

管群(tube bank)で起きる音響共鳴現象は、渦放出や乱流による管(チューブ)の振動によるダクト空間の気柱振動として比較的容易に理解できる。しかし、実際には流れ状態やダクト/管群の幾何的条件によって種々のヴァリエーションがある。ここでは、現象の把握とエンジニアリング的措置を円滑に結びつけるため、実際の設備におきた事例をピックアップしてその技術的要点を紹介してみたい。

音響共鳴(音響振動)現象における気柱振動には振動方向によって次の3つのモードがある(下図参照)。

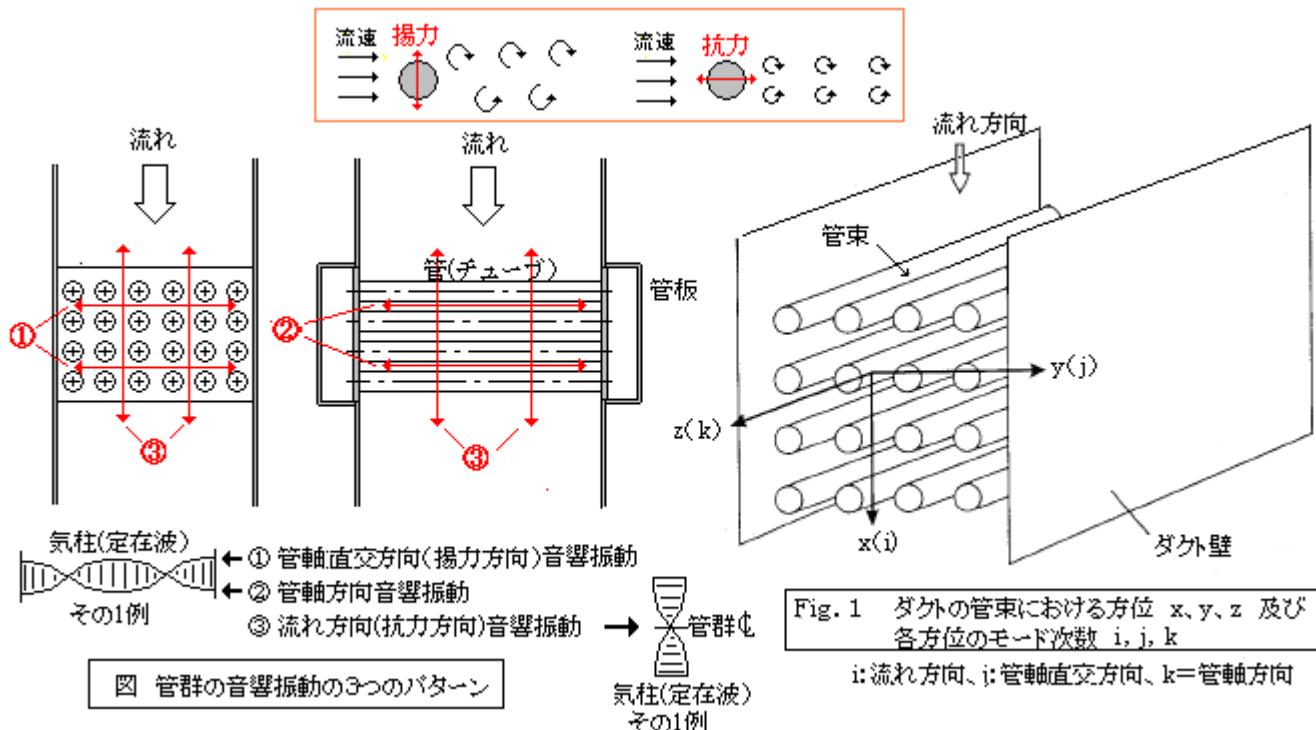
【管軸直交方向モード(揚力モード)】、【流れ方向モード(抗力モード)】、【管軸方向モード】<sup>(注)</sup>

殆どの事例がカルマン渦によるチューブ即ち管の軸直交方向モード(揚力モード)であり、これが通常の設計規準類の対象になっている。流れ方向モード(抗力モード)および管軸方向モードは稀であるが、設備設計上、決して看過できない。ここでは、**管軸方向モード**をとりあげて、2つの事例を紹介する。

なお、他の2つのモードについては下記のTSを参照のこと。

【FE-19-TM-101 管群の音響共鳴現象に関する事例－管軸直角方向音響振動】

【FE-19-TM-103 管群の音響共鳴現象に関する事例－流れ方向音響振動】



(注) 軸直交方向の音響振動は、カルマン渦(交互渦)の放出によってチューブが軸直交方向(揚力方向)に揺動し、その方向に本来、存在している定在波を增幅(共鳴)させたもの。また流れ方向の音響振動は、カルマン渦(双子渦)によって流れ方向(抗力方向)にチューブが揺れて流れ方向の定在波を增幅させたもの。この2つの現象ははつきり素性がみえているが、軸方向の音響振動は単なる渦放出から誘起された現象とは思えないところがある。有力なInvestigatorのEisingerはこれを一種の不安定現象としている。

[事例 1] 蒸気発生器エコノマイザバンクで起きた チューブ軸方向&amp;ダクト横断方向の音響振動(1)

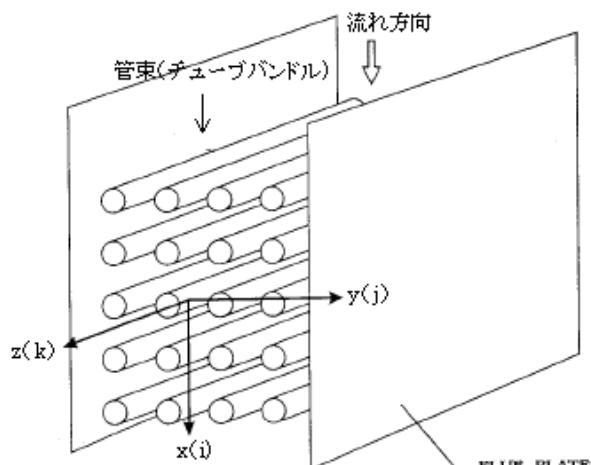


Fig. 1 ダクトの管束における方位 x, y, z 及び各方位のモード次数 i, j, k

Table 3 エコノマイザ管群の形状と100%負荷時のフロー パラメータ

Bank No.	Tube O.D. D	Side Spacing T	Longit. Spacing L	Gas Temp. In/Out T <sub>e</sub>	Gap Vel. In/Out v	He x 10 <sup>6</sup> In/Out	Re In/Out
	mm	mm	mm	°C	m/s	—	—
1	51	114	70 152	533/ 412	14.3/ 12.2	4,530 - 6,540/ 4,170 - 6,030	9,198/ 10,302
2	51	114	70 152	458/ 385	18.1 16.3	6,012 - 8,685/ 5,700 - 8,245	13,760/ 14,816

He=ヘルムホルツ数 =  $vS/C_{eff}$  ここで  $v$ =ギャップ流速,  $S$ =ストローハル数  
 $C_{eff}$ =管群内の音速 =  $C/(1+\sigma)^{0.5}$

