

# **PROCEDIMENTOS DE AVALIAÇÃO DE NÍVEIS DE VIBRAÇÃO DE TUBULAÇÕES INDUSTRIAS – COMPARAÇÃO E DISCUSSÃO**

**Marcio Nogueira Pereira da Silva**

PGMEC, UFF, r. Passo da Pátria 156, Niterói/RJ, 24210-240, marcionps@yahoo.com.br

**Roberto Firmento de Noronha**

PGMEC, UFF, r. Passo da Pátria 156, Niterói/RJ, 24210-240, rnoronha@mec.uff.br

**Ediberto Bastos Tinoco**

CENPES, PETROBRAS, Cidade Universitária, qd 7, Rio de Janeiro /RJ, 20035-900  
ediberto@cenpes.petrobras.com.br

**Telmo Moreira Leite Júnior**

PGMEC, UFF, r. Passo da Pátria 156, Niterói/RJ, 24210-240, telmojr@yahoo.com

**Resumo.** *Com o intuito de se controlar vibrações em tubulações, procura-se alterar a localização dos apoios, a configuração da tubulação quando possível, ou até mesmo eliminar de alguma forma a origem da pulsação, por exemplo. Contudo, antes de se iniciar o processo de controle ou eliminação dessas vibrações, é necessário saber se tais vibrações são efetivamente excessivas e se realmente necessitam ser reduzidas. Para tal, têm-se diversos métodos encontrados na literatura, inclusive em normas. Porém, após uma avaliação das metodologias empregadas em cada procedimento, percebe-se que a abrangência dos mesmos é limitada, já que alguns parâmetros que afetam a resposta da tubulação não são considerados nestes procedimentos. Neste trabalho são apresentados alguns desses diferentes métodos de verificação de aceitabilidade de vibração, para em seguida se discutir suas aplicações, fazendo então uma comparação crítica entre eles, com o levantamento dos detalhes mais relevantes de cada um. E ainda, através da utilização de um programa comercial de elementos finitos, se determinar, numericamente, a abrangência desses critérios.*

**Palavras-chave:** Vibrações de Tubulações, Análises Dinâmicas, Critérios de Falhas

## **1. INTRODUÇÃO**

Problemas de vibrações induzidas em tubulações são comuns em diversos segmentos industriais. Estas podem ter os mais diversos mecanismos de excitação, tais como escoamentos bifásicos ou serem causadas por equipamentos conectados a tubulação como bombas ou compressores alternativos, entre outros.

A motivação do trabalho decorre da ocorrência de falhas mecânicas em unidades de produção de refinarias de petróleo e também de plataformas *offshore*. A experiência acumulada dos operadores tem mostrado que algumas dessas falhas estão relacionadas à vibração excessiva de diferentes sistemas de tubulação, gerando, dentre outras, nucleação de trincas com propagação por fadiga e/ou vazamento em uniões flangeadas.

Tipicamente, o custo de reparo pode não ser grande, mas ele sempre acarreta em prejuízo de razoável monta devido à interrupção ou redução de operação da unidade afetada, além do risco potencial do vazamento do produto. A estimativa de falhas decorrentes de vibração em tubulações

nas refinarias da PETROBRAS é que ela seja superior a duas por ano e por refinaria. Dependendo do sistema, em média, são necessários quatro dias de parada para reparo de uma falha, acarretando um prejuízo anual considerável. É importante novamente ressaltar que esse problema não é específico da indústria do petróleo, pois a literatura fornece um levantamento de problemas similares ocorridos em plantas nucleares americanas.

Por esse motivo, diversos esforços têm sido feitos de modo a estabelecer procedimentos para avaliar esse tipo de problema. Têm-se diversos métodos encontrados na literatura, particularmente os da norma OM-3 (ASME, 2002a), que prescreve procedimentos para determinar se o nível de vibração em tubulações é aceitável na partida de plantas nucleares.

Porém, após uma avaliação das metodologias empregadas em cada procedimento, percebe-se que a abrangência dos mesmos é limitada, pois alguns aspectos não são considerados, principalmente quanto à configuração da tubulação. Estas limitações já se encontram discutidas em artigos técnicos.

