LUCIAN ARBORE

Vibração em feixes tubulares

São Paulo

2016

LUCIAN ARBORE

Vibração em feixes tubulares

Dissertação apresentada à Escola Politécnica da Universidade de São Paulo para obtenção do título de Mestre em Ciências

Área de Concentração:
Engenharia Mecânica de Energia e Fluidos

Orientador: Prof. Doutor Fabio Saltara

São Paulo

2016

LUCIAN ARBORE

Vibração em feixes tubulares

Dissertação apresentada à Escola Politécnica da Universidade de São Paulo para obtenção do título de Mestre em Ciências

São Paulo

2016

Este exemplar foi revisado e corrigido em relação à versão original, sob responsabilidade única do autor e com a anuência de seu orientador.

São Paulo, 25 de agosto de 2016

Assinatura do autor: _____

Assinatura do orientador: _____

Catalogação-na-publicação

Arbore, Lucian
Vibração em feixes tubulares / L. Arbore -- versão corr. -- São Paulo, 2016.
79 p.

Dissertação (Mestrado) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.

1.Dinâmica dos Fluidos 2.Vórtices dos Fluidos 3.Escoamento 4.Vibrações (Simulação Numérica) I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II.t.

RESUMO

Os resultados de uma simulação numérica são apresentados para amplitudes de vibração induzidas por um escoamento transversal num feixe tubular no regime de instabilidade fluidelástica.O feixe tubular considerado tem geometria e características iguais às de uma instalação equivalente descrita na literatura, para a qual estão disponíveis as medições experimentais das amplitudes de vibração no regime de instabilidade elástica.O arranjo tipo triângulo rodado tem uma relação passo/diâmetro de 1,375 e consiste de um tubo móvel cercado por 134 tubos rígidos.A simulação numérica foi efetuada através de um software comercial de CFD (Computational Fluid dynamics).Para a região em torno de cada tubo foi considerada uma malha com dimensões do elemento crescendo geometricamente na direção normal ao tubo com fator de crescimento 1,13 , sendo a dimensão do elemento adjacente ao tubo igual a 0,1% do diâmetro externo do tubo.Na simulação numérica o escoamento foi considerado incompressível, monofásico, turbulento e bi-dimensional. Os dados do escoamento foram considerados idênticos aos das experiências da instalação descrita na literatura.Os resultados obtidos para as amplitudes pela simulação numérica são comparados com os resultados obtidos experimentalmente na instalação acima citada.Os desvios da maioria dos valores calculados em relação aos valores experimentais estão numa faixa aceitável. Isto mostra que existe a possibilidade de utilização, num futuro próximo, de CFD para análise deste tipo de problemas.

Palavras-chave: Feixe tubular. Instabilidade Fluidelástica. Vibração induzida por escoamento transversal. CFD. Simulação numérica.

ABSTRACT

Results from a numerical simulation are reported for amplitudes of cross-flow induced vibrations at the fluid elastic instability regime in a tube bank. The tube bank has identical geometry and characteristics as for an experimental facility described in the literature, for which there are experimental measurements of the amplitudes of vibrations at the fluid elastic instability regime.The rotated triangular array has a pitch ratio of 1.375 and consists of 1 movable tube surrounded by 134 rigid tubes. The numerical simulations were accomplished with a commercial CFD (Computational Fluid Dynamics) software. For the region around each tube, a mesh with elements dimensions growing geometrically normal to the tube was considered, with growing factor 1.13, and the dimension for the element adjacent to the tube wall was set to 0.1% of the tube external diameter. The flow was considered incompressible, monophasic, turbulent and two-dimensional for the numerical simulation. The flow data considered were the same as for the experiments at the facility. The results presented in this paper for the amplitudes obtained by numerical simulation are compared with the experimental results obtained in the above mentioned experimental facility.The differences between the calculated values and the experimental values are acceptable. This show that in the near future there is the possibility to use CFD for these kind of problems.

Keywords: Tube bank. Fluid elastic instability. Cross-flow induced vibration. CFD. Numerical simulation.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Trocador STHE tipo AES (com cabeçote flutuante) 22

Figura 2 – Trocador STHE tipo CFU (com tubos em U) 22

Figura 3 – Trocador STHE tipo BEM (com junta de expansão) 24

Figura 4 – Trocador STHE tipo AEP (com cabeçote flutuante) 24

Figura 5 – Trocador STHE tipo AJW (com cabeçote flutuante) 25

Figura 6 – Nomenclatura das partes de Trocadores STHE 25

Figura 7 – Tipos de configurações de trocadores casco e tubos 26

Figura 8 – Tipos de arranjo de tubos 27

Figura 9 – Amplitude de vibração em função da velocidade 32

Figura 10 – Número de Strouhal em função da geometria 35

Figura 11 – Arranjo da experiência de Connors 38

Figura 12 – Movimento do tubo em estudo na direção do escoamento 39

Figura 13 – Movimento do tubo em estudo perpendicular ao escoamento 41

Figura 14 – Esquema do feixe tubular 49

Figura 15 – Coeficientes adimensionais de amortecimento fluídico 54

Figura 16 – Coeficientes adimensionais de rigidez fluídica 55

Figura 17 – fator D para cálculo velocidade crítica 56

Figura 18 – Geometria da experiência de Weaver e Grover 60

Figura 19 – Abrangência da malha e regiões de contorno 62

Figura 20 – Malha em torno dos tubos 63

Figura 21 – Resultado da simulação para velocidade ao longe de 1,42 m/s 66

Figura 22 – Resultado da simulação para velocidade ao longe de 1,61 m/s 67

Figura 23 – Resultado da simulação para velocidade ao longe de 1,77 m/s 68

Figura 24 – Resultado da simulação para velocidade ao longe de 1,98 m/s 69

Figura 25 – Resultado da simulação para velocidade ao longe de 2,21 m/s 70

Figura 26 – Amplitudes calculadas 71

Figura 27 – Amplitudes medidas 72

Figura 28 – Comparação entre amplitudes medidas e calculadas 73

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Possibilidade de vibração com danos significativos 37

Tabela 2 – Fórmulas do tipo Connors 45

Tabela 3 – Fórmulas similares à fórmula de Connors 47

Tabela 4 – Amplitudes calculadas (valor médio quadrático - rms) 70

Tabela 5 – Amplitudes medidas (valor médio quadrático - rms) 72

Tabela 6 – Comparação entre amplitudes medidas e calculadas 73

LISTA DE SIGLAS

CFD	Computational Fluid Dynamics
FEI	Fluidelastic Instability
LES	Large Eddy Simulation
MVF	Método dos Volumes Finitos
PISO	Pressure-Implicit with Splitting of Operator
RANS	Reynolds Averaged Navier-Stokes
SST	Shear Stress Transport
STHE	Shell and Tube Heat Exchanger
TB	Turbulent Buffeting
TEMA	Tubular Exchanger Manufacturers Association
VIV	Vortex Induced Vibration

LISTA DE SÍMBOLOS

LATINOS

a expoente para fórmulas similares à fórmula de Connors

amp amplitude de vibração

A_t área de troca térmica

b expoente para fórmulas similares à fórmula de Connors

C_x coeficiente de arraste

C_y coeficiente de sustentação

D fator adimensional para uso no método TEMA

d_o diâmetro externo do tubo

f frequência

F força num tubo

F_t fator de correção para cálculo de troca térmica

F_x amplitude da força de arraste

F_y amplitude da força de sustentação

g_i força no tubo i na direção x

h_d coeficiente de película do lado interno do tubo

h_e coeficiente de película do lado externo do tubo

h_i força no tubo i na direção y

K_1 fator usado no desenvolvimento do modelo de Connors

K_2 fator usado no desenvolvimento do modelo de Connors

$LMTD$ média logarítmica das diferenças de temperatura

L_t comprimento do tubo

m_o massa do tubo por unidade de comprimento

M_o massa do tubo

p passo

Q_t potência térmica (calor trocado por unidade de tempo)

r_e coeficiente de incrustação externo

r_i coeficiente de incrustação interno

r_o raio externo do tubo

r_t resistência térmica da parede do tubo

t tempo

u deslocamento do tubo na direção x

u_k deslocamento do tubo k na direção x

U velocidade ao longe

U_t coeficiente global de troca térmica

v deslocamento do tubo na direção y

v_k deslocamento do tubo k na direção y

v_o velocidade entre tubos

v_t velocidade crítica entre tubos

x direção do escoamento ao longe

x_o amplitude de vibração na direção do escoamento ao longe

x_v deslocamento do tubo na direção x

y direção perpendicular ao escoamento ao longe

y_o amplitude de vibração na direção perpendicular ao escoamento ao longe

y_v deslocamento do tubo na direção y

<u>GREGOS</u>

α fator usado em fórmulas similares à fórmula de Connors

α_{ik} coeficiente adimensional para determinação de forças nos tubos

$\bar{\alpha}_{ik}$ coeficiente para determinação de forças nos tubos

α'_{ik} coeficiente adimensional para determinação de forças nos tubos

$\bar{\alpha'}_{ik}$ coeficiente para determinação de forças nos tubos

α''_{ik} coeficiente adimensional para determinação de forças nos tubos

$\overline{\alpha''}_{ik}$ coeficiente para determinação de forças nos tubos

β_{ik} coeficiente adimensional para determinação de forças nos tubos

$\bar{\beta}_{ik}$ coeficiente para determinação de forças nos tubos

β'_{ik} coeficiente adimensional para determinação de forças nos tubos

$\overline{\beta'}_{ik}$ coeficiente para determinação de forças nos tubos

β''_{ik} coeficiente adimensional para determinação de forças nos tubos

$\overline{\beta''}_{ik}$ coeficiente para determinação de forças nos tubos

δ decremento logarítmico do amortecimento

Δt passo de tempo

ΔW_d energia dissipada em um ciclo

ΔW_x trabalho realizado em um ciclo devido a F_x

ΔW_y trabalho realizado em um ciclo devido a F_y

ρ densidade do fluido

σ_{ik} coeficiente adimensional para determinação de forças nos tubos

$\bar{\sigma}_{ik}$ coeficiente para determinação de forças nos tubos

σ'_{ik} coeficiente adimensional para determinação de forças nos tubos

$\overline{\sigma'}_{ik}$ coeficiente para determinação de forças nos tubos

σ''_{ik} coeficiente adimensional para determinação de forças nos tubos

$\overline{\sigma''}_{ik}$ coeficiente para determinação de forças nos tubos

τ_{ik} coeficiente adimensional para determinação de forças nos tubos

$\bar{\tau}_{ik}$ coeficiente para determinação de forças nos tubos

τ'_{ik} coeficiente adimensional para determinação de forças nos tubos

$\overline{\tau'}_{ik}$ coeficiente para determinação de forças nos tubos

τ''_{ik} coeficiente adimensional para determinação de forças nos tubos

$\overline{\tau''}_{ik}$ coeficiente para determinação de forças nos tubos

ω frequência circular de vibração

SUMÁRIO

INTRODUÇÃO **15**

1 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA **21**

1.1 TROCADORES DE CALOR TIPO CASCO E TUBOS 21

1.2 VIBRAÇÃO EM FEIXES TUBULARES 31

1.2.1 MARTELAMENTO TURBULENTO - TB **33**

1.2.2 VIBRAÇÃO INDUZIDA POR VÓRTICES - VIV **34**

1.2.3 INSTABILIDADE FLUIDELÁSTICA – FEI **36**

1.2.4 IMPORTÂNCIA RELATIVA DOS MECANISMOS DE VIBRAÇÃO **37**

1.3 EQUAÇÕES, MODELOS E MÉTODOS PARA ANÁLISE DE FEI 38

1.3.1 MODELO DE CONNORS **38**

1.3.1.1 EQUAÇÕES SIMILARES À EQUAÇÃO DO MODELO DE CONNORS 44

1.3.2 MODELO DE CHEN **48**

1.3.3 MÉTODO TEMA **56**

1.3.4 SIMULAÇÃO COM AUXILIO DE CFD **57**

2. RESULTADOS E DISCUSSÕES **59**

2.1 RESULTADOS DA SIMULAÇÃO COM AUXILIO DE CFD 59

2.2 RESULTADOS EXPERIMENTAIS 72

2.3 COMPARAÇÃO DOS RESULTADOS 73

2.4 DISCUSSÕES 75

3 CONCLUSÕES **76**

4. REFERÊNCIAS **78**

INTRODUÇÃO

O escoamento de fluidos em torno de estruturas gera esforços sobre as mesmas. A interação entre escoamento e estruturas é um assunto bastante estudado em engenharia, tendo diversas aplicações. Entre elas, o escoamento do ar em torno das asas de um avião, o escoamento de ar em torno de chaminés, o escoamento de água ao redor de veículos aquáticos e o escoamento de ar em torno de veículos automotores terrestres.

Uma área bastante estudada é a do escoamento transversal em torno de corpos cilíndricos, onde se destacam os estudos referentes a escoamento transversal em torno de um cilindro isolado e o escoamento transversal em torno de feixes de cilindros com arranjos razoavelmente repetitivos e com o passo (distância centro a centro de cilindros adjacentes) relativamente pequeno quando comparado com o diâmetro do cilindro.

Nesta área (escoamento transversal em torno de cilindros) diversos experimentos foram executados ao longo do tempo tanto para melhor entender os fenômenos físicos como para obtenção de valores numéricos para os esforços e outras características relacionadas (p.ex. frequência de formação de vórtices).

Da mesma forma diversos estudos foram realizados tentando modelar os fenômenos e obter equacionamentos adequados para os mesmos que permitissem uma previsão razoável dos resultados.

No que tange ao escoamento transversal em torno de feixes cilíndricos, os diversos estudos levaram entre outras informações à conclusão que os esforços podem levar a vibrações significaticas (com grandes amplitudes) dos cilindros. Estas vibrações são devidas essencialmente a três mecanismos:

- martelamento turbulento (turbulent buffeting - TB)
- vibração induzida por vórtices (vortex induced vibration – VIV)
- instabilidade fluidelástica (fluidelastic instability – FEI)

Uma área onde a análise de vibrações em feixes tubulares tem importância é para trocadores de calor tipo casco-tubos (Shell and tube heat exchangers – STHE).

No lado casco, estes trocadores consistem em um feixe de tubos cilíndricos com arranjo razoavelmente uniforme submetidos a um escoamento externo que pode razoavelmente ser modelado como transversal.

As vibrações decorrentes do escoamento podem causar danos significativos nos trocadores. Os principais danos são:

-danos devidos à colisão entre tubos : o impacto frequente entre tubos devido a grandes amplitudes de vibração pode levar ao desgaste significativo na região do impacto, chegando eventualmente à ruptura do tubo

- danos devidos a colisão entre tubos e chicanas : a furação das chicanas para passagem dos tubos é feita com uma certa folga em relação ao diâmetro externo dos tubos para facilitar a montagem. No caso de vibrações de grandes amplitudes, pode ocorrer impacto frequente de tubos com os furos nas chicanas levando ao afinamento dos tubos na região do impacto e eventualmente levando à ruptura dos tubos.

- dano na região de fixação do tubo com o espelho : Os tubos são fixados no espelho através de expansão ou soldagem ou ambos os métodos. Isto resulta numa ligação que pode ser considerada como um engaste. Resulta que as tensões máximas devidas a deslocamentos laterais dos tubos ocorrem justamente na região de fixação dos tubos ao espelho. Vibrações com grandes amplitudes resultam em tensões significativas (e cíclicas) nos tubos nesta região podendo resultar em falha dos tubos por fadiga.

O mecanismo que traz maiores probabilidades de causar danos significativos é a Instabilidade Fluidelástica (FEI). A partir de uma determinada velocidade do escoamento a amplitude das vibrações aumenta significativamente com pequenos aumentos adicionais da velocidade, podendo levar a consequencias indesejáveis. Esta velocidade a partir da qual as amplitudes de vibração aumentam muito é conhecida como Velocidade Crítica.

O projetista de um trocador de calor tipo casco – tubos deve portanto, além da análise da troca térmica e da análise hidráulica (perdas de carga), se preocupar também em evitar situações que possam levar a vibrações indesejáveis. Para isto deve poder calcular (e/ou estimar com razoável precisão) as velocidades e

geometrias que levam aos diversos regimes de vibração e às altas amplitudes das vibrações. Especial atenção deve ser dada para trabalhar com velocidades menores que a velocidade crítica, considerando que o mecanismo da Instabilidade Fluidelástica (FEI) tem maiores probabilidades de vir a causar danos significativos, pois para velocidades maiores que a velocidade crítica as amplitudes de vibração podem ser muito grandes.

Regra geral, estes trocadores de calor tipo casco – tubos são projetados seguindo as recomendações do “Standards of the Tubular Exchanger Manufacturer Association” , publicado pela “Tubular Exchangers Manufacturers Association” (TEMA). Este padrão de projeto (conhecido resumidamente como TEMA) fornece algumas recomendações para a análise de vibrações dos tubos.

