

André Xavier Leitão

**Análise de Transientes Térmicos  
no Cálculo do Dano à Fadiga**

**PROJETO DE GRADUAÇÃO**

**DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**  
Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro

Rio de Janeiro, RJ  
Dezembro de 2015

PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA  
DO RIO DE JANEIRO



André Xavier Leitão

# **Análise de Transientes Térmicos no Cálculo do Dano à Fadiga**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à  
Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro  
como requisito parcial para obtenção do título de  
Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Dr. José Luiz de França Freire  
Coorientador: Dr. José Eduardo de A. Maneschy

Rio de Janeiro, RJ  
Dezembro de 2015

PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA  
DO RIO DE JANEIRO



André Xavier Leitão

# **Transient Thermal Analysis in the Calculation of the Damage to Fatigue**

End of Course Monography presented to  
Pontifical Catholic University of Rio de Janeiro  
as partial requirement to obtain the title of  
Bachelor in Mechanical Engineering.

Advisor: PhD. José Luiz de França Freire  
Co-advisor: PhD. José Eduardo de A. Maneschy

Rio de Janeiro, RJ  
December, 2015

## Resumo

Componentes de usinas nucleares estão submetidos a variações de temperatura devido a partidas e paradas, variações de potência, manutenções. Essas flutuações geram diferenças de temperatura no fluido e são designadas de transientes, os quais induzem tensões térmicas em componentes mecânicos. Regiões mais solicitadas e/ou de maior concentração de tensões de um dado componente podem falhar por fadiga em decorrência do efeito dessas tensões. O estudo de regiões consideradas críticas tem como objetivo estimar a vida a partir das tensões diretamente atuantes e calcular o fator de uso ou acúmulo de dano (do inglês, *cumulative usage factor, CUF*).

Este trabalho abordará o aspecto de fadiga para uma tubulação simples segundo critérios estabelecidos pela ASME. As tensões serão avaliadas com auxílio do método de elementos finitos e seus resultados comparados com solução analítica descrita. Os resultados obtidos em determinada seção serão linearizados e verificados os limite segundo o código ASME. As vidas serão calculadas e por meio do fator de uso averiguar-se-á se o componente resiste ou não as condições submetidas. A solução linear-elástica proposta pela ASME será comparada a métodos tradicionais da literatura para o estudo de fadiga.

**Palavras-chave:** planta nuclear, transientes de temperatura, análise termomecânica, análise combinada de pressão e temperatura, Fadiga, Código ASME, Método do Valor Extremo, Rainflow, Método SN, Fadiga de Alto Ciclo, Método  $\epsilon$ N, Fadiga de Baixo Ciclo.

## Abstract

Nuclear power plants components are submitted to temperature variations due to startups and shutdown, step or ramp load changes, maintenance. These effects causes variations of temperature on pipe wall, which are known to induce thermal stress in structural components. As consequence, most solicited areas and/or stress concentration areas may suffer fatigue damage. Studying critical areas, make it possible to estimate the number of cycles and obtain the cumulative usage factor, CUF.

This monograph will present fatigue damage calculations for a simple thick walled pipe according to the ASME Code. Structural stresses acting on a specified section on the wall thickness will be calculated using a finite element analysis (FEA). This result will be compared to a specific analytical solution proposed by Albrecht. Stress values will be linearized, calculated the number of cycles and obtained the value of *CUF*. The fatigue damage solution proposed by the ASME Code will be compared to the ones most traditional presented in literature about fatigue.

**Keywords:** nuclear power plant, temperature transients, thermomechanical analysis, combined analysis of pressure and temperature, design against Fatigue, ASME Code, Extreme Value Method, Rainflow, Stress-life Method, High Cycle Fatigue, Strain-life Method, Low Cycle Fatigue.

## Agradecimentos

Gostaria de começar pedindo desculpas se por ventura me olvidar de alguém que de alguma forma tenha contribuído com seus conhecimentos ou uma mensagem amiga perante alguma dificuldade durante esta tese.

Quero agradecer aos meus colegas da Eletronuclear, ao pessoal da Gerência de Análise e Tensões (GAN.T), pela recepção e ótimo ambiente de trabalho aonde pude desempenhar a maior parte das simulações: a Joaquim Leães pelo empenho em me transmitir os conhecimentos adquiridos ao longo dos anos de profissão, a André Luiz Pinto e Walter Menezes por sua prestimosidade em me auxiliar nos assuntos voltados ao Ansys APDL. Foram diversos momentos em que recorri a eles pois algo não estava correto ou estava com dificuldade em executar algum procedimento. Seus conhecimentos foram determinantes para obter os resultados necessários neste estudo.

Agradeço a Felipe Costa, quem me indicara, auxiliara e explicara parte da teoria aqui descrita. Ao professor José Luiz Freire pela gentileza e atenção em me orientar nesta tese. Sou profundamente grato a José Eduardo Maneschy não somente por fazer parte deste trabalho como co-orientador, mas também por me indicar à GAN.T e apresentar seus conhecimentos que me permitiram realizar este trabalho.

Por fim, agradeço aos amigos engenheirandos ou engenheiros por toda a convivência ao longo dos anos. Agradeço a minha família. Em especial, a meu pai pelo suporte, a minha mãe por seu carinho e amor, aos meus avós, em especial, minha avó Daisy por ser minha confidente de tantas horas e pelas palavras sábias e ao meu irmão Bruno por tentar dividir comigo as dificuldades, os anseios e as preocupações, porém também as alegrias, gerados em um curso de engenharia. Por fim, agradeço a Deus por ter vencido mais esta etapa.

André X. Leitão

Rio de Janeiro, 3 de dezembro de 2015

# Sumário

<b>Lista de Figuras</b>	<b>vi</b>
<b>Lista de Tabelas</b>	<b>viii</b>
<b>1 Introdução</b>	<b>1</b>
<b>2 Geometria e Carregamentos</b>	<b>2</b>
<b>3 Análise das Propriedades Térmicas</b>	<b>5</b>
<b>4 Análise de Tensões Via Solução Análítica</b>	<b>7</b>
4.1 Análise Mecânica . . . . .	7
4.2 Análise Térmica . . . . .	7
4.2.1 Solução de Albrecht . . . . .	9
<b>5 Análise de Tensões via Elementos Finitos</b>	<b>12</b>
5.1 Análise Térmica . . . . .	14
5.2 Análise Mecânica . . . . .	17
<b>6 Fadiga</b>	<b>19</b>
6.1 Código ASME . . . . .	19
6.1.1 Especificação das tensões . . . . .	19
6.1.2 Procedimento Básico . . . . .	21
6.1.3 Limites Estabelecidos pela ASME . . . . .	21
6.1.4 Linearização de Tensões . . . . .	23
6.2 Método SN . . . . .	24
6.3 Método $\epsilon N$ . . . . .	26
6.4 Contagem de ciclos . . . . .	28
6.4.1 Método do Valor Extremo . . . . .	28
6.4.2 Método Rainflow Simplificado . . . . .	31

<b>7</b>	<b>Resultados</b>	<b>34</b>
7.1	Problema Estrutural . . . . .	34
7.2	Problema Térmico . . . . .	35
7.3	Problema Combinado . . . . .	40
7.4	Linearização de Tensões . . . . .	43
7.5	Acúmulo de Dano . . . . .	46
7.5.1	Método do Valor Extremo . . . . .	46
7.5.2	Método Rainflow Simplificado . . . . .	47
7.5.3	Análise dos Danos Calculados . . . . .	50
<b>8</b>	<b>Conclusão</b>	<b>52</b>
<b>9</b>	<b>Referências</b>	<b>53</b>
	<b>Apêndice A</b>	<b>55</b>

## Lista de Figuras

1	Dimensões (em mm) da tubulação avaliada . . . . .	2
2	Histórico de temperatura do transiente 1 . . . . .	3
3	Histórico de temperatura do transiente 2 . . . . .	3
4	Histórico de temperatura do transiente 3 . . . . .	4
5	Esquema ilustrativo para a variação linear de temperatura na espessura . . . . .	8
6	Determinação das gamas de tensão para o aquecimento e resfriamento [8] . . . . .	9
7	Geometria dos elementos <i>PLANE77</i> e <i>PLANE183</i> [3] . . . . .	12
8	Malha adotada em EF. À esquerda, a malha adotada para o modelo em vista aproximada. À direita, a linha na qual se avaliam as tensões . . . . .	13
9	Histórico de diferença de temperatura resultante do transiente 1 . . . . .	15
10	Histórico de diferença de temperatura resultante do transiente 2 . . . . .	15
11	Histórico de diferença de temperatura resultante do transiente 3 . . . . .	16
12	Histórico de diferença de temperatura fornecida pela Segunda Solução de Albrecht para todos os transientes considerados . . . . .	16
13	Fluxograma simplificado referente ao procedimento adotado na simulação . . . . .	18
14	Divisão de tensão em categorias definidas pela ASME . . . . .	20
15	História de intensidade de tensão genérica . . . . .	29
16	História de tensão qualquer . . . . .	32
17	Exemplo de Rainflow aplicado ao carregamento mostrado na figura 16 . . . . .	33
18	Distribuição de tensões ao longo da espessura devido à pressão . . . . .	34
19	Histórico da tensão longitudinal na superfície interna durante o transiente 1 . . . . .	35
20	Histórico da tensão circunferencial na superfície interna durante o transiente 1 . . . . .	36
21	Distribuição da tensão radial ao longo da espessura para o efeito térmico no instante em que ocorre a maior diferença de temperatura para o resfriamento do transiente 1 . . . . .	37
22	Distribuição da tensão radial ao longo da espessura para o efeito térmico no instante em que ocorre a maior diferença de temperatura para o aquecimento do transiente 1 . . . . .	37

23	Distribuição da tensão longitudinal ao longo da espessura para o efeito térmico no instante em que ocorre a maior diferença de temperatura para o resfriamento do transiente 1 . . . . .	38
24	Distribuição da tensão longitudinal ao longo da espessura para o efeito térmico no instante em que ocorre a maior diferença de temperatura para o aquecimento do transiente 1 . . . . .	38
25	Distribuição da tensão circunferencial ao longo da espessura para o efeito térmico no instante em que ocorre a maior diferença de temperatura para o resfriamento do transiente 1 . . . . .	39
26	Distribuição da tensão circunferencial ao longo da espessura para o efeito térmico no instante em que ocorre a maior diferença de temperatura para o aquecimento do transiente 1 . . . . .	39
27	Distribuição de tensões ao longo da espessura para o efeito combinado $p + T$ no instante em que ocorre a maior diferença de temperatura para o resfriamento do transiente 1 . . . . .	40
28	Distribuição de tensões ao longo da espessura para o efeito combinado $p + T$ no instante em que ocorre a maior diferença de temperatura para o aquecimento do transiente 1 . . . . .	41
29	Histórico da tensão circunferencial na superfície interna . . . . .	48
30	Contagem da tensão circunferencial pelo Método Rainflow . . . . .	48
31	Curva $\epsilon N$ para diferentes propostas teóricas . . . . .	51
32	Curva SN para diferentes propostas teóricas . . . . .	51

## Lista de Tabelas

1	Propriedades do aço SA 376 TP304 e do fluido . . . . .	4
2	Limites básicos de tensões da ASME . . . . .	22
3	Intensidade de tensão e número de ocorrências de cada transiente . . . . .	29
4	Combinação de transientes da figura 15 . . . . .	30
5	Reordenação dos transientes em ordem decrescente de $\Delta S$ . . . . .	30
6	Acúmulo de dano para cada transiente da história de intensidade de tensão da figura 15 . . . . .	30
7	Tensões (em MPa) devido ao efeito combinado de pressão e temperatura durante o resfriamento no transiente 1 . . . . .	41
8	Tensões (em MPa) devido ao efeito combinado para o aquecimento no transiente 1 . . . . .	41
9	Tensões (em MPa) devido ao efeito combinado para o resfriamento no transiente 2 . . . . .	42
10	Tensões (em MPa) devido ao efeito combinado para o aquecimento no transiente 2 . . . . .	42
11	Tensões (em MPa) devido ao efeito combinado para o aquecimento no transiente 3 . . . . .	42
12	Tensões (em MPa) devido ao efeito combinado para o resfriamento no transiente 3 . . . . .	42
13	Linearização de tensões (em MPa) provenientes da simulação em EF devido à pressão . . . . .	43
14	Linearização de tensões (em MPa) provenientes da simulação em EF devido unicamente ao efeito do resfriamento no transiente 1 . . . . .	43
15	Linearização de tensões (em MPa) provenientes da simulação em EF devido unicamente ao efeito do aquecimento no transiente 1 . . . . .	43
16	Linearização de tensões (em MPa) provenientes da simulação em EF devido unicamente ao efeito do resfriamento no transiente 2 . . . . .	44
17	Linearização de tensões (em MPa) provenientes da simulação em EF devido unicamente ao efeito do aquecimento no transiente 2 . . . . .	44
18	Linearização de tensões (em MPa) provenientes da simulação em EF devido unicamente ao efeito do aquecimento no transiente 3 . . . . .	44
19	Linearização de tensões (em MPa) provenientes da simulação em EF devido unicamente ao efeito do resfriamento no transiente 3 . . . . .	44

20	Linearização de tensões (em MPa) provenientes da simulação em EF devido ao efeito combinado para o transiente 1 . . . . .	45
21	Linearização de tensões (em MPa) provenientes da simulação em EF devido ao efeito combinado para o transiente 2 . . . . .	45
22	Linearização de tensões (em MPa) provenientes da simulação em EF devido ao efeito combinado para o transiente 3 . . . . .	45
23	Intensidade de tensão resultante dos transientes (considera tensão de pico) . . . . .	46
24	Acúmulo de dano pelo Método do Valor Extremo . . . . .	47
25	Acúmulo de dano pelo Método Rainflow (uma ocorrência para cada transiente) . . . . .	49
26	Acúmulo de dano para diferentes métodos . . . . .	50

# 1 Introdução

Este trabalho verifica o efeito de transientes operacionais no comportamento estrutural de tubulações de usinas nucleares. O fluido que escoar é submetido a variações de pressão e temperatura durante o procedimento operacional, que contribuem para o surgimento de tensões.

As tensões causadas pela pressão interna e as decorrentes dos transientes são independentes e enquanto os problemas forem lineares-elásticos, seus efeitos podem ser combinados pelo princípio da superposição. O resultado dessa superposição é uma história de tensões variantes no tempo (causados pela variação de temperatura e pela pressão interna), sendo esta responsável por causar o dano à fadiga.

O foco se dá na análise de fadiga segundo o código da *American Society of Mechanical Engineers* (ASME) e na comparação deste resultado com métodos tradicionais da literatura. A análise segundo a ASME usa o procedimento de linearização de tensões, para o qual se faz necessário conhecer a distribuição de tensões ao longo da espessura do componente. Sob este viés, será demonstrado como proceder em tal análise para obter as tensões mecânicas (devidas à pressão) e térmicas (causadas pela variação de temperatura no fluido) a partir da simulação numérica usando um software de elementos finitos e também por meio de soluções analíticas a serem apresentadas. Uma vez obtidas as tensões, serão calculadas as vidas e o fator de uso.

## 2 Geometria e Carregamentos

Trata-se de um tubo simples de parede grossa cujos comprimento  $L$  e raios interno  $r_i$  e externo  $r_o$  são apresentados na figura 1. Esse tubo é submetido a três condições: carregamento devido puramente à pressão  $p$  - considerada constante; carregamento resultante da variação de temperatura  $T$  e a ambos combinados ( $p + T$ ). A temperatura do fluido varia segundo os transientes das figuras 2, 3 e 4.

