

ANAIIS



8º SIMPÓSIO BRASILEIRO SOBRE  
TUBULAÇÕES E VASOS DE PRESSÃO.

E

2º SIMPÓSIO LATINO AMERICANO  
SOBRE TUBULAÇÕES E VASOS DE PRESSÃO

Gramado, RS, Brasil  
25 a 28 de setembro de 1994



AVALIAÇÃO DE FADIGA EM COMPONENTES DE VASOS DE PRESSÃO NUCLEARES

Miguel Mattar Neto  
Carlos A. de J. Miranda

COPESP-IPEN-CNEN/SP  
COPESP-IPEN-CNEN/SP

COPESP - Coordenadoria para Projetos Especiais  
Av. Prof. Lineu Prestes 2242  
Cidade Universitária  
São Paulo - SP 05508-900

SUMÁRIO

São apresentados, com exemplos, formas diferentes de avaliação do dano produzido por fadiga em componentes de vasos de pressão nucleares sob carregamentos cíclicos numa sequência de análises com complexidade crescente.

SUMMARY

This paper presents a sequence of increasing complexity forms of evaluating fatigue damage of nuclear pressure vessel components caused by cycling loadings. Examples are included in order to illustrate such procedures.

## 1. Introdução

Na década de 60 ocorreram mudanças significativas nos códigos de projeto de vasos de pressão. Pode-se citar o aparecimento dos códigos ASME Section III [1] e Section VIII, Division 2 [2], bastante diferentes dos que existiam, até então, Section I [3] e Section VIII, Division 1 [4].

Nos novos códigos ASME que surgiram, Section III e Section VIII, Division 2, houve o reconhecimento explícito da possibilidade de ocorrência de falhas por fadiga causadas principalmente por variações de tensões térmicas.

No caso de vasos de pressão o mecanismo de falha é a chamada fadiga de baixo ciclo. O número de ciclos de tensão durante a vida útil do componente raramente é maior que  $10^5$  e é frequentemente da ordem de alguns milhares. Este tipo de fadiga é diferente da chamada de alto ciclo que ocorre em máquinas rotativas, por exemplo, onde o número de ciclos durante a vida útil da peça está na casa dos milhões e pode ser considerado infinito para propósitos práticos.

A principal diferença entre a fadiga de alto ciclo e a de baixo ciclo é o fato que na primeira há pouca ou nenhuma plastificação, enquanto que a falha em alguns milhares de ciclos somente pode ocorrer se houver deformações acima do limite de escoamento dos materiais. Deve-se mencionar que, no regime plástico, grandes variações de deformação podem ser produzidas por pequenas variações de tensão.

Mais recentemente, houve o desenvolvimento de abordagens para avaliação de fadiga a partir de conceitos da Mecânica da Fratura. No código ASME Section XI [5] são indicados procedimentos para avaliação da formação e propagação de trincas em componentes nucleares sob carregamentos cíclicos.

Neste trabalho serão apresentadas, por meio de exemplos, diferentes formas de avaliação do dano produzido por fadiga em componentes de vasos de pressão nucleares sob carregamentos cíclicos numa sequência de complexidade crescente. Inicia-se com a verificação se um dado perfil de operação causa carregamentos cíclicos significativos em um componente, a chamada verificação da necessidade de análise de fadiga. São mostrados, a seguir, métodos de análise de fadiga simplificados e detalhados e, por fim, a

avaliação da formação e propagação de trincas. Todas as verificações apresentadas estão baseadas nos códigos ASME Section III e Section XI.

## 2. Verificação da necessidade da análise de fadiga

Como já foi mencionado, os mecanismos de falha por fadiga estão associados a carregamentos cíclicos. De um modo geral, todos os componentes de qualquer tipo de planta sempre são submetidos a ciclos de serviço pois, no mínimo, as partidas e as paradas formam ciclos de operação com os consequentes ciclos de carregamentos e de tensões.

