



## ESTUDO DE CASOS DE ANÁLISE DE VIBRAÇÃO DE TUBULAÇÕES A PARTIR DE DADOS DE CAMPO

ROBERTO F. DE NORONHA<sup>1</sup>, ANTONIO L. GAMA<sup>1</sup>, VALTER M. S. BARROS<sup>2</sup>, EDIBERTO B.  
TINOCO<sup>3</sup>

<sup>1</sup>Universidade Federal Fluminense, Depto. de Eng. Mecânica  
rua Passo da Pátria 156, Niterói/RJ, 24210-240, BRASIL

<sup>2</sup>PGMEC, Universidade Federal Fluminense,  
rua Passo da Pátria 156, Niterói/RJ, 24210-240, BRASIL

<sup>3</sup>CENPES, PETROBRAS  
Cidade Universitária, quadra 7, Rio de Janeiro/RJ, 20035-900, BRASIL

*(Recibido 5 de abril de 2004, para publicación 6 de julio de 2005)*

**Resumo** – Este trabalho teve por objetivo discutir, através de estudo de casos, metodologias para determinar a resistência à fadiga de tubulações industriais através da realização de análises dinâmicas utilizando vibrações medidas. O estudo visou fornecer subsídios para propiciar o desenvolvimento de procedimentos para evitar problemas de fadiga relacionados a vibrações em tubulação. Um levantamento bibliográfico foi realizado, documentando os critérios e procedimentos propostos pela literatura pertinente. As medições de campo foram realizadas com acelerômetros e fornecidas através de espectros de deslocamentos. As simulações numéricas foram realizadas com o programa ANSYS, de acordo com a norma de projeto aplicável. Devido às características das medições disponíveis, o estudo de casos se limitou à extração de frequências naturais e modos de vibração e análises harmônicas. A comparação das frequências naturais e seus modos de vibração visa determinar não só quais os modos de vibração que estão sendo excitados como seus fatores de amplificação. As análises harmônicas, por sua vez, permitiram determinar as tensões ocorrentes.

**Palavras chave** – Vibrações de tubulações, análises dinâmicas, critérios de falha.

### 1. INTRODUÇÃO

Problemas de vibração induzidas em tubulações são freqüentemente encontrados em plantas industriais. Estes problemas são detectados em plantas de diversos segmentos da indústria, apesar da literatura fazer menção, principalmente, aos ocorridos em plantas eletronucleares [1]. De qualquer forma, em virtude do grande número de falhas em componentes e partes de tubulações reportadas na literatura serem devido a problemas de vibração induzida, a falta de uma regulamentação ou norma sobre requisitos no projeto de tubulações para limitar estes tipos de problemas é uma deficiência industrial recorrente.

A motivação deste trabalho advém da ocorrência de falhas mecânicas em refinarias de petróleo e também em 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 do reparo pode não ser grande, porém ele pode acarretar prejuízos de razoável monta devido ao fato de interromper ou reduzir a operação da unidade afetada, além do risco de vazamento do produto.

No presente trabalho, são apresentadas análises realizadas em dois casos onde houve medições de vibrações, visando discutir procedimentos para evitar falhas por fadiga relacionadas a vibrações em tubulação.

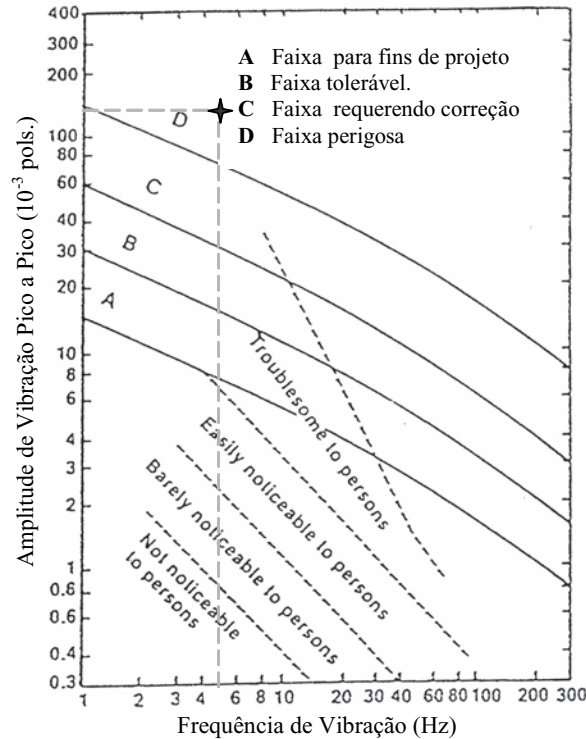


Fig. 1. Limites de vibração [6] e níveis de percepção [7]. Ponto na figura refere-se ao primeiro exemplo.

