

# 小型アクチュエータによるはく離流と発生音の能動制御

著者	菊地 聡
学位授与機関	Tohoku University
URL	<a href="http://hdl.handle.net/10097/55168">http://hdl.handle.net/10097/55168</a>

# 博士學位論文

論文題目 小型アクチュエータによるはく離流と  
発生音の能動制御

提出者 東北大学大学院工学研究科

機械知能工学 専攻

学籍番号 8D5

氏名 菊地 聡

指 導 教 官	太田 照和 教授
審 査 委 員 (○印は主査)	○ 太田 照和 教授 1 井上 督 教授 2 小濱 泰昭 教授 3 福西 祐 助教 4 _____ 教授



- 備考(1) 外国人留学生は、国籍を記入すること。  
(2) 履歴事項は、大学入学から年次にしたがって記入すること。  
(3) 博士課程の修了年月日は、学位記授与式年月日を記入すること。

①  
平成10年度

博士学位論文

小型アクチュエータによる  
はく離流と発生音の能動制御

東北大学大学院工学研究科

機械知能工学専攻

菊地 聡

## 目 次

主な記号		1
第1章	緒 論	2
1.1	流体騒音 .....	2
1.2	音の制御 .....	5
1.3	はく離流れの制御 .....	6
1.4	本研究の目的, 概要 .....	6
第2章	振動プレートおよび振動ワイヤによるはく離流の制御	9
2.1	緒 言 .....	9
2.2	実験装置および測定方法 .....	11
2.2.1	供試体 .....	11
2.2.2	振動プレート制御装置 .....	12
2.2.3	振動ワイヤ制御装置 .....	13
2.2.4	測定方法 .....	14
2.2.5	データの処理方法 .....	14
2.3	実験結果および考察 .....	16
2.3.1	速度分布および速度変動のrms分布 .....	16
2.3.2	振動プレート制御装置による流れ場の制御 .....	16
2.3.2.1	速度変動波形 .....	16
2.3.2.2	アンサンブル平均した速度変動のコンター図 ..	17
2.3.2.3	制御周波数による違い .....	19
2.3.3	振動ワイヤ制御装置による流れ場の制御 .....	20
2.3.4	制御による発生音の変化 .....	22
2.4	結 言 .....	23
	図 .....	24

第3章	圧電フィルムによる後ろ向きステップを過ぎる流れの制御	56
3.1	緒言	56
3.2	実験装置および測定方法	57
3.2.1	実験装置	57
3.2.2	圧電フィルム制御装置	57
3.2.3	測定方法とデータ処理方法	59
3.3	実験結果および考察	60
3.3.1	流れの可視化による再付着点位置の測定	60
3.3.2	高さ方向の速度分布	60
3.3.3	速度変動の周波数解析	61
3.3.4	速度変動波形	62
3.3.5	速度変動の分布	62
3.3.6	主流速度の影響	64
3.3.7	圧電フィルムの幅による速度変動の変化	64
3.4	結言	66
	図	67
第4章	キャビティ上の流れと音の制御	96
4.1	緒言	96
4.2	実験装置および測定方法	97
4.2.1	実験装置	97
4.2.2	制御装置	97
4.2.3	測定方法およびデータ処理方法	97
4.3	実験結果および考察	99
4.3.1	平均速度変動およびrms分布	99
4.3.2	速度変動の周波数解析	100
4.3.3	速度変動波形	102
4.3.4	アンサンブル平均した速度変動のコンター図	103
4.3.5	発生音の周波数解析	104
4.3.6	制御による発生音の変化	105

---

4.3.7	同程度の強さの2つのピークが存在する場合 .....	106
4.3.8	発生音と流れの2次元性との関係 .....	107
4.4	結 言 .....	109
	図 .....	110
<b>第5章</b>	<b>結 論</b> .....	<b>137</b>
5.1	振動プレートおよび振動ワイヤによる流れの制御 .....	137
5.2	圧電フィルムによる流れと音の制御 .....	138
5.3	実用化に向けての今後の課題 .....	140
	文 献 .....	142
	謝 辞 .....	146

## 主な記号

$f_c$	: 制御周波数
$f_f$	: 速度変動の周波数
$f_{fp}$	: 速度変動のピーク周波数
$f_s$	: 発生音の周波数
$H_c$	: キャビティの深さ
$H_s$	: ステップの高さ
$L_c$	: キャビティの幅
$Re_h$	: ステップの高さ $H_s$ を基準にしたレイノルズ数 $= U_\infty H_s / \nu$
$S_p$	: L字型アルミプレートのスパン方向の幅
$S_{pf}$	: 圧電フィルムのスパン方向の幅
$S_w$	: 永久磁石のスパン方向の設置間隔
$St_c$	: キャビティの幅 $L_c$ を基準にしたストローハル数 $= f_{fp} L_c / U_\infty$
$T$	: 時間
$U_\infty$	: 主流速度
$u$	: $x$ 方向速度
$\bar{u}$	: $x$ 方向の時間平均速度
$u'$	: $x$ 方向速度変動成分 $= u - \bar{u}$
$\langle u' \rangle$	: 条件付抽出を用いてアンサンブル平均した $x$ 方向速度変動
$x$	: 主流方向位置
$x_{rt}$	: ステップから再付着点位置までの距離
$y$	: 平板表面から垂直方向位置
$z$	: スパン方向位置
$\alpha$	: 主流方向に対する平板の傾斜角
$\nu$	: 空気の動粘度



# 第1章 緒 論

## 1.1 流体騒音

笛の音や強風時の電線のうなり音のように固体の振動ではなく空気の流れの変動が原因で発生する音は一般に流体騒音と呼ばれている。流体騒音は空気の流れの変動が局所的に強い圧力変動を生じ、それが音源となり発生するものである。この流体騒音は様々な分野で問題化しつつある。身近な生活環境における例としてはダクト内を流れる空気の発生する音や、各種ファンの周期的な騒音などが上げられる。乗用車においてもエンジンの静粛化に伴い風切り音の低減が次に解決すべき重要な課題になりつつある。また、流体騒音は速度の6乗または8乗に比例して大きくなることから流れが速くなるにつれ急速に大きくなる傾向がある。そのため、新幹線に代表される高速列車においては高速化を妨げる極めて重大な要因として問題化しつつある。

この流体騒音の予測に関する理論的研究は、Lighthill<sup>[1]</sup>により連続式と運動量の式から次の波動方程式が導かれたことに始まる。

$$\frac{\partial^2 \rho}{\partial t^2} - a_0^2 \nabla^2 \rho = \frac{\partial^2 T_{ij}}{\partial x_i \partial x_j} \quad (1)$$

ここで  $a_0$  は音速,  $\rho$  は密度であり,  $T_{ij}$  は次式で表されるライトヒルの応力テンソルである。

$$T_{ij} = \rho_0 v_i v_j + \delta_{ij} \{p - a_0^2 \rho\} - \tau_{ij} \quad (2)$$

ここで  $v_i$  は  $x_i$  方向速度,  $\rho_0$  は大気密度,  $p$  は圧力,  $\tau_{ij}$  は粘性応力テンソル,  $\delta_{ij}$  はクロネッカーのデルタである。(1)式に湧き出し吸い込みなどによる質量変化による音源項と固体表面の振動などにより流体に働く力による音源項を加え変形すると次の(3)式が得られる。

$$\frac{1}{a_0^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} - \frac{\partial^2 p}{\partial x_i \partial x_j} = \frac{\partial m}{\partial t} - \frac{\partial f_i}{\partial x_i} + \frac{\partial^2 T_{ij}}{\partial x_i \partial x_j} \quad (3)$$

ここで  $m$  は単位体積, 単位時間当たりの生成質量,  $f_i$  は単位体積当たりに働く力である. この (3) 式は, 湧き出し吸い込みなどによる質量変化は単極音源となり, 固体表面の振動などにより流体に働く力は2重極音源, 流れの変動に伴う応力  $T_{ij}$  は4重極音源になることを表している.

固体境界が無く十分な遠距離場であるという条件の下で (3) 式を解くと次式が得られる.

$$p(\mathbf{x}, t) = \frac{1}{4\pi x} \int \left[ \frac{\partial m}{\partial t} \right] dy - \frac{x_i}{4\pi a_0 x^2} \int \left[ \frac{\partial f_i}{\partial t} \right] dy + \frac{x_i x_j}{4\pi a_0^2 x^3} \int \left[ \frac{\partial^2 T_{ij}}{\partial t^2} \right] dy \quad (4)$$

(4) 式において流れの代表速度を  $V$  として,  $m \sim V$ ,  $f_i \sim V^2$ ,  $T_{ij} \sim V^2$ ,  $\partial/\partial t \sim V$  とすると (4) 式の右辺の各項は  $V^2, V^3, V^4$  の大きさとなり, 音の強さ ( $I \propto p^2$ ) は単極音源が  $V^4$ , 2重極音源が  $V^6$ , 4重極音源が  $V^8$  に比例した大きさになることがわかる.

その後, Curle<sup>[2]</sup>により流れの中に物体が存在する場合へのこの Lighthill の方程式の適用が行われ,  $m=0$ ,  $f_i=0$  の場合の解は (5) 式になることが示された.

$$p(\mathbf{x}, t) = \frac{x_i x_j}{4\pi a_0^2 x^3} \int_{\sigma} \left[ \frac{\partial^2 T_{ij}}{\partial t^2} \right] dy - \frac{x_i}{4\pi a_0 x^2} \int_s \left[ \frac{\partial F_i}{\partial t} \right] ds \quad (5)$$

ここで  $F_i = (p\delta_{ij} - \tau_{ij})n_j$  であり,  $n_i$  は固体境界面の法線ベクトルである. この (5) 式の右辺の第1項は流れの変動に伴う発生音を, 第2項は固体境界面の存在による発生音を表している. これより流体中から発生する音が流速の8乗に比例して大きくなる4重極音源であるのに対し, 物体表面上に分布する圧力の変動は流速の6乗に比例して大きくなる2重極音源となっているのがわかる. この結果, 低速流では壁面の圧力変動が原因の2重極音源が支配的であり, 高速流になると4重極音源が支配的となる<sup>[3]</sup>.

このように低速流においては流体騒音の主な音源は壁面での圧力変動であることが明らかになっており, この壁面での圧力変動を作り出しているのは壁面付

近の流体運動にほかならないことから、壁面付近での速度変動あるいは渦度変動に注目することで流体騒音発生原因の解明およびその制御方法の開発を進めることができるものと考えられる。

流れと物体の相互作用により大きな流体騒音が発生し、それが問題となることが多いため、流れ場の中に物体を置いた場合の流体騒音に関する数多くの研究<sup>[4] [5]</sup>がなされている。最近のものとしては、坂尾ら<sup>[6]</sup>の正方形断面流路内に半球を設置した際に、半円球の後端を切り落とすと音が減少することから、はく離点の振動が流体騒音の発生に主要な役割を果たしていることを示した研究、小池ら<sup>[7]</sup>の平板上の突起や前向きステップで発生する音と圧力変動および速度変動との関連を調べた研究、飯田ら<sup>[8]</sup>の円柱後流の静圧変動と円柱表面の圧力変動を調べ、流体騒音が渦の大きさに依存することを明らかにした研究などがある。

発生音が渦生成へ影響を及ぼすフィードバック機構が存在する流れ場では、渦生成周期が固定されるため強い音圧レベルのピークが現れる。笛などの楽器類はこの機構が存在する。そのためキャビティ流れなど明確なフィードバック機構の存在する流れ場での音の研究<sup>[9] [10]</sup>も多い。Hardinら<sup>[9]</sup>はキャビティ音の計算を直接数値シミュレーションで行っている。また、望月ら<sup>[10]</sup>は半径の異なる2つの円柱を流れ方向にならべて設置し、渦放出に起因する流体騒音の解析を行い、発生音の強さが2円柱間のフィードバック機構のために2円柱間の距離に応じて周期的に変化することを明らかにした。高橋ら<sup>[11] [12]</sup>は、まず平板後縁でのエッジ騒音の理論的研究を行って一般解を求め、さらに平板後縁エッジと平板前縁エッジが連続する流れ場を考え、両エッジでの速度変動の位相差が $(n+1/4)$ の場合に強い音圧レベルのピークを生むことを明らかにした。この結果はCurle<sup>[13]</sup>の噴流中の平板前縁でのエッジトーンの観測結果と一致している。

その他の音と流れに関する研究としては、流れによる音波の吸収を調べた研究<sup>[14]</sup>や流れによる音波の散乱を調べた研究<sup>[15]</sup>などもある。

## 1.2 音の制御

このような流体騒音を減少させるために、音を制御する試みも近年盛んになっている。

音の減少のための制御方法の一つとしてスピーカにより逆位相の音を重ね合わせることで音を減らす方法<sup>[16]</sup>があり、実際に自動車の車内、飛行機の機内、ダクトの騒音低減に使われた例もある。しかしこの方法では開放された空間において全体的に音を減少させることは難しく、また必要とする投入エネルギー量も多い。

次に流れ場を変化させることで流体騒音を減少させる試みが挙げられる。物体と流れの相互干渉が起きると大きな音が発生することが知られていることから、流れの中に翼をおいた場合を取り上げ、その騒音を減少させる研究が多数なされている。Simonichら<sup>[17]</sup>は渦中の翼の後縁フラップをモーターにより回転方向に動かす装置で、翼の上流に設置した熱線流速計により渦の通過を測定し、その信号を用いたリアクティブ制御を行い10dB以上の騒音減少を確認した。Kousenら<sup>[18]</sup>はタービン内の動翼と静翼の干渉音を理論と直接計算から求め、静翼表面を駆動することで音圧レベルが減少することを確かめた。また、Nakashima<sup>[19]</sup>は噴流中の翼の後縁フラップを圧電素子で主流方向に駆動し、マイクロフォンで測定した音圧変動を用いたリアクティブ制御を行うことで7dBの騒音減少を確認している。このように、流れ場の様相を変化させ音源である圧力変動を弱くすることにより流体騒音を減少させることを示した研究例は多数ある。しかしその多くの場合、大きなエネルギーの投入を必要としている。

### 1.3 はく離流れの制御

流れ場の制御の方に注目すると、古くから流体抵抗低減を目的として非常に多くの研究がなされている。最近のはく離を制御することを目的とする研究としては、清水ら<sup>[20]</sup>の鈍頭円柱前縁ではく離を円柱前縁のスリットから擾乱を入れることで制御し、はく離泡の大きさを制御できることを示した研究、西岡ら<sup>[21]</sup>の迎え角を持つ平板翼前縁ではく離を外部から音を入射することにより制御した研究などが挙げられる。せん断層の渦を制御することを試みた研究としては、Blevins<sup>[22]</sup>の円柱後流に発生するせん断層の渦周波数を音により制御する研究などがある。数値シミュレーションによるせん断層制御の研究としては、変動を与えることで渦の合体個数や混合層の成長を制御できることを示したInoue<sup>[23]</sup>の研究や、3次元渦糸法によりスパン方向に異なる擾乱を与えることで混合層の渦をスパン方向に変化させることが可能であることを示した研究<sup>[24]</sup>などが注目される。また、T-S波を音により制御する研究<sup>[25]</sup>や吹き出しや吸い込みを用いて流れ場を制御する研究も多くなされている。いずれの場合も最近の傾向として、音とか微小な吸い込み吹き出しなど流れの外乱受容性を積極的に利用して小さなエネルギーで制御しようとする効率性にも配慮した傾向の研究が多くなっている。

### 1.4 本研究の目的, 概要

本研究は、流体騒音の低減を目的として、流体騒音の発生原因の速度変動（渦度変動）の制御を試みるものである。この研究では次のアイデアに基づき流体騒音の低減を試みることを目的としている。

「はく離流の周期的な速度変動自身を押さえ込むことは困難であると考えられる。しかしその位相を制御し、スパン方向に異なる位相で流れが変動するようにすることができれば、流体騒音の直接の発生原因となっている壁面での圧力変

動の位相もスパン方向に異なったものとなるはずである。そうなると、壁面に位相の異なる音源が並んだ状態となり、遠方においては発生音は互いに打ち消し合い、発生音が小さくできるものと期待できる。」

以上が本研究の根幹をなすアイデアである。この方法では位相を制御するのみであるため、はく離自体を押さえ込むのに比べ与える擾乱が弱くて済む可能性があり、エネルギー的にも有利であることが期待できる。

制御方法としては、エネルギー的には音を使用し流れの外乱受容性を利用する方法が有利と考えられるが、音を使う方法ではスパン方向に制御の位相を変化させることが難しい。そのため、小型のアクチュエータを用いることにより受容性が高い部位に音を入れるのと同様の効果をもたらすと同時に、スパン方向に制御の位相を変えることができるようにしている。受容性が高い部位に音を入れるのと同様の効果をもたらすために、ステップやキャビティの角で速度変動を流れに導入した。その際、速度変動も圧力変動も渦度変動も流れに導入されているが、圧力変動は瞬時に消え、速度変動は慣性によってのみ保持されるが連続式を満たすべく作られる圧力場によって無くなりやすい。しかし、渦度変動を弱くする要因は主として粘性によるものだけである。変動を導入するための制御装置としては圧電素子によりプレート駆動する振動プレート制御装置、電磁誘導を利用する振動ワイヤ制御装置、平板表面に貼りつけた圧電フィルムで擾乱を導入する圧電フィルム制御装置の3種類を用いている。

本論文の構成は：

第2章において振動プレート制御装置および振動ワイヤ制御装置により、流れ場が不安定なせん断層となる前向きステップおよび後ろ向きステップの流れ場を制御する実験を行い、制御装置としての能力を評価する。

第3章において圧電フィルム制御装置を用いて後ろ向きステップのはく離流の制御を行い、主流速度や圧電フィルム幅などを変化させ、どのような条件において

流れの制御が可能であるかを調べる.

第4章において, 圧電フィルム制御装置でキャビティ上の流れの制御を行い, キャビティでの流体騒音の変化を調べ, 流れ場と発生音の関係を明らかにする.

第5章は結論である.

## 第2章 振動プレートおよび振動ワイヤ によるはく離流の制御

### 2.1 緒言

Curle<sup>[2]</sup>の理論より壁面での圧力変動により流体騒音が発生することは明らかであり、壁面の圧力変動は流れの変動によって生じる。このため主流速度が同じでも流れの変動が小さければ発生する音も小さくなることになる。特に物体表面近傍での流れのはく離に伴う圧力変動は大きな流体騒音の発生を引き起こすことからはく離の制御は研究対象としての重要性が高い。本章の実験では、前向きステップや後ろ向きステップを対象に、そこで発生するはく離流の位相の制御を試みる。

本章は、はく離流の制御を目的としているが、本論文が流体騒音減少を念頭においているために、本章においてもスパン方向に反対の符号の速度変動が並ぶ流れ場を作り上げることを目標に置く。これは第1章に記述した通りはく離流の速度変動の位相がスパン方向に異なる位相となれば壁面での圧力変動もスパン方向に異なる位相となり、スパン方向に位相の異なる音源が並ぶこととなり、発生音が打ち消し合って弱くなるであろうという考えに基づいている。その様な流れ場を作り出すためには、スパン方向に位相の異なる擾乱を与えることが必要である。そこで本章では、L字型のアルミプレートをその先端がステップから突き出すように平板内部に設置し、それを圧電素子により主流方向に振動させる振動プレート制御装置と、ステップの角に設置したエナメル線を電磁誘導により振動させる振動ワイヤ制御装置の2つの制御装置で流れの制御を試みている。圧電素子による流れの制御の研究は境界層内の縦渦を圧電素子で駆動される梁で制御する試み<sup>[26]</sup>などがあるが、まだ端緒についたばかりで研究例も少ない。また振動



ワイヤによる制御は, 加藤ら<sup>[27]</sup>の T-S 波をスパン方向に異なる位相で作り出した例を除けばほとんどない.

本章では, はく離流の位相の制御を上記の2種類の制御装置で試み, 流れ場への影響を調べる. またその制御結果が発生音の減少につながりうるかの観点からこれらの制御装置の評価を行う.

## 2.2 実験装置および測定方法

実験には東北大学流体科学研究所の小型低乱風洞を使用した<sup>[28]</sup>. 図2-1にその風洞の概略を示す. ノズル吹き出し部は対面距離293mmの正八角形となっており, 使用した開放型測定部での乱れ強さの最小値は $U_\infty \cong 15\text{m/s}$ 付近において約0.1%である. 本章の測定はすべて主流速度 $U_\infty = 10\text{m/s}$ で行った(ステップ高さを基準としたレイノルズ数 $Re_h$ が6600).

### 2.2.1 供試体

図2-2に供試体の概略を示す. まず図2-2(a)の前向きステップモデルの説明をみると, 供試体の寸法は全長535mm, 幅250mmであり, ステップは平板前縁より250mmの位置にある. ステップの高さ $H_s$ は10mmとなっておりステップの前方で発達する境界層の厚さ(約3mm)よりも十分大きな値となっている. 制御装置の都合上, 圧電素子や永久磁石などを供試体内部に設置しなければならないため, 供試体はステップ上流部で10mm, ステップ下流部で20mmの厚みがあり, 供試体前縁で流れがはく離しやすいものとなっている. そこで供試体の傾斜角 $\alpha$ を $5^\circ$ として風洞に設置することで, 前縁部での流れのはく離を防いでいる. また, 平板後縁からの大規模渦の発生を抑えるために, 後縁を斜めに切り落してある. 平板の側方には流れの2次元性を保つために側板を設置した.

図2-2(b)の後ろ向きステップモデルは前向きステップモデルの前縁と後縁を入れ替えたものである. そのため, 全長は535mm, 幅250mmであり, 高さ10mmの後ろ向きステップが平板前縁より285mmの位置にある. 後ろ向きステップモデルも前向きステップモデルと同様に傾斜角 $\alpha = 5^\circ$ で設置され, 側板が取り付けられている.

座標系は図2-2に示すように取っている. 原点 $o$ はステップのスパン方向の中央, 下流側平板表面上とし, 主流方向に $x$ 軸, 高さ方向に $y$ 軸, スパン方向に $z$ 軸と

した。

### 2.2.2 振動プレート制御装置

本章では、振動プレート制御装置と振動ワイヤ制御装置の2種類の制御装置を用いてスパン方向に異なる位相の変動を流れに導入した。まず、振動プレート制御装置の説明を行う。プレートの駆動には圧電素子（TOKIN製NLA 5×5×18）を使用した。圧電素子の型番5×5×18は圧電素子の各辺の寸法をあらわしており、圧電素子の形状は側面が5mm×5mmの正方形で長さが18mmの四角柱である。この圧電素子は電圧の印加によりすべての辺の長さが変化するが、主として18mmの長さ方向の変化が大きく、ここではその長さ方向の変化をプレートの振動に利用する。

圧電素子を平板表面に対して垂直になるように設置し、平板表面を直接振動させることで、圧電素子の設置してあるスパン方向位置の速度変動の制御は可能であるものの、圧電素子間の領域については速度変動を制御するのが難しいとの報告がある<sup>[29]</sup>。その経験を踏まえて、本研究では厚さ1mm、スパン方向の長さ $S_p$ が30mmのL字型のアルミ製プレートをスパン方向に隙間のないように並べ、圧電素子で主流方向に振動させることでステップの角で変動を流れの中に導入するように改良を施した。その制御装置の概略図を図2-3に示す。なお、わかりやすくするため断面図は高さ方向に拡大して示している。図2-3(a)が前向きステップの図、図2-3(b)が後ろ向きステップの図である。図2-3の断面図に示すように、L字型プレートの垂直面には圧電素子が接着剤で固定されており、水平面の先がステップの角となり主流方向に振動することで変動が流れの中に導入される。圧電素子は平板内の柱に固定されており、圧電素子の変形分だけプレートがステップより出入りする。L字型プレートの上の平板表面には0.3mmと非常に薄いアルミ平板を使用している。また、圧電素子を振動させていない時のプレートのステップ垂直面からの突き出し量は0.3mmとした。このプレートを図2-3(a)(b)のようにス

パン方向に6枚並べた。その際プレート間の隙間が無いように注意を払って設置した。すべての場合で隣り合う圧電素子を異なる位相で振動させることが可能になるように隣り合うプレートを異なる信号(ch0とch1)で制御している。ch0とch1の信号の位相を独立して制御することにより隣り合うプレートを異なる位相で振動させることができ、ステップの角においてスパン方向に異なった位相の擾乱を与えることが可能なシステムとなっている。圧電素子の駆動制御は、コンピュータからの信号をD/A変換して制御信号を作り、ローパスフィルタを介して信号を滑らかにした後、高速電圧増幅器(NF ELECTRONIC INSTRUMENTS製4020)を用いて増幅し、圧電素子に100V<sub>p-p</sub>程度の交流電圧を印加することで行った。その際に用いた信号は正弦波である。圧電素子の振動の振幅は5 $\mu$ mで一定とし、振動周波数は最大10kHzまで可変となっている。圧電素子の振動のモードを示したのが図2-4である。圧電素子の振動パターンとしては、圧電素子をすべて同じ位相で振動させた同位相モード制御、および隣り合う圧電素子を半波長ずれた位相で振動させた交互位相モード制御の2種類を用いた。なお、交互位相モードはch1の制御信号の位相をch0に対して180°ずらすことで実現している。制御周波数による変化を調べる場合以外では、制御周波数 $f_c$ は流れに最も影響を与えた周波数とし、前向きステップでは800Hz、後ろ向きステップでは400Hzである。その周波数での電力投入量は前向きステップの800Hzで約60W、後ろ向きステップの400Hzで約35Wである。

### 2.2.3 振動ワイヤ制御装置

流れに擾乱を与えるもう一つの制御装置として振動ワイヤ制御装置を用いた。図2-5にその概略を示す。ワイヤには線径0.3mmのエナメル線を用い、そのワイヤはステップの角に設置されている。その際、ワイヤの振動による発生音が無いように注意深く位置決めを行った。ワイヤは40mm毎にセロハンテープで20mmずつ固定されており、3つの可動部分に分割されている。可動部分は $z$ 座標位置

で  $z = -80\text{mm} \sim -40\text{mm}$ ,  $-20\text{mm} \sim 20\text{mm}$ ,  $40\text{mm} \sim 80\text{mm}$  となっている。ワイヤにはファンクションジェネレータからの一定周波数 (600Hz) の正弦波信号を増幅器で増幅して作られた交流電流が流される。その最大電流を 2A として実験を行った。この際、ワイヤのみでは抵抗が小さすぎて電流が流れすぎるので、セラミック抵抗 ( $1.65 \Omega \times 2$ ) をワイヤに対して直列に接続している。また、平板内部にはワイヤの可動部分に相当する位置に磁束密度 1250Gauss の永久磁石 ( $40\text{mm} \times 8\text{mm} \times 12\text{mm}$ ) が設置され、ワイヤに対し垂直に磁界がかけられる。この磁界と交流電流によってワイヤに周期的に電磁力が生じ、ワイヤが振動しステップの角の位置で変動が流れの中に導入される。この制御装置での投入電力量は約 14W であり、振動プレート制御装置と比較して少ないものになっている。図 2-6 の同位相モード制御のように永久磁石の極の向きをすべて等しくするとワイヤのすべての可動部分は同じ位相で振動し、図 2-6 の交互位相モード制御のように中央の永久磁石の極の向きを逆にすると中央の可動部分のワイヤのみが  $180^\circ$  ずれた位相で振動する。

#### 2.2.4 測定方法

速度場の測定には定温度型熱線流速計を用い、プローブにはシングルプローブを用いた。得られた信号は、エイリアシングを防ぐために A/D 変換のサンプリング周波数 (10kHz) の半分の遮断周波数 (5kHz) のローパスフィルタを通した後、A/D 変換ボードを介してコンピュータに取り込まれ、ハードディスクに記録される。その際、後述のアンサンブル平均処理を行うために、熱線流速計により測定された速度信号とともに、同時刻の圧電素子の制御信号または振動ワイヤの制御信号を記録している。また発生音の測定にはステップ上方 45cm に設置したマイクロフォンを用いた。

### 2.2.5 データの処理方法

測定されたデータは条件付抽出法を用いたアンサンブル平均により解析を行った。基準信号の角振動数を $\omega$ としたとき、ある位置 $\vec{x}$ における物理量 $g$ の各位相( $\omega t$ )毎のアンサンブル平均は次式のように定義される。

$$\langle g(\vec{x}, \omega t) \rangle = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N g(\vec{x}, \omega t + 2i\pi) \quad (6)$$

$$(-\pi \leq \omega t < \pi) \quad (7)$$

処理をする信号の中に存在する基準信号とは異なる周波数の変動成分は、アンサンブル平均の過程において打ち消され、アンサンブル平均後には基準信号に同期した変動だけが抽出される。

条件付抽出の基準信号には ch0 の圧電素子の制御信号を用い、アンサンブル平均回数は 1000 回とした。

## 2.3 実験結果および考察

### 2.3.1 速度分布および速度変動のrms分布

前向きステップモデルで熱線流速計を  $x$ - $y$  面内でトラバースして測定した局所平均流速  $\bar{u}$  と速度変動のrms値の分布を図2-7に示す。局所流速  $\bar{u}$  および速度変動のrms値は主流速度  $U_\infty$  で無次元化して示している。なお、熱線流速計では流速の絶対値が測定されてしまうため、逆流も正の速度として図に現れてしまう。図2-7(a)の局所流速分布を見ると、ステップではく離のため壁面付近の平均流速はステップ位置の  $x/H_s = 0$  から急速に減速し、 $x/H_s = 0.7$  付近で最小値となり、その後徐々に加速している。壁面から少し離れた位置ではステップを乗り越えるために加速領域が  $x/H_s = 1.0$  付近に現れている。一方、図2-7(b)の速度変動のrms値の分布を見ると  $x/H_s = 2.5$  の位置に最も速度変動が大きい領域が存在することがわかる。また速度変動が強い領域は強い速度勾配の存在する領域とほぼ一致している。

後ろ向きステップでの同様の図を図2-8に示す。図2-8(a)の局所流速分布を見ると  $y/H_s = 1.0$  のステップ位置からコンター線の集中する領域があるが、これはステップ角から生じるせん断層を表しており、このせん断層は下流に行くに連れ壁面に近づいていく。壁面付近に注目すると、ステップのすぐ下流ではほとんど速度を持たず、下流に行くに連れて徐々に加速していく。また、前向きステップの結果に見られた加速領域は後ろ向きステップでは見られない。図2-8(b)の速度変動のrms分布を見ると速度変動の大きい領域は局所流速のせん断層の位置とほぼ重なることがわかる。

### 2.3.2 振動プレート制御装置による流れ場の制御

#### 2.3.2.1 速度変動波形

熱線流速計で測定した速度変動波形の1例を図2-9に示す。熱線流速計からの速度変動波形を同時刻の制御信号とともに示している。この図からは制御信号

と速度変動の位相との関係がわかりにくいので、この制御信号を基準信号として速度変動波形を条件付抽出し、アンサンブル平均処理を行った。その結果を図2-10、図2-11に示す。図2-10は前向きステップの結果であり、測定位置は  $x/H_s = 1.5$ 、 $y/H_s = 0.4$  における  $z/S_p = 0.5$  と  $-0.5$  のスパン方向に離れた2点であり、隣り合うプレートそれぞれの中央の下流に相当する位置である。プレートの振動周波数  $f_c$  は 800Hz であり、この周波数は流れが最も敏感に反応した周波数である。図2-10(a)の同位相モード制御の結果を見るとスパン方向の2点で速度変動の位相は揃っている。一方、図2-10(b)の交互位相モード制御の結果を見るとスパン方向の2点で速度変動の位相が  $180^\circ$  ずれたものとなっている。この結果から、速度変動の位相はその上流のプレートの振動に同期していることがわかる。

図2-11は後ろ向きステップの結果である。測定点は  $x/H_s = 1.5$ 、 $y/H_s = 1.1$  の  $z/S_p = -0.33$  と  $0.33$  であり、前向きステップの場合と同様に隣り合うプレートの下流である。プレート振動周波数は  $f_c = 400\text{Hz}$  であり、この周波数は、前向きステップの場合と同様に流れが最も敏感に反応した周波数である。後ろ向きステップにおいても同位相モード制御でほぼ同じ位相の速度変動が、交互位相モード制御では  $180^\circ$  ずれた位相の速度変動が現れている。すなわち後ろ向きステップにおいても速度変動はその上流のプレートの振動に追随していることが確認できた。

### 2.3.2.2 アンサンブル平均した速度変動のコンター図

図2-10、図2-11より速度変動が上流のプレートの振動に同期していることがわかったが、そのプレート振動の影響が  $y$  方向にどのように広がっていくのか、また速度変動のスパン方向の分布がどのようになっているかを調べた。

図2-12は前向きステップで  $f_c = 800\text{Hz}$  において測定した  $z/S_p = -0.5$  の  $x$ - $y$  面内のアンサンブル平均した速度変動  $\langle u' \rangle / U_\infty$  のコンター図である。ステップ位置である  $x/H_s = 0$  から速度変動のパターンが現れ、 $y$  方向に広がっていくのがわか



る. 速度変動の大きい位置は  $y/H_s$  が 0.5 以下の部分であり, 図2-7(a)において等速度コンター線が  $y$  方向に密になっているせん断層の部分と一致する. また, 速度変動のパターンは壁面付近で曲がったものとなっており, 壁面付近と壁面から離れた位置では速度変動の符号が逆になっている. 図2-12(a)の同位相モード制御と図2-12(b)の交互位相モード制御では速度変動の符号が逆になっているが速度変動のパターン自身に違いは見られない. 速度変動が逆になった理由は, スパン方向の測定位置が ch1 のプレートの下流であり, 交互位相制御モードでは ch1 の制御信号の位相を  $180^\circ$  ずらしており, ch0 の制御信号の方を基準信号として条件付抽出したためである.

図2-13に後ろ向きステップの場合の結果を示す. ステップから入れた擾乱が流下するにつれ上下方向に広がりながら成長していくのがわかる. 同位相モード制御と交互位相モード制御で違いは見られない. この場合は ch0 のプレートの下流なので符号も反転しない. また, 前向きステップの場合と比べて速度変動の強い領域が大きく広がっている点が注目される. これは, 後ろ向きステップの方が  $y$  方向の速度勾配の大きい領域が広いために起こると考えられる.

次に図2-12, 図2-13より速度変動を  $y$  方向に微分し,  $-\partial \langle u' \rangle / \partial y$  を求めた.  $-\partial \langle u' \rangle / \partial y$  はスパン方向に軸を持つ渦度の支配的な項である. それを前向きステップの場合にコンター図として示したのが図2-14であり, 後ろ向きステップの結果が図2-15である. 渦度変動は速度勾配の大きいせん断層に沿って成長しており, 渦度変動の成長はステップの位置で導入された変動が渦層を制御周波数に相当する波長でロールアップさせた結果であることがわかる. 図2-12, 図2-13に見られた速度変動のパターンはこのロールアップした渦層が誘導した速度にほかならない.  $-\partial \langle u' \rangle / \partial y$  のパターンを  $\langle u' \rangle$  のパターンと比較すると, パターンの高さ方向位置はずれているが, パターンの形状はほぼ等しくなっている. 特に非圧縮流に置いては, 境界層および主流が定常であるとき, 渦度変動を伴わない

速度変動は生じ得ないので、速度変動のパターンを調べることは渦度のパターンを調べることと同じ意味を持っている。

前向きステップにおいて  $f_c = 800\text{Hz}$  の時に  $y/H_s = 0.35$  で測定した  $x$ - $z$ 面内の速度変動  $\langle u' \rangle / U_\infty$  のコンター図を図2-16に示す。横軸はステップ高さで無次元化した  $x$  方向位置を、縦軸はプレート幅で無次元化した  $z$  方向位置を示している。この図はステップから下流の平板部分を上から見下ろしていることに当たる。図2-16(a)の同位相モード制御の結果を見るとスパン方向に同じ符号の速度変動が並んでいる。また図2-16(b)の交互位相モード制御の場合には、 $z/S_p = 0.0, 1.0, 2.0$  のプレートの境界位置で速度変動の符号が反転しておりスパン方向に  $180^\circ$  ずれた位相の速度変動が並んでいる。このようにステップ角で振動するプレートにより前向きステップからのはく離流の速度変動の位相をスパン方向に同じ位相にすることも、スパン方向に  $180^\circ$  ずれた位相にすることも可能であることが示された。

図2-17に後ろ向きステップモデルにおいて  $f_c = 400\text{Hz}$  で制御した場合の  $x$ - $z$ 面のコンター図を示す。測定面は  $y/H_s = 1.1$  であり、この図は見ている面の高さはステップ上流壁面よりもわずかに高い位置の  $x$ - $z$  面であり、ステップよりも下流の部分を平板上方から見ていることに相当する。結果を見ると、同位相モード制御ではスパン方向に揃った速度変動が、交互位相モード制御ではスパン方向に位相の  $180^\circ$  ずれた速度変動が現れており、この場合にも速度変動の制御ができていくことがわかる。

### 2.3.2.3 制御周波数による違い

次に制御周波数を変化させることでコンター図に現れる速度変動パターンがどのように変化するかを調べた。まず、前向きステップモデルにおいて制御周波数  $f_c$  を  $200\text{Hz}$  から  $1800\text{Hz}$  の範囲で変化させて測定を行った。その結果をアンサンブル平均処理し、速度変動のコンター図として示した図が図2-18である。 $f_c =$

200Hz では同位相モード制御も交互位相モード制御もうまく行っておらず, 得られた速度変動も非常に弱いものである.  $f_c = 400\text{Hz}$  から同位相モード制御でスパン方向に速度変動の位相が揃ってきており, 速度変動も強くなっている. しかし交互位相モード制御でもスパン方向に位相の揃ったパターンが現れており制御が成功していない.  $f_c = 600\text{Hz}$  から交互位相モード制御でスパン方向に位相の  $180^\circ$  ずれた速度変動が現れ, 同位相モード制御, 交互位相モード制御どちらの場合も制御が成功していることがわかる. この後, 周波数を高くしていても  $1000\text{Hz}$  までは制御がうまく働く. さらに周波数を高くしていくと速度変動の組織的パターンは乱れ始め, 制御が不完全になる. この結果から前向きステップでは制御可能な周波数範囲は  $f_c = 400\text{Hz}$  から  $f_c = 1000\text{Hz}$  であることが明らかとなった.

次に後ろ向きステップの結果を図2-19に示す. ここでは制御周波数  $f_c$  を  $200\text{Hz}$  から  $1000\text{Hz}$  の範囲で変化させた.  $f_c = 200\text{Hz}$  では同位相モード制御で同位相の速度変動が現れているが, 交互位相モード制御でも同位相の速度変動が現れており, 制御ができていないことがわかる.  $f_c = 300\text{Hz}$  と  $400\text{Hz}$  では制御ができていく.  $f_c = 600\text{Hz}$  ではステップ付近では制御できているが下流へいくと速度変動の組織的パターンが乱れてきており制御がうまく行っていない. それ以上の高周波数になると制御が不完全で, 変動も弱いものとなっている. この結果から後ろ向きステップにおいては制御可能な周波数範囲は  $f_c = 300\text{Hz}$  から  $f_c = 400\text{Hz}$  であり前向きステップと比較してかなり低周波側に寄った, 狭い範囲であることがわかった. 低周波側に寄る理由としては後ろ向きステップの方が前向きステップと比較してステップ下流での平均速度が遅いためであると考えられる.

### 2.3.3 振動ワイヤ制御装置による流れ場の制御

次に, 振動ワイヤ制御装置を用いて流れ場の制御を試みた. アンサンブル平均した速度変動の  $x$ - $y$ 面コンター図の前向きステップの場合を図2-20に示す. 振動

ワイヤ制御装置の場合, 制御周波数  $f_c$  は 600Hz で一定とし測定を行った. 結果を見るとステップから導入した擾乱が成長しながら流下して行くのがわかる. また, 振動プレート制御装置と比べてステップ付近ですでに  $y$  方向に広く影響が伝わっている. これはプレートは主流方向へ振動していたのに対して, ワイヤは  $y$  方向に振動していることが影響しているものと考えられる.

後ろ向きステップの場合の同様の結果を図 2-21 に示す.  $y/H_s = 1.0$  以上では速度変動のパターンが整然と並んでいるが,  $y/H_s = 1.0$  以下では乱れている. また速度変動の振幅の強い領域は下流に行くにつれ壁面付近へ移動して行くのがわかる.

次に,  $x$ - $z$ 面内で測定した速度変動をアンサンブル平均した結果を示す. 測定高さは振動プレート制御装置を用いた測定と同じく前向きステップでは  $y/H_s = 0.35$ , 後ろ向きステップでは  $y/H_s = 1.1$  である. 図 2-22 に前向きステップの結果を, 図 2-23 に後ろ向きステップの結果を示す. 縦軸は永久磁石の  $z$  方向設置間隔  $S_w = 60\text{mm}$  で無次元化しており, ワイヤの可動部分は  $z/S_w = -1.33 \sim -0.67, -0.33 \sim 0.33, 0.67 \sim 1.33$  である. これらの図を見てわかるようにワイヤを振動させることで, ワイヤの可動部分の下流においては同位相モード制御でスパン方向に同じ位相の速度変動が, 交互位相モード制御ではスパン方向に反対の符号の速度変動が存在しており, 制御が成功していることがわかる. しかしながら, ワイヤの固定部分 ( $z/S_w = -0.67 \sim -0.33, 0.33 \sim 0.67$ ) では速度変動の位相があいまいなものになっているのがわかる. このようにワイヤの可動部の下流の速度変動の位相を制御することはできたが, ワイヤの固定部の下流の速度変動の位相はあいまいなものになってしまった. この現象は前述の加藤ら<sup>[27]</sup>の T-S 波を振動ワイヤで制御した場合には見られず, はく離流特有のものと考えられる. このように振動ワイヤ制御装置ではワイヤ固定部分に問題があることがわかった. 図 2-22 と図 2-23 では主流速度は  $U_\infty = 10\text{m/s}$  であったが, 主流速度を速くしていくと前向きステップ,

後ろ向きステップどちらの場合も制御ができなくなった。

#### 2.3.4 制御による発生音の変化

流れから発生する音を測定するため、マイクロフォンを  $x = 90\text{mm}$ ,  $y = 450\text{mm}$ ,  $z = 0\text{mm}$  の位置に設置した。図2-24に振動プレート制御装置を用いた場合において発生音を周波数解析した結果を示す。実線が交互位相モード制御で制御した場合、破線が制御を行っていない場合の結果である。結果を見ると、前向きステップ、後ろ向きステップどちらの場合も制御を行った場合には制御周波数である  $800\text{Hz}$  のピークとその高調波が現れている。これは風洞を止めた状態でも観測される圧電素子自体が発生している音であり、この音のため制御により流体騒音が減少しているかどうかはわからなかった。このため振動プレート制御装置は流体騒音の減少には適していないという結論となった。

図2-25に振動ワイヤで制御した場合の発生音の変化を示す。振動ワイヤ自身の発生音はマイクで測定できない程度であるが、図2-25のように前向きステップ後ろ向きステップどちらの場合も発生音の減少は見られない。これは振動ワイヤ制御装置で流れの制御が可能な条件が前向きステップ、後ろ向きステップどちらの場合においても自然状態での発生音が小さい主流速度が比較的遅い場合に限られ、その変化が本実験装置では測定できなかったためである。

## 2.4 結 言

圧電素子により駆動されるプレートと振動ワイヤ装置により前向きステップおよび後ろ向きステップではく離流を制御する実験的研究を行ない以下の知見を得た。

- (1) 振動プレート制御装置で、前向きステップのはく離流、後ろ向きステップのはく離流のどちらも制御可能である。その結果スパン方向に同じ位相の速度変動パターンを作り出すことも、スパン方向に  $180^\circ$  ずれた位相の速度変動パターンにすることも可能である。
- (2) 振動プレート制御装置で前向きステップのはく離流の制御可能な周波数範囲は  $400\text{Hz}$  から  $1000\text{Hz}$  であり、後ろ向きステップでは  $300\text{Hz}$  から  $400\text{Hz}$  である。このように前向きステップよりも後ろ向きステップの方が制御可能な周波数範囲は低周波数側に寄っており、周波数範囲が狭いことがわかった。
- (3) 振動ワイヤ装置において、前向きステップ、後ろ向きステップともワイヤの可動部の下流の速度変動の位相の制御は可能であった。しかし、ワイヤの固定部分の下流の速度変動の位相はあいまいなものとなってしまうことがわかった。

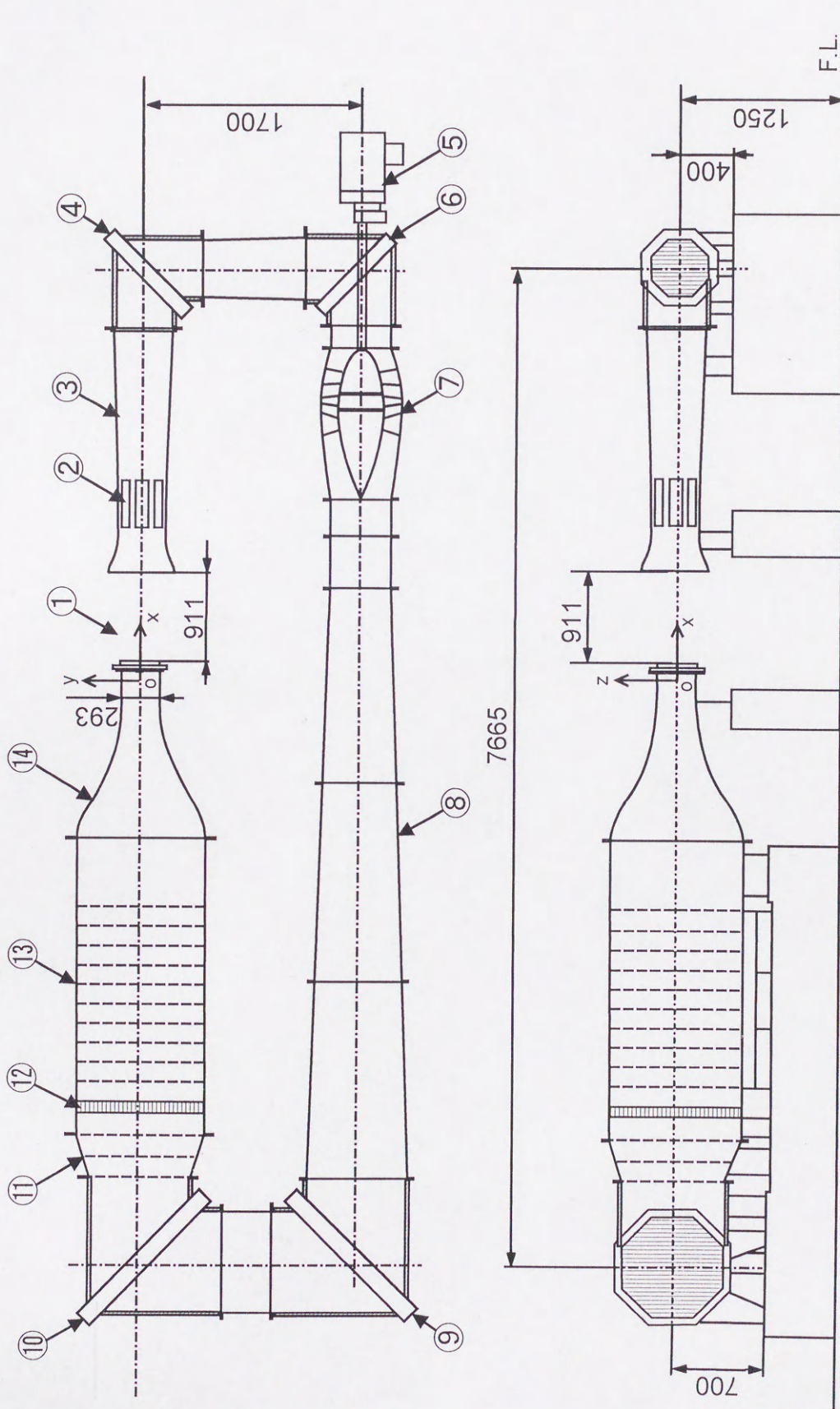
振動プレート制御装置では圧電素子自体からの発生音が大きく流体騒音の制御には適さないことがわかった。また振動ワイヤ装置では制御可能な風速が低いものに限られ、流体騒音の制御を目的としたはく離流の制御には向かないことがわかった。これらの問題から本章では制御による流体騒音の減少は確認できなかった。

## 図の表題

- 図2-1 小型低乱風洞の概略
- 図2-2 供試体の概略および座標系
- 図2-3 振動プレート制御装置の概略
- 図2-4 振動プレート制御装置の制御モード
- 図2-5 振動ワイヤ制御装置
- 図2-6 振動ワイヤ制御装置の制御モード
- 図2-7 前向きステップ流れの平均速度分布および速度変動の rms 分布
- 図2-8 後ろ向きステップ流れの平均速度分布および速度変動の rms 分布
- 図2-9 速度変動波形の例
- 図2-10 アンサンブル平均した速度変動波形  
(振動プレート, 前向きステップ)
- 図2-11 アンサンブル平均した速度変動波形  
(振動プレート, 後ろ向きステップ)
- 図2-12 アンサンブル平均した速度変動のコンター図  
(振動プレート, 前向きステップ,  $x-y$ 面)
- 図2-13 アンサンブル平均した速度変動のコンター図  
(振動プレート, 後ろ向きステップ,  $x-y$ 面)
- 図2-14 渦度変動の支配的な項  $-\partial \langle u' \rangle / \partial y$  のコンター図  
(振動プレート, 前向きステップ,  $x-y$ 面)
- 図2-15 渦度変動の支配的な項  $-\partial \langle u' \rangle / \partial y$  のコンター図  
(振動プレート, 後ろ向きステップ,  $x-y$ 面)
- 図2-16 アンサンブル平均した速度変動のコンター図  
(振動プレート, 前向きステップ,  $x-z$ 面)
- 図2-17 アンサンブル平均した速度変動のコンター図  
(振動プレート, 後ろ向きステップ,  $x-z$ 面)
- 図2-18 振動周波数による速度変動の変化 (前向きステップ)

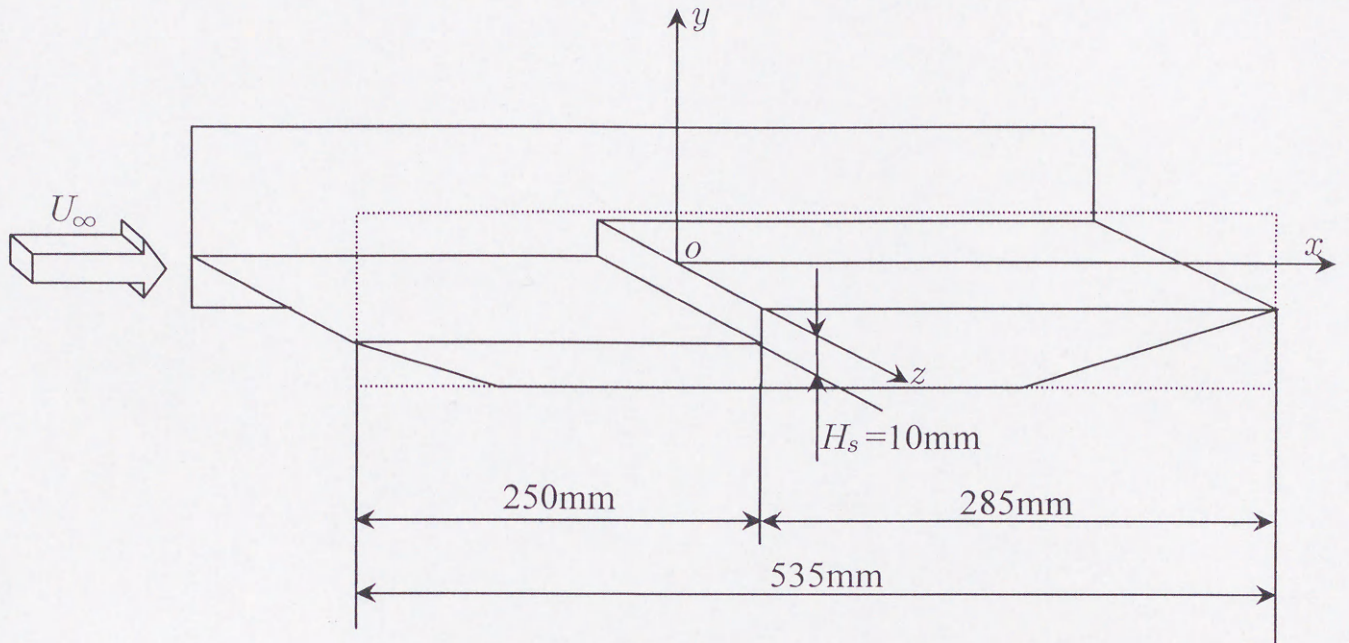
- 図 2-19 振動周波数による速度変動の変化 (後ろ向きステップ)
- 図 2-20 アンサンブル平均した速度変動のコンター図  
(振動ワイヤ, 前向きステップ,  $x-y$ 面)
- 図 2-21 アンサンブル平均した速度変動のコンター図  
(振動ワイヤ, 後ろ向きステップ,  $x-y$ 面)
- 図 2-22 アンサンブル平均した速度変動のコンター図  
(振動ワイヤ, 前向きステップ,  $x-z$ 面)
- 図 2-23 アンサンブル平均した速度変動のコンター図  
(振動ワイヤ, 後ろ向きステップ,  $x-z$ 面)
- 図 2-24 発生音の制御による変化 (振動プレート)
- 図 2-25 発生音の制御による変化 (振動ワイヤ)



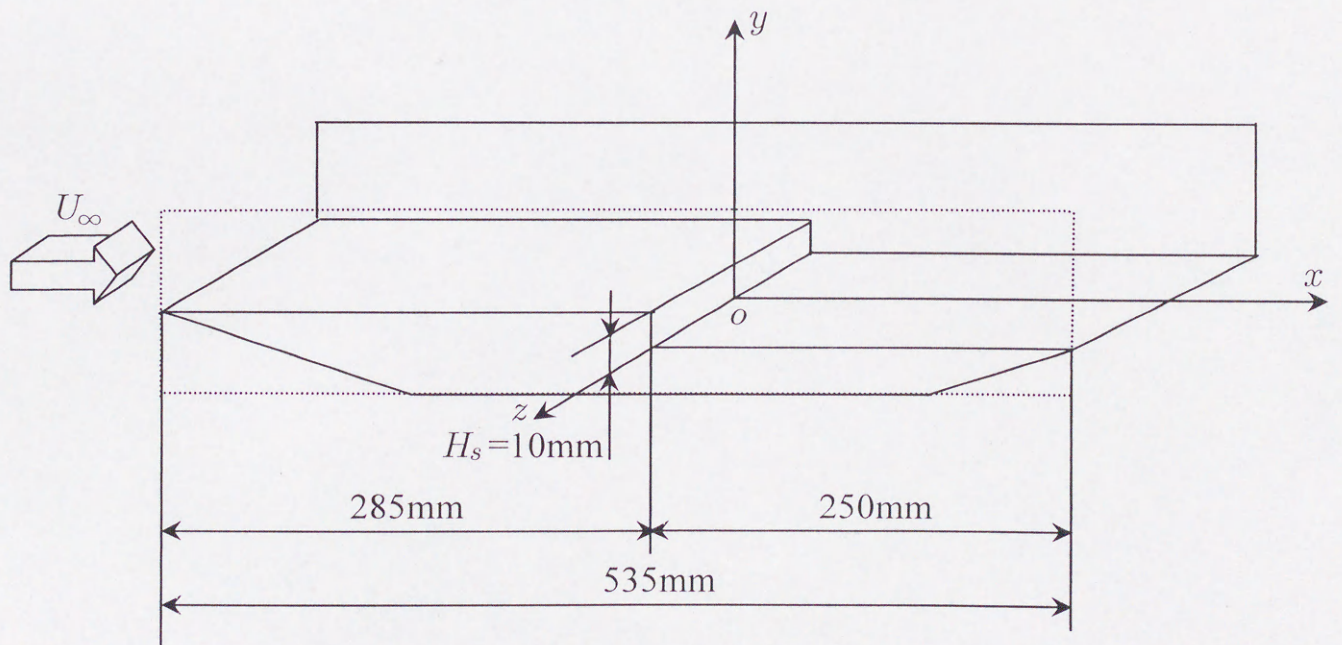


1. 開放型測定部 2. ブリッザ 3. 第1デیفューザ 4. 第1偏流部 5. 直流電動機  
 6. 第2偏流部 7. 軸流送風機 8. 第2デیفューザ 9. 第3偏流部 10. 第4偏流部  
 11. 広角度デیفューザ 12. ハニカム 13. 整流金網 14. 収縮ノズル

