

【整番 FE-19-TM-051】	【標題】2相流による管群の振動に関する情報 (Pettigrew 文献など)	
分類：流れ(流体振動)／種別：技術メモ	作成年月：H28.8／改訂：Ver.0.0 (H28.9)	作成者：N. Miyamoto
全 16 枚		

1. はじめに

熱交(ボイラ/蒸気発生器/ヒータ/冷凍機など)の管群(Tube Bundle)は外部流れに諸に曝されており振動/騒音の発生チャンスが多い。事実、この分野では

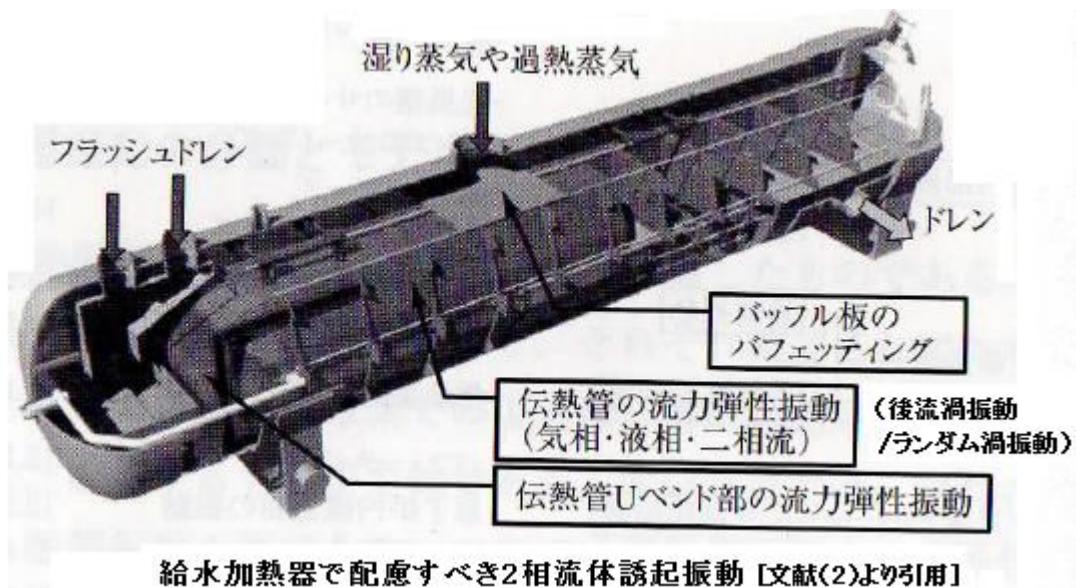
渦励起振動、流力弾性振動、ランダム振動、気柱共鳴、相変化騒音

などの問題が潜伏し時に顕在化してトラブルの種になる。そのためこれら振動/騒音問題に関しては旧来から絶え間なくスタディが行われ膨大な技術情報が積み上げられている。これら技術情報の多くは外部流れを単相流体で扱っているが、実際には多かれ少なかれ気液2相流になることが多い。多分ボイド率が著しく低いか著しく高いときは2相流を単相流で扱っても特に差し支えはないと思われるが、中間的なボイド率(あるいは流動様式)では乖離が大きくなって設備的に合理性が失われる。

2相外部流れによる振動/騒音に関するスタディが単相外部流れのようなレベルに達していないのは確かであるが、下記の文献には2相外部流れの振動問題を総括して設計ガイドラインを志向する気配が見られる(資料としては見逃せない)。

“Two-Phase Flow-induced Vibration : An Overview” M. J. Pettigrew & C. E. Taylor
(Journal of Pressure Vessel Technology Aug. 1994, Vol.116)

本 TS では多少の解釈と補足を交え、この文献が見られる一般情報と設計ガイドライン(案)をピックアップし整理してみる(多分に私見が入り込んでいるが敢えて…)。



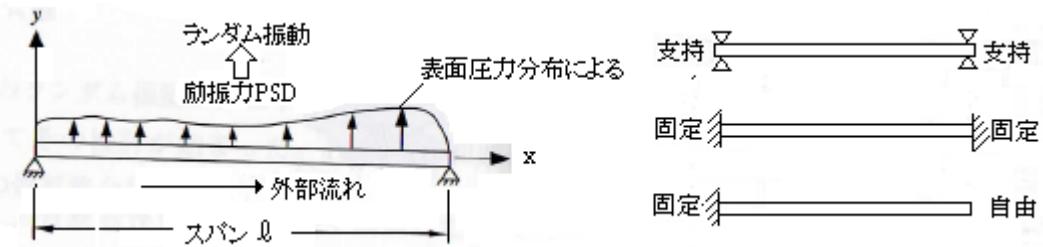
2. パラレル流れにおける振動

2.1 振動全般

パラレルフローの場合、チューブ外面の流れはチューブ軸に平行して流れるので次章で扱うクロスフローに較べれば振動騒音問題は穏便ではあるが、それでも、流力弾性振動、相変化騒音、ランダム

振動あるいは音響共鳴などが懸念される。然るに、流力弾性振動については単相流の例からみて高速流れで座屈やフラッタが起きる恐れはあるが、2相流動実験では不安定は全く観察されていない(付加質量の影響があると云われるが理由は不明)。また例えば沸騰など相変化による騒音(振動)についても有意なレベルは観察されていない。管群特有の音響共鳴もおそらく2相混合による減衰効果で殆ど無視できる。

従ってパラレルフローでは乱れによるランダム振動のみが有意であって、設計的にその発生の可否を判別し、必要に応じて措置を講じるべきである。



2.2 ランダム振動(不規則振動)について

(1) ランダムな励振力は流れによる境界層の圧力擾乱から生じる。単相流では2つの圧力擾乱がある。

- ① 上流のポンプ/弁などの流れから生じる Far-field の圧力擾乱(圧力波動伝播)
- ② 対象構造物表面の局部流れから生じる Near-field の圧力擾乱

2相流の場合、2相混合に特有の高い減衰(damping)によって Far-field の圧力擾乱が消散するので Near-field の方が励振力として残ることになる。

(2) Near-field のランダム振動によってチューブに生じる応答変位及び応力は次の通り(末尾☆1参照)。

$$y(x) = [\phi_1^2(x) \cdot S_F(f) \cdot J_1^2 / (64 \pi^3 f_1 \zeta)]^{0.5} \quad \dots \quad (1a)$$

$$\sigma = M/Z = (ED/2) \{d^2y(x)/dx^2\} = (ED/2)y''(x) \quad \dots \quad (1b)$$

ここで σ = チューブ公称応力(Pa)、 E = チューブ材の縦弾性係数(Pa)、 D = チューブ外径(m)
 $y(x)$ = 1次応答変位(RMS値)(m)、 $y''(x)$ = $y(x)$ の2階微分、 x = スパン位置(0~ ℓ 区間で) (m)

$\phi_1(x)$ = 1次正規化固有関数($kg^{-0.5}$) = $\phi_1^*(x)/(m\ell)^{0.5}$

m = 単長当たりのチューブ質量(付加質量を含む)(kg/m)、 ℓ = チューブスパン長(m)

$\phi_1^*(x)$ = 1次固有関数(下記のようにスパン支持条件による)

支持-支持 : $\phi_1^*(x) = 2^{0.5} \sin(\pi x/\ell)$

固定-固定 : $\phi_1^*(x) = \cosh(4.73x/\ell) - \cos((4.73x/\ell) - 0.983 \{\sinh(4.73x/\ell) - \sin(4.73x/\ell)\})$

$S_F(f)$ = 単長当たりのパワースペクトル密度[(N/m)²s] = $(mD)^2 \cdot PSD$

PSD = 正規化パワースペクトル密度 = 2×10^{-7} 、 m = 管群通過の質量流束(kg/(m² s))

