



## AVALIAÇÃO DA RESSONÂNCIA ACÚSTICA EM TROCADORES DE CALOR

IPEN / CNEN - SP  
BIBLIOTECA  
Produção Científica

Miguel Mattar Neto

IPEN-CNEN/SP - Divisão de Equipamentos e Estruturas  
Travessa R. 400 Cidade Universitária  
05598-900 São Paulo, SP  
e-mail: mmattar@net.ipen.br

### RESUMO

Alguns critérios para a previsão de ressonância acústica em trocadores de calor são apresentados e utilizados na avaliação de dois casos. Conclusões sobre a confiabilidade dos critérios são apresentadas com base nos resultados obtidos.

### 1. INTRODUÇÃO

Dois tipos de vibrações induzidas por fluxo transversal ao feixe de tubos em trocadores de calor podem ocorrer: a instabilidade nos tubos e a ressonância acústica.

A instabilidade nos tubos está relacionada com os carregamentos não conservativos devido ao padrão de fluxo não simétrico passando por eles. Os movimentos dos tubos afetam os esforços provocados pela passagem de fluido e, por consequência, os movimentos dos próprios tubos, podendo produzir a instabilidade do equilíbrio sob determinadas características do fluxo.

A ressonância acústica pode ocorrer quando alguma frequência relacionada com a periodicidade do fluxo coincide com alguma frequência acústica do casco do trocador. Se alguma das frequências naturais dos tubos coincidir com as frequências mencionadas há a chamada coincidência tripla.

A ocorrência destes fenômenos pode provocar danos aos equipamentos e alguns cuidados devem ser tomados nos projetos para evitá-los.

Outro aspecto que deve ser mencionado é que os efeitos destes mecanismos dependem da densidade do fluido. Nos líquidos a velocidade do som é mais alta e as dimensões dos trocadores são menores que com os gases e, assim, as frequências acústicas são mais altas não havendo tendência para a ressonância acústica. Por outro lado, não se conhecem casos de vibrações de tubos excitadas pela vorticidade de fluxos de gases, na ausência de ressonância acústica.

Assim, pode-se separar a avaliação de vibrações induzidas por fluxo transversal aos tubos em trocadores de calor em dois casos: a instabilidade nos tubos em fluxos líquidos e a

ressonância acústica nos fluxos de gases. Nos casos de fluxos bifásicos os aspectos de vorticidade ficam reduzidos de acordo com Pettigrew et al., 1985 a não ser onde, pela fração de vazios, muito alta ou muito baixa, o fluxo tenha características de monofásico.

Neste trabalho, portanto, serão apresentados aspectos da avaliação da ressonância acústica em trocadores de calor com fluxo de gases no lado do casco e discutidas as aplicações de alguns critérios na avaliação de dois casos práticos.

### 2. AVALIAÇÃO DA RESSONÂNCIA ACÚSTICA

Como já foi dito, a ressonância acústica pode ocorrer quando há a coincidência das frequências associadas ao fluxo de gases com

as frequências acústicas do casco e até com as frequências naturais dos tubos. Ela ocorrendo pode haver danos aos equipamentos e aos operadores. O aumento dos níveis sonoros pode ser suficiente para afetar o casco do trocador e os ouvidos dos operadores. Os feixes de tubos podem ser danificados, também, quando houver a coincidência tripla.

Apesar de se saber que a coincidência de frequências ser um fator necessário para a ocorrência da ressonância acústica há muitas incertezas quanto aos mecanismos de excitação e quanto à definição dos parâmetros associados ao fluxo e, portanto, quanto à severidade da ressonância.

Não há um método completamente confiável para a previsão da ressonância acústica. Os procedimentos de previsão disponíveis se baseiam em três etapas:

- (i) cálculos das frequências associadas ao fluxo de gases, das frequências acústicas do casco do trocador e das frequências dos tubos;
- (ii) comparação das frequências acústicas e das associadas ao fluxo de gases para verificar se a condição para a ressonância acústica existe;
- (iii) Se houver condição para a ressonância acústica, avaliação do amortecimento ou de outro mecanismo dissipativo para determinar a severidade da ressonância acústica.

As incertezas para a determinação das frequência associadas ao fluxo de gases (quanto a determinação do número de Strouhal, principalmente), dos modos acústicos significativos e dos mecanismos de amortecimento fazem com que haja vários critérios, obtidos com diferentes experimentos, que são adequados para condições de processo e geométricas limitadas.

**Critérios empregados.** Entre vários critérios disponíveis na literatura foram escolhidos três que têm as características típicas para avaliação da ressonância acústica mencionadas. Eles diferem nas faixas de comparação das frequências e nos mecanismos de amortecimento e dissipação.