## 2. CRITÉRIOS DE VERIFICAÇÃO À FADIGA

De acordo com as normas de projeto de tubulações de refinarias de petróleo, como, por exemplo, a norma americana [2], devem ser considerados os carregamentos de pressão, pesos (próprio e adicionais), impactos, vento, forças produzidas por terremotos, vibração, reações de descarga, expansão e contração térmica, gradientes de temperatura e movimentos de ancoragem. No tocante a fadiga causada por vibração, a citada norma pouco fala. No item 301.10, lê-se simplesmente que a "fadiga devido à variação cíclica de pressão, temperatura e outros carregamentos cíclicos deverão ser considerados", enquanto que o subitem 319.1.1 expressa, como requisito básico de sistemas de tubulações, que estes "deverão ser suficientemente flexíveis para prevenir que expansões ou contrações térmicas ou movimento de suportes e terminais causem (a) falha da tubulação ou dos suportes por tensão excessiva ou fadiga".

Tem-se também o parágrafo (d) do subitem 302.3.5, que estabelece a forma de se determinar a tensão admissível secundária. Nesse parágrafo, está previsto um fator de redução  $f$  que é função do número de ciclos de carregamento. Ou seja, ao menos para os carregamentos cíclicos de expansão, o procedimento de análise de fadiga está caracterizado, mesmo que implicitamente. Mesmo assim, os valores do fator  $f$  só são fornecidos pela norma para até  $2 \times 10^6$  ciclos de carregamento. Considerando que uma vibração com frequência de apenas 1 Hz, se ininterrupta, atinge este número de ciclos em 23 dias, vê-se claramente que esse parágrafo não é aproveitável para uma análise de fadiga decorrente de vibração.

Já para tubulações de plantas nucleares, a norma de comissionamento [3] fornece um critério de cálculo do limite admissível para a amplitude da tensão alternada causada por vibração. A fórmula utiliza fatores

Tabela 1. Padrão de velocidades [8].

<b>Padrões de Velocidade</b>		
<b>Taxa de Severidade</b>	<b>Maquinaria, mm/s</b>	<b>Tubulação, mm/s</b>
Aceitável (até)	5,1	15,2
Média a Alta	5,1 a 12,7	15,2 a 38,1
Muito Alta	12,7 a 25,4	38,1 a 76,2

de intensificação de tensão, o que dificulta a aplicação deste limite para tubulações de refinarias, pois esses fatores são diferentes de uma norma para outra [4].

No caso de tubulações de plantas petroquímicas e refinarias de petróleo, podem ser utilizadas as curvas de limites de vibração, como as da Figura 1 [5], levantadas por analogia com vigas simples. Estas curvas são de fácil aplicação no campo, mas apresentam limitações pois a analogia simplificada de viga é válida somente quando um modo de vibração é predominante no sistema. Quando múltiplos modos estão presentes a amplitude de vibração pico a pico é significativamente afetada pela combinação dos vários modos [1]. Mas mesmo quando um só modo de vibração é dominante, há exemplos em que as curvas falham por não considerarem a geometria da tubulação, como o primeiro caso apresentado nesse trabalho.

Outro critério, também bastante simples, é baseado em medidas de velocidade de vibração, como o da Tabela 1 [8], aplicável tanto para vibrações em tubulações quanto em máquinas rotativas. O próprio autor, no entanto, alerta quanto à imprecisão da sua tabela, informando que tubulações principais suportam bem a faixa *Muito Alta*, mas que as derivações de pequeno diâmetro não. Informa também que a tabela é comparável ao gráfico de amplitude versus frequência de vibração da Figura 1.

Conforme visto, a norma aplicável não cobre fadiga de alto ciclo, característico de vibrações. Tendo isso em vista, pode-se considerar a norma *BPVC* seção VIII, Divisão 2 da ASME [9], para dimensionamento de vasos de pressão por análise de tensões, que utiliza, quanto à fadiga, um procedimento para baixo ciclo, com deformação plástica. Para tensões variando com diferentes frequências, a norma indica a regra de Miner para compor os seus efeitos. Em uma análise de vida infinita, esta regra não é aplicável. De qualquer forma, para aço de baixo carbono, a tensão alternada de 96 MPa pico a pico para  $10^{11}$  ciclos, dada por essa norma, pode ser considerada como uma referência inicial para o limite de resistência a vida infinita.