図2-1 小型低乱風洞の平面図及び側面図

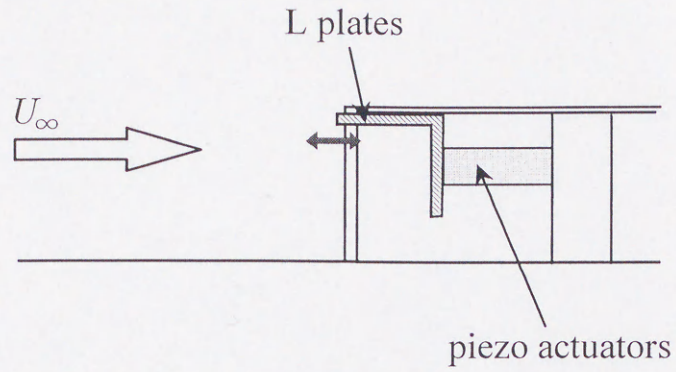


(a) forward facing step model

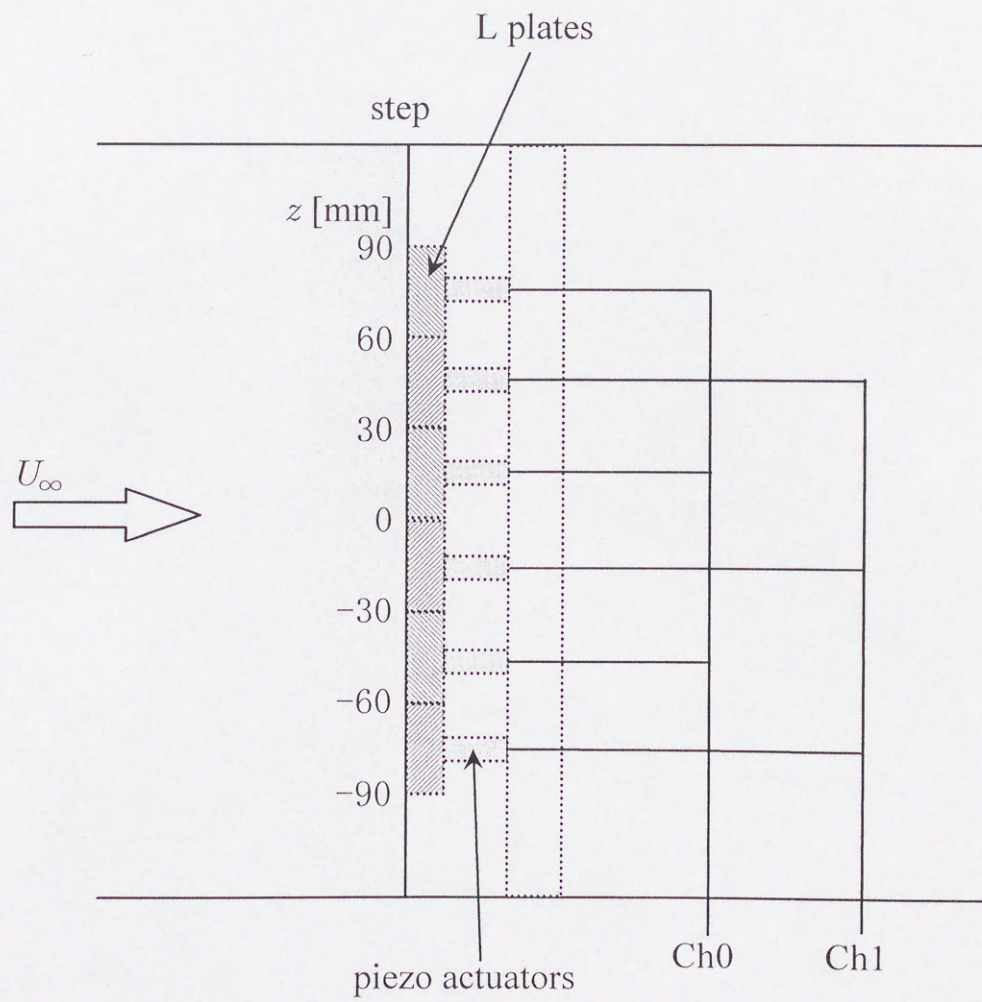


(b) backward facing step model

図 2-2 供試体の概略および座標系

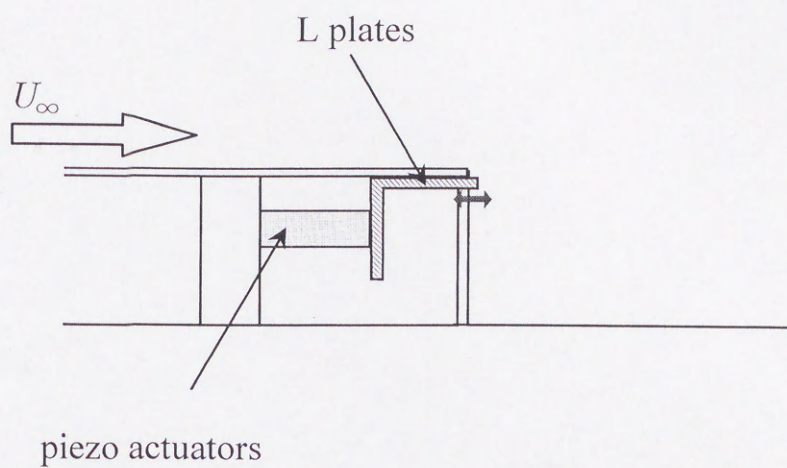


(I) cross sectional view

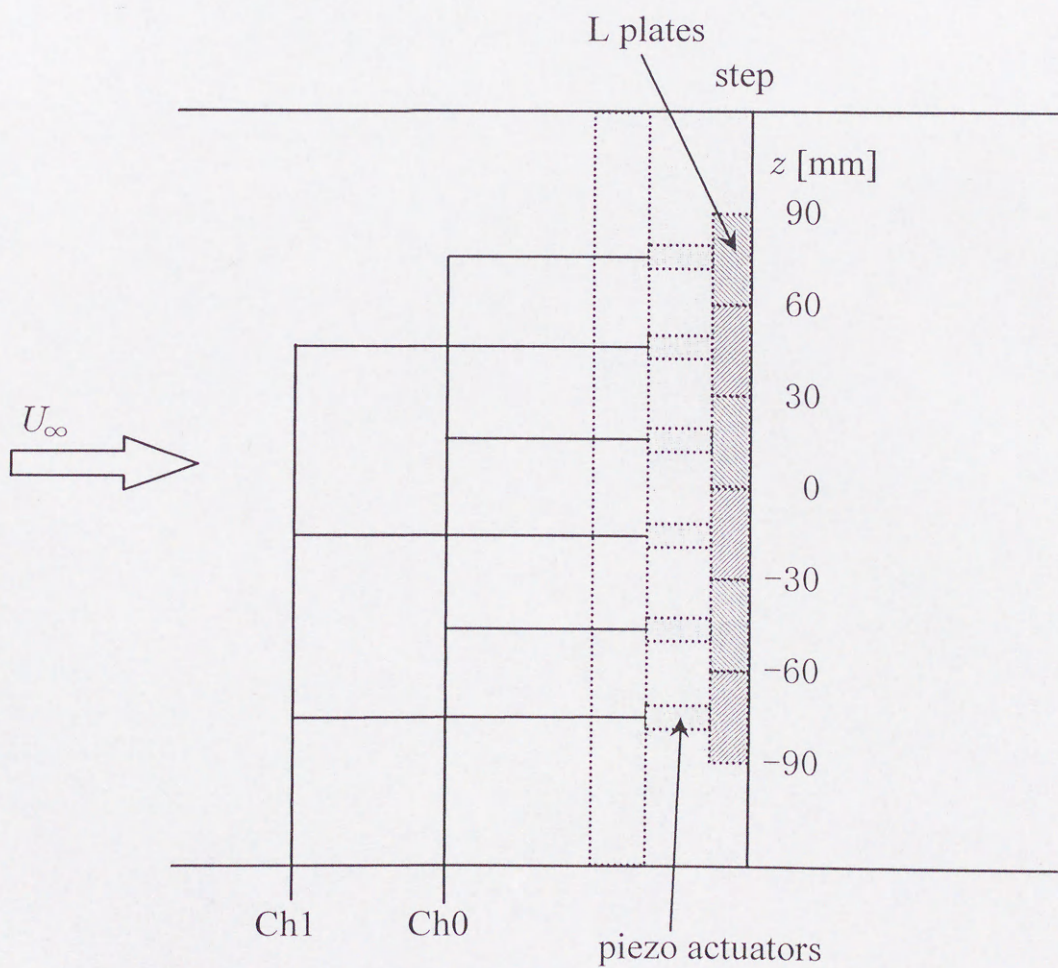


(II) top view

図2-3(a) 振動プレート制御装置  
(圧電素子, 前向きステップ)

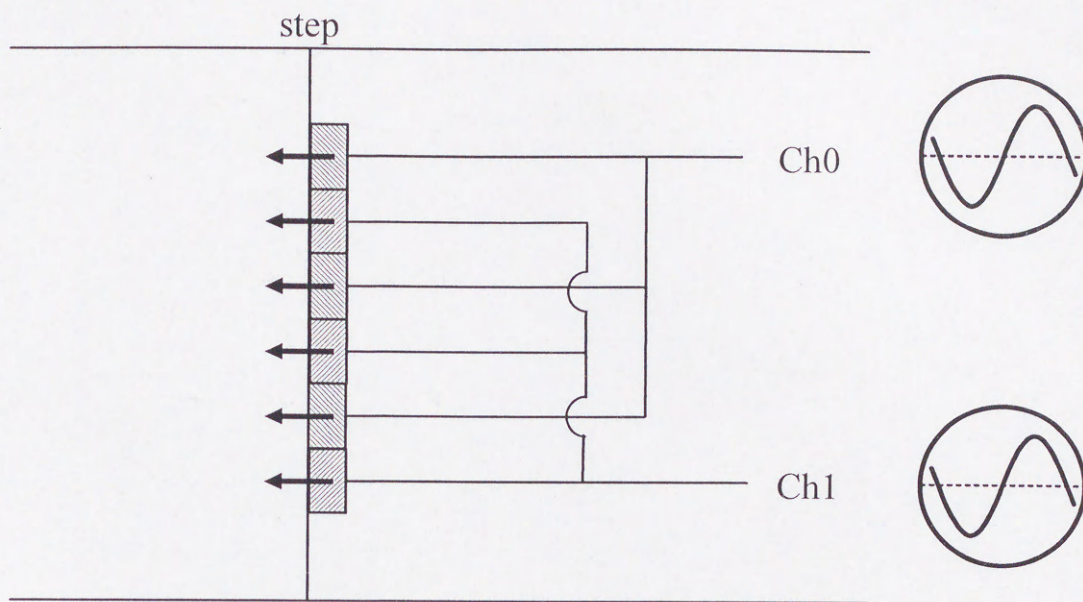


(I) cross sectional view

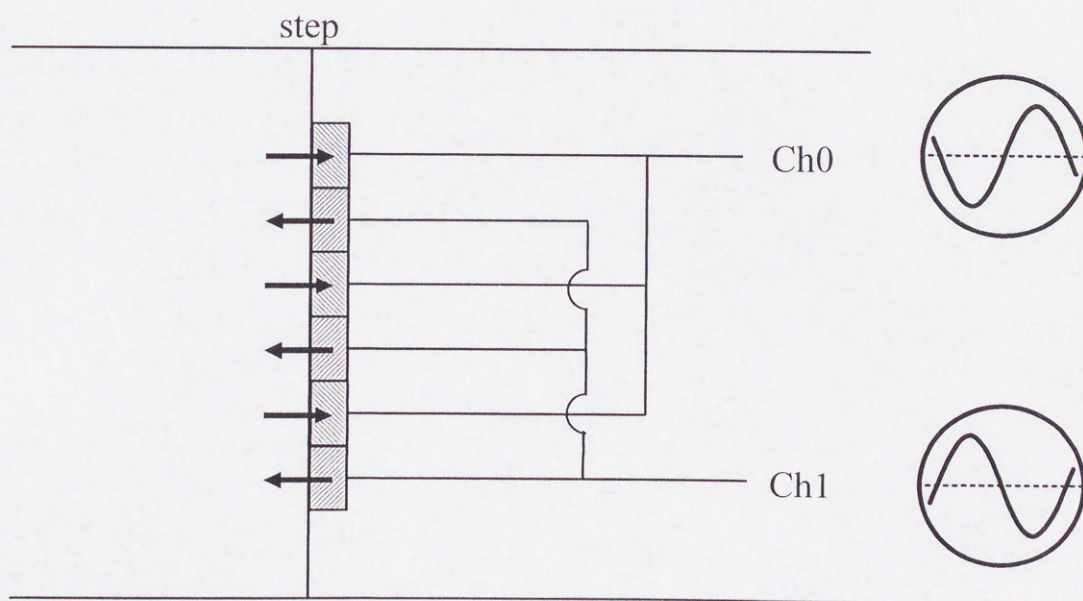


(II) top view

図2-3(b) 振動プレート制御装置  
(圧電素子, 後ろ向きステップ)

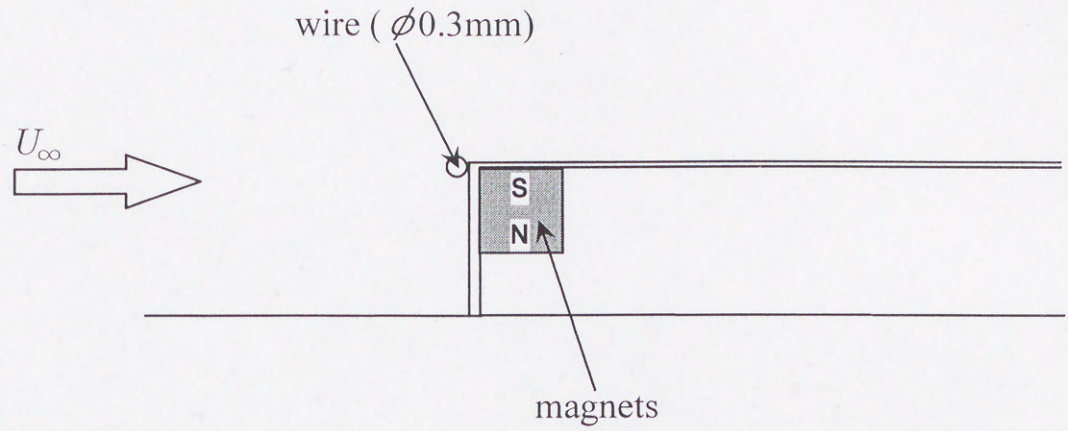


(I) uniform phase mode

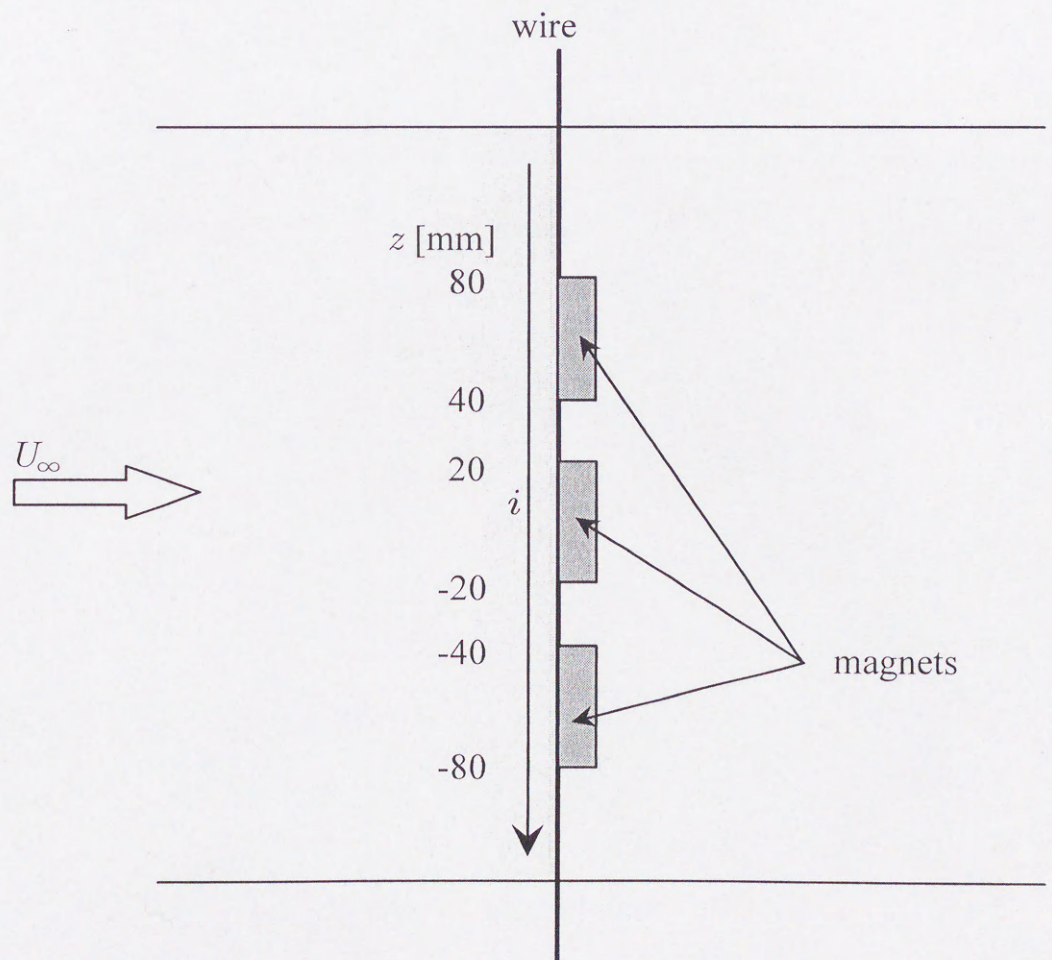


(II) alternate phase mode

図2-4 振動プレート制御装置の制御モード

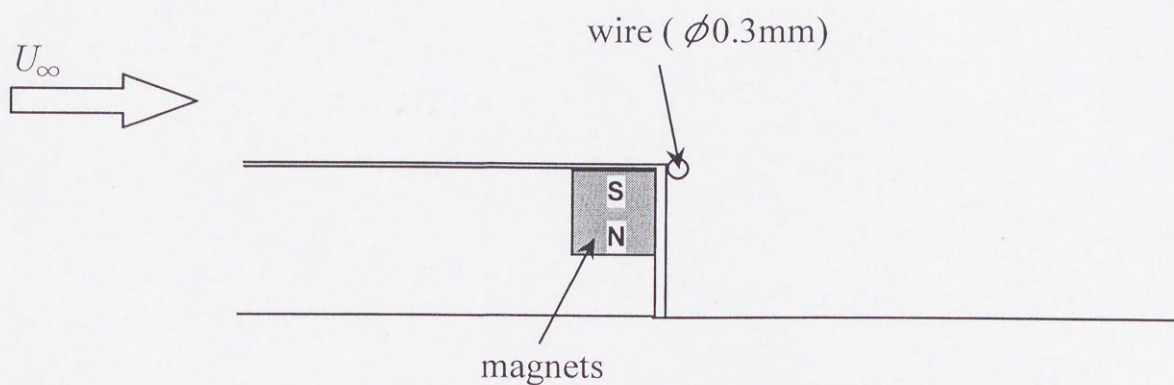


( I ) cross sectional view

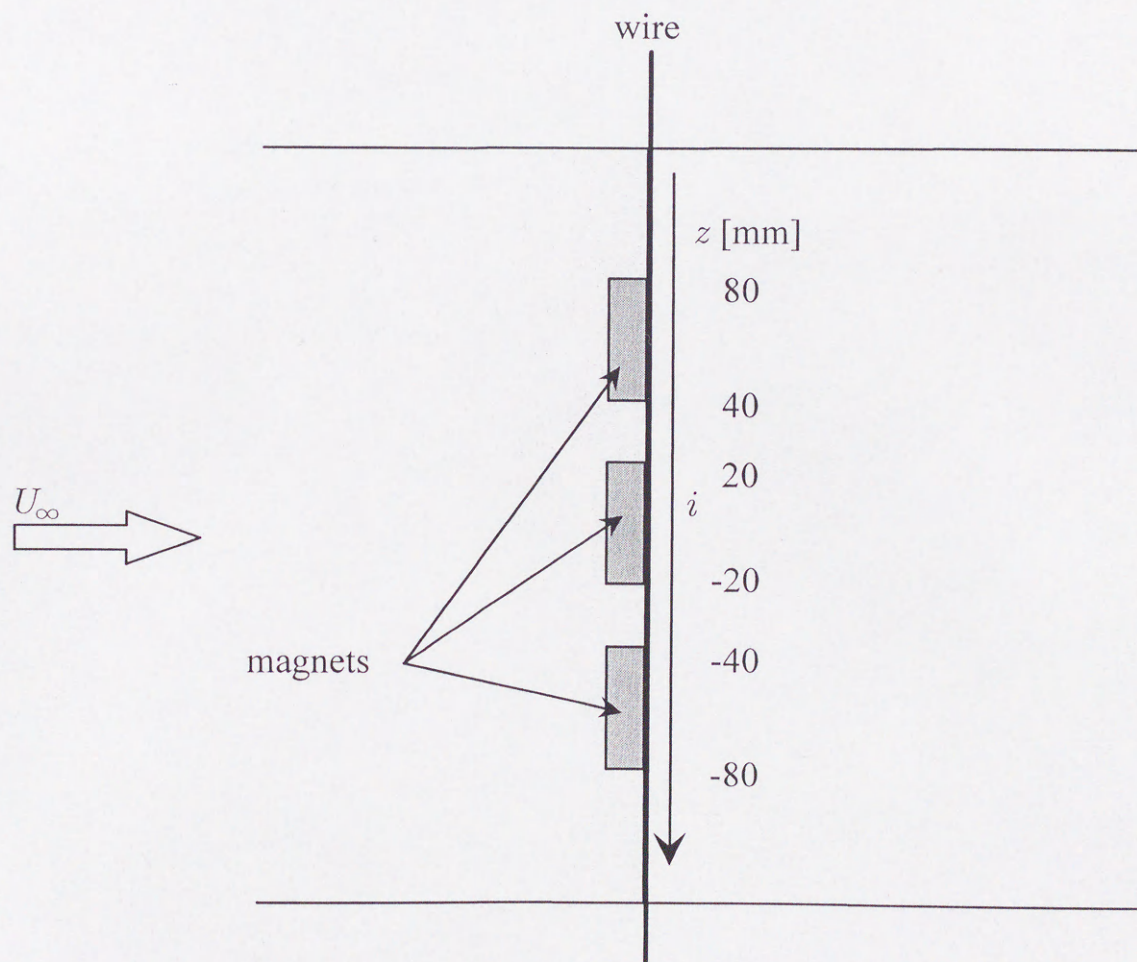


( II ) top view

図2-5 (a) 振動ワイヤ制御装置  
(振動ワイヤ, 前向きステップ)

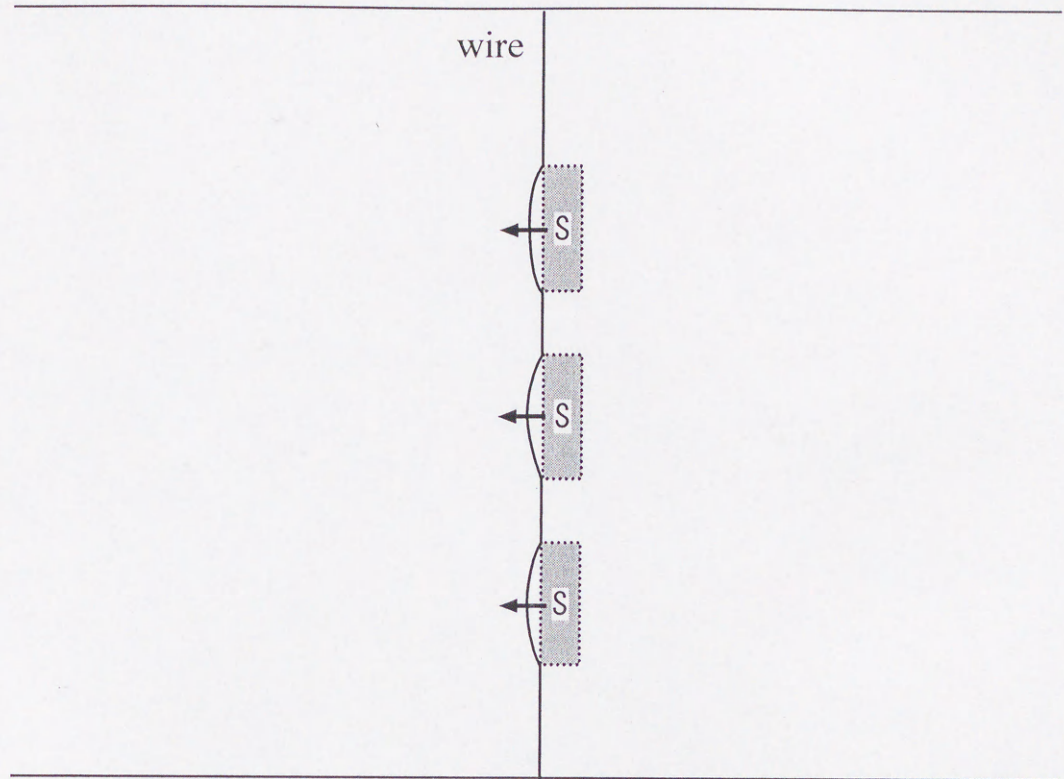


( I ) cross sectional view

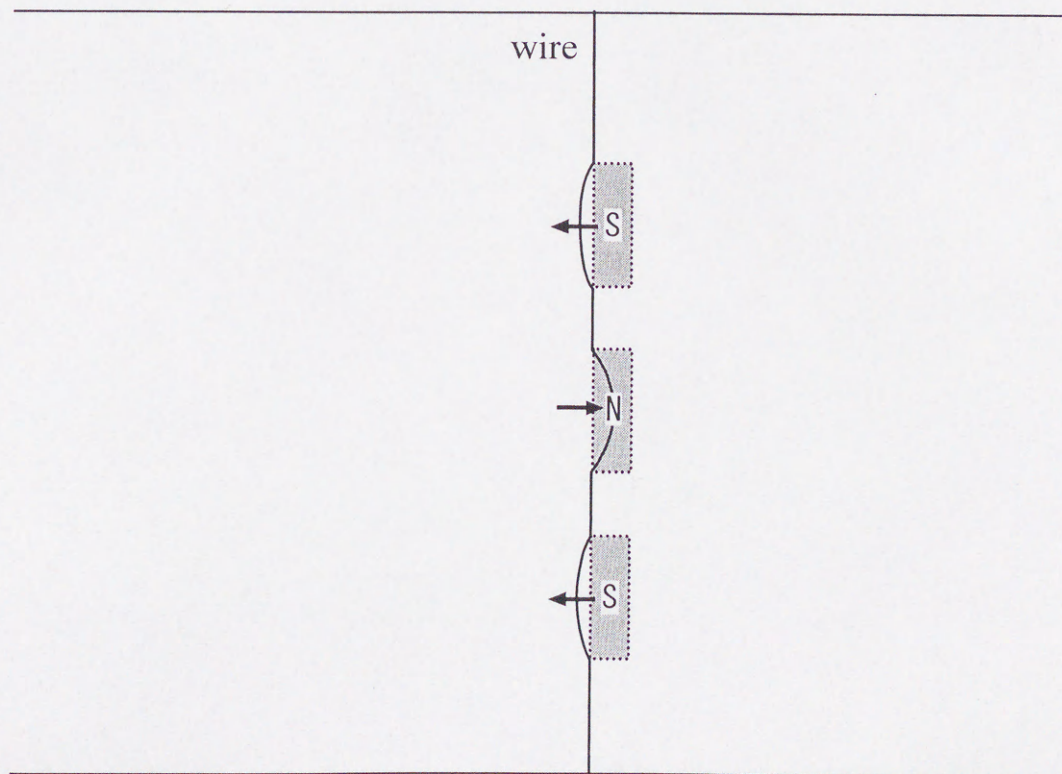


( II ) top view

図2-5(b) 振動ワイヤ制御装置  
(振動ワイヤ, 後ろ向きステップ)



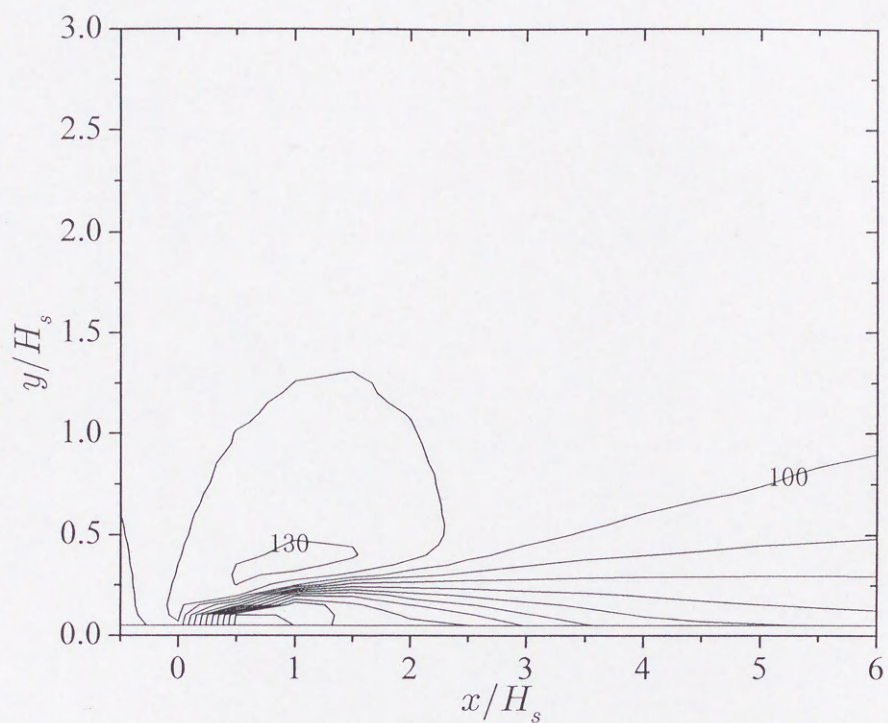
(I) uniform phase mode



(II) alternate phase mode

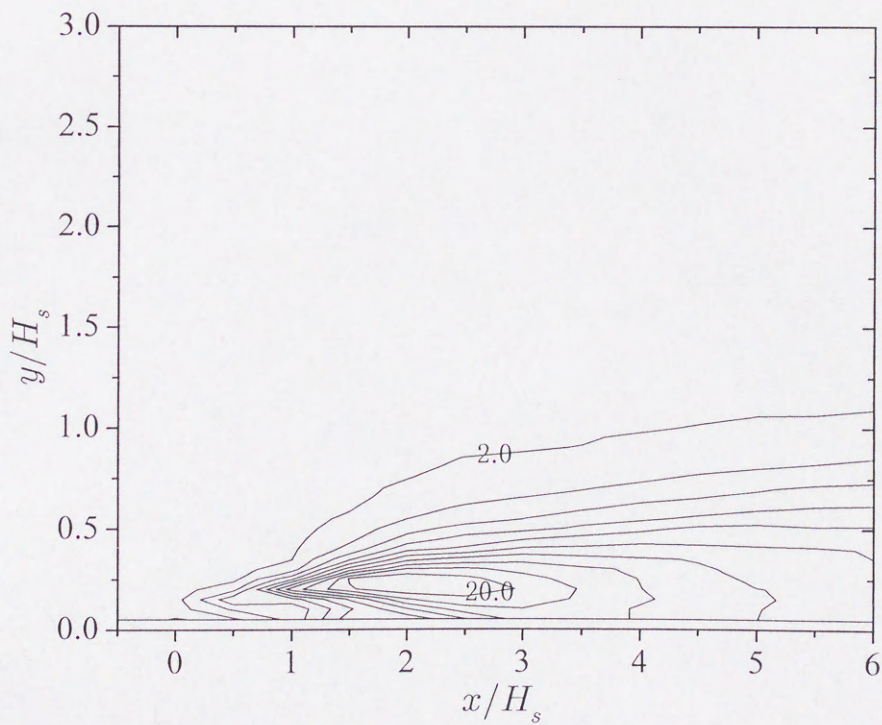
図2-6 振動ワイヤ制御装置の制御モード





contour interval 10%

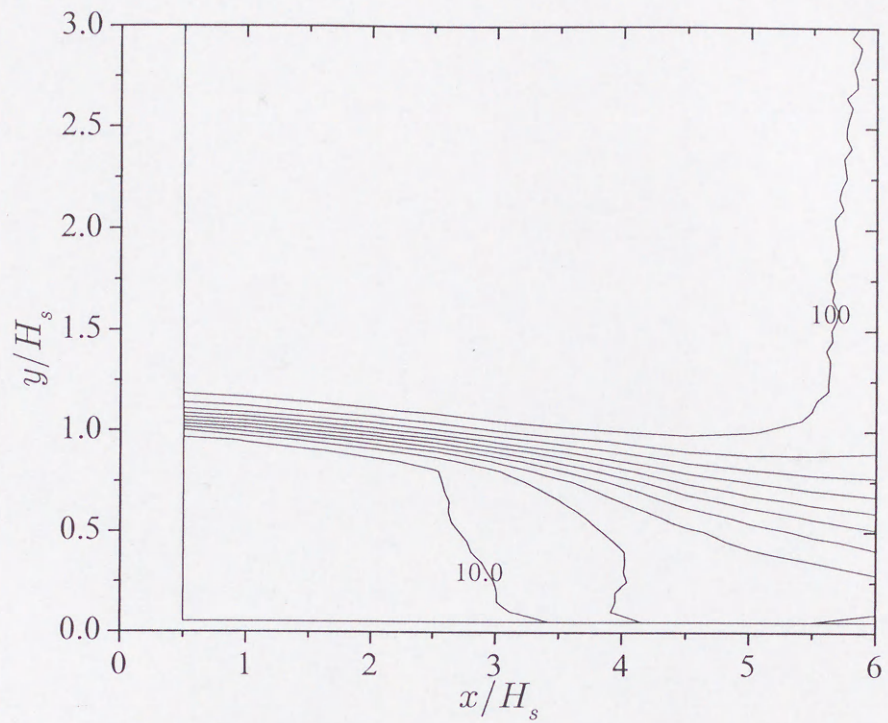
(a) mean velocity  $\bar{u}/U_\infty$  [%]



contour interval 2.0%

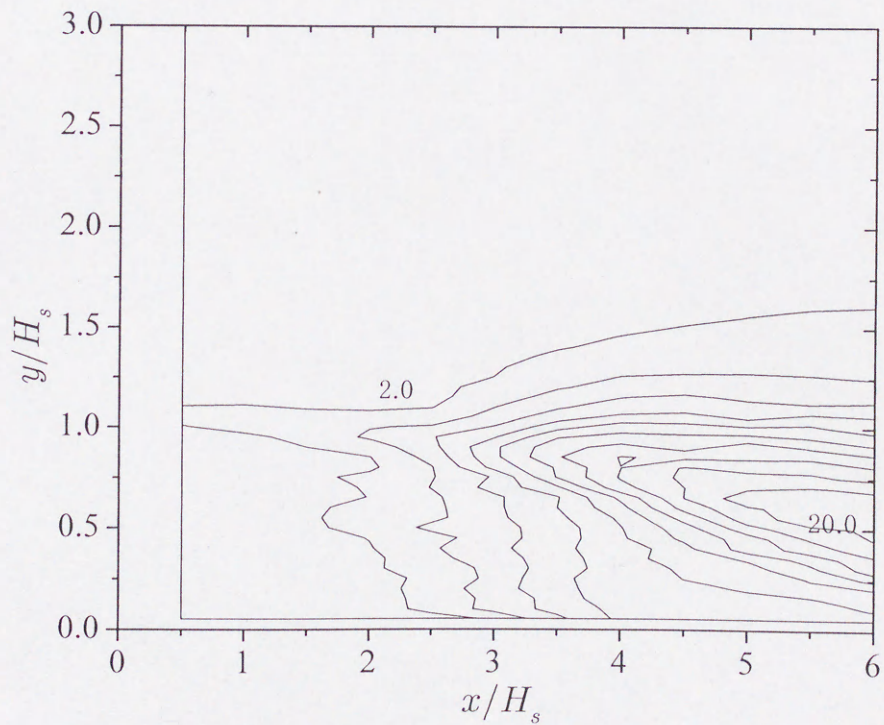
(b) mean velocity fluctuation (rms) [%]

図2-7 平均速度分布と速度変動のrmsのコンター図  
(前向きステップ,  $U_\infty = 10.0\text{m/s}$ ,  $z = 0\text{mm}$ )



contour interval 10%

(a) mean velocity  $\bar{u}/U_\infty$  [%]



contour interval 2.0%

(b) mean velocity fluctuation (rms) [%]

図2-8 平均速度分布と速度変動のrmsのコンター図  
(後ろ向きステップ,  $U_\infty = 10.0 \text{ m/s}$ ,  $z = 0 \text{ mm}$ )

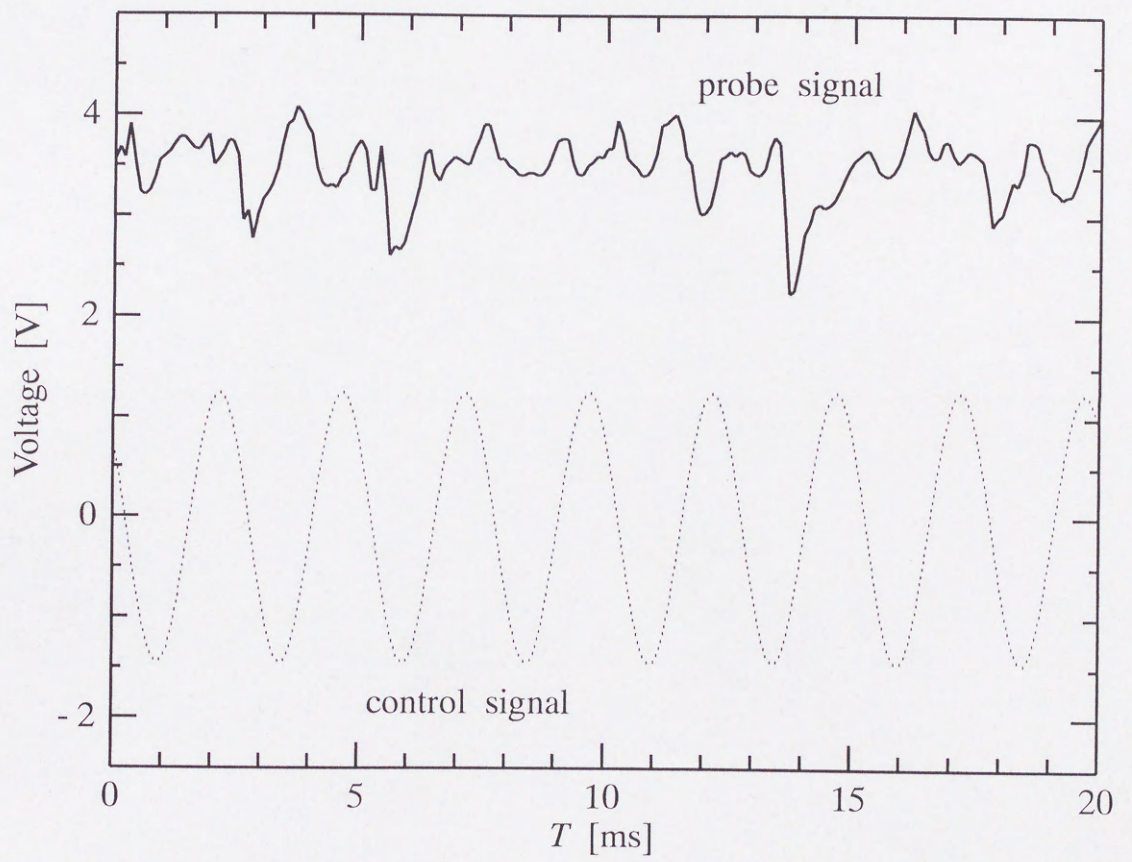
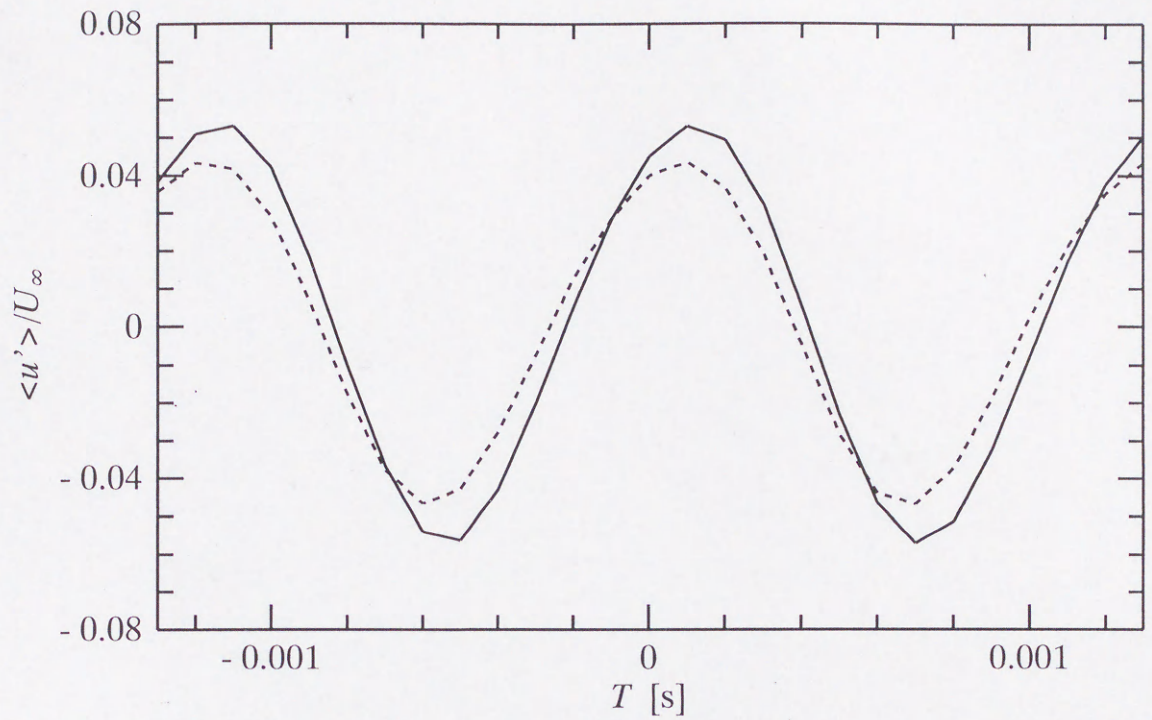
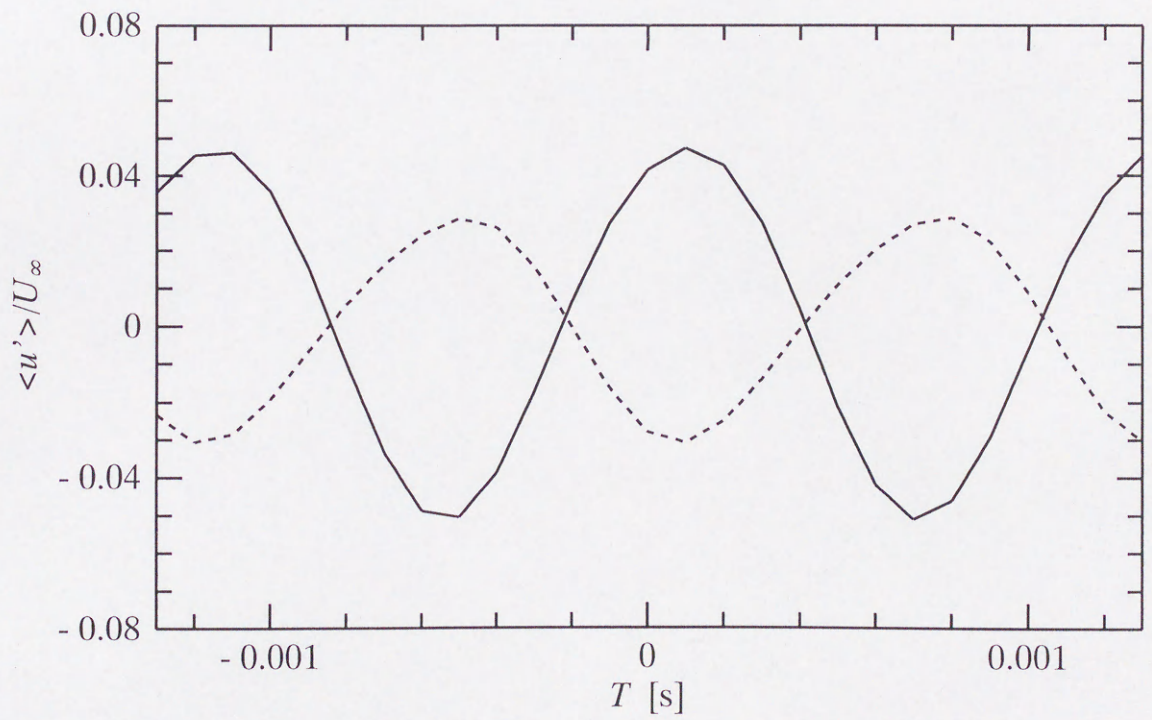


図2-9 速度変動波形の例



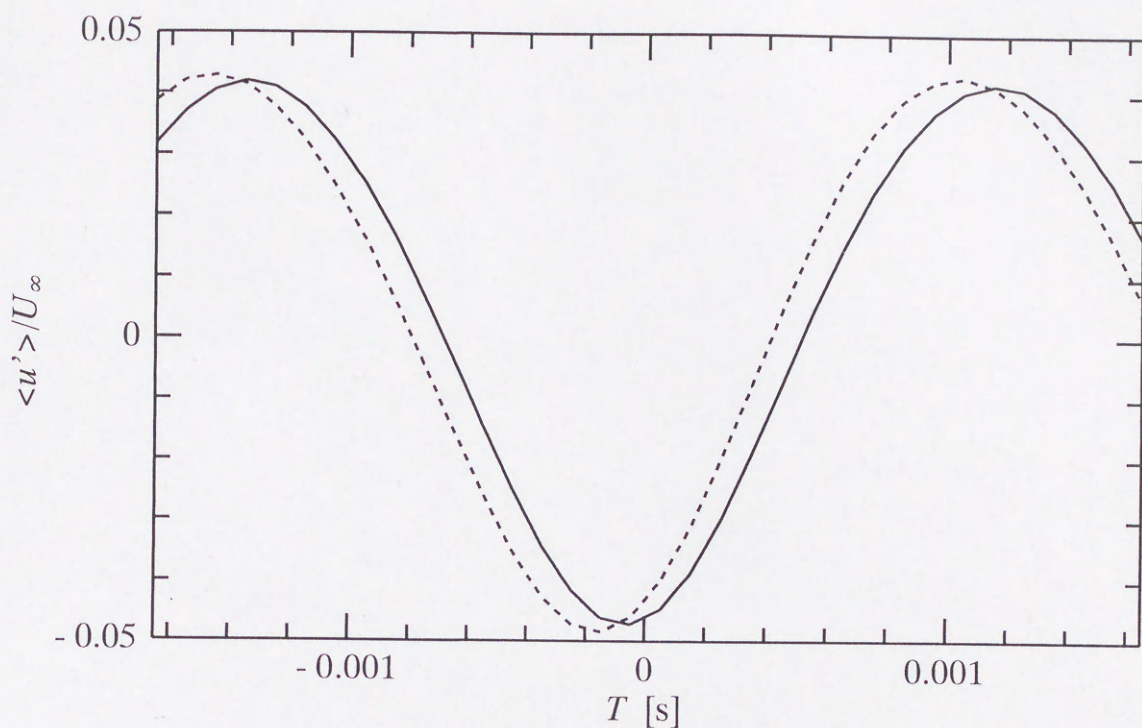
(a) uniform phase mode



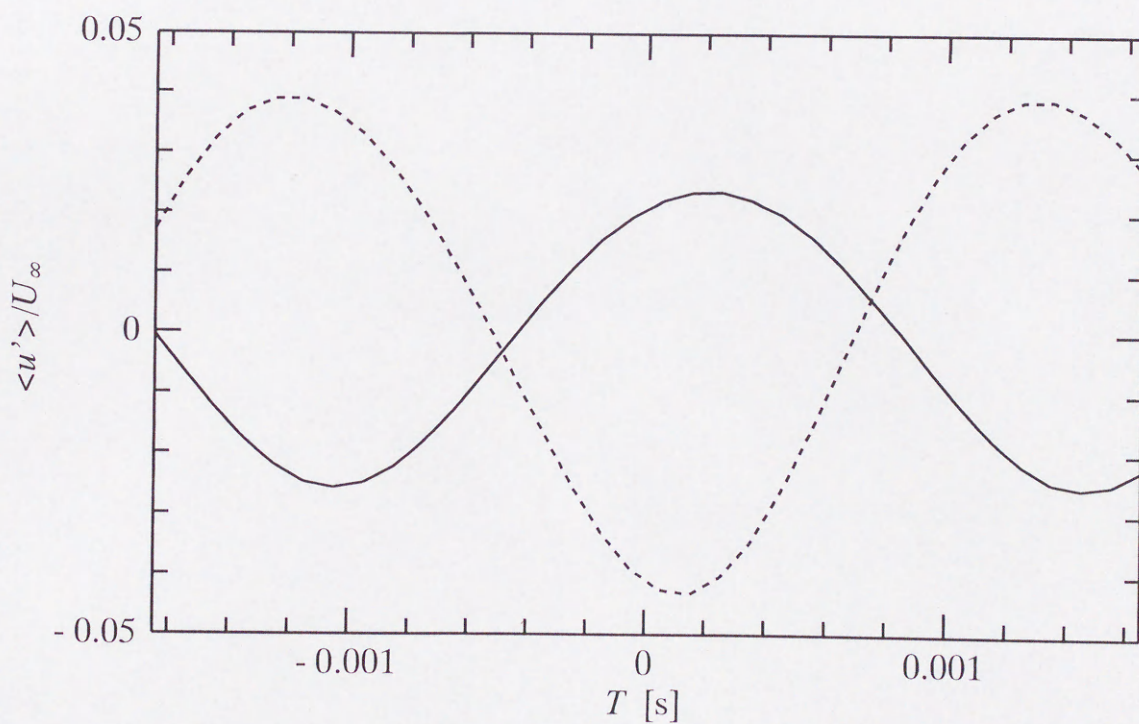
(b) alternate phase mode

—  $z/S_p = -0.5$       - - - -  $z/S_p = 0.5$

図2-10 アンサンブル平均した速度変動波形  
(前向きステップ, 振動プレート,  
 $x/H_s = 1.5$ ,  $y/H_s = 0.4$ ,  $f_c = 800\text{Hz}$ )



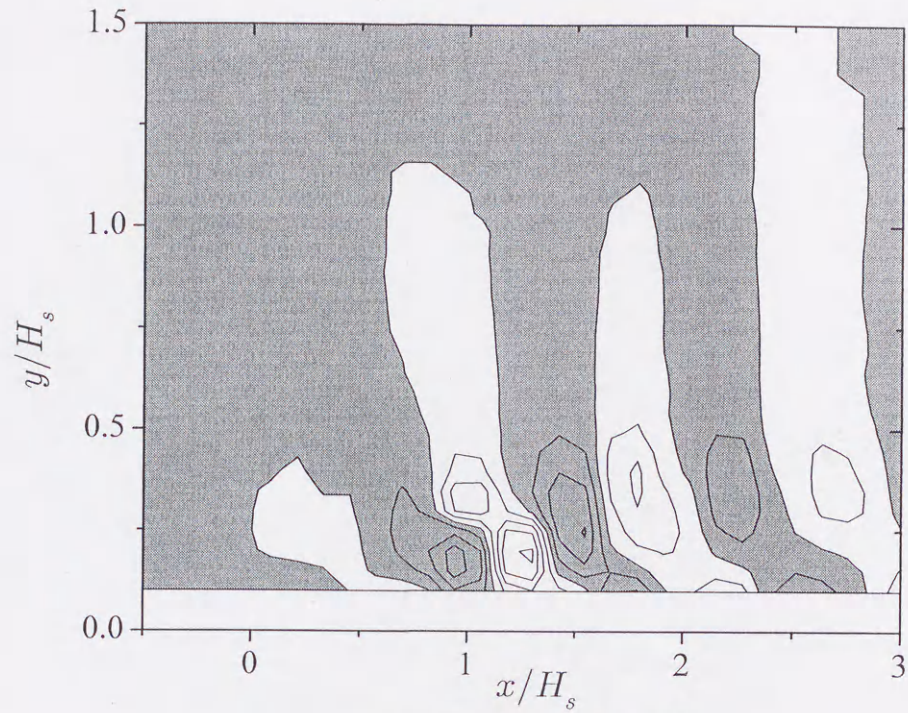
(a) uniform phase mode



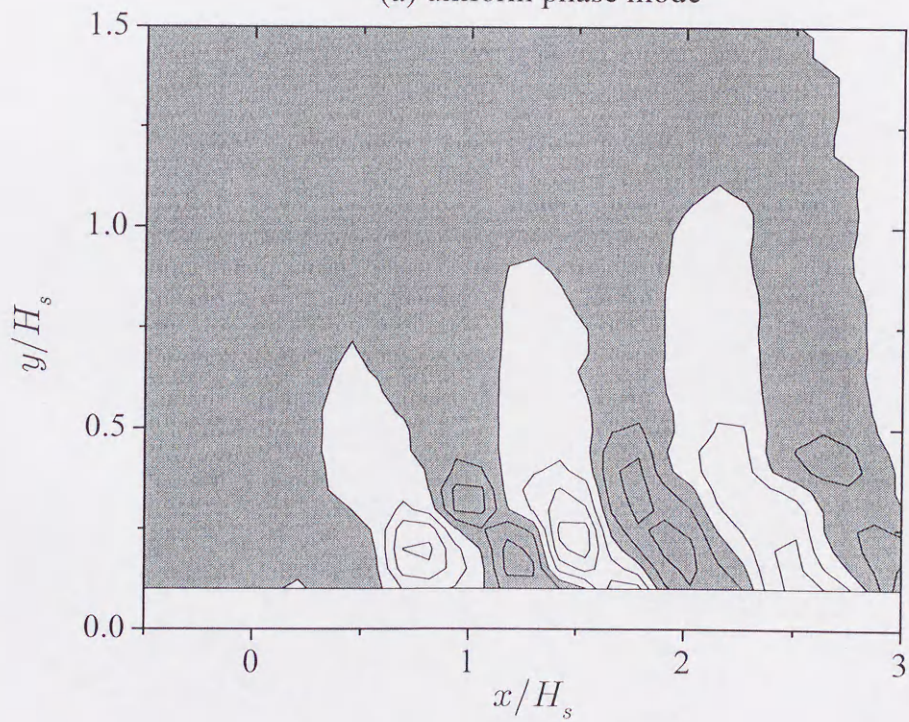
(b) alternate phase mode

—  $z/S_p = -0.33$       - - - - -  $z/S_p = 0.33$

図2-11 アンサンブル平均した速度変動波形  
(後ろ向きステップ, 振動プレート,  
 $x/H_s=1.5$ ,  $y/H_s=1.1$ ,  $f_c=400\text{Hz}$ )

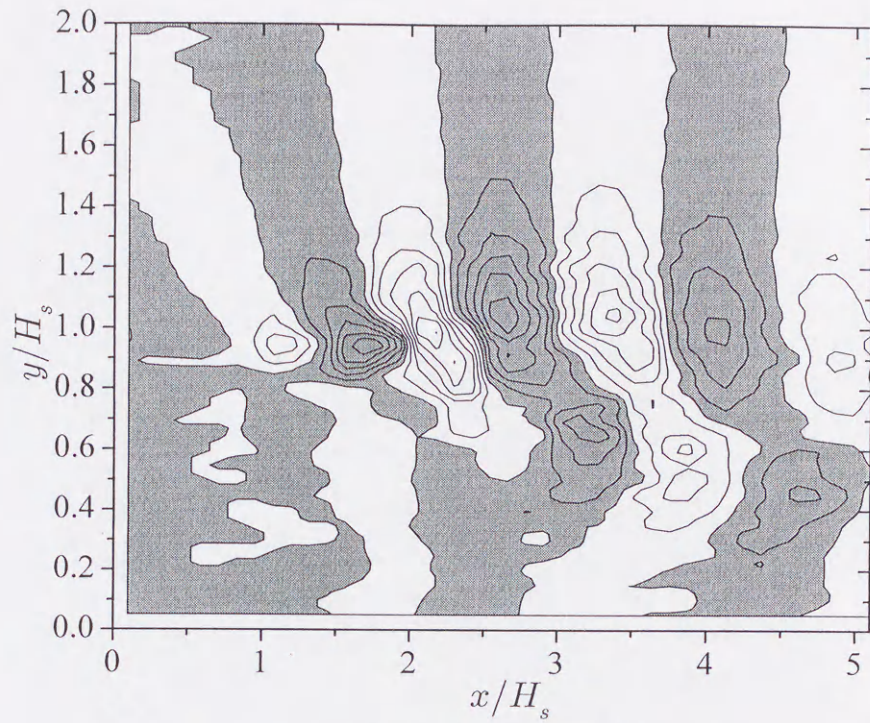


contour interval 1.6%  
(a) uniform phase mode

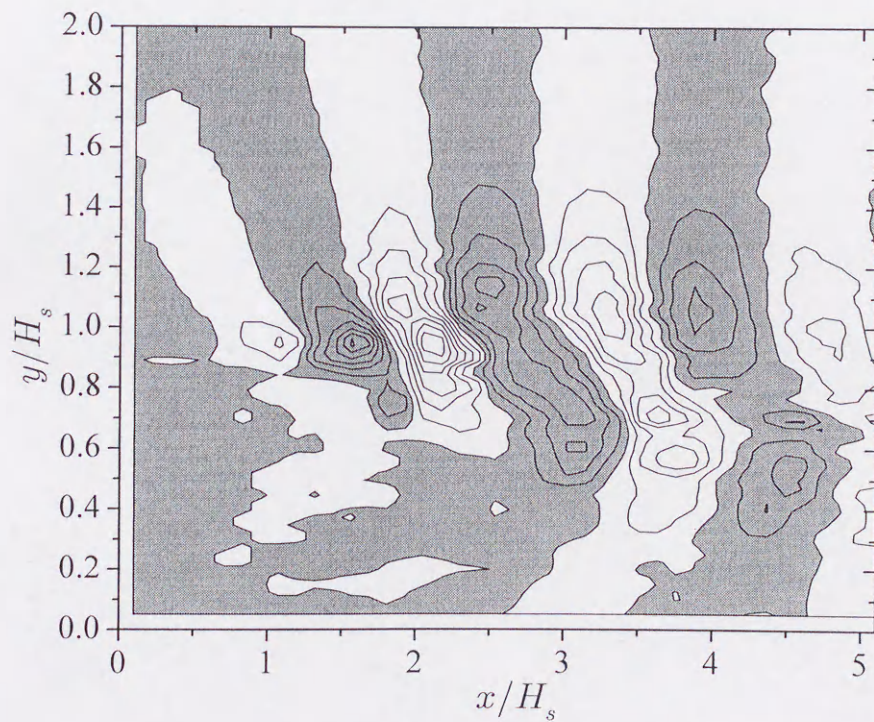


contour interval 0.6%  
(b) alternate phase mode  
gray - positive white - negative

図2-12 アンサンブル平均した速度変動  $\langle u' \rangle / U_\infty$  のコンター図 ( $x-y$ 面)  
(前向きステップ, 振動プレート,  $f_c = 800\text{Hz}$ ,  $z/S_p = -0.5$ )



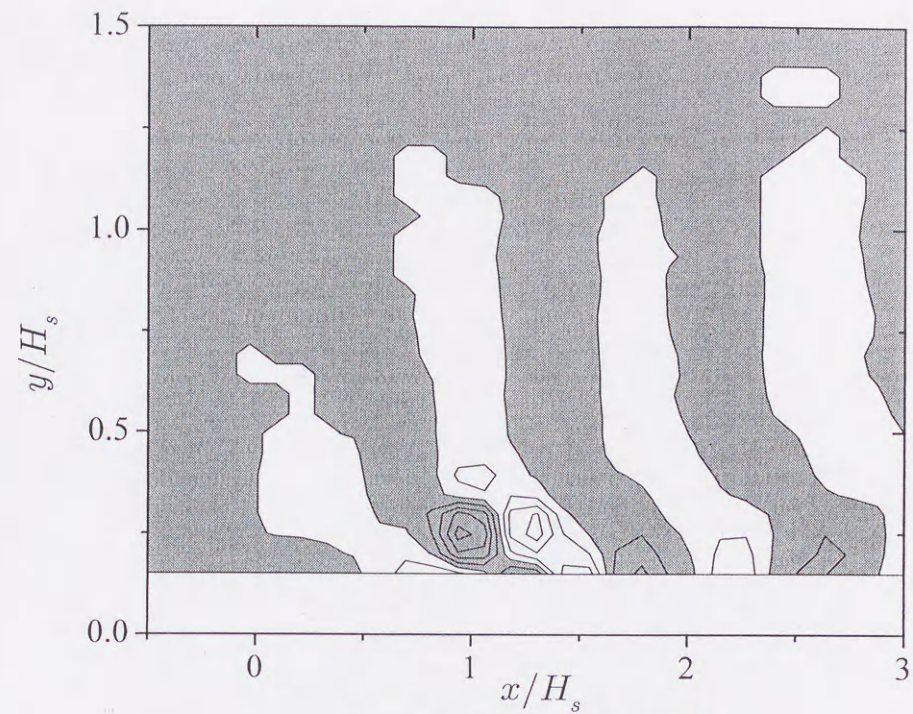
(a) uniform phase mode



(b) alternate phase mode

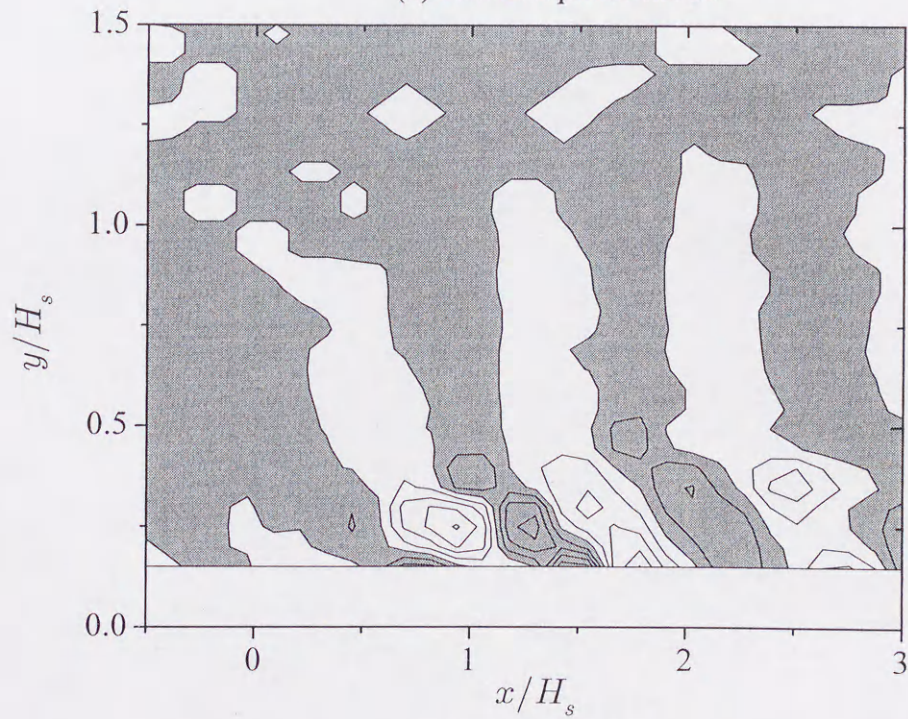
gray - positive white - negative  
contour interval 5.0%

図2-13 アンサンブル平均した速度変動  $\langle u' \rangle / U_\infty$  のコンター図 ( $x$ - $y$ 面)  
(後ろ向きステップ, 振動プレート,  $f_c = 400\text{Hz}$ ,  $z/S_p = 0.5$ )



contour interval 200 [1/s]