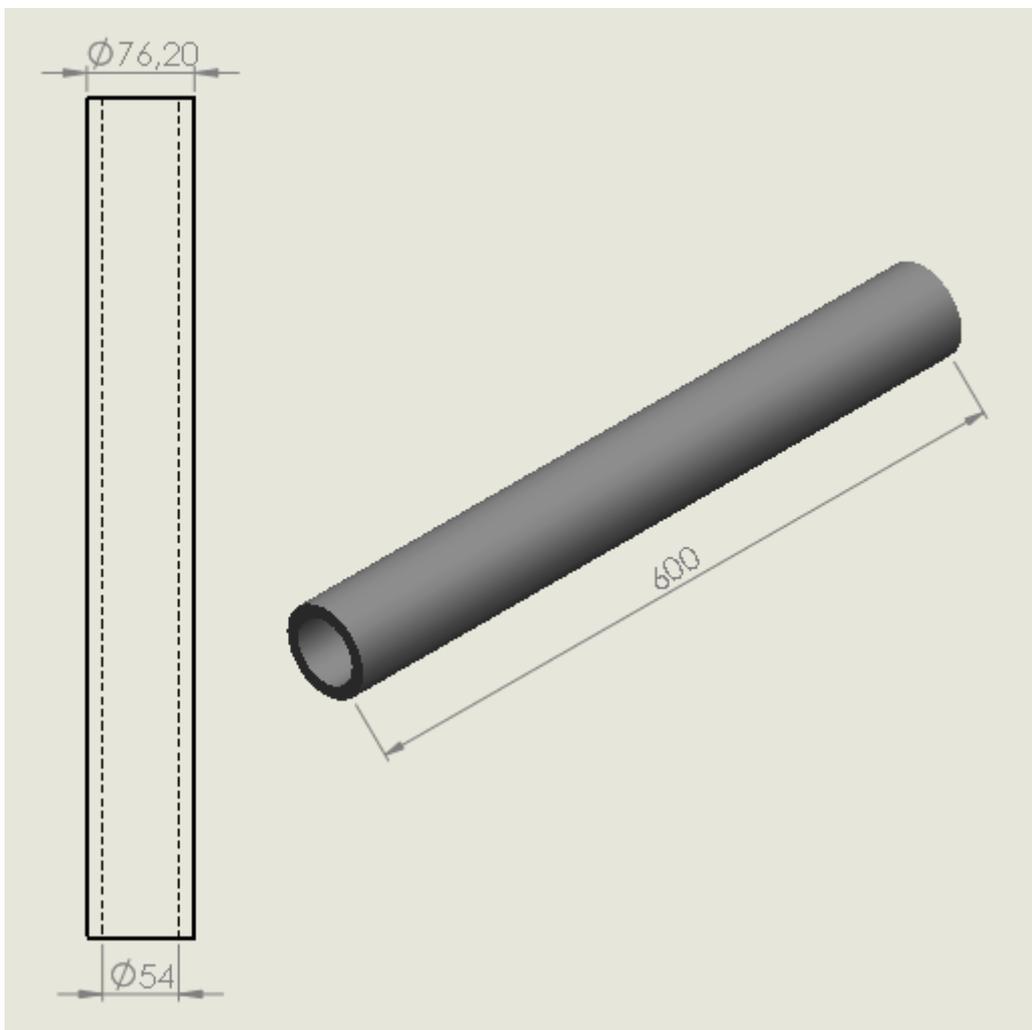


Figura 1: Dimensões (em mm) da tubulação avaliada

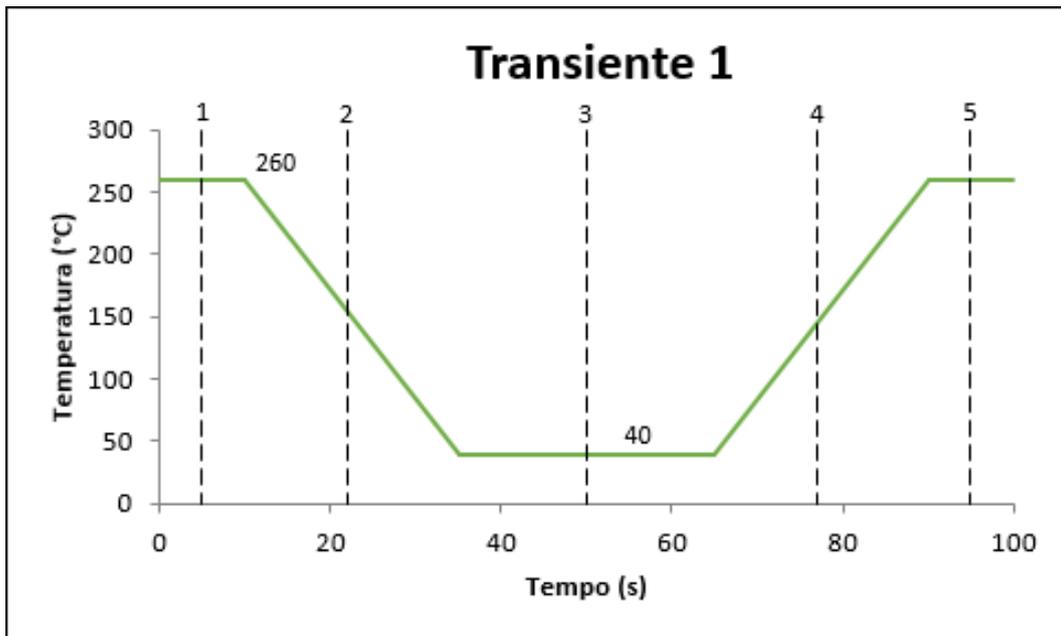


Figura 2: Histórico de temperatura do transiente 1

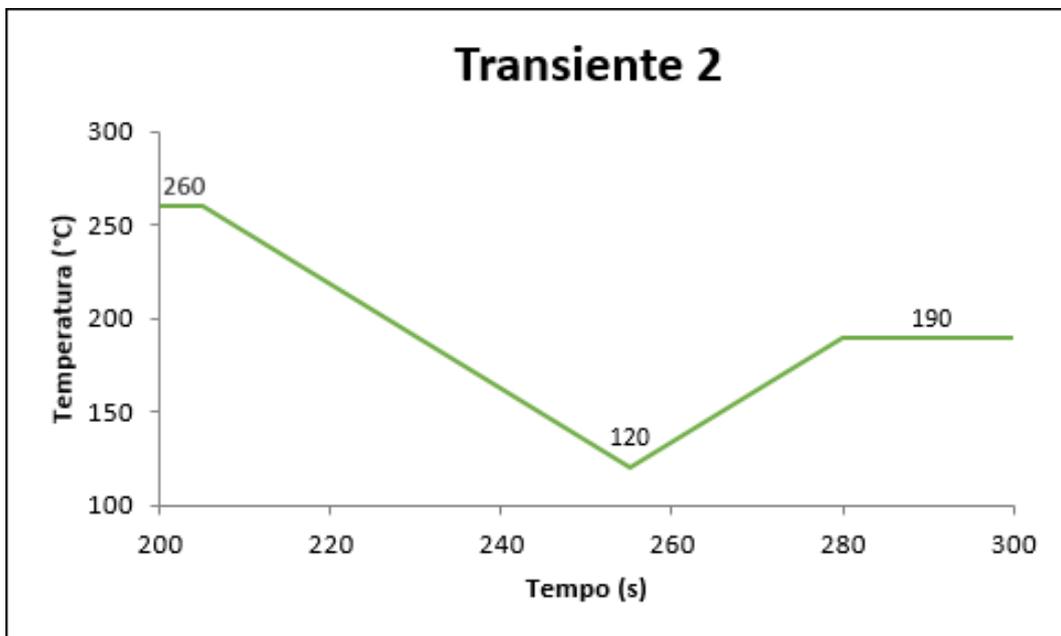


Figura 3: Histórico de temperatura do transiente 2

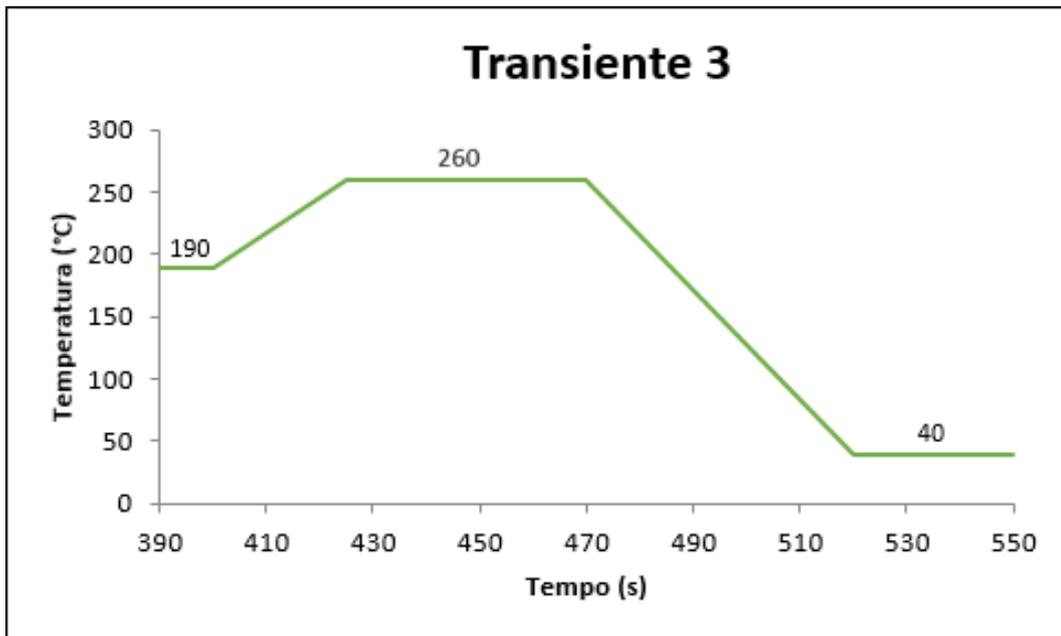


Figura 4: Histórico de temperatura do transiente 3

A pressão considerada é constante e igual a máxima pressão de projeto: 16,5 MPa<sup>1</sup>. A pressão externa é desprezada. A tabela 1 fornece as propriedades para o aço austenítico SA 376 TP304 (18Cr-8Ni) à temperatura média para a maior diferença de temperatura dentre os transientes observados, à exceção dos limites de escoamento e ruptura, nos quais se considera os valores definidos por Castro e Meggiolaro [11]. O coeficiente de filme é calculado conforme explanado no capítulo 3. As demais variáveis usadas neste trabalho tem seu valores definidos no Apêndice A.

Propriedade	Valor	Unidade
Módulo de Elasticidade $E$	186	$GPa$
Coefficiente de Poisson $\nu_p$	0,3	
Limite de Escoamento $S_y$	280	$MPa$
Limite de Ruptura $S_R$	601	$MPa$
Calor Específico $c_p$	493,71	$J/(kg \cdot K)$
Coefficiente de Expansão Térmica $\alpha$	16,2	$k^{-1}$
Condutividade Térmica $\lambda$	16,95	$W/(m \cdot K)$
Coefficiente de Filme $h$	12294	$W/(m^2 \cdot K)$

Tabela 1: Propriedades do aço SA 376 TP304 e do fluido

<sup>1</sup>Ao longo de um ciclo de funcionamento da planta (partida-parada), a pressão é assumida constante

### 3 Análise das Propriedades Térmicas

O problema é avaliado através de soluções analíticas e de um programa de elementos finitos: Ansys Parametric Design Language (APDL). Para tal análise as propriedades térmicas como condutividade e difusidade térmicas e calor específico são definidas para o valor médio entre o máximo e o mínimo valores observados dentre cada transiente. O coeficiente de filme  $h$  segue a equação (1) em caso de escoamento em regime turbulento ou a equação (2) para escoamentos laminares. Suas propriedades são encontradas em Bergman *et al.* [4] e no código ASME [18]. Por simplicidade, e sem perdas nas informações obtidas, optara-se por trabalhar com propriedades constantes à temperatura média do transiente 1. Essa simplificação se demonstra aceitável, já que as propriedades térmicas variam pouco ao longo do tempo, [8, 9].

$$h = 0,023\lambda Re^{0,8} Pr^{0,4}/D_i \quad (1)$$

$$h = 4,36 \frac{\lambda}{D_i} \quad (2)$$

onde:

$D_i$  - diâmetro interno [ $m$ ];

Pr - número de Prandtl e

Re - número de Reynolds.

O número de Prandtl representa a razão entre a difusão da quantidade de movimento, caracterizado pela viscosidade cinemática, e a difusão da quantidade de calor dentro do próprio fluido, caracterizado pela difusividade térmica do fluido. Seu valor é tabelado em Bergman *et al.* [4] ou ainda calculado conforme a expressão (3).

$$Pr = \frac{\nu}{a} = \frac{c_p \mu}{\lambda} \quad (3)$$

para:

$\nu$  - viscosidade cinemática, [ $m^2/s$ ];

$\mu$  - viscosidade dinâmica, [ $kg \cdot s/m^2$ ] e

$\lambda$  - condutividade térmica, [ $W/(m \cdot K)$ ].

O coeficiente de Reynolds é dado pela expressão (4):

$$Re = \frac{\rho v D_i}{\mu} = \frac{v D_i}{\nu} \quad (4)$$

sendo:

$v$  - velocidade do fluido<sup>2</sup>, [ $m/s$ ] e

$\rho$  - densidade do fluido, [ $kg/m^3$ ].

---

<sup>2</sup>A velocidade pode ser determinada diretamente pela relação entre o volume específico e a área da seção reta do tubo:  $v = \dot{v}/(\pi D_i^2/4)$ , mas geralmente é um dos parâmetros fornecidos com os transientes.

## 4 Análise de Tensões Via Solução Análítica

### 4.1 Análise Mecânica

As tensões mecânicas ocorrem devido à pressão e seguem a solução de Lamé apresentada por Shigley [13]:

$$\sigma_r = \frac{p_i r_i^2 - p_o r_o^2 + r_i^2 r_o^2 \frac{(p_o - p_i)}{r^2}}{r_o^2 - r_i^2} \quad (5)$$

$$\sigma_\theta = \frac{p_i r_i^2 - p_o r_o^2 - r_i^2 r_o^2 \frac{(p_o - p_i)}{r^2}}{r_o^2 - r_i^2} \quad (6)$$

$$\sigma_l = \frac{p_i r_i^2 - p_o r_o^2}{r_o^2 - r_i^2} \quad (7)$$

sendo:

$\sigma_r$  - tensão radial, [MPa];

$\sigma_\theta$  - tensão circunferencial, [MPa] e

$\sigma_l$  - tensão longitudinal, [MPa].

### 4.2 Análise Térmica

Um corpo qualquer submetido a variações térmicas sofre alongamentos  $\epsilon$  descritos como:

$$\epsilon = \alpha \Delta T \quad (8)$$

onde:

$$\Delta T = T - T_{REF}, [^{\circ}\text{C}]. T_{REF} \text{ é a temperatura de referência medida para uma deformação } \epsilon = 0.$$

O estudo em questão remete a um problema de transferência de calor transiente e unidimensional. O fluido inicialmente se encontra em equilíbrio térmico com a tubulação, ambos à temperatura de  $260^{\circ}\text{C}$ . Quando submetido aos transientes das figuras 2, 3 e 4, o tubo responde às variações ocorridas no fluido: à medida em que a água é resfriada ou aquecida, ocorre a troca de calor.

A distribuição de temperatura na parede interna do tubo varia conforme o transiente, i.e, acompanha a temperatura da água. A parede externa do tubo é isolada e conseqüentemente a troca de calor é nula permitindo que o tubo atinja o equilíbrio térmico se houver tempo para tal. Porém, sua distribuição de temperatura não é trivial. Tomando-se o transiente 1 como exemplo, o tubo permanece em equilíbrio térmico nos 10 s iniciais. Na sequência o resfriamento ocorrido no transiente resfria a tubulação e reduz a temperatura da parede interna (em contato com o fluido) quase que imediatamente. Entre 35 e 65 s, o equilíbrio é maior e a temperatura da superfície externa é menor do que a inicial. A partir de 65 s, quando ocorre o aquecimento do transiente, a temperatura na parede externa volta a subir, entretanto a uma taxa mais lenta do que ocorre na superfície interna. Após certo tempo, a distribuição de temperatura atinge o equilíbrio e volta a ser igual a do ponto 1. A figura 5 exemplifica o descrito para os pontos indicados na figura 2.

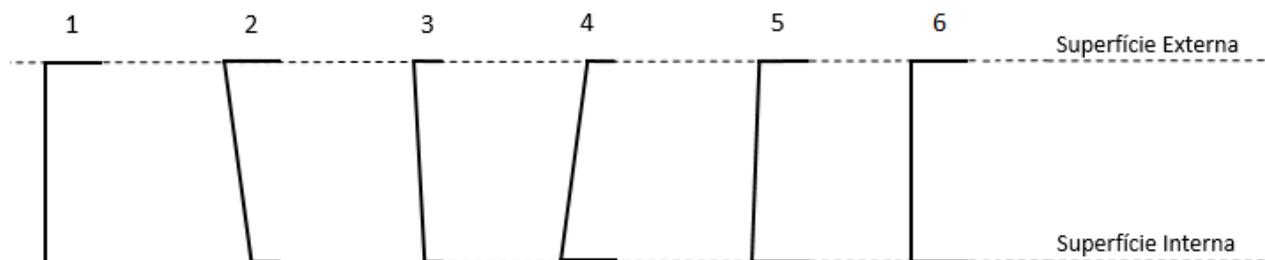


Figura 5: Esquema ilustrativo para a variação linear de temperatura na espessura

As tensões são decorrentes da distribuição de temperatura nos instantes em que o equilíbrio térmico não é alcançado. A distribuição desigual da temperatura ao longo da espessura acarreta em uma expansão desigual, (equação (8)). Nota-se que como o tubo está fixo em suas extremidades, esses alongamentos impedidos geram grandes tensões circunferenciais e longitudinais no componente. Equações para determinação destas tensões serão apresentadas na próxima seção.

A figura 6 mostra como a tensão se comporta com a variação de temperatura, para um transiente genérico - Cisternas [8]. Uma das soluções propostas para o problema termomecânico é definida por Albrecht [2], como mostrado a seguir.

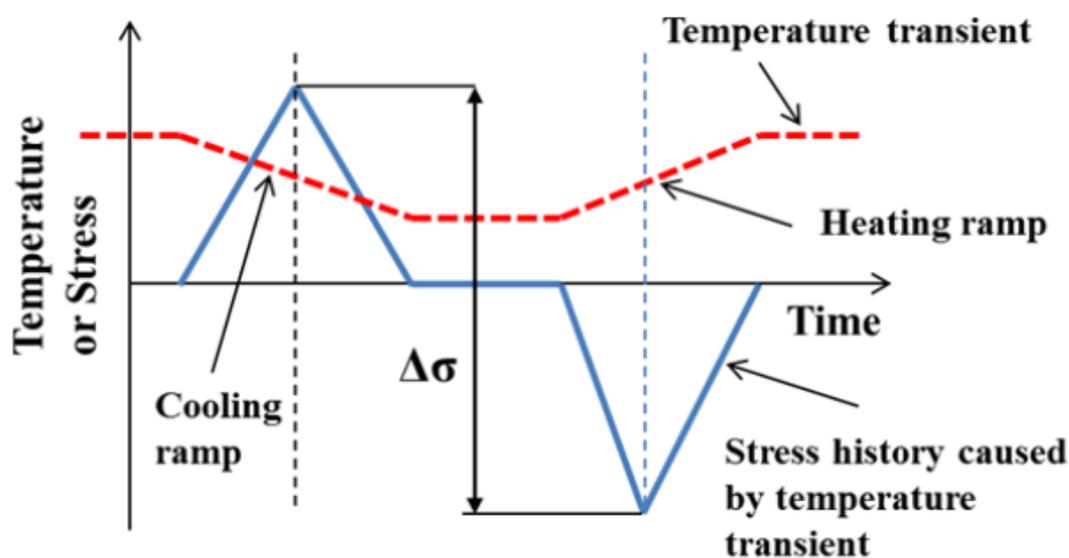


Figura 6: Determinação das gamas de tensão para o aquecimento e resfriamento [8]

#### 4.2.1 Solução de Albrecht

Albrecht propôs duas soluções analíticas para resolver o problema da distribuição de tensões na espessura. A mais simples delas, permite calcular as tensões nas superfícies internas e externas diretamente a partir do gradiente de temperatura, sem a necessidade de obter a variação desta na espessura. Porém, uma vez que o código ASME tem como prerrogativa a linearização de tensão ao longo da espessura, a outra teoria deve ser utilizada. Nela, a distribuição de temperatura deve ser calculada antes de se obter as tensões, conforme esclarecido por Costa [6]. Essa distribui-

ção é dada por:

$$T(r, t) = T_i - T_i \pi h \cdot \sum_{n=1}^{\infty} \frac{J_0(rk_n) [\lambda k_n Y_1(r_i k_n) + h Y_0(r_i k_n)] - Y_0(rk_n) [\lambda k_n J_1(r_i k_n) + h J_0(r_i k_n)]}{(\lambda^2 k_n^2 + h^2) - \frac{[\lambda k_n J_1(r_i k_n) + h J_0(r_i k_n)]^2}{J_1^2(r_o k_n)}} \cdot e^{-a \cdot k_n^2 \cdot t} \quad (9)$$

sendo:

$J_0(x)$  e  $J_1(x)$  - função de Bessel do tipo 1;

$Y_0(x)$  e  $Y_1(x)$  - função de Bessel do tipo 2;

$T_i$  - temperatura inicial e

$k_n$  - as  $n$ -ésimas raízes da equação (10).

$$\begin{aligned} & [\lambda \cdot k_n \cdot J_1(r_i k_n) + h \cdot J_0(r_i k_n)] \cdot Y_1(r_o k_n) - \\ & - [\lambda \cdot k_n \cdot Y_1(r_i k_n) + h \cdot J_0(r_i k_n)] \cdot J_1(r_o k_n) = 0 \end{aligned} \quad (10)$$

A variável  $a$  na equação (9) é chamada de difusividade térmica, sendo definida pela razão entre condutividade térmica  $\lambda$ ,  $W/(m \cdot K)$ , e o produto entre densidade  $\rho$ ,  $kg/m^3$ , e calor específico  $c_p$ ,  $J/(kg \cdot K)$ .

$$a = \frac{\lambda}{\rho \cdot c_p} \quad (11)$$

O procedimento iterativo desenvolvido por Costa [6] exige que:

- o valor do chute inicial (*first time step* de cada intervalo) seja a temperatura inicial;
- a tolerância respeite o valor dado pelo somatório da equação (9), i.e, seja  $S_i$  o somatório em um ponto, se  $|S_{i+1} - S_i| < 10^{-4}$  é calculado  $T(r, t)$ .

Como a equação (9) também é uma função do raio, a geometria é subdividida em  $N$  partes iguais ao longo da espessura. A distribuição de tensões elásticas<sup>3</sup> em função do raio e do tempo é dada pelas equações (12), (13) e (14), provenientes da teoria da elasticidade para cilindros de furos circulares concêntricos descrita por Timoshenko [15].

$$\sigma_r(r, t) = \frac{E\alpha_T}{1 - \nu} \left[ \frac{r^2 - r_i^2}{r^2 (r_o^2 - r_i^2)} \int_{r_i}^{r_o} T(r, t) r dr - \frac{1}{r^2} \int_{r_i}^r T(r, t) r dr \right] \quad (12)$$

$$\sigma_\theta(r, t) = \frac{E\alpha_T}{1 - \nu} \left[ \frac{1}{r^2} \int_{r_i}^r T(r, t) r dr + \frac{r^2 + r_i^2}{r^2 (r_o^2 - r_i^2)} \int_{r_i}^{r_o} T(r, t) r dr - T(r, t) \right] \quad (13)$$

$$\sigma_l(r, t) = \frac{E\alpha_T}{1 - \nu} \left[ \frac{2}{r_o^2 - r_i^2} \int_{r_i}^{r_o} T(r, t) r dr - T(r, t) \right] \quad (14)$$

onde:

$t$  - tempo, [s].

