



UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

CAMPUS JOINVILLE

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA E CIÊNCIAS MECÂNICAS

GIOVANI SILVEIRA DE MAGALHÃES MARTINS

**ANÁLISE EXPERIMENTAL DE FADIGA MECÂNICA EM PLACAS DE
TROCADORES DE CALOR CASCO E PLACAS**

JOINVILLE

2020

Giovani Silveira de Magalhães Martins

**ANÁLISE EXPERIMENTAL DE FADIGA MECÂNICA EM PLACAS DE TROCADORES DE CALOR
CASCO E PLACAS**

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia e Ciências Mecânicas da Universidade Federal de Santa Catarina para a obtenção do título de Mestre em Engenharia e Ciências Mecânicas.

Orientador: Prof. Jorge Luiz Goes Oliveira, Ph.D.
Coorientador: Prof. Thiago Pontin Tancredi, Dr.

Joinville

2020

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária da UFSC.

Martins, Giovani Silveira de Magalhães

Análise experimental de fadiga mecânica em placas de trocadores de calor casco e placas / Giovani Silveira de Magalhães Martins ; orientador, Jorge Luiz Goes Oliveira, coorientador, Thiago Pontin Tancredi, 2020.

133 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Campus Joinville, Programa de Pós-Graduação em Engenharia e Ciências Mecânicas, Joinville, 2020.

Inclui referências.

1. Engenharia e Ciências Mecânicas. 2. Fadiga. 3. Trocadores de Calor. 4. Solda. I. Oliveira, Jorge Luiz Goes . II. Tancredi, Thiago Pontin . III. Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia e Ciências Mecânicas. IV. Título.

Giovani Silveira de Magalhães Martins

Análise experimental de fadiga mecânica em placas de trocadores de calor casco e placas

O presente trabalho em nível de mestrado foi avaliado e aprovado por banca examinadora composta pelos seguintes membros:

Prof. Kleber Vieira de Paiva, Dr.
Universidade Federal de Santa Catarina

Profa. Talita Sauter Possamai, Dra.
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Marcos Alves Rabelo, Dr.
Universidade Federal de Santa Catarina

Certificamos que esta é a **versão original e final** do trabalho de conclusão que foi julgado adequado para obtenção do título de mestre em Engenharia e Ciências Mecânicas.

Coordenação do Programa de Pós-Graduação

Prof. Jorge Luiz Goes Oliveira, Ph.D.
Orientador

Joinville, 2020.

AGRADECIMENTOS

A minha família, especialmente meus pais, Givaldo Henriques Martins e Sílvia Valéria Silveira de Magalhães Martins, que sempre se esforçaram para me dar educação de qualidade, além de amor e suporte incondicional.

A minha namorada Mayara de Oliveira, pela compreensão, apoio e companheirismo durante o desenvolvimento deste trabalho.

Ao meu orientador, Prof. Dr. Jorge Luiz Goes de Oliveira, coorientador, Prof. Dr. Thiago Pontin Tancredi, e coordenador de projeto Prof. Dr. Kleber Vieira de Paiva, pela confiança, orientação e motivação, fundamentais na execução deste trabalho.

Aos colegas e amigos de laboratório: Ramon, Leonel, Matheus, Juliano, Andrei, Abigail, Wendel, Turatto, Felipe, Thiago e Zilli.

A FEESC e à PETROBRAS pelo incentivo à pesquisa no Brasil e pela concessão de bolsas de iniciação científica e mestrado.

A todas as pessoas que contribuíram direta ou indiretamente para a realização deste trabalho.

RESUMO

Os custos decorrentes da prevenção de colapso em operações de engenharia são bastante elevados e estima-se que 80% deles decorrem de situações que englobam carregamentos cíclicos e fadiga. Com relação às plataformas *offshore*, estima-se que 50% dos custos de monitoramento das condições de serviço se referem a inspeções para averiguar trincas por fadiga. Dentre as novas tecnologias empregadas em plataformas de petróleo para condicionamento térmico, destaca-se o trocador de calor casco e placas (PSHE). Trata-se de uma construção em placas corrugadas circulares, soldadas e projetadas para operar a altas pressões e temperaturas. As regiões soldadas que unem as placas individuais do trocador se apresentam como áreas suscetíveis à ocorrência de falhas por fadiga. A necessidade de compreender e prever esse tipo de falha é de fundamental importância para o aumento da confiabilidade deste tipo de trocador e, conseqüentemente, para a determinação de sua vida útil. Este trabalho tem como objetivo o estudo analítico e experimental da vida útil em fadiga mecânica de placas de trocadores PSHE. A análise elástica de fadiga foi baseada na norma ASME para determinação analítica da vida útil, bem como dos fatores de redução à resistência a fadiga em regiões de solda (K_f). Para tanto, foi desenvolvida uma bancada experimental para testes de fadiga reproduzindo carregamentos com pressão controlada. Valores de deformação foram medidos com a instalação de extensômetros em potenciais locais de falha e as tensões correspondentes calculadas. Para a calibração do aparato experimental e a validação da metodologia empregada, experimentos foram realizados em geometrias amplamente consolidadas na literatura e que apresentam regiões soldadas como cilindros de gás refrigerante. Todos os conjuntos de placas testados apresentaram falha na solda, com médias experimentais de 14059, 8562 e 3167 ciclos para as pressões internas de 1,0, 1,2 e 1,4 MPa, respectivamente. Por fim, destaca-se que a variação do espaçamento entre placas tem impacto direto na vida em fadiga mecânica do componente. A redução do espaçamento entre placas resultou em um aumento exponencial da vida útil medida do componente. Assim, a pressão aplicada para manter as placas pressionadas resulta em um campo de tensões benéficas à estrutura (prótensões).

Palavras-chave: Fadiga; trocador de calor casco e placas; solda; experimental; vida útil.

ABSTRACT

Costs related to collapse prevention in engineering operations are quite high. Estimations suggest that 80% of total prevention budget arise from situations involving cyclic loading and fatigue. In offshore platforms, it is estimated that nearly 50% of monitoring costs are related to fatigue crack propagation inspections. Among the new offshore technologies, the Plate and Shell Heat Exchanger (PSHE) stands out as an effective and robust solution to the streams thermal conditioning of the working fluids. PSHEs consist of circular welded plates inserted in a vessel to operate at high pressures and temperatures. The welded structures at the plate intersections are susceptible to fatigue failures. To comprehend the fatigue process at these structures is fundamental to increase the heat exchanger reliability and to estimate useful life. This work aims at predicting the useful life of PSHEs damaged by fatigue loads by means of analytical model based on ASME rules for construction of pressure vessels. Prototypes stress estimations are possible due to strain gage and pressure transducer measurements. In order to validate the experimental procedure, preliminary tests were performed in conventional vessels with welding junctions such as refrigerant gas cylinders. All PSHE samples failed in the weld zone. The average number of cycles to detect failure is 14059, 8592 and 3167 for internal pressures of 1.0, 1.2 and 1.4 MPa, respectively. Finally, this study observed that the variation in spacing between plates has a direct effect on mechanical fatigue life. The reduction in spacing between plates resulted in an exponential increase in the measured fatigue life. The pressure applied to keep the plates pressed against each other results in a field of beneficial stresses to the structure.

Keywords: Fatigue; plate and shell heat exchangers; welding; experiments, life cycle.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1– Ilustração de trocador de calor tipo casco e placas.	16
Figura 2 – Exemplos de placas do trocador de calor tipo casco e placas.	17
Figura 3 – Ilustração do processo de soldagem do núcleo formado por placas circulares em PSHEs.	17
Figura 4 – Ilustração de escoamentos distintos entre casco e placas.	18
Figura 5 – Carregamento Cíclico Típico.	21
Figura 6 – Ilustração do comportamento de tensão ao longo do tempo: a) Tensão completamente reversível; b) Tensão Flutuante.	23
Figura 7 – Ilustração dos efeitos da tensão média e da deformação na vida útil.	24
Figura 8 – Esquemático das zonas características de uma junta soldada.	24
Figura 9 – Ilustração do diagrama tensão-deformação típico para a) material dúctil e b) material frágil.	26
Figura 10 – Elemento infinitesimal. (a) Versores normais à superfície; (b) componentes de tensão positiva; (c) componentes de tensão negativa.	28
Figura 11 – Visão geral de análise de tensão em fadiga.	30
Figura 12 – Ilustração de tensão nominal em uma viga.	31
Figura 13 – Ilustração da tensão de <i>hot-spot</i>	31
Figura 14 – Ilustração da tensão de entalhe no pé da solda, composta pelas tensões de membrana, flexão e pico não linear.	32
Figura 15 – Ilustração do comportamento cíclico dos metais	33
Figura 16 – Ilustração das curvas de Wohler S-N: a) linear; b) semi-logarítmica.	35
Figura 17 – Ilustração de corpos de prova para diferentes ensaios de fadiga.	39
Figura 18 – Ilustração da curva de resistência à fadiga para peça e corpos de prova.	40
Figura 19 – Modelo de elementos finitos do trocador de calor do tipo casco tubo.	42
Figura 20 – Junção Tubo-Placa	43
Figura 21 – Junção placa-casco	43
Figura 22 – Fotografias dos protótipos utilizados para avaliação de fadiga em bancada experimental: (a) cilindro de gás refrigerante (b) geometria complexa da placa do PSHE.	48
Figura 23 – Processo de análise adotado para avaliação de vida em fadiga de componentes.	49
Figura 24 – Configurações das pontes de Wheatstone: (a) circuito ponte completa; (b) circuito Meia ponte; (c) circuito um quarto de ponte. R indica a presença de resistência e o subscrito	

variando de 1 a 4, a posição da resistência no circuito. U_A representa a tensão de saída, dependente da razão entre os resistores, enquanto U_E representa a tensão de excitação.	50
Figura 25 – Fotografia do aparato experimental para testes hidrostáticos.	51
Figura 26 – Diagrama hidráulico/pneumático que determina a atuação do aparato experimental em testes hidrostáticos.	52
Figura 27 – Ilustração da curva característica do teste cíclico.	52
Figura 28 – Fotografia do sistema de Aquisição Lynx ADS 1800 com 8 canais.	53
Figura 29 – Conexões recomendadas pelo programa Lynx@Net para diferentes sensores: (a) conexão recomendada para extensômetros $\frac{1}{4}$ de ponte; (b) conexão recomendada para sensor de pressão absoluta com saída de corrente. R_{in} é a resistência interna, e a máxima corrente tolerada é 22 mA.	54
Figura 30 – Ilustração da geometria de cilindro de gás refrigerante.	59
Figura 31 – Posicionamento dos extensômetros nos cilindros: a) extensômetro tipo roseta dupla L; b) extensômetro triaxial com grades cruzadas $0^\circ/45^\circ/90^\circ$	61
Figura 32 – Características e dimensões dos extensômetros utilizados: (a) Modelo PA-06-125TG-120-L; (b) PA-06-060RB-120-L.	61
Figura 33 – Ilustração de testes de fadiga em cilindros DOT-39. São especificadas as posições dos extensômetros e demais componentes da bancada experimental.	63
Figura 34 – Ilustração de tensões longitudinal, σ_L , e circunferencial, σ_θ , em cilindro. L é o comprimento do cilindro, d, o diâmetro interno, t, a espessura e p, a pressão interna.	64
Figura 35 – Vaso Cilíndrico com carregamento de pressão interna.	65
Figura 36 - Geometria da placa corrugada do PSHE: (a) modelo geométrico aproximado da placa do PSHE; (b) foto da placa do PSHE usada em teste.	67
Figura 37 – Fotografia da seção de testes: conjunto de quatro placas.	68
Figura 38 – Ilustração da seção de testes: (a) Ilustração do conjunto de placas, constituído pelo par de placas (canal de pressurização) e duas placas simples para permitir fixação; (b) Indicação dos locais de união por solda a laser.	68
Figura 39 – Fotografia do conjunto de placas após a soldagem dos tampos nos bocais.	69
Figura 40 – Padrão de corrugações e reforços no canal de pressurização: (a) Ilustração do canal de pressurização em vista lateral; (b) e (c) vistas frontais de placas opostas de um par do PSHE com solda na circunferência externa. Note a presença do bico para entrada de água no bocal inferior em (c).	71

Figura 41 – Ilustração das posições dos extensômetros no canal de pressurização: seis extensômetros triaxiais tipo roseta foram posicionados ao redor da extremidade de cada placa em posições análogas. Os números de 1 a 12 indicam a posição de cada extensômetro no par de placas.	72
Figura 42 – Inspeção de vazamento utilizando gás de rastreamento e por meio da verificação do nível de pressão.	73
Figura 43 – Ilustração do comprimento total do conjunto de 100 placas do PSHE.	74
Figura 44 – Seção de testes (conjunto de 4 placas) engastada nos tampos do trocador, respeitando o espaçamento de 3,3 mm por placa conforme fornecido pelo fabricante.	74
Figura 45 – Procedimento para preencher o conjunto de placas com água.	75
Figura 46 – Seção de testes preparada para teste de fadiga em bancada experimental.	75
Figura 47 – Ilustração da aplicação da roseta e do círculo de Mohr. (a) Roseta retangular instalada em uma superfície de teste, com a Grade 1 no ângulo arbitrário θ do eixo principal; (b) Eixos da roseta retangular sobrepostos no círculo de Mohr.	76
Figura 48 – Efeito de cargas cíclicas e de concentradores de tensão nos locais de falha do cilindro DOT-39. Contornos em vermelho indicam os locais onde ocorreram falhas por fadiga. Todas as regiões são caracterizadas pela presença de solda.	86
Figura 49 – Efeito do fator de redução de resistência à fadiga em regiões de solda (K_f) na estimativa da vida em fadiga na região central do cilindro de gás refrigerante DOT-39. Resultados são apresentados em função da tensão equivalente $\Delta S_{P,k}$	89
Figura 50 – Efeito do fator de redução de resistência à fadiga em regiões de solda (K_f) na estimativa da vida em fadiga na válvula hermética e de segurança do cilindro de gás refrigerante DOT-39. Resultados são apresentados em função da tensão equivalente $\Delta S_{P,k}$	89
Figura 51 – Efeito do fator de redução de resistência à fadiga em regiões de solda (K_f) na estimativa da vida em fadiga na região central e toro-esférica do cilindro de gás refrigerante DOT-39. Resultados são apresentados em função da tensão equivalente alternada efetiva total (S_{alt}).	91
Figura 52 – Efeito da qualidade da solda da região central na vida útil do cilindro de gás refrigerante DOT-39. Os resultados teóricos com $K_f = 4$ se aproximam dos resultados experimentais.	92
Figura 53 – Efeito da qualidade da solda do tampo toroesférico na vida útil do cilindro de gás refrigerante DOT-39. Os resultados teóricos com $K_f = 3$ se aproximam dos resultados experimentais.	92

Figura 54 – Efeitos da geometria da placa do PSHE e da pressão de teste igual a 1,4 MPa nos valores de tensão equivalente nas extremidades do par de placas. Medições nos pontos 7 a 12 (esquerda, a) e 1 a 6 (direita, b). A placa à direita (b) contém o bico de pressurização no bocal inferior.	96
Figura 55 – Registro de vazamento através de trinca na solda circunferencial externa de um par de placas do PSHE. O local de falha se encontra na região delimitada pelo retângulo vermelho.	96
Figura 56 – Efeito da geometria da placa do PSHE na Curva S-N média. Adotou-se uma probabilidade de falha de 50% de acordo com a norma ISO12107	98
Figura 57 - Efeito do fator de redução de resistência à fadiga em regiões de solda (K_f) na estimativa da vida em fadiga no conjunto de placas do PSHE. Resultados são apresentados em função da tensão equivalente $\Delta S_{P,k}$	100
Figura 58 - Efeito do fator de redução de resistência à fadiga em regiões de solda (K_f) na estimativa da vida em fadiga no conjunto de placas do PSHE. Resultados são apresentados em função da tensão equivalente alternada efetiva total (S_{alt}).....	100
Figura 59 – Efeito da qualidade da solda na extremidade das placas do PSHE na sua vida útil em fadiga. Resultados são apresentados em função da tensão equivalente $\Delta S_{P,k}$. Os resultados teóricos com $K_f = 6,2$ se aproximam dos resultados experimentais.....	102
Figura 60 – Efeito da qualidade da solda na extremidade das placas do PSHE na sua vida útil em fadiga. Resultados são apresentados em função da tensão equivalente alternada efetiva total (S_{alt}). Os resultados teóricos com $K_f = 6,2$ se aproximam dos resultados experimentais.....	102
Figura 61 – Imagem do corte transversal do cordão de solda do PSHE. A dimensão do cordão de solda é da ordem de 1,6 mm.	104
Figura 62 – Ampliação da imagem do corte transversal do cordão de solda do PSHE. A dimensão do cordão de solda é da ordem de 1,5 mm. Na imagem à esquerda (a), a resolução de escala em vermelho é 20 μm , e na imagem à direita (b), é de 10 μm	104
Figura 63 - Impacto do módulo de elasticidade no número de ciclos estimado pela análise elástica do código ASME.	106
Figura 64 - Distância entre os engastes ou espaçamento entre placas (L).	106

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Comparação entre os métodos de previsão de vida em fadiga.	34
Tabela 2 – Recomendações ASTM E739-10.	56
Tabela 3 – Propriedades mecânicas do material SAE 1008 do Cilindro DOT-39.	59
Tabela 4 – Especificações das condições de operação e geometria do Cilindro DOT-39.	59
Tabela 5 - Propriedades mecânicas do SAE 1008 de acordo com ASME Seção II – Parte D.	60
Tabela 6 – Ficha técnica do Modelo PA-06-125TG-120-L.	62
Tabela 7 – Ficha técnica do Modelo PA-06-060RB-120-L.	62
Tabela 8 – Composição química do aço inoxidável 316L.....	70
Tabela 9 - Propriedades mecânicas do aço inoxidável 316L em forma de chapa, de acordo com ASME Seção II – Parte D.....	70
Tabela 10 – Efeito da geometria local do cilindro DOT-39 na estimativa de tensões empíricas.	82
Tabela 11 – Efeito da geometria local do cilindro DOT-39 nas deformações obtidas experimentalmente na casca cilíndrica e no tampo toro esférico.	83
Tabela 12 – Efeito da geometria local do cilindro DOT-39 na estimativa de tensões experimentais.....	83
Tabela 13 – Efeito da casca cilíndrica na tensão equivalente de von Mises ($\Delta S_{P,k}$).	84
Tabela 14 – Efeito do tampo toro esférico na tensão equivalente de von Mises ($\Delta S_{P,k}$).	84
Tabela 15 – Efeito da geometria local do cilindro DOT-39 na tensão equivalente de von Mises ($\Delta S_{P,k}$).	84
Tabela 16 – Número de ciclos para falha nas diferentes regiões de solda.	85
Tabela 17 – Efeito do fator de redução de resistência à fadiga em regiões de solda (K_f) nos valores estimados da tensão equivalente alternada efetiva total (S_{alt}).	87
Tabela 18 – Efeito do fator de redução de resistência à fadiga em regiões de solda (K_f) na estimativa da vida em fadiga para o cilindro de gás refrigerante DOT-39.....	88
Tabela 19 – Vida útil (número de ciclos) experimental e teórica para o cilindro refrigerante DOT-39. Para os valores teóricos na região da solda central, foram utilizados fatores K_f iguais a 4 e 6. Para os valores teóricos na região do tampo, foram utilizados fatores K_f iguais a 2,7, 3 e 3,2.	94

Tabela 20 – Efeitos da geometria da placa do PSHE e da pressão de testes no número de ciclos para falha.	97
Tabela 21 – Efeito do fator de redução de resistência à fadiga em regiões de solda (K_f) nos valores estimados da tensão equivalente alternada efetiva total (S_{alt}) e na vida útil para o conjunto de placas do PSHE.....	99
Tabela 22 – Vida útil (número de ciclos) experimental e teórica para o conjunto de placas corrugadas do PSHE. Para os valores teóricos, foram utilizados fatores K_f iguais a 5,9 e 6,2.	103
Tabela 23 – Efeito do módulo de elasticidade no número de ciclos estimado pela análise elástica do código ASME.	105
Tabela 23 – Influência do espaçamento na vida em fadiga.	107

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ASME – American Society of Mechanical Engineers (Sociedade Americana de Engenheiros Mecânicos)

ASTM – American Society for Testing and Materials (Sociedade Americana para Testes e Materiais)

AWS – Sociedade Americana de Soldagem (American Welding Society)

FRSF – Fator de Redução à Resistência a Fadiga em Regiões de Solda

ISO – International Organization and Standardization (Organização Internacional de Normalização)

MEF – Método de Elementos Finitos

MFLE – Mecânica da Fratura Linear Elástica

PHE – Plate Heat Exchanger (Trocadores de calor a placas)

PSHE – Plate and Shell Heat Exchanger (Trocador de Calor Casco e Placa)

SAE – Society of Automotive Engineers (Sociedade dos Engenheiros Automotivos)

WCR – Welding Research Council (Conselho de Pesquisa de Soldagem)

Alfabeto Latino

A_0	Área inicial da seção transversal do corpo de prova;	[m ²]
C_n	Constantes do material ASME;	-
C_{us}	Fator de conversão;	-
D_{Bocal}	Diâmetro do bocal;	[m]
D_{Placa}	Diâmetro ou comprimento da placa;	[m]
E	Módulo de elasticidade;	[Pa]
E_{FC}	Módulo de elasticidade característico do material;	[Pa]
e_l	Limite elástico;	[Pa]
f	Ponto de ruptura;	[Pa]
K_e	Fator de penalidade por fadiga;	-
K_f	Fator de redução à resistência a fadiga em regiões de solda;	-
k	Ciclo de pressão global;	-
k_i	Fator de correção para o iésimo efeito;	-
L	Espaçamento entre placas;	[m]
l	Comprimento de medida;	[m]
l_0	Comprimento de medida inicial;	[m]
N	Número de ciclos;	-

N_s	Número de níveis de tensão;	-
n	Coefficiente de endurecimento no processo de deformação do material / número de dados coletados;	-
P	Força / Pressão de teste;	[N] / [Pa]
p	Pressão interna;	[Pa]
R	Nível de replicação;	[%]
R_s	Razão de tensões;	-
r	Raio;	[m]
S	Tensão admissível;	[Pa]
S_{alt}	Tensão equivalente alternada efetiva total;	[Pa]
S_e	Limite de resistência à fadiga;	[Pa]
S_{PS}	Limite de faixa de tensão equivalente;	[Pa]
S_{ut}	Resistência a tração;	[Pa]
S_y	Tensão de escoamento;	[Pa]
t	Espessura;	[m]
t_{dp}	Tempo de depressurização;	[s]
t_p	Tempo de pressurização;	[s]

Alfabeto Grego

β	Ângulo de Chevron;	[°]
ΔS_n	Máxima faixa de tensão equivalente em todo histórico de carregamento;	[Pa]
$\Delta S_{P,k}$	Tensão alternada equivalente ou Tensão Equivalente de von Mises;	[Pa]
$\Delta \epsilon$	Gama de deformação;	[m]
$\Delta \sigma$	Gama de tensão;	[Pa]
$\Delta \sigma_{ij,k}$	Tensor de tensão equivalente;	[Pa]
ϵ	Deformação;	[m]
ϵ_a	Amplitude de deformação;	[m]
ϵ_1	Deformações longitudinal;	[m]
ϵ_2	Deformações circunferencial;	[m]
θ	Ângulo do eixo principal até a grade de referência da roseta;	[°]
ν	Coefficiente de Poisson;	-
σ	Tensão;	[Pa]
σ_1	Tensão longitudinal;	[Pa]
σ_2	Tensão circunferencial;	[Pa]
σ_a	Amplitude de tensão;	[Pa]
σ_b	Tensão de flexão;	[Pa]
σ_f	Tensão limite de fadiga do material;	[Pa]
σ_f'	Tensão limite de fadiga do componente;	[Pa]
σ_{hs}	Tensão de <i>hot spot</i> ;	[Pa]
σ_L	Tensão longitudinal;	[Pa]
σ_n	Tensão de entalhe;	[Pa]

σ_m	Tensão de membrana;	[Pa]
σ_{nom}	Tensão nominal;	[Pa]
σ_{nlp}	Tensão de pico não linear;	[Pa]
σ_r	Tensão radial;	[Pa]
σ_{UTS}	Mínima Tensão Limite de Resistência à Tração ou Mínima Tensão Última;	[Pa]
σ_θ	Tensão circunferencial ou tangencial;	[Pa]
τ	Tensão de cisalhamento;	[Pa]

Índice

m	Ponto Inicial;
max	Máximo;
med	Médio;
min	Mínimo;
n	Ponto Final;

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	14
1.1	OBJETIVOS.....	15
1.1.1	Objetivo Geral	15
1.1.2	Objetivos Específicos	15
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	16
2.1	TROCADOR DE CALOR TIPO CASCO E PLACAS (PSHE).....	16
2.2	FADIGA.....	18
2.2.1	Breve Histórico	19
2.2.2	Ciclo de tensões	21
2.3	JUNTAS SOLDADAS.....	24
2.4	TENSÕES EM ANÁLISE DE FADIGA.....	26
2.4.1	Definição das propriedades dos materiais	26
2.4.2	Estado plano de tensão e tensões principais	28
2.4.3	Estimativas de tensões em juntas soldadas	30
2.5	MODELOS DE ANÁLISE DE FADIGA.....	32
2.5.1	Fadiga controlada por tensão (método S-N) – fadiga de alto ciclo	35
2.6	CÓDIGO ASME SEÇÃO VIII - DIVISÃO 2.....	36
2.6.1	Requisitos e considerações gerais	36
2.7	ENSAIOS DE FADIGA.....	37
2.7.1	Efeitos sobre diagrama S-N	39
2.8	REVISÃO SISTEMÁTICA DE ANÁLISE DE FADIGA EM TROCADORES DE CALOR	41
2.8.1	Trocadores de calor a placas gaxetadas	41
2.8.2	Trocadores de calor casco-tubo	41
2.8.3	Trocadores de calor compactos	44

2.9	REVISÃO SISTEMÁTICA DE FADIGA EM AÇO INOXIDÁVEL AUSTENÍTICO 316L	44
3	METODOLOGIA	48
3.1	PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL	49
3.1.1	Instrumentação	50
3.1.2	Teste Cíclico	51
3.1.3	Aquisição e tratamento de dados	53
3.1.4	Tensões Experimentais.....	54
3.1.5	Plano estatístico e análise de dados.....	55
3.1.5.1	Número de amostras	55
3.1.5.2	Determinação da Curva <i>S-N</i> Experimental	57
3.1.5.3	Verificação da adequação do Modelo Linear	58
3.2	ESTUDO 1 - CILINDRO DE GÁS REFRIGERANTE	58
3.2.1	Geometria.....	58
3.2.2	Material	59
3.2.3	Instrumentação	60
3.2.4	Teste Cíclico	62
3.2.5	Estimativa de tensões	63
3.2.5.1	Correlações Empíricas.....	63
3.2.5.2	Experimentos.....	65
3.3	ESTUDO 2 - PLACAS DE UM TROCADOR DE CALOR TIPO – PSHE	67
3.3.1	Geometria.....	67
3.3.2	Material	69
3.3.3	Instrumentação	70
3.3.4	Teste Cíclico	72
3.3.4.1	Inspeção de vazamento.....	73
3.3.4.2	Espaçamento entre placas.....	74

3.3.4.3	Retirada de ar e preenchimento de água do sistema.....	75
3.3.5	Estimativa de tensões	76
3.4	AVALIAÇÃO DE FADIGA – ANÁLISE ELÁSTICA E TENSÃO EQUIVALENTE	77
3.5	ANÁLISE DE INCERTEZAS EXPERIMENTAIS	81
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES	82
4.1	ESTUDO 1 - CILINDRO DE GÁS REFRIGERANTE	82
4.1.1	Determinação de tensões.....	82
4.1.2	Análise experimental de vida em fadiga.....	85
4.1.3	Análise elástica de fadiga pelo código ASME VIII Divisão 2	86
4.1.4	Comparação entre resultados analítico e experimental para vida em fadiga.....	91
4.2	ESTUDO 2 - PLACA CORRUGADA	95
4.2.1	Determinação das tensões	95
4.2.2	Análise Experimental de vida em fadiga.....	96
4.2.3	Análise elástica de fadiga pelo código ASME VIII Divisão 2	98
4.2.4	Comparação entre resultados analítico e experimental para vida em fadiga...	101
4.2.5	Efeito da Qualidade do Cordão de Solda	103
4.2.6	Influência do Módulo de Elasticidade	105
4.2.7	Influência do Espaçamento.....	106
5	CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES	108
	REFERÊNCIAS	110
	APÊNDICE I.....	116
I.1	INCERTEZA EXPANDIDA TIPO A	116
I.2	INCERTEZA EXPANDIDA TIPO B.....	117
I.3	INCERTEZA COMBINADA	117
I.4	APLICAÇÃO DA ANÁLISE DE INCERTEZAS	118
I.4.1	Incerteza das tensões empíricas para vasos de pressão.....	118
I.4.2	Incerteza das tensões obtidas com extensômetros biaxiais.....	119

I.4.3 Incerteza das tensões obtidas com extensômetros triaxiais.....	119
I.4.4 Incerteza da tensão equivalente de von Mises	120
I.4.5 Incerteza da tensão equivalente alternada efetiva total	120
I.5 CÁLCULO DAS INCERTEZAS - EXPERIMENTOS.....	120
I.5.1 Cilindro Refrigerante	120
I.5.2 Placa Corrugada	121
APÊNDICE II	124
APÊNDICE III.....	126
ANEXO A.....	129
ANEXO B.....	134

1 INTRODUÇÃO

Diversos componentes de máquinas, veículos e estruturas são frequentemente expostos a carregamentos que, embora não sejam constantes, se repetem ao longo do tempo. Estes carregamentos geram tensões cíclicas que, mesmo tendo pequenas intensidades, podem provocar danos ao material, promovendo a sua fratura. Este processo de tensões cíclicas seguido de eventuais danos e/ou fratura é denominado de fadiga.

O fenômeno da fadiga tem sido, há mais de 190 anos, objeto de estudo e pesquisa por cientistas de diversas partes do mundo, e continua sendo um dos tópicos mais importantes no projeto e manutenção de elementos estruturais de diversos dispositivos. Os custos decorrentes da prevenção do colapso em operações de engenharia são bastante elevados e estima-se que 80% deles decorrem de situações que englobam carregamentos cíclicos e fadiga. Com relação às plataformas *offshore*, estima-se que 50% dos custos de monitoramento das condições de serviço referem-se a inspeções para averiguar trincas por fadiga (TAIER, 2002).

Trocadores de calor são dispositivos usados para promover o fluxo de energia térmica entre dois ou mais fluidos a temperaturas diferentes. São usados na produção de energia, refrigeração, condicionamento de ar, recuperação de calor, entre outras aplicações (FREIRE, 2014; KAKAÇ, 2012).

Há mais de um século aproximadamente que trocadores se apresentam consolidados no mercado como solução de condicionamento térmico. No entanto, estes equipamentos apresentam limitações quanto às máximas temperatura e pressão de operação, quanto à capacidade de transferência de calor, além de limitações físicas, principalmente em relação a tamanho e peso. As regiões de união entre componentes de um trocador que apresentam solda tipicamente sofrem com fadiga e deformações. Essas regiões são suscetíveis a falhas, sendo pontos propícios para a nucleação de trincas (FREIRE, 2014; KAKAÇ, 2012).

Dentre as novas tecnologias empregadas para condicionamento térmico, destaca-se o trocador de calor casco e placas, também conhecido pela denominação em inglês *Plate and Shell Heat Exchanger* (PSHE). Desenvolvido há cerca de 20 anos, trata-se de uma construção em placas circulares, soldadas e projetadas para operar a altas pressões e temperaturas. As principais vantagens desse equipamento, em relação a trocadores de calor tubulares, são o seu baixo peso e pouco espaço ocupado, além de apresentar elevada efetividade na troca de calor.

O projeto do trocador PSHE tem como objetivo a obtenção dos benefícios de ser compacto (conforme um trocador de placas gaxetadas – PHE) e resistir a altas pressões

(conforme um trocador casco tubo) em um só equipamento. Trata-se de um trocador compacto que resiste a altas temperaturas e pressões (KAKAÇ, 2012). No entanto, a presença de soldas nas junções entre placas tem alto potencial para ocorrência de falhas locais e demanda investigação. Em operações sujeitas a cargas cíclicas, as regiões soldadas podem concentrar tensões induzindo a nucleação de trincas, resultando em falhas por fadiga.

Diante do contexto apresentado, observa-se que a compreensão e, principalmente, a previsão desse tipo de falha é de fundamental importância para o aumento da confiabilidade e vida útil deste tipo de trocador.

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 Objetivo Geral

O objetivo principal desse trabalho é determinar experimentalmente a vida útil em fadiga mecânica de placas de trocadores de calor PSHE, estabelecendo um modelo preliminar para a análise e previsão de falhas.

1.1.2 Objetivos Específicos

Para viabilizar a realização do objetivo proposto, apresentam-se os seguintes objetivos específicos:

- Projetar e montar uma bancada experimental para a determinação da vida útil de trocadores de calor PSHE;
- Desenvolver e validar o procedimento experimental para testes de fadiga em trocadores de calor PSHE a partir de geometrias já consolidadas na literatura;
- Desenvolver e validar o procedimento de análise de fadiga com base na norma ASME para trocadores de calor PSHE.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 TROCADOR DE CALOR TIPO CASCO E PLACAS (PSHE)

O trocador de calor PSHE foi originalmente desenvolvido pela empresa Vahterus na década de 90 (VAHTERUS, 2019), embora atualmente, também seja produzido por outros fabricantes industriais.

Este permutador consiste em um conjunto de placas corrugadas soldadas, o qual é envolto por uma carcaça cilíndrica (Figura 1). O diâmetro das placas pode variar entre 200 e 1500 mm (Figura 2), e geralmente são fabricadas em titânio ou em aço inoxidável 316 L, possuindo espessura entre 0,6 e 0,9 mm.

Figura 1– Ilustração de trocador de calor tipo casco e placas.