Uma primeira avaliação a ser feita é se os ciclos de serviço produzem ciclos de tensão significativos para que ocorra a falha por fadiga. No código ASME Section III há regras para indicar se as condições de operação produzem carregamentos cíclicos significativos ou não. A avaliação baseada nestas regras deve ser considerada, de fato, como uma análise de fadiga simplificada.

Assim, no parágrafo NB-3222.4(d) Components not Requiring Analysis for Cyclic Service do código ASME são indicadas as regras a serem verificadas. Visando exemplificar a aplicação destas regras será apresentada a avaliação do vaso de pressão mostrado na Figura 1 sob os ciclos de temperatura e pressão mostrados na Figura 2 e Tabela 1, Caso 1.

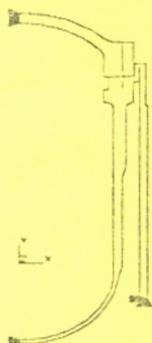


Figura 1: Vaso de Pressão

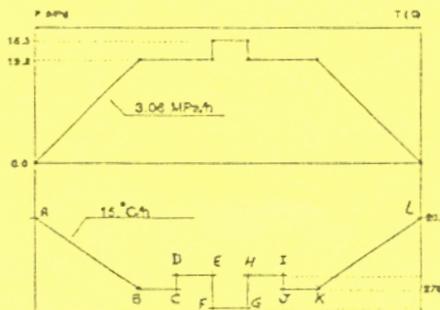


Figura 2: Ciclos de Projeto

Tabela 1: Variações de Pressão e Temperatura em cada Ciclo

Trecho	N° de ciclos	Caso 1		Caso 2	
		$\Delta P$ (MPa)	$\Delta T$ (°C)	$\Delta P$ (MPa)	$\Delta T$ (°C)
AB	400	+13,8 (3,06/h)	+255 (15/h)	+13,8 (3,06/h)	+255 (15/h)
CD	100000		-10		-11
EF	1500	+2,75	+30	+2,75	+79
GH	1500	-2,75	-30	-2,75	-79
IJ	100000		+10		+11
KL	400	-13,8 (3,06/h)	-255 (15/h)	-13,8 (3,06/h)	-255 (15/h)

Seguindo o indicado no código ASME são feitas as seguintes verificações:

a. Ciclos de pressão, da pressão ambiente à pressão de serviço

O número de ciclos de pressurização-despressurização  $n$  neste caso é 400 e o número de ciclos admissível  $N$  para esta condição é 787. Portanto, como  $n=400 < N=787$ , a condição foi satisfeita.

b. Flutuações de pressão durante o serviço normal

A maior variação nos ciclos indicados é 1,8 MPa, exceto os ciclos de partida e desligamento. A flutuação admissível da pressão nesta verificação é 2,3 MPa. Deste modo esta condição é atendida.

c. Gradientes de temperatura - partida e desligamento

A maior diferença de temperatura admissível entre dois pontos adjacentes do componente nesta verificação é 112 °C. Considerando os transitórios indicados, que o equipamento estará isolado e que a rampa de aquecimento e resfriamento é de 15 °C/hora pode-se dizer que esta condição será atendida pois em nenhum momento dos ciclos de partida e desligamento haverá dois pontos adjacentes com diferença de temperatura maior que 112 °C.

d. Gradientes de temperatura - serviço normal

A variação de temperatura admissível entre dois pontos adjacentes durante o serviço normal, exceptuando-se a partida e o desligamento, deve ser, nesta verificação, menor ou igual a 75 °C. Observando novamente a Figura 2 verifica-se que a maior variação

de temperatura aplicável, exceto a partida -desligamento, é 30 °C e esta condição está, portanto, atendida.

e. Materiais dissimilares e carregamentos mecânicos

Há verificações que devem ser feitas caso haja materiais dissimilares ou variação de carregamentos mecânicos, que não a pressão. Neste exemplo não existem estas situações.

Neste caso não haveria necessidade de se fazer uma análise de fadiga. Se alguma das verificações indicadas não tivesse sido atendida esta análise seria necessária e poderia ser iniciada como mostrado a seguir.