Assim, o trabalho tem como objetivo apresentar uma análise mais detalhada sobre os critérios para determinação dos limites de vibração encontrados nas normas e os propostos na literatura, visto que os métodos são empíricos. Fazer então uma comparação crítica entre eles, com o levantamento dos detalhes mais relevantes de cada um.

Um levantamento mais minucioso é feito, com a utilização de programa de elementos finitos, de modo a determinar numericamente a abrangência dos critérios.

## **2. REVISÃO DE CRITÉRIOS DE NÍVEIS DE VIBRAÇÃO**

A literatura técnica contém alguns critérios para a avaliação do problema de vibrações em tubulações, máquinas e estruturas, que especificam amplitudes de vibrações admissíveis em função da freqüência.

### **2.1. Curva de Amplitude de Deslocamento**

As curvas apresentadas na Fig. (1) foram obtidas a partir de experiências anteriores com vibrações e falhas em diversas configurações de tubulações de instalações existentes e com o projeto de inúmeras instalações com compressores e bombas (Nimitz, 1974).

O critério consiste em cruzar a amplitude de vibração medida (em milésimos de milímetros, de pico a pico) com a freqüência de vibração (hertz) para determinar o nível de periculosidade da vibração. De um modo geral, os dados estatísticos utilizados para geração do critério provam que ele se aplica de forma aceitável para as configurações mais comuns de tubulações, porém o mesmo pode não ocorrer para aplicações críticas, conexões sem reforço, etc, por isso recomenda-se que se acrescente limite adicional nesses casos. Não é encontrada nenhuma advertência sobre esse tipo de problema e uma definição mais clara dos limites do que constitui uma configuração típica faz-se necessário (Wachel, 1982). Por outro lado, Lin (1996) afirma que os limites funcionam bem com instalações petroquímicas, onde a tubulação é geralmente apoiada de maneira muito flexível e que os mesmos devem ser alterados quando usados em tubulações de plantas nucleares, geralmente mais rígidas. De qualquer forma, o critério apresentado é considerado um bom ponto de partida para avaliação de uma tubulação.

### **2.2. Critérios da Norma OM-3**

Os métodos presentes na OM-3 (ASME, 2002a) são aplicáveis para a avaliação de vibrações durante a pré-operação e partida de tubulações que requerem testes em plantas nucleares, conforme especificado no escopo da norma. Também pode ser utilizado para avaliação dos níveis de vibração durante a operação.

Dependendo do cuidado necessário para avaliação da severidade da vibração, a norma prevê três grupos de monitoração de vibração, dos quais o primeiro requer uma medição de vibração

suficientemente precisa para se determinar a tensão dinâmica da corrente. A avaliação da severidade desta tensão assim determinada é discutida na seção seguinte.

Para tubulações classificadas no terceiro grupo, a inspeção é visual. Embora a norma deixe sob responsabilidade do inspetor a definição do critério de avaliação, ele deve se basear em gráficos como o da Fig. (1).

