音波形発振器に関する基礎的考察[†]

—発振条件の定式化—

和田 力*・清水 顕*・則次俊郎**

Basic Study on the Behavior of Fluidic Sonic Oscillators

—Formulation of the Condition for Sonic Oscillation—

Tsutomu WADA*, Akira SHIMIZU* and Toshiro NORITSUGU**

This study has been performed from the point of view of designing a fluidic sonic oscillator. First, we experimentally and theoretically investigate the oscillation mechanism and the reattached jet switching in the oscillator. Next, on the basis of the investigations mentioned above, we formulate the condition for sonic oscillation.

The results obtained can be summarized as follows:

1) In a so-called sonic oscillator, the oscillation is classified into two modes. These depend upon the geometric parameters of the device and the supply pressure of the main jet. The sonic oscillation occurs when the supply pressure becomes higher than a certain level.

2) The analytical model satisfactorily describes the jet switching in the oscillator and the condition for sonic oscillation. Therefore, we can theoretically predict the geometric parameters and the supply pressure to cause the sonic oscillation.

1. 緒 言

側壁付着形素子を用いた流体発振器の一つに、いわゆる音波形発振器がある。この種の発振器の理論的設計法を確立するためには、発振機構を明確に把握し、さらに発振の安定性について検討する必要がある。

従来、発振の安定性については、野本ら¹⁾により簡単な考察がなされている。また、林ら^{2), 3)}は素子の負性抵抗特性に注目して、伊藤ら⁴⁾は発振系を一つの自励系としてみる立場からそれぞれ発振現象を解明し、

発振の安定問題を議論している。しかし、その議論は実験的に求められた素子の入力静特性を用いてなされているため発振の安定性に及ぼす素子形状の影響は明確にされず、発振器設計の面からはなお不十分である。

また、著者らも前報⁵⁾で結合管路内の圧力波の伝播現象を考察することにより、発振条件を明らかにしたが、この発振条件式中の各量は実験的にしか求めることができなかった。

そこで、本報告では、発振条件式中の各量を理論的に求めて発振条件を定式化することを目的として、まず発振機構を考察し、発振器内で生じる噴流の切換えを理論的に解析する。その結果と実験との比較によれば、定式化された発振条件は十分満足すべきものであり、発振器の構成が可能な素子形状および使用条件を理論的に決定できるようになった。

〔記号表〕

a : 音速, b_s : 主ノズル幅, b_c : 制御ノズル幅, C_{ds} : 主ノズル流量係数, D : オフセット, f : 発振周波数, L : 結合管路の長さ, p_{B0} : 制御口を閉じた場合の低圧渦域圧力, p_{cf} , p_{cn} : 付着側および非付着側制御口圧力, p_{cf0} , p_{cn0} : 制御口を閉じた場合の p_{cf} , p_{cn} の値, P_s : 主噴流供給圧力, p_∞ : 周囲圧, t : 時間, u_{cf} , u_{cn} : 付着側および非付着側制御口における流速, α : 側壁傾斜角, ρ : 流体密度

2. 発振機構

2.1 発振現象の考察

音波形発振器内で起こりうる発振現象を解明するために、素子の両制御口を1本の管路で結合したときの、噴流の切換えに伴う制御口および結合管路内の状態変化を考察する。

制御口および結合管路内の状態の時間的変化は Fig. 1 (a) のように表わされる。ここで、横軸は結合管長 L で無次元化された距離、縦軸は管長 L と

† 第9回フルイディクスシンポジウムで発表 (昭 49・10)

* 岡山大学工学部 岡山市津島中 3-1-1

** 津山工業高等専門学校 津山市沼 624-1

* Faculty of Engineering, Okayama University, Okayama

** Tsuyama Technical College, Tsuyama

(Received April 1, 1975)

Fig. 1 Changes of state in control ports and connecting tube

音速 a とで無次元化された時間を表す。1~9 は各状態を表し、また添字として各状態における量を示す。

時刻 0 において、たとえば噴流が左から右へ切りかわり、左制御口、右制御口圧力がそれぞれ p_2 , p_3 となったとすれば、噴流の切換えに伴うこれらの圧力変化 ($p_2 - p_1$) および ($p_3 - p_1$) はそれぞれ反対方向へ音速で伝播する。そして、時刻 1 において、右制御口(付着側)へ ($p_4 - p_3$) の大きさの圧縮波が、左制御口(非付着側)へ ($p_2 - p_4$) の大きさの膨張波が到達する。