### 3. Métodos simplificados para análise de fadiga

Sendo necessário fazer a análise de fadiga podem ser empregados, inicialmente, métodos simplificados e conservadores para a análise de tensões térmicas e provocadas pelos carregamentos de pressão e mecânicos.

Para os ciclos de pressão e de carregamentos mecânicos as tensões são calculadas para geometrias simplificadas do componente (cilindro, esfera, placa, viga) com a menor espessura da geometria real. Para se chegar à tensão total, incluindo a de pico, devem ser utilizados fatores de concentração de tensões  $K_{mec}$  decorrentes da geometria real do componente (em caso de dúvida deve-se utilizar o valor 4).

Com esta abordagem, antes da análise de fadiga propriamente dita, deve ser feita uma verificação do nível das tensões primárias-mais-secundárias. Com isto evita-se que ocorra o acúmulo de deformação plástica em cada ciclo com a conseqüente diminuição da vida do componente.

Para os ciclos térmicos a tensão térmica total pode ser calculada pela soma  $S_{tot} = S_1 + S_2$ , onde  $S_1$  é a tensão secundária dada por  $K_{mec}(E \alpha \Delta T_1)/(2(1 - \nu))$  e  $S_2$  é a tensão de pico dada por  $(E \alpha \Delta T_2)/(1 - \nu)$ . Nestas expressões  $E$ ,  $\alpha$  e  $\nu$  são o módulo de elasticidade, o coeficiente de dilatação térmica e o coeficiente de Poisson do material, respectivamente. Se  $\Delta T$  é a variação total da temperatura no ciclo,  $\Delta T_1$  é a parte linearizada e  $\Delta T_2$  é a parte de pico da distribuição de temperatura de acordo com as definições do código ASME. Neste caso, para a obtenção dos valores de  $\Delta T_1$  e  $\Delta T_2$

deve ser feita uma análise térmica simplificada visando a distribuição de temperaturas ao longo da espessura e ao longo do tempo.

Tome-se o bocal cilíndrico num vaso cilíndrico cuja geometria é indicada na Figura 3 e os ciclos de temperatura e pressão mostrados na Figura 2 e Tabela 1, Caso 2.

Após notar-se que é necessário fazer a análise de fadiga e utilizando os procedimentos mencionados obtém-se os valores de  $\Delta T_1$  e  $\Delta T_2$  indicados na Tabela 2.

As tensões causadas pelo carregamento de pressão interna podem ser obtidas para o bocal por meio de expressões como  $S_{pres} = (Pr/t)$  onde  $P$  é pressão interna,  $r$  é o raio médio e  $t$  a espessura do bocal. No caso, para a maior pressão atuante o valor da tensão  $S_{pres}$  é 82,09 MPa.

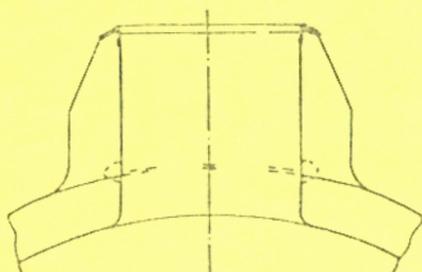


Figura 3: Bocal

Avaliando-se inicialmente as maiores tensões primárias-mais-secundárias, correspondentes aos maiores valores de  $\Delta T_1$  e de pressão, então  $(P_1 + P_2 + Q) = S_1 + S_{pres} = 356,12 + 82,09 = 438,21$  MPa menor que o limite admissível de  $3 S_m = 552$  MPa.

Atendida esta condição é feita a seguir a verificação de fadiga mostrada na Tabela 3. As tensões alternadas  $S_a$  correspondentes a cada ciclo são calculadas a partir da maior variação de tensões ocorrida em cada um deles.

