旋回流による管路内圧力脈動に関する研究*

(第1報, ストローハル数タイプの励振源と管路内気柱共振の確認)

葉山 眞治^{*1}, 松村 安家^{*2}, 渡辺 辰郎^{*1}

Swirling Flow-Induced Pressure Pulsations in a Pipe

(1st Report, The Strouhal-Type Excitation and Resonances of Air Column in a Pipe)

Shinji HAYAMA, Yasuie MATSUMURA, and Tatsuo WATANABE

An experimental investigation was carried out on the swirling flow-induced pressure pulsations in a pipe connected to a swirl generator with inlet guide vanes. As a result, the following was found: The pressure fluctuations with discrete frequencies are generated at the pipe inlet. Their frequencies are expressed by Strouhal numbers. When the fundamental frequency of the inlet pressure fluctuations coincides with the natural frequencies of the pipe, resonant pressure pulsations are generated. In the experiments, resonances of the first three modes are observed with the reduced velocities of 2.0-2.5, which correspond to Strouhal numbers of 0.4-0.5. So, it is concluded that the swirling flow-induced pressure pulsations in a pipe are considered as resonant phenomena caused by the Strouhal-type excitation.

Key Words: Fluid Vibration, Pipeline, Swirling Flow, Pressure Pulsation, Strouhal Number, Resonance

1. ま え が き

管路内流れに旋回流(周速)成分が含まれると管路系全体にわたる激しい圧力脈動が生じることがある。この現象はフランシス水車の吸出し管で古くから観察され、研究されている。最近、サイクロン分離機やターボ機械でも、ある強さの旋回流成分が含まれているとき圧力脈動が生じることがわかってきた。

本研究は案内羽根を持つ半径方向吸込形の旋回流発生装置(以下スワラという)によって管路内旋回流を起こし、これによって生じる管路内圧力脈動の基本的な性質を調べたものである。その結果、スワラ直後にストローハル数一定の法則に従う励振源が存在し、その基本振動数、あるいはその半分の振動数と管路内気柱の固有振動数とが一致すると、管路系に激しい圧力脈動が生じることが明らかになった。

2. 従 来 の 研 究

旋回流励起振動に関する研究では、フランシス水車

の吸出し管内で生じる水圧脈動に関するものが多い。田中⁽¹⁾は、振れ回る旋状渦芯の末端が吸出し管ベンド部に崩壊するとき大きい圧力脈動が生じると述べている。細井⁽²⁾は、吸出し管の模型装置を用い、多数の圧力センサで圧力脈動を同時測定して、この圧力脈動が周方向に位相差を持たない、管路全体にわたる一次元波動であることを示している。西ら⁽³⁾⁻⁽⁵⁾は案内羽根で旋回流を発生させ、キャビテーションが少ないとき、渦芯の振れ回りに伴う、周方向に位相差のある小さな水圧変動を測定しており、これを振れ回り水圧脈動と呼んでいる。キャビテーションが十分発達すると、周方向に位相差のない大振幅の水圧脈動となり、これを一次元水圧脈動と呼んでいる。また Chen⁽⁶⁾は、振れ回る渦心が軸方向に伸縮するために周期的な圧力脈動が生じると説明し、その振動数は渦心の回転数の0.2~0.4倍であると述べている。

旋回流による管路内気柱振動について考えるとき、Chanaud⁽⁷⁾⁽⁸⁾の渦笛に関する実験結果は貴重な示唆を与えている。彼は接線方向単一流入形のスワラのほかに、4個の流入口を持つマルチ流入形および8枚の案内羽根を持つ案内羽根流入形のスワラを作り、空気と水とを用いて実験し、出口管内平均流速をもとにしたレイノルズ数とストローハル数の関係を求めている。