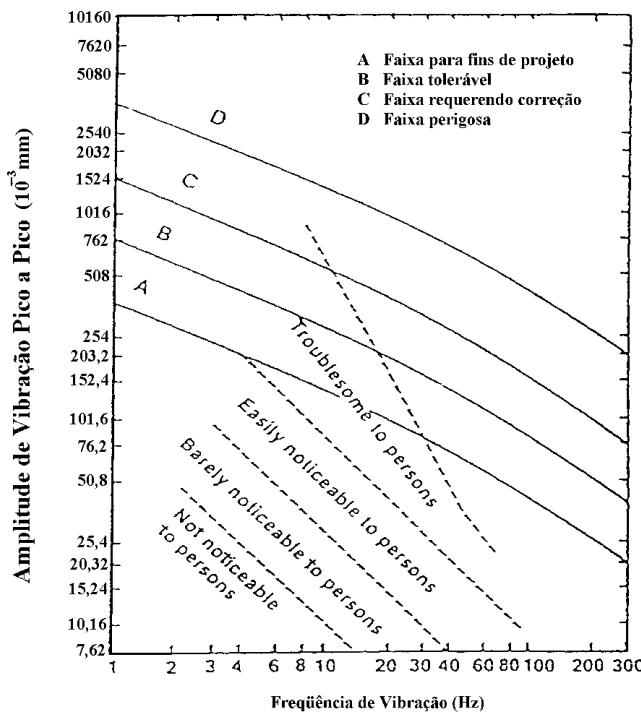


Figura 1. Limites de vibração (Nimitz, 1974) e de percepção (Richart, 1962)

Para tubulações de plantas nucleares classificadas no segundo grupo de monitoração de vibração, são utilizados para essa avaliação dois procedimentos: o critério do deslocamento e o da velocidade. Ambos são métodos simplificados para a análise de vibrações em regime permanente numa rede de tubulações, que irão determinar se as vibrações excedem um nível aceitável. Esses critérios se aplicam a sistemas de tubulações que estão acessíveis para a realização de medições de vibração em vários pontos da tubulação.

Para aplicação do método de deslocamento, são necessárias medidas de deflexão lateral em pontos representativos da tubulação. A mesma deve ser subdividida em um número suficiente de subsistemas ou vãos característicos, utilizando-se, para isso, os pontos nodais de vibração, geralmente, mas não necessariamente, os locais de suportação. Para cada vão característico é calculado um valor admissível de deflexão. Os valores medidos de deslocamento, zero a pico, são comparados com o valor admissível calculado para esse vão característico. O limite de deflexão admissível,  $\delta_{adm}$ , dado pela Eq. (1), é, assim, função do comprimento do vão característico, do diâmetro externo e de um coeficiente de configuração do vão característico:

$$\delta_{adm} = \frac{S_{el} \cdot K \cdot L^2}{C_2 K_2 \cdot \sigma_n \cdot \alpha \cdot D_0} \quad (1)$$

Onde:

$S_{el}$  - 0,8  $S_A$ , no qual  $S_A$  é a tensão de resistência à fadiga para o maior valor de número de ciclos disponível na curva de fadiga apropriada. Para aço-carbono de baixa resist.,  $S_A = 48 \text{ MPa a } 10^{11} \text{ ciclos}$  (ASME, 2002b).

$K$  - coeficiente de configuração, que depende da geometria do vão característico.

L - comprimento do vão característico.

$C_2$  e  $K_2$ : índices de tensão. Para tubulações que não sejam classe 1, ou seja, que não façam parte da barreira de pressão de uma planta nuclear,  $C_2K_2 = 2i$ , onde "i" é o fator de intensificação de tensão aplicável.

$\sigma_n$  - tensão de referência, utilizada na determinação dos coefs. de configuração K (68,95 MPa).

$\alpha$  - fator de redução de  $S_{el}$ . Para materiais com resistência à fadiga até  $10^{11}$  ciclos,  $\alpha = 1,0$ .

$D_0$  - diâmetro externo da tubulação.

A aplicação do critério da velocidade, por sua vez, requer a medição da velocidade de vibração em vários pontos da tubulação, de modo a se determinar, experimentalmente, o valor máximo deste parâmetro, ocorrendo na tubulação. Após a determinação da velocidade máxima,  $V_{max}$ , a mesma é comparada com a velocidade de pico permitida,  $V_{adm}$ . A expressão para a velocidade de pico admissível é dada pela Eq. (2):

$$V_{adm} = \frac{C_1 C_4}{C_3 C_5} \frac{\beta \cdot S_{el}}{\alpha \cdot C_2 K_2} \quad (2)$$

Onde  $C_1$ ,  $C_3$ ,  $C_4$  e  $C_5$  são fatores de correção para compensar o efeito de cargas concentradas, considerar o conteúdo da tubulação e o isolamento, condições de contorno e vibração forçada fora da ressonância, respectivamente.  $\beta$  é um fator para correção das unidades utilizadas e  $S_{el}$ ,  $C_2$ ,  $K_2$  e  $\alpha$  estão definidos acima. Os índices de tensão  $C_2$  e  $K_2$  estão associados com o ponto de tensão máxima, não necessariamente coincidente com o ponto de máxima velocidade.

