

## チューブラ水車用 S 形吸出し管に関する研究\*

(第 2 報, 性能の悪い S 形吸出し管の改善方法および非定常二次流れ)

清水 幸丸\*<sup>1</sup>, 久保田 喬\*<sup>2</sup>  
若島 良郷\*<sup>3</sup>, 中村 彰吾\*<sup>2</sup>

### Hydraulic Performance of an S-Draft Tube for a Low Head Axial Flow Turbine (2nd Report, How to Improve the Performance and Unsteady Secondary Flow in an S-Draft Tube)

Yukimaru SHIMIZU, Takashi KUBOTA,  
Yoshisato WAKASHIMA, and Shogo NAKAMURA

This paper proposes the possibility of significantly improving the performance of sharply bent S-draft tubes by a conventional, but comparatively simple method. The method is to adjust the divergent angle of the conical straight portion at the upstream part of the draft tube. This paper also describes the method. We have further revealed the phenomenon that the secondary flow in an S-draft tube, which is sharply bent at the bend, changes its direction intermittently. This phenomenon is important because the use of sharply bent S-draft tubes is preferred in some cases due to civil engineering conditions for turbine installation. Therefore, this report attempts to clarify the phenomenon in detail.

**Key Words:** Hydraulic Machine, S-Shaped Draft Tube, Low Head Water Turbine, Improvement of Pressure Recovery Coefficient, Unsteady Secondary Flow, Sharp Bend

#### 1. 緒 言

著者らは、前報において、低落差軸流水車用 S 形吸出し管の圧力回復性能と幾何形状の関係および上記の吸出し管の中で最も性能のよいゆるやかな曲り部を持つ S 形吸出し管の圧力回復性能と内部の流れ状態の関係を明らかにした。

実際に S 形吸出し管を使用する場合、水車の設置条件から理想的な曲り形状のみで使用するとは限らず、無理に急激に曲げざるを得ない場合が生じる。このような場合、いかに対処すべきか重要な問題である。

本報においては、急激な曲り部を持つ性能の悪い S 形吸出し管について、圧力回復性能と流入旋回強度の関係、およびそれらの流れ状態を調べた。さらに、このような S 形吸出し管の性能を改善するため、S 形管上流側円すい部の拡がり角度と圧力回復性能の関係を調べ性能改善の一つの方法を提案した。また、流入旋回強度の影響を調べる過程で、このような S 形管内で二次流れの旋回方向が間欠的に変化するという興味ある

現象を見つけた。この流れを可視化し、圧力脈動との関係を検討した。

#### 2. 記 号

$AR$ : 面積比  $= A_n/\pi(r_{\omega i}^2 - r_b^2)$

$A_n$ : 第  $n$  断面の面積

$C_{p0}$ : 一次元圧力回復係数; [Eq. (1)]

$\bar{C}_p$ : 壁圧分布の無次元値; [Eq. (3)]

$M'_i$ : 吸出し管入口の流入旋回強度; [Eq. (2)]