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 abaixo de  $100 \mu\epsilon$  pico a pico [10]. Uma deformação de amplitude de  $100 \mu\epsilon$  representa uma tensão de 21 MPa pico a pico na curva de fadiga S-N do aço carbono. Comparando-se 21 com o valor de 96 MPa, encontra-se uma razão de 4,57. Esta razão representa, basicamente, o fator de intensificação de tensões em soldas.

### 3. METODOLOGIA EMPREGADA

Foram realizadas simulações por elementos finitos de duas configurações de tubulações submetidas a carregamentos dinâmicos para as quais se dispunha de resultados de medições de vibrações. As simulações numéricas foram realizadas com o programa ANSYS de elementos finitos, determinando-se inicialmente as frequências naturais e os modos de vibração da tubulação. A seguir, foram realizadas análises harmônicas nas frequências das vibrações medidas, de forma a obter respostas em deslocamentos comparáveis às respostas experimentais. As tensões das respostas numéricas foram determinadas, permitindo verificações de resistência à fadiga. Detalhes sobre as modelagens e análises podem ser encontrados em [11].

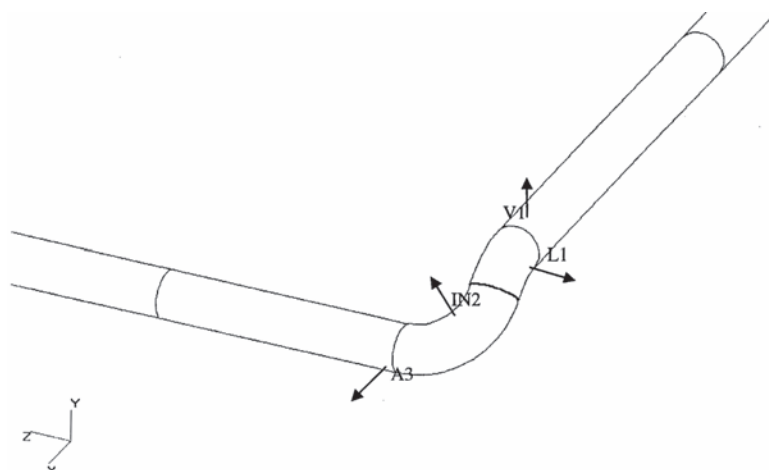


Fig. 2. Esquema do trecho da tubulação.

Tabela 2. Frequências naturais do modelo do primeiro exemplo.

MODE	FREQUENCY (HERTZ)
1	5.403477577146
2	6.996829190863
3	15.41427599957

Tabela 3. Amplitude (MPa) e fase de tensões SI no perímetro da curva, de 0° a 315°, de 45° em 45°.

F (HZ)	SI00		SI45		SI90		SI135	
	AMPLITUDE	PHASE	AMPLITUDE	PHASE	AMPLITUDE	PHASE	AMPLITUDE	PHASE
5.4000	1.66955	1.49444	1.70185	1.74609	0.741827	2.79064	0.693499	1.7679
5.4000	SI180		SI225		SI270		SI315	
	AMPLITUDE	PHASE	AMPLITUDE	PHASE	AMPLITUDE	PHASE	AMPLITUDE	PHASE
	1.69473	1.35627	1.72215	1.55330	0.750906	2.25153	0.656213	1.6420

### 3.1. Primeiro caso: tubulação da bateria de pré-aquecimento da refinaria Henrique Lage

Essa tubulação, de 710 mm de diâmetro, da bateria de pré-aquecimento da refinaria Henrique Lage, localizada no estado de São Paulo, Brasil, 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 frequência de vibração de 5 Hz com deslocamentos pico a pico de 4 mm na posição IN2 [12]. A Figura 2 mostra o esquema do trecho da tubulação afetado e indica as respectivas direções de medição de vibração. Conforme indicado na Figura 1, uma amplitude de vibração de 4 mm ( $158 \times 10^{-3}$  pols.), a uma frequência de 5 Hz, se caracteriza como perigosa à tubulação.