Table 4 周波数の予測値と計測値の比較、及びエコノマイザ管群内のモード形

予測周波数 (Hz)	Bank 1	10.7	21.4	32.0	42.7
	Bank 2	10.3	20.6	30.9	41.3
予測モード i, j, k	0, 0, 1	0, 0, 2	0, 0, 3	0, 0, 4	
計測周波数(Hz)					42

i: 流れ方向, j: 管軸直交方向, k: 管軸方向

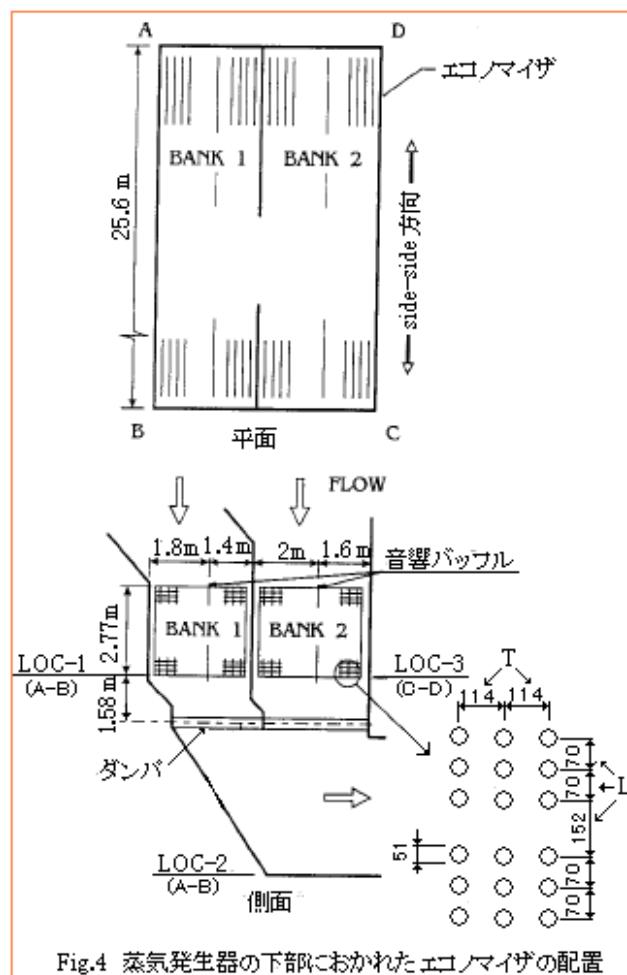
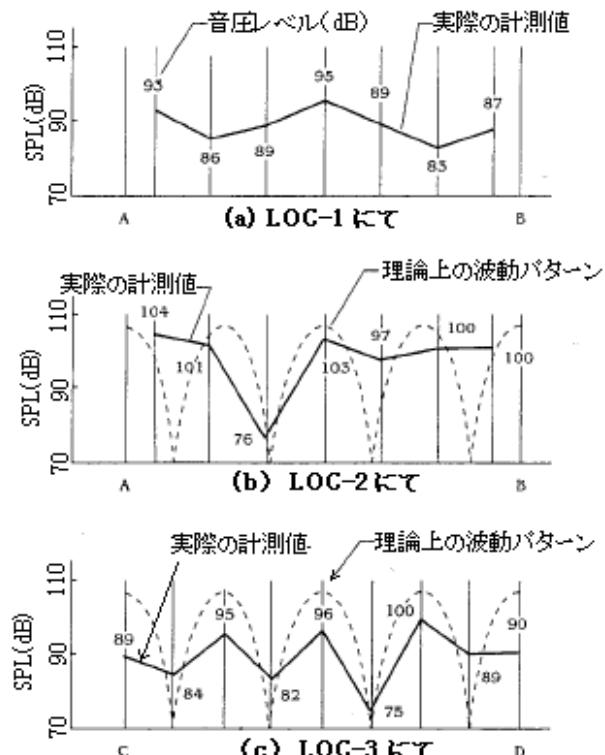


Fig. 4 蒸気発生器の下部におかれたエコノマイザの配置

Fig. 5 100%負荷ガス流れの時、エコノマイザケーシングから1m位置で side-to-side 方向に計測された音圧レベル  
(全ての読み取りは卓越振動数42Hzにて)

## 設備概要 :

当該エコノマイザは大きな蒸気発生器の底部に側壁をよぎる形で設置されている。前部に Bank 1、後部に Bank 2 があり、2つのバンクの間は仕切られ分離しておりその先はダンパで調整されている。

エコノマイザの上部(入口側)には 3.2m ぐらいのキャビティ(空きスペース)部分があり、下部の排出側もキャビティ部分がある。チューブ配置は一定間隔のサイドスペース、長短のある長手スペース。共鳴バッフルはバンク全長にわたりトップからボトムまで伸びている。なおエコノマイザのチューブは蒸気発生器の熱回収エリアからのホットガスの垂直方向クロスフローに曝されている。Fig.4 参照のこと。

## 発生状況 :

100%負荷のときに大きな音響振動が起きた。振動状態でのフローパラメータを Table 3 に記す。振動騒音の中で計測を行い、完全なデータが得られた。その結果、

- ・蒸気発生器の(エコの上流にある)上部管群のいずれにも音響定在波の兆候なし。
- ・強い振動はエコノマイザ周辺に限られる。

Fig.5 に機側 1m の騒音データを示す。データは 3 つのロケーションでとられ side-to-side にプロットされている。これによれば、

- ・音響振動の卓越振動数は 42Hz である。
- ・LOC-1(Bank1 底レベル)では比較的マイルド、42Hz 振動モードとは関係ないようである。
- ・LOC-3(Bank2 底レベル)ではよく発達した 4 次定在波が観察された。この定在波はチューブ軸に沿っている。騒音は Max.97.7dB/42Hz。
- ・LOC-2(排出ダクト底)では騒音はやや高く 104.3dB。波形は LOC-3 に似ている。
- ・LOC-2 と LOC-3 の騒音差は 4 次定在波(速度モード)の腹の位置に置かれたチューブサポート (4 点)の剛性の影響ではないかと思われる(\*)<sup>1</sup>。これらサポートにおけるエリアでは 35~40% オープンであるが音響振幅にある影響が予想される(\*)<sup>2</sup>。

## 原因推定 :

結果からみてまず激しい音響振動が Bank 2 側に発生した。その振動の発生は唐突で、Bank 2 のある通路側でガス流量がわずかに減少しこれに応じ Bank 1 側で流量の増加することで発生したと思われる。この順序が入れ替わったら振動は急激にストップする筈である。振動を引き起こす上で急激なガス流れの減少が必要であったので、この振動は **excited instability** 型であることを示している (100%負荷へのガス流量の緩やかな増加ではこの振動は起きない)。

## 予測パラメータと計測パラメータの比較 :

典型的な j モード(揚力方向)の音響振動を排除するように設計された音響バッフルが設けられており、この

タイプの振動は全然見られなかった。管群内の気柱は side-to-side で 25.64m である。Table 4 に 4 次まで予測音響振動数を記しているが、計測されたものは 4 次の 42Hz であり、予測によくあっている。

## 振動の抑制 :

チューブ軸方向で起きた k モード振動は、Side-to-side 25.64m に沿って音響バッフルを配置することで抑制できた。25.64m をほぼ等間隔に 4 分割したバリアが各 Bank に設けられた。Fig.7 にその配置を

示す。バリアは定位置で垂直に伸びた円筒チューブで作られており管群の全高さをカバーしている。問題はチューブ間のギャップを埋めるかである。これは挿入されたチューブ格子要素にタブを溶接することで解決した。この方法で、オリジナルの管群の軸方向間隙 81.8%が、わずか 17.5%まで減少した。この低い間隙率で  $k$  モード音響振動は変わるとともに音響減衰が増して、もともとの 42Hz 音響振動が効果的に抑制された。

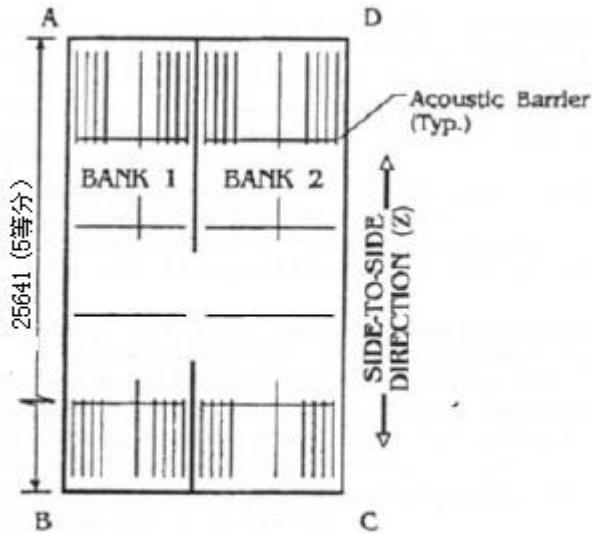


Fig.7  $k$  次モード音響振動の抑制のためのエコノマイザ管群の音響バリアの配置

(このように、 $k$  モードの音響振動の抑制は比較的容易である。流れに平行しチューブ軸に直交する面に、出来る限り開口率の低い多孔性のバッフルを挿入することで音響バッフルとする。これらバリアの数や配置は抑制を要するモードに依存している。