J_1^2 = ジョイントアセプタンス(m²/kg) = $[\int \phi_1(x) dx]^2$ (0~ ℓ 区間で積分)

f_1 = チューブ振動数(Hz) = $0.7f_{n1}$ 、 f_{n1} = 1次チューブ固有振動数(→4.3節を参照のこと)、

ζ = 減衰比(→4.5節参照)

次いで、上記で得られた応答変位と公称応力を用いて以下のように評価を行ない干渉/疲労の有無を判定する。但し x は $\ell/2$ あるいは 0 とする。

$$y_{\max} = 3y(\ell/2) < (P - D)/2 \rightarrow \text{チューブ間の接触干渉なし OK} \quad \dots \dots \dots \quad (1c)$$

$$\sigma_{\max} = 3K_c \sigma_c < S_a \rightarrow \text{高サイクル疲労無し OK} \quad \dots \dots \dots \quad (1d)$$

$$\text{支持-支持: } \sigma_c = (ED/2)y''(\ell/2), \quad \text{固定-固定: } \sigma_c = (ED/2)y''(0)$$

ここで $P = \text{チューブピッチ(中心間長さ)}(m)$ 、 $y_{\max} = \text{全変位}(m)$ 、 $\sigma_{\max} = \text{最大局部応力}(Pa)$ 、 $\sigma_c = \text{最大公称応力}(Pa)$ 、 $K_c = \text{局部応力集中係数}(-)$ 、 $S_a = \text{疲労限界応力}(Pa)$

(3) チューブ振動の多寡を左右するのはパワースペクトル密度 $S_F(f)$ である。この $S_F(f)$ に影響を与えるパラメータは次の通り。

ボイド率(→流動様式)、質量流束(→速度)、温度/圧力、乾き度など

ボイド率についてはそれが低い間は緩やかに推移するが 90% を越えると、フローパターンが塊状環状→環状→噴霧と変化して乱高下する。質量流束(→流速)については比例して増加する。温度については温度上昇すると減少する。乾き度については 15% 程度でフローパターンが変化してピークを示す。これら影響パラメータによる変化を全て考慮するのは難しいので、流速依存を仮定し

$$\text{正規化された } S_F(f) \rightarrow \text{PSD} = S_F(f)/(mD^2)$$

でデータを整理すると Fig.21 のようになる。文献では Unknown が多いので $\text{PSD} = 2 \times 10^{-7}$ を採って $y(x)$ を見積もるようにする。

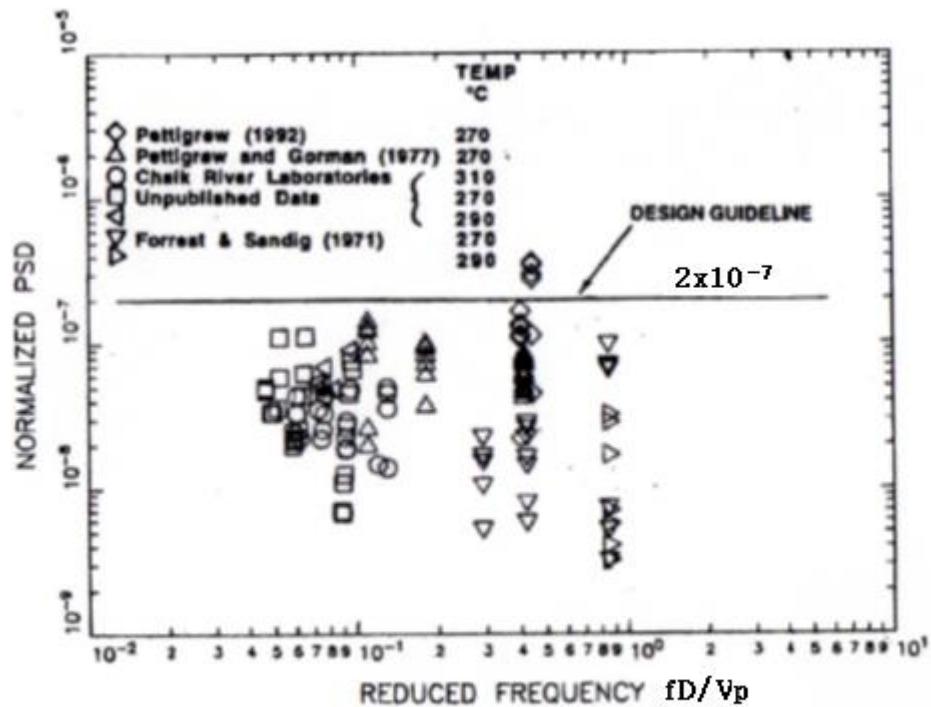


Fig. 21 Normalized power spectral density (PSD) results from several researchers plotted against reduced frequency

3. クロスフローにおける振動

3.1 振動全般

クロスフローの場合、管群はチューブ軸に直交する形で外部流に曝されるため、パラレルフローの場合に較べて格段に揺れやすい。このクロスフローで起きる振動現象には次のようなものがある。

流力弹性振動、後流渦(Wake)振動、乱れによるランダム振動

流力弹性振動は管群の振動で最も注目される振動で、実際にチューブ振動の大半は流力弹性振動によるものと云われる。後流渦振動は流体のチューブ通過後に生じるカルマン渦/双子渦などの後流渦

(いわゆるウエーキ)による振動である。ランダム振動は乱れ誘起振動ともいわれ、流力弹性振動あるいは後流渦放出振動に入らないその他の振動領域をカバーしている。

2相流における流力弹性振動や後流渦振動は、流動様式やボイド率の2相特性によってやや挙動が異なるが、基本的には単相流と同じメカニズムである。単相流における流体振動については

FE-19-RP-002 クロスフローにおけるチューブ振動の可否(Chen の方法)

を参照されたし。

3.2 流力弹性振動について

(1) 単相流と同じようにチューブに働く流体力はチューブ自身の動きと近接する周辺チューブの動きに影響される。個々のチューブの相互干渉によってチューブの変位や速度が同調したときに不安定化に傾き、振動サイクル中に流体から吸収されたエネルギーが減衰(damping)によって発散されるエネルギーをこえるときに不安定化に至る。

不安定になるとかなり鋭い応答スペクトルのピークが現れる(チューブ同志の強烈な水力的連成がうかがえる)。これとともにチューブ同志が接触し疲労破損や支持部の摩耗が起きる。実際に不安定化した管群の破損の可否を判定するのは難しい。不安定になったら、早晚何らかの破綻が起きると考えるのが一般的である。

(2) 種々の流力弹性振動の実験データを整理すると Fig.26 が得られる。この図の点線は不安定境界を示している。不安定はこの点線の上側で起きるので、安定性の判別規準は次のようにする。

$$\begin{aligned} m/(\rho D^2) \geq 7 &\rightarrow V_p/(f_1 D) \geq 5 \text{ のとき不安定化(振動発生)} \\ m/(\rho D^2) < 7 &\rightarrow V_p/(f_1 D) \geq 0.7m/(\rho D^2) \text{ のとき不安定化(振動発生)} \end{aligned} \quad \text{-----(2)}$$

ここで、 m =単長当たりのチューブ質量(付加質量を含む)(kg/m)、 D =チューブ外径(m)

f_1 =チューブ振動数(Hz)= $0.7f_{n1}$ 、 f_{n1} =1次チューブ固有振動数(→4.3節を参照)

ρ =2相流体密度(kg/m³)(→4.2節参照)、 V_p =ギャップ流速(m/s)(→4.2節参照)

図からわかるように(7, 5)のポイントが変曲点になっているが、

この点の左側部分 $[m/(\rho D^2) < 7] \rightarrow$ 連続流れ(気泡流/フロス流域)、

この点の右側部分 $[m/(\rho D^2) \geq 7] \rightarrow$ 間欠流れ(チャーン流/スラグ域)