Fonte: SONDEX (2019).

As placas corrugadas são agrupadas por meio de um processo de soldagem, intercalando soldas periféricas e soldas internas (Figura 3). Por fim, as placas corrugadas soldadas são encapsuladas no interior de um casco (Figura 4). Esse tipo de arranjo permite que dois fluxos distintos atravessem o equipamento, maximizando as áreas de contato e, portanto, a troca de calor, sem, no entanto, a ocorrência de mistura entre os fluxos.

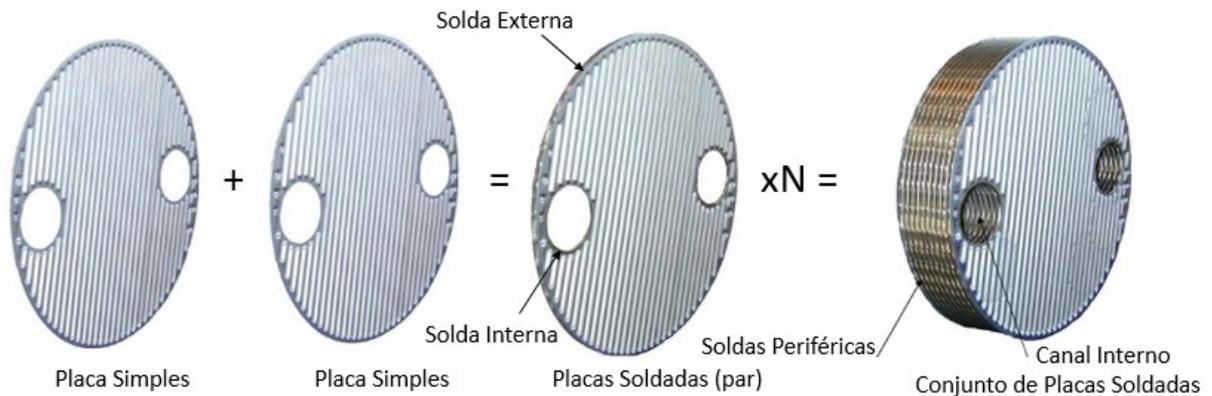
Figura 2 – Exemplos de placas do trocador de calor tipo casco e placas.



Fonte: Kakaç et al. (2012).

A capacidade de transferência de calor do PSHE está diretamente relacionada à quantidade, geometria e diâmetro das placas utilizadas. De acordo com Arsenyeva *et al.* (2016), este é classificado como um trocador compacto, destacando-se por promover o aumento da transferência de calor com técnicas de direcionamento de fluxo e ângulo/disposição de corrugações.

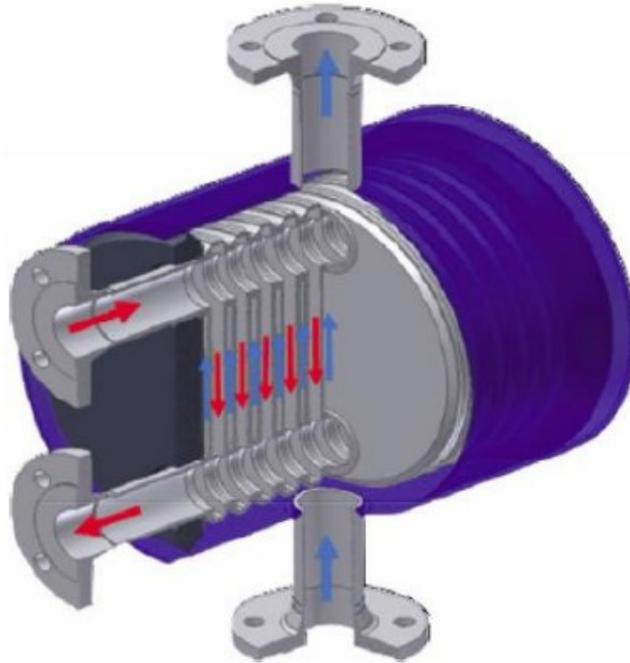
Figura 3 – Ilustração do processo de soldagem do núcleo formado por placas circulares em PSHEs.



Fonte: Autor (2020).

Diferentemente das estruturas convencionais dos PHE, a geometria circular e a fabricação com processo de soldagem à laser dos PSHEs permitem a operação sob condições severas de pressão e temperatura. Níveis de temperatura e pressão de até 900 °C e 20 MPa foram observados (Klemes *et al.*, 2015). Considerando as vantagens da transferência de calor e a ampla faixa de aplicação, os PSHEs podem substituir os PHEs típicos, Lim *et al.* (2018).

Figura 4 – Ilustração de escoamentos distintos entre casco e placas.



Fonte: Freire (2014).

2.2 FADIGA

De acordo com a norma ASTM E1823-96 [1996], fadiga é o processo de mudança localizada, permanente e progressiva na estrutura, que ocorre no material sujeito a flutuações de tensões e deformações, que pode culminar em trincas ou completa fratura depois de um número suficiente de flutuações.

Takahashi (2014) afirma que a característica mais notável da falha por fadiga se dá pela repetição contínua de um nível de tensão inferior ao limite de resistência e, muitas vezes ao de escoamento, até a ocorrência da falha. Quando uma estrutura falha devido a cargas estáticas, ocorre, em geral, uma deflexão elevada em decorrência do limite de escoamento do material ser excedido. Assim, muitas falhas estáticas podem ser detectadas com antecedência, possibilitando a substituição do componente antes da fratura. Contudo, uma falha por fadiga é repentina e total. A prevenção de falhas por cargas estáticas é garantida por meio da aplicação de coeficientes de segurança para evitar a ocorrência de tensões acima do limite de escoamento. Contudo, fadiga é um fenômeno complexo e dinâmico, e a prevenção de falhas por fadiga demanda pesquisa intensiva e dedicada.

Trata-se de um evento de intenso caráter estatístico e dependente de diversos fatores como: carregamento, geometria, microestrutura do material, processos de fabricação (tensões

residuais, acabamento superficial, tratamento superficial, defeitos etc.) e fatores ambientais (temperatura, corrosão etc.); ver Takahashi, 2014.

O processo de fadiga é frequentemente dividido em três estágios (NORTON, 2007):

- Estágio I: nucleação da trinca por meio da deformação plástica localizada;
- Estágio II: crescimento da trinca num plano perpendicular à direção da tensão principal de tração;
- Estágio III: a trinca atinge um tamanho crítico devido à propagação progressiva, tornando-se instável e levando à fratura brusca final no último ciclo de tensões.

Observa-se, nesse processo de fadiga, a necessidade de duas condições básicas para que ocorra fratura: a presença de deformação plástica localizada e de tensões de tração, pois são essas que provocam a propagação da trinca no estágio II (CETLIN; SILVA, 1979).

Payné (1976), Ellyin (1997) e Suresh (1998) apontam duas abordagens notáveis nos projetos quanto à fadiga. A primeira abordagem é baseada no conceito de “vida segura”, e a segunda, baseada no conceito de “falha segura”.

Se a vida prevista para a estrutura demanda o não surgimento de trincas por fadiga, a vida útil da estrutura poderá ser determinada de forma a possibilitar a substituição ou retirada do componente. Conceitua-se, dessa forma, a abordagem de “vida segura”. Este procedimento é baseado na teoria da máxima tensão de cisalhamento para ocorrência de falha, consistindo em utilizar a máxima tensão de cisalhamento no ciclo de tensões (ELLYIN, 1997; PAYNE, 1976).

Uma segunda abordagem considera a propagação de trincas de fadiga, mas sem a ocorrência de uma falha estrutural completa por escoamento ou por fratura. Este método é denominado “falha segura”, conhecido também como “tolerância ao dano” (ELLYIN, 1997; PAYNE, 1976; PADILHA, 2004). Neste caso, a presença de trincas é permitida, desde que estas não levem a falha antes da detecção. Por meio da mecânica da fratura, pode-se ter o controle destas falhas. São planejadas inspeções periódicas para detectar o tamanho da trinca.

2.2.1 Breve Histórico

Segundo Suresh (1998), o primeiro estudo realizado em fadiga de metais foi efetuado por um engenheiro de minas alemão, de nome Albert W. A. J. por volta de 1829. O mesmo realizou testes de carregamentos cíclicos em correntes de ferro para elevação de cargas em jazidas de minérios. Desde então, inúmeros esforços têm sido feitos com o intuito de compreender o fenômeno de fadiga, visto que ainda não se tem a compreensão total deste tema.

O trabalho efetuado por A. Wöhler, entre 1852 e 1869, foi uma das primeiras investigações sistemáticas sobre falhas por fadiga. Este trabalho consistiu na realização de ensaios de fadiga em escala real, submetendo eixos de rodas de veículos ferroviários sob carregamento alternado até a falha, sujeitando-os à torção, flexão e tração axial. O autor deu início à caracterização do comportamento da fadiga por meio de curvas de tensão versus vida (curvas S-N), assim como introduziu o conceito de tensão limite de fadiga, demonstrando que para aços existe um valor de amplitude de tensão abaixo do qual a peça não se rompe. Wöhler também observou que a falha por fadiga ocorria na região de variação geométrica acentuada da peça, como consequência de uma distribuição irregular e elevada de tensões. O diagrama S-N ou Curva de Wöhler se tornou a forma padrão para caracterizar o comportamento de materiais submetidos a solicitações alternadas. Esse diagrama ainda é utilizado atualmente, apesar de outras caracterizações sobre a resistência dos materiais sob cargas dinâmicas estarem disponíveis (NORTON, 2007).

Com o intuito de prever vida em fadiga em operações de engenharia, Suresh (1998), Gerber (1874) e Goodman (1899) buscaram desenvolver métodos para o cálculo de fadiga, bem como obter uma formulação para modelar o efeito da tensão média na vida útil. Bauschinger, em 1886, foi o primeiro a observar modificações no regime limite elástico em materiais sujeitos a carregamentos reversíveis. Bairstow, em 1910, investigou os diagramas tensão-deformação em resposta a carregamentos cíclicos. Foi a partir desse trabalho que ocorreu a identificação dos comportamentos de amaciamento e endurecimento cíclicos de materiais.

A primeira equação matemática usada para representar as curvas S-N foi proposta por Basquin em 1910. Em 1946, Neuber estudou o efeito dos entalhes nas deformações contínua e cíclica. Coffin e Manson, em 1954, reformularam a equação de Basquin, buscando uma caracterização à fadiga baseada em deformações e demonstrando a relação entre a deformação plástica e o número de ciclos para a ruptura. Palmgren (1924) e, posteriormente, Miner (1945) propuseram modelos de acumulação de dano por fadiga. Langer (1937) produziu o primeiro trabalho na área da fadiga com carregamentos de amplitude variável (COLLINS, 1993).

O progresso obtido em estudos sobre fadiga foi acelerado a partir de avanços na mecânica da fratura. Uma das primeiras contribuições para o estudo da Mecânica da Fratura se deve a Griffith (1921), que estabeleceu um modelo para tratar quantitativamente a fratura de sólidos frágeis. Contudo, essa formulação para a caracterização da ruptura não pôde ser diretamente aplicada a todos os materiais metálicos. Em 1957, Irwin mostrou que o estado de tensão existente na ponta de uma trinca pode ser definido através do fator de intensidade de

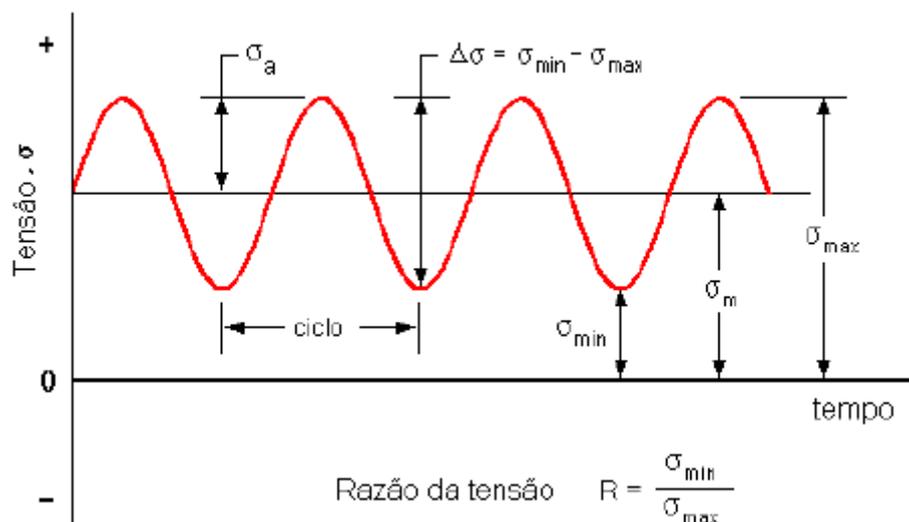
tensão, K. O conceito introduzido por Irwin se tornou popular nas análises de propagação de trincas (SURESH, 1998). Paris e Erdogan (1961) propuseram formulações que caracterizam a propagação de trincas a partir de conceitos de variação do fator de intensidade de tensão, ΔK . Posteriormente, essas formulações vieram a ser conhecidas por lei de Paris. Elber, em 1970, mostrou a possibilidade de ocorrência da propagação de trincas mesmo na presença de cargas cíclicas de tração, dando origem às teorias de propagação de trincas (COLLINS, 1993).

Atualmente, as especificações das estruturas e peças que devem resistir a carregamentos cíclicos exigem a combinação de fatores como resistência, redução de peso e confiabilidade, principalmente nas indústrias automotiva, aeronáutica e de petróleo. O elevado rigor destas especificações exige maiores desafios de projeto e controle de qualidade na fabricação para a prevenção contra a fadiga (TAIER, 2002).

2.2.2 Ciclo de tensões

A fadiga é uma das causas mais comuns de ruptura em estruturas e materiais. A ruptura por fadiga resulta do crescimento de trincas em componentes sujeitos a carregamentos cíclicos. Na Figura 5 é apresentado um carregamento cíclico típico.

Figura 5 – Carregamento Cíclico Típico.



Fonte: Goes (2010).

Relativamente ao carregamento apresentado na Figura 5, define-se a gama de tensão ($\Delta\sigma$) como a diferença entre as tensões máxima, σ_{\max} , e mínima, σ_{\min} :

$$\Delta\sigma = \sigma_{max} - \sigma_{min} \quad (1)$$

A amplitude de tensão, σ_a , é definida como metade da gama de tensão:

$$\sigma_a = \frac{\Delta\sigma}{2} = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (2)$$

A tensão média pode ser expressa como:

$$\sigma_{med} = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (3)$$

A partir dos conceitos acima, σ_{max} e σ_{min} podem ser definidas, respectivamente, por:

$$\sigma_{max} = \sigma_{med} + \sigma_a \quad (4)$$

$$\sigma_{min} = \sigma_{med} - \sigma_a \quad (5)$$

Em ensaios de fadiga é comum a utilização da razão de tensões (R_σ), determinada por:

$$R_\sigma = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \quad (6)$$

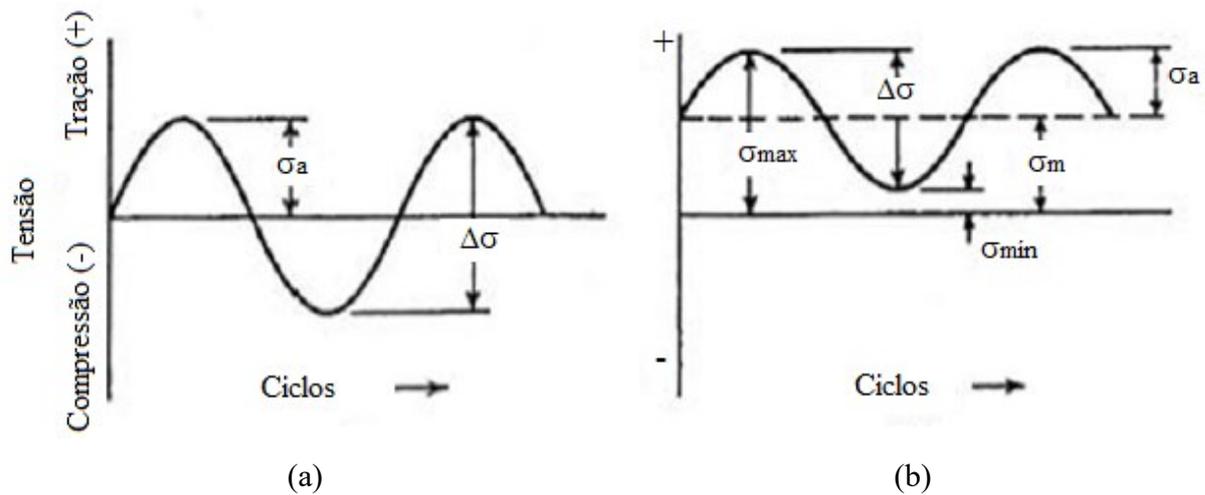
Quando a grandeza controlada for a deformação, definem-se expressões análogas para a gama de deformação, $\Delta\varepsilon = \varepsilon_{max} - \varepsilon_{min}$, para a amplitude de deformação, $\varepsilon_a = \frac{\Delta\varepsilon}{2}$, para a deformação média, $\varepsilon_{med} = \frac{\varepsilon_{max} + \varepsilon_{min}}{2}$, e para a razão de deformações, $\varepsilon_\sigma = \frac{\varepsilon_{max}}{\varepsilon_{min}}$.

Os carregamentos são tipicamente determinados em função da razão de tensões. Quando a razão de tensões é igual a -1 ($R_\sigma = -1$; $\sigma_{med} = 0$), o carregamento é designado de alternado ou totalmente reversível (Figura 6a). Neste caso, as tensões máximas e mínimas são iguais e de sinais opostos, de tração e de compressão, respectivamente.

Quando o carregamento apresenta tensões máximas e mínimas diferentes, variando de uma carga nula para uma carga de tração ($R_\sigma = 0$; $\sigma_{med} = \frac{\sigma_{max}}{2}$), este é denominado de pulsante

ou alternante. Quando a tensão mínima é diferente de zero, e existe somente carga de tração ($R_\sigma > 0$), este tipo de carregamento é denominado de flutuante (Figura 6b).

Figura 6 – Ilustração do comportamento de tensão ao longo do tempo: a) Tensão completamente reversível; b) Tensão Flutuante.

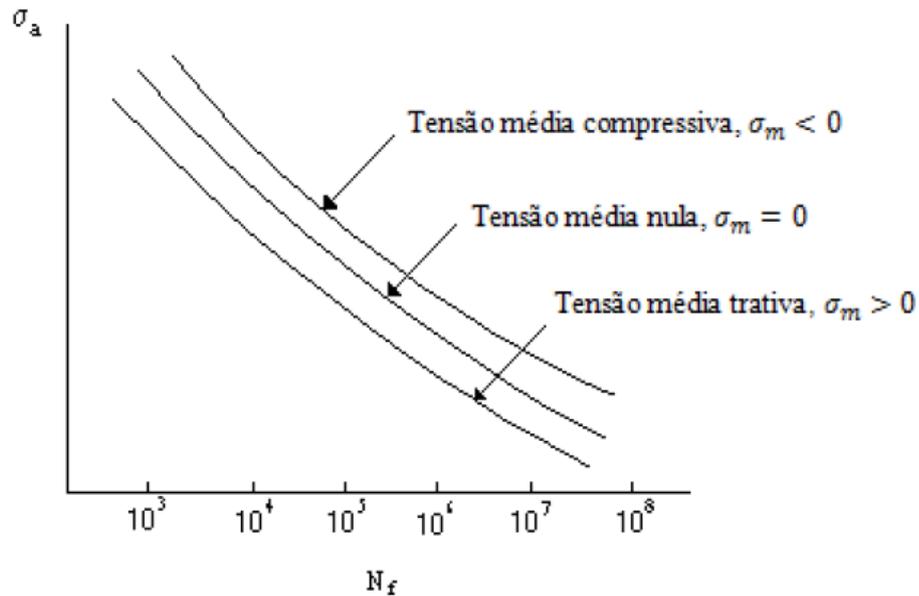


Fonte: Adaptado de Collins (1993).

A maioria dos dados de resistência à fadiga coletados são para situações de tensões completamente alternadas, ou seja, com média igual a zero. Porém, onde há aplicações em que as tensões cíclicas apresentam média diferente de zero, como é o caso do presente estudo, é necessário conhecer a influência da tensão média no comportamento da vida em fadiga, relacionando os dados de tensões completamente alternadas com as tensões médias diferentes de zero que atuam no componente (OLIVEIRA, 2012).

Segundo Stemmer (1974), o número de ciclos para romper uma peça sujeita a cargas pulsantes é bem menor que para cargas flutuantes. Gong e Norton (1996) constataram que as tensões médias podem ter efeito significativo na vida do componente, diferentemente das deformações médias que podem ser desprezadas. Este efeito é predominante em fadiga de alto ciclo, de forma que cargas médias compressivas podem promover o fechamento de trincas e aumentar a vida do componente, enquanto cargas médias de tração podem contribuir para abertura de trincas existentes, diminuindo a vida do componente (Figura 7).

Figura 7 – Ilustração dos efeitos da tensão média e da deformação na vida útil.



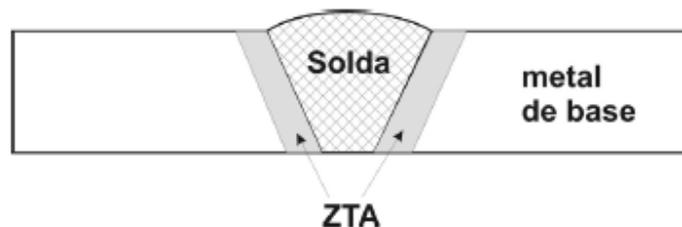
Fonte: Gong e Norton (1996).

2.3 JUNTAS SOLDADAS

O processo de soldagem se caracteriza pela união de materiais em coalescência produzida por aquecimento até uma temperatura adequada, com ou sem utilização de pressão e/ou material de adição (AWS, 2004).

Em termos microestruturais, a junta soldada possui três zonas características e heterogêneas: metal de base, zona afetada termicamente e o metal de solda (Figura 8). Na região do metal de solda, o material depositado é fundido e solidificado durante a operação de soldagem. A zona termicamente afetada pelo calor (ZTA) é a região não fundida do metal base, que teve sua microestrutura e suas propriedades alteradas pelo calor. O metal base é a região mais afastada do cordão de solda e que não é afetada pelo calor (BUSCHIAZZO, 2006).

Figura 8 – Esquemático das zonas características de uma junta soldada.



Fonte: Buschiazzo (2006).

Em qualquer estrutura soldada podem ser detectados defeitos, sejam eles produzidos durante o processo de soldagem ou durante o serviço, principalmente por mecanismos de fadiga e corrosão. Branco *et al.* (1986) relataram que o comportamento à fadiga das juntas soldadas pode ser afetado por diversos parâmetros: geometria da junta, distribuição de tensões, material e estado metalúrgico, nível de tensões do ciclo, tensão média do ciclo de tensões, espectro ou história de carga, meio ambiente, tensões residuais, defeitos de soldagem.

Uma trinca por fadiga é iniciada geralmente no cordão de soldagem, em uma região em que a concentração de tensões é mais elevada ou em um local onde haja defeitos de soldagem. A propagação da trinca pode acontecer no metal de base (MB), no metal depositado ou de solda (MS), ou na zona termicamente afetada (Branco *et al.*, 1986).

A classificação mais utilizada internacionalmente para defeitos de soldagem é a da Sociedade Americana de Soldagem (AWS). A AWS classifica os defeitos de soldagem em função da forma, dimensão e natureza, dividindo-os em defeitos planares e não planares. Os defeitos não planares incluem porosidade e inclusões sólidas, enquanto os planares abrangem trincas, defeitos de forma (mordeduras, sulcos, concavidades na raiz), entre outros.

Dentre os principais defeitos da solda, pode-se citar, segundo Gustafsson e Saarinen (2007):

- Entalhes: criados durante o processo de soldagem quando o metal base é fundido, formando um pequeno desnível no pé da solda;
- Penetração incompleta: ocorre quando a espessura da solda é inferior à espessura calculada em projeto ou insuficiente para garantir a resistência da junta;
- Falha na fusão: é uma área onde o material da solda e o metal base não são suficientemente unidos, dependendo do equipamento de soldagem ou do próprio soldador;
- Porosidade: ocorre quando gases ficam presos na solda durante o processo de soldagem. Os gases presentes no metal são alterados com a temperatura e podem criar as porosidades durante o processo de resfriamento;
- Início e fim da solda: ocorre quando o início da solda é sobreposto pelo final da solda. Os pontos de início e término da solda possuem alta concentração de tensões e, quando sobrepostos, essa concentração é ainda superior, podendo levar a uma diminuição da vida em fadiga devido à rápida formação de trincas nesta região.

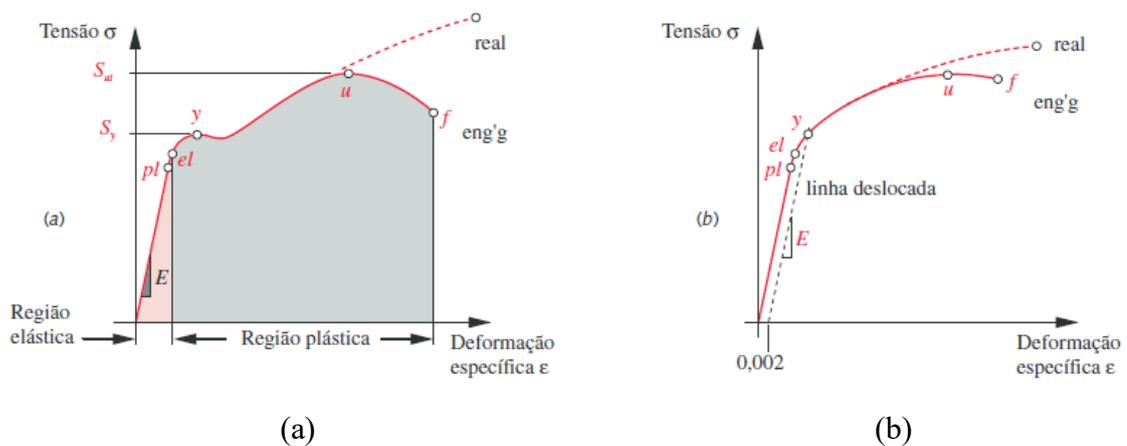
2.4 TENSÕES EM ANÁLISE DE FADIGA

2.4.1 Definição das propriedades dos materiais

As propriedades dos materiais são comumente descritas por meio de ensaios experimentais destrutivos que fornecem uma distribuição estatística do comportamento dos materiais. O teste mais comum executado, normatizado por diversas associações, é o ensaio de tração (HIBBELER, 2004).

Nesse ensaio, o corpo de prova é estendido lentamente em tração até romper-se, enquanto a força e o comprimento de medida¹ são continuamente monitorados. Como resultado, obtém-se o diagrama tensão-deformação do comportamento do material sob tração. A construção do diagrama tensão-deformação utilizando a área inicial como referência e não corrigindo a variação da área ao longo do ensaio, é definida como diagrama tensão-deformação de engenharia. Caso essa variação seja contabilizada, obtém-se a curva tensão-deformação real, conforme Figura 9 (NORTON, 2007; HIBBELER, 2004).

Figura 9 – Ilustração do diagrama tensão-deformação típico para a) material dúctil e b) material frágil.



Fonte: Norton (2007).

Observa-se que os parâmetros medidos são força e deslocamento, mas os representados no diagrama são tensão e deformação específica. Desta forma, a tensão é definida como força por unidade de área inicial do corpo de prova, determinada por:

¹ Comprimento arbitrário entre duas marcas ao longo da região de diâmetro reduzido da amostra de modo que seu aumento possa ser medido durante o teste.

$$\sigma = \frac{P}{A_0} \quad (7)$$

onde P é a força aplicada em um determinado instante e A_0 é a área inicial da seção transversal do corpo de prova. Assume-se que a tensão seja distribuída uniformemente na seção transversal. A unidade de medida de tensão, no sistema internacional, é Pa.

A deformação específica, ou simplesmente deformação, é a mudança de comprimento por unidade de comprimento, sendo calculada por:

$$\varepsilon = \frac{l - l_0}{l_0} \quad (8)$$

onde l_0 é o comprimento de medida inicial e l é o comprimento de medida sob a ação da força P . A deformação específica é adimensional, sendo comprimento dividido por comprimento.

A partir do diagrama tensão-deformação de tração é possível definir diversos parâmetros do material. Dentre os principais, têm-se:

- Módulo de elasticidade (E): representa a inclinação da curva tensão deformação até o limite de proporcionalidade (ponto pl na Figura 9a), onde a tensão é proporcional à deformação. Nessa região, toda deformação é elástica, ou seja, uma vez retirada a carga, a peça retorna ao seu estado geométrico inicial. O módulo de elasticidade é definido pela lei de Hooke:

$$\sigma = E \cdot \varepsilon \quad (9)$$

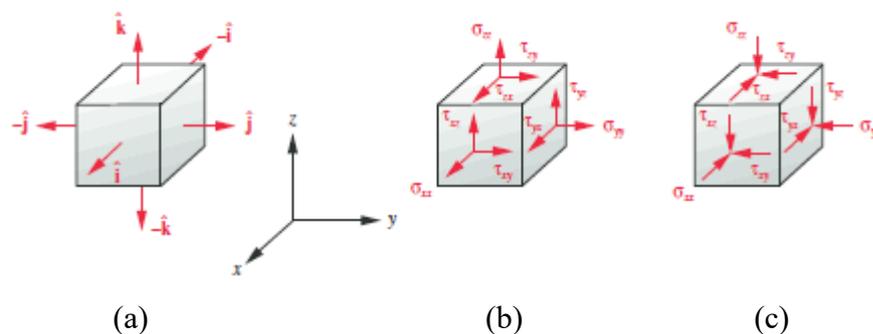
- Limite elástico: ponto marcado como el na Figura 9a. Representa o ponto no qual o material deixa de apresentar comportamento elástico e passa a apresentar comportamento plástico, passando a sofrer deformações permanentes na peça;
- Tensão de escoamento (S_y): no ponto y , logo acima do limite elástico, representa o nível de tensão em que o material começa a ceder mais facilmente à tensão aplicada e sua taxa de deformação aumenta (inclinação mais baixa da curva).
- Resistência a tração (S_u): também denominada como tensão limite de ruptura, tensão limite de resistência ou tensão última, representa o pico de tensão no qual a tensão no corpo de prova para de aumentar (ponto u na Figura 9a). Este valor é considerado a

maior tensão de tração que o material pode suportar antes da ruptura num diagrama de engenharia. A aparente queda na tensão antes do ponto de ruptura (de u a f na Figura 9) é causada pela redução localizada na área do corpo de prova dúctil.

2.4.2 Estado plano de tensão e tensões principais

Em um corpo sujeito a forças, a tensão é geralmente distribuída segundo uma função continuamente variável dentro de uma porção contínua do material. Todo elemento infinitesimal do material pode experimentar diferentes tensões em um determinado instante. Portanto, deve-se analisar as tensões atuando em elementos de dimensão reduzida dentro do corpo. Esses elementos infinitesimais são tipicamente modelados como cubos, como mostrado na Figura 10.

Figura 10 – Elemento infinitesimal. (a) Versores normais à superfície; (b) componentes de tensão positiva; (c) componentes de tensão negativa.



Fonte: Norton (2007).

Considera-se que as componentes de tensão atuam sobre as faces destes cubos de duas maneiras diferentes. As tensões normais atuam na direção perpendicular à face do cubo e tendem a puxá-lo (tensão normal de tração) ou a empurrá-lo (tensão normal de compressão). As tensões de cisalhamento atuam na direção paralela às faces dos cubos, em pares (binários) sobre faces opostas, o que tende a distorcer o cubo em um formato romboidal. As componentes normal e cisalhante da tensão atuando em um elemento infinitesimal correspondem aos termos de um tensor (NORTON, 2007).

A tensão é um tensor de segunda ordem e, portanto, requer nove valores ou componentes que o descrevem em três dimensões. O tensor 3D pode ser expresso como a matriz:

$$\begin{bmatrix} \sigma_{xx} & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_{yy} & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_{zz} \end{bmatrix}$$

onde a notação para cada componente de tensão contém três elementos: uma magnitude (σ ou τ), a superfície onde atua, definida pela direção ao plano correspondente (primeiro subscrito), e uma direção de ação (segundo subscrito).

Na Figura 10 é apresentado um cubo infinitesimal sujeito a tensões 3D. As faces deste cubo são paralelas a um sistema de eixos xyz orientado convenientemente. A orientação de cada face é definida pelo vetor normal a sua superfície, como mostra a Figura 10a. A face x tem a normal à sua superfície paralela ao eixo x e assim por diante. Portanto, existem duas faces x , duas faces y e duas faces z , sendo uma positiva e outra negativa, definidas de acordo com o sentido do vetor normal à superfície.

As nove componentes de tensão atuam sobre as superfícies deste elemento infinitesimal, como apresentado na Figura 10b. As componentes σ_{xx} , σ_{yy} , σ_{zz} são as tensões normais, atuando, respectivamente, nas direções normais às superfícies x , y e z do cubo. As componentes τ_{xy} e τ_{xz} , por exemplo, são tensões de cisalhamento que atuam na face x e cujas direções de ação são paralelas aos eixos y e z , respectivamente. O sinal de cada uma dessas componentes é definido como positivo se os sinais da normal à superfície e da direção da tensão forem os mesmos, e negativo se eles forem diferentes. Portanto, as componentes mostradas na Figura 10b são todas positivas, pois atuam em faces positivas do cubo e suas direções também são positivas, enquanto na Figura 10c, analogamente, são todas negativas.

Para qualquer combinação particular de tensões aplicadas, haverá uma distribuição contínua deste campo de tensão em torno de qualquer ponto analisado. As tensões normal e de cisalhamento no ponto irão variar com a direção em qualquer sistema de coordenada escolhido. Haverá sempre planos nos quais as componentes de tensão de cisalhamento serão nulas. As tensões normais atuando nesses planos são chamadas de tensões principais. Os planos nos quais essas tensões principais atuam são chamados de planos principais. As direções normais aos planos principais são chamadas de eixos/direções principais. Haverá também outro conjunto de eixos mutuamente ortogonais, ao longo dos quais as tensões de cisalhamento serão máximas.