これらの圧力波が到達したとき両制御口の圧力はともに p_4 となり、同時に圧力波に伴う右方向の流れ(流速 u_4) が生じる⁵⁾。その直後、これらの効果による噴流の状態変化によって、左制御口、右制御口圧力がそれぞれ p_5 , p_6 となったとすれば、圧力変化 ($p_5 - p_4$) および ($p_6 - p_4$) はそれぞれ反対方向へ音速で伝播する。そして、時刻 2 において、左制御口へ ($p_7 - p_5$) の大きさの圧力波が、右制御口へ ($p_7 - p_6$) の大きさの圧力波が到達し、噴流の状態変化がそれぞれ反対側の制御口へ影響を及ぼす。

実際には、噴流の状態は時間とともに変化するの、 p_5 , p_6 も時間とともに変化する。したがって、厳密には噴流の動特性を考慮する必要がある、取扱いはかなり複雑になる。そこで、噴流の状態は瞬間的に変化し、つぎの圧力波が到達するまでは一定に保たれるとすれば、 p_5 , p_6 ……は、Fig. 1 (b) に示すように、伝播する圧力 p と流速 u の関係を表す直線：

$$p \pm \rho a u = \text{const.} \quad (1)$$

と素子の静特性曲線との交点として求める⁶⁾。ここに、+、- は右方向および左方向に伝播する波を表す。

以上の議論では、単に圧力波の伝播について検討し、噴流の切換えについては考慮しなかった。実際には、圧力波が制御口へ到達してから噴流の切換えが完了す

Photo. 1 Pressure changes in control ports during oscillation

Fig. 2 Oscillation frequency

るまでの時間 t_i によって発振の形態も異なると考えられるので、以下検討していく。

(1) $t_i \leq L/a$ の場合

Fig. 1 (a) において時刻 $at/L = 1$ に圧力波が制御口へ到達したとすると、時刻 2 まではそれぞれの制御口は互いに反対側制御口の噴流の状態変化による影響を受けないので、この場合に生じる噴流の切換えは、時刻 0 における左から右への噴流切りかわりによって発生した圧縮波 ($p_2 - p_1$) および膨張波 ($p_3 - p_1$) によるものである。

素子が左右対称の場合、右から左への切換えが生じれば、左から右への切換えも生じると考えられるので、発振は起こる。この場合に起こる発振が従来から議論されている音波形発振であって、噴流切りかわり時に発生する圧力波による切換えの連続によるものである。本論文では特にこの場合だけを音波形発振と定義する。

音波形発振時の制御口圧力変化を Photo. 1 (a) に示す。この場合の発振周期数 f は次式で表わされる：

$$f = \frac{1}{2\left(\frac{L}{a} + t_i\right)} \quad (2)$$

ここに、 $t_i \leq L/a$ であるからつぎの関係が成り立つ：

$$\frac{a}{4L} \leq f < \frac{a}{2L} \quad (3)$$

Fig. 2 は、ある発振器の主噴流供給圧力 P_s と発振周

波数 f の関係である。 $P_s > 0.06 \text{ kg/cm}^2\text{-g}$ [5.88kPa] では $f > a/4L$ だから、この領域では上述の音波形発振が起こっていることがわかる。しかし、 $P_s < 0.06 \text{ kg/cm}^2\text{-g}$ では f の不連続な変化からみて、上とは異なる発振が起こっていることが推察される。

(2) $t_i > L/a$ の場合

この場合、両制御口の状態は Fig.1 (b) に示すような圧力波の伝播を繰返ししながら互いに噴流の状態変化の影響を受けて次第に平衡状態 S に近づく。このような平衡状態へ達する過程において、噴流の切換えが生じれば、対称な素子では必ず逆の切換えが起こるから前と同様発振は起こる。しかし、この場合に生じる噴流の切換えは、噴流切換わり時に発生した圧縮波 ($p_2 - p_1$) および膨張波 ($p_3 - p_1$) によるものではない。このような発振が起こっているときの両制御口の圧力変化は Photo.1 (b) に示すように、上述の音波形発振の場合とは明らかに波形が異なり、また発振周波数も Fig.2 の $P_s < 0.06 \text{ kg/cm}^2\text{-g}$ に相当して非常に小さくなる。

