

## 多管式熱交換器で発生した特異な気柱振動の再現実験研究\*

片山 圭一<sup>\*1</sup>, 坪井 守<sup>\*2</sup>, 川岡 孝義<sup>\*3</sup>  
白木 万博<sup>\*4</sup>, 佐藤 勇一<sup>\*5</sup>Scale Model Test on Inexperienced Acoustic Vibrations Occurred  
in the Operation of a Heat ExchangerKeiichi KATAYAMA<sup>\*6</sup>, Mamoru TSUBOI, Takayoshi KAWAOKA,  
Kazuhiro SHIRAKI and Yuichi SATO<sup>\*6</sup>Hiroshima R & D Center, Mitubishi Heavy Industries, LTD.,  
6-22-4-Chome Kan'on-shin-machi, Nishi-ku, Hiroshima, 733-8553 Japan

In the operation of a tubular heat exchanger, or a gas heater, occurred acoustic vibrations, which could not be suppressed at all by installing baffle plates along the gas flow into the tube bundle of the gas heater. Baffle plates along the gas flow are always very effective in suppression of acoustic vibrations so far. To clarify the cause of the vibration phenomenon, we built a three-dimensional airflow scale model using the similarity method. Accordingly, violent vibrations took place, which have the same characteristic as the gas heater. We conclude that the model test method we conducted is useful to check the normal operation of a gas heater.

**Key Words:** Vibration Coupled With Fluid Motion, Acoustics, Noise, Self-Excited Vibration, Heat Exchanger, Tube Bundle, Model Test

## 1. ま え が き

多管式熱交換器では気柱振動の発生をよく経験している。この原因は管後流渦による場合が多くその揚力方向の渦発生振動数と管外音場の固有振動数が近接した場合に両者の相互作用によりガス流れのエネルギーが自励的に管外気体の振動エネルギーに変換されるためと考えられている。この振動は産業界の実績としては管外流れと管軸に直角方向一次元的定在波を生じることが多くこれが常識化していた<sup>1)</sup>。気柱振動発生時にはその音圧レベルは例えば 140 dB 以上に達するが共振を回避しておけば管への悪影響はなく、管のダスト除去や境界層への作用により伝熱効率が数%増加する利点もある。しかし壁や周辺の振動, 不安感そして何よりも純音性の騒音のほうが問題視される。この気柱振動の対策法は流れに沿ってバッフル板と称する板を管群内外へ挿入固定し, 渦発生振動数に対して流れ

と直角方向の一次元的気柱振動との共振を回避するというやり方が一般的である。

ところがこの対策ではどうしても止めることができない, というかむしろバッフル板を挿入するほど複雑化するという特異な気柱振動に出合ったことが本研究のきっかけである。バッフル板は事後対策としても有効な策であるが, これが使えないということになると事前検証しかないことになる。

したがって, 本研究では模型実験による検証技術を得るために, まず実際に発生した気柱振動現象の模型による再現を主眼とし, 一部バッフル板以外の対策法を得ることを目的とした。

## 2. 実運転における気柱振動とその対策例

排煙脱硫プラントの処理済みガスを煙突に抜く際には結露防止のために多管式熱交換器(ガスヒータと呼ぶ)によって昇温する。図 1(a)に示すガスヒータ(以後, ガスヒータ S と呼ぶ)では, 紙面直角に管が置かれている。その管配置は図 1(b)に示すように格子状正方配列である。管内に蒸気を通し側板付きの 2 管群 2 段で管外ガスを約 57°C から約 140°C に昇温する。このガスヒータの調整運転時に壁が振動しそのレベルが大きいことが指摘された。測定した壁振動は単一の振

\* 原稿受付 1999年3月29日。

<sup>\*1</sup> 正員, 三菱重工業(株)広島研究所(☎733-8553 広島市西区観音新町4-6-22)。<sup>\*2</sup> 三菱重工業(株)広島研究所。<sup>\*3</sup> 三菱重工業(株)広島製作所。<sup>\*4</sup> 正員, 関西大学工学部(☎564-0073 吹田市山手町3-3-35)。<sup>\*5</sup> 正員, 埼玉大学工学部(☎338-8570 浦和市下大久保255)。