Foi feita uma determinação de frequências naturais por extração de autovalores, obtendo-se os valores listados na Tabela 2. A primeira frequência natural encontrada, de 5,4 Hz e seu respectivo modo de vibração foi bastante semelhante ao percebido no campo. Realizou-se a seguir, uma análise harmônica à frequência de 5,4 Hz e deslocamento de 4 mm pico a pico na curva, conforme observado no campo. As tensões equivalentes de Tresca (SI) ao longo de oito posições angulares da circunferência da secção reta da curva, se encontram na Tabela 3.

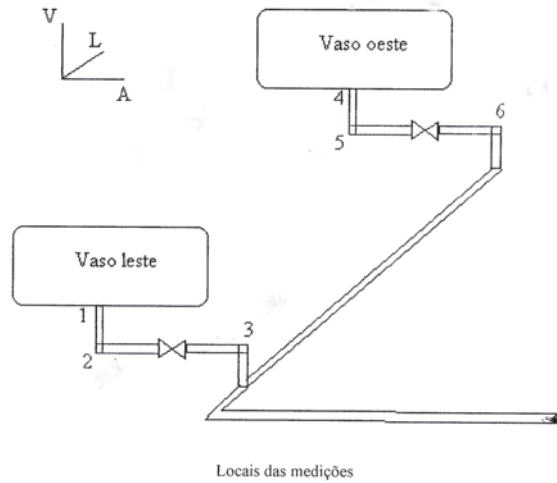


Fig. 3. Locais de medição [12].

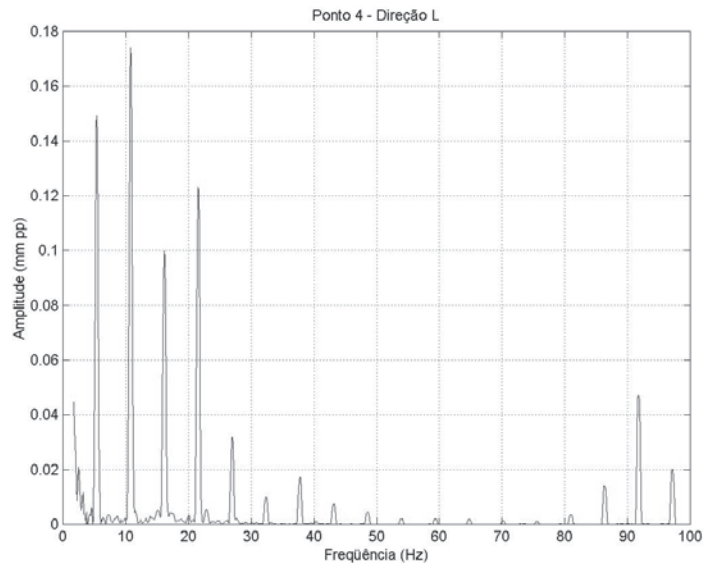


Fig. 4. Valores medidos junto ao bocal oeste.

Para uma verificação de resistência à fadiga, considerou-se inicialmente um fator de concentração de tensões de até 4,57, e um limite de resistência para vida infinita de 48 MPa, 0 a pico. Verifica-se que mesmo o ponto de maior tensão alternada, de 1,72 MPa, passa com folga em relação à fadiga.

### 3.2. Segundo caso: tubulação de dreno da refinaria Duque de Caxias

Esta é uma tubulação de apenas 25 mm de diâmetro, de dreno de dois vasos pulmão da unidade de compressão de gás natural da refinaria de Duque de Caxias, estado do Rio de Janeiro, Brasil. A unidade é composta de dois compressores alternativos de um estágio e duplo efeito funcionando a 323 RPM. Os vasos têm assim a função de atenuar a variação de pressão na saída dos compressores.

A tubulação de dreno é comum aos dois vasos, tendo apresentado fissuras características de fadiga nas conexões soldadas com os vasos. É interessante ressaltar primeiramente que, apesar da tubulação ser de importância secundária, o defeito em si apresenta um grau de risco elevado pois está associado ao vazamento de gás e também que, apesar do reparo ser simples, a perda de faturamento por interrupção de funcionamento da unidade é de razoável monta. O diagrama da Figura 3 mostra os locais das medições, feitas com acelerômetros uniaxiais, nas direções vertical, axial e lateral aos vasos [12]. Os sinais foram transformados para o domínio da frequência e integrados duas vezes, obtendo-se registros de amplitude de deslocamento pico a pico (mm) x frequência (Hz), como exemplificado na Figura 4. Os picos registrados ocorrem em valores de frequência correspondentes às harmônicas da velocidade de rotação dos compressores (323 rpm, 5,38 Hz).