---

<sup>3</sup>As integrais presentes no conjunto de equações (12), (13) e (14) são discretas e devem ser resolvidas por métodos numéricos. Escolheu-se a Regra do Trapézio.

## 5 Análise de Tensões via Elementos Finitos

O primeiro passo, na maior parte dos trabalhos de elementos finitos, é seleccionar o tipo de elemento adequado ao problema em questão. Neste caso, são definidos dois elementos: um para o estudo térmico e outro para o estrutural.

Inicialmente, a opção fora em trabalhar com elementos lineares, todavia as respostas não foram satisfatórias. Houvera grande pico de tensão na face interna, mesmo que não existissem temperaturas elevadas ou qualquer outro fator para tal.

No estudo térmico usa-se o *PLANE77*. Este elemento é do tipo quadrático e apresenta um grau de liberdade por nó: temperatura, em um total de oito nós. É aplicado à análises estáticas e transientes. Sua opção - *keyopt* - de trabalhar com modelos axissimétricos é habilitada levando-se em conta a geometria do modelo.

Para o caso mecânico o elemento escolhido é o *PLANE183*. Também é um elemento quadrático 2-D com o mesmo número de nós totais, com a possibilidade de se reduzir a seis nós. Os graus de liberdade são os deslocamentos nas direções "x" e "y". Apresenta plasticidade, hiperelasticidade, deslizamento (*creep*) e capacidade de interpretar altas tensões e grandes deformações. Ainda se adapta bem a malhas irregulares, como as provenientes de CADs, muito útil quando se deseja trabalhar com geometrias complexas. O *keyopt* de axissimetria é ativado. A figura 7 ilustra os elementos escolhidos. A figura 8 mostra a malha em EF para uma vista aproximada do modelo.

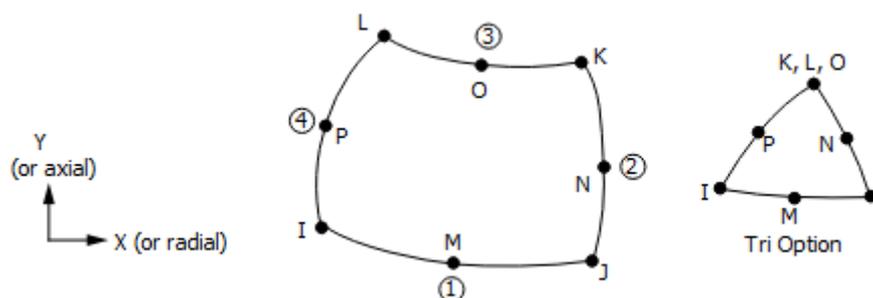


Figura 7: Geometria dos elementos *PLANE77* e *PLANE183* [3]

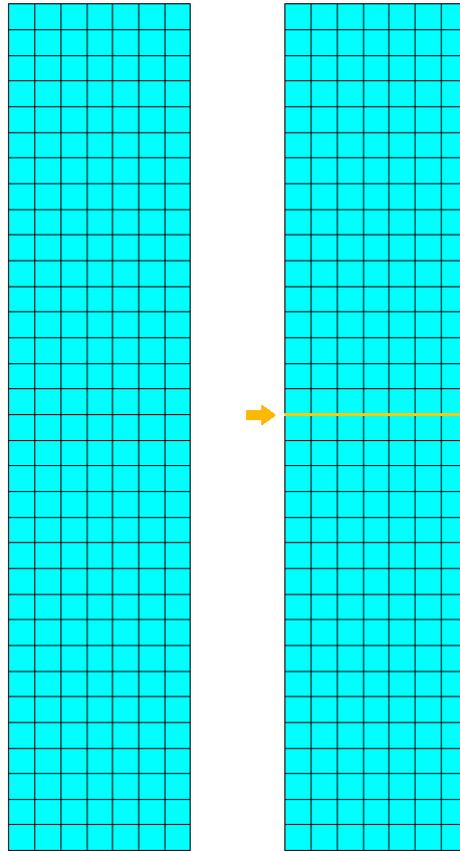


Figura 8: Malha adotada em EF. À esquerda, a malha adotada para o modelo em vista aproximada. À direita, a linha na qual se avaliam as tensões

Quando da criação da malha, é possível defini-la com maior ou menor refinamento. Quanto maior for este refinamento, mais nós serão gerados e assim mais informações armazenadas e com maior precisão. Três elementos (quatro nós) é o menor número de elementos na direção radial que gera um comportamento adequado para as tensões. No entanto, os pontos que ajustam as curvas de tensões não são bem definidos, necessitando um maior refinamento. Esta melhora é alcançada utilizando nove divisões ao longo da espessura (dez nós).

## 5.1 Análise Térmica

Uma vez selecionado o elemento com o qual será tratado o problema térmico, são fornecidas as variáveis características, das quais as mais relevantes são as temperaturas, o coeficiente de filme e a condutividade térmica do tubo. Definindo-se a malha térmica e configurando a solução para o tipo transiente, determinam-se as condições de contorno:

- superfície interna: troca de calor por convecção entre água e a parede da tubulação;
- superfície externa: adiabática.

Por se tratar de uma análise transiente, o procedimento comumente adotado é obter a variação de temperatura ao longo do tempo, como exemplificado a seguir:

1. Define-se em que seções se deseja determinar a distribuição de temperatura. Para tal, cria-se uma trajetória caracterizada pelos nós internos e externos do modelo;
2. Obtém-se a variação da temperatura para os nós extremos de cada seção ao longo do tempo, i.e, para uma determinada seção, plota-se a variação da temperatura no tempo para os nós internos e externos;
3. Calcula-se a diferença de temperatura  $\Delta T$  entre os nós extremos de uma certa seção e plota-se seu gráfico;
4. Determina-se a partir da análise do gráfico  $\Delta T \times t$  em que instante de tempo ocorre a maior variação de temperatura durante o aquecimento e o resfriamento.

As figuras 9 a 12 mostram como se comporta a diferença de temperatura para os transientes avaliados. Os instantes de tempo em que ocorrem os maiores valores de  $\Delta T$  são assumidos como os que causarão maior gama de tensão no modelo. Dito de forma mais simples, “congela-se” o tempo nos instantes de maior  $\Delta T$  e a distribuição de tensões ao longo da espessura para o aquecimento e o resfriamento de certo transiente é calculada neste instante de tempo. Nestas figuras verifica-se a proximidade entre as soluções de Albrecht e de elementos finitos.

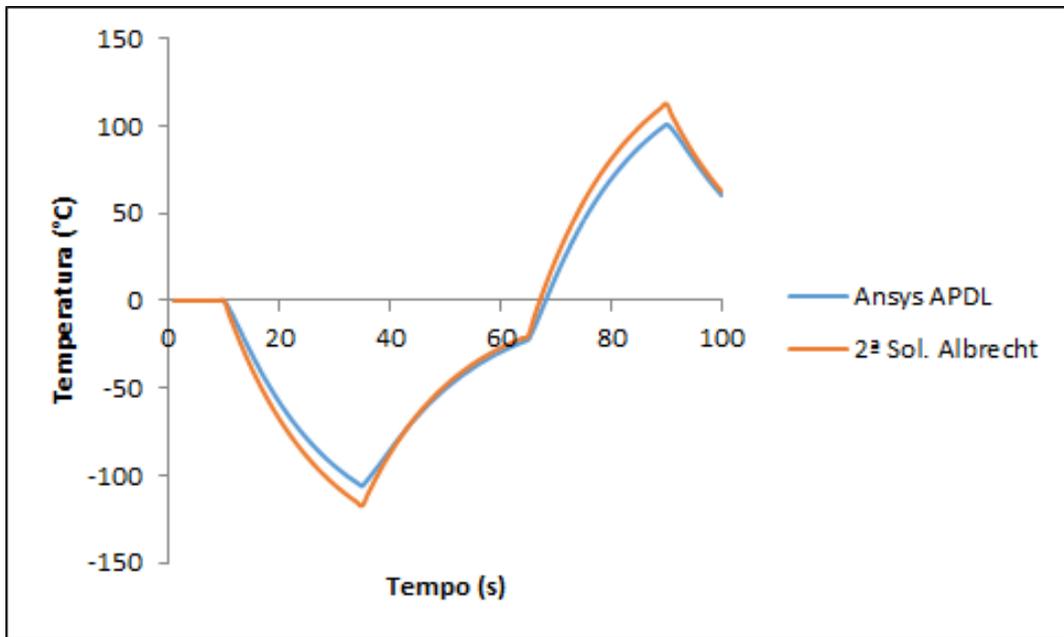


Figura 9: Histórico de diferença de temperatura resultante do transiente 1

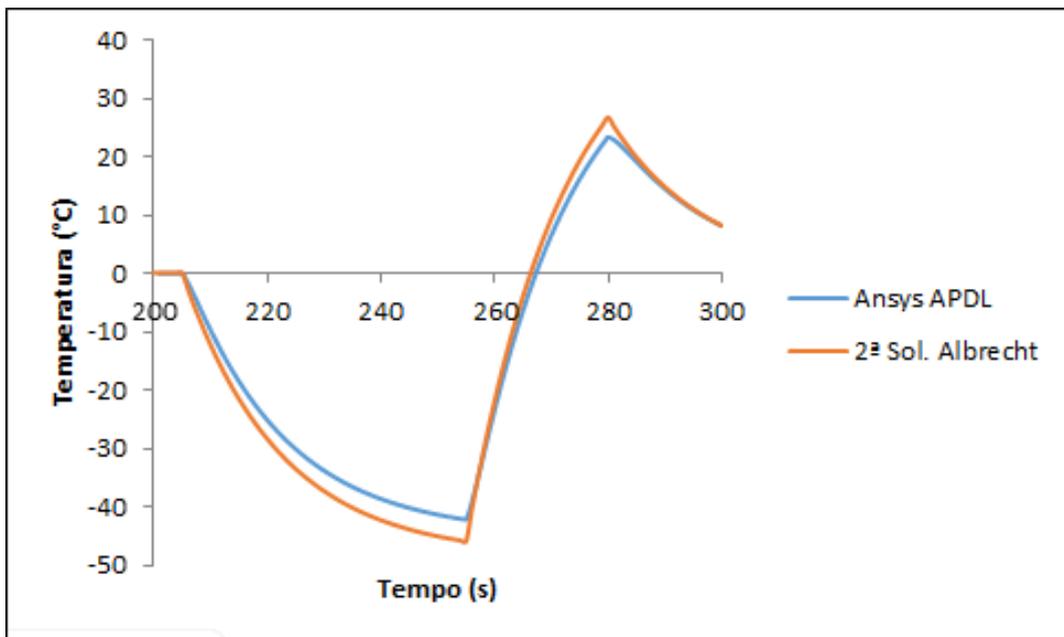


Figura 10: Histórico de diferença de temperatura resultante do transiente 2

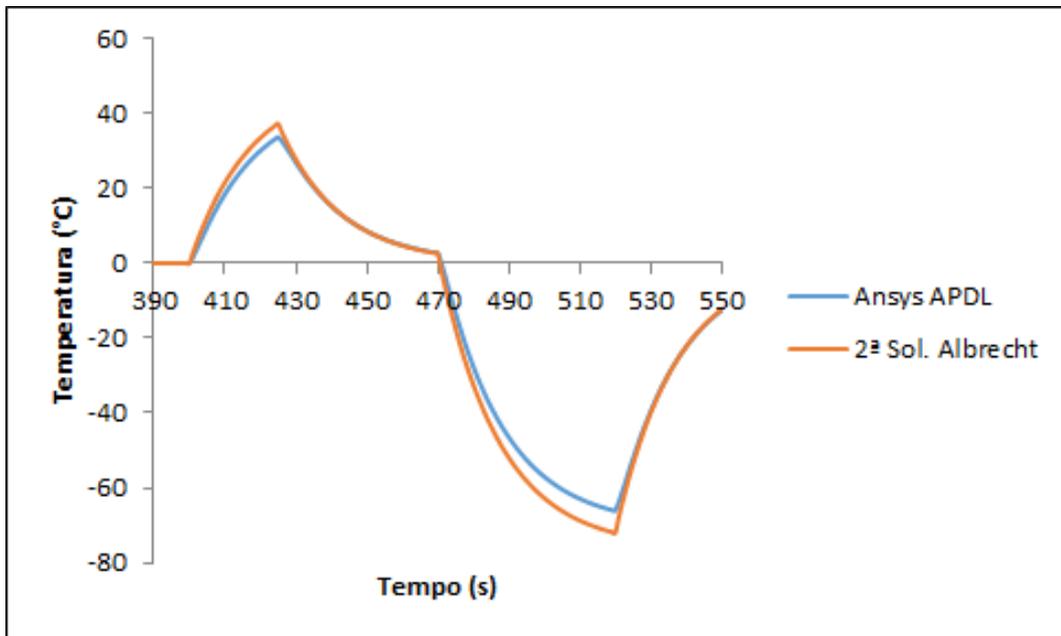


Figura 11: Histórico de diferença de temperatura resultante do transiente 3

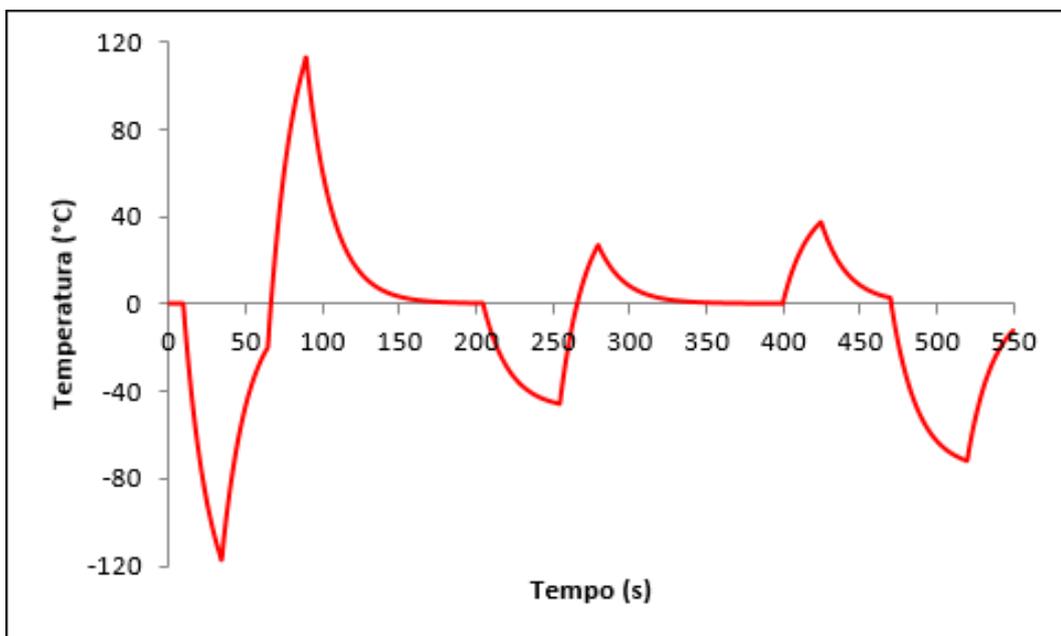


Figura 12: Histórico de diferença de temperatura fornecida pela Segunda Solução de Albrecht para todos os transientes considerados

## 5.2 Análise Mecânica

A análise térmica contribui diretamente para a análise mecânica. As deformações provenientes do caso térmico se somam aos carregamentos de pressão, forças, momentos etc. aplicados à tubulação no problema estrutural.

Com o problema avaliado sob o viés estrutural, as condições de contorno são alteradas: restringe-se o deslocamento na base da tubulação nas direções longitudinal e radial.

A resposta fornecida, segundo especificado na seção 5.1, é usada como referência para o cálculo estrutural: os maiores valores de  $\Delta T$  para os instantes de tempo mostrados nas figuras 9 a 12 são assumidos para o problema estrutural. Em alguns casos, todavia, esses tempos não correspondem as maiores tensões induzidas no componente, i.e, as maiores tensões ocorrem em instantes de tempo diferentes daqueles que provocam maior gama de temperatura. Uma forma de resolver esse impasse é obter a história de tensões no tempo para todos os transientes atuando, aumentando o custo computacional (tempo de simulação). Para o caso simulado, as maiores tensões ocorrem nos mesmos instantes de tempo em que os maiores valores de  $\Delta T$ . As figuras 19 e 20 da seção 7.2 demonstram esse efeito para o transiente 1.

O Ansys APDL oferece duas opções para se integrar o problema termomecânico, segundo a malha definida. Quando há necessidade em se adotar malhas distintas para cada caso, i.e, quando provavelmente existe uma região de concentração de tensões onde se faz necessário um refinamento maior da malha adotada, o Ansys mapeia as forças de superfície obtidas na análise térmica e por meio do comando *BFINT* interpola o resultado lá alcançado.

Em situações mais simples, como procedido, não há necessidade em se recriar a malha para a análise estrutural: uma mesma malha é capaz de fornecer uma resposta adequada sem consumir muita memória computacional e tempo. Nesse caso, o comando *LDREAD* lê os resultados térmicos presentes no arquivo de solução (.rth, para solução de problemas térmicos) e os aplica como cargas. Essas cargas são chamadas de *body force nodal loads* (BF).

O fluxograma da figura 13 esquematiza como proceder em cada caso citado.

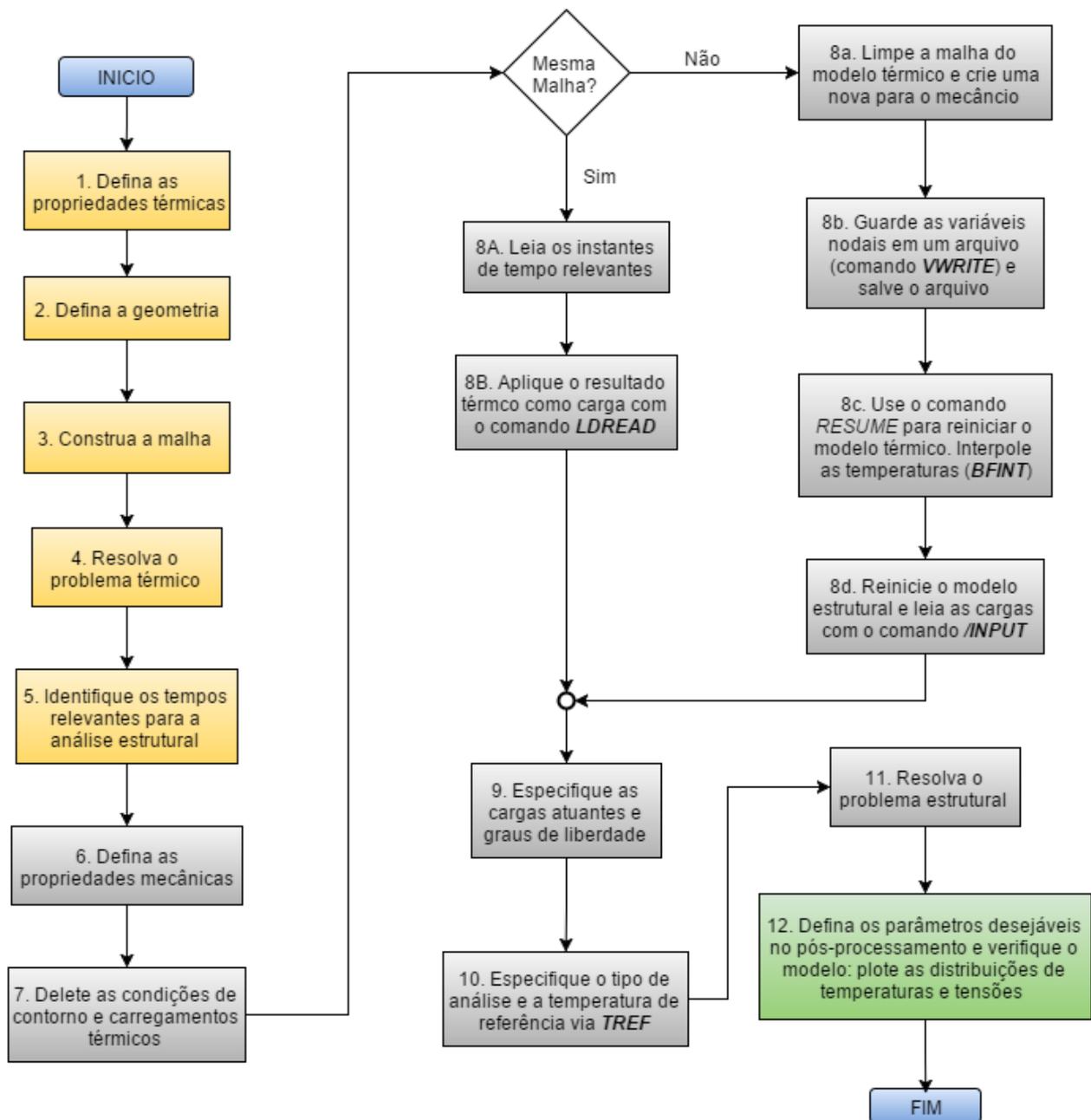


Figura 13: Fluxograma simplificado referente ao procedimento adotado na simulação

## 6 Fadiga

Fadiga é o mecanismo de dano de estruturas submetidas a carregamentos cíclicos e pode ser estudada a partir de duas principais teorias: os métodos SN e  $\epsilon$ N.

