m の測定部を有する吸込形風洞(風洞 I)、および断面

$0.3 \text{ m} \times 1.2 \text{ m}$ 、長さ 2.5 m の測定部を有する環流形風洞(風洞 II)の 2 基を用いた。風洞 I は強制振動実験、風洞 II は自由振動実験を行うに当たって使用した。強制振動実験で用いた供試矩形柱は、 $H=70 \text{ mm}$ 、 $B=210 \text{ mm}$ の辺長比 $B/H=3$ なるもので、図 1 に示すように、その表面には多数の圧力測定孔を有する。またその内部には、圧力測定孔に接続された圧力変換器(TOYODA PD 104 K)が取り付けられている。圧力変換器は矩形柱の振動の影響を取り除くために、矩形柱と隔離した状態で中空パイプに取付けてある。矩形柱の強制回転振動は、モータの回転をクランク軸を介することによって与えた。そのときの回転振幅角は、回転軸に取付けたポテンシオメータによって検出した。一方、自由振動実験で採用した矩形柱は、高さ $H=100 \text{ mm}$ 、幅 $B=300 \text{ mm}$ の同じく辺長比 $B/H=3$ なるもので、できる限り軽量化を図るために、内部はウレタン、表面は厚さ 0.3 mm のアルミニウム板ならびにアルミニウム製の中空シャフトで構成されている。回転シャフトは、図 2 に示すように風洞壁に取付けた軸受、ならびにアームに取付けた 4 本のコイルばねによって支持され、自由に回転振動ができる構造となっている。回転振動の変位は、レーザ変位計によって検出した。また実験に当たっては、流力振動発現の

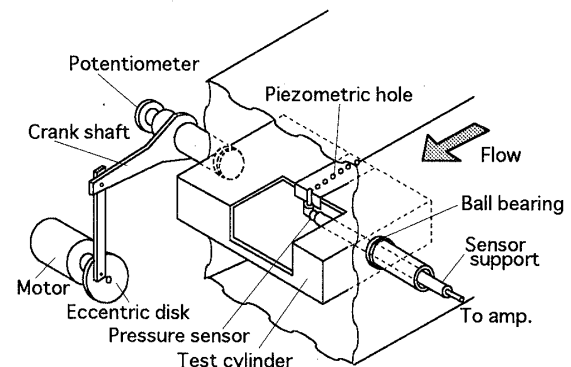


Fig. 1 View of forced-vibration experimental equipment

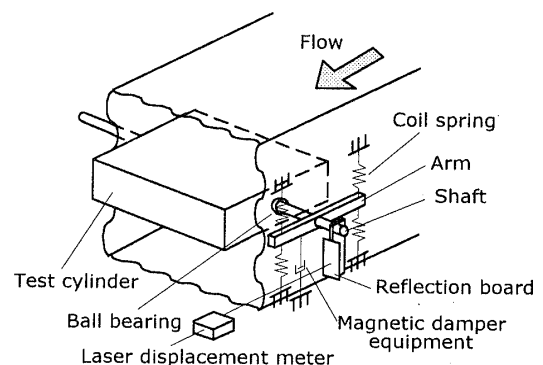


Fig. 2 View of free-vibration experimental equipment

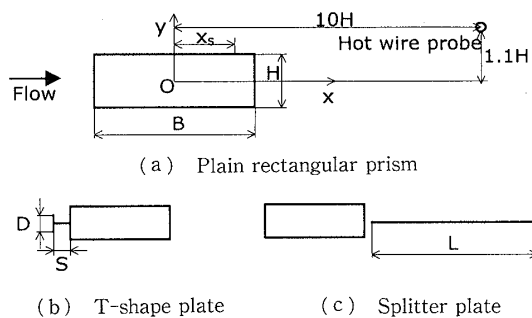


Fig. 3 Coordinate system

要因である前縁はく離渦および後流渦の役割の明確化，ならびにそれらの制御を行うために図3に示すような(a)制御物体がない無制御の場合，(b)前面にT字形プレートを設置して前縁はく離渦の形成を制御した場合，および(c)後面にスプリッタープレートを設置して後流渦の形成を制御した場合の3パターンの矩形柱モデルを採用した。