E-mail: e6299@hrdc.mhi.co.jp

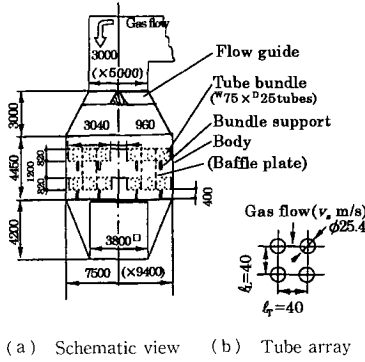


Fig. 1 Gas heater S

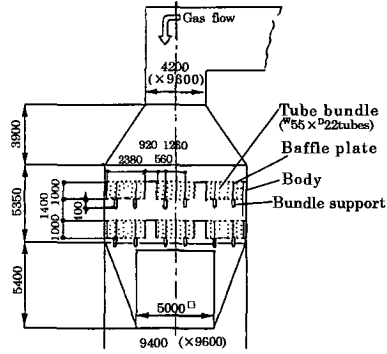


Fig. 3 Schematic view of Gas heater F

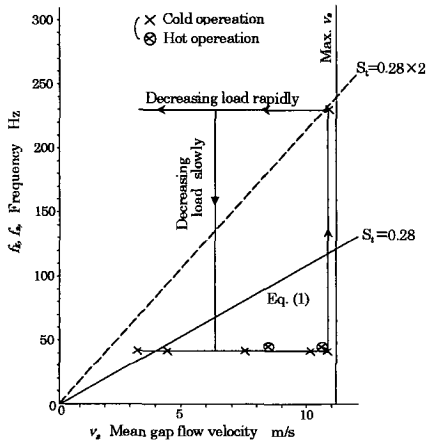


Fig. 2 Measured wall vibration frequency versus mean gap flow velocity  $v_a$  (Gas heaters without a baffle plate)

動成分からなるきれいな正弦波であった。図2に測定した振動数を管間平均流速  $v_a$  m/s に対して示す。図2中式(1)で与えられる管群後流渦発生振動数  $f_k$  を実線で示す。

$$f_k = S_t \frac{v_a}{D} \dots\dots\dots (1)$$

ここに  $D$  m は管外径,  $S_t$  はストロハル数である。  $S_t$  の値は管配置依存しており Chen<sup>(2)</sup> から  $S_t = 0.28$  とした。図2より以下のように考察した。

① 図2中×印の冷風時に発生した振動は平均流速によらず45 Hzであった。図1に示すように胴幅  $L = 7.5$  m であり、音速  $C_a \approx 340$  m/s なので次数  $n = 2$  とすると  $nC_a/2L \approx 45.3$  Hz となる。これから壁振動の原因は流れと管軸直角方向(胴幅方向)2次の気柱振動であると考えられる。図2よりロックイン領域は広いが流速を増すときはじめて振動が発生する点は式(1)による直線と45 Hzの水平線の交点付近である。

② 胴幅方向1次の気柱振動が現れなかったのは、その速度モードの腹相当位置に管群がないため励振されなかったと考えられる。

③  $v_a \approx 10.6$  m/s で振動数は45 Hzから232 Hzへ飛ぶが、この振動数は胴幅方向とすれば10次の固有振動数にほぼ等しく、 $S_t = 0.28$  とした図2中の実線ではなく、その2倍の図中破線上にある。さらに負荷すなわち  $v_a$  を減少させると概略図2の矢印付き実線のようにヒステリシス特性を示すことが確認されている。ただしこの成分の壁振動レベルは①で述べた45 Hzの振動に比べ1/10以下で問題にされなかった。

④ 図2で⊗印の熱風時には流速を増すときに振動が発生し始める点の流速  $v_a$  は確認できていない。測定された振動は49 Hzで45 Hzよりも少し高い。さらに振動成分が急に高い成分に飛ぶ現象は壁振動レベルが低いため注目されなかった。

