管群の流力弾性振動の発生と挙動に関する研究*
(第2報, 不安定振動発生時の挙動と衝突振動解析)中村 友道*¹ 藤田 勝久*¹Study on the Characteristics of Fluid-elastic Vibration of a Tube Array
(2nd Report: Vibration during Unstable Conditions and Impact Analysis)

Tomomichi NAKAMURA and Katsuhisa FUJITA

The unstable vibration of the tube array, which is called the fluid-elastic vibration and is caused by cross flow, is analysed using a time-history simulation calculation which is based on a simple assumption for the fluid force combined with the movement of the tube itself as shown in the previous paper. This time-series calculation gives us a computation for the impact vibration. The computed results are compared with the measured impact force and are expanded to a steam-water two-phase flow.

Key Words : Vibration, Fluid Vibration, Fluid-elastic Vibration, Cross Flow, Instability, Impact Vibration

1. 緒 言

直交流による管群の流体弾性振動の中で最も重要な現象の一つに流力弾性振動と呼ばれる不安定振動現象が挙げられる。⁽¹⁾

一般に熱交換器の設計に当ってはこの不安定振動が生じないように管の支持間隔を決めているが、一方で熱伸びの影響を逃がしたり組立て上の必要性から管支持部に微小な間隔を持たせる事が多く、この結果として数多くの支持点の中には間隔を保ったままの箇所が一部に存在する可能性が考えられる。

支持点に間隔が存在しても片側でも接触していれば流力弾性振動は極端に発生しにくくなる事は著者ら⁽²⁾の実験や Chen ら⁽³⁾の実験でも確認されているが、同時に微小な間隔であっても該当の支持位置で管が浮

いた状態になっており、このために管の支持間隔が広がって支持が無い場合と同じ条件で流力弾性不安定振動が発生する事が判っている。

この場合には不安定振動発生後に管支持部で衝突振動が発生するが、この衝突力は必ずしも大きいとは言えず⁽²⁾、摩耗評価の観点からも不安定振動発生時の衝突振動評価が必要になっている。

前報⁽⁴⁾では管の動きと結びつけて管群中の管に作用する流体弾性力を簡易近似式で与えた上で、管変位と速度の関数としてテイラー展開し、位相遅れに対する近似を行なって安定判別評価式を導いた。

本報では流体弾性力の近似式は同じものを使用するが、時系列解析を行なう事を前提とするためテイラー展開近似は行なわないなどより少ない近似で不安定振動の発生を確認すると共に、最終的には管支持部での衝突を伴う不安定振動発生後の衝突振動解析の方法を示し、実験結果と比較検討した。

なお、モデル解析と組合わせた衝突振動解析理論は別報⁽⁵⁾に詳述されているので参照されたい。

* 平成2年3月24日 関西支部第65期定時総会講演会において講演、原稿受付 平成元年4月17日。

^{*1} 正員、三菱重工業(株)高砂研究所 (〒676 高砂市荒井町新浜2-1-1)。

2. 解析理論

2・1 運動方程式 1本の管の運動方程式は管群としての流体を介した相互作用をすべて流体力項として外部荷重扱いをすれば次式で表わされる。

$$[M_S]\{\ddot{X}\} + [C_S]\{\dot{X}\} + [K_S]\{X\} = \{F\} \quad (1)$$

ここに、 $[M_S]$ 、 $[C_S]$ 、 $[K_S]$ は各々管の構造的な質量、減衰、剛性マトリックスであり、 $\{X\}$ は管変位ベクトルである。 $\{F\}$ は管に作用する外部荷重を総合しており、この項は次式のように流体力項と支持部での衝突反力などの機械荷重項に分けられる。

$$\{F\} = \{F_F(U, X, \dot{X})\} + \{F_S(\ddot{X})\} + \{F_I(X, \dot{X})\} \quad (2)$$