$P_{\omega i}$ : 入口断面壁圧

$P_{\omega n}$ : 第  $n$  壁圧孔の圧力

$\bar{P}_T$ : 吸出し管出口断面平均圧力

$r_b$ : 入口部ボスの半径  $= 11.6$  mm

$Q$ : オリフィスで測られた流量

$r, r_{\omega i}$ : 半径位置および入口部の壁面までの半径

$u_{zn}, u_{an}$ : 第  $n$  断面の軸速度および周速度

$V_{m1}$ : 入口断面の平均軸速度

$\alpha$ : 断面内の角度位置 rad

$\rho$ : 水の密度

#### 3. 実験の装置および方法

図 1 には、実験装置の概略を示す。水はポンプによってくみ上げられ、流量測定用オリフィスを通り、整

\* 昭和 62 年 4 月 1 日 第 64 期通常総会講演会において講演、原稿受付 昭和 61 年 7 月 21 日。

\*<sup>1</sup> 正員、三重大学工学部 (〒514 津市上浜町)。

\*<sup>2</sup> 正員、富士電機(株) (〒210 川崎市川崎区田辺新田)。

\*<sup>3</sup> 学生員、三重大学大学院。

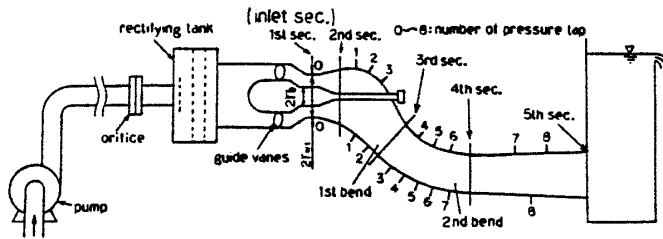


図1 実験装置の概要

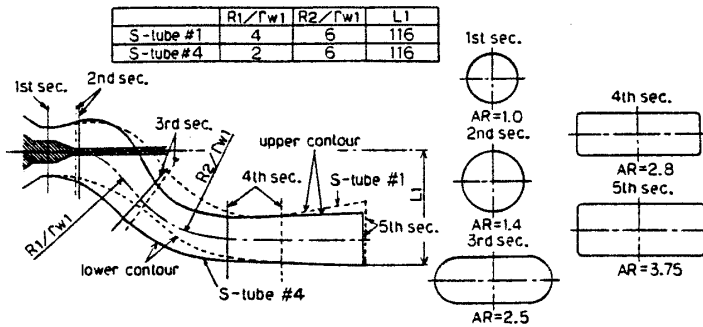


図2 供試S形吸出し管の概略, 面積比は文献(1)の表1参照

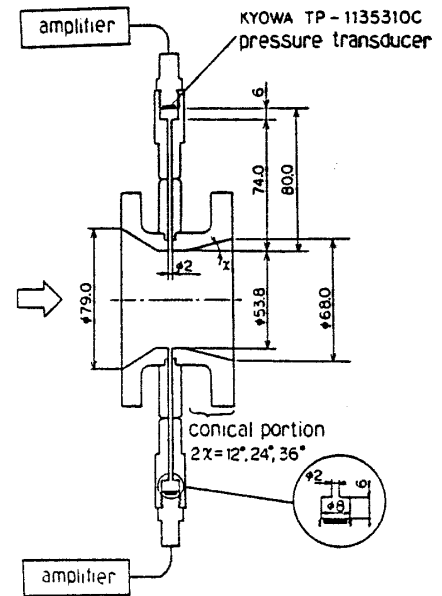


図3 入口断面の変動圧力の測定方法の詳細 圧力変換器使用

流タンクへ導かれ, 助走部, 旋回流発生用案内羽根をへて吸出し管へ流入する。図2には供試S形吸出し管を示す。性能のよい吸出し管 No. 1を細線破線で, 急激な曲りをもつ吸出し管 No. 4を太線実線で示す。実用上, このような急激な曲りを持つS形吸出し管は, 水車設置場所の地形上の制約から, しばしば使用される。実験では吸出し管入口部の曲りのない円すい管部(図3参照)の拡がり角度を12°, 24°, 36°に変え, 圧力回復性能に対するその影響を検討した。

壁圧分布の測定は図1の上側面と下側面の0番から8番までの位置で行った。測定方法は0番(入口部)と1~8番までの各々の差を連通管で測定した。0番の値は円周上に4個の孔を設け, 4点の平均値を用いた。0番測定孔の円周上の位置によって特に上下孔の値の差を検討したが, ほとんど差はなかった。S形管内の圧力脈動測定の場合には, 図3に示すように0番測定孔に圧力変換器を取付けた。測定孔内径は2mmφであり, 脈動圧が十分伝わる状態である。実験は入口レイノルズ数(=2r<sub>w1</sub>V<sub>m1</sub>/ν)が約1.8×10<sup>5</sup>で行った。また, 本研究では表面タフト法, タフトグリッド法により流れの可視化を行った。この場合には空気流を用いた。この場合のレイノルズ数も約1.8×10<sup>5</sup>である。

4. 実験結果の表示式

吸出し管の圧力回復性能を検討する場合, しばしば一次元圧力回復係数が使われる。これは次式によって定義される。

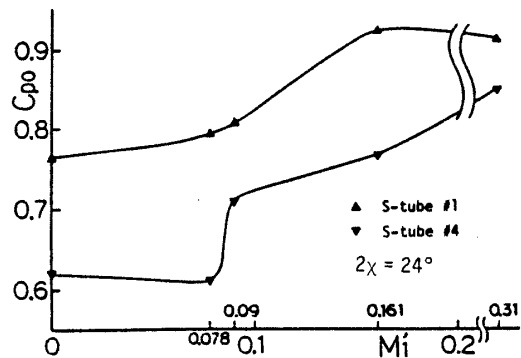


図4 S形吸出し管 No. 1およびNo. 4の一次元圧力回復係数 C<sub>p0</sub>と流入旋回強度 M<sub>i</sub>の関係, 2χ=24°

$$C_{p0} = (\bar{P}_r - P_{w1}) / \frac{\rho}{2} V_{m1}^2 \dots\dots\dots (1)$$

吸出し管入口部の流入旋回流の強さは, 無次元角運動量流量によって定義される。

$$M_i = \frac{\int_0^{2\pi} \int_{r_b}^{r_{w1}} v_{z1} v_{a1} r^2 dr da}{r_{w1} \pi (r_{w1}^2 - r_b^2) V_{m1}^2} \dots\dots\dots (2)$$