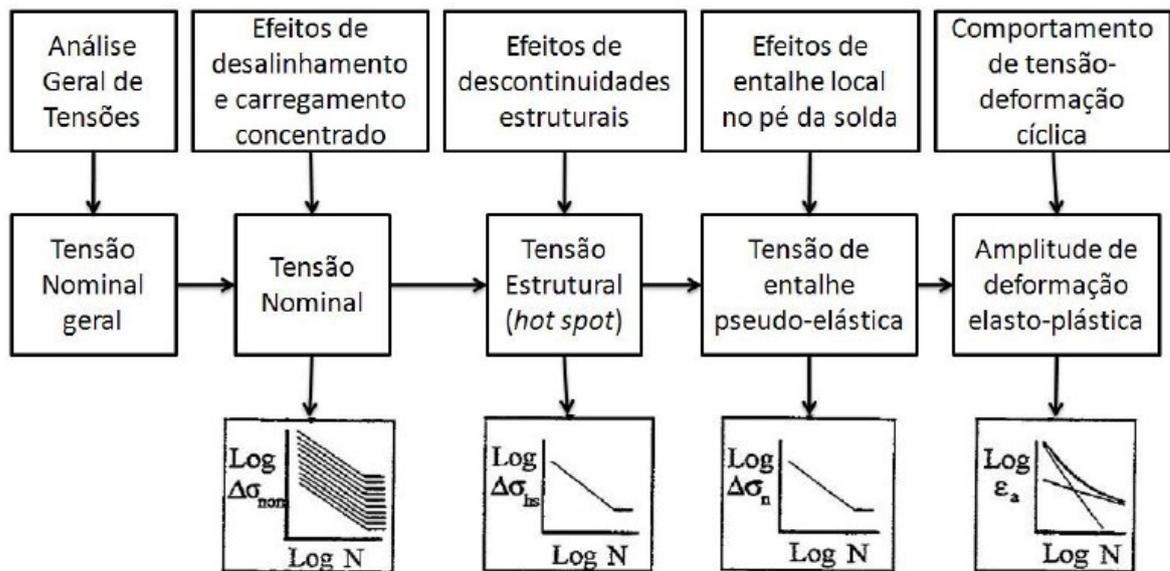
As tensões de cisalhamento principais atuam em um conjunto de planos que formam ângulos de 45° com os planos das tensões normais principais.

2.4.3 Estimativas de tensões em juntas soldadas

Obter a tensão cíclica atuante é de suma importância para estimar a vida em fadiga do objeto de estudo. Esta tensão, pode ser obtida experimentalmente, analiticamente ou via método de elementos finitos.

Na Figura 11 são resumidos os diversos efeitos do aumento de tensão na vida útil, as categorias de tensão e as abordagens de fadiga utilizadas, desconsiderando-se abordagens por mecânica da fratura.

Figura 11 – Visão geral de análise de tensão em fadiga.



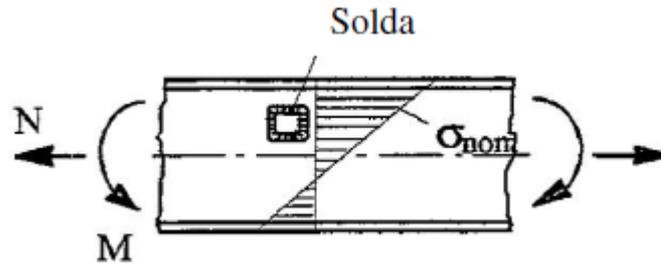
Fonte: Adaptado de Goes (2010).

De acordo com Niemi (1995), na análise de fadiga de juntas soldadas são utilizadas as seguintes categorias de tensões: tensão nominal, tensão estrutural (*hot spot*) e tensão de entalhe (*notch*). A escolha da categoria de tensão depende do método utilizado para expressar os dados de vida à fadiga.

A tensão nominal (σ_{nom}) se refere à tensão calculada ou obtida experimentalmente, imediatamente após a região de solda, excluindo qualquer influência que o cordão de solda possa apresentar na distribuição da tensão; ver Figura 12. Na prática, o efeito das características

macro geométricas, bem como o campo de tensão de cargas concentradas e as forças de reação na vizinhança, são considerados por fatores de correção (NIEMI, 1995).

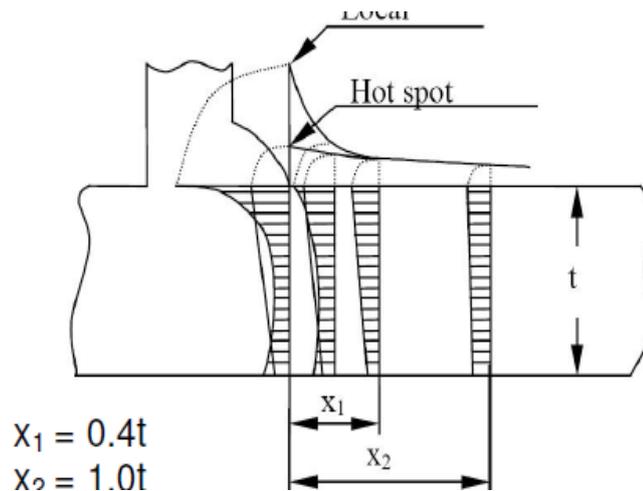
Figura 12 – Ilustração de tensão nominal em uma viga.



Fonte: Goes (2010).

A tensão estrutural se difere da nominal por considerar as discontinuidades da estrutura. Esta tensão é linearmente distribuída através da espessura da placa e é composta pela tensão de membrana e tensão de flexão. A tensão de *hot spot* (σ_{hs}) se refere à tensão estrutural no ponto crítico da estrutura, onde é esperado que a falha por fadiga ocorra devido à descontinuidade gerada pelo próprio processo de soldagem (GOES, 2010; NIEMI, 1995). Geralmente, o *hot spot* é localizado no pé da solda, não incluindo o pico de tensão não linear causado pelo entalhe, conforme Figura 13.

Figura 13 – Ilustração da tensão de *hot-spot*.

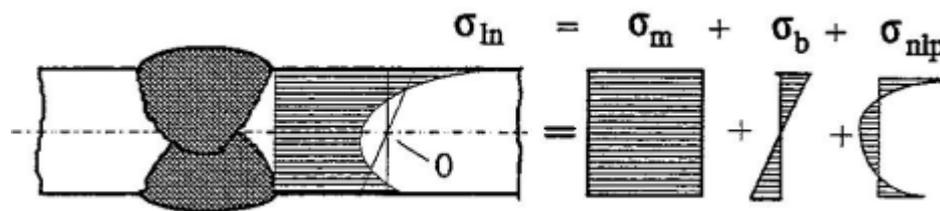


Fonte: Niemi (1995).

As distâncias x_1 e x_2 são utilizadas para obter as tensões de referência, que serão extrapoladas para obtenção de *hot spot*. Mais detalhes do método podem ser encontrados em Niemi (1995).

A tensão de entalhe (σ_{ln}) é a tensão total localizada na região de maior concentração de tensões, como, por exemplo, no pé da solda (ver Figura 14). Esta tensão é composta pela tensão de membrana (σ_m), flexão (σ_b) e pico não linear (σ_{nlp}). A primeira é calculada por meio da espessura da placa, a segunda pela metade da diferença entre as tensões estruturais da superfície superior e da inferior, e a última é calculada pela tensão máxima na parte não linear de uma distribuição de tensões causada pelo entalhe. Para este caso, a análise de elementos finitos é uma excelente ferramenta de auxílio, visto que não é trivial obter a tensão de pico não linear (GOES, 2010; NIEMI, 1995).

Figura 14 – Ilustração da tensão de entalhe no pé da solda, composta pelas tensões de membrana, flexão e pico não linear.



Fonte: Niemi (1995).

2.5 MODELOS DE ANÁLISE DE FADIGA

Os critérios de análise de fadiga em metais são baseados no controle da tensão (alto ciclo) ou no controle da deformação (baixo ciclo). De acordo com Suresh (1998), existem três métodos básicos de dimensionamento de fadiga:

- Fadiga controlada por tensão (método S-N);
- Fadiga controlada por deformação (método ϵ -N);
- Mecânica da fratura linear elástica (MFLE).

Em termos de valores (Collins, 1993), a fadiga de baixo ciclo está relacionada às falhas que ocorrem para um alto nível de tensão e baixo número de ciclos ($N < 10^3$ ciclos para aços). Por fadiga de alto ciclo, são consideradas falhas que ocorrem para alto número de ciclos ($N > 10^4$).

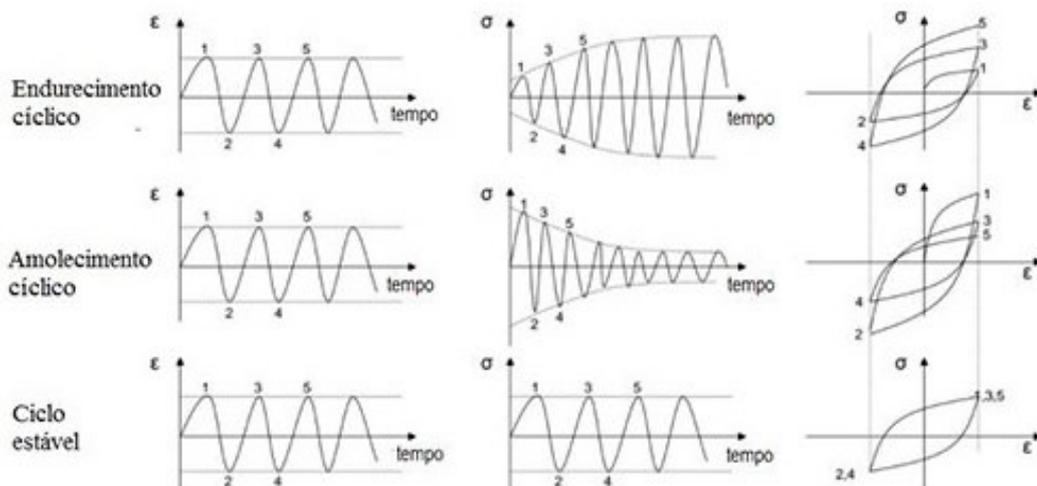
ciclos para aços). Considerando diferentes materiais, Lee *et al.* (2005) definiram fadiga de baixo ciclo para tensões acima do limite de escoamento (plásticas), enquanto a de alto ciclo ocorre para tensões abaixo do limite de escoamento (elásticas).

Visto que o presente trabalho irá utilizar o método de fadiga controlada por tensão, que será exposto na seção de Metodologia, será dada ênfase a esse tópico em detrimento aos demais, conforme será descrito no item 2.5.1.

A fadiga de baixo ciclo ocorre quando as tensões cíclicas são de origem térmica ou quando existem concentradores de tensão no componente. As tensões são suficientemente altas para causar deformações plásticas localizadas no material, de forma que a deformação total possui um papel preponderante em regiões de alta concentração de tensão, como em entalhes e locais de solda. Nestes casos, o comportamento à fadiga é melhor avaliado em termos de controle da deformação do que em controle de tensão, de forma que os gráficos são plotados em função da deformação específica e do número de ciclos (MILAN, 1999; OLIVEIRA, 2012).

Segundo Fuchs *et al.* (1980), o comportamento cíclico dos metais (Figura 15) deve ser caracterizado para a obtenção da curva tensão-deformação cíclica, uma vez que os metais podem sofrer amolecimento cíclico ou endurecimento cíclico, ter comportamento estável ou misto quando submetidas a tensões alternadas dependendo do estado inicial do material (temperado, revenido, normalizado, recozido); ver MITCHELL (1978) e MILAN (1999).

Figura 15 – Ilustração do comportamento cíclico dos metais



Fonte: Alba (2018).

Segundo Landgraf *et al.* (1972), aços de alta resistência e baixa liga, aços baixo carbono e aços de baixa dureza apresentam comportamento misto. Metais puros deformados a

frio e muitos aços submetidos a pequenas amplitudes de deformação sofrem amolecimento cíclico, apresentando diminuição em propriedades como dureza, limite de escoamento e limite de resistência à tração no decorrer dos ciclos (MITCHELL, 1978). De um modo geral, aços temperados, metais recozidos e diversas ligas de alumínio sofrem endurecimento cíclico (MILAN, 1999).

O método da mecânica da fratura linear elástica é utilizado para estimar o tempo de propagação da trinca e requer previamente o conhecimento do seu comprimento inicial. O princípio deste método está na relação entre a tensão aplicada e a distribuição de tensões na ponta da trinca juntamente com o tamanho, forma da trinca, propriedades do material, condições do teste (ambiente e temperatura), forma do componente mecânico e método utilizado para determinação da trinca. Na Tabela 1, é realizada uma breve comparação entre os métodos citados, mostrando vantagens e desvantagens, além das principais aplicações.

Tabela 1 – Comparação entre os métodos de previsão de vida em fadiga.

Método	Tensão-Vida (S-N)	Deformação-Vida (ϵ-N)	Mecânica da Fratura (MFLE)
Vantagens	<p>Simples</p> <p>Fadiga de alto ciclo</p> <p>Muitos dados de materiais disponíveis</p> <p>Modela vida total</p>	<p>Fadiga de baixo e alto ciclo</p> <p>Modelos de plasticidade</p> <p>Modelos incluem tensão residual</p>	<p>Reconhece trinca e seus efeitos na resistência</p> <p>Modela trincas e seu crescimento sob carregamento cíclico</p> <p>Contabiliza efeito de sequência de carregamento</p>
Desvantagens	<p>Empírico e difícil de extrapolar</p> <p>Não abrange efeitos de plasticidade</p> <p>Não funciona para fadiga de baixo ciclo</p>	<p>Mais complicado de ser aplicado</p> <p>Modela apenas iniciação da trinca</p>	<p>Apenas crescimento de trinca (sem iniciação)</p> <p>Sensível ao tamanho inicial da trinca</p> <p>Geometria possui extrema influência</p>
Aplicações	<p>Vida longa</p> <p>Estimativas rápidas</p>	<p>Vida curta e longa</p> <p>Peças que escoam durante carregamento cíclico ou que sofrem esporadicamente picos de tensão acima do escoamento</p>	<p>Trincas pré-existentes</p> <p>Vida residual remanescente após período de iniciação da trinca</p> <p>Especifica intervalos de inspeção/manutenção</p>

Fonte: Adaptado de Takahashi (2014).

2.5.1 Fadiga controlada por tensão (método S-N) – fadiga de alto ciclo

O método da fadiga controlada por tensão, primeiro a ser utilizado no entendimento e quantificação da fadiga, é baseado nas curvas de Wohler, tensão *versus* número de ciclos (S-N). Sua aplicação é adequada para componentes submetidos a tensões no regime elástico e quando deformações plásticas são quase nulas, resultando em um alto número de ciclos para a falha (MILAN, 1999; CASTRO, 2007).

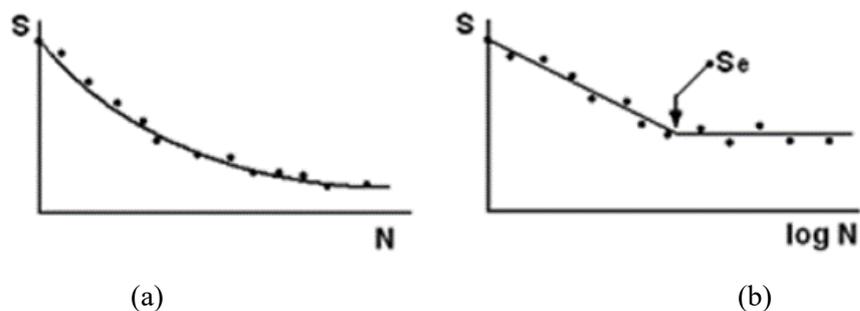
A grande desvantagem da curva S-N está no fato dessa curva ignorar o comportamento tensão-deformação e tratar todas as deformações como elásticas. Sua adoção é válida apenas para pequenas deformações plásticas (COLLINS, 1993).

As curvas S-N desenvolvidas por Wohler são a base da teoria de fadiga controlada por tensão, sendo definidas em função da tensão nominal aplicada. Estas curvas são determinadas a partir dos resultados de corpos de prova polidos ou em componentes da própria estrutura, conduzidos pela norma ASTM E-466: 96, com carregamento totalmente reverso (OLIVEIRA, 2012; CASTRO, 2007).

Wohler constatou que a redução da amplitude de tensões aplicada nos corpos de prova implicava no aumento do número de ciclos que o material era capaz de suportar antes de romper. Estas observações levaram-no ao conceito de limite de resistência à fadiga (S_e) onde o material não romperá por fadiga para um determinado nível de tensão. Nota-se que o limite de resistência à fadiga varia de acordo com a razão de tensão aplicada ao componente, tipo de carregamento, acabamento superficial, concentradores de tensão e características do ambiente.

As curvas S-N são tipicamente apresentadas em gráficos com os eixos cartesianos nas seguintes escalas: S-N; S-logN; logS-logN. A escala semi-logarítmica (Figura 16b) é frequentemente adotada por facilitar a visualização do limite de resistência à fadiga (S_e) (CASTRO, 2007).

Figura 16 – Ilustração das curvas de Wohler S-N: a) linear; b) semi-logarítmica.



Fonte: Adaptado de Collins (1993).

2.6 CÓDIGO ASME SEÇÃO VIII - DIVISÃO 2

Vasos de pressão e tubulações são usados em uma grande variedade de indústrias para conter e transportar fluidos pressurizados que podem ser perigosos. Projetistas de vasos de pressão e tubulações trabalham para garantir que tais equipamentos possam operar em regime contínuo, com confiabilidade e segurança para todos os carregamentos previstos em projeto de modo a assegurar a integridade estrutural da planta. Projetos aeronáuticos, navais e de reservatórios submetidos a elevados níveis de pressão são exemplos típicos de situações governadas por normas propostas pela ASME, FAA, DIN, ISO entre outras.

As normas americanas de vasos de pressão, como o código ASME, abrangem não só os critérios, as fórmulas e os roteiros de cálculo, mas também regras e detalhes de testes, soldagem, montagem e inspeção, bem como as tolerâncias admitidas, informações sobre exigências de fabricação e requisitos mínimos de qualidade do material de construção.

Neste contexto, o código ASME fornece os requisitos de projeto necessários para análises de tensão e dos diferentes modos de falha que podem ocorrer em determinado equipamento. Para o caso em questão, optou-se pela utilização do código ASME, Seção VIII – Divisão 2, devido a três fatores principais:

- Estão incluídos os vasos de pressão nos quais há geração de vapor classificados como trocadores de calor e evaporadores;
- Não existe limite para pressão máxima atuante no vaso de pressão;
- Considera análise de fadiga, que não está presente em outras seções do código.

2.6.1 Requisitos e considerações gerais

Os requisitos para aplicação da metodologia de projeto desta divisão estão descritos na parte 5 da seção VIII, divisão 2. São fornecidos procedimentos detalhados de projeto, utilizando os resultados de uma análise de tensão, para avaliar componentes sob colapso plástico, falha local, flambagem e carregamento cíclico. Também são fornecidos procedimentos para o projeto, usando os resultados de uma análise experimental de tensão, e para avaliações da mecânica da fratura.

Exceto em casos especiais, a mínima espessura requerida para cascos, após a produção e independentemente da forma e material do produto, deve ser 1,6 mm sem a presença de

corrosão. Dentre os casos especiais, o primeiro item listado se refere a placas de trocadores de calor, de forma que a mínima espessura requerida não é aplicada em placas de trocadores tipo placas.

A abordagem para carregamento cíclico se aplica a todos os componentes em que a espessura e a configuração do componente respeitam as regras de projeto do código, e que estejam submetidos a cargas cíclicas.

A avaliação da fadiga é feita com base no número de ciclos aplicados em uma faixa de tensão ou deformação num determinado ponto do componente. As curvas de fadiga são tipicamente apresentadas em duas formas: curvas de fadiga baseadas em amostras de barra lisa (*smooth bar*) e curvas baseadas em amostras incluindo detalhes de qualidade de solda consistentes com os requisitos de fabricação e inspeção do código ASME (seção 5.5.5: *Fatigue Assessment of Welds*).

As análises baseadas em barra lisa são ajustadas para o máximo efeito possível de tensões médias na vida útil, e se dividem em duas seções: análise elástica (seção 5.5.3: *Fatigue Assessment – Elastic Stress Analysis and Equivalent Stresses*) e análise elasto-plástica (seção 5.5.4: *Fatigue Assessment – Elastic-Plastic Stress Analysis and Equivalent Strains*). Como visto nas seções anteriores, a análise elasto-plástica, baseada em ciclos de deformação, é recomendada para fadiga de baixo ciclo (método ϵ -N), enquanto a análise elástica, baseada em ciclos de tensão, é recomendada para fadiga de alto ciclo (método S-N).

A análise elástica do código ASME é descrita por Langer (1972). O método inclui, em seus procedimentos, fatores de redução da resistência à fadiga recomendados para juntas soldadas da WCR 432 (1998). O uso dos fatores de redução de resistência à fadiga tem sido uma área controversa nos procedimentos de projeto, onde orientações muito limitadas sobre a aplicação desses fatores são fornecidas; ver Kalnins (2006), por exemplo.

Dessa forma, o capítulo 5.5.3 (Avaliação de Fadiga – Método elástico) do código ASME será adaptado para enquadrar os experimentos em placas de trocadores do tipo PSHE.

2.7 ENSAIOS DE FADIGA

Ensaio de fadiga ocorre a partir da aplicação de uma carga cíclica em um determinado corpo de prova apropriado e padronizado de acordo com o procedimento a ser realizado (Figura 17). Os corpos de prova são submetidos a cargas variáveis (tensões máximas

e mínimas), levando o mesmo à ruptura após um determinado número de ciclos (NORTON, 2007).

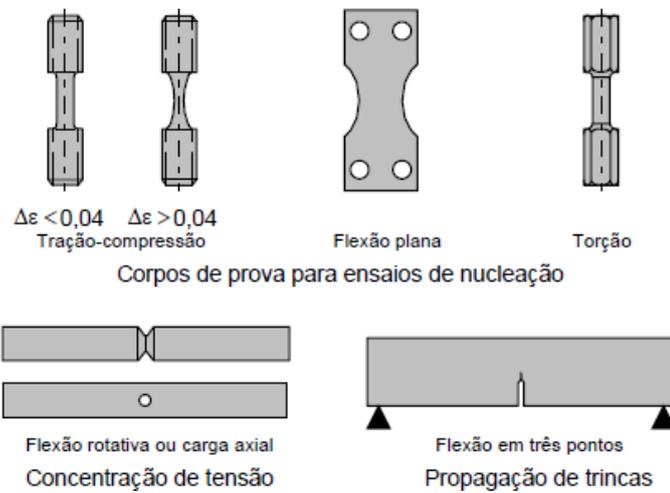
Os equipamentos para ensaio de fadiga são constituídos por um sistema de aplicação de cargas, permitindo alteração da intensidade e sentido da força. Os ensaios estão relacionados ao tipo de esforço que se deseja aplicar, de forma que os equipamentos usuais permitem ensaios de tração-compressão, torção, flexão e flexão rotativa (NORTON, 2007; ROSA, 2002).

O ensaio mais usual, realizado em corpos de prova extraídos de barras ou perfis metálicos, é o de flexão rotativa (NORTON, 2007). Neste ensaio, um corpo de prova é submetido a solicitações de flexão, enquanto o mesmo é girado em torno de um eixo, por um sistema motriz com conta-giros, numa rotação determinada e constante. Após sua falha, novos corpos de prova são ensaiados, com diferentes intensidades de carregamento, permitindo uma avaliação do efeito do nível de carregamento cíclico sobre a vida do material em questão (ROSA, 2002).

Uma característica importante e que deve ser levada em consideração em todo e qualquer problema relacionado à fadiga é a dispersão significativa de resultados, principalmente para vidas superiores a 10^4 ciclos. Isto decorre do processo de nucleação, influenciado diretamente pelas heterogeneidades metalúrgicas, aleatoriamente dispersas no volume do material (ROSA, 2002).

Atualmente o estudo de fadiga é realizado por dados obtidos com ensaios tração-compressão, com controle de carga na região de alto ciclo e controle de deformação na região de baixo ciclo. Os equipamentos de ensaio são, na sua maioria, máquinas eletro-hidráulicas servo-controladas, com realimentação de sinal de controle e com medições simultâneas das variáveis de controle. Quando o objetivo é descrever o comportamento do material quanto à propagação de trincas, realiza-se uma fissura prévia no corpo de prova e monitora-se a velocidade de propagação conforme intensidade de carregamento.

Figura 17 – Ilustração de corpos de prova para diferentes ensaios de fadiga.



Fonte: Rosa (2002).

2.7.1 Efeitos sobre diagrama S-N

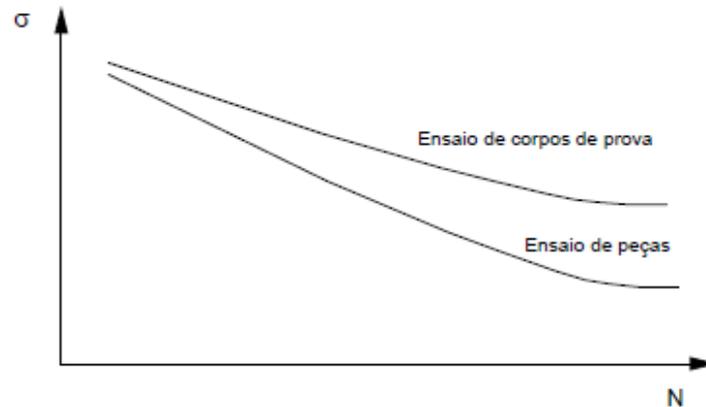
Em equipamentos convencionais é raro realizar ensaios com a utilização do produto em sua forma original (condições finais de produção). Molas, barras e pontas de eixo são os casos mais comuns em que são realizados ensaios com o produto em sua forma original. Em virtude das configurações dos equipamentos, é raro encontrar na literatura ensaios que produzam carregamentos multiaxiais, com diferentes tipos de solicitações ocorrendo de forma simultânea.

A dificuldade de se realizar uma abordagem com todos os fenômenos atuando simultaneamente, ou com corpos de prova representativos, promovem discrepâncias entre a vida em fadiga do corpo de prova e o componente real (Figura 18). Usualmente, fatores de correção obtidos experimentalmente são utilizados para estimar a vida do componente (ROSA, 2002). De forma geral, a tensão limite de fadiga do componente, $\sigma_{f'}$, é inferior à do material, σ_f , podendo ser estimada por:

$$\sigma_{f'} = \sigma_f \prod_{i=1}^n k_i \quad (10)$$

sendo k_i o fator de correção para o i ésimo efeito.

Figura 18 – Ilustração da curva de resistência à fadiga para peça e corpos de prova.



Fonte: Rosa (2002).

Segundo Rosa (2002), as principais diferenças entre o corpo de prova e a peça real podem, resumidamente, ser listadas como:

- **Acabamento Superficial:** o corpo de prova tem a sua superfície retificada ou muitas vezes polida, enquanto o componente mecânico é apenas usinado ou usado de acordo com o último estágio de fabricação, e.g. laminação, forjamento, solda ou fundição. Essas diferenças são importantes, principalmente para fadiga de alto ciclo. Um acabamento superficial de pior qualidade, em geral, degrada a resistência à fadiga da peça, diminuindo a vida em fadiga em 10^3 vezes ou mais;
- **Tamanho:** o corpo de prova é geralmente de pequeno diâmetro, com um pequeno volume de material solicitado pelas tensões máximas, o que reduz a possibilidade de heterogeneidades no volume. Em peças de grandes dimensões, as regiões centrais são mais sujeitas a segregações, inclusões e outros defeitos metalúrgicos, o que compromete a resistência da peça;
- **Confiabilidade:** quando deseja-se utilizar dados de resistência à fadiga com nível de segurança que considere a dispersão existente no processo de falha por fadiga. Isto faz com que a tensão limite de fadiga fique abaixo do correspondente valor médio, quando necessária confiabilidade superior a 50%;
- **Temperatura:** quando o componente está sendo projetado para trabalhar em temperaturas superiores as utilizadas no ensaio de fadiga. Em geral, para temperaturas inferiores a 250°C ocorre uma pequena diminuição na resistência à fadiga, acentuando-se para temperaturas superiores;

- Geometria: os corpos de prova possuem seção uniforme, com uma transição suave para os extremos onde são fixadas as garras, enquanto que nos componentes mecânicos podem existir variações bruscas da geometria que acarretarão concentrações de tensão;
- Carga: na grande maioria dos casos de corpo de prova de fadiga, a solicitação é simples, sendo apenas de um tipo: flexão, tração-compressão, torção. Para peças reais, existe uma superposição de vários tipos de solicitações, tornando necessária uma análise do efeito combinado;
- Outros Efeitos: outras variáveis, tais como tensões residuais, tratamentos superficiais, ambientes agressivos, também influenciam na vida do componente.

2.8 REVISÃO SISTEMÁTICA DE ANÁLISE DE FADIGA EM TROCADORES DE CALOR

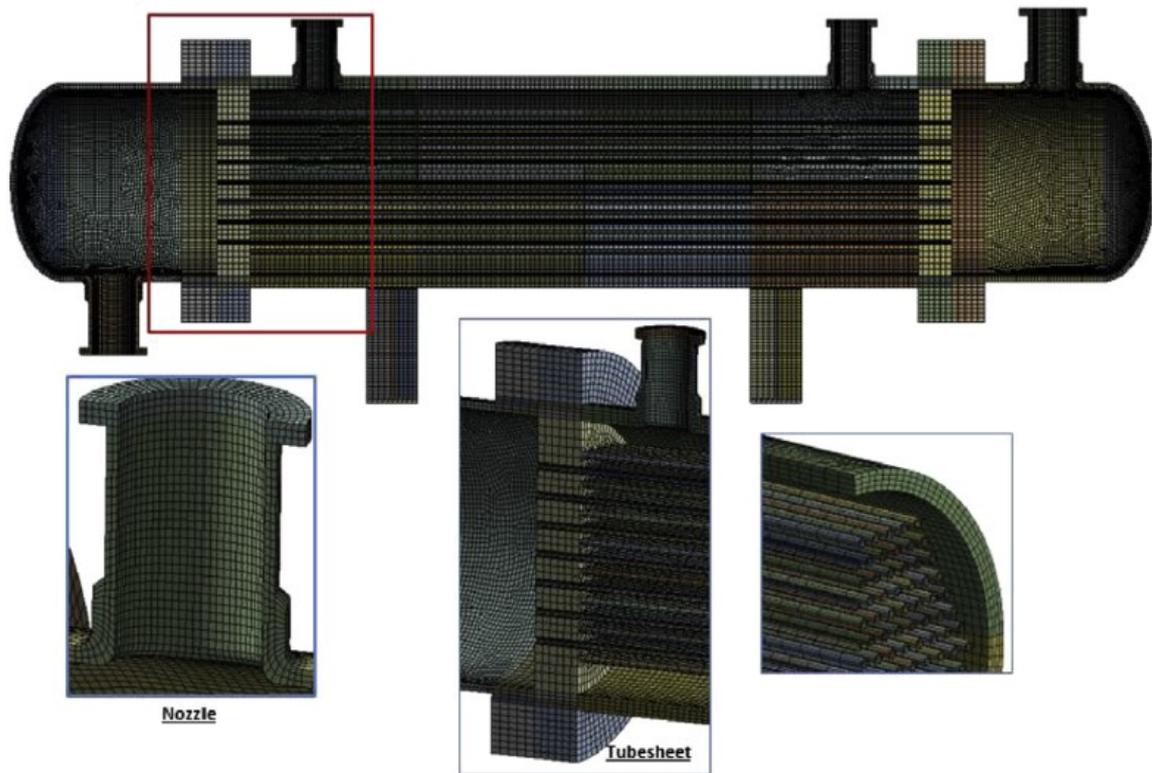
2.8.1 Trocadores de calor a placas gaxetadas

Pelliccione *et al.* (2019) constatou a fadiga mecânica como modo de falha em trocadores de calor do tipo placas gaxetadas de titânio. Após 126.000 horas de trabalho, o trocador perdeu eficiência e foi retirado de operação para inspeção. Inspeções visuais detectaram rachaduras nas paredes. Foram realizadas diferentes análises para estudar as causas da redução de eficiência, tais como metalografia, fractografia, análise química por meio de espectroscopia de emissão óptica, análise de tensões por elementos finitos (MEF). As marcas de catraca observadas na parte superior e inferior da superfície da fratura indicaram carga de flexão reversa. Na análise de elementos finitos, foi verificado maior faixa de tensão de tração na área da junta em ambos os lados da placa, confirmando essa evidência. Uma suposição dos autores é de que o hidreto de titânio contido na microestrutura contribuiu para redução da vida em fadiga.

2.8.2 Trocadores de calor casco-tubo

Patil e Anand (2017) estudaram o fenômeno de fadiga térmica em um trocador do tipo casco tubo (Figura 19). A definição das curvas de fadiga foi feita através de testes numéricos em elementos finitos.

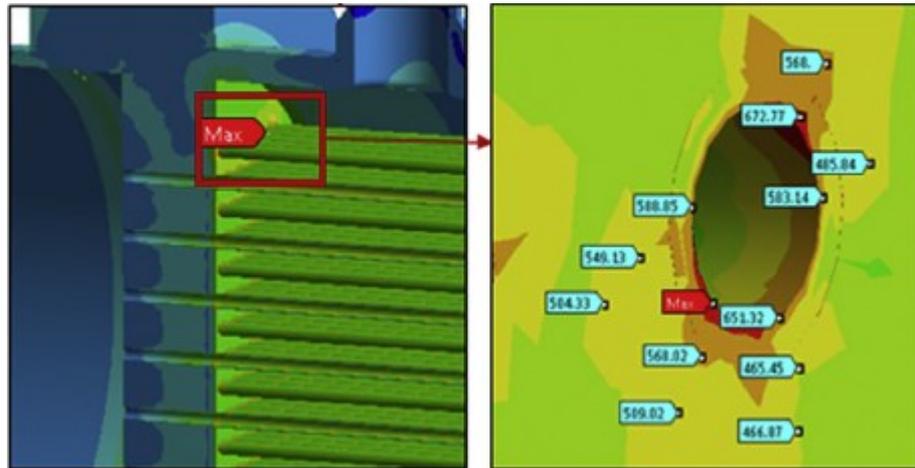
Figura 19 – Modelo de elementos finitos do trocador de calor do tipo casco tubo.