**Critério de Chen, 1968.** Neste critério as duas condições para que a ressonância acústica ocorra são:

$$(i) \text{ Se } V > f_a d_o / S \quad (1)$$

a ressonância pode ocorrer, onde  $V$  é a velocidade do fluxo transversal,  $f_a$  é a primeira frequência acústica da cavidade do casco,  $d_o$  é o diâmetro externo do tubo e  $S$  é o número de Strouhal. A frequência  $f_a$  é dada por

$$f_{an} = n C / (2L) \quad (2)$$

onde  $n$  é o número do modo,  $n=1,2,\dots$ ,  $L$  é a dimensão típica do duto, e  $C$  é a velocidade do som dada por

$$C = (\gamma R T)^{1/2} \quad (3)$$

com  $\gamma$  o índice isentrópico do gás à temperatura,  $R$  é a constante do gás, e  $T$  é a temperatura absoluta do gás.

(ii) - O potencial para a ressonância é alto se, em adição a (i),

$$\psi^* = (Re / (S x_l)) (1 - 1 / (4 x_l^2)) \quad (4)$$

for maior que 2000.  $Re$  é o número de Reynolds, e  $x_l$  e  $x_t$  são as razões de espaçamento dos tubos transversal e longitudinal, respectivamente

**Critério de Blevins e Bressler, 1987.** A faixa crítica para a ressonância é dada por

$$0,8 f_e < f_{an} < 1,2 f_e \quad (5)$$

onde  $f_e$  é a frequência associada ao fluxo transversal dada por

$$f_e = S V / d_o \quad (6)$$

**Critério de Eisinger et al., 1994.** De acordo com este critério a seguinte verificação deve ser feita, se

$$V_p / V < \zeta_{gás} \delta \quad (7)$$

então a ressonância acústica não ocorre.  $V_p$  é a velocidade acústica da partícula dada por

$$V_p = P_{rms} / (\rho_{gás} C) \quad (8)$$

onde

$$P_{rms} = 12,5 ((\gamma - 1) / (\gamma_a - 1)) (Ma \Delta p), \text{ limite superior,} \quad (9)$$

$$P_{rms} = 37,9 (\gamma - 1) (Ma \Delta p)^{2/3}, \text{ limite inferior} \quad (10)$$

sendo  $P_{rms}$  a pressão acústica em Pa, e  $\gamma = 1,3$  e  $\gamma_a = 1,4$  os índices isentrópicos para o gás à temperatura e para o ar a 18 ° C, respectivamente.  $Ma$  é o número de Mach,  $\Delta p$  é a perda de carga através do banco de tubos,  $\zeta_{gás}$  é o parâmetro de

instabilidade para o gás (0,259 E-2) e  $\delta$  o parâmetro de amortecimento definido por

$$(S x_t) / (1 - 1 / x_l)^2 \quad (11)$$

devendo ser menor que 200.

### 3. CASOS ANALISADOS

**Dados dos trocadores de calor.** Foram analisados dois casos indicados a seguir.

**Para o trocador de calor 1:**

$d_o = 60$  mm,  
a espessura do tubo  $t = 3$  mm,  
comprimento do casco  $l = 1500$  mm,  
largura do casco  $w = 1500$  mm,  
 $x_l = 54/60 = 0,90$ ,  $x_t = 87/60 = 1,45$ ,  
sendo o material do tubo o AISI 304.

Os dados de processo são:

$V = 12$  m/s,  
a temperatura  $T = 687$  °C = 960 °K,  
a pressão absoluta abs.  $p = 99900$  Pa,  
a densidade do gás  $\rho_{gás} = 0,37$  kg/m<sup>3</sup>,  
a viscosidade do gás  $\mu_{gás} = 4,0$  E-4 Pa s,  
a viscosidade cinemática do gás  $\nu_{gás} = 1,08$  E-3 m<sup>2</sup>/s,  
 $C = 596$  m/s,  $Ma = 0,020$ , e  $Re = 667$ .

**Para o trocador de calor 2:**

$d_o = 76$  mm,  
 $t = 3$  mm,  
 $l = 3000$  mm,  
 $w = 2000$  mm,  
 $x_l = 107/76 = 1,41$ ,  $x_t = 106/76 = 1,39$ ,  
sendo o material do tubo o AISI 304.

Os dados de processo são:

$V = 30$  m/s,  
 $T = 549$  °C = 822 °K,  
abs.  $p = 98677$  Pa,  
 $\rho_{gás} = 0,37$  kg/m<sup>3</sup>,  
 $\mu_{gás} = 4,0$  E-4 Pa s,  
 $\nu_{gás} = 1,08$  E-3 m<sup>2</sup>/s,  
 $C = 596$  m/s,  $Ma = 0,020$ , e  $Re = 667$ .