ここに、 F_F は非定常流体力項、 F_S は慣性項に相当する定常流体力項、 F_I は衝突反力項である。一般に慣性項 F_S は流体の付加質量を表わすマトリックス $[M_F]$ を導入して次式で表わす。

$$\{F_S(\ddot{X})\} = -[M_F]\{\ddot{X}\} \quad (3)$$

この求め方は例えば Paidoussis⁽⁶⁾ の方法などポテンシャル流理論に基づいて提案されている。

また衝突反力については衝突局所の形状により取り扱い方が異なるが、基本的には次式で与えられる。

$$\{F_I(X, \dot{X})\} = \begin{cases} (1+\gamma)[K_I]\{(\dot{X}) - \{\delta\}\} & (X \cdot \dot{X} > 0) \\ (1-\gamma)[K_I]\{(\dot{X}) - \{\delta\}\} & (X \cdot \dot{X} < 0) \end{cases} \quad (4)$$

ここに $\{\delta\}$ は支持点の間隙ベクトルであり、 γ は衝突局所でのエネルギー散逸をヒステリシスを与えて評価するための係数である。なお、 $[K_I]$ の与え方の詳細は別報⁽⁵⁾を参照されたい。

従って、非定常流体力項 $\{F_F(U, X, \dot{X})\}$ を含めて式(1)の右辺を擬似外力とみなして評価するならば、式(1)の左辺は右辺と独立してモデル解析が可能であり、式(1)の左辺の減衰項を零とおいた固有値解析の結果得られる固有値マトリックス $[\phi]$ を使ったモード重畳法により既報⁽⁵⁾に示す方法で近似した。

2・2 非定常流体力 前報⁽⁴⁾の考え方に基づけば、非定常な流体力は抗力 F_D と揚力 F_L に分けて単位長さ当りの荷重として次式で求められる。

$$\begin{aligned} F_D &= \frac{1}{2} \rho U_\infty^2 \int_0^\pi [C_{p+}(\theta) + C_{p-}(\theta)] \cos\theta \cdot R d\theta \\ F_L &= \frac{1}{2} \rho U_\infty^2 \int_0^\pi [C_{p+}(\theta) - C_{p-}(\theta)] \sin\theta \cdot R d\theta \end{aligned} \quad (5)$$

ここに、 ρ は流体の質量密度であり、 U_∞ は近より流速、 R を管半径として、 $C_p(\theta)$ は管周囲の圧力係数を意味し、その符号十とーは管の振動方向に応じて図1のように定義される。

図1 圧力係数の定義

図2 圧力係数の近似法

また、前報⁽⁴⁾と同様に圧力係数を図2のような単純な形で近似する事にする。これは次式で与えられる。

$$C_p(\theta) = \begin{cases} 1 - C_{po} \sin^2\left[\frac{\pi}{2\theta_s} \cdot \theta\right] & (0 < \theta < \theta_s) \\ 1 - (1-\mu)C_{po} & (\theta > \theta_s) \end{cases} \quad (6)$$

ここで θ_s は剥離点の角度を意味する。

さらにこれらの諸元は $\mu = 0.1$ を始めとして、レイノルズ数 $Re \approx 10^4$ の領域の実験データ^{(7),(8)} をベースに次式で与える。

$$\begin{aligned} C_{po}(X) &= 277.6 \left(\frac{X(t)+D}{T} - 0.25 \right)^4 + 3.1 \\ \theta_s(X, \dot{X}) &= 52^\circ + 40^\circ \left(\frac{X(t)+D}{T} \right) + \frac{57.3^\circ}{\omega D} \cdot \dot{X}(t - \Delta t) \end{aligned} \quad (7)$$

ここに、 D は管直径、 T は管ピッチ、 ω は円振動数であり、位相遅れ Δt は次式で位相遅れ角 ϕ_s と関係づけられる。

$$\phi_s = \omega \cdot \Delta t \quad (8)$$

永田⁽⁸⁾の観察によれば $\phi_s \approx 40^\circ$ であるが、これは単管の実験値であり管群中でもそのまま適用できるかどうかは不明である。また式(6)による近似精度も含めて式(7)の近似には今後検討が必要であるが、式(5)による流体力の与え方はせん断力の影響が小さいと見なせる範囲において正確であるので、以降には式(5)から式(8)を通じて与えられる非定常流体力を式(1)および式(2)に代入して、時刻歴シミュレーション解析を行ない実験結果及び前報⁽⁴⁾の安定解析と比較検討した。