Fonte: Patil e Anand (2017).

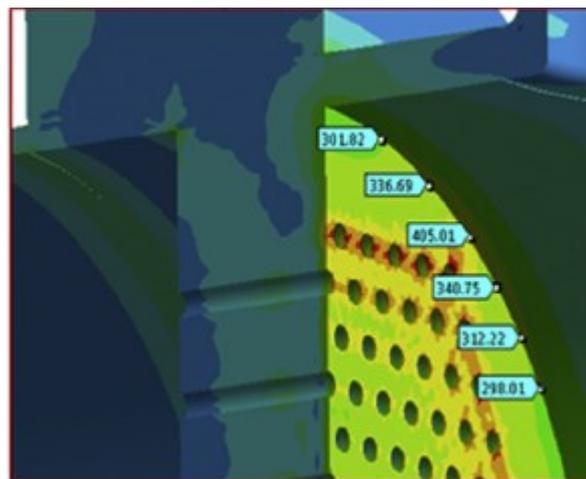
Consideraram-se os extremos operacionais do trocador para delimitação da análise de tensões. As junções entre o tubo e a placa (Figura 20) e entre a placa e o casco (Figura 21) se apresentaram como regiões de maior concentração de tensão. Para definição do número de ciclos foi utilizado o código ASME. Na junção tubo-placa, a tensão alternada equivalente resultou em 740 MPa e na região casco-placa, 405 MPa. De acordo com a curva padrão do código ASME, obteve-se um número de 341 ciclos permitidos para a região mais crítica, enquanto que para região casco-placa, um total de 1.727 ciclos. O autor ressalta a complexidade da modelagem, afirmando que as condições de contorno e sensibilidade de malha são parâmetros críticos, principalmente no que se diz respeito às regiões concentradoras de tensões. Concluíram ainda que a análise de fadiga elástica e a abordagem da tensão equivalente só devem ser utilizadas em juntas com perfis conhecidos.

Figura 20 – Junção Tubo-Placa



Fonte: Patil e Anand (2017).

Figura 21 – Junção placa-casco



Fonte: Patil e Anand (2017).

Liu *et al.* (2016) estudaram fadiga em trocadores de calor do tipo casco-tubos. Os autores analisaram a região soldada entre o tubo e a região adjacente com diferentes testes visuais, testes de tração e elementos finitos. Foi confirmado que as amostras deterioradas ainda atendem aos requerimentos químicos e mecânicos de uma peça de aço inoxidável 304. Foram verificados inúmeros defeitos na região soldada. Verificou-se que a propagação de trincas se originou nesta região, determinando a falha do trocador. É sugerido pelos autores um maior controle na orientação dos tubos em relação à chapa em que são soldados e também na qualidade da solda, que pode diminuir significativamente a vida em fadiga.

2.8.3 Trocadores de calor compactos

Laurent *et al.* (2016) estudaram a fadiga térmica de baixo ciclo (altas deformações) em trocadores de calor compactos em estrutura de aço 316L. Os autores apresentaram as premissas e simplificações utilizadas para modelar o trocador de calor e o modelo da estrutura em simulações no programa Ansys®. Primeiramente, foi estudado o comportamento termomecânico das placas, e em seguida verificado locais de concentração de tensão. Para análise de fadiga foi conduzido um teste de flexão com 4 apoios. Os autores concluíram que a vida em fadiga de grandes trocadores é um problema industrial crítico, propondo algumas soluções para o caso de fadiga de baixo ciclo com placas soldadas.

2.9 REVISÃO SISTEMÁTICA DE FADIGA EM AÇO INOXIDÁVEL AUSTENÍTICO 316L

Gallo *et al.* (2017) estudaram a fadiga de baixo ciclo em amostras de aço inoxidável 316L sobre cargas proporcionais e não proporcionais. Estas cargas foram de tração-compressão, e de torção para os casos proporcionais. Nos casos não proporcionais, foram tensionados materiais de forma circular, mantendo a tensão e deformação em níveis iguais durante toda duração do teste. A tensão alternada foi mantida em uma faixa de 800 a 900 MPa, para examinar fadiga em baixo ciclo (demasiada deformação plástica). Baseado nos resultados apresentados, pode-se afirmar que a vida em fadiga de espécimes sob carregamento não proporcional é menor, quando comparado com o mesmo fator de concentração de tensão. Os autores constataram, por meio de análise de elementos finitos, que o ponto de falha da amostra (onde há propagação de trinca) ocorre no ponto de máxima deformação, e não de tensão.

Mohammad *et al.* (2012) estudaram a resistência à fadiga em corpos de prova cilíndricos de aço austenítico 316L submetidos à tração-compressão. Esses corpos foram fabricados de acordo com a norma ASTM E606. A tensão alternada aplicada variou entre 146 MPa e 334 MPa, buscando caracterizar processos de fadiga de baixo e alto ciclo. Durante todos os testes, a razão de carga foi 0,1. Tensões entre 334 e 291 MPa delimitam a falha por fadiga de baixo ciclo (entre 10^3 e 10^4 ciclos). Tensões inferiores a 291 MPa estão na região de alto ciclo, acima de 10^5 ciclos. Para este corpo de prova padrão, o limite de resistência à fadiga obtido foi de 146,45 MPa, resistindo a mais de 7 milhões de ciclos.

Farrahi *et al.* (2019) estudaram o efeito de cargas combinadas (tensão e flexão) no comportamento em fadiga do aço austenítico 316L. Os autores definiram oito experimentos, combinando tensões axiais e de flexão, além de variar o tamanho de grão. A porcentagem da tensão de flexão na carga total do teste é definida em 0, 0,17, 0,71 e 1. Verificou-se que a contribuição de flexão na faixa 0-17% possui um maior impacto na vida em fadiga do que na faixa 71-100%. Foi concluído que o tamanho de grão possui menor influência no aumento da resistência à fadiga do que a flexão. Quando a tensão normal é também proveniente de flexão, o material tende a se comportar melhor em fadiga do que em casos de pura tração.

Peng *et al.* (2020) avaliaram os efeitos do tratamento superficial na vida em fadiga uniaxial do aço inoxidável 316L. A caracterização e teste do material seguiram os padrões da norma ASTM E466. O tratamento consiste em uma carburização da superfície do material em baixa temperatura. Este procedimento alterou a dureza superficial do material para 11GPa, o que dificilmente pode ser obtido por tratamentos superficiais mecânicos. O tratamento aumentou o limite de vida em fadiga em cerca de 22%. Além de verificar aumento na vida em fadiga, Peng *et al.* (2020) verificaram o local de propagação da trinca. Nas amostras não tratadas, a trinca por fadiga começa a aparecer na superfície, independentemente do nível da tensão. Já para amostras tratadas em altos níveis de tensão alternada, a trinca começa a ocorrer na superfície, enquanto que para baixos níveis de tensão, a trinca se inicia no interior do espécime.

Chen *et al.* (2018) estudaram o efeito da temperatura na resistência à fadiga uniaxial de amostras em aço inoxidável austenítico 316L. Os autores testaram amostras no ar e em água em temperatura de 288°C. Utilizaram-se do código ASME (seção III, divisão 1) para dimensionar os corpos de prova de seção transversal vazada. Também realizaram experimentos de fadiga com deformação controlada a fim de comparação. Os testes foram realizados com a tensão alternada variando entre 170MPa e 260MPa. Amostras com tensão média igual a -20 e 50 MPa fizeram com que a curva S-N fosse deslocada para cima. Esse comportamento se repetiu nos dois ambientes. Resultados da análise de deformação comprovaram que a taxa de deformação é maior nas amostras onde não há tensão média não nula. As amostras expostas ao ar apresentaram limite de vida em fadiga maior. Amostras expostas à água obtiveram tende a danos excessivos.

Huang *et al.* (2006) também estudaram o efeito da temperatura (25°C e 300°C) e da solda na resistência em fadiga do material. Os corpos de prova foram modelados de acordo com a norma ASTM E466 e confeccionados em dois padrões, um de tamanho regular e outro

reduzido. A solda realizada nos espécimes foi feita com arco gasoso de tungstênio. Inicialmente, os corpos de prova foram testados em tração e compressão uniaxial. Foram utilizadas razões de tensão entre 0,2, 0,8, -0,2, -1, gerando tensão máxima de 520MPa. Notou-se um aumento da resistência conforme o aumento da razão (melhores resultados para razão de 0,8; piores para razão de -1), sendo que amostras em compressão resistiram menos. Os espécimes de geometria reduzida apresentaram comportamento em fadiga semelhante àqueles com dimensões padrões. Para as amostras com solda, utilizaram-se duas razões de tensão (0,2 e -0,2). Em temperatura ambiente, foram testadas nove amostras. Para a razão de 0,2, quatro falhas ocorreram no metal base e uma amostra apresentou vida em fadiga infinita. Já com a razão de -0,2, três amostras falharam na solda e uma apresentou vida infinita. Oito amostras foram testadas em alta temperatura, apresentando comportamento contrário àqueles em temperatura ambiente. Para razão de 0,2, a 300°C, um espécime apresentou vida infinita, dois falharam na solda e dois no metal base. Para a razão -0,2, a 300°C, um espécime apresentou vida infinita e dois falharam no metal base.

Huang *et al.* (2015) estudaram o efeito do tratamento superficial mecânico por rolagem (SMRT) na vida em fadiga uniaxial (tração-compressão) do aço inoxidável 316L. Esse tratamento aumenta o tamanho de grão na superfície para aproximadamente 30 nm na direção do interior da amostra. Isso se traduz em uma dureza superficial de 5,5 GPa com um substrato a aproximadamente 1,8 GPa. A avaliação foi feita nos regimes de baixo e de alto ciclo. Os parâmetros de tensão foram relacionados por meio da equação de Basquin. Foram utilizadas razão de carga igual a -1 e diferentes tensões alternadas. O tratamento efetuado aumentou o limite de vida em fadiga (de alto ciclo) dos espécimes em 133% no caso do SMRT-3. No caso do baixo ciclo, a vida em fadiga aumentou 50% para a amostra SMRT-3. A camada nanoestruturada funciona como inibidora de trincas culminando no aumento de resistência à fadiga da amostra.

Zhou *et al.* (2018) investigaram o efeito de dois métodos de tratamento de aço inoxidável 316L na vida em fadiga. Os autores utilizaram um teste de tração-compressão para validar a fadiga de baixo ciclo. Foi utilizado tratamento de superfície por atrito mecânico e um *Shoot Peening*. A amostra onde foi realizado o *Shoot Peening* apresentou maior dureza superficial mediante ensaio de microdureza Vickers. O teste de fadiga foi controlado pela deformação. Verificou-se que quanto maior a taxa de deformação imposta à amostra, maior é a diferença de vida em fadiga entre o protótipo tratado e o não tratado. Isso quer dizer que a

eficácia do tratamento (*Shoot Peening* ou atrito mecânico) é maior em fadiga de alto ciclo (baixa deformação), uma vez que o limite de resistência à fadiga ficou próximo para os dois casos.

Mazánová *et al.* (2016) investigaram as respostas para a tensão/deformação cíclica e os danos iniciais à fadiga sobre o aço inoxidável austenítico 316L. Caracterizaram as propriedades do material utilizado e descreveram os procedimentos experimentais, além das condições aplicadas nas 12 amostras. Os autores observaram que o dano precoce de fadiga no carregamento multiaxial é similar ao da torção e ao carregamento axial, e que as fissuras se iniciaram a partir das pontas das intrusões em todas as condições de esforços, limitando a vida útil do material.

Reddy *et al.* (2007) estudaram a evolução da tensão cíclica e o comportamento da fratura para o aço inoxidável 316, e para as juntas de solda 316L/316. Ambos foram submetidos a testes de fadiga de baixo ciclo controlados para uma faixa de deformação em temperaturas pré-determinadas. Observaram que a vida em fadiga tem os piores resultados em juntas soldadas. Uma explicação apresentada é a heterogeneidade da microestrutura obtida na junta, onde a maioria das falhas se iniciaram na zona termicamente afetada pelo calor.

3 METODOLOGIA

Uma vez que as placas do trocador PSHE apresentam geometria complexa, exigindo avaliação cuidadosa da determinação de deformações e tensões, foi necessária a validação do aparato e de um procedimento experimental que confirmassem tensões e vida útil em geometrias conhecidas. Para esse propósito, cilindros de gás refrigerantes (Figura 22a) foram utilizados. A partir da validação do procedimento experimental, placas metálicas de um trocador de calor PSHE comercial foram analisadas experimentalmente (Figura 22b).

Figura 22 – Fotografias dos protótipos utilizados para avaliação de fadiga em bancada experimental:

(a) cilindro de gás refrigerante (b) geometria complexa da placa do PSHE.



(a) Cilindro de gás Refrigerante (b) Placa Corrugada do PSHE

Fonte: Autor (2020).

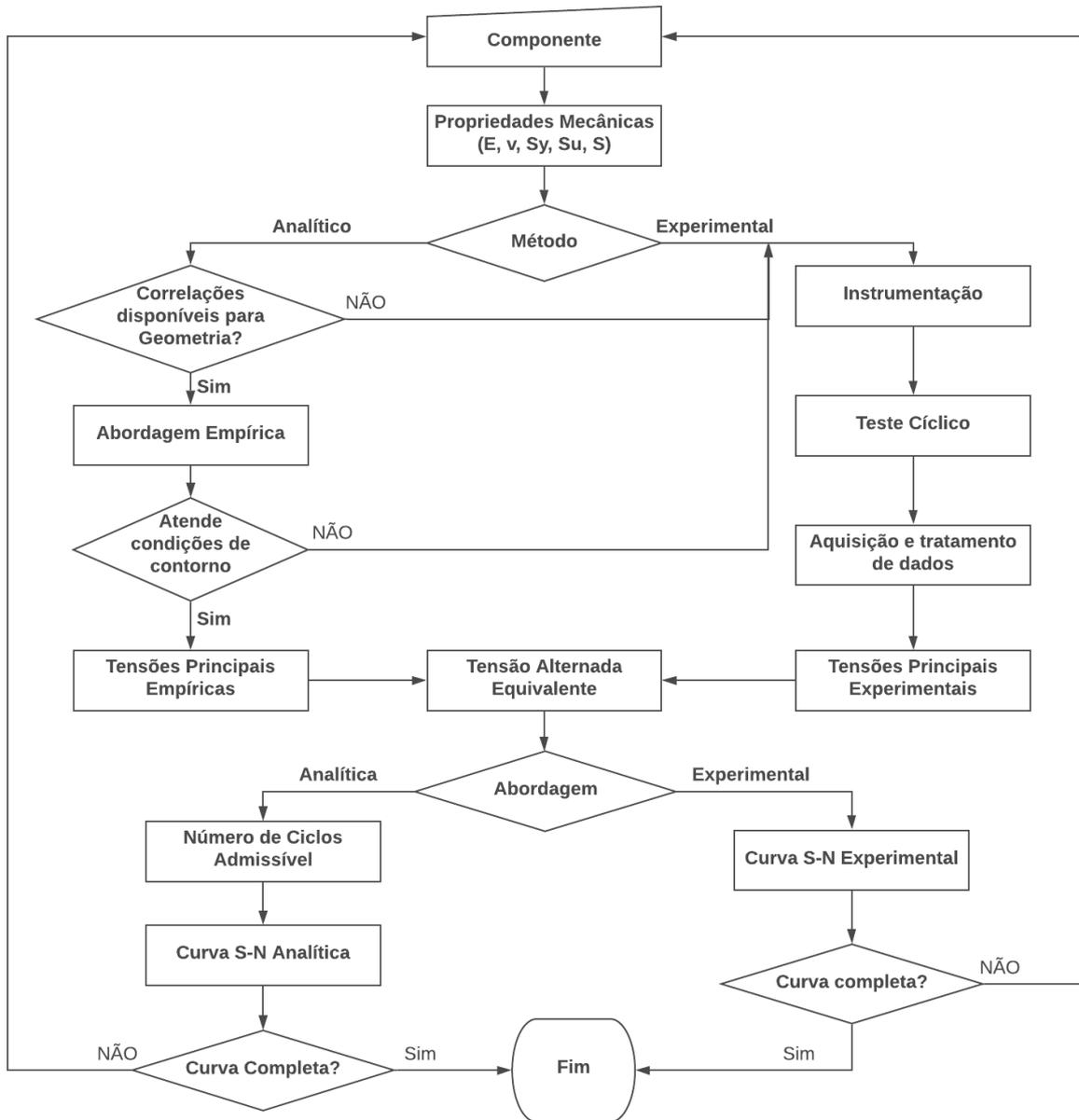
A representação gráfica, em forma de fluxograma, do processo de análise utilizado pode ser vista na Figura 23. O processo se inicia com a escolha do componente de análise, caracterizando suas propriedades geométricas e mecânicas. Em seguida, é feita a escolha da abordagem adotada: analítica, via código ASME, ou experimental.

O procedimento analítico, se difere do experimental em dois aspectos:

a) Estimativa de tensão: se a geometria for conhecida, é possível estimar a tensão utilizando correlações disponíveis da literatura. Caso contrário, é mandatório teste experimental para obter o nível de tensão atuante no componente.

b) Número de ciclos até a falha: o número de ciclos até a falha é determinado de acordo com a análise elástica proposta pelo código ASME.

Figura 23 – Processo de análise adotado para avaliação de vida em fadiga de componentes.



Fonte: Autor (2020).

3.1 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

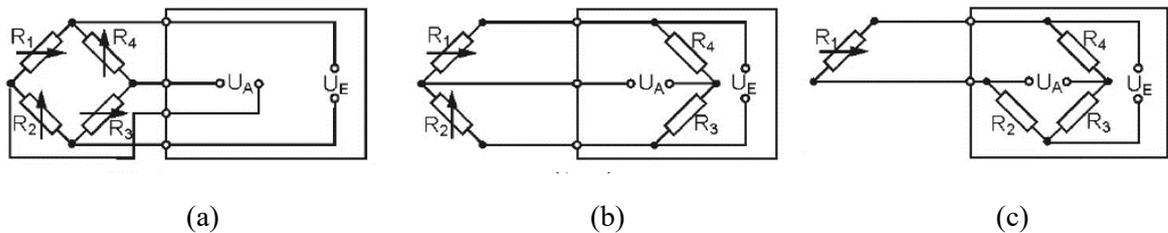
A abordagem experimental é constituída por quatro etapas para construção das curvas S-N: instrumentação, teste cíclico, aquisição e tratamento de dados, estimativa das tensões experimentais. Esse procedimento foi utilizado para os testes nos dois tipos de geometrias estudadas: cilindro de gás refrigerante e placa corrugada de um trocador de calor.

3.1.1 Instrumentação

São utilizados extensômetros, também conhecidos por “*strain gauges*”, para aferir as deformações mecânicas nos componentes pressurizados. Esses sensores são pequenos transdutores capazes de medir deformações mecânicas por meio da variação da resistência elétrica de um filamento de baixa rigidez. Para determinar as mudanças relativas de resistência do extensômetro com precisão, utiliza-se a ponte de Wheatstone.

De acordo com o tipo de problema estudado, um ou mais extensômetros podem ser utilizados para medir o nível de deformação. Designações como ponte completa, meia ponte ou um quarto de ponte indicam se o circuito é total ou parcialmente formado pelos extensômetros da amostra (Figura 24). A configuração de um quarto de ponte é adequada para o estudo de caso, uma vez que é recomendada para medições em uma dada direção de um corpo de prova sob temperaturas estáveis (HOFFMANN, 1987).

Figura 24 – Configurações das pontes de Wheatstone: (a) circuito ponte completa; (b) circuito Meia ponte; (c) circuito um quarto de ponte. R indica a presença de resistência e o subscrito variando de 1 a 4, a posição da resistência no circuito. U_A representa a tensão de saída, dependente da razão entre os resistores, enquanto U_E representa a tensão de excitação.



Fonte: Adaptado de Hoffmann (1987).

Quando o corpo de prova é solicitado em mais de uma direção, devem ser utilizados extensômetros uniaxiais nas direções desejadas ou extensômetros múltiplos. No Apêndice II, mais detalhes sobre a utilização de extensômetros múltiplos são apresentados, desde modelos comerciais até as vantagens de utilização.

Uma vez que o procedimento de análise elástica empregado utiliza o fator de redução de resistência à fadiga em regiões de solda, os extensômetros devem ser posicionados imediatamente após a região de solda, de forma a aferir a tensão nominal (σ_{nom}) para avaliação

de vida em fadiga, excluindo qualquer influência que o cordão de solda possa oferecer na distribuição da tensão.

3.1.2 Teste Cíclico

Para simular carregamentos em condições aproximadas de operação, foi utilizada uma bancada de testes hidrostáticos (Figura 25) capaz de produzir carregamentos de até 20MPa. Na Figura 27 é apresentado o diagrama hidráulico/pneumático que determina a atuação do aparato experimental para testes hidrostáticos. O aparato também é capaz de gerar experimentos com golpes de aríete.

Figura 25 – Fotografia do aparato experimental para testes hidrostáticos.



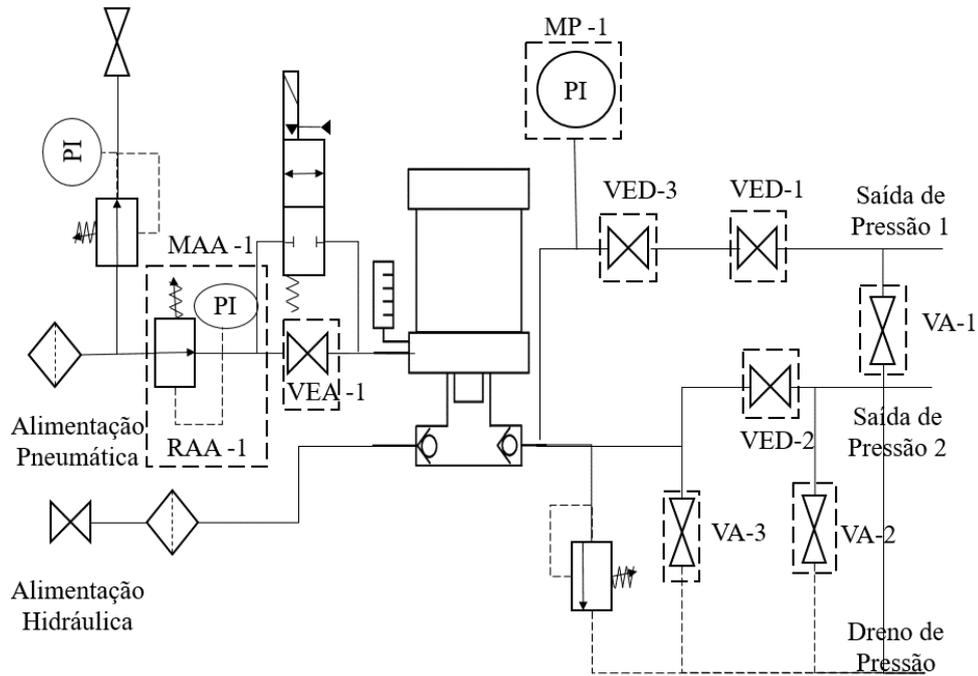
Fonte: Autor (2020).

Os parâmetros de operação do teste cíclico são explicados com o auxílio da Figura 27. O tempo de pressurização (t_p : 10s) corresponde ao tempo total que o equipamento leva para atingir a pressão de teste (P). O tempo de despressurização (8s) engloba o tempo que o equipamento leva para despressurizar ($t_{d_{p \neq 0}}$: 0,5s) somado ao que o equipamento permanece com pressão nula ($t_{d_{p=0}}$: 7,5s).

Visto que o carregamento apresenta as magnitudes das tensões máximas e mínimas diferentes, variando de uma carga nula para uma carga de tração, a solicitação é considerada repetida ($R_\sigma = 0$;

$$\sigma_{med} = \frac{\sigma_{max}}{2}).$$

Figura 26 – Diagrama hidráulico/pneumático que determina a atuação do aparato experimental em testes hidrostáticos.



RAA-1: Regulador de ar do motor

MAA-1: Pressão de ar do motor

VEA-1: Bloqueio de ar do motor

VED-1: Bloqueio da Saída de Pressão 1

VED-2: Bloqueio da Saída de Pressão 2

VED-3: Bloqueio do acumulador

MP-1: Pressão de saída

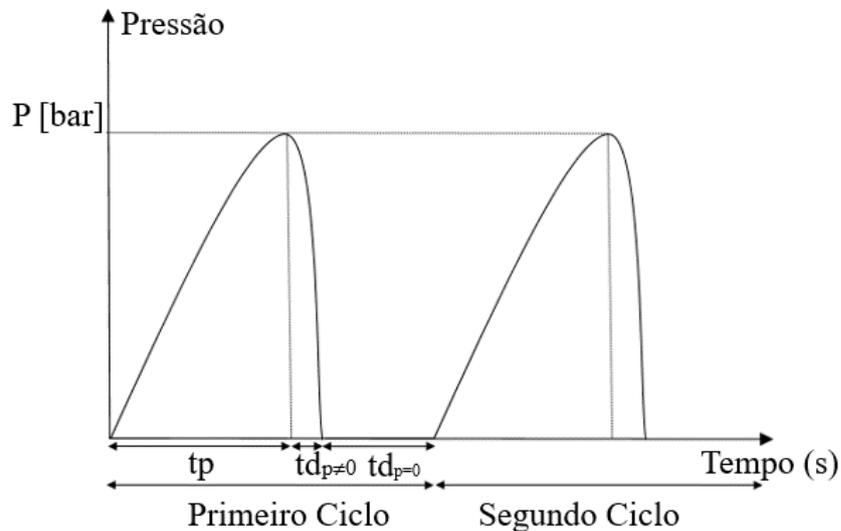
VA-1: Alívio de pressão da saída 1

VA-2: Alívio de pressão da saída 2

VA-3: Alívio controlado da ciclagem

Fonte: Autor (2020).

Figura 27 – Ilustração da curva característica do teste cíclico.



Fonte: Autor (2020).

A bancada de testes possui um sensor de pressão absoluta, o qual mede e informa em tempo real o nível de pressurização. Entretanto, utilizou-se um transdutor de pressão sobressalente da marca Ômega, modelo PX409-750GI, com fundo de escala até 5 MPa, localizado na saída de pressão 2, de forma a obter medições com maior precisão. Embora o sensor sobressalente possua menor fundo de escala, o mesmo é suficiente para a faixa experimental considerada. É importante observar que o transdutor de pressão utilizado possui saída de corrente.

Visto que o carregamento cíclico é imposto por meio de teste hidrostático, a partir do momento que uma trinca atinge tamanho suficiente para que a geometria não seja mais estanque (implicando em vazamento), o teste é finalizado e o ponto de falha é caracterizado.

3.1.3 Aquisição e tratamento de dados

O hardware de aquisição utilizado foi o modelo Lynx ADS1800 com 8 canais (Figura 28). É possível a escolha do tipo de excitação, bem como dos diferentes tipos de sensores e de suas respectivas particularidades.

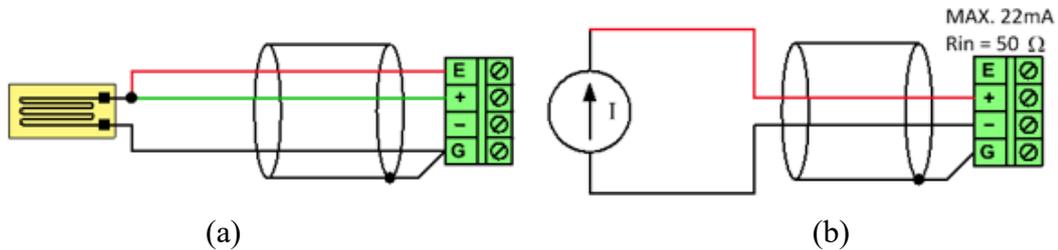
Figura 28 – Fotografia do sistema de Aquisição Lynx ADS 1800 com 8 canais.



Fonte: Lynx (2019).

É acompanhado por um programa, Lynx@Net, para configuração e calibração de sensores. O próprio programa indica o tipo de conexão a ser realizada entre o sistema de medição e o ADS1800 (Figura 29).

Figura 29 – Conexões recomendadas pelo programa Lynx@Net para diferentes sensores: (a) conexão recomendada para extensômetros $\frac{1}{4}$ de ponte; (b) conexão recomendada para sensor de pressão absoluta com saída de corrente. R_{in} é a resistência interna, e a máxima corrente tolerada é 22 mA.



Fonte: Autor (2020).

Para a aquisição dos sinais dos sensores é utilizado um programa feito em LabView para comunicação com o equipamento Lynx ADS1800. Os dados de pressão e deformação são obtidos na mesma frequência de 2 Hz. O programa permite a aquisição e visualização dos dados em tempo real, assim como seu armazenamento em arquivos '.txt' para tratamentos futuros.

3.1.4 Tensões Experimentais

O diagrama tensão-deformação exibe, na região elástica, uma relação linear entre tensão e deformação para a maioria dos materiais de engenharia, inclusive para o aço inoxidável 316L. Por consequência, um aumento na tensão (σ) provoca um aumento proporcional na deformação (ϵ), caracterizado pela Lei de Hooke (9).

Essa forma da lei de Hooke é aplicada somente para estado uniaxial de tensões. Problemas com estado de tensão uniaxial não são muito frequentes, predominando os casos biaxiais. Casos biaxiais e triaxiais requerem formas estendidas de lei de Hooke, que serão melhor discutidas para cada experimento a seguir.

Uma vez que a curva de pressurização é definida, assume-se que as tensões máximas e mínimas serão constantes durante o teste cíclico. Desta forma, para cada nível de pressão é possível determinar a tensão alternada equivalente de acordo com o critério de von Mises, descrita na seção subsequente.

Por fim, é possível construir a curva S-N experimental, com a realização de testes em diferentes níveis de pressão para um determinado número de amostras.

3.1.5 Plano estatístico e análise de dados

Para a elaboração da curva S-N, a norma ISO 12107:2003 recomenda que o relatório de ensaio deva incluir as seguintes informações:

- a) A média estimada da curva S-N, mostrando gráficos dos dados experimentais. Nenhuma extrapolação excessiva da curva é permitida além do intervalo coberto pelas observações;
- b) Lista de dados experimentais, incluindo o nível de tensão e o número de ciclos aplicados a cada amostra com observações com presença ou ausência de falha;
- c) Estimativa do limite inferior da curva S-N na probabilidade selecionada de falha, quando necessário. Nenhuma extrapolação excessiva da curva de probabilidade é permitida além do intervalo coberto pelas observações.

O relatório deve incluir informações sobre o material testado, o processo de fabricação, a composição química, o tratamento térmico, a microestrutura e as propriedades mecânicas. Sobre os espécimes testados, informações tais como uma designação padrão ou equivalente, dimensões, orientação das amostras em relação ao material do qual foram retiradas, acabamento superficial. Deve também apresentar as condições do teste de fadiga, como o tipo de tensão e/ou deformação, relação de tensão ou outro parâmetro que caracterize as séries de teste, forma de onda de tensão, frequência de teste ou equivalente, definição de falha, ambiente de teste.

3.1.5.1 Número de amostras

Em um mundo ideal, a resistência à fadiga de um componente seria obtida pela análise estatística dos resultados dos testes de um grande número de amostras. Porém na prática, isso seria impraticável, dispendioso e irrealisticamente demorado para testes em grande escala. As normas ASTM E739-10 e *British Standard* BS ISO 12107:2003 apresentam recomendações sobre o número de amostras que devem ser testadas. Para tanto, a ASTM E739-10 define quatro tipos de testes:

1. Preliminares/exploratórios;
2. Pesquisa e desenvolvimento de componentes (P&D);
3. Projeto de ciclos permitidos;

4. Confiabilidade.

O nível de replicação necessário ao realizar testes de fadiga é definido por:

$$R(\%) = 100 \left[1 - \frac{N_{\sigma}}{n} \right] \quad (11)$$

onde N_{σ} é o número de níveis de tensão usados e n é o número total de testes.

Para testes preliminares ou de pesquisa e desenvolvimento, recomenda-se que entre 6 e 12 amostras sejam testadas. Uma porcentagem de replicação de 17 a 33% é necessária para testes preliminares, enquanto uma porcentagem de replicação de 33 a 50% é necessária para testes de P&D. No entanto, para os projetos de ciclos permitidos ou de confiabilidade, recomenda-se que 12 a 24 amostras devam ser testadas, com um nível de replicação de 50 a 75%, conferindo assim um maior grau de certeza (ver Tabela 2).

Tabela 2 – Recomendações ASTM E739-10.

Testes	Nível de Replicação (%)	Número de Espécimes (mínimo) ¹
Preliminar/Exploratório	17 a 33	6 a 12
P&D	33 a 50	6 a 12
Projeto de Ciclos Permitidos	50 a 75	12 a 24
Projeto de Confiabilidade	75 a 88	12 a 24

¹ Se a variabilidade for grande, será obtida uma ampla faixa de confiança, a menos que um grande número de amostras seja testado.

Fonte: Autor (2020).

Já segundo a ISO 12107:2003, para verificar estatisticamente a adequação de um modelo linear, mais de uma amostra deve ser testada em cada um dos três ou mais níveis de tensão. Usando a definição do nível de replicação acima, isso corresponde a um requisito mínimo de 50% de taxa de replicação em 6 testes, ou seja, testar dois espécimes em cada um dos três níveis de tensão.

A fim de satisfazer os dois padrões ao obter dados de projeto por meio de testes e obter uma compreensão confiável da resistência à fadiga, a ASTM exige um mínimo de 12 amostras a serem testadas. O nível de replicação que resulta no menor número de níveis de tensão é de 75%, que corresponde a quatro testes em cada um dos três níveis de tensão. Isso também satisfaz a ISO12107, que afirma que pelo menos dois testes em cada um dos três níveis de tensão são necessários.