(a) uniform phase mode



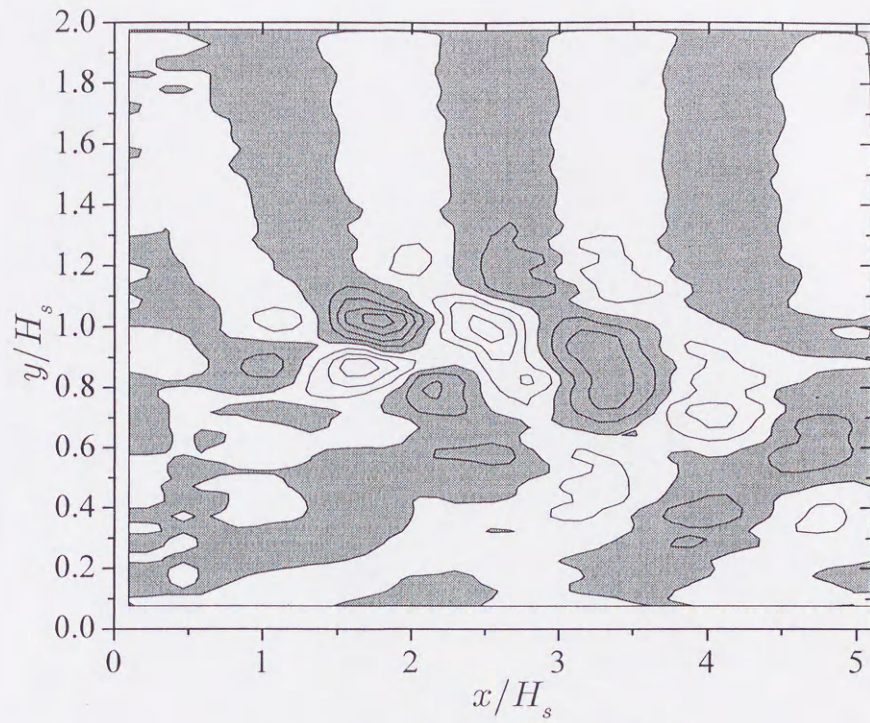
contour interval 50 [1/s]

(b) alternate phase mode

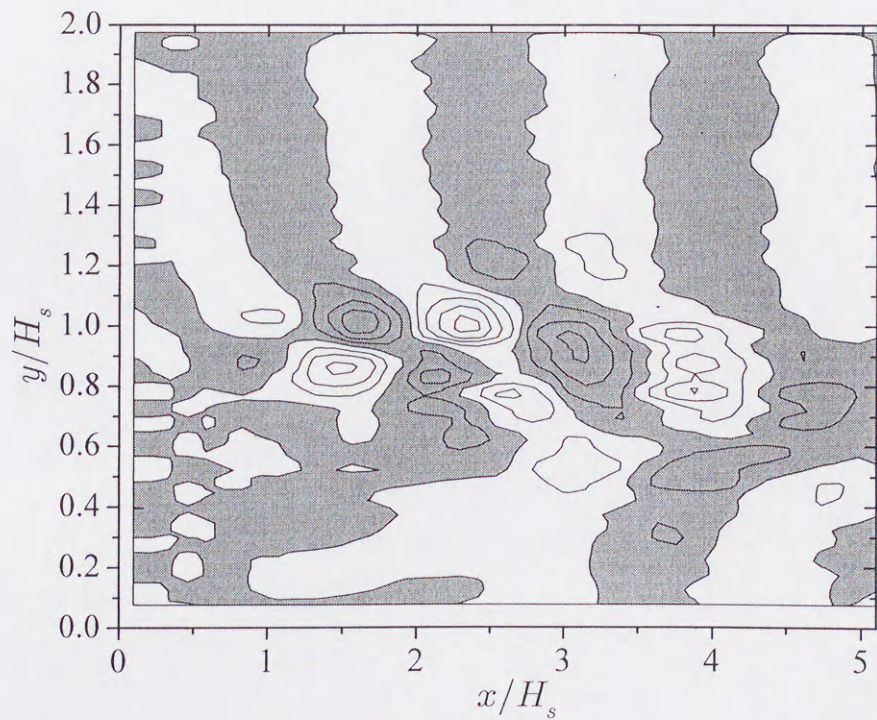
gray - positive white - negative

図2-14 渦度変動の支配的な項  $-\partial \langle u' \rangle / \partial y$  のコンター図 ( $x$ - $y$ 面)  
 (前向きステップ, 振動プレート,  $f_c = 800\text{Hz}$ ,  $z/S_p = -0.5$ )





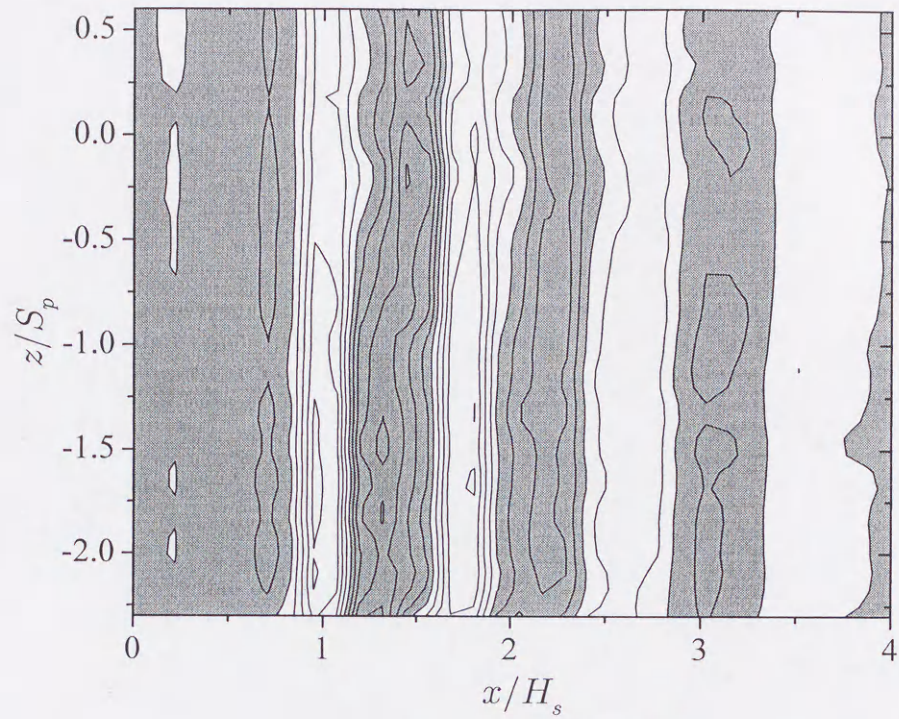
(a) uniform phase mode



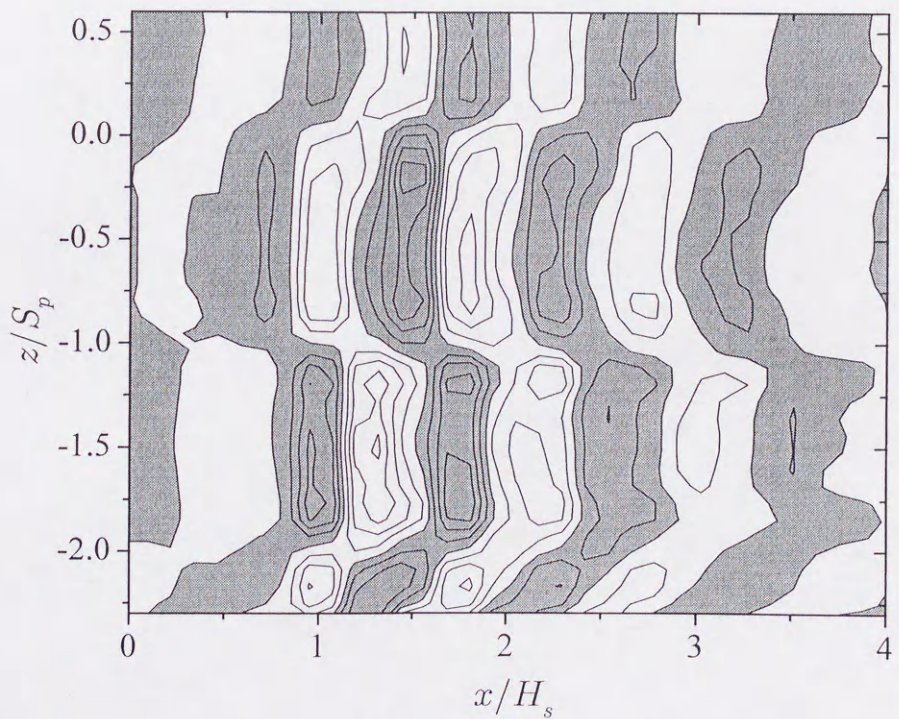
(b) alternate phase mode

gray - positive    white - negative  
contour interval 140 [1/s]

図2-15 渦度変動の支配的な項  $-\partial \langle u' \rangle / \partial y$  のコンター図 ( $x$ - $y$ 面)  
(後ろ向きステップ, 振動プレート,  $f_c = 400\text{Hz}$ ,  $z/S_p = 0.5$ )



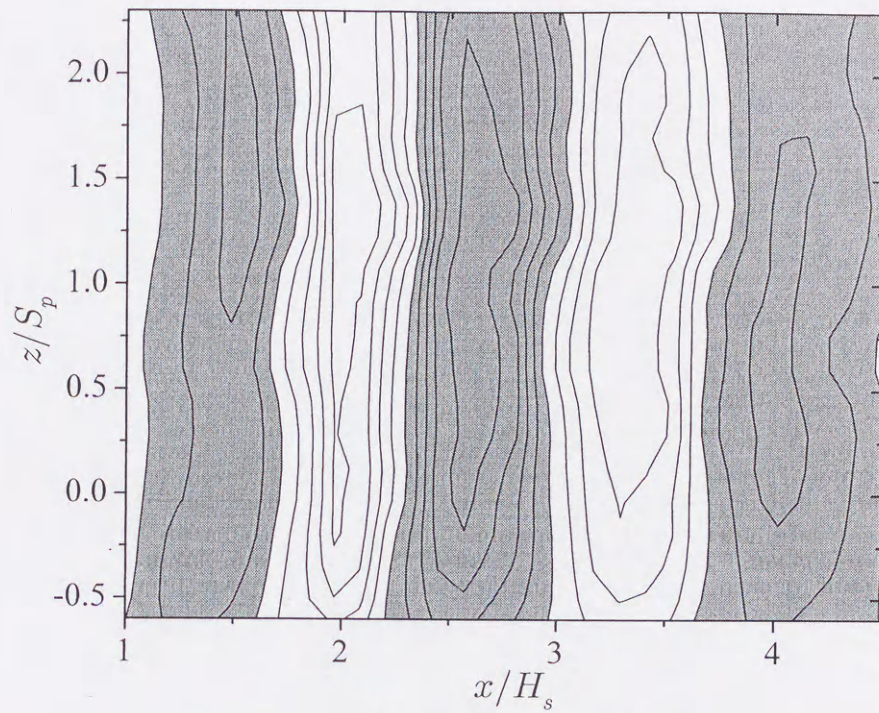
(a)uniform phase mode



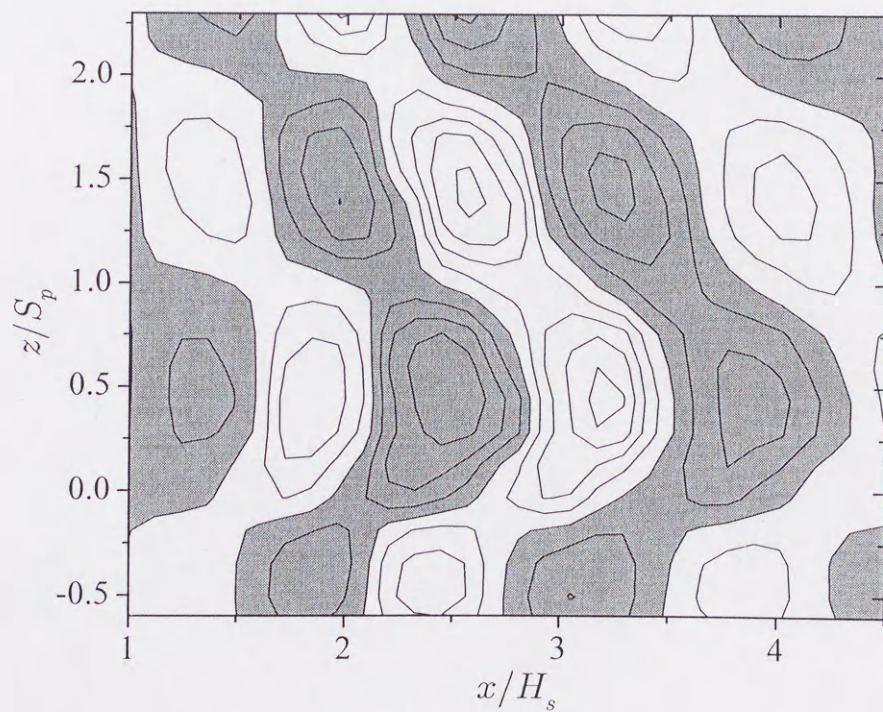
(b)alternate phase mode

gray - positive white - negative  
contour interval 1.2%

図2-16 アンサンブル平均した速度変動  $\langle u' \rangle / U_\infty$  のコンター図 ( $x-z$ 面)  
(前向きステップ, 振動プレート,  $f_c = 800\text{Hz}$ ,  $y/H_s = 0.35$ )



(a) uniform phase mode



(b) alternate phase mode

gray - positive white - negative  
contour interval 2.1%

図2-17 アンサンブル平均した速度変動  $\langle u' \rangle / U_\infty$  のコンター図 ( $x$ - $z$ 面)  
(後ろ向きステップ, 振動プレート,  $f_c = 400\text{Hz}$ ,  $y/H_s = 1.1$ )

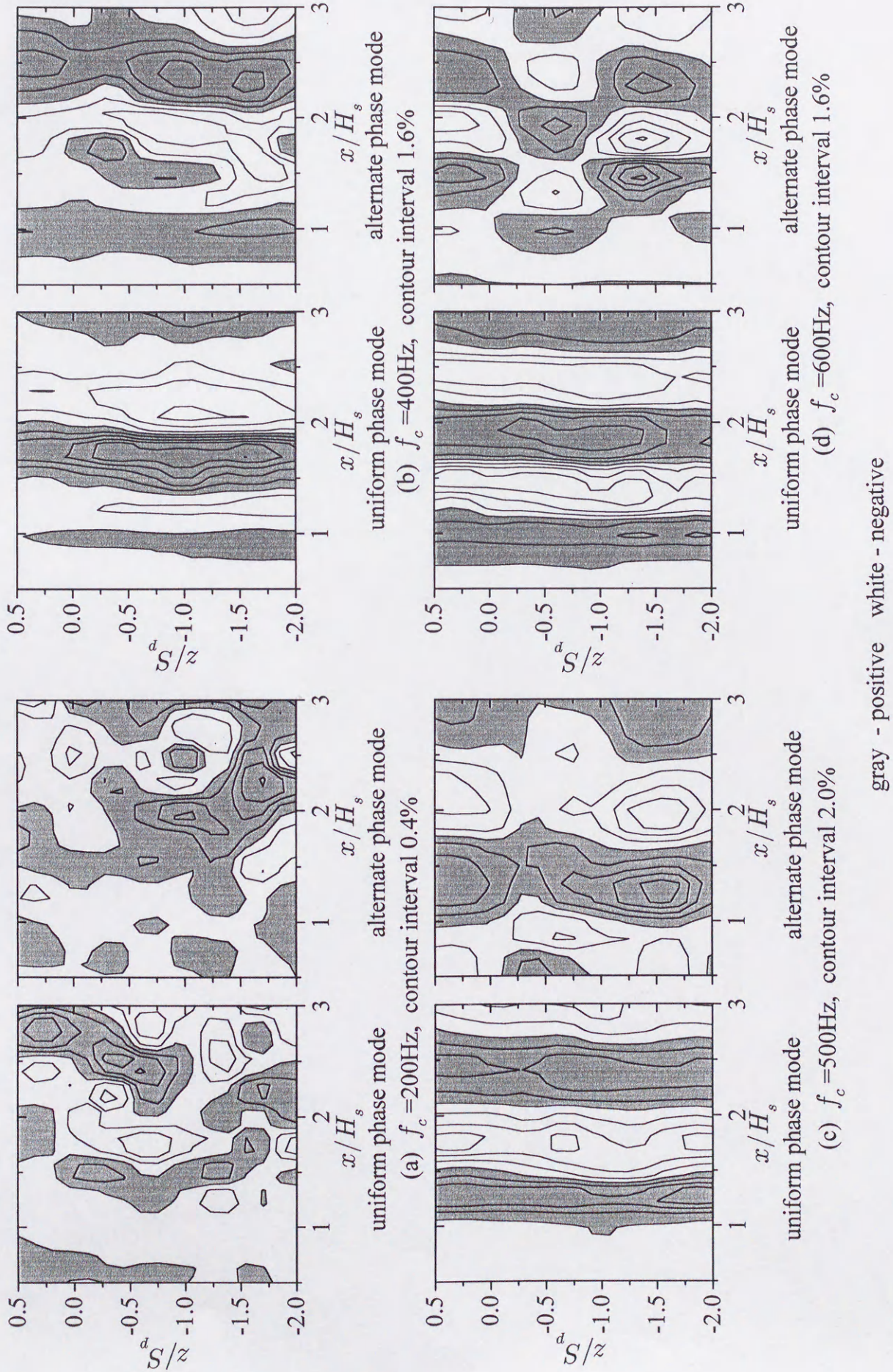


図2-18 アンサンブル平均した速度変動  $\langle u' \rangle / U_\infty$  の制御周波数による変化 その1 (前向きステップ, 振動プレート,  $y/H_s = 0.35$ )

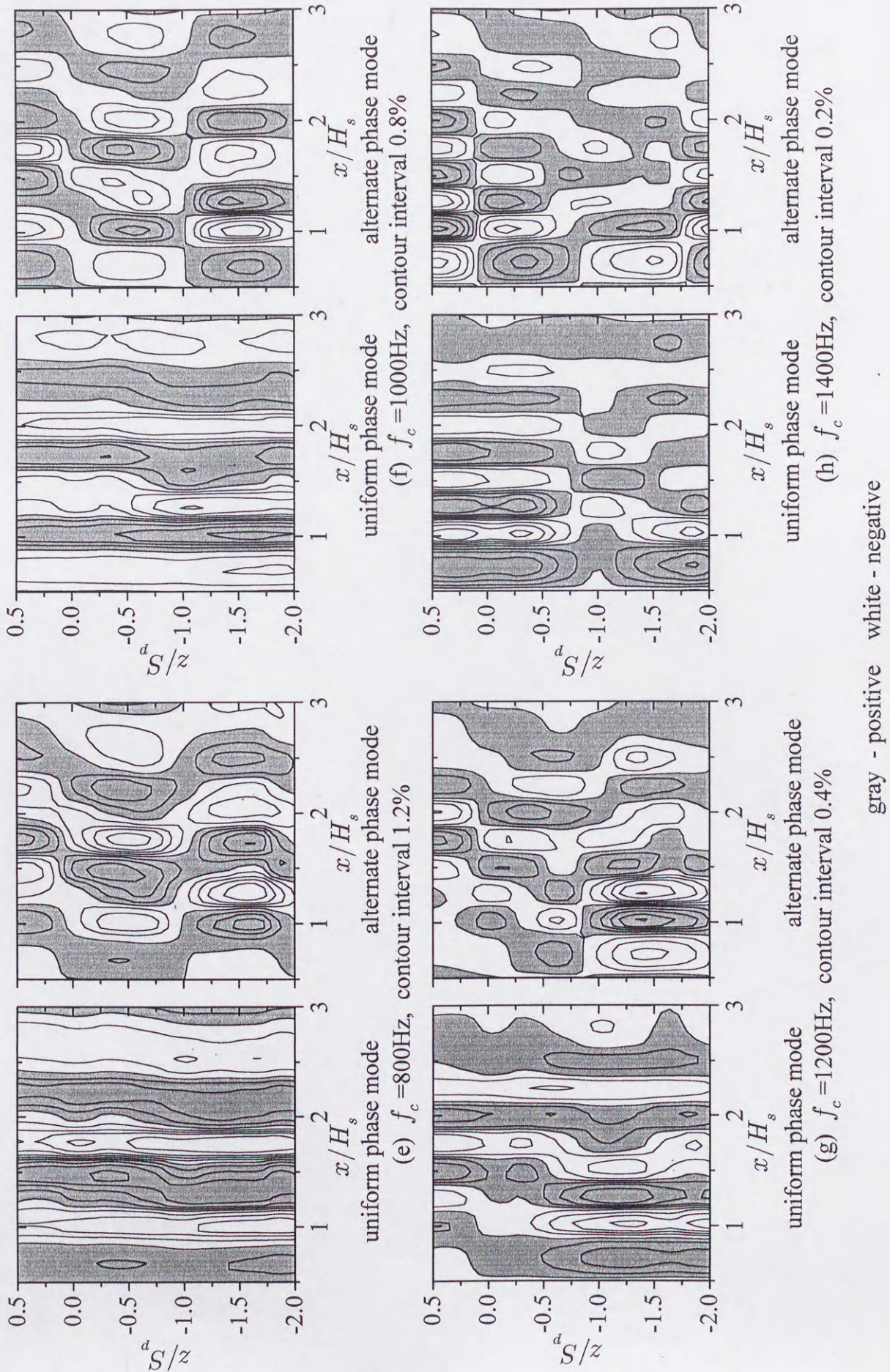


図2-18 アンサンブル平均した速度変動  $\langle u' \rangle / U_\infty$  の制御周波数による変化 その2 (前向きステップ, 振動プレート,  $y/H_s = 0.35$ )

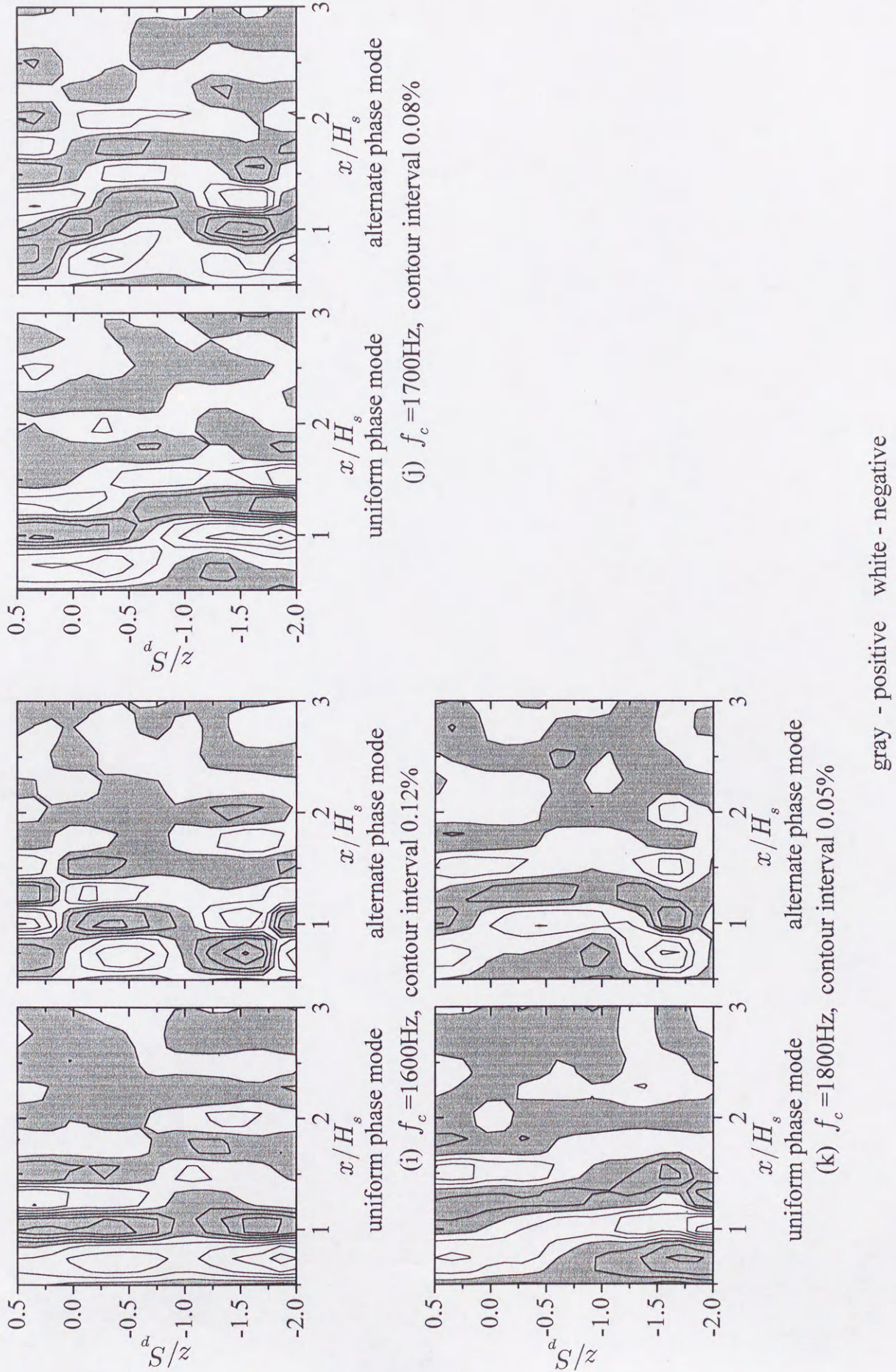


図2-18 アンサンブル平均した速度変動  $\langle w' \rangle / U_\infty$  の制御周波数による変化 その3 (前向きステップ, 振動プレート,  $y/H_s = 0.35$ )

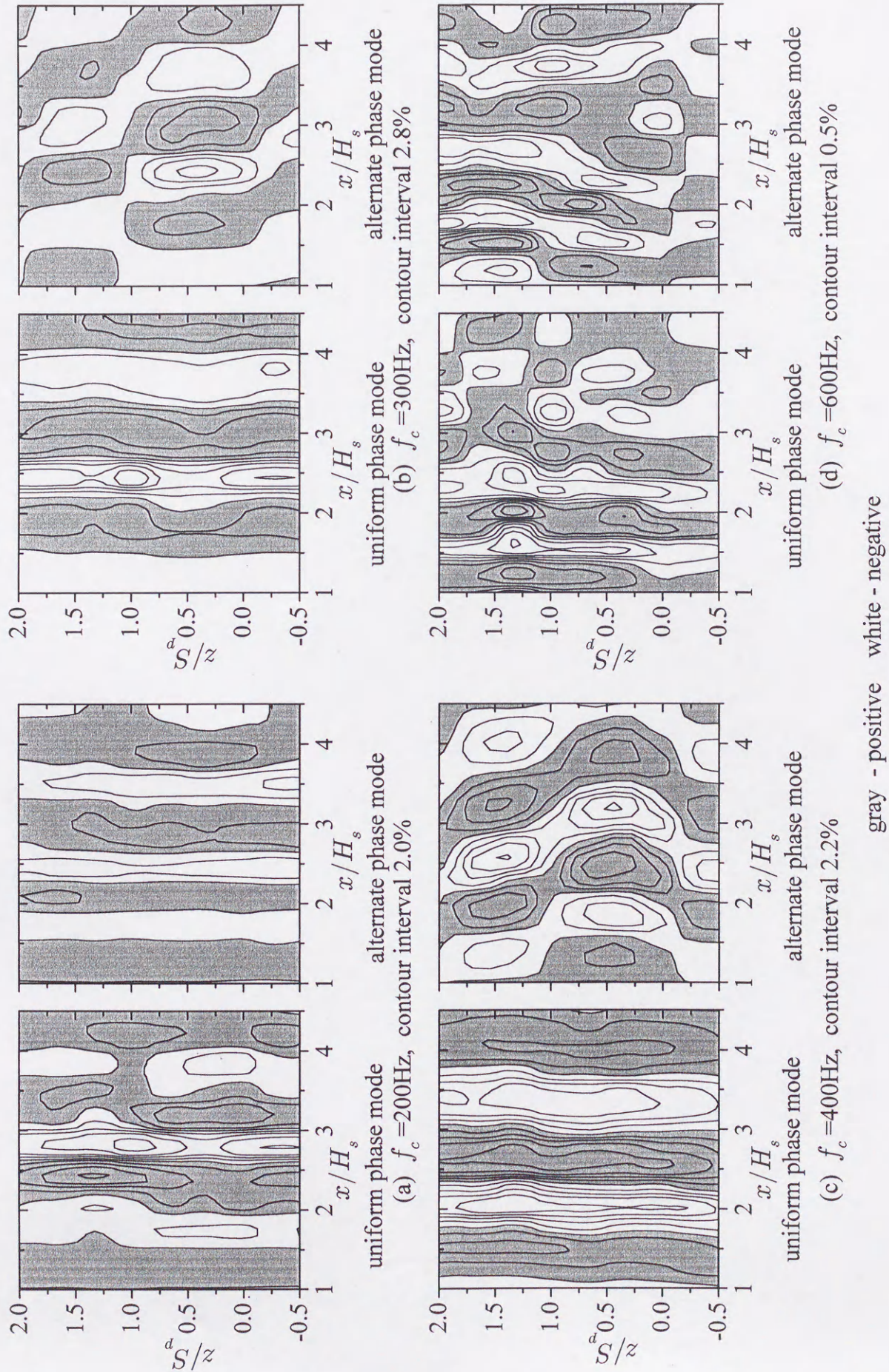


図2-19 アンサンブル平均した速度変動  $\langle u' \rangle / U_\infty$  の制御周波数による変化 その1  
 (後ろ向きステップ, 振動プレート,  $y/H_s = 1.1$ )

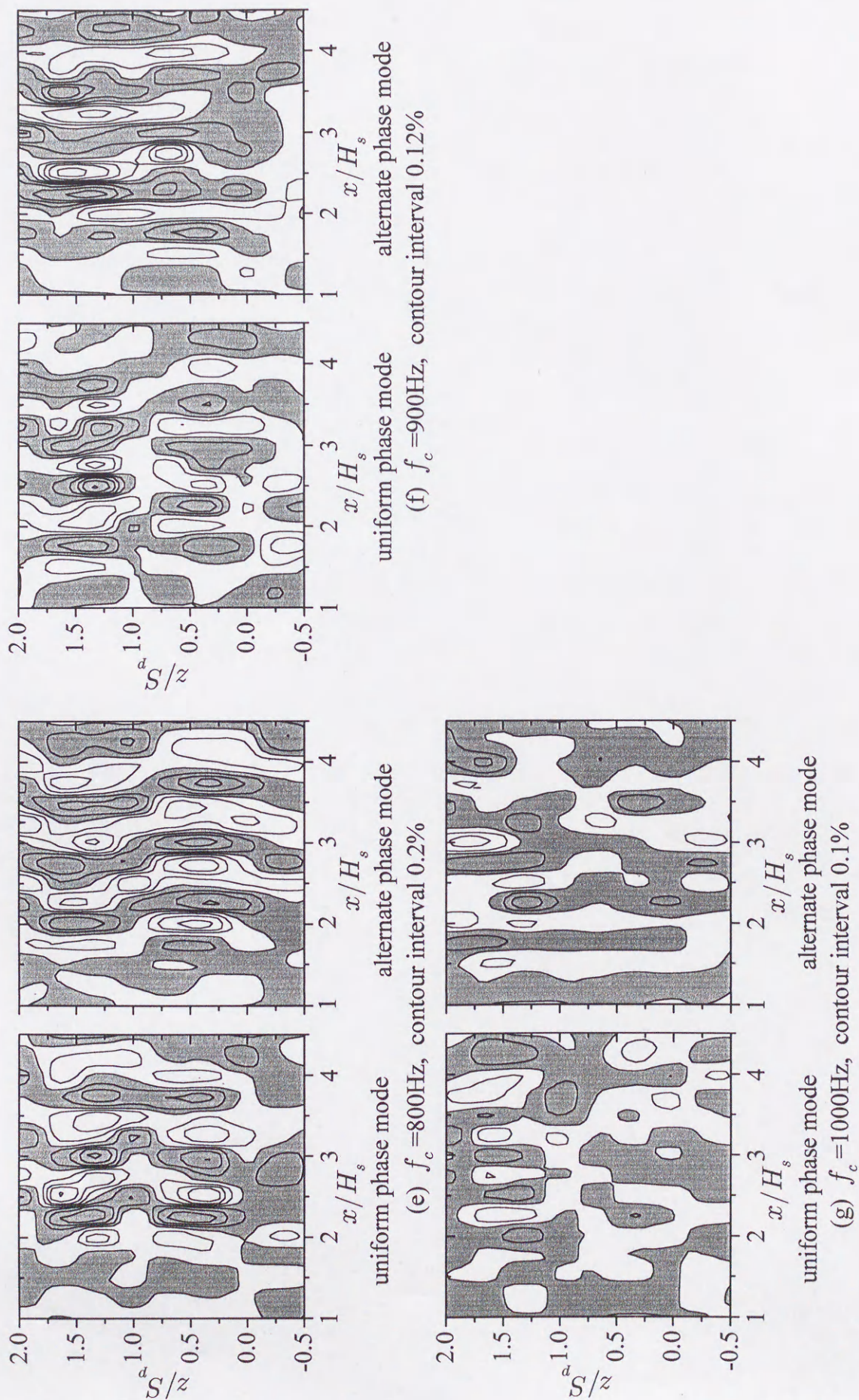
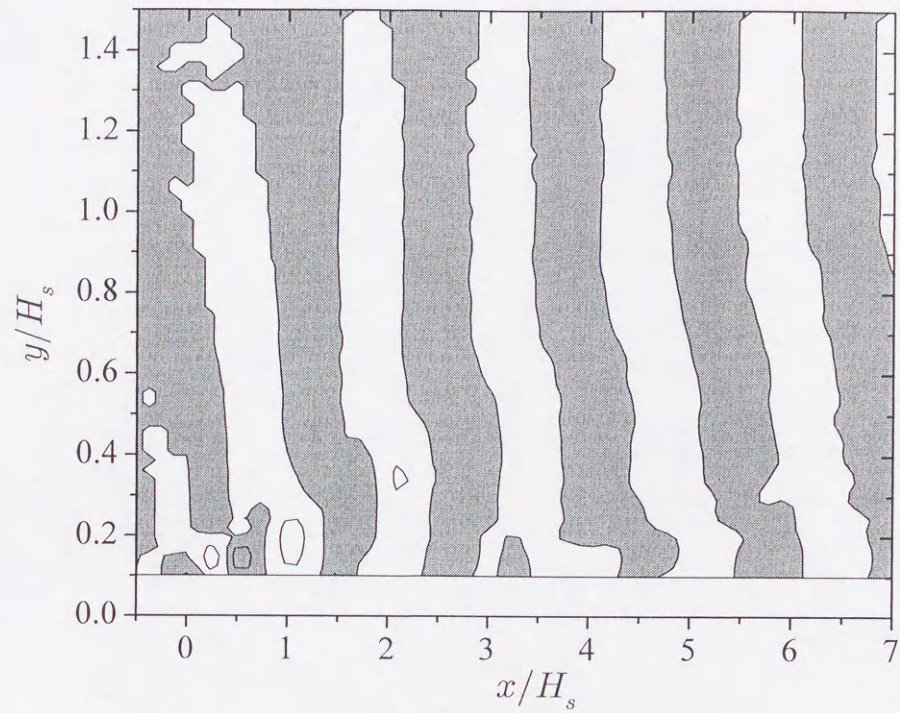
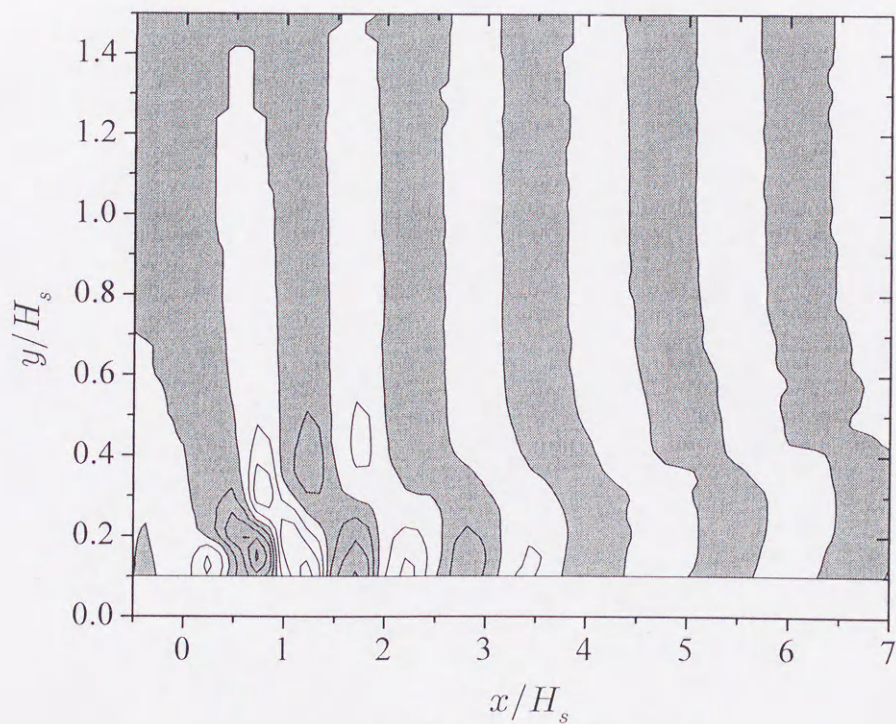


図2-19 アンサンブル平均した速度変動  $\langle u' \rangle / U_\infty$  の制御周波数による変化 その2 (後ろ向きステップ, 振動プレート,  $y/H_s = 1.1$ )





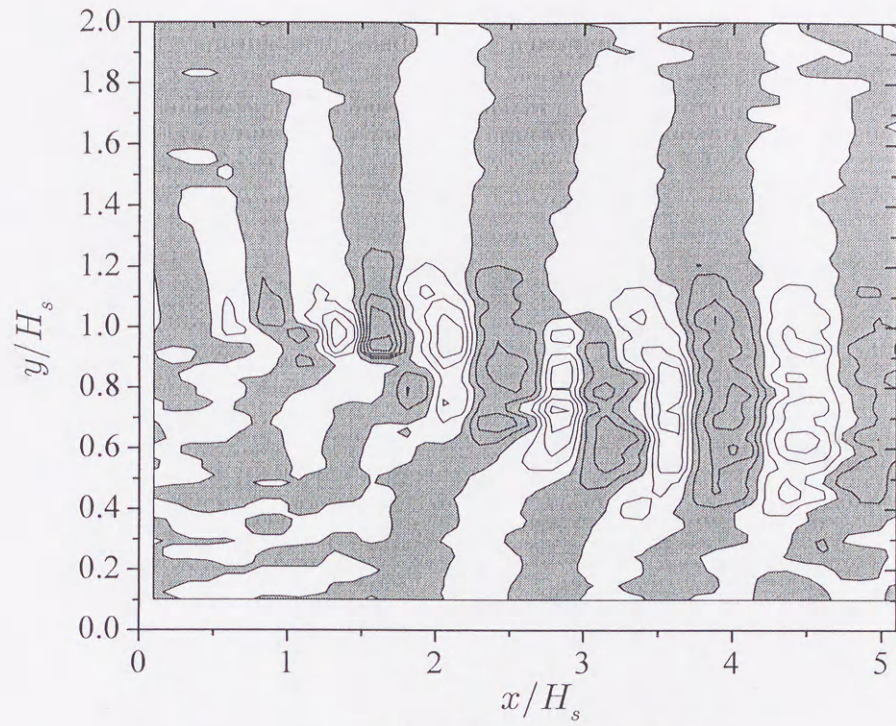
(a) uniform phase mode



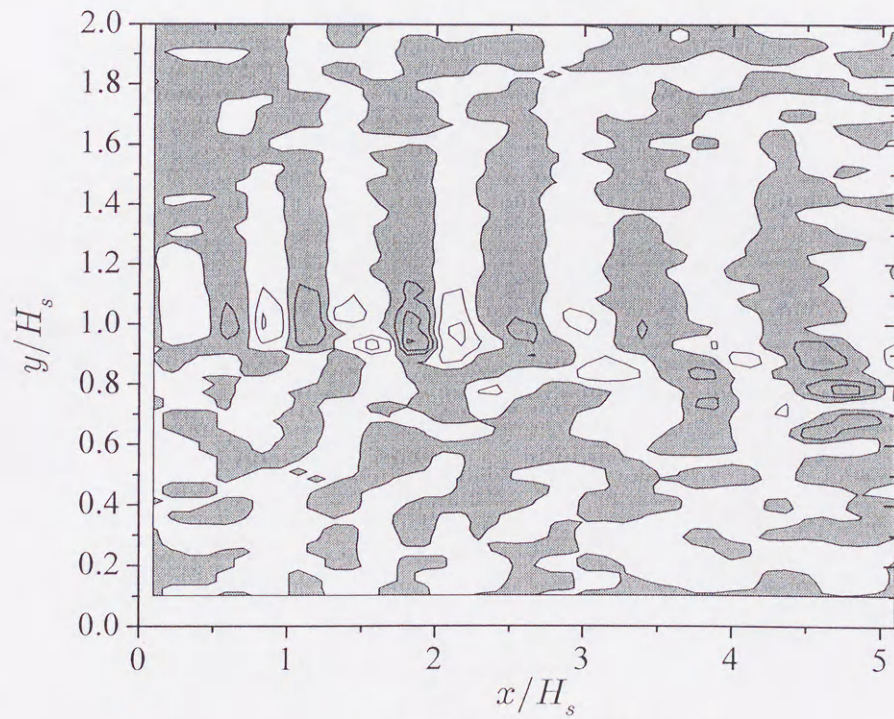
(b) alternate phase mode

gray - positive    white - negative  
contour interval 5.0%

図2-20 アンサンブル平均した速度変動  $\langle u' \rangle / U_\infty$  のコンター図 ( $x$ - $y$ 面)  
(前向きステップ, 振動ワイヤ,  $f_c = 600\text{Hz}$ ,  $z/S_w = 0.0$ )



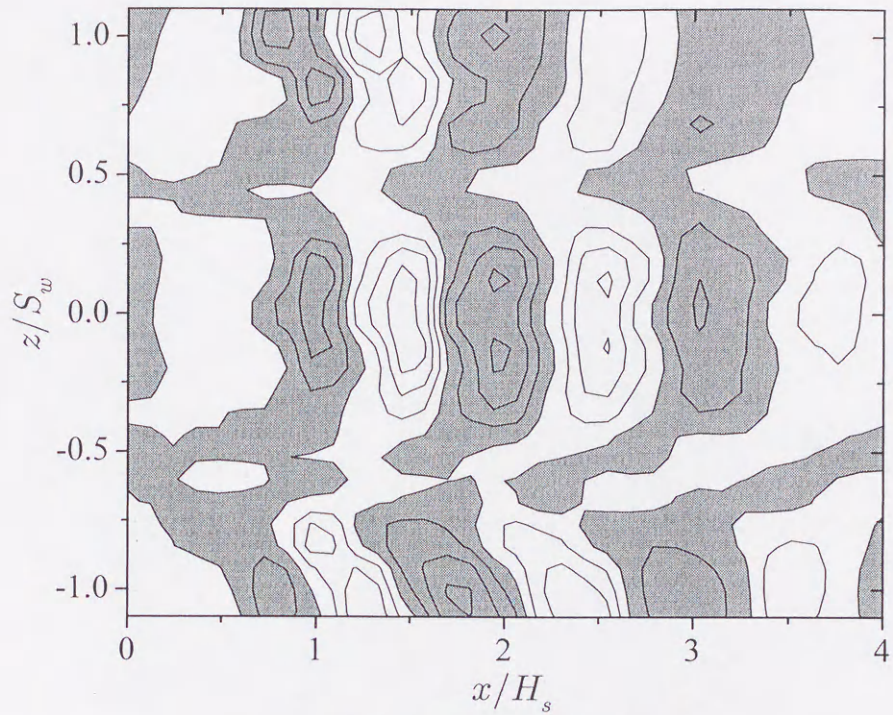
(a) uniform phase mode



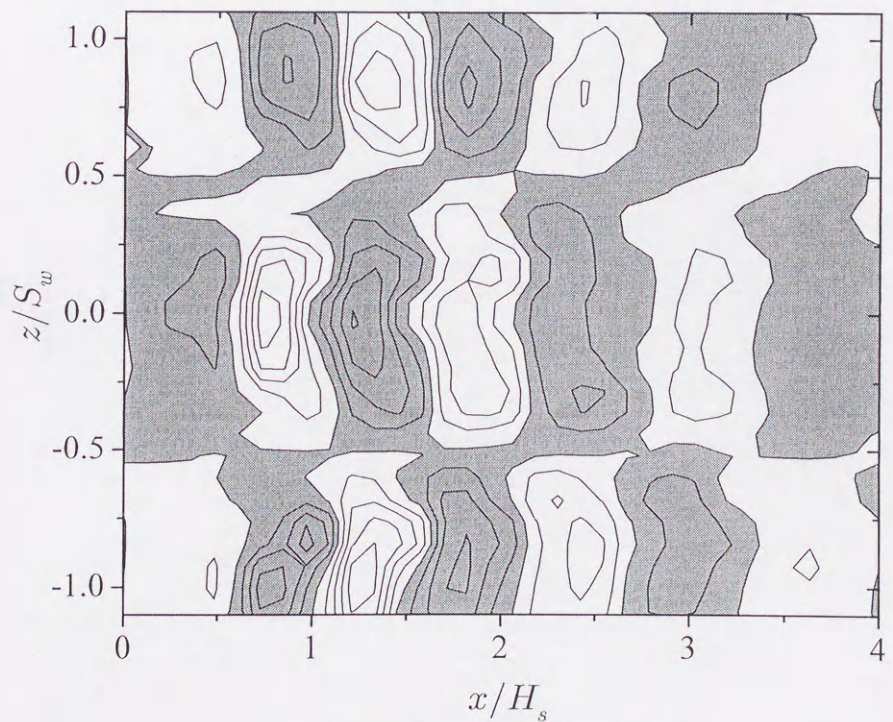
(b) alternate phase mode

gray - positive white - negative  
contour interval 1.2%

図2-21 アンサンブル平均した速度変動  $\langle u' \rangle / U_\infty$  のコンター図 ( $x$ - $y$ 面)  
(後ろ向きステップ, 振動ワイヤ,  $f_c = 600\text{Hz}$ ,  $z/S_w = 0.25$ )



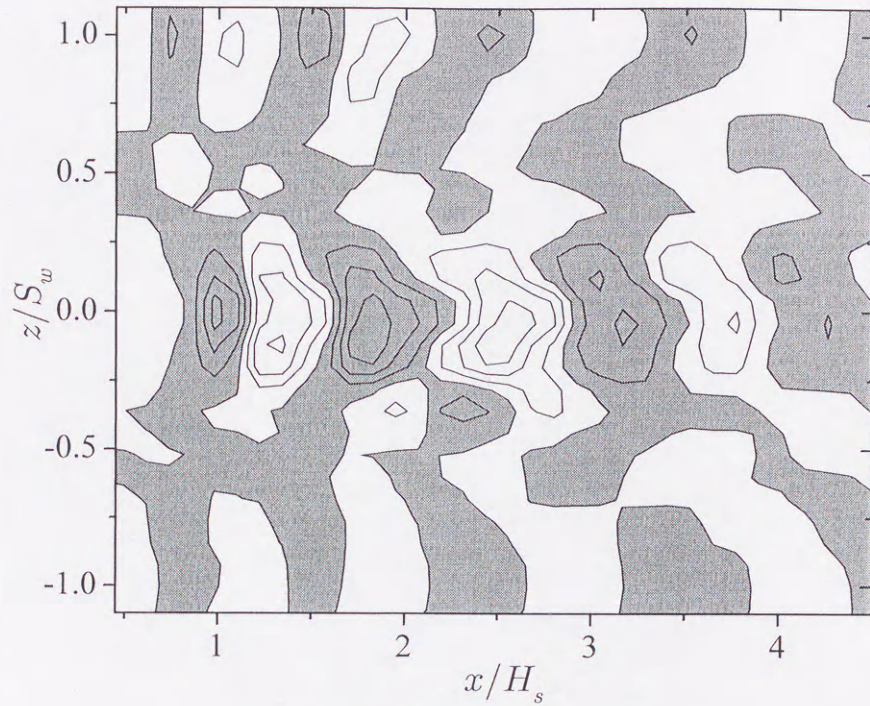
(a) uniform phase mode



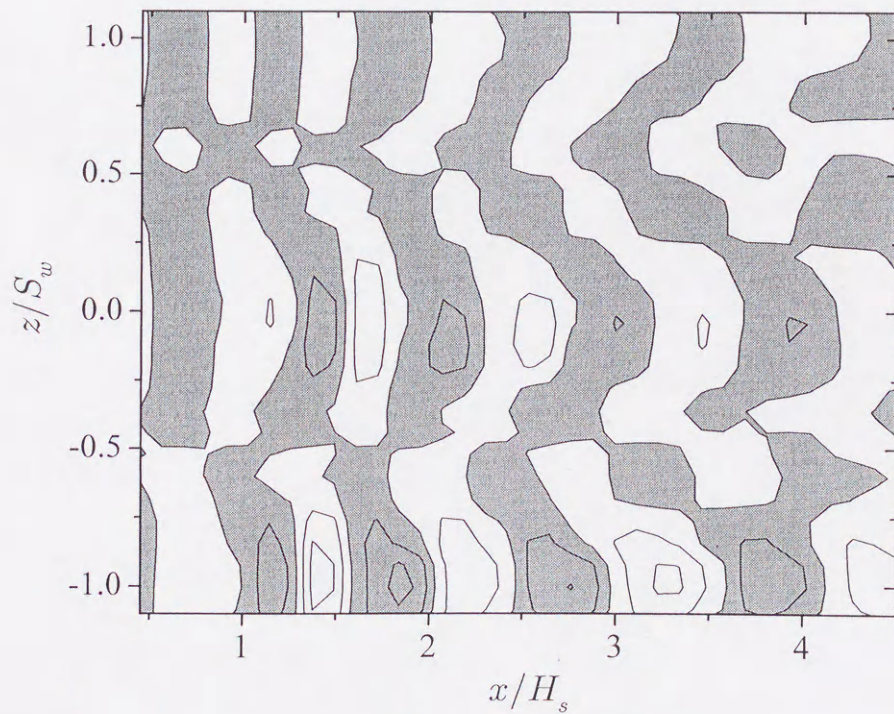
(b) alternate phase mode

gray - positive    white - negative  
contour interval 2.0%

図2-22 アンサンブル平均した速度変動  $\langle u' \rangle / U_\infty$  のコンター図 ( $x$ - $z$ 面)  
(前向きステップ, 振動ワイヤ,  $f_c = 600\text{Hz}$ ,  $y/H_s = 0.35$ )



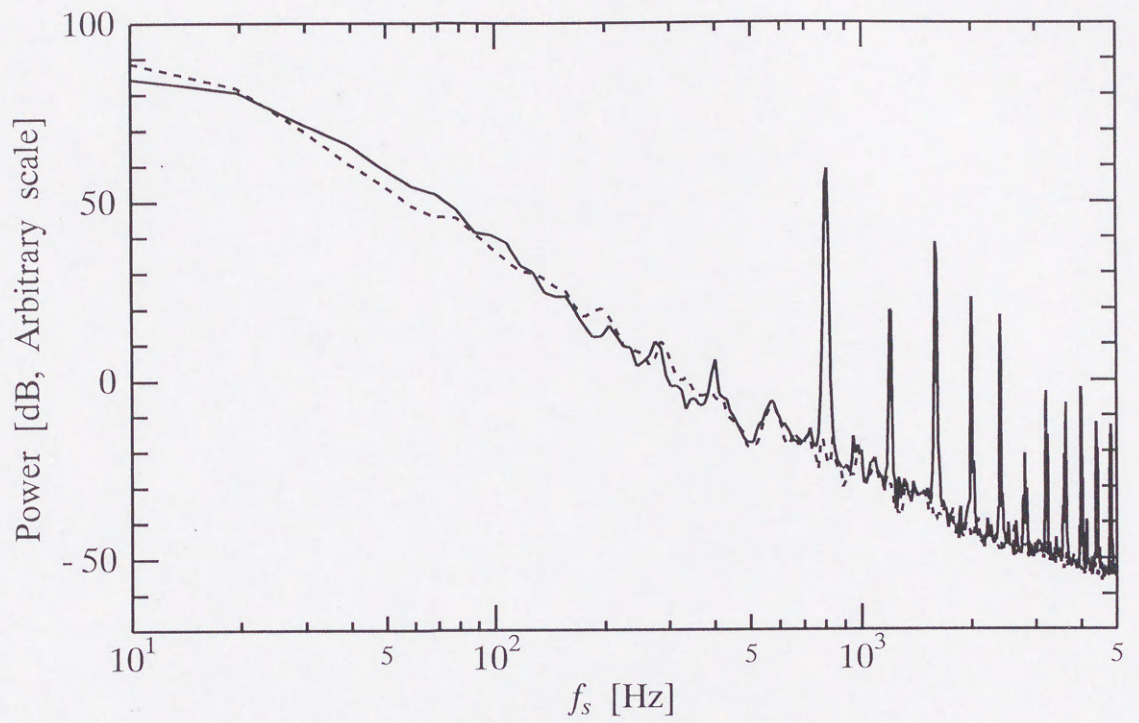
(a) uniform phase mode



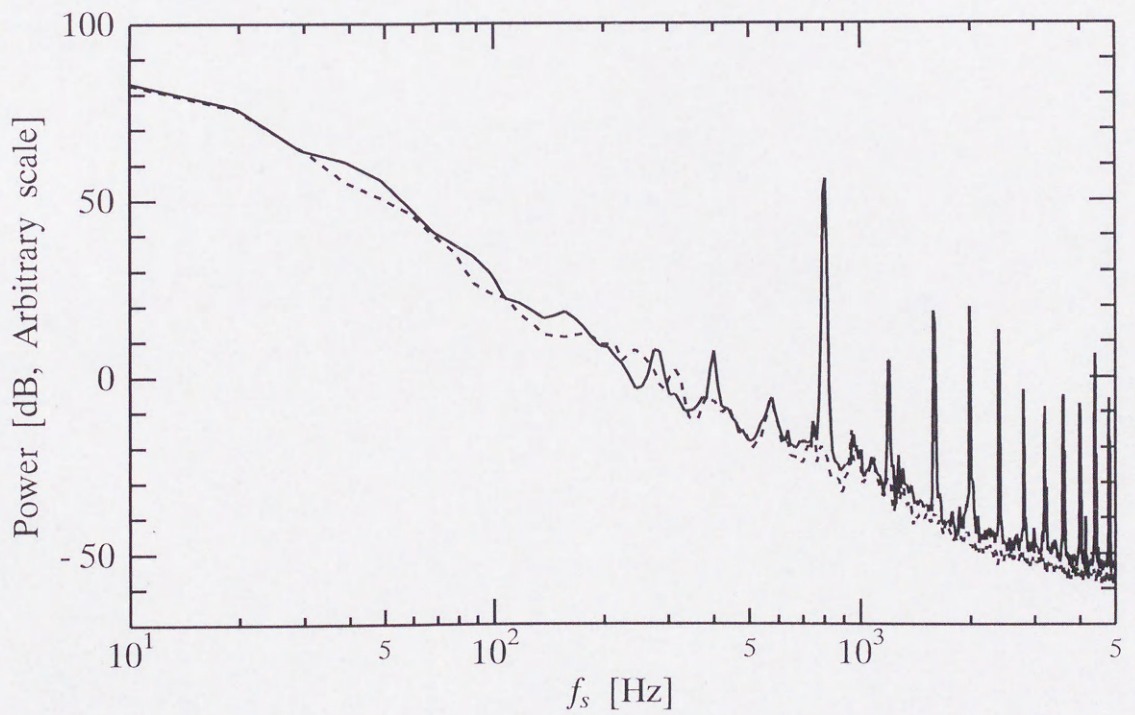
(b) alternate phase mode

gray - positive white - negative  
contour interval 1.0%

図2-23 アンサンブル平均した速度変動  $\langle u' \rangle / U_\infty$  のコンター図 ( $x$ - $z$ 面)  
(後ろ向きステップ, 振動ワイヤ,  $f_c = 600\text{Hz}$ ,  $y/H_s = 1.1$ )



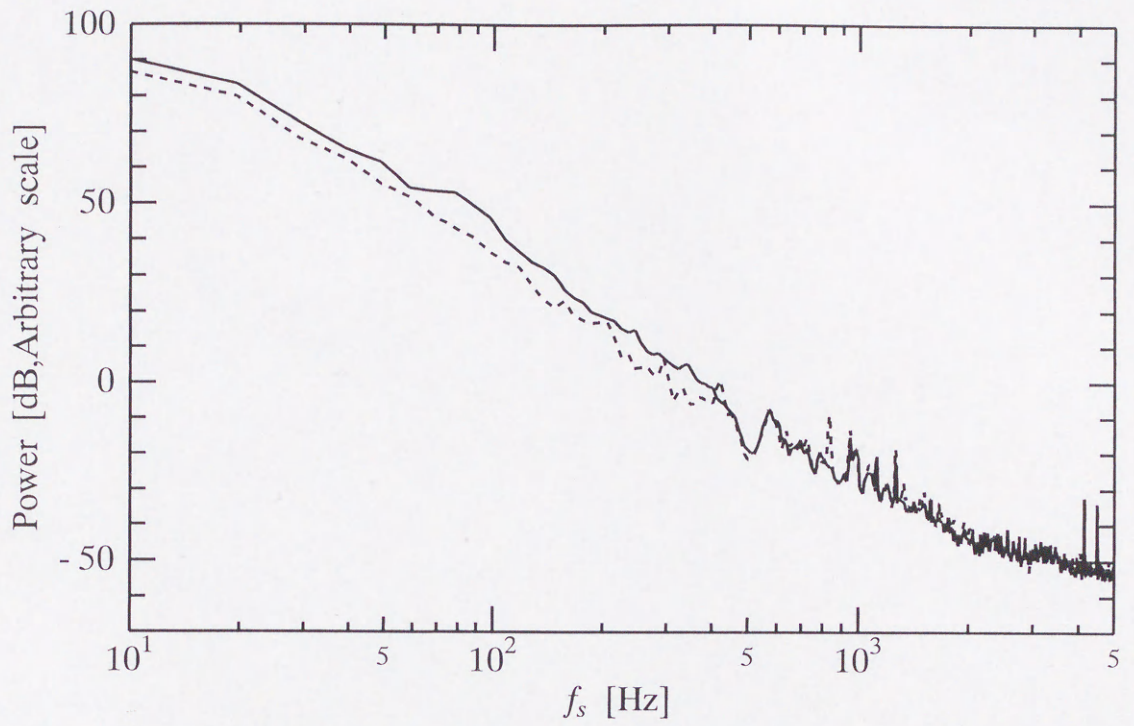
(a) forward facing step



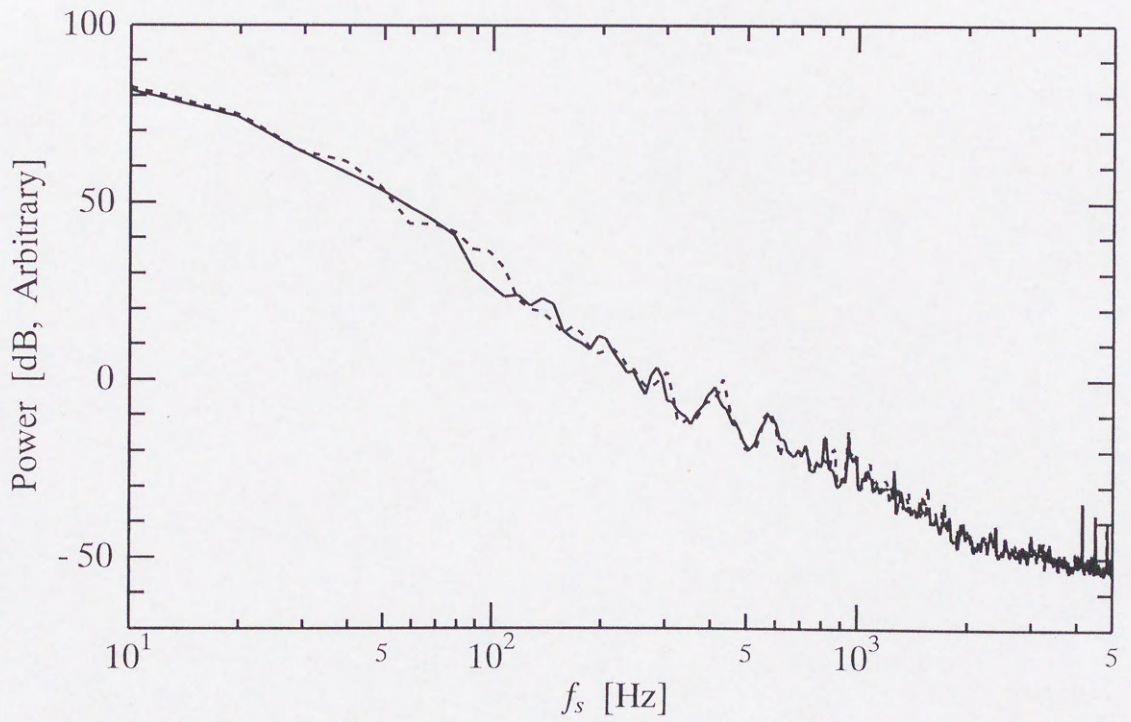
(b) backward facing step

—— alternate phase mode    - - - - - without forcing

図2-24 発生音の制御による変化  
( 振動プレート,  $f_c=800\text{Hz}$  )



(a) forward facing step



(b) backward facing step

— alternate phase mode    - - - - - without forcing

図2-25 発生音の制御による変化  
(振動ワイヤ,  $f_c = 600\text{Hz}$ )

## 第3章 圧電フィルムによる後ろ向き ステップを過ぎる流れの制御

### 3.1 緒言

本章では、圧電素子によりプレートを振動させる制御装置や振動ワイヤ制御装置に代わる制御装置として圧電フィルムを取り上げ、その圧電フィルムを用いた制御装置により後ろ向きステップでのほく離流の制御を試みている。本章の後ろ向きステップモデルでは自然状態での発生音が小さいため流体騒音の測定は行わずに流れ場の測定のみを行っている。

圧電フィルムを用いる利点は、それ自体の発生音が無いこと、消費電力が非常に少ないこと、圧電フィルムを平板上に貼り付け配線をするだけで良く、平板内の加工を必要とする第2章で用いた振動プレート制御装置や位置決めが微妙な振動ワイヤ制御装置に比べ設置が簡単なことである。この点から圧電フィルムはより実用的な制御デバイスであると考えられる。

圧電フィルムの変形量は圧電素子と比べて小さいため、圧電フィルムが変形しやすいように圧電フィルムの上流部だけを平板に固定している。第2章と同じようにスパン方向に導入する変動の位相を変えることを念頭に置いているので複数枚の圧電フィルムをスパン方向に隙間なく並べ、隣り合う圧電フィルムに別の位相の信号を印加し、スパン方向に異なる位相の変動を導入できるような構成としている。

## 3.2 実験装置および測定方法

使用した風洞は第2章と同じく東北大学流体科学研究所の小型低乱風洞である。

### 3.2.1 実験装置

図3-1に供試体の概略図を示す。供試体は後ろ向きステップである。圧電フィルムを用いた結果、平板内の加工をする必要がなくなったので、第2章の供試体よりも供試体全体を薄くすることが可能となった。ここでは厚さ1.5mmの平板を組み合わせ後ろ向きステップを持つ平板を構成した。そのため、第2章の供試体と比べて前縁で流れははく離しにくく供試体は傾斜角 $\alpha$ を $0^\circ$ として風洞に設置した。この後ろ向きステップ平板供試体は全長が600mmで、ステップは前縁から300mmの位置にある。ステップの高さ $H_s$ は5.5mmで、ステップ上流での境界層厚さ( $U_\infty = 10\text{m/s}$ で約3mm)よりも大きなものになっている。座標系は図3-1のように主流方向に $x$ 軸、高さ方向に $y$ 軸、スパン方向に $z$ 軸とし、 $x$ 座標原点はステップ位置、 $y$ 座標原点は下流側平板表面、 $z$ 座標原点はスパン方向の平板中央とした。流れの2次元性を保つために平板の両側には側板が付けてある。流れの2次元性が保たれていることを確認するためにステップ上流( $x = -50\text{mm}$ )で平板中央付近のスパン方向100mmに渡る領域で高さ方向の平均速度分布と速度変動のrms分布を測定した。その結果を図3-2に示す。この図に見るようにスパン方向の異なる位置で測定した平均速度分布と速度変動のrms分布はほぼ一致しており、速度分布のバラツキが最大で一様流速 $U_\infty$ の2%、速度変動のrms分布のバラツキも最大3%程度と良好な2次元性が保たれていることがわかる。

### 3.2.2 圧電フィルム制御装置

本章で流れの制御に用いた圧電フィルム(PVDFフィルム)は厚さ0.1mmのものである。圧電フィルムはシート状で自由に切断して用いることができる。圧電フィルムの上下面は電極となっており、両電極間に電圧を印加するとその電圧に応じてフィルムが変形する。圧電フィルムは熱に弱く半田付けが難しいため、電



極への配線は導電性のエポキシ性接着剤 (EPOXY TECHNOLOGY 製 エポテック I 415G) を用いて行った. 圧電フィルムの配置の概略を図3-3に示す. 圧電フィルムはその変形量に異方性を有しており, 最大変位方向が主流方向と平行となるように設置した. 圧電フィルムの流れ方向長さは50mmで, 下流側の辺がステップの角に揃うように設置した. 圧電フィルムはその長さが長いほど振幅が大きくなるため, 流れに影響を与えるのに十分な振幅を得るために流れ方向長さを50mmと決定した. 圧電フィルムの上流部10mmだけを両面テープで平板表面に固定し, 圧電フィルムの変形に伴いステップの角付近では圧電フィルムが平板表面に対して相対的な動きが可能となるように配慮した. 圧電フィルムの下流端がステップの角になっているため, 圧電フィルムの伸び縮みはステップの角の位置を主流方向前後に移動させる. この角の位置が動いて流体を周期的に押す効果, フィルム表面の振動によりフィルム表面がすべり速度を持つことでフィルム上をすべり無し条件を満足させながら流下してきた流れがステップの角から離れる際に持つ速度・渦度などの諸物理量が時間的に変化する効果などにより変動が流れの中に導入される. 圧電フィルム一枚当たりのスパン方向長さ  $S_{pf}$  は15mm (a 図), 20mm (b 図), 25mm (c 図), 30mm (d 図), 60mm (e 図) の5種類を用いた. 図3-3のように  $S_{pf} = 15\text{mm}$  では12枚,  $S_{pf} = 20\text{mm}$  では6枚,  $S_{pf} = 25\text{mm}$ , 30mm では4枚,  $S_{pf} = 60\text{mm}$  では2枚の圧電フィルムを  $z = 0$  に対して対称になるように隙間なく並べて設置した. スパン方向の広範囲にわたってフィルムが存在するため必要のなかった  $S_{pf} = 15\text{mm}$  の場合を除いて, フィルム端による段差の影響を無くすために, スパン方向の両端には振動しないダミーのフィルムを設置している. 圧電フィルムの制御には正弦波を用い, その印加電圧は実効値120Vで一定とし実験を行った. 投入電力量は主に用いた  $S_{pf} = 60\text{mm}$  の場合で30mWから400mWと周波数により変化するが, 数十から数百mWの非常に少ない電力である. 以後特に記述がない場合には圧電フィルムの幅が60mmの場合の結果を示している. 実験

に用いた大きさの圧電フィルムの場合, 180V の DC 電圧を印加した時の圧電フィルムの下流端の変移量は約  $1\mu\text{m}$  であり, 測定状態での振動の振幅は約  $2\mu\text{m}$  であると考えられる. 圧電フィルムはいずれの場合も図 3-3 に示すように 1 枚おきに並列接続されており, 隣り合う圧電フィルムを異なった位相で振動させることが可能になっている. 振動のモードとしては, すべての圧電フィルムを同じ位相で振動させる同位相モード制御と, 隣り合う圧電フィルムを  $180^\circ$  ずれた位相の正弦波で制御する交互位相モード制御の 2 種類の制御モードについて実験を行った (図 3-4). 同位相モードは 2 つのチャンネルの圧電フィルムを並列接続して実現し, 交互位相モードはアンプからの出力を 1 つのチャンネルの圧電フィルムには正負そのままつなぎ, もう 1 つのチャンネルの圧電フィルムには正負を反対にしてつなぐことで実現している.