になるので変曲点でフローパターンの遷移が起きていることになる。間欠流れによる不安定はかなりシビアなものになると云われる。スラグ流は不安定の有無とは関係なく排除すべき。

流力弹性不安定では減衰の影響が大きいが、Fig.26 のデータは減衰比 ζ が識別されていないので、多少不分明な所がある。その点、Fig.27 のデータには横軸に無次元パラメータ $[2\pi m \zeta /(\rho D^2)]$ が用いられており減衰効果が考慮されている。このデータから以下の判別規準が得られる。

$P/D \geq 1.4 \rightarrow V_p/(f_1 D) < 3.0 \{2\pi m \zeta /(\rho D^2)\}^{0.5}$ のとき安定(振動無し)

$P/D < 1.4 \rightarrow V_p/(f_1 D) < K \{2\pi m \zeta /(\rho D^2)\}^{0.5}$ のとき安定(振動無し)

K は Fig.25 から読み取れる値とする。ただ Fig.27 は連続流れに限られるので、この判別式は気泡流/軽微なフロス流に限り有効であって間欠流れには適用できない。

また不安定限界に関するデータとして Fig.24(a)(b)(c)がある。これらデータは特定のチューブ配列や P/D 比に限られるが、これに近い配列/ピッチ比ではより精度のいい判定が期待できる

思う(十分使用できるはず)。

(3) ここで流力弹性振動と2相流特性の関係について多少ふれておく。

ランダム振動と違って流力弹性振動は高い質量流束域で発生し、ボイド率($\infty 1/\rho$)や減衰比 ζ の影響を受ける。ボイド率によって流動様式が変化し不安定パターンが変わる。例えばFig.24では

ボイド率 75~95%以下 → 連続流(気泡/フロス流) → しきい線のベキ数($n=0.5$)

ボイド率 75~95%以上 → 間欠流(チャーン/スラグ流) → しきい線のベキ数($n < 0.1$)

ベキ数の違いはFig.26の変曲点前後の境界線の傾きの違いに現れている。

なお2相流の場合もP/D比の影響はかなりある。P/D比が大きいことはチューブの水力結合を緩める働きがあると思う。

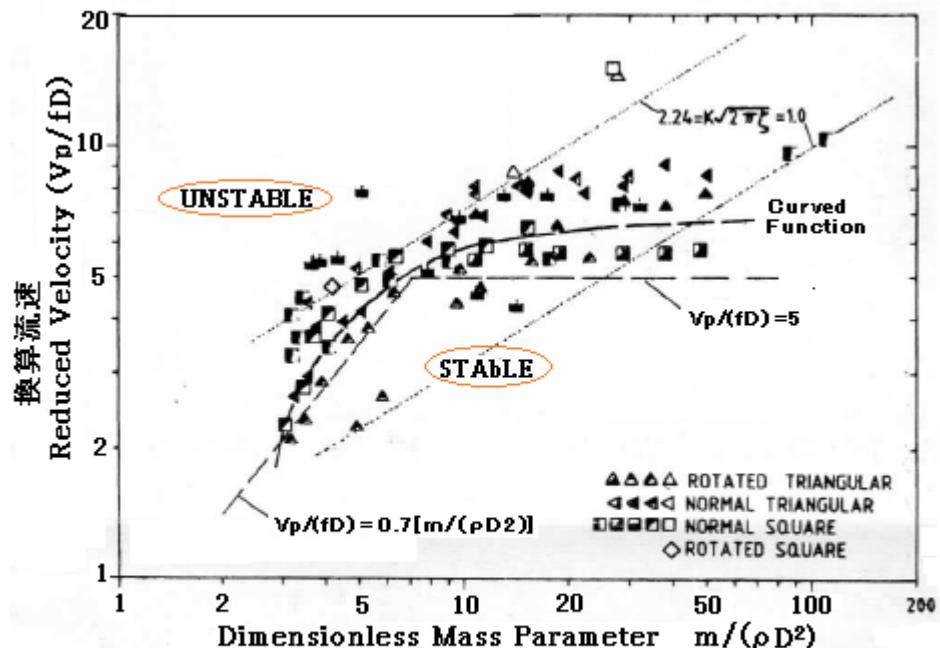


Fig. 26 Fluidelastic instability data presented in terms of mass parameter ($m/(\rho D^2)$) 質量パラメータ($m/(\rho D^2)$)で整理した不安定データ

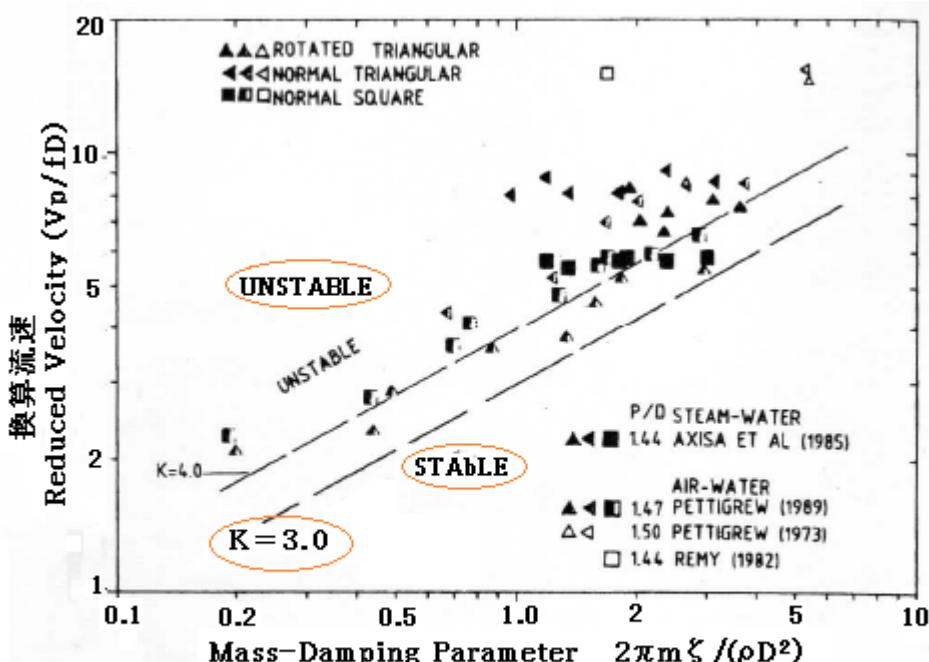
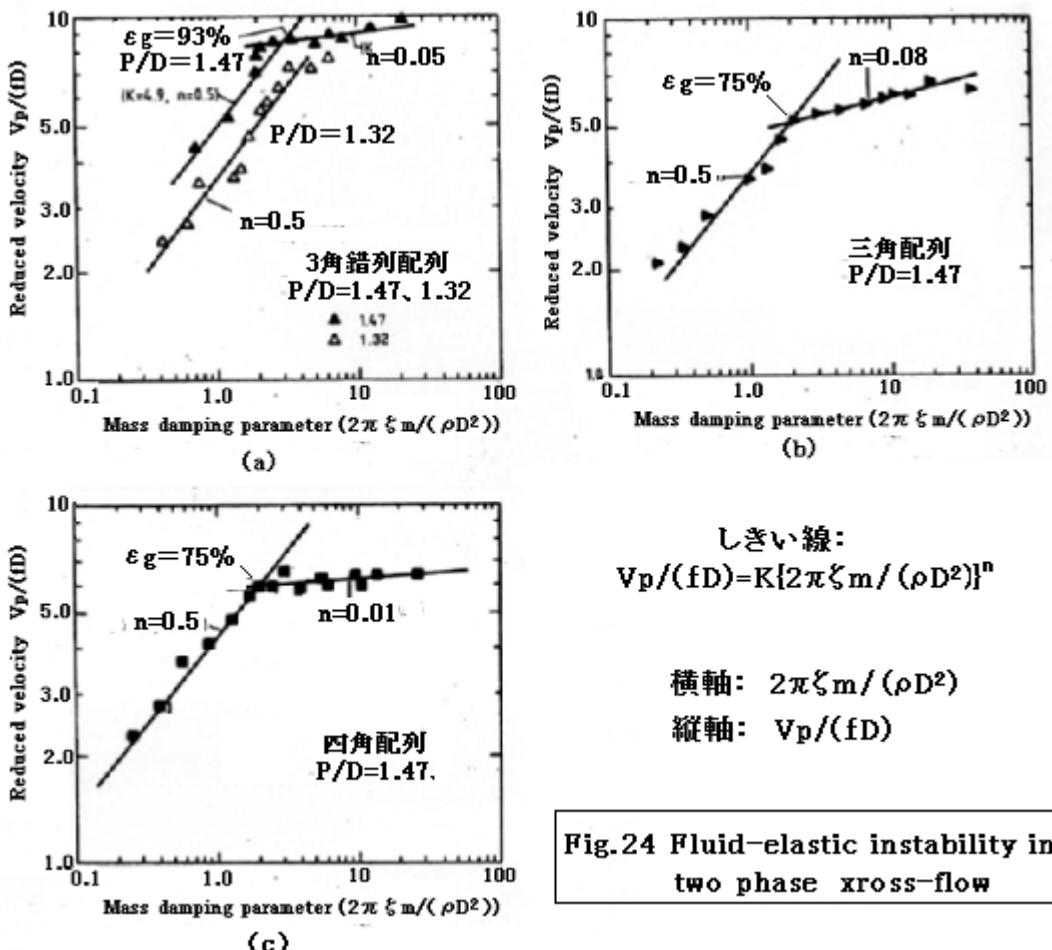