Para definir os três níveis de tensões testados, optou-se por empregar a pressão de projeto fornecida pelo fabricante do trocador PSHE (1,4 MPa) como o nível de tensão mais elevado. Testes serão também realizados em dois patamares inferiores com passo de 0,2 MPa (1,2 e 1,0 MPa). O passo constante é recomendado por norma. Assume-se que a variação do nível de tensão é proporcional à do nível de pressão.

3.1.5.2 Determinação da Curva S-N Experimental

Para determinar a curva S-N média, com uma probabilidade de falha de 50%, devem ser realizados testes de fadiga em vários níveis de tensão. Assume-se que a variação na curva logarítmica da vida em fadiga ($\log N$) segue uma distribuição normal com variância constante em função da tensão (ISO12107).

Métodos alternativos podem ser encontrados em BS3518-5 (1966), NF A 03-405 (1991) e em Nishijima (1981). Modelos matemáticos contínuos também são usados para ajustar, interpolar e extrapolar curvas a partir dos dados de medições; ver NF A 03-405 (1991), Bastenaire *et al.* (1971) e Spindel *et al.* (1979)).

Para analisar o comportamento da curva S-N, recomenda-se o modelo matemático linear definido por:

$$x = b - ay \quad (12)$$

onde $x = \log N$, e a e b são constantes. Para a variável y , $y = S$ ou $y = \log S$ podem ser usados. Em geral, é utilizada a expressão para y que resulte em melhor aspecto visual.

A estimativa da curva S-N média para a população é dada por:

$$\hat{a}_x = -\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})(y_i - \bar{y})}{\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2} \quad (13)$$

$$\hat{b}_x = \bar{x} + \hat{a}_x \bar{y} \quad (14)$$

onde $\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i$, $\bar{y} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i$ e n é o número de dados coletados.

O desvio padrão da variável x na curva S-N média para uma população é determinado por:

$$\hat{\sigma}_x = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n [x_i - (\hat{b} - \hat{a}y_i)]^2}{n - 2}} \quad (15)$$

onde $n - 2$ representa o número de graus de liberdade.

3.1.5.3 Verificação da adequação do Modelo Linear

É possível verificar estatisticamente a adequação do modelo linear para mais de uma amostra testada, em cada um dos três ou mais níveis de tensão.

Quando m_i amostras são testadas em um nível de tensão S_i , os dados obtidos para o espécime j th podem ser escritos como x_{ij} . A hipótese de linearidade é rejeitada se:

$$\frac{\sum_{i=1}^l m_i [(\hat{b} - \hat{a}y_i) - \bar{x}_i]^2 (l - 2)}{\sum_{i=1}^l \sum_{j=1}^{m_i} (x_{ij} - \bar{x}_i)^2 (n - l)} > F_{(1-\alpha, v_1, v_2)} \quad (16)$$

onde $\bar{x}_i = \frac{1}{m_i} \sum_{i=1}^{m_i} x_i$, $n = \sum_{i=1}^l m_i$ e l é o número de níveis de tensão.

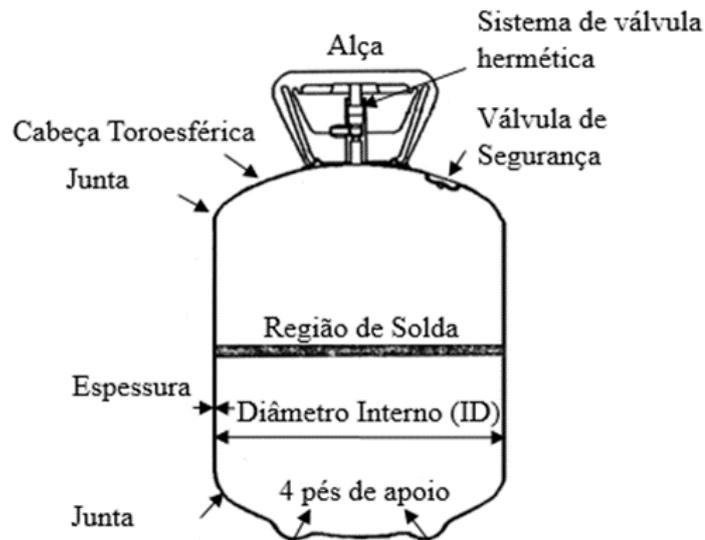
Na Tabela B.1 (Anexo B), são fornecidos os valores de $F_{(1-\alpha, v_1, v_2)}$ correspondentes a um nível de confiança, $1 - \alpha$, de 95%. Os dois graus de liberdade são definidos como: $v_1 = l - 2$ para o numerador e $v_2 = n - l$ para o denominador da equação (16).

3.2 ESTUDO 1 - CILINDRO DE GÁS REFRIGERANTE

3.2.1 Geometria

Os primeiros protótipos testados foram os cilindros de gás refrigerante (DOT-39), caracterizados essencialmente por uma geometria cilíndrica com extremidades toro-esféricas. Possuem quatro cavidades simétricas na parte inferior (que servem como pés de apoio), um sistema de válvula tubular na parte superior, duas alças soldadas no topo, além de um sistema de alívio de segurança; ver Figura 30.

Figura 30 – Ilustração da geometria de cilindro de gás refrigerante.



Fonte: Autor (2020).

3.2.2 Material

Os cilindros DOT-39 são fabricados em aço SAE-1008 a partir de um processo de estampagem profunda em duas geometrias similares a um corpo toro-esférico, as quais são soldadas ao longo da circunferência. O material SAE-1008 consiste de um aço laminado a frio com baixo teor de carbono, dúctil e adequado para processos de conformação a frio. Kisioglu *et al.* (2001) submeteu o cilindro DOT-39 a testes para determinar a pressão de ruptura, de forma a obter algumas de suas propriedades mecânicas. Também foram apresentadas as dimensões nominais e especificações de operação conforme Tabela 3 e Tabela 4, respectivamente.

Tabela 3 – Propriedades mecânicas do material SAE 1008 do Cilindro DOT-39.

Material	Resistência a Tração [MPa]	Tensão de Escoamento [MPa]	Módulo de Elasticidade [GPa]
SAE 1008	334,5	199,7	202,0

Fonte: Adaptado de Kisioglu *et al.* (2001).

Tabela 4 – Especificações das condições de operação e geometria do Cilindro DOT-39.

Diâmetro Interno [mm]	Espessura de Parede [mm]	Pressão de Serviço [MPa]	Pressão de Teste [MPa]
241,3	0,8128 – 1,4732	1,7930 – 2,7579	2,2410 – 3,4472

Fonte: Adaptado de Kisioglu *et al.* (2001)

As propriedades do material SAE 1008 do cilindro foram consideradas uniformes ao longo de toda a estrutura. A avaliação de fadiga realizada pela análise elástica, exige a utilização das propriedades mecânicas dos materiais tabelados no código ASME Seção II – Parte D, conforme Tabela 5.

Tabela 5 - Propriedades mecânicas do SAE 1008 de acordo com ASME Seção II – Parte D

Propriedade	Valor	Unidade
Módulo de elasticidade (E)	202	GPa
Coefficiente de Poisson (ν)	0,3	-
Mínima Tensão Limite de Resistência (σ_{UTS})	275	MPa
Mínima Tensão admissível (S)	78,8	MPa
Mínima Tensão de Escoamento (S_y)	140	MPa

Fonte: Adaptado de ASME (2010).

Observa-se que o módulo de elasticidade recomendado por norma ASME, é o mesmo utilizado em Kisioglu (2001). Uma vez que as estimativas dos níveis de tensão dependem unicamente do módulo de elasticidade e do coeficiente de Poisson, estas não sofrem alteração perante valores sugeridos pelo código.

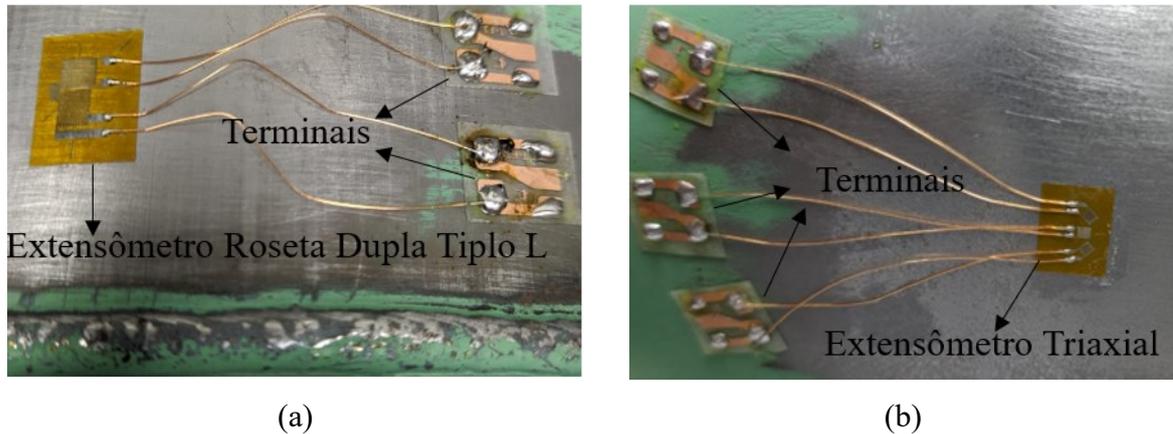
Em relação às tensões de escoamento, ao limite de resistência e à tensão admissível, a utilização de valores mínimos proposta pelo código proporciona uma análise de vida útil em favor da segurança. Os valores encontrados em Kisioglu (2001) sugerem tensão de escoamento na ordem de 199,7 MPa e de tensão limite de resistência à tração na ordem de 334,5 MPa. Entretanto, a análise elástica foi elaborada pela ASME presumindo tais valores conservadores, sendo razoável concluir que as constantes C_n sugeridas para estimativa de vida útil já consideram os valores mínimos propostos.

3.2.3 Instrumentação

As deformações foram obtidas em dois locais: na região central do cilindro, próximo à solda circunferencial (Figura 31a), e na região toro-esférica (Figura 31b). Na região central do cilindro foram utilizados extensômetros tipo roseta dupla L, de forma a medir as deformações na direção longitudinal e circunferencial. No tampo toro-esférico, onde as direções das deformações não eram conhecidas, foram utilizados extensômetros triaxiais com grades

cruzadas $0^\circ/45^\circ/90^\circ$. Características relativas aos tipos de extensômetros utilizados estão contidas no Apêndice II.

Figura 31 – Posicionamento dos extensômetros nos cilindros: a) extensômetro tipo roseta dupla L; b) extensômetro triaxial com grades cruzadas $0^\circ/45^\circ/90^\circ$.

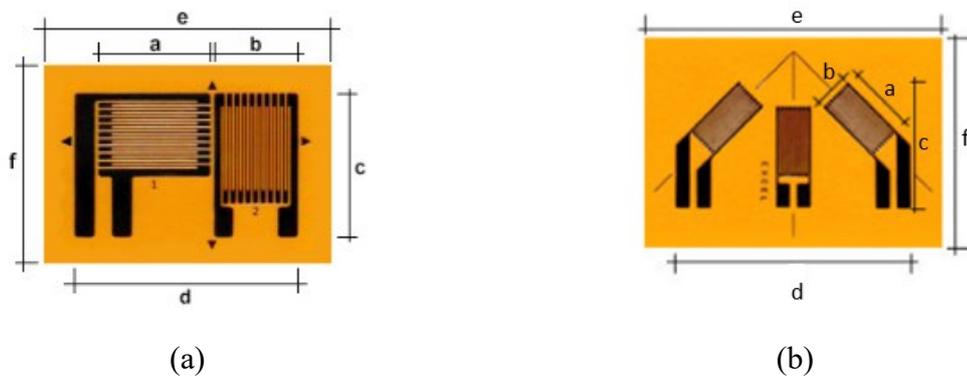


Fonte: Autor (2020).

Para a fixação dos extensômetros, realizou-se a remoção da tinta com gel removedor “Striptizi Gel”. A superfície foi lixada com lixa d’água 400 para uniformização da superfície, e utilizou-se acetona para a remoção de impurezas. Em seguida, os extensômetros são colocados com adesivo instantâneo (Super Bonder) na superfície preparada.

As características e dimensões dos dois tipos de extensômetros utilizados, ambos da marca Excel Sensores (modelos PA-06-125TG-120-L e PA-06-060RB-120-L), podem ser observadas na Figura 32 e nas Tabela 6 e Tabela 7.

Figura 32 – Características e dimensões dos extensômetros utilizados: (a) Modelo PA-06-125TG-120-L; (b) PA-06-060RB-120-L.



Fonte: Adaptado de Excel (Catálogo de Extensômetros, 2019).

Tabela 6 – Ficha técnica do Modelo PA-06-125TG-120-L.

Modelo PA-06-125TG-120-L	
Resistência elétrica [Ω]	120 \pm 0,1
Fator Gage [24°C]	2,16 \pm 1%
Faixa de temperatura [°C]	-30 – 80
Comprimento da grelha - a [cm]	3
Largura da grelha - b [cm]	3
Comprimento da grelha com seus terminais - c [cm]	6
Largura da grelha com seus terminais - d [cm]	9
Comprimento da base - e [cm]	10
Largura da base - f [cm]	13

Fonte: Autor (2020).

Tabela 7 – Ficha técnica do Modelo PA-06-060RB-120-L.

Modelo PA-06-060RB-120-L	
Resistência elétrica [Ω]	120 \pm 0,1
Fator Gage [24°C]	2,17 \pm 1%
Faixa de temperatura [°C]	-30 – 80
Comprimento da grelha - a [cm]	1,5
Largura da grelha - b [cm]	1
Comprimento da grelha com seus terminais - c [cm]	3
Largura da grelha com seus terminais - d [cm]	7
Comprimento da base - e [cm]	6
Largura da base - f [cm]	10

Fonte: Autor (2020).

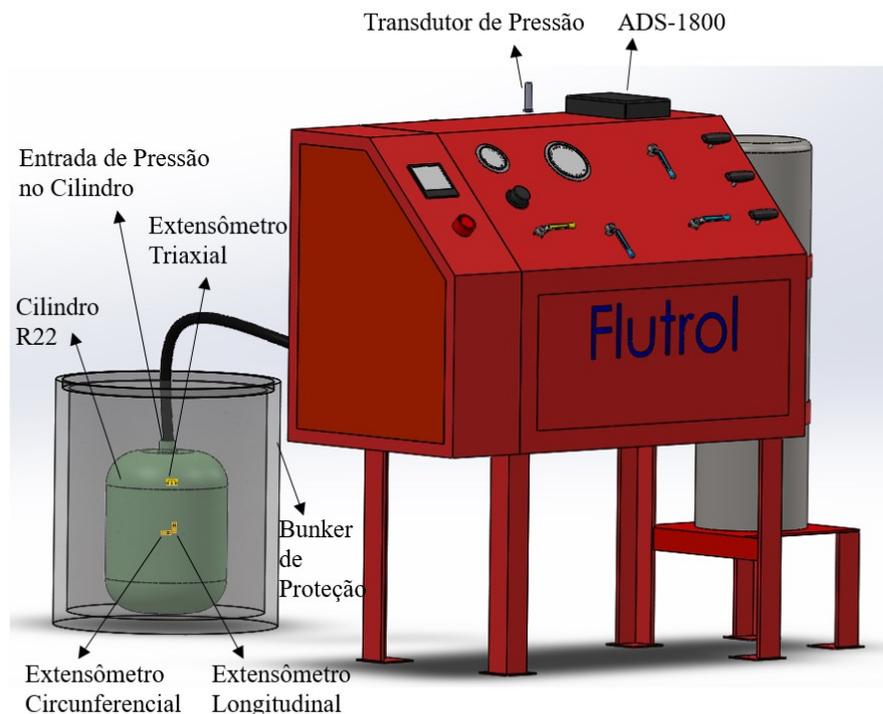
3.2.4 Teste Cíclico

Para a realização dos testes a bancada mencionada acima foi utilizada. O experimento consistiu em ciclos hidrostáticos de pressurização e despressurização, até a ocorrência da ruptura do componente. Para pressurização do cilindro, fez-se necessário retirar a válvula hermética para permitir conexão com a mangueira de pressurização. A configuração experimental pode ser vista na Figura 33.

Os ensaios foram realizados em pressões máximas ligeiramente superiores ao limite inferior de operação, e ligeiramente inferiores ao limite superior de operação do cilindro, conforme sugeridas por Kisioglu *et al.* (2001); ver Tabela 4 . Os testes cíclicos foram realizados com pressões máximas de 1,5, 2 e 2,5 MPa.

Um total de 11 amostras foi utilizado. Foram utilizadas 5 amostras para testes onde as pressões máximas do ciclo correspondiam à faixa de operação de serviço (2 e 2,5MPa). Para testes com pressão máxima de 1,5 MPa, foi utilizada uma única amostra de modo a gerar curva S-N para uma faixa maior de operação.

Figura 33 – Ilustração de testes de fadiga em cilindros DOT-39. São especificadas as posições dos extensômetros e demais componentes da bancada experimental.



Fonte: Autor (2020).

3.2.5 Estimativa de tensões

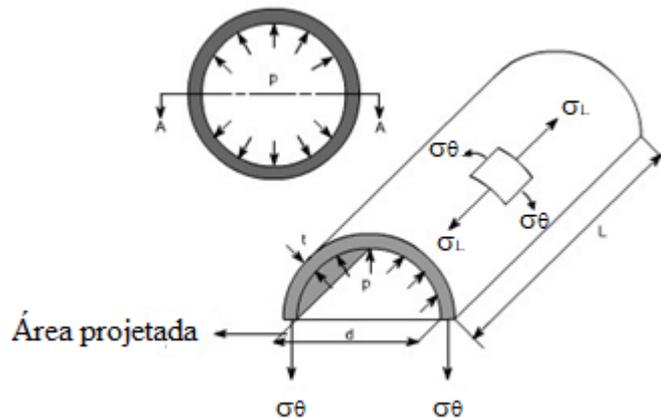
3.2.5.1 Correlações Empíricas

Um objeto cilíndrico submetido a uma pressão interna p é avaliado através da teoria de vaso de pressão de parede fina. As hipóteses abaixo são adotadas para o desenvolvimento desta teoria:

- a) O material é isotrópico;
- b) As deformações resultantes da ação da pressão são pequenas;
- c) A espessura da parede do cilindro é muito menor que o raio do mesmo.

Segundo Timoshenko (1959), as hipóteses a) e b) permitem empregar o modelo elástico linear isotrópico para a estimativa das deformações e tensões, enquanto que a hipótese c) permite assumir que a variação da tensão ao longo da espessura do vaso de pressão é desprezível.

Figura 34 – Ilustração de tensões longitudinal, σ_L , e circunferencial, σ_θ , em cilindro. L é o comprimento do cilindro, d , o diâmetro interno, t , a espessura e p , a pressão interna.



Fonte: Adaptado de Timoshenko (1959).

A partir de um sistema de coordenadas cartesianas, consideram-se idênticas as componentes normais da tensão nas direções x , y e z e iguais a $\sigma_{xx} = \sigma_{yy} = \sigma_{zz} = -p$. Considerando agora um sistema de coordenadas cilíndrico, as componentes de tensão longitudinal, σ_L , e circunferencial (ou tangencial), σ_θ , são definidas por (ver Figura 34):

$$\sigma_L = \frac{pr}{2t} \quad (17)$$

$$\sigma_\theta = \frac{pr}{t} \quad (18)$$

onde p é a pressão estática; r o raio interno e t a espessura de parede.

A tensão radial, σ_r , varia de $-p$ na superfície interna do cilindro até zero na superfície externa. As tensões longitudinal e circunferencial são diretamente proporcionais a r e

inversamente proporcionais a t . No casos onde $t \ll r$, a tensão na direção radial é considerada desprezível ($\sigma_r \sim 0$). É interessante notar que a tensão na direção longitudinal é duas vezes menor que a tensão na direção circunferencial, ou seja, $\sigma_\theta = 2\sigma_L$.

Para o caso de cascas cilíndricas de paredes finas com tampo toro-esféricos, Bickell e Ruiz (1967) apud Kisioglu (2001) propuseram equações empíricas para determinar as máximas tensões longitudinal ($\sigma_{L_{\max}}$) e circunferencial ($\sigma_{\theta_{\max}}$):

$$\sigma_{L_{\max}} = 1.293 \cdot \frac{p \cdot r}{2 \cdot t} \quad (19)$$

$$\sigma_{\theta_{\max}} = 1.032 \cdot \frac{p \cdot r}{t} \quad (20)$$

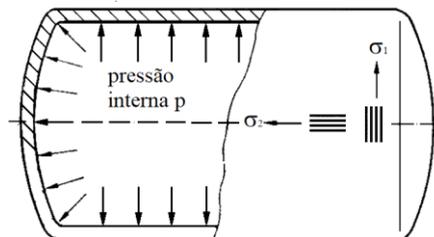
3.2.5.2 Experimentos

Considere, em vasos cilíndricos (Figura 35), as tensões circunferencial e longitudinal, σ_1 e σ_2 , respectivamente. Assumindo que o material de teste é homogêneo e isotrópico e a relação tensão/deformação é linear, a forma da lei de Hooke extendida para caso biaxial pode ser descrita a partir dos dados de deformações longitudinal (ε_1) e circunferencial (ε_2) e das informações sobre o módulo de elasticidade (E) e o coeficiente de Poisson (ν):

$$\sigma_1 = E \cdot \frac{\varepsilon_1 + \nu \cdot \varepsilon_2}{(1 - \nu^2)} \quad (21)$$

$$\sigma_2 = E \cdot \frac{\varepsilon_2 + \nu \cdot \varepsilon_1}{(1 - \nu^2)} \quad (22)$$

Figura 35 – Vaso Cilíndrico com carregamento de pressão interna.



Fonte: Rosa (2004).

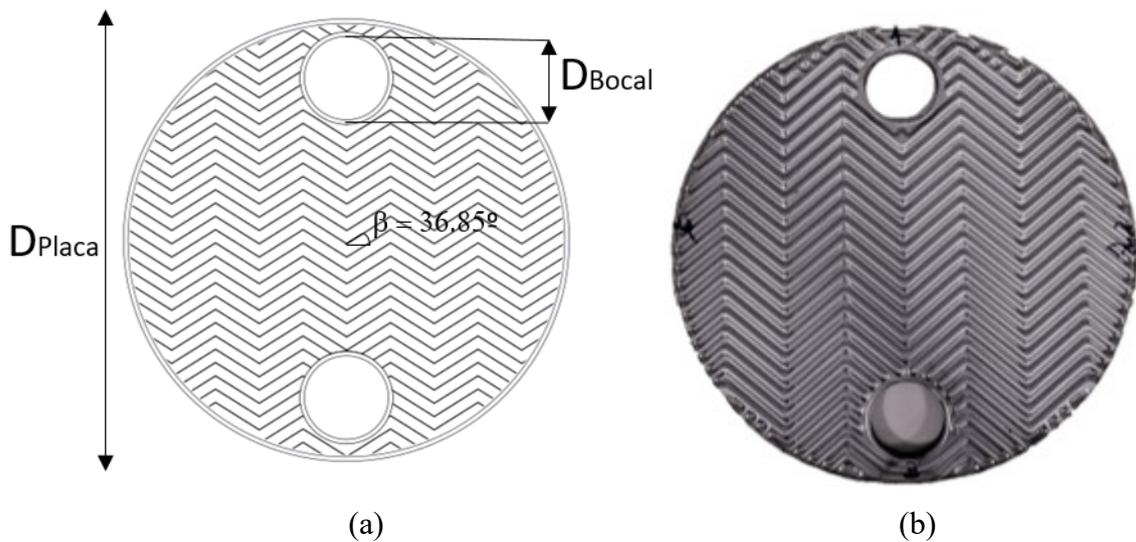
Entretanto, para a análise de tensões na região toro-esférica, faz-se necessário uma análise de tensão a partir de três medições de deformação via extensômetro triaxial do tipo roseta. O descritivo desse tipo de análise é encontrado na seção 3.3.4.

3.3 ESTUDO 2 - PLACAS DE UM TROCADOR DE CALOR TIPO – PSHE

3.3.1 Geometria

Para os testes com placas de trocadores de calor do tipo casco e placas foram adquiridos trocadores constituídos por 100 placas corrugadas de aço inoxidável 316L de 0,8 mm de espessura. Na Figura 36, são observadas as principais características geométricas das placas, como por exemplo, diâmetro da placa (D_{Placa}) de 310 mm; diâmetro do bocal (D_{Bocal}) de 55 mm; ângulo de Chevron (β) de 36.85° .

Figura 36 - Geometria da placa corrugada do PSHE: (a) modelo geométrico aproximado da placa do PSHE; (b) foto da placa do PSHE usada em teste.



Fonte: Autor (2020).

Uma vez que os testes de fadiga apresentam, em geral, alto índice de dispersão nos resultados e poucas amostras de trocadores de calor são disponíveis, os pacotes de 100 placas foram subdivididos em conjuntos de 4 placas para garantir um nível de replicação adequado para caracterizar a curva de fadiga.

Os conjuntos de quatro placas (Figura 37) são compostos por um par de placas soldado circunferencialmente, envolto por duas placas simples, unidas pela solda presente na região interna do bocal (Figura 38a). Salienta-se que ambas as soldas, circunferencial (externa) e

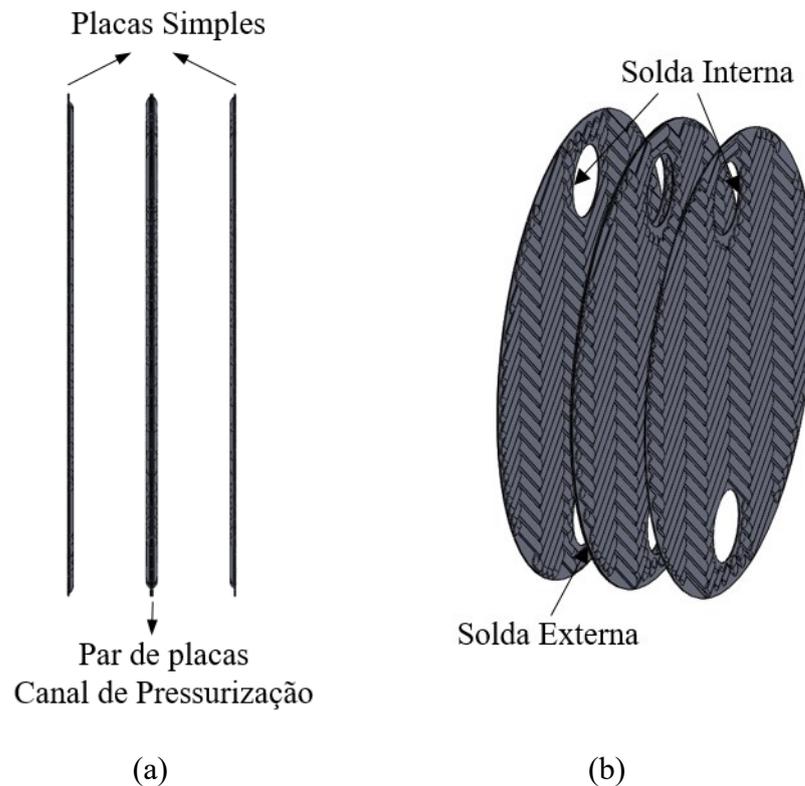
interna ao bocal (Figura 38b), são produzidas por processo de soldagem à laser e permaneceram inalteradas, mantendo o padrão fornecido pelo fabricante.

Figura 37 – Fotografia da seção de testes: conjunto de quatro placas.



Fonte: Autor (2020).

Figura 38 – Ilustração da seção de testes: (a) Ilustração do conjunto de placas, constituído pelo par de placas (canal de pressurização) e duas placas simples para permitir fixação; (b) Indicação dos locais de união por solda a laser.



Fonte: Autor (2020).

Para pressurização do conjunto, foram soldados tampos nos quatro bocais, de forma que um desses possuía um bico para entrada e saída de água, e conexão com a mangueira de pressurização. O bico possui diâmetro externo de 8 mm e interno de 4,4 mm. Os tampos foram

produzidos em aço inoxidável, com o diâmetro análogo ao do bocal (55 mm) e espessura de 3 mm. Essa espessura foi escolhida em virtude do maior nível de tensões nessa região, constatado em análise qualitativa de elementos finitos, bem como em experimentos preliminares, onde o bocal mostrou ser um ponto de falha recorrente. Em operações práticas, falhas por fadiga ocorrem frequentemente na solda circunferencial das bordas da placa. Dessa forma, optou-se por aumentar a rigidez do tampo do bocal ao aumentar em aproximadamente quatro vezes a sua espessura em relação à espessura da placa. Os bocais são unidos no conjunto de placas por soldagem TIG; ver Figura 39.

Figura 39 – Fotografia do conjunto de placas após a soldagem dos tampos nos bocais.



Fonte: Autor (2020).

3.3.2 Material

As placas estudadas do PSHE são fabricadas em aço inoxidável austenítico 316L. Os aços inoxidáveis austeníticos apresentam ampla aplicação nas indústrias química, petroquímica, farmacêutica, alimentícia, de biotecnologia, entre outras. O seu uso nessas indústrias se deve à sua elevada resistência à corrosão, propriedade determinante em seu desempenho, e pelo fato de não possuírem propriedades magnéticas. Entretanto, possuem estrutura cristalina cúbica de face centrada (CFC) na temperatura ambiente e não são passíveis de tratamento térmico para endurecimento (TRUMAN, 2005).

Uma das principais desvantagens dos aços inoxidáveis austeníticos nos estados recozidos é relacionada à sua baixa resistência ao escoamento, geralmente entre 150 e 300MPa, limitando suas aplicações tecnológicas. Entretanto, apresentam como principais vantagens, excelente ductilidade, conformabilidade e elevada tenacidade à fratura em baixas temperaturas,

já que não apresentam temperatura de transição dúctil-frágil (TRUMAN, 2005; MARSHALL, 1984).

Na Tabela 8, é apresentada a composição química dos aços 316L. Observa-se que a presença da letra “L”, diz respeito à baixa quantidade de carbono do material (*Low carbon*). Na Tabela 9, são apresentadas algumas de suas propriedades mecânicas.

Tabela 8 – Composição química do aço inoxidável 316L.

Material	C _{max}	Mn _{max}	Si _{max}	P _{max}	S _{max}	Cr	Ni	Mo	N _{2,max}
316L	0,03	2,00	1,00	0,045	0,030	16,00	10,00	2,00	0,10
						-	-	-	
						18,00	14,00	3,00	

Fonte: Adaptado de ASME (2010).

As propriedades do aço 316L foram consideradas uniformes ao longo de toda a estrutura. A avaliação de fadiga a partir de análise elástica exige a utilização das propriedades mecânicas dos materiais tabelados no código ASME Seção II – Parte D, conforme Tabela 9. A norma divide as propriedades recomendadas, de acordo com a forma do produto final. Desta forma, foram utilizadas as propriedades do aço inoxidável 316L na forma de chapa (SA-240-F316L-S31603-16Cr-12Ni-2Mo Plate).

Tabela 9 - Propriedades mecânicas do aço inoxidável 316L em forma de chapa, de acordo com ASME Seção II – Parte D.

Propriedade	Valor	Unidade
Módulo de elasticidade (E)	195	GPa
Coefficiente de Poisson (ν)	0,31	-
Mínima Tensão Limite de Resistência (σ_{UTS})	485	MPa
Mínima Tensão admissível (S)	115	MPa
Mínima Tensão de Escoamento (S_y)	170	MPa

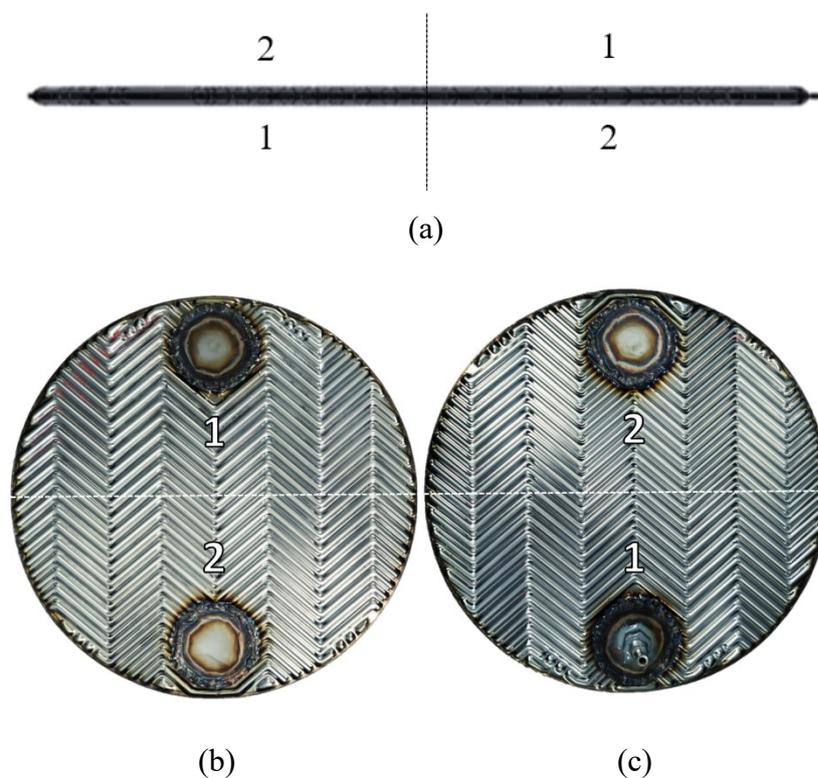
Fonte: Adaptado de ASME (2010).

3.3.3 Instrumentação

Com o objetivo de obter o nível de tensão próximo à região de solda circunferencial externa do conjunto foram instalados extensômetros nessa região. Para essa tarefa, é importante identificar a distribuição das corrugações e reforços no canal de pressurização, composto pelas

duas placas soldadas externamente. Observa-se que o padrão de corrugações não é simétrico ao plano que divide à placa; ver diferenças entre as regiões 1 e 2 na Figura 40b e na Figura 40c. Note que a região superior de uma placa é simétrica à parte inferior da placa oposta e vice-versa; comparar o plano superior ao inferior em placas opostas caracterizadas nas Figura 40a, Figura 40b e Figura 40c.