#### [TS 作成者メモ]

1. エコノマイザ管群の渦振動数( $f_w$ )を計算してみる。

ピッチ比  $X_l = t/d = 70/51 = 1.373$ 、 $X_t = 114/51 = 2.235$  であるから **Fitz-Hugh** のデータより  
ストローハル数  $S_t = 0.18$  または  $0.26$  (丁度、エリアの境界にくる)

ギャップ流速は Table 3 より 16.3~18.3m/s、12.2~14.3m/s であるから

$$\begin{aligned} \text{Bank 1 : } f_w &= S_t V/d = 0.18 \times (16.3 \sim 18.3)/0.051 = 57.5 \sim 64.6 \text{ Hz} \\ &= 0.26 \times (16.3 \sim 18.3)/0.051 = 83 \sim 93.3 \text{ Hz} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Bank 2 : } f_w &= S_t V/d = 0.18 \times (12.2 \sim 14.3)/0.051 = 43 \sim 50.5 \text{ Hz} \\ &= 0.26 \times (12.2 \sim 14.3)/0.051 = 62.2 \sim 72.9 \text{ Hz} \end{aligned}$$

ロックインの可能性範囲は  $(1 - \alpha)f_w \sim (1 + \beta)f_w \rightarrow [0.81f_w \sim 1.29f_w]$  であるから、渦振動範囲は

$$\text{Bank 1 : } 47 \sim 83 \text{ Hz, } 67 \sim 120 \text{ Hz}$$

$$\text{Bank 2 : } 35 \sim 65 \text{ Hz, } 50 \sim 94 \text{ Hz}$$

無論、この振動は揚力方向で、軸方向ではないが、軸方向振動数 42Hz には Bank 2 が漸近する。

2. 次にオリジナルの音響バッフルの気柱振動数を調べてみる。気柱振動数  $f_i$  は、

$$f_i = iC/(2W) \quad \text{where } i=1,2,3,4,\dots, C = \text{音速(m/s)} = (\kappa RT)^{0.5}, W = \text{バッフル幅(m)}$$

まず、音速  $C$  を求める。気体定数  $R = 295 \text{ J/kgK}$ 、比熱比  $\kappa = 1.4$ 、温度  $T = 719 \text{ K}$ (平均)として、

$$C = (1.4 \times 295 \times 719)^{0.5} = 545 \text{ m/s}$$

これはチューブがないときの値。管群内ではチューブの占有率  $\sigma$  (ここでは 0.3)を考慮して

$$C = C' / (1 + \sigma)^{0.5} = 545 / (1 + 0.3)^{0.5} = 478 \text{ m/s}$$

バッフル幅は Fig4 より、Bank 1 で  $W = 1.8 \text{ m}, 1.4 \text{ m}$ 、Bank2 で  $W = 2 \text{ m}, 1.6 \text{ m}$  であるから、

Bank 1 :  $f_1 = 132 \text{ Hz}(1.8 \text{ m}), 170 \text{ Hz}(1.4 \text{ m})$ 、

Bank 2 :  $f_1 = 120 \text{ Hz}(2.0 \text{ m}), 149 \text{ Hz}(1.6 \text{ m})$ 、 但し安全側に  $C = 478 \text{ m/s}$  を採る。

$f_1 > (f_w)_{\max}$  のとき、共鳴は回避される。ここでは

Bank 1 : 132, 170 > 120 / Bank 2 : 120, 149 > 94

であるから、揚力モードはそれなりの設計マージンで共鳴が回避されている。

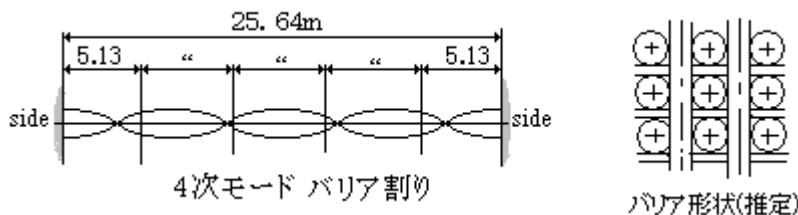
2. 軸方向(スペース長さ 25.64m)の計測気柱振動数は 4 次モード該当の 42Hz である。これは

$$f_4 = 4 \times 545 / (2 \times 25.64) = 42.5 \text{ Hz} \quad (\text{チューブ占有率 } \sigma \text{ の影響はないので } C = 545 \text{ m/s})$$

とほぼあっている。対策バリアは side-side 方向 25.64m を 5 等分している(Fig.7 参照)。この場合

$$\text{バリア間気柱振動数 : } f_1 = 1 \times 545 / (2 \times 25.64 / 5) = 53 \text{ Hz} > 42 \text{ Hz} \quad \text{※}$$

となって軸方向の気柱共鳴は回避されている。通常、バリア(共鳴バッフル)は共鳴モードの音圧分布の節に入れるのがよいとされるが、ここでは下図のような安全側のシフトになっている。



また、本ケースのバリアの詳細はのっていないが、上図のようになっているのでは? と思う。要はロッドバッフルタイプか?

3. 本ケースの原因は **excited instability** となっているが、推定の根拠が明示されていない。このような不安定は聞いたことがない。印象では過渡振動を云っているような気がするが、減衰がないのか?

また、何故 42Hz 気柱共鳴なのか? 42Hz は Bank2 の渦振動数に近いので、この渦振動が横流れにチューブ軸方向に伝播してこの方向の気柱共鳴を誘起したのではないか? Bank1 の LOC-1 では 42Hz 振動はなく、Bank2 の LOC3-3 で 42Hz 振動があるのはこのせいではないかと思う。

[事例 2] シェル&チューブ型プロセス熱交の異常音響振動 (2)

設備概要 :

問題となった熱交換器は TEMA の AEU タイプのシェル&チューブ熱交で、ワンパスーシェル側流れ、ツーパスーチューブ側流れになっている。この熱交の構造とアレンジを Fig.1 に示す。

U チューブ管束は 86-  $\phi$  25.4xt2.1 炭素鋼鋼管で、図に示すように Tri-angle パターンになっている。チューブは直線部分 2890mm、全長 3088mm である。シェル内径は 478mm、入口ノズルは 4 inch、出口ノズルは 2 inch である。シェル外面はグラスウールで断熱されている。