吸出し管壁面の圧力分布は, 次の無次元値によって, 表示される。

$$\bar{C}_p = (P_{wn} - P_{w1}) / \frac{\rho}{2} V_{m1}^2 \dots\dots\dots (3)$$

5. 実験結果と考察

5.1 急激な曲りを持つS形吸出し管の圧力回復性能 S形吸出し管を持つ低落差軸流水車を使用する場合, 水車の設置条件によっては, 曲り部をどうして

も急激に曲げざるを得ない場合がある。図4には、前報<sup>(1)</sup>の良好な性能が得られるS形吸出し管No.1の圧力回復係数と急激な曲りを持つ吸出し管No.4の圧力回復係数を示す(図2参照)。本報では、この急激に曲げた吸出し管の圧力回復性能を中心にいくつかの現象を検討する。実験では、吸出し管への流入旋回強度(横軸)を種々に変えた。急激な曲りを持つ吸出し管では、流入旋回強度  $M_i'$  が0.078までは  $C_{p0} \approx 0.62$  と低い値を示すが、 $M_i' = 0.09$  になると  $C_{p0}$  は0.71まで急激に改善され、高い値を示すようになる。その後は  $M_i'$  の増加とともに、漸増する。一方、前報<sup>(1)</sup>で述べた比較的ゆるやかな曲りを持つS形管では性能は極めてよく、 $M_i' = 0$  の  $C_{p0} = 0.77$  から  $M_i' = 0.078$  の  $C_{p0} = 0.79$ 、それ以後は  $M_i'$  の増加とともに増大してゆく。このような両吸出し管の圧力回復係数の差は、第一曲りの曲り内側に生ずるはく離領域の大小によってきまってくる。図5には急激な曲りを持つNo.4 S形管の第三断面のタフトグリッド法を用いた可視化写真を示す。写真1は  $M_i' = 0$  の場合で、曲り内側に大きなはく離が生じておりはく離のない曲り外側領域は左右対称の二次流れが支配している。写真2は、 $M_i' = 0.16$  の中程度の一方向旋回流が流入した場合の可視化写真である。このようにある程度の強さを持つ一方向旋回流が流入した場合には、曲り内側のはく離は押さえられ断面の大部分を大きな一方向旋回流が支配するようになる。右側すみに小さな逆旋回成分が見られるが、影響は少ない。はく離の発生が押さえられるか、または、はく離領域が著しく減少すると圧力回復性能は改善されてくる。

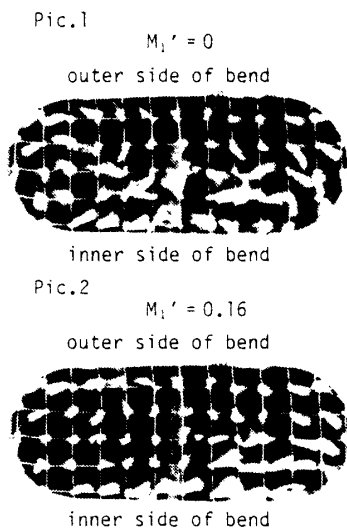


図5 S形吸出し管No.4, 第三断面の可視化写真, タフトグリッド法使用,  $2x = 24^\circ$

## 5.2 急激な曲りを持つ吸出し管の性能低下を防ぐ方法

S形管の第一曲りを急激に曲げると流入旋回が小さい場合、圧力回復性能が著しく低下することが明らかになった。はたして、この性能低下は、避けることができないだろうか。著者らは、この問題に挑戦してみた。その結果、比較的簡単な方法で性能改善に成功した。以下この方法について述べる。