Figura 40 – Padrão de corrugações e reforços no canal de pressurização: (a) Ilustração do canal de pressurização em vista lateral; (b) e (c) vistas frontais de placas opostas de um par do PSHE com solda na circunferência externa. Note a presença do bico para entrada de água no bocal inferior em (c).



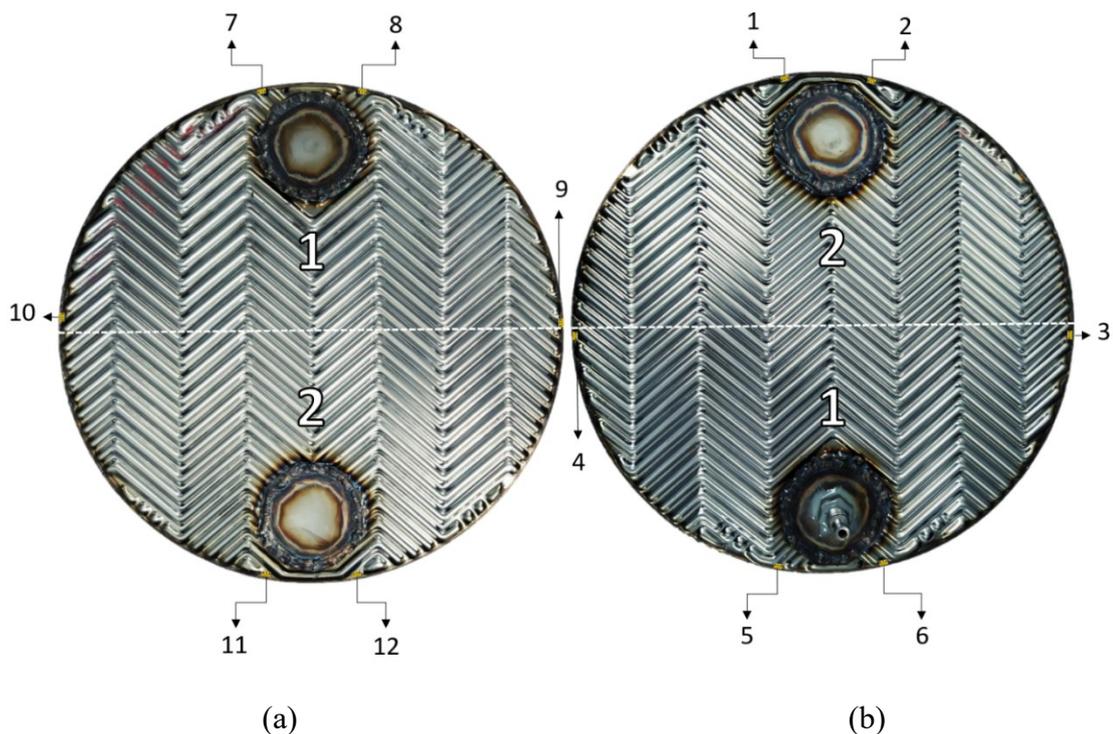
Fonte: Autor (2020).

A complexidade da geometria impacta diretamente o processo de análise. Isso ocorre por dois motivos: 1) espera-se que os níveis de tensão sejam diferentes ao longo da placa, mesmo restringindo a análise a regiões adjacentes à solda; 2) as direções principais das tensões não são conhecidas nos locais de medição. Dessa forma, realizou-se um ensaio para identificar os níveis de tensão em diversos pontos da placa, conforme Figura 41. Seis extensômetros triaxiais tipo roseta, modelo PA-06-060RB-120-L (Tabela 7; Figura 31b), foram posicionados ao redor da extremidade de cada placa em posições análogas.

Uma vez que o sistema de aquisição de sinais ADS1800 possui oito canais e cada extensômetro triaxial precisa de três canais para leitura foi possível coletar somente dados de dois extensômetros simultaneamente.

Figura 41 – Ilustração das posições dos extensômetros no canal de pressurização: seis extensômetros triaxiais tipo roseta foram posicionados ao redor da extremidade de cada placa em posições análogas.

Os números de 1 a 12 indicam a posição de cada extensômetro no par de placas.



Fonte: Autor (2020).

Por fim, destaca-se que um conjunto de placas foi utilizado para mapear os níveis de tensão nos pontos supracitados, sem utilização desse par para posterior teste de fadiga. Dados de deformação foram coletados em vários níveis de pressão interna. Em cada nível de pressão, um total de seis testes era realizado em virtude das limitações do sistema de medição.

3.3.4 Teste Cíclico

Antes da amostra ser submetida a ciclos de pressurização e despressurização de água até a ocorrência da ruptura, alguns passos são necessários para garantir correta execução do experimento:

- Inspeção de possíveis vazamentos;

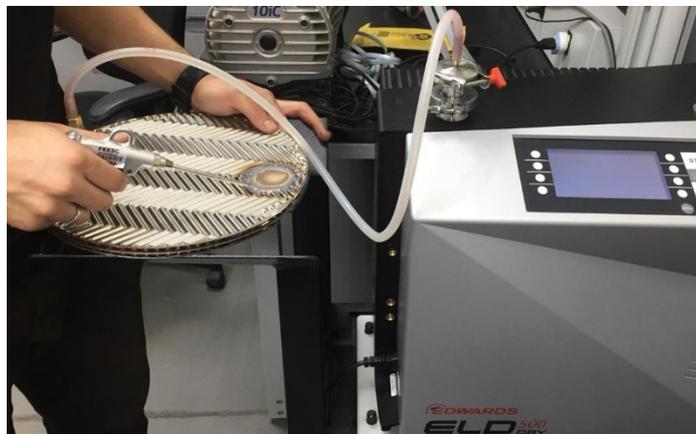
- Assertividade com relação ao espaçamento entre placas;
- Realização de vácuo e preenchimento de água no sistema.

3.3.4.1 Inspeção de vazamento

Primeiramente, realiza-se um ensaio não destrutivo para detecção de vazamento. Neste, busca-se encontrar eventual ponto de vazamento relacionado a um orifício que poderia acarretar em uma falha. Para tal, utilizou-se o equipamento *Leak Detector – Edwards* para uma análise quantitativa de vazamento.

Com o auxílio de uma bomba de vácuo do próprio *Leak Detector*, considera-se ausência de vazamento quando a pressão interna do conjunto de placas atinge 10^{-2} mbar e a taxa de vazamento não ultrapassa 10^{-6} mbar.l.s⁻¹. Quando as placas não atingem a pressão de 10^{-2} mbar, busca-se identificar o ponto de vazamento com a utilização de gás hélio como gás de rastreamento, por meio de um borrifador (Figura 42).

Figura 42 – Inspeção de vazamento utilizando gás de rastreamento e por meio da verificação do nível de pressão.



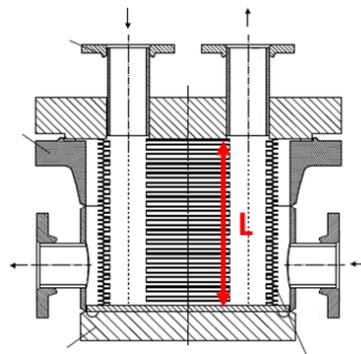
Fonte: Autor (2020).

Os pontos de vazamento são encontrados, em sua maioria, na solda do tampo do bocal, em virtude das corrugações dificultarem o processo de soldagem na região. Identificado o ponto, esse é corrigido com solda e a inspeção é realizada novamente.

3.3.4.2 Espaçamento entre placas

Para realizar a montagem do pacote de placas com os tampos originais do trocador, procede-se com a medição do comprimento do conjunto de 100 placas (L) do PSHE montado pelo fabricante (Figura 43). L é igual a 330mm e, portanto, o espaçamento entre placas adotado para os testes foi de 3,3 mm/placa. Desta forma, respeita-se o espaçamento por placa imposto pelo fabricante do trocador.

Figura 43 – Ilustração do comprimento total do conjunto de 100 placas do PSHE.



Fonte: Autor (2020).

Uma vez que a seção de testes é composta por 4 placas, o espaçamento utilizado entre os tampos de restrição foi de 13,2mm (Figura 44). Para aferir o espaçamento, eram realizadas medições entre cada um dos oito parafusos com o auxílio de um paquímetro. Para facilitar o processo de instalação do conjunto de placas com o espaçamento proposto, foram utilizados limitadores de fim de curso com espessura de 13,2mm, colocados entre os tampos.

Figura 44 – Seção de testes (conjunto de 4 placas) engastada nos tampos do trocador, respeitando o espaçamento de 3,3 mm por placa conforme fornecido pelo fabricante.

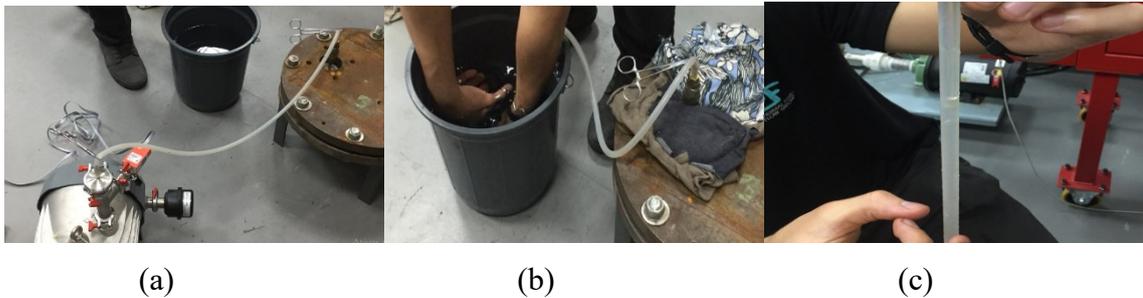


Fonte: Autor (2020).

3.3.4.3 Retirada de ar e preenchimento de água do sistema

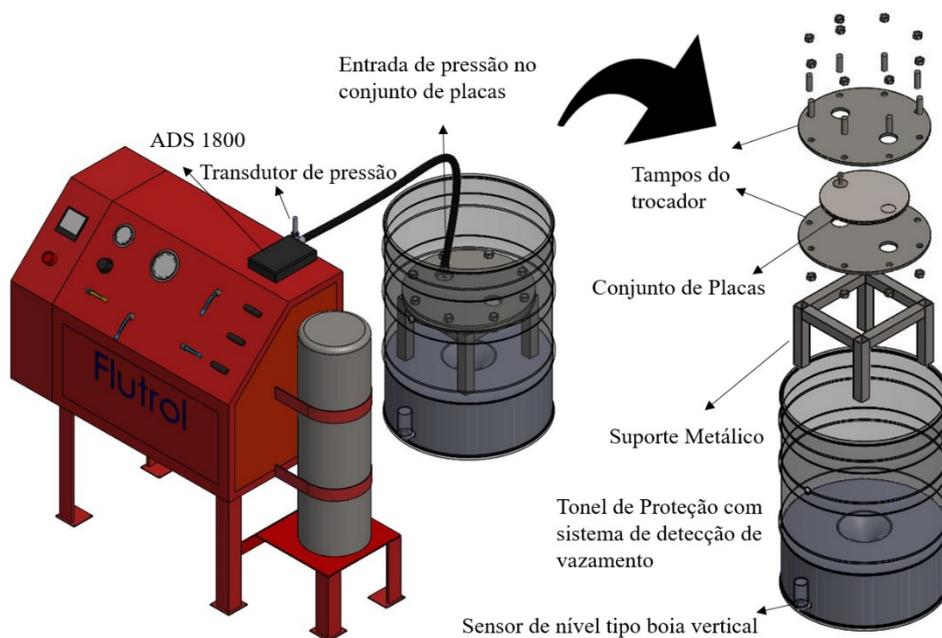
Com o auxílio de uma bomba de vácuo, realiza-se vácuo no conjunto até a pressão de 10^{-2} mbar. Comuta-se a mangueira utilizada da bomba de vácuo para um balde de água, utilizando pinças com travas para pressionar as extremidades da mangueira e manter o sistema isolado (Figura 45a). Em seguida, é aberta a extremidade posicionada dentro do balde preenchendo a mangueira com água (Figura 45b). Retira-se as bolhas de ar presentes na mangueira (Figura 45c) para preencher o conjunto com água sem a entrada de ar. Por fim, retira-se a pinça com trava da entrada do conjunto de forma que, por diferença de pressão, o sistema seja preenchido totalmente com água.

Figura 45 – Procedimento para preencher o conjunto de placas com água.



Fonte: Autor (2020).

Figura 46 – Seção de testes preparada para teste de fadiga em bancada experimental.



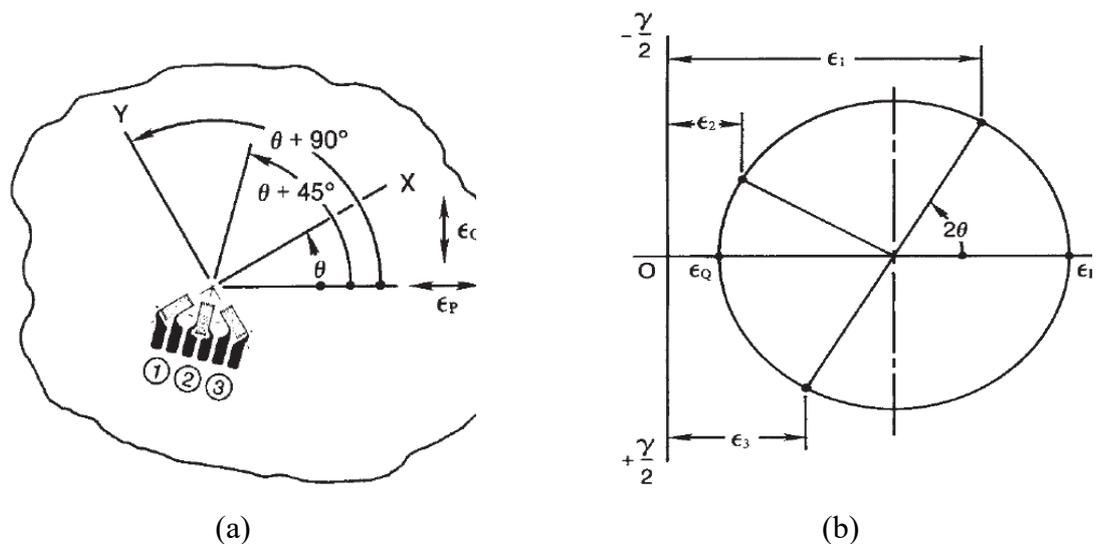
Fonte: Autor (2020).

Com o sistema já preenchido, conecta-se a mangueira de alta pressão da máquina de testes hidrostáticos Flutrol ao bocal do conjunto de placas. Em seguida, o conjunto é inserido dentro de um tonel apoiado em um suporte para permitir o teste ininterrupto (Figura 46). Na parte inferior do tonel, um sensor de nível tipo boia vertical é conectado ao botão de emergência do equipamento Flutrol. Em caso de falha do conjunto de placas e consequente vazamento, o nível de água é elevado até que o sensor seja acionado: o experimento é interrompido. Desse modo, os testes puderam ocorrer de forma contínua até a ocorrência de uma falha por fadiga.

3.3.5 Estimativa de tensões

As equações para o cálculo das deformações principais a partir de três medições de deformação obtidas por um extensômetro triaxial (roseta) é dada pela teoria de transformação de deformação. Em sua forma mais simples, essas equações fornecem as deformações principais em qualquer direção de uma superfície de teste em termos das deformações normais medidas. É possível também determinar a direção do eixo principal. Essa situação pode ser melhor compreendida por meio do círculo de Mohr (Figura 47).

Figura 47 – Ilustração da aplicação da roseta e do círculo de Mohr. (a) Roseta retangular instalada em uma superfície de teste, com a Grade 1 no ângulo arbitrário θ do eixo principal; (b) Eixos da roseta retangular sobrepostos no círculo de Mohr.



Fonte: Adaptado de Micro-Measurements (2019).

As deformações principais, $\varepsilon_{P,Q}$, podem ser calculadas a partir da equação (23) e das medições obtidas em ε_1 , ε_2 e ε_3 :

$$\varepsilon_{P,Q} = \frac{\varepsilon_1 + \varepsilon_3}{2} \pm \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\varepsilon_1 - \varepsilon_2)^2 + (\varepsilon_2 - \varepsilon_3)^2} \quad (23)$$

Note que a equação (23) fornece as deformações principais máxima e mínima. A determinação do ângulo principal é dada pela equação (24):

$$\theta = \frac{1}{2} \tan^{-1} \left(\frac{\varepsilon_1 - 2\varepsilon_2 + \varepsilon_3}{\varepsilon_1 - \varepsilon_3} \right) \quad (24)$$

O valor obtido na Eq. (24) requer interpretação. Inicialmente, o ângulo θ representa o ângulo do eixo principal até a grade de referência da roseta, conforme indicado na Figura 47. Alterar o sentido do ângulo requer reverter o sinal da equação (24).

Como observado, o cálculo de deformação empregando o método da roseta deve ser utilizado para determinar as deformações em um estado geral de tensão biaxial, quando as direções dos eixos principais são desconhecidas. O objetivo da análise experimental, no entanto, é calcular às tensões principais.

Com as deformações totalmente estabelecidas, conforme descrito na seção anterior, o estado completo de tensão (na superfície da peça de teste) pode ser obtido assumindo algumas hipóteses com relação ao material de teste. Os valores numéricos das deformações principais calculados pela equação (23) podem ser substituídos nas equações (21) e (22). Por meio das três deformações medidas e das propriedades do material, as tensões principais podem ser obtidas como:

$$\sigma_{1,2} = \frac{E}{1-\nu} \cdot \frac{\varepsilon_1 + \varepsilon_3}{2} \pm \frac{E}{\sqrt{2}(1+\nu)} \cdot \sqrt{(\varepsilon_1 - \varepsilon_2)^2 + (\varepsilon_3 - \varepsilon_2)^2} \quad (25)$$

3.4 AVALIAÇÃO DE FADIGA – ANÁLISE ELÁSTICA E TENSÃO EQUIVALENTE

Na avaliação de fadiga, é empregada a amplitude da tensão equivalente total efetiva a partir de uma análise de tensão elástica linear. Um histórico do carregamento deve ser fornecido de acordo com a operação do equipamento, incluindo qualquer condição relevante de carga que

ocorra ao longo dos ciclos de operação. A partir do histórico de carregamento, estimam-se as tensões máximas atuantes no componente.

São sugeridas, pela norma ASME seção VIII divisão 2, diferentes alternativas para a estimativa de tensão: desde a modelagem em elementos finitos até equações para diferentes tipos de vasos. A escolha da melhor alternativa de solução para o componente estudado cabe ao projetista. No caso em questão, a tensão será estimada com equacionamento empírico da literatura, quando possível, e experimentalmente para os demais casos.

O tensor de tensão equivalente ($\Delta\sigma_{ij,k}$) é calculado para um ciclo de pressão global (k), de forma que o ponto inicial (m) e final (n) representam, respectivamente, a condição de pico e de vale em ciclo de fadiga. O critério de von Mises multiaxial é utilizado para determinar as faixas estruturais equivalentes ($\Delta S_{P,k}$):

$$\Delta\sigma_{ij,k} = {}^m\sigma_{ij,k} - {}^n\sigma_{ij,k} \quad (26)$$

$$\Delta S_{P,k} = \frac{1}{\sqrt{2}} \left[(\Delta\sigma_{11,k} - \Delta\sigma_{22,k})^2 + (\Delta\sigma_{11,k} - \Delta\sigma_{33,k})^2 + (\Delta\sigma_{22,k} - \Delta\sigma_{33,k})^2 + 6(\Delta\sigma_{12,k}^2 + \Delta\sigma_{13,k}^2 + \Delta\sigma_{23,k}^2) \right]^{0.5} \quad (27)$$

A amplitude de tensão equivalente alternada efetiva total ($S_{alt,k}$) é definida como metade da faixa de tensão equivalente ($\Delta S_{P,k}$), e calculada para cada ciclo do histórico de carregamento. Além disso, ela deve ser corrigida através do fator de penalidade por fadiga ($K_{e,k}$) e do fator de redução à resistência à fadiga em regiões de solda “FRSF” (K_f):

$$S_{alt,k} = \frac{K_f K_{e,k} \Delta S_{P,k}}{2} \quad (28)$$

O fator de penalidade por fadiga ($K_{e,k}$) é usado para corrigir o efeito do fenômeno de deformação cíclica progressiva na tensão alternada, quando efeitos de deformação plástica associados a descontinuidades estruturais locais não podem ser caracterizados com um efeito de entalhe local (K_f). O fator de penalidade por fadiga foi originalmente proposto por Langer (1972) usando uma formulação analítica e por Tagart (1972) usando resultados experimentais. Informações complementares são fornecidas por Adams (2006), Slagis (2005; 2006; 2006), WCR (1991), Asada (2000; 2001), Merend (1995), Chattopadhyway (2005).

O fator de penalidade $K_{e,k}$ pode ser obtido como:

$$K_{e,k} = 1 \quad \text{para } \Delta S_n \leq S_{PS} \quad (29)$$

$$K_{e,k} = 1 + \frac{1-n}{n(m-1)} \left(\frac{\Delta S_{n,k}}{S_{PS}} - 1 \right) \quad \text{para } S_{PS} < \Delta S_n \leq mS_{PS} \quad (30)$$

$$K_{e,k} = \frac{1}{n} \quad \text{para } \Delta S_n \leq mS_{PS} \quad (31)$$

onde os parâmetros ‘m’ e ‘n’ estão dispostos na Tabela A1 do anexo A. O parâmetro ‘n’ é o coeficiente de endurecimento do processo de deformação do material. $\Delta S_n = \max [\Delta S_{P,k}]$ é a máxima faixa de tensão equivalente em todo histórico de carregamento, e $S_{PS} = \max [3S, 2S_y]$ representa um limite de faixa de tensão equivalente. É definido como o maior valor entre três vezes a tensão admissível (S) ou duas vezes a tensão de escoamento (S_y) do material na temperatura de ciclo.

O fator de redução à resistência à fadiga em regiões de solda “ K_f ” é um parâmetro designado para explicar o efeito de uma descontinuidade estrutural local (concentração de tensão) na resistência à fadiga, contabilizando efeitos de entalhes locais ou de soldas. É definido como a razão entre a resistência à fadiga de um componente sem descontinuidade ou junta soldada e a resistência à fadiga desse mesmo componente com uma descontinuidade ou junta soldada.

Os valores recomendados pela ASME VIII-2 são baseados na WCR 432 e estão dispostos nas Tabela A1 e Tabela A3 do Anexo A. Estes indicam que a resistência à fadiga de uma solda depende do tipo, condição da superfície e qualidade da solda, conforme determinado por verificação não destrutiva. Caso o padrão de solda não esteja considerado dentre os dispostos nas tabelas citadas, a ASME fornece recomendações para determinação de coeficientes “ K_f ” experimentais. A determinação experimental dos fatores de redução da resistência à fadiga é descrita na seção 5-F.3.10 da ASME Seção VIII – Divisão 2, devendo-se respeitar os seguintes procedimentos:

- a) Os espécimes do ensaio devem ser do mesmo lote de fabricação, possuindo mesmo material e tratamento térmico que o componente real;
- b) O nível de tensão na amostra deve ser tal que a tensão equivalente seja satisfatória ($\Delta S_n \leq S_{PS}$);

- c) O acabamento superficial e o estado de tensão das amostras devem ser similares aos dos componentes reais. Em particular, o gradiente de tensão não deve ser menos abrupto do que o verificado no componente;
- d) Aquecimento significativo do espécime deve ser evitado durante a taxa cíclica;
- e) O fator de redução da resistência à fadiga deve ser determinado, de preferência, por ensaios de desempenho em amostras entalhadas e não entalhadas, e calculado como a razão entre a tensão não entalhada e a tensão entalhada por falha.

A partir da tensão equivalente alternada efetiva total é possível estimar o número de ciclos de projeto, equações (32), (33) e (34), a que o componente irá resistir:

$$N = 10^X \quad (32)$$

$$X = \frac{C_1 + C_3 Y + C_5 Y^2 + C_7 Y^3 + C_9 Y^4 + C_{11} Y^5}{1 + C_2 Y + C_4 Y^2 + C_6 Y^3 + C_8 Y^4 + C_{10} Y^5} \quad (33)$$

$$Y = \left(\frac{S_{alt,k}}{C_{us}} \right) \cdot \left(\frac{E_{FC}}{E_T} \right) \quad (34)$$

onde C_1 a C_{11} são constantes dependentes do material e disponibilizadas no anexo A; C_{us} é um fator para conversão em MPa igual a 6.894757, E_T é o módulo de elasticidade na temperatura do ciclo; e E_{FC} é o módulo de elasticidade característico do material utilizado para construir a curva de fadiga. O código ASME disponibiliza curvas de fadiga para projeto de barras lisa como funções polinomiais. As constantes dessas funções, C_n , dependem das propriedades do material e da amplitude de tensão no equipamento e estão descritas no Anexo A (Tabela A4 e Tabela A5).

É interessante observar que o procedimento descrito nessa seção contempla apenas os tópicos do código ASME necessários para a presente análise. No código ASME, ainda é contemplada a análise em função de dano acumulativo para diferentes históricos de pressão de operação, sejam eles com amplitude constante ou não. Dessa forma, a estimativa do número máximo de ciclos com auxílio de diferentes métodos de contagem de ciclos é possível. Como ferramenta para executar a análise elástica descrita nesta seção, foi utilizada a versão estudantil do programa Matlab.

3.5 ANÁLISE DE INCERTEZAS EXPERIMENTAIS

Para determinação da incerteza das tensões obtidas, foi utilizado o método de propagação de erros. No Apêndice I, são apresentados estes cálculos. Observa-se que a maior incerteza experimental para a tensão no cilindro, foi obtida na análise empírica, não ultrapassando 4,45% da tensão equivalente de von Mises e 1,08% da tensão equivalente alternada efetiva total. Para as tensões estimadas para a placa corrugada, as incertezas são inferiores a 6% para a tensão equivalente de von Mises e 0,8% para tensão equivalente alternada efetiva total.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Serão apresentados os resultados experimentais e analíticos do cilindro de gás refrigerante na seção 4.1 e do conjunto de placas corrugadas do trocador de calor PSHE na seção 4.2.

4.1 ESTUDO 1 - CILINDRO DE GÁS REFRIGERANTE

4.1.1 Determinação de tensões

Para determinar as tensões atuantes no cilindro de gás refrigerante DOT-39 foram realizadas duas análises empíricas nos 3 níveis de pressão testados experimentalmente (1,5, 2 e 2,5 MPa). A primeira, proposta pelas equações (17) e (18), é definida para vasos de pressão cilíndricos. A segunda, proposta pelas equações (19) e (20), trata de modificações nas equações para vasos cilíndricos, com o intuito de considerar o aumento de tensão na região toroesférica. Os resultados podem ser vistos na Tabela 10.

Tabela 10 – Efeito da geometria local do cilindro DOT-39 na estimativa de tensões empíricas.

Pressão interna [MPa]	Tensões Casca cilíndrica [MPa]			Tensões Tampo toroesférico [MPa]		
	σ_L	σ_θ	σ_θ / σ_L	σ_{Lmax}	$\sigma_{\theta max}$	$\sigma_{\theta max} / \sigma_{Lmax}$
1,5	82,26	164,52	2	106,36	169,78	1,6
2,0	109,68	219,36	2	141,81	226,38	1,6
2,5	137,10	274,20	2	177,27	282,98	1,6

Fonte: Autor (2020).

Note a dependência linear da tensão em relação à pressão, conforme Eqs. 17 a 20. Note também que, segundo Bickell e Ruiz (1967), as tensões longitudinal e circunferencial na região toroesférica não tem a mesma proporcionalidade daquela observada na casca cilíndrica: as constantes de correção possuem valores diferentes. Enquanto, $\sigma_\theta = 2 \sigma_L$ na casca cilíndrica, $\sigma_{\theta max} \sim 1.6 \sigma_{Lmax}$ no tampo toroesférico. O efeito da geometria complexa da região toroesférica é reduzir a diferença entre as tensões longitudinal e circunferencial.

Os resultados experimentais de deformações obtidas na região central do cilindro, próximas à solda circunferencial, e na região toroesférica podem ser vistos na Tabela 11. Na casca cilíndrica, têm-se valores de deformações nos sentidos longitudinal (ϵ_1) e circunferencial

(ε_2) obtidos pela roseta duplo L. Na região toroesférica, foram obtidas deformações em três direções (ε_1 , ε_2 , ε_3) com auxílio da roseta triaxial. Com os valores das deformações, foram estimadas as tensões experimentais; ver resultados na Tabela 12.

Tabela 11 – Efeito da geometria local do cilindro DOT-39 nas deformações obtidas experimentalmente na casca cilíndrica e no tampo toroesférico.

Pressão interna [MPa]	Deformações Casca cilíndrica [$\mu\text{m}/\text{m}$]		Deformações Tampo toroesférico [$\mu\text{m}/\text{m}$]		
	ε_1	ε_2	ε_1	ε_2	ε_3
1,5	207,14	656,53	361,28	10,94	468,46
2,0	280,42	904,50	444,58	6,19	606,39
2,5	347,38	1124,67	604,19	-5,92	764,53

Fonte: Autor (2020).

Tabela 12 – Efeito da geometria local do cilindro DOT-39 na estimativa de tensões experimentais.

Pressão interna [MPa]	Tensões experimentais [MPa]					
	Casca cilíndrica			Tampo toroesférico		
	σ_L	σ_θ	σ_θ / σ_L	$\sigma_{L\text{max}}$	$\sigma_{\theta\text{max}}$	$\sigma_{\theta\text{max}} / \sigma_{L\text{max}}$
1,5	89,70	159,53	1.78	146,20	-67,60	-0.46
2,0	111,46	199,70	1.79	188,23	-87,80	-0.46
2,5	138,33	272,79	1.97	247,13	-117,85	-0.47

Fonte: Autor (2020).

Observa-se, na casca cilíndrica, que a estimativa de tensão empírica e os resultados experimentais estão em conformidade, com a magnitude da diferença relativa inferior a 10%. Note ainda que a razão σ_θ/σ_L foi reduzida de 2 (Tabela 10) para valores entre 1.78 e 1.97 (Tabela 12). A redução do valor da razão σ_θ/σ_L decorre de inadequações à teoria de vaso de pressão de parede fina. Por exemplo, o material não é perfeitamente isotrópico, há variações da espessura da parede do cilindro e há efeitos de concentração de tensão em virtude do cordão de solda que contribuem para reduzir a diferença entre as tensões longitudinal e circunferencial nos experimentos.

Entretanto, a análise da região toro-esférica não é trivial: há variações na magnitude e no sentido da tensão. As tensões experimentais na direção longitudinal se mostraram superiores às determinadas de forma empírica. Na direção circunferencial, os resultados experimentais

indicam cargas compressivas. Note, porém, que há um padrão sistemático nos valores das tensões experimentais na região toresférica: a razão $\sigma_{\theta_{\max}} / \sigma_{L_{\max}}$ é praticamente constante ($\sigma_{\theta_{\max}} / \sigma_{L_{\max}} \sim -0.46$) para as 3 faixas testadas (vide última coluna da Tabela 12).

Devido às divergências entre os resultados empíricos e experimentais, optou-se por comparar a tensão equivalente de von Mises por meio da equação (27). Os resultados são apresentados nas Tabelas 13, 14 e 15.

Tabela 13 – Efeito da casca cilíndrica na tensão equivalente de von Mises ($\Delta S_{P,k}$).

Pressão interna [MPa]	$\Delta S_{P,k}$		Diferença relativa (%)
	Casca cilíndrica [MPa]		
	Empírica	Experimental	
1,5	142,48	138,51	-2,78
2,0	189,97	173,33	-8,76
2,5	237,47	236,24	-0,51

Fonte: Autor (2020).

Tabela 14 – Efeito do tampo toroesférico na tensão equivalente de von Mises ($\Delta S_{P,k}$).

Pressão interna [MPa]	$\Delta S_{P,k}$		Diferença relativa (%)
	Tampo toroesférico [MPa]		
	Empírica	Experimental	
1,5	148,60	189,29	27,38
2,0	198,13	244,26	23,28
2,5	247,67	322,62	30,26

Fonte: Autor (2020).

Tabela 15 – Efeito da geometria local do cilindro DOT-39 na tensão equivalente de von Mises ($\Delta S_{P,k}$).

Pressão interna [MPa]	$(\Delta S_{P,k})_{\text{tampo}} / (\Delta S_{P,k})_{\text{casca}}$		Diferença relativa (%)
	Empírica	Experimental	
1,5	1.043	1.37	23,86
2,0	1.043	1.40	25,50
2,5	1.043	1.36	23,30

Fonte: Autor (2020).

Verifica-se que, na região toro esférica, os níveis de tensão são maiores do que na casca cilíndrica, como esperado. Entretanto, os resultados experimentais foram maiores em até 30%, aproximadamente. Essa diferença pode ser explicada pelos seguintes fatores: variações expressivas das propriedades mecânicas na região toro esférica em virtude do processo de fabricação/estampagem de sua curvatura, variações intensas de espessura da parede e efeitos de concentração de tensão não contemplados na abordagem empírica. Note também que as inadequações à teoria de vaso de pressão de parede fina se manifestam também na razão entre as tensões equivalentes de von Mises no tampo e no casco: $(\Delta S_{P,k})_{\text{tampo}} / (\Delta S_{P,k})_{\text{casca}}$ é igual a 1,043 para o equacionamento empírico e aproximadamente 1,38 para as tensões experimentais.

Para a análise de fadiga, serão utilizados os valores de tensão obtidos experimentalmente.

4.1.2 Análise experimental de vida em fadiga

Onze cilindros de gás refrigerante foram testados com cargas cíclicas até a falha para ajustar um modelo analítico de vida em fadiga baseado em norma ASME. Todos os espécimes falharam em regiões de solda, cinco na região central (Figura 48a), três na união entre o sistema de válvula hermética e a coroa do cilindro (Figura 48b), e três na solda presente na válvula de segurança (Figura 48c). O número de ciclos para falha em cada local é mostrado na Tabela 16.