この振動の対策としては図1(a)の破線のように1管群に2枚のバフフル板を上下段通して挿入した。この結果壁振動が目立たなくなり③の45 Hzから232 Hzに飛ぶ原因は不明のままではあったが、一応の解決をみた。しかし、③の現象を無視したことが次の問題発生につながった。

図3は図2と機能、管配置は同じであるが、上記の振動が出ないように3管群2段の各管群に2枚のバフフル板が挿入されている。図4にこのガスヒータFで観察された気柱振動を示す。

① 調整空気運転で大きな音が発生した。ガスヒータ内の音圧を圧力計で測定したところ、約140 Hzの純音で約145 dBであった。また偏流は10~20%であった。胴内の管群外音圧分布は胴幅方向に8山が観察されたがそのレベルやピッチは規則的ではなく、管軸方向には顕著な山谷は認められなかった。

② まず対策として、胴幅方向で140 Hzの半波長

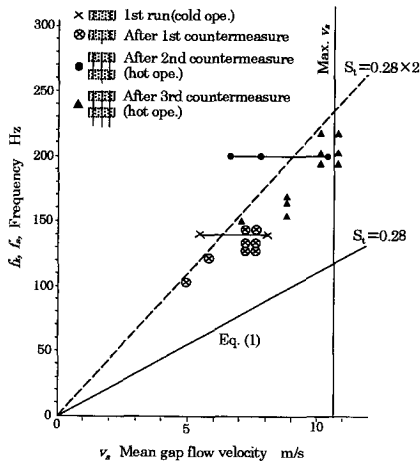


Fig. 4 Measured acoustic frequency versus mean gap flow velocity (Gas heater F)

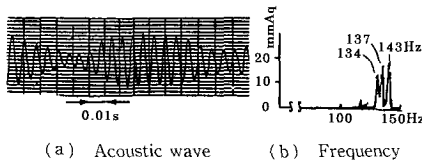


Fig. 5 Example of acoustic waves after 1st modification (Gas heater F)

約 1.2 m 相当部分に注目し各管群中央に 1 枚バブル板を追設した。その結果音は止まらなかったが、レベルが約 10 dB 低下し胴幅方向の音圧振動モードはさらに定在波的不是になり、発生音の成分は図 5 に示すように多峰性を呈した。

③ そこで第 2 次対策として上下段バブル板を結合したが発生音レベルは②と変わらなかった。しかし、振動数は 200 Hz に変化しロックイン領域が広がった。

④ 第 3 次対策では下段のバブル板延長量を 2 倍にした。音は発生し、スペクトルは多峰化した但其のレベルは、約 25 dB 低下した。この段階でガスヒータ外壁の遮音を強化し騒音を許容レベル以下に落とし一応解決した。

なお管の曲げ固有振動数は等間隔 5 点支持として 1 次が約 28.4 Hz であり本気柱振動とは関係していない。2 次以上についても図 2 では冷・熱風により、また図 3 ではバブル板挿入により発生振動数が変化することから無関係と考えられる。

### 3. 再現実験計画

2 章で述べた、ガスヒータ F の気柱振動については、

Table 1 Scale factors of acoustic fields

Parameter	Symbol	Dimension	Scale factor	Remarks
Length	$L$	$L$	$(1/\alpha)$	M; mass kg
Speed of sound	$C_s$	$LT^{-1}$	$\beta \approx 1$	
Gas density	$\rho_s$	$L^{-3}M$	$\gamma \approx 1$	T; Time s
Frequency	$f_s$	$T^{-1}$	$\alpha\beta \approx \alpha$	
Reverberation time	$T_R$	$T$	$1/\alpha\beta \approx 1/\alpha$	○; Fundamental ratio
Volumes elasticity	$B$	$L^2MT^{-2}$	$\beta^2\gamma \approx 1$	
Damping ratio	$\xi_s$	—	$< 1$	