図2に示した吸出し管において、入口直後の直線円すい管部の拡がり角度(図3参照)と吸出し管圧力回復性能の関係を調べた。拡がり角度は  $2x = 12^\circ, 24^\circ, 36^\circ$  の3種類である。図6(a), (b)には、それらの結果を示す。図(a)は前報<sup>(1)</sup>で述べたゆるやかな曲りの場合、図(b)は今回検討している急激な曲りの場合である。(a), (b)両図から明らかなように性能のよいNo.1吸出し管では、 $2x = 12^\circ, M_i' = 0$  で  $C_{p0} = 0.84$  から  $M_i' = 0.16$  で  $C_{p0} = 0.94$  に達する。一方、No.4吸出し管では  $2x = 12^\circ$  の場合  $M_i' = 0$  で  $C_{p0} = 0.78$ ,  $M_i' = 0.16$  で  $C_{p0} = 0.9$  に達する。これらの値は、 $2x = 24^\circ$  の値に比べて著しく改善されている。 $2x = 36^\circ$  にすると両吸出し管共に  $C_{p0}$  はいちだんと悪くなる。このように、吸出し管の圧力回復性能は、入口直後直線円すい部の拡がり角度が大きくなるにつれて低下していく。

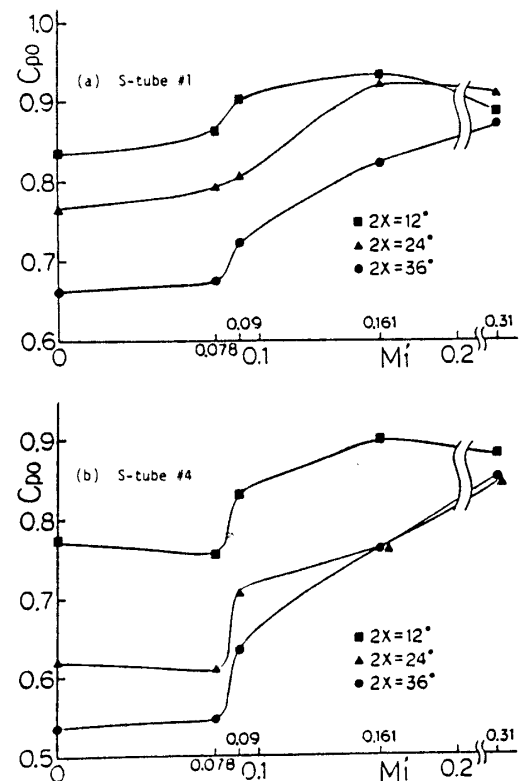


図6 入口直線円すい部の拡がり角度を  $2x = 12^\circ, 24^\circ, 36^\circ$  と3種類に変化させた場合、流入旋回強度  $M_i'$  と一次元圧力回復係数  $C_{p0}$  の関係

したがって、この角度の調整によって、急激な曲りのために悪化した圧力回復性能を大幅に改善しうることが明らかである。

**5.3 入口直線円錐部の長さ**と壁面摩擦損失およびはく離損失の関係 次に、はく離に基づく損失と壁面摩擦損失の関係を検討してみよう。前にも述べたが、吸出し管性能の良否は、主に第一曲りに生じるはく離に基づく損失の大小によって説明される。しかし、それがすべてではなく、壁面摩擦損失が大きくクローズアップされてくる場合もある。例えば、図6(a), No. 1 吸出し管、■印、 $M_i=0.31$ のように、直線円すい部の長い $2x=12^\circ$  吸出し管の圧力回復係数は長さが約1/2の $2x=24^\circ$ の場合に比べやや低くなる。この理由は次のように推定される。本実験では、直線円すい部の出口面積(図1の第二断面)を等しくしてあるので、 $2x=12^\circ$ の直線円すい部の長さは、 $2x=24^\circ$ の場合に比べて約2倍長くなり、壁面積もそれに応じて増え、壁面摩擦損失も増加する。流入旋回が中程度までは、第一曲り内側のはく離はまだ残っているので、この壁面摩擦損失ははく離損失に比べて小さい。しかし、旋回が強くと $M_i=0.31$ になると第一曲り内側のはく離はほとんどなくなり、はく離損失が減少し、さらに、旋回のために摩擦損失が増え、壁面摩擦損失が支配的になりはじめるものと推定される。

一方、図6(b)に示した急激に曲げたNo. 4 吸出し管の場合には本実験範囲程度の流入旋回量でははく離を押さえきれないので摩擦損失の影響はNo. 1 吸出し管ほどはっきりと現れない。