Em termos práticos, resumidamente, o TEMA permite estimar as velocidades para as quais podemos ter vibrações que possam levar a danos significativos, porém os critérios do TEMA ainda não são uma unanimidade.

Além das recomendações do TEMA, baseado em diversos modelos e análises experimentais desenvolvidos ao longo do tempo, existem fórmulas para estimativa das Velocidades Críticas. Na verdade as considerações do TEMA para a estimativa da Velocidade Crítica se baseiam em alguns destes estudos.

Tanto este conjunto de fórmulas quanto o método TEMA se baseiam em arranjos uniformes dos tubos. O TEMA prevê correções para algumas não uniformidades, porém está longe de prever todos os casos.

Além dos métodos acima para estimativa das Velocidades Críticas existe a possibilidade de cálculo via análise numérica com auxilio de CFD. Até o momento este método tem sido usado com pouca frequência mesmo em estudos acadêmicos.

O objetivo desta dissertação é calcular, via análise numérica com auxilio de CFD, as amplitudes de vibração na região do mecanismo FEI e compará-las com os valores obtidos experimentalmente para a mesma situação.

Para isto, em um determinado instante, a análise do escoamento é executada via CFD, obtendo-se as forças atuantes sobre os tubos. Com estas forças, via equação de movimento de sólido, obtem-se deslocamentos, velocidades e acelerações dos

tubos móveis. A partir destes valores chega-se para o instante seguinte, à nova posição das células da malha móvel utilizando equação de deformação da malha.

MOTIVAÇÃO

Trocadores de calor tipo casco – tubos são equipamentos utilizados para aquecer fluidos, resfriar fluidos e/ou efetuar mudança de fase de fluidos. Eles são aplicados em quase todos os tipos de indústrias (petróleo, química e petroquímica, alimentícia, papel e celulose, geração de energia via termelétricas etc)

Apesar do crescimento exponencial do uso de trocadores de placas nas últimas décadas, os trocadores tipo casco – tubos são ainda o meio mais utilizado para troca de calor entre fluidos.

Quando o coeficiente de película do lado externo dos tubos é menor que os demais coeficientes de troca térmica (coeficiente de película do lado interno, fatores de incrustação, resistência térmica do tubo), o aumento da velocidade externa aos tubos pode diminuir significativamente o custo do trocador para determinado serviço.

O aumento da velocidade externa além de determinado valor, por outro lado, pode levar a vibrações com amplitudes significativas, causando danos ao equipamento.

O mecanismo que traz maiores probabilidades de causar danos significativos é a Instabilidade Fluidelástica (FEI).

Isto posto, nota-se a importância da determinação (estimativa) das amplitudes das vibrações na região de Instabilidade Fluidelástica e da chamada Velocidade Crítica, permitindo assim o aumento da velocidade (visando diminuição do custo do trocador) até um nível seguro que não venha a trazer danos ao equipamento.

OBJETIVO

O objetivo da dissertação é calcular as amplitudes de vibração na região onde predomina o mecanismo FEI em função da velocidade do fluido

Weaver e Grover (1978) executaram medições experimentais das amplitudes de vibração para um feixe tubular.

Nesta dissertação é considerada uma geometria exatamente igual à usada nas experiências de Weaver e Grover e são consideradas as mesmas características do fluido, tubos e amortecimento.

O método usado para a estimativa das amplitudes de vibração é o cálculo via análise numérica com auxilio de CFD.

As amplitudes de vibração calculadas são comparadas com as amplitudes medidas experimentalmente por Weaver e Grover.

Pretende-se que este trabalho seja uma contribuição no campo dos estudos relacionados com o desenvolvimento de metodologias que, com auxilio de CFD, permitam estimar com razoável precisão o comportamento vibratório de feixes tubulares sujeitos a escoamentos transversais, aplicáveis a qualquer arranjo de tubos, com quaisquer não uniformidades no arranjo dos tubos, quaisquer geometrias dos recipientes (p.ex. feixes de tubos dentro de vasos cilíndricos), quaisquer fluidos e propriedades, quaisquer regimes de vibração, quaisquer tipo de suporte dos tubos, etc...

1 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

1.1 TROCADORES DE CALOR TIPO CASCO E TUBOS

Apesar do crescimento exponencial do uso de trocadores de placas nas últimas décadas, os trocadores tipo casco – tubos são ainda o meio mais utilizado para troca de calor entre fluidos.

No lado casco, estes trocadores consistem em um feixe de tubos cilíndricos com arranjo razoavelmente uniforme submetidos a um escoamento externo que pode razoavelmente ser modelado como transversal.

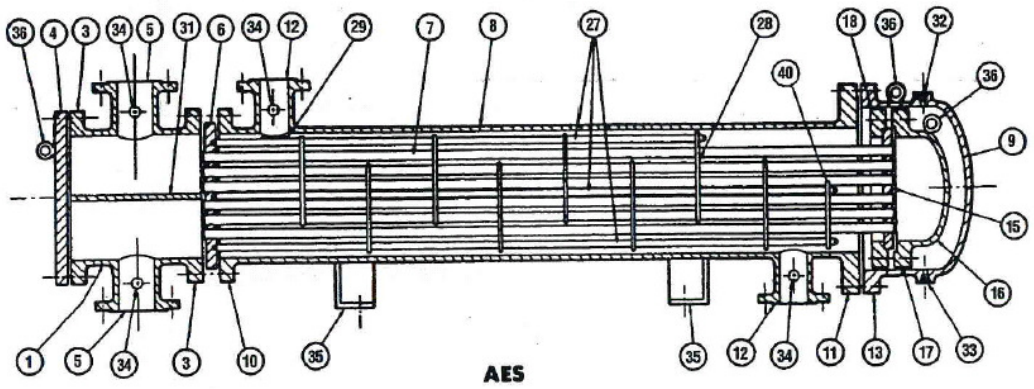
O modelo básico de um trocador STHE consiste essencialmente de um conjunto de tubos paralelos entre si (feixe tubular) inseridos dentro de um reservatório cilíndrico com eixo paralelo aos tubos (casco). As extremidades dos tubos são inseridas (e fixadas) em placas perpendiculares ao feixe (espelhos) e os espelhos são fixados nas extremidades do casco. Um dos fluidos passa pelo interior dos tubos e o outro pelo lado externo dos tubos ocorrendo a troca térmica através da parede do tubo (que separa um fluido do outro). No casco, regra geral, são instaladas placas perpendiculares ao feixe tubular (chamadas chicanas) que levam o escoamento externo aos tubos a ser aproximadamente perpendicular ao feixe tubular.

Existe uma infinidade de variações em relação ao modelo básico do trocador STHE.

A figura 1 mostra um trocador tipo AES que é do tipo cabeçote flutuante (a extremidade direita é livre para se mover, não sendo fixa ao casco). Isto evita problemas decorrentes de dilatação diferencial entre casco e tubos.

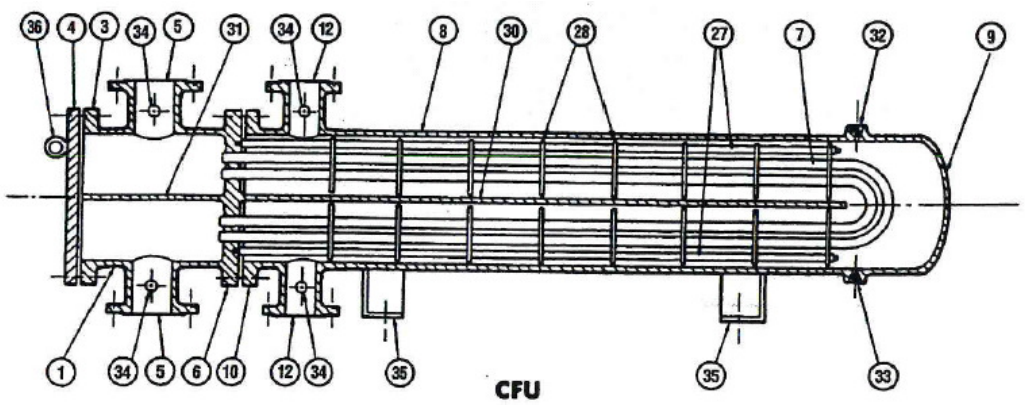
A figura 2 mostra um trocador tipo CFU que é do tipo tubos em U. Assim como o tipo AES, este tipo de trocador evita problemas decorrentes de dilatação diferencial entre casco e tubos. Adicionalmente, este tipo permite a retirada do feixe tubular.

Figura 1 – Trocador STHE tipo AES (com cabeçote flutuante)



Fonte: Tubular Exchanger Manufacturers Association (1999)

Figura 2 – Trocador STHE tipo CFU (com tubos em U)



Fonte: Tubular Exchanger Manufacturers Association (1999)

A figura 3 mostra um trocador tipo BEM que é do tipo casco com junta de expansão. Assim como os tipos AES e CFU, este tipo de trocador evita problemas decorrentes de dilatação diferencial entre casco e tubos. Só que, ao invés de permitir a dilatação livre dos tubos, ele absorve a dilatação diferencial na junta de expansão.

A figura 4 mostra um trocador tipo AEP que assim como o tipo AES é do tipo cabeçote flutuante.

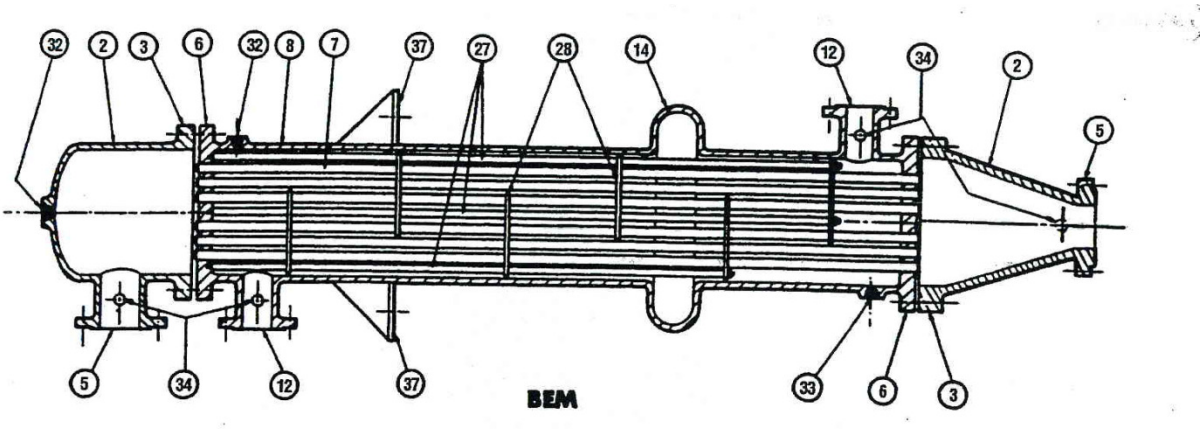
A figura 5 mostra um trocador tipo AJW que assim como o tipo AES é do tipo cabeçote flutuante.

A figura 6 identifica as partes indicadas nas figuras 3, 4 e 5.

Na figura 7 se pode ver o significado das letras que identificam cada tipo de trocador.

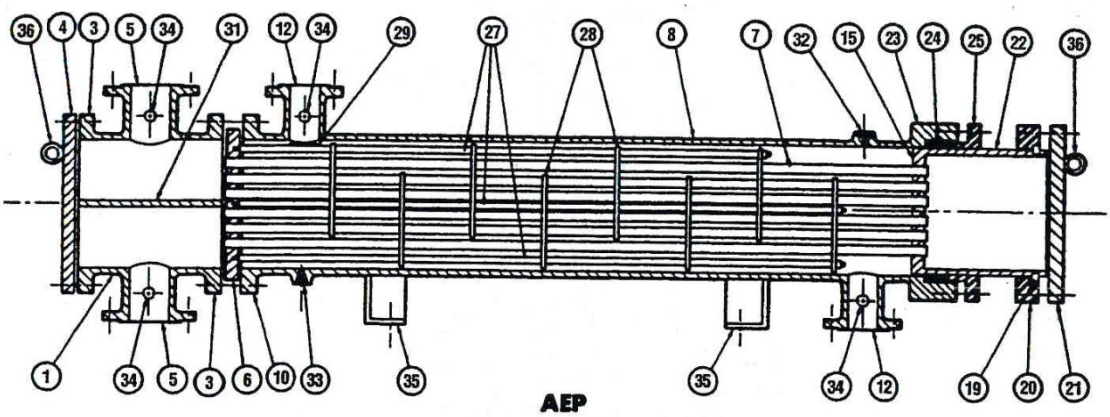
A figura 8 mostra os tipos de arranjos dos tubos normalmente utilizados em trocadores.

Figura 3 – Trocador STHE tipo BEM (com junta de expansão)



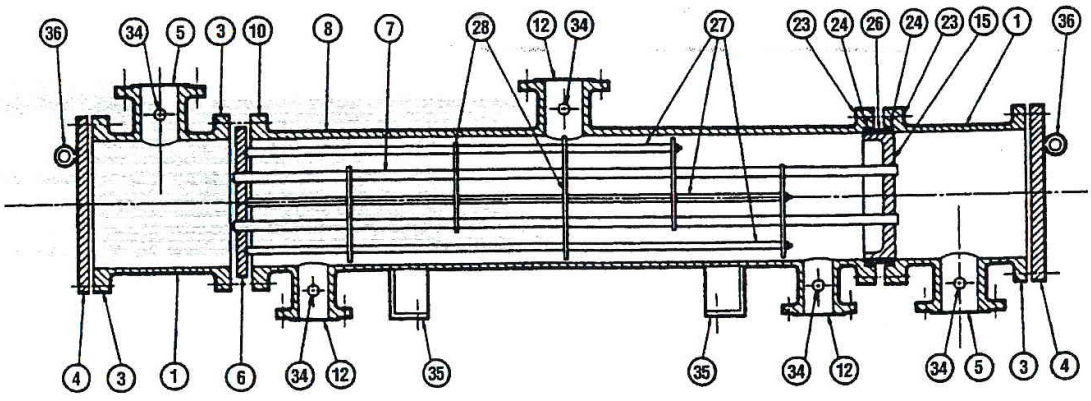
Fonte: Tubular Exchanger Manufacturers Association (1999)

Figura 4 – Trocador STHE tipo AEP (com cabeçote flutuante)



Fonte: Tubular Exchanger Manufacturers Association (1999)

Figura 5 – Trocador STHE tipo AJW (com cabeçote flutuante)



AJW

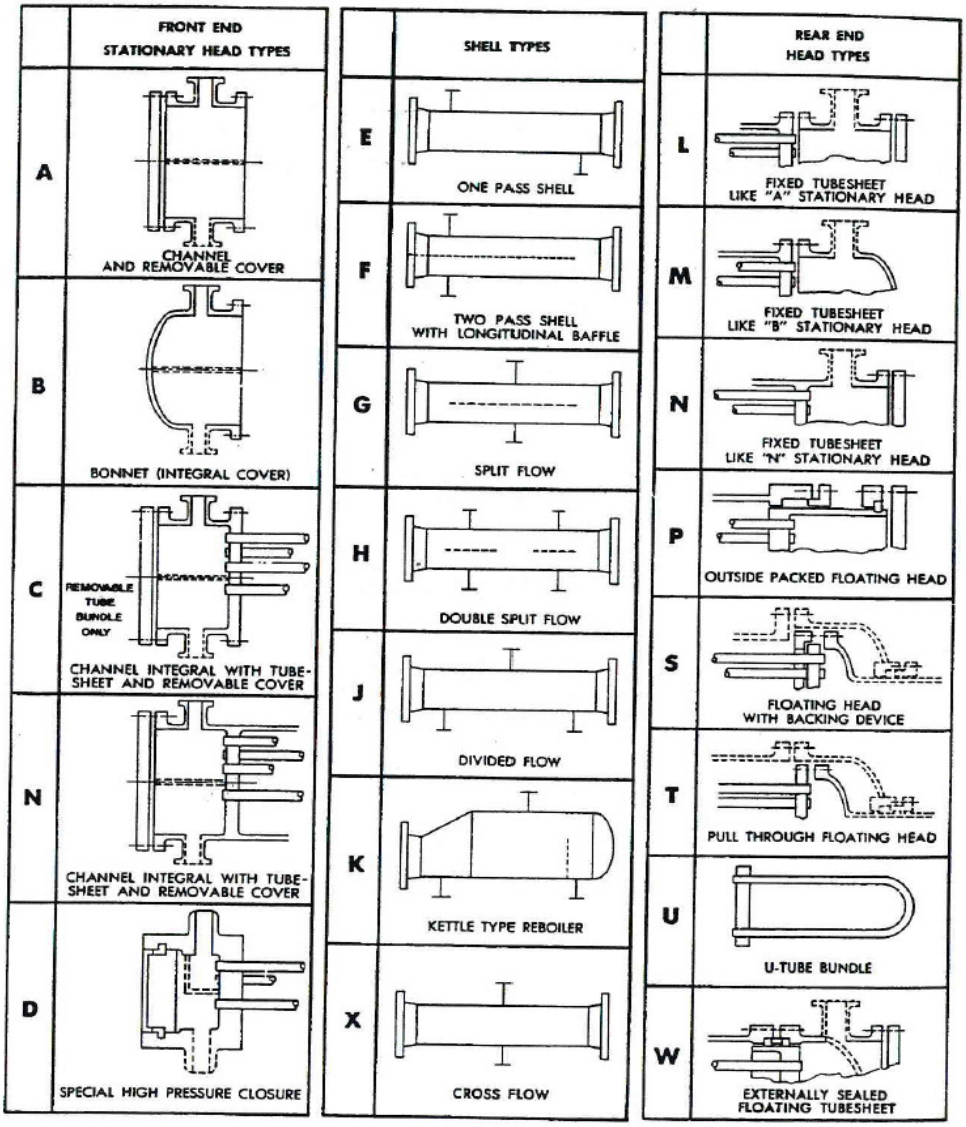
Fonte: Tubular Exchanger Manufacturers Association (1999)