Table 2 Scale factors of hydraulic elements outside tubes

Parameter	Symbol	Dimension	Scale factor	Remarks
Tube diameter	$D$	$L$	$n/\alpha = 2l/\alpha$	r; Tube depth ratio
Gap velocity	$v_g$	$LT^{-1}$	$m/\beta = 2$	
Flow rate	$Q_s$	$L^3T^{-1}$	$m/\beta/\alpha^2 \approx 2l/\alpha^2$	S; Total tube cross section
Vortex frequency	$S_1 v_g / D$	$T^{-1}$	$m/\alpha\beta \approx \alpha$	$C_{L,D}$ ; Dynamic Lift & drag coeff.
Total Vortex exciting force	$(C_{L,D}/2) \times S_1 Q_s v_g$	$LM$	$\frac{m^2 r \beta \gamma^2}{\alpha^2} \approx 2rl/\alpha^2$	
Tube pitch ratio	$l_{zL}/D$	—	1	$f_s, \xi_s$ ; Fig. 1(b)
Reynolds No. Re	$v_g D / \nu_s$	—	$\frac{m n \beta \nu_s}{\alpha \nu_{sm}} \approx 1$	$\nu_s$ ; Dyn. vis. coeff. $m^2/s$
Strouhal No.	$S_1$	—	1	

騒音レベルを下げることはできたが、音発生メカニズムはよくわからなかった。しかし、バブル板で消せないことから流れと管軸に直角方向一次元的気柱振動のみではないこと、振動数が  $2f_K$  すなわち抗力変動振動数付近に集中していること、管群外胴幅方向の音圧振動モードが定在波的不是で乱れていること、管軸方向には顕著なモードが認められないこと、バブル板長による振動数の変化等の諸特徴は管群内流れ方向の気柱振動が関与しているという特異性をうかがわせた。

流れ方向の気柱振動は笛を初めプラント機器類でもよく見られるし、管群をリード群と見れば発生しても不思議ではない。しかし、多管式熱交換器で流れと直角方向にバブル板を挿入するわけにはいかない<sup>(2)</sup>、いったんこのような振動が起こってしまった場合、2 章で述べたように有効なバブル板対策は困難と考えねばならない。そこで、 $1/\alpha$  スケールの模型による上記特異振動についての事前検証試験を行うことにした。相似性ということでの模型の妥当性評価では特に図 4 のような特異な気柱振動再現を絶対条件とした。第 1 ステップとして 2 章のガスヒータ S についての

現象再現を試みた。模型は三次元常温空気流方式とし、管外音場と管後流渦の相似性を重視して管や壁の振動は小さいとして無視した。また実測経験より管長手方向の関与は小さいとした。実ガスと空気の物性差は無視できる程度であり、基本物理量を3個として表1, 2のように相似性を評価した。ここで $1/\alpha, \beta, \gamma$ は基礎相似比である。模型設計の手順は次のとおり。

(1) 同一ピッチ比にすることで渦生成に關与するストロハル数を一致させる。マッハ数は絶対値が小さいので無視し流体運動状態を同じにするためにレイノルズ数  $Re$  を合せる。使用設備の流量限界が  $10 \text{ m}^3/\text{s}$  なので緩和策として管外径相似比  $1/\alpha$  を  $n$  倍、管間流速の相似比  $\beta$  を  $m$  倍とする。簡単化のために  $\beta = \gamma = 1$  とすると、実機と模型では  $Re$  数比 = 1 なので

$$m\beta \frac{n}{\alpha} \frac{v_{ap}}{v_{am}} = \frac{mn}{\alpha} \cdot \frac{2.317 \times 10^{-5} (101.5^\circ\text{C})}{1.510 \times 10^{-5} (20^\circ\text{C})} \approx 1.534 \frac{mn}{\alpha} = 1 \dots\dots\dots (2)$$