バッフル(チューブ支持板)は 44% 切り欠きを有する半弧状の板で 235mm 間隔で取り付けられている。

シェル側流体は低圧過熱蒸気、チューブ側はプロセスガスで運転条件は下記のようである。

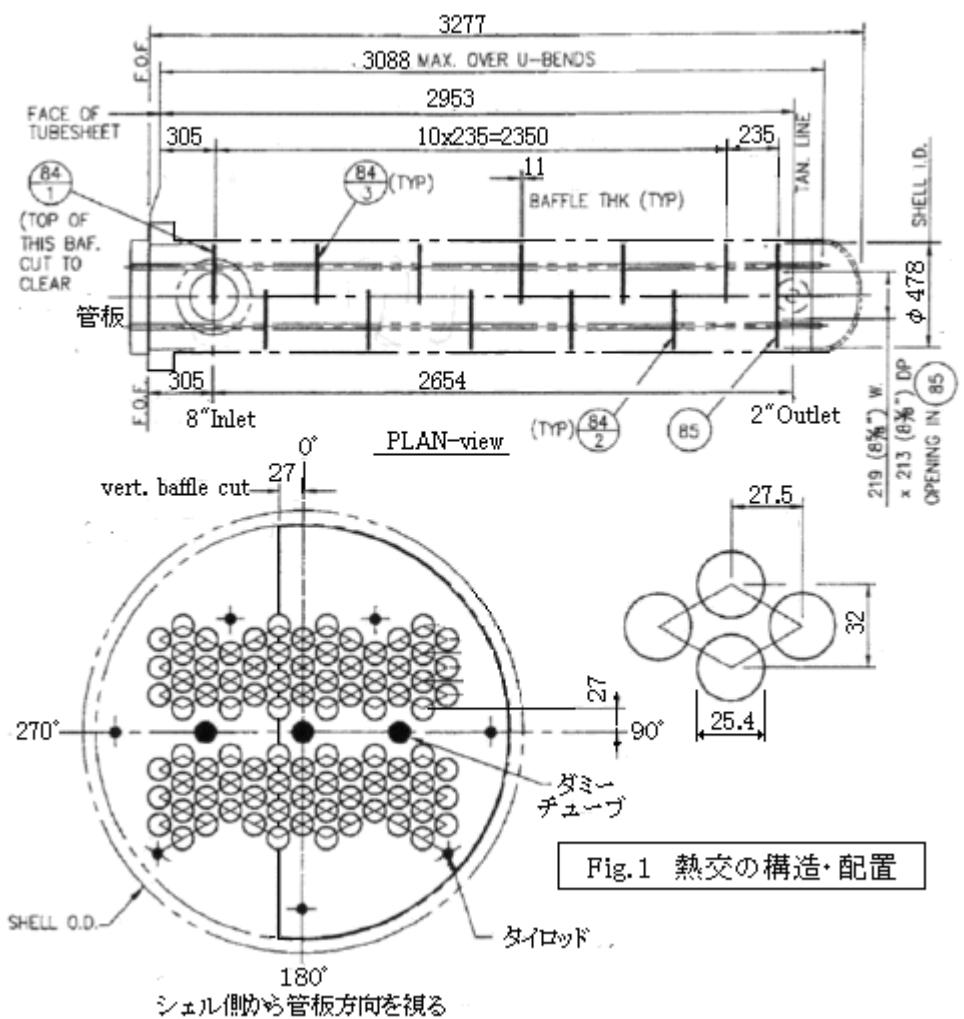
最大蒸気流量 : 5000 kg/hr

蒸気圧力 : 345 KPa

蒸気温度 : 143 °C

熱交通過圧損 : 35 KPa ( 5 psi )

この熱交の実際の運転条件は多様で、コンデンセート(凝縮水)の水位はシェル径の 5~58% で変化する。



テストの結果：

(1) フローパラメータ

振動状態をうまく特性化するため、運転テストが実施され、シェル側流量、圧力/温度、凝縮水水位が計測された。テストは9ケース。凝縮水位が高く流量が低い初め3ケースは、振動無し(\*1) 即ち No Vibration で、流量が高く凝縮水位が低い Condition4~9 では強烈な振動が発生した。Table 1 に計測結果とそれに基づく計算結果を示す。

Fig.2 に示すように、凝縮水位は蒸気流量に強く依存している。各テスト条件のクロスフロー流速はチューブ間最小ギャップの平均流速である。長手方向流速はバッフル切り欠きの開口通過流速である。クロスフロー流速は、蒸気流量/凝縮水位によって著しく変わる(長手方向(軸方向)流速も然り)。

Fig.3 は、蒸気流量の函数としての蒸気流速を与えている。

Table 1 热交のシェル側フローパラメータ(計測値/計算値)

Test	Steam Flow	Condensate Level	Steam Pressure	Steam Temp.	Steam Crossflow Velocity	Reynolds Number in Crossflow	Steam Longitudinal Velocity	Notes
	kg/hr	mm	kPa	°C	m/s	—	m/s	
1	1727*	279	374	182	9.6	28,800	11.7	No Vibration
2	1727*	267	374	182	9.6	28,800	11.7	No Vibration
3	1864*	267	326	182	11.9	31,035	13.8	No Vibration
4	3182	203	291	180	19	48,000	18.8	Vibration
5	3364	191	222	185	25.9	45,000	23.8	Vibration
6	3455	178	195	180	30.0	46,850	27.7	Vibration
7	4000	102	236	185	20.8	38,440	22.0	Vibration
8	3909	89	222	185	20.4	35,428	21.6	Vibration
9	5545	25	222	185	22.6	39,187	18.8	Vibration

ギャップ流速

\* 凝縮水の水位が高い状態では蒸気流れが振動するので、この値は略値である。

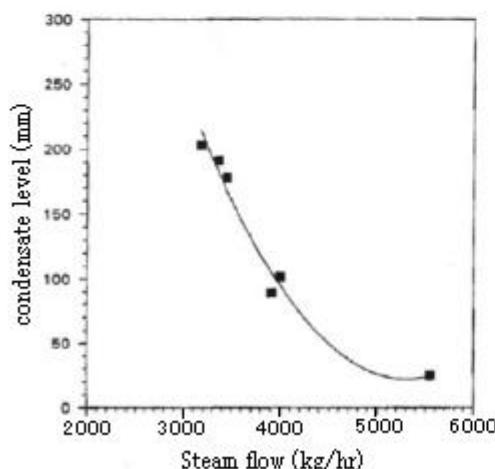


Fig.2 Condensate level in shell versus steam flow  
蒸気流量 - 凝縮水水位

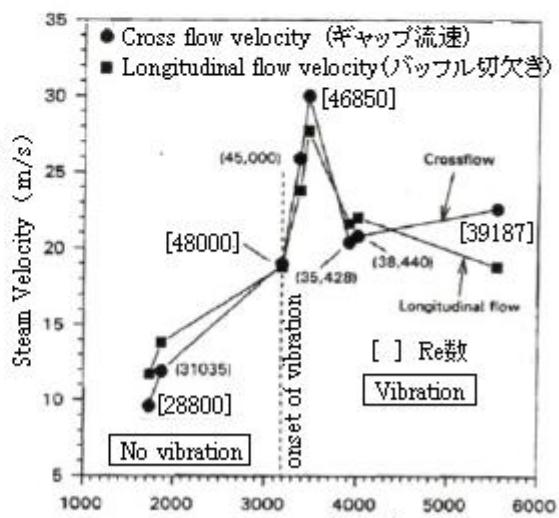


Fig.3 蒸気流量 - 流速の関係

(2) 計測音圧レベル(SPL)および振動数

計測は B&K タイプ 2230 騒音計 + B&K タイプ 2515 振動分析計を用いてシェル外表面 1m に置いたマイクロホンを介して行われた。

先述のように Condition1~3 では No-vibration であった。振動スペクトルはフラットで低周波数域では 60-62dB(RMS)、1Hz~2KHz のオーバーオールレベルでは 93.7dB(RMS)であった。

Condition 4~9 では強い音響振動がおきた。この振動の特徴は基本周波数 200Hz、およびその調和成分の 400、600、800Hz に強いピークがであることである。典例として Condition6 の結果を Fig.4 に示す。また Table 2 に各 Condition における基本モード/調和モードの SPL 計測値を示す。

Fig.5 は SPL の計測値とクロスフロー流速の関係を示している。約 19m/s で突然、音響振動が現れ、200Hz において 60-62dB から 15~31dB 増加して 77~91dB に達する。ただ、高次の SPL に依存しているためオーバーオールの増加はわずかに 6~9dB である。シェル壁面の透過損失約 40dB を考えれば、内部の 200Hz 基本調和波の SPL は 117~131dB と、よく発達した定在波のそれを示している(モードや音響減衰の条件にもよるが、チューブ式熱交の定在波は普通 110-115Hz)。