O método SN ou fadiga de alto ciclo cobre casos em que materiais não tenham atingido o limite de escoamento e estão portanto elásticos. A referida vida é maior do que milhares de ciclos. O método  $\epsilon$ N ou fadiga de baixo ciclo trata de tensões cuja a plastificação se alterna ao comportamento elástico durante ciclos de cargas e descargas de tensões, e por isso as vidas estão restritas em torno de mil ciclos. Ambos os métodos restringem-se a iniciação de trinca quando esta é microscópica ou até um tamanho de ordem de 1 mm.

Este trabalho tratará a fadiga a partir dos procedimentos do código ASME. As tensões obtidas em elementos finitos serão linearizadas segundo a norma, calculadas as respectivas vidas e o fator de uso. Os resultados obtidos serão comparados ao acúmulo de dano da teoria clássica na modelagem SN e  $\epsilon$ N.

### 6.1 Código ASME

#### 6.1.1 Especificação das tensões

A ASME classifica as tensões como primárias e secundárias. Tensões primárias são todas as tensões que não são autolimitantes, i.e, conforme o sólido se deforma, suas magnitudes aumentam até atingir os limites de escoamento ou ruptura ou o colapso plástico. Se dividem em três subcategorias:

- Tensão primária de membrana ( $P_m$ ): componente normal da tensão cujo valor é igual a média da tensão ao longo da espessura, i.e, é uma tensão constante, dado pela média entre o máximo e mínimo valor da tensão variando na espessura. Produzido exclusivamente por carregamentos mecânicos, como pressão e peso próprio. Não inclui efeito das tensões em descontinuidades.
- Tensão primária de flexão ( $P_b$ ): componente normal da tensão que varia ao longo da espes-

sura. Pode ser linear ou não. É produzida por cargas mecânicas, a exceção das que atuam em descontinuidades ou regiões de concentração<sup>4</sup>.

- Tensão primária de membrana local ( $P_L$ ): semelhante a  $P_m$ , porém leva em conta tensões que atuam em descontinuidades, como filetes de solda.

Tensões secundárias ( $Q$ ) reduzem sua intensidade à medida em que o corpo se deforma e consideram as componentes de flexão e membrana já somadas. São ditas autolimitantes, pois não causam a falha quando aplicadas uma única vez (contribuem para a fadiga apenas). Ocorrem em descontinuidades e podem ser de origem térmica ou mecânica. Desconsidera regiões de concentração de tensão.

As tensões podem ser ainda de pico ( $F$ ) ou térmicas ( $P_e$ ). Estas são tensões resultantes da restrição ao deslocamento livre, exceto vasos de pressão, e aquelas são tensões primárias ou secundárias atuantes em descontinuidades locais ou tensões térmicas que não causem deformação. A figura 14 mostra como se dividem  $P_m$  (ou  $P_L$ ),  $P_b$  e  $F$ . A tensão total é a soma dessas três.

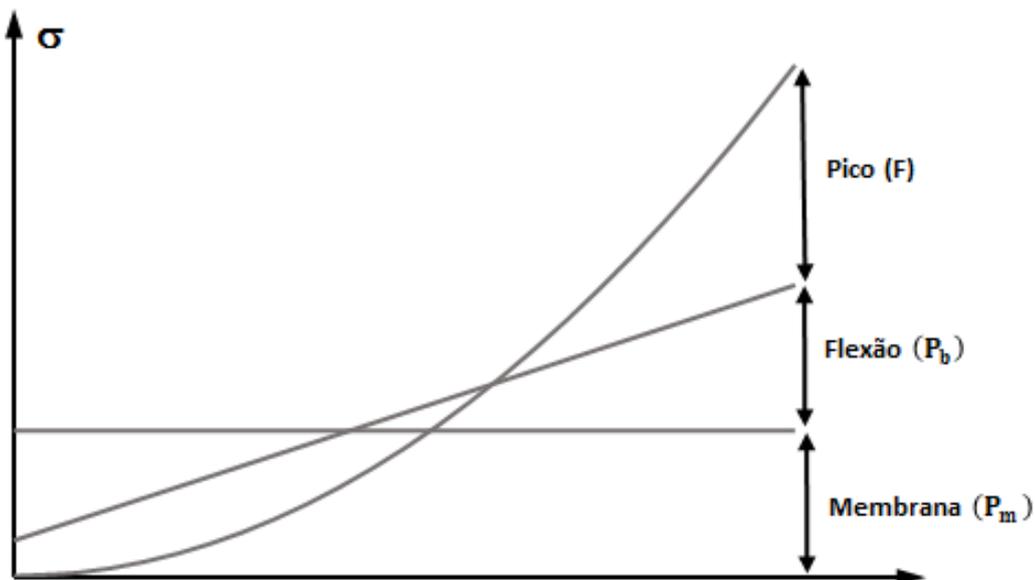


Figura 14: Divisão de tensão em categorias definidas pela ASME

<sup>4</sup>Regiões com descontinuidades causam concentração de tensão. A ASME, porém, trata descontinuidades como tensões que ocorrem em torno de pontos de solda, enquanto a concentração acontece em torno de furos, por exemplo.

### 6.1.2 Procedimento Básico

Segundo menciona Albuquerque [1], o procedimento básico definido pela ASME [17] exige que seja realizada uma análise elástica de tensões nos principais componentes estruturais, para demonstrar que todos os limites de tensões são satisfeitos. O cálculo das intensidades de tensões é resumido abaixo:

**Passo 1:** determinam-se as tensões atuantes ( $\sigma_r, \sigma_\theta, \sigma_l, \sigma_{r\theta}, \sigma_{rl}$  e  $\sigma_{\theta l}$ ) na região de interesse do componente. Na prática, determina-se linhas de classificação de tensões (*stress classification lines, SCL*) para cada área onde houver maior concentração de tensões. Em elementos finitos, cada SCL é discretizada por nós e as tensões são determinadas neles.

**Passo 2:** segundo a classificação ASME, as tensões são divididas em: membrana, flexão, local, secundária, térmica e de pico. Cada uma delas são estados de tensões, apresentando portanto as seis componentes de tensão. O código estipula categorias que devem ser verificadas, tais como:  $P_m + P_b, P_m + P_b + P_e + Q, P_m + P_b + Q + P_e + F$  etc.

**Passo 3:** somam-se as tensões atuando em cada direção, tanto normais quanto cisalhantes correspondente a categoria a ser verificada e calculam-se as tensões principais ( $\sigma_1, \sigma_2$  e  $\sigma_3$ ).

**Passo 4:** para obter a intensidade de tensões  $S$ , calcula-se as diferenças entre  $\sigma_{12} = \sigma_1 - \sigma_2$ ,  $\sigma_{23} = \sigma_2 - \sigma_3$  e  $\sigma_{13} = \sigma_1 - \sigma_3$ .  $S$  é dado pelo maior dentre estes três valores.

**Passo 5:** o valor da intensidade de tensão é comparado com o valor limite estipulado pela ASME.

### 6.1.3 Limites Estabelecidos pela ASME

A escolha dos limites básicos das tensões fora elaborada com base na teoria de análise limite, em julgamentos de engenharia e em algumas simplificações conservadoras. Como define Albuquerque [1], a análise limite é um caso especial de análise plástica onde o material apresenta plasticidade ideal e, portanto, não há encruamento.

Albuquerque [1] fornece um simples e esclarecedor exemplo: uma barra submetida a carregamentos de origem distintas - tração e flexão. A tração levará ao colapso quando a tensão atingir o limite de escoamento  $S_y$ . O momento fletor, todavia, esgotará a barra em um valor maior

do que  $S_y$ . Esse valor é o fator de forma da seção transversal, que para uma barra de seção reta retangular é 1,5. Ao se combinar esses dois carregamentos, a carga limite dependerá da relação entre tração e flexão.

Estendendo-se o exemplo acima a casos mais gerais, o código ASME estipula o valor da tensão admissível como sendo  $S_m$ , um valor obtido a partir das propriedades como o limites de escoamento  $S_y$  ou de ruptura,  $S_R$ . Para aços, como no tubo estudado,  $S_m = 2/3S_y$ . A tabela 2 fornece os limites da ASME Seção III, onde  $S_a$  é a tensão alternada usada nas curvas de fadiga.

Categoria de tensão	Limite	Mecanismo de Falha
$P_m$	$S_m$	Colapso Plástico
$P_L$	$1,5 S_m$	Colapso Plástico
$P_m + P_b$	$1,5 S_m$	Colapso Plástico
$P_m + P_b + P_e + Q$	$3 S_m$	Deformação Plástica
$P_m + P_b + P_e + Q + F$	$S_a$	Fadiga

Tabela 2: Limites básicos de tensões da ASME

Para o cálculo de fadiga é necessário verificar antes se o limite para o acúmulo de deformação plástica é atendido. A norma ASME Seção III [17] exige que se verifique se a soma das tensões primárias e secundárias é menor ou igual do que  $3S_m$ . Caso isso não ocorra, o fator  $k_e$  age como penalização ou correção para o efeito da plasticidade atuante, multiplicando a tensão alternada. O código chama de “Análise Elastoplástica Simplificada”. O cálculo de  $k_e$  é dado a seguir:

$$k_e = \begin{cases} 1, & \text{se } S_n \geq 3S_m \\ 1 + \left[ \frac{(1-n)}{n} (m-1) \right] \left( \frac{S_n}{3S_m} - 1 \right), & \text{se } 3S_m < S_n < 3mS_m \\ \frac{1}{n}, & \text{se } S_n \leq 3mS_m \end{cases}$$

$$S_a = k_e \cdot \frac{\Delta S}{2}$$

em que:

$S_n$  - a soma de tensões primárias e secundárias:  $P_m + P_b + P_e + Q$ ;

$m$  e  $n$  - constantes referentes ao material. Para aço inoxidável,  $m = 1,7$  e  $n = 0,3$  (ASME [18]) e

$S_m = 2/3S_y$ .

#### 6.1.4 Linearização de Tensões

Linearizar as tensões é um procedimento necessário para obter as tensões de membrana, de flexão e de pico (subseção 6.1.1) usadas no cálculo de intensidade de tensões  $S$ , cujos valores são comparados com os limites determinados pela ASME.

As equações para linearizar as tensões são derivadas da teoria embarcada no Ansys [3]. Tais tensões são descritas pelo conjunto de equações abaixo para modelo axissimétrico:

$$\sigma_m = \frac{1}{R_c e} \int_{-e/2}^{e/2} \sigma R dx \quad (15)$$

$$\sigma_b(x)|_{x=0} = \frac{x_1 - x_f}{R_c e \left( \frac{e^2}{12} - x_f^2 \right)} \int_{-e/2}^{e/2} (x - x_f) \sigma R dx \quad (16)$$

$$\sigma_b(x)|_{x=e} = -\sigma_b(x)|_{x=0} \quad (17)$$

$$\sigma_F(x)|_{x=0} = \sigma(x)|_{x=0} - [\sigma_m + \sigma_b(x)|_{x=0}] \quad (18)$$

$$\sigma_F(x)|_{x=e} = \sigma(x)|_{x=e} - [\sigma_m + \sigma_b(x)|_{x=e}] \quad (19)$$

onde:

$e$  - espessura da seção transversal onde se deseja obter as tensões;

$R$  - distância ao ponto de integração;

$R_1$  e  $R_2$  - coordenada dos nós da superfície interna e externa, respectivamente, em um sistema de coordenadas global;

$R_c$  - valor da espessura média em um sistema de coordenadas global:  $(R_1 + R_2) / 2$ ;

$x_1$  - coordenada do nó da superfície interna em um sistema de coordenadas local;

$x_f$  - distância do eixo neutro a linha de centro do sólido.

## 6.2 Método SN

Quando da obtenção da vida associada o procedimento ASME exige que as tensões alternadas sejam diretamente associadas à curva de fadiga. Todavia, essa curva SN é aproximada a partir de valores experimentais para a deformação segundo um módulo de elasticidade definido. Além disso, os dados são ajustados de forma que a vida observada é conservadora. Castro e Meggiolaro [10] abordam uma modelagem na qual as tensões alternadas são relacionadas ao número de ciclos.

Nesse método tradicional de fadiga, cada valor da tensão alternada obtida na contagem de ciclos é combinada à equações que descrevem a modelagem do efeito das tensões médias: Goodman, Gerber, Soderberg ou Elíptica. As equações mais usuais são as de Goodman (equação (20)) e de Gerber (equação (21)), apresentadas a seguir.

$$\frac{\sigma_a}{S_F(N)} + \frac{\sigma_m}{S_R} = 1 \quad (20)$$

$$\frac{\sigma_a}{S_F(N)} + \left(\frac{\sigma_m}{S_R}\right)^2 = 1 \quad (21)$$

para:

$S_F(N)$  - tensão de fadiga relacionada a uma determinada vida  $N$ ;

$S_R$  - limite de ruptura;

$\sigma_a$  - tensão alternada e

$\sigma_m$  - tensão média. Essas curvas experimentais são levantadas para  $\sigma_m > 0$ .

Denominado-se a tensão  $S_F(N)$  de tensão alternada equivalente  $\sigma_{aeq}$  nas equações acima e substituindo seu valor na equação de Wöhler, descrita abaixo, obtém-se a vida.

$$NS_F^B = C \quad (22)$$

O parâmetro  $B$  é calculado por meio da equação (23). Para  $C$ , basta substituir o valor de  $B$  na equação (22). As incógnitas são função do material.

$$B = \frac{\ln\left(\frac{N_l}{N_c}\right)}{\ln\left(\frac{S_F}{S_l}\right)} \quad (23)$$

nos quais:

$N_c$  - vida curta, geralmente  $10^3$  ciclos;

$N_l$  - vida longa, geralmente  $10^6$  ciclos;

$S_F$  - limite de fadiga à vida curta e

$S_l$  - limite de fadiga à vida longa.

Para um estado plano tensão ou um estado triaxial de tensões, o método SN, no qual as tensões alternadas e médias são obtidas através do Rainflow, somente é válido quando o Rainflow também é válido. Para tal, as histórias dessas tensões devem ser proporcionais, como neste trabalho. O histórico dessas tensões passa a ser a combinação das mesmas pelo equação de Tresca ou Von Mises. Todavia uma simplificação fora adotada, conforme será explicado adiante.

### 6.3 Método $\varepsilon N$

O método SN, apesar de sua simplicidade, não leva em consideração a análise de tensões elastoplástica. O método  $\varepsilon N$  ou *strain-life* considera o efeito de cargas que não são bem definidas pela Lei de Hooke, além de se ser aplicável na modelagem de qualquer vida  $N$ . O método supõe a previsão de vida à iniciação de trinca calculando-se o fator de uso pela história de deformações no ponto crítico de uma peça, conforme menciona Castro e Meggiolaro [10].

Castro e Meggiolaro propõem usar o modelo de Ramberg-Oosgood, capaz de quantificar o encruamento de boa parte dos materiais, para o cálculo de deformações  $\Delta\varepsilon$  - equação 24.

$$\Delta\varepsilon = \varepsilon_{el} + \varepsilon_{pl} = \frac{\sigma}{E} + \left(\frac{\sigma}{H}\right)^{1/h} \quad (24)$$

onde:

$H$  - coeficiente de encruamento. Equivale a tensão obtida para  $\varepsilon_{pl} = 1$  (se o material não fraturar antes) e

$h$  - parâmetro dependente do material, dado em [11]).

Essa equação, chamada pelos autores de curva  $\sigma\varepsilon$  cíclica, considera que a deformação total  $\varepsilon_{total}$  corresponde a soma de uma parcela linear  $\varepsilon_{el}$  e outra plástica  $\varepsilon_{pl}$ . Entretanto, a equação acima apenas descreve o comportamento de deformações para o meio ciclo inicial, sendo necessá-

ria uma outra formulação que corresponda a análise dos ciclos restantes. Essa teoria usa a equação abaixo nomeada de  $\Delta\sigma\Delta\varepsilon$  do laço.

$$\Delta\varepsilon = \frac{\Delta\sigma}{E} + 2 \left( \frac{\Delta\sigma}{2H_c} \right)^{1/h_c} \quad (25)$$

para:

$h_c$  e  $H_c$  parâmetros referentes ao material (compilados em [11]).

A metodologia empregada no método *strain-life* é a mesma da norma ASME, à exceção de que esta trabalha com fatores conservadores para definir a curva SN. A relação entre a gama de deformações  $\Delta\varepsilon$  e a vida  $N$  fora descrita inicialmente pela regra de Coffin-Manson, dada por:

$$\Delta\varepsilon = \left( \frac{\sigma_c}{E} \right) (2N)^b + \varepsilon_c (2N)^c \quad (26)$$

nos quais:

$\sigma_c$ ,  $\varepsilon_c$ ,  $b$  e  $c$  são propriedades do material e podem ser encontrados em [11] e

$2N$  - número de ciclos reversos.

Estabelecido o material do corpo de prova e conhecida as tensões resultantes de um ensaio mecânico, as deformações são calculadas pelas equações (24) e (25). As respostas são atribuídas à equação (26) para o cálculo da vida.

## 6.4 Contagem de ciclos

Existem diversos métodos para contagem de ciclos: Valor Extremo, Rainflow Simplificado, Rainflow Sequencial dentre outros descritos por Costa [6]. Esses métodos podem ser aplicados na contagem de ciclos baseados em histórias de tensões ou deformações. Os métodos recomendados pela ASME são os dois primeiros, de tal modo que estes foram implementados e avaliados.

### 6.4.1 Método do Valor Extremo

O Método do Valor Extremo (MVE), ou Método Máximo-Mínimo (Máx-Min), consiste em identificar o maior par de gama de tensões com seus respectivos números de ocorrências  $n$  e eliminar o menor entre eles até que se encerre a história de tensões. Esse é o método validado pela ASME para histórias não proporcionais. A maior vantagem do MVE é a possibilidade de contagem de ciclos em uma ordem aleatória. Para simplificar, o passo a passo resume o método.