強制振動実験においては，矩形柱の振幅角 α を $1\sim 5^\circ$ の範囲，振動周波数 f^* を $1\sim 16$ Hz(無次元強制振動周波数 $S_o=0.012\sim 0.30$)の範囲で種々変化させて行った。また矩形柱表面の変動圧力は，各圧力測定孔ごとに強制振動波形を基準信号とし，抽出した各波形を 2π で無次元化した後，約200周期分の位相平均値として求めた。この位相平均された変動圧に基づいて，流体力を算出した。一方，自由振動実験においては，換算流速 $U_r(=U_0/f_c\cdot H)$ を $0\sim 16$ の範囲で種々変化させ，矩形柱に生ずる振動性状を評価した。なお強制振動実験では，主流の速度 U_0 を 6 m/sとし，そのときのレイノルズ数 $Re(=U_0H/\nu)$ は 2.8×10^4 である。また自由振動実験でのレイノルズ数 Re は $6.7\times 10^3\sim 1.1\times 10^5$ の範囲であり，換算減衰パラメータ(スクルートン数) Sc は表1に示すものである。また両実験とも風洞測定部高さ H と矩形柱の幅 B との比，すなわち閉そく比は10%であるが，それに関する補正は行っていない。

4. 結果および考察

4.1 制御物体の最適形状 前縁はく離渦形矩形柱の流力振動は，矩形柱前縁から周期性をもって放出される前縁はく離渦，および後方に形成される後流渦(カルマン渦列)によって誘起される。本研究では，前縁はく離渦の制御はT字形プレート，後流渦の制御はスプリッタープレートを用いて行った。前縁はく離渦を制御するためのT字形プレートの大きさの決定は，以下に示す方法で行った。すなわち矩形柱の流力振動に強くかわる側面変動圧力は，前縁はく離渦によ

Table 1 Natural frequency f_c and Scruton number Sc

	f_c (Hz)	Sc
Plain rectangular prism	9.2	0.029
With T-shape plate	7.8	0.035
With splitter plate	9.2	0.029

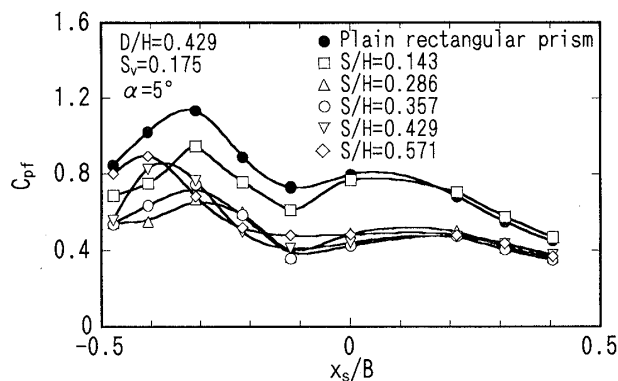
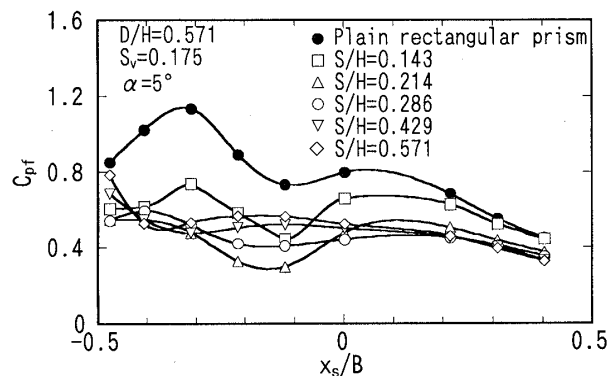
(a) $D/H=0.429$ (b) $D/H=0.571$

Fig. 4 Distribution of fluctuating pressure on side surface

て引き起こされることから⁽⁷⁾，側面変動圧力が最も抑制される場合をもって，T字形プレートの最適形状とした。具体的には，前報⁽⁷⁾で明らかにした側面変動圧力が最も大きくなるロックイン領域での強制振動周波数 $S_o=0.175$ ，振幅 $\alpha=5^\circ$ と一定とし，T字形プレートの幅 $D/H=0.286, 0.429, 0.571$ および 0.714 の四とおりに関して，矩形柱の前面とT字形プレートの間隔 S/H の種々変化させ，側面変動圧力が最も抑制されるものを見いだした。図4は， $D/H=0.429$ および 0.571 における側面変動圧力を示したものである。図4に示す結果を含めて， $D/H=0.571$ ， $S/H=0.214$ で側面変動圧力が最も小さくなることから，この形状を有するT字形プレートを本試験では採用した。

次に後流渦の抑制は，従来から行われているスプリッタープレートを用いて行った。スプリッタープレートの長さ L は，Apeltら⁽⁸⁾あるいはBearman⁽⁹⁾の報告に