定格実ガス流量  $187.5 \text{ m}^3/\text{s}$  より、

$$187.5 \frac{m\beta}{\alpha^2} \approx 187.5 \frac{m}{\alpha^2} \leq 10 \dots\dots\dots (3)$$

渦振動数比と音場の固有振動数比を一致させると、

$$\frac{m}{n} \alpha \beta = \alpha \beta \dots\dots\dots (4)$$

式(2)~(4)より  $\alpha \geq 6.119, m = n \approx 1.997$  となり、

$$D_m = D_p \frac{n}{\alpha} \leq 25.4 \times 10^{-3} \frac{1.997}{6.119} \approx 8.3 \times 10^{-3} \text{ m} \dots\dots\dots (5)$$

ここに実管外径  $D_p = 25.4 \text{ mm}$  である。

式(5)より模型管は  $\phi 8 \text{ mm}$  の中実丸棒とし、同式より代表寸法相似比を  $\alpha = 6.34$  と決めた。

(2) 実機では1管群の管本数は幅  $75 \text{ mm} \times$  深さ  $20 \text{ mm}$  に対し、 $1/6.34$  模型では  $38 \text{ 本} \times 10 \text{ 本}$  になる。管群としての特性維持のためには深さ方向の管本数は  $10 \text{ 本}$  でよいとの見解もあるが<sup>3(4)</sup>、気柱振動励振部ということで寸法比は変わるが念のために  $15 \text{ 本}$  にした(表2で  $r = 15/10 = 1.5$ )、

(3) 音場の減衰能については残響時間  $T_{RS}$  を実測し次式から減衰比  $\zeta_\alpha$  を求めて比較評価した。

$$\zeta_\alpha = \frac{6l_r 10}{4\pi f_\alpha T_R} \approx \frac{1.1}{f_\alpha \cdot T_R} \dots\dots\dots (6)$$

図1のガスヒータでの段間実測  $T_R$  は  $0.63 (50 \text{ Hz}) \sim 0.85 \text{ s} (250 \text{ Hz})$  であり、模型では  $0.22 \text{ s} (317 \sim 1585 \text{ Hz})$  であった。したがって、

$$\zeta_{ap} (\text{実ガスヒータ}) = 0.035 \sim 0.0052$$

$$\zeta_{am} (\text{模型ガスヒータ}) = 0.016 \sim 0.0032$$

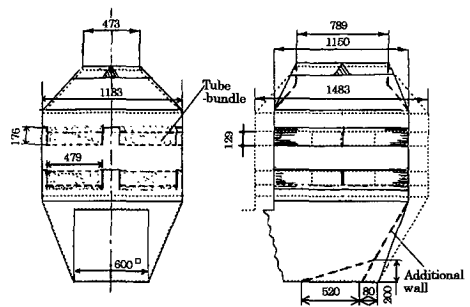
となり模型のほうが減衰比は小さいことがわかった。

しかし検証という点からは安全側の評価ができるかと判断できる。

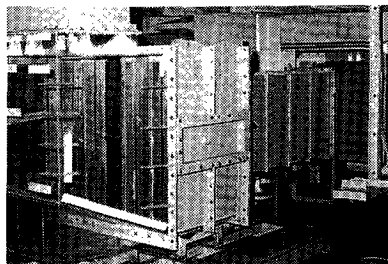
以上の模型設計結果を表1, 2の右欄に示す。なお実際に模型製作に当たっては圧損予測誤差、空気源能力等からくる流速不足すなわち  $Re$  数比が小さくなることを考慮して管長手方向の寸法を約  $20\%$  短くした。これは実ガスヒータのモード実測より管長方向は略一様であるという事実に基づいている。同じ理由により管支持板も実ガスヒータ  $5$  枚に対して模型では管長手方向中央  $1$  枚のみとした。図6に模型の概形を、表3