* 昭和63年10月19日 第66期全国大会講演会において講演、原稿受付 昭和63年3月28日。

^{*1} 正員、東京大学工学部 (〒113 東京都文京区本郷7-3-1)。

^{*2} 正員、三菱重工業(株)神戸造船所 (〒652 神戸市兵庫区和田崎町1-1-1)。

その結果、単一流入形ではレイノルズ数が増すとストローハル数が増加するが、マルチ流入形と案内羽根流入形ではレイノルズ数が約 2×10^3 以上になるとストローハル数は一定値 (~ 1.0) となること、空気と水とで相似性が非常によく成り立ち、空気でも水でも同様に生じる振動現象であることを示している。

本研究では、Chanaud の研究を参考にし、旋回流によって生じる管路内気柱振動の基本的性質を知るために、案内羽根流入形スワラを用いて、羽根枚数、羽根角度、出口管長などを変えて基礎実験を行った。

3. 実験装置および実験方法

本研究で使用了実験装置と実験方法を簡単に説明する。

3.1 旋回流発生部 旋回流発生装置の組立図を図1に示す。旋回流発生部は、案内円板、案内羽根、管路内の流れを可視化するための窓および透明なアクリル製出口管で構成されている。案内羽根は前縁と後縁の形状を円弧とし、その中間部を直線とした対称翼で、前縁部と後縁部の2箇所固定されている。後縁部固定位置を変えることにより、その角度を $0 \sim 60^\circ$ の範囲で 5° 刻みに変えることができる。

3.2 直管部 直管部はスワラ出口管に接続される2 in. の塩化ビニル管で、管路全長が変えられるように数本の管を接続して構成する。直管部の終端は直径450 mm、高さ520 mmのタンクに接続されており、これによって約45 Hz以上の圧力波動に対して直管部出口の境界条件が開に保たれる。タンク他端は流量測定部を介して、送風機の吸込み側に接続されている。

①案内円板、②可視化窓、③案内羽根 (長さ 65 mm、高さ 10 mm)、④案内羽根 (長さ 65 mm、高さ 10 mm)、⑤出口管
 $D_1=270$ mm, $D_2=210$ mm, $D=5.2$ mm

図1 旋回流発生装置

3.3 流量制御部 流量の制御は送風機供給電圧を調節して行った。流量の測定はピトー管を用い、その検定は面積式流量計を用いて行った。

3.4 管路内圧力脈動の測定 管内の圧力脈動は管壁に孔を明け、ひずみゲージ式の圧力センサを取付けて測定した。得られた圧力脈動の信号はオシロスコープでモニタすると同時に、データレコーダに記録しFFTアナライザにより周波数分析を行った。

3.5 実験方法 スワラ出口からタンク入口までの管路全長 L 、案内羽根枚数 N ($N=12$ と 24)、案内羽根角度 α を設定して、流量 Q を変化させ、生じる管路内圧力脈動を測定した。管路全長および案内羽根角度等を変えて同様の実験を行った。

3.6 可視化実験 スワラ直後の旋回流の様子を観察するためにスモークワイヤ法によって流れの可視化実験を行った。スモークワイヤは直径0.1 mmのFe-Cr線で、透明なスワラ出口管内に1直径だけ入った位置に、直径に沿って張られている。発煙材料は流動パラフィンを使用し、ストロボ発光装置と連動して発煙させた。なお、可視化実験は管路内に圧力脈動の共振が生じていないときに行った。

4. 実験結果と考察

4.1 旋回流の発生状況 スワラ直後の旋回流の様子を可視化して撮影した写真から、スモークの周方向および軸方向の位置を写し取って、それぞれ一つの図にまとめたのを図2(a)、(b)に示す。これより管中心部にいわゆる渦心が形成され、流体はほぼ剛体回転をしており、その外側では自由渦に近い流れをしていることがわかる。羽根角度が増すにつれて渦心の領域が拡大している。このような速度分析は妹尾ら⁽⁹⁾および村上ら⁽¹⁰⁾の求めたものと定性的に一致しており、

(a) Circumferential velocities (b) Axial velocities

羽根枚数 $N=24$ 、流量 $Q=0.8$ m³/min、
 羽根角度 A: $\alpha=0^\circ$, B: $\alpha=5^\circ$, C: $\alpha=20^\circ$,
 D: $\alpha=35^\circ$, E: $\alpha=45^\circ$