### 4. RESULTADOS OBTIDOS

**Para o trocador de calor 1:**

**Critério de Chen, 1967:**

(i) Calculando  $f_{a,1} = 195$  Hz, então  $f_a d_o / S = 23,4$  m/s > 12 m/s (sem ressonância)

(ii)  $\psi^* = 636 < 2000$  (sem ressonância)

**Critério de Blevins e Bressler, 1987:**

Como  $f_e = 100$  Hz a faixa  $0,8 f_e - 1,2 f_e$  é de 80 a 120 Hz. A frequência acústica do modo 1 é  $f_{a,1} = 195$  Hz e, portanto, está fora da faixa de ressonância.

**Critério de Eisinger et al., 1994:**



Com  $V = 12$  m/s,  $Ma = 0.020$ ,  $\Delta p = 80$  Pa,  $\delta = 58.7$ , então  $V_p = 0.070$  m/s (limite superior),  $V_p = 0.068$  m/s (limite inferior). Assim,  $V_p/V = 0.068/12 = 5.8 \text{ E-}3 < 58.7 * 0.259 \text{ E-}2 = 0.152$  (sem ressonância).

#### Para o trocador de calor 2:

##### Critério de Chen, 1967:

(i) Calculando  $f_p = 80$  Hz, então  $f_a d_o / S = 29.1$  m/s  $> 30$  m/s (com ressonância)

(ii)  $\psi^* = 5172 > 2000$  (haveria ressonância)

##### Critério de Blevins e Bressler, 1987:

Como  $f_c = 72$  Hz a faixa  $0.8 f_c - 1.2 f_c$  é de 58 a 86 Hz. A frequência acústica do modo 1 é  $f_{a1} = 80$  Hz e, portanto, está dentro da faixa de ressonância.

##### Critério de Eisinger et al., 1994:

Com  $V = 30$  m/s,  $Ma = 0.041$ ,  $\Delta p = 623$  Pa,  $\delta = 2.92$ , então  $V_p = 1.01$  m/s (limite superior),  $V_p = 0.045$  m/s (limite inferior). Assim,  $V_p/V = 0.045/23 = 0.019 < 2.92 * 0.259 \text{ E-}2 = 0.008$  (com ressonância)

## 5. CONCLUSÕES

Para o trocador de calor 1 a ressonância acústica não foi prevista por nenhum dos critérios empregados e, na prática, ela não ocorreu, de fato. Para o trocador de calor 2, no entanto, houve a previsão da ressonância acústica de acordo com os critérios empregados e ela não ocorreu, na prática.

Isto pode ser explicado pelas incertezas nos cálculos mencionadas anteriormente. De acordo com Blevins e Bressler, 1987 há indicações que um trocador de calor pode

não ter ressonância acústica por causa das características das suas razões de espaçamento. Nesta referência há um mapeamento de trocadores de calor onde se previa a ressonância e naqueles, onde as razões de espaçamento estavam na faixa  $x_l \leq 3$  e  $x_t \leq 1.7$ , ela não ocorreu.

Este é o caso do trocador de calor 2 onde  $x_l = 0.90$  e  $x_t = 1.45$  e, portanto, está dentro da faixa indicada em Blevins e Bressler, 1987 para não ter ressonância acústica.

Muitos esforços vem sendo feitos para obter previsões mais confiáveis como indicado em Weaver, 1993, sem que ainda se tenha chegado a critérios plenamente confiáveis, como pôde ser visto neste trabalho.

## 6. REFERÊNCIAS

- Blevins, R. D. e Bressler, M. M., "Acoustic Resonance in Heat Exchanger Tube Bundles - Part II: Prediction and Suppression of Resonance", Flow Induced Vibrations - 1987, pp. 27-34, ASME, 1987
- Chen, Y. N., "Flow-Induced Vibrations and Noise in Tube Bank Heat Exchangers due to von Kármán Streets", ASME Journal of Engineering for Industry, vol. 90, pp. 134-146, 1968.
- Eisinger, F. L.; Francis, J. T.; Sullivan, R. E., "Prediction of Acoustic Vibration in Steam Generator and Heat Exchanger Tube Banks", Flow-Induced Vibrations, pp. 67-83, ASME, 1994

- Pettigrew, M. J.; Tromp, J. H.; Mastorakos, J., "Vibration of Tube Bundles Subjected to Two-Phase Cross Flow", ASME Journal of Pressure Vessel Technology, vol. 107, pp. 335-343, 1985.

- Weaver, D. S., "Vortex Shedding and Acoustic Resonance in Heat Exchanger Tube Arrays", Technology for the 90's, pp. 775-810, ASME, 1993

## SUMMARY

Some criteria for acoustic resonance prediction in heat exchangers are presented and used in the evaluation of two cases. Some conclusions about the criteria reliability are addressed based on the evaluation results.