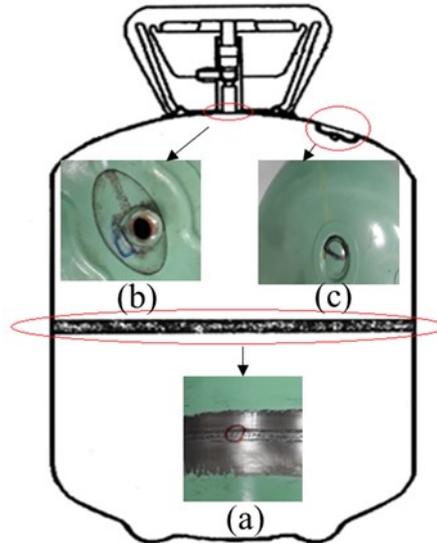
Pode-se constatar que a maior ocorrência de falhas ocorre na região da solda central. Uma explicação plausível para esse fato é a pior qualidade de solda nessa região, uma vez que o nível de tensão se mostrou inferior ao tampo toro esférico.

Tabela 16 – Número de ciclos para falha nas diferentes regiões de solda.

Pressão interna [MPa]	Número de Ciclos		
	Central	Válvula Hermética	Válvula de Segurança
1,5	-	9.936	-
2,0	2.478; 2.270; 1.651	3.382	5.558
2,5	2.203; 752	734	1.617; 2.558

Fonte: Autor (2020).

Figura 48 – Efeito de cargas cíclicas e de concentradores de tensão nos locais de falha do cilindro DOT-39. Contornos em vermelho indicam os locais onde ocorreram falhas por fadiga. Todas as regiões são caracterizadas pela presença de solda.



Fonte: Autor (2020).

4.1.3 Análise elástica de fadiga pelo código ASME VIII Divisão 2

Seguindo o procedimento descrito na seção 3.4, estimou-se a vida em fadiga para o cilindro de gás refrigerante DOT-39. Para uma análise preliminar, variou-se o coeficiente de redução à resistência à fadiga em regiões de solda (K_f) entre 1 e 4. Estes valores abrangem, em sua totalidade, os diferentes níveis de qualidade da solda tabelados pelo código ASME. O valor 4 indica a pior condição possível, de forma que os diferentes defeitos presentes na solda intensificam os níveis de tensões atuantes de forma severa.

Para estimativa do fator de penalidade por fadiga K_e , é necessário determinar as constantes m e n . De acordo com a Tabela A1 do anexo A, os valores de m e n para aços carbono são, respectivamente, 3,0 e 0,2. As únicas condições nas quais $\Delta S_{P,k}$ foi maior que S_{PS} ocorreram nas válvulas hermeticamente fechadas e de segurança em pressões de 2,5 MPa, resultando no aumento do fator de penalidade de fadiga (K_e). Foram realizadas análises das tensões atuantes na casca cilíndrica (solda central) e no tampo toro esférico (soldas nas válvulas hermeticamente fechadas e de segurança). É importante ressaltar que a tensão medida na região toro esférica não é constante ao longo dessa região, entretanto, para uma análise preliminar, esta hipótese será considerada.

O efeito do fator de redução de resistência à fadiga em regiões de solda (K_f) nos valores estimados da tensão equivalente alternada efetiva total (S_{alt}) é apresentado na Tabela 17. Pode-se observar que S_{alt} aumenta com a elevação de K_f .

Tabela 17 – Efeito do fator de redução de resistência à fadiga em regiões de solda (K_f) nos valores estimados da tensão equivalente alternada efetiva total (S_{alt}).

Região de Solda	Pressão interna [MPa]	$\Delta S_{P,k}$ [MPa]	K_e	K_f	S_{alt} [MPa]
Central	1,5	138,51	1	1	69,15
				2	138,51
				3	207,46
				4	276,62
	2,0	173,33	1	1	86,66
				2	173,33
				3	259,99
				4	346,66
	2,5	236,48	1	1	118,24
				2	236,48
				3	354,72
				4	472,96
Válvula Hermética Válvula de Segurança	1,5	189,29	1	1	94,64
				2	189,29
				3	283,93
				4	378,58
	2,0	244,26	1	1	122,13
				2	244,26
				3	366,39
				4	488,52
	2,5	322,62	1,30	1	210,41
				2	420,83
				3	631,25
				4	841,66

Fonte: Autor (2020).

Para verificar o efeito de K_f na estimativa da vida em fadiga, foram utilizadas as constantes C_n e E_{FC} recomendadas para aços carbonos com tensão limite de resistência à tração inferior a 552 MPa; ver Tabela A4. Os resultados podem ser vistos na Tabela 18.

Tabela 18 – Efeito do fator de redução de resistência à fadiga em regiões de solda (K_f) na estimativa da vida em fadiga para o cilindro de gás refrigerante DOT-39.

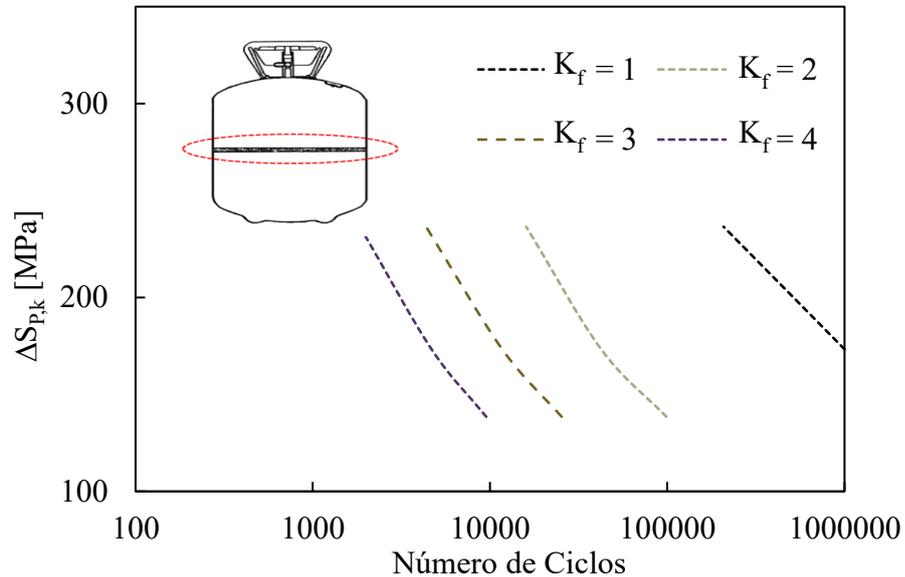
K_f	Pressão interna [MPa]	Número de Ciclos	
		Região Central	Válvula Hermética Válvula de Segurança
1	1,5	1.000.000	553.472
	2	1.000.000	177.469
	2,5	207.740	24.568
2	1,5	98.864	32.433
	2	42.321	14.383
	2,5	16.015	2.598
3	1,5	25.344	8.791
	2	11.709	3.943
	2,5	4.356	825
4	1,5	9.521	3.569
	2	4.676	1.683
	2,5	1.847	387

Fonte: Autor (2020).

Obviamente que maiores valores de K_f resultam em números de ciclos menores até a falha. Note que, ao variar o valor de K_f de 1 a 4 na região central e na pressão de 1,5 MPa, o número de ciclos é reduzido de 10^6 para aproximadamente 10^4 .

O efeito de K_f na estimativa da vida em fadiga é apresentado graficamente em duas formas: em relação à tensão equivalente (Figuras 49 e 50) e em relação à tensão equivalente alternada efetiva total (Figuras 51 e 52).

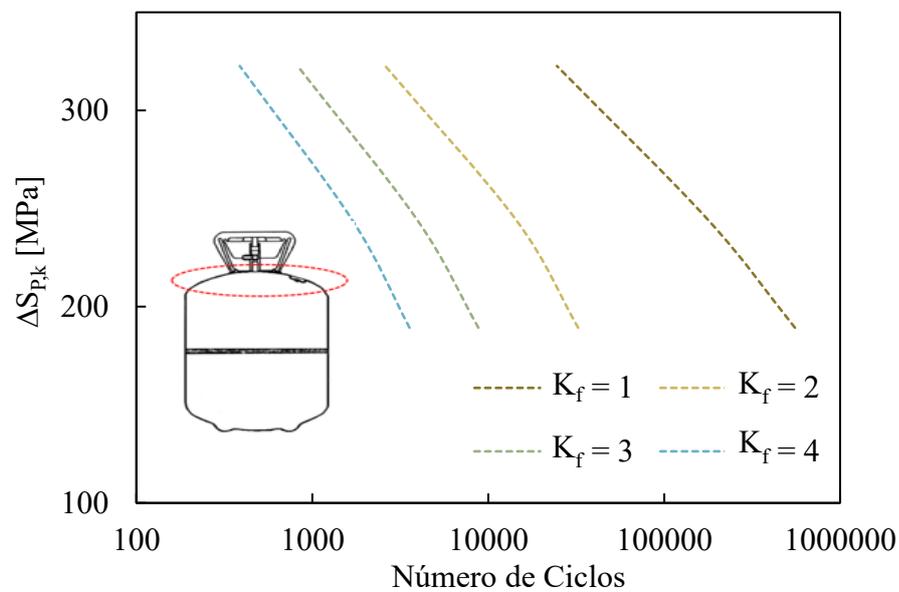
Figura 49 – Efeito do fator de redução de resistência à fadiga em regiões de solda (K_f) na estimativa da vida em fadiga na região central do cilindro de gás refrigerante DOT-39. Resultados são apresentados em função da tensão equivalente $\Delta S_{P,k}$.



Fonte: Autor (2020).

Figura 50 – Efeito do fator de redução de resistência à fadiga em regiões de solda (K_f) na estimativa da vida em fadiga na válvula hermética e de segurança do cilindro de gás refrigerante DOT-39.

Resultados são apresentados em função da tensão equivalente $\Delta S_{P,k}$.



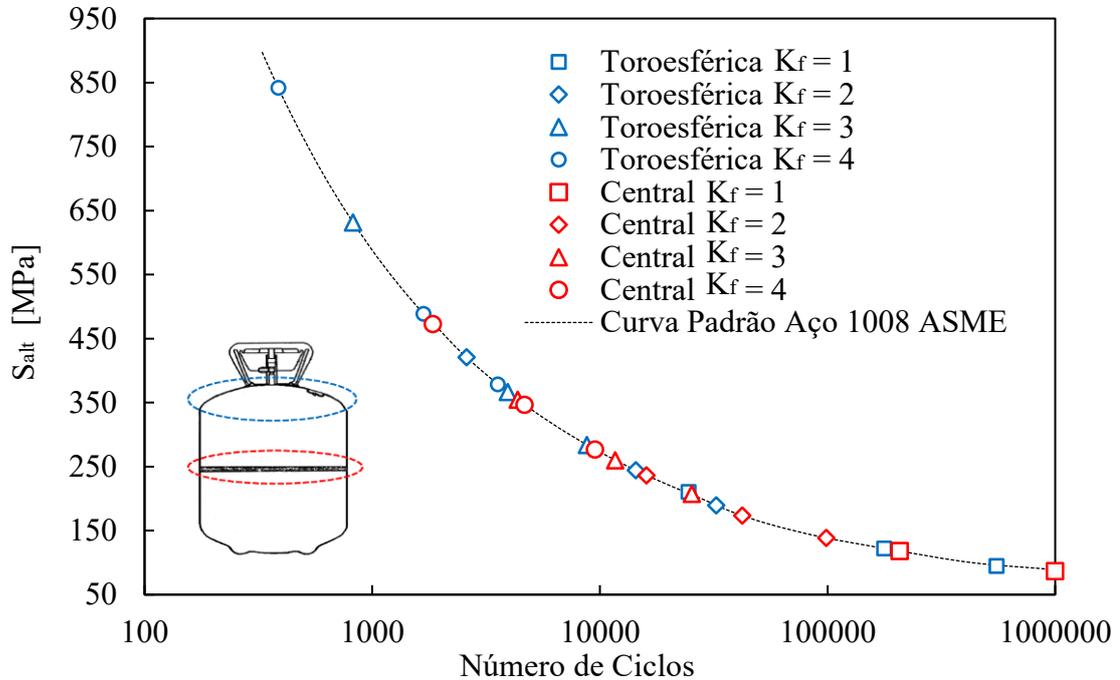
Fonte: Autor (2020).

A abordagem observada nas Figuras 49 e 50 é interessante para avaliar o efeito do fator de redução K_f na vida útil do cilindro para um mesmo nível de tensão equivalente. Note

que, na região do tampo e para $\Delta S_{p,k} \sim 250$ MPa, a vida útil obtida é aproximadamente 10^5 ciclos para $K_f = 1$, 10^4 ciclos para $K_f = 2$ e 10^3 ciclos para $K_f = 4$.

Na Figura 51 é apresentada a curva teórica da tensão equivalente alternada efetiva total (S_{alt}) em função do número de ciclos para $K_f = 1, 2, 3$ e 4 . Dessa forma, é possível organizar numa mesma figura, as faixas de S_{alt} respectivas aos diferentes valores de K_f nas duas regiões do protótipo. A abordagem é interessante, pois é possível, com alguma sobreposição, entender o efeito do fator amplificador de tensão. Note que os valores das extremidades das faixas de K_f variando entre 1 e 4 são encontradas nas Tabelas 17 e 18. Para $K_f = 1$, os extremos são: $S_{alt} = 69,15$ MPa; $N = 10^6$ e $S_{alt} = 118,24$ MPa; $N = 207.740$ para região central; e $S_{alt} = 94,64$ MPa; $N = 553.472$ e $S_{alt} = 210,41$ MPa; $N = 24.568$ para região toro-esférica; Para $K_f = 2$, os extremos são: $S_{alt} = 138,51$ MPa; $N = 98.864$ e $S_{alt} = 236,48$ MPa; $N = 16.015$ para região central; e $S_{alt} = 189,29$ MPa; $N = 32.433$ e $S_{alt} = 420,83$ MPa; $N = 2.598$ para região toro-esférica; Para $K_f = 3$, os extremos são: $S_{alt} = 207,46$ MPa; $N = 25.344$ e $S_{alt} = 354,72$ MPa; $N = 4.356$ para região central; e $S_{alt} = 283,93$ MPa; $N = 8.791$ e $S_{alt} = 631,25$ MPa; $N = 825$ para região toro-esférica; Para $K_f = 4$, os extremos são: $S_{alt} = 276,62$ MPa; $N = 9.521$ e $S_{alt} = 472,96$ MPa; $N = 1.847$ para região central; e $S_{alt} = 378,58$ MPa; $N = 3.569$ e $S_{alt} = 841,66$ MPa; $N = 387$ para região toro-esférica. Observa-se que, para valores de K_f iguais a 4, os resultados estão na região de fadiga de baixo ciclo ($10^3 \sim 10^4$ ciclos) para ambas as regiões.

Figura 51 – Efeito do fator de redução de resistência à fadiga em regiões de solda (K_f) na estimativa da vida em fadiga na região central e toro-esférica do cilindro de gás refrigerante DOT-39. Resultados são apresentados em função da tensão equivalente alternada efetiva total (S_{alt}).

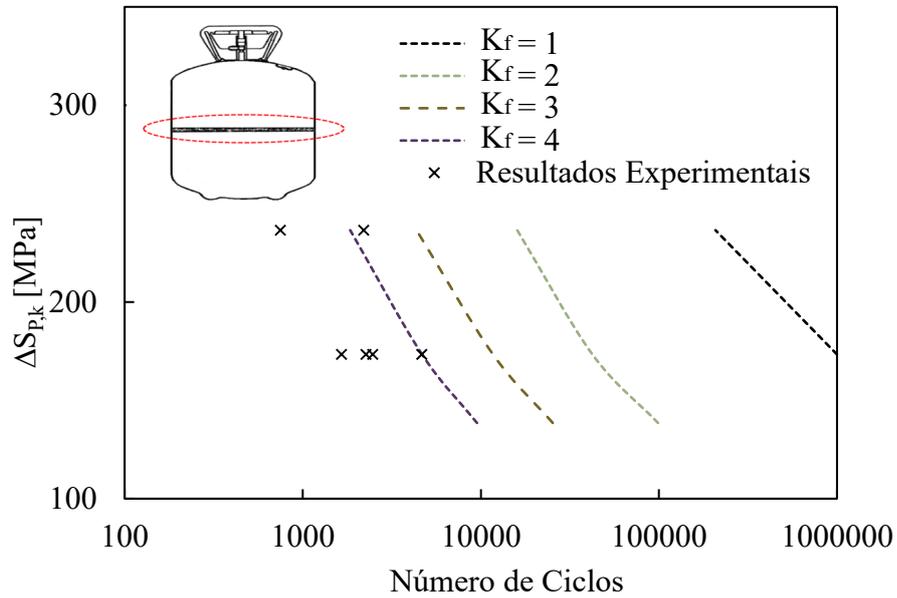


Fonte: Autor (2020).

4.1.4 Comparação entre resultados analítico e experimental para vida em fadiga

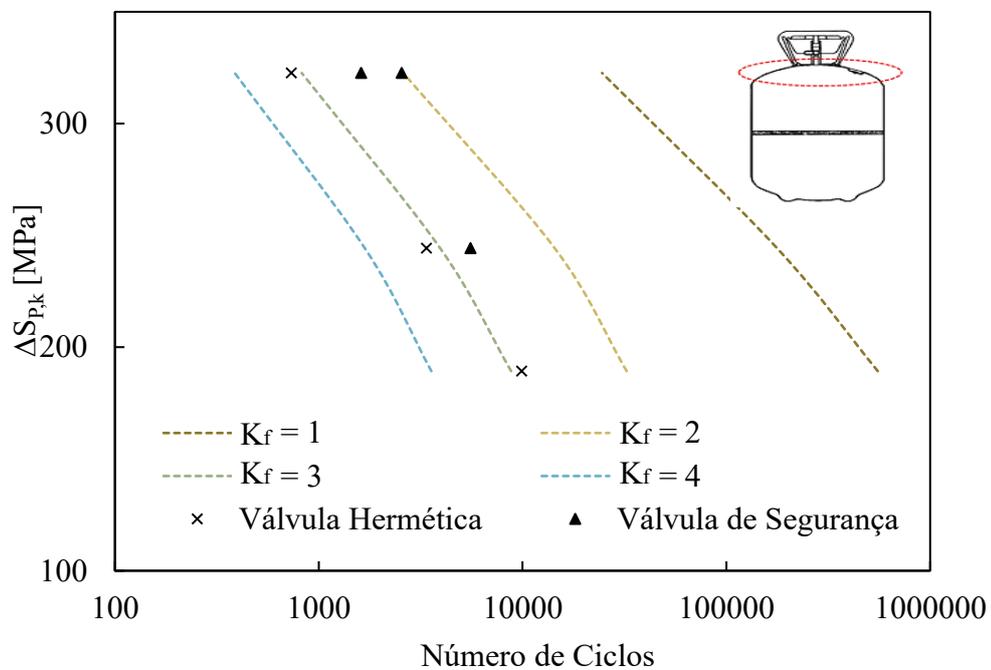
É apresentada nas Figuras 52 e 53, na solda central e no tampo, respectivamente, a determinação dos valores do coeficiente K_f a partir da análise de vida em fadiga pelo código ASME para o cilindro DOT-39. Nessas figuras, os valores experimentais são exibidos e comparados com diferentes curvas de tensão equivalente x número de ciclos, $\Delta S_{P,k-N}$, com variações do fator K_f entre 1 e 4. A determinação do fator K_f revela como a qualidade local da solda e os níveis de concentração de tensão afetam a vida útil em fadiga.

Figura 52 – Efeito da qualidade da solda da região central na vida útil do cilindro de gás refrigerante DOT-39. Os resultados teóricos com $K_f = 4$ se aproximam dos resultados experimentais.



Fonte: Autor (2020).

Figura 53 – Efeito da qualidade da solda do tampo toro esférico na vida útil do cilindro de gás refrigerante DOT-39. Os resultados teóricos com $K_f = 3$ se aproximam dos resultados experimentais.



Fonte: Autor (2020).

Para a região da solda central, os valores experimentais obtidos ficaram próximos da curva teórica com $K_f = 4$, caracterizando uma solda de má qualidade e falhas com um menor

número de ciclos. Para as regiões das válvulas (Figura 53), os pontos experimentais se aproximaram da curva de $K_f = 3$.

Observe que as curvas teóricas para cada região possuem curvaturas diferentes. Isto ocorre devido ao nível mais elevado de tensão equivalente de von Mises na região toroesférica, próximo do limite de resistência à tração do material ($\Delta S_{P,k} = 322,62$; $\sigma_{UTS} = 334,5$), de forma que ocorre uma redução significativa no número de ciclos para falha. Esta condição reflete na estimativa da tensão equivalente alternada efetiva total, resultando em maior fator de penalidade por fadiga ($K_e = 1,3$) para esta região.

A vida útil (número de ciclos) experimental e teórica para o cilindro refrigerante DOT-39 é também apresentada na Tabela 19. Para os valores teóricos na região da solda central, foram utilizados fatores K_f iguais a 4 e 6. Para os valores teóricos na região do tampo, foram utilizados fatores K_f iguais a 2,7, 3 e 3,2.

Para a região central, o valor de K_f pode ser superior a 4, e os níveis de tensão (S_{alt}) são da ordem de 415, 520 e 709 MPa para os três níveis de pressão de teste. Apesar da norma ASME não contemplar $K_f > 4$, é indicado pela própria norma ASME a determinação experimental do fator de redução caso o padrão de solda não esteja entre os valores tabelados. Para a região do tampo toroesférico (válvulas hermética e de segurança), os resultados teóricos se aproximaram dos valores experimentais com fator $K_f=3$. Para a válvula hermética, o valor de K_f pode variar entre 3 e 3,2, e os níveis de tensão (S_{alt}) são da ordem de 302, 390 e 673MPa para os três níveis de pressão de teste. Já para a válvula de segurança, o valor de K_f pode variar entre 2,7 e 3, e os níveis de tensão (S_{alt}) são da ordem de 255, 329 e 568 MPa.

Tabela 19 – Vida útil (número de ciclos) experimental e teórica para o cilindro refrigerante DOT-39. Para os valores teóricos na região da solda central, foram utilizados fatores K_f iguais a 4 e 6. Para os valores teóricos na região do tampo, foram utilizados fatores K_f iguais a 2,7, 3 e 3,2.

Local	Resultado	Pressão interna [MPa]		
		1.5	2.0	2.5
Solda Central	K_f : 4	9.521	4.676	1.847
	Experimental	-	2.478; 2.270; 1.651	2.203; 752
	K_f : 6	2.698	1.409	693
Válvula Hermética	K_f : 3	8.791	3.943	844
	Experimental	9.936	3.382	734
	K_f : 3,2	7.147	3.246	693
Válvula de segurança	K_f : 3	8.791	3.943	825
	Experimental	-	5.558	1.617; 2.558
	K_f : 2,7	12.391	5464	1.101

Fonte: Autor (2020).

Por fim, comenta-se sobre a irregularidade do processo de fabricação dos cilindros testados. Houve falhas na solda central (5), na solda da válvula de segurança (3) e na solda da válvula hermética (3). Mesmo com a tensão nominal superior na região toro-esférica, o maior índice de falhas ocorreu na solda central (5), indicando elevados efeitos concentradores de tensão nessa região. Em virtude do longo cordão de solda para a união das duas partes do cilindro, é possível que haja interrupções no processo de soldagem, contaminação com óxidos ou resíduos nas extremidades soldadas, resultando em irregularidades. Ademais, o próprio processo de MIG-MAG, utilizado na fabricação dos cilindros, possui como limitação elevada probabilidade de gerar porosidades.

4.2 ESTUDO 2 - PLACA CORRUGADA

4.2.1 Determinação das tensões

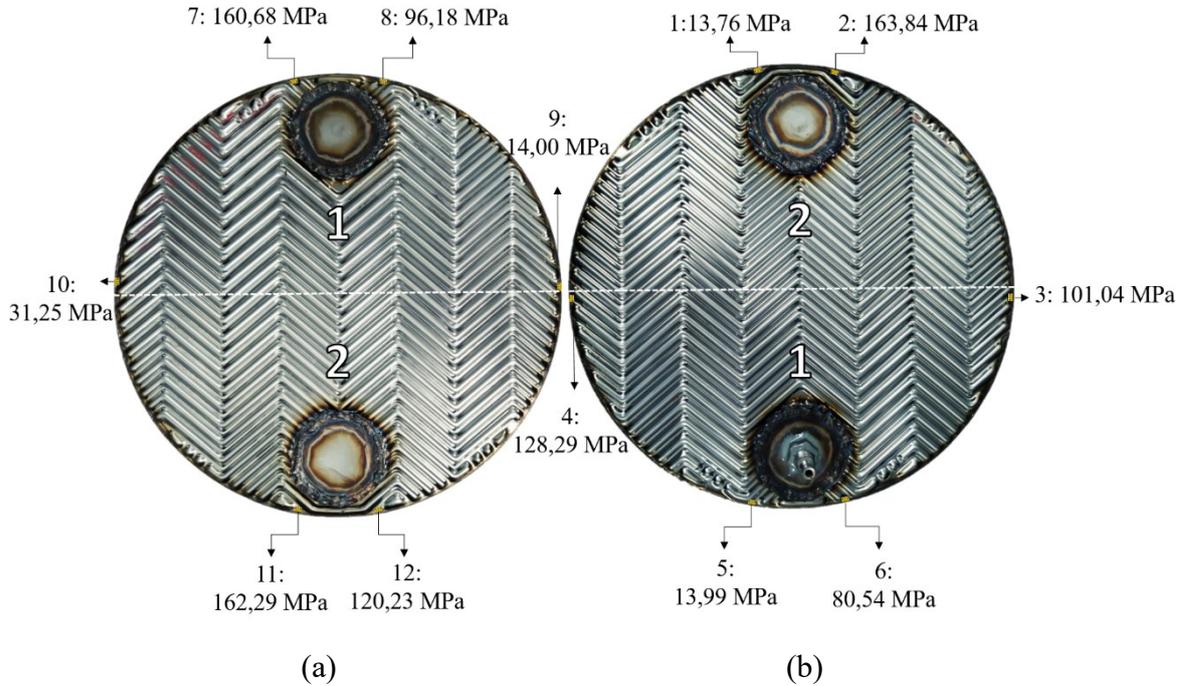
Para a determinação das tensões experimentais sobre as placas, foram utilizados os dados obtidos por deformação por meio de doze extensômetros triaxiais posicionados no conjunto de placas delimitadas por tampos separados por uma distância de 13,2 mm. Com os valores das deformações obtidas experimentalmente (ver valores nas Tabelas III.1 a III.6 no Apêndice III) foram determinadas as tensões principais e equivalente de von Mises (ver Tabelas III.7 a III.12 no Apêndice III).

Na Figura 54, são apresentados os efeitos da geometria da placa do PSHE e da pressão de teste igual a 1,4 MPa nos valores de tensão equivalente de von Mises nas extremidades do par de placas, pontos 1 a 12. Note que em virtude das características geométricas de cada placa, a geometria local dos pares de pontos (1 e 12; 2 e 11; 3 e 10; 4 e 9; 5 e 8; 6 e 7) é similar. Apesar da semelhança local entre os pares de pontos, os valores de tensão equivalente são distintos. Esses resultados são explicados a seguir.

Além da complexidade geométrica da superfície que contém o par de placas e das heterogeneidades do processo de fabricação, a placa que contém o bico de pressurização (no bocal inferior, 54b) possui condição de contorno levemente diferente da placa oposta. Há condições mais significativas de restrição ao movimento nessa placa devido à resistência imposta pela mangueira de pressurização. Pequenas variações no aperto entre as porcas que pressionam os tampos (embora houve controle do aperto por torquímetro e a distância entre tampos conferida), podem contribuir para as diferenças nos resultados entre os pares de pontos.

Para realizar uma análise em favor da segurança e respeitando as recomendações da ASME, será utilizado o maior valor de tensão obtido ao longo da geometria de estudo, que para essa configuração de teste, foi de 163,84 MPa.

Figura 54 – Efeitos da geometria da placa do PSHE e da pressão de teste igual a 1,4 MPa nos valores de tensão equivalente nas extremidades do par de placas. Medições nos pontos 7 a 12 (esquerda, a) e 1 a 6 (direita, b). A placa à direita (b) contém o bico de pressurização no bocal inferior.



Fonte: Autor (2020).

4.2.2 Análise Experimental de vida em fadiga

Doze corpos de prova foram testados para a construção da curva S-N. Todos os espécimes falharam na solda circunferencial externa. Após determinado número de ciclos, vazamentos ocorriam através de trincas na solda externa, conforme Figura 55.

Figura 55 – Registro de vazamento através de trinca na solda circunferencial externa de um par de placas do PSHE. O local de falha se encontra na região delimitada pelo retângulo vermelho.



Fonte: Autor (2020).

O número total de ciclos para falha em cada nível de pressão testado é apresentado na Tabela 20. Para uma análise conservadora, foram considerados os maiores níveis de tensão obtidos em cada experimento.

Tabela 20 – Efeitos da geometria da placa do PSHE e da pressão de testes no número de ciclos para falha.

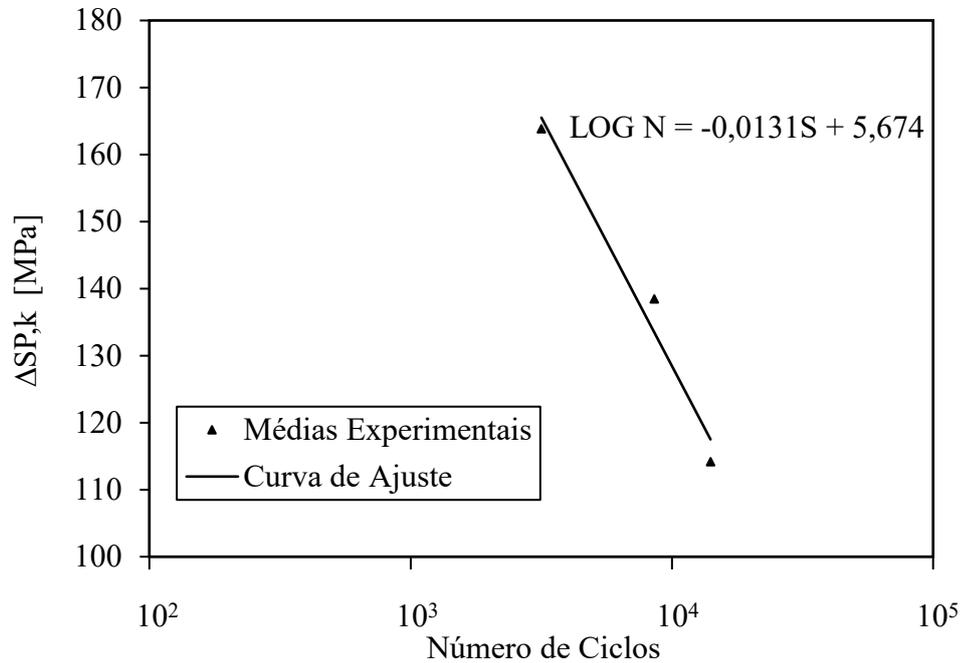
Pressão interna [MPa]	$\Delta S_{P,k}$ [MPa]	Número de Ciclos				
		Espécime 1	Espécime 2	Espécime 3	Espécime 4	Média
1,0	114,18	16.988	8.964	15.234	15.050	14.059
1,2	138,47	7.109	10.680	7.856	8.604	8.562
1,4	163,84	2.904	3.380	4.360	2.025	3.167

Fonte: Autor (2020).

Segundo Rosa (2002), problemas relacionados à fadiga frequentemente apresentam grande dispersão nos resultados, principalmente para vidas superiores a 10^4 ciclos. Note, na Tabela 19, que a magnitude da variação de um determinado número de ciclos em relação à sua média pode ser da ordem de 38%. Por exemplo, em testes com pressão igual a 1,0 MPa, o número médio de ciclos é 14.059, mas o espécime pode falhar com 8.964 ciclos. Note que a vida média do ciclo variou de 3.167 a 14.509 para testes hidrostáticos alternados na faixa de pressão de 1 a 1,4 MPa. Esses testes podem ser classificados como fadiga de baixo ciclo, ou ainda, como testes de alto nível de deformação. Note, ainda, que os níveis de tensão calculados são inferiores ao limite de escoamento do material.

Na Figura 56, é apresentado o efeito da geometria da placa do PSHE na Curva S-N média. Adotou-se uma probabilidade de falha de 50% de acordo com a norma ISO12107; conforme comentado na seção 3.1.5. O comportamento da vida em fadiga pode ser obtido com a curva: $\log N = -0,0131S + 5,674$. A qualidade da curva pode ser observada pelo valor $F_{(1-\alpha, v_1, v_2)}$ igual a 0,025. É importante ressaltar que S representa a tensão equivalente de von Mises, $\Delta S_{P,k}$.

Figura 56 – Efeito da geometria da placa do PSHE na Curva S-N média. Adotou-se uma probabilidade de falha de 50% de acordo com a norma ISO12107.



Fonte: Autor (2020).

4.2.3 Análise elástica de fadiga pelo código ASME VIII Divisão 2

Seguindo o procedimento descrito na seção 3.4, estimou-se a vida em fadiga para o conjunto de placas do trocador de calor PSHE. Foi adotado o mesmo procedimento descrito anteriormente para o cilindro. Inicialmente, variou-se o fator de redução de resistência à fadiga (K_f) em regiões de solda entre 1 e 4, abrangendo os diferentes níveis de qualidade da solda tabelados pelo código.

Para estimativa do fator de penalidade por fadiga K_e , é necessário determinar as constantes m e n . De acordo com a Tabela A1 do anexo A, os valores de m e n para aços inoxidáveis austeníticos são, respectivamente, 1,7 e 0,3. Foram utilizados os maiores valores de tensão equivalente de von Mises obtidos no conjunto de placas.