### (3) 熱交シェルで計測された構造振動

騒音計測と共にシェル外表面 4箇所(A,B,C,D)で構造振動(振動速度/加速度)の計測を行った。その結果を Fig.6 に示す。その計測値は、シェル軸並びの 4 次モード定在波の存在をうかがわせる。

Table 2 管群クロスフロー流速-熱交外面の音圧レベル計測値の関係

Test Condition	Steam Crossflow Velocity m/s	音圧レベルdB (RMS)		Notes
		At 200 Hz Frequency	Overall (1Hz - 2000Hz)	
1	9.6			No Vibration
2	9.6	60 - 62*	93.7*	振動数のピーク無し
3	11.9			
4	19.0	78.5 - 83.7	88 - 95	Vibration
5	25.9	76.9 - 87.8	95.6 - 103.3	Vibration
6	30.0	88.7 - 89.5	96.1 - 96.3	Vibration
7	20.8	89.4	95.8	Vibration
8	20.4	91.0	94.5	Vibration
9	22.6	87.7	99.0	Vibration

Table 3 直径モードの熱交シェル音響振動数(計算値)

Mode	Frequency Hz
1	568.0
2	777.8
3	1057.1
4	1142.8
5	1407.2

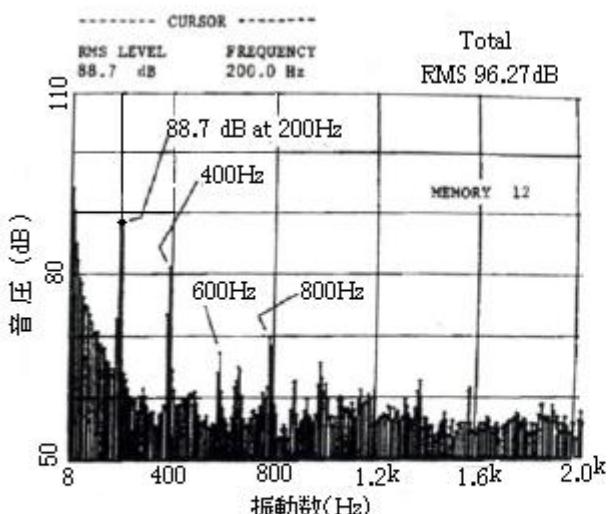


Fig.4 Example of acoustic pressure versus frequency spectrum at test condition 6  
音圧-振動スペクトルの例(テスト状態6)

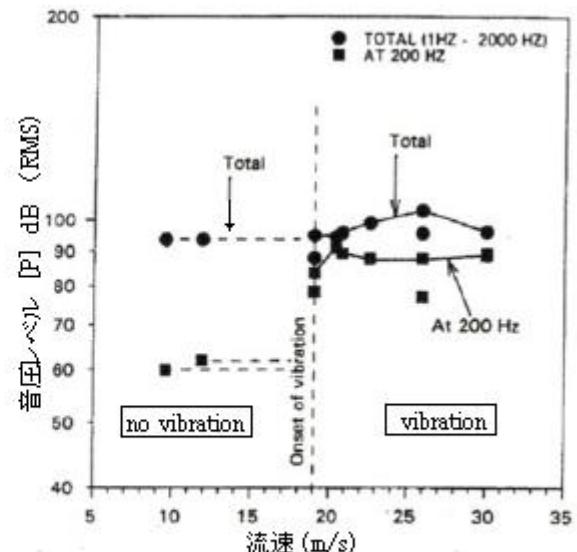


Fig.5 シェル表面から 1m における熱交外面の音圧レベル(計測値)

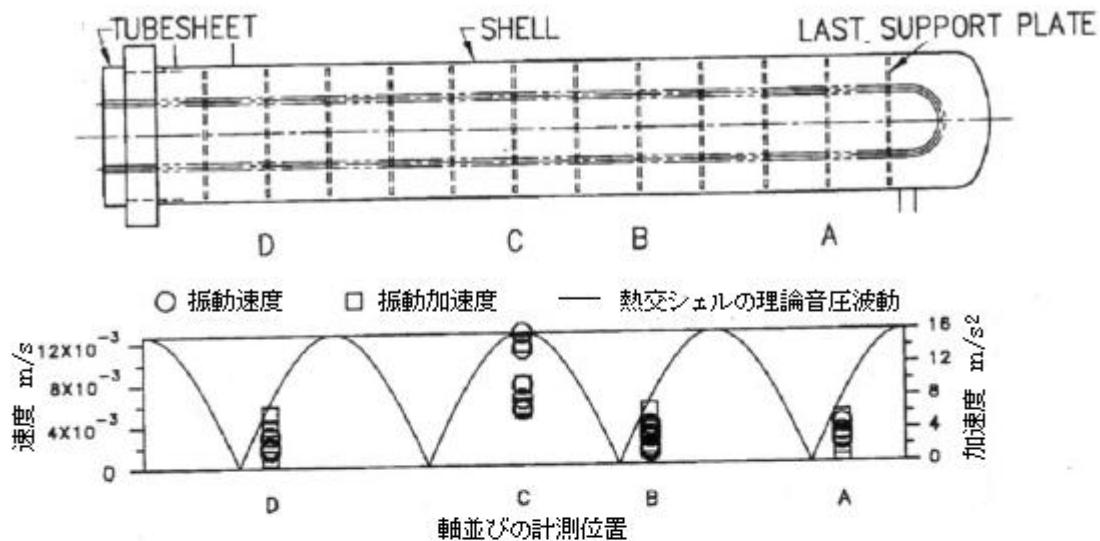


Fig. 6 シェル軸に沿う4つの位置におけるシェル構造振動数(計測値)

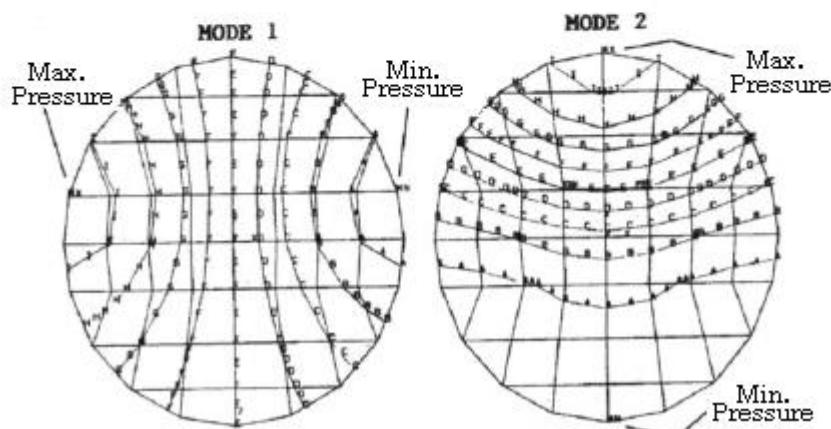


Fig. 7 直径モードの音圧モード(計測値)

### 理論解析：

#### (1) 音響モードのスタディ

管群内の音響モードは FEM でスタディされた。まず、直径モードの振動数について。

178mm の凝縮水位における運転状態が評価された。この場合、蒸気物性は熱交軸方向に変化するのでその平均値をとった。即ち

蒸気温度 : 132°C、蒸気圧 : 228KPa(A)、蒸気密度 : 1.25 kg/m<sup>3</sup>、

比熱比 : 1.4、凝縮水密度 : 920 kg/m<sup>3</sup>

$$\text{音速 } C \text{ は周知のようす } C = (\gamma P / \rho)^{0.5} \quad \text{---(1)}$$

ここで、 $\gamma$  = 比熱比、 $P$  = 蒸気圧力、 $\rho$  = 蒸気密度

管群内の音速  $C'$  は Parker, Blevins のスタディから、

$$C' = C / (1 + \sigma)^{0.5} \quad (\sigma = \text{チューブ占有体積率}) \quad \text{---(2)}$$