Tabela 2:  $\Delta T_1$  e  $\Delta T_2$

Ciclo	Nº de ciclos	$\Delta T_1$ (°C)	$\Delta T_2$ (°C)
AB-KL	400	3,59	0,58
CD-JI	100000	10,15	6,64
EF-GH	1500	72,89	47,69

Tabela 3: Fator de Utilização

Ciclo	$m$	$S_a$ (MPa)	$N$	$U = \frac{S_a}{S_m} \sqrt{m}$
AB-KL	400	385,7	3000	0,133
EF-GH	900	368,5	4000	0,225
CD-JI	98500	92,8	1 E6	0,099
				0,457

Pode-se notar que não deverá haver falha por fadiga do componente pois o fator de utilização acumulado  $U = 0,457$  é menor que o valor admissível 1.

#### 4. Métodos para a análise de fadiga detalhada

Caso a utilização de métodos de avaliação de fadiga simplificados e conservadores indiquem fatores de utilização acumulados maiores que 1 podem ser empregados métodos de análise mais refinados e menos conservadores. Utiliza-se, em geral, o método dos elementos finitos para a determinação da distribuição de temperaturas e de tensões térmicas e as provocadas pelos outros carregamentos.

Neste processo procura-se tratar, nos modelos de análise, as geometrias dos componentes com todos os detalhes bem como os carregamentos térmicos e mecânicos, considerando as variações de tensões ao longo do componente e ao longo do tempo.

Os fatores de concentração de tensões são utilizados quando não se detalha adequadamente a geometria da peça nos modelos de análise.

Para o bocal mostrado na Figura 4 com os ciclos de temperatura e pressão mostrados na Figura 5 e Tabela 4 o fator de utilização acumulado obtido por meio de análise de fadiga simplificada foi de 1,23, maior que 1 portanto.

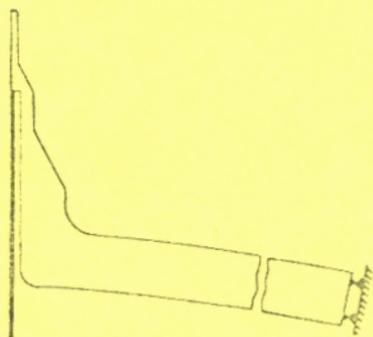


Figura 4: Bocal

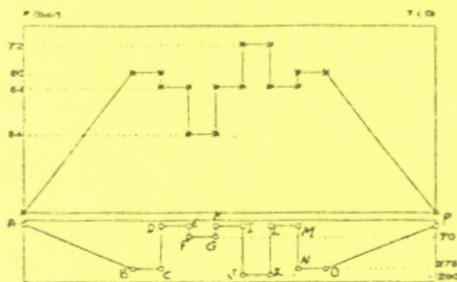


Figura 5: Ciclos de Projeto

Tabela 4: Variações de Pressão e Temperatura

Trecho	Nº de ciclos	$\Delta P$ (MPa)	$\Delta T$ (°C)
AB	400	+6 (1,5/h)	+255 (50/h)
CD	800	-0,6	-245
EF	10000	-2	+40
GH	10000	+2	-40
IJ	60	+1,8	+260
KL	60	-1,8	-260
MN	800	+0,6	+245
PO	400	-6 (1,5/h)	-255 (50/h)

Nesta situação foi feita, então, uma análise mais refinada utilizando o método dos elementos finitos e empregando o modelo com elementos sólidos axissimétricos para as análises térmica e estrutural. Foram obtidas variações de tensões como as da Figura 6. Compondo adequadamente estas variações de tensões obteve-se o fator de utilização acumulado 0,336 como mostrado na Tabela 5.