Fig. 27 Dimensionless presentation of fluidelastic instability results in two-phase cross-flow (Pettigrew et al., 1989b)



しきい線:
 $V_p/(fD) = K \{2\pi\xi m / (\rho D^2)\}^n$

横軸: $2\pi\xi m / (\rho D^2)$
 縦軸: $V_p/(fD)$

Fig. 24 Fluid-elastic instability in two phase cross-flow

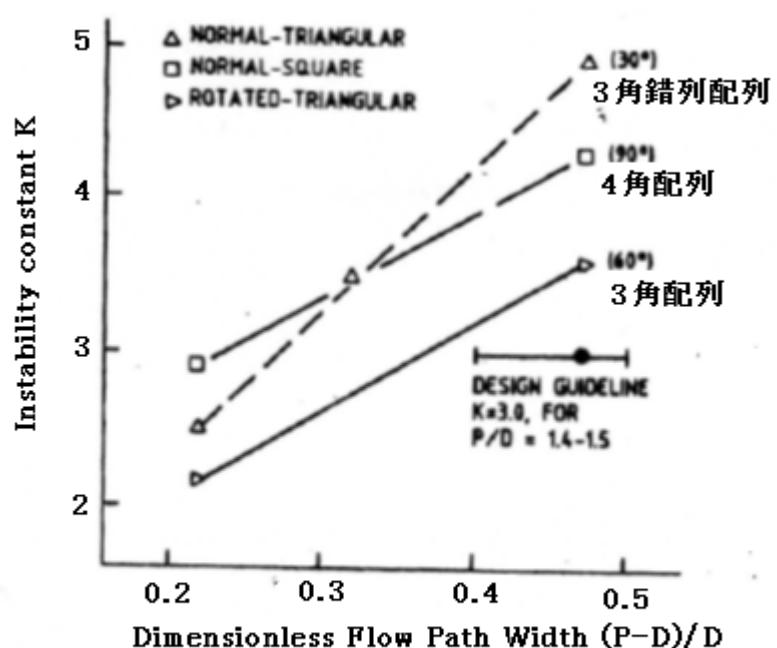


Fig. 25 Effect of P/D on fluidelastic instability constant (K値データ)

3.3 後流渦(Wake)振動について

(1) クロスフローでは、流れはチューブ軸に直交しているため、円断面を通過した後に乱れて Wake (航跡)になるが、これが円断面の両縁から渦(交互渦/双子渦など)となって周期的に放出されると、いわゆる渦振動が起きる。振動が単なる渦振動に留まるなら問題は少ない。しかしチューブの固有振動と渦振動が同調し減衰が効かなくなると、振動は自励的に増幅してチューブ損傷に至ることがある。従って設計的にチューブの共振チェックは重要である。この場合、管群の渦振動については Chen や Pettigrew あるいは HTRI などのデータがあり見積りが可能である。

一般に2相流では2相混合による減衰効果があり渦振動が起こりにくいと云われる。当該文献でも
液体に近いボイド率15%まで渦振動を考慮し、15%以上は考慮不要

となっている。しかし気体に近いボイド率 95%程度以上では 2 相混合による減衰効果がなくなるのでテキスト(2)でも指摘されているようにボイド率 15%以下及び 95%以上では渦振動による共振の有無をチェックすべきと思われる。共振のチェックは、前述の [FE-19-RP-002] によればよい。この TS は単相流を対象にしているが、2 相流を均質流として扱えば十分転用できるはずである。

(2) チェックの結果、共振の恐れがあれば、チューブ支持スパンの変更によって共振を回避するのがベターであるが、実際はグレイでは正がままならない場合もある。この場合、下記のように共振時の応答変位から振動応力を求めて評価するという方法も考えられる。

$$\sigma = M/Z = (ED/2) \{ d^2y(x)/dx^2 \} = (ED/2) y''(x) \quad \dots \dots \dots \quad (3a)$$

$$y(x) = [\phi_1(x)/(8\pi^2 f_1^2 \zeta)] F_0 \int \phi_1(x) dx \quad (0 \sim \ell \text{区間積分}) \quad \dots \dots \dots \quad (3b)$$

ここで σ = チューブ公称応力(Pa)、 E = チューブ材の縦弾性係数(Pa)、 D = チューブ外径(m)

$y(x)$ = 応答変位(RMS 値)(m)、 x = スパン位置(0~ ℓ 区間で)(m)

$$\phi_1(x) = 1 \text{ 次正規化固有関数} (kg^{-0.5}) = \phi_1^*(x) / (m\ell)^{0.5}$$

m =単長当たりのチューブ質量(付加質量を含む)(kg/m)、 ℓ =チューブスパン長(m)

$\phi_1^*(x) = 1$ 次固有関数 \rightarrow スパン支持条件による、例えば、

支持-支持: $\phi_1^* = 20.5 \sin(\pi x/\ell)$

$$\text{固定-固定: } \phi_1^* = \cosh(4.73x/\ell) - \cos((4.73x/\ell) - 0.983 \{\sinh(4.73x/\ell) - \sin(4.73x/\ell)\})$$

$$F_\ell = \text{単長当たりの揚力(N/m)} = C_L (\rho DV_v^2/2)$$

C_L =揚力係数(=0.05)、 V_v =渦振動計算用流速(m/s)(*)、

$\rho = 2$ 相流体密度

f_1 =チューブ振動数(Hz)=0.7 f_{n1} 、 f_{n1} =1次固有振動数(→4.3節を参照のこと)、

ζ = 減衰比(→4.5節参照)

(1b)式は、支持条件で変わる $\phi_1(x)$ を積分することで代数式になる。例えば固定一自由の場合、

$$y(\ell) = 1.566F / (8\pi^2 m f^2 \zeta)$$

次いで、上記の応答変位式や公称応力式を用いて、2.2節(2)項と同じように評価を行い干渉や疲労の有無を判別する。

(*) [FE-19-RP-002 クロスフローにチューブ振動の可否 (Chen の方法)]のチューブ振動発生の可否判定基準(チャート)参照のこと。

- (3) 後流渦振動は前述のごとくボイド率が 15%以下で有意になるが、最大の応答はボイド率 0 即ち単相流で起き、2 相流域ではこれより低くなる。15%までの渦振動データを下記に示す。