Figura 6 – Nomenclatura das partes de Trocadores STHE

1. Stationary Head-Channel
2. Stationary Head-Bonnet
3. Stationary Head Flange-Channel or Bonnet
4. Channel Cover
5. Stationary Head Nozzle
6. Stationary Tubesheet
7. Tubes
8. Shell
9. Shell Cover
10. Shell Flange-Stationary Head End
11. Shell Flange-Rear Head End
12. Shell Nozzle
13. Shell Cover Flange
14. Expansion Joint
15. Floating Tubesheet
16. Floating Head Cover
17. Floating Head Cover Flange
18. Floating Head Backing Device
19. Split Shear Ring
20. Slip-on Backing Flange
21. Floating Head Cover-External
22. Floating Tubesheet Skirt
23. Packing Box
24. Packing
25. Packing Gland
26. Lantern Ring
27. Tierods and Spacers
28. Transverse Baffles or Support Plates
29. Impingement Plate
30. Longitudinal Baffle
31. Pass Partition
32. Vent Connection
33. Drain Connection
34. Instrument Connection
35. Support Saddle
36. Lifting Lug
37. Support Bracket
38. Weir
39. Liquid Level Connection
40. Floating Head Support

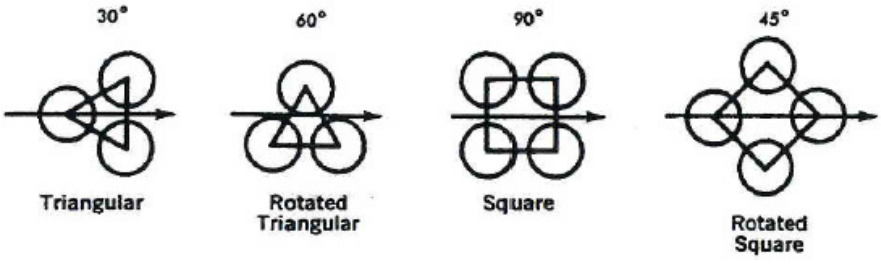
Fonte: Tubular Exchanger Manufacturers Association (1999)

Figura 7 – Tipos de configurações de trocadores casco e tubos



Fonte: Tubular Exchanger Manufacturers Association (1999)

Figura 8 – Tipos de arranjo de tubos



Fonte: Tubular Exchanger Manufacturers Association (1999)

Quando o coeficiente de película do lado externo dos tubos é menor que os demais coeficientes de troca térmica (coeficiente de película do lado interno, fatores de incrustação, resistência térmica do tubo), o aumento da velocidade externa aos tubos pode diminuir significativamente o custo do trocador para determinado serviço.

O aumento da velocidade externa além de um determinado valor, por outro lado, pode levar a vibrações com amplitudes significativas, causando danos ao equipamento.

O mecanismo que traz maiores probabilidades de causar danos significativos é a Instabilidade Fluidelástica (FEI).

Isto posto, nota-se a importância da determinação (estimativa) das amplitudes das vibrações na região de Instabilidade Fluidelástica e da chamada Velocidade Crítica, permitindo assim o aumento da velocidade (visando diminuição do custo do trocador) até um nível seguro que não venha a trazer danos ao equipamento.

A troca de calor em um trocador casco e tubos é dada por:

$$Q_t = U_t * A_t * F_t * LMTD \quad (1)$$

onde :

Q_t potência térmica (calor trocado por unidade de tempo)

U_t coeficiente global de troca térmica

A_t área de troca térmica

F_t fator de correção para cálculo de troca térmica

$LMTD$ média logarítmica das diferenças de temperatura

O aumento de U_t pode ocorrer pelo aumento da velocidade, porém isto aumenta a perda de carga

O aumento da perda de carga está relacionado com o aumento do investimento em equipamentos para aumentar a pressão a montante do trocador (p.ex. bombas para líquidos, compressores para gases) e com o aumento do consumo de energia.

O aumento de U_t implica na diminuição da área requerida, portanto o aumento de $U_t$via aumento da velocidade tende a diminuir o custo do trocador (via redução da área de troca requerida), porém aumenta o custo da energia.

O ideal é considerar a velocidade que resulte no custo total mínimo, o que pode ser feito através de uma análise detalhada de cada caso, ou através de regras práticas de projeto que adotam um máximo admissível de perda de carga em função do tipo de serviço.

O coeficiente global de troca de calor U_t é dado por:

$$U_t = \frac{1}{1/h_e + 1/h_d + r_e + r_i + r_t} \quad (2)$$

onde :

h_d coeficiente de película do lado interno do tubo

h_e coeficiente de película do lado externo do tubo

r_e coeficiente de incrustação externo

r_i coeficiente de incrustação interno

r_t resistência térmica da parede do tubo

Os coeficientes de incrustação r_e e r_i levam em conta a resistência térmica devida a depósito de sujeira acumulado ao longo do tempo nas paredes externa e interna dos tubos.

Caso h_e seja muito maior que qualquer das outras parcelas, o aumento de h_e aumentará muito pouco U_t

Portanto haverá um ganho muito pequeno no custo do trocador com um aumento significativo no custo da energia, dificilmente justificando este tipo de solução (aumento de U_t via aumento da velocidade).

Por outro lado, caso h_e seja significativamente menor que as demais parcelas, o aumento de h_e aumentará significativamente U_t, justificando portanto o aumento da velocidade.

Até a década de 60 do século XX, eram utilizados fatores de incrustação muito grandes o que diminuía o interesse de aumentar h_e.

À medida que se passou a adotar coeficientes de incrustação menores (mais realistas), viabilizou-se a utilização de velocidades maiores.

De acordo com Grover e Weaver (1978), com o uso de velocidades maiores e equipamentos maiores (devido a capacidades maiores), começou a ocorrer um aumento significativo de falhas nos tubos.

Estas falhas foram atribuídas a vibração dos tubos, o que gerou a necessidade de análise da possibilidade de vibração significativa dos tubos, levando ao incentivo de estudos e pesquisas para melhorar o entendimento do fenômeno e para elaboração de diretrizes de projeto (GROVER e WEAVER, 1978).

1.2 VIBRAÇÃO EM FEIXES TUBULARES

Até a década de 60 do século XX, acreditava-se que a vibração de feixes tubulares submetidos a escoamento transversal estava associada à formação de vórtices de Von Karman.

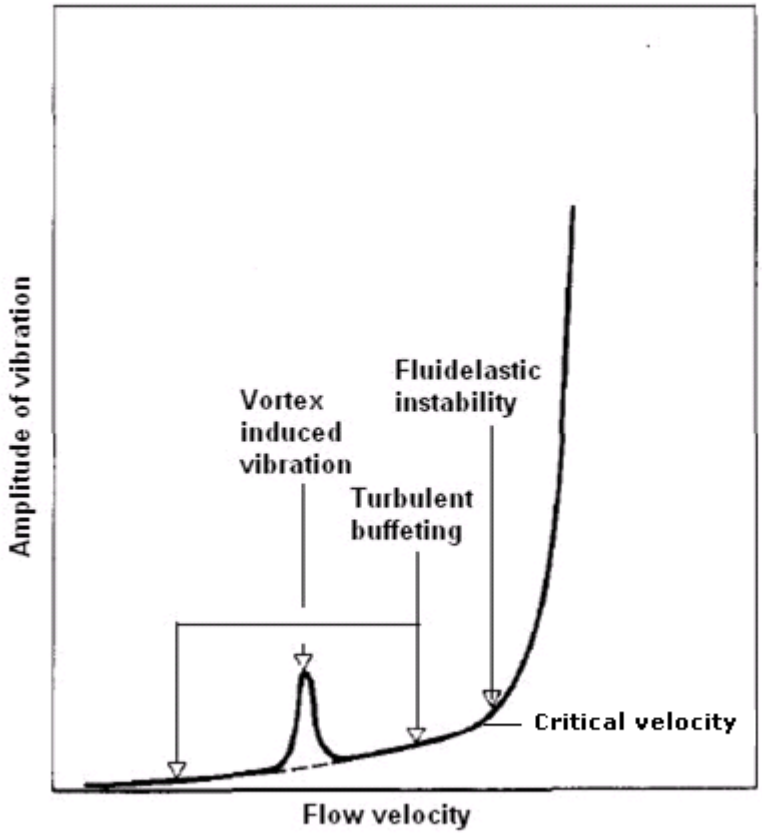
A partir desta época, o aumento do interesse pelo assunto, devido à ocorrência cada vez mais frequente de problemas com os tubos, levou a experiências e estudos que mostraram um panorama muito mais complexo.

A variação típica da amplitude de vibração em função da velocidade transversal para um feixe tubular pode ser vista na figura 9.

Notam-se 3 mecanismos básicos (PETTIGREW e SILVESTRE e CAMPAGNA, 1978).

Para pequenas velocidades a amplitude é muito pequena, crescendo gradualmente com o crescimento da velocidade até atingir uma faixa muito estreita de velocidades onde a amplitude de vibração cresce muito rapidamente com o aumento de velocidade, atinge um pico e a partir do pico cai muito rapidamente com o aumento de velocidade voltando a atingir valores baixos de amplitude de vibração; continuando-se a aumentar a velocidade a amplitude de vibração volta a crescer gradativamente com o aumento da velocidade até um determinado valor de velocidade a partir do qual a amplitude de vibração aumenta muito rapidamente com o aumento de velocidade e não volta mais a cair.

Figura 9 – Amplitude de vibração em função da velocidade



Fonte: Paidoussis (1981)

1.2.1 MARTELAMENTO TURBULENTO -TB

O mecanismo responsável pelos trechos da figura 9 onde a amplitude de vibração é relativamente baixa e cresce gradativamente com o crescimento da velocidade é conhecido como Martelamento Turbulento (Turbulent Buffeting - TB).

As flutuações de pressão em um escoamento turbulento causam flutuações nas forças atuantes sobre os tubos. A resposta dos tubos a estas solicitações é equivalente à uma oscilação forçada.

1.2.2 VIBRAÇÃO INDUZIDA POR VÓRTICES - VIV

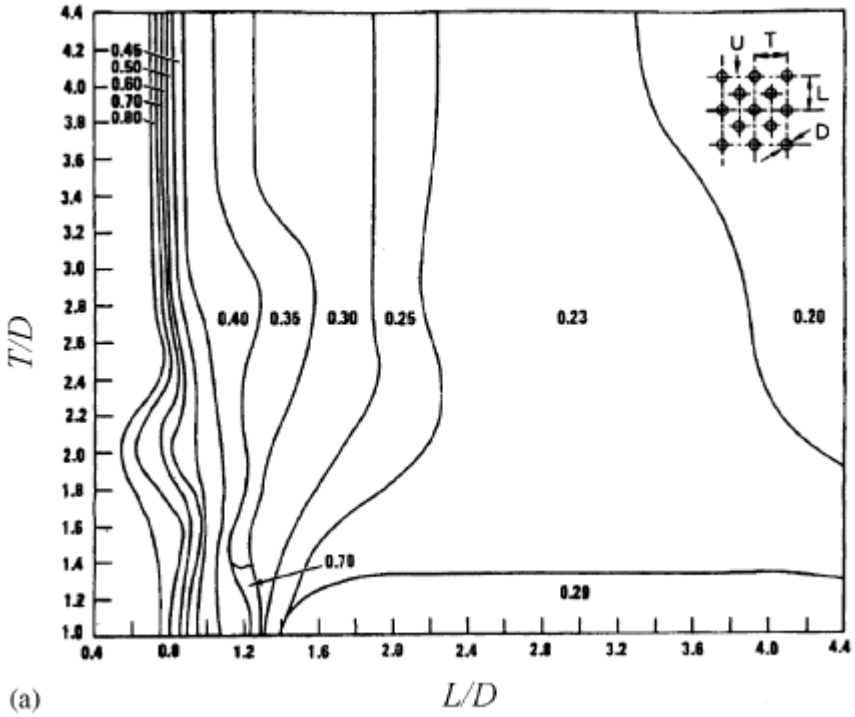
O mecanismo responsável pelo trecho da figura 9 onde a amplitude de vibração sobe rapidamente, atinge um pico e depois cai rapidamente com o aumento da velocidade é conhecido como Vibração Induzida por Vórtices (Vortex Induced Vibration - VIV).

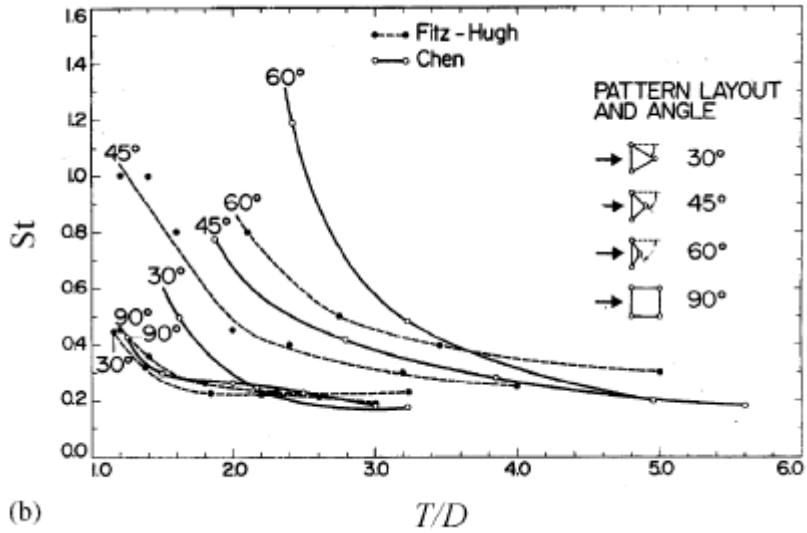
A hipótese mais aceita para este mecanismo considera que ocorre quando frequência de formação de vórtices é igual ou próxima à frequência natural de vibração do tubo (GROVER e WEAVER, 1978).

No caso de feixe tubular o valor do número de Strouhal (e portanto a frequência de formação dos vórtices para cada velocidade) depende da geometria do feixe. A figura 10 mostra a dependência do número de Strouhal em função da geometria para alguns casos (PAIDOUSSIS, 2006).

Alguns pesquisadores (PAIDOUSSIS, 1981) questionaram ao longo do tempo a possibilidade de formação de vórtices em feixes tubulares compactos (com pequeno passo entre os tubos), porém concordaram que o fenômeno resultava em comportamento similar ao obtido pela formação de vórtices com frequência próxima à frequência natural do tubo.

Figura 10 – Número de Strouhal em função da geometria





Fonte: Paidoussis (2006)

1.2.3 INSTABILIDADE FLUIDELÁSTICA - FEI

O mecanismo responsável pelo trecho da figura 9 onde a amplitude de vibração sobe muito rapidamente com o aumento da velocidade, não voltando a cair é conhecido como Instabilidade Fluidelástica (Fluid Elastic Instability - FEI).

O mecanismo FEI está associado ao movimento dos tubos.

Para uma determinada velocidade do escoamento e determinada situação de posição, velocidade e aceleração de cada tubo, o escoamento gera determinadas forças em cada tubo. Nos tubos móveis estas forças modificam a posição, velocidade e aceleração dos mesmos. Esta mudança leva a uma modificação das forças devidas ao escoamento, repetindo-se esta sequencia até obter-se uma situação de equilíbrio.

A partir de determinada velocidade do escoamento (conhecida como Velocidade Crítica) esta movimentação dos tubos passa a ser cíclica, ocorrendo com frequência igual à frequência natural do tubo (para qualquer velocidade superior à velocidade crítica) e a amplitude de vibração aumenta rapidamente com o aumento da velocidade.

1.2.4 IMPORTÂNCIA RELATIVA DOS MECANISMOS DE VIBRAÇÃO

Dependendo do tipo de fluido a probabilidade de ocorrência de cada um dos mecanismos é maior ou menor.

A tabela 1 mostra quais os mecanismos mais prováveis para cada tipo de fluido.

A vibração acústica, que aparece citada na tabela, não é um mecanismo que faz vibrar o feixe tubular; a vibração acústica é influenciada pelo feixe tubular porém ela não influencia as amplitudes de vibração do feixe.