### 3.2.3 測定方法とデータ処理方法

流れ場の測定には定温度型熱線流速計を用い, プロープにはシングルプロープを用いた. また, データ収集は熱線流速計からの信号をエイリアシングを防ぐ目的でローパスフィルタを通した後, A/D 変換ボードでコンピュータに取り込み, ハードディスクに記録する. 熱線流速計からの流速信号は同時刻の圧電フィルムの制御信号とともに記録されている. データ処理法としてはアンサンブル平均法を用いた. その際の条件付抽出の基準信号としては圧電フィルムの制御信号用い, アンサンブル平均のサンプル数は 1000 回である.

### 3.3 実験結果および考察

#### 3.3.1 流れの可視化による再付着点位置の測定

後ろ向きステップではく離れた流れの再付着点位置を調べるために流れの可視化を行った。可視化方法としては油膜法を用いた。油には低流速でも流動性の良いメントオイルを、色素としては油性ペン (Staedtler 製 Lumocolor) を用いた。色素は主流方向間隔 5mm, スパン方向間隔 2.5mm で置かれており, スパン方向の隣り合う列は主流方向に 2.5mm ずらしてある。主流速度  $U_\infty$  は 10 m/s から 20m/s まで変化させた。その結果を図 3-5 に示す。写真の左端の黒い部分と白い部分の境界がステップの位置で, 流れは左から右へと向かっている。色素が上流側である左向きに流れている部分が逆流域であり, 下流側へ流れている部分が順流域である。色素が両側へ流れている位置または色素の流れた軌跡が左から右に変わる位置が再付着点位置である。ステップから再付着点位置までの距離  $x_{rt}$  を表 3-1 に示す。再付着点位置は流速が増すにつれステップに近づくことがわかる。図 3-6 にステップ高さで無次元化したステップから再付着点位置までの距離  $x_{rt}/H_s$  がステップ高さを基準としたレイノルズ数  $Re_h$  により変化する様子を示す。この実験の風速範囲は  $Re_h$  で 3640 から 7280 となり,  $Re_h \sim 820$  までは  $x_{rt}/H_s$  は  $Re_h$  に対して線形的に増加し,  $Re_h$  が 820 から  $10^4$  の範囲では  $Re_h$  が増加すると  $x_{rt}/H_s$  は減少し, それ以降は一定になるという Sinha<sup>[30]</sup> の結果と合致している。

#### 3.3.2 高さ方向の速度分布

ステップから下流における  $z/S_{pf} = 0$  での  $y$  方向の速度分布を図 3-7 に示す。図 3-7(a) に全体像を, 図 3-7(b) に壁面付近の拡大図を示す。なお, 逆流も正の速度として図に現れてしまっている。ステップに近い位置では壁面付近に流速が低い値で  $y$  方向に一定となる領域が存在しているが, これは逆流部分である。  $x/H_s = 9.09$  より下流ではこの領域が見えなくなる。これは  $x/H_s = 10.6$  の再付着点に近い

たためである。ステップから下流に行くにつれて、せん断層を表す速度勾配の大きい部分はだんだんと壁面へ近づいていき、その勾配も緩やかなものになっている。次に同じ場所での速度変動のrms分布を図3-8に示す。平均速度分布と同様に図3-8(b)は図3-8(a)の壁面付近の拡大図である。ステップ付近の $x/H_s = 1.82$ では速度変動のrmsが大きい領域はステップより上方の $y/H_s = 1.3$ にあり、下流に行くにつれて速度変動が成長していく。図3-7と図3-8の結果はTani<sup>[31]</sup>らの結果と一致している。

次に平均速度分布と速度変動のrms分布を等値線図として図3-9に示す。図3-9(a)の平均速度分布を見るとせん断層の存在を確認でき、そしてそれが下流に行くにしたがって壁面に近づいていく様子がよくわかる。図3-9(b)の速度変動のrms分布を見ると最も速度変動の大きい領域は再付着点位置の $x/H_s = 8.7$ 付近に存在しており再付着点の位置で速度変動が最も大きいことがわかる。

### 3.3.3 速度変動の周波数解析

主流速度 $U_\infty = 15\text{m/s}$ で $x/H_s = 0.91$ ,  $y/H_s = 0.73$ ,  $z/S_{pf} = 0$ の位置で速度変動を周波数解析した結果を図3-10に示す。圧電フィルムを振動させて制御を行なった場合と、振動させずに制御を行っていない場合の結果を比較する。制御を行っていない場合の結果を見ると600Hzを中心としたパワーの盛り上がりが見られ、これがはく離せん断層の渦放出周波数であると考えられる。この結果に基づいて600Hzを主流速度 $U_\infty = 15\text{m/s}$ の場合の制御周波数として用いた。他の主流速度の場合にも同様の方法で制御周波数を決定した。

制御を行った場合に注目すると600Hzの鋭いピークとその高調波の1200Hzのピークがある。このように圧電フィルムの振動が流れに影響を及ぼしていることが確認できた。

### 3.3.4 速度変動波形

主流速度  $U_\infty = 15\text{m/s}$  で  $x/H_s = 2.73$ ,  $y/H_s = 1.18$ ,  $z/S_{pf} = 0.25$  の位置で測定した速度変動  $u'$  の波形を図3-11に示す。600Hz で制御を行った場合と制御を行っていない場合の結果を、制御信号とともに示している。制御を行うことにより、制御をしていない時には見られなかった制御信号と同じ周波数の速度変動が現れている。また同位相モードで制御した場合と、交互位相モードで制御した場合の速度変動は位相が約  $180^\circ$  ずれているように見える。

より詳細に位相の関係を見るために、速度変動波形に対して圧電フィルムの制御信号を基準信号とした条件付抽出を行いアンサンブル平均した。 $x/H_s = 2.73$ ,  $y/H_s = 1.18$  で  $z$  方向の離れた2点で測定を行った結果を同位相モード制御の場合、交互位相モード制御の場合にわけて図3-12に示す。先ほどと同様に主流速度  $U_\infty$  は  $15\text{m/s}$  である。また測定位置の  $z$  座標は隣り合う圧電フィルムの下流に相当する  $z/S_{pf} = -0.25, 0.25$  である。2枚の圧電フィルムを同じ位相で振動させた図3-12(a)の同位相モード制御の場合には、スパン方向の異なる2点で測定した速度変動波形の位相がほぼ揃っている。一方、2枚の圧電フィルムを半波長ずれた位相で振動させた図3-12(b)の交互位相モード制御の場合を見ると、速度変動波形が  $z/S_{pf} = -0.25$  と  $0.25$  では半波長ずれていることがわかる。以上のことからステップからの速度変動は圧電フィルムの振動により影響を受けて変化しており、上流の圧電フィルムの振動に同期していることが確認できた。

### 3.3.5 速度変動の分布

速度変動の高さ方向の分布を見るために主流速度  $U_\infty = 15\text{m/s}$  での  $z/S_{pf} = 0.25$  の  $x$ - $y$ 面 で速度変動を測定し、各点での速度変動波形をアンサンブル平均した。その結果を等値線図として表したものを図3-13に示す。ステップから流れに導入した擾乱は下流に行くにつれて成長していくが、 $x/H_s$  が  $5.5$  付近で振幅が最大とな

り,その後減衰していく.

この図3-13をもとに,スパン方向の渦度の支配的な項である  $-\partial \langle u' \rangle / \partial y$  を計算した結果を図3-14に示す.図3-13の速度変動パターンは図3-14のような渦度変動パターンが作り出したものであり,速度変動のパターンと渦度変動のパターンは高さ方向に位置はずれるが形状はほぼ等しい.ここでもやはりステップの角で導入した変動が  $x/H_s = 5.5$  付近まで成長していくのはステップから下流へと伸びるせん断層のロールアップによるものである.

速度変動の  $x$ - $z$ 面の分布を見るために  $y/H_s = 1.18$  の  $x$ - $z$ 面で速度変動を測定した.その結果をアンサンブル平均し速度変動の等値線として表したコンター図を図3-15に示す.図3-15(a)の同位相モード制御の場合を見てみるとスパン方向に同じ符号の速度変動が存在しており,同じ位相の速度変動が並んでいる.一方,図3-15(b)の交互位相モード制御の場合には圧電フィルムの境目である  $z/S_{pf} = 0$  で速度変動の符号が変化しておりスパン方向に  $180^\circ$  ずれた位相の速度変動が並んでいる.このように,空間的に見ても速度変動が上流の圧電フィルム振動に同期しており,圧電フィルムの制御モードを変えることにより,スパン方向に同じ位相の速度変動を作り出すこともスパン方向に位相の  $180^\circ$  ずれた速度変動を作り出すことも可能であることが示された.

次に再付着する際に速度変動の組織的構造が維持されているかどうかを調べるために,壁面近傍の  $y/H_s = 0.18$  で測定を行った.その結果を図3-16に示す.図3-16を見ると,  $x/H_s$  が7以下では速度変動の組織的なパターンは非常に弱いものとなっていることがわかる.しかし,再付着点の少し上流の  $x/H_s = 7$  から強い速度変動の組織的パターンが現れており,再付着点の  $x/H_s = 8.7$  付近で最も強くなる.この結果はステップで導入した速度変動の影響が再付着点まで及んでいることを示している.

次にアンサンブル平均した速度変動の  $y$ - $z$ 面内のコンター図を図3-17に示す.

ステップ高さ付近に最も強い速度変動が存在していることがわかる。また  $y$ - $z$ 面で見ても、同位相モード制御でスパン方向に符号の揃った速度変動が並んでおり、交互位相モード制御でスパン方向に符号の反転する速度変動が並んでいるのがわかる。さらにステップ高さ付近と壁面付近では速度変動の符号が反転しており、交互位相モード制御では壁面付近の速度変動もスパン方向に符号が反転していることがわかる。ステップから上方を見てみると、制御モードに依らず、組織的パターンは圧電フィルムの両端で  $y/H_s = 3.0$  まで上方に伸びているが、フィルム中央では  $y/H_s = 1.5$  までしか伸びていないという点に差が現れている。この理由は不明である。

### 3.3.6 主流速度の影響

主流速度  $U_\infty$  を  $5.0\text{m/s}$  から  $27.5\text{m/s}$  と変化させた場合のアンサンブル平均した速度変動の  $x$ - $z$ 面内のコンター図を図3-18に示す。図3-18(a)の  $U_\infty = 5\text{m/s}$  の場合、同位相モード制御では  $z/S_{pf} = 0.4$  の位置での速度変動の位相がずれており、交互位相モード制御でもフィルム中央部分での位相のずれが現れている。またこの図3-18(a)の図のみコンター線の間隔を変えて表示しているが、非常に弱い速度変動となっている。このように  $U_\infty = 5\text{m/s}$  では制御がうまく行っていないことがわかる。 $U_\infty = 10\text{m/s}$  になると強い速度変動が現れ、制御できている。流速を速くしても  $U_\infty = 20\text{m/s}$  までは同様である。 $22.5\text{m/s}$  以上になるとスパン方向に短いスケールの乱れのパターンが現れ始めるが、大きなスケールのパターンだけに注目するならば測定した最大流速である  $27.5\text{m/s}$  まで制御ができているのがわかる。このように圧電フィルム制御装置によってかなり広範囲の主流速度で流れの制御が可能であることが明らかになった。

### 3.3.7 圧電フィルムの幅による速度変動の変化

圧電フィルムの幅により制御結果はどのように変化するかを調べるために圧

電フィルムの幅  $S_{pf}$  を変化させて測定を行った。その結果を図 3-19 から図 3-22 に示す。図 3-19 が  $S_{pf} = 15\text{mm}$ , 図 3-20 が  $S_{pf} = 20\text{mm}$ , 図 3-21 が  $S_{pf} = 25\text{mm}$ , 図 3-22 が  $S_{pf} = 30\text{mm}$  の場合の結果である。縦軸はそれぞれの場合の圧電フィルム幅で無次元化して示している。図 3-19 の  $S_{pf} = 15\text{mm}$  の交互位相モード制御の場合を見るとステップ付近ではスパン方向に符号の反転するパターンが現れているが,  $x/H_s = 7$  より下流ではスパン方向に位相の揃ったパターンへと変化している。 $S_{pf}$  が  $20\text{mm}$  以上について見るとスパン方向の符号の反転が徐々に起こるために生じる斜めのパターンが現れている部分もあるが, おおむね同位相モード制御でスパン方向に位相の揃ったパターン, 交互位相モード制御でスパン方向に符号の反転するパターンは維持されており, 制御ができていると判断できる。また  $S_{pf} = 60\text{mm}$  の場合も図 3-15 に示した様に問題ない。このように圧電フィルムのスパン方向の幅が小さくなると制御がうまく行かなくなる理由として, 圧電フィルムの幅が小さいと交互位相モード制御で作られる個々の速度変動パターンもスパン方向に短くなり, 周囲の影響を受けやすくなるためにスパン方向に短いパターンは流れ場の中に存在しにくく, 下流へ行くとスパン方向に位相の揃ったパターンになってしまうものと考えられる。 $S_{pf}$  が  $20\text{mm}$  以上では測定に用いた  $S_{pf} = 60\text{mm}$  まで問題なく制御できることがわかった。



### 3.4 結 言

後ろ向きステップから発生するはく離流の位相を、ステップの角に設置した圧電フィルムを振動させることにより制御することを試みた。その結果以下の知見を得た。

- (1) 後ろ向きステップのはく離流の再付着点を油膜法による可視化により測定し、主流速度が速くなるにつれ再付着点はステップに近づきはく離泡は小さくなることを確認した。
- (2) 圧電フィルムにより制御を行うことにより、後ろ向きステップからのはく離流の速度変動の位相をスパン方向に同じ位相にすることも、スパン方向に符号の反転する位相にすることも可能であることがわかった。またその速度変動のパターンは再付着点よりも下流においても維持されている。
- (3) 圧電フィルムにより制御可能な主流速度の範囲は10m/s以上で、今回の実験での最高流速である27.5m/sにおいても制御ができていることがわかった。
- (4) 圧電フィルムの幅が短すぎるとスパン方向に符号の反転する速度変動は存在しにくくなり、やがてスパン方向に位相の揃ったパターンへと変化してしまふ。そのため圧電フィルムの幅は20mm以上必要であることがわかった。

目的としたスパン方向に位相の180°ずれた流れ場を作り出すことはできたが、本章の後ろ向きステップモデルでは自然状態での発生音が小さく、制御による流体騒音の変化を測定することはできなかった。

## 図の表題

- 図 3-1 供試体の概略
- 図 3-2 スパン方向への速度分布変化
- 図 3-3 圧電フィルム制御装置
- 図 3-4 圧電フィルム制御装置の振動モード
- 図 3-5 再付着点の可視化写真
- 表 3-1 再付着点位置の主流速度による変化
- 図 3-6 再付着点位置のレイノルズ数による変化
- 図 3-7 平均速度分布
- 図 3-8 速度変動の rms 分布
- 図 3-9 平均速度と速度変動の rms のコンター図
- 図 3-10 速度変動の周波数解析
- 図 3-11 速度変動波形の例
- 図 3-12 アンサンブル平均した速度変動波形
- 図 3-13 アンサンブル平均した速度変動のコンター図 ( $x-y$ 面)
- 図 3-14 渦度変動の支配的な項  $-\partial \langle u' \rangle / \partial y$  のコンター図 ( $x-y$ 面)
- 図 3-15 アンサンブル平均した速度変動のコンター図 ( $x-z$ 面)
- 図 3-16 アンサンブル平均した速度変動のコンター図 ( $x-z$ 面, 壁面近傍)
- 図 3-17 アンサンブル平均した速度変動のコンター図 ( $y-z$ 面)
- 図 3-18 主流速度による速度変動パターンの変化
- 図 3-19 アンサンブル平均した速度変動のコンター図 ( $S_{pf} = 15\text{mm}$ )
- 図 3-20 アンサンブル平均した速度変動のコンター図 ( $S_{pf} = 20\text{mm}$ )
- 図 3-21 アンサンブル平均した速度変動のコンター図 ( $S_{pf} = 25\text{mm}$ )
- 図 3-22 アンサンブル平均した速度変動のコンター図 ( $S_{pf} = 30\text{mm}$ )

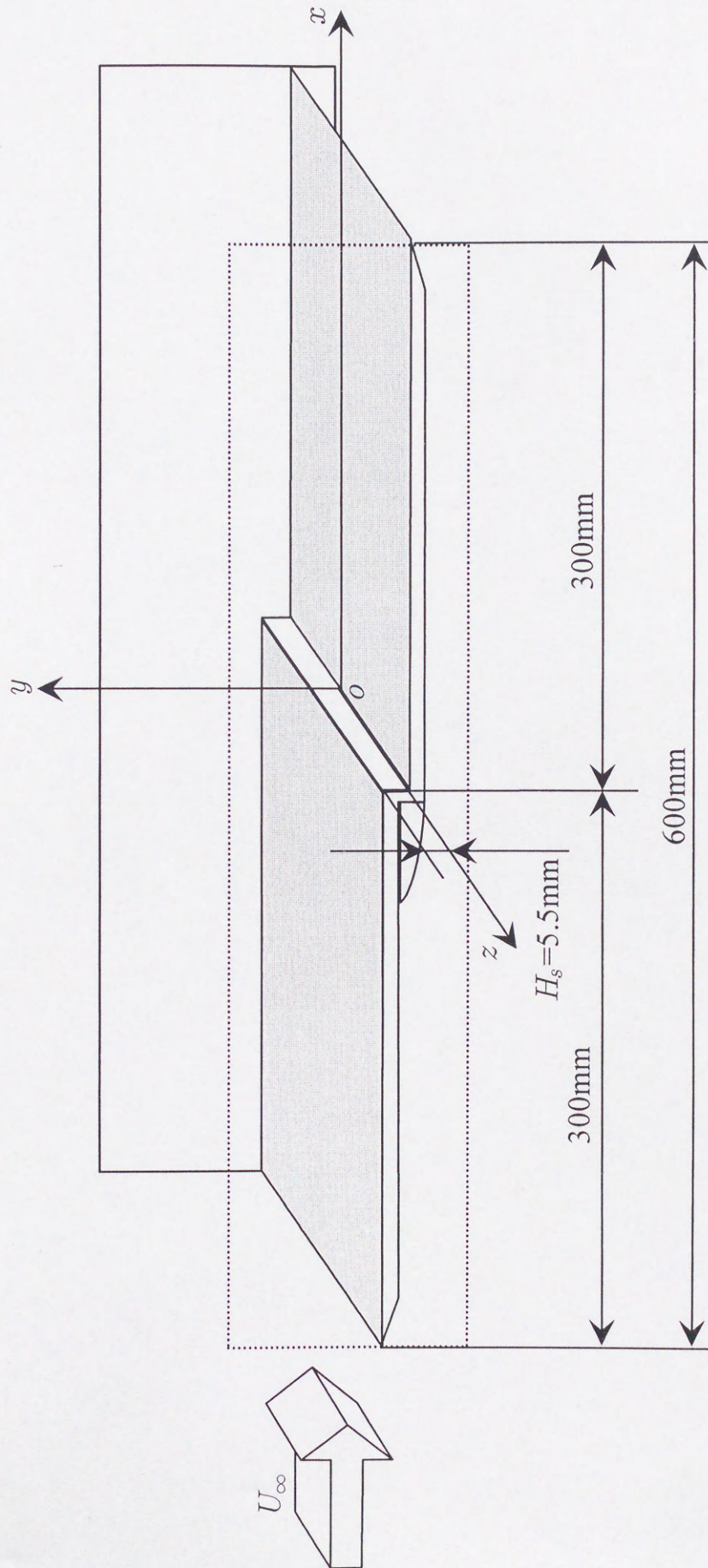
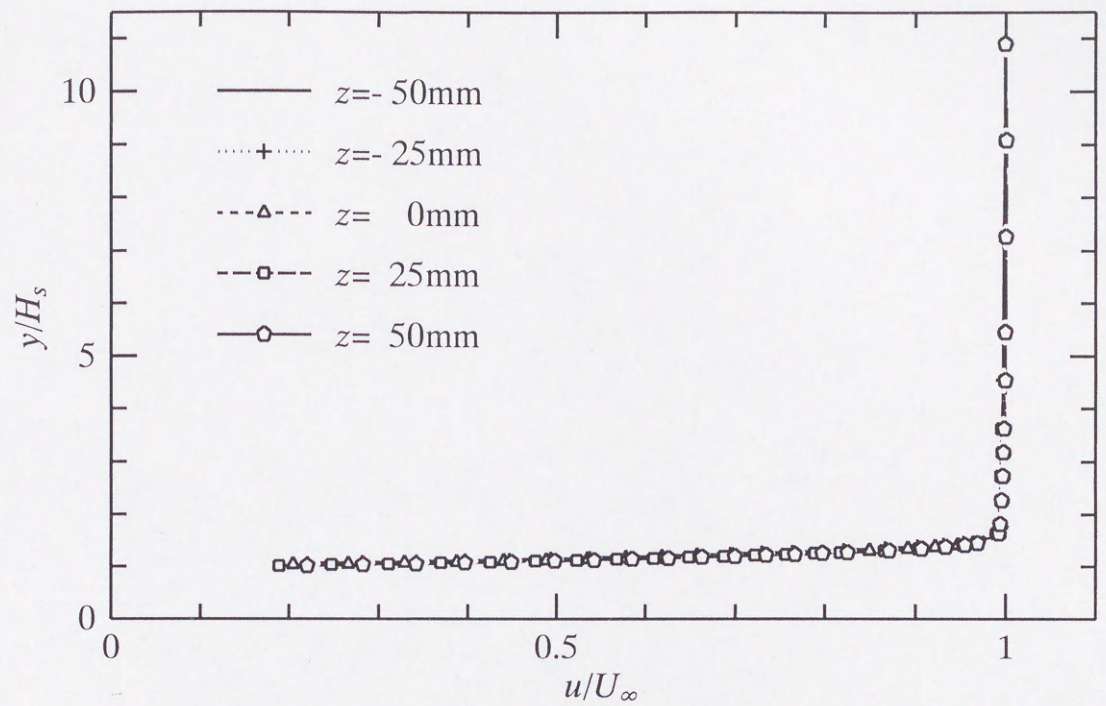
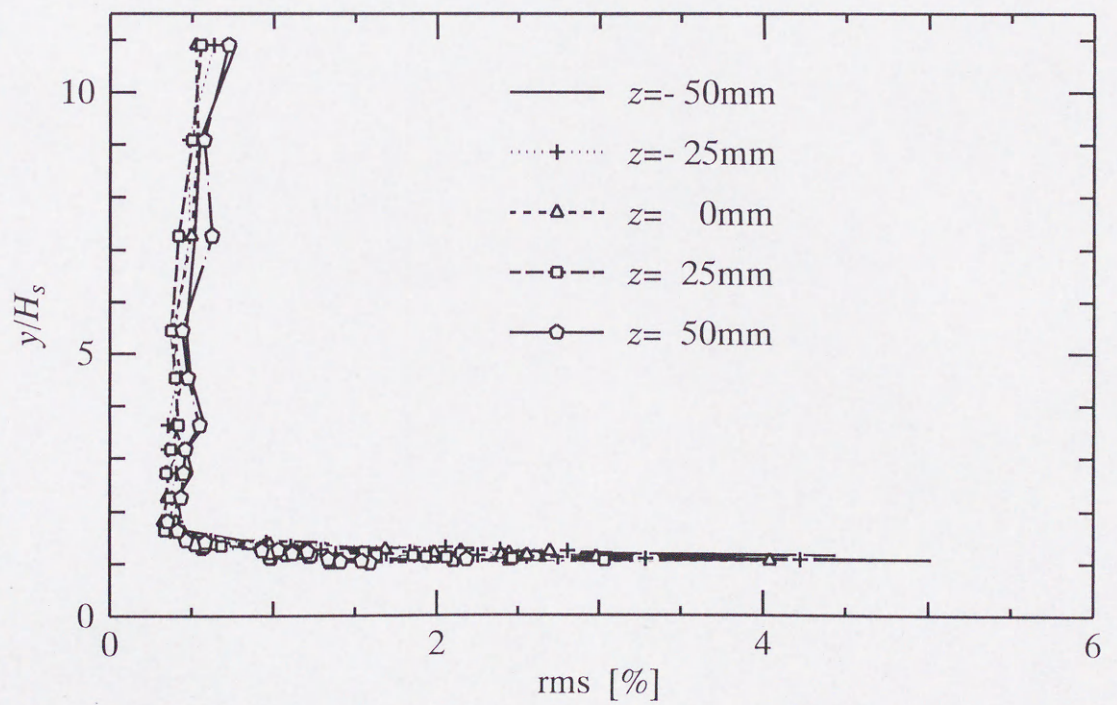


図3-1 供試体の概略



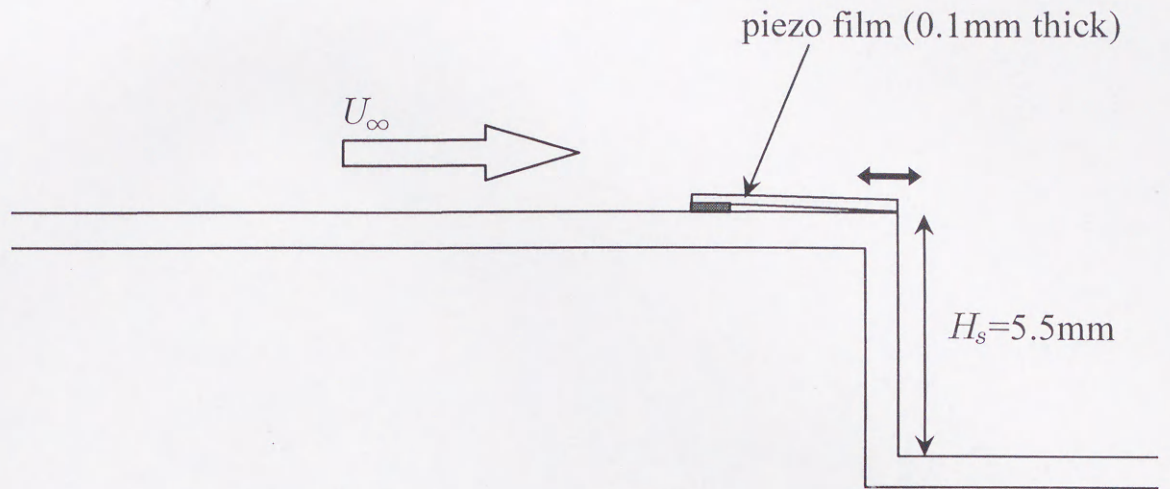
(a) velocity profile



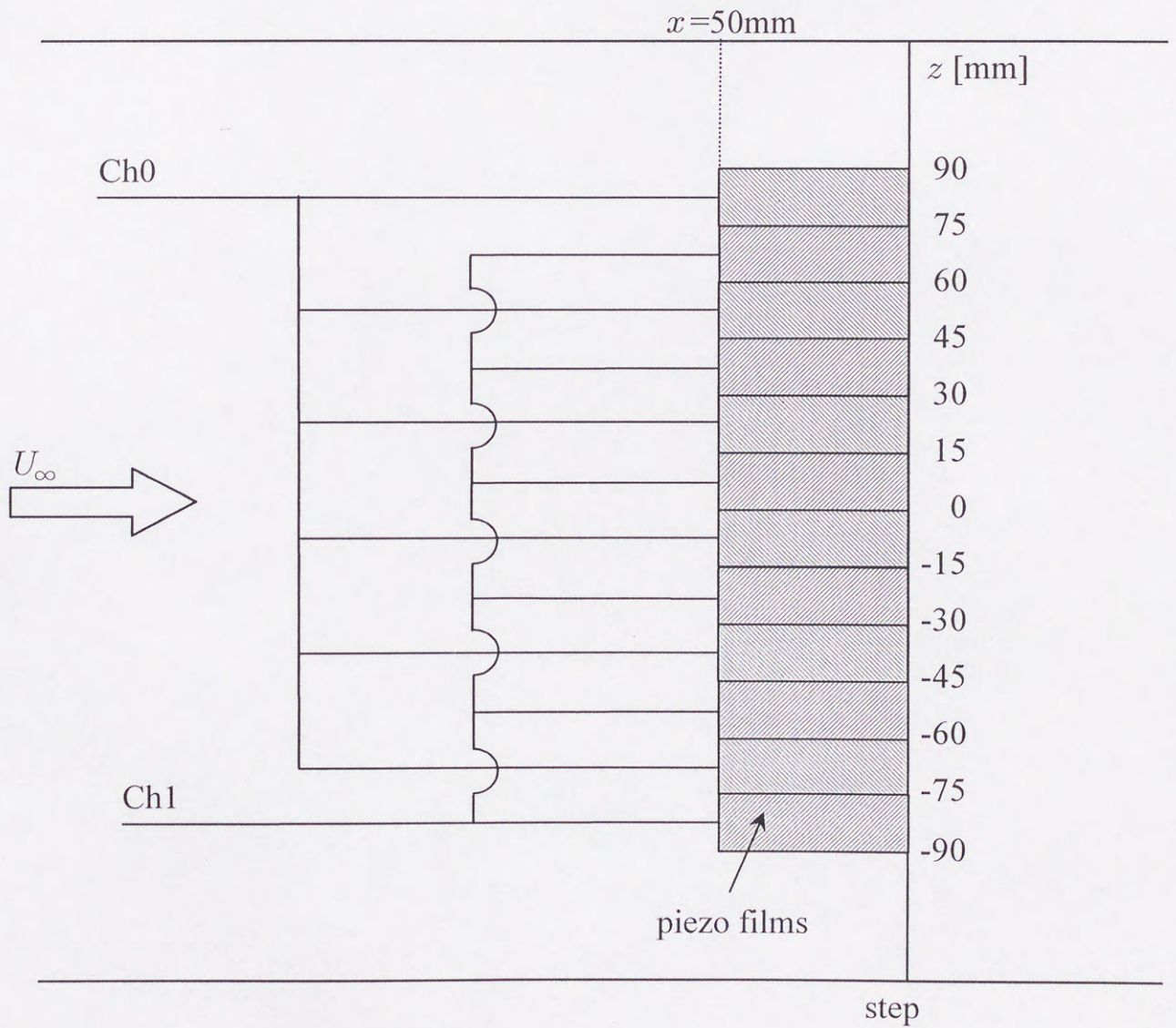
(b) mean velocity fluctuation (rms) profile

図3-2 流れ場の二次元性

( $x/H_s = -9.09$ ,  $U_\infty = 10$  m/s)

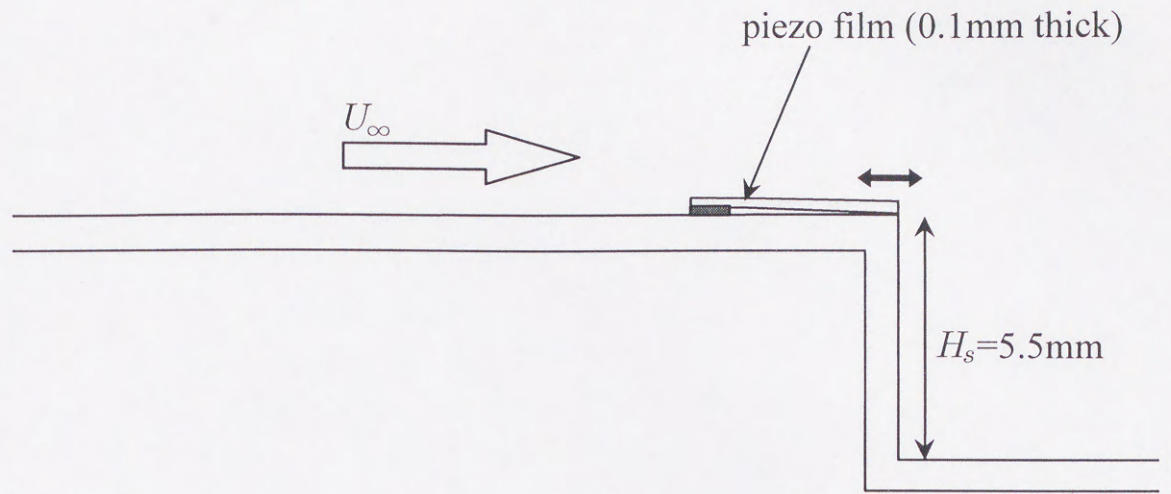


(I) cross sectional view

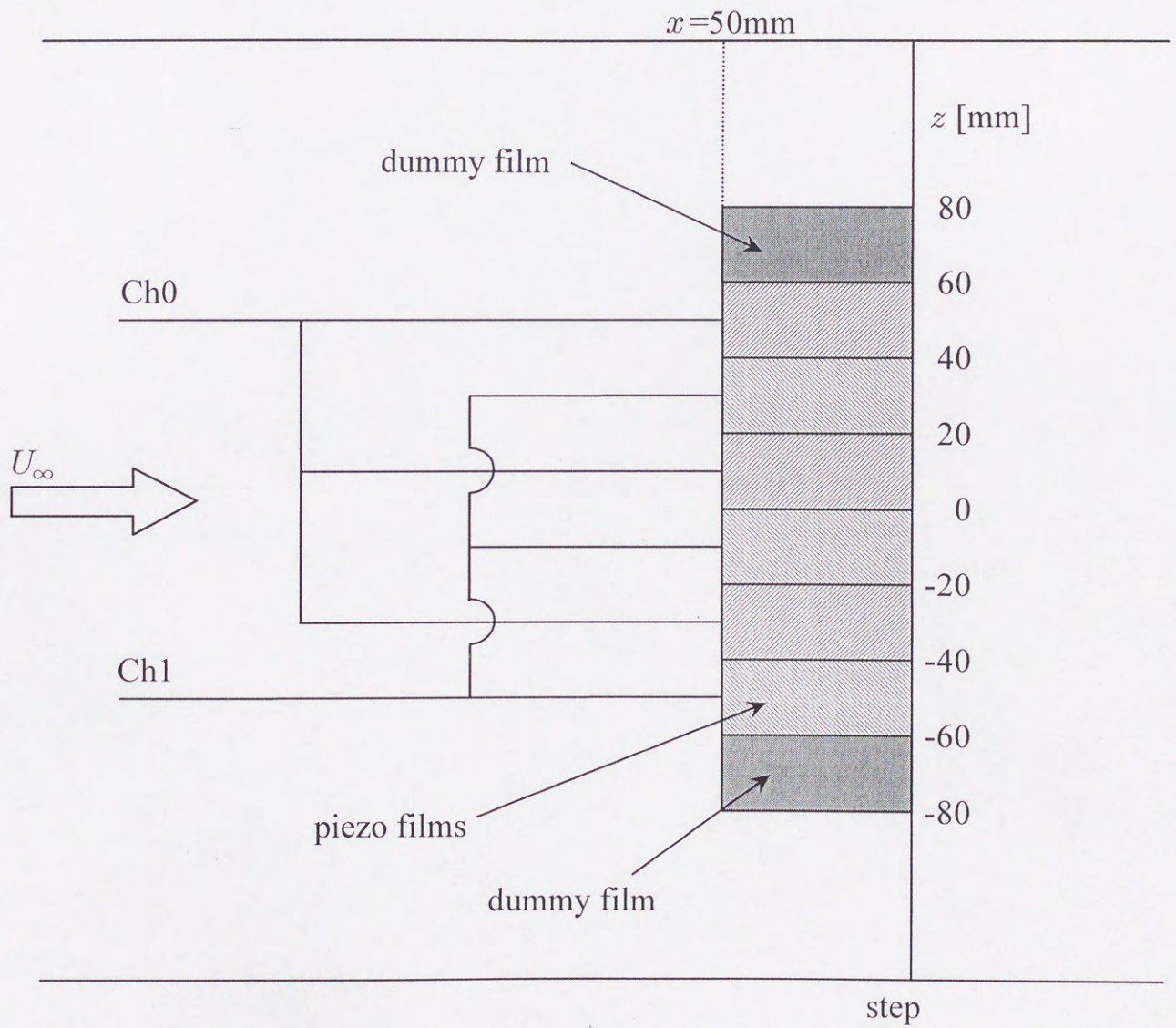


(II) top view

図 3-3(a) 圧電フィルム制御装置  
 (  $S_{pf} = 15\text{mm}$ ,  $L_{pf} = 50\text{mm}$  )



(I) cross sectional view



(II) top view

図 3-3(b) 圧電フィルム制御装置

(  $S_{pf} = 20\text{mm}$ ,  $L_{pf} = 50\text{mm}$  )

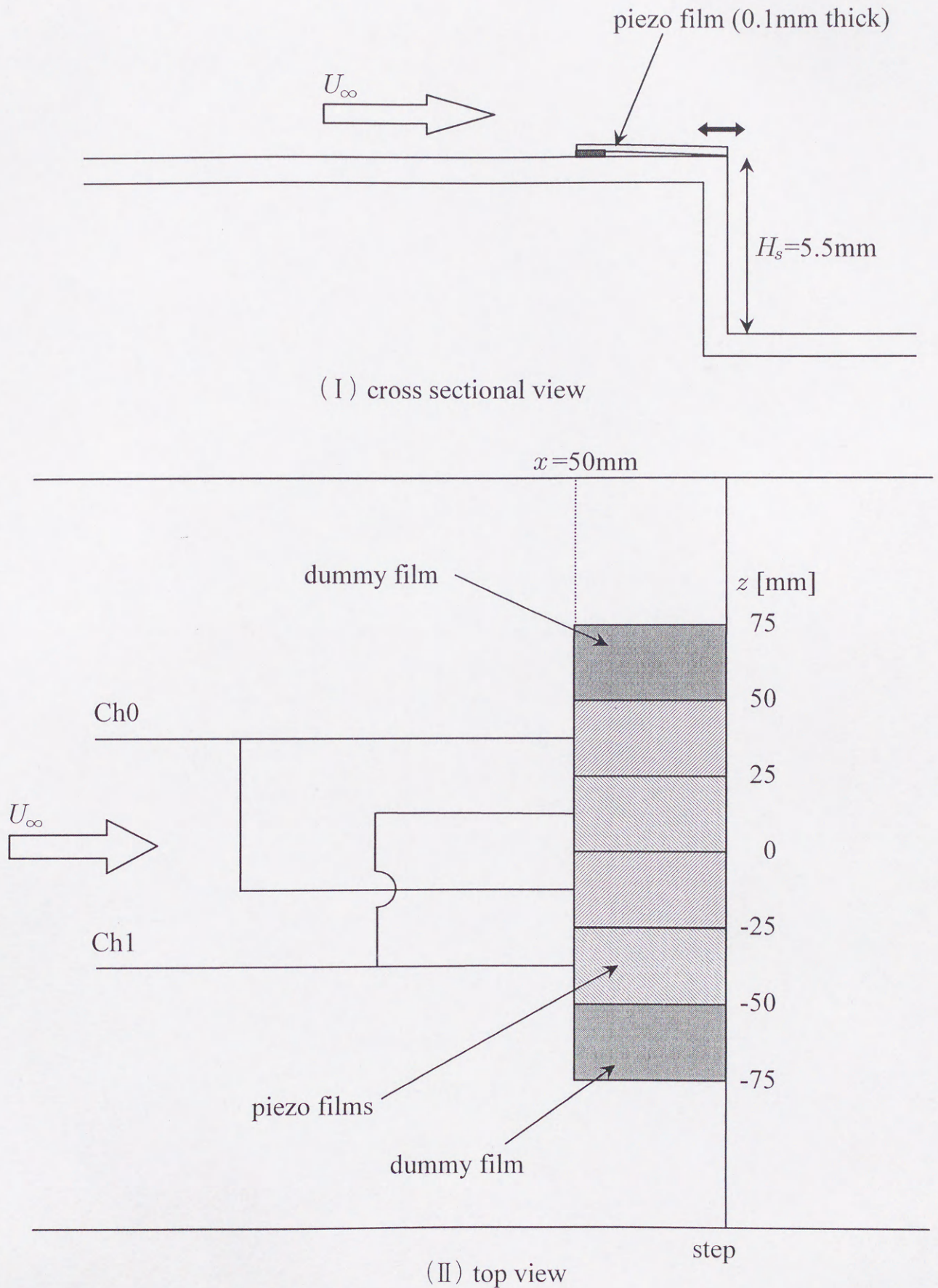


図 3-3(c) 圧電フィルム制御装置  
 (  $S_{pf}=25\text{mm}$ ,  $L_{pf}=50\text{mm}$  )

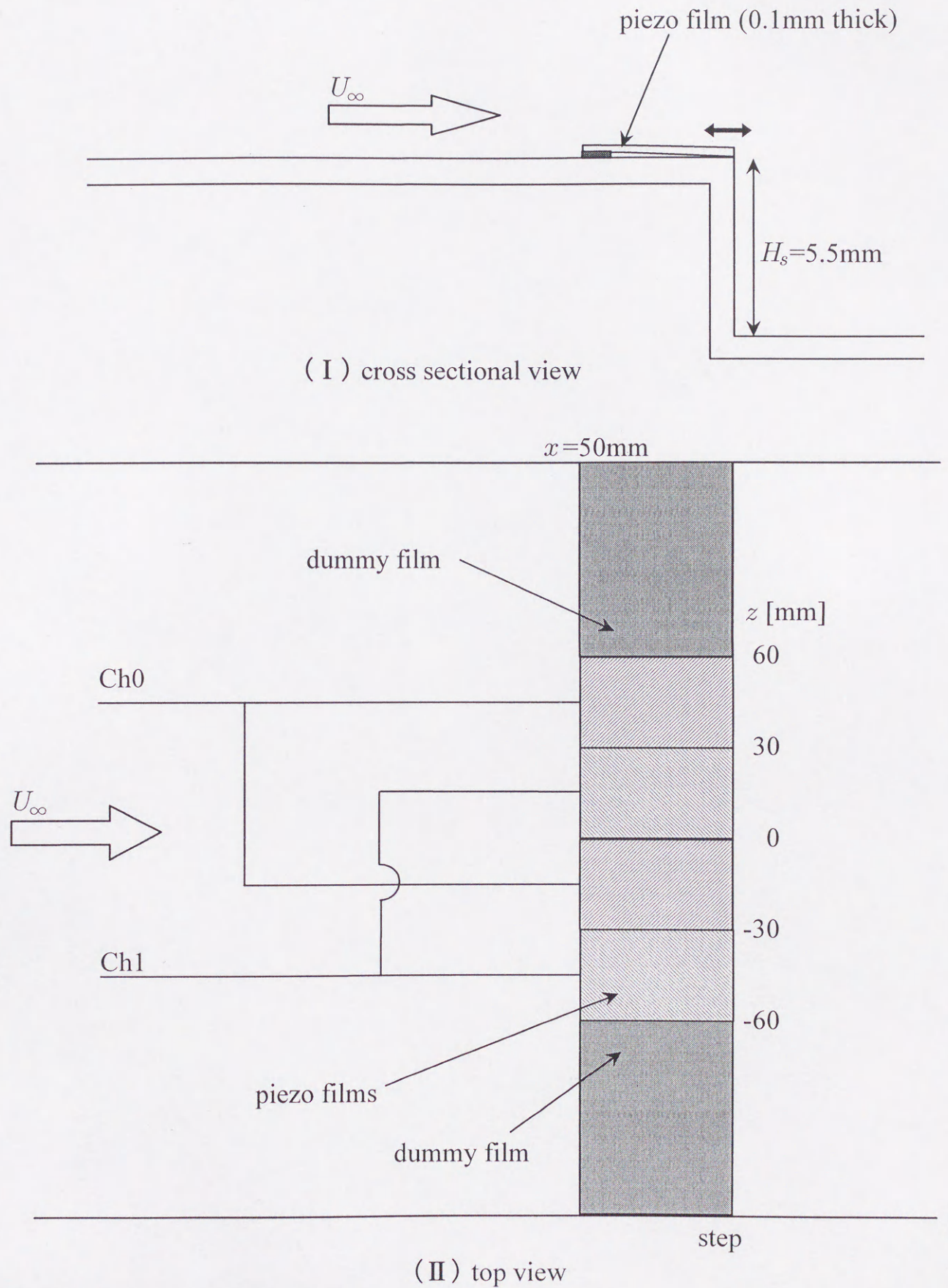


図 3-3(d) 圧電フィルム制御装置

(  $S_{pf}=30\text{mm}, L_{pf}=50\text{mm}$  )



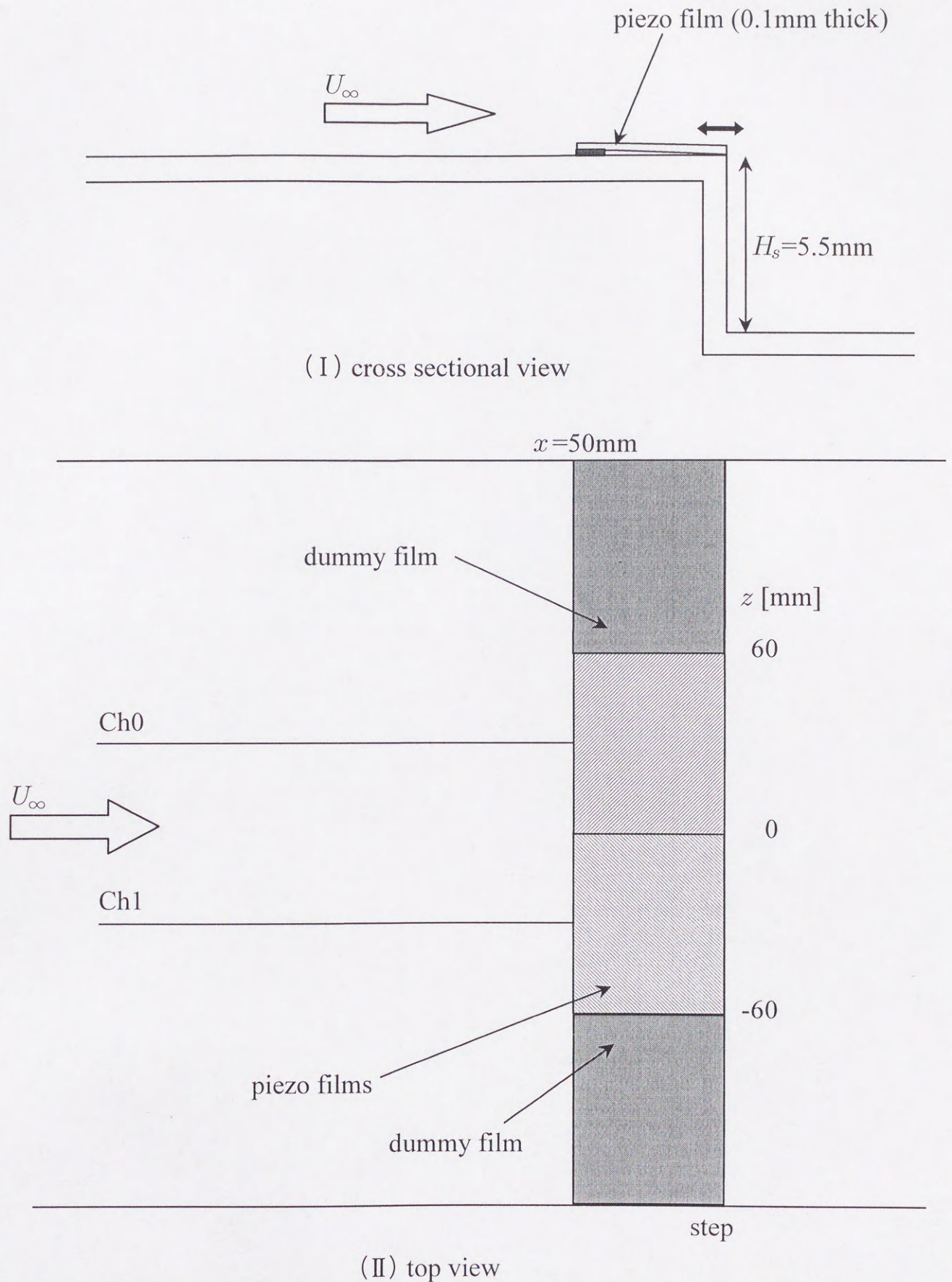
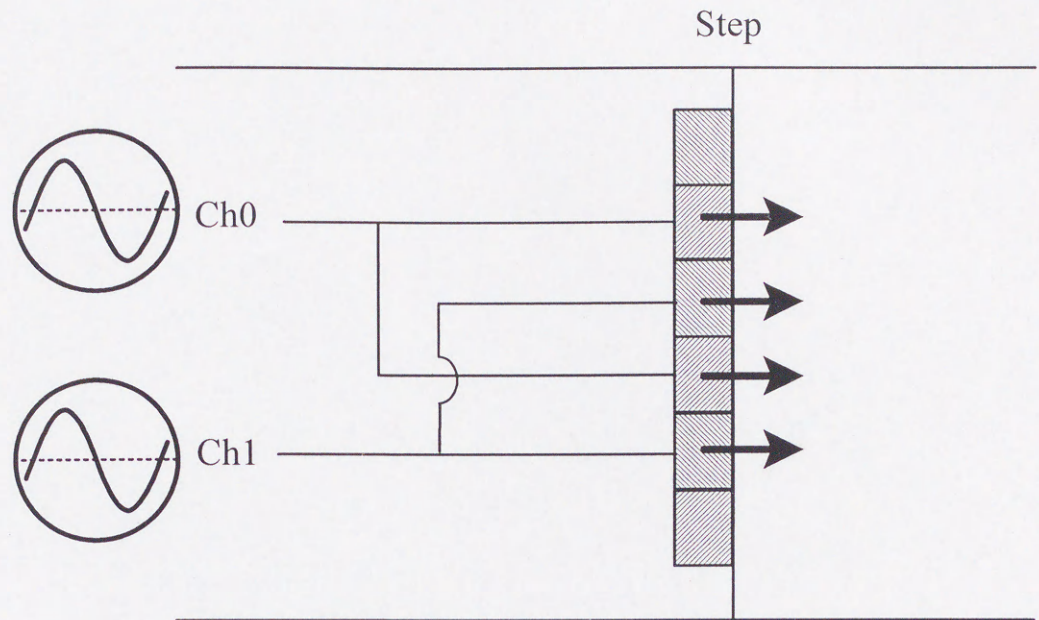
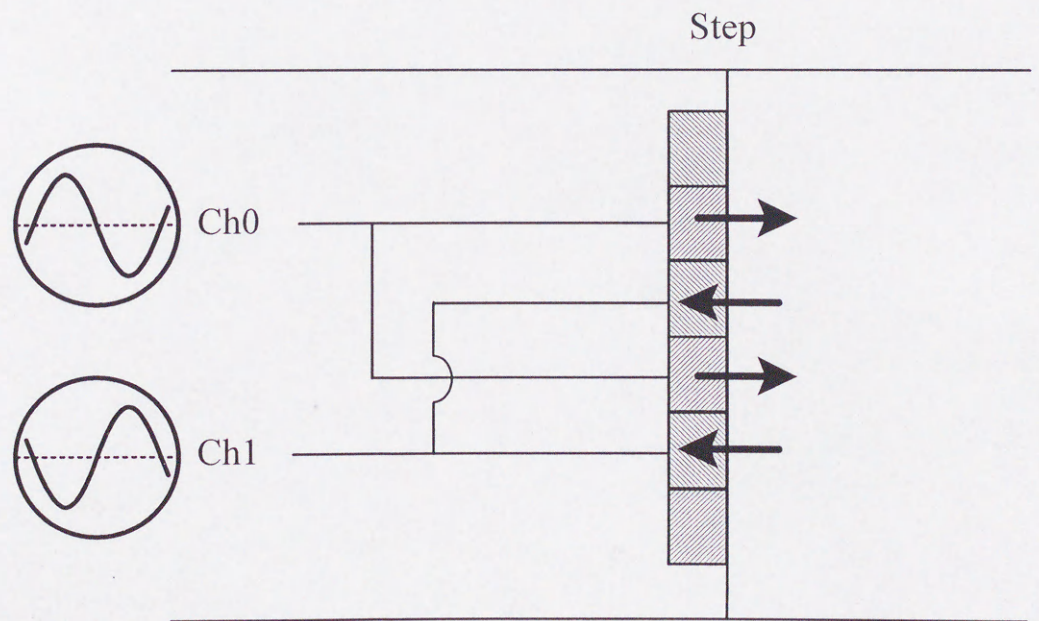


図 3-3(e) 圧電フィルム制御装置

(  $S_{pf}=60\text{mm}$ ,  $L_{pf}=50\text{mm}$  )