De acordo com a norma (ASME, 2002a), esse critério da velocidade é consistente com o critério da deflexão para uma viga engastada em ressonância no primeiro modo.

### 2.3. Critério de Aceitação por Nível de Tensão

O critério a ser utilizado para a determinação da aceitabilidade dos níveis de vibração em uma tubulação pode ser baseado na comparação da tensão induzida com o limite de resistência à fadiga. É necessário, entretanto, estabelecer as bases de comparação.

A norma de tubulações de refinarias de petróleo, a B31.3 (ASME, 1999), no que diz a respeito à fadiga causada por vibração, pouco fala. A mesma foi idealizada para ser utilizada em projetos novos e, tipicamente, as tubulações não são projetadas para suportarem nenhum tipo de vibração nesse estágio. Entretanto, existem alguns casos, tais como tubulações conectadas a compressores alternativos, onde análises de vibração são executadas. Porém estes casos são exceções e não a regra geral. A avaliação de vibrações tende a ser uma tarefa para após a montagem (Becht, 2002). Embora não as tenham consultado, os autores acreditam que as demais seções da norma B31 são também omissas a esse respeito, pois Nayyar (1992) nada informa.

De acordo com norma API 618 (1986), a tensão induzida pela vibração na tubulação deve ser menor que o menor valor encontrado nas curvas de fadiga do código ASME (2002b). No caso de tubos de aço carbono, por exemplo, esse valor era de 25000 lbf/pol<sup>2</sup>, 172 MPa (pico a pico) a  $10^6$  ciclos e é, atualmente, de 14000 lbf/pol<sup>2</sup>, 96 MPa (pico a pico) a  $10^{11}$  ciclos.

Por outro lado, a experiência tem mostrado que raramente ocorrem falhas em tubulações de aço de baixo carbono quando as amplitudes das deformações medidas são menores que 100  $\mu\epsilon$  pico a pico (EDI, 2002). Uma deformação de 100  $\mu\epsilon$  representa uma tensão de 21 MPa pico a pico. Comparando-se 21 com 96 MPa, encontra-se uma razão de 4,57. Esta razão representa, basicamente, o fator de intensificação de tensões para tubulações soldadas. As tensões a serem verificadas por esse critério foram calculadas com os procedimentos descritos na seção 3.

É interessante observar que, para tubulações de plantas nucleares classificadas no primeiro grupo de monitoração de vibração da norma OM-3 (ASME, 2000), o valor máximo encontrado da intensidade de tensão alternada,  $S_{alt}$ , deve ser limitado conforme a Eq. (3):

$$S_{alt} \leq S_{el}/\alpha \quad (3)$$

Onde  $S_{el}$  e  $\alpha$  são definidos na seção anterior. Conforme já visto,  $S_{el} = 0,8 S_A$  e, para aço-carbono,  $\alpha = 1,0$ . Neste caso, a Eq. (3) pode ser reescrita como:

$$S_{alt} \leq 0,8 S_A \quad (4)$$

Como, para a determinação de  $S_{alt}$ , é necessário se considerar os índices de tensão  $C_2$  e  $K_2$  ou o fator de intensificação de tensão "i", pode-se afirmar que o critério proposto pela EDI (2002) é comparável com o critério da norma OM-3 (ASME, 2002a).

### 3. DETERMINAÇÃO DAS TENSÕES DE COMPARAÇÃO

#### 3.1. Análise Simplificada por Viga Simples (Wachel, 1982):

O critério consiste na determinação da tensão atuante devido a uma certa vibração para posterior comparação com o limite de resistência à fadiga do material. As freqüências naturais para os vãos característicos são encontradas utilizando-se as equações diferenciais obtidas para o movimento da viga combinada com as condições de contorno apropriadas. Assim, Wachel (1982) determina a freqüência natural da tubulação a partir da Eq. (5):

$$f = \frac{\lambda}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{E \cdot I}{\mu \cdot L^4}} \cdot \frac{K_2 \cdot K_3}{K_1} \quad (5)$$

Onde:

$E$  - módulo de elasticidade.