3. 実験との比較

3・1 小規模水・空気実験 前報⁽⁴⁾に示したものと同じであるが、図3および表1に示す管群の中で中央の1本だけが細い棒で片持ち梁状に支承された管であり、他は十分高い振動数を持つダミー管である。

中央の管の174mmのスパン中央はストッパーと呼ぶ約10mm角の鋼棒で流れ直角方向にはさまれる形になっており、ストッパーと管の間には任意に調節できる間隙がある。ストッパーは荷重伝達用の棒を通じて管群テスト装置外部に設けた板ばねに接続されており、

表1 実験装置諸元

Test Tube		
Diameter [D]:	19.05	mm
Pitch [T]:	27	mm
Length [L]:	174	mm
In Air In Water		
Frequency [ft]:	22.5Hz	19.0Hz
Damping Ratio	[ht]: 0.39%	0.77%
Stopper		
Frequency [ft]:	95.0	Hz
Damping Ratio	[ht]: 2.3	%
Gap [δ]:	0~7.95	mm
Tube Array:	In-line 5 × 20

図3 実験装置

表2 計算諸元

	In Air	In Water
Frequency	24.288Hz	19.097Hz
Damping Ratio	0.39%	0.77%

図4 計算モデル

ストッパーが受ける荷重はこの板ばねに貼り付けた歪ゲージ出力から静的に校正した値を使って求めた。ストッパー自身の単体の振動数はシール部の影響を含めて表1中に示す程度の値であり、管自体の振動に比べれば剛であるが、衝突力の観点からは必ずしも十分剛ではなく、ばね定数の形で表わすと $k_1 = 4.8 \text{ N/mm}$ である。

前報⁽¹⁾でも述べたように、空気単相流に対して 16 m/s 、水単相流に対して 1.2 m/s で不安定振動が発生し、ストッパー部の両側に間隙がある限り、その大きさにかかわらず限界流速に変化は見られなかったという実験結果が得られている。

計算モデルは図4に示す7節点のものを使用し、流れ直角方向の1次モードのみ使用した。計算に使用した諸元は表2に示す。

非定常流体力の位相遅れ角度 $\phi_s = 40^\circ$ を使用し、管に機械的振動等の外乱を想定した初期変位（速度）を与えるため計算上の処理として0.01秒間に0.89Nのノコギリ状の仮定の荷重を与えた結果、静止状態から出発して0.01秒後には約0.1mmの変位となった。

計算はすべて流れ直角方向のみで実施したが、まずストッパー間隙を広げて衝突しないようにした場合の時刻歴シミュレーション計算結果を、まず空気単相流について図5に示し、水単相流について図6に示す。

(a) $U_g = 20 \text{ m/s}$ (b) $U_g = 30 \text{ m/s}$ (c) $U_g = 40 \text{ m/s}$ (c) $U_g = 40 \text{ m/s}$

図5 空気単相流による振動応答

図中に示した U_{Gap} は管群間のすき間流速を表わしており、式(5)などで使用する近より流速 U_∞ とは次の関係がある。

$$U_\infty = (1 - \frac{D}{T}) U_{Gap} \quad (9)$$

また計算は0.0001秒刻みで実施し、位相遅れがある程度の精度で計算できるようにしたが、図への出力は0.005秒刻みに間引いた結果である。

図から、空気単相流で 30 m/s 、水単相流で 1.5 m/s 程度が不安定振動の発生流速になっており、これは実験値よりも若干大きい流速ではあるが前報⁽¹⁾の解析的

図6 水単相流による振動応答

な安定判別結果である空気流に対する 30 m/s の限界流速などとはよく一致している。

また、与えた初期変位は前報⁽¹⁾と同程度の値であり、前報⁽¹⁾で示した安定判別式の近似方法が時系列解析からも確認できたことになるが、この点は後報で再検討する。

次にストッパー位置の間隙を小さくして衝突振動を生じさせた場合の振動波形の代表例を図7に示す。計算は 0.5 秒までであるので必ずしも定常的な衝突振動状態には入っていないが、このようにして求めた衝突力の最大値を実験値と比較すれば図8及び図9に示すように必ずしも完全には一致しないものの、衝突力評価としては比較的相関がある。