**Passo 1:** obter a história de tensões. A norma NB3200 da ASME Seção III usa o histórico de tensões para a formulação de Tresca (duas vezes a intensidade de tensão  $S$ ). A Seção VIII, por sua vez, utiliza um histórico onde as tensões são obtidas por Von Misses;

**Passo 2:** identificar as intensidades de tensões máximas e mínimas;

**Passo 3:** para cada par, eliminar o valor de  $n$  referente ao menor número de ocorrências entre os pares envolvidos.

Vale ressaltar que o cálculo do limite para o acúmulo de deformação plástica desconsidera tensões de pico  $\sigma_F$ , assim como o fator  $k_e$ . Todavia, no cálculo de fadiga, a gama de tensão  $\Delta S$  leva em conta esta tensão, como explicado na subseção 6.1.3.

A figura 15 mostra intensidades de tensões para uma série de transientes quaisquer aonde tensões de pico são nulas. A tabela 3 indica os valores de tensões para cada transiente e o número de ocorrências.

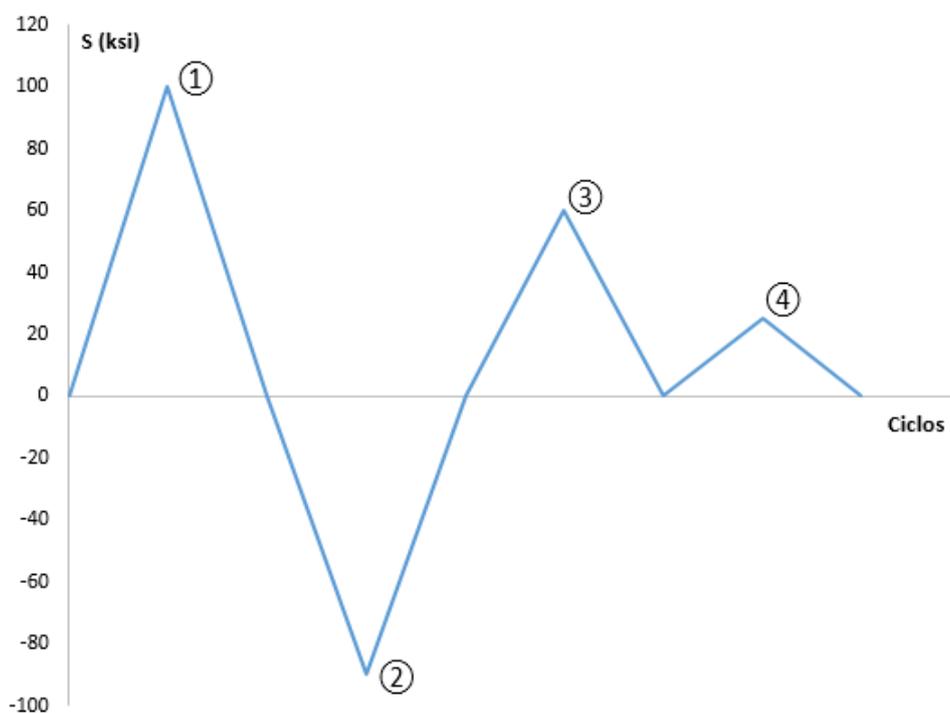


Figura 15: História de intensidade de tensão genérica

Transiente	$S_{min}$ (ksi)	$S_{max}$ (ksi)	$n$
1	0	100	1000
2	-90	0	2000
3	0	70	1500
4	0	25	200

Tabela 3: Intensidade de tensão e número de ocorrências de cada transiente

O próximo passo é determinar os valores máximos e mínimos de  $S$ . Combina-se os transientes dois a dois e obtém-se os valores de  $\Delta S$  (tabela 4). Para cada par deve-se verificar se  $S_n \leq 3S_m$  para obter o valor de  $k_e$ . A tabela 5 mostra os pares reordenados em ordem decrescente de  $\Delta S$ . O valor de  $k_e$  para o aço 4130 ( $S_y = 113$  ksi,  $3S_m = 226$  ksi) é mostrado na tabela 6.

Par de Transientes	$\Delta S$ (ksi)
1-2	190
1-3	100
1-4	100
2-3	160
2-4	115
3-4	70

Tabela 4: Combinação de transientes da figura 15

Par de Transientes	$\Delta S$ (ksi)
1-2	190
2-3	160
2-4	115
1-3	100
1-4	100
3-4	70

Tabela 5: Reordenação dos transientes em ordem decrescente de  $\Delta S$

O cálculo da fator de uso  $u$  ou acúmulo de dano  $D$  é dado pela expressão de Palmgren-Miner, equação (27).

$$u = D = \sum_{i=1}^k \frac{n_i}{N_i} \quad (27)$$

A ASME possui diversos gráficos  $S \times N$  de acordo com o material empregado. Conhecido o valor da tensão alternada, o gráfico (Fig. I-9.2.1 da ASME III) fornece a vida associada.

Par de Transientes	$\Delta S$ (ksi)	$k_e$	$S_a$ (ksi)	$n_i$	$n_j$	$n$	Caso Eliminado	$N$	$u$
1-2	190	1	95	1000	2000	1000	1	$2 \cdot 10^3$	0,5
2-3	160	1	80	1000	1500	1000	3	$4 \cdot 10^3$	0,25
2-4	115	1	57,5	500	200	200	4	$8 \cdot 10^3$	0,025

Tabela 6: Acúmulo de dano para cada transiente da história de intensidade de tensão da figura 15

Neste exemplo, no par 1-2, o transiente 1 tem 1000 ocorrências e o 2, 2000. O transiente 1 se esgotará, tornando-se o caso eliminado. No próximo par, o 2-3, o transiente 2 já ocorrera o número de vezes em que o transiente 1 acontecera e por isso tem apenas metade de ocorrências disponíveis. O procedimento de eliminar casos e contabilizar danos continua até que não haja mais transientes a serem contabilizados. O acúmulo de dano corresponde a soma dos danos provocados por cada par. Lembrando que:

$$\begin{cases} D < 1, & \text{não falha por fadiga} \\ D \geq 1, & \text{há falha por fadiga} \end{cases}$$

Neste exemplo, o acúmulo de dano é 0,775. Portanto, a trinca não inicia e não há fadiga.

#### **6.4.2 Método Rainflow Simplificado**

O método Rainflow é o modo ótimo para contar ciclos submetidos à cargas uniaxiais variáveis complexas, conforme mencionado por Castro e Meggiolaro [10]. Foi descrito pela primeira vez por Endo e Matsuishi ao observar a chuva escoar pelas telhas de uma pagoda (típica construção milenar japonesa que remonta aos séculos V e VI). Pode ser aplicado tanto na contagem de ciclos de tensões quanto de deformações. O passo a passo a seguir resume como funciona a contagem.

**Passo 1:** enumerar sequencialmente todos os picos e vales do carregamento;

**Passo 2:** a contagem se inicia no primeiro evento, em um pico ou em um vale e para ao:

- 2.1. encontrar-se um pico maior ou vale menor;
- 2.2. encontrar-se uma contagem anterior ou
- 2.3. terminar-se a história do carregamento.

**Passo 3:** cada contagem equivale a meio ciclo. Em cada uma delas calcular os valores das tensões alternadas e médias;

**Passo 4:** continuar o procedimento até se esgotar a história do carregamento.

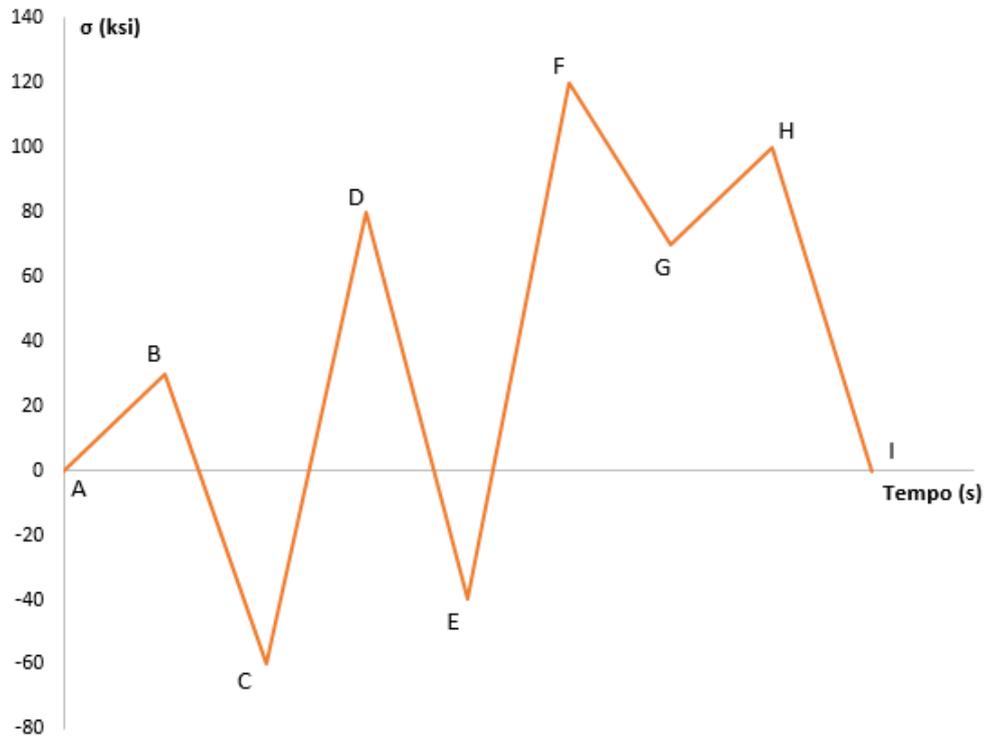


Figura 16: História de tensão qualquer

A figura 16 ilustra um exemplo simples de histórico de tensões. A contagem de ciclos se inicia no ponto “A” e somente termina no ponto “C”, um vale menor. A contagem iniciada no ponto “B” se encerra em “D” (pico maior). O ponto “C” não há quaisquer vale menor e a contagem segue até o final do carregamento. Se procede deste modo até que não haja mais pontos na história. Cada ponto é associado a um valor extremo: um pico é contabilizado com um vale e vice-versa, e.g, o ponto “A” termina sua contagem em “C”, mas o meio ciclo contabilizado é entre A-B. A figura 17 detalha como é a contagem de ciclos no método Rainflow.

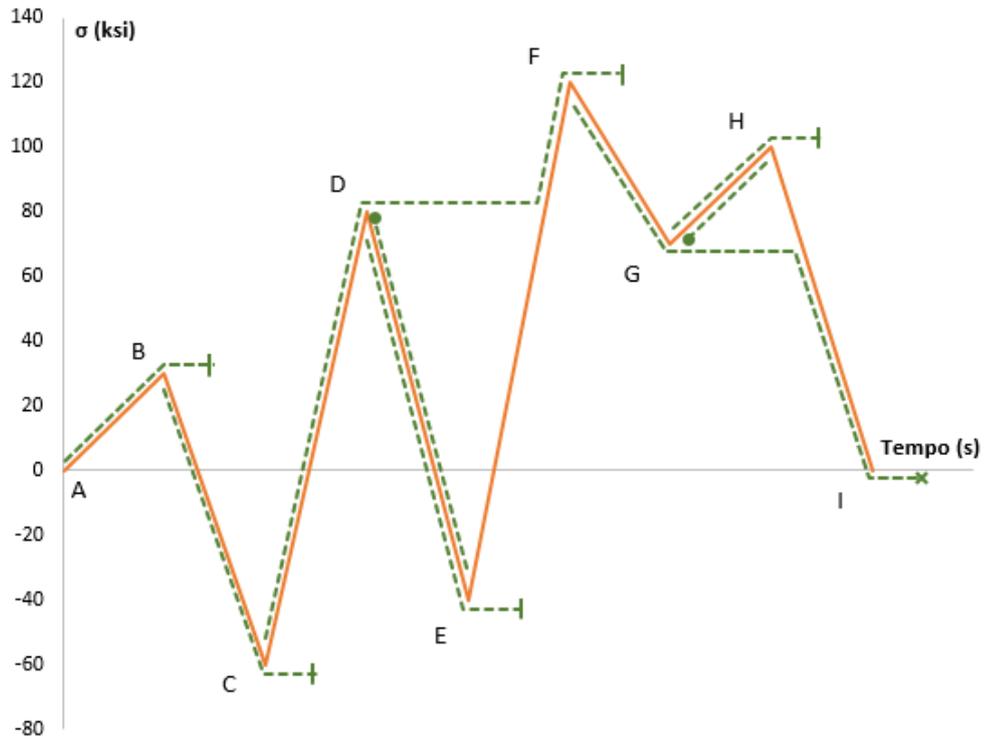


Figura 17: Exemplo de Rainflow aplicado ao carregamento mostrado na figura 16

O resultado final mostra cinco meio ciclos (A-B, B-C, C-F e F-I) e dois ciclos completos (D-E e G-H). Para cada um destes pares são computados os valores das tensões alternadas e médias. Essas tensões são associadas à equações descritas na seção 6.2, que fornecem os valores das tensões alternadas equivalentes  $\sigma_{aeq}$ . Essas tensões são usadas no cálculo da vida  $N$  e o dano acumulado é obtido pela regra de Palmgren-Miner.

## 7 Resultados

Somando-se os efeitos da pressão e da temperatura, as tensões obtidas podem ser associadas a um método de contagem de ciclos para se obter o fator de uso. Este capítulo ilustra as tensões para cada efeito atuando tanto individualmente como combinados. As tensões resultantes são avaliadas pelos devidos métodos de contagem de ciclos.

### 7.1 Problema Estrutural

A distribuição de tensões ao longo da espessura devido à pressão segue a figura 18. A tensão circunferencial varia ao longo da espessura: o valor máximo ocorre na superfície interna da tubulação; o mínimo na região externa. A tensão radial é a resposta à pressão aplicada: na face interna do tubo vale  $p_i = 16,5$  MPa e na face externa,  $p_o = 0$ . A tensão longitudinal é constante e vale 16,7 MPa.

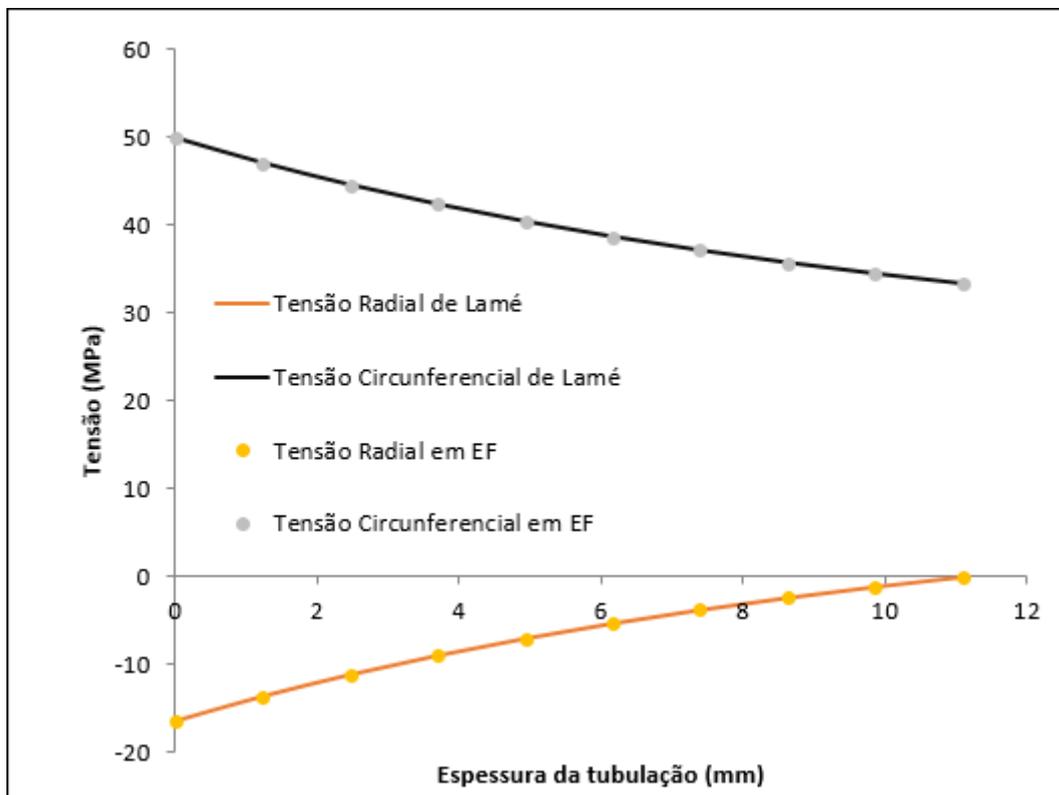


Figura 18: Distribuição de tensões ao longo da espessura devido à pressão

## 7.2 Problema Térmico

As tensões resultantes dos transientes dependem da distribuição da temperatura ao longo da espessura na região considerada, mostradas nas figuras 9 a 12 da seção 5.1, segundo descrito pela Solução de Albrecht e numérica. As figuras 19 e 20 mostram a distribuição da tensão longitudinal e circunferencial para cada uma dessas soluções na superfície interna do tubo.

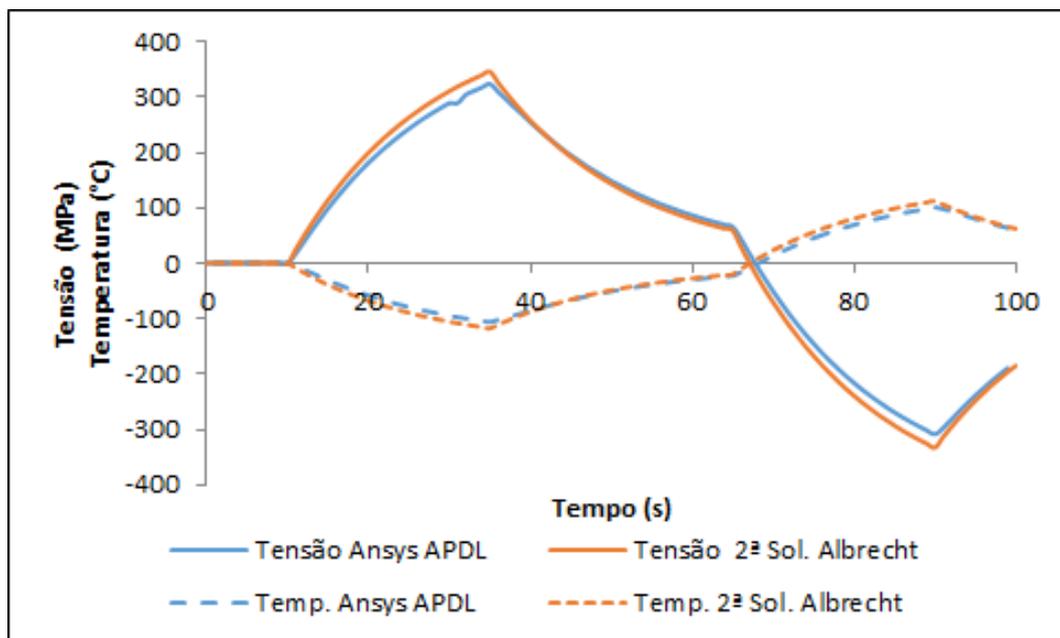


Figura 19: Histórico da tensão longitudinal na superfície interna durante o transiente 1

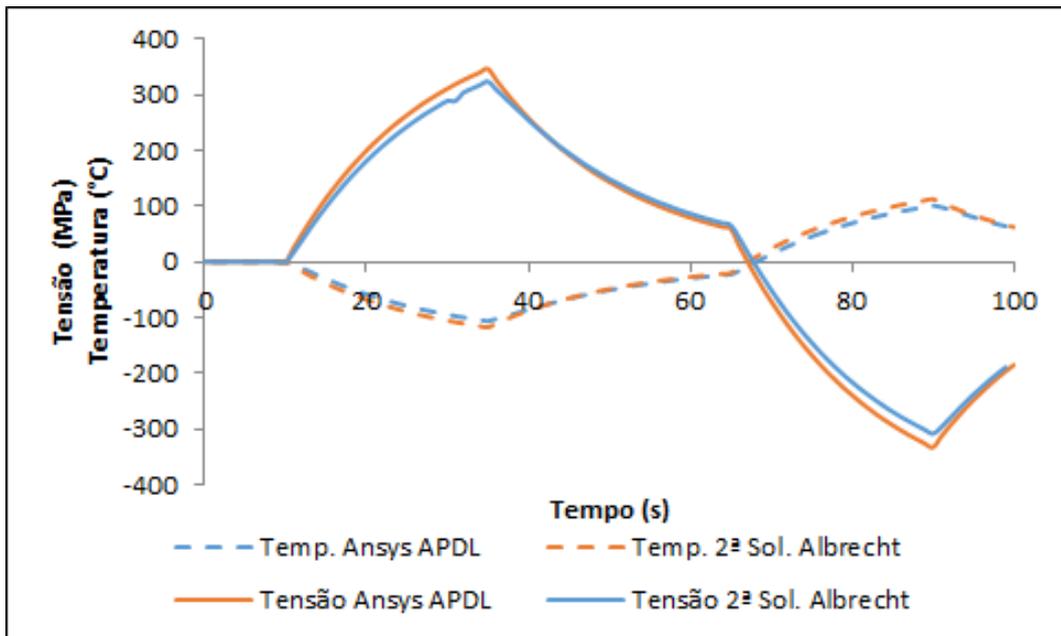


Figura 20: Histórico da tensão circunferencial na superfície interna durante o transiente 1

Das figuras acima verifica-se que as tensões oriundas do modelo de elementos finitos se adaptam a teoria proposta por Albrecht, cuja resposta é mais conservadora (seus valores absolutos são maiores).