以上のように、いわゆる音波形発振器において起こりうる発振は、主噴流供給圧力のちがいにによりその発振機構が異なることがあり、この発振機構の相異は発振周波数に大きな影響を及ぼす。

水を動作流体とした場合にこの種の発振器で起こる発振は、ここでいう音波形発振ではなく Photo.1(b) に相当する発振である。このことは、水を用いた素子では $t_i \gg L/a$ であることを考慮すれば明らかである。

2.2 発振条件

前節の議論によると、付着側制御口へ ($p_4 - p_3$) の大きさの圧縮波が、非付着側制御口へ ($p_2 - p_4$) の大きさの膨張波が加えられることにより、 L/a 時間内に噴流の切換えが生じるならば音波形発振が起こりうる。したがって、音波形発振が起こりうる条件は管路の抵抗を無視すれば、圧力波切換制御差圧 Δp_{csd} ⁵⁾ を用いてつぎのように表わされる。

$$\Delta p_{csd} / \delta p_{cn} = p_2 - p_4 \leq 0 \quad (4.a)$$

$$t_i \leq \frac{L}{a} \quad (4.b)$$

ここに、(4.a) 式は非付着側制御口へ $\delta p_{cn} = p_2 - p_4$ の大きさの膨張波が与えられたとき、圧力波切換制御差圧 Δp_{csd} が零または負でなければならないことを示す。

結局、素子形状および使用条件（主噴流供給圧力など）が(4)式の条件を満足するようなものであれば、何らかの原因で最初の噴流の切換えが生じることにより音波形発振が起こりうる。

ここで、もし Fig.1 (b) に示す平衡状態 S に達するまでに噴流の切換えが生じるようなものであれば、最初の切換えは自発的に発生し、発振は自己起動形となる。他方、平衡状態 S に達するまでに噴流の切換えが生じないものでも、(4)式を満たしているならば最初の切換えを強制的に起こしてやることにより音波形発振を生じさせることができる。Fig.2 に示す曲線 (i) は前者の場合であり、曲線 (ii) は後者の場合である。

以上のように、音波形発振には自己起動形のものとそうでないものがあるが、本論文では最初の切換えの発生についてはこれ以上言及せず、最初の切換えが生じたとして、その後音波形発振が起こりうるか否かを議論する。

2.3 音波形発振

(4) 式の発振条件を用いて、音波形発振が起こりうる素子形状および使用条件を理論的に決定するためには、(4)式の各量を理論的に知る必要がある。そこで、音波形発振における噴流の切換えをより詳細に考察する。

前報⁵⁾と同様の方法で、電磁弁を用いて圧縮波および膨張波を発生させ、それらをそれぞれ付着側および非付着側制御口へ同時に加えて噴流を切換える実験を行った。Photo. 2 (a) は、切換えが起こらない場合の付着側および非付着側制御口における圧力 p_{cf} , p_{cn} および流速 u_{cf} , u_{cn} の時間的変化である。また、 p_{cf0} , p_{cn0} は制御口を閉じた場合の値を表わす。圧縮波、膨張波の伝播に伴って流れが生じている。もちろん膨張波の場合、流れの方向は膨張波の伝播方向とは逆になる。このとき、加えられる圧縮波および膨張波の大きさが切換えに十分なものであれば、Photo.2(b) に示すように時間 t_i の後に噴流の切換えが生じる。そして、もとの付着側制御口では圧縮波が、非付着側制御口では膨張波が発生する。それと同時に、それぞれの流速は0となっている。Photo. 2 (c) は音波形発振時の圧力変化および流速変化で、これらは明らかに (b) と同じ変化を示しており、2.1 の議論の妥当性を示している。すなわち、音波形発振における切換えを解析するときには、制御差圧だけでなく圧力波の伝播に伴って生じる流れをも考慮する必要がある。

そこで、このような流れについて考察する。(1)式より、圧力変化 δp と流速変化 δu の関係は次式で与えられる。

$$\delta u = \mp \frac{\delta p}{\rho a} \quad (5)$$

動作流体が空気の場合、音速 a は、 $\kappa (=1.4)$ を比

$\alpha=10$, $D/b_s=0.5$
 $P_s=0.08 \text{ kg/cm}^2\text{-g}$, $L=6.8 \text{ m}$
 $5.8 \times 10^{-3} \text{ kg/cm}^2\text{/div.}$, 1.5 m/sec/div.
 10 m/sec/div.