Table 1 Periodic wake shedding: dynamic lift coefficients and Strouhal numbers for a normal square tube bundle with P/D = 1.47

ボイド率 ε_g (%)	TUBE ROW チューブ並び	DRAG 抗力		LIFT 揚力	
		S	C_D	S	C_L
0	First Second Interior Downstream	0.48	0.072	0.44	0.044
		0.44	0.058	0.44	0.040
		0.62	0.057	0.47	0.029
		0.51	0.037	0.44	0.042
5	First Second Interior Downstream	0.46	0.061	0.46	-
		0.42	0.043	0.40	0.013
		0.42	0.034	0.46	0.041
		0.42	0.029	0.42	0.016
10	First Second Interior Downstream	0.43	0.033	-	-
		0.43	0.024	0.43	0.012
		0.41	0.038	0.41	0.020
		0.43	0.031	0.43	0.013
15	First Second Interior Downstream	0.40	0.043	0.40	0.015
		0.36	0.022	0.36	0.032
		0.41	0.055	0.41	0.023
		0.39	0.052	0.39	0.025

S=ストローハル数、 C_D =抗力係数、 C_L =揚力係数

3.4 ランダム振動（不規則振動）について

(1) パラレルフローの場合、ランダムな励振力は流れの境界層(チューブ外面)に生じる圧力擾乱によるものであるが、クロスフローの場合はチューブに作用する流体力（ドラッグ即ち抗力）が不規則な励振力になる。この励振力は流動様式に依存するところが大きく、ドラッグ差が少なく気泡と液相が交互する連続流(気泡/フロス流)ではそれ程でもないが、ドラッグ差の大きな気体スラグと液体スラグが交互する間欠流(チャーン流/間欠流)ではかなり大きなものになる。

(2) クロスフローではパラレルフローのランダム振動式(1a)(1b)とその評価式(1c)(1d)がそのまま流用できる。即ち

$$y(x) = [\phi_1^2(x) \cdot S_F(f) \cdot J_1^2/(64\pi^3 f_1 \zeta)]^{0.5}$$

$$\sigma = M/Z = (ED/2) \{ d^2y(x)/dx^2 \} = (ED/2) y''(x)$$

$$3y(\ell/2) < (P-D)/2 \rightarrow \text{チューブ間の接触干渉なし OK}$$

$$\sigma_{\max} = 3K_c \sigma_c < S_a \rightarrow \text{高サイクル疲労無し OK}$$

この場合、 $S_F(f)$ 以外の計算パラメータはパラレルフローと同じでよいが、励振メカが異なるのでパワースペクトル密度 $S_F(f)$ は次式によって求める。

$$\text{連続流(気泡/フロス流)}: S_F(f) = (PSD)_c \cdot [mD \{ \varepsilon_g / (1 - \varepsilon_g) \}]^2 \cdot (L_0/L_e)$$

$$\text{間欠流(チャーン/スラグ流)}: S_F(f) = (PSD)_i \cdot D^2 (L_0/L_e)$$

ここで $(PSD)_c$ =連続流の正規化パワースペクトル密度 (m^2/s) \rightarrow Fig.33(a)による

$(PSD)_i$ = 間欠流の正規化パワースペクトル密度 $[(N/m^2)^2 s]$ → Fig.33(b)による
 L_e = クロスフロー区間 ($\approx \ell$)、 L_0 = 単位管長(1m)、 $m, D, \varepsilon_g, \ell = (1a) \sim (1b)$ 式に同じ

なお Fig.33 の座標は次のようになる。

横軸 : 換算振動数 f_{dB}/V_p 、 縦軸 : $(PSD)_e$ または $(PSD)_i$
 V_p と f_1 は既に定義された通り。 d_B は気泡長さ(m)で、次式あるいは実験データ等による。

$$d_B = 0.00163(1 - \varepsilon_g)^{-0.5} V_p^{0.5}$$

(3) ランダム振動に関する全般的な傾向は以下のようである。

- ① 流力弹性振動の場合と同じように流動様式への依存が大きく、間欠流の励振力 $S_F(f)$ はかなり連続流に較べて大きくなる(→外部流れのフローパターンの正しい予測が重要になる)。
- ② ボイド率 10%付近で単相流特性から 2 相流特性に変わる。2 相流になると前述のように気液が交互して流れるので実験データを利用する上で気泡サイズ d_B を考慮した換算振動数(f_{dB}/V_p)が有効になる(Fig.33 参照)。なおボイド率が高く環状流噴霧流に移ると PSD はオフになる。
- ③ $S_F(f)$ への P/D 比の影響はほぼ無視できる(ただ P/D 比はフローパターンに影響する)。すなわち $S_F(f)$ は、流力弹性振動と違って周辺のチューブの動きに影響されない。

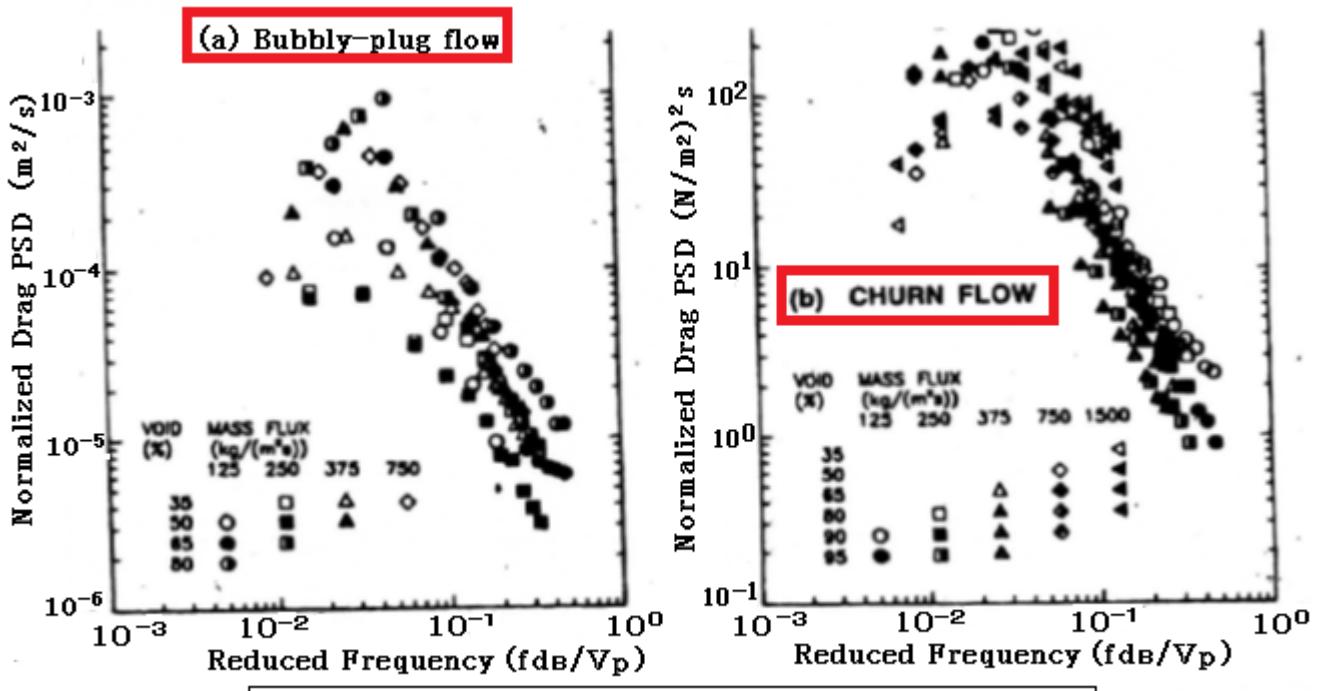


Fig.33 Air-water excitation force normalized (Taylor)