Em cada seção onde se deseja avaliar as tensões definem-se SCL a partir de dois nós. Por se tratar de um tubo, estes nós correspondem à extremidade interna e externa do mesmo, como realçado na figura 8. As figuras 21 a 26 mostram as distribuição de tensões  $\sigma_r$ ,  $\sigma_\theta$  e  $\sigma_l$  ao longo da espessura, a partir de uma SCL definida, nos instantes de tempo em que ocorrem as maiores diferenças de temperatura para o aquecimento e o resfriamento decorrentes do transiente 1 (figura 9).

A tensão radial é nula nas superfícies interna e externa e seu máximo ou mínimo ocorre em um ponto próximo a espessura média. As tensões longitudinal e circunferencial apresentam o mesmo comportamento: máxima tensão na superfície interna e mínima na externa para o resfriamento e o oposto para o aquecimento, sendo seus valores teoricamente iguais em ambos os pontos. As tensões decorrentes dos transientes 2 e 3 apresentam o mesmo comportamento, variando apenas em intensidade.

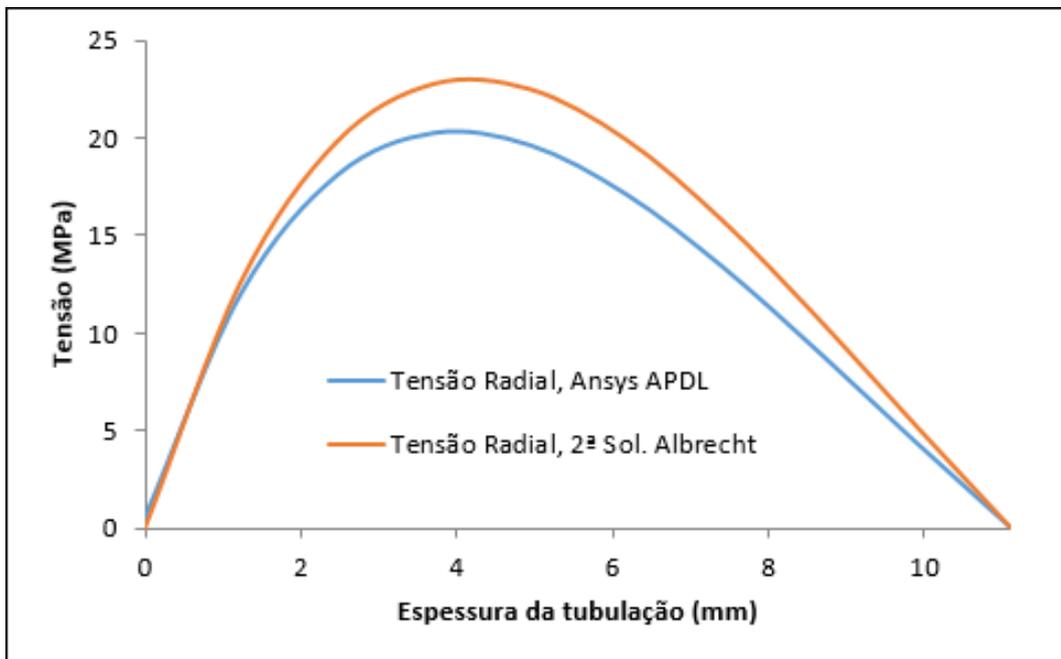


Figura 21: Distribuição da tensão radial ao longo da espessura para o efeito térmico no instante em que ocorre a maior diferença de temperatura para o resfriamento do transiente 1

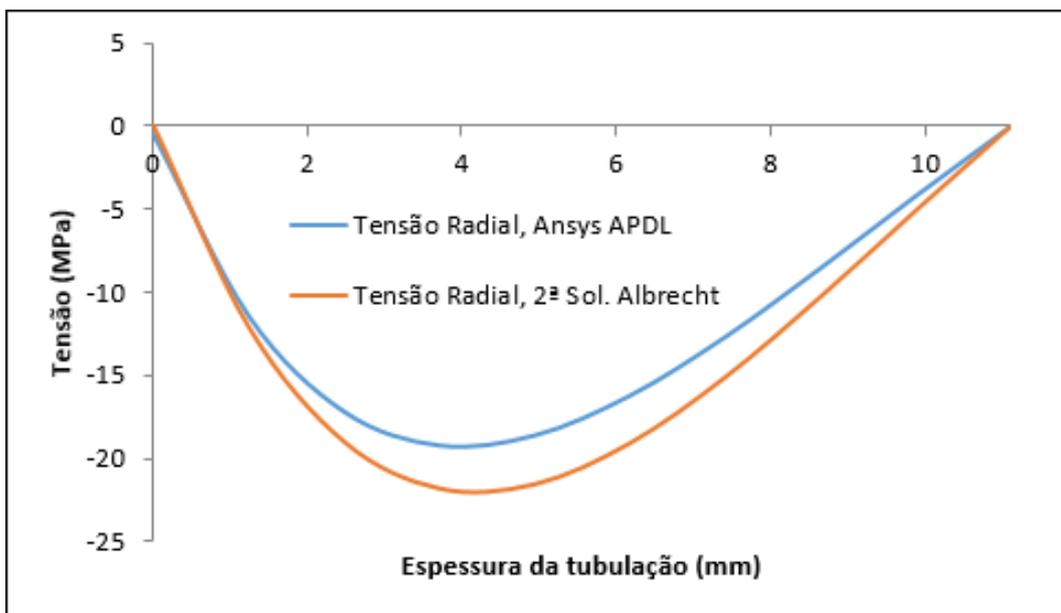


Figura 22: Distribuição da tensão radial ao longo da espessura para o efeito térmico no instante em que ocorre a maior diferença de temperatura para o aquecimento do transiente 1

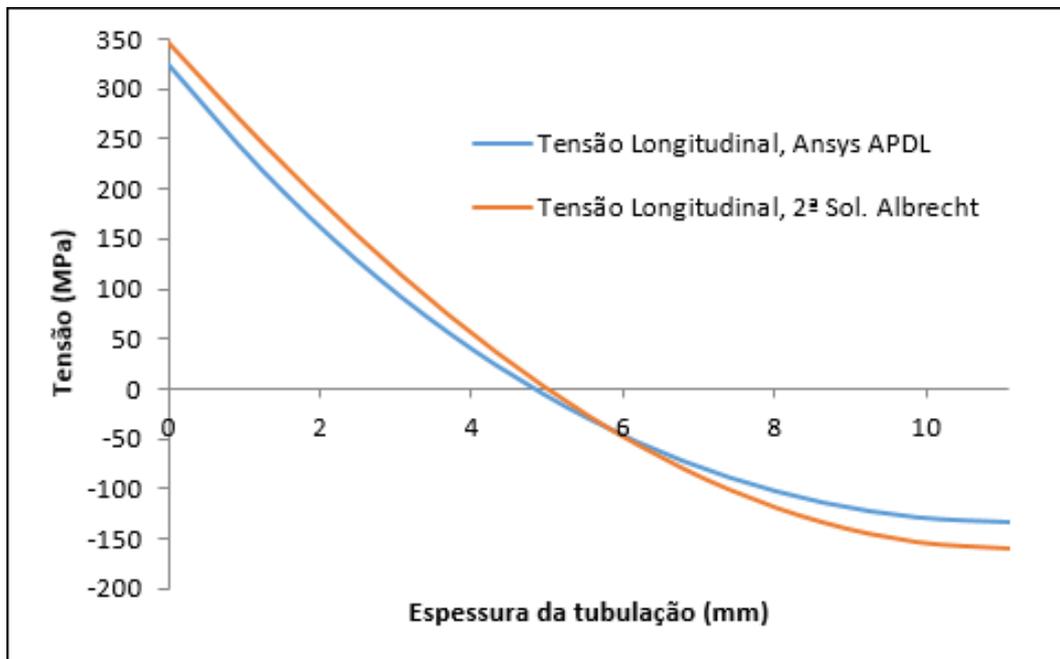


Figura 23: Distribuição da tensão longitudinal ao longo da espessura para o efeito térmico no instante em que ocorre a maior diferença de temperatura para o resfriamento do transiente 1

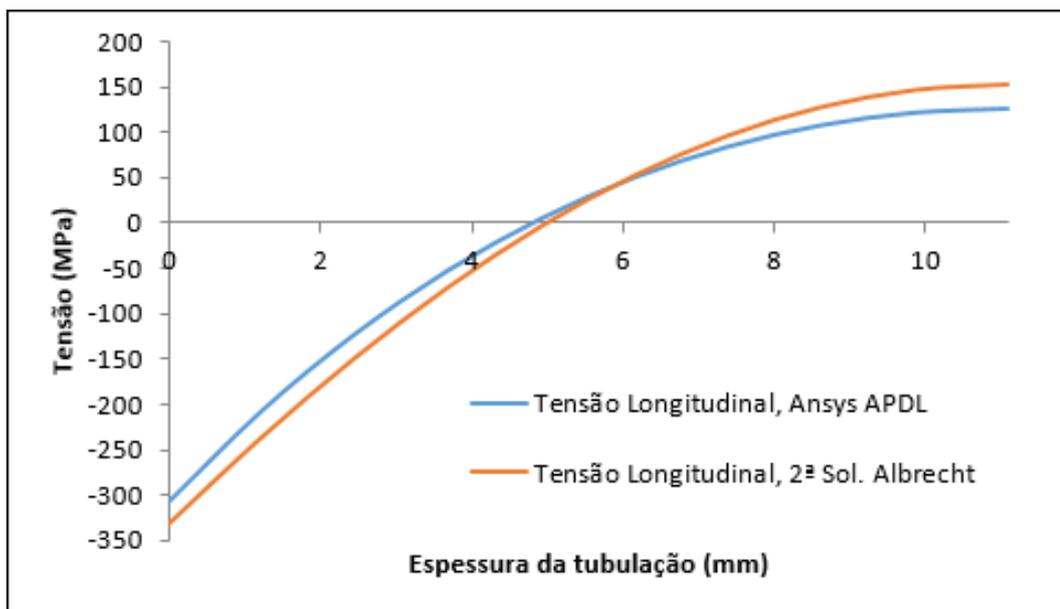


Figura 24: Distribuição da tensão longitudinal ao longo da espessura para o efeito térmico no instante em que ocorre a maior diferença de temperatura para o aquecimento do transiente 1

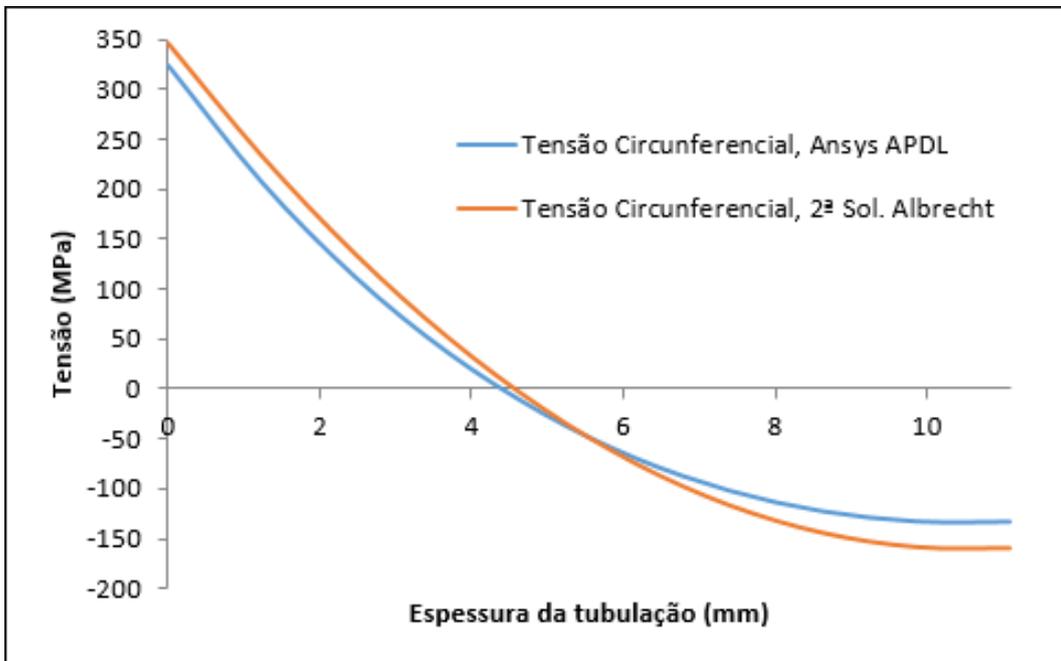


Figura 25: Distribuição da tensão circunferencial ao longo da espessura para o efeito térmico no instante em que ocorre a maior diferença de temperatura para o resfriamento do transiente 1

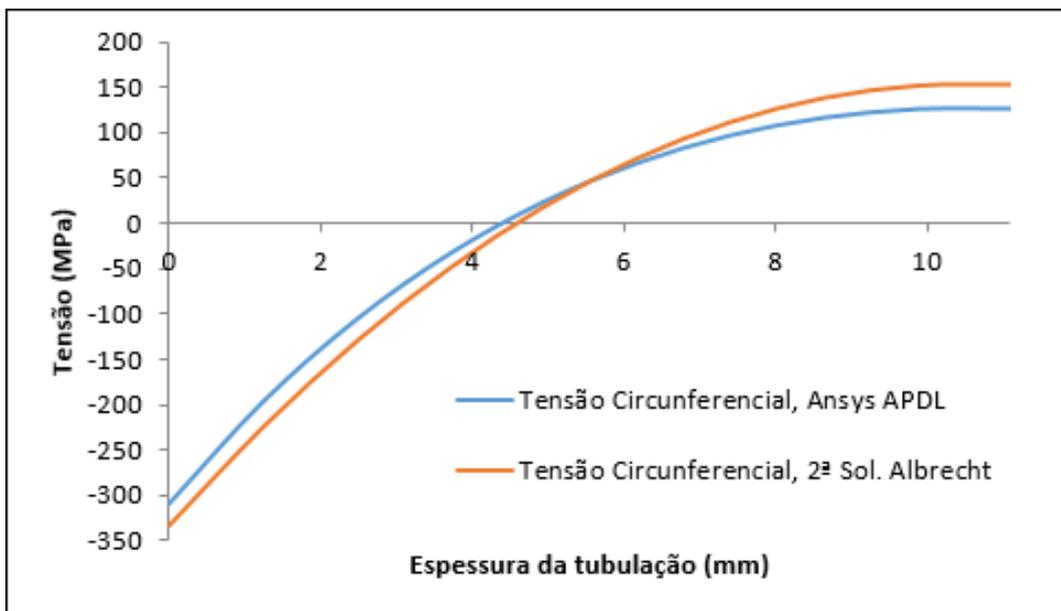


Figura 26: Distribuição da tensão circunferencial ao longo da espessura para o efeito térmico no instante em que ocorre a maior diferença de temperatura para o aquecimento do transiente 1

### 7.3 Problema Combinado

O efeito combinado  $p+T$  é a consequência da soma de dois problemas lineares- elásticos. Por caráter didático, combinaram-se esses efeitos em um modelo de elementos finitos, obtendo a distribuição de tensões das figuras 27 e 28 para o transiente 1. As tensões derivadas dos transientes 2 e 3 apresentam o mesmo comportamento. Neste trabalho não se considera, para efeito de cálculo de dano por fadiga, o ciclo de pressão e de temperatura causado pela partida e pela parada da planta nuclear.