As 33 frequências naturais mais baixas do modelo em elementos finitos foram extraídas e comparadas com as harmônicas da velocidade de rotação dos compressores, obtendo-se um resultado bastante favorável, pois as harmônicas onde ocorrem os principais picos nos espectros de vibração estão sempre muito próximas de uma frequência natural do modelo. Por outro lado, deve-se ter em consideração que a extração de autovalores e autovetores foi de um modelo onde os deslocamentos dos bocais não eram graus de liberdade, ou seja, eram nulos, enquanto que na tubulação real as vibrações eram apreciáveis em um, do vaso leste, e muito alta no outro, conectado ao vaso oeste. Assim, mesmo que as frequências naturais extraídas do modelo sejam, aparentemente, representativas do problema, os autovetores não tinham e nem deviam ter correspondência com algum modo de vibração.

Foi realizada uma análise harmônica nas frequências mais representativas, correspondentes às oito primeiras harmônicas e à 17<sup>a</sup> harmônica da velocidade de rotação dos compressores, usando-se os deslocamentos nos bocais como excitação, já que a vibração da tubulação era causada pelo movimento dos vasos. Tendo em vista o desconhecimento das fases relativas entre as diferentes direções, foi considerado tudo com fase zero em um bocal e de 180° no outro. As rotações nos bocais foram restringidas.

A Tabela 4 apresenta um quadro comparativo entre os resultados de deslocamento medidos (linhas superiores) e os da análise harmônica (linhas inferiores) nos joelhos assinalados no diagrama da Figura 3. Os valores em itálico são resultados da simulação que ficaram próximos dos valores medidos, com uma variação de 10%, ou então maiores. Enquadra-se nessa categoria 69% dos valores comparados. Supõe-se assim que se obteve um procedimento de simulação numérica que seja representativo e também conservador em relação aos valores medidos. Esse procedimento foi então utilizado para se determinar as tensões nos bocais, visando uma verificação à fadiga. Para tanto, utilizou-se o parâmetro  $S_E$ , dado pela equação 17 do parágrafo (a) do subitem 319.4.4 da norma aplicável [2]. Esse parâmetro, conhecido como tensão de flexibilidade, representa o maior valor da tensão equivalente de Tresca na seção reta do tubo devido à sobreposição dos momentos fletor e torsor atuantes na seção. Para um trecho reto de tubulação esta equação é equivalente à equação (1). Esta tensão é disponível no pós-processamento do programa ANSYS para elementos de tubo reto e é listada, para o bocal do vaso oeste, na Tabela 5, para as nove diferentes frequências de excitação utilizadas na análise.

$$S_E = \sqrt{M_{\text{torção}}^2 + M_{\text{flexãoY}}^2 + M_{\text{flexãoZ}}^2} \times (D_{\text{ext}} / 2I) \quad (1)$$

Avaliaram-se também as tensões em oito posições angulares na circunferência externa, de forma semelhante ao primeiro caso. A Tabela 6 lista os resultados da tensão equivalente de Tresca (SI), em amplitude (MPa) e fase, para estas oito posições angulares e para as nove diferentes frequências de excitação utilizadas na análise, no nó correspondente ao bocal do vaso oeste. Através do programa SCILAB [13], estas tensões foram convertidas para o domínio do tempo no intervalo de 0 a 0,186s, o período correspondente à frequência fundamental, 5,38 Hz, e comparadas. Das oito posições analisadas, a que produziu maior variação foi a posição 0 graus, que corresponde à direção A na Figura 3. Tendo em vista a grande semelhança das amplitudes e fases da tensão SI da posição 0° com as de SE, os gráficos destas duas tensões foram analisados em conjunto, mostrando que representam praticamente a mesma tensão, conforme apresentado na Figura 5, o que valida o procedimento de extração de resultados do programa. A obtenção de valores de tensão SI negativa em partes do gráfico está de acordo com o apêndice 5 do código ASME [9].

Tabela 4. Quadro comparativo entre resultados experimentais e de simulação – deslocamentos pico a pico (mm).