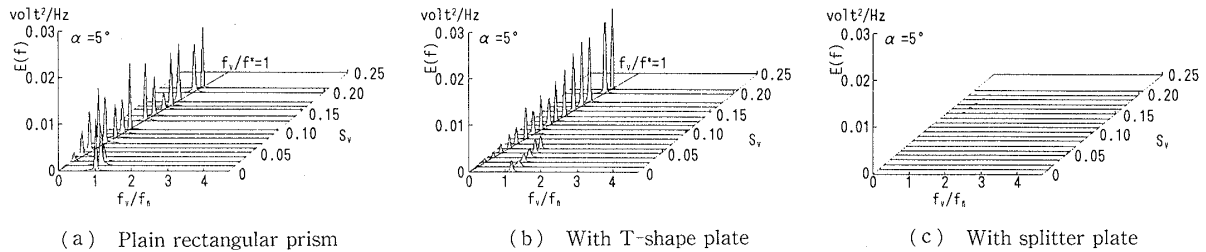


Fig. 5 Power spectrum of fluctuating velocity in wake behind rectangular prism

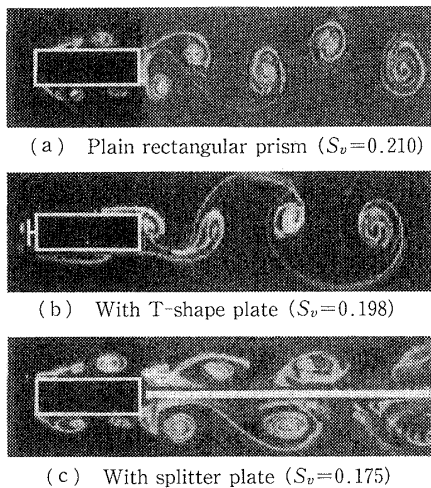


Fig. 6 Visualization of wake flow pattern

基づいて、十分な長さを有する $L/H=10$ とした。図5は、 $\alpha=5^\circ$ 一定とし、強制振動周波数 S_v を変化させた場合における $x/H=10$, $y/H=1.1$ に設置した熱線プローブによって検出された後流の変動速度のパワースペクトル分布を示したものである。図5にはあわせて、無制御ならびにT字形プレートを矩形柱の前面に取付けた場合についても示してある。図5から明らかのように、無制御ならびにT字形プレートを有する場合には明りょうな卓越周波数が存在するが、スプリットプレートを設置した場合には無制御時に見られる顕著な卓越周波数は認められず、周期性を有する後流渦の形成は抑制されていることがわかる。また図6は、前縁はく離渦および後流渦の形成の有無を調べるために、ウラニン色素水を用いて、水路での可視化観測を行った結果を示したものである。この場合のレイノルズ数は 3.6×10^2 であり、風洞実験の 2.8×10^4 に比べて小さいが、水路実験による前縁はく離渦の側面上の位置と風洞実験による側面変動圧の負圧を示す側面上の位置がよく対応していることから¹⁷⁾、定性的な評価をするうえでは問題ないものと考えて行った。いずれも振幅角 $\alpha=5^\circ$ とし、ロックイン領域内での $S_v=0.175 \sim 0.21$ について行った。無制御の場合には

[図6(a)]、前縁はく離渦ならびに後流渦が明りょうに形成されている。しかし、矩形柱前面にT字形プレートを設置した場合には[図6(b)]、後流渦は形成されているが、周期性のある前縁はく離渦の形成は抑制されている。またスプリットプレートを後面に設置した場合には[図6(c)]、前縁はく離渦は形成されているが、交互に放出されるカルマン渦列は完全に抑制され、前縁はく離渦は後方で巻き上がることなく、拡散しながら流下している。これらの結果から、T字形プレートは前縁はく離渦、スプリットプレートは交互に巻き上がる後流渦の発生を抑制することがわかる。

4・2 矩形柱側面の変動圧力の制御 矩形柱の回転振動(ねじれ振動)は、おもに側面に作用する変動圧力によって誘起される¹⁰⁾。本節では、矩形柱を強制的に振動させた場合における側面変動圧力の性状について述べるものとする。図7は、振幅角 $\alpha=5^\circ$ とし、ロックイン領域である $S_v=0.175$ における側面変動圧力の分布を示したものである。あわせて、水路を用いて得られた前縁はく離渦の可視化観測結果を示してある。無制御[図7(a)]およびスプリットプレート[図7(c)]を有する場合には、周期性を有する前縁はく離渦が形成され、側面に沿って流下していることがわかる。また側面上には、前縁はく離渦が位置する場所に強い負圧を有する変動圧力が生じている。一方、矩形柱前面にT字形プレートを設置した場合には、前縁はく離渦の形成は認められず、T字形プレートの先端からはく離した流れは、矩形柱側面に再附着している。その結果変動圧力分布の形状は、無制御あるいはスプリットプレートを有する場合とは、かなり異なったものとなっている。

次に図8は、 $\alpha=5^\circ$, $S_v=0.175$ における側面変動圧力のパワースペクトル分布を示したものである。無制御ならびにスプリットプレートを有する場合には、側面のいずれの位置における変動圧力も明りょうな卓越周波数を有し、周期性をもった前縁はく離渦が形成されていることがわかる。しかし、T字形プレートを