この傾向から、同じ不安定振動であっても、流速が大きくなるほど、また間隙が大きくなるほど衝突力が大きくなる事が判るが、いずれにせよ衝突力は極端に大きな値ではなく、比較的小さい値である。

なお、図3の実験は水-空気二相流による振動も含んでいる⁽²⁾が、二相流振動については次の水-蒸気二相流実験結果で評価を加える。

図7 不安定振動発生流速時の衝突振動例

図8 不安定振動発生時の衝突力(空気単相流)

図9 不安定振動発生時の衝突力(水単相流)

3・2 長スパン水-蒸気二相流実験 図10に示すような図3と同様の管配列(管径、管ピッチは同じ)であるが、長さが600mmのダクト内の管群で実験を行った。

この装置は最高7.0MPaまでの圧力、282℃の温度で実験でき、下から上への上昇流れを流す。この管群下方にはシェルアンドチューブ型の熱交換器があり水単相、蒸気単相及び水-蒸気二相流を発生させて上方の管群へ流し込む。

管群は管群中央の9本の管が計測管と呼ぶ柔支持された管であり、他は剛支持されたダミー管である。計測管は図11に示すようにスパン中央の500mmの長さが可動部であり、感知棒と呼ぶ細い丸棒を介して壁面で固定される。感知棒の根元は角になっており、高温用歪ゲージが溶接されて管の振動を計測する。

一方、9本の計測管の1本について、1mmの間隙でストッパーが設置されており、ストッパーは19mmの直径を持つ600mmの長さの丸棒の中央部に矩形棒を挿入し、それに固定されている。矩形棒には高温用歪ゲージが溶接されており、温度条件も考慮した上で予め静的に荷重と歪の関係が求められていて、これから衝突力を計測できる。なお、この棒は結局 $k_1=36.5\text{N/mm}$

図10 長スパン水-蒸気二相流テスト装置

図11 計測管配管とその構造

のばね定数を持つ事になる。

実験結果から蒸気単相流、水単相流による不安定振動の発生限界が表3のように求まっているが、以下には代表例として0.1MPa時の水単相流と、5.8MPa時の水-蒸気二相流について解析を行なった。

計算モデルは図12に示す13節点からなるモデルであり、流れ方向及び流れ直角方向の各々1次モードを使用した。減衰比はひとまず1%として計算した。

まず0.1MPaの水単相流を対象に、図6に示したと同様の計算を行い、0.1mmの初期変位を与えると $U_{GAP}=0.8\text{m/s}$ で発散現象が図13のように見られ、表3の実験値とよく一致する事が判った。

次に5.8MPaの水-蒸気単相流について同様の計算を行なうが、この場合には水及び蒸気について各々流体質量密度の異なる流れが各々交互に間欠的に作用するものとして重ね合わせて計算した。

実験は見かけの蒸気流速 $j_g=2.0\text{m/s}$ を一定に保った場合に、見かけの水流速 j_l を $0.4\sim 0.8\text{m/s}$ に変化した。別報⁽⁸⁾に基づき間欠的に生じる液スラグと気体スラグの速度 V_s と V_g は各々次式で評価した。

表3 不安定振動発生限界

Fluid	Frequency	0.1MPa	1.0MPa	5.8MPa	7.0MPa
Steam	18.92Hz	—	—	3.4m/s	—
Water	12.68Hz	0.7m/s	1.1m/s	1.2m/s	1.24m/s

図12 長スパン計算モデル

図13 水単相流による振動応答波形(0.1MPa)

図 14 水-蒸気二相流による衝突振動波形例
(5.8MPa, $j_g=2.0\text{m/s}$, $j_l=0.4\text{m/s}$)

$$v_s = \frac{1.6j_l}{1-\alpha}, \quad v_g = \frac{j_g + j_l - v_s P_s}{1-P_s} \quad (10)$$

ここに、 α はボイド率であり今の場合はドリフトフラックスモデルで評価した。また P_s は液スラッグの依存確率であり $P_s = 0.37$ を使用した。

さらに、スラッグの質量密度 ρ_s と気体スラッグの質量密度 ρ_{gs} は各々次式で評価した。

$$\rho_s = (1-\alpha_s)\rho_l, \quad \rho_{gs} = \alpha_g \cdot \rho_g \quad (11)$$