Harm.	F (Hz)	2A	2L	3A	3V	3L	5A	5L	6A	6V	6L
1 <sup>a</sup>	5,38	0,0825 <b>0,0874</b>	0,0744 <b>0,0709</b>	0,1032 0,0913	0,0437 0,0172	0,0776 0,0293	0,1302 <b>0,1239</b>	0,1388 <b>0,1480</b>	0,1165 <b>0,1157</b>	0,0388 <b>0,0414</b>	0,0453 <b>0,0453</b>
2 <sup>a</sup>	10,77	0,0601 0,0307	0,0587 0,0502	0,0384 0,0279	0,7536 0,3098	0,6149 0,4453	0,9466 <b>0,8716</b>	0,1515 <b>0,1786</b>	0,8927 <b>0,9005</b>	0,3426 <b>2,2647</b>	0,9057 <b>0,9222</b>
3 <sup>a</sup>	16,15	0,0207 0,0171	0,0687 0,0596	0,0226 <b>0,0244</b>	0,0924 <b>0,2312</b>	0,0241 <b>0,0796</b>	0,0467 <b>0,0613</b>	0,1032 <b>0,1014</b>	0,0345 <b>0,0746</b>	0,0630 <b>1,0806</b>	0,3058 0,2883
4 <sup>a</sup>	21,53	0,0438 0,0338	0,0974 <b>0,0971</b>	0,0403 <b>0,0396</b>	0,0244 <b>0,1182</b>	0,0156 <b>0,0515</b>	0,0248 0,0065	0,1911 0,1275	0,0165 0,0045	0,0936 <b>0,1231</b>	0,0754 <b>0,1245</b>
5 <sup>a</sup>	26,92	0,0168 <b>0,0233</b>	0,0463 <b>0,0449</b>	0,0167 <b>0,0286</b>	0,0353 <b>0,1384</b>	0,0128 <b>0,0856</b>	--- 0,0067	0,0357 <b>0,0360</b>	--- 0,0033	0,0632 <b>0,1052</b>	0,0145 <b>0,0805</b>
6 <sup>a</sup>	32,30	0,0423 <b>0,0423</b>	0,0236 <b>0,0291</b>	0,0476 <b>0,0453</b>	0,1597 0,0251	0,0213 <b>0,1046</b>	--- 0,0024	0,0133 <b>0,0184</b>	--- 0,0091	0,0765 0,0598	0,0350 <b>0,2257</b>
7 <sup>a</sup>	37,68	0,0584 <b>0,0601</b>	0,0170 <b>0,0209</b>	0,0574 <b>0,0614</b>	0,0925 0,0671	0,0566 <b>0,0646</b>	0,0483 0,0351	0,0216 0,0023	0,0746 0,0198	0,3529 0,2824	0,1331 <b>0,2574</b>
8 <sup>a</sup>	43,07	0,0183 <b>0,0165</b>	--- 0,0066	0,0183 <b>0,0194</b>	0,0274 <b>0,0558</b>	0,0139 <b>0,0720</b>	0,0480 <b>0,0648</b>	--- 0,0076	0,0547 0,0473	0,0424 <b>0,2753</b>	--- 0,0505
17 <sup>a</sup>	91,52	0,0356 <b>0,0703</b>	0,0440 0,0226	0,0426 <b>0,0756</b>	0,0697 <b>0,1191</b>	0,1991 0,0207	0,0537 <b>0,0653</b>	0,0775 0,0439	0,0669 <b>0,0686</b>	0,0477 <b>0,2940</b>	0,1768 <b>0,2074</b>

Tabela 5. Amplitude (MPa) e fase da tensão  $S_E$ , por frequência de excitação.

F (HZ)	N10SMOM	
	AMPLITUDE	PHASE
5.3800	1.09749	17.3514
10.770	17.0143	9.27663
16.150	10.2266	69.6068
21.530	1.95116	8.38535
26.920	1.42085	8.87946
32.300	3.35909	21.3482
37.680	7.42177	10.9895
43.070	8.28078	43.7564
91.520	14.9301	59.9969

Tabela 6. Amplitude (MPa) e fase de tensões SI no perímetro do bocal do vaso oeste, de 0° a 315°, de 45° em 45°, por frequência de excitação.

F (HZ)	N10SI000		N10SI045		N10SI090		N10SI135	
	AMPLITUDE	PHASE	AMPLITUDE	PHASE	AMPLITUDE	PHASE	AMPLITUDE	PHASE
5.3800	11.8382	1.79918	11.8377	1.67493	11.8345	.941859	11.8331	.372720
10.770	22.1277	7.86411	18.1192	8.92830	12.8615	8.22963	18.9314	5.68263
16.150	14.7782	35.9325	13.4385	27.3272	12.0025	7.68025	13.2772	26.6053
21.530	11.9977	1.95813	12.0157	2.18521	12.0046	2.53402	11.9631	2.44111
26.920	12.0262	5.15665	12.0316	4.71810	12.0079	3.09727	11.9844	2.82569
32.300	13.8606	20.6543	14.0929	20.9504	13.8610	20.5721	13.2153	17.7716
37.680	14.3509	7.50516	14.8177	6.98383	15.0528	4.89910	13.0711	4.82024
43.070	13.9291	24.4846	12.8616	14.8829	12.5741	14.4316	13.0560	22.9303
91.520	21.2177	44.7146	19.4302	45.6458	13.7395	23.5586	17.9001	22.3140