Photo. 2 Changes of pressure and velocity in control ports

Fig. 3 Fluid velocity induced by pressure wave

熱比として $a=\sqrt{k p / \rho}$ で表わされる。これを (5) 式へ代入して、主噴流流速 $u_s=\sqrt{2(P_s-p_\infty)/\rho}$ で無次元化すると次式を得る。

$$\delta \bar{u} = \frac{\delta \bar{p}}{\sqrt{2k \left(\bar{p} + \frac{p_\infty}{P_s - p_\infty} \right)}} \quad (6)$$

ここに、 $\delta \bar{u} = \delta u / u_s$, $\bar{p} = (p - p_\infty) / (P_s - p_\infty)$ であり、

p_∞ は周囲圧を表わす。以下 (‐) は無次元量を表わす。

圧縮波の場合について、圧力変化 $\delta \bar{p}$ に伴う流速変化 $\delta \bar{u}$ の測定結果の一例を、(6) 式による計算結果とともに Fig. 3 に示す。計算では、 $\bar{p} = \bar{p}_{cf0}$, $p_\infty = 1 \text{ kg/cm}^2\text{-a}$ [98 kPa] とした。これより、主噴流供給圧力 P_s が高くなると流速変化 $\delta \bar{u}$ も大きくなることがわかる。また、計算結果と実験結果とはよく一致しており、本実験で取扱った範囲では (6) 式の適用は妥当であると考えられる。

3. 理論解析

3.1 圧力波による付着噴流の切換え

付着側制御口へ $\delta p_{cf} = p_{cf} - p_{cf0}$ の大きさの圧縮波が、非付着側制御口へ $\delta p_{cn} = p_{cn0} - p_{cn}$ の大きさの膨張波が加えられた場合の付着噴流の切換えを解析する。

2.1 で述べたように、制御口へ圧力波が加えられた場合、制御口の状態は圧力波の大きさと素子特性とによって決まる。したがって、素子によっては制御口における圧力波の反射を考慮する必要があるが、解析は非常に複雑になる。そこで、ここでは簡単のため、噴流の切換えに及ぼす反射波の影響は無視できるとして解析を行う。

3.1.1 圧力波が加えられた場合の付着噴流の挙動
 噴流挙動の解析では、付着点における関係式として付着点モデル⁷⁾を使用する。さらに下記の仮定をおく。

〔仮定〕

(a) 制御ノズルの抵抗は無視しうる。よって、干渉域圧力は制御口圧力に等しい。

(b) 噴流の切換え過程は準静的である。

2.3 の議論に基づき解析では、圧縮波、膨張波の伝播に伴って生じる流れを考慮する。両制御口を閉じた状態では制御口の流速は 0 であり、また制御口における圧力波の反射は考慮しないので、 $(p_{cf} - p_{cf0})$ の大きさの圧縮波および $(p_{cn0} - p_{cn})$ の大きさの膨張波の伝播に伴って生じる流速 u_{cf} , u_{cn} は、それぞれ (6) 式よりつぎのように表わされる。

$$\left. \begin{aligned} \bar{u}_{cf} &= \frac{\bar{p}_{cf} - \bar{p}_{cf0}}{\sqrt{2k \left(\bar{p}_{cf0} + \frac{p_\infty}{P_s - p_\infty} \right)}} \\ \bar{u}_{cn} &= \frac{\bar{p}_{cn0} - \bar{p}_{cn}}{\sqrt{2k \left(\bar{p}_{cn0} + \frac{p_\infty}{P_s - p_\infty} \right)}} \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

結局、問題の付着噴流の挙動としては、付着側および非付着側制御口での圧力変化 δp_{cf} , δp_{cn} および、

それらに伴って生じる流れ u_{cf} , u_{cn} を考慮した噴流の挙動を計算すればよい。そこで、これらを考慮した運動量平衡式⁵⁾、連続の式および幾何学的関係式を連立して解けば付着噴流の挙動を表わすパラメータとして、噴流の運動量 J 、低圧渦域圧力 p_B 、噴流中心線の曲率半径 R などが求まる^{7),8)}。