Observa-se na tabela 1 que para feixes tubulares e fluidos monofásicos o mecanismo considerado mais importante é o mecanismo FEI.

Tabela 1 – Possibilidade de vibração com danos significativos

Flow Situation (Cross-Flow)	Fluid-Elastic Instability	Periodic Shedding	Turbulence Excitation	Acoustic Resonance
Single Cylinder				
Liquid	°	*	*	°
Gas	°	Δ	Δ	°
Two-phase	°	°	*	°
Tube Bundle				
Liquid	*	Δ	Δ	°
Gas	*	°	Δ	*
Two-phase	*	°	*	°

Unlikely	°
Possible	Δ
Most Important	*

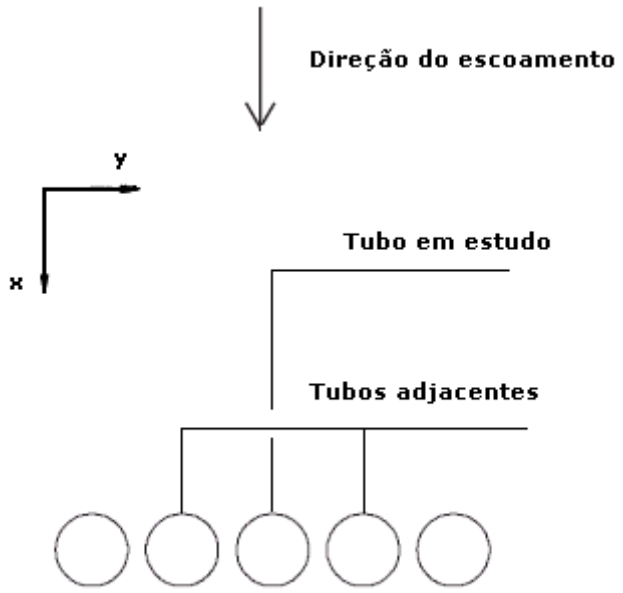
Fonte: Khushnood(2012)

1.3 EQUAÇÔES, MODELOS E MÉTODOS PARA ANÁLISE DE FEI

1.3.1 MODELO DE CONNORS

Connors (SINGH e SOLER, 1984), para estudar a vibração em tubos por FEI, realizou experiências em uma única fileira de tubos com velocidade ao longe perpendicular à fileira, simulando determinados movimentos de um tubo (o tubo em estudo) e dos tubos adjacentes ao mesmo e medindo as forças de arraste e de sustentação (Figura 11).

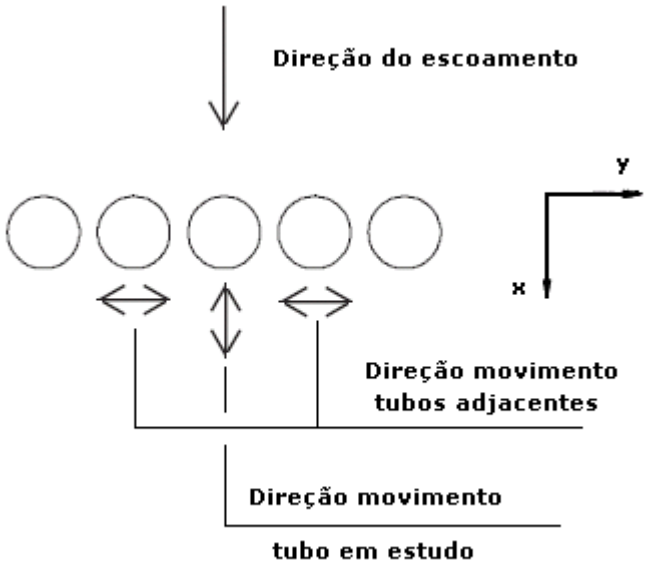
Figura 11 – Arranjo da experiência de Connors



Foram considerados movimentos vibratórios senoidais para os tubos.

No caso de movimento do tubo em estudo apenas na direção perpendicular à fileira de tubos e movimento dos tubos adjacentes apenas na direção da fileira (figura 12) as medições da força de arraste mostraram que ela é maior quando na mesma direção que o movimento que quando na direção oposta ao movimento, havendo assim absorção de energia pelo tubo.

Figura 12 – Movimento do tubo em estudo na direção do escoamento



Os resultados mostraram ainda que a força de arraste é proporcional à amplitude de vibração dos tubos adjacentes e é independente da amplitude de vibração do tubo em estudo

Connors admitiu que a força de arraste pode ser considerada senoidal resultando:

$$F = F_x * \sin(\omega * t) \quad (3)$$

$$x_v = x_o * \sin(\omega * t) \quad (4)$$

onde :

F força num tubo

F_x amplitude da força de arraste

ω frequência circular de vibração

t tempo

x_o amplitude de vibração na direção do escoamento ao longe

x_v deslocamento do tubo na direção x

O trabalho realizado pela força F em um ciclo resulta:

$$\Delta W_x = \pi * x_o * F_x \quad (5)$$

onde :

ΔW_x trabalho realizado em um ciclo devido a F_x

Definindo o coeficiente de arraste como:

$$C_x = \frac{F_x}{\frac{1}{2} * \rho * {v_t}^2 * d_o * L_t} \quad (6)$$

onde :

C_x coeficiente de arraste

ρ densidade do fluido

v_t velocidade crítica entre tubos

d_o diâmetro externo do tubo

L_t comprimento do tubo

Os dados experimentais de Connors mostram que C_x se correlaciona linearmente com a amplitude perpendicular ao escoamento y_o :

$$C_x = K_1 * \frac{y_o}{d_o} \quad (7)$$

onde :

K_1 fator de proporcionalidade entre C_x e y_o

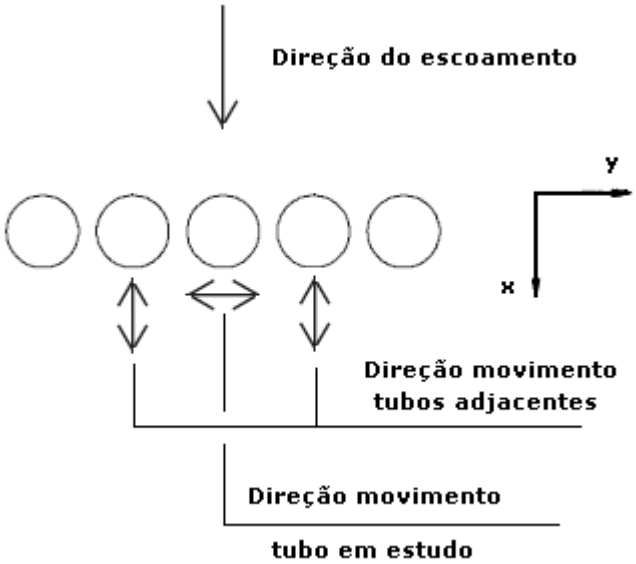
y_o amplitude de vibração na direção perpendicular ao escoamento ao longe

resultando:

$$\Delta W_x = \frac{1}{2} * K_1 * \pi * \rho * {v_t}^2 * L_t * x_o * y_o \quad (8)$$

No caso de movimento do tubo em estudo apenas na direção da fileira de tubos e movimento dos tubos adjacentes apenas na direção perpendicular à fileira (figura 13) as medições da força de sustentação mostraram que ela é maior quando na mesma direção que o movimento que quando na direção oposta ao movimento, havendo assim absorção de energia pelo tubo.

Figura 13 – Movimento do tubo em estudo perpendicular ao escoamento



Connors admitiu que a força de sustentação pode ser considerada como senoidal resultando:

$$F = F_y * \sin(\omega * t) \qquad (9)$$

$$y_v = y_o * \sin(\omega * t) \quad (10)$$

onde:

F_y amplitude da força de sustentação

y_v deslocamento do tubo na direção y

O trabalho realizado pela força F em um ciclo resulta:

$$\Delta W_y = \pi * y_o * F_y \quad (11)$$

onde :

ΔW_y trabalho realizado em um ciclo devido a F_y

Definindo o coeficiente de sustentação como:

$$C_y = \frac{F_y}{\frac{1}{2} * \rho * {v_t}^2 * d_o * L_t} \quad (12)$$

onde :

C_y coeficiente de sustentação

Os dados experimentais de Connors mostram que C_y se correlaciona linearmente com a amplitude na direção do escoamento x_o :

$$C_y = K_2 * \frac{x_o}{d_o} \quad (13)$$

onde:

K_2 fator de proporcionalidade entre C_y e x_o

resultando:

$$\Delta W_y = \frac{1}{2} * K_2 * \pi * \rho * {v_t}^2 * L_t * x_o * y_o \quad (14)$$

Para um sistema de um grau de liberdade executando movimento harmônico de amplitude amp a energia dissipada em um ciclo devida ao amortecimento é (SINGH e SOLER 1984):

$$\Delta W_d = 4 * \pi^2 * f^2 * amp^2 * M_o * \delta \quad (15)$$

onde :

f frequência

amp amplitude de vibração

M_o massa do tubo

δ decremento logarítmico do amortecimento

Na direção do arraste, igualando a energia dissipada com o trabalho realizado pela força de arraste resulta:

$$4 * \pi^2 * f^2 * {x_o}^2 * M_o * \delta = \frac{1}{2} * K_1 * \pi * \rho * {v_t}^2 * L_t * x_o * y_o \quad (16)$$

Na direção da sustentação, igualando a energia dissipada com o trabalho realizado pela força de sustentação resulta:

$$4 * \pi^2 * f^2 * {y_o}^2 * M_o * \delta = \frac{1}{2} * K_2 * \pi * \rho * {v_t}^2 * L_t * x_o * y_o \quad (17)$$

Atendendo simultaneamente a equação na direção do arraste e a equação na direção da sustentação resulta:

$$\frac{v_t}{f * d_o} = \alpha * (\frac{m_o * \delta}{\rho * {d_o}^2})^{\frac{1}{2}} \quad (18)$$

onde :

m_o massa do tubo por unidade de comprimento

com:

$$\alpha = \frac{(8 * \pi)^{\frac{1}{2}}}{(K_1 * K_2)^{\frac{1}{4}}} \quad (19)$$

1.3.1.1 EQUAÇÕES SIMILARES À EQUAÇÃO DO MODELO DE CONNORS

Equações tipo Connors

Baseado no resultado do modelo de Connors (que é para uma fileira de tubos e não para um feixe tubular), diversos pesquisadores consideraram que o mesmo tipo de equação (com adaptação do coeficiente α) poderia ser utilizado para determinação da velocidade crítica para um feixe tubular

$$\frac{v_t}{f * d_o} = \alpha * (\frac{m_o * \delta}{\rho * {d_o}^2})^{1/2} \quad (20)$$

Petigrew e Silvestre e Campagna (1978) determinaram α ótimo para reproduzir os dados experimentais como 6,6 e sugeriram o uso de 3,3 considerando fator de segurança

Outros estudos sugeriram um caminho semelhante, porém deixaram o expoente do adimensional $(\frac{m_{o*\delta}}{\rho*{d_o}^2})$ em aberto, a ser determinando pelo ajuste ótimo aos dados experimentais junto com α. Entre eles podemos citar Price e Paidoussis (1984) que afirmam que não há suficiente evidência para considerar universalmente o expoente do adimensional $(\frac{m_{o*\delta}}{\rho*{d_o}^2})$ como 0,5.

Ou seja, as equações são do tipo:

$$\frac{v_t}{f * d_o} = \alpha * (\frac{m_o * \delta}{\rho * {d_o}^2})^{a} \quad (21)$$

Um exemplo deste caso é Weaver e Grover (1978) que chegaram a α = 7,1 e a = 0,21

Outro exemplo é Paidoussis (1981), que além de determinar a como 0,4 , considerou em α a influência da razão $\frac{p}{d_o}$, onde p é o passo,chegando a :

$$\alpha = 2{,}3 * (\frac{p}{d_o} - 1)^{1/2} \quad (22)$$

quando considerou todos os dados experimentais a seu dispor e, desprezando os valores extremos de seus dados experimentais chegou a :

$$\alpha = 5{,}8 * (\frac{p}{d_o} - 1)^{1/2} \quad (23)$$

Algumas correlações deste tipo são mostradas na tabela 2.

Tabela 2 – Fórmulas do tipo Connors

Investigators	α_1	α_2	Remarks
Connors [1]	9·9	0·5	Tube row with $P/D = 1{\cdot}42$
Blevins [2]	$\frac{2(2\pi)^{0\cdot5}}{(C_xC_y)^{0\cdot25}}$	0·5	C_x and C_y are fluid-elastic-stiffness force coefficients
Y. N. Chen [13]	$\beta\, Re^{-0\cdot25}$	0·5	Re = Reynolds number, β = constant
Gross [14]	$4/k$	1·0	For square array, and k determined from fluid force
Gorman [15]	3·3	0·5	Suggested design guideline
Savkar [16]	$4{\cdot}95(P/D)^2$	0·5	For triangular arrays
Connors [17]	$0{\cdot}37+1{\cdot}76P/D$	0·5	For square array $1{\cdot}41 \leq P/D \leq 2{\cdot}12$
Pettigrew *et al.* [11]	3·3	0·5	Suggested design guideline
Weaver and Grover [18]	7·1	0·21	Rotated triangular array $P/D = 1{\cdot}375$
Chen and Jendrzejczyk [19]	2·49 to 6·03	0·2 to 1·08	For various rectangular arrays and mixed array in water flow
Tanaka *et al.* [5]	3·0	0·75	For square array, $P/D = 2{\cdot}0$

$$\frac{v_t}{f * d_o} = \alpha_1 * \left(\frac{m_o * \delta}{\rho * {d_o}^2}\right)^{\alpha_2}$$

Fonte: Chen (1984)

Equações tipo Connors Modificado

Diversos pesquisadores ao longo do tempo questionaram o fato de serem incluídos em um único adimensional os adimensionais $(\frac{m_o}{\rho * {d_o}^2})$ e δ

Price e Paidoussis (1984) afirmam que a análise dimensional não sugere nenhum motivo para juntar em um único adimensional os efeitos da massa e do amortecimento.

Tanaka e Takahara (1981) concluem que para fluidos leves (ρ pequeno, ou seja essencialmente gases) equações do tipo Connors (ou seja combinação dos adimensionais $(\frac{m_o}{\rho * {d_o}^2})$ e δ em um único adimensional $(\frac{m_o * \delta}{\rho * {d_o}^2})$) são adequadas, inclusive com adoção do expoente a = 0,5 para este adimensional (conforme modelo de Connors), porém para fluidos densos (ρ grande, ou seja regra geral líquidos) a melhor correlação com dados experimentais seria obtida com a separação dos adimensionais $(\frac{m_o}{\rho * {d_o}^2})$ e δ

resultando equação do tipo :

$$\frac{v_t}{f * d_o} = \alpha * (\frac{m_o}{\rho * {d_o}^2})^{1/3} * \delta^{1/5} \quad (24)$$

Chen e Jendrzejczik (1982) chegam a resultado similar, ou seja para fluidos leves é possível combinar os efeitos da massa via adimensional $(\frac{m_o}{\rho * {d_o}^2})$ e do amortecimento via adimensional δ

em um único adimensional $(\frac{m_o * \delta}{\rho * {d_o}^2})$ porém para fluidos densos é necessário separá-los, ou seja usar equações do tipo:

$$\frac{v_t}{f * d_o} = \alpha * (\frac{m_o}{\rho * {d_o}^2})^{a} * \delta^{b} \quad (25)$$

Algumas correlações deste tipo são mostradas na tabela 3.