$2x=36^\circ$ と拡がり角度の大きい場合には、No. 1, No. 4 吸出し管共に、常にはく離損失のほうが大きく

なる。

**5.4 吸出し管の壁圧分布、拡がり角度および入口旋回強度の関係** 続いて、No. 4 吸出し管の上側と下側両壁面(図1参照)の無次元圧力分布 $\bar{C}_p$ 〔式(3)〕を検討する。図7は上側壁面の結果である。上側壁面近傍では、第一曲り内で発生した二次流れのため流れが壁面に押し付けられ、速度が大きく、境界層が薄くなっており、はく離は発生しにくい。この結果、壁面の圧力分布は、通路面積の拡大と壁面の曲率の影響をかなり忠実に受け、曲り外側の凹形壁で増大し、曲り内側の凸形壁面で減少する。曲率のない部分では、面積拡大につれて漸増する。また、流入旋回強度を変えても $\bar{C}_p$ 分布の全体的な傾向は変わらない。上述の傾向は、入口直線円すい部の拡がり角度 $2x$ が $12^\circ, 24^\circ, 36^\circ$ いずれの場合でも見られる。しかし、 $\bar{C}_p$ 分布の変動幅は拡がり角度が小さい $2x=12^\circ$ では小さく、角度が $2x=24^\circ, 36^\circ$ と大きくなるにつれて大きくなる。この理由を説明する。 $2x=12^\circ$ では $M_i=0$ ですではく離は小さく、さらに $M_i$ を増大させてもはく離の大きさにあまり変化はなく、 $\bar{C}_p$ 分布に対する流入旋回強度の影響が小さくなる。これに対して、 $2x=24^\circ, 36^\circ$ では $M_i=0$ で第一曲り出口のはく離が大きくなり、強い旋回が流入する場合にはこのはく離が減少し、 $\bar{C}_p$ 分布に対する流入旋回強度の影響が大きくなる。なお、No. 5 圧力孔の $\bar{C}_p$ が、No. 4, No. 6に比べ高くなるが、これは壁面の仕上がりが悪く孔の方向がずれた結果と考えられる。

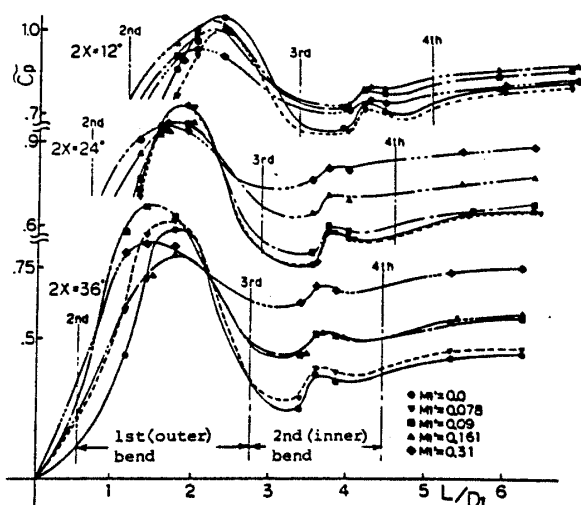


図7 S形吸出し管 No. 4の上側面(図1, 2参照)の壁圧分布, 流入旋回強度を変化

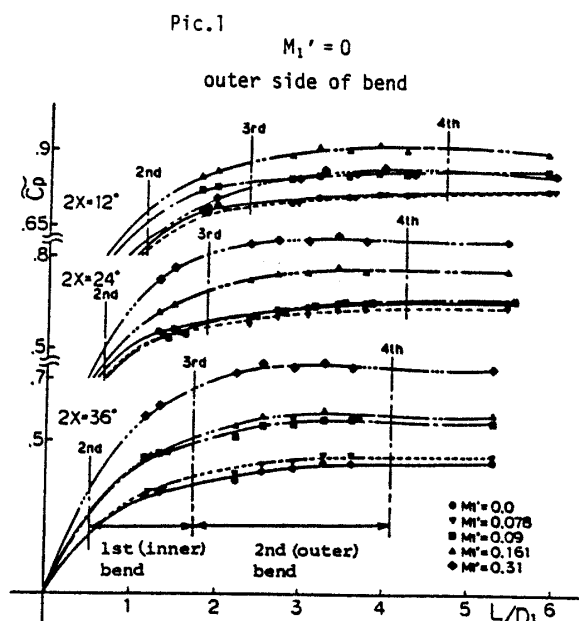


図8 S形吸出し管 No. 4の下側面(図1, 2参照)の壁圧分布, 流入旋回強度を変化

図8には、下側壁面の  $\bar{C}_p$  分布を示す。上側壁面の場合と異なり、壁圧は下流方向に向かって一方的に増加してゆく。その増加割合は、入口部で急激であり、下流ほどゆるやかになる。また、流入旋回強度が弱くても、強くても上記の傾向は変わらない。すなわち、この傾向は第一曲り内側に生じるはく離の有無に関係なく見られる。この壁圧分布と図7に示した上側面の壁圧分布の傾向が異なる理由は現在検討中であるが、まだ解明されていない。