3.1.2 切換え条件

ここで対象とする素子は、スプリッタとベントがなく、側壁が十分長いので、切換え様式は両壁付着切換えと考えられる。この切換え様式については、すでに付着噴流の平衡状態近傍での安定性の検討からつぎの切換え条件式を得ている⁹⁾。

$$\frac{J}{R^2} + \frac{dp_N}{dR} < 0 \quad (8)$$

ここに、 dp_N/dR は噴流中心線の曲率半径 R の変化に対する非付着側領域の圧力 p_N の変化率を表わす。これは、前述の噴流挙動および非付着側領域の状態により決定される。

いま、既知の大きさの圧力波が制御口へ加えられると、それに対して (8) 式の左辺は計算され、その値が負になれば噴流は切換わることになる。

3.2 発振条件

2.2 で述べたように、音波形発振が起こりうる条件は (4) 式で与えられる。ところで、2.1 の議論より、発振器内において付着側制御口へ与えられる圧縮波の大きさ δp_{cf} 、および非付着側制御口へ与えられる膨張波の大きさ δp_{cn} は、管路の抵抗を無視すれば、それぞれ噴流切換わり時に発生する圧縮波および膨張波の大きさに等しい。すなわち、

$$\delta p_{cf} \equiv p_4 - p_3 = p_2 - p_1, \quad \delta p_{cn} \equiv p_2 - p_4 = p_1 - p_3 \quad (9)$$

素子は左右対称であり、 $p_1 = p_4$ となるので上式は

$$\delta p_{cf} = \delta p_{cn} = \frac{p_2 - p_3}{2} \quad (10)$$

となる。

ところで、上式の $(p_2 - p_3)$ は噴流が切換わった直後、両制御口に発生する圧力差である。切換わった直後制御口での流速が 0 となることを考えれば、この発生差圧は $(p_{cn0} - p_{cf0})$ となる。さらに、 $p_{cn0} \equiv p_{\infty}$ 、 $p_{cf0} \equiv p_{B0}$ を考えれば次式が得られる。

$$p_2 - p_3 = p_{cn0} - p_{cf0} = p_{\infty} - p_{B0} \quad (11)$$

したがって、(4.a) 式はつぎのようになる。

$$\Delta p_{csd} \left| \delta p_{cn} = \frac{p_{\infty} - p_{B0}}{2} \right| \leq 0 \quad (12)$$

4. 計算結果および実験結果

4.1 実験

実験方法は前報⁵⁾で述べたのと同様である。実験に用いた素子形状の概要を Fig. 4 に示す。動作流体は空気である。信号伝達管は内径 7 mm、厚さ 1.5 mm のビニール管である。両制御口には内径 1 mm の圧力測定孔を設け、圧力測定には半導体小型圧力変換器を、そして流速の測定には熱線風速計を用いた。

4.2 計算方法

付着側制御口へ圧縮波を、非付着側制御口へ膨張波を同時に加えたとき、切換えを発生させるに必要な圧縮波の最小値 δp_{cfs} を求める計算手順を Fig. 5 に示す。素子形状パラメータ α , D , b_c 、主噴流供給圧力 P_s を与え、非付着側へ加える膨張波の大きさ δp_{cni} に対して、付着側へ加える圧縮波の大きさ δp_{cfs} を適当に仮定して、3.1.1 で述べた基礎式より噴流挙動をまず計算する。その結果を用いて (8) 式の左辺を計算し、(8) 式を満たすまで δp_{cfs} を微小量ずつ増加し

Fig. 4 Experimental model

Fig. 5 Calculating procedure for pressure wave switching

Fig. 6 Calculated switching pressure wave magnitude compared with experimental results

Fig. 7 Ranges of geometric parameters of device to cause sonic oscillation

て計算を繰返す。(8)式を満たす最小の δp_{cfs} が与えられた δp_{cni} に対する δp_{cfs} である。そのときの制

Fig. 8 Ranges of geometric parameters of device and supply pressure of main jet to cause sonic oscillation

御差圧 ($p_{cfs} - p_{cni}$) が圧力波切換制御差圧 Δp_{csd} である。これらを種々の膨張波の大きさに対して計算する。

つぎに、(11)式を考慮して、 $\delta p_{cni} = (p_{\infty} - p_{B0})/2$ に対して、 Δp_{csd} を計算すれば (12) 式より音波形発振が起こりうるか否かが判定できる。計算では、 $b_c/b_s = 1$ 、 $C_{ds} = 0.95$ とした。