Tabela 3 – Fórmulas similares à fórmula de Connors

Investigators	β_1	β_2	β_3	Remarks
Païdoussis [20]		0·5	0·25	Using published data
Païdoussis [21]	(a) $2{\cdot}3\{(P/D)-1\}$ (b) $5{\cdot}8\{(P/D)-1\}$	0·4	0·4	(a) Including all data (b) Excluding some data
Tanaka and Takahara [4]		(a) 0·5 (b) 0·333	(a) 0·5 (b) 0·2	For square array, $P/D = 1{\cdot}33$ (a) Low-density fluid (b) High-density fluid

$$\frac{v_t}{f * d_o} = \beta_1 * (\frac{m_o}{\rho * {d_o}^2})^{\beta_2} * \delta^{\beta_3}$$

Fonte: Chen (1984)

1.3.2 MODELO DE CHEN

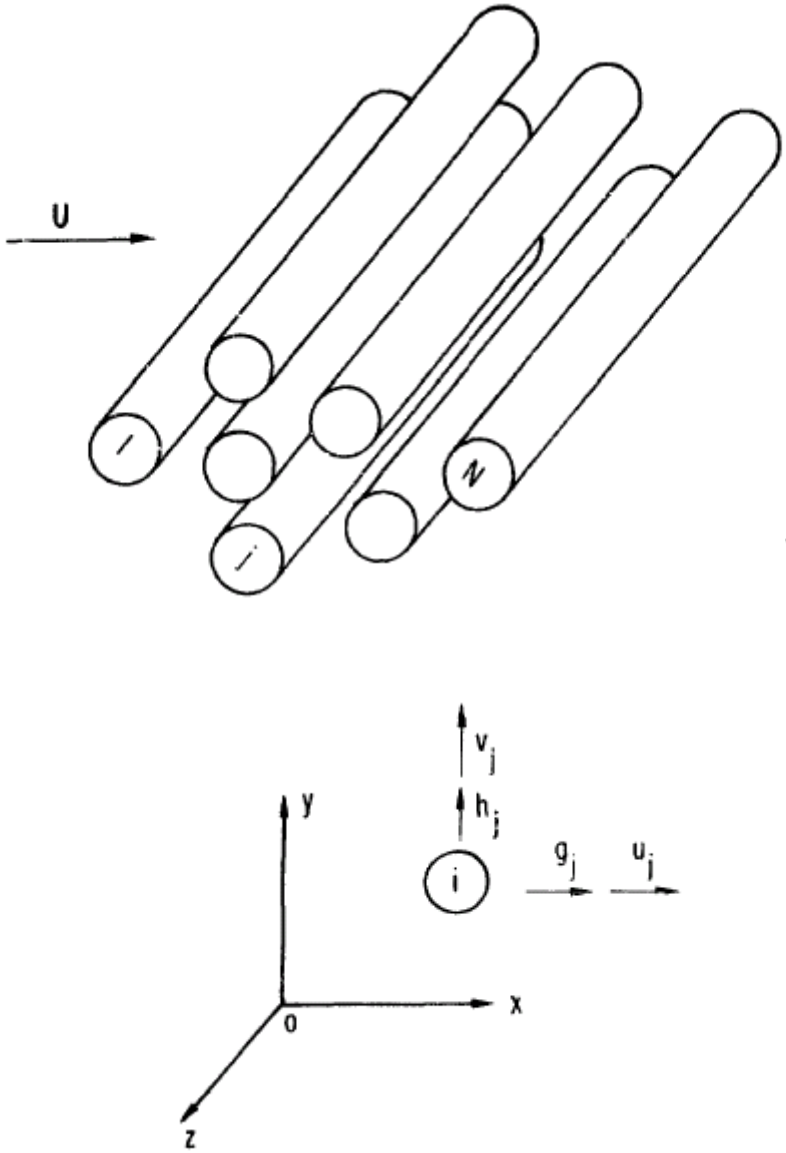
Chen e Jendrzejczik (1982) apresentam um modelo matemático para estudo de FEI em feixes tubulares que considera os esforços em cada tubo devidos ao deslocamento dos tubos do feixe decorrentes do efeito do escoamento.

O modelo desenvolvido por Chen e Jendrzejczik considerou N tubos vibrando em um escoamento transversal .

No tubo atuam forças g_i e h_i (direções x e y respectivamente) e o tubo sofre deslocamentos u e v (nas direções x e y respectivamente)

A figura 14 apresenta um esquema do feixe tubular.

Figura 14 – Esquema do feixe tubular



Fonte: Chen (1987)

Considerando que as forças no tubo i devidas ao tubo k são proporcionais à aceleração, velocidade e deslocamento do tubo k resulta:

$$g_i = g_{i\alpha} + g_{i\sigma} \quad (26)$$

onde :

g_i força no tubo i na direção x

com:

$$g_{i\alpha} = -\sum_{k=1}^{N} \bar{\alpha}_{ik} * \frac{\partial^2 u_k}{\partial t^2} + \bar{\alpha'}_{ik} * \frac{\partial u_k}{\partial t} + \overline{\alpha''}_{ik} * u_k \quad (27)$$

e:

$$g_{i\sigma} = -\sum_{k=1}^{N} \bar{\sigma}_{ik} * \frac{\partial^2 v_k}{\partial t^2} + \bar{\sigma'}_{ik} * \frac{\partial v_k}{\partial t} + \overline{\sigma''}_{ik} * v_k \quad (28)$$

onde :

$\bar{\alpha}_{ik}$ coeficiente para determinação de forças nos tubos

$\bar{\alpha'}_{ik}$ coeficiente para determinação de forças nos tubos

$\overline{\alpha''}_{ik}$ coeficiente para determinação de forças nos tubos

u_k deslocamento do tubo k na direção x

$\bar{\sigma}_{ik}$ coeficiente para determinação de forças nos tubos

$\bar{\sigma'}_{ik}$ coeficiente para determinação de forças nos tubos

$\overline{\sigma''}_{ik}$ coeficiente para determinação de forças nos tubos

v_k deslocamento do tubo k na direção y

similarmente:

$$h_i = h_{i\tau} + h_{i\beta} \quad (29)$$

onde :

h_i força no tubo i na direção y

com:

$$h_{i\tau} = -\sum_{k=1}^{N} \bar{\tau}_{ik} * \frac{\partial^2 u_k}{\partial t^2} + \bar{\tau'}_{ik} * \frac{\partial u_k}{\partial t} + \overline{\tau''}_{ik} * u_k \quad (30)$$

e:

$$h_{i\beta} = -\sum_{k=1}^{N} \bar{\beta}_{ik} * \frac{\partial^2 v_k}{\partial t^2} + \bar{\beta'}_{ik} * \frac{\partial v_k}{\partial t} + \overline{\beta''}_{ik} * v_k \quad (31)$$

onde :

$\bar{\beta}_{ik}$ coeficiente para determinação de forças nos tubos

$\bar{\beta'}_{ik}$ coeficiente para determinação de forças nos tubos

$\overline{\beta''}_{ik}$ coeficiente para determinação de forças nos tubos

$\bar{\sigma}_{ik}$ coeficiente para determinação de forças nos tubos

$\bar{\sigma'}_{ik}$ coeficiente para determinação de forças nos tubos

$\overline{\sigma''}_{ik}$ coeficiente para determinação de forças nos tubos

Definindo:

$$\bar{\alpha}_{ik} = \pi * \rho * {r_o}^2 * \alpha_{ik} \quad (32)$$

$$\bar{\alpha'}_{ik} = -\frac{\rho * {v_t}^2}{\omega} * \alpha'_{ik} \quad (33)$$

$$\overline{\alpha''}_{ik} = -\rho * {v_t}^2 * \alpha''_{ik} \quad (34)$$

$$\bar{\sigma}_{ik} = \pi * \rho * {r_o}^2 * \sigma_{ik} \quad (35)$$

$$\bar{\sigma'}_{ik} = -\frac{\rho * {v_t}^2}{\omega} * \sigma'_{ik} \quad (36)$$

$$\overline{\sigma''}_{ik} = -\rho * {v_t}^2 * \sigma''_{ik} \quad (37)$$

$$\bar{\tau}_{ik} = \pi * \rho * {r_o}^2 * \tau_{ik} \quad (38)$$

$$\bar{\tau'}_{ik} = -\frac{\rho * {v_t}^2}{\omega} * \tau'_{ik} \quad (39)$$

$$\overline{\tau''}_{ik} = -\rho * {v_t}^2 * \tau''_{ik} \quad (40)$$

$$\bar{\beta}_{ik} = \pi * \rho * {r_o}^2 * \beta_{ik} \quad (41)$$

$$\bar{\beta'}_{ik} = -\frac{\rho * {v_t}^2}{\omega} * \beta'_{ik} \quad (42)$$

$$\overline{\beta''}_{ik} = -\rho * {v_t}^2 * \beta''_{ik} \quad (43)$$

onde :

r_o raio externo do tubo

Resulta:

$$g_i = g_{i1} + g_{i2} + g_{i3} \quad (44)$$

com:

$$g_{i1} = -\rho * \pi * {r_o}^2 * \sum_{k=1}^{N} \alpha_{ik} * \frac{\partial^2 u_k}{\partial t^2} + \sigma_{ik} * \frac{\partial^2 v_k}{\partial t^2} \quad (45)$$

$$g_{i2} = \frac{\rho * {v_t}^2}{\omega} * \sum_{k=1}^{N} \alpha'_{ik} * \frac{\partial u_k}{\partial t} + \sigma'_{ik} * \frac{\partial v_k}{\partial t} \quad (46)$$

$$g_{i3} = \rho * {v_t}^2 * \sum_{k=1}^{N} \alpha''_{ik} * u_k + \sigma''_{ik} * v_k \quad (47)$$

e:

$$h_i = h_{i1} + h_{i2} + h_{i3} \quad (48)$$

com:

$$h_{i1} = -\rho * \pi * {r_o}^2 * \sum_{k=1}^{N} \tau_{ik} * \frac{\partial^2 u_k}{\partial t^2} + \beta_{ik} * \frac{\partial^2 v_k}{\partial t^2} \quad (49)$$

$$h_{i2} = \frac{\rho * {v_t}^2}{\omega} * \sum_{k=1}^{N} \tau'_{ik} * \frac{\partial u_k}{\partial t} + \beta'_{ik} * \frac{\partial v_k}{\partial t} \quad (50)$$

$$h_{i3} = \rho * {v_t}^2 * \sum_{k=1}^{N} \tau''_{ik} * u_k + \beta''_{ik} * v_k \quad (51)$$

onde:

α_{ik} , σ_{ik} , τ_{ik} , β_{ik} são denominados coeficientes adimensionais de massa adicionada;

α'_{ik} , σ'_{ik} , τ'_{ik} , β'_{ik} são denominados coeficientes adimensionais de amortecimento fluídico;

α''_{ik} , σ''_{ik} , τ''_{ik} , β''_{ik} são denominados coeficientes adimensionais de rigidez fluídica

Tanaka e Takahara(1981) mediram as forças dinâmicas não permanentes (forças devidas à interação entre escoamento e deslocamento dos tubos) resultantes da vibração dos tubos em feixes tubulares. A partir destas forças, pode-se calcular os coeficientes adimensionais.

Estes coeficientes são função da velocidade reduzida $U_r = \frac{v_o}{f*d_o}$ onde v_o é a velocidade entre tubos. A relação entre v_o e a velocidade ao longe U é dada por:

$$U = \frac{(p - d_o)}{p} * v_o \quad (52)$$

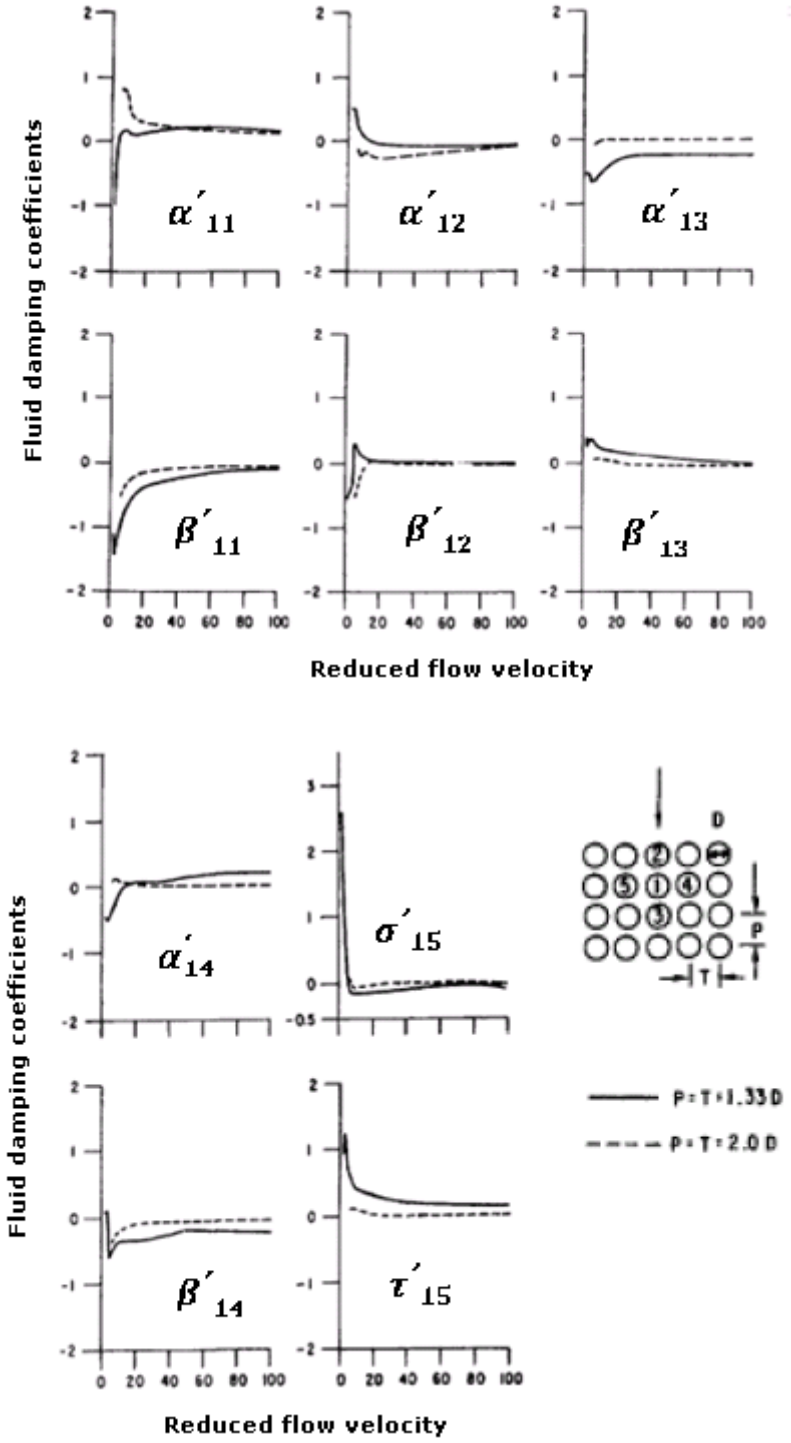
onde p é o passo e d_o é o diâmetro do tubo.

Alguns exemplos de coeficientes adimensionais podem ser vistos nas figuras 15 e 16.

O modelo, com os dados experimentais, permite concluir que para fluidos leves é possível combinar os efeitos de $(\frac{m_o}{\rho*{d_o}^2})$ e δ em um único adimensional porém para fluidos densos isto não é possível.

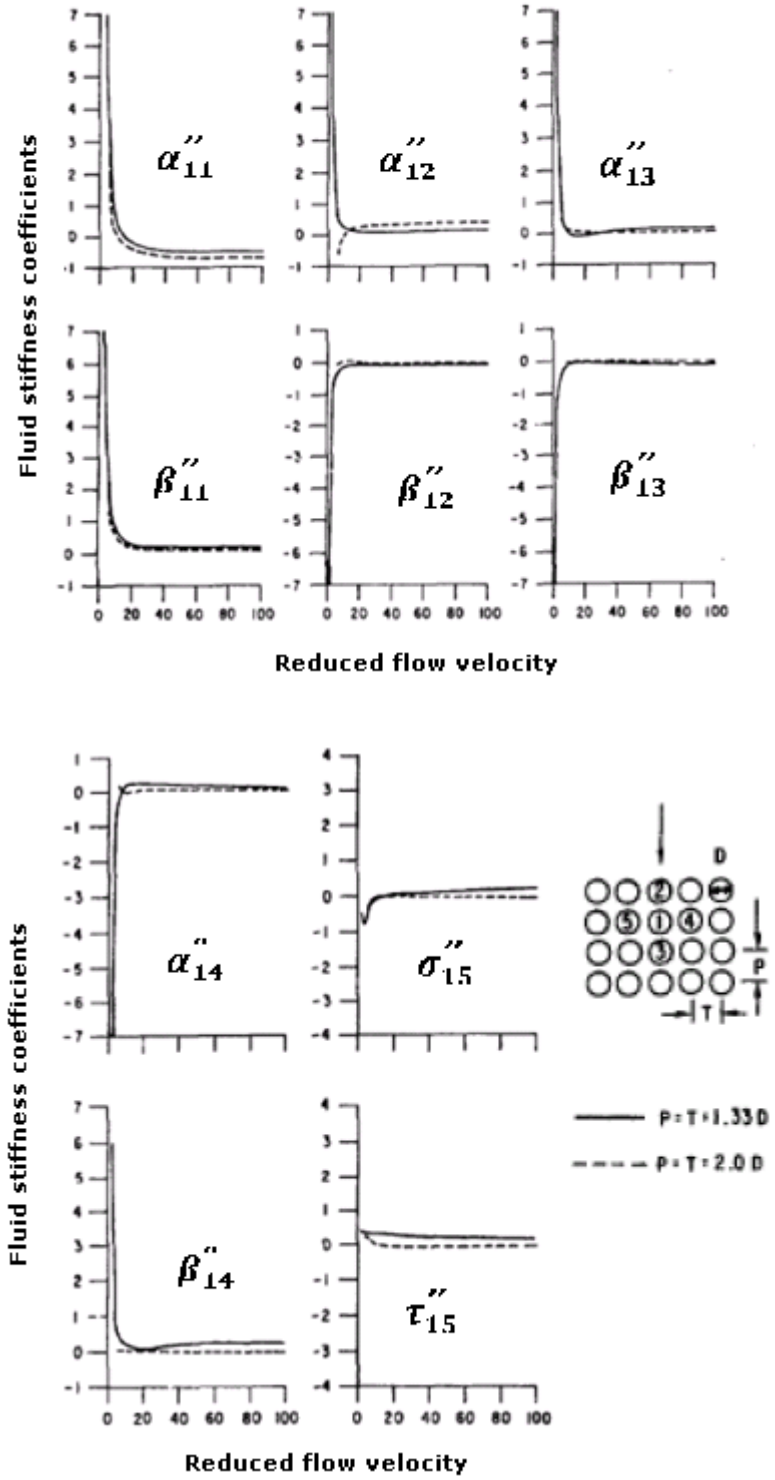
A utilização do modelo de Chen para prever as amplitudes de vibração e a Velocidade Crítica na prática não é viável até o momento, pois exige o conhecimento dos coeficientes adimensionais de massa adicionada, coeficientes adimensionais de amortecimento fluídico e coeficientes adimensionais de rigidez fluídica, sendo que por enquanto a obtenção dos mesmos é conseguida experimentalmente para cada geometria considerada.