Position	Plain rectangular prism		With T-shape plate		With splitter plate	
	Flow pattern	$\langle C_{pf} \rangle$	Flow pattern	$\langle C_{pf} \rangle$	Flow pattern	$\langle C_{pf} \rangle$
$\theta = 0$						
$\theta = \frac{1}{2}\pi$						
$\theta = \pi$						
$\theta = \frac{3}{2}\pi$						

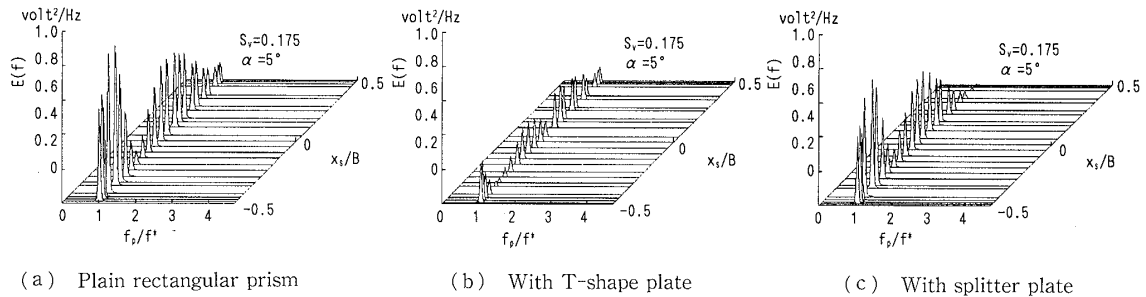
Fig. 7 Relationship between fluctuating pressure coefficient $\langle C_{pf} \rangle$ and position of impinging leading-edge vortex on side surface

Fig. 8 Power spectrum of fluctuating pressure on side surface

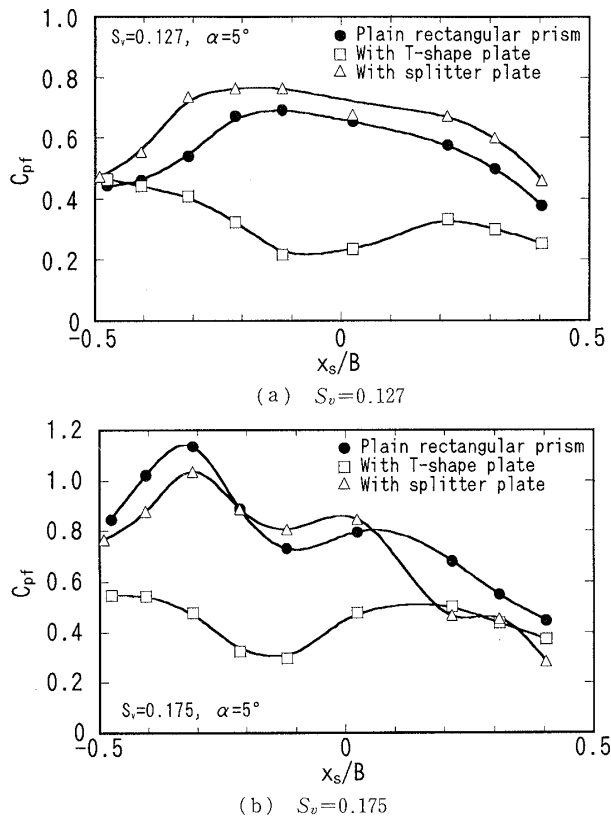


Fig. 9 Distribution of fluctuating pressure on side surface

有する場合には、卓越周波数のレベルは側面全体にわたってかなり小さいものとなっている。前縁付近の圧力変動のスペクトルピークは、T字形プレートからはく離せん断層の交互の再付着、後縁付近のそれは、交互に放出される後流渦によって生ずるものと考えられる。さらに図9は、 $\alpha=5^\circ$ 、 $S_v=0.127$ と $S_v=0.175$ における側面変動圧力の分布を示したものである。まずスプリットプレートで後流渦の発生を抑制した場合、矩形柱後方での前縁はく離渦の交互の巻上がりによる後流渦の形成が明りように認められない $S_v=0.127$ では、無制御の場合とほぼ同様な変化傾向を示しているが、後流渦(カルマン渦列)の形成が明りよになされる $S_v=0.175$ の場合は、矩形柱後縁に近づくにしたがって、無制御の場合に比べてかなり小さな値となっている。このことから、側面の変動圧力は、おもに前縁はく離渦によって生ずるものと考えられる。ただ後縁付近でのそれは、後流渦の影響を強く受けるものと推察される。一方、T字形プレートによって前縁はく離渦の形成を抑制した場合における変動圧力は、いずれも無制御時に比べてかなり小さな値となっている。しかし後縁付近の変動圧力は、形成される後