4. 振動関連パラメータについて

以上、2相流による管群の振動についてその特性や評価判定などの要点を集約してみた。ここではその要点の集約で用いた主要なパラメータについて補足的な説明を加えておく。

4.1 流動様式

(1) 何れにしても 2 相流の振動現象は少なからず流動様式(フローパターン)の影響を受ける。しかし管群の外部流れのフローパターンを識別するのは難しい。パラレルフローではチューブギャップの

流れをチャンネル流れに見立てて推測するのは可能であるが、管群全体でどうなるかはわからない。クロスフローでは諸にチューブが流れを阻むのでチャンネル流れに見立てることがむずかしい。また通過時に過熱冷却があるので必ず相変化が起きる。このため、管群流れ(特にクロスフロー)について確実なフローパターンマップ(様式図)は期待できないのかも知れない。ただ当該文献は、傾向として垂直流れに対し McQuillan & Whally のマップ → Fig.4

がチューブギャップの流れに合うとしている。この図ではガス流速の増加にともなって
気泡流→チャーン流(あるいはフロス流)→環状流
の推移が見られる。ポイド率がガス流速と共に増加するとすればポイド率に比例してフローパターン
が推移するとみていいと思う。

(2) ここで示した2相流振動の評価判別式では、クロスフローのランダム振動でフローパターンの識別
が必要になるが、連続流一間欠流の識別なので Fig.4 辺りを使用し粗々処理できるのかも知れない。
なおフロス流とチャーン流は通常、同等に扱われるが、本文献では気泡流寄りをフロス流、スラグ流
寄りをチャーン流としているようである。またグロスな形で発生するスラグ流は排除対象になっている
(識別がむずかしい?)。

(3) 当該文献ではクロスフローのフローパターンマップは開発中となっている。参考に HTRI のデータ
(→Fig. B6.2-3)を示しておく。Fig.4 のようにポイド率の増加(横軸の右から左へ)とともに
気泡流 → フロス流(チャーン流) → 環状流
に推移している。スラグ流は液流量が多いときに発生しているようである。

Fig.1 Two-Phase Flow-pattern
in Vertical Channels

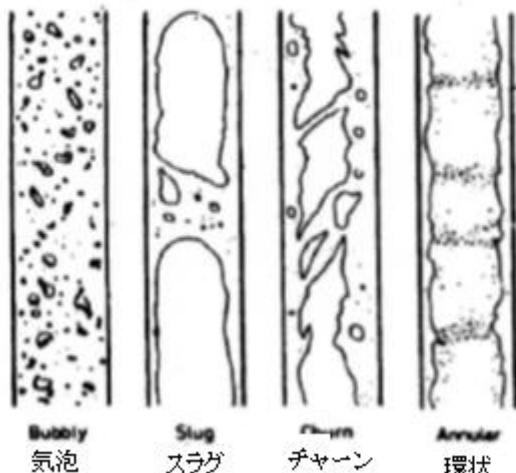
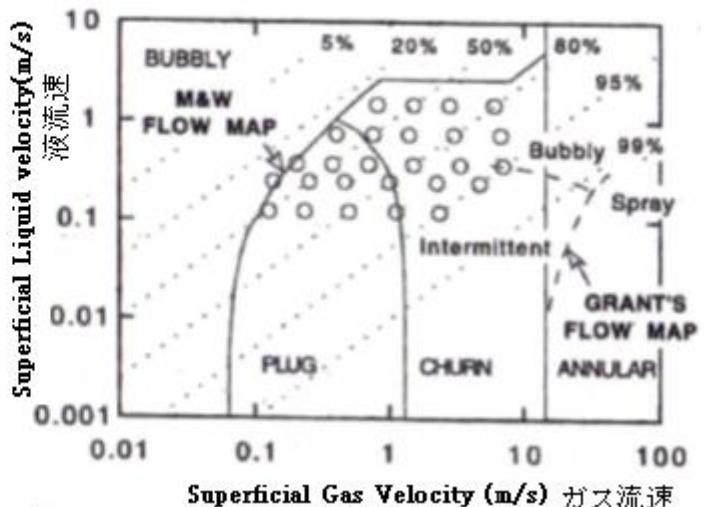


Fig.4 Flow Regime map for Vertical two phase Flow
(McQuillan & Whalley)



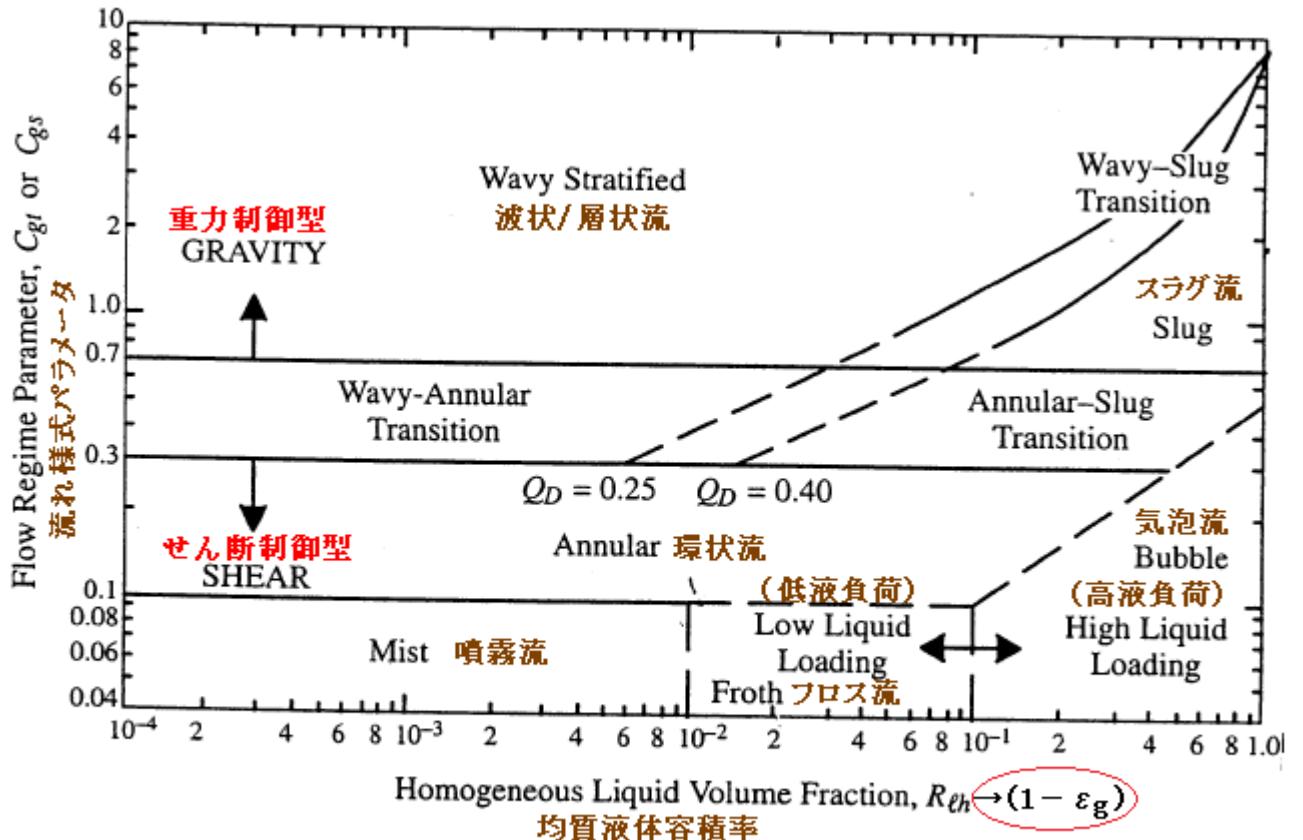


Figure B6.2-3. 水平チューブ側/シェル側流れのためのHTRI一般化流れ様式図
HTRI generalized flow regime map for horizontal tubeside and shellside flow.