Figura 15 – Coeficientes adimensionais de amortecimento fluidico



Fonte: Chen (1985)

Figura 16 – Coeficientes adimensionais de rigidez fluidica



Fonte: Chen (1985)

1.3.3 MÉTODO TEMA

A Tubular Exchanger Manufacturers Association (TEMA) publica um manual para projeto de trocadores de calor usado quase que universalmente, o Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association.

Neste manual (TUBULAR EXCHANGER MANUFACTURERS ASSOCIATION, 1999) é apresentado um método para a estimativa da velocidade crítica (para o mecanismo FEI):

$$\chi = \frac{m_o * \delta}{\rho * {d_o}^2} \quad (53)$$

da figura 17 tira-se D

$$v_t = D * f * d_o \quad (54)$$

Figura 17 – fator D para cálculo velocidade crítica

Tube Pattern (See Figure RCB-2.4)	Parameter Range for X	Dimensionless Critical Flow Velocity Factor, D
30°	0.1 to 1	$8.86\left(\frac{P}{d_o} - 0.9\right)x^{0.34}$
	over 1 to 300	$8.86\left(\frac{P}{d_o} - 0.9\right)x^{0.5}$
60°	0.01 to 1	$2.80x^{0.17}$
	over 1 to 300	$2.80x^{0.5}$
90°	0.03 to 0.7	$2.10x^{0.15}$
	over 0.7 to 300	$2.35x^{0.5}$
45°	0.1 to 300	$4.13\left(\frac{P}{d_o} - 0.5\right)x^{0.5}$

Fonte: Tubular Exchanger Manufacturers Association (1999)

1.3.4 SIMULAÇÃO COM AUXILIO DE CFD

Nos últimos anos tem sido feitas algumas tentativas de determinação de vibração em trocadores de calor tipo casco e tubos com auxilio de CFD (KUSHNOOD, 2012).

O número de estudos é ainda escasso.

Existem estudos para análise do mecanismo VIV (PANDEY e KUMARASWAMIDHAS e KATHIRVELU, 2012)

Existe estudo (WILLIAMS e GERBER e HASSAN, 2004) que reivindica ser o primeiro passo para análise do mecanismo FEI, porém se limita (neste primeiro passo) a análise do VIV em um tubo isolado.

A possibilidade de estudar o mecanismo FEI para vibração em feixes tubulares, com auxilio de CFD, se verificássemos ser viável, traria algumas vantagens:

-Permitiria análise de arranjos não totalmente repetitivos de tubos, por exemplo tubos com espaço maior entre duas fileiras específicas devido à existência de placa de partição.

-Permitiria análise para tubos de diâmetros diferentes no mesmo feixe.

-Permitiria análise para tubos de materiais diferentes no mesmo feixe.

-Permitiria considerar a influência do casco cilíndrico que envolve o feixe tubular.

-Permitiria análise da influência de acessórios como por exemplo placa de impacto, tiras de selagem, etc...

A simulação numérica em Mecânica dos fluidos (e transferência de calor) conhecida como CFD (Computational Fluid Dynamics) teve um grande desenvolvimento nos últimos anos. No começo se destacou como ferramenta para a análise de fenômenos físicos a nível de investigação científica, mais recentemente se destaca também como ferramenta poderosa para solução de problemas aplicados de engenharia (MALISKA, 1995)

A relativa facilidade de aplicação dos métodos numéricos e a grande disseminação dos computadores ajudaram muito os avanços na utilização do CFD.

O uso de técnicas numéricas para a solução de problemas complexos de engenharia e física é hoje uma realidade graças à disseminação dos computadores e a queda impressionante de seus custos nas últimas décadas.

Em resumo está cada vez mais fácil o uso de técnicas numéricas para solução de problemas de engenharia não só no meio científico-acadêmico como também na área industrial.

O engenheiro pode utilizar essencialmente 3 métodos (ou uma combinação dos mesmos) para resolver um problema de Mecânica dos Fluidos:

a) Métodos analíticos – regra geral são aplicáveis apenas em problemas com geometrias simples e condições de contorno simples.
b) Método experimental (essencialmente em laboratório) – Tem como grande vantagem o fato de tratar a configuração real. Regra geral tem custo elevado.
c) Método numérico – pode resolver (regra geral) problemas com condições de contorno complicadas com geometrias complexas.

O método numérico utilizado em mecânica dos fluidos (e transferência de calor) é conhecido como CFD , e regra geral utiliza o chamado método dos volumes finitos (MVF) para a solução do sistema de equações diferenciais não ordinárias que representam o problema a ser resolvido. O método dos volumes finitos essencialmente obtém um sistema de equações aproximadas no volume elementar através do balanços de conservação das propriedades envolvidas (p.ex. massa, quantidade de movimento, etc..).

A tarefa de um método numérico é resolver um sistema de equações diferenciais não ordinárias substituindo as derivadas existentes por expressões algébricas que envolvem as incógnitas.

Se fosse possível uma solução pelo método analítico, poderíamos obter os valores das variáveis dependentes em qualquer ponto (qualquer posição no espaço tridimensional e qualquer tempo).

Quando fazemos uma aproximação numérica das equações diferenciais, obtemos a solução para um número finito de pontos.

2. RESULTADOS E DISCUSSÕES

2.1 RESULTADOS DA SIMULAÇÃO COM AUXILIO DE CFD

Weaver e Grover (1978) estudaram experimentalmente as vibrações em um feixe tubular na região de instabilidade elástica (FEI).

Este estudo foi executado em um túnel de vento com geometria conforme a fig. 18

Foram efetuados 2 conjuntos de medições: um com um único tubo móvel (tubo 1 da fig. 18) e outro com 19 tubos móveis (tubos 1 a 19 da fig. 18). Foram medidas as amplitudes de vibração para diversas velocidades do escoamento.

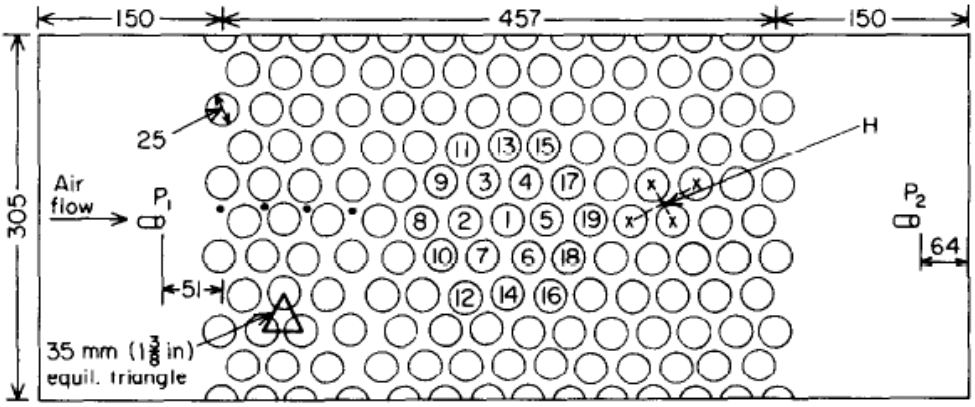
Estas medidas foram obtidas com:

- ar a temperatura de 20°C, com viscosidade dinâmica de 18,20 10^{-6} Pa.s e densidade de 1,205 kg/m^3
- tubos com massa distribuída de 1,583 g/cm
- tubos com frequência natural de 24 Hz
- decremento logarítmico do amortecimento de 0,01 (1%)
- intensidade da turbulência na entrada de 0,2%

A simulação efetuada considerou a mesma geometria e os mesmos dados utilizados por Weaver e Grover (conforme acima).

As amplitudes de vibração na região onde predomina o mecanismo FEI foram calculadas para a situação de um único tubo móvel (tubo 1 da fig. 18) e os demais tubos fixos. Foram consideras velocidades na entrada entre 1,42 m/s e 2,21 m/s correspondendo a números de Reynolds entre 2350 e 3658.

Figura 18 – Geometria da experiência de Weaver e Grover



Fonte: Grover e Weaver (1978)

Considerou-se escoamento bidimensional, monofásico, incompressível, turbulento.

Considerou-se para turbulência o modelo SST- $k - \omega$.

A adoção do modelo SST- $k - \omega$ (MENTER, 1994) levou em conta o fato de ser recomendado para gradientes adversos de pressão.

O uso de método LES (Large Eddy Simulation), apesar de regra geral apresentar resultados mais precisos, exige malha mais fina e maior tempo computacional. Para uma abordagem inicial considerou-se melhor adotar método do tipo RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes).

A figura 19 mostra a abrangência da malha considerada e as regiões de contorno.

As condições de contorno consideradas na região de entrada (figura 19) foram:

$$\frac{\partial p}{\partial n} = 0 \quad (55)$$

$$\vec{U} = \overrightarrow{\mathrm{U_o}} \quad (56)$$

Intensidade da turbulência = 0,2%

Escala do comprimento turbulento = 0,03m

As condições de contorno consideradas na região de saída foram:

$$\frac{\partial p}{\partial n} = 0 \quad (57)$$

$$\frac{\partial \vec{U}}{\partial n} = \vec{0} \quad (58)$$

$$\frac{\partial k}{\partial n} = 0 \quad (59)$$

$$\frac{\partial \omega}{\partial n} = 0 \quad (60)$$

Nas paredes foram consideradas as seguintes condições de contorno (VERSTEEG e MALALASEKERA, 2007):

$$\frac{\partial \mathrm{p}}{\partial \mathrm{n}} = 0 \quad (61)$$

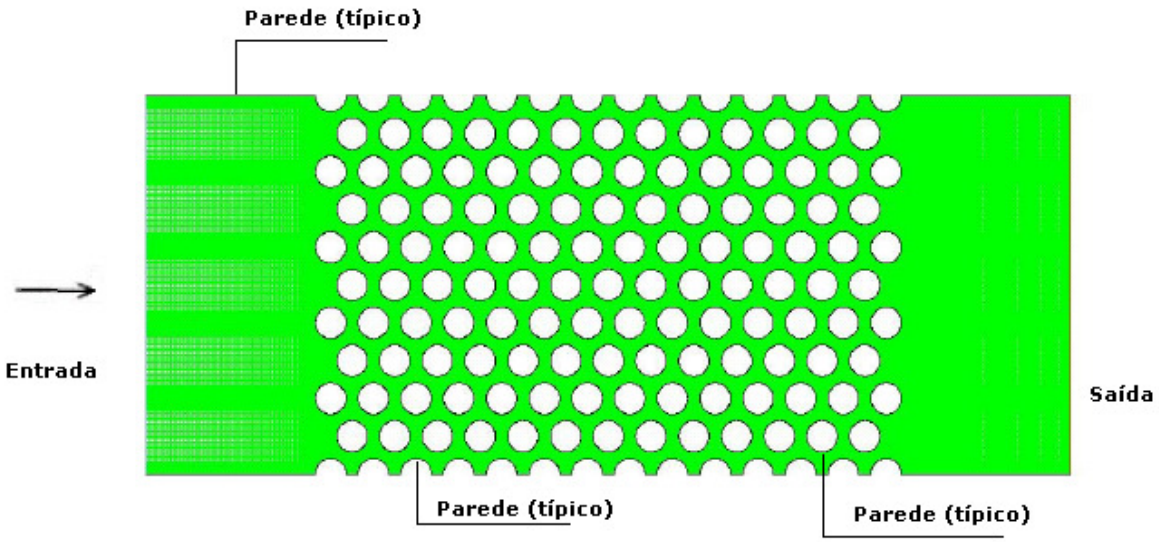
$$\vec{\mathrm{U}} = \vec{0} \quad (62)$$

$$\mathrm{k} = 0 \quad (63)$$

$$\omega \rightarrow \frac{6\nu}{0{,}075\,\mathrm{y}^2} \quad \text{quando } \mathrm{y} \rightarrow 0 \quad (64)$$

onde p é a pressão, n é a direção normal, $\vec{\mathrm{U}}$ é a velocidade, $\overrightarrow{U_o}$ é a velocidade na entrada, k é a energia cinética turbulenta, ω é a frequência de turbulência, ν é a viscosidade cinemática e y é a distância da célula adjante até a parede.

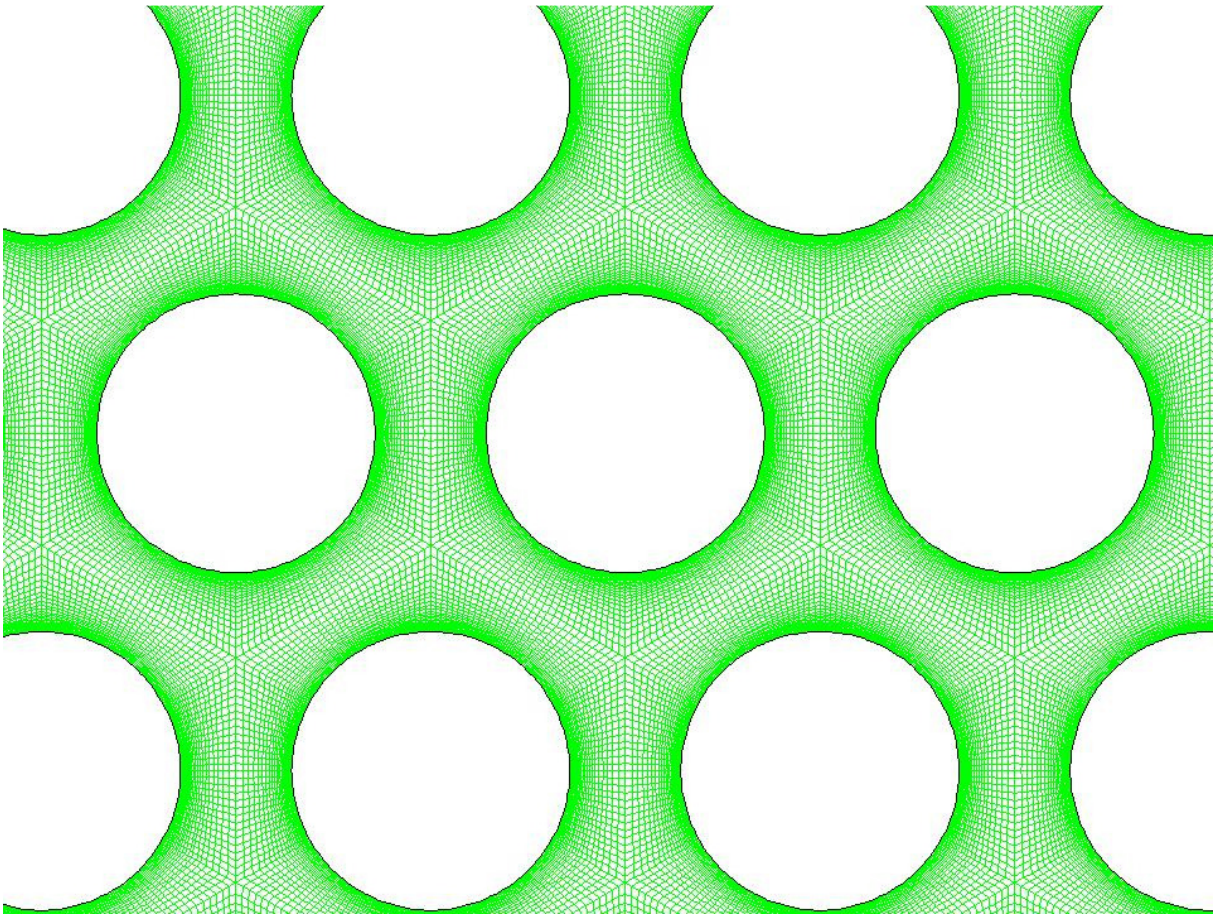
Figura 19 – Abrangência da malha e regiões de contorno



Fonte: Simulação ANSYS®FLUENT

Para efeito de construção da malha de elementos, na região dos tubos adotou-se divisão em hexágonos sendo cada tubo envolto imaginariamente em um hexágono cujos lados ficam a meia distância entre centros dos tubos adjacentes (fig. 20).