流渦の影響を受けるために、無制御の場合とほぼ同一の値となっている。また T 字形プレートを有する場合の側面変動圧力は、その先端からはく離れた流れの矩形柱側面への交互の再付着と後流渦による流れの変動のフィードバック効果によって生ずるものと考えられる。

4.3 変動モーメントの制御 矩形柱に発生する変動流体力としては、変動抗力、変動揚力ならびに変動モーメントが考えられる。変動抗力は流れ方向の振動いわゆるインライン振動、変動揚力は流れと直角方向の振動いわゆるクロスフロー振動(曲げ振動)、そして変動モーメントは回転振動(ねじり振動)を矩形柱に発生させる。本研究では矩形柱の回転振動を取扱っていることから、これら変動流体力の中での変動モーメントに注目して論議するものとする。

図 10 は、振幅角 $\alpha=5^\circ$ 一定とし、強制振動周波数 S_v を変化させた場合における変動モーメント係数 C_{Mf} の rms 値を示したものである。 C_{Mf} の算出はポテンシオメータによって得られた強制振動に基づく信号を基準とし、矩形柱側面の各位置の変動圧力 p_f の同期加算平均した変動圧力係数 $\langle C_{pf} \rangle$ [$=1/N \cdot \sum (\langle p_f / 0.5 \rho U^2 \rangle)$, N : 1 周期分の波形の個数] に基づいて行った。すなわち、同期加算平均された変動圧力 $\langle C_{pf} \rangle$ を、等分割した各位相 θ ごとに側面上に沿って積分することによって、次に示す式(1)に基づいて $C_{Mf}(\theta)$ を算出した。

$$C_{Mf}(\theta) = 1/B^2 \cdot \int_{-B/2}^{B/2} \{ \langle C_{pf}(\theta, x_s) \rangle \cdot x_s \}_{\text{upper}} + \{ \langle C_{pf}(\theta, x_s) \rangle \cdot x_s \}_{\text{lower}} dx \quad \dots\dots\dots (1)$$

また変動モーメント係数 C_{Mf} は次式で定義される。

$$C_{Mf} = \{ 1/2\pi \cdot \int_0^{2\pi} [C_{Mf}(\theta)]^2 d\theta \}^{1/2} \quad \dots\dots\dots (2)$$

C_{Mf} は厳密には側面変動圧力に基づくものと、前面お

よび背面の変動圧力に基づくものを加えたものとなる。しかし本論文では辺長比 2 を超えた静止時の矩形柱においては、全変動モーメントに占める前面および背面の変動圧力に基づく変動モーメントは 5% 以下となる⁽¹⁾ことを考慮して、側面の変動圧力のみに限って変動モーメントを算出した。図 10 に示す結果で注目されることの第 1 は、スプリットプレートによって後流渦の形成を抑制した場合、回転振動を誘起する変動モーメント係数 C_{Mf} は、無制御のそれとあまり大きな差異が認められないことである。第 2 は、T 字形プレートによって前縁はく離渦の形成を抑制した場合の変動モーメントは、 S_v の全領域にわたって無制御、あるいはスプリットプレートを有する場合よりも、かなり小さな値となっていることである。これは前縁はく離渦の発生が抑制されることによる側面変動圧力の減少と、側面に沿う変動圧力の位相が変化したことによるものと考えられる。以上の結果から矩形柱の回転振動を誘起する変動モーメントは、おもに前縁はく離渦が寄与しているものと判断される。

次に図 11 は、変動モーメントの大きさを規定する側面上の各位置における変動圧力の位相を示したものである。図 11 に示す位相 ϕ は、矩形柱の前縁に最も近い位置($x_s/B=0.48$)での変動圧力の位相を基準とし、それに対する側面の各位置における変動圧力の位