4.3 計算結果および考察

計算結果を実験結果と比較して検討する。Fig. 6 にいろいろな素子形状および主噴流供給圧力に対する、 δp_{cn} と δp_{cfs} の関係を示す。非付着側領域の圧力 p_N の計算において用いられる反対側流路のある断面の流量係数 C_{dN} を側壁傾斜角 $\alpha = 10^\circ$ のとき $C_{dN} = 0.25$ とし、 $\alpha > 10^\circ$ のとき $C_{dN} = 0.23$ とすると、計算値は実験結果とよく一致する。また、計算結果は非付着側制御口へ加えられる膨張波の切換えに及ぼす効果および主噴流供給圧力の効果をよく表わしており、この解析手法の妥当性を示している。

つぎに、定式化した発振条件の妥当性を検討する。

Fig. 7 は素子形状パラメータ α および D について発振可能域を計算したものである。ここに、●印は安定な音波形発振が起こることを表わし、○印は不安定な音波形発振あるいは Photo. 1 (b) に相当する発振が起こることを表わし、×印はいかなる発振も起こらないことを表わす。

Fig. 8 は $\alpha = 10^\circ, 15^\circ$ の各場合について、オフセット D と主噴流供給圧力 P_s について発振可能域を計算したものである。■, □ はそれぞれ、Fig. 7 の場合の●印および○印に対応する。ただし、前述の理由により $f \geq a/4L$ の場合だけを音波形発振とした。

これらの計算結果は、実用素子によくみられる側壁傾斜角 $\alpha = 10^\circ \sim 15^\circ$ の素子に対して、発振の安定性に及ぼす素子形状 (α, D) および主噴流供給圧力 P_s の影響をよく表わしており、本論文で定式化した発振条

件は妥当なものであることがわかる。

5. 結 言

本論文では、音波形発振器を設計する立場から、その発振機構および噴流の圧力波切換えを実験的、理論的に検討し、それに基づいて音波形発振の発振条件を定式化した。

得られた主な結果はつぎの通りである。

1) 発振器を構成する素子の形状あるいは主噴流供給圧力のちがいにより、いわゆる音波形発振器に発振機構の異なる二つの発振現象が現われる。そのうち、音波形発振は主噴流供給圧力がある程度高いところで起こり、その周波数 f は $a/4L \leq f < a/2L$ となる。

2) 音波形発振は、自励的に起こるものとそうでないものがある。いずれの発振が起こるかは素子形状に大きく依存する。

3) ここで示した解析手法は音波形発振における噴流の切換えおよび発振条件を十分正しく表現していることを実験により確認した。したがって、音波形発振が起こりうる素子形状および主噴流供給圧力を理論的に決定することができる。

なお、ここではスプリッタやベントさらに出力流路の負荷効果などはまったく考慮されていない。これら

を考慮した取扱いにはさらに複雑となることが予想され、今後検討すべきこととして残されている。また、噴流の動特性を考慮することが必要であろう。

参 考 文 献

- 1) 野本, 島田: ソニックオシレータについて, 第2回純流体素子シンポジウム資料, 19/24 (1967)
- 2) 林, 釜谷: ソニック形発振器の発振機構に関する研究 (第1報, 作動流体として水を用いる場合), 日本機械学会論文集, 40-340, 3391/3400 (1974)
- 3) 林, 釜谷: ソニック形発振器の発振機構に関する研究 (第2報, 作動流体として空気を用いる場合), 日本機械学会論文集, 41-341, 229/239 (1975)
- 4) 伊藤, 末永, 浅野: 純流体ソニック発振器の研究 (ノンメモリ2安定形素子発振器の一理論模型), 日本機械学会論文集, 41-342, 596/606 (1975)
- 5) 和田, 清水, 則次: 音波形発振器に関する基礎的考察, 計測自動制御学会論文集, 10-6, 730/736 (1974)
- 6) 妹尾: 内部流れ学と流体機械, 99/116, 菱寛堂 (1973)
- 7) M. R. Özgü: A Theoretical and Experimental Study of the Switching Dynamics of Bistable Fluid Amplifiers, Ph. D. Thesis, Lehigh University, Mechanical Engineering (1971)
- 8) 和田, 清水, 則次, 堂田: 側壁付着形素子における静的切換え, 計測自動制御学会論文集 12-4, 掲載決定 (1976)
- 9) T. Wada et al.: Analytical Studies of Reattached Jet Flow and Its Switching for Designing of Wall-Reattachment Eluidic Devices, Memories of the School of Engineering, Okayama University, 9-2, 63/87 (1974)