Figura 20 – Malha em torno dos tubos



Fonte: Simulação ANSYS®FLUENT

Os elementos da malha crescem geometricamente na direção perpendicular aos tubos na razão de 1,13 sendo a dimensão do elemento encostado no tubo (na direção perpendicular) igual a 0,1% do diâmetro do tubo.

Estes valores (1,13 e 0,1% do diâmetro do tubo) foram escolhidos considerando que o número de Reynolds (calculado com a velocidade ao longe e o diâmetro do tubo) é inferior a 4000. Neste caso a camada limite pode ser considerada laminar e podemos considerar $\delta_b \sim Re^{-\frac{1}{2}}$ onde δ_b é a espessura da camada limite e Re é o número de Reynolds. Para esta situação os valores adotados levam a uma representação adequada da camada limite. Dombard e Iaccarino (2012) fortalecem esta escolha, recomendando para utilização de CFD em escoamentos em canais uma razão de crescimento inferior a 1,2 na região próxima às paredes.

A malha considerada tem 810000 células.

Para o intervalo de tempo adotou-se 0,1% do período natural (inverso da frequência natural).

Williams e Gerber e Hassan (2004) consideraram um passo de tempo de $\Delta t = \frac{1}{50f}$, onde f é a frequência natural, ao estudar o comportamento vibratório de um cilindro, porém algumas tentativas com passo de tempo da ordem de grandeza resultante deste critério levou a resultados insatisfatórios. O uso de passo de tempo bem menor (0,1% do período) levou a resultados satisfatórios.

Para a interpolação do termo convectivo, foi considerado o método UPWIND de segunda ordem. Neste método, as propriedades nas faces são calculadas por (VERSTEEG e MALALASEKERA, 2007):

$$\phi_{\mathrm{i}} = \phi_{\mathrm{p}} + (\nabla\phi)_p \cdot \Delta\vec{r} \quad (65)$$

onde ϕ_i é a propriedade na face, ϕ_p é a propriedade no centroide da célula a montante, $(\nabla\phi)_p$ é o gradiente na célula a montante e $\Delta\vec{r}$ é a distância (vetorial) entre o centroide da célula a montante e o centroide da face.

Este método é recomendado para escoamentos não muito bem alinhados com a malha, para os quais os métodos de primeira ordem podem levar a resultados pouco precisos.

Para a interpolação do termo transiente foi considerado o método implícito de segunda ordem:

$$\frac{3\phi^{\mathrm{n}+1} - 4\phi^{\mathrm{n}} + \phi^{\mathrm{n}-1}}{2\Delta \mathrm{t}} = F(\phi^{n+1}) \quad (66)$$

onde ϕ^{n+1} é o valor da propriedade no instante $t + \Delta t$, ϕ^n é o valor da propriedade no instante t e ϕ^{n-1} é o valor da propriedade no instante $\mathrm{t} - \Delta t$.

Para o tratamento do acoplamento pressão-velocidade foi considerado o método PISO (Pressure-Implicit with Splitting of Operator). Este método é recomendado para cálculo de transientes e para escoamentos com gradientes adversos.

Para determinação da posição do cilindro móvel no instante $\mathrm{t} + \Delta\mathrm{t}$ considerou-se para o cilindro a equação de movimento:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = \mathrm{F} \quad (67)$$

onde F é a força atuante sobre o cilindro devida ao escoamento.

Com os valores no instante t obtem-se para o instante $t + \Delta t$:

$$x(\mathrm{t} + \Delta\mathrm{t}) = x(t) + \dot{x}\,\Delta t \quad (68)$$

$$\dot{x}(t + \Delta t) = \dot{x}(t) + \ddot{x}\,\Delta t \quad (69)$$

Para deformação da malha considerou-se a equação de Laplace (RIDKY e SIDLOF, 2015):

$$\nabla \cdot (\gamma \nabla \mathrm{d}) = 0 \quad (70)$$

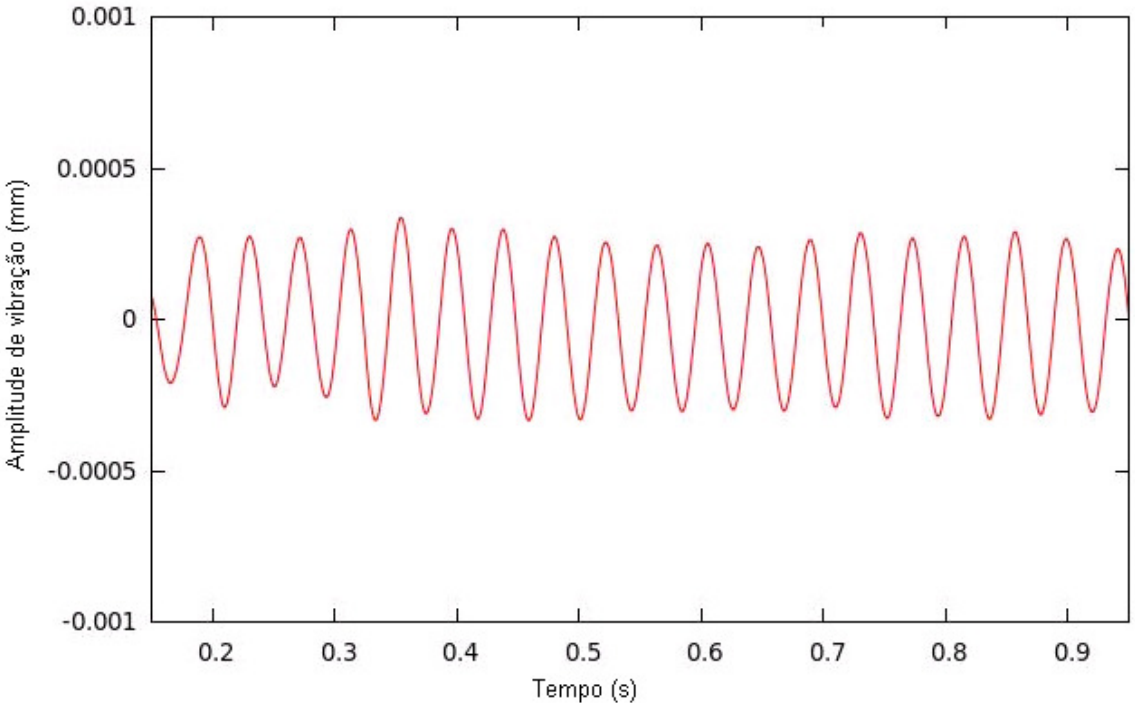
onde:

$$\gamma = \frac{1}{\mathrm{r}^2} \quad (71)$$

Sendo r a distância até a fronteira móvel mais próxima e d o deslocamento da célula.

A figura 21 apresenta o resultado obtido da variação da amplitude de vibração com o tempo para velocidade ao longe de 1,42 m/s.

Figura 21 – Resultado da simulação para velocidade ao longe de 1,42 m/s

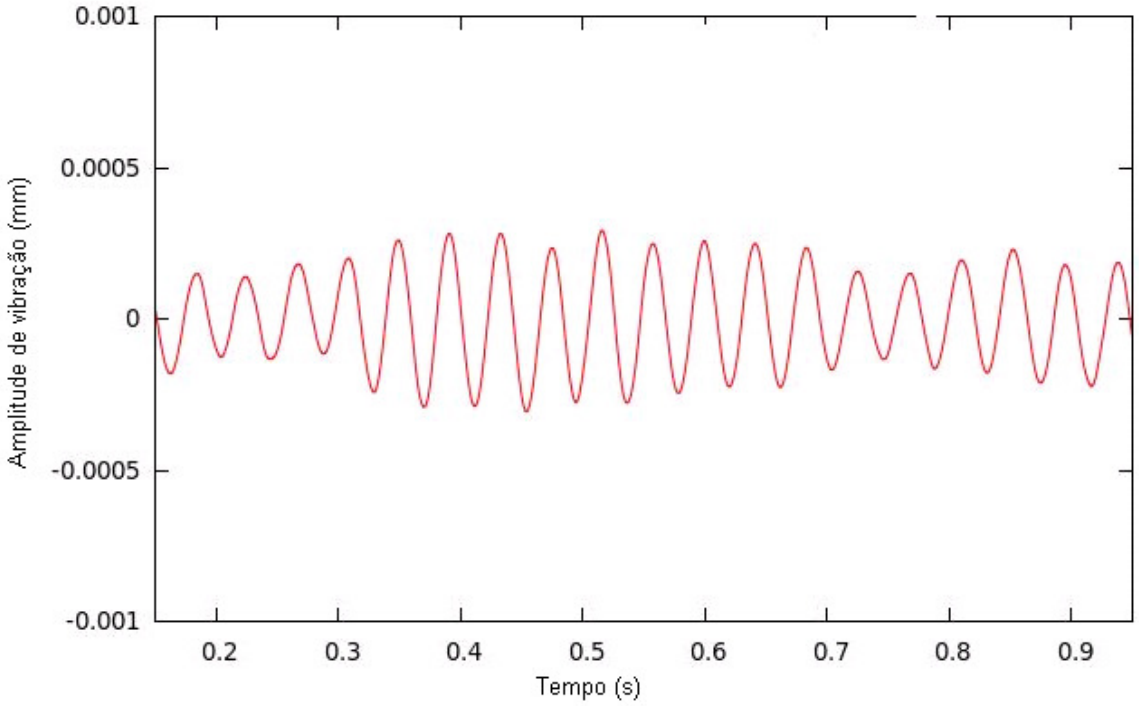


Fonte: Simulação ANSYS®FLUENT

Pela figura 21 nota-se que a frequência de vibração é de 24 ciclos por segundo (24 Hz), portanto igual à frequência natural dos tubos.

A figura 22 apresenta o resultado obtido da variação da amplitude de vibração com o tempo para velocidade ao longe de 1,61 m/s.

Figura 22 – Resultado da simulação para velocidade ao longe de 1,61 m/s

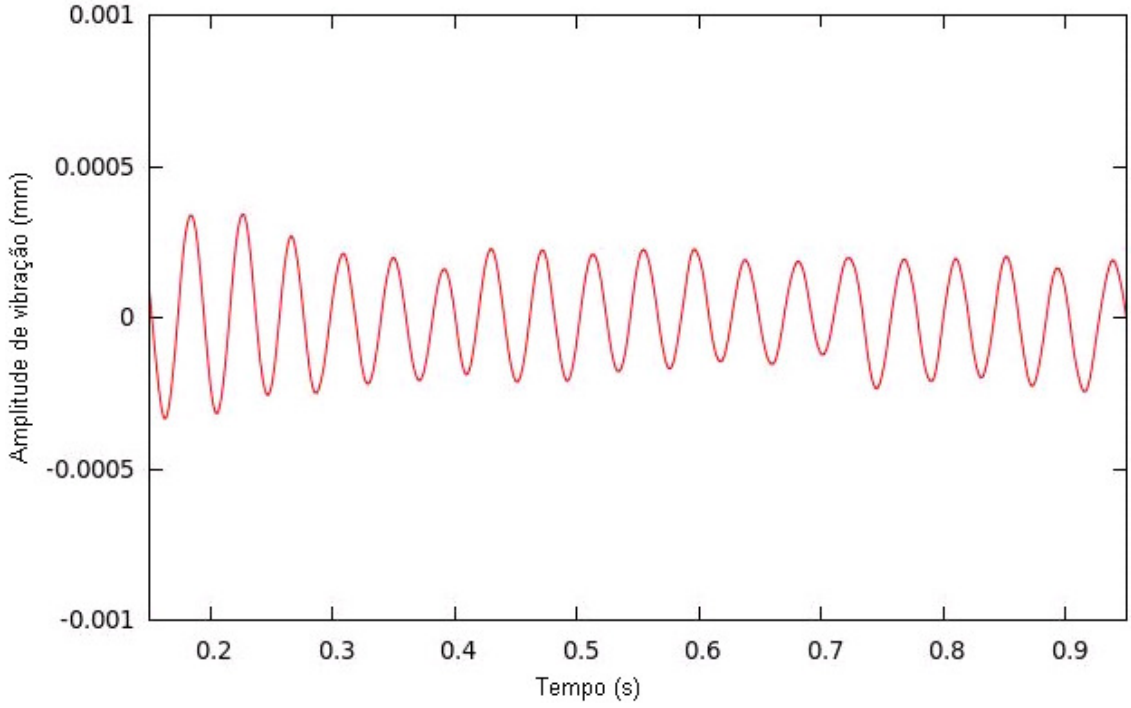


Fonte: Simulação ANSYS®FLUENT

Pela figura 22 nota-se que a frequência de vibração é de 24 ciclos por segundo (24 Hz), portanto igual à frequência natural dos tubos.

A figura 23 apresenta o resultado obtido da variação da amplitude de vibração com o tempo para velocidade ao longe de 1,77 m/s

Figura 23 – Resultado da simulação para velocidade ao longe de 1,77 m/s

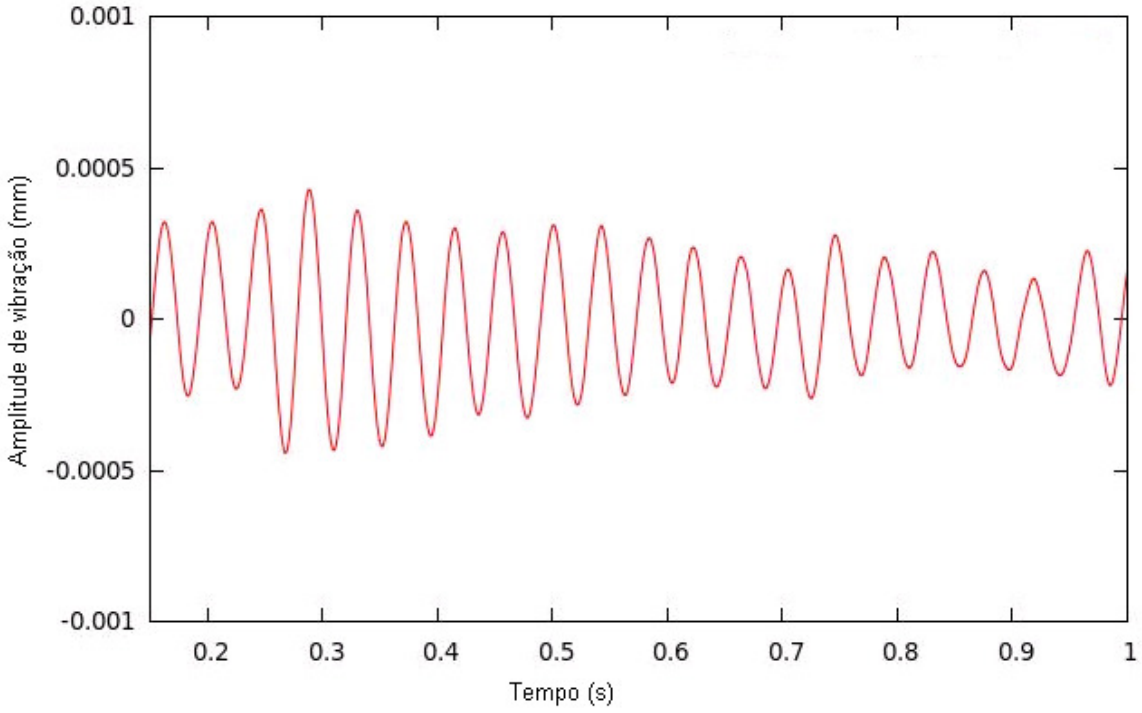


Fonte: Simulação ANSYS®FLUENT

Pela figura 23 nota-se que a frequência de vibração é de 24 ciclos por segundo (24 Hz), portanto igual à frequência natural dos tubos.