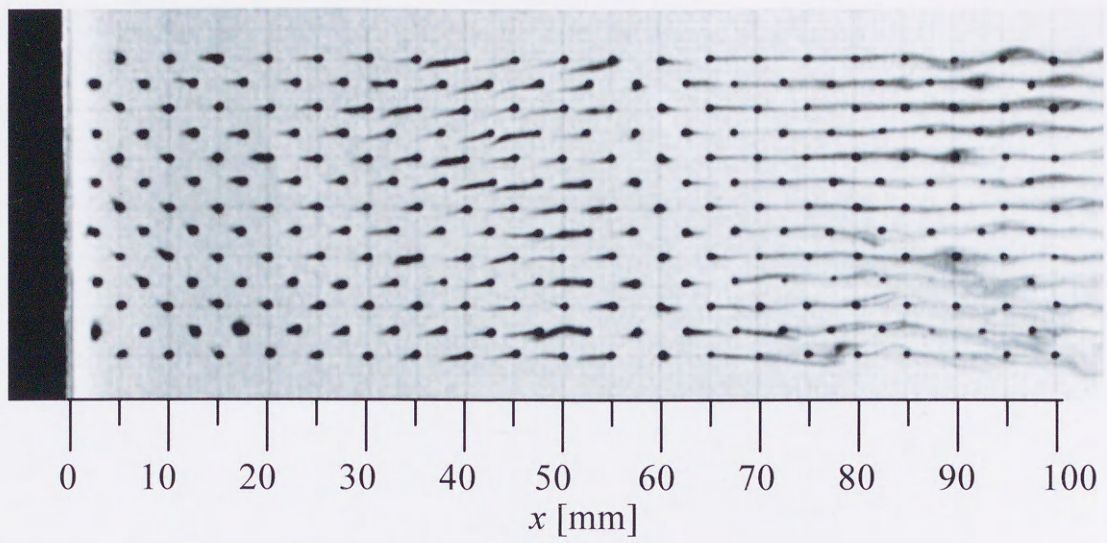


( I ) uniform phase mode

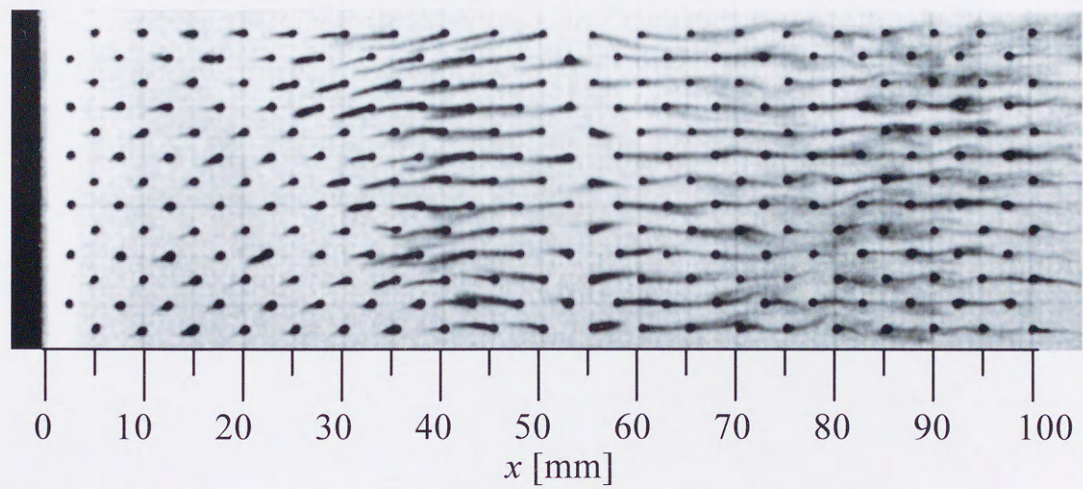


( II ) alternate phase mode

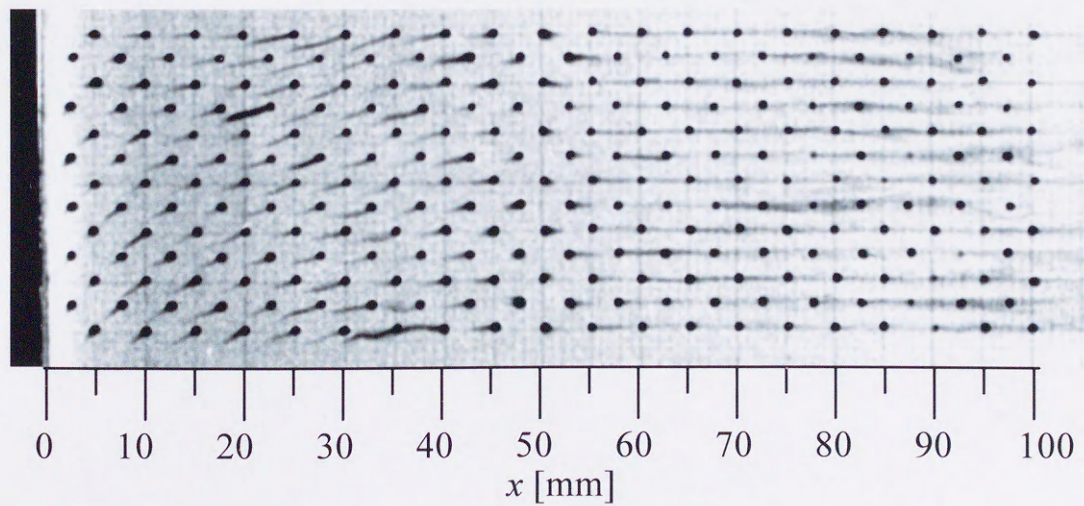
図3-4 圧電フィルム制御装置の振動モード



(a)  $U_\infty = 10.0$  m/s

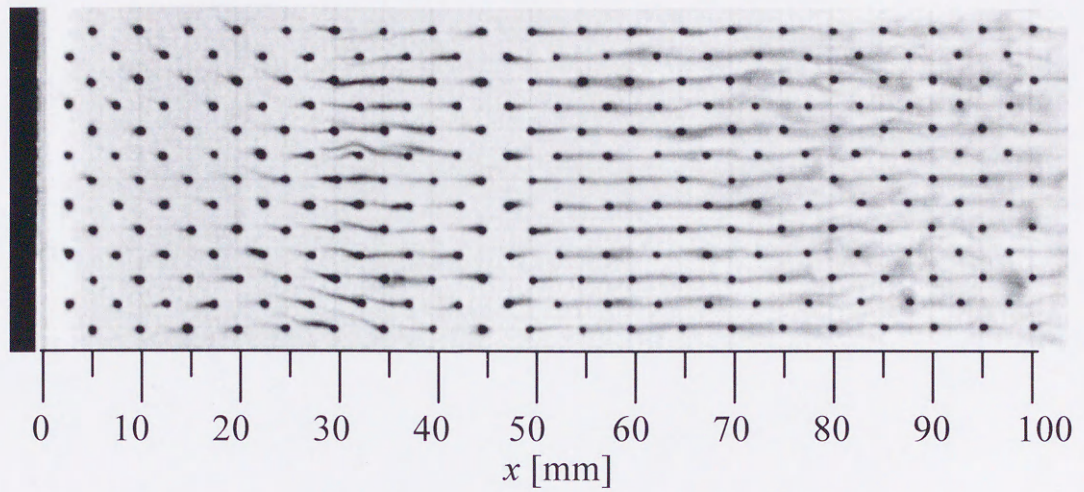


(b)  $U_\infty = 12.5$  m/s

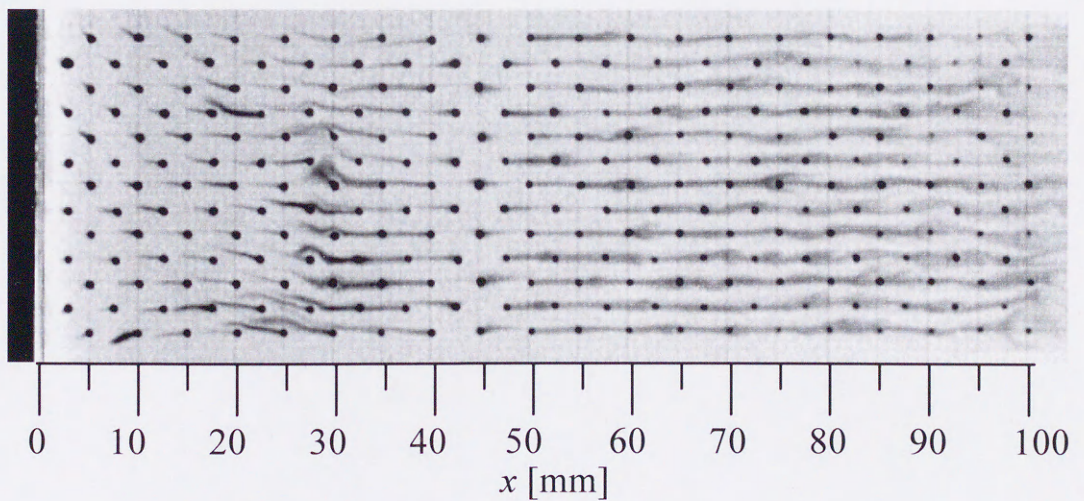


(c)  $U_\infty = 15.0$  m/s

図3-5 可視化写真 その1



(d)  $U_\infty = 17.5$  m/s



(e)  $U_\infty = 20.0$  m/s

図3-5 可視化写真 その2

表3-1 再付着点位置の主流速度による変化

主流速度	$U_\infty$	[m/s]	10.0	12.5	15.0	17.5	20.0
レイノルズ数	$Re_h$	$\times 10^3$	3.64	4.55	5.46	6.37	7.28
再付着点位置	$x_{rt}$	[mm]	58	54	48	46	44
無次元再付着点位置	$x_{rt}/H_s$		10.5	9.8	8.7	8.4	8.0

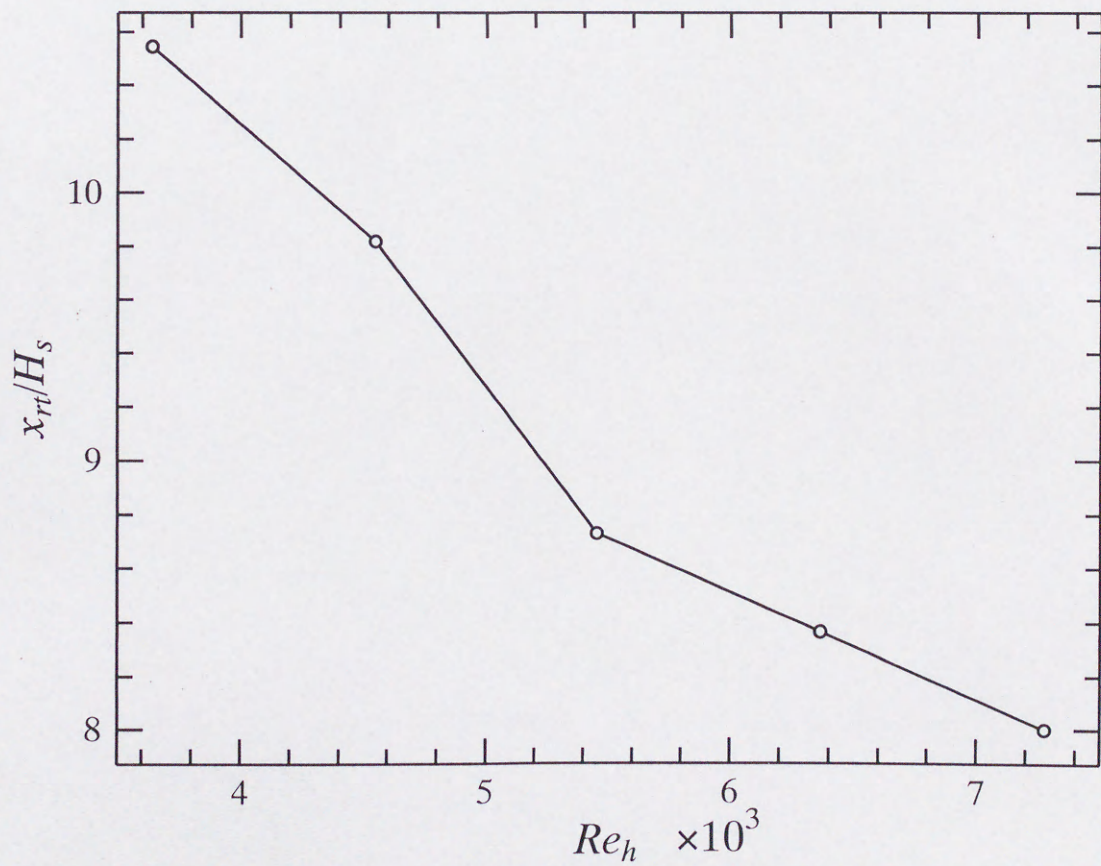
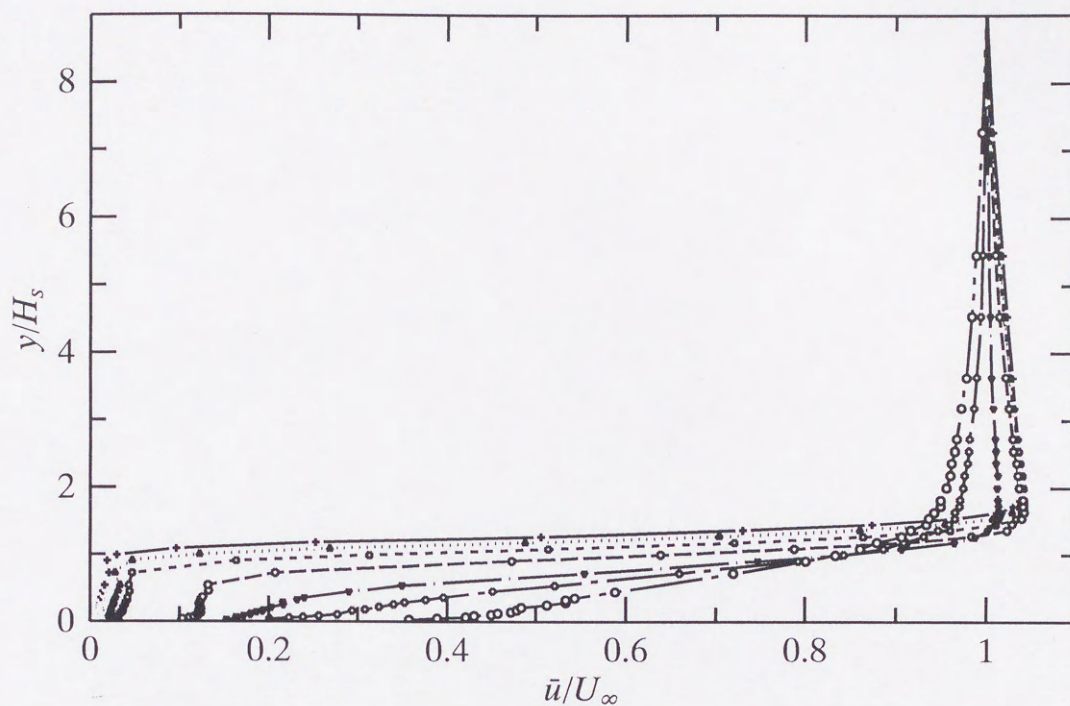
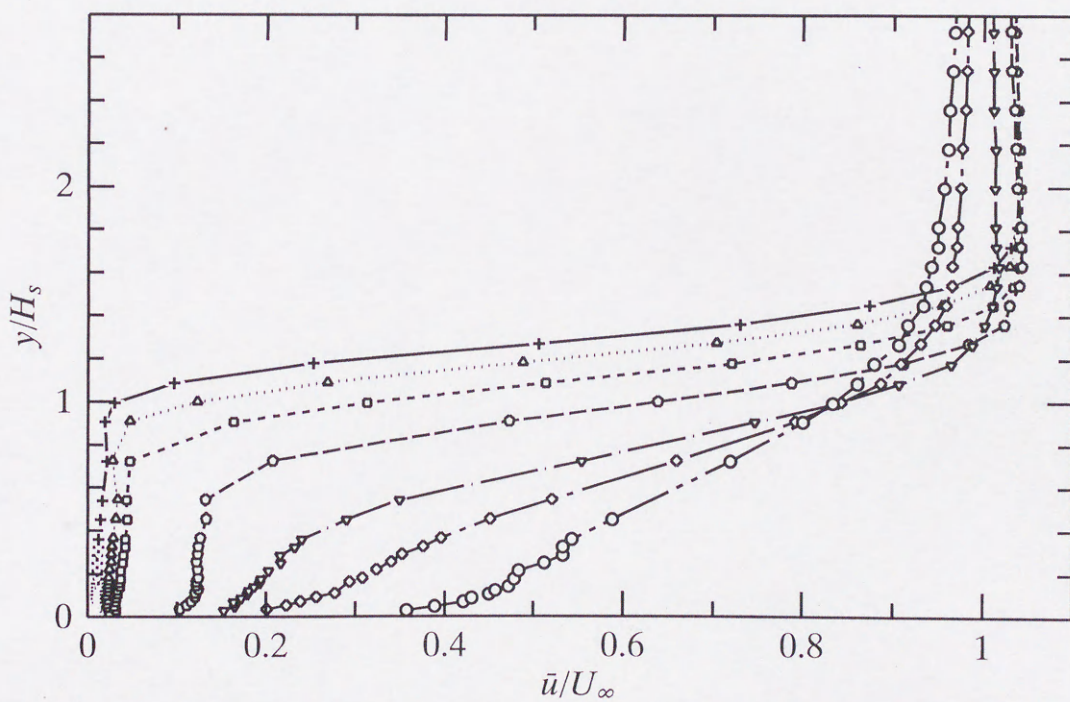


図3-6 再付着点位置のレイノルズ数による変化



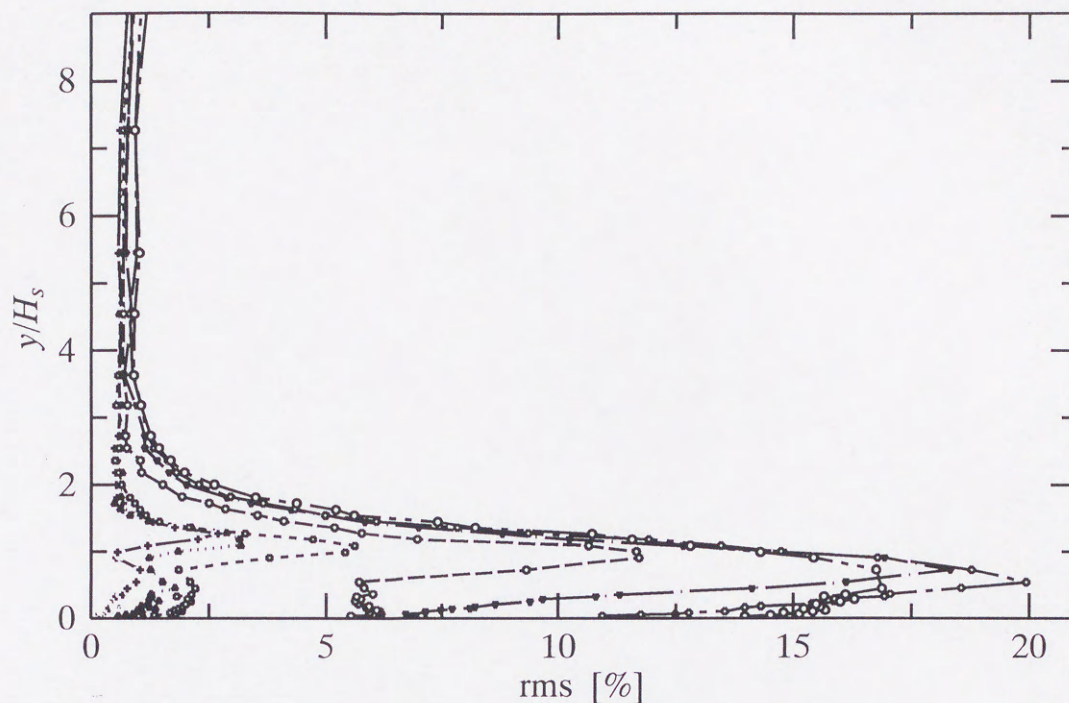
(a) wall normal profile



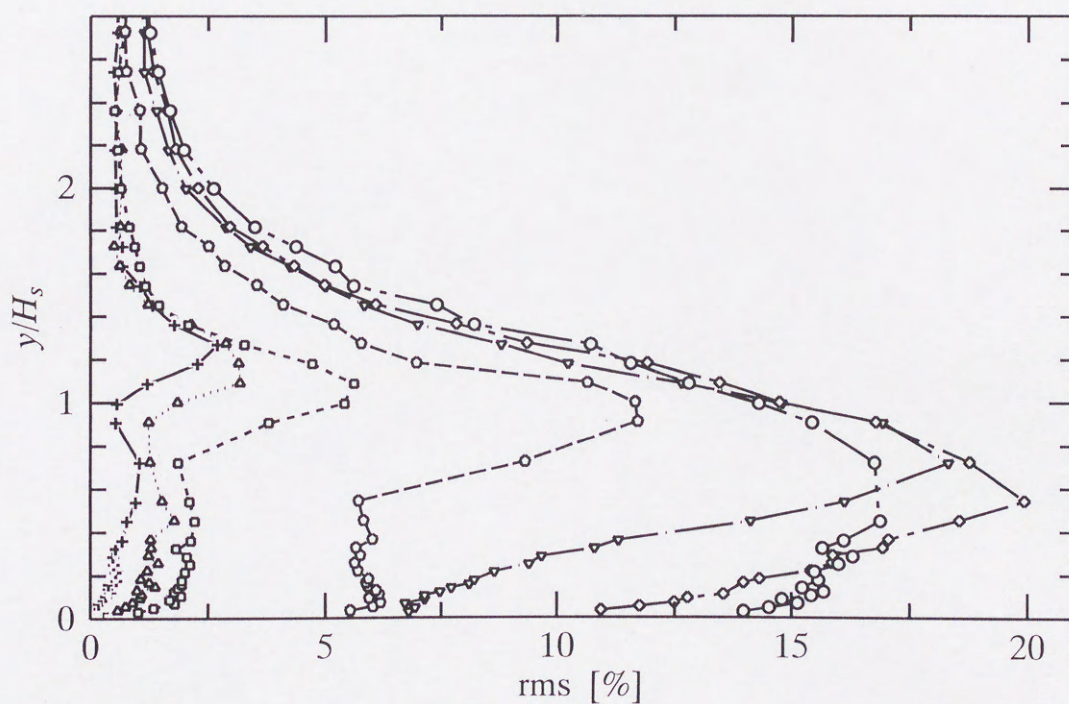
(b) detail in the near wall region

—+—  $x/H_s = 1.82$     .....△.....  $x/H_s = 3.64$     - - - □ - - -  $x/H_s = 5.45$   
 - - - ○ - - -  $x/H_s = 7.27$     —▽—  $x/H_s = 9.09$     —◇—  $x/H_s = 10.91$   
 —○—  $x/H_s = 12.73$

図3-7 平均速度分布 ( $U_\infty = 10 \text{ m/s}$ ,  $z/S_{pf} = 0$ )



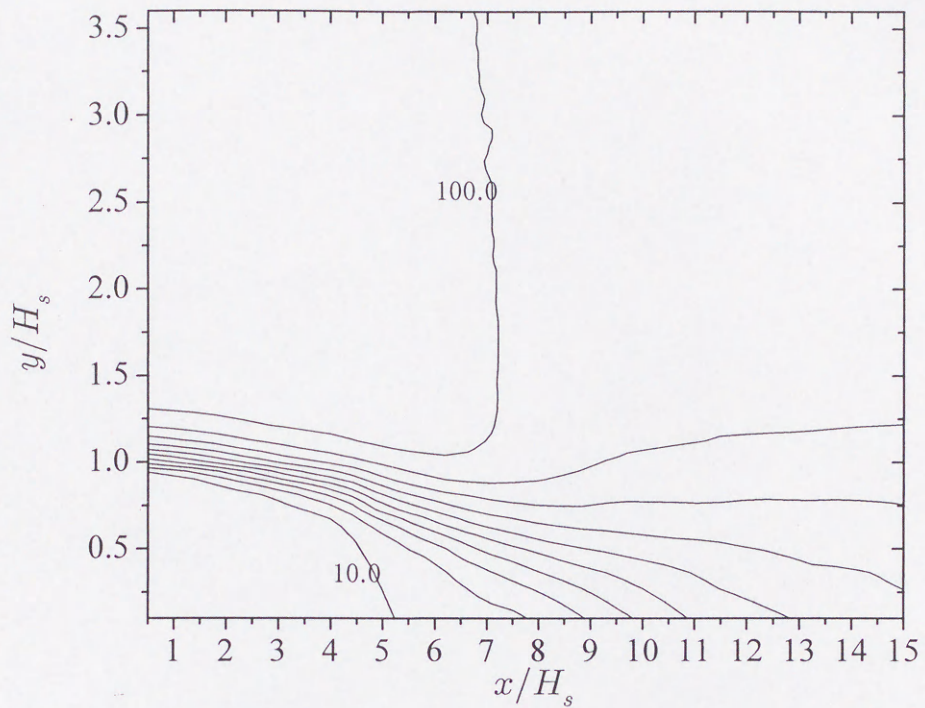
(a) wall normal profile



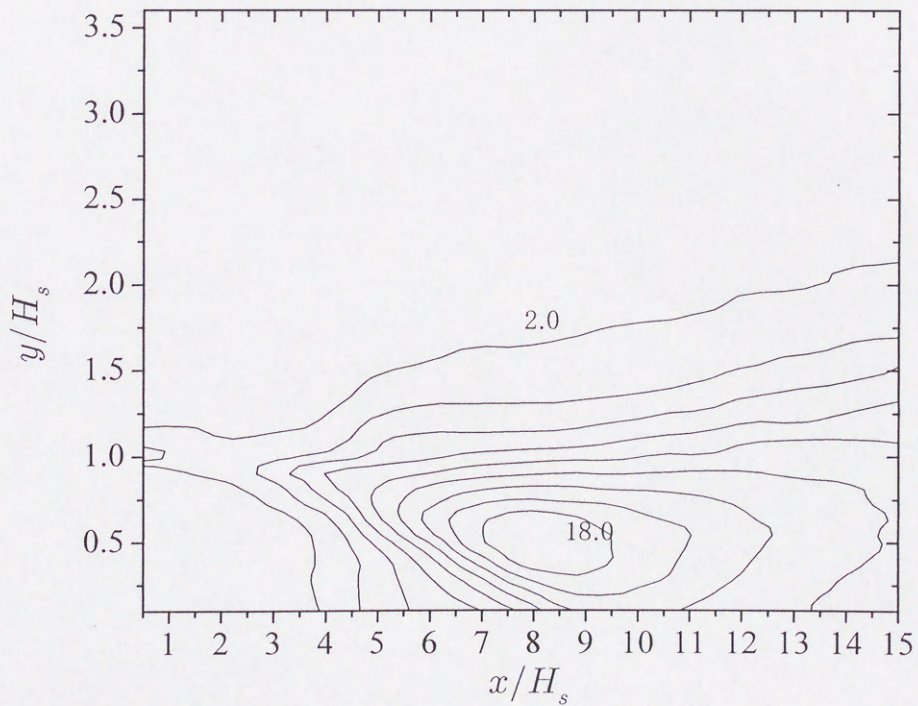
(b) detail in the near wall region

- |         |                 |             |                |         |                 |
|---------|-----------------|-------------|----------------|---------|-----------------|
| —+—     | $x/H_s = 1.82$  | ·····△····· | $x/H_s = 3.64$ | ---□--- | $x/H_s = 5.45$  |
| ---◇--- | $x/H_s = 7.27$  | —▽—         | $x/H_s = 9.09$ | —◇—     | $x/H_s = 10.91$ |
| —○—     | $x/H_s = 12.73$ |             |                |         |                 |

図3-8 速度変動のrms分布 ( $U_\infty = 10 \text{ m/s}$ ,  $z/S_{pf} = 0$ )



contour interval 10%  
 (a) mean velocity  $\bar{u}/U_\infty$  [%]



contour interval 2.0%  
 (b) mean velocity fluctuation (rms) [%]

図3-9 平均速度分布と速度変動のrmsのコンター図  
 ( $U_\infty = 15.0\text{m/s}$ ,  $z/S_{pf} = 0$ )



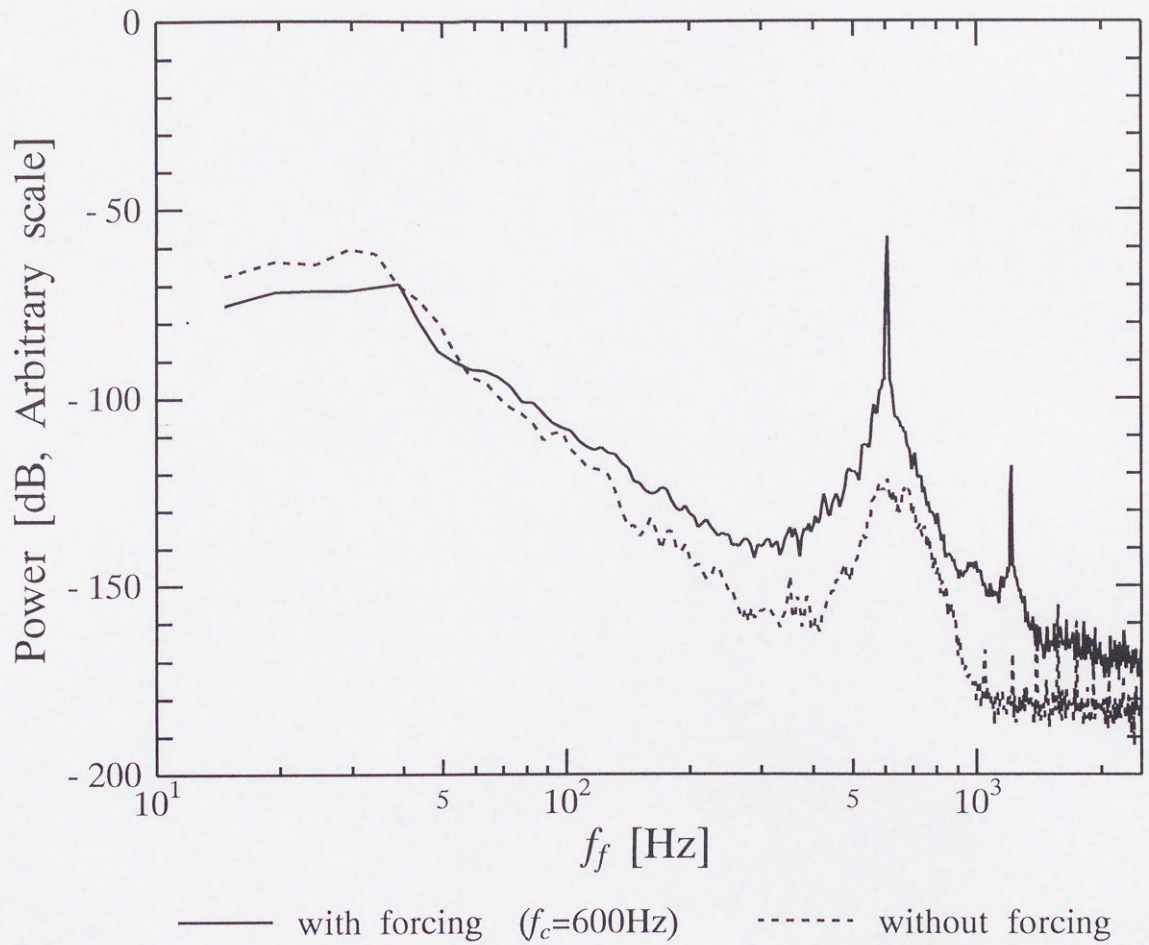


図3-10 速度変動の周波数解析

( $S_{pf} = 60\text{mm}$ ,  $x/H_s = 2.73$ ,  $y/H_s = 1.18$ ,  $z/S_{pf} = 0.25$ )

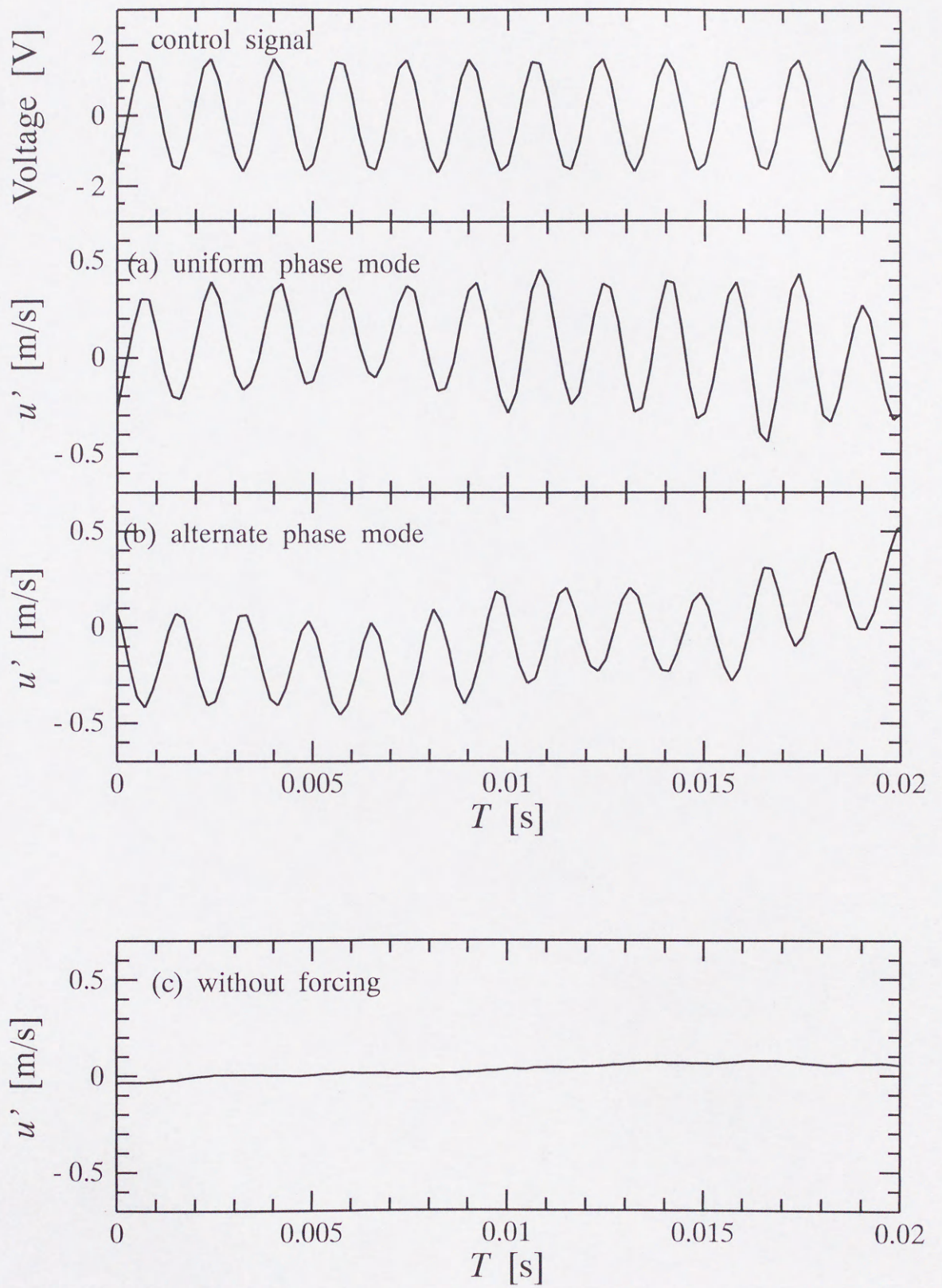
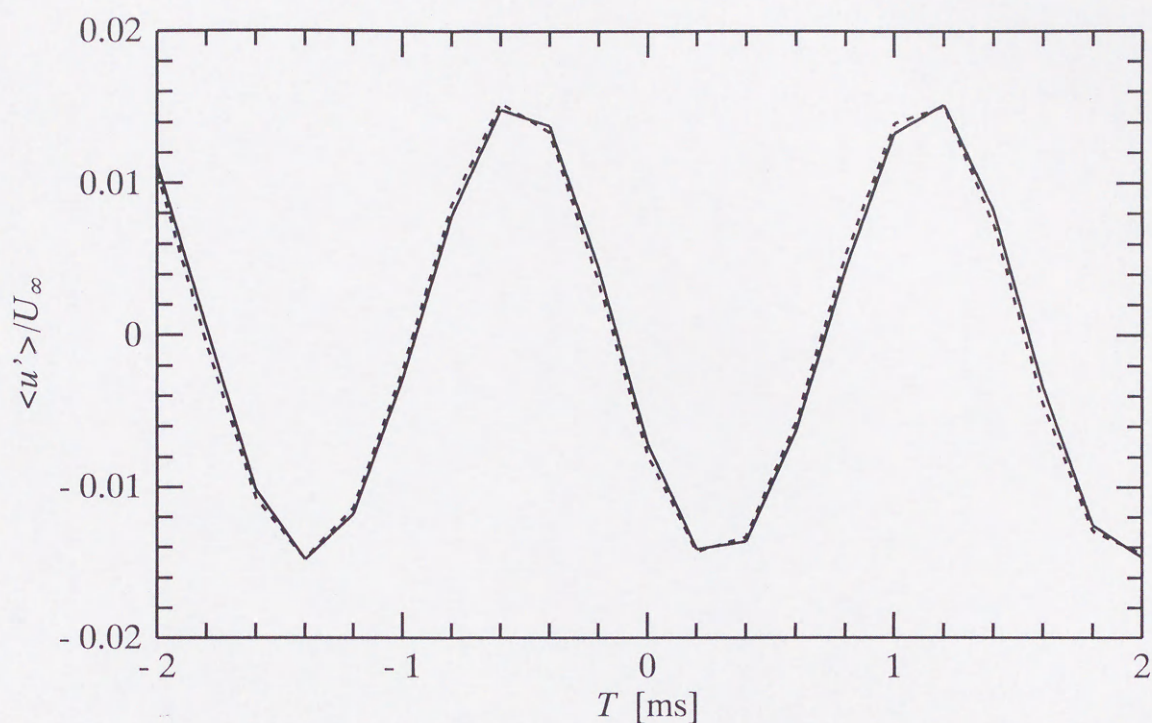
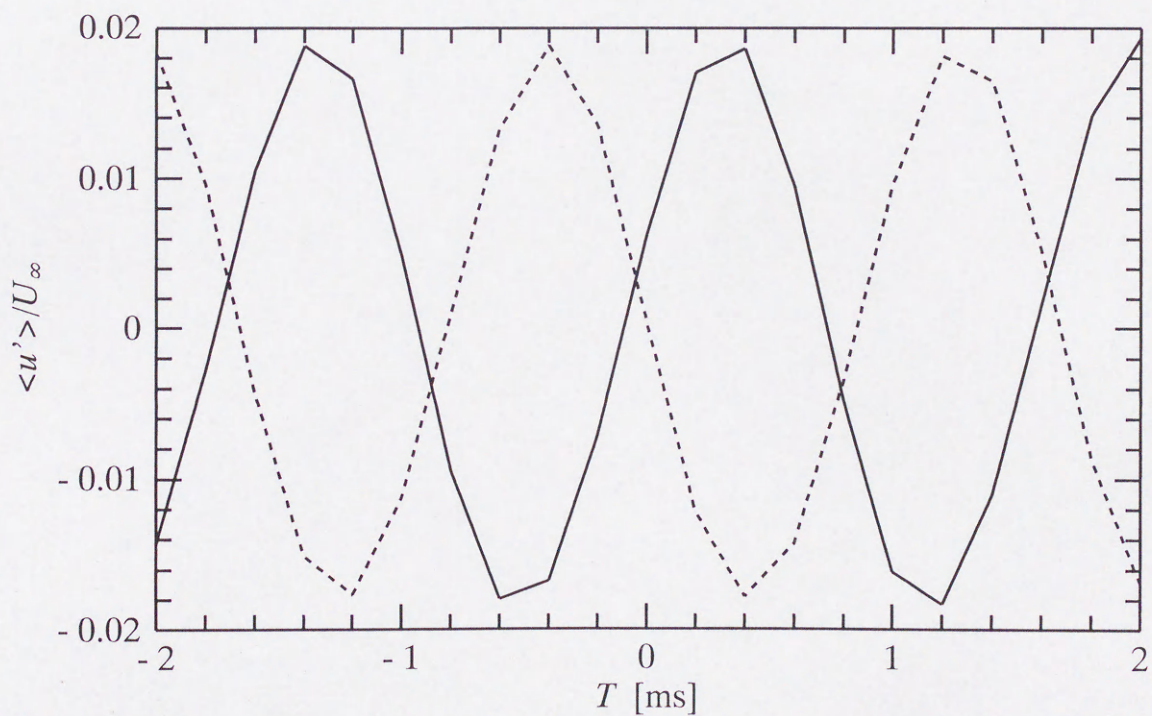


図3-11 速度変動波形の1例

( $U_\infty = 15\text{m/s}$ ,  $f_c = 600\text{Hz}$ ,  $x/H_s = 2.73$ ,  
 $y/H_s = 1.18$ ,  $z/S_{pf} = 0.25$ )



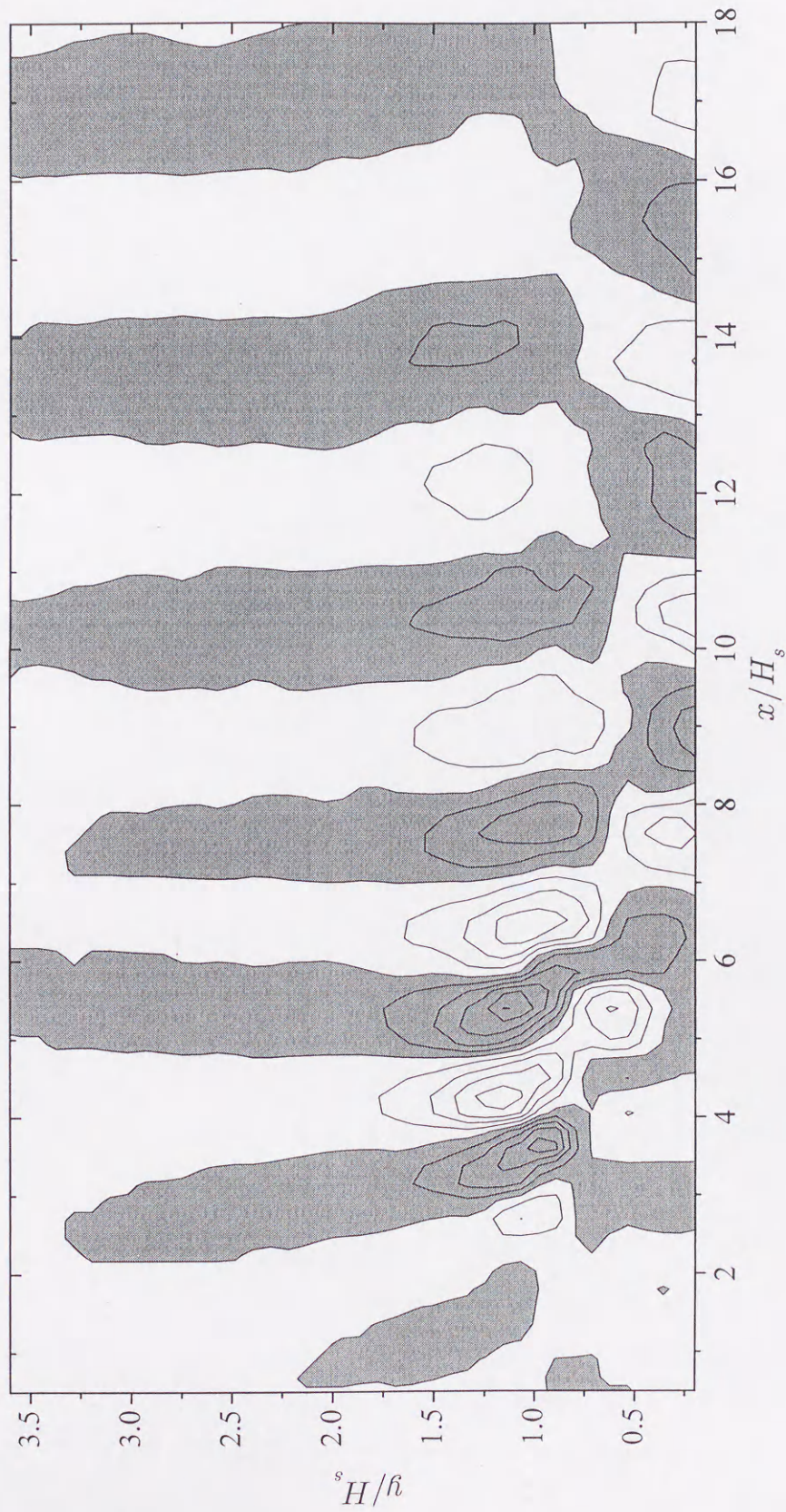
(a) uniform phase mode



(b) alternate phase mode

—  $z/S_{pf} = -0.25$       - - - -  $z/S_{pf} = 0.25$

図3-12 アンサンブル平均した速度変動波形  
 ( $U_\infty = 15\text{m/s}$ ,  $f_c = 600\text{Hz}$ ,  $x/H_s = 2.73$ ,  $y/H_s = 1.18$ )



gray - positive white - negative, contour interval 1.2%

図3-13 アンサンブル平均した速度変動  $\langle u' \rangle / U_\infty$  のコンター図 ( $x-y$ 面)  
 (Uniform phase mode,  $S_{pf} = 60\text{mm}$ ,  $f_c = 600\text{Hz}$ ,  $U_\infty = 15.0\text{m/s}$ ,  $z/S_{pf} = 0.25$ )

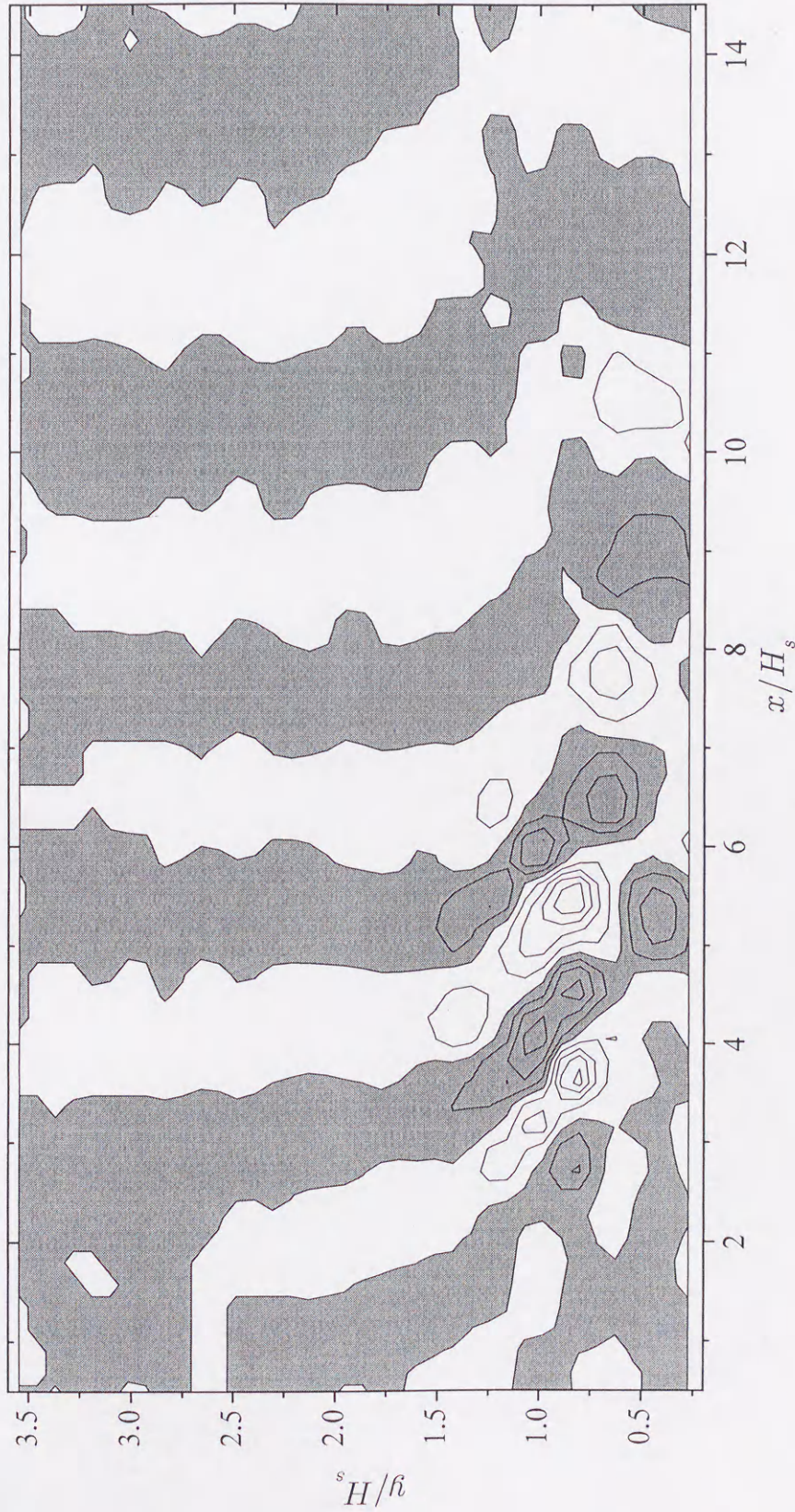
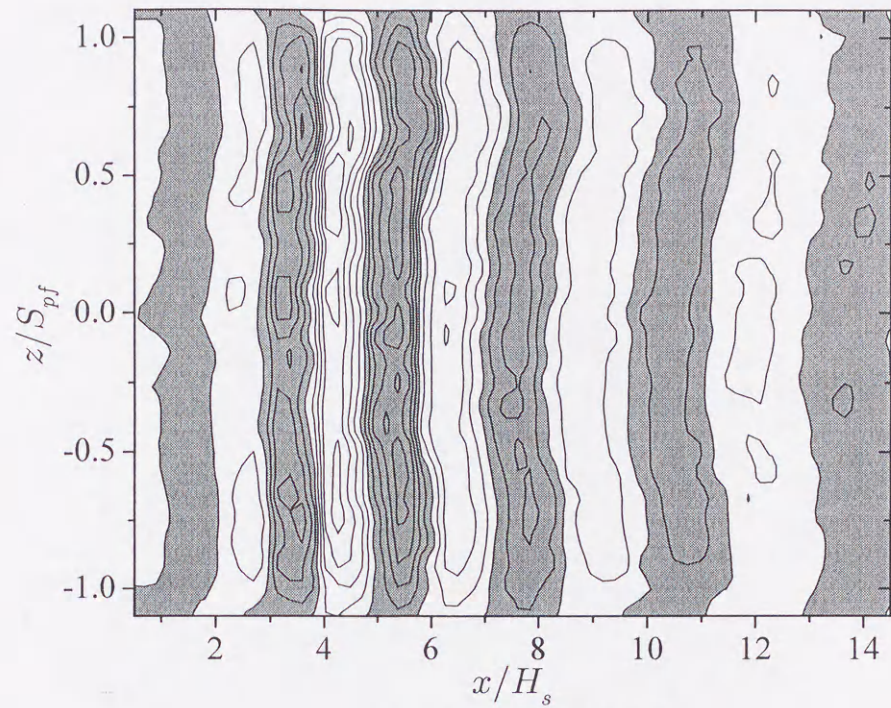
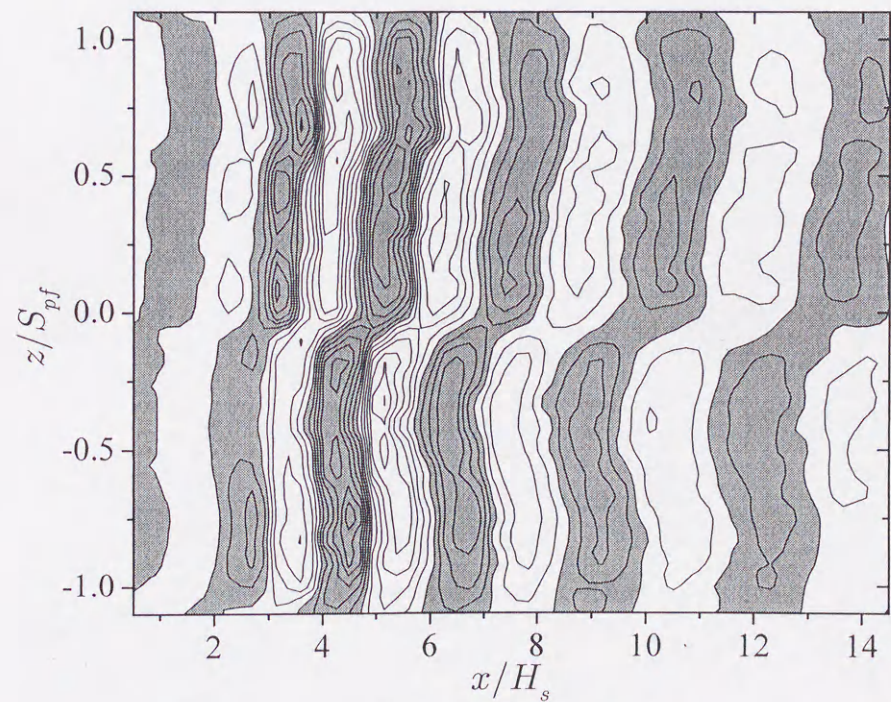


図3-14 渦度変動の支配的な項  $-\partial \langle u' \rangle / \partial y$  のコンター図 ( $x$ - $y$ 面)  
 (Uniform phase mode,  $S_{pf} = 60\text{mm}$ ,  $f_c = 600\text{Hz}$ ,  $U_\infty = 15.0\text{m/s}$ ,  $z/S_{pf} = 0.25$ )



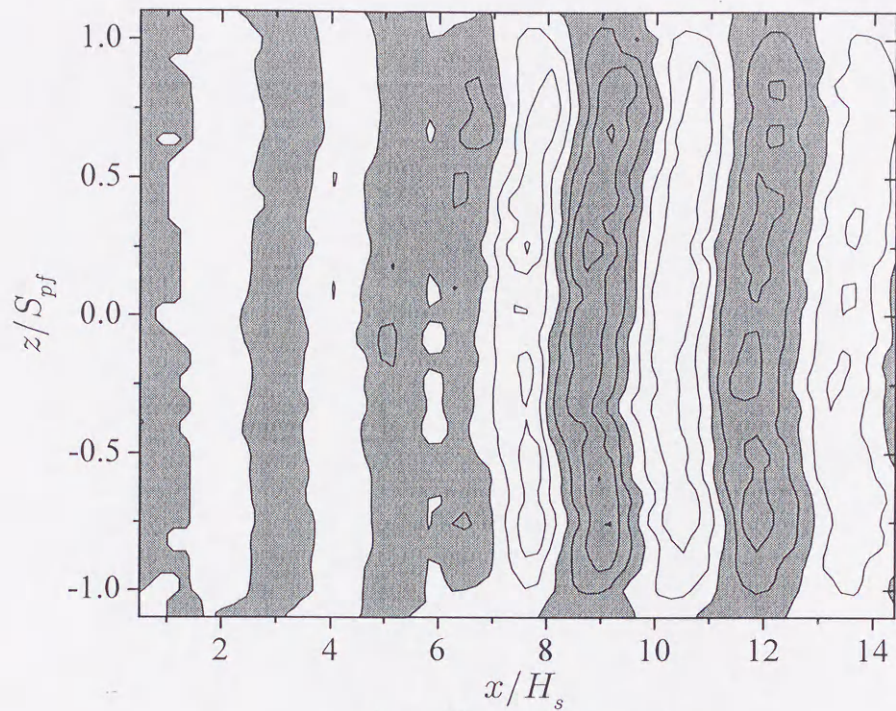
(a) uniform phase mode



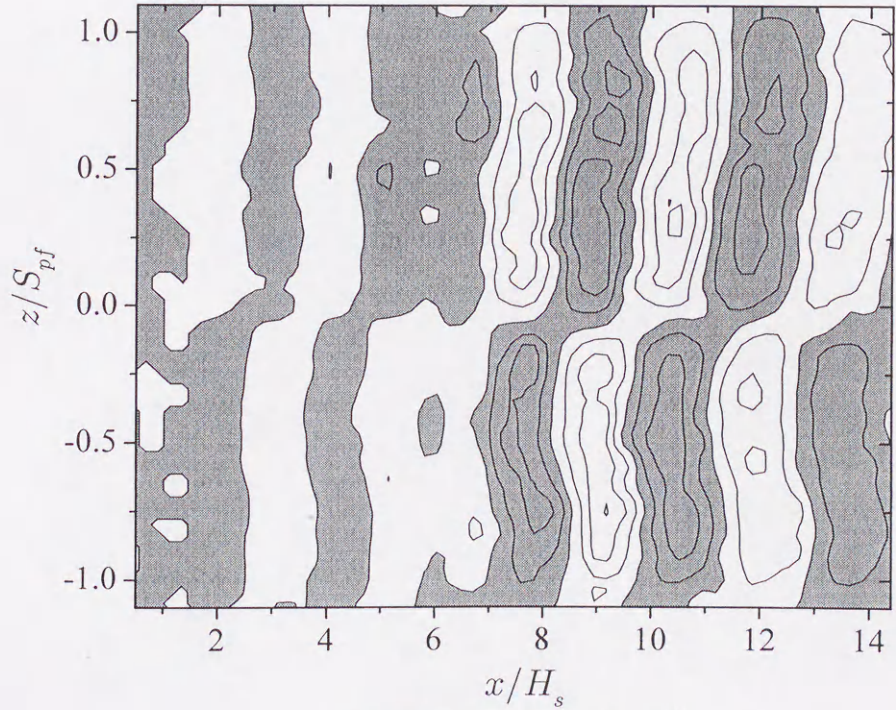
(b) alternate phase mode

gray - positive white - negative  
contour interval 1.2%

図3-15 アンサンブル平均した速度変動  $\langle u' \rangle / U_\infty$  のコンター図 ( $x$ - $z$ 面)  
( $S_{pf} = 60\text{mm}$ ,  $f_c = 600\text{Hz}$ ,  $U_\infty = 15.0\text{m/s}$ ,  $y/H_s = 1.18$ )



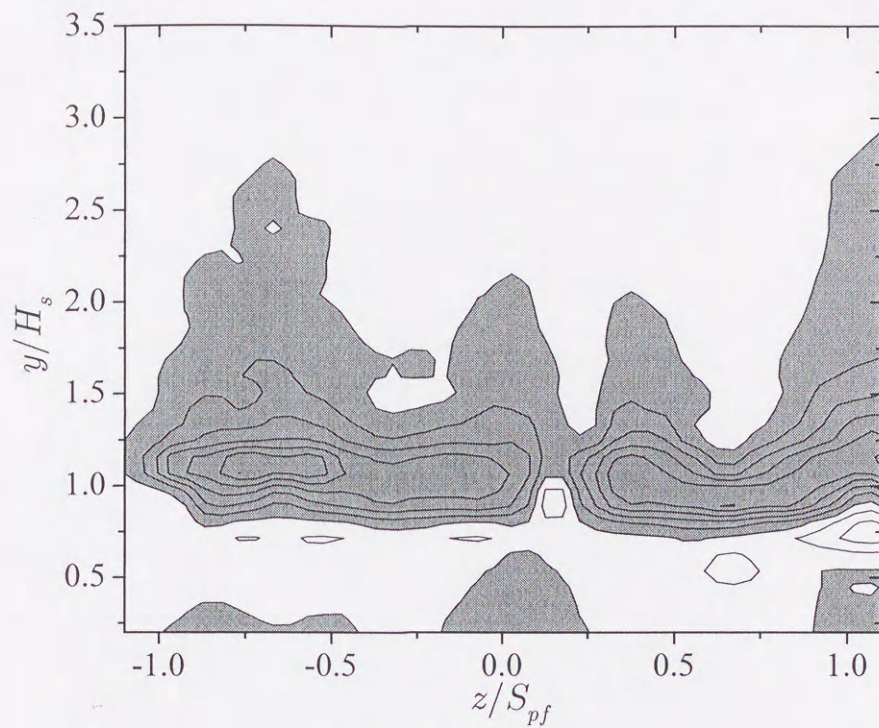
(a) uniform phase mode



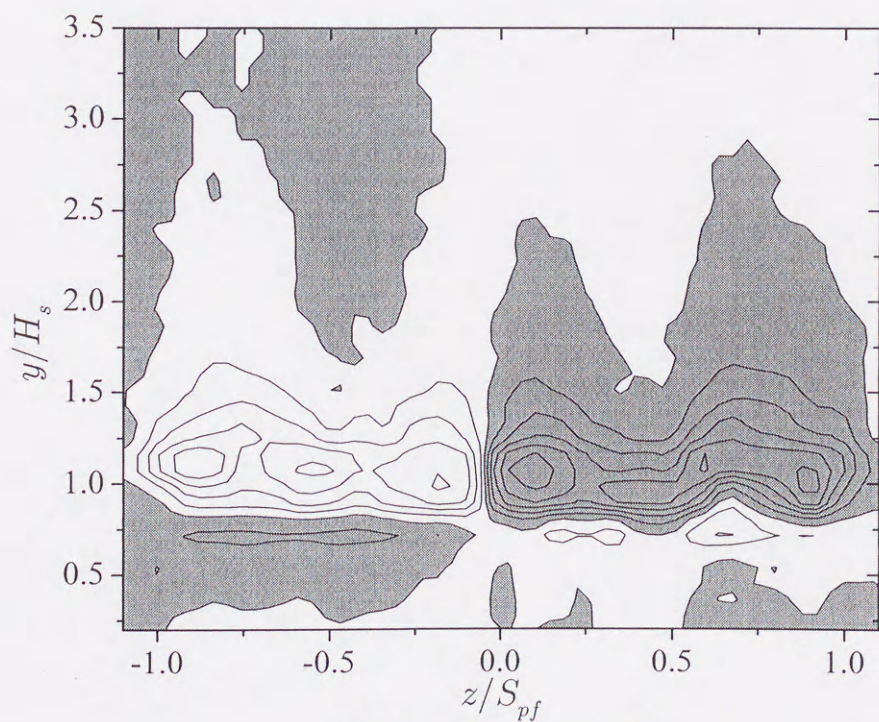
(b) alternate phase mode

gray - positive white - negative  
contour interval 1.2%

図3-16 アンサンブル平均した速度変動  $\langle u' \rangle / U_\infty$  のコンター図 ( $x-z$ 面)  
( $S_{pf} = 60\text{mm}$ ,  $f_c = 600\text{Hz}$ ,  $U_\infty = 15.0\text{m/s}$ ,  $y/H_s = 0.18$ )