図2 スワラ直後の管内旋回流の可視化

十分発達した旋回流が生じていることが確認される。

4・2 周方向位相差 本実験で測定した圧力脈動は、いずれの断面においても周方向の位相差は認められなかった。

4・3 スワラ直後の圧力変動 管路の長さを $L=12D$ とし、羽根枚数を $N=12$ 、羽根角度を $\alpha=45^\circ$ に固定し、流量を $Q=0.8\sim 2.4\text{ m}^3/\text{min}$ の範囲で変化させて、スワラ直後の $L_m/L=1/12$ および下流に沿って $L_m/L=1/4, 5/12, 3/4$ の4箇所では圧力変動を測定した。スワラ直後の圧力変動の波形とその周波数分析結果の一例を図3に示す。この図より、スワラ直後の圧力変動には流量に比例した離散的な振動数成分が含まれているのがわかる。そこで、この振動数の1次成分を管路内平均流速 U と管内径 D をもとにしたストローハル数 St で表し、これを U と D をもとにしたレイノルズ数 Re の関係として表すと図4のようになる。これよりスワラ直後の圧力変動の振動数は St 数一定の法則に従っていることがわかる。なおこの離散的な振動数成分は下流に行くにつれて減少し、出口に

近い $L_m/L=3/4$ ではほとんど消滅していた。

各測定点における圧力変動の二乗平均 (RMS) 値を ΔP_{rms} にて表し、流量の関数として表示すると図5のようになる。全体として圧力変動の RMS 値は流量のほぼ二乗に比例して大きくなっている。この図では、 $L_m/L=5/12$ と $3/4$ における圧力変動にピークが見られるが、それでもスワラ直後の圧力変動のほうが大きい。一般的に言って、管路との共振がないときにはスワラ直後の圧力変動がいちばん大きく、下流に行くにつれて減少していた。

4・4 羽根角度とストローハル数の関係 スワラ直後の圧力変動のストローハル数が羽根角度によってどのように変化するかを調べるため、羽根角度 α を変えて前節と同様の実験を行った。その結果を図6に示す。これより、スワラ直後の圧力変動には1次の振動数成分の他に3次乃至4次までの高調波成分も含まれ

図3 スワラ直後の圧力変動の波形と周波数分析結果

図4 ストローハル数とレイノルズ数の関係

図5 各測定点での圧力変動の大きさ

図6 羽根角度とストローハル数の関係

ること、羽根角度 α が大きいほど、また羽根枚数の多いほうがストローハル数が大きくなることがわかる。本実験で得られたストローハル数の1次成分の値は α が $20^\circ \sim 60^\circ$ の範囲では $0.7 \sim 1.1$ であり、Chanaud⁽⁸⁾ の実験結果とほぼ一致している。

4.5 管路との共振 スワラ直後の圧力変動の振動数成分と管路の固有振動数とが一致すれば、管路内に気柱共振が生じ、大きな圧力脈動が起こることが予想される。いま、スワラから生じる圧力変動の j 次成分の振動数を f_{sj} 、そのストローハル数を St_j 、管路の n 次の固有振動数を f_n とすると、次の関係がある。

$$f_{sj}/f_n = St_j U / f_n D (j=1, 2, 3, \dots) \quad (1)$$

よって、 $f_{sj} = f_n$ となる条件は

$$U / f_n D = 1 / St_j \quad (2)$$

となる。図6より得られる1次のストローハル数 St_1 が共振状態でも変わらないとして、 $St_1 = 0.8 \sim 1.0$ とすると、スワラから生じる圧力変動の1次成分との共振は、

$$U / f_n D = 1.0 \sim 1.25 \quad (3)$$

の範囲で生じることがわかる。

4.5.1 長さ $12D$ の管路の場合 音速を 340 m/s として f_1 を計算し、式(3)より1次モードの共振が起こる流速を求めると、全長 $L = 12D$ の管路では、 $Q = 1.80 \sim 2.25 \text{ m}^3/\text{min}$ の範囲となる。 $12D$ の管路ではスワラ直後の圧力変動が大きく、はっきりとした共振ピークを探すのが困難であったが、1次モードの共振とみなせるものを図7に示す。横軸に無次元流速をとり縦軸に圧力変動のRMS値をとっている。また生じる圧力変動の振動数 f と1次の固有振動数 f_1 との比を一緒に示している。羽根角度 α が大きくなるとスト