4.2 2相流物性

(1) ボイド率 ε_g について。1次元的流れで云えば 全流路断面積に気相が占める面積割合をいう。定義式(スリップなし)は次の通り。

$$\varepsilon_g = \dot{V}_g / (\dot{V}_g + \dot{V}_l) \quad \text{---(a)}$$

ここで ε_g =ボイド率(-)、 \dot{V}_g 、 \dot{V}_l =それぞれ液相、気相の体積流量(m^3/s)、

実際の計算には Smith の式、Thom の式、L-M 法によるボイド率曲線などが使用されている。

Smith の式の精度がいいといわれるが、下記のシンプルな Thom 式もよく使われる。

$$\varepsilon_g = x / \{x + S(\rho_g / \rho_l)(1-x)\} \quad \text{---(b)}$$

$$S = 0.93(\rho_l / \rho_g)^{0.11} + 0.07(\rho_l / \rho_g)^{0.561}$$

ここで ρ_l 、 ρ_g =液体、気体密度(kg/m^3)、 x =クオリティ(乾き度)(-)

詳しくは【FE-03-TM61 ボイド率/スリップ比の算式(その 1)】を参照されたし。

(2) 2相流体密度 ρ について。均質流を仮定して次式で得られる。

$$\rho = \rho_l(1 - \varepsilon_g) + \rho_g \varepsilon_g \quad (\text{kg}/\text{m}^3) \quad \text{---(c)}$$

(3) 自由流れ状態の流速 $V_{\infty 0}$ および ピッチ流速(ギャップ流速) V_p について。

$$V_{\infty} = (\rho_g \dot{V}_g + \rho_l \dot{V}_l) / (\rho A) = m_{\infty} / \rho = M / (\rho A_a) \quad \text{---(d)}$$

$$V_p = \{P / (P - D)\} V_{\infty} \quad \text{---(e)}$$

ここで V_{∞} =管群近寄り流速(m/s)、 m_{∞} =管群近寄り流速(m/s)、 M =管群通過質量流量(kg/s)

V_p =チューブ間通過流速(m/s)、 P =チューブピッチ(m)、 D =チューブ径(m)

- ① 当然、ボイド率が増加するにつれて 2 相流体密度がダウンして付加質量は減少する。
- ② 質量流束 m には余り依存せず、2 相流体密度(均質密度) ρ に親密に依存する。チューブ周辺の流体密度は平均的に均質密度とみてよい。
- ③ 流力弹性不安定が起きると付加質量は周辺チューブの動きに影響されるが、不安定でなければ周辺チューブの動きによらない(そのチューブ自身の動きによる)。

4.5 減衰(ダンピング)

- (1) 2 相流に曝される管群の減衰比は次の式で得られる。

$$\zeta = \zeta_{TF} = \zeta_s + \zeta_v + \zeta_{FD} + \zeta_{TP} \quad \dots \quad (k)$$

$$\zeta_v = (\pi / 8^{0.5}) (\rho_{TP} D^2 / m) \{2 \nu_{TP} / (\pi f D^2)\}^{1/2} F(De/D) \quad \dots \quad (l)$$

$$\zeta_{FD} = C_n D \mathbf{m} / (8 \pi f m) \quad \dots \quad (m)$$

$$\zeta_{TP} = (\sigma_T / \sigma_{20}) \zeta_{TP}^* \quad (\text{パラレルフローのとき}) \quad \dots \quad (n)$$

$$= A (\rho_{\ell} D^2 / m) f(\varepsilon_g) (\sigma_T / \sigma_{20}) F(De/D) \quad (\text{クロスフローのとき}) \quad \dots \quad (o)$$

ここで $\zeta (= \zeta_{TF}) = 2$ 相流における全減衰比(-)、 ζ_s = 構造による減衰比(-) ($\rightarrow 0.005 \sim 0.01$)

ζ_v = 粘性による減衰比(-)、 ζ_{FD} = 流れ依存の減衰比(-)、 ζ_{TP} = 2 相混合による減衰比(-)

ν_{TP} = 2 相混合動粘度(m^2/s) = $\nu_{\ell} / \{1 + \varepsilon_g (\nu_{\ell} / \nu_g - 1)\}$ 、 ν_g, ν_{ℓ} = 気体、液体の動粘度(m^2/s)

$F(De/D)$ = 閉じ込め関数(-) = $\{1 + (De/D)^3\} / \{1 - (De/D)^2\}^2$ 、 D_e = 等価チャンネル径(m) (\rightarrow 前述)

ρ_{TP} = 2 相均質密度($= \rho$)(kg/m^3)、 ρ_{ℓ}, ρ_g = 液体、気体密度(kg/m^3)、 D = チューブ外径(m)

m = 単長当たりのチューブ質量(含む付加質量)(kg/m)、 m = 管群通過の質量流束(kg/m^2s)、

f = チューブ振動数(Hz) = $0.7 f_{n1}$ 、 f_{n1} = チューブの 1 次固有振動数(Hz)、

C_n = 直交抗力係数(-) ($\rightarrow 0.03$)、 (σ_T / σ_{20}) = 運転温度と室温における表面張力の比(-)

ζ_{TP}^* = Fig.8 で予想される 2 相減衰比、 A = 実験的に得られたオーバーオール係数($= 0.05$)、

$f(\varepsilon_g)$ = ボイド率関数(-) (下記による、Fig.11 参照)

$$\varepsilon_g < 40\% \text{ で } \varepsilon_g / 40, \quad 40 < \varepsilon_g < 70\% \text{ で } 1.0, \quad \varepsilon_g > 70\% \text{ で } 1.0 - (\varepsilon_g - 70) / 30$$

- (2) 単相流では基本的に $(\zeta_s + \zeta_v + \zeta_{FD})$ のみ。2 相流では ζ_{TP} が加わり、単相流よりも減衰しやすくなる。従って 2 相流振動では ζ_{TP} は重要なパラメータになる。その特性と傾向はフローによって多少違ってくる。パラレルフローの場合、

- ・ボイド率の効果が支配的であるが、ボイド率が 80% を越えると ζ_{TP} はダウンする。
- ・質量流束の影響は少ないが、表面張力の影響はあり張力に比例して ζ_{TP} は増加する。

一方、クロスフローの場合は、

- ・パラレルフローと同じくボイド率の効果が支配的で、ボイド率 40~70% で最大。
- ・質量流束の影響は少ないが、流力弹性振動で不安定化すると大きな影響がでる。
- ・振動数や流速の影響は少ない。チューブ配列の影響はない。
- ・流体物性への依存性はあり、特に表面張力に比例して ζ_{TP} は増加する。