ここに、 ρ_l と ρ_g は各々対応する温度・圧力条件における水と蒸気の質量密度であり、 α_s と α_g はそれぞれの相のボイド率である。今の場合は $\alpha_s = 0.5$, $\alpha_g = 1$ と仮定した。

計算に当っては、液スラッグが 0.75 s 間作用した後に気体スラッグが 1.25 s 間続くという 2 秒サイクルの流れを仮定した計算を 5 秒間行なった。代表的な波形例を実験結果とも比較して図 14 に示すが雰囲気的には似ていると言えよう。

図 15 水-蒸気二相流による衝突力

また流速を変化させた場合の衝突力についてその大きさ比較を図 15 に示すが、傾向的には似ているものの未だ差がある。しかし、従来全くと言っていいほど評価手段のなかった水-蒸気二相流による間欠的不安定振動によって生じる衝突振動をこの程度まで計算できるようになった事は大きな進歩であり、今後流体力等の精度向上により更に現実的な解析になると期待できる。

4. ま と め

- (1) 時刻歴シミュレーション解析により安定判別評価と同様の不安定振動の発生が確認された。
- (2) 衝突振動解析と組み合わせる事により、不安定振動発生時に生じる衝突力を求める事が出来た。
- (3) 水-蒸気二相流による間欠的不安定振動の発生も時系列解析により計算できる糸口が把握した。

参 考 文 献

- (1) Connors, H.J., ASME Winter Annual Mtg. (1970), 42.
- (2) Nakamura, T., et al, FIV Conf. (1987), 427.
- (3) Chen, S.S., ASME Winter Annual Mtg. (1984), 285.
- (4) 中村ら, 機論, 56-527, C(1990), 1673.
- (5) 中村ら, 機論, 55-516, C(1989), 1878.
- (6) Paidoussis, M.P., et al, J. of Sound & Vib., 55 (1977), 443.
- (7) 桧和田ら, 機論, 52-479, B(1986), 2566.
- (8) 永田ら, 機論, 51-464, B(1985), 1157.
- (9) 中村ら, 機論, 56-525, C(1990), 1164.

討 論

〔質問〕 金子 成彦

〔東京大学工学部総合試験所〕

困難な問題を解析的に取扱う試みを続けておられることに敬意を表す。

(1) 衝突力を測定するためにストッパと称する角棒を挿入しておられるが、流れには影響を与えないのか。

(2) 実験装置 (図3) と計算モデル (図4, 図12) の関係がよくわからない。計算モデルでどの部分が剛でどの部分が柔なのか、またストッパと流体はどの部分なのかわかりやすく示していただきたい。

(3) 図4の①, ②の意味がよくわからない。また節点番号と寸法が入り交っているようだが、もう少しわかりやすい図を示していただきたい。

〔回答〕 説明不足の点お詫びする。いずれの質問も図3の実験装置がわかり難いためと考えられるので図3および図4の説明として付図1を追加する。

(1) ストッパは約10 mm 角の棒であり管長174 mm に比べれば短い領域のみ流れを乱す。したがってご指摘の影響は存在するものの解析上は微少であると仮定して計算している。

(2) 図4において固定点1から節点5までが付図1のFlexible Barに対応する6.8 mm 径の260 mm 長の部材であり節点6から7までが節点5を介して供試管に相当する。図4には供試管を2本の線で表しているが計算上は1本であり節点1から5までの部材と同心である。またストッパは各々一つずつのばねで表し流れ直角方向に各々間げき δ を与えた。図12については固定点1と8から伸びる節点4および節点5までの部材が図11の感知棒に対応し、節点9から節点

付図1 小規模水・空気実験供試部

13まで伸びた線が計測管を表す。この図では管も1本の線で示しているが節点4と5はこの管も含んでおり感知棒とは同心である。また長スパンモデルの場合はストッパは片側だけであり、このストッパも全体を一つのばねで表した。なお流れは管軸とばねの両者に直交する方向に、各々管に相当するモデル部分に作用させた。

(3) 図4の①, ②は部材の種類を意味し、①は付図1のFlexible Bar, ②は供試管に相当する。図の意味については付図1および前項を参照願いたい。