F (HZ)	N10SI180		N10SI225		N10SI270		N10SI315	
	AMPLITUDE	PHASE	AMPLITUDE	PHASE	AMPLITUDE	PHASE	AMPLITUDE	PHASE
5.3800	11.8337	.774659	11.8331	.682862	11.8324	.464666	11.8349	1.23685
10.770	24.0561	6.34600	20.0704	7.42025	13.2471	8.46620	17.8901	7.38606
16.150	14.4082	34.5536	13.1782	25.6842	12.0398	8.69376	13.5801	28.4441
21.530	11.9248	1.85097	11.9161	1.48072	11.9346	1.78782	11.9664	1.98846
26.920	11.9673	3.71653	11.9524	3.39885	11.9526	2.68114	11.9860	3.92487
32.300	12.8127	15.6287	12.9598	18.4431	13.3201	21.3773	13.5872	21.4289
37.680	13.3085	6.09989	14.0939	5.80008	14.8996	4.62689	14.8888	5.62484
43.070	12.8306	21.3026	12.1492	10.1926	12.6028	16.3077	13.8591	25.6489
91.520	22.6872	38.2178	18.9615	44.6713	13.2865	26.1774	15.3032	32.4557

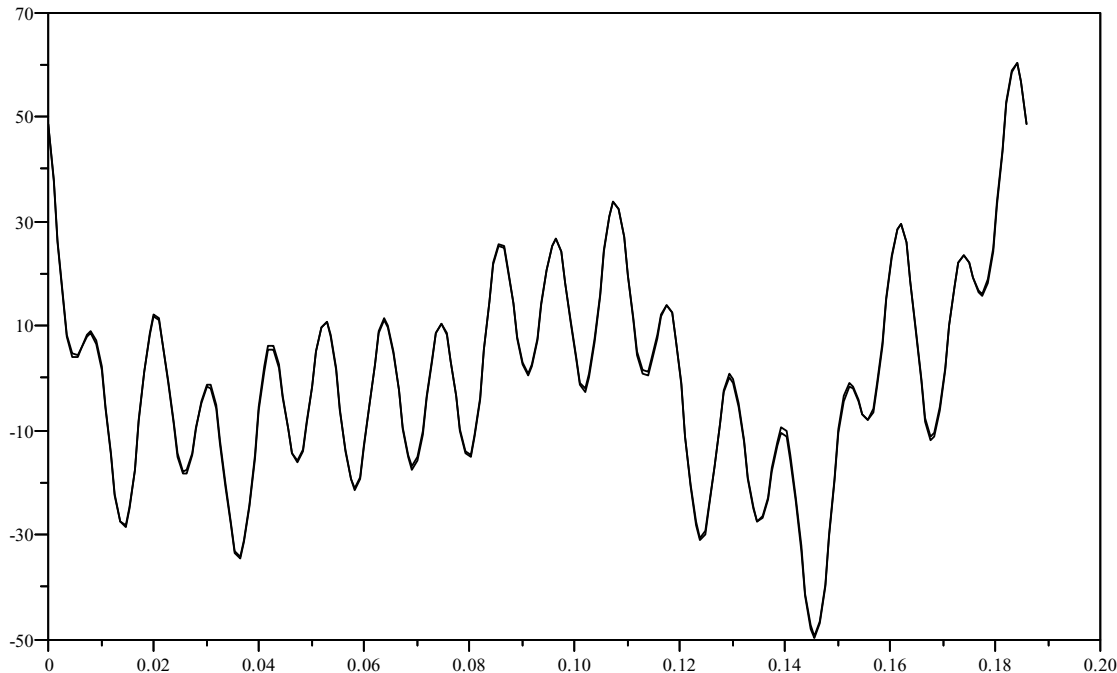


Fig. 5. Resposta no domínio do tempo da tensão SI na posição  $0^\circ$  e de  $\sigma_{mom}$  no bocal do vaso oeste, em MPa.