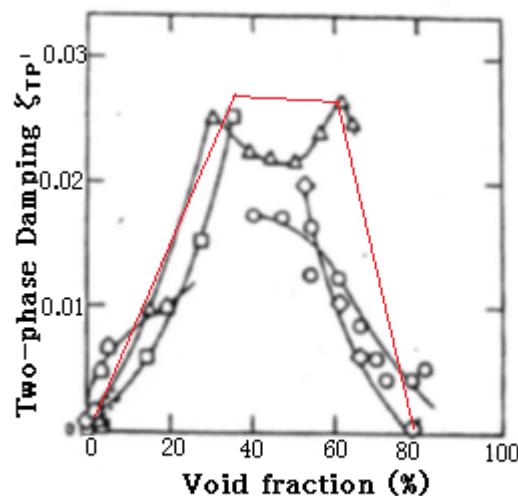


Fig. 8 Effect of void fraction on two-phase damping in axial flow

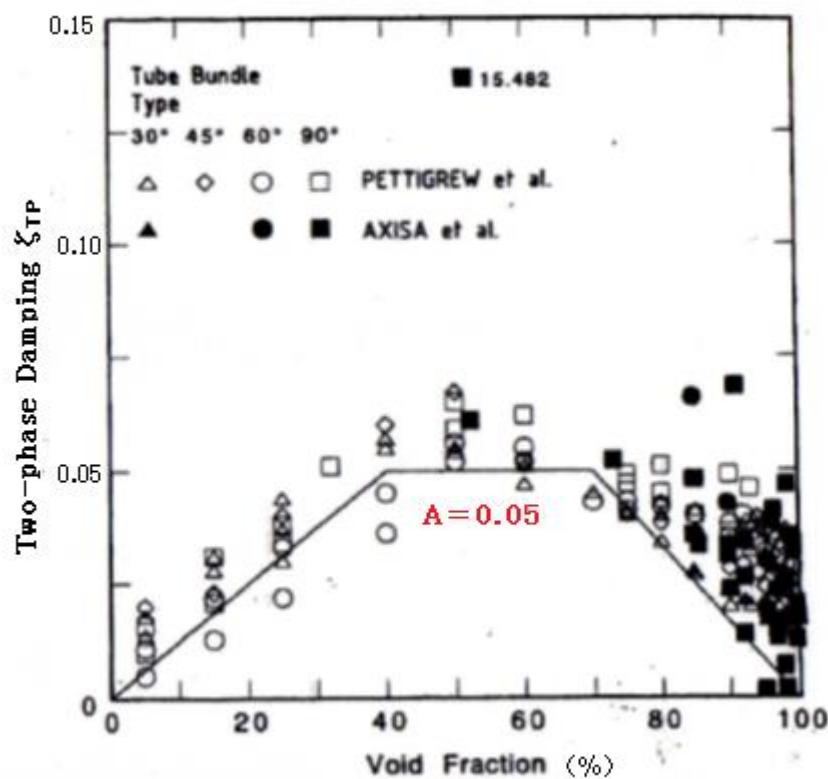


Fig. 11 Comparison between proposed design guideline and available damping data for two-phase cross-flow, (Pettigrew et al., 1994)

【☆1：ランダム振動応答式の導入】

当該文献ではパラレルフローで予想される不規則振動の応答変位は次のように導かれる。明細は示されていないが、念のためメモをとておく。

不規則振動が分布する1次元1様円筒のMS応答

$$\overline{y^2(x)} = \sum_{r=1}^{\infty} \sum_{s=1}^{\infty} \frac{\phi_r(x)\phi_s(x)}{16\pi^4 f_r^2 f_s^2} \int_{-\infty}^{\infty} H_r(f) H_s^*(f) \left[\int_0^L \int_0^L \phi_r(x') \phi_s(x) S_{F_x F_{x'}}(f) dx dx' \right] df$$

↓ ← 簡易化

$$\overline{y^2(x)} = \frac{\phi_1^2(x) S_F(f) J^2}{16\pi^4 f_1^4} \int_{-\infty}^{\infty} H_1(f) H_1^*(f) df$$

↓ ← $\int H_i(f) H_i^*(f) df = \pi f_i / (4 \zeta_i)$

$$y^2(x) = \phi_1^2(x) S_F(f) J_1^2 / (64 \pi^3 f_1^3 \zeta_1)$$

ここで $\phi_i(x)$ は i 次の正規化モーダル変位で $\int_m \phi_i^2(x) dx = 1$ [0~ ℓ] による関数。また ジョイント関数 J_i は $J_i^2 = \iint \phi_i(x') \phi_i(x) \gamma(x', x) dx' dx$ [0~ ℓ] で定義される。ただ具体的な式にはなっていないので以下検討してみる。

まず 支持-支持スパンについて 1次の正規化モーダル変位を $\phi_1(x) = C \sin(\pi x / \ell)$ とおいて $\int_m \phi_1^2(x) dx = 1$ に代入し積分すると $C = \{2/(m\ell)\}^{0.5}$ が得られる。故に

$$\phi_1(x) = \{2/(m\ell)\}^{0.5} \sin(\pi x / \ell) = \phi_1^*(x) / (m\ell)^{0.5} \quad \text{但し } \phi_1^* = \sqrt{2} \sin(\pi x / \ell)$$

固定-固定スパンについては同様に、

$$\phi_1(x) = \phi_1^*(x) / (m\ell)^{0.5}$$

$$\text{但し } \phi_1^*(x) = \cosh(4.73x / \ell) - \cos((4.73x / \ell) - 0.983 \{\sinh(4.73x / \ell) - \sin(4.73x / \ell)\})$$

一般には構造物では 1 次モードが卓越するので、 $\sum \phi_i(x) \rightarrow 3x \phi_1(x)$ とする。 $\phi_1(x)$ を 3 倍したのは RMS(ルートミーンスケア)による集積を考えるもの(通常とられている近似)。

ジョイント関数については相間ファクタ $\gamma(x', x) (< 1)$ を安全側に 1 とおき、更に $x = x'$ とおいて $J_i^2 = [\int \phi_i(x) dx]$ → 支持-支持の場合 $J_i^2 = (8/\pi^2)(\ell/m)$ になる。 $x = x'$ は安全側の措置と思う。

<筆者後書き>

ASME 関連の技術誌には、時々ある分野の技術 Topic を対象に **Overview** がでることがある。特定の技術課題に対する集中的な議論であって設計者にとっても必読すべきものが多い。ここで取上げた Pettigrew-Taylor 文献もそのひとつである。文献としては古いが、管群の 2 相流振動関連の議論がよくまとめられていると思う。

もともと 2 相流振動のスタディは金がかかるものなので、一般には単相流で得られた結果を運用

することで終わっていると思う。しかしこのテーマには Nuclear 特有のニーズがあつて多年、実証的なスタディが続けられてきた経緯がある。従つて一般の熱交分野にとって当該文献の情報は、ある意味では全く棚ボタ的なものなのかも知れない(もっと利用すべきである)。

この文献では 4 タイプの FIV (流体誘起振動)が議論されているが、一般的の設備分野からみてクロスフローの **流力弹性振動** が最も気懸りな振動である。事実、チューブ破損の大半は流力弹性振動によるものと云われている。後流渦振動はティピカルな 2 相流には現れないので单相流(液流れ or ガス流れ)感覚でチェックすればいいと思う。ランダム振動は、例えば過度な流速など操作条件がきついときに運悪く発生するのではないかと思う。ただこれら振動が一旦起きると支承部分のフレッチング摩耗等、容易に対処できない問題を抱え込んでしまうので、何らかのチェック法を考えておくのがよいと思う。

本 TS では文献に準じて 4 つの有意振動の評価/判別法を中心にしてまとめてみたが、単純なチューブスパンだけで流れ方も 2 パターンのみ。しかし実際の熱交構造/管群形状や内部流動にはいろんなバリエーションがあるので、この評価/判別法の運用には相当な工夫が要る。時に応じて单相流の情報あるいは経験則をうまく取り込む必要があると思う。

管群の 2 相流振動について更にノウハウが深化する見込みは今の所ないが、少しでも有益な情報が残されているならばこれを取り込んで本 TS を更新してゆきたい。

引用文献・テキスト)

- (1) 「 Two-Phase Flow-induced Vibration : An Overview 」 M. J. Pettigrew & C. E. Taylor
(Journal of Pressure Vessel Technology Aug. 1994, Vol.116)
- (2) 日本機械学会編「事例に学ぶ流体関連振動(第 2 版)」
- (3) ASME Sect.III Appendix N Dynamic Analysis Methods