(a) uniform phase mode



(b) alternate phase mode

gray - positive white - negative  
contour interval 1.2%

図3-17 アンサンブル平均した速度変動  $\langle u' \rangle / U_\infty$  のコンター図 ( $y-z$ 面)  
( $S_{pf} = 60\text{mm}$ ,  $f_c = 600\text{Hz}$ ,  $U_\infty = 15.0\text{m/s}$ ,  $x/H_s = 3.64$ )



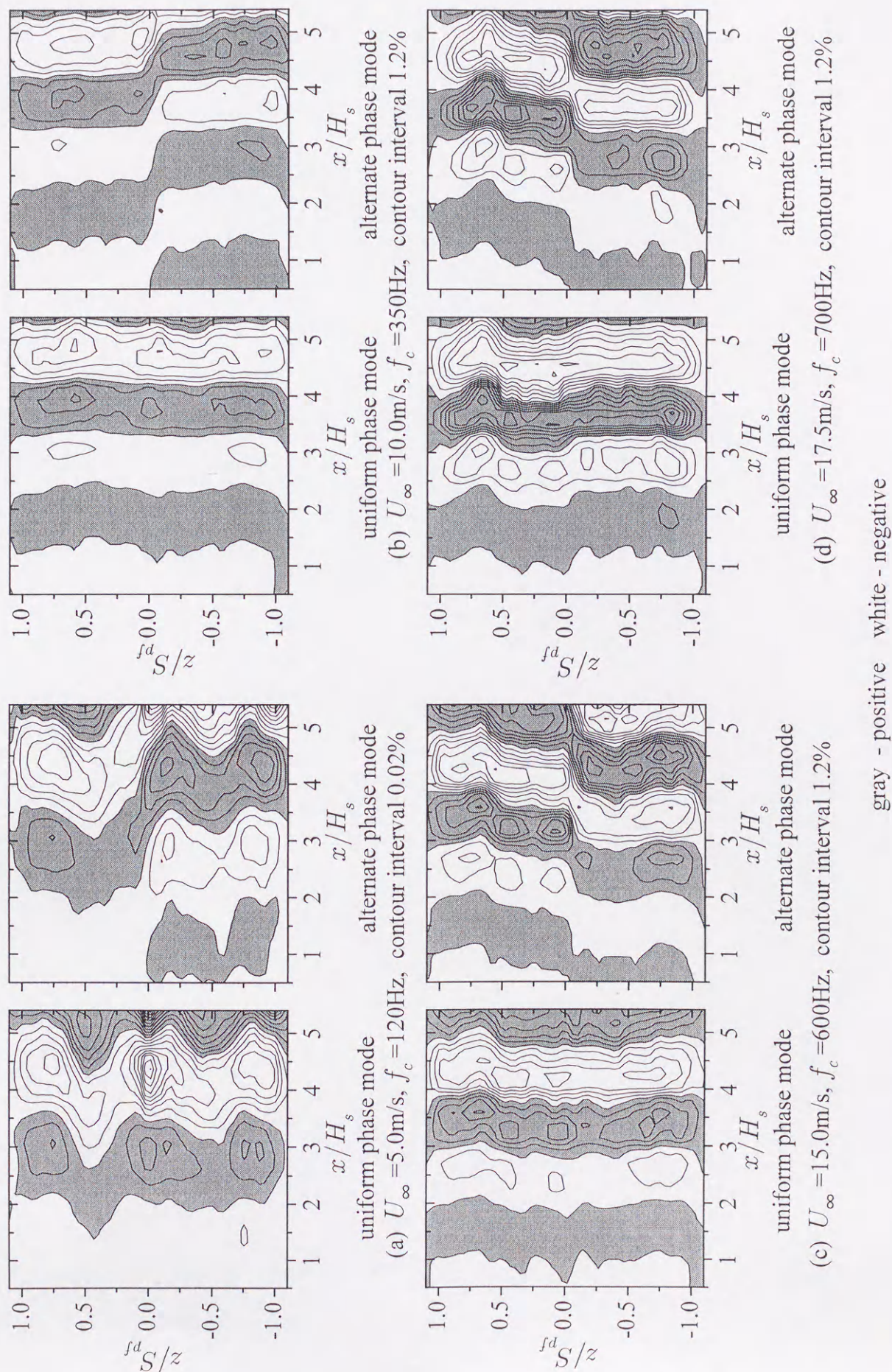


図3-18 アンサンブル平均した速度変動  $\langle u' \rangle / U_\infty$  の主流速度による変化 その1 ( $y/H_s = 1.18$ )

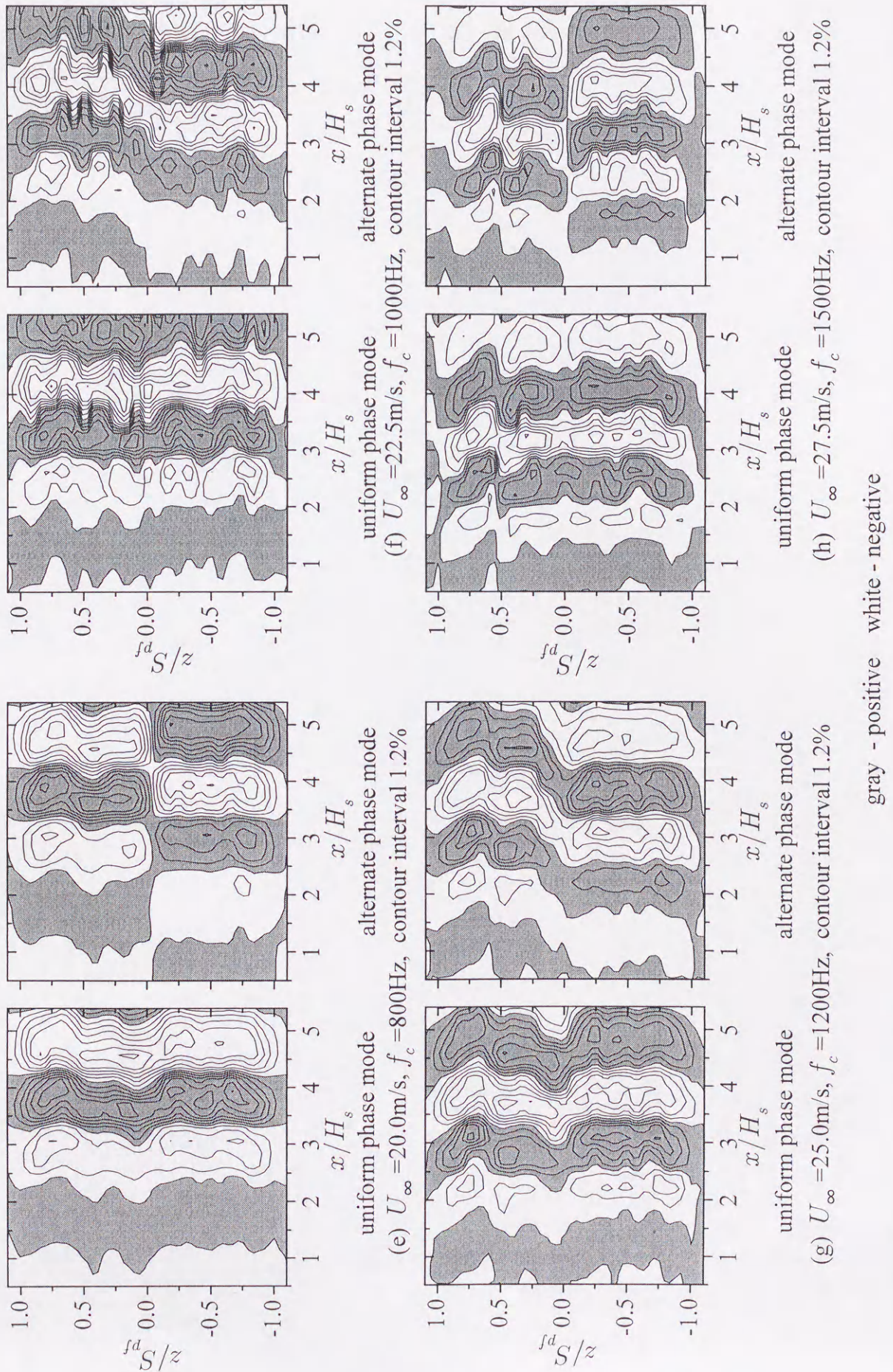
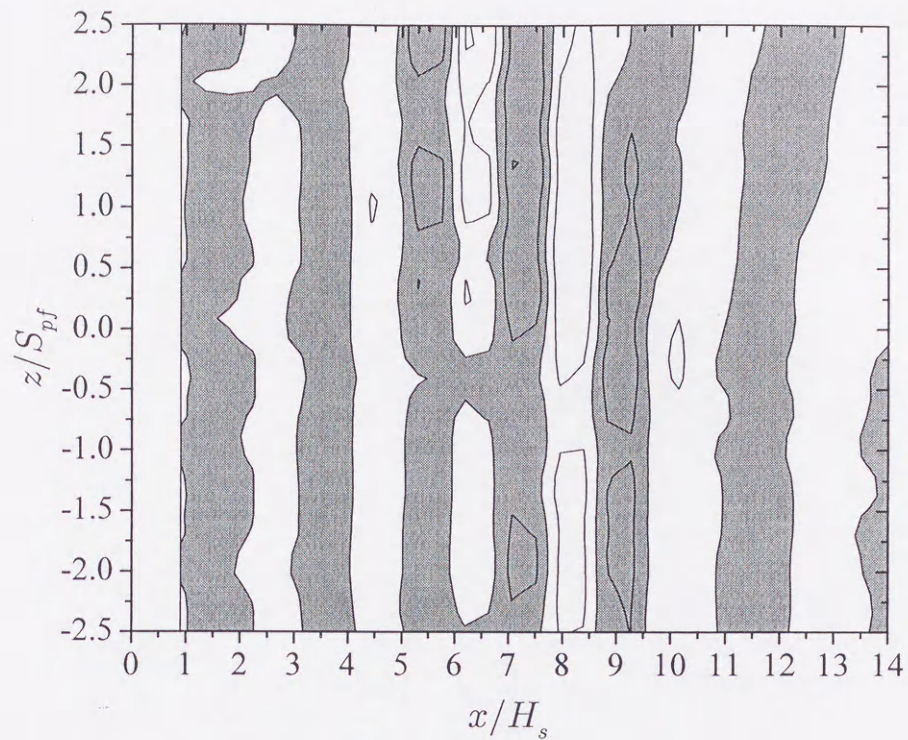
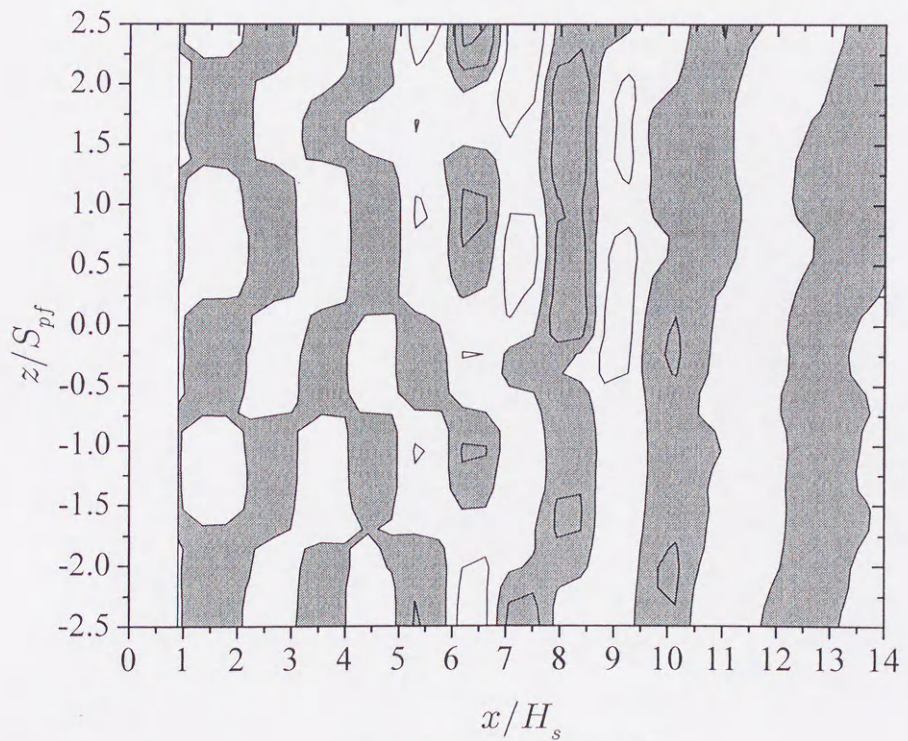


図3-18 アンサンブル平均した速度変動  $\langle u' \rangle / U_\infty$  の主流速度による変化 その2 ( $y/H_s = 1.18$ )



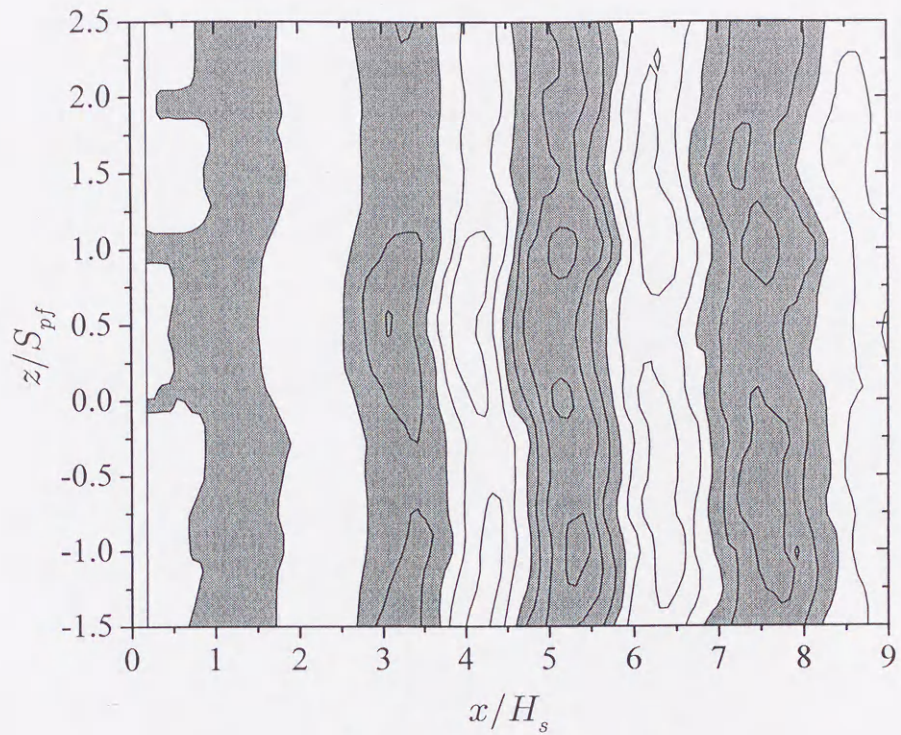
(a) uniform phase mode



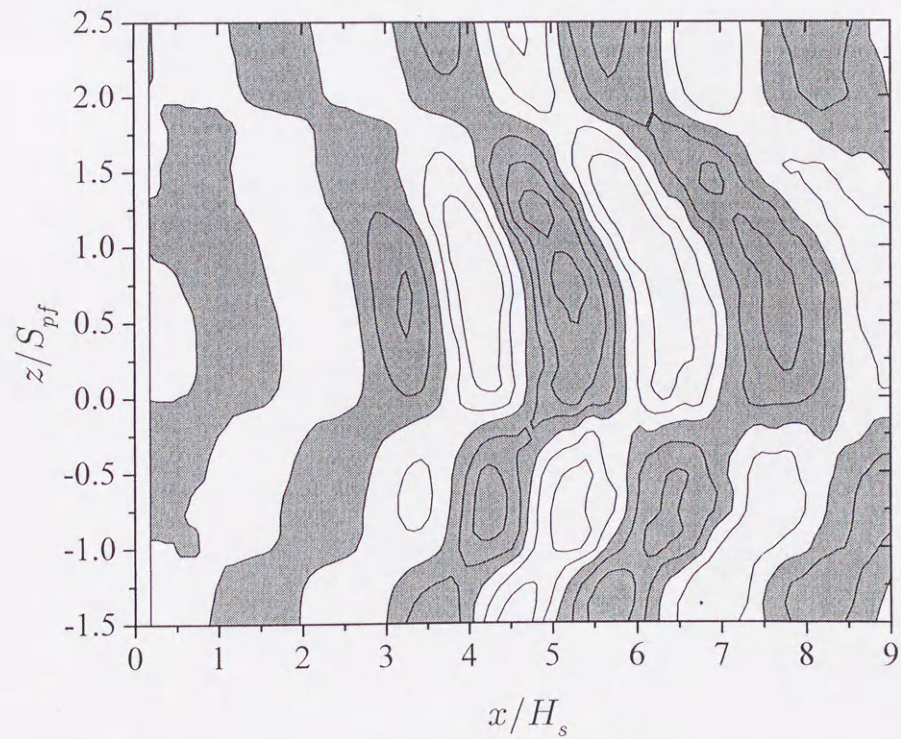
(b) alternate phase mode

gray - positive white - negative  
contour interval 2.4%

図3-19 アンサンブル平均した速度変動  $\langle u' \rangle / U_\infty$  のコンター図 ( $x-z$ 面)  
( $S_{pf} = 15\text{mm}$ ,  $f_c = 400\text{Hz}$ ,  $U_\infty = 10.0\text{m/s}$ ,  $y/H_s = 1.27$ )



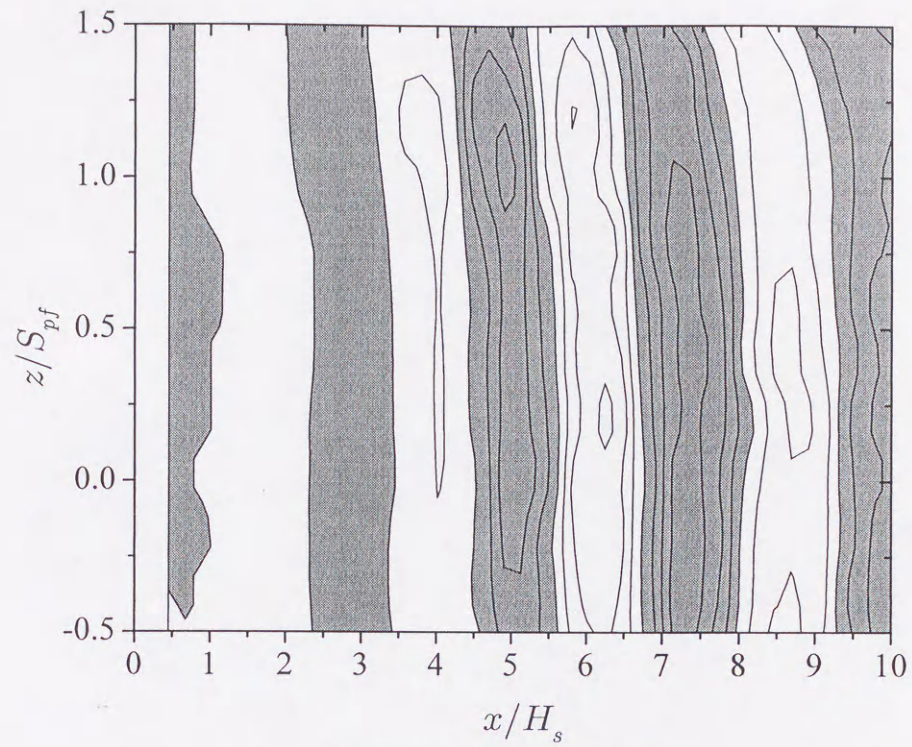
(a) uniform phase mode



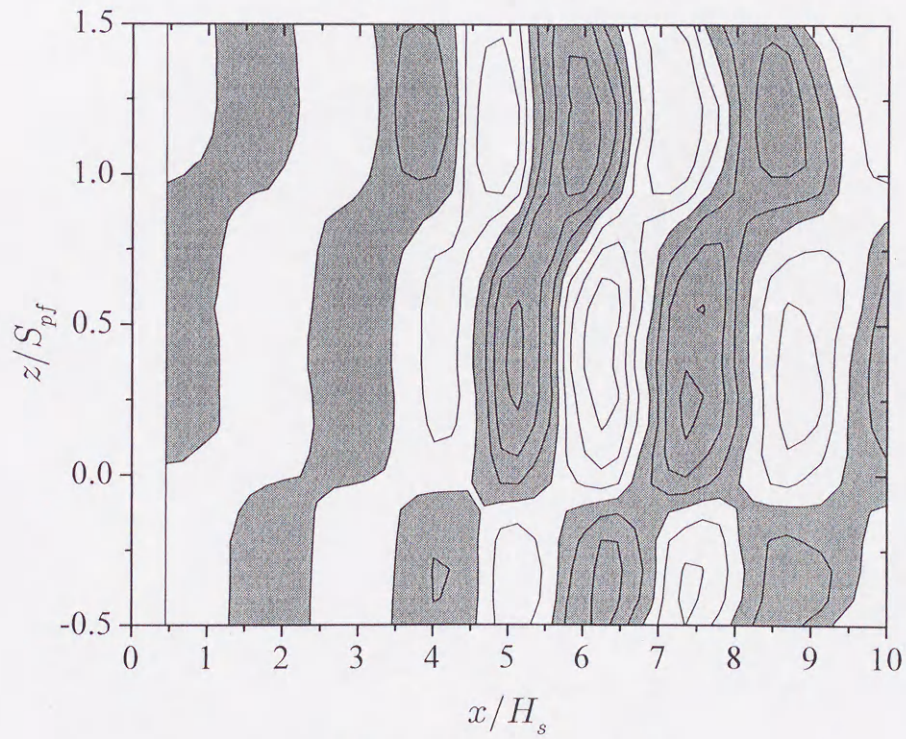
(b) alternate phase mode

gray - positive    white - negative  
contour interval 2.4%

図3-20 アンサンブル平均した速度変動  $\langle u' \rangle / U_\infty$  のコンター図 ( $x$ - $z$ 面)  
( $S_{pf} = 20\text{mm}$ ,  $f_c = 360\text{Hz}$ ,  $U_\infty = 10.0\text{m/s}$ ,  $y/H_s = 1.27$ )



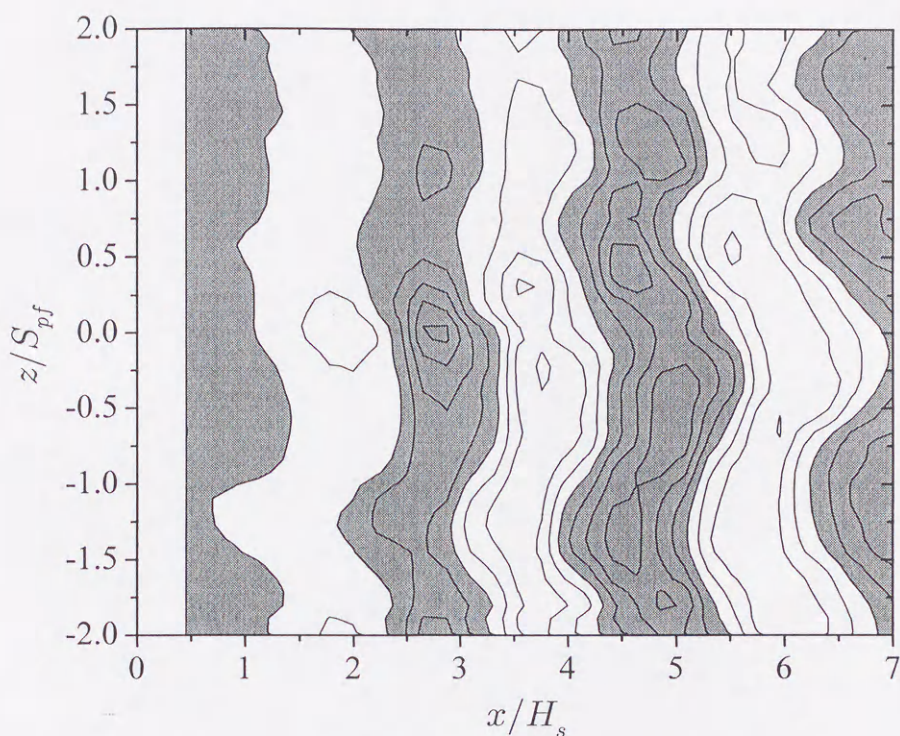
(a) uniform phase mode



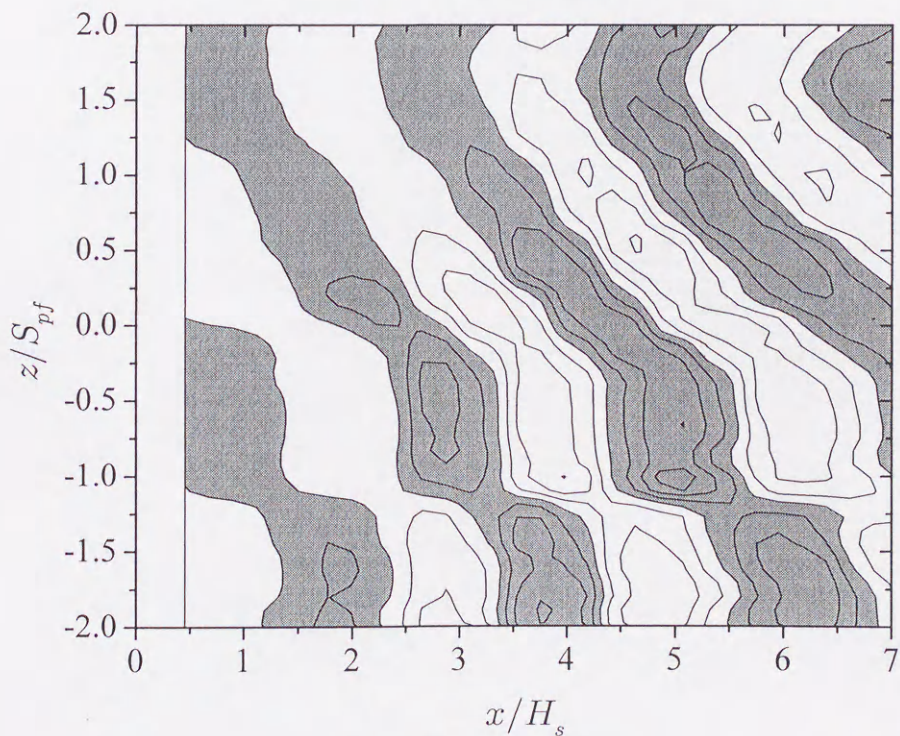
(b) alternate phase mode

gray - positive white - negative  
contour interval 2.4%

図3-21 アンサンブル平均した速度変動  $\langle u' \rangle / U_\infty$  のコンター図 ( $x$ - $z$ 面)  
( $S_{pf} = 25\text{mm}$ ,  $f_c = 355\text{Hz}$ ,  $U_\infty = 10.0\text{m/s}$ ,  $y/H_s = 1.27$ )



(a) uniform phase mode



(b) alternate phase mode

gray - positive white - negative  
contour interval 2.4%

図3-22 アンサンブル平均した速度変動  $\langle u' \rangle / U_\infty$  のコンター図 ( $x$ - $z$ 面)  
( $S_{pf} = 30\text{mm}$ ,  $f_c = 360\text{Hz}$ ,  $U_\infty = 10.0\text{m/s}$ ,  $y/H_s = 1.27$ )

## 第4章 キャビティ上の流れと音の制御

### 4.1 緒言

自動車や列車などの輸送機器の様々な箇所が存在する溝（キャビティ）上の流れにおいては、上流側の角から出発するせん断層がロールアップして渦塊となりそれが下流側の角に衝突する度に圧力変動を作り、それが上流側のせん断層出発点へ影響を及ぼすというフィードバック機構が成立している。これはキャビティ上の速度変動の周波数を固定し、強い速度変動を生み出すため大きい騒音源となっている。本章ではその様なキャビティ上の流れを制御し、流体騒音を低減する試みを行っている。

このようなキャビティ上の流れに関しては古くから数多くの研究 [31] [32] [33] [34] がなされている。その結果、流体騒音発生源という観点からはキャビティは浅いキャビティと深いキャビティに分けられ、その境界は深さと幅の比がおよそ 0.7 : 1 付近にあることがわかっており [31]、発生音の周波数は浅いキャビティではキャビティの幅に、深いキャビティではキャビティの深さに依存することが知られている [3]。

本章ではキャビティ上の速度変動の位相をスパン方向に変化させ、スパン方向に正負反対の音源として、発生音を互いにキャンセルさせて流体騒音を減少させることを試みている。その様な流れ場を作り出すための制御装置として第3章で流れ場の制御に有効であることが確認された圧電フィルム制御装置を用いている。

## 4.2 実験装置および測定方法

使用した風洞は第2章, 第3章と同じく東北大学流体科学研究所の小型低乱風洞である.

### 4.2.1 実験装置

図4-1に供試体の概略を示す. 供試体は第3章で用いた後ろ向きステップ供試体のステップをそのまま利用し, その下流にある間隔を空けて付加平板を設置して前向きステップとし, その付加平板の表面を後ろ向きステップ上流の平板表面と同じ高さに揃えることでキャビティを構成している. そのため, キャビティは前縁から 300mm の位置にあり, キャビティの深さ  $H_c$  は第3章のステップ高さ  $H_s$  と同じ 5.5mm である. また, 付加平板を取り付ける位置を変えることによりキャビティの幅  $L_c$  は変化させることが可能である. 実験ではキャビティの幅  $L_c$  は 40mm, 50mm, 60mm の3種類に変化させた. その場合の深さと幅の比  $H_c/L_c$  はそれぞれ 0.14, 0.11, 0.092 となり, すべての場合で浅いキャビティに分類される流れ場となっている. 座標系は図4-1のようにキャビティの上流側エッジのスパン方向中央, 平板表面上を原点とし, 主流方向に  $x$  軸, 高さ方向に  $y$  軸, スパン方向に  $z$  軸とした.

### 4.2.2 制御装置

前述の通り第3章と同じ圧電フィルム制御装置を用いた. 制御デバイスの配置を図4-2に示す. 第3章のフィルム幅  $S_{pf}$  が 60mm の場合の装置と同じものを用い, 固定方法, 制御方法, 振動モードなどすべて第3章と同じである.

### 4.2.3 測定方法およびデータ処理方法

流れ場の測定には定温度型熱線流速計を用い, プロブとして2本のシングルプロブを用いた. 1本の熱線プロブは  $x = 20\text{mm}$ ,  $y = 8.5\text{mm}$ ,  $z = -45\text{mm}$  の位置に固定し, 下記の条件付抽出の基準信号として利用した (以後このプロブ



を基準プローブと呼ぶ)。もう1本のプローブをコンピュータ制御の3次元トラバース装置に取り付け、任意の位置の流速データを測定できるようにした。

速度データの処理法としてはアンサンブル平均法とウェーブレット変換を用いた。アンサンブル平均の際の条件付抽出の基準信号としては基準プローブにより得られた速度変動波形を用いた。なお、アンサンブル平均のサンプル数は500回とした。

ウェーブレット変換とはマザーウェーブレットと呼ばれる短い波形との相似な波形だけを信号中から抽出する処理である。FFTや通常的相关値を求める処理と異なり、時間平均を求める手続きを経ないため、時間に関する情報を失うことなく、マザーウェーブレットと同じ周波数の成分の強さを調べることができる。ウェーブレット変換の定義式は次式である。

$$W(a, b) = \int_{-\infty}^{\infty} \frac{1}{\sqrt{a}} g\left(\frac{t-b}{a}\right) f(t) dt \quad (8)$$

ここで  $g(t)$  はマザーウェーブレットであり、 $a$  はマザーウェーブレットのスケールを表すパラメータ、 $b$  はマザーウェーブレットの時間方向の移動を表すパラメータである。本研究において用いたマザーウェーブレットは次式により定義される Morlet のウェーブレットである。

$$g(t) = e^{ik_w t} e^{(-t^2/2)} \quad (9)$$

ここで  $k_w$  はマザーウェーブレット中に含まれる波の数を表す係数であり、本研究では40を用いた。式(7)の  $a$  を変化させることで抽出される周波数が変化し、 $b$  を変化させることで抽出される時間が変わる。つまり、 $a$  と  $b$  を変化させてある波形をウェーブレット変換することでその波形の周波数成分の強さの時間方向の変化を求めることが可能である。

発生音の測定にはキャビティ中央上部、平板表面から35cm離れた位置に設置したマイクロフォンを用い、得られたデータをFFTにより周波数解析し、その150回の平均を求めた。

### 4.3 実験結果および考察

#### 4.3.1 平均速度変動およびrms分布

キャビティ部分ほぼ全体に相当する  $x/L_c = 0.1$  から  $0.9$  で測定した平均速度分布を図4-4に示す。逆流も正の速度として図に現れている。図4-4(a)に  $U_\infty = 10\text{m/s}$ , 図4-4(b)に  $15\text{m/s}$ , 図4-4(c)に  $20\text{m/s}$  の結果を示す。いずれの流速においても速度分布の傾向は非常に良く似ている。 $x/L_c$  が  $0.1, 0.3$  とキャビティの上流壁に近いところでは  $y/H_c = 0$  の壁面高さでの速度勾配が急であり、それ以下のキャビティ内では流速をほとんど持たず、速度勾配もほぼ  $0$  である。キャビティの中央の  $x/L_c = 0.5$  からキャビティ内においても速度を持つようになり下流に行くに従いだんだん速くなる。また  $x/L_c$  が  $0.9$  になると壁面ごく近傍で流速の上昇が見られるが、これはこの場合に小さな逆流領域が存在しており、それが正に加算され平均されたためと考えられる。

次に速度変動のrms分布を図4-5に示す。速度変動は下流に行くにつれて大きくなり、その分布域が高さ方向上下に広がっていく様子が見られる。また、速度変動のrmsのピーク高さは  $y/H_c = 0.1$  に存在し、下流へ行ってもその高さは変化しない。下流の  $x/L_c = 0.7$  と  $0.9$  では壁面ごく近傍で速度変動のrmsの増加が見られる。これも逆流の影響であると考えられる。

次にキャビティ下流も含めた領域の平均速度と速度変動のrmsの分布を調べた。その結果を図4-6に示す。図4-6(a)の平均速度分布を見ると  $x/H_c = 0.6$  から速度勾配を持つ層が厚くなって行くが、キャビティ後端の  $x/H_c = 1.0$  で少し薄くなりその後再び厚くなっていくのがわかる。図4-6(b)の速度変動のrms分布を見るとキャビティ後端の直後の  $x/H_c = 1.05$  に最も速度変動の大きい領域が存在している。また高さ方向への速度変動域の広がり方は平均速度分布の速度勾配の大きい領域の広がり方よりも顕著である。

### 4.3.2 速度変動の周波数解析

キャビティ上で測定した速度変動波形の周波数解析結果を図4-7に示す。図4-7(a)が  $L_c = 40\text{mm}$ , 図4-7(b)が  $L_c = 50\text{mm}$ , 図4-7(c)が  $L_c = 60\text{mm}$  の結果を示している。図をわかりやすくするために各流速毎に原点の位置をずらして図示してあり, 各流速毎の原点は図の右側に示してある。まず, 図4-7(a)の  $L_c = 40\text{mm}$  の結果を見ると, 一様流速  $10\text{m/s}$  において  $285\text{Hz}$  とその2倍の周波数の高調波のピークが存在している。この  $285\text{Hz}$  がキャビティのフィードバック機構に由来する固有振動数である。  $285\text{Hz}$  のピークは流速が速くなるに連れ高周波側へシフトしていき, 一様流速  $25\text{m/s}$  で  $860\text{Hz}$  のピークとなっているのがわかる。また, 一様流速  $20\text{m/s}$  からは別の周波数に2つめのピークが現れ, このピークも流速とともに高周波側へシフトしていき,  $25\text{m/s}$  の時には  $1080\text{Hz}$  のかなり強いピークとなっている。

次に図4-7(b)の  $L_c = 50\text{mm}$  の結果を見ると, 主流速度  $U_\infty$  が一様流速  $10\text{m/s}$  では  $240\text{Hz}$  に最も強い基本周波数のピークが現れており, その2倍の周波数の高調波も現れている。やはり主流速度が速くなると基本周波数が高周波へシフトする。  $U_\infty$  が  $15\text{m/s}$  になると最も強い  $500\text{Hz}$  のピークとその高調波でも分調波でも無い  $395\text{Hz}$  の2つのピークが存在している。この  $395\text{Hz}$  のピークが一様流速  $10\text{m/s}$  の  $240\text{Hz}$  のピークに相当するものであることがわかる。その大きさに関しては  $500\text{Hz}$  のピークのほうが強くなっており, ここでは支配的なピークが入れ替わっている。これは  $L_c = 40\text{mm}$  の場合には見られなかった現象である。さらに速い主流速度ではこの新しく支配的になった  $500\text{Hz}$  のピークがシフトしていくのがわかる。図4-7(c)の  $L_c = 60\text{mm}$  の結果を見ると主流速度によるピークのシフトと2つのピークが存在し, 支配的なピークが入れ替わる現象の両方が現れているのがわかる。このように支配的なピーク周波数が変化する現象はキャビティ内に存在する渦の個数が変化したためであり, 2つのピークが存在するのはそこに存在する渦の個数が2種類あるからにほかならない。

このピークが2つ見られる条件下において、例えばキャビティ内の渦の個数が  $n$  個である状態と  $n+1$  個である状態が重複して存在できるのか、交互に出現するかたちで排他的に存在しているのかを調べる試みを行った。速度変動信号をウェーブレット変換処理し速度変動周波数の時間変化を調べた結果を図4-8に示す。キャビティ幅は60mmで主流速度は17.5m/sであり、525Hzと630Hzの2つの大きなピークが現れている条件である。ウェーブレット変換の結果ではエネルギー集中が若干高周波側にシフトして現れてしまっている。2つの周波数の差が渦1個分の差と考えると渦の移動速度は6.6m/s程度で、キャビティ内の渦の個数はそれぞれ5個と6個であると考えられる。この図の色の濃い所が特定の周波数の速度変動にエネルギーが集中していることを表している。同じ周波数の変動が時間的に強くなったり弱くなったりする現象が現れているが、これはその波長は存在する波の波長を表しているものではなく、時間的に速度変動の振幅が変化している様子が現れているものである。この図を見ると2つの周波数への速度変動エネルギーの集中が同時に存在する時はほとんどなく、エネルギーの集中はどちらかの周波数の速度変動に対して排他的に起こっていることがわかる。この結果、ある短い時間をとらえると、キャビティ内に存在する渦の個数は5ないし6個の1種類でしかなく、FFT解析の結果2つの周波数のピークが現れる状況下においては5または6個の渦の個数が時間的に入れ替わっている現象が起こっていることが明らかになった。

ピーク周波数と流速の関係をより詳しく見るためにピーク周波数と流速の関係を図4-9に示す。縦軸は速度変動のピーク周波数  $f_{fp}$  で、2つ以上のピークが存在する場合にはすべてプロットしてある。キャビティ幅  $L_c$  は40mm、50mmと60mmの結果を示している。いずれのキャビティ幅の場合も流速が上がるにつれピーク周波数は高周波側へと変化しており、ピーク周波数の不連続的な増加が見られる。

図4-9の縦軸を無次元化しストローハル数としたものが図4-10である。キャビティ内に存在する渦のスケールが同じであればキャビティ幅を基準としたストローハル数  $St_c$  ( $= f_{fp}L_c/U_\infty$ ) は一定となるはずである。この結果を見るとストローハル数が今回の  $L_c$  と  $U_\infty$  の組み合わせの範囲では4つのグループに分けられ、それぞれ  $St_c = 1.2, 1.7, 2.2, 2.7$  と  $St_c$  で0.5ずつ離れて存在している。通常キャビティ内での渦の移動速度が主流速度のほぼ半分であることを考慮すると  $St_c$  の0.5の差が渦1個分に相当するので、図4-10の結果はキャビティ内の渦の個数が1個ずつ変化している、つまり、キャビティ内に存在する渦の数の変化が整数値でしか起こらないことに対応している。主流速度  $U_\infty$  が20m/s、キャビティ幅  $L_c$  が60mmの場合を例にとると、 $St_c = 1.7, 2.2, 2.7$  の状態はそれぞれキャビティ内の渦が5, 6, 7個存在する状態に対応している。

#### 4.3.3 速度変動波形

測定した速度変動波形の例を同位相モードで制御した場合、交互位相モードで制御した場合、制御を行っていない場合の3通りについて図4-11に示す。キャビティ流れではフィードバック周波数の音が支配的となるので、この周波数の音を減少させるのを目的としており、そのため以下すべての場合において制御周波数はキャビティのフィードバック周波数とした。すべての場合について、測定した速度変動波形、圧電フィルムの制御信号、基準プローブからの速度変動波形の3者を示してある。測定した速度変動波形の形状には制御の有無によらずほぼ違いが見られない。

この結果からは速度変動の位相の関係はわかりにくいので、次に基準プローブからの速度変動波形を基準信号として速度変動波形を条件付抽出し、アンサンブル平均処理を行った。第2章、第3章のように制御信号を基準信号としない理由は、キャビティ流れでは図4-11(c)のように制御をしない場合においてもフィードバック機構により強い速度変動が存在し、そのため流れ場が制御に完全に従うとは限

らず、自然／制御の2つの波の重ね合わせたような流れ場になる場合が考えられる。その時、制御信号でアンサンブル平均すると強い波であっても制御信号に同期しないものは打ち消され、制御信号に同期した弱い波のみが現れてしまい、流れ場の真の様相を誤って認識するおそれが生じる。それに対して基準プローブの速度変動波形でアンサンブル平均すれば流れ場の支配的な変動のタイミングで条件付抽出され、支配的な速度変動が残る。上記の理由から、基準プローブからの速度変動波形を基準信号として条件付抽出を行った結果が図4-12である。

図4-12(a)は同位相モード制御で圧電フィルムを振動させた場合の結果を、図4-12(b)は交互位相モード制御の結果を、図4-12(c)は制御を行っていない、つまり圧電フィルムを振動させていない場合の結果を示している。図4-12(a)の同位相モード制御の結果を見るとアンサンブル平均した速度変動の位相が2点で揃っている。一方、図4-12(b)の交互位相モード制御の結果を見ると2点で測定した速度変動の位相はほぼ $180^\circ$ ずれている。このようにキャビティ上の流れは上流の圧電フィルムの振動にほぼ同期していることが確認できる。また図4-12(c)の制御を行っていない場合には2点での速度変動の位相はほぼ揃っており、制御していないときには同位相と似たスパン方向に位相の揃った速度変動が存在していることが認められた。

#### 4.3.4 アンサンブル平均した速度変動のコンター図

熱線流速計を  $z/S_{pf} = 0.25$  の  $x$ - $y$ 面 でトラバースして速度変動を測定した。その速度変動をアンサンブル平均処理し、 $x$ - $y$ 面の等値線図として図4-13に示す。同位相モードで制御した場合を図4-13(a)に、制御していない場合を図4-13(b)に示す。図4-13(a)の場合を見ると  $y/H_c$  が小さいところでは速度変動の位相が進んでおり、斜めに傾いたパターンが現れている。これはキャビティの下流端に当たる  $x/H_c = 1.0$  から特にはっきりと現れる。また図4-13(b)の制御を行っていない場合には、 $x/H_c = 1.0$  から速度変動のパターンが乱れ始めるのがわかる。

次に速度変動の  $x$ - $z$ 面の空間分布を調べた。速度変動をアンサンブル平均処理し、等値線図として表したものが図4-14である。結果を見ると制御のモード、制御の有無にかかわらず、スパン方向に大きな構造の速度変動のパターンが現れている。図4-14(a)の同位相モード制御と図4-14(c)の制御無しの結果ではスパン方向に速度変動の位相がほぼ揃っており、スパン方向に同じ位相の速度変動が存在していることがわかる。図4-14(b)の交互位相モード制御では、第3章の後ろ向きステップの場合に見られたようなはっきりとした符号の反転は見られないが、 $z/S_{pf} = -0.5$ と $0.5$ での速度変動の符号を比較すると逆の符号になっており、速度変動のパターンがスパン方向に傾いたものとなっている。この結果を第3章の後ろ向きステップのはく離流と比較すると、キャビティ流れの方が速度変動の位相を制御しにくいことが明らかとなる。これはキャビティ内にフィードバック機構が存在しそのため自然状態でスパン方向に位相の揃った速度変動を生み出す強い渦が存在するため、スパン方向に符号の反転する速度変動場を作り出すのが難しいためであると考えられる。しかし、交互位相モード制御においても全く制御できていないわけではなく、速度変動をスパン方向に傾いたものにすることは可能であった。

キャビティの下流壁 ( $x/L_c = 1.0$ ) 近傍のパターンを見てみると、制御の有無にかかわらず組織的なパターンは乱れてきており、弱くなっているのがわかる。この原因は、図4-6で見たようにキャビティ下流壁付近で流れ場の変動が大きくなりその結果制御周波数に同期した速度変動成分が減少するためであると考えられる。

#### 4.3.5 発生音の周波数解析

発生音をマイクロフォンにより実際に測定し、暗騒音との差を求め、そのピーク周波数を図示したのが図4-15である。2つ以上のピークが見られた場合には、最も強いピークのみをプロットした。 $L_c = 40\text{mm}$ と $50\text{mm}$ では発生音のピーク周波数は主流速度流速に比例して高くなっており、またその傾きも等しい。 $L_c = 60\text{mm}$

では 17.5m/s と 20m/s の間で周波数増加の傾きが異なるが、それ以外の部分は  $L_c = 40\text{mm}$ ,  $50\text{mm}$  の場合と等しい傾きである。

次に図 4-15 の縦軸を無次元化しストローハル数  $St_c$  とした図を図 4-16 に示す。 $L_c = 40\text{mm}$  と  $50\text{mm}$  ではストローハル数は流速によらずほぼ一定値を取ることがわかった。 $L_c = 60\text{mm}$  では  $U_\infty = 17.5\text{m/s}$  と  $20\text{m/s}$  の間でストローハル数のジャンプがある。これは 4.3.2 節で述べたようにキャビティ内の渦の個数の変化が整数値でしか起こらないためであると考えられる。

#### 4.3.6 制御による発生音の変化

次に発生音のピーク周波数で流れ場を制御した場合の発生音中のピークの強さの変化を図 4-17 に示す。発生音のピークが確認できたすべての主流速度の結果を示しており、ピークの周り 15Hz のパワーの平均値をピーク強さとして採用した。ピークが複数存在する場合には最も大きいピークで制御を行い、その制御周波数と等しい周波数のピーク周波数のパワーを示している。同位相モードで制御した場合、交互位相モードで制御した場合、制御をしなかった場合の発生音のピーク強さを暗騒音（キャビティの無い平板の場合の発生音）とともに示している。つまり制御を行うことにより制御無しの場合よりピーク強さが低くなっていれば制御により発生音が減少したことになり、どの程度暗騒音に近づいているかを見ることでキャビティからの流体音をどの程度まで減少させられたかがわかる。図 4-17(a) の  $L_c = 40\text{mm}$  の結果を見ると同位相モードで制御を行った場合にはすべての主流速度で制御無しの場合より発生音が大きくなっている。次に、交互位相モード制御の結果を見ると  $U_\infty = 20\text{m/s}$  と  $22.5\text{m/s}$  で発生音が抑制できているのがわかる。また、 $U_\infty = 15\text{m/s}$  と  $17.5\text{m/s}$  ではほぼ発生音の変化が無いのに対して  $25\text{m/s}$  では明らかに発生音が大きくなっている。次に図 4-17(b) の  $L_c = 50\text{mm}$  の結果を見ると同位相モード制御で発生音が大きくなっている点は図 4-17(a) の  $L_c = 40\text{mm}$  の場合と同様であるが、交互位相モード制御ではすべての主流速度で



かなりの発生音の減少が見られる。その減少量は 15m/s で 2.9dB, 20m/s で 4.7dB, 22.5m/s で 3.2dB, 25.0m/s で 2.0dB である。図 4-17(c) の  $L_c = 60\text{mm}$  では 20m/s 以下では制御を行っていない場合のピークが弱くはつきりしたことはわからない。22.5m/s では交互位相モードで制御した場合に暗騒音とほぼ同じレベルまで発生音を減少できており、その減少量は 5.1dB である。しかし 25m/s ではほとんど発生音の減少が見られない。

#### 4.3.7 同程度の強さの2つのピークが存在する場合

$L_c = 40\text{mm}$  と  $60\text{mm}$  での 25m/s の交互位相モード制御で発生音の減少がほとんど見られないので、これらの場合が詳細に調べられた。まず図 4-7 の速度変動の周波数解析結果を見ると制御がうまく行かなかった  $L_c = 40\text{mm}$  の  $U_\infty = 25\text{m/s}$  の場合と  $L_c = 60\text{mm}$  の  $U_\infty = 25\text{m/s}$  の場合には2つのピークが存在しその大きさにあまり差が無いことに気がつく。制御がうまく行った  $L_c = 50\text{mm}$  の  $U_\infty = 25\text{m/s}$  の場合には1つの大きなピークだけが存在し、その他のピークはかなり小さい。

2つのピークの大きさが近い場合について、速度変動の周波数解析結果が制御よりどのように変化するかを示したのが図 4-18 である。この図は制御を行っていない時の 525Hz と 630Hz の2つのピークの低周波側の 525Hz の周波数で制御を行った結果である。制御を行わないときには2つ存在していたピークが制御を行うと制御周波数 525Hz のピークのみとなり、渦の個数が2通りの数を取り得ていた状態が、制御を行うことにより1通りに固定されてしまうことがわかる。また制御を行った時の制御周波数のピークは制御なしと比べてかなり強くなっている。

次に弱い方のピーク周波数で制御した場合と強い方のピーク周波数で制御した場合のそれぞれについて発生音のピークの強さの変化を調べた。その結果を図 4-19 に示す。図 4-19 に示したのは  $L_c = 40\text{mm}$  と  $60\text{mm}$  で  $U_\infty = 25\text{m/s}$  の場合の発生音のピークの強さである。 $L_c = 40\text{mm}$  の 870Hz のピークの強さを見ると、870Hz で制御を行った場合には同位相モード制御ではピークが約 5dB 強くなって

おり、交互位相モード制御ではほとんど変化が無い。1195Hz で制御を行った場合を見ると同位相モード制御、交互位相モード制御どちらの場合もピークが大幅に弱くなっている。次に  $L_c = 40\text{mm}$  の1195Hz のピークの強さを見ると、870Hz で制御を行った場合には制御モードによらず大幅なピークの強さの減少が見られ、1195Hz で制御を行った場合には同位相モード制御ではピークは約 15dB 増加し、交互位相モード制御ではピークは約 2dB 減少する。この結果から、同程度の強さの2つのピークが存在する場合には、制御周波数と同じ周波数のピークは同位相モード制御で強くなり交互位相モード制御でほぼ変化しないが、制御周波数と異なる方の周波数のピークは制御モードによらず大幅に弱くなることがわかった。 $L_c = 60\text{mm}$  の場合にも増減量に違いはあるが、同じ傾向が見られる。

以上の結果をまとめると、同程度の強さのピークが2つ存在する場合に、どちらかのピーク周波数で制御を行うとその周波数に適合する渦の個数に固定され、その結果、制御周波数と異なる周波数の音のピークは大幅に減少し発生音のエネルギーのかなりの部分が制御周波数に集中する。そのため、同位相モード制御では発生音が大きくなり交互位相モード制御では小さくなる効果に加わると、結局、制御周波数と同じ周波数の発生音は同位相モード制御では大幅に増加するが、交互位相モードで制御した場合には制御周波数への発生音のエネルギーの集中と交互位相モード制御による現象が相殺するため、発生音の変化が小さくなるものと推測できる。

#### 4.3.8 発生音と流れの2次元性との関係

次に発生音の制御結果と流れ2次元性の関係を調べてみた。制御周波数と同じ周波数の発生音が交互位相モードで制御することにより大きく減少していた  $L_c = 50\text{mm}$ ,  $U_\infty = 22.5\text{m/s}$  の場合と  $L_c = 60\text{mm}$ ,  $U_\infty = 22.5\text{m/s}$  の場合の  $x$ - $z$ 面のコンター図をそれぞれ図4-20, 図4-21に示す。また、発生音の減少がほとんど見られなかった  $L_c = 40\text{mm}$ ,  $U_\infty = 15.0\text{m/s}$  の場合と  $L_c = 40\text{mm}$ ,  $U_\infty = 17.5\text{m/s}$  の場合の  $x$ - $z$

面のコンター図をそれぞれ図4-22, 図4-23に示す.

まず, 交互位相モード制御で3.2dBの発生音の減少が見られた  $L_c = 50\text{mm}$ ,  $U_\infty = 22.5\text{m/s}$  の場合である図4-20を見てみる. 制御モードにかかわらず,  $x/L_c = 0.6$  より下流ではキャビティの下流壁に近づいて速度変動のパターンが乱れているため,  $x/L_c = 0.6$  以下の領域だけに注目して結果を見ることにする. 同位相モード制御と制御なしの場合にはスパン方向に速度変動の位相が揃っており, 交互位相モード制御では  $z/S_{pf} = 0$  で速度変動の符号の反転が見られスパン方向に  $180^\circ$  ずれた位相の速度変動が並んでいる. 次に交互位相モード制御で発生音が5.1dBと最も減少した  $L_c = 60\text{mm}$ ,  $U_\infty = 22.5\text{m/s}$  の場合である図4-21を見ると, 図4-20と同様に, 同位相モード制御と制御なしの場合にはスパン方向に速度変動の位相が揃っており, 交互位相モード制御では位相の  $180^\circ$  ずれた速度変動が並んでいる.

発生音の減少が見られなかった  $L_c = 40\text{mm}$  で  $U_\infty = 15.0\text{m/s}$  (発生音は0.2dB増加) と  $17.5\text{m/s}$  (発生音は0.5dB増加) の場合である図4-22と図4-23に注目すると, 図4-20や図4-21と大きく異なる点は交互位相モード制御でスパン方向に速度変動の符号の反転が見られず, 位相の揃ったパターンとなっていることである. キャビティでの離流はフィードバック機構により自然状態でスパン方向に位相の揃った速度変動が支配的になり易く, 第3章の後ろ向きステップでの離流と比べてスパン方向に符号の反転する速度変動を作り出すことは難しく, 図4-22, 図4-23のように制御がうまく行かない場合も存在した.

図4-20から図4-23の結果から, 交互位相モード制御で発生音が減少している場合には, スパン方向に  $180^\circ$  ずれた位相の速度変動が並んでおり, 発生音が減少していないときにはスパン方向に同じ位相の速度変動が並んでおり, 結局, スパン方向に  $180^\circ$  ずれた速度変動が存在する流れ場を作り出せるか否かで, 発生音制御が効果的か否かが決まることがわかる. これは本論文冒頭で述べた流体騒音減少のアイデアが基本的には正しいことを確認したことになる.