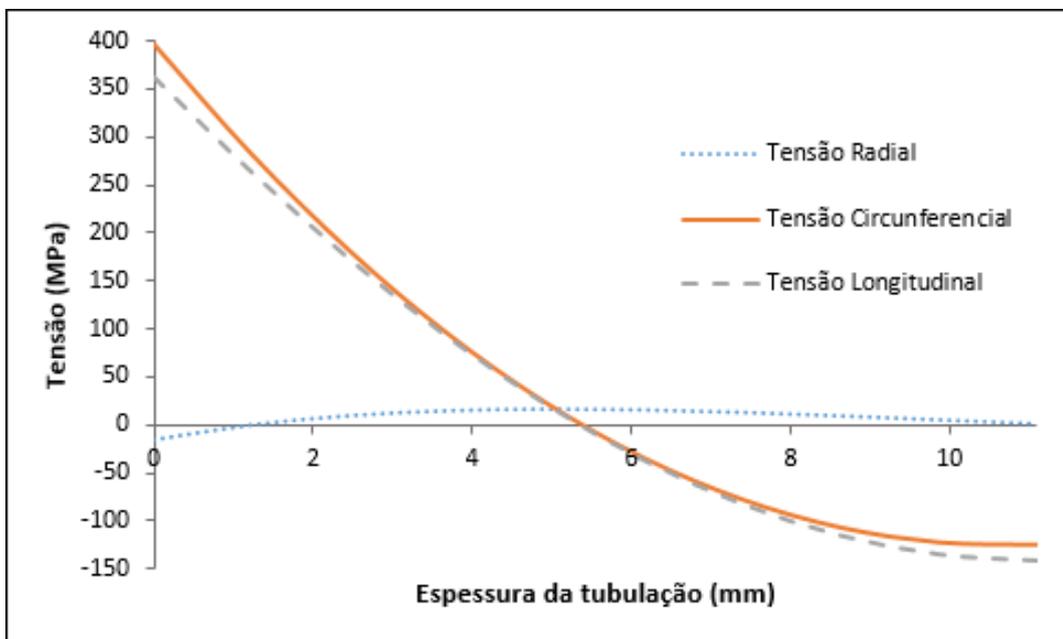


Figura 27: Distribuição de tensões ao longo da espessura para o efeito combinado  $p+T$  no instante em que ocorre a maior diferença de temperatura para o resfriamento do transiente 1

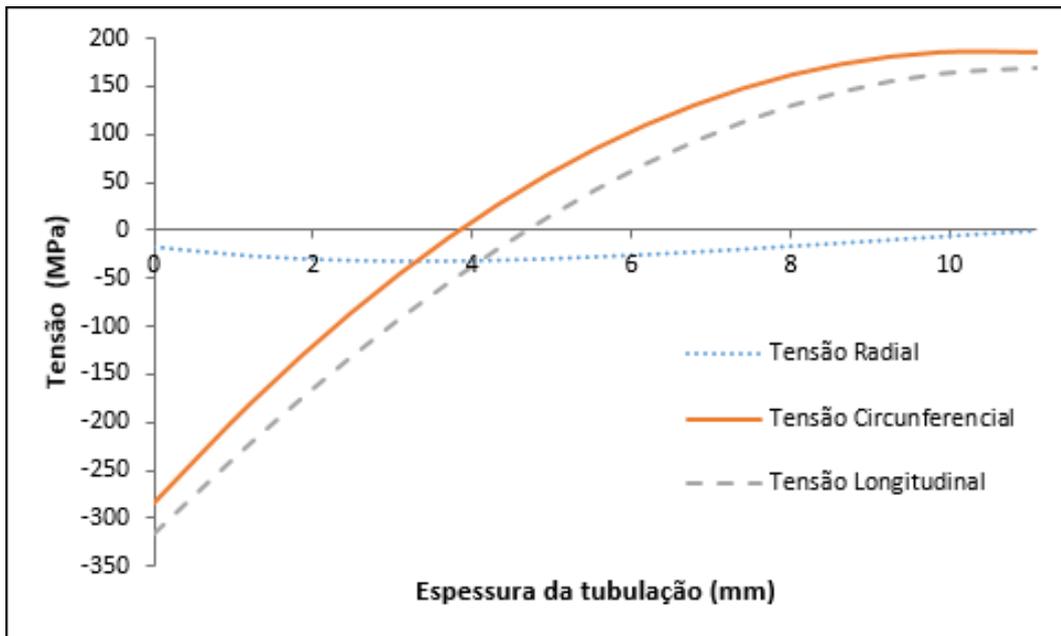


Figura 28: Distribuição de tensões ao longo da espessura para o efeito combinado  $p + T$  no instante em que ocorre a maior diferença de temperatura para o aquecimento do transiente 1

Como esperado, as tensões, em uma mesma direção, das figuras 27 e 28 correspondem a soma dos valores de tensões ocorridos quando apenas o efeito mecânico é avaliado com as tensões provenientes do caso puramente térmico. As tabelas 7 e 8 corroboram esse efeito para o transiente 1.

#### Resfriamento

	p		T		p+T	
	$r_i$	$r_o$	$r_i$	$r_o$	$r_i$	$r_o$
$\sigma_r$	-16,47	0	0,53	-0,02	-15,94	-0,02
$\sigma_\theta$	49,76	33,28	323,67	-132,88	372,43	-99,60
$\sigma_l$	16,65	16,65	324,21	-132,90	340,86	-116,25

Tabela 7: Tensões (em MPa) devido ao efeito combinado de pressão e temperatura durante o resfriamento no transiente 1

#### Aquecimento

	p		T		p+T	
	$r_i$	$r_o$	$r_i$	$r_o$	$r_i$	$r_o$
$\sigma_r$	-16,47	0	-0,51	0,02	-16,98	0,02
$\sigma_\theta$	49,76	33,28	-308,35	125,83	-258,59	159,11
$\sigma_l$	16,65	16,65	-308,86	125,85	-292,21	142,50

Tabela 8: Tensões (em MPa) devido ao efeito combinado para o aquecimento no transiente 1

As tabelas 9 e 10 fornecem as tensões nos nós internos e externos da SCL destacada na figura 8 para o transiente 2. Para o terceiro transiente, as mesmas informações são apresentadas nas tabelas 11 e 12.

### Resfriamento

	p		T		p+T	
	$r_i$	$r_o$	$r_i$	$r_o$	$r_i$	$r_o$
$\sigma_r$	-16,47	0	0,21	-0,01	-16,26	-0,01
$\sigma_\theta$	49,76	33,28	127,75	-53,69	177,51	-20,40
$\sigma_l$	16,65	16,65	127,96	-53,69	144,61	-37,05

Tabela 9: Tensões (em MPa) devido ao efeito combinado para o resfriamento no transiente 2

### Aquecimento

	p		T		p+T	
	$r_i$	$r_o$	$r_i$	$r_o$	$r_i$	$r_o$
$\sigma_r$	-16,47	0	-0,12	0,01	-16,59	0,01
$\sigma_\theta$	49,76	33,28	-72,47	28,23	-22,71	61,51
$\sigma_l$	16,65	16,65	-72,60	28,23	-55,95	44,88

Tabela 10: Tensões (em MPa) devido ao efeito combinado para o aquecimento no transiente 2

### Aquecimento

	p		T		p+T	
	$r_i$	$r_o$	$r_i$	$r_o$	$r_i$	$r_o$
$\sigma_r$	-16,47	0	-0,17	0,01	-16,64	0,01
$\sigma_\theta$	49,76	33,28	-102,99	42,28	-53,23	75,56
$\sigma_l$	16,65	16,65	-103,16	42,29	-86,51	58,93

Tabela 11: Tensões (em MPa) devido ao efeito combinado para o aquecimento no transiente 3

### Resfriamento

	p		T		p+T	
	$r_i$	$r_o$	$r_i$	$r_o$	$r_i$	$r_o$
$\sigma_r$	-16,47	0	0,32	-0,01	-16,14	-0,01
$\sigma_\theta$	49,76	33,28	200,31	-84,16	250,07	-50,88
$\sigma_l$	16,65	16,65	200,64	-84,18	217,29	-67,53

Tabela 12: Tensões (em MPa) devido ao efeito combinado para o resfriamento no transiente 3

## 7.4 Linearização de Tensões

A tabela 13 fornece as tensões linearizadas para o caso apenas mecânico. As tensões linearizadas para o efeito puramente térmico são apresentadas nas tabelas 14 a 19. Nas figuras 21 a 26, observa-se uma certa discrepância entre as tensões resultantes do modelo em EF e a solução de Albrecht. As tensões de pico provenientes do Ansys e da solução teórica apresentam maior divergência entre si na região externa do tubo. Essa diferença explica a discrepância entre os resultados.

		$\sigma_m$	$\sigma_b(x) _{x=0}$	$\sigma_F(x) _{x=0}$	$\sigma_F(x) _{x=e}$
$\sigma_r$	Ansys APDL	-6,84	-8,05	-1,57	0
	Solução de Lamé	-6,86	-8,27	-1,37	-1,41
$\sigma_\theta$	Ansys APDL	40,15	8,27	1,57	1,20
	Solução de Lamé	40,12	8,05	1,37	1,41
$\sigma_l$	Ansys APDL	16,65	0	0	0
	Solução de Lamé	16,65	0	0	0

Tabela 13: Linearização de tensões (em MPa) provenientes da simulação em EF devido à pressão

		$\sigma_m$	$\sigma_b(x) _{x=0}$	$\sigma_F(x) _{x=0}$	$\sigma_F(x) _{x=e}$
$\sigma_r$	Ansys APDL	12,43	5,72	-17,62	-7,35
	2ª Sol. Albrecht	14,11	3,03	-17,15	-11,08
$\sigma_\theta$	Ansys APDL	-13,13	224,50	112,30	79,28
	2ª Sol. Albrecht	-14,11	250,99	109,88	106,11
$\sigma_l$	Ansys APDL	0,04	230,00	94,21	72,29
	2ª Sol. Albrecht	0	254,03	92,73	95,03

Tabela 14: Linearização de tensões (em MPa) provenientes da simulação em EF devido unicamente ao efeito do resfriamento no transiente 1

		$\sigma_m$	$\sigma_b(x) _{x=0}$	$\sigma_F(x) _{x=0}$	$\sigma_F(x) _{x=e}$
$\sigma_r$	Ansys APDL	-11,80	-5,45	16,74	6,95
	2ª Sol. Albrecht	-13,56	-2,91	16,47	10,64
$\sigma_\theta$	Ansys APDL	12,46	-213,00	-107,80	-75,48
	2ª Sol. Albrecht	13,56	-241,11	-105,55	-101,93
$\sigma_l$	Ansys APDL	-0,04	-218,20	-90,61	-68,86
	2ª Sol. Albrecht	0	-244,03	-89,08	-91,29

Tabela 15: Linearização de tensões (em MPa) provenientes da simulação em EF devido unicamente ao efeito do aquecimento no transiente 1

		$\sigma_m$	$\sigma_b(x) _{x=0}$	$\sigma_F(x) _{x=0}$	$\sigma_F(x) _{x=e}$
$\sigma_r$	Ansys APDL	4,98	2,25	-7,03	-2,98
	2ª Sol. Albrecht	5,52	-1,19	-6,71	-4,33
$\sigma_\theta$	Ansys APDL	-5,26	90,02	42,99	31,37
	2ª Sol. Albrecht	-5,52	98,20	42,998	41,51
$\sigma_l$	Ansys APDL	0,01	92,15	35,79	28,53
	2ª Sol. Albrecht	0	99,38	36,28	37,18

Tabela 16: Linearização de tensões (em MPa) provenientes da simulação em EF devido unicamente ao efeito do resfriamento no transiente 2

		$\sigma_m$	$\sigma_b(x) _{x=0}$	$\sigma_F(x) _{x=0}$	$\sigma_F(x) _{x=e}$
$\sigma_r$	Ansys APDL	-2,69	-1,29	3,86	1,55
	2ª Sol. Albrecht	-3,22	-0,69	3,91	2,53
$\sigma_\theta$	Ansys APDL	2,85	-48,55	-26,77	-17,65
	2ª Sol. Albrecht	3,22	-57,30	-25,08	-24,22
$\sigma_l$	Ansys APDL	-0,01	-49,78	-22,81	-16,18
	2ª Sol. Albrecht	0	-57,99	-21,17	-21,69

Tabela 17: Linearização de tensões (em MPa) provenientes da simulação em EF devido unicamente ao efeito do aquecimento no transiente 2

		$\sigma_m$	$\sigma_b(x) _{x=0}$	$\sigma_F(x) _{x=0}$	$\sigma_F(x) _{x=e}$
$\sigma_r$	Ansys APDL	-3,96	-1,82	5,61	2,34
	2ª Sol. Albrecht	-4,49	-0,97	5,46	3,43
$\sigma_\theta$	Ansys APDL	4,18	-71,44	-35,72	-25,23
	2ª Sol. Albrecht	4,49	-79,87	-34,97	-33,77
$\sigma_l$	Ansys APDL	-0,01	-73,17	-29,98	-23,00
	2ª Sol. Albrecht	0	-80,84	-29,51	-30,24

Tabela 18: Linearização de tensões (em MPa) provenientes da simulação em EF devido unicamente ao efeito do aquecimento no transiente 3

		$\sigma_m$	$\sigma_b(x) _{x=0}$	$\sigma_F(x) _{x=0}$	$\sigma_F(x) _{x=e}$
$\sigma_r$	Ansys APDL	7,81	3,53	-11,02	-4,67
	2ª Sol. Albrecht	8,66	1,86	-10,52	-6,80
$\sigma_\theta$	Ansys APDL	-8,25	141,10	67,42	49,19
	2ª Sol. Albrecht	-8,66	154,03	67,43	65,12
$\sigma_l$	Ansys APDL	0,02	144,50	56,14	44,74
	2ª Sol. Albrecht	0	155,59	56,91	65,12

Tabela 19: Linearização de tensões (em MPa) provenientes da simulação em EF devido unicamente ao efeito do resfriamento no transiente 3

As tensões para o problema combinado resultam da soma dos valores linearizados de  $p$  e de  $T$ , uma vez que os problemas são lineares-elásticos. As tabelas 20 a 22 comprovam este efeito. Os instantes de tempo de tais tabelas referem-se ao instante em que ocorrem as maiores diferenças de temperatura para o aquecimento e o resfriamento de cada transiente.

	Instante de tempo (s)	$\sigma_m$	$\sigma_b(x) _{x=0}$	$\sigma_F(x) _{x=0}$	$\sigma_F(x) _{x=e}$
$\sigma_r$	35	5,59	-2,33	-19,19	-7,35
	90	-18,64	-13,51	15,17	6,95
$\sigma_\theta$	35	26,99	232,57	113,87	80,48
	90	52,58	-204,93	-106,23	-74,28
$\sigma_l$	35	16,69	230,00	94,21	72,29
	90	16,61	-218,20	-90,61	-68,86

Tabela 20: Linearização de tensões (em MPa) provenientes da simulação em EF devido ao efeito combinado para o transiente 1

	Instante de tempo (s)	$\sigma_m$	$\sigma_b(x) _{x=0}$	$\sigma_F(x) _{x=0}$	$\sigma_F(x) _{x=e}$
$\sigma_r$	255	-1,86	-5,80	-8,60	-2,98
	280	-9,54	-9,34	2,29	1,55
$\sigma_\theta$	255	34,86	98,09	44,56	32,57
	280	42,97	-40,48	-25,20	-16,45
$\sigma_l$	255	16,66	92,15	35,79	28,53
	280	16,64	-49,78	-22,81	-16,18

Tabela 21: Linearização de tensões (em MPa) provenientes da simulação em EF devido ao efeito combinado para o transiente 2

	Instante de tempo (s)	$\sigma_m$	$\sigma_b(x) _{x=0}$	$\sigma_F(x) _{x=0}$	$\sigma_F(x) _{x=e}$
$\sigma_r$	425	-10,80	-9,87	4,04	2,34
	520	0,96	-4,52	-12,59	-4,67
$\sigma_\theta$	425	44,30	-63,39	-34,15	-24,03
	520	31,87	149,15	68,99	50,39
$\sigma_l$	425	16,64	-73,17	-29,98	-23,00
	520	16,67	-144,50	56,14	44,74

Tabela 22: Linearização de tensões (em MPa) provenientes da simulação em EF devido ao efeito combinado para o transiente 3

## 7.5 Acúmulo de Dano

Nesta seção serão abordados os resultados para o acúmulo de dano, segundo os métodos do Valor Extremo e Rainflow. No primeiro, o procedimento adotado é o definido pela ASME, no segundo, é o encontrado em livros técnicos tais como Castro e Meggiolaro [10] e Shigley [13]. Deve-se notar que o procedimento Rainflow, recomendado pela ASME, foi adotado neste trabalho apenas para avaliar a fadiga segundo as teorias tradicionais da literatura.

### 7.5.1 Método do Valor Extremo

A tabela 23 mostra as intensidades de tensões máximas e mínimas de cada transiente e seus respectivos número de ocorrências  $n$  levando-se em conta as tensões de pico, i.e,  $P_m + P_b + Q + P_e + F$ . Esses transientes são compostos de um aquecimento e um resfriamento, onde cada um destes é declarado como um sub-transiente. Assim, os sub-transientes A e B correspondem ao transiente 1, B e C ao transiente 2 e sucessivamente.

Sub-transientes	$S_{min}$	$S_{max}$	n
A	-389,86	0	1500
B	0	241,60	1500
C	-193,77	0	500
D	0	6,13	500
E	0	36,60	800
F	-266,17	0	800

Tabela 23: Intensidade de tensão resultante dos transientes (considera tensão de pico)

Seguindo o procedimento explicado na subseção 6.4.1, a tabela 24 fornece o acúmulo de dano para os transientes das figuras 2 a 4 combinados à pressão interna de 16,5 MPa.

Par de Transientes	$\Delta S$ (MPa)	$k_e$	$S_a$ (ksi)	$n_i$	$n_j$	$n$	Caso Eliminado	$N$	$u$
A-B	631	1	46	1500	1500	1500	A, B	$6 \cdot 10^4$	0,025
E-F	303	1	22	1500	800	800	E, F	$> 10^6$	$\infty$
C-D	200	1	14,5	500	500	500	C, D	$> 10^6$	$\infty$
Acúmulo de dano $D$									0,0250

Tabela 24: Acúmulo de dano pelo Método do Valor Extremo

Vale destacar que o caso tratado apresenta uma particularidade: em cada transiente, os sub-transientes apresentam o mesmo número de ocorrências e por isso dois casos são eliminados por vez, facilitando o procedimento operacional. Isso ocorre pois cada transiente é aquecido e resfriado a mesma quantidade de vezes. Em relação ao dano total, este é menor do que 1 e não iniciará trinca no componente. Apesar de  $k_e = 1$  em todos os pares de transientes, a análise do dano não se altera quando há plasticidade ( $k_e > 1$ ); apenas a tensão alternada é alterada, conforme explicado na subseção 6.1.3.

### 7.5.2 Método Rainflow Simplificado

Observando-se as tensões e seu comportamento ao longo da espessura, a maior magnitude se dá na face interna do tubo para a direção circunferencial. A tensão radial é muito menor do que as demais, de tal modo que é possível aproximar o problema para um estado plano de tensões sem prejuízos na avaliação do fator de uso. As tensões longitudinais são bem próximas das circunferenciais (figuras 27 e 28). Ao combiná-las pela formulação de Tresca o valor resultante pode ser aproximado tanto pela história de tensões  $\sigma_\theta$  quanto  $\sigma_l$ . O método Rainflow é baseado na história de tensões  $\sigma_\theta$  na face interna, conforme a figura 29. A figura 30 apresenta os pontos usados na contagem.

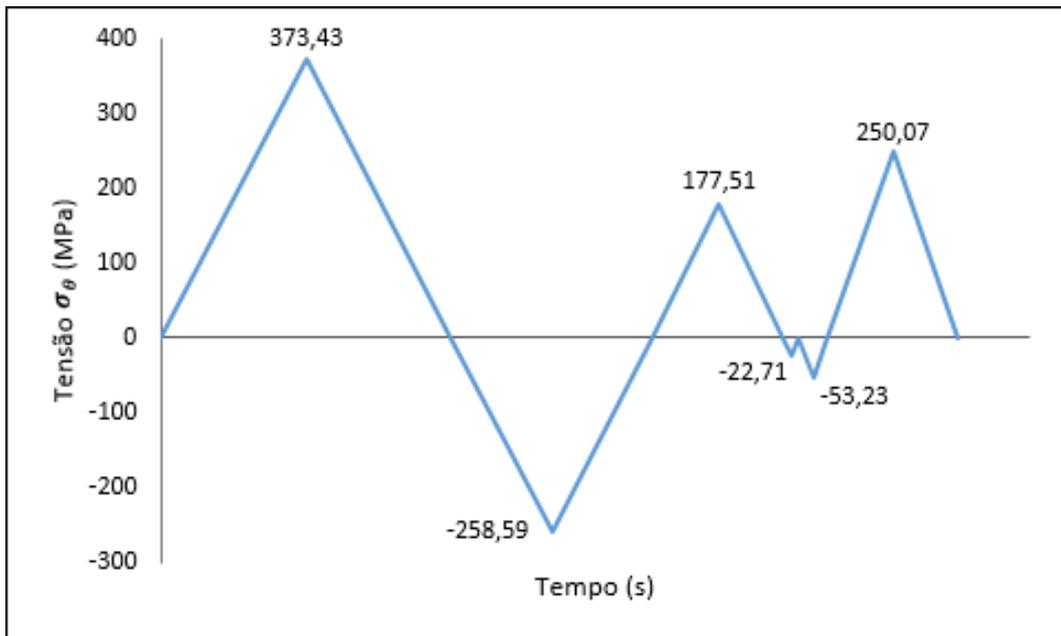


Figura 29: Histórico da tensão circunferencial na superfície interna

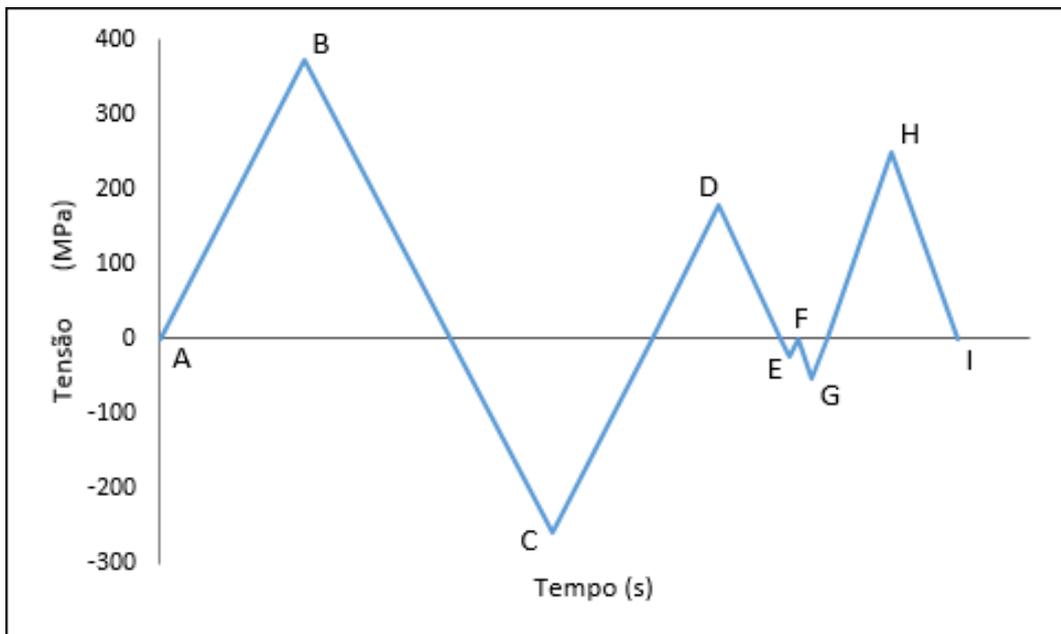


Figura 30: Contagem da tensão circunferencial pelo Método Rainflow

Tal como exemplificado na subsecção 6.4.2, a contagem resulta nos meio ciclos: A-B, B-C, C-H, G-D, H-I e nos ciclos E-F e D-G. Em cada um destes (meio) ciclos são contabilizadas as tensões média e o módulo da alternada. Essas tensões são relacionadas à equações da seção 6.2 para determinar a tensão alternada equivalente que, por sua vez, é substituída na equação de Wöhler para o cálculo de  $N$ . A tabela abaixo compila os resultados alcançados.