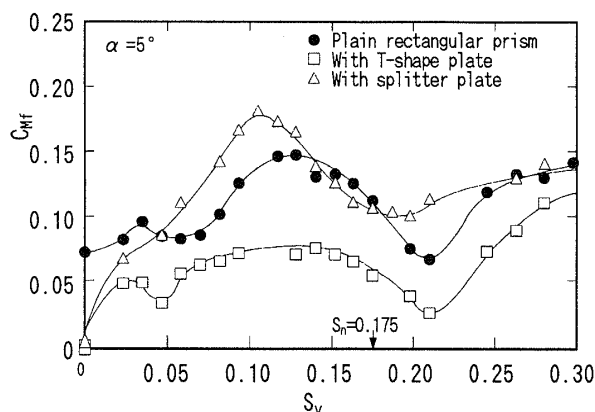
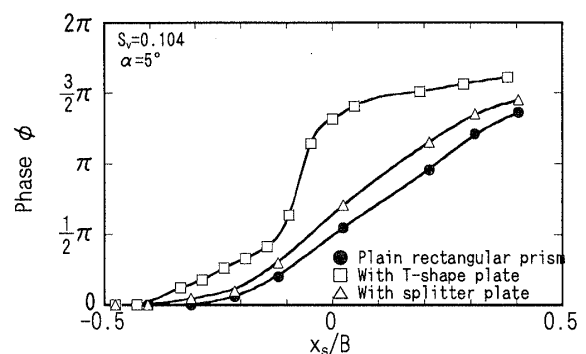
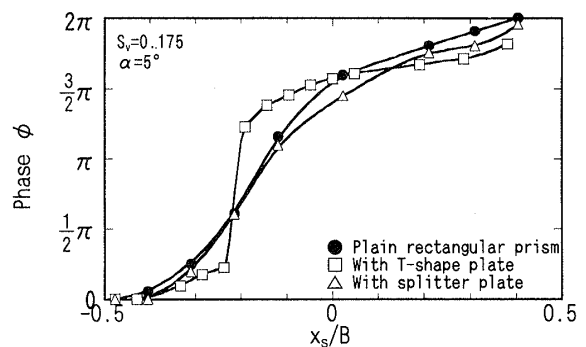


Fig. 10 Variation of fluctuating moment C_{Mf} versus S_v



(a) $S_v=0.104$



(b) $S_v=0.175$

Fig. 11 Phase shift of fluctuating pressure on side surface

相差を示すものである。無制御ならびにスプリットプレート有する場合の両者における位相差 ϕ は、ほぼ同一の値を示し、かつ側面の下流方向にしたがって増加している。これらの位相差 ϕ は、いずれも前縁はく離渦の流下によって生ずるものと考えられる。また両者の変動モーメントに顕著な差異が生じないことは、図9に示す側面変動圧力の大きさ、および図11に示す位相差 ϕ にあまり差異がないことによる。一方、T字形プレートを有する場合、 $x_s/B = -0.2 \sim -0.3$ 付近で位相は急激に変化している。すなわち $x_s/B = -0.2 \sim -0.3$ よりも上流側では $\phi = 0$ なるほぼ同一の位相、そしてそれよりも下流側ではほぼ $3/2\pi$ に近い位相となっている。 $x_s/B = -0.2 \sim -0.3$ 付近で ϕ が急激に変化するの、それよりも上流側ではT字形プレートの先端からはく離せん断層の側面への再付着、そしてそれよりも下流側では後流渦によってそれぞれ側面変動圧力が生じることによるものと考えられる。したがって、T字形プレートを有する場合には、このような側面変動圧力の急激な位相差が変動モーメントを減少させることとなる。

4.4 変動モーメントのなす仕事の制御 矩形柱に生ずる回転振動が発散(負減衰)または収束(正減衰)するのは、流体から受ける仕事に基づく。したがって、回転振動する矩形柱に流体のなす仕事が正(励振力)、あるいは負(減衰力)の仕事かを求めることによって、振動が発散または収束するかの判定ができる。回転振動する矩形柱に流体がなす仕事 W は、変動モーメントと振動振幅の変位との積となる。すなわち、1サイクルの仕事 W は次に示すものとなる。

$$W = \int_{-\alpha}^{\alpha} C_{Mf} \cdot d\alpha \quad \dots\dots\dots (3)$$

図12は、式(3)に基づいて算出された流体のなす仕事 W を示したものである。無制御ならびにスプリ

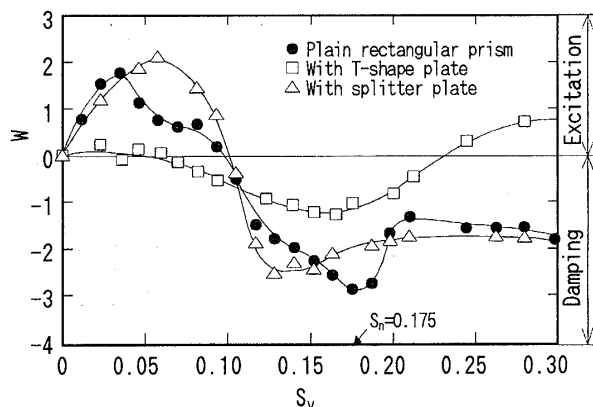


Fig. 12 Work done by fluctuating moment versus S_v

ットプレートを有する場合には、 $S_v = 0.1$ 付近までの変動モーメントのなす仕事は正、 $S_v = 0.1$ を超えると負となっている。したがって、 $S_v = 0.1$ 付近までの矩形柱に発生する振動は負減衰、それを超えると正減衰となる。一方、T字形プレートを有する場合には、 $S_v = 0.06$ 付近までにおける仕事 W はほぼ零となっている。 $S_v = 0.06$ を超えると $S_v = 0.23$ までは仕事 W は負となっている。このことから $S_v = 0.23$ までの範囲ではT字形プレートを有する場合には、振動がたとえ発生したとしても変動モーメントは収束する方向に作用することとなる。このことから矩形柱の前方に設置したT字形プレートは、流力振動を防止するうえで極めて有効な制御手法であると判断される。