Table 3 Representative values of the actual and the model gas heater

Parameter	Unit	Actual gas heater	1/6.34 Scale model
Tube diameter	mm	25.4	8
Numbers of tube bundle	—	2×2stages	2×2stages
Width of tube bundle	mm	3040	479
Thickness of tube bundle	mm	820	(129)→176
Number of tubes/bundle	—	W75×D20	W38×D15
Tubes Length	mm	9400	(1483)→1150
Width of bundle container	mm	7500	1183
Flow rate	m <sup>3</sup> /s	187.5	10
Max. mean gap velocity	m/s	Ent. 11.09 Out. 13.9	24.8
Max. Reynolds number	—	Ent. $1.52 \times 10^4$ Out. $1.29 \times 10^4$	$1.31 \times 10^4$
Strauh number	—	0.28	0.28



(a) Schematic view (dotted lines represent the 1/6.34 scaled down configuration)



(b) Photograph

Fig. 6 Gas heater S scale model (Scale factor = 1/6.34)

に代表値を示す。

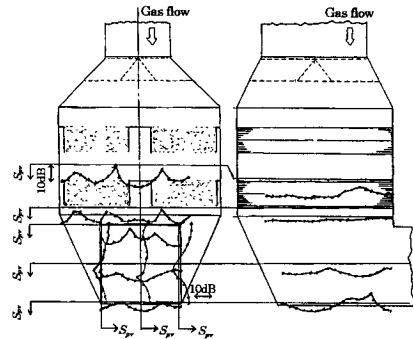
なお実験時の計測項目は流量等の空気源運転データ、マイクロフォンによる外壁近接音、圧力計による壁面内圧力変動、マイクロフォンを胴内管群外で直線状に移動させて測定した気柱振動モードおよび流速分布である。

4. 実験結果とその考察

ガスヒータ S の模型図 6 の空気通風試験では、再現を心配していた図 4 に示したような特異な気柱振動がすぐに観察された。そして、その発生状況からガスヒータ F についての再現実験は不要と判断した。一方図 2 に示した胴幅方向 2 次の気柱振動は図 6 の状態では現れなかった。主要な結果は以下のとおりである。

(1) 図 7×印に示すように図 6 の状態で図 4 に示した振動と思われる振動現象が発生した。その音圧レベルは機側で最大 112 dB に達した。内部音はこれよりも 25~30 dB 位高いと見てよい。図 8(a), (b) に内部音圧モードの測定例を示す。これより、胴内の管群外空間で流れに直角方向にはレベル、ピッチともきれいな定在波は見られず、出側空洞部流れ方向に定在波らしきものが認められた。図 6 に管群支持ばりを付けても(図 7 ⊗ 印)、入口フローガイドを撤去して管群

入側偏流を 30~40% から 10~20% に改善しても(図 7 ● 印)気柱振動発生パターンに大きな変化は認められなかった。図 9 に図 7 ● 印に相当する機側音スペクトル例を示す。図 9 の 10 m/s 以上でも見られるように発生した気柱振動の振動数は、そのロックイン領域で流速に対して漸増傾向が見られるものがあるがこれは続報で考察する。図 6 の管群を対象とした全試験を通じて上記気柱振動が発生しなかったのは、



(b) Tube axis mode (center of tube bundle) (a) Transverse and longitudinal mode (center of tube length)

Fig. 8 Example of measured sound pressure variation  $S_{pv}$  (Scale model of gas heater S, 708 Hz, × mark in Fig. 7)

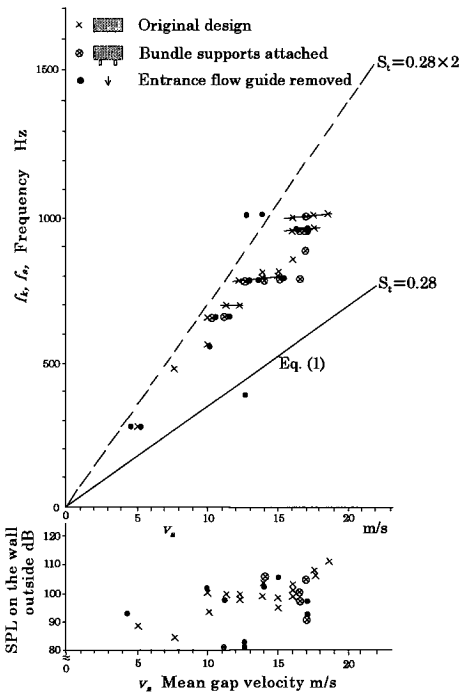


Fig. 7 Acoustic frequency map of gas heater scale model (15 tubes depth/bundle)