図7 長さ $12D$ の管路における共振応答

ローハル数が少し大きくなり、そのため共振ピークの位置が無次元流速の低いほうへ移動しているのがわかる。しかし、 $12D$ の管路では大振幅の圧力脈動と言えるものではなかった。

4.5.2 管路を長くした場合の共振応答 管路を長くして固有振動数 f_n を小さくすれば、送風機の能力の範囲内にいくつかの共振応答を測定することが可能となる。そこで、羽根枚数を $N=24$ 、羽根角度を $\alpha = 35^\circ$ として、管路全長を $L/D = 17 \sim 72$ の範囲で変えて、生じる圧力脈動の共振応答を測定した。圧力の測定位置はスワラ直後、管路全長の $1/4, 2/4, 3/4$ の4点である。空気流量を低いほうから増加させていき、これら4点で測定した圧力脈動のRMS値を流量 Q の関数としてプロットした共振応答の一例を図8に示す。この図では1次モードが励起されているのがわかる。また、測定された振動数が、音速を 340 m/s 、境界条件を両端開として求めた f_1 にほぼ等しいことから、一次のモードであることが確認される。さらに長い管路では2次および3次モードの共振も測定された。なお $L=17D$ の管路では流量不足で共振ピークに達しなかった。図12にこれを示している。

ここで、各 L/D の管路で得られた圧力脈動の共振応答を無次元流速 $U/f_n D$ の関数としてプロットし直すと、1次、2次、3次の各モードに対して図9、図10および図11のようになる。これより、1、2および3次の各モードに対して、無次元流速 $U/f_n D$ が $2.0 \sim 2.5$ の範囲で共振現象が生じているのがわかる。この範囲外では振幅は急速に小さくなる。これらの図では各管路の共振応答のうち最も大きなピークを示したものを代表として採用しているが、長い管路ほど共振ピークが低くなっている。これは長い管路ほど共振

図8 長さ $22D$ の管路における共振応答

の起こる流量が低下し、励振エネルギーが小さくなるためと考えられる。共振領域でのストローハル数はいずれも $St=0.4\sim0.5$ であり、図6に示した1次ストローハル数のちょうど半分、または式(3)で予測した無次元流速のちょうど2倍となっている。

本実験で使用したスワラから生じる圧力変動のストローハル数 St が、羽根枚数と羽根角度のみに依って決まり、接続する管路の長さに依存しないとすれば、圧力脈動の共振ピークは式(3)の無次元流速の範囲に

存在するはずである。しかるに、これより大きい無次元流速の所で共振が起きているので、管路が長くなると基本のストローハル数が低下したか、あるいは半分に急変したことが考えられる。そこで、管路長さが $L/D=12$ より長くなったとき、ストローハル数が半分にすることがありうるかどうかを確認するための実験を再度行った。

4.6 ストローハル数の急変 管路長さが $L/D=12$ のときと22のときとでストローハル数に大きな変化が生じているので、この間の状況変代を明らかにするために、 $L/D=17$ と22の管路で、スワラ直後の圧力変動の振動数と生じる圧力脈動のRMS値の変化を詳細に調べた。その結果の一例を図12に示す。圧力脈動が発生し始める所でストローハル数が半分に急変しているのがわかる。同じ流量が流れていても、 $L/D=12$ の管路ではこのようなことはなかったの、この急変には管路の固有振動が関与しているものと考えられる。そこで、図12のストローハル数を無次元流速の関数としてプロットし直すと図13のようになり、 $L/D=17$ および22の場合とも無次元流速がほぼ1.5の所でストローハル数が急変していることがわかった。この無次元流速1.5は、図9、10、11で圧力脈動のRMS値が立上がる所ともよく符号している。