$I$  - momento de inércia

$\mu$  - peso da viga por unidade de comprimento

$L$  - comprimento.

$\lambda$  - fator de freqüência, fornecido por Wachel (1982).

$K_1$ ,  $K_2$  e  $K_3$ : fatores de correção para considerar o efeito de massas concentradas, condições de contorno (suportação) e o conteúdo e isolamento da tubulação, respectivamente.

Para determinar se as amplitudes de vibrações são aceitáveis, a tensão resultante deve ser comparada com o limite de resistência a fadiga. A tensão em um vão característico, relacionada com a amplitude máxima do vão, pode ser calculada pela Eq. (6):

$$S = K_d \cdot y \cdot \frac{D}{L^2} \cdot (SCF) \quad (6)$$

Onde:

$S$  - tensão dinâmica.

$K_d$  - fator de deflexão para tensão.

$y$  - amplitude máx. de vibração, pico a pico, medida entre nós (normalmente entre suportes).

$D$  - diâmetro externo.

$L$  - comprimento do vão característico.

SCF: fator de intensificação de tensões.

Nos casos discutidos a seguir, desconsiderou-se o fator de intensificação de tensões, SCF, multiplicando-se o valor obtido por 4,57. Utilizou-se também a amplitude de vibração zero a pico, comparando-se o resultado com 48 MPa, ao invés de 96 MPa.

### 3.2. Simulação Numérica

Para a determinação do estado de tensão por simulação numérica, montou-se um modelo utilizando o programa de elementos finitos ANSYS. Uma análise modal é realizada, extraíndo o modo de vibração relevante, para em seguida realizar uma análise harmônica na freqüência natural do modo de vibração do modelo, mas com o deslocamento, zero a pico, apresentado na configuração real.

As tensões foram obtidas via um macro que as calcula de acordo com o código B31.3 (ASME, 1999), determinando as ditas tensões de flexibilidade (“Flexibility Stress”), que é a tensão equivalente de Tresca na seção reta devido à sobreposição dos momentos fletor e torsor atuantes na seção. O valor obtido foi multiplicado pelo fator 4,57, que já inclui o fator de intensificação de tensão, e em seguida comparado com o limite de resistência à fadiga do aço-carbono de baixa resistência a  $10^{11}$  ciclos, 48 MPa (ASME, 2002b).

## 4. ESTUDO DE CASOS

São analisados a seguir alguns casos, encontrados na literatura, tendo como base os diferentes critérios apresentados anteriormente.

### 4.1. Caso 1

Neste primeiro caso, tem-se uma tubulação de saída do coletor de um conjunto de compressores alternativos, de diâmetro nominal de 16 pol, Sch XS (EDI, 2002). Apresenta vibração na curva indicada na Fig. (2) com freqüência de 30 Hz e amplitude zero a pico de 0,76 mm.

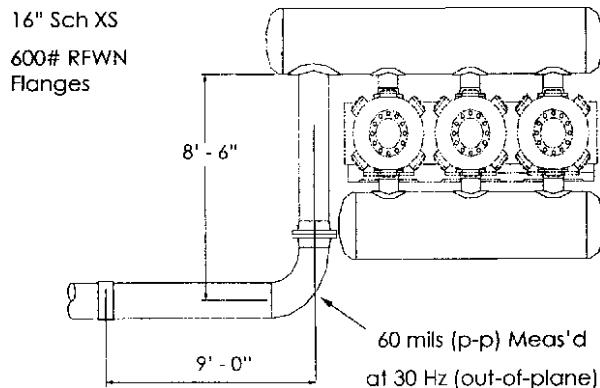


Figura 2. Caso 1 (EDI, 2002)

### 4.2. Caso 2

Trata-se de uma tubulação de diâmetro nominal de 6 pol, Sch 80, pertencente ao equipamento representado na Fig. (3). Ela apresenta vibração na curva indicada com freqüência de 12 Hz e amplitude zero a pico de 0,36 mm (EDI, 2002).