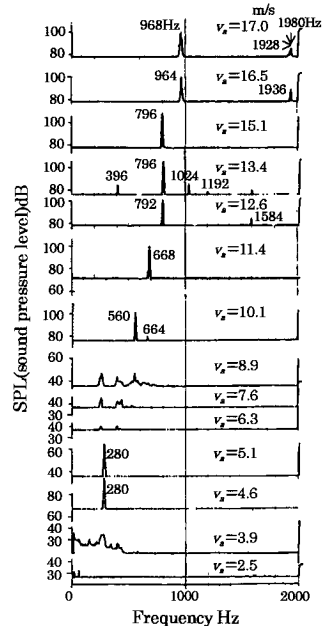


Fig. 9 Sound pressure spectra measured at the outside of the scale model corresponding to the data marked ● in Fig. 7

- (a) 上流側管群1段のみの場合。
- (b) 管群下流側容器壁を除去して大気に開放した場合。
- (c) 管群下流側の容器壁全面に 30 mm 厚の吸音材(ウレタン)を貼った場合。

ただし、(b)で底板と同じ位のペニア板を流出側から流れに直交させて近付けると図7と同じ特性の気柱振動が発生した。

流れのエネルギーは気柱振動エネルギーに変換され

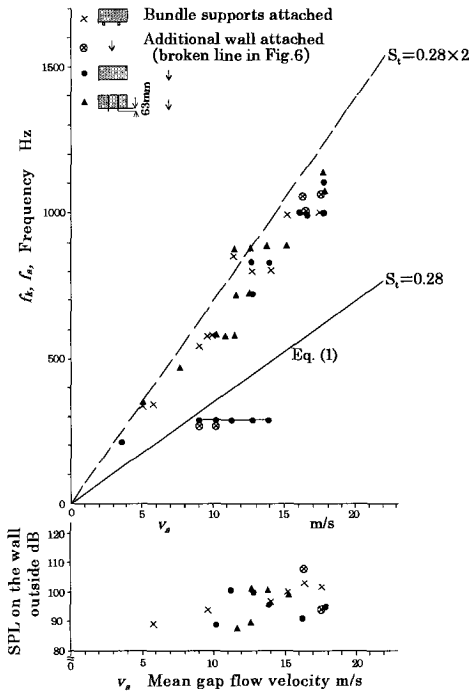
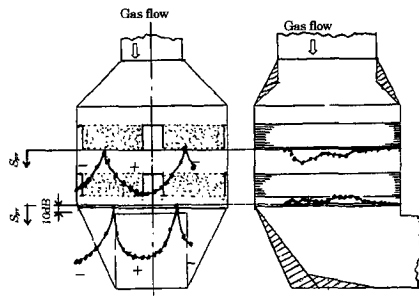


Fig. 10 Acoustic frequency map of the improved gas heater scale model (10 tubes depth/bundle)



(a) Transverse mode (b) Tube axis mode

Fig. 11 Example of measured sound pressure variation  $S_{pv}$  of the improved gas heater scale model corresponding to the data marked ●, 296 Hz in Fig. 10