#### 4.4 結 言

フィードバック機構存在するキャビティ上の流れをキャビティの上流に設置した圧電フィルムを微小振動させることにより制御し、キャビティ音を減少させる試みを行った。以下に得られた知見を示す。

- (1) スパン方向に並べた圧電フィルム  $180^\circ$  ずれた位相で振動させることにより、スパン方向に傾いた速度変動を作り出せることがわかった。しかし自然状態のスパン方向に位相の揃った速度変動の状態から変化させることができない場合も存在することがわかった。
- (2) 2枚の圧電フィルムを  $180^\circ$  ずれた位相で振動させることにより、キャビティから発生する音を減少させることが可能であることがわかった。本実験条件の範囲では制御周波数の発生音の最大減少量は  $5.1\text{dB}$  であり、その場合、暗騒音に近いレベルまで発生音を減らすことができている。
- (3) 速度変動の周波数解析結果に同程度の強さの2つピークがある場合にはどちらかのピーク周波数で制御を行うことにより、制御周波数のピークのみが残る。その時、制御周波数ではないピーク周波数の発生音は制御モードに依らず大きく減少し、制御周波数のピーク周波数の発生音は同位相モード制御でかなり増加し、交互位相モード制御ではほとんど変化しないことがわかった。これは制御周波数への発生音のエネルギーの集中の効果と制御モードによる発生音の増減の効果重なったためであると解釈できる。
- (4) スパン方向に速度変動の位相が  $180^\circ$  ずれた流れ場を作り出せば発生音を減少させることが可能であることが明らかになった。このことから、本論文における流体騒音減少のためのアイデアが正しいことが確認された。

## 図表の表題

- 図 4-1 供試体
- 図 4-2 キャビティ流れでの制御装置
- 図 4-3 キャビティ流れでの振動モード
- 図 4-4 キャビティ流れの平均速度分布
- 図 4-5 キャビティ流れの速度変動の rms 分布
- 図 4-6 平均速度分布と速度変動の rms 分布のコンター図
- 図 4-7 速度変動の周波数解析
- 図 4-8 速度変動のウェーブレット変換による周波数解析
- 図 4-9 速度変動のピーク周波数の主流速度による変化
- 図 4-10 速度変動のストローハル数の主流速度による変化
- 図 4-11 速度変動波形の例
- 図 4-12 アンサンブル平均した速度変動波形
- 図 4-13 アンサンブル平均した速度変動のコンター図  
( $L_c = 50\text{mm}$ ,  $U_\infty = 15.0\text{m/s}$ ,  $x - y$ 面)
- 図 4-14 アンサンブル平均した速度変動のコンター図  
( $L_c = 50\text{mm}$ ,  $U_\infty = 15.0\text{m/s}$ ,  $x - z$ 面)
- 図 4-15 発生音のピーク周波数の主流速度による変化
- 図 4-16 発生音のストローハル数の主流速度による変化
- 図 4-17 制御による発生音の変化
- 図 4-18 速度変動の周波数解析の制御による変化
- 図 4-19 2つのピークが存在する場合の制御による発生音の変化

- 図 4-20 アンサンブル平均した速度変動のコンター図  
( $L_c = 50\text{mm}$ ,  $U_\infty = 22.5\text{m/s}$ ,  $x - z$ 面)
- 図 4-21 アンサンブル平均した速度変動のコンター図  
( $L_c = 60\text{mm}$ ,  $U_\infty = 22.5\text{m/s}$ ,  $x - z$ 面)
- 図 4-22 アンサンブル平均した速度変動のコンター図  
( $L_c = 40\text{mm}$ ,  $U_\infty = 15.0\text{m/s}$ ,  $x - z$ 面)
- 図 4-23 アンサンブル平均した速度変動のコンター図  
( $L_c = 40\text{mm}$ ,  $U_\infty = 17.5\text{m/s}$ ,  $x - z$ 面)

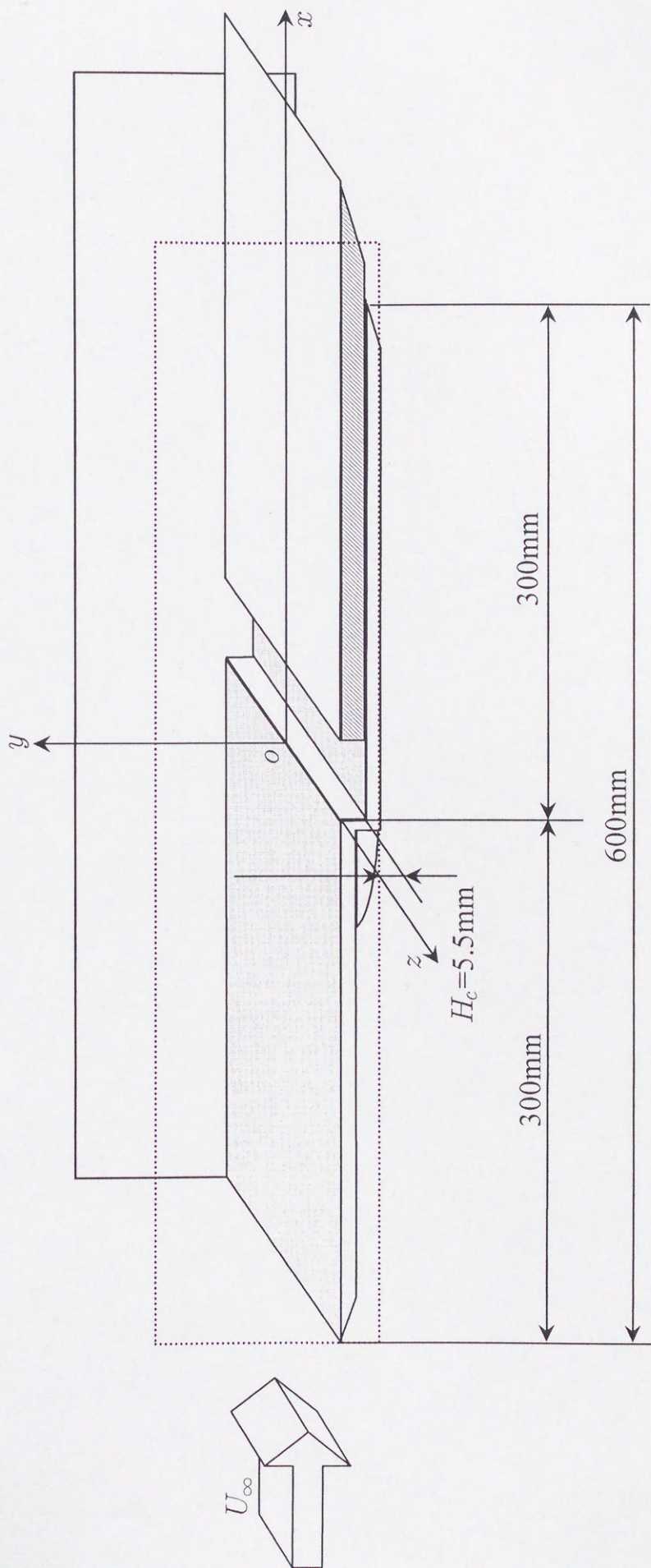
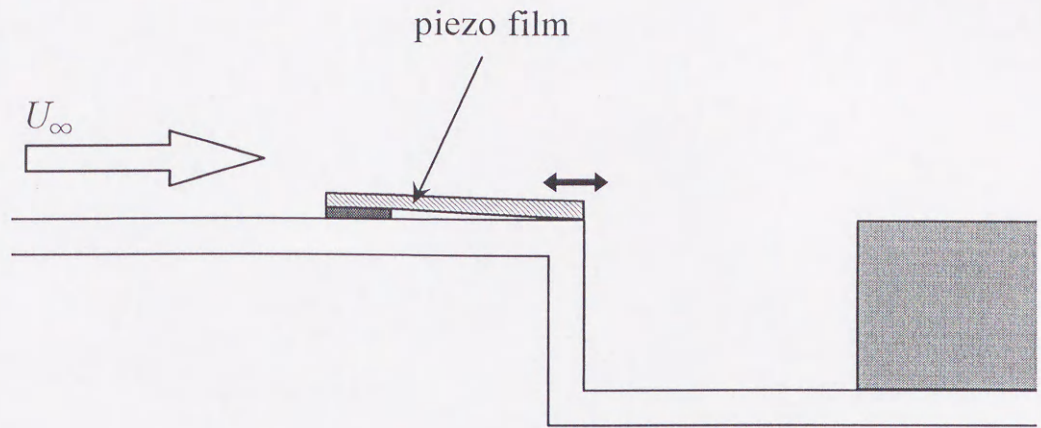
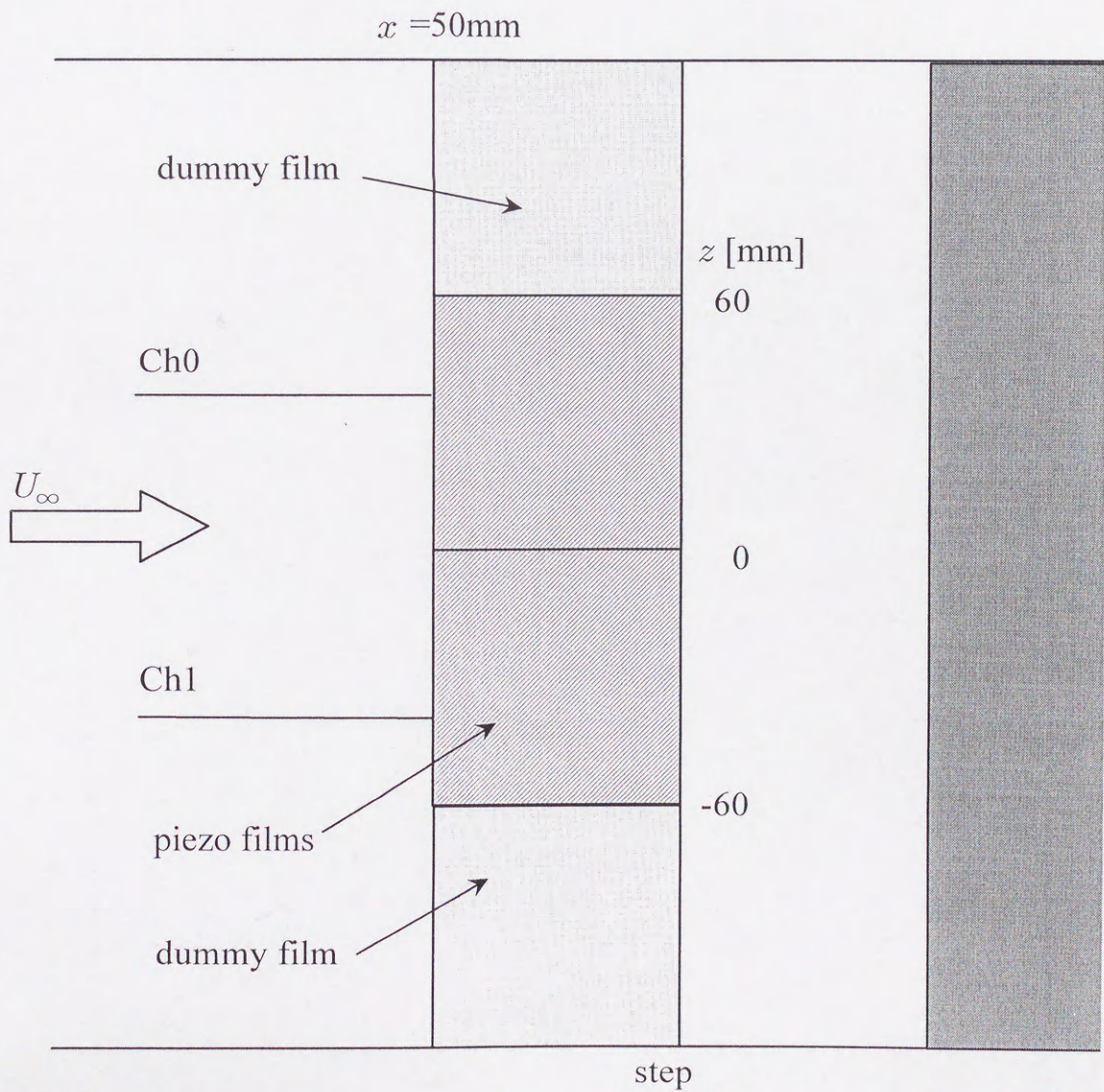


図4-1 供試体の概略



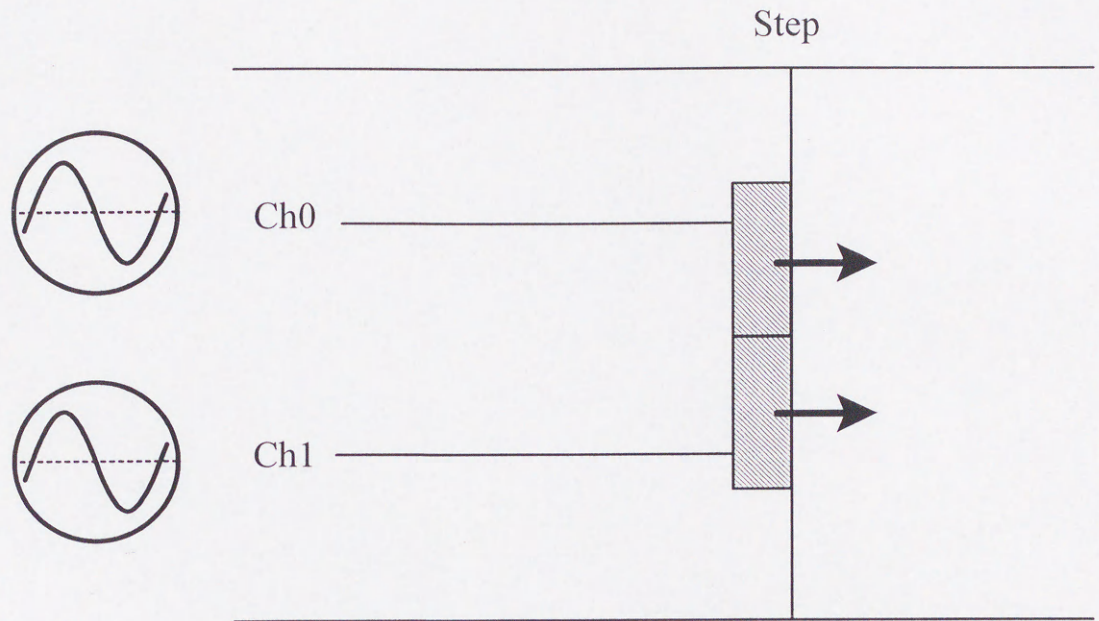
(I) cross sectional view



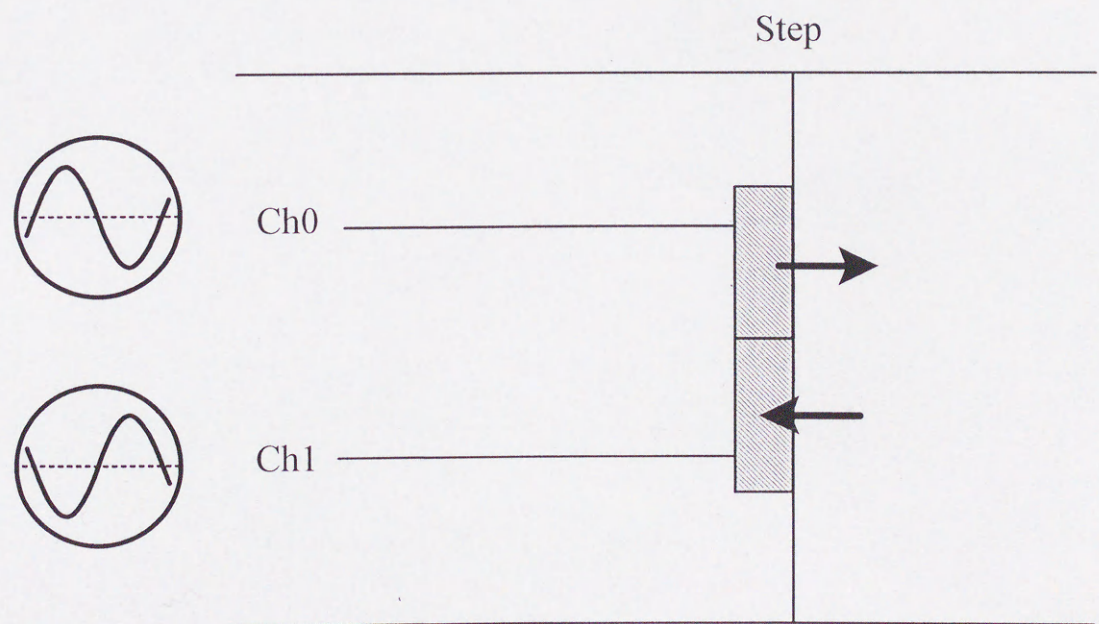
(II) top view

図4-2 制御装置 (圧電フィルム,  $S_{pf}=60\text{mm}$ )





( I ) uniform phase mode



( II ) alternate phase mode

図4-3 圧電フィルム制御装置の振動モード

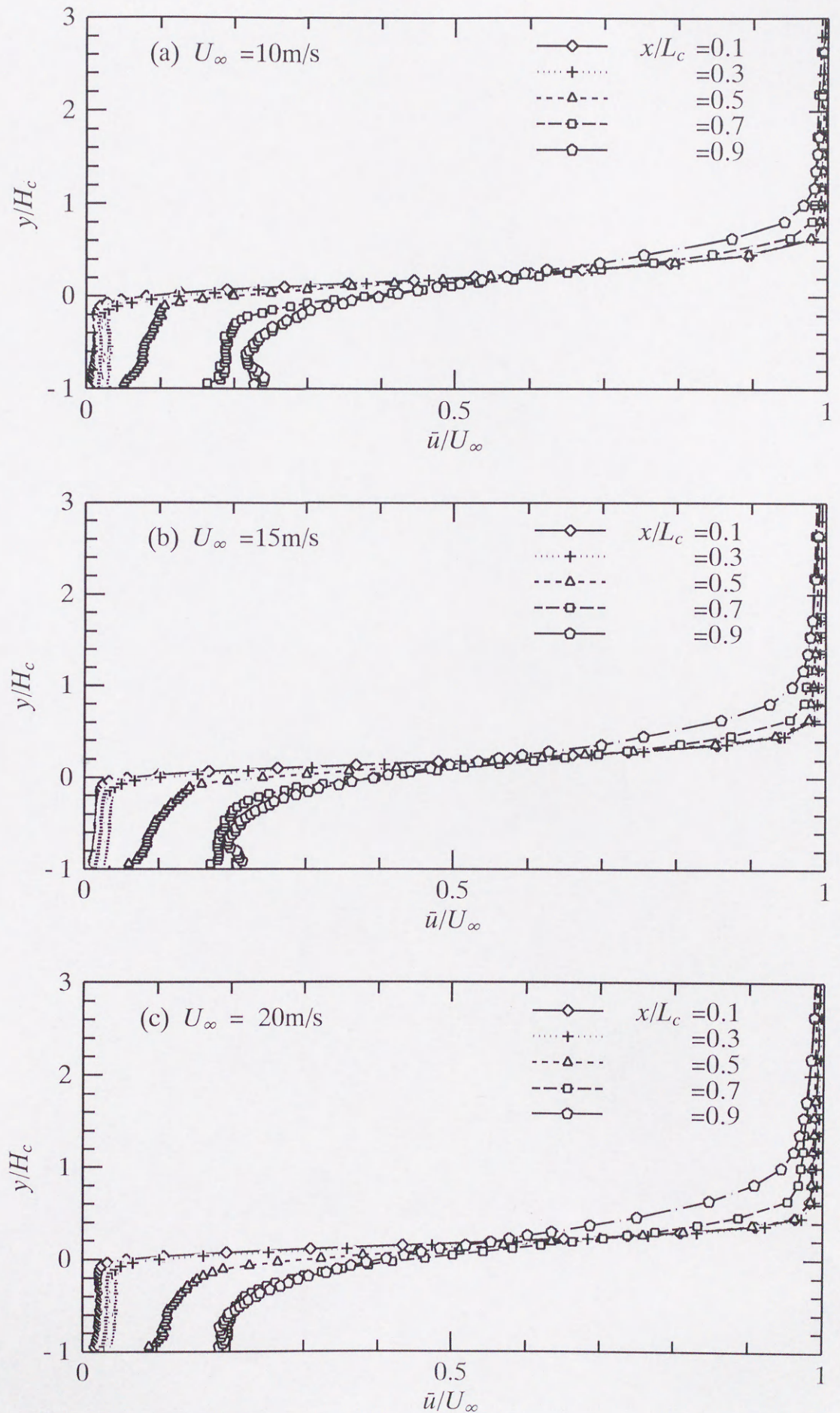


図4-4 平均速度分布 ( $L_c = 50\text{mm}$ )

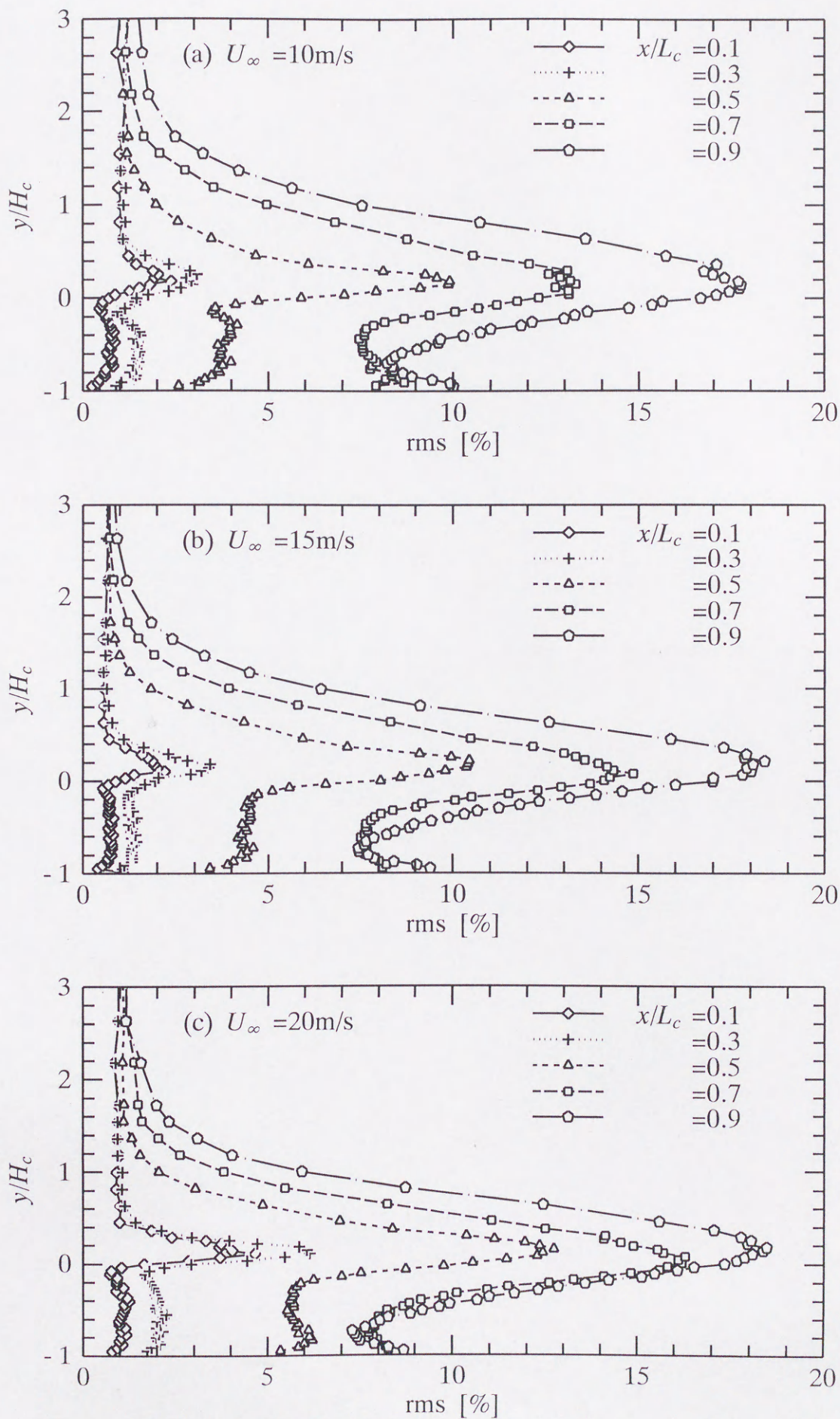


図4-5 速度変動のrms分布 ( $L_c = 50\text{mm}$ )

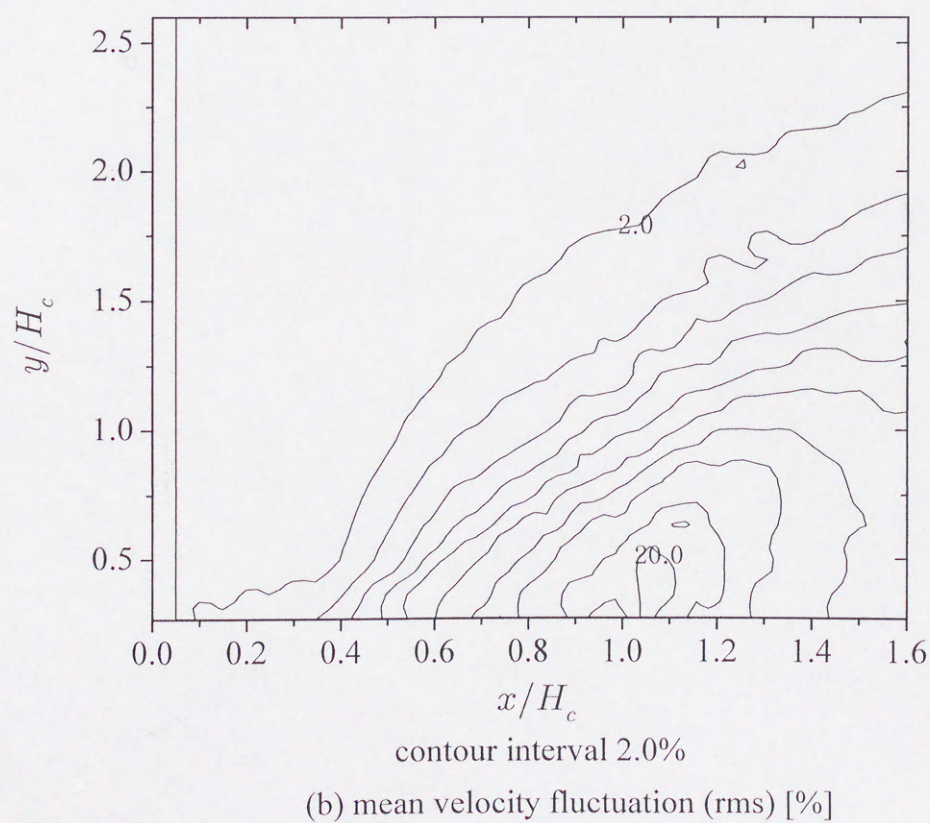
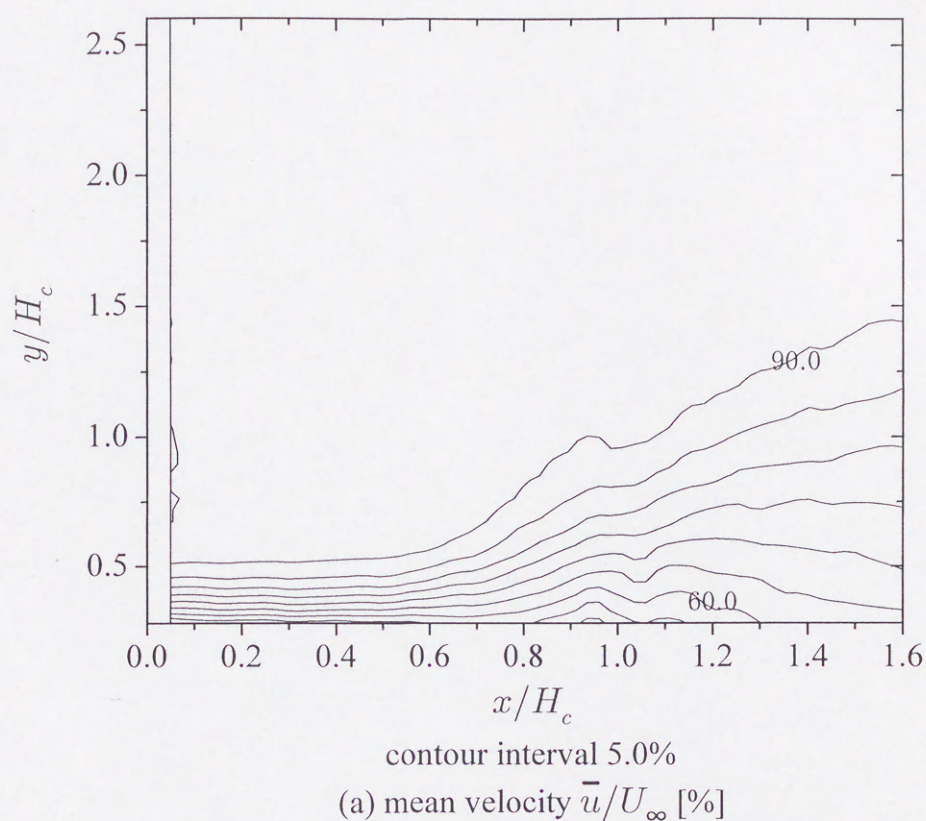


図4-6 平均速度分布と速度変動のrmsのコンター図  
 (  $L_c = 50\text{mm}$ ,  $U_\infty = 15.0\text{m/s}$ ,  $z/S_{pf} = 0.25$  )

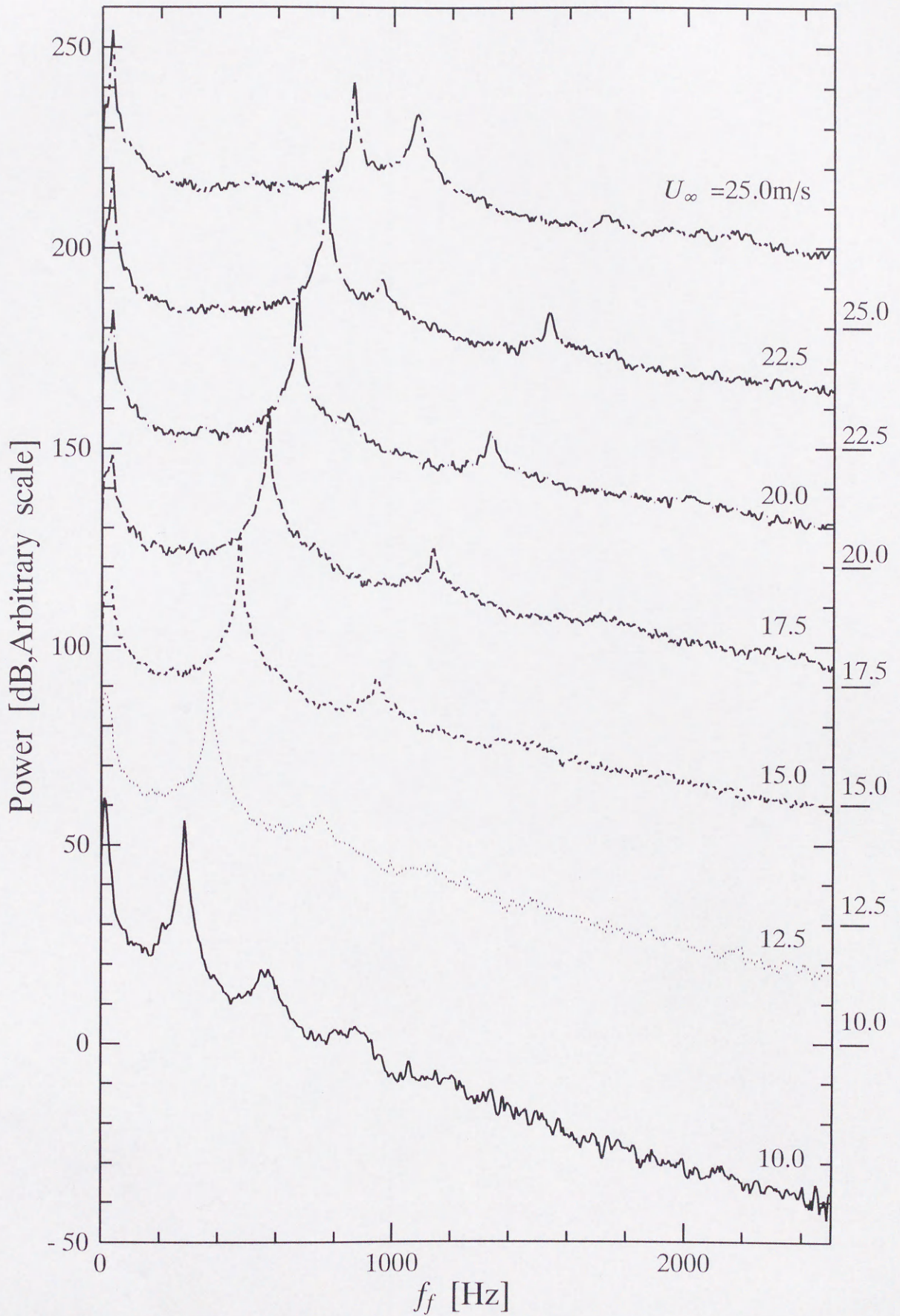


図4-7(a) 速度変動の周波数解析 ( $L_c = 40\text{mm}$ )  
 ( $x/L_c = 0.5, y/H_c = 0.27, z/S_{pf} = 0.25$ )

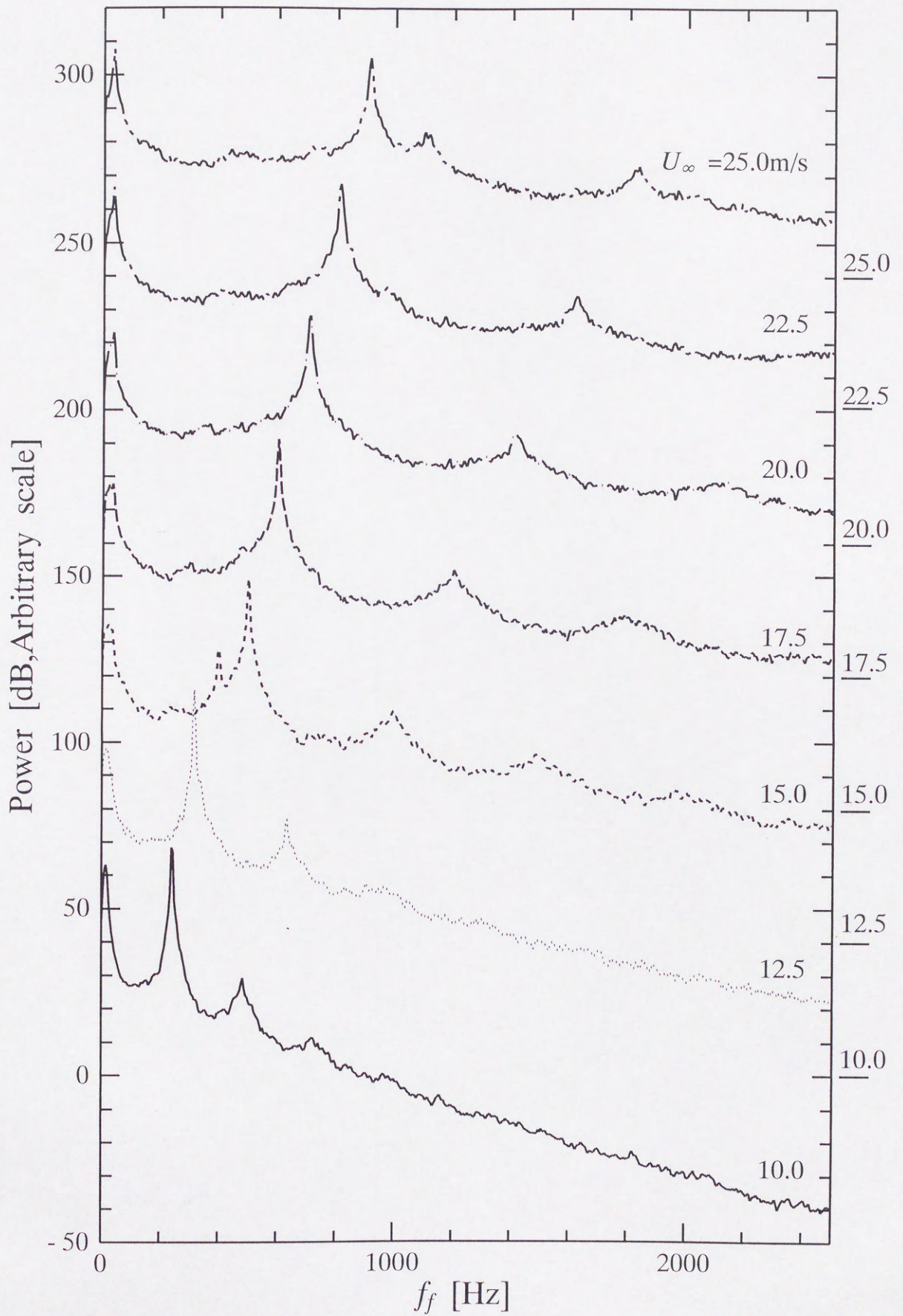


図4-7(b) 速度変動の周波数解析 ( $L_c = 50\text{mm}$ )  
 ( $x/L_c = 0.5$ ,  $y/H_c = 0.27$ ,  $z/S_{pf} = 0.25$ )

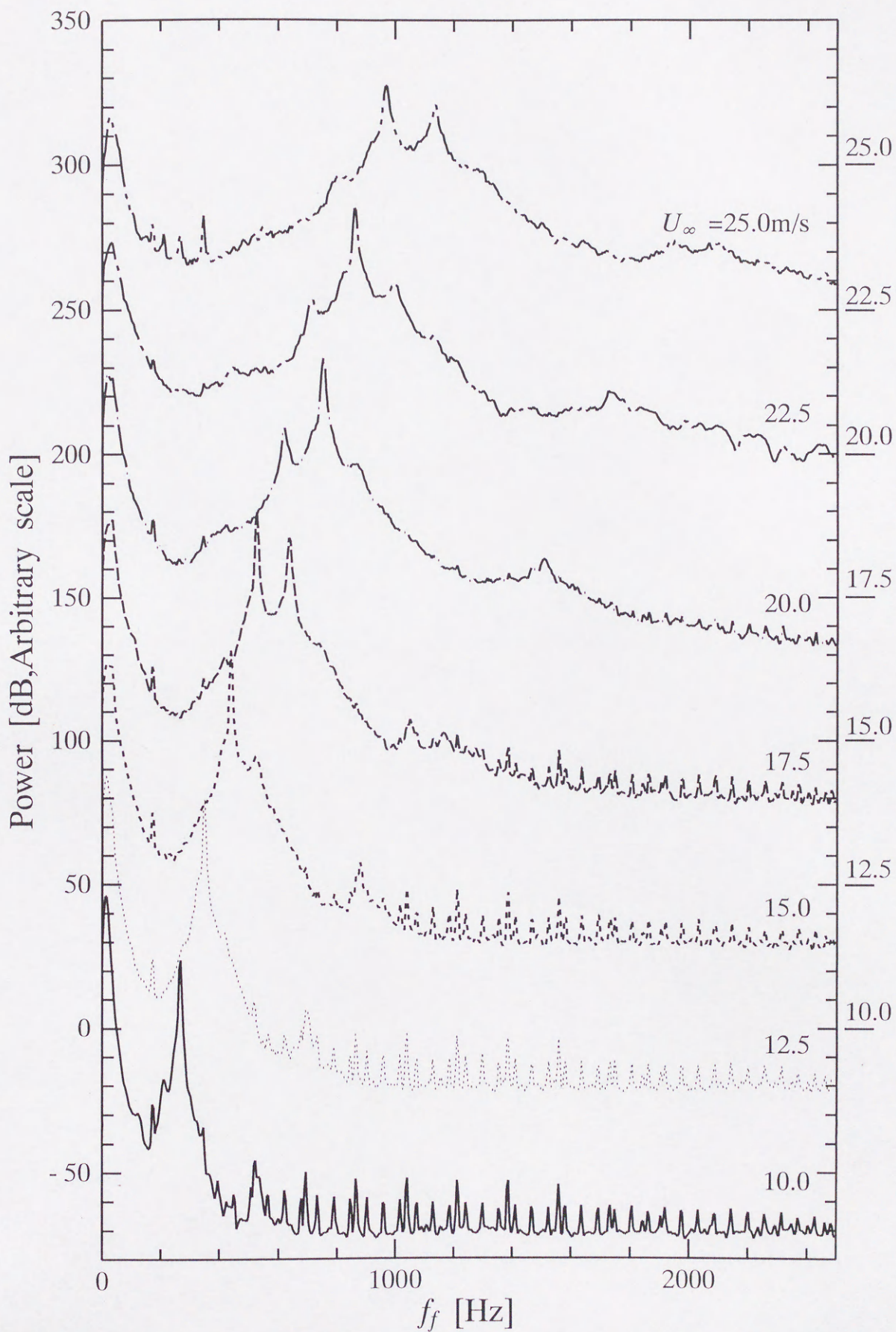


図4-7(c) 速度変動の周波数解析 ( $L_c = 60\text{mm}$ )  
 ( $x/L_c = 0.33$ ,  $y/H_c = 0.45$ ,  $z/S_{pf} = 0.25$ )

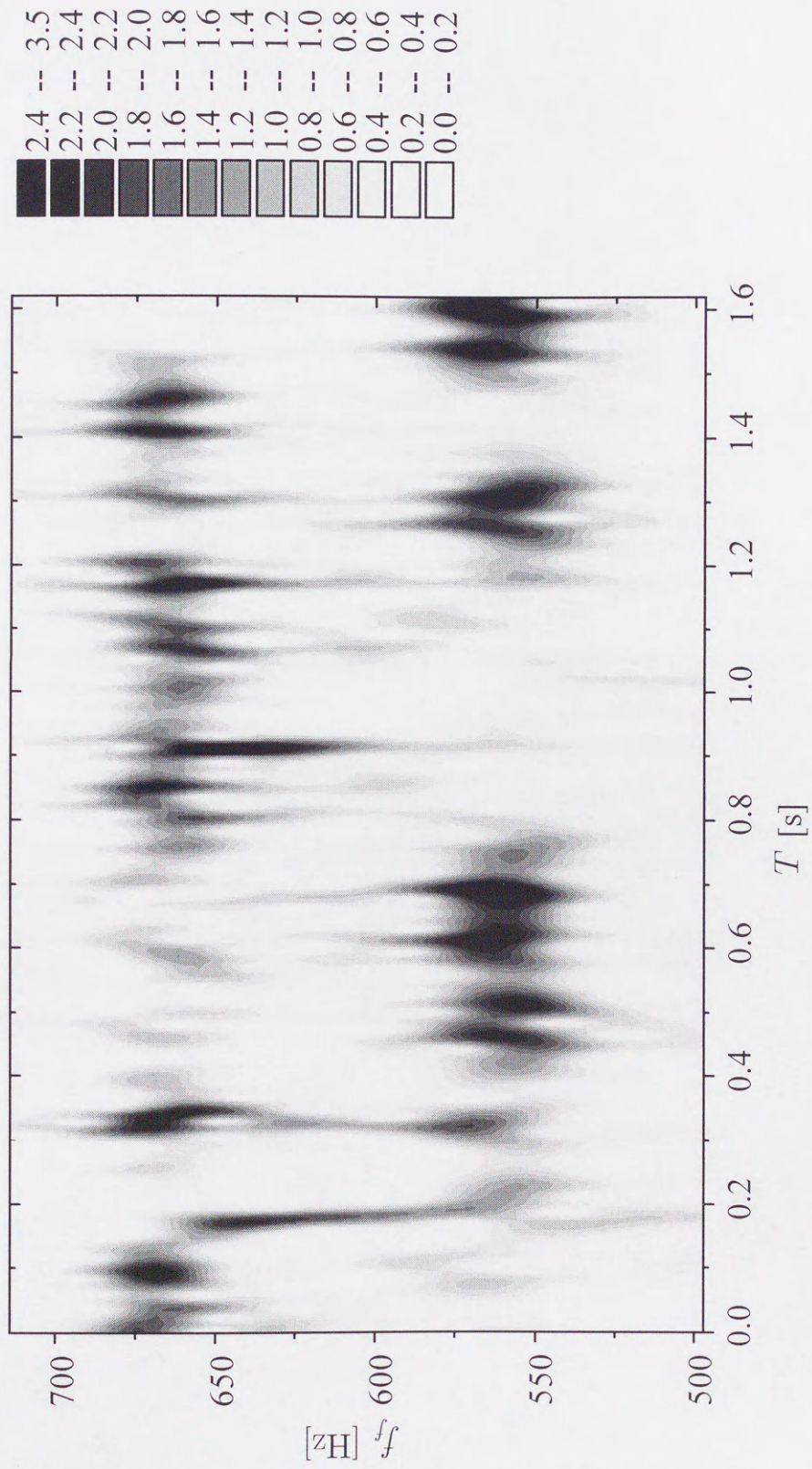


図4-8 速度変動のウェーブレット変換による周波数解析結果 (  $L_c = 60\text{mm}$ ,  $U_\infty = 17.5\text{m/s}$  )



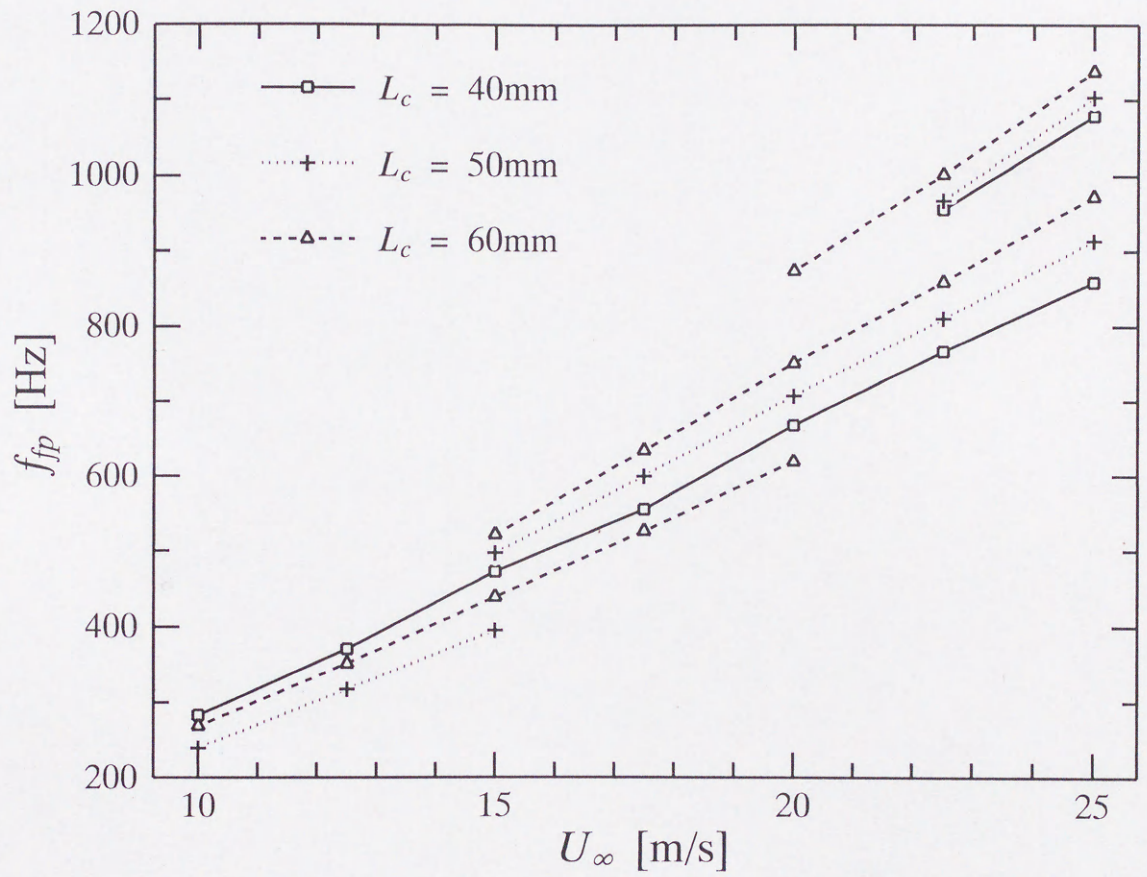


図4-9 速度変動のピーク周波数の主流速度による変化

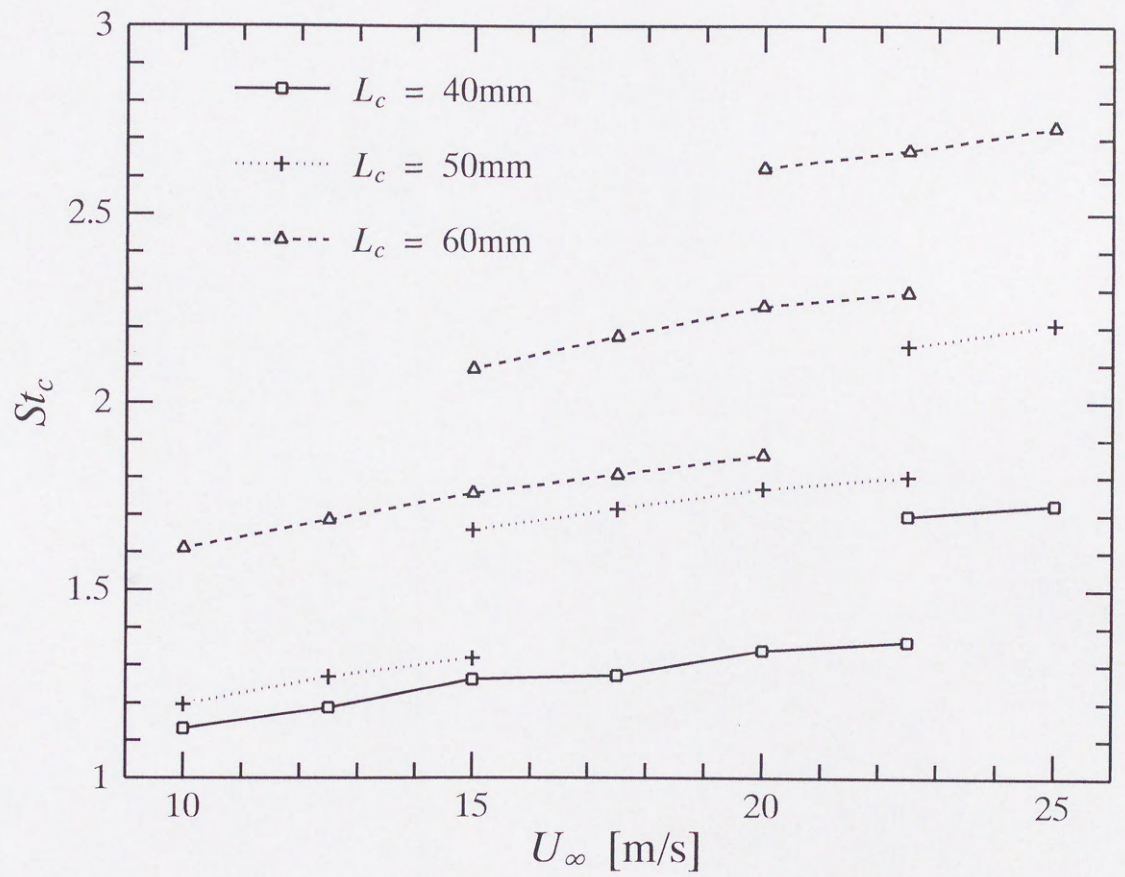
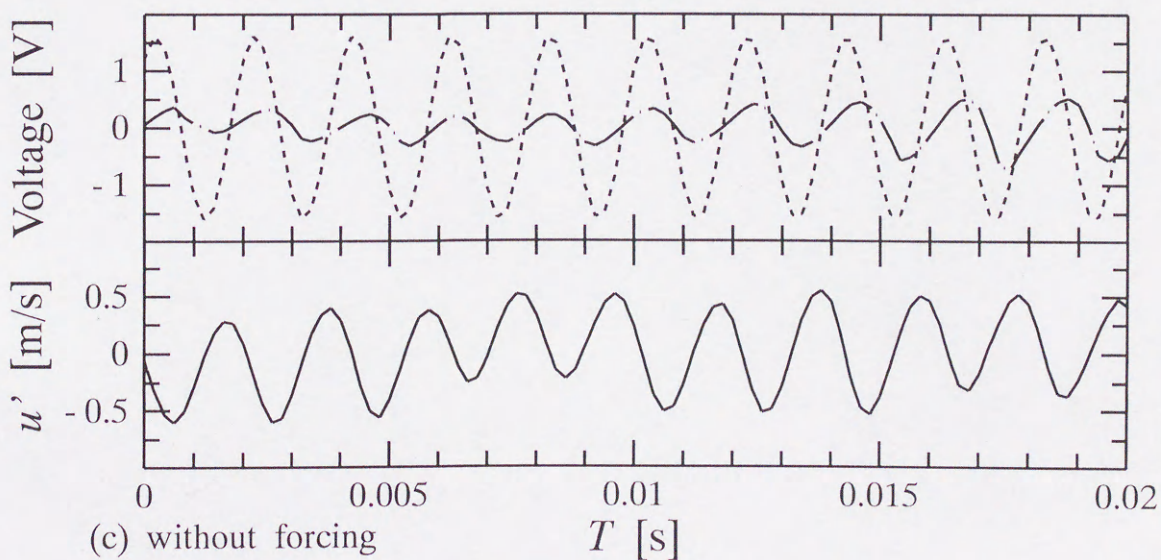
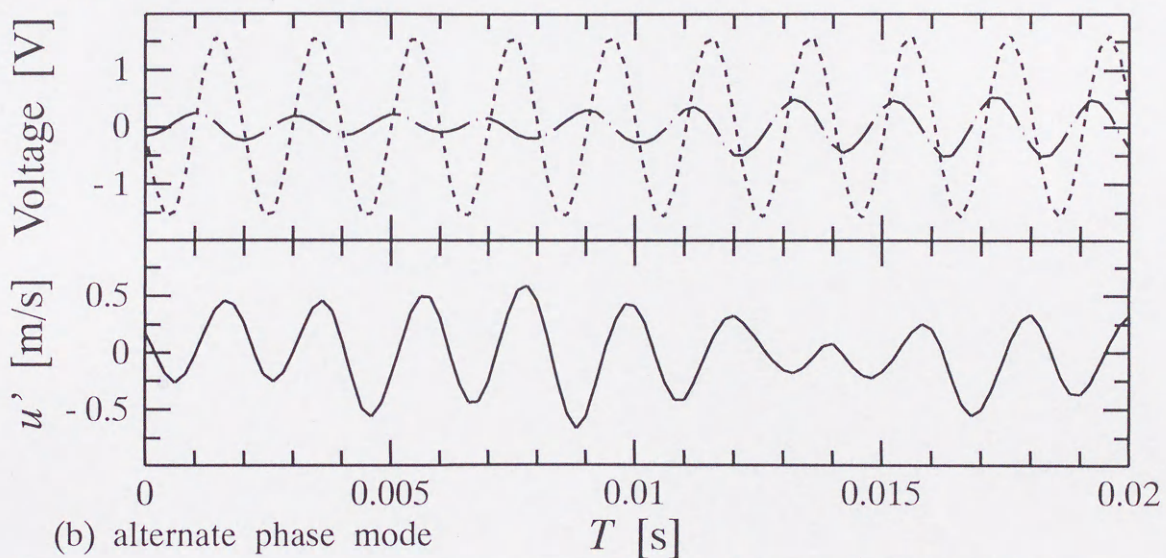
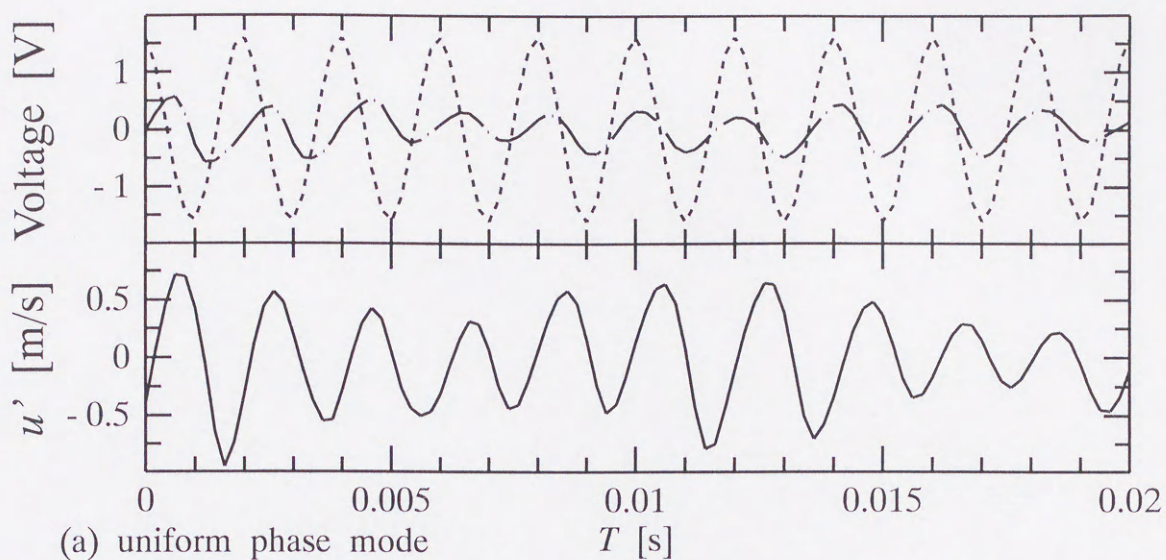


図4-10 速度変動のストローハル数の主流速度による変化



— reference probe    - - - - - control signal  
 — observed velocity fluctuation

図4-11 速度変動波形の例

( $U_\infty=15\text{m/s}, L_c=50\text{mm}, f_c=500\text{Hz}, x/L_c=0.4, y/H_c=0.27, z/S_{pf}=0.5$ )

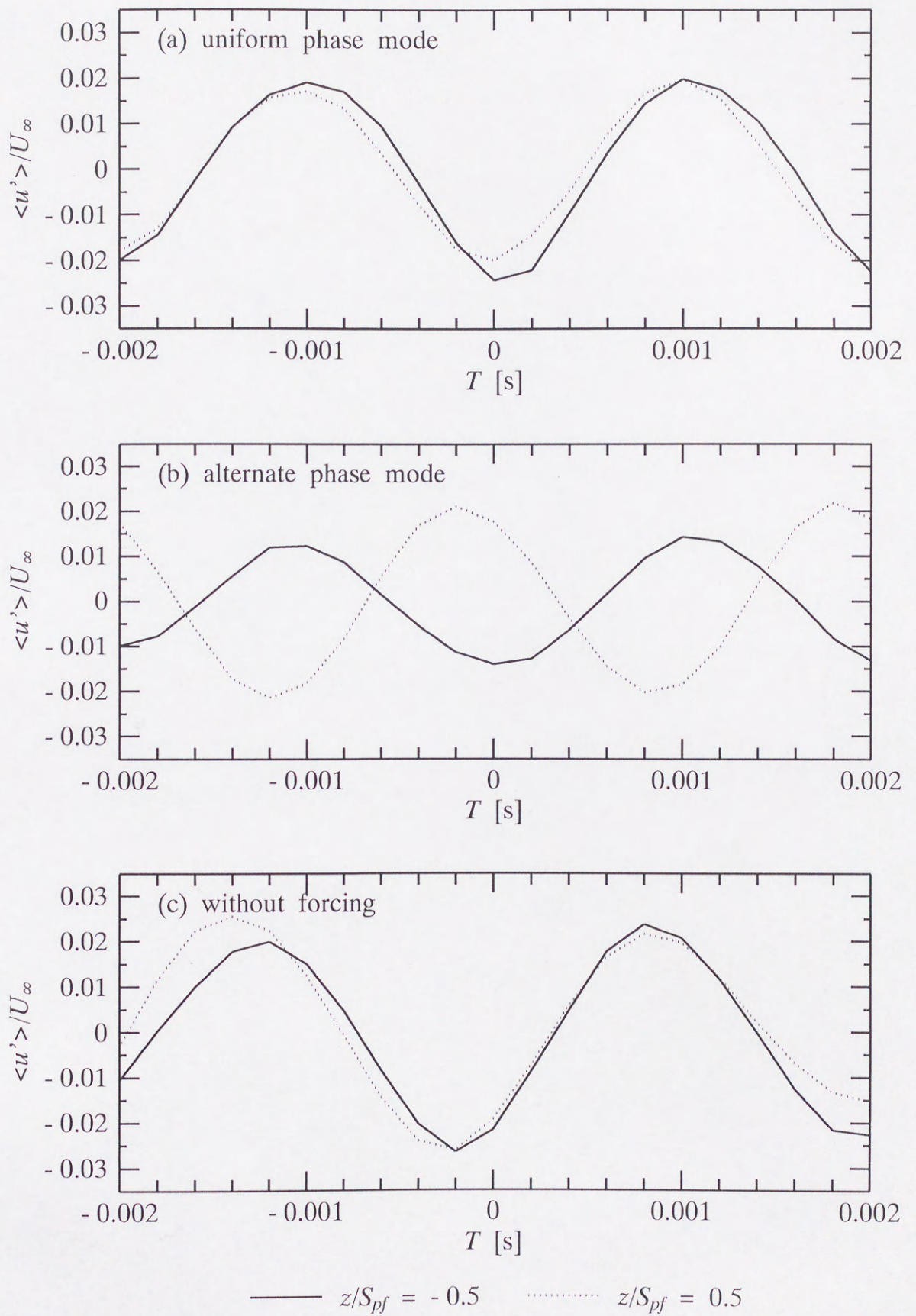


図4-12 アンサンブル平均した速度変動波形

( $U_\infty = 15\text{m/s}$ ,  $L_c = 50\text{mm}$ ,  $f_c = 600\text{Hz}$ ,  
 $x/L_c = 0.4$ ,  $y/H_c = 0.27$ )

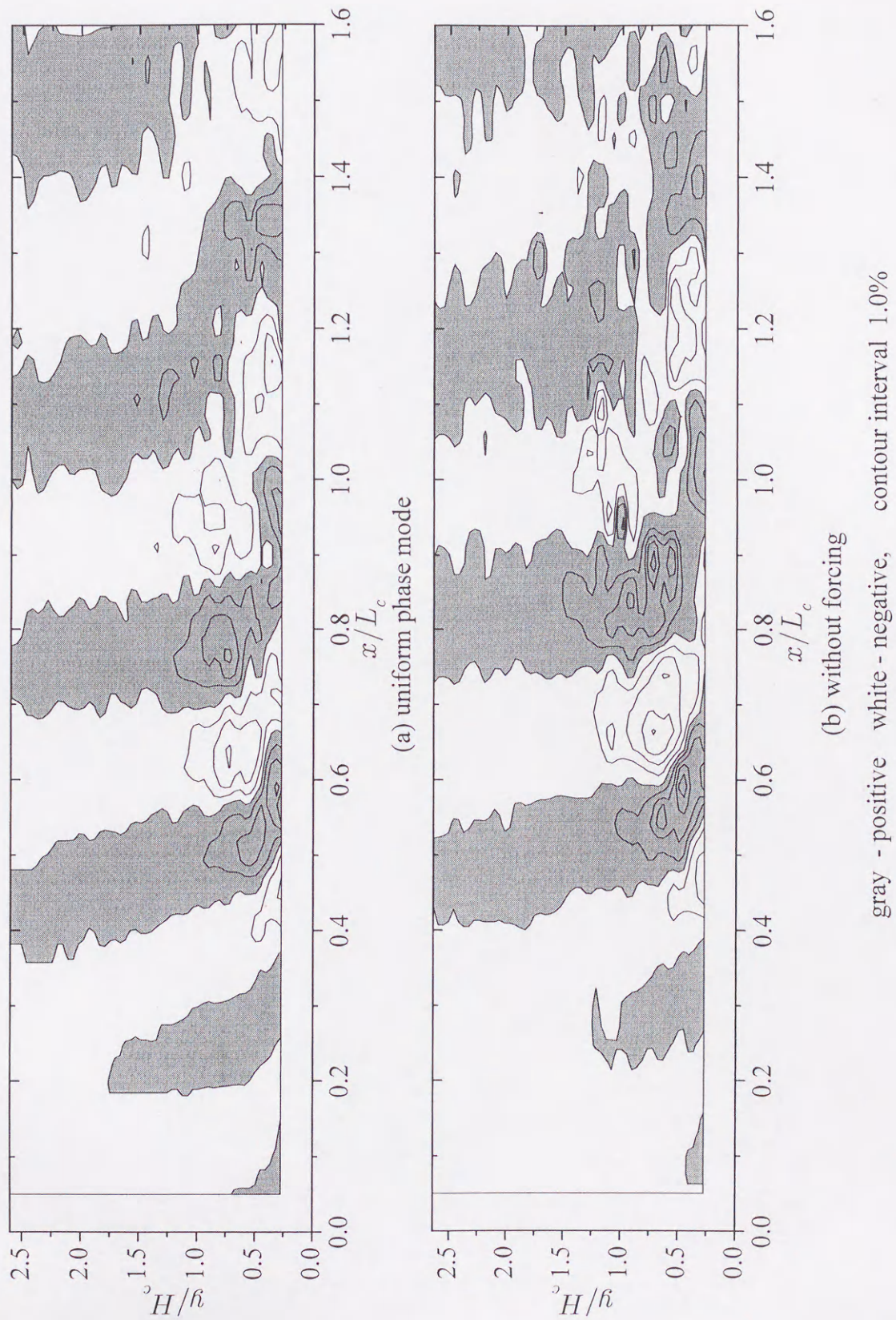
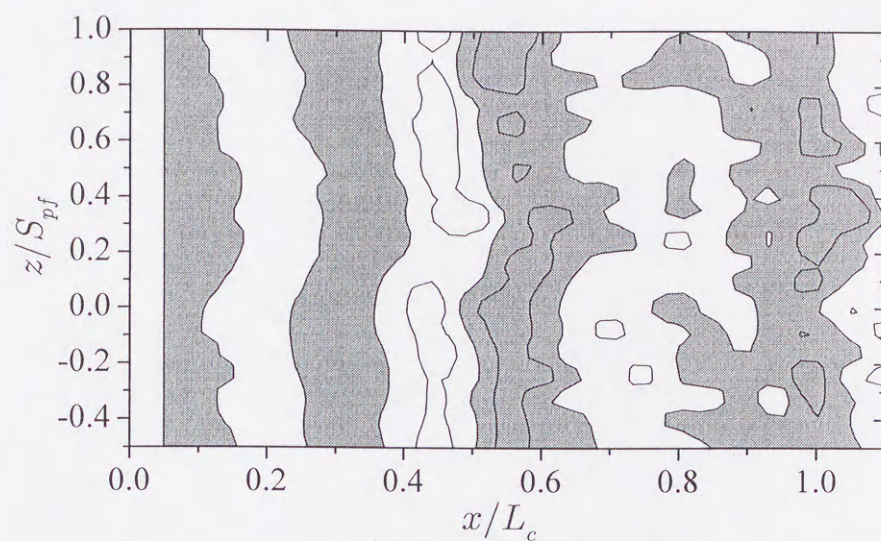
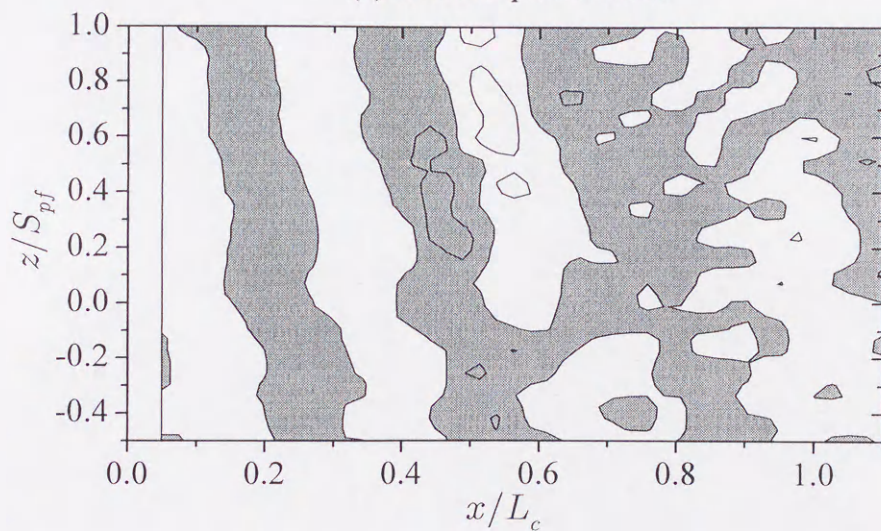