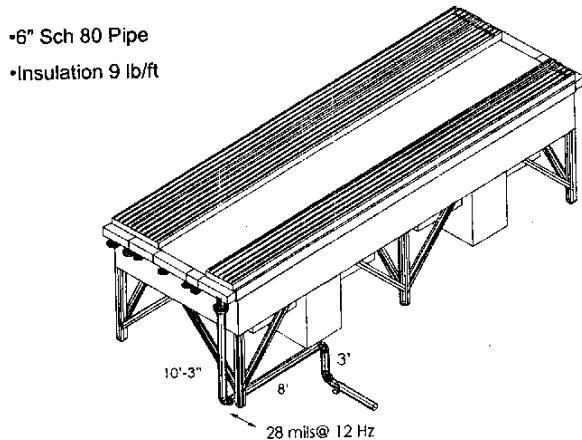


Figura 3. Caso 2 (EDI, 2002)

### Caso 3

Esta tubulação, de diâmetro nominal de 28 polegadas, da bateria de pré-aquecimento da Refinaria Henrique Lage (REVAP), localizada no estado de São Paulo, apresentou sintomas de vibração com amplitudes excessivas em uma de suas curvas devido à presença de fluxo bifásico. Tendo em vista este problema, medições foram realizadas, determinando-se uma freqüência de vibração de 5 Hz com deslocamentos pico a pico de 4 mm na posição IN2. A Fig. (4) mostra o esquema do trecho da tubulação afetado e indica as respectivas direções de medição de vibração (Barros et al., 2003).

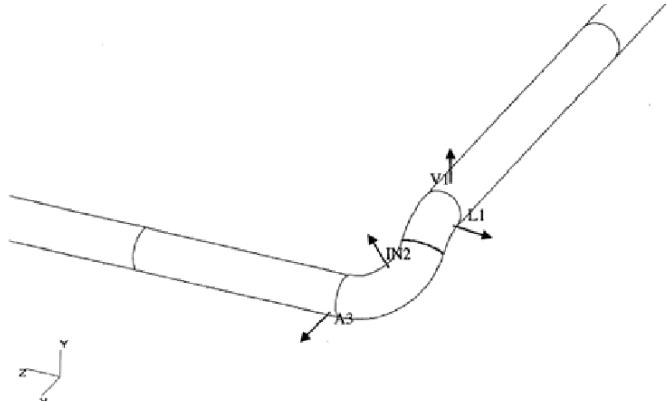


Figura 4. Caso 3 (Barros et al., 2003)

### 4.3. RESULTADOS

Os resultados das avaliações dos três casos considerados, utilizando o gráfico da Fig. (1), os dois métodos simplificados presentes na norma OM-3 (ASME, 2002a) e o critério baseado em tensão da EDI (2002), utilizando-se, para aplicação deste último critério, a análise simplificada proposta por Wachel (1982) e simulação numérica, são apresentados na Tab. (1). Nesta, duas observações são aparentes nos casos analisados: O primeiro critério é bastante conservador e os demais, quando aplicáveis, apresentam resultados consistentes.

No caso 3, os critérios simplificados da OM-3 não se aplicam. Não é possível fazer uma análise pelo critério do deslocamento, visto que não existem na norma configurações semelhantes à encontrada na tubulação. Poderiam ser feitas simplificações, substituindo ambas as curvas por um trecho em L, por exemplo, mas os resultados obtidos foram espúrios. O critério da velocidade também não se aplica adequadamente, pelo mesmo motivo descrito anteriormente. Porém,

considerando a simplificação descrita, encontra-se uma velocidade admissível de 39,7 mm/s, enquanto que a velocidade de vibração transversal da tubulação é de 126 mm/s. A simplificação atua de modo bastante conservador.