ているが、それが図2に示した実際の場合と一致しない要因としては、模型のほうが減衰比が小さいことと、寸法相似比の一部不一致が考えられた。

(2) そこで図6の模型について胴内音場の寸法相似性を修正した。その実験結果を図10に示す。まず管群深さを15本から10本にすると(1)と同種の特異な気柱振動が発生した(×印)がそのレベルは少し低下した。次に模型製作時に相似性を無視した管軸方向の容器壁の傾斜を図6の破線で示すように実際に合わせるように変更すると296 Hz 付近に⊗印で示すように図2に示したと同じ流れ直角方向1次元の気柱振動が発生し始めた。ここで管群支持ばりを撤去し管群外音場をもう少し広くすると図10●印のようにその音圧レベルが増加し、ロックイン領域が広がった。図11はその内部音圧モードで胴幅方向2次の図2と同じ定在波であることがわかる。内壁面圧力変動スペクトルを図12に示すが、296 Hz 成分は最大約 20 mm  $Aq$  すなわち約 140 dBであった。この振動数はロックイン領域でも上昇傾向は見られなかった。さらに、実際の場合と同じく1管群に2枚のバツフル板を挿入することで消滅した。しかし、図10▲印で示すようにバツフル板挿入後も同図破線付近の気柱振動は残留した。

圧損の見積り誤差や送風ダクトのすぐあいにより  $v_a=17.7$  m/s までしか流すことができなかったが、この条件下で何とか図2, 4の両気柱振動の再現ができた。

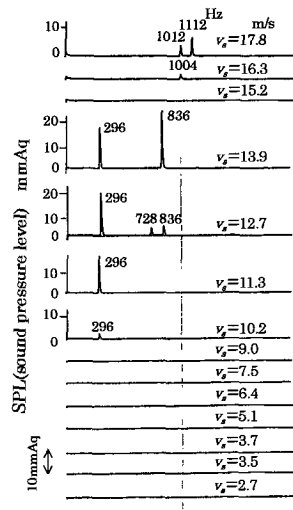


Fig. 12 Sound pressure spection measured at the inside of the improved scale model corresponding to the data marked ● in Fig. 10

## 5. 結 言

ガスヒータの実運転で経験した管群気柱振動 2 例についてその対策の経緯を述べた。この振動の内少なくとも一方はボイラ等で一般的に経験されている管外ガス流れと管軸に直角方向一次元的な気柱振動のみではなく、バッフル板を流れ方向に挿入するという常識的対策が通じない現象であった。そして計測した振動数や振動モード等から推定して管群内流れ方向主体の気柱振動ではないかと考えた。この振動は熱交換器では経験がなかったし、発生条件は不明であり、事後対策が非常に難しいことから、事前にスケールモデルによる検証を行う必要があると判断した。模型による検証試験は  $1/\alpha$  空気流模型で行うこととし、その第一ステップとして実ガスヒータで発生した気柱振動の再現実験を行った。

(1) 有限流量下でガスヒータの空気流模型を設計しその寸法相似比を  $1/6.34$  とした。

(2) 管外音場の減衰特性は実ガスヒータとその模型で計測した残響時間から音場の減衰比を求めることで評価した。この結果減衰比は模型のほう約 60% 以下であり相似性からは外れるが安全サイドの評価が

できると判断した。

(3) 模型実験では問題の特異な気柱振動は図 1 の実ガスヒータ以上に再現できた。これは模型のほう音場の減衰比が小さいことも影響していると考えている。したがって模型実験法が特異な気柱振動が発生しないことの検証法として有効と判断した。むしろ流れと管軸直角方向一次元的気柱振動の再現に苦労した結果、当初あまり関係ないと考えていた管群容器出口内壁傾斜等軸方向の寸法相似性も模型実験検証では無視できないことを認識した。

(4) 気柱振動の対策指針として管群容器の反射特性特に吸音力の増大が有効であることを確認した。

## 文 献

- (1) 例えば HTRI (Heat Transfer Research Inc.) *Repts*; STV-1 (1978), 21-23.
- (2) 片山圭一, プラントにおける気柱振動事例, 日本機械学会中国四国支部振動・音響技術研究会研究成果報告書, (1993), 67-70.
- (3) Chen, Y. N., *Trans. of ASME, series B*, 90 (1968), 134-146.
- (4) Fitzpatrick, J. A. and Donaldson, I. S., *J. Sound Vib.*, 73-2 (1980), 225-237.