圧力脈動の立上がりがかストローハル数の急変が先かについては、今のところ明確な説明はできないが、管路の固有振動の影響を受けて、スワラ内の流れのパターンが変化したものと考えている。これについては今後の課題としたい。

図9 1次モードの共振応答

図10 2次モードの共振応答

図11 3次モードの共振応答

図 12 長さ $17D$ の管路における圧力変動とストローハル数の急変

いずれにせよ、旋回流によって生じる管路内圧力脈動は、スワラ直後に生じるストローハル数一定の法則に従う周期的な圧力変動と管路の固有振動との共振現象として説明できることが明らかとなった。

4・7 振動数の引込み 旋回流による管路内圧力脈動の振動数がスワラ直後の圧力変動の振動数と完全に一致していれば、生じる圧力脈動の振動数と管路の固有振動数の比は、無次元流速を横軸にとって表示すると、式(1)からわかるようにこの配 St の直線となる。実験で得られた振動数はいずれもこの直線に沿っていない。かと言ってこの比は一定でもなく、 St よりかなり小さいこの配の直線に沿って増加している。見方によっては、この振動数比はほぼ一定と言えなくもないが、これまでの実験データからは振動数の引込みが生じたと断定することはできなかった。

5. 結 論

案内羽根を持つ半径方向吸込み形のスワラを用いて旋回流によって生じる管路内圧力脈動について実験的研究を行った結果、次のことがわかった。

旋回流成分を含む流れが管路内に流入すると、ストローハル数一定の法則に従う振動数を持った圧力変動が生じる。そのストローハル数は羽根角度が大きいほど、また羽根枚数が多いほど大きくなる。長さ $12D$ の管路で求めた 1 次成分のストローハル数は $0.6 \sim 1.1$ であった。

この周期的な圧力変動の振動数と管路の固有振動数が一致すると共振現象が生じる。 $12D$ 直径の管路では、

図 13 ストローハル数の急変と無次元流速の関係

ストローハル数 $0.8 \sim 1.0$ の範囲で弱い共振が生じた。 $22D$ 直径から $72D$ 直径までの管路では、長さに応じて 1, 2, 3 次の固有振動モードまでの激しい圧力脈動の共振が観察された。共振の起こるストローハル数はいずれも $0.4 \sim 0.5$ の範囲であった。これは $12D$ 直径の管路で求めたストローハル数のちょうど半分である。

管路が $12D$ より長くなったとき、無次元流速がほぼ 1.5 の所で基本ストローハル数が半分に急変することが確認された。この無次元流速 1.5 は圧力脈動が大きくなり始める所と一致している。

以上のように、旋回流による管路内圧力脈動が管路の固有振動数をもとにした無次元流速の特定の範囲で生じることから、ストローハル数タイプの周期的励振源と管路の固有振動との共振現象として説明できることが明らかになった。これは旋回流励起振動の解明に当たり一つの指針を与えるものと考えられる。

文 献

- (1) 田中, 日本機械学会, P-SC10 流体関連振動分科会成果報告書, (昭 55-12), 176.
- (2) 細井, 機論, 38-311 (昭 47), 1781; 機論, 39-317 (昭 48), 221.
- (3) 西・ほか 3 名, 機論, 48-431, B (昭 57), 1238.
- (4) 西・ほか 4 名, 機論, 49-446, B (昭 58), 1592.
- (5) 西・ほか 4 名, 機論, 51-467, B (昭 60), 2406.
- (6) Chen, Y. N., (Naudascher, W. and Rockwell, D., 編), *Practical Experiences with Flow-Induced Vibrations*, Springer, (1979), B 7, 36.
- (7) Chanaud, R. C., *J. Fluid Mech.*, 21, part 1, (1965), 111-127.
- (8) Chanaud, R. C., *J. Acous. Soc. Am.*, 35 (1963), 953-960.
- (9) 妹尾・永田, 機論, 38-308 (昭 47), 759.
- (10) 村上・ほか 3 名, 機論, 41-346 (昭 50), 1793.