A figura 24 apresenta o resultado obtido da variação da amplitude de vibração com o tempo para velocidade ao longe de 1,98 m/s

Figura 24 – Resultado da simulação para velocidade ao longe de 1,98 m/s

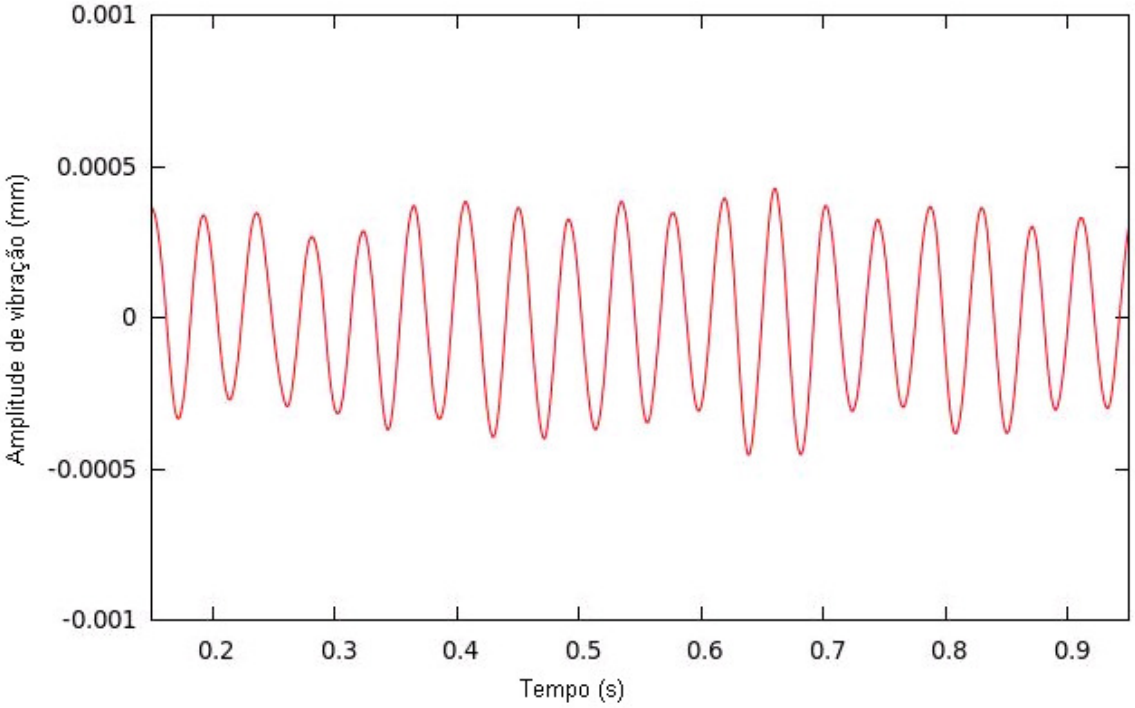


Fonte: Simulação ANSYS®FLUENT

Pela figura 24 nota-se que a frequência de vibração é de 24 ciclos por segundo (24 Hz), portanto igual à frequência natural dos tubos.

A figura 25 apresenta o resultado obtido da variação da amplitude de vibração com o tempo para velocidade ao longe de 2,21 m/s

Figura 25 – Resultado da simulação para velocidade ao longe de 2,21 m/s



Fonte: Simulação ANSYS®FLUENT

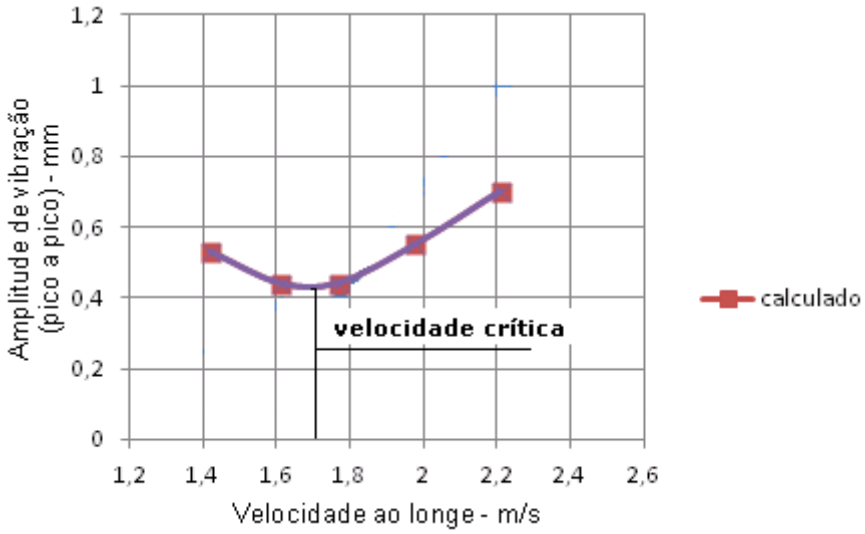
Pela figura 25 nota-se que a frequência de vibração é de 24 ciclos por segundo (24 Hz), portanto igual à frequência natural dos tubos.

Foram calculadas as médias quadráticas das amplitudes (rms) para cada velocidade, sendo o resultado apresentado na tabela 4 e na figura 26.

Tabela 4 – Amplitudes calculadas (valor médio quadrático - rms)

Velocidade ao longe(m/s)	Número de Reynolds	Amplitude de vibração-pico a pico (mm)
1,42	2350	0,53
1,61	2665	0,44
1,77	2930	0,44
1,98	3277	0,55
2,21	3658	0,70

Figura 26 – Amplitudes calculadas



Fonte: Simulação ANSYS®FLUENT

Observa-se na figura 26 que a velocidade crítica é de 1,72 m/s.

2.2 RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Weaver e Grover (1978) executaram medições experimentais das amplitudes de vibração para uma geometria exatamente igual à considerada na nossa simulação e com as mesmas características do fluido, tubos e amortecimento.

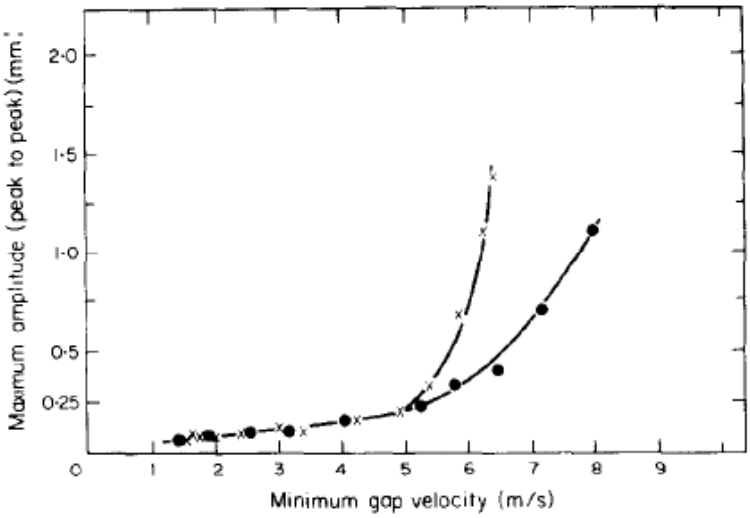
A figura 27 mostra os resultados obtidos para um tubo móvel e para 19 tubos móveis.

A tabela 5 apresenta os valores para as amplitudes de vibração para as velocidades na região onde predomina o mecanismo FEI, para o caso de um único tubo móvel.

Tabela 5 – Amplitudes medidas (valor médio quadrático - rms)

Velocidade ao longe(m/s)	Número de Reynolds	Amplitude de vibração-pico a pico (mm)
1,42	2350	0,25
1,61	2665	0,38
1,77	2930	0,40
1,98	3277	0,70
2,21	3658	1,00

Figura 27 – Amplitudes medidas



- um único tubo móvel

× 19 tubos móveis

Fonte: Weaver e Grover (1978)

2.3 COMPARAÇÃO DOS RESULTADOS

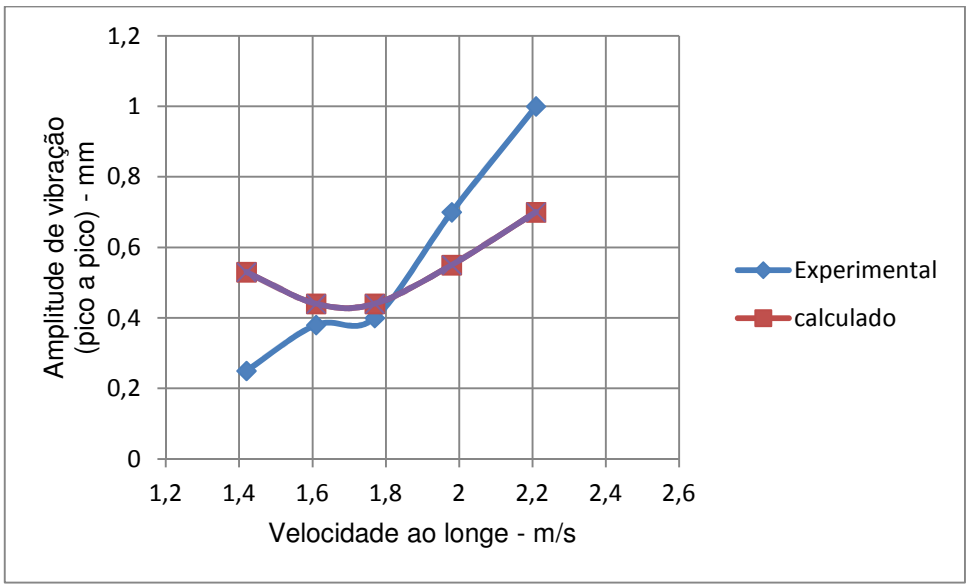
A tabela 6 apresenta a comparação entre os resultados experimentais para as amplitudes de vibração e os obtidos através de simulação, sendo que o desvio se refere à diferença porcentual com relação à amplitude experimental.

Tabela 6 – Comparação entre amplitudes medidas e calculadas

Velocidade ao longe (m/s)	Número de Reynolds	Amplitude - experimental (mm)	Amplitude - calculada (mm)	Desvio-(%)
1,42	2350	0,25	0,53	112
1,61	2665	0,38	0,44	15,8
1,77	2930	0,40	0,44	10,0
1,98	3277	0,70	0,55	-21,4
2,21	3658	1,00	0,70	-30,0

A comparação entre os resultados experimentais e os calculados é apresentada na forma de gráfico na figura 28.

Figura 28 – Comparação entre amplitudes medidas e calculadas



Fonte: Weaver e Grover (1978) e Simulação ANSYS®FLUENT

No que diz respeito à velocidade crítica, o valor 1,72 m/s obtido a partir dos resultados da simulação apresenta uma diferença de 21,1% em relação ao valor de Weaver e Grover.

Se considerarmos o método TEMA, obtemos uma velocidade crítica ao longe de 0,66 m/s com desvio de -53,5% em relação ao valor de Weaver e Grover.

2.4 DISCUSSÕES

Nota-se pela tabela 6 que o desvio máximo entre valores calculados e medidos experimentalmente chega a 112%, o que ocorre para a velocidade ao longe de 1,42 m/s (esta velocidade é a velocidade crítica pela experiência de WEAVER e GROVER).

Porém se excluirmos este ponto (que está no limite da região onde predomina o mecanismo FEI), obtemos um desvio máximo de 30% (-30%) o que é bastante razoável para problemas e geometrias desta natureza.

Para as velocidades 1,42 m/s, 1,61 m/s e 1,77 m/s as amplitudes calculadas são maiores que os valores experimentais. Para as velocidades 1,98 m/s e 2,21 m/s as amplitudes calculadas são menores que os valores experimentais.

Para verificar se este fato (valores calculados maiores que valores experimentais para velocidades relativamente baixas e valores calculados menores que valores experimentais para velocidades relativamente altas) é uma tendência da abordagem utilizada (malha escolhida, modelo de turbulência utilizado, etc..) são necessárias várias simulações adicionais para várias geometrias e vários fluidos..

Este tipo de comportamento dos desvios em função das velocidades pode trazer significativas diferenças na estimativa da velocidade crítica, pois muda as tangentes da curva significativamente.

Apesar disto o valor obtido para a velocidade crítica (1,72 m/s) apresentando um desvio de 21,1% em relação ao valor de Weaver e Grover pode ser considerado bastante razoável. O valor obtido pelo método TEMA (0,66 m/s) apresenta um desvio muito maior (-53,5%).

3 CONCLUSÕES

Os resultados obtidos por cálculo numérico com auxilio de CFD para as amplitudes de vibração concordam razoavelmente com os dados experimentais obtidos por Weaver e Grover para a mesma geometria e características do fluido na região onde predomina o mecanismo FEI.

Isto demonstra o potencial do uso do método proposto para cálculo de amplitudes de vibração nesta região.

Contribuiu para a obtenção destes resultados razoáveis a utilização da metodologia escolhida para a determinação da deformação da malha (equação de Laplace $\nabla \cdot (\gamma \nabla \mathrm{d}) = 0$) que tem como característica preservar as propriedades da camada limite.

Para a determinação da velocidade crítica, o fato de os desvios serem positivos para velocidades baixas e negativos para velocidades altas pode mudar significativamente a inclinação da curva resultando em diferença significativa na velocidade crítica. Apesar disto o valor obtido para a velocidade crítica apresenta desvio aceitável em relação ao valor obtido a partir dos dados experimentais.

A extensão deste estudo, no futuro, considerando todos os cilindros móveis e não apenas o cilindro central poderá trazer contribuição valiosa para um melhor entendimento do potencial e das eventuais limitações do método proposto para cálculo de amplitudes de vibração.

Outra possibilidade para estudos futuros é a utilização do método de acoplamento forte (strong coupling) para a determinação da posição do cilindro móvel resultante das forças do escoamento. No método de acoplamento fraco (loose coupling) utilizado neste estudo, considera-se a força no instante t para a determinação da posição, enquanto que no método de acoplamento forte utiliza-se uma força correspondente a um instante intermediário entre t e $t + \Delta t$, obtida iterativamente, que tende a apresentar resultados mais precisos. O método de acoplamento forte regra geral exige um esforço computacional muito maior.

Adicionalmente, a simulação da mesma situação considerada nesta dissertação considerando geometria tridimensional e modelo de turbulência tipo LES

representaria melhor o escoamento na região entre os tubos, melhorando eventualmente os resultados. Isto provavelmente só será viável no futuro, após aumento significativo da velocidade de processamento computacional.

Podemos concluir que o método proposto apresenta potencial enorme para cálculo de amplitudes de vibração na região onde predomina o mecanismo FEI e para determinação da velocidade crítica, porém tem-se um longo caminho a percorrer para torná-lo uma ferramenta para uso corriqueiro para este tipo de problema.

4. REFERÊNCIAS

CHEN,S.S.;JENDRZEJCZIK, J.A.; Stability of tube arrays in cross flow nuclear. Nuclear Engineering and Design, v.75, p. 351-373, 1982

CHEN,S.S.; Flow-induced vibration of cylindrical structures. Argonne National Laboratory, 1985

CHEN,S.S.; A general theory for dynamic instability of tube arrays in crossflow. Journal of Fluids and Structures, v.1, p. 35-53, 1987

DOMBARD, J.; IACCARINO, G.; Sensitivity analysis to the normal grid-resolution in turbulent channel flow using large-eddy simulations. Annual Research Briefs, 2012

GROVER, L.K.; WEAVER, D.S.; Cross-flow induced vibrations in a tube bank- vortex shedding. Journal of Sound and Vibration. v.59 n.2, p. 263-276, 1978

KHUSHNOOD, S.; Cross-flow-induced-vibrations in heat exchanger tube bundle: a review. Nuclear Power Plants, editado por CHANG, S.H., 2012

MALISKA, C.R.; Transferência de calor e mecânica dos fluidos computacional, LTC-Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 1995

MENTER,F.R.; Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. AIAA Journal. v.32 n.8, p. 1598-1605, 1994

PAIDOUSSIS,M.P.; Fluid elastic vibration of cylinder arrays in axial and cross flow: state of the art. Journal of Sound and Vibration. v.76 n.3, p. 329-360, 1981

PAIDOUSSIS,M.P.; Real-life experiences with flow-induced vibration. Journal of Fluids and Structures. v.22, p. 741-755, 2006

PANDEY, A.K.; KUMARASWAMIDHAS,L.A.; KATHIRVELU,C.; Analysis of flow induced vibration in superheater tube bundles in utility boilers using computational methods. International Journal of Computational Engineering Research. v.2 n.2, p. 481-486, 2012

PETTIGREW, M.J.; SILVESTRE, Y.; CAMPAGNA, A.O.; Vibration analysis of heat exchanger and steam generator designs. Nuclear Engineering and Design. v. 48, p.97-115, 1978

PRICE, S.J.; PAIDOUSSIS, M.P.; An improved mathematical model for the stability of cylinder rows subject to cross-flow. Journal of Sound and Vibration. v.97 n.4, p.615-640, 1984

RIDKY, V.; SIDLOF, P.; Numerical simulation of deformation of dynamic mesh in the human vocal tract model. EPJ Web Conferences. n.92, p.1-4, 2015

SINGH, K.P.; SOLER, A.I.; Mechanical design of heat exchangers and pressure vessel components, Arcturus Publishers, 1984

TANAKA, H.; TAKAHARA, S.; Fluid elastic vibration of tube arrays in cross flow. Journal of Sound and Vibration. v.77 n.1, p. 19-37, 1981

TUBULAR MANUFACTURERS ASSOCIATION; Standards of the tubular manufacturers association, 1999

VERSTEEG, H.K.; MALALASEKERA, W.; An introduction to computational fluid dynamics, Pearson Prentice Hall, 2007

WEAVER, D.S.; GROVER, L.K.; Cross-flow induced vibrations in a tube bank-turbulent buffeting and fluid elastic instability. Journal of Sound and Vibration. v.59 n.2, p. 277-294, 1978

WILLIAMS, E.; GERBER,A.; HASSAN, M.; Simulation of cross flow induced vibration. International ANSYS Conference, 2004. Disponível em: <www.ansys.com/staticassets/ansys/staticassets/resourcelibrary/confpaper/2004-int-ansys-conf-137.PDF>