Pode-se observar na Figura 5 que ambas as tensões têm uma faixa de variação de aproximadamente 110 MPa. Utilizando a metade desta faixa, ou seja, 55 MPa, para uma verificação de resistência à fadiga expedita e tendo em vista que o bocal em questão apresenta um fator de intensificação de tensão em torno de 4, constata-se que o bocal não passa na verificação ao se comparar com o limite de resistência à fadiga para o aço carbono de baixa resistência (48 MPa). Esse resultado está coerente com os resultados de campo, pois os bocais de ambos os vasos apresentaram fissuras características de fadiga. A curva de variação de tensão no tempo da Figura 5 permite se aplicar um método de contagem de ciclos, como o *Rain Flow* [14], para a determinação da vida do componente de uma forma mais precisa. O resultado obtido é o mesmo, de que o bocal não tem vida infinita, podendo falhar com menos de 140 horas de operação [15].

#### 4. CONCLUSÃO

Uma análise de fadiga a partir de dados medidos é realizável sem dificuldades quando apenas um modo de vibração está sendo excitado. Para problemas em que diversos modos estão sendo excitados e a medição dos vários pontos não é simultânea, existe a dificuldade de compor as excitações quanto às suas fases relativas. De qualquer forma, apesar da literatura apresentar discussões acerca da dificuldade de se analisar fadiga com base em dados medidos, a pequena experiência apresentada neste trabalho mostra que este problema não é intransponível, sendo possível prever a vida útil de uma tubulação baseada em uma análise de fadiga, fornecendo resultados mais confiáveis que as curvas de limite de vibração.



## AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem o apoio recebido da agência brasileira FINEP – FINANCIADORA DE ESTUDOS E PROJETOS.

## REFERÊNCIAS

- [1] Lin, C.W.; "Design Guide to Reduce Potential for Vibration Caused by Fluid Flow Inside Pipes - Review and Survey", Welding Research Council, boletim 417, Nova Iorque, EUA (1996)
- [2] ASME, "B31 Code for Pressure Piping, Section B31.3 - Process Piping" (1999)
- [3] ASME, "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 (2002)
- [4] Nayyar, M.L., Piping Handbook, McGraw-Hill, 6a ed (1992)
- [5] Wachel, J.L., "Piping Vibration and Stress", *Proceedings, Vibration Institute Machinery Vibration and Analysis Seminar*, pp. 1-20, Nova Orleans (1982)
- [6] Nimitz, W.W., "Reliability and Performance Assurance in the Design of Reciprocating Compressor and Pump Installations", *Proceedings, Purdue Compressor Technology Conference* (1974), citado por [5]
- [7] Richart, F.E., "Foundation Vibrations", *Trans. Am. Soc. Civil Eng.*, vol. 127 (Part 1), pp. 864-898 (1962), citado por Lin [1]
- [8] Maten, S., "Field Criteria for Pipe Vibration", *Hydrocarbon Processing* (1984)
- [9] ASME, "Boiler and Pressure Vessel Code", seção VIII, Divisão 2, edição 2001, atualizada até 07/2002 (2002)
- [10] EDI Technical Report 41450-1, "Vibrations in Reciprocating Machinery and Piping Systems", Engineering Dynamics Incorporated (2002)
- [11] Barros, V.M., "Vibrações em Tubulações a partir de Valores Medidos – Estudo de Casos", Dissertação de Mestrado, Universidade Federal Fluminense, Niterói (2003)
- [12] Gama, A.L., Projeto DINTUB-PETROBRAS/UFF, Relatório Final da Meta Física 1 (2003)
- [13] SCILAB homepage: <http://www-rocq.inria.fr/scilab>
- [14] J.A. Collins, "Failure of Materials in Mechanical Design", John Wiley & Sons, Nova Iorque (1981)
- [15] R.F. Noronha, Projeto DINTUB-PETROBRAS/UFF, Relatório Final da Meta Física 2 (2003)

## STUDY CASES OF PIPE VIBRATION ANALYSIS USING FIELD DATA

**Abstract** - The present work analyses, through a few case studies, the methodologies to determinate the fatigue resistance of industrial piping using measured vibration data. The case studies aim to provide examples in order to help the development and the establishment of procedures for fatigue analysis of piping systems. The field measurements were done with accelerometers and provided as displacement spectrum. The numerical simulations were performed with the ANSYS program. The analyses results are presented.

**Keywords** – Piping vibration, dynamical analysis, failure criteria.