O efeito do fator de redução de resistência à fadiga em regiões de solda (K_f) nos valores estimados da tensão equivalente alternada efetiva total (S_{alt}) é apresentado na Tabela 21. Foram utilizadas as constantes C_n e E_{FC} recomendadas para aços de alta liga série 3XX, conforme Tabela A4.

Tabela 21 – Efeito do fator de redução de resistência à fadiga em regiões de solda (K_f) nos valores estimados da tensão equivalente alternada efetiva total (S_{alt}) e na vida útil para o conjunto de placas do PSHE.

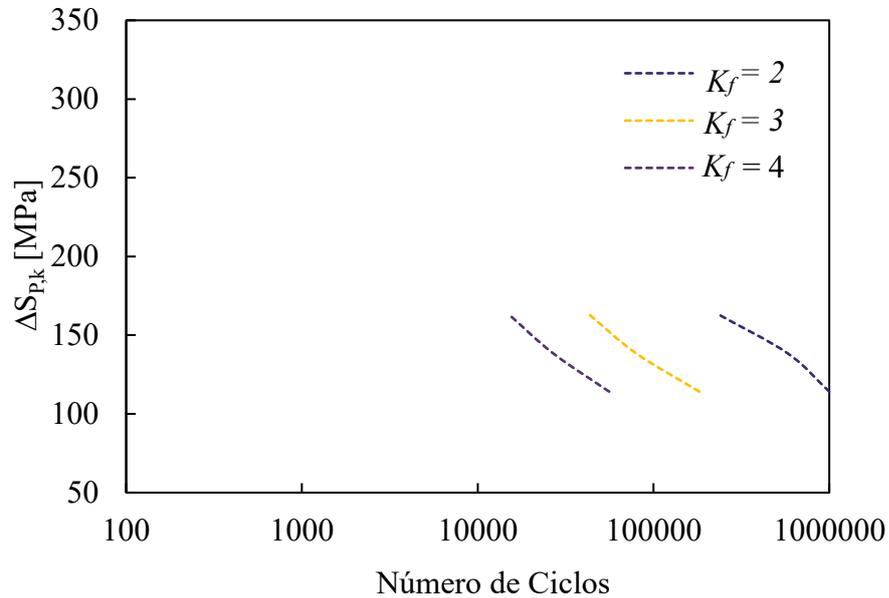
Pressão interna [MPa]	$\Delta S_{P,k}$ [MPa]	K_e	K_f	S_{alt} [MPa]	Número de Ciclos
1,0	114,18	1	1	57,09	1.000.000
			2	114,18	1.000.000
			3	171,27	182.420
			4	228,02	55.933
1,2	138,47	1	1	69,235	1.000.000
			2	138,47	579.875
			3	207,705	79.659
			4	276,94	26.860
1,4	163,84	1	1	81,92	1.000.000
			2	163,84	228.564
			3	245,76	42.353
			4	327,68	14.821

Fonte: Autor (2020).

Observa-se que todos os resultados para K_f igual 1 apresentaram vida infinita, indicando que somente a sollicitação mecânica, sem quaisquer descontinuidades estruturais ou solda, não seria suficiente para a falha por fadiga do metal base (aço inoxidável 316L). Este resultado é coerente com o valor obtido experimentalmente, de forma que todos os corpos de prova falharam em regiões de solda.

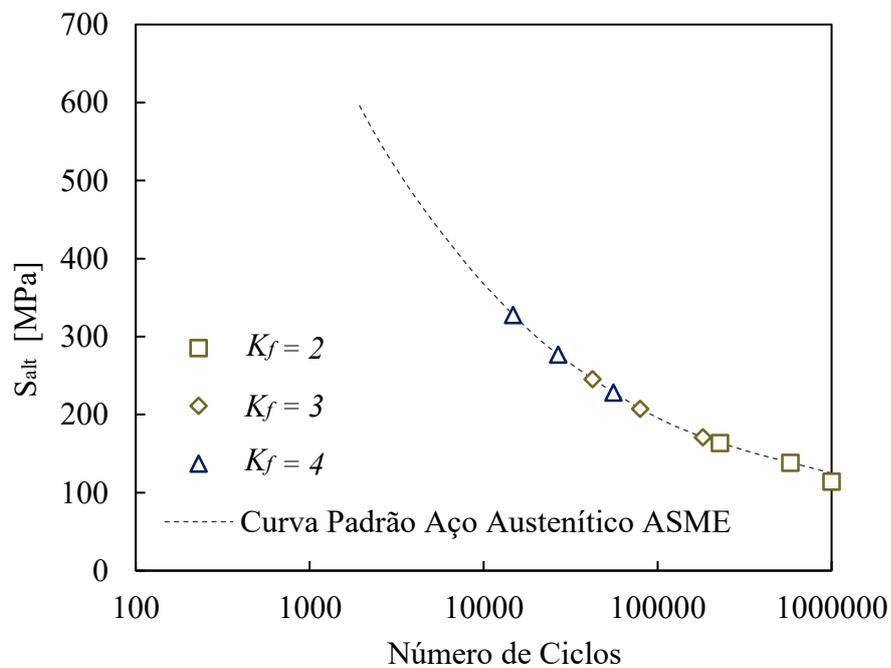
O efeito de K_f na estimativa da vida em fadiga é apresentado graficamente em duas formas: em relação à tensão equivalente (Figura 57) e em relação à tensão equivalente alternada efetiva total (Figura 58).

Figura 57 - Efeito do fator de redução de resistência à fadiga em regiões de solda (K_f) na estimativa da vida em fadiga no conjunto de placas do PSHE. Resultados são apresentados em função da tensão equivalente $\Delta S_{P,k}$.



Fonte: Autor (2020).

Figura 58 - Efeito do fator de redução de resistência à fadiga em regiões de solda (K_f) na estimativa da vida em fadiga no conjunto de placas do PSHE. Resultados são apresentados em função da tensão equivalente alternada efetiva total (S_{alt}).



Fonte: Autor (2020).

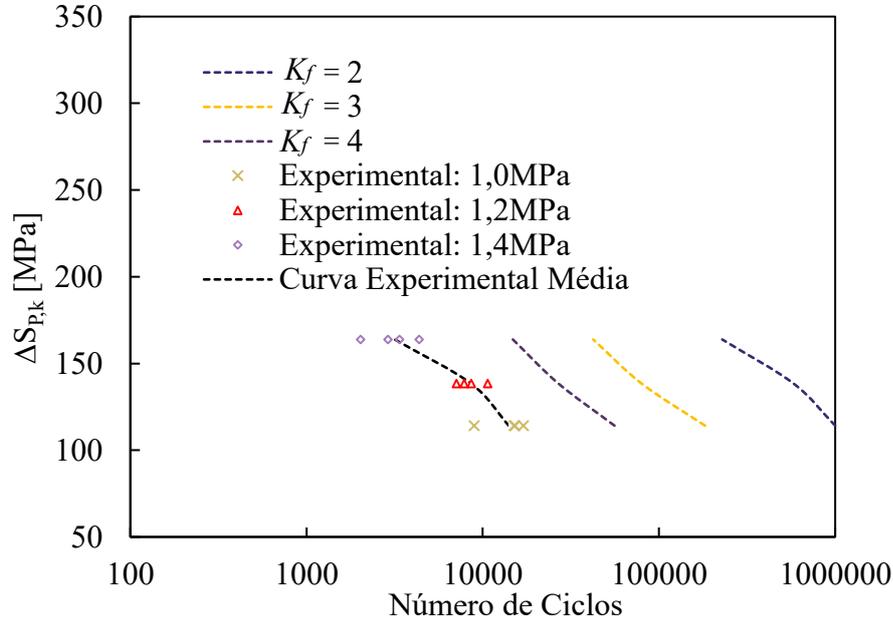
Na Figura 57 é possível avaliar o efeito do fator de redução K_f na vida útil das placas para um mesmo nível de tensão equivalente. Note que para $\Delta S_{P,k} \sim 125$ MPa, a vida útil obtida é aproximadamente 10^6 ciclos para $K_f = 2$, 10^5 ciclos para $K_f = 3$ e $5 \cdot 10^4$ ciclos para $K_f = 4$. Contata-se que, para o fator $K_f = 2$, a curva $\Delta S_{P,k} \times N$ possui uma leve alteração em sua inclinação. A utilização de uma faixa ampla de número de ciclos (aproximadamente 3×10^5 a 10^6) nas Eqs. 32 a 34 causa comportamento diferente na curva $K_f = 2$ em relação às curvas para $K_f = 3$ e $K_f = 4$.

A abordagem observada na Figura 58 é interessante, pois é possível ajustar numa mesma figura, as faixas de S_{alt} respectivas aos diferentes valores de K_f . Note que os valores das extremidades das faixas de K_f variando entre 2 e 4 são encontradas na Tabela 20. Para $K_f = 2$, os extremos são: $S_{alt} = 114,18$ MPa; $N = 10^6$ e $S_{alt} = 163,84$ MPa; $N = 228.564$. Para $K_f = 3$, os extremos são: $S_{alt} = 171,27$ MPa; $N = 182.420$ e $S_{alt} = 245,76$ MPa; $N = 42.353$. Para $K_f = 4$, os extremos são: $S_{alt} = 228,02$ MPa; $N = 55.933$ e $S_{alt} = 327,68$ MPa; $N = 14.821$. Observa-se que, mesmo com valores de K_f iguais a 4, a análise não ocorre na região de fadiga de baixo ciclo ($10^3 \sim 10^4$ ciclos).

4.2.4 Comparação entre resultados analítico e experimental para vida em fadiga

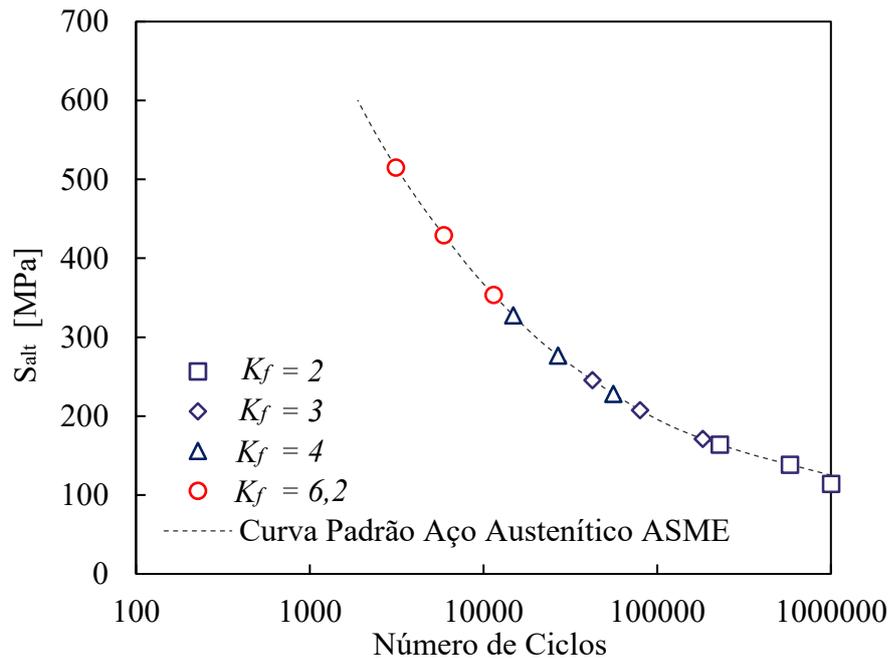
É apresentada, nas Figura 59 e Figura 60, a determinação dos valores do coeficiente K_f a partir da análise de vida em fadiga pelo código ASME para o conjunto de placas do PSHE. Na figura 60, os valores experimentais são exibidos e comparados com diferentes curvas de tensão equivalente x número de ciclos, $\Delta S_{P,k} - N$, com variações do fator K_f entre 2 e 4. Na figura 60, são apresentadas curvas teóricas da tensão equivalente alternada efetiva total (S_{alt}) em função do número de ciclos para $K_f = 2, 3, 4$ e $6,2$.

Figura 59 – Efeito da qualidade da solda na extremidade das placas do PSHE na sua vida útil em fadiga. Resultados são apresentados em função da tensão equivalente $\Delta S_{P,k}$. Os resultados teóricos com $K_f = 6,2$ se aproximam dos resultados experimentais.



Fonte: Autor (2020).

Figura 60 – Efeito da qualidade da solda na extremidade das placas do PSHE na sua vida útil em fadiga. Resultados são apresentados em função da tensão equivalente alternada efetiva total (S_{alt}). Os resultados teóricos com $K_f = 6,2$ se aproximam dos resultados experimentais.



Fonte: Autor (2020).

Os dados experimentais sugerem que a faixa de valores de K_f propostos pela ASME não é suficiente para representar a condição de amplificação de tensão, em virtude da solda e descontinuidade estrutural no conjunto de placas do PSHE. Valores na ordem de 6 resultam em número de ciclos condizentes com as medições realizadas; ver Figura 60 e Tabela 19.

A vida útil (número de ciclos) experimental e teórica para o conjunto de placas corrugadas do PSHE é também apresentado na Tabela 22. Para os valores teóricos, foram utilizados fatores K_f iguais a 5,9 e 6,2. Valores de tensão equivalente alternada efetiva com $K_f = 6,2$ são iguais a 353,95, 429,25 e 507,90 MPa, para as respectivas pressões de 1,0, 1,2 e 1,4 MPa. Tais resultados são coerentes com os encontrados para corpos de prova cilíndricos de aço 316L por Mohammad *et al.* (2012). Os mesmos obtiveram a vida em fadiga entre 10^3 e 10^4 ciclos para tensões de 334MPa e 291MPa.

Tabela 22 – Vida útil (número de ciclos) experimental e teórica para o conjunto de placas corrugadas do PSHE. Para os valores teóricos, foram utilizados fatores K_f iguais a 5,9 e 6,2.

Resultado	Pressão interna [MPa]		
	1.0	1.2	1.4
Média Experimental	14059	8562	3167
K_f : 5,9	13509	7014	3916
K_f : 6,2	10825	5594	3122

Fonte: Autor (2020).

4.2.5 Efeito da Qualidade do Cordão de Solda

Para investigar os elevados valores encontrados para o coeficiente K_f , foi realizada metalografia em uma amostra de um cordão de solda de um par de placas do PSHE similar à utilizada no trabalho (Figura 61). Através de observações visuais, foram observadas diferenças na microestrutura da região da solda ao longo do cordão. A zona termicamente afetada é pequena, conforme esperado, devido às características do processo de soldagem à laser. Notam-se, no perfil da solda, variações geométricas bruscas que podem agir como concentradores de tensões, facilitando a formação e propagação de trincas. Outro defeito observado está relacionado à falta de penetração. Supõe-se que os parâmetros de soldagem como potência e velocidade de varredura não estão adequados, *e.g.* a potência pode estar baixa ou a velocidade de soldagem elevada. Pode não ter ocorrido um campo de temperatura propício para a fusão das placas.

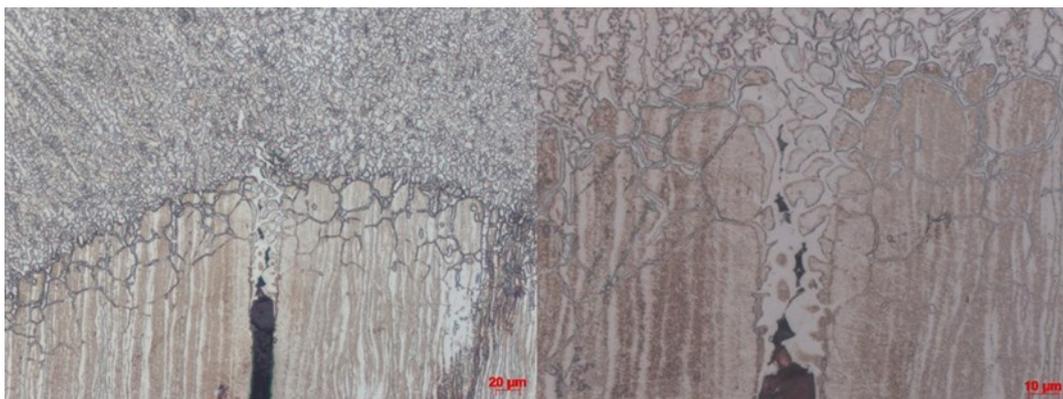
Figura 61 – Imagem do corte transversal do cordão de solda do PSHE. A dimensão do cordão de solda é da ordem de 1,6 mm.



Fonte: Autor (2020).

Nota-se também, pelas imagens ampliadas da metalografia (Figura 62), que parte da poça de fusão se depositou na raiz da junta formando porosidades e, dessa forma, facilitando a formação e propagação de trincas. Conjectura-se que os defeitos presentes no cordão de solda, aliados à geometria complexa da placa, sejam responsáveis pelos valores elevados de K_f obtidos durante os testes de fadiga. Ressalta-se, entretanto, que a própria norma ASME recomenda a determinação de valores de K_f em condições não padronizadas.

Figura 62 – Ampliação da imagem do corte transversal do cordão de solda do PSHE. A dimensão do cordão de solda é da ordem de 1,5 mm. Na imagem à esquerda (a), a resolução de escala em vermelho é 20 μm , e na imagem à direita (b), é de 10 μm .



(a)

(b)

Fonte: Autor (2020).

4.2.6 Influência do Módulo de Elasticidade

Uma vez que na literatura diferentes valores de módulo de elasticidade são encontrados para aços inoxidáveis austeníticos, foi realizada a avaliação do efeito do módulo de elasticidade no número de ciclos estimado pela análise elástica do código ASME.

Foram utilizados dois módulos de elasticidade superiores ao recomendado pela ASME, 250 e 300GPa. Uma vez que as tensões nominais são estimadas de acordo com a Lei de Hooke, fez-se necessário estimar as tensões principais e a tensão equivalente de von Mises, novamente. Para o cálculo da tensão equivalente alternada efetiva total, o parâmetro K_f foi mantido fixo em 4. Os resultados são apresentados na Tabela 23.

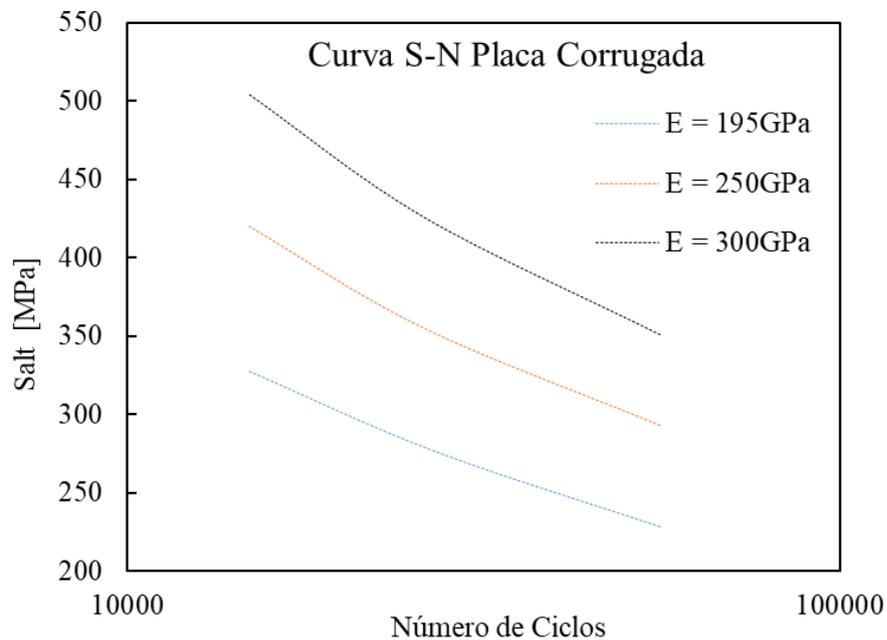
Tabela 23 – Efeito do módulo de elasticidade no número de ciclos estimado pela análise elástica do código ASME.

Pressão interna [MPa]	Módulo de Elasticidade – E								
	195 GPa			250 GPa			300 GPa		
	$\Delta S_{P,k}$ [MPa]	S_{alt} [MPa]	N	$\Delta S_{P,k}$ [MPa]	S_{alt} [MPa]	N	$\Delta S_{P,k}$ [MPa]	S_{alt} [MPa]	N
1,0	114,17	228,36	55933	146,38	292,76	55939	175,66	351,22	55944
1,2	138,47	276,94	26860	177,53	355,06	26060	213,03	426,06	26062
1,4	163,84	327,68	14821	210,05	420,10	14822	252,06	504,12	14822

Fonte: Autor (2020).

Observa-se que o aumento do módulo de elasticidade eleva os níveis de tensões nominais e, conseqüentemente, os de tensão equivalente alternada efetiva total. Entretanto, o número de ciclos para a ocorrência de falha se mantém praticamente inalterado. Isso ocorre, porque o aumento na tensão é proporcional ao módulo de elasticidade (resistência), ao passo que a razão entre ambos se mantém constante na equação 34 (*fator Y*). O único efeito é o deslocamento da curva *S-N* na vertical (Figura 63). Destaca-se ainda, que os níveis maiores de tensão não refletem em maiores chances de deformações plásticas, uma vez que o limite elástico, na curva tensão-deformação, é deslocado com o aumento do módulo de elasticidade.

Figura 63 - Impacto do módulo de elasticidade no número de ciclos estimado pela análise elástica do código ASME.

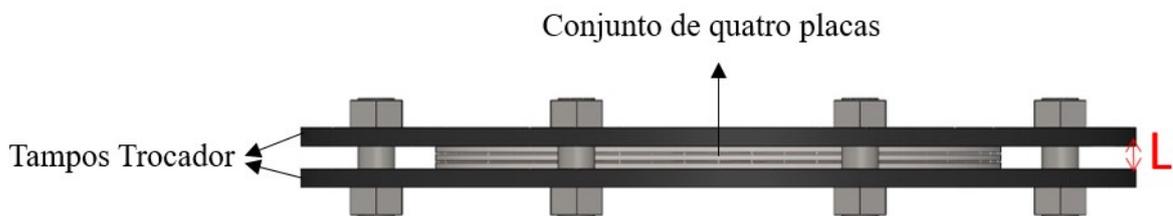


Fonte: Autor (2020).

4.2.7 Influência do Espaçamento

Os testes apresentados anteriormente foram realizados com a montagem do conjunto de placas respeitando o espaçamento por placa proposto pelo fabricante, de 3,3 mm. Com o intuito de avaliar as possíveis alterações na vida em fadiga do componente, modificou-se a distância entre os engastes (tampos do trocador). Esse procedimento impacta diretamente no espaçamento entre placas, L , no protótipo de testes (Figura 64).

Figura 64 - Distância entre os engastes ou espaçamento entre placas (L).



Fonte: Autor (2020).

No primeiro teste, aumentou-se o espaçamento total do conjunto de 4 placas em 2 mm, de 13,2 para 15,2 mm. Como consequência, os níveis de deformação e, consequentemente, de

tensão, aumentaram expressivamente (ver Tabela 24). Em um segundo momento, o espaçamento total foi reduzido de 13,2 para 12,2 mm, acarretando na diminuição do nível de tensão. Salienta-se que após a remoção do tampo, ambos os espécimes testados não apresentaram deformação plástica.

Tabela 24 – Influência do espaçamento na vida em fadiga.

Espaçamento [mm]	12,2		13,2		15,2	
Pressão interna [MPa]	$\Delta S_{P,k}$ [MPa]	Ciclos (Experimental)	$\Delta S_{P,k}$ [MPa]	Ciclos (Experimental)	$\Delta S_{P,k}$ [MPa]	Ciclos (Experimental)
1,0	72,01	-	114,17	14.059	368,57	701
1,4	104,55	20.000*	163,83	3.167	387,95	719

*: Teste paralisado sem a ocorrência de falha.

Fonte: Autor (2020).

Evidencia-se que o espaçamento entre placas tem impacto direto na vida em fadiga, de forma que sua diminuição pode acarretar em um aumento considerável na vida útil do componente. Por exemplo, para os testes com espaçamento de 12,2 mm não houve a ocorrência de falha após 20.000 ciclos. Por outro lado, percebe-se que seu aumento pode diminuir a vida em fadiga de forma exponencial, acarretando em elevados níveis de deformação e, consequentemente, níveis elevados de tensão.

5 CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

Neste estudo, foram apresentados resultados experimentais e teóricos de fadiga mecânica em cilindros de gás refrigerante e no conjunto de placas de trocadores de calor casco e placas. Os principais resultados, observações e conclusões desse trabalho são apresentados a seguir:

- Desenvolvimento de um aparato experimental para testes de fadiga mecânica em corpos de prova com geometria reais;
- Desenvolvimento de metodologia de teste de fadiga mecânica reproduzindo carregamento hidrostático em vasos de pressão controlado por pressão. A bancada experimental é capaz de realizar ciclos de tensões variando de uma carga nula até uma carga máxima escolhida, apresentado $R_\sigma = 0$ e $\sigma_{med} = 0,5\sigma_{max}$;
- Realização de testes de fadiga em cilindros de gás refrigerante permitiram validação do procedimento experimental em geometrias conhecidas. Em relação ao nível de tensão na região cilíndrica, os resultados experimentais para estimativa de tensão foram coerentes com as equações empíricas existentes, não ultrapassando 8,75% de erro relativo. Para as regiões toroesféricas do cilindro, os resultados experimentais de tensão apresentaram maior erro relativo quando comparadas às equações empíricas, em até 30,26%;
- Verificação que todos os cilindros testados falharam em regiões de solda, sendo que a região da solda central apresentou o maior índice de falha. A análise elástica da fadiga do código ASME para o cilindro resultou em coeficiente K_f igual a 3,2 para a válvula hermética, 2,7 para a solda na válvula de segurança e 6 na região da solda central;
- Desenvolvimento de procedimento experimental para testes de fadiga mecânica em placas corrugadas de trocadores de calor do tipo casco e placas (PSHE);
- Verificação que as deformações e, conseqüentemente, tensões principais, medidas nas placas corrugadas do PSHE apresentam em sua maioria, sinal negativo (tensões normais de compressão). Verificou-se diferentes níveis de tensão ao longo da placa, confirmando o esperado, em virtude de sua geometria complexa;
- Constatação de que todos os conjuntos de placas testados apresentaram falha na solda, com médias experimentais de 14059, 8562 e 3167 ciclos para as pressões de 1,0, 1,2 e 1,4MPa, respectivamente;

- Desenvolvimento de uma curva experimental de acordo com a ISO-12107 para estimativa da curva S-N média. O modelo linear, para uma probabilidade de falha de 50%, que descreve o comportamento de vida em fadiga para a faixa de tensão estudada, foi de $\log N = -0,0131S + 5,674$;
- Verificação que os valores de coeficiente de redução de resistência à fadiga propostos pelo código ASME não são suficientes para representar a amplificação de tensão em virtude da solda e descontinuidade estrutural no conjunto. Os resultados experimentais indicam valores de K_f iguais a 6,2 para esta condição;
- Constatação que a variação do espaçamento entre placas tem impacto direto na vida em fadiga, de forma que sua diminuição pode acarretar em um aumento considerável na vida útil do componente. Por outro lado, percebe-se que seu aumento pode diminuir a vida em fadiga de forma exponencial, visto que o espaçamento elevado permite que o conjunto trabalhe com folga, acarretando altos níveis de deformação e, conseqüentemente, níveis elevados de tensão.

Como sugestão para trabalhos futuros sobre fadiga mecânica em trocadores de calor PSHE, são recomendados os seguintes tópicos de estudo:

- Estudo paramétrico visando determinar experimentalmente a vida em fadiga para diferentes espaçamentos entre placas;
- Determinação experimental da influência do número de placas no comportamento de vida em fadiga;
- Avaliar o nível de tensão nominal e de tensão equivalente efetiva no conjunto de placas por meio de técnica de elementos finitos;
- Avaliar a vida em fadiga das placas de trocadores de calor PSHE por meio da mecânica da fratura (MFLE);
- Determinar a causa da falha e relação do modo de falha com a microestrutura do material de análise por meio de ensaios de fractografia.

REFERÊNCIAS

- A MOHAMMAD. K et al. Fatigue behavior of Austenitic Type 316L Stainless Steel. Iop Conference Series: Materials Science and Engineering. Malaysia. v. 36. p.1-9. 18 set. 2012. IOP Publishing.
- ADAMS. S.A. ASME Code Correspondence. An alternate simplified elastic-plastic analysis method: Technical Support Document. Revision 1. 2006.
- ALBA. D. R. Vida em fadiga termomecânica de matrizes de forjamento. Revista Ferramental. 2018.
- American Society of Mechanical Engineers. ASME Boiler and Pressure Vessel Code. Section II: Materials. Parte D – Properties (Metric). 2010. 872 p.
- American Society of Mechanical Engineers. ASME Boiler and Pressure Vessel Code. Section VIII: Rules for Construction of Pressure Vessels. Division 2. 2015. 777 p.
- American Welding Society. "AWS D1.1/D1.1M: Structural Welding Code - Steel." 2 ed. Miami: American Welding Society. 2004. 541 p.
- ARSENYEVA. O.P. et al. Two types of welded plate heat exchangers for efficient heat recovery in industry. Applied Thermal Engineering 105. p. 763–773. 2016
- ASADA. S.. Nakamura. T.. Asada. Y. Evaluation of conservatism in the simplified elastic-plastic analysis using analytical results – Part 2: Proposal of a new Ke-Function. PVP-Vol 407. Pressure Vessels and Piping Codes and Standards. ASME. 2001. p. 255-262.
- ASADA. S.. Nakamura. T.. Asada. Y. Evaluation of conservatism in the simplified elastic-plastic analysis using analytical results – Part 2: Proposal of a new Ke-Function. PVP-Vol 419. Pressure Vessels and Piping Codes and Standards. ASME. 2001. p. 33-42.
- ASTM E1823-96; "Standard terminology relating to fatigue and fracture testing". 1996.
- ASTM E739-10: 'Standard practice for statistical analysis of linear or linearized stress-life (S-N) and strain -life (ϵ -N) fatigue data', ASTM International. 2010.
- Basic Engineering. Transactions of the ASME. Serie D. v.85. p.528-534. 1963.
- BASTENAIRE. F.. POMEY. G.. and RABBE. P.. Etude statistique des durées de vie en fatigue et des courbes de Wöhler de cinq nuances d'acier. Mémoires scientifiques de la revue de métallurgie. Vol. 68 (1971), pp. 645-664
- BRANCO. C. M.. FERNADEZ. A. A.. DE CASTRO. P. M. S. T.. Fadiga de Estruturas Soldadas. 1 ed. Lisboa. Fundação Calouste Gulbenkian. 1986.
- BRITISH STANDARD. BS 3518-5: 1966: Methods of fatigue testing – Guide to application of statistics. 1966.

BRITISH STANDARD. BS 3518-5:1966. Methods of fatigue testing — Guide to the application of statistics. British Standard. 1966.

BRITISH STANDARD. BS ISO 12107:2003: Metallic materials — Fatigue testing — Statistical planning and analysis of data. First Edition. British Standard. 2003.

BUSCHIAZZO. Andrés Alberto et al. Crescimento de trincas por fadiga em juntas soldadas circunferenciais em aço classe API 5L-X70 para risers rígidos. 2006. 128 p. Dissertação (Mestrado em Ciências em Engenharia Metalúrgica e de Materiais) - Universidade Federal do Rio de Janeiro. Rio de Janeiro. 2006.

CASTRO. Carlos Alberto Carvalho et al. Estudo do comportamento à fadiga de metais dentro e fora da água na presença da pressão hidrostática. 2007. 138 p. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Minas Gerais. Belo Horizonte. 2007.

CETLIN. P. R. & SILVA. P. S. P. da. Análise de Fraturas. Associação Brasileira de Metais (ABM). São Paulo. p.133-135. 1979.

CHATTOPADHYWAY. S. Pressure Vessels. Design and Practice. CRC Press Boca Raton. FL. 2005. p. 129-139.

CHEN. Wen; SPÄTIG. Philippe; SEIFERT. Hans-peter. Fatigue behavior of 316L austenitic stainless steel in air and LWR environment with and without mean stress. Matec Web Of Conferences. [s.l.]. v. 165. n. 03012. p.1-8. 2018. EDP Sciences.

COLLINS. J. A. Failure of Materials in Mechanical Design. 2 ed. Nova Iorque: Wiley-Interscience. 1993.

ELBER. W. Fatigue crack propagation. PhD Thesis. University NewSouth Wales. Australia; 1968.

Ellyin. F.. 1997. “Fatigue damage crack growth and life prediction”. Chapman & Hall Editions. Edmunds. Suffolk. UK. ISBN 0 412 59600 8.

EXCEL Sensores (Comp.). Extensômetros coláveis de resistência elétrica. 2019. Disponível em: < <https://excelsensor.com.br/extensometros-colaveis-de-resistencia-eletrica/>>. Acesso em: 03 fev. 2019.

FARRAHI. G.h.; MINAIL. K.; BAHAI. H.. Fretting fatigue behavior of 316L stainless steel under combined loading conditions. International Journal Of Fatigue. Tehran. v. 128. p.1-10. nov. 2019. Elsevier BV.

FREIRE. L. O.. & ALVES DE ANDRADE. D. On applicability of plate and shell heat exchangers for steam generation in naval PWR. Nuclear Engineering and Design 280 (2014): 619-627.

FUCHS. H.; STEPHENS. R. I. Metal Fatigue in Engineering. John Wiley & Sons. 1980.

GALLO. Pasquale et al. Analysis of multiaxial low cycle fatigue of notched specimens for type 316L stainless steel under non-proportional loading. Theoretical And Applied Fracture

Mechanics. [s.l.]. v. 89. p.79-89. jun. 2017. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.tafmec.2017.01.009>.

GOES. Keurrie Cipriano et al. Um modelo para previsão de vida à fadiga de juntas soldadas submetidas a carregamentos combinados. 2010. 99 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade de São Paulo. São Paulo. 2010.

GONG. Y. NORTON. M. P. Fatigue Under Stress Cycling with Nonzero Means. Journal of Testing and Evaluation. v. 24. n. 4. p. 236-267. 1996.

GRIFFITH. A.A.; The phenomena of rupture and flow in solids. Phil.Trans. Roy. Hall. London. 1997.

GUSTAFSSON. J.; SAARINEN. J. Multi-axial fatigue in welded details – An investigation