Não se pode utilizar o método analítico simplificado pelo mesmo motivo citado anteriormente. Uma simplificação possível é substituir a configuração apresentada por duas curvas de 90° com um vão reto entre elas, com comprimentos compatíveis. Porém devido à distância entre suportações ser muito grande, mesmo com essa simplificação nos encontramos fora do escopo do critério.

Tabela 1. Resultados obtidos utilizando os critérios apresentados

Critério	Caso 1	Caso 2	Caso 3
Amplitude de Deslocamento (Fig. 1)	1,5 mm a 30Hz cai na Faixa Perigosa	0,71 mm a 12 Hz cai na Faixa Requer Correção	4 mm a 5 Hz cai na Faixa Perigosa
OM-3 - Critério do deslocamento (mm)	$\delta_{med} = 0,76$ ; $\delta_{adm} = 0,09$ $\delta_{med} / \delta_{adm} = 8,1$ Reprovado	$\delta_{med} = 0,36$ ; $\delta_{adm} = 0,30$ $\delta_{med} / \delta_{adm} = 1,2$ Reprovado	Não Aplicável
OM-3 - Critério da velocidade (mm/s)	$V_{max} = 144$ ; $V_{adm} = 22$ $V_{max} / V_{adm} = 6,4$ Reprovado	$V_{max} = 27$ ; $V_{adm} = 138$ $V_{max} / V_{adm} = 0,20$ Aprovado	Não Aplicável
Critério EDI - Análise Simplificada (MPa)	$20,5 * 4,57 = 93,7$ $93,7 / 48 = 1,95$ Reprovado	$2,97 * 4,57 = 13,6$ $13,6 / 48 = 0,28$ Aprovado	Não Aplicável
Critério EDI - Simulação Numérica (MPa)	$17,7 * 4,57 = 80,9$ $80,9 / 48 = 1,69$ Reprovado	$2,54 * 4,57 = 11,6$ $11,6 / 48 = 0,24$ Aprovado	$8,72 * 4,57 = 39,9$ $39,9 / 48 = 0,83$ Aprovado

A pequena quantidade de casos analisados é evidentemente insuficiente para se fazer conclusões mais detalhadas. No entanto, não deixa de ser interessante observar que a análise simplificada de Wachel (1982), nos dois casos em que ela se aplica, é consistentemente conservadora em relação à análise numérica, de aproximadamente 16%.

Uma observação semelhante se aplica quando se compara o método do deslocamento da OM-3 (ASME, 2002a) com a análise simplificada de Wachel (1982). Ambos os métodos são simplificados e baseados na deflexão de vigas, sendo que enquanto um determina um deslocamento admissível a partir da tensão limite, o outro determina a amplitude de tensão a partir da deflexão ocorrente. No entanto, o primeiro apresenta um conservadorismo de 300% quando se comparam as razões entre o valor de comparação e o de referência. Este conservadorismo fica aparente quando se determina, por simulação numérica, a tensão resultante da deflexão admissível do critério de deslocamento. Obtém-se, para ambos os casos, o valor de 2,2 MPa. Pelo critério da EDI (2002), utilizado na análise simplificada e na simulação numérica, o valor correspondente seria aquele associado a 100  $\mu\epsilon$ , i.e., 10,5 MPa zero a pico.

## 5. CONCLUSÃO

Foi feito um levantamento dos critérios de modo a determinar as características mais relevantes de cada um. Percebe-se que os critérios existentes ainda não cobrem uma gama significativa dos

casos encontrados em configurações reais. Verifica-se também que as simplificações feitas para a possível aplicação de alguns critérios podem levar a resultados não conservadores em alguns casos.

Os critérios simplificados (OM-3 e análise simplificada) são bastante limitados no que diz a respeito de configurações, fazendo com que uma quantidade significativa não possa ser avaliada corretamente. O critério da amplitude de deslocamento, como dito anteriormente, é somente um bom ponto de partida para avaliação do grau de periculosidade e se mostra bastante conservador.

Com a simulação numérica é possível se realizar a modelagem de qualquer configuração com qualquer condição de operação, levando a resultados mais precisos, embora, nos casos em que o método analítico simplificado possa ser aplicado, os resultados obtidos foram próximos dos obtidos utilizando a análise por elementos finitos.