解析に用いられた音速は

$$C = 505 \text{ m/s (管群外周)}、C = 402 \text{ m/s (管群内 } \sigma = 0.58 \text{)}、C = 1179 \text{ m/s (管群内凝縮水)}$$

$$C = 1482 \text{ m/s (管群外凝縮水)}$$

FEM による直径モードの振動数を Table3 に示す。Fig.7 は 1 次及び 2 次の音響形状を示す。

計測された卓越振動数 200Hz はその基本周波数(568Hz)よりもかなり下にある。従って、実験で得ら

れた音響振動は、直径モードの気柱振動と合わない。

次にシェル側蒸気流れ中の長手(軸)音響モードの振動数について。管群の全長を模擬して面内に11個のサポートをもったFEMモデルを用い長手モードの音響波動がスタディされた。FEMモデルの寸法は、熱交中心軸直上の1層チューブ+バッフルを模擬して、幅457mmx長さ2883mmx厚さ25.4mm。蒸気物性は直径モードに同じ。管群内音速式は管軸方向には適合しないので、管群外周のCが用いられた(ただ、バッフル効果で音速はスローダウンする可能性があるが、データ不足でそれは考慮されていない)。

**Table4**に計算結果を示す。**Fig.8**のFEMモデルは長手モードの音響圧力分布を示している。この解析結果から、計算された4次モード220.55Hzが実験値200Hzに相応していることがわかる。解析ではバッフル効果を十分に反映できず計算値は200Hzをやや上回っている。興味深いのは、長手音響波動の伝播がバッフルによってそれほど妨げられないことである。

**Table 4 热交管群の長手モードの音響振動数  
(44%切り欠きのオリジナルバッフル)**

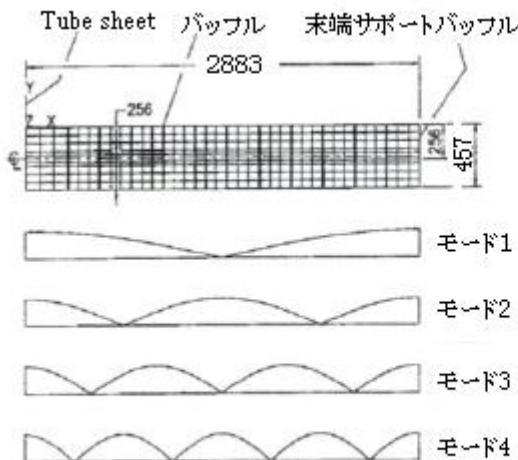
Mode	Frequency, Hz
1	55.45
2	110.83
3	165.95
4	220.55
5	274.21

**Table 5 热交管群の長手モードの音響振動数  
(21%切り欠きのバッフル)**

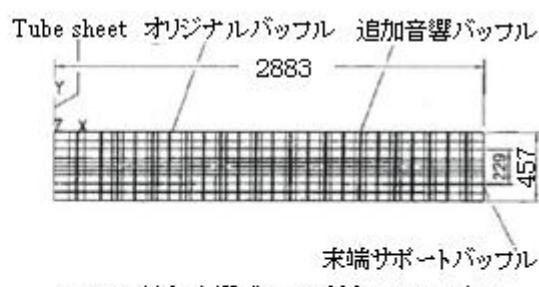
Mode	Frequency, Hz
1	43.08
2	86.25
3	129.56
4	172.90
5	216.10

**Table 6 热交管群の長手音響振動数に及ぼす  
音響バッフル追加の影響**

Mode	Frequency, Hz
1	50.49
2	101.20
3	152.24
4	203.57
5	225.07



**Fig.8 重ね合わせ長手音響モードのFEMモデル**



**Fig.9 追加音響バッフル付きFEMモデル**

## (2) バッフルを変更したときの音響モードのスタディ

問題解決の糸口を探すため、バッフル配置の変更が音響振動に及ぼす影響についてスタディした。

まず、バッフル切り欠き効果について。スタディはこれまでと同じ蒸気物性/音速を用いて行われ、

バッフル切り欠き 44% (54mm オーバーラップ) は 21% (229mm オーバーラップ) まで減じられた。

計算結果を **Table5** に示す。期待通り、オーバーラップの増加に因るインピーダンスの増加によって固有振動数は減少(22%減少率)した。しかし、音響振動はもっと低い振動数でも起きる筈であるから、それだけでは振動を排除できるという保証はない。

次にバッフル追加効果について。Fig.9 のように既存のバッフルの間にバッフルを追加した場合の効果についてもスタディされた。その結果を Table 6 に示す。バッフル追加によって固有振動数は減少(8%減少率) した。

以上、いずれのバッフル変更も、本振動問題を排除するには不十分であることがわかった。

### (3) 音響減衰(ダンピング)の効果

以上、バッフル効果は余り期待できないことがわかったので、音響減衰(ダンピング)の追加による振動抵抗の増加を吟味した。その場合、長手音響波動を主に減衰させることになる。音響減衰の追加に最も適した場所はバッフルの切り欠き部分である。そこで対象とする4次モードの音響分子速度が最も速くなるからである。以下、バッフル切り欠き部分に取付けるスクリーンの影響(振動抵抗と熱交の通過圧損の増加)について検討してみる。

まず音響振動に対する抵抗に関する音響減衰効果について。減衰効果の評価ベースとして、蒸気発生器の音響振動のレビューに基づいて最近開発された関係の使用を以下のように考える。

Chen&Young の音響振動クライテリアは次式で与えられる。

$$\Psi = (R_e/S)(1 - 1/x_l)^2(1/x_t) \quad \dots \dots \dots \quad (3)$$

ここで  $\Psi$  = 評価パラメータ、 $R_e$  = レイノルズ数、 $S$  = ストローハル数、

$x_t, x_l$  = 直交方向, 長手方向のチューブピッチ比(=各ピッチ/直径)

(3)式は次のようにも書ける。

$\delta$  は Chen の減衰パラメータと呼ばれている。蒸気発生器の Chen & Young 音響振動クライテリアは  $[R_e - \delta]$  安定性ダイヤグラムでよく表わすことができ、 $\Psi = 1300$  の安定性ラインで振動/無振動を分けることができる。また音響圧力と相当音響分子速度を Chen の減衰パラメータで関連付ける、類似の安定性ダイヤグラムも得ることができる。Fig.10 もそんな Vibration/No Vibration を分離するダイヤグラムの一つである。ここで振動ケースの音響圧力は実験計測に基づいており無振動ケースでは 110dB でセットされる。これは無振動ケースのほぼ上限値になる。

全ての振動ケースを無振動ケースから分離する安定性ラインは、次の関係式で表わすことができる。

$$\{v_p/(f_i D)\}_{\min.} = \zeta \quad \delta \quad \text{----- (6)}$$

ここで  $v_p/(f_i D)$  = 無次元音響分子速度、 $v_p$  = 音響分子速度、 $f_i$  =  $i$  次の音響振動数、 $D$  = チューブ径

$P$ =音響圧力、 $\rho_0 C$ =流体の特性インピーダンス、 $\zeta$ =不安定定数、 $\delta$ =Chen の減衰パラメータ  
蒸気発生器管群の不安定定数  $\zeta$  は  $1.35 \times 10^{-2}$ 、これは  $112.6$  dB の音響圧力に相当する。

Fig.10のダイヤグラムより、減衰効果が有意であることがわかる。減衰(ダンピング)が高いとかなり

振動の発生が遅れる、あるいは振動を起こすために更に音響圧力を増加させる必要がある。

当該熱交の音響振動ダイアグラムについて。安定性ダイアグラムは管群内の音響圧力を表わしているので、管外面で計測された音響圧力に前述の透過損失 40dB を加算する必要がある。テストデータから