Pares Combinados	$\sigma_m$ (MPa)	$\sigma_a$ (MPa)	$n$	$\sigma_{aeq}$ (MPa)		$N$	
				Goodman	Gerber	Goodman	Gerber
A-B	187	187	0,5	271	207	$5,50 \cdot 10^6$	$4,69 \cdot 10^8$
B-C	57	316	0,5	349	319	$8,48 \cdot 10^4$	$3,79 \cdot 10^8$
C-H	-4	254	0,5	252	254	$1,83 \cdot 10^7$	$1,60 \cdot 10^7$
D-G	62	115	1	128	133	$1,31 \cdot 10^{12}$	$6,94 \cdot 10^{11}$
E-F	-11	11	1	11	11	$5,03 \cdot 10^{29}$	$5,03 \cdot 10^{29}$
H-I	125	125	0,5	158	131	$4,04 \cdot 10^{10}$	$8,91 \cdot 10^{11}$
Acúmulo de dano $D$						$6,01 \cdot 10^{-6}$	$1,37 \cdot 10^{-6}$

Tabela 25: Acúmulo de dano pelo Método Rainflow (uma ocorrência para cada transiente)

Vale destacar que o método SN somente é válido quando o material apresenta comportamento elástico. Como mostrado ao calcular o fator de uso pela norma ASME, não existe plastificação ( $k_e = 1$ ).

O dano da tabela 25 se refere a uma única ocorrência para cada um dos transientes. Para considerar as múltiplas ocorrências, é preciso repetir o histórico de tensões da figura 30 até que o primeiro transiente se esgote. Com um transiente a menos, uma nova contagem é realizada com o histórico de tensões restante, considerando que eles acontecem em sequência e desprezando efeitos de demais transientes. Assim, se procede até que todos os transientes sejam contabilizados. Para o caso em estudo, o transiente 2 é eliminado primeiro, o que significa que os danos da tabela 25 ocorrem 500 vezes, provocando um dano de  $6,01 \cdot 10^{-6} \times 500 = 1,80 \cdot 10^{-3}$  por Goodman e  $1,37 \cdot 10^{-6} \times 500 = 4,11 \cdot 10^{-3}$  por Gerber. Em seguida, os transientes 1 e 3 ocorrem mais 300 vezes. A contagem resulta em um dano:  $1,80 \cdot 10^{-3}$ , usando Goodman e  $4,11 \cdot 10^{-4}$ , para Gerber. Com apenas o transiente 1 atuando mais 700 vezes, aplica-se Rainflow e obtém-se danos de  $4,79 \cdot 10^{-3}$  (Goodman) e  $1,10 \cdot 10^{-3}$  (Gerber). O acúmulo de dano  $D$  corresponde à soma dos danos

acima e vale 0,00899 para a equação de Goodman e 0,00203 para a formulação de Gerber.

O fator de uso via método *strain-life* vale-se da equação descrita por Coffin-Manson, nos quais as deformações  $\Delta\varepsilon$  são obtidas pela equação (24) para o primeiro laço e pela equação (25) para os demais laços (seção 6.3). As tensões presentes em ambas expressões são as tensões alternadas retiradas da contagem via Rainflow. O dano acumulado é de 0,00143. A tabela 26 contempla os fatores de uso calculados, onde a norma NB3200 da ASME usa o Método Más-Min enquanto SN e  $\varepsilon N$  valem-se do Rainflow associado a formulação descrita nas subseções 6.2 e 6.3.

Dano acumulado $D$			
ASME III	Modelagem SN		Modelagem $\varepsilon N$
Norma NB3200	Goodman	Gerber	Coffin-Manson
0,0250	0,00899	0,00203	0,00143

Tabela 26: Acúmulo de dano para diferentes métodos

### 7.5.3 Análise dos Danos Calculados

Ao se comparar os resultados para os fatores de usos calculados através da norma NB3200 da ASME e os métodos SN e  $\varepsilon N$ , observa-se que o dano alcançado segundo os critérios definidos na norma é consideravelmente maior do que os obtidos pelas teorias clássicas. Isso evidencia o conservadorismo adotado pela ASME, que fica mais evidente quando comparado aos resultados da expressão de Coffin-Manson, cuja norma se baseia. As figuras 31 e 32 promovem a comparação entre as curvas ASME [17], Coffin-Manson [10], Manson de Coeficiente Universais [19] e Estimativa das Medianas [12]. Esta última proposta se baseia em ensaios experimentais para mais de 600 ligas metálicas, [12]. Esse conservadorismo ocorre pois a curva de fadiga da ASME foi elaborada com fatores de segurança, enquanto que as outras curvas mencionadas não.

As diferenças calculadas usando as equações de Goodman e Gerber são esperadas. De acordo com Castro e Meggiolaro [10], a proposta de Goodman, a qual se vale de uma relação linear entre as tensões alternadas e médias, fornece valores mais conservadores do que a equação de Gerber. O método  $\varepsilon N$  fornece resultados confiáveis, uma vez que contempla as reais características do problema.

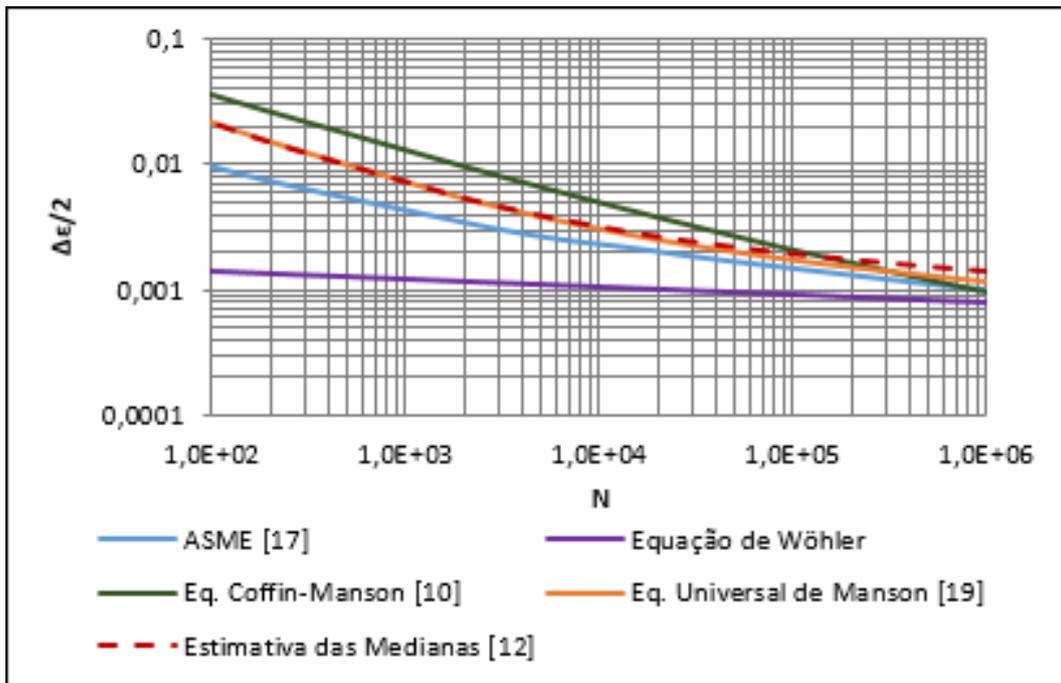


Figura 31: Curva  $\epsilon N$  para diferentes propostas teóricas

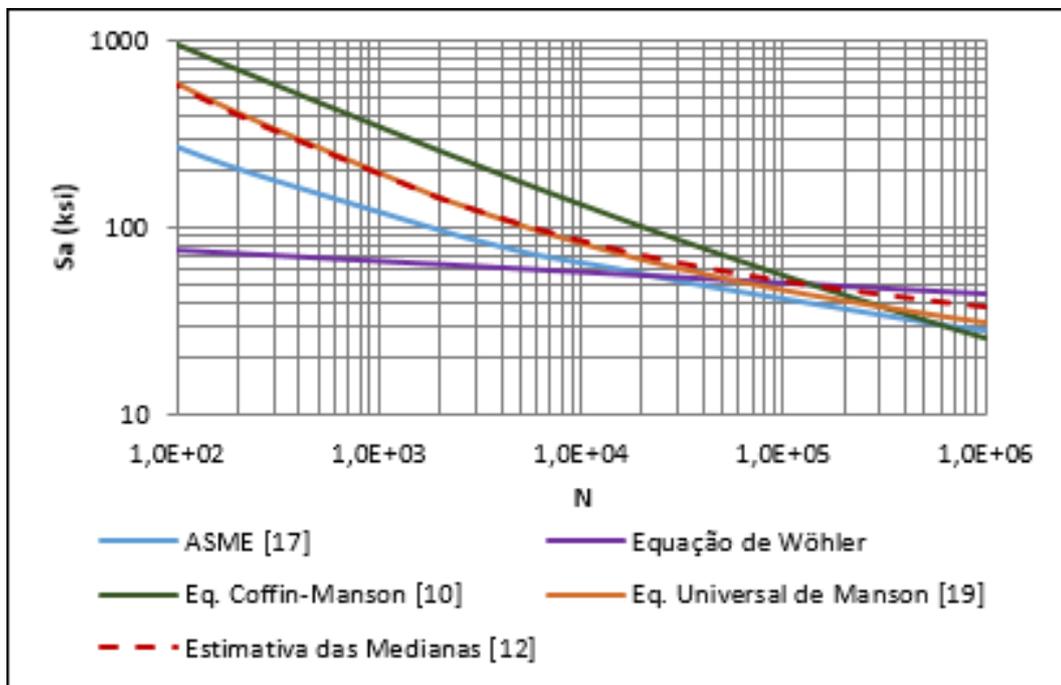


Figura 32: Curva SN para diferentes propostas teóricas

## 8 Conclusão

A solução desenvolvida em elementos finitos se mostra satisfatória quando comparada à teoria de Albrecht, sobretudo na região onde são induzidas as maiores tensões no componente - a parede interna do tubo. Os objetivos de quantificar o dano a partir de diferentes propostas e entender como funciona a norma ASME foram atendidos.

O acúmulo de dano em todos os métodos avaliados resulta em fatores de uso  $u < 1$ , o que implica que a trinca não se inicia na peça. O maior dentre os valores calculados é o da norma NB3200 do código ASME Seção III, conforme o esperado dado o caráter conservador sobre o qual a norma foi elaborada. Uma abordagem via SN é viável, pois não há plastificação do material. Por sua vez, a modelagem descrita por Coffin-Manson para o método  $\epsilon N$  não só é a mais abrangente, uma vez que não se restringe a um número de ciclos de vida, como também é a que cobre possíveis efeitos de plastificação do material não avaliados no método *stress-life* e não é modelado sob o conservadorismo genérico que engloba diversas classes de materiais como no código ASME.

Todos os resultados demonstrados e alcançados podem ser ampliados para casos em que a pressão varie consideravelmente, em que haja mais transientes atuando (independente de sua duração) e principalmente para geometrias mais complexas que apresentem descontinuidades e portanto concentração de tensões em determinada região do componente.

## 9 Referências

- [1] Albuquerque, B.L.: "Categorização de Tensões em Modelos de Elementos Finitos de Conexões Bocal-Vaso de Pressão". Dissertação de Mestrado, USP/SP, 1999.
- [2] Albrecht, W.: "Instationäre Wärmespannungen in Hohlylindern", Konstruktion 18, Heft 6, p. 224-231, 1966.
- [3] Ansys Inc., "Ansys Help 16.1", 2015.
- [4] Bergman, T.L.; Lavine, A.S.; DeWitt D.P.; Incropera, F.P.: "Introduction to Heat Transfer - 6th Edition", Cap. 3, p. 73-75 e Cap. 8 p. 316-319. John Wiley & Sons, 2011.
- [5] Carvalho, M.S.: Apostila de "Métodos Numéricos para Engenharia Mecânica", PUC-Rio, 2013. Disponível em: <http://lmp.mec.puc-rio.br/eng1714/>. Acessado em Setembro de 2015.
- [6] Costa, F.M.S.: "Cycle Counting Methods for Load-Time-Histories Typical for Power Plant Applications". Dissertação de Mestrado, PUC-Rio, 2014.
- [7] Gere, J.M.; Goodno, B.J.: "Mecânica dos Materiais - 7ª Edição". Cengage Learning, 2010.
- [8] Rudolph, J.; Maneschy, J.E.; Cisternas, M.A.; Freire, J.L.F.; Costa, F.M.S.; Silva, B.: "Fatigue Assesment of NPP Pipping and components using realistic thermal-mechanical load histories". 2014 ASME Pressure Vessels & Pipping Conference, Anaheim, CA, USA, 2014.
- [9] Rudolph, J.; Maneschy, J.E.; Cisternas, M.A.; Freire, J.L.F.; Costa, F.M.S.; Silva, B.; Paiva, V.E.L.; Suanno, R.: "Load data evaluation, stress analysis and cycle counting for the qualyified thermal fatigue assessement of a NPP component". 2015 ASME Pressure Vessels & Pipping Conference, Boston, MA, USA, 2015.
- [10] Castro, J.T.P; Meggiolaro, M.A.: "Fadiga Técnicas e Práticas de Dimensionamento Estrutural sob Cargas Reais de Serviço: Volume I - Iniciação de Trincas", Cap. 4, p. 195-201 e p. 213 e Cap. 6, p. 303-305; p.324-327; p. 331-333 e p. 340-343. CreteSpace, 2009.

- [11] Castro, J.T.P; Meggiolaro, M.A.: "Fadiga Técnicas e Práticas de Dimensionamento Estrutural sob Cargas Reais de Serviço: Volume II - Propagação de Trincas, Efeitos Térmicos e Estocásticos", Apêndice 1 - Estimativas e Tabelas de Propriedades Mecânicas, p. 917 e p. 919. CreteSpace, 2009.
- [12] Castro, J.T.P; Meggiolaro, M.A.: "Estudo Estatístico das vidas à Fadiga Previstas pelas Estimativas dos Parâmetros de Coffin-Manson". 57º Congresso Anual da ABM - Internacional, São Paulo, SP, 2002.
- [13] Shigley, J.E.; Mische, C.R.; Budynas R.G.: "Mechanical Engineering Design – 8th Edition", Cap. 3, Seção 3-14, p. 107-108. McGraw Hill, 2006.
- [14] Stewart, J. "Cálculo - Vol.1. Tradução da 6ª edição norte-americana", Cap. 5. Cengage Learning, 2010.
- [15] Timoshenko, S.P.; Goodier, J.N.: "Theory of Elasticity - 3rd Edition", Cap. 13, p. 448. McGraw-Hill, 1970.
- [16] "Análises Estrutural, Térmica e Dinâmica com utilização do Ansys". Softec Software Technology, 2001/2002.
- [17] "ASME Boiler and Pressure Code Vase", Section III, Division 1, Subsection NB, NB-3000: p. 67-69, 71, 76-78, 86-87. Apêndice I, p. 117, p. 124. The American Society of Mechanical Engineers, 1989.
- [18] "ASME Boiler and Pressure Code Vase", Section VIII Division 2, PART AM - Material Requirements: p. 54, 59, 62-63, 70, 108-109. The American Society of Mechanical Engineers, 1989.
- [19] "Low Cycle Fatigue". eFunda. Disponível em: [http://www.efunda.com/formulae/solid\\_mechanics/fatigue/fatigue\\_lowcycle.cfm](http://www.efunda.com/formulae/solid_mechanics/fatigue/fatigue_lowcycle.cfm). Acessado em Novembro de 2015.

# Apêndice A

## Valores de Referência para os Cálculos

Símbolo	Nome	Valor	Unidade
$b$		-0,20	
$B$		16,50	
$c$		-0,48	
$c_p$	Calor específico (pressão constante)	493,71	$J/(kg \cdot K)$
$C$		$7,67 \cdot 10^{46}$	
$D_i$	Diâmetro Interno	54,0	$mm$
$E$	Módulo de Elasticidade	186	$GPa$
$h$	Coefficiente de Filme	12294	$W/(m^2 \cdot K)$
$h_c$		0,42	
$H_c$		2807	
$m$		1,7	
$n$		0,3	
$N_c$	Vida Curta	$10^3$	<i>ciclos</i>
$N_l$	Vida Longa	$10^6$	<i>ciclos</i>
$r_i$	Raio Interno	27,0	$mm$
$r_o$	Raio Externo	38,1	$mm$
$v$	Velocidade do Fluido	1,524	$m/s$
$S_y$	Limite de Escoamento	280	$MPa$
$S_l$	Limite de Fadiga à Vida Longa	300	$MPa$
$S_F$	Limite de Fadiga à Vida Curta	457	$MPa$
$S_R$	Limite de Ruptura	601	$MPa$
$T_{REF}$	Temperatura de Referência	20	$^{\circ}C$
$\alpha$ ou $\alpha_T$	Coefficiente de Expansão Térmica	16,2	$K^{-1}$
$\epsilon_c$		0,41	
$\lambda$	Condutividade Térmica	16,95	
$\nu_p$	Coefficiente de Poisson	0,3	
$\nu$	Viscosidade Cinemática	$4,13 \cdot 10^{-6}$	$m^2/s$
$\mu$	Viscosidade Dinâmica	$2,96 \cdot 10^{-3}$	$kg \cdot s/m^2$
$\sigma_c$		1936	$MPa$
$\rho$	Densidade	716,45	$kg/m^3$