Tabela 5: Fator de Utilização

Ciclo	n	$S_a$ (MPa)	N	U n/N
AB-PO	400	322	5320	0,075
CD-MN	800	322	5320	0,150
EF-GH	10000	125	1E5	0,100
IJ-KL	60	322	5320	0,011
				0,336

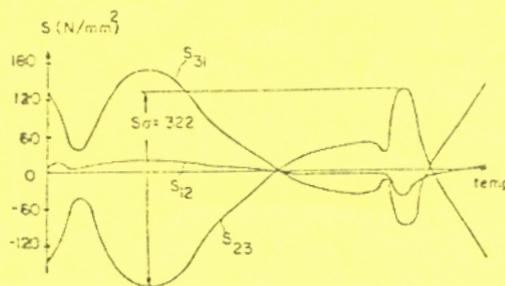


Figura 6: Variação de  $S_a$

### 5. Análise da formação e propagação de trincas

Nos métodos discutidos até agora os componentes foram tratados como se não tivessem defeitos. Mais ainda, não foram consideradas as diferenças dos ambientes nos quais eles estavam em serviço. Há outras situações como a existência de trincas nos componentes ou condições de serviço em ambientes agressivos como a água do mar.

Podem ocorrer casos onde no processo de avaliação da fadiga de um componente com os métodos de avaliação de fadiga

ou de operação, se obtenham valores do fator de utilização acumulado maiores que 1. Isto não significa que haverá necessariamente falha do componente quando em serviço mas sim que há uma grande probabilidade que um defeito venha a se formar.

Métodos diferentes devem ser utilizados e podem ser empregados os conceitos da Mecânica da Fratura para a análise da formação da trinca e da sua propagação sob a operação cíclica. Neste caso utiliza-se o código ASME Section XI.

Para o componente indicado na Figura 7, operando com água do mar, sob os ciclos com variação de  $5 \text{ N/mm}^2$  de pressão, avaliou-se a propagação de uma trinca já existente.

Nesta avaliação partiu-se de curvas que relacionam o crescimento da trinca com a tenacidade à fratura ( $da/dN \times \Delta K$ ) para o material do componente no ambiente no qual ele opera como a indicada na Figura 8 e, utilizando as formulações do código ASME Section XI, foram obtidas as curvas que relacionam o crescimento da profundidade da trinca inicial com o número de ciclos de carregamento para cada condição de tensão alternada, como mostrado na Figura 9.

Assim, tendo a trinca ou defeito inicial, o número de ciclos ao qual o componente



Figura 7: Componente

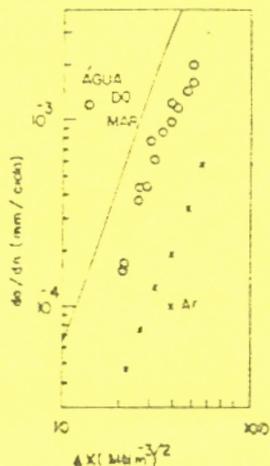


Figura 8:  $da/dN \times \Delta K$

estará submetido e o nível de tensões atuantes é possível avaliar se haverá o crescimento da trinca e, caso ele ocorra, se o tamanho crítico será atingido.

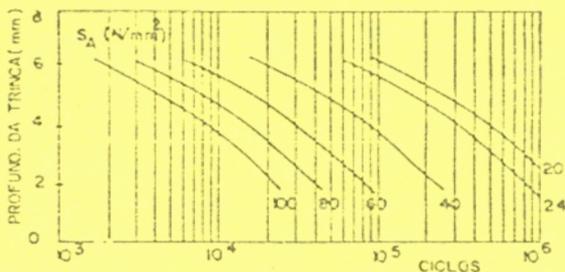


Figura 9: Número de ciclos X Crescimento da trinca

## 6. Conclusões

Este trabalho indica, em uma sequência de dificuldade crescente, métodos para avaliação de fadiga em componentes de vasos de pressão nucleares. São mostradas metodologias que permitem verificações em diferentes fases, do início do projeto até a operação da planta. É importante notar a possibilidade de utilização de um componente mesmo que o fator de utilização acumulado seja maior que 1 com a abordagem do código ASME Section XI.

## REFERÊNCIAS

- [1] ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section III, Rules for Construction of Nuclear Power Plant Components
- [2] ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section VIII, Pressure Vessels, Division 2, Alternative Rules
- [3] ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section I, Power Boilers
- [4] ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section VIII, Pressure Vessels, Division 1
- [5] ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section XI, Rules for Inservice Inspection of Nuclear Power Plant Components