No Vibration の場合 : Max. 62 + 40 = 102dB

Vibration の場合 : Min. 76.3 + 40 = 116.9 dB

Fig. 11 は振動/無振動ケースの全テストデータ +40dB を用いた当該熱交の安定性ダイヤグラムである。最小の振動音響圧力 116.9dB に対し減衰パラメータ  $\delta = 1.645$  が該当することがわかる。Chen の減衰パラメータ(式(5))は次のようにも表わせる。

$$\delta = \kappa / \alpha^2 \quad \text{----- (8)}$$

$\alpha$  はスクリーン即ち並列チューブやロッドの間隙率(=開口エリア/全エリア)である。また、

$$\kappa = S_{xt} \quad \text{-----} \quad (10)$$

数値的結果について。当該熱交のバッフル切り欠き部分の平均間隙率は、

$$\alpha = A_0/A = 0.74 \quad \text{--- (11)}$$

ここで、 $A_0 = \text{軸方向の平均開口フローエリア} = 0.0585\text{m}^2$ 、 $A = \text{バッフル切り欠きエリア} = 0.0789\text{m}^2$

Fig.11 では  $\alpha = 0.74$ 、 $\delta = 1.645$ 、 $\kappa = 0.9$

**Fig.12** はスクリーン間隙率の函数として音響圧力しきい値(Fig.11)の増分を与える。減衰機能を導入することで振動の発生をかなりシフトできることがわかる。安全係数 2 をみて音響圧力しきい値の増分  $2 \times 14.9 \text{dB}$  が必要になる(この  $14.9 \text{dB}$  はオリジナル熱交における No Vibration から Vibration への増加を表わすもの)。スクリーン間隙率  $\alpha = 0.3$  のときこの増加は可能である(Table7)。

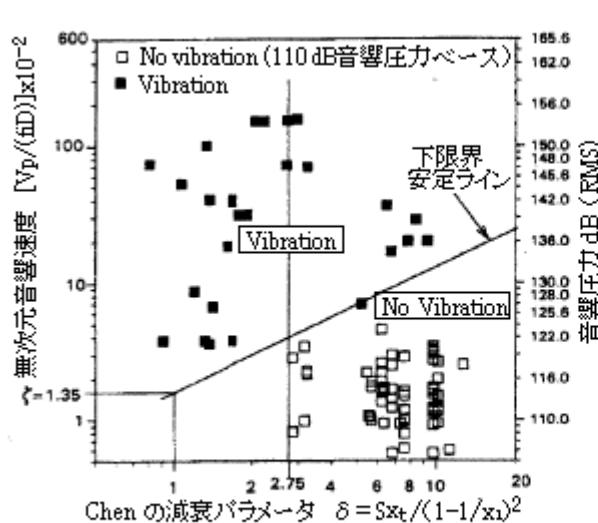


Fig.10 蒸気発生器管群の音響振動安定性ダイヤグラム  
(Eisingerらか, 1992)

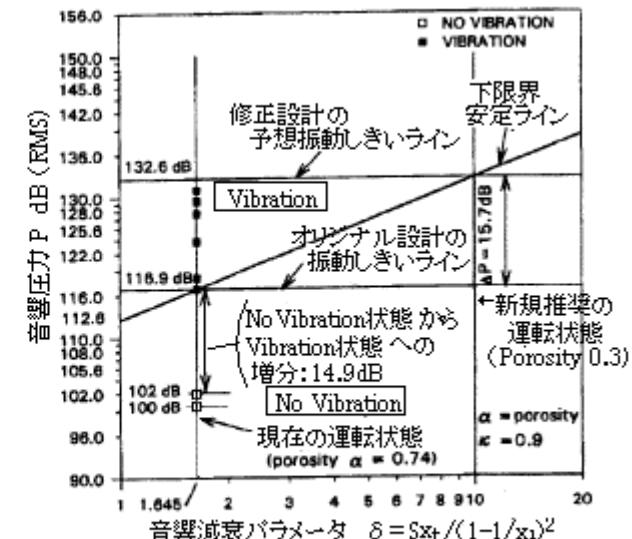


Fig.11 本熱交の音響振動安定性ダイヤグラム  
(オリジナル/修正設計)

Table 7 スクリーン間隙率と予想される音響しきい圧の増加の関係

スクリーン間隙率 $\alpha$	減衰パラメータ $\delta$	振動発生における SPLのしきい値 $\Delta P$ , dB (RMS)	メモ
0.74	1.645	14.9	
0.66	2.066	16.9	
0.5	3.60	21.7	
0.4	5.625	25.6	
0.33	8.264	28.9	
0.30	10.00	30.6	Min. $\Delta P$ (推奨値)
0.285	11.08	31.5	
0.23	17.0	35.2	
0.17	31.1	40.4	

Table 8 音響スクリーン付き熱交通過による最大追加圧損予測値 (最大動圧: 0.359 kPa)

スクリーン 間隙率	圧損/1スクリーン	トータル圧損(11スクリーン)	Notes
	kPa	kPa	
0.74	—	—	
0.66	0.09	0.96	
0.50	0.40	4.4	
0.40	0.80	8.87	
0.33	1.38	15.2	
0.30	1.731	19.0	Min. $\Delta P$ (推奨値)
0.285	1.952	21.4	
0.23	3.186	35.0	
0.17	6.124	57.3	

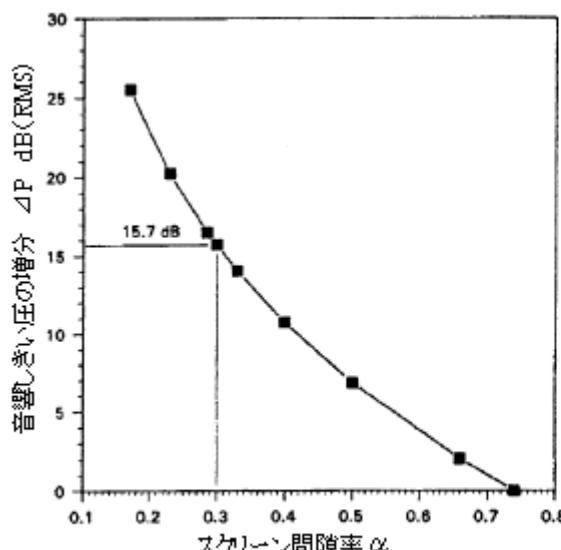


Fig.12 スクリーン間隙率と音響しきい圧増分

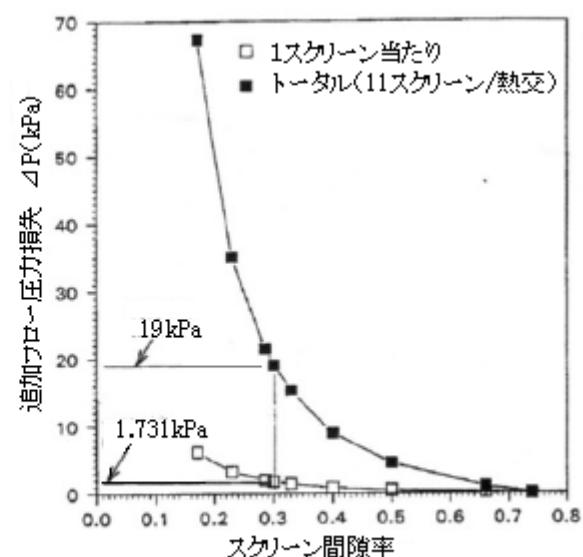


Fig.13 スクリーン間隙率-熱交通過追加圧損の関係

スクリーン間隙率函数としての熱交通過圧損の増分について。ここでは管束に挿入された並列ワイヤ/ロッド、あるいはバッフル切欠き位置の管束-シェル間のウィンドウに挿入された多孔板をスクリーンと見なす。このスクリーンの通過圧力損失は、

$$\Delta P = K(1/2) \rho_0 v_a^2 \quad \dots \quad (10)$$

ここで  $K$ =圧力損失係数、 $\rho_0$ =質量密度、 $v_a$ =近寄り軸方向速度

Condition 6 で、動圧 $(1/2) \rho_0 v_a^2$ は最大になる。即ち

$$(1/2) \rho_0 v_a^2 = 0.359 \text{ KPa (0.052 psi)} \quad \dots \quad (11)$$

但し  $\rho_0 = 0.94 \text{ kg/m}^3$ 、 $v_a = 27.7 \text{ m/s}$

並列ロッドスクリーンの圧損係数は次式で与えられる。

$$K = \beta (1 - \alpha^2) / \alpha^2 \quad \dots \dots \dots \quad (12)$$

間隙率  $\alpha$  は 0.5~0.8、 $R_e > 400$  について  $\beta = 0.52$

**Table8** に、動圧一定のときの、各スクリーンおよび熱交全体(11スクリーン)の最大追加圧損を示す。  $2 \times 14.9 = 29.8 \text{dB}$  の音響圧力しきい値の増加を達成するには  $\alpha = 0.3$  のスクリーン間隙率が必要であるから、このときのトータル通過圧損増加は 19KPa ということになる。