## 6. AGRADECIMENTOS

O primeiro autor agradece o suporte, na forma de bolsa, recebido do CNPq.

## 7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

API, 1986, “Reciprocating Compressors for General Refinery Services”, norma 618.

ASME, 2002a, “Standards and Guides for Operation and Maintenance of Nuclear Power Plants – OM-S/G”, parte 3, “Requirements for Preoperational and Initial Startup Vibration Testing of Nuclear Power Plant Piping Systems”, edição 2000, atualizada até 07/2002.

ASME, 2002b, “Boiler and Pressure Vessel Code”, Seção III e Seção VIII, Divisão 2 edição 2001, atualizada até 07/2002.

ASME, 1999, “B31 Code for Pressure Piping, Section B31.3 - Process Piping”.

Barros, V.M.S. et al., 2003, “Análise de Vibração de Tubulações a Partir de Dados de Campo”, Anais da 7<sup>a</sup> Conferência sobre Tecnologia de Equipamentos, em CDROM, Florianópolis/SC.

Becht, Charles, 2002, “Process Piping: The Complete Guide to ASME B31.3”, ASME Press, New York.

EDI, 2002, “Vibrations in Reciprocating Machinery and Piping Systems”, Engineering Dynamics Incorporated Technical Report 41450-1.

Lin, C.W., 1996, “Design Guide to Reduce Potential for Vibration Caused by Fluid Flow Inside Pipes - Review and Survey”, Welding Research Council, boletim 417, Nova Iorque, EUA.

Richart, F.E., 1962, “Foundation Vibrations”, Trans. Am. Soc. Civil Eng., vol. 127 (Part 1), pp. 864-898, citado por Lin (1996).

Nayyar, M.L., “Piping Handbook”, McGraw-Hill, 6<sup>a</sup> ed., 1992.

Nimitz, W. W., 1974, “Reliability and Performance Assurance in the Design of Reciprocating Compressor and Pump Installations”, Proceedings of the 1974 Purdue Compressor Technology Conference, citado por Wachel (1982).

Wachel, J.L., 1982, “Piping Vibration and Stress”, Proceedings of the Vibration Institute Machinery Vibration and Analysis Seminar, Nova Orleans, pp. 1-20.

## 8. DIREITOS AUTORAIS

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo do material impresso incluído no seu trabalho

# PROCEDURES FOR EVALUATION OF VIBRATION LEVELS OF INDUSTRIAL PIPING – DISCUSSION AND COMPARISON

**Marcio Nogueira Pereira da Silva**

PGMEC, UFF, r. Passo da Pátria 156, Niterói/RJ, 24210-240, marcionps@yahoo.com.br

**Roberto Firmento de Noronha**

PGMEC, UFF, r. Passo da Pátria 156, Niterói/RJ, 24210-240, rnoronha@mec.uff.br

**Ediberto Bastos Tinoco**

CENPES, PETROBRAS, Cidade Universitária, qd 7, Rio de Janeiro /RJ, 20035-900

ediberto@cenpes.petrobras.com.br

**Telmo Moreira Leite Júnior**

PGMEC, UFF, r. Passo da Pátria 156, Niterói/RJ, 24210-240, telmojr@yahoo.com

*Abstract. With the intention of controlling piping vibrations, several approaches may be considered, such as to modify the localization of the supports, the piping configuration when possible, or even though to eliminate the origin of the pulsation somehow, for example. However, before initiating the process of controlling or elimination of these vibrations, it is necessary to know if such vibrations are effectively extreme and if they really need to be reduced. For such, diverse methods are found in literature, also in codes. However, after an evaluation of the methodologies used in each procedure, one perceives that the extent of these are limited, since some parameters that affect the vibration response of the piping are not considered in these procedures. In this paper some of these different methods of verification of vibration acceptability are presented and the applicability of them is discussed. Through the use of a commercial program of finite elements, the extent of these criteria is numerically determined.*

**Keywords:** *Piping Vibration, Dynamic Analysis, Failure Criteria*