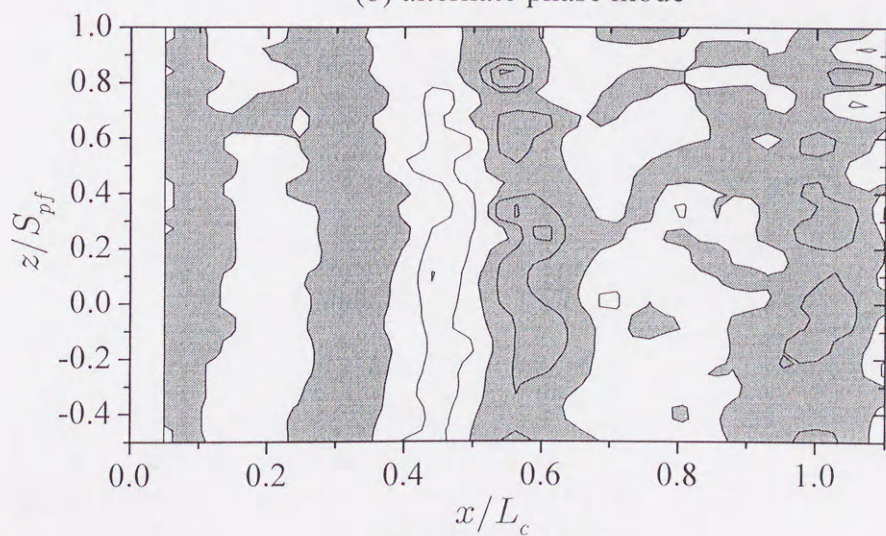
図4-13 アンサンブル平均した速度変動  $\langle u' \rangle / U_\infty$  のコンター図 ( $x$ - $y$ 面)  
 ( $L_c = 50\text{mm}$ ,  $f_c = 500\text{Hz}$ ,  $U_\infty = 15.0\text{m/s}$ ,  $z/S_{pf} = 0.25$ )



(a) uniform phase mode



(b) alternate phase mode



(c) without forcing

gray - positive white - negative  
contour interval 2.0%

図4-14 アンサンブル平均した速度変動  $\langle u' \rangle / U_\infty$  のコンター図 ( $x$ - $z$ 面)  
( $L_c = 50\text{mm}$ ,  $f_c = 500\text{Hz}$ ,  $U_\infty = 15.0\text{m/s}$ ,  $y/H_c = 0.27$ )

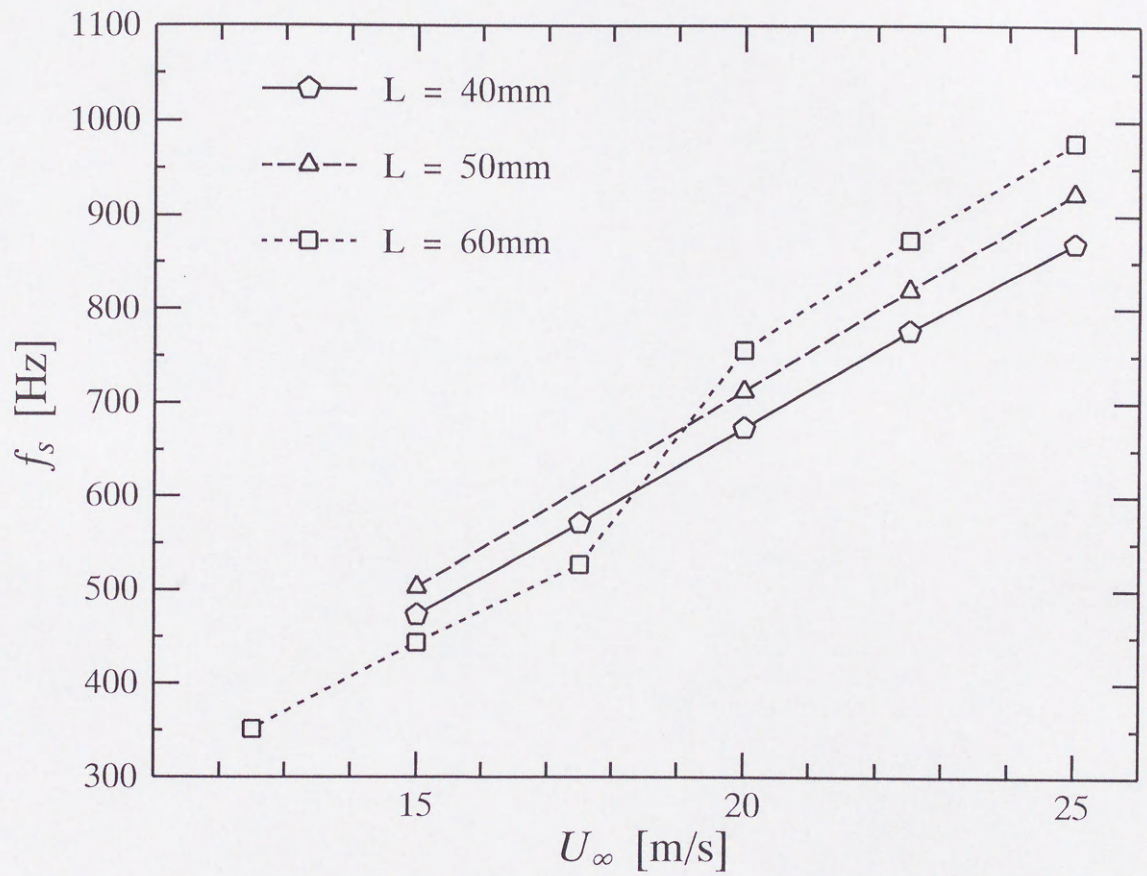


図4-15 発生音のピーク周波数の主流速度による変化

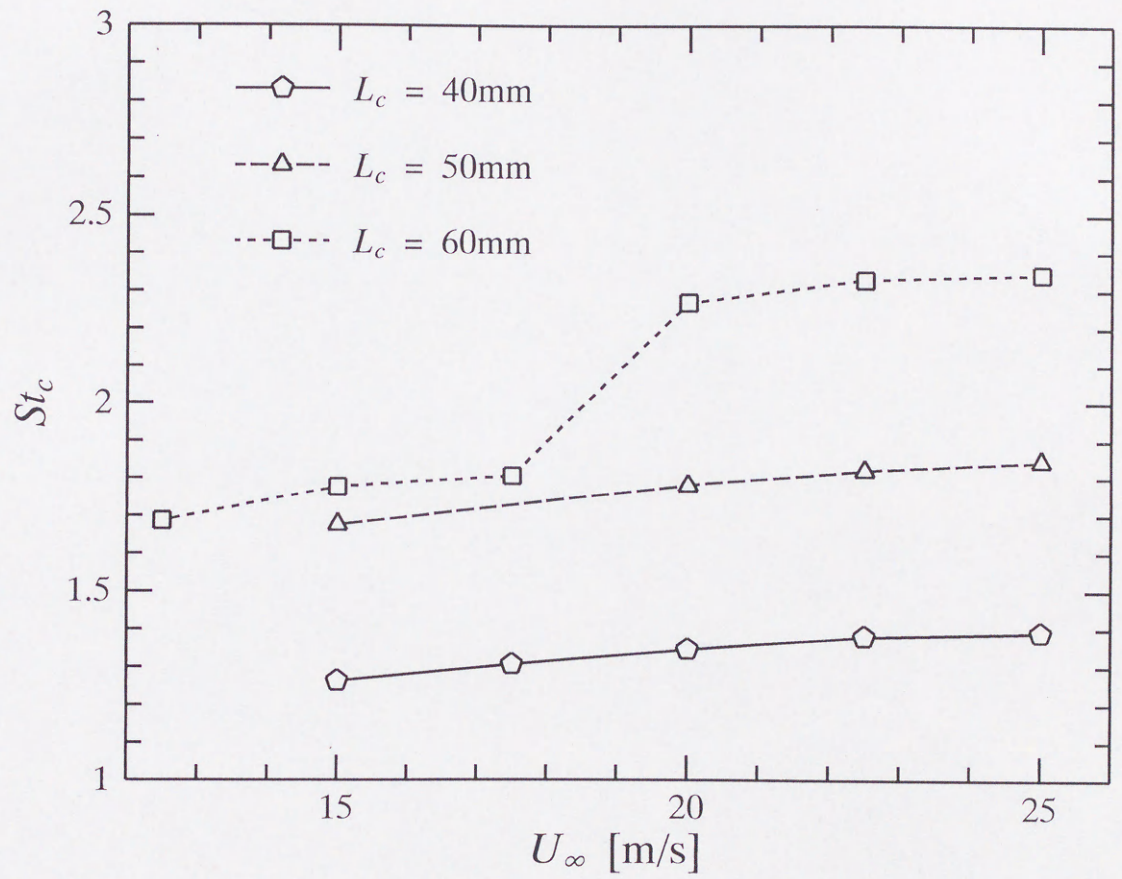


図4-16 発生音のストローハル数の主流速度による変化



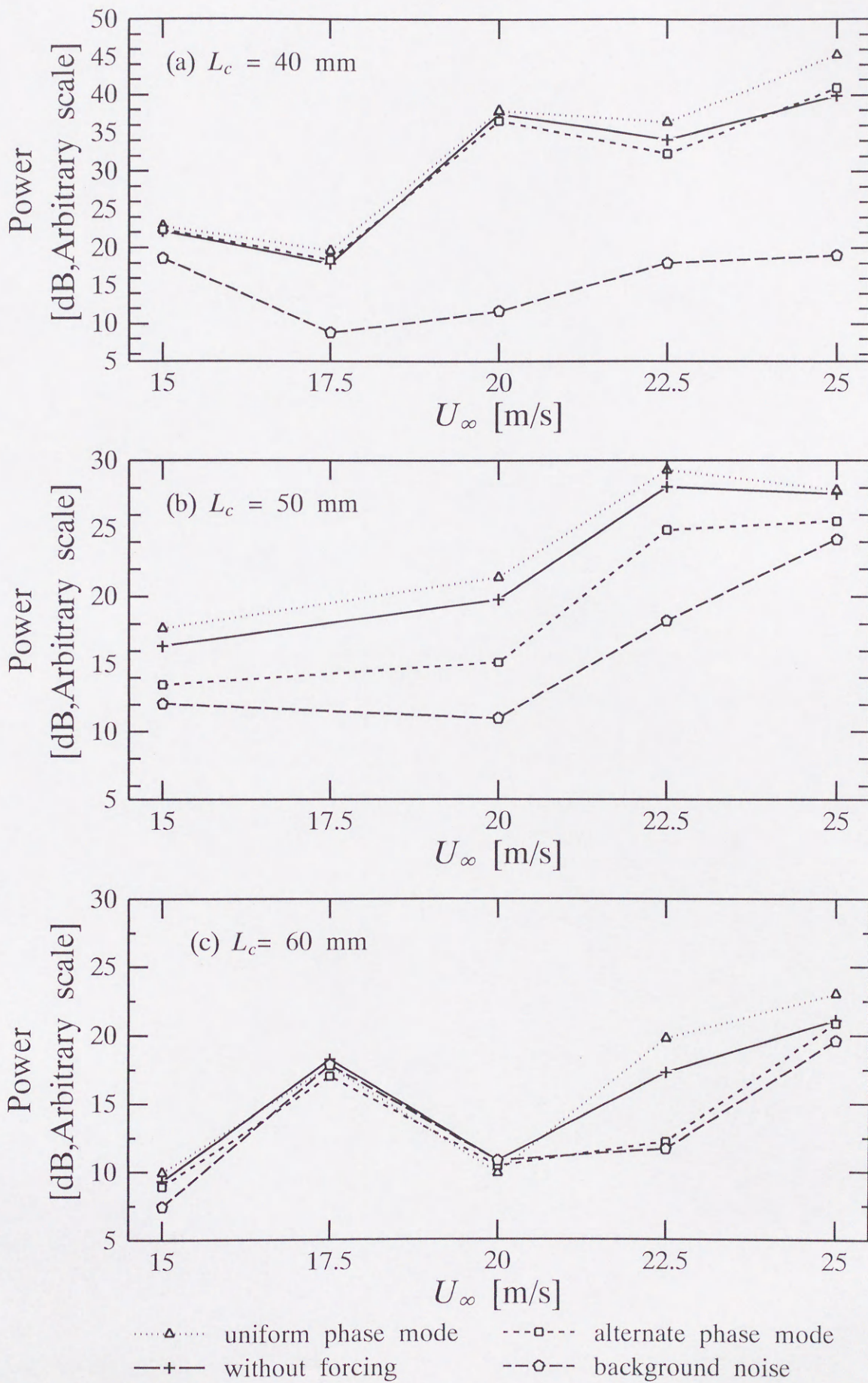


図4-17 制御による発生音の変化

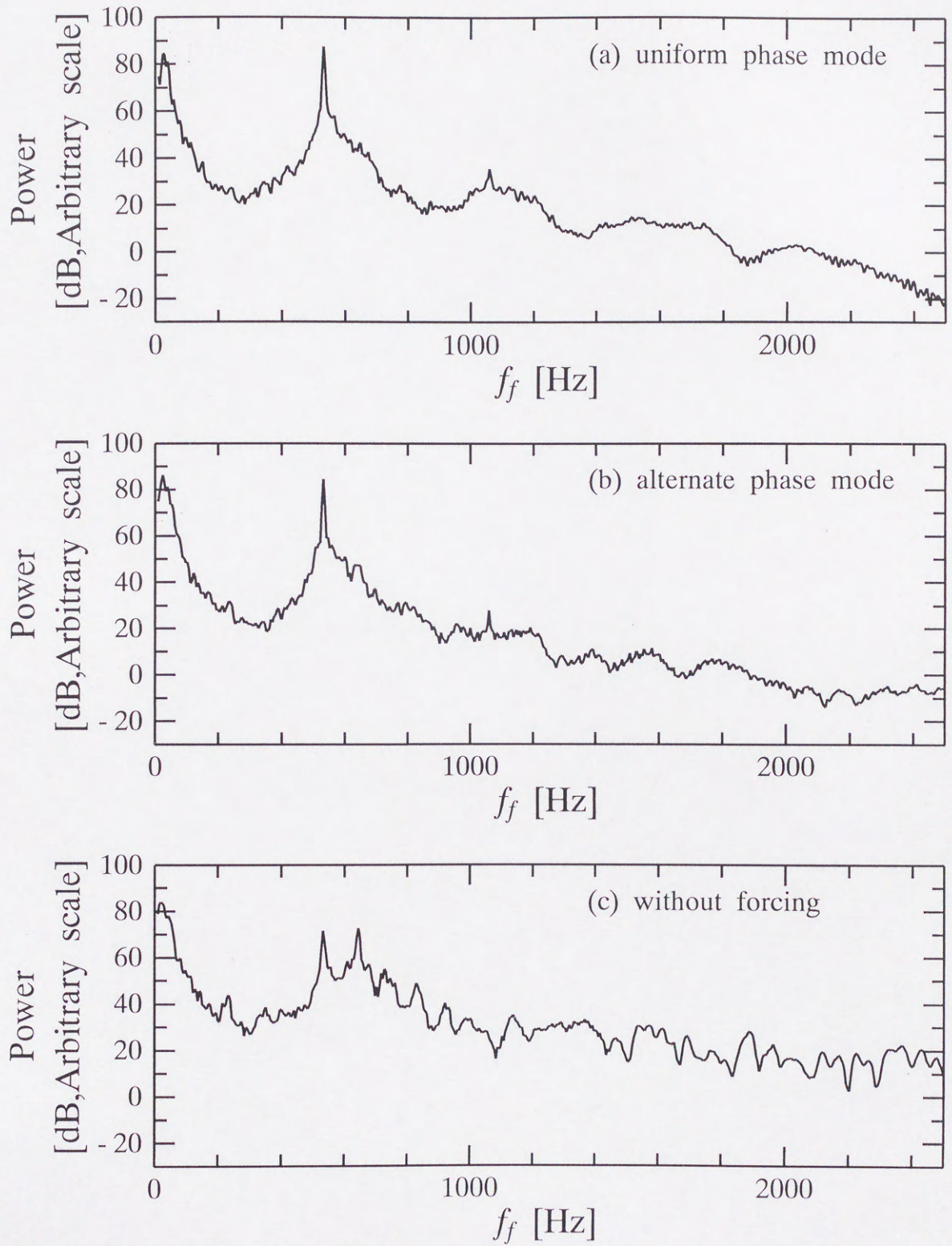


図4-18 速度変動の周波数解析結果の制御による変化  
 ( $L_c = 60\text{mm}$ ,  $x/L_c = 0.33$ ,  $y/H_c = 0.27$ ,  $z/S_{pf} = 0.25$ )

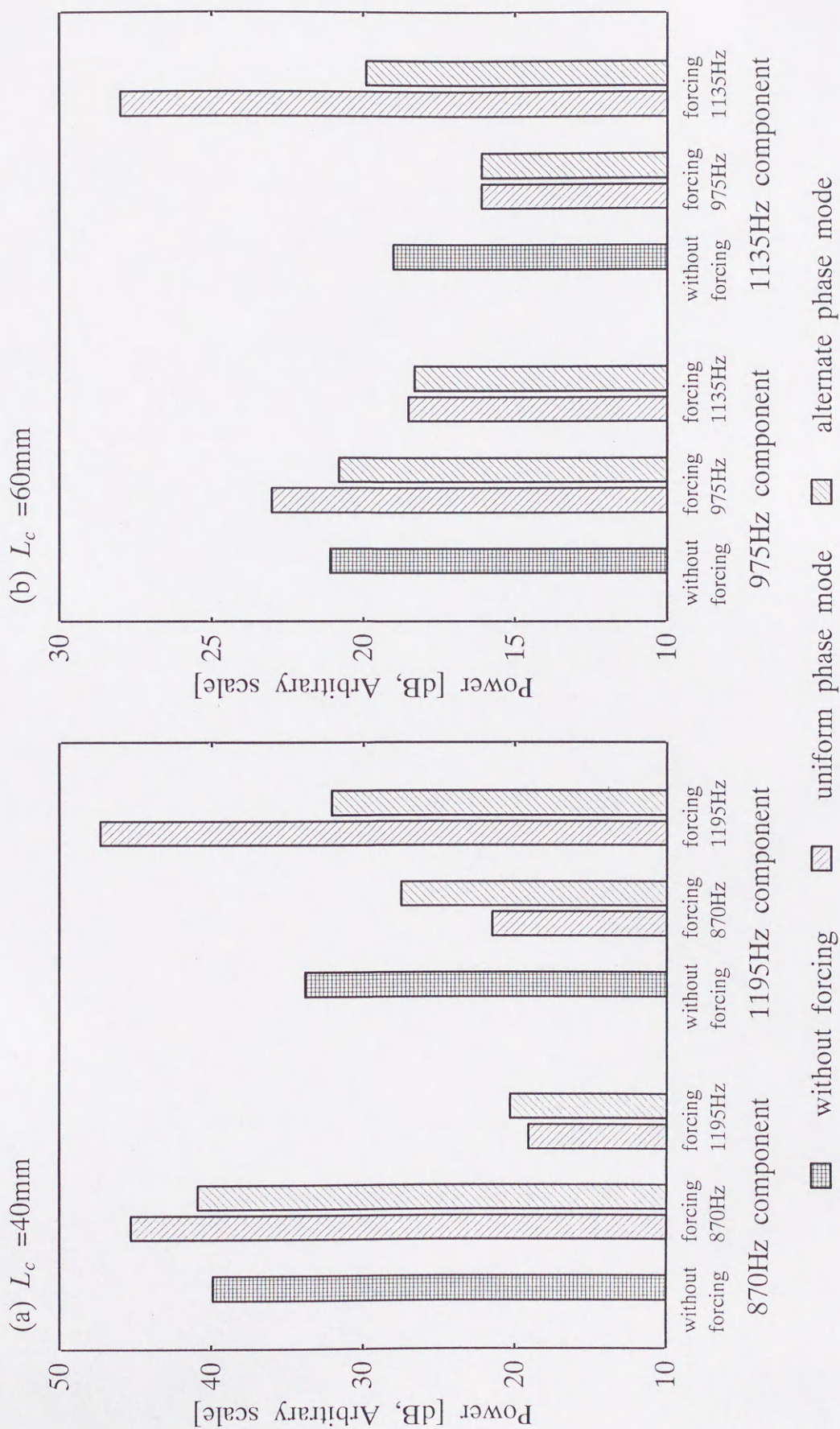
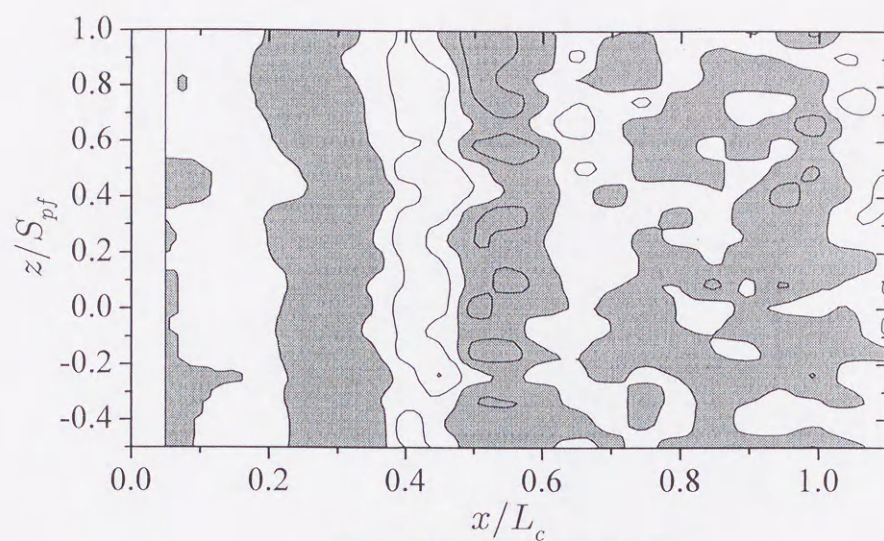
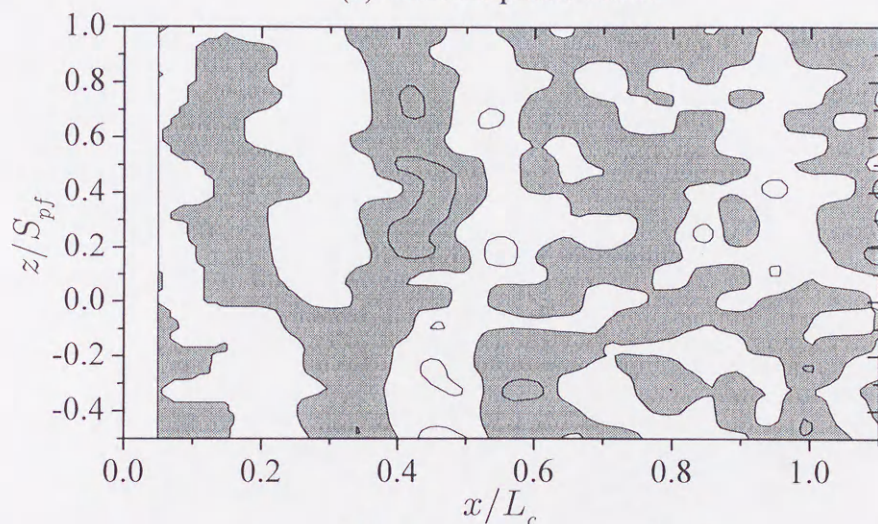


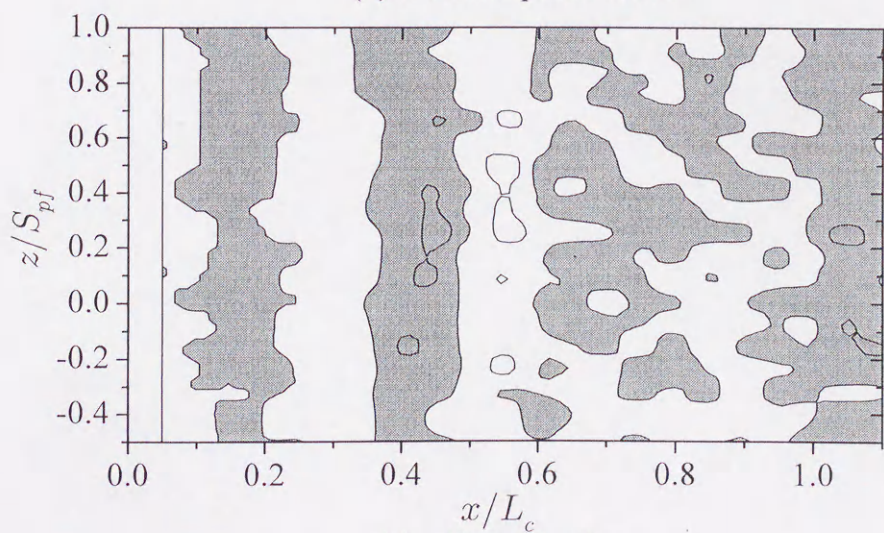
図4-19 2つのピークが存在する場合の制御による発生音の強さの変化 ( $U_\infty = 25\text{m/s}$ )



(a) uniform phase mode



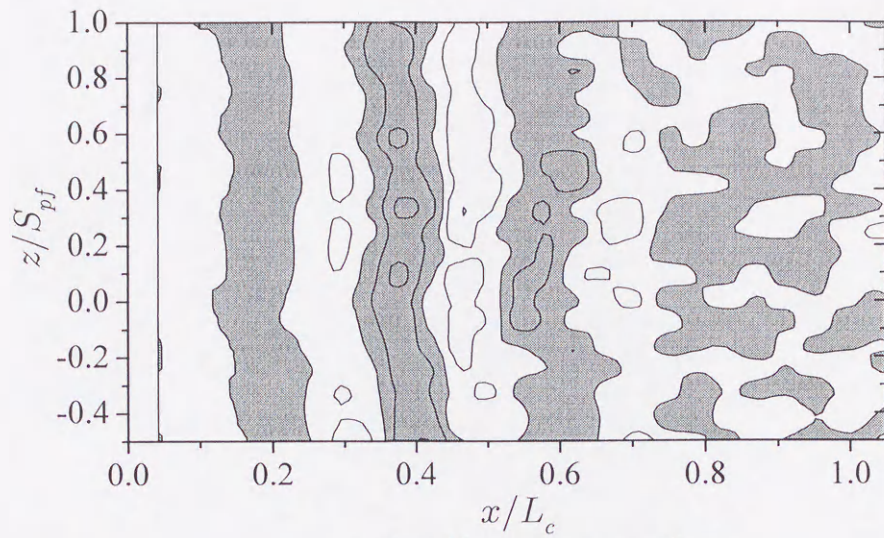
(b) alternate phase mode



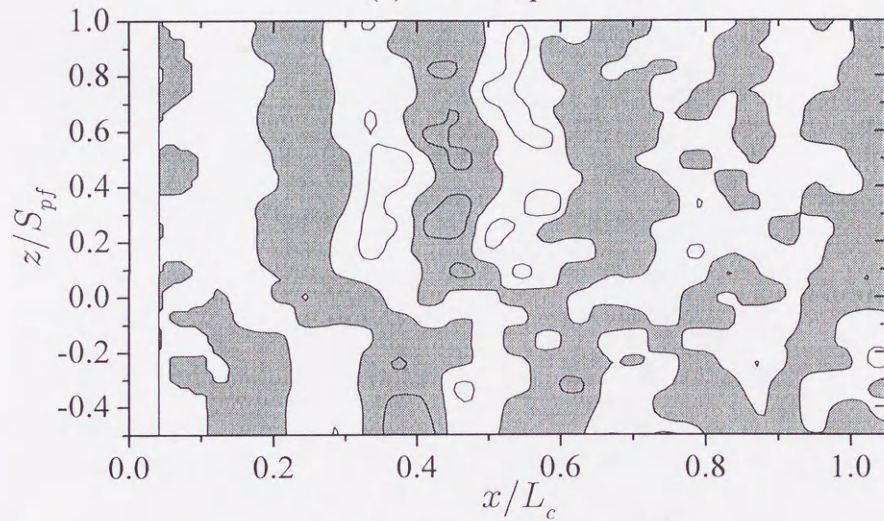
(c) without forcing

gray - positive white - negative  
contour interval 2.0%

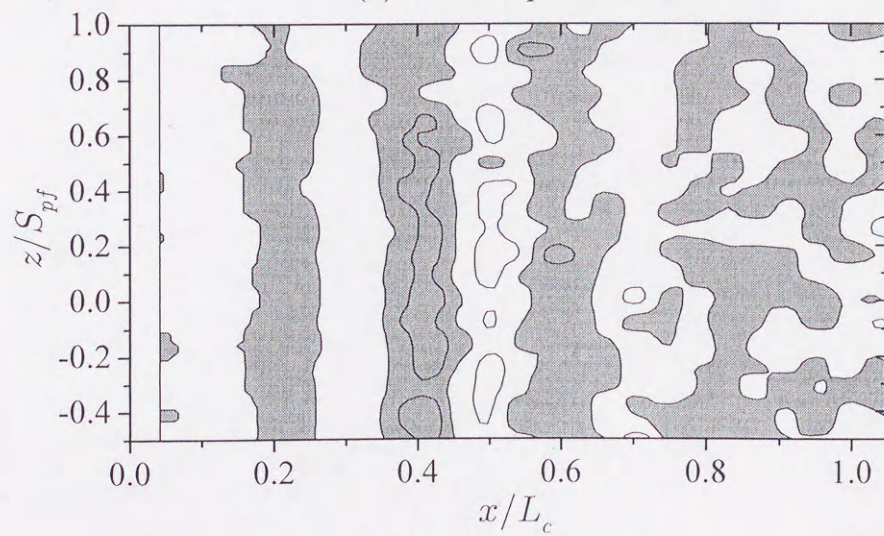
図4-20 アンサンブル平均した速度変動  $\langle u' \rangle / U_\infty$  のコンター図 ( $x$ - $z$ 面)  
( $L_c = 50\text{mm}$ ,  $f_c = 820\text{Hz}$ ,  $U_\infty = 22.5\text{m/s}$ ,  $y/H_c = 0.27$ )



(a) uniform phase mode



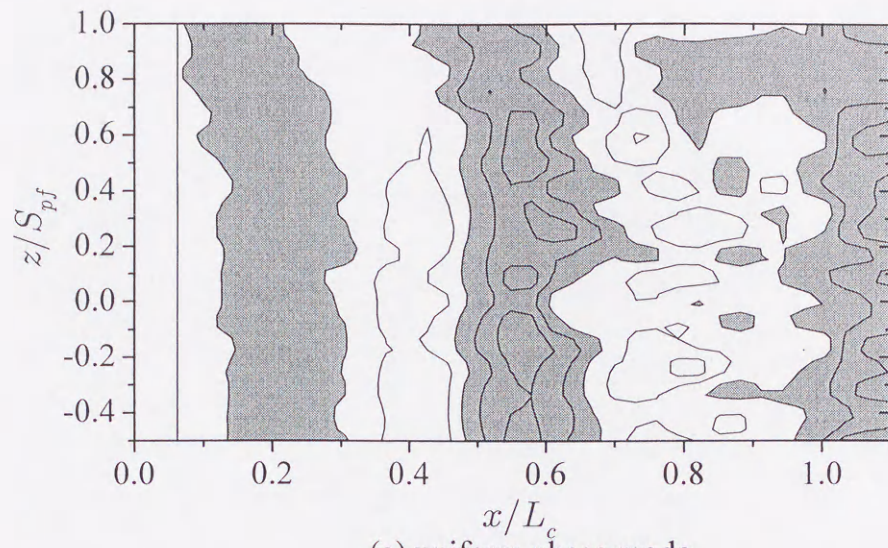
(b) alternate phase mode



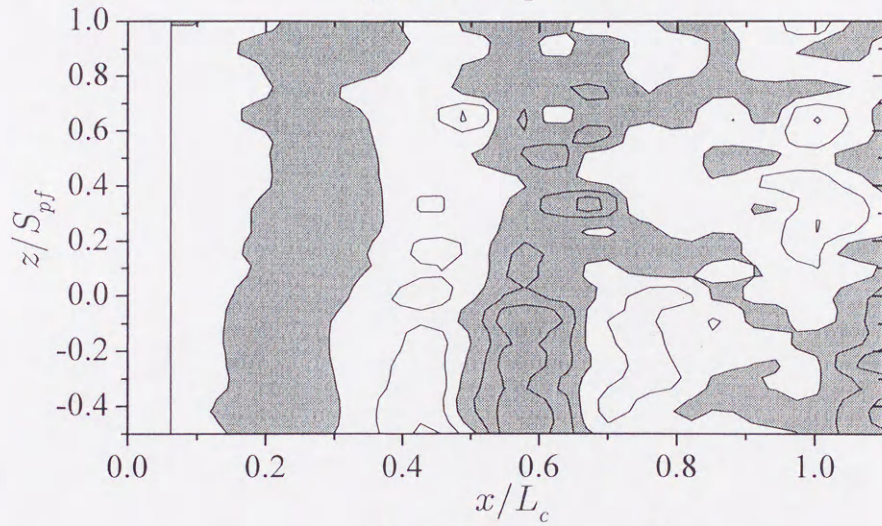
(c) without forcing

gray - positive white - negative  
contour interval 2.0%

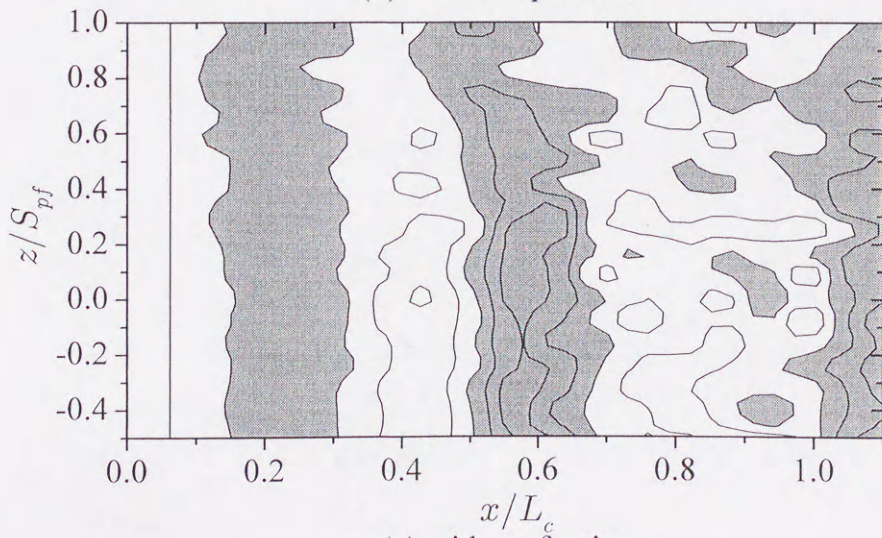
図4-21 アンサンブル平均した速度変動  $\langle u' \rangle / U_\infty$  のコンター図 ( $x$ - $z$ 面)  
( $L_c = 60\text{mm}$ ,  $f_c = 870\text{Hz}$ ,  $U_\infty = 22.5\text{m/s}$ ,  $y/H_c = 0.27$ )



(a) uniform phase mode



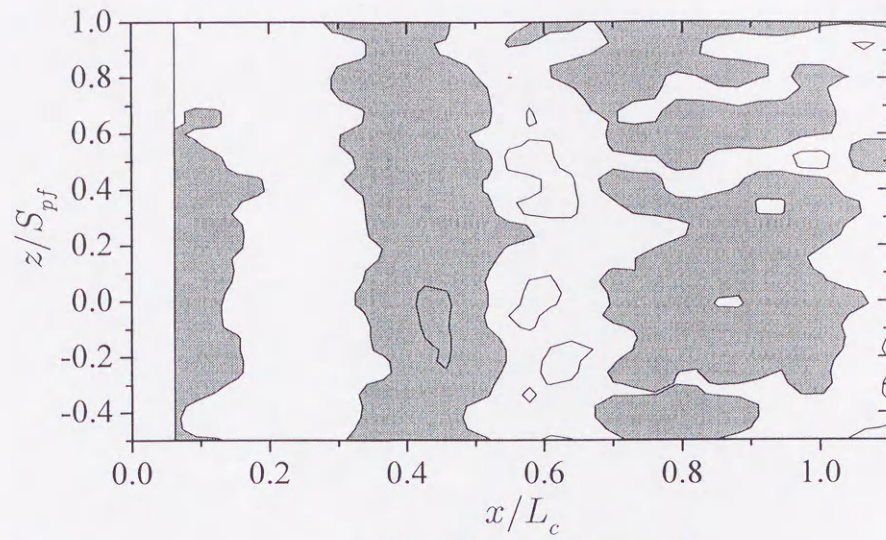
(b) alternate phase mode



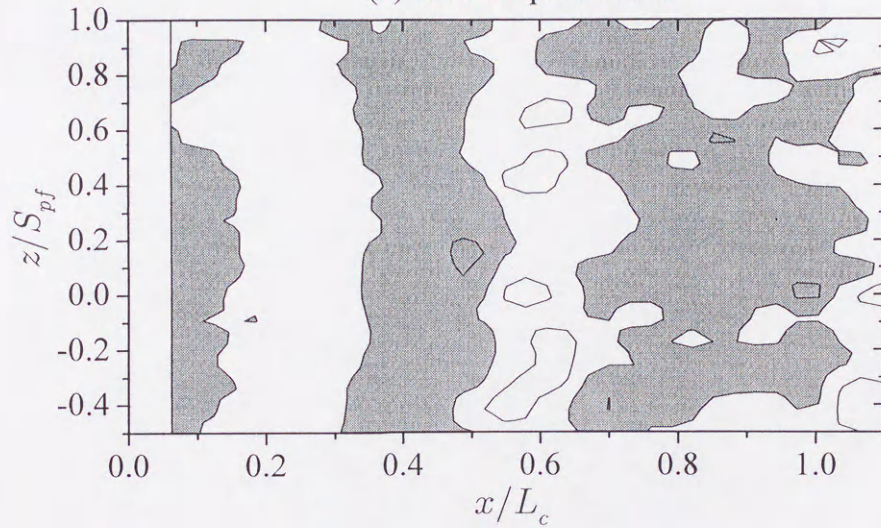
(c) without forcing

gray - positive white - negative  
contour interval 2.0%

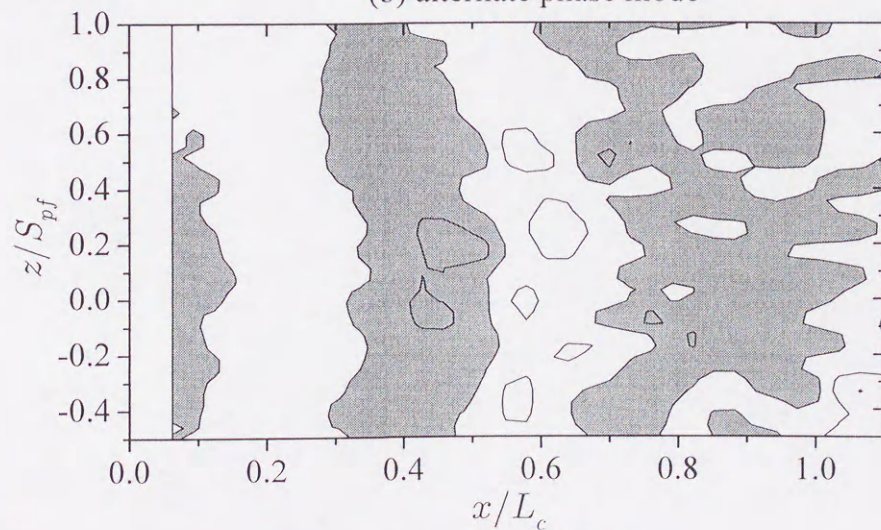
図4-22 アンサンブル平均した速度変動  $\langle u' \rangle / U_\infty$  のコンター図 ( $x$ - $z$ 面)  
( $L_c = 40\text{mm}$ ,  $f_c = 465\text{Hz}$ ,  $U_\infty = 15.0\text{m/s}$ ,  $y/H_c = 0.27$ )



(a) uniform phase mode



(b) alternate phase mode



(c) without forcing

gray - positive white - negative  
contour interval 2.0%

図4-23 アンサンブル平均した速度変動  $\langle u' \rangle / U_\infty$  のコンター図 ( $x$ - $z$ 面)  
( $L_c = 40\text{mm}$ ,  $f_c = 575\text{Hz}$ ,  $U_\infty = 17.5\text{m/s}$ ,  $y/H_c = 0.27$ )

## 第5章 結 論

風洞実験により、はく離せん断層の渦のスパン方向の2次元性を制御し流体騒音を減少させる試みを行った。その結果、以下のような知見が得られた。

### 5.1 振動プレートおよび振動ワイヤよる流れの制御

ステップの内側に幅 30mm の金属プレートをその先がステップの角からわずかに突き出すように設置し、このプレートをスパン方向に6枚並べ、6個の圧電素子で個々に駆動する振動プレート制御装置を考案した。この制御装置の特徴はスパン方向に異なる位相の変動を与えることが可能な点である。この制御装置を用いて前向きステップおよび後ろ向きステップではく離流の制御を試みた。その結果を以下にまとめる。

- ・速度変動の位相を制御することができ、スパン方向に位相の揃った速度変動が存在する流れ場を作り出すことも、スパン方向に符号の反転する速度変動が存在する流れ場を作り出すことも可能であった。
- ・その制御可能な周波数範囲を調べ、制御可能な周波数範囲は前向きステップでは 400Hz から 1000Hz であり、後ろ向きステップでは 300Hz から 400Hz であることがわかった。このように制御可能な周波数は後ろ向きステップでは前向きステップと比較してかなり狭い周波数範囲であり、低周波側に寄っていることが明らかとなった。
- ・振動プレート制御装置は圧電素子自体の発生音が大きく、そのため、流体騒音の制御には適さないこともわかった。

次に、交流電流を流したワイヤに永久磁石により磁界をかけ電磁力でワイヤを



振動させる振動ワイヤ制御装置による流れの制御を行った。その結果は以下の通りである。

- ・ 振動ワイヤ制御装置で前向きステップ、後ろ向きステップどちらの場合もワイヤ可動部の下流の速度変動の位相を制御できた。
- ・ 振動ワイヤ制御装置ではワイヤ固定部分の下流の速度変動の位相があいまいになるという問題があることもわかり、振動ワイヤ制御装置がはく離流の制御には向かないという結論を得た。

## 5.2 圧電フィルム制御装置による流れと音の制御

圧電素子を用いた振動プレート制御装置や振動ワイヤ制御装置には問題があり、はく離に伴う流体騒音の制御には不向きであることがわかったので、圧電フィルムをスパン方向に複数枚並べ、隣接する圧電フィルムを別の位相の信号により制御することでスパン方向に異なる位相で変動を導入できる圧電フィルム制御装置を考案した。またこの圧電フィルム制御装置では投入電力量が数十から数百 mW であり、振動プレート制御装置や振動ワイヤ制御装置と比較して非常に少ないエネルギーしか必要としない。

まず、この圧電フィルム制御装置を用いて後ろ向きステップでのはく離流の変動の位相の制御を行った。その結果を以下にまとめる。

- ・ 圧電フィルム制御装置で速度変動の位相を制御することができ、その制御可能な主流速度は 10m/s から今回の実験での最高流速である 27.5m/s までに渡った。
- ・ 速度変動のパターンはスパン方向の規模が小さすぎるとスパン方向に符号の反転する速度変動は存在しにくくなり、ステップ付近ではスパン方向に符

号の反転する速度変動パターンとなっても下流へ流下するうちにスパン方向に符号の揃った速度変動場へ変化してしまうことが明らかになった。このため圧電フィルムの1枚の幅は本研究の実験条件において20mm以上必要であることがわかった。

しかし、後ろ向きステップモデルでは発生音そのものが小さく、制御による発生音の変化を測定することはできなかつたので、同じ制御装置を用いてフィードバック機構が存在するキャビティ流れにおいて流れの制御を行い発生音の変化を調べた。その結果を以下にまとめる。

- ・キャビティ流れではフィードバック機構により自然状態でスパン方向に位相の揃った強い渦が存在するため、スパン方向に符号の反転する速度変動を作り出すことは、後ろ向きステップと比較して難しいことがわかった。しかし主流速度とキャビティ幅の条件によってはスパン方向に符号の反転する速度変動の存在する流れ場を作り出すことができた。
- ・発生音をマイクロフォンにより測定した結果、隣り合う圧電フィルムを $180^\circ$ ずれた位相で振動させることにより、最大で5.1dBの制御周波数の音の減少が確認でき、その場合ほぼ暗騒音に近いレベルまで発生音を減らすことができた。
- ・キャビティ内の渦の個数が2通りの値を間欠的に取る流れの条件があり、両者のエネルギーの割合が同程度である場合にはどちらかの渦の個数に相当する周波数で制御を行うと、その周波数に適合する渦の個数のみが存在する流れ場に変化してしまうことがわかった。さらにその時、制御周波数と同じ周波数の発生音は同位相モード制御ではかなり増加し、交互位相モード制御ではほとんど変化しないが、制御周波数に適合しない方の周波数の音

は大きく減少することがわかった。これは制御周波数へ発生音のエネルギーが集中する効果と制御モードの違いにより発生音が増減する効果が重なったためであると説明することができた。

- ・速度変動のスパン方向と発生音の減少量の関係を見るとスパン方向に整然とした符号の反転する流れ場が作り出せている場合には発生音は大きく減少し、スパン方向に同じ符号の速度変動になってしまっている場合には発生音はほとんど減少していないことが明らかになった。このことから速度変動の位相をスパン方向に $180^\circ$ ずれたものにする如果能够できれば流体騒音を減少させられるはずであるという本論文の冒頭にかかげた流体騒音減少のためのアイデアの正しさが確かめられた。

### 5.3 実用化に向けての今後の課題

実用化を考慮した場合、変動自体をリアクティブ制御により押さえ込む方法と比較した場合のこの方法は利点は、まず第一にはく離せん断層の渦の発生のタイミングを制御するだけなので、圧電フィルムの $2\mu\text{m}$ という微小な変動でも十分効果的で、投入エネルギー量が非常に少なくて済むことである。また、もちろん流れの中に流れや音の状態を測定するセンサーを置く必要がない点もリアクティブ制御より有利である。

本論文で試みたスパン方向に変動の位相をずらすことで流体騒音を減少させるというアイデアは、実験室段階では正しいことが証明された。今後、実用化へ向けてより大規模な実験が必要である。

また、本研究において制御デバイスとして最も優秀であった圧電フィルムの場合、切断の際の断面の形状や設置位置に対して非常に敏感であり、各フィルム間でのほんのわずかな相違が流れに導入される変動の振幅や位相の大きな不揃いとなって現れてしまう。そのため制御装置製作の際には細心の注意が必要となる。

この点は実用化へ向けて解決されなければならない問題となるであろう。しかしながら、流れの制御デバイスとしての圧電フィルムの将来性には高い評価が与えられる。

## 参考文献

- [1] Lighthill, M. J. : On Sound Generated Aerodynamically, I. General theory, *Proc. Roy. Soc. London*, **A211** (1952) 564-587.
- [2] Curle, N. : The Influence of Solid Boundaries upon Aerodynamic Sound, *Proc. R. Soc. London*, **A231** (1955) 505-514.
- [3] 望月 修, 丸田 芳幸: 流体騒音工学入門 - ゆたかな音環境をもとめて -, 朝倉書店, (1996).
- [4] 蓑田 登世子, 幾島 康夫, 神部 勉: 渦輪と固体の相互作用による発生音, 九大工学集報, **57(3)** (1984) 157-163.
- [5] Lent, H. M., Meier, G. E., Müller, K. J., Obermeier, F., Schievelbusch, U., Shürmann O. : Mechanism of Transonic Blade - Vortex Interaction Noise, *J. Aircraft*, **30** (1993) 88-93.
- [6] 坂尾 富士彦, 佐藤 浩: 管内障害物の音と流れ, 航空宇宙技術研究所特別資料, **36** (1997) 121-124.
- [7] 小池 勝, 深野 徹: 平板上の突起等での離流れからの騒音, 第28回乱流シンポジウム講演論文集, (1996) 27-28.
- [8] 飯田 明由, 大田 黒 俊夫, 加藤 千幸: 後流静圧変動と空力音の相関計測, 第30回乱流シンポジウム講演論文集, (1998) 55-56.
- [9] Hardin, J. C., Pope, D. S. : Sound Generation by Flow over a Two-Dimensional Cavity, *AIAA J.*, **33 (3)** (1995) 407-420.

- [10] 望月 修, 木谷 勝, 新井 敬: 異径二円柱から発生する空力音, 第44回応用力学連合講演会講演論文集, (1996) 323-324.
- [11] 高橋 厚史, 梶 昭次郎: 平板エッジ騒音に関する解析的研究 (第1報, 渦の波に起因する後流騒音), 日本機学会論文集 (B編), **56(529)** (1990) 34-41.
- [12] 高橋 厚史, 梶 昭次郎: 平板エッジ騒音に関する解析的研究 (第2報, 後縁と前縁が連続する流れ場から生じる騒音), 日本機学会論文集 (B編), **57(541)** (1991) 3063-3070.
- [13] Curle, N.: The Mechanics of edge-tones, *Proc. R. Soc. London*, **A216** (1953) 412-424.
- [14] 坂尾 富士彦: 乱流による音波による吸収, *ながれ*, **1** (1982) 360-372.
- [15] 田中 皓一: 乱れによる音波の散乱, *ながれ*, **2** (1983) 233-245.
- [16] 城戸 健一: 騒音のアクティブ制御, *日本音響学会誌*, **47 (9)** (1991) 661-667.
- [17] Simonich, J., Lavrich, P., Sofrin, T., Topol, D.: Active Aerodynamic Control of Wake-Airfoil Interaction Noise - Experiment, *AIAA J.*, **31 (10)** (1993) 1761-1767.
- [18] Kousen, K. A., Verdon, J. M.: Active Control of Wake/Blade-Row Interaction Noise, *AIAA J.*, **32 (10)** (1994) 1953-1960.
- [19] Nakashima, S., Otsuta, K., Akishita, S.: Discrete Tone Reduction Control on a Two Dimensional Wing, *AIAA paper*, 15th AIAA Aeroacoustic Conference **93-4395** (1993).
- [20] 清水 昌幸, 木屋 勝, 望月 修, 井門 康司: 周期的攪乱による鈍頭円柱前縁剥離泡の渦構造変化, 第26回乱流シンポジウム講演論文集, (1994) 49-52.
- [21] Nishioka, M., Asai, M., Yoshida, S.: Control of Flow Separation by Acoustic Excitation, *AIAA J.*, **28 (11)** (1990) 1909-1915.

- [22] Blevins, R. D. : The Effect of Sound on Vortex Shedding from Cylinders, *J. Fluid Mech.*, **161** (1985) 217-237.
- [23] Inoue, O. : Double-Frequency Forcing on Spatially Growing Mixing Layers, *J. Fluid Mech.*, **234** (1992) 553-581.
- [24] Inoue, O. : Vortex Simulation of Three-Dimensional Mixing Layers, *AIAA paper*, AIAA 19th Fluid Dynamics, Plasma Dynamics and Lasers Conference, **87-1311** (1987).
- [25] Kobayashi, R., Fukunishi, Y., Kato, T. : Laminar-Flow Control of Boundary Layers Utilizing Acoustic Receptivity, *The Sixth Congress of Fluid Mech.*, (1995) 629-632.
- [26] Jacobson, S. A., Reynolds, W. C. : Active Control of Streamwise Vortices and Streaks in Boundary Layers, *J. Fluid Mech.*, **360** (1998) 179-211.
- [27] 加藤 琢真, 福西 祐 : 微小振動装置によるトルミン-シュリヒティング波の3次元化過程の制御, 日本機学会論文集 (B編), **63(613)** (1997) 2952-2956.
- [28] 小濱 泰昭, 小林 陵二, 伊藤 英覚 : 小型低乱風洞の性能測定結果について, 東北大学高速力学研究所報告, **48 (422)** (1982) 119-142.
- [29] 福西 祐, 小林 陵二, 田島 久資, 菊地 聡 : 物体表面の微小振動によるはく離流の制御, 第27回乱流シンポジウム講演論文集, (1995) 81-84.
- [30] Sinha, S. N., Gupta, A. K., Oberai, M. M. : Laminar Separating Flow over Backsteps and Cavities Part I: Backsteps, *AIAA J.*, **19(12)** (1981) 1527-1530.
- [31] Tani, I., Iuchi, M., Komada, H. : Experimental investigation of flow separation associated with a step or a groove, *Aero. Res. Inst., University of Tokyo, Rep.*, **364** (1961) 119-137.

- [32] Nelson, P. A., Halliwell, N.A., Doak, P.E. : Fluid Dynamics of a Flow Excited Resonance Part I: Experiment, *J. Sound and Vibration*, **78(1)** (1981) 15-38.
- [33] Rockwell, D. : Prediction of Oscillation Frequency for Unstable Flow Past Cavities, *J. Fluid Eng., Transactions ASME*, **99** (1977) 294-300.
- [34] Ronneberger, D. : The Dynamics of Shearing Flow over a Cavity - A Visual Study Related to The Acoustic Impedance of Small Orifices, *J. Sound and Vibration*, **71(4)** (1980) 568-581.



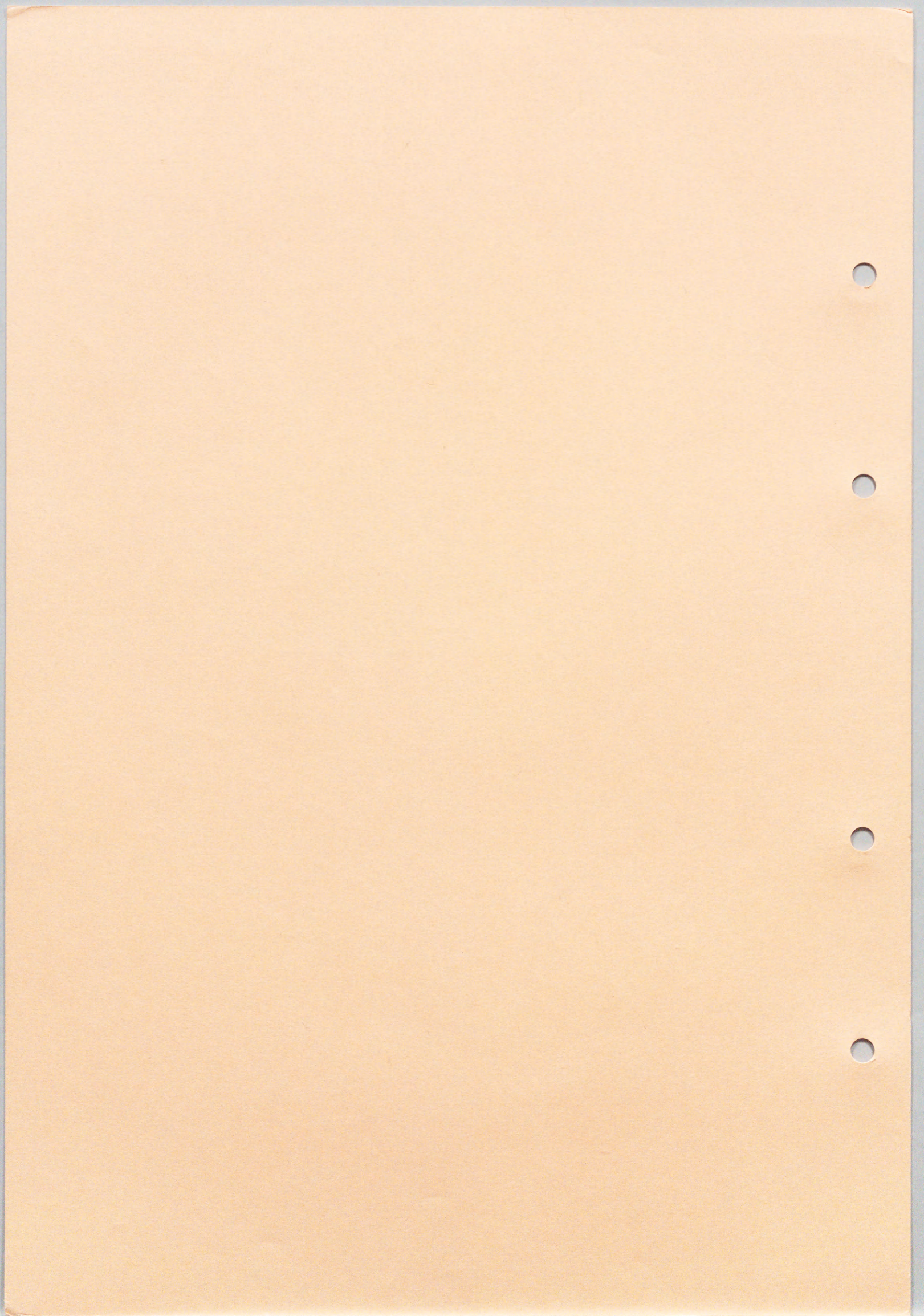
## 謝 辞

終わりに臨み, 本研究に対して終始懇切なるご指導, ご鞭撻を賜りました  
指導教官 太田 照和 教授に心より感謝の意を表します.

本研究に対して有益なご指導, ご討論を賜りました 流体科学研究所  
井上 督 教授, 流体科学研究所 小濱 泰昭 教授ならびに工学研究科  
機械知能工学専攻 福西 祐 助教授に厚く感謝の意を表します.

風洞実験の遂行には, 流体科学研究所 太田 福雄 技官, 早坂 庄吉  
技術補佐員ならびに低乱風洞実験室諸氏から多大なるご協力を戴きまし  
た. さらに実験装置の製作には, 機械系工作実習・試作センター職員諸氏  
のご尽力を戴きました. ここに付記し, 深く感謝致します.

本論文のとりまとめに際してご協力を戴きました 工学研究科 機械知能  
工学専攻 熱及流体物理工学講座 流体システム工学分野 諸氏に感謝の意を  
表します.



Inches 1 2 3 4 5 6 7 8  
cm 1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 15 16 17 18 19

# Kodak Color Control Patches

© Kodak, 2007 TM: Kodak



# Kodak Gray Scale



© Kodak, 2007 TM: Kodak

A 1 2 3 4 5 6 M 8 9 10 11 12 13 14 15 B 17 18 19