4.5 流力振動の制御 図13は、自由振動実験によって得られた無制御時の矩形柱の振動性状を示したものである。あわせて、後流渦の放出周波数 f_v をも示してある。この場合の矩形柱の固有振動 f_c は表1に示すように9.2 Hz、スクリーン数 S_c は0.029である。図13中の縦軸は振動振幅 α のrms値、横軸は U_0 を $f_c \cdot H$ で無次元化した換算流速 U_r をそれぞれ示してある。図13から明らかなように、 $U_r = 3.0$ 付近から生ずる低速ねじりフラッタ、 $U_r = 6.0$ 付近か

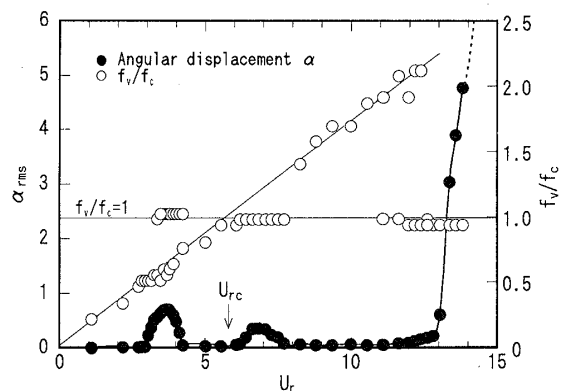


Fig. 13 Angular displacement α and vortex shedding frequency f_v versus U_r

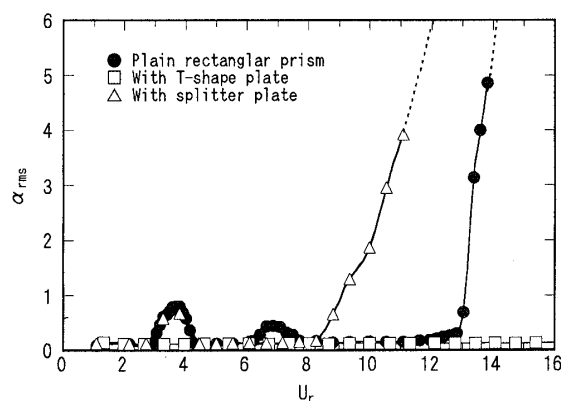


Fig. 14 Angular displacement α versus U_r

ら生ずる渦励振, そして $U_r=12.0$ 付近から生ずる高速ねじりフラッタの三つの流力振動が発生している⁽¹²⁾. 低速ねじりフラッタならびに渦励振の流力振動は, 収束しているが, 高速ねじりフラッタは発散していることがわかる. また流力振動の発生時における後流渦は, いずれも矩形柱の振動周波数である固有振動数に同期した周波数をもって形成されている.

次に図 14 は, T 字形プレートならびにスプリットプレートによって, それぞれ前縁はく離渦および後流渦の発生を抑制した場合における流力振動性状を示したものである. まずスプリットプレートによって後流渦の発生を制御した場合には, 渦励振の発生は抑制されるが, 低速ならびに高速ねじりフラッタは発生している. 特に理由は明確ではないが, 高速ねじりフラッタの発現風速 U_r は 8.0 付近となっており, 無制御のそれ ($U_r=12.0$) よりもかなり小さな U_r で発生することが注目される. 一方, T 字形プレートによって前縁はく離渦の発生を制御した場合には, 低速ならびに高速ねじりフラッタ, および渦励振のいずれの流力振動の発現も抑制されている. このことから矩形柱の流力振動を防止するためには, 前縁はく離渦の発生を抑制することが最も効果的であると結言される. なお本実験では, 風洞の性能から $U_r=16$ 付近までしか行っていないが, T 字形プレートをもった矩形柱において, これ以上の U_r において高速ねじりフラッタの発現があるかどうかの検討は, 今後の研究課題である.