次なる興味ある現象について述べる。これは流入旋回  $M_i=0$  または弱い旋回の場合、下側壁面の第一曲り内側には、はく離が生じるが、上側壁面では、下側壁面より逆圧力こう配が大きいかかわらず、はく離が生じない点である。この理由は、次のように説明できる。下側壁面、すなわち、第一曲り内側では第一曲りで生じる左右対称二次流れによって壁面境界層内の低速流体が曲り内側に蓄積され、この低速流体の塊に逆圧力こう配が働き、簡単にはく離することになる。これに対して、前にも述べたが、曲り外側では速度は大きく、境界層も薄いので、壁面の流れは逆圧力こう配

に打ち勝つことができ、はく離は生じない。

図9には、油膜法(通常の油膜の油の粘度を小さくし、アルミ粉を混入)による第一曲り内側部の流跡写真を示す。低部壁面のアルミ粉の集積されている部分がはく離領域である。 $2x=12^\circ, 24^\circ, 36^\circ$ の3枚の写真を比較する。はく離領域は、 $2x=36^\circ$ が最も大きい。しかもこの場合は、直線円すい部ですではく離が始まっている。

5.5 急激な曲りを持つS形吸出し管内で見られる非定常二次流れについて さて、圧力回復係数曲線と  $M_i$  の関係は、図5の可視化写真によってよりいっそう解明されたが、この実験中にも一つ別の興味ある現象を発見した。図4において、 $M_i$  が0.078と0.09の間で  $C_{po}$  が急激に改善される事実を指摘した。改善される理由は、前述のごとくはく離領域の急激な減少に基づくことは、言うまでもないが、このはく離領域が急激に小さくなった直後の流れは、極めて特徴的な非定常二次流れになる。以下これについて述べる。図10には  $M_i=0.09$  におけるNo.4吸出し管、第三断面付近の第一曲り曲り内側壁面の可視化写真を示す。

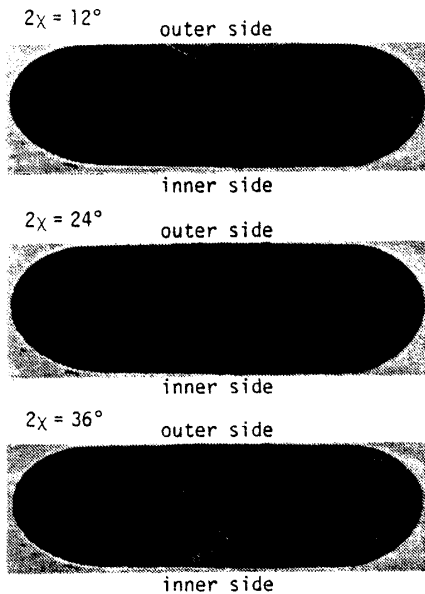


図9 S形吸出し管No.4の第一曲り(図1,2参照)の内側で見られるはく離の大きさ、 $M_i=0$

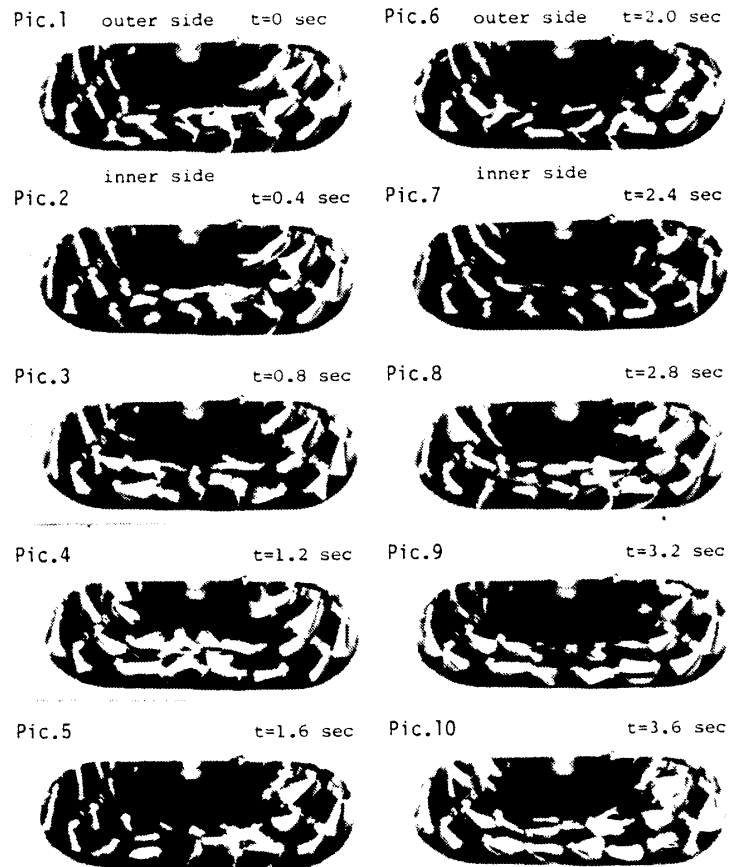


図10  $M_i=0.09$ の場合、S形吸出し管No.4、 $2x=24^\circ$ の第一曲り部内側で見られる非定常二次流れの可視化写真、表面タフト法使用