討 論

〔質問〕 西道 弘〔九州工業大学工学部〕

- (1) 図1に示される出口管内径は5.2 mmか。
- (2) 図2の測定において、逆流が発生する領域で速度分布が非対称になることは見られなかったか。
- (3) 周方向位相差を調べられた際の実験方法を示して欲しい。
- (4) 図6の説明に「羽根枚数の多いほうがストローハル数が大きくなる」と述べられているが、これは羽根角度が同じでも枚数を増すとより強い旋回流になると解釈してよいのか。
- (5) St の急変によって管内流速はどのような影響を受けるか。

(6) ストローハル数一定の法則に従う圧力変動とは案内羽根の設定条件が定まると流量に比例して振動数が変化するものと考えてよいのか。

〔回答〕 (1) そのとおりである。

(2) 可視化実験を行った範囲では、逆流域の中心が非対称(片寄る)になることはなかった。

(3) 同一断面上で90°離れた位置にA, B 2個の圧力センサを置き、圧力変動の時刻歴記録を目で見て判断した。その一例を付図1に示す。測定は上流側($L_m/D=2$)と下流側($L_m/D=11$)で行ったが、高周波の圧力変動でも低周波の圧力変動でも、位相差は認められなかった。

(4) そのように考えている。

(5) 平均流速は変わらないが、圧力脈動の増大とともに、流速変動も大きくなる。

(6) そのとおりである。羽根の設定条件が変わるとストローハル数の値は少し変化する〔坂本氏の討論(1)参照〕。

〔質問〕 坂本 雄二郎〔(株)神戸製鋼所〕

(1) St の物理的意味が(運動量の時間変化)/(主流の運動量)であることから、平均流速 U は運動量平均(質量, 運動量, 運動エネルギーの基本保存則をすべて満たす平均流速との差異も非常に小さい)とするほうが良いのではないかと(図2の速度分布から見て2割前後の質量平均流速との差異のばらつきが考えられる。図4, 6, 7などの様子が変わる可能性がある)。特に、図7の上の図のこう配が St より小さいこう配の直線にのっていると4・7節で論じられている点、運動量平均の U を用いると U がより大きく求められるため実際の St 自身がより小さい可能性があり、 St のこう配でちょうど変化している可能性がないか。

A, B は同一断面上で90°離れた点
($L/D=22$, $\alpha=35^\circ$, $Q=2.4 \text{ m}^3/\text{min}$)

付図1 圧力脈動の一次元性の確認

(2) 図2では軸方向流速の逆流が少ししか見られないが(図1③の壁の影響)後流ではかなりの逆流域が発達し、旋回流の減衰とともに逆流領域が徐々に減少してゆく可能性がある。長さ $12D$ の場合この逆流域が管出口まであり、タンクから逆流してるのではないのか。

〔回答〕 (1) 流動励起振動の分野では、周期的変動の振動数が一般流の流速あるいは断面平均流速に比例しているとき、その比例定数としてストローハル数 St を定義している。したがって、この場合の St は対象とする現象を整理するのに都合のよいもの、とくに容易に測定できる流速で定義するのが便利である。この意味において、また、Chanaudの実験結果との比較も考慮して、本論文では管内平均軸流速を用いて St を定義した。

しかし、この定義によれば、羽根枚数、羽根角度あるいは流量によって、 St が変わることになる。そこで、次の段階として、もっと普遍的な St を求めることが必要となろう。その可能性の一つとして、運動量平均による流速を用いたらどうかのご指摘であろうと解釈している。そうすると、図4および図6の St はもっとすっきりと整理されるかもしれない。現在の段階は、スワラの各条件における St を実験的に求めているところであり、次の段階に進むとき、質問者のご指摘を十分考慮させていただきたいと考えている。

なお、図7(および図9~11も含めて)の振動数比の傾斜はあまりにも小さすぎるので、運動量平均流速を用いて St を求めても、その St のこう配の直線にのるとは考え難い。現在ではむしろ、引込みが生じていると見たほうがよいのではないかと考えている。

(2) 流量が大きくなったときには、ご指摘の可能性があると思うが、確認はしていない。