4・4 節の強制振動実験において, 発現した流力振動が収束するか発散するかは, 矩形柱に作用する変動モーメントのなす仕事 W によって評価できることを明らかにした. 図 15 は, 無制御ならびにスプリットプレートを有する場合における低速ねじりフラッタ, 渦励振および高速ねじりフラッタの発現領域における流体のなす仕事 W を, 強制振動実験をもって再現して求めたものである. 実験に当たっては, 回転振動の振幅角 α が小さい場合 (5° 以内) には, α に無関係に仕事 W は同一の特性を有することから⁽⁷⁾, いずれも振幅角 α を 5° と一定として行った. 図 15 から明らかなように低速ねじりフラッタおよび渦励振の発現領域での仕事 W はいずれも負 (正減衰), 高速ねじりフラッタでのそれは正 (負減衰) となっており, 図 13 および図 14 に示す自由振動実験での矩形柱の振動性状とよい対応を示している. したがって, 流力振動の発散あるいは収束は, 強制振動実験で再現し, 流体力に基づく仕事 W を求めることによって評価できることとなる.

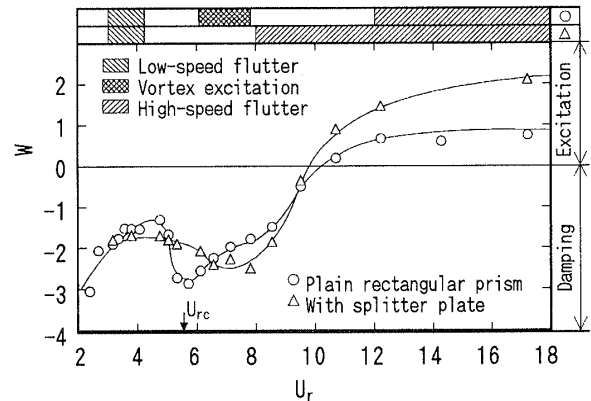


Fig. 15 Work done by fluctuating moment versus U_r

5. 結 論

(1) 後流渦の影響を受ける矩形柱後縁付近以外での側面上の変動圧力は, 前縁から周期性をもって放出される前縁はく離渦によって生ずる.

(2) 矩形柱の流力振動を誘起させる前縁はく離渦および後流渦は, 前縁はく離渦は T 字形プレート, 後流渦はスプリットプレートによって, それぞれ制御できる.

(3) 矩形柱に回転振動を発現させる変動モーメントは, 後流渦を制御するスプリットプレートでは, 無制御の場合とあまり差異はない. しかし, 前縁はく離渦を制御する T 字形プレートを設置した場合は, 無制御に比べて大幅に減少することから, 矩形柱の流力振動は, おもに前縁はく離渦によって誘起される.

(4) 矩形柱の回転振動時における変動モーメントのなす仕事 W は, 無次元強制振動周波数 S_v に対して正となる領域が存在し, その領域では振動は発散する. しかし, T 字形プレートによって前縁はく離渦の発生を抑制した場合には, $S_v=0.23$ までの領域では仕事 W は負となり, 振動は収束する.

(5) 無制御の矩形柱に関して自由振動実験を行った結果, 換算流速 U_r に対して, 振動が収束する低速ねじりフラッタおよび渦励振, そして発散する高速ねじりフラッタの三つのタイプの流力振動が生ずる.

(6) 無制御の矩形柱に発現する流力振動のうち, 後流渦の発生を抑制したスプリットプレートでは渦励振, T 字形プレートでは低速ならびに高速ねじりフラッタ, および渦励振の発現が抑制でき, 流力振動防止には前縁はく離渦の形成を抑制する T 字形プレートが最も有効である.

最後に, 本研究は文部省科学研究費補助金基盤研究 (C) (No. 10650156) により行われたものである. ここに記して謝意を示す.

文 献

- (1) 岡島厚, 機論, **65**-635, B(1999), 2190-2195.
- (2) 中口博・橋本貴久裕・武藤真理, 日本航空学会誌, **16**-168 (1968), 1-5.
- (3) Bearman, P. W. and Trueman, D. M., *Aeronaut. Q.*, **23**-3 (1972), 229-237.
- (4) Naudasher, E. and Wang, Y., *J. Fluid Struct.*, **7**(1993), 341-373.
- (5) Nakamura, Y., *Trans. Jpn. Soc. Aero. Space Sci.*, **36**-114 (1994), 476-488.
- (6) Nakamura, Y. and Hirata, K., *J. Fluid and Struct.*, **5** (1991), 165-183.
- (7) 坂本弘志・羽二生博之・高井和紀・小畑芳弘, 機論, **62**-599, B(1996), 2541-2549.
- (8) Apelt, C. J. and West, G. S., *J. Fluid Mech.*, **71**-1 (1975), 145-160.
- (9) Bearman, P. W., *J. Fluid Mech.*, **21**-2 (1965), 241-255.
- (10) Kubo, Y., Hirata, H. and Mikawa, K., *J. Wind Eng. Ind. Aero.*, **41**(1992), 1297-1308.
- (11) 坂本弘志・羽二生博之・小林圭史, 機論, **55**-516, B (1989), 2310-2317.
- (12) 中村泰治, 機論, **61**-585, C(1995), 1757-1762.