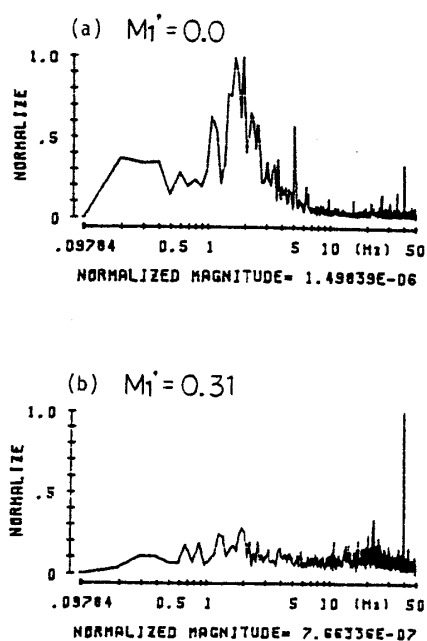


図 11 S形吸出し管 No. 4, 入口断面壁圧変動のパワースペクトル,  $2\alpha=24^\circ$

本写真は表面タフト法を用いてタフトの動きをオートドライブカメラで連続撮影したものである。各写真間の時間間隔は0.4秒で3.6秒間10コマの写真を示してある。壁面のタフトの動きを観察する。写真1において、左右両壁面のタフトの方向は下方を向き、一対の左右対称二次流れの存在を示す。写真2を注意深くみると右側の二次流れが発達し、左側より大きくなることわかる。写真3においては、左側の二次流れが発達してきて、その結果、写真4において左右の二次流れが釣合う。左右の二次流れが釣合った時、曲り内側壁面中央部に大きなはく離が発生する。写真5において、右側の二次流れが再び発達しはじめ、そしてその次の瞬間、写真6においては左側の二次流れがより強くなる。別の見方をすると、写真1, 3, 4, 7および9は図5の写真1に非常によく似ており、写真2, 5, 6, 8および10は左右非対称の二次流れになる。上に述べた結果から明らかなように、S形吸出し管内の一対の二次流れの左右の旋回強さは間欠的に変動し、非定常な二次流れになる。さらに、興味ある事実は、吸出し管入口において、流入流れの旋回方向が下流側からみて一定の反時計方向であっても、吸出し管下流においては、時どき時計方向回転二次旋回流れが発達することである。

著者らは、図4の圧力回復係数と図10の一連の写

真から次の事実を理解することができる。 $M1'=0.09$ における間欠的変動二次流れは、非旋回流れと強い旋回流れ発達の間遷移的な現象であるということである。

図11(a), (b)は、入口旋回強さが $M1'=0.0$ および0.31の場合の入口断面(図1の0番上側壁圧孔)壁圧変動のパワースペクトルを求めたものである。図11(a)は曲り内に左右対称二次流れが発生し、曲り内側に大きなはく離が発生している場合で、壁圧変動は2~3 Hzの低い周波数の大きな脈動が支配的であると考えられる。なお、前述の $M1'=0.09$ で見られる非定常二次流れは、この低い周波数変動の領域に属する。一方、図11(b)の流れでは、吸出し管入口の一方旋回強さは相当強く、吸出し管はおおむね一方旋回流に支配され、曲り内側のはく離も存在しなくなり、管内の圧力脈動も強い旋回流に基づく高い周波数の小さな脈動が支配的になると推定される。

## 6. 結 論

以上の研究の結果、主に次のような結論を得た。

(1) 上流側曲り部を急激に曲げた性能の悪いS形吸出し管の性能を改善する方法として次の二つがまず提案される。

(a) 吸出し管入口部の流入旋回強度をある程度以上強くする。

(b) 吸出し管入口部の直線円すい部の拡がり角度を $2\alpha=12^\circ$ と小さくする。この場合流入旋回が零でも高い性能を示す。この方法は実用上有用である。

(2) S形吸出し管の壁圧分布は、上側壁面と下側壁面では、傾向が異なる。

(3) 急激な曲りを持つ吸出し管の性能は $M1'=0$ で悪いが、流入旋回強度がある程度以上大きくなると急激に改善される。性能が改善された直後 $M1'=0.09$ の第一曲りの曲り内側の二次流れは、吸出し管出口下流から見た場合、断面を支配する一方旋回流の回転方向が間欠的に反転する非定常二次流れになる。

(4) S形吸出し管 No. 4で見られる圧力脈動は、流入旋回が零かまたは弱ければ低周波の大きな脈動になり、流入旋回が強くなると高い周波数の小さな脈動が支配的になる。

## 文 献

- (1) 清水・ほか3名, 機論, 52-474 B (昭61), 585.