### 論点およびその要約：

当該熱交の運転特性は、他の類似の熱交のそれに比べてかなり異なっており、凝縮水の水位は蒸気量に強く依存している。わずかな蒸気量の増加で水位が急激に減少する。蒸気量の変動が水位の変動を招き管束を通過するクロスフロー流速や長手方向流速を大きく変化させる。この最大の流速変化は凝縮水水位が 50%弱にダウンしたときに起きる。この状態で管束を通過する蒸気速度は急激に増加しおよそ 37~40%の凝縮水水位で最大に達する。クロスフローの最大流速は 30m/s、軸方向のそれは 27.7m/s で、Re 数はクロスフローの場合、45000~48000 に相当する。流速上昇の間、約 19m/s 即ち 42% の水位で音響振動が現れる。この振動は、管板から U チューブ末端支持板までの間で 200Hz で振動する 4 次モード定在波という特性を持っている。その波動は事実上、自己完結しておりバッフル介在の影響を受けない。この振動の発生は突然の音響圧力の増加(15dB 程度)で特徴づけられる。一旦、約 3200 kg/hr の蒸気流量で振動が初生すると、その音響波動は 5500 kg/hr までの流域で固着する(ロックイン?)。音響振動の強さはそのレンジ内で同じか、わずかに増加する。

この音響振動を排除するため、2つのアプローチがスタディされた。はじめにバッフルの再アレンジと追加が検討された。結果的に、振動は多少ダウンしたが、問題の解決には向かないことがわかった。

2番目のアプローチは、有意な音響減衰の増加によって振動の排除するもの。減衰能を十分に高くとって音響圧力の限界値を振動の初生点以上にもっていかなければならぬ。Table 7は、バッフルウインドウ上に置かれた間隙率0.3のスクリーンが振動発生上、30.6 dBのマージンを供することを示している。

(これは、オリジナルバッフル形状における振動発生点のしきい値増分 14.9dB の 2 倍強になる。)

熱交通過圧損は、各バッフルプレートに隣接してスクリーンを設けた場合、最大 19KPa になると予測される。

この異常な音響振動の励振メカニズムはまだ十分にわかっていない。仮に目安としてクロスフローからの渦励振システムを想定するとすれば、音響ストローハル数  $S_a = fD/v = 0.267$  が計算でき、これは Chen のデータとよく一致する(\*2)。しかしこの一致自身はその励振が確かに渦放出によることを証明するものではない。さらにもっともらしい説明は、当該振動が、乱流のある閉空間に存在することが証明されている連成現象の範疇にはいっているという説明である(1993 Eisinger & Sullivan の文献レビュー参照のこと)。この理論によれば、この振動の根にある原因は渦放出に関連した乱流の存在である。即ち原因になりうるある状態が常に管群の中に存在している。多くの違った振動数/振幅をもった音響波動が重なって存在し乱流流れ場と干渉し連成しているが、ある条件に至って音響振動を初生することを想定すれば当該熱交の異常な音響振動の原因メカニズムは“流体－音響不安定”ではないかと思われる(\*3)。

### リコメンデーション：

バッフル切欠きエリアのスクリーンは、管群部分の螺旋状スペーサ、チューブ無し部分の多孔板から構成される。このバッフルは各バッフルウィンドウに設けられる。Fig.11 にそのアレンジの様子を示す。

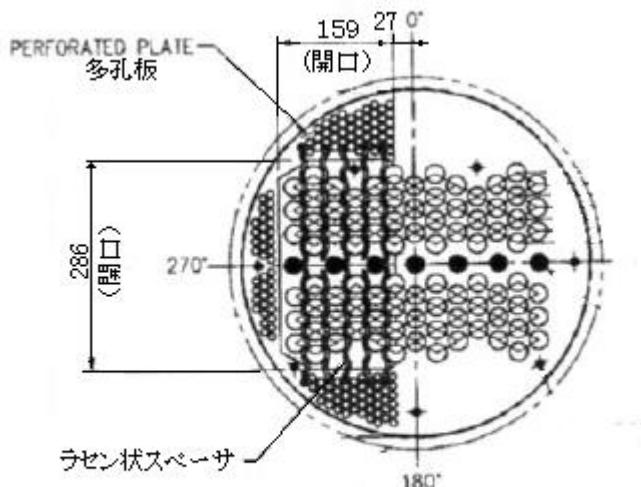


Fig.14 管束へのラセン状スペーサ(格子)の挿入と  
バッフル窓への多孔支持板の取り付け

### < TS 作成者メモ >

- (\*1) ここでは周波数スペクトルにピークがなく特に卓越した振動数がない場合、即ちあるモードの定在波が共鳴によって顕著になる(卓越する)ようなことがない状態を No Vibration とする。
- (\*2) ストローハル数  $S_a = fD/v = 200 \times 0.0254/19 = 0.267$ 。ここで  $v$  は Table 1 の Test Condition 4 のクロスフロー流速をとっている。このストローハル数は確かに Chen のデータにあっているが Fitz-Hugh データではストローハル数は 0.45 になり合わない。仮に Vibration の初生が Test Condition. 3 寄りであったとして  $v = 12 \text{ m/s}$  とすれば  $S_a = fD/v = 200 \times 0.0254/12 = 0.42$  になり Fitz-Hugh データに近づく。いずれにしろ軸方向音響振動の基点には渦放出振動があるような気がする。これは事例 2 にもいえる。
- (\*3) この議論は、文献(1)記載の議論(下記)に同じと思われる。

音響モードには次の2つのタイプがある。

- ① 管群の中に限られダクトの中で減衰するもの -----管群モード
- ② ダクト内に存在し管群で減衰するもの -----ダクトモード

ダクトモード騒音：カルマン渦や乱流(曲がり効果/断面変化/乱旋回流/流れブラフ物体)による  
管群モード騒音：カルマン渦や乱流/乱流ベース不安定による。

乱流ベース不安定とは：

- ・管群内の乱流の中に含まれるエネルギーによって音響振動を初生し保持するメカニズムで一種の不安定現象。
- ・このメカニズムには、1部、実験的な根拠もあるが、まだそのメカニズムが存在するという確実な根拠は得られていない。
- ・固体燃料推進ロケットの燃焼室における乱流火炎燃焼システムの重畠した音場の研究あり。そこでは圧力-速度連成不安定メカニズムが存在し燃焼室の密閉空間に強い音響振動が起きることがわかっている。
- ・燃焼室の閉空間にはいくつかの音響波動が常在しており、ある条件で連成メカニズムが作動して音響振動を煽り立てるのだろう。熱交管群にあてはめれば  
管群内に常在する音響波動(異なるモードの重なり)と乱流場の相互作用=励振メカニズム

引用文献：

- (1) 「Unusual Acoustic Vibration in Heat Exchanger and Steam Generator Tube Banks Possibly Caused by Fluid-Acoustic Instability」 by F. L. Eisinger & R. E. Sullivan  
Journal of Engineering for Gas Turbines and Power (ASME) April 1993 Vol.115
- (2) 「Unusual Acoustic Vibration of a Shell and Tube Process Heat Exchanger」 by F. L. Eisinger  
Journal of Pressure Vessel Technology May 1994 Vol.116