## 討 論

〔質問〕 長藤友建〔(株)東芝重電技術研究所〕

S形吸出し管の円すい部拡大角と曲がり流路との関連についての結果を興味深く拝見した。以下の点についてお伺いしたい。

(1) 円すい部拡大角の変化と同時に円すい部長さも変えておられるが、実用面より考えた場合円すい部長さはある程度制限を受ける。したがって、ある円すい部長さに対しての拡大角 $2\alpha$ の最適値はいかにあるべきかの見解が重要と考える。この点についての見解をお聞かせ願いたい。

(2) 図6 No.4吸出し管、 $2\alpha = 24^\circ$ 、 $M_i = 0.09$ において流れの非定常性を指摘しておられるが、この付近において $C_{p0}$ のヒステリシスが存在しているか否かについてお伺いしたい。

〔回答〕 (1) 本実験では円すい部とその下流ドラフトチューブとの接続断面積を一定にしてあるため、円すい角を小さくすると長さがその分長くなる。円すい部長さを制限した場合には実験を行っていないので明確に答えられない。推定するならば、曲がり部の形状を変えるしかないと思う。また、次報で述べる予定だが境界層制御の方法もある。これは、次報をご期待いただきたい。

(2)  $C_{p0}$ について、ヒステリシスは存在していないようである。

〔質問〕 山部正博

〔(株)日立製作所機械研究所〕

急激な曲がり角度をもつ吸出し管内の流動特性を解明されたことに敬意を表す。

(1) 図6において、性能のよいNo.1と悪いNo.4の吸出し管の圧力回復係数 $C_{p0}$ が、ともに広がり角度 $2\alpha$ の値によらないで、流入旋回強度 $M_i = 0.078 \sim 0.09$ で急増している。下側壁面のはく離の大小にかかわらず一定の無次元角運動量流量ではく離が抑えられて圧力回復していることについて、どのように解釈したらよいのか。

(2) 流入旋回強度 $M_i = 0.0$ 、広がり角度 $2\alpha = 12^\circ$ と $24^\circ$ の場合には、直線円すい部ではく離は起こっていないと理解してよいのか。

(3) 図7と図8において、壁圧孔No.0とNo.1の間の曲線はどのような考えで引いたものか。第1曲がりの曲がり内側のはく離発生と第2断面付近の流れとの間に、なにか特徴的な関係は認められなかったか。

〔回答〕 (1) S形吸出し管内で生じる二次流れの特徴は、旋回が弱い場合( $M_i = 0.0 \sim 0.06$ )、第1曲がりて生じた左右2個の対になった渦が出口まで続き、旋回が強い場合、 $M_i \geq 0.1$ では出口までほぼ一方向旋回流が支配するような流れになることである。 $M_i = 0.078 \sim 0.09$ の間では、二次流れが左右2個の旋回になったり、一方向のみの旋回になったりする遷移的な状態になる。本論文で取扱っている急な曲がり、あるいはゆるやかな曲がりというのは実用的な面から主観的に判断した表現であり、力学的背景はあいまいである。したがって、ゆるやかな曲がり、急激な曲がりともに、二次流れが左右2個形から一方向旋回のみ形に変化する際の、 $M_i$ と曲率の関係が両者いまだ同じような関係にあるため、両者ともに $M_i = 0.078 \sim 0.09$ で圧力回復が急激に変化するものと思われる。

(2)  $2\alpha = 12^\circ, 24^\circ$ では入口直線円すい部ではく離は起こっていないようである。

(3) 壁圧分布はNo.0壁面圧力と他の壁面圧力との差を入口断面平均動圧で無次元化して表している。No.0とNo.1の間には測定孔はないので雲形定規で適当に線を描いた。したがって直線にすべきか、曲線にすべきか、質問されてみると、あいまいである。

流れの可視化の結果によれば、この辺の流れは複雑であり、簡略に述べることができる単純な特徴はみつかっていない。広がり角度、旋回強度、S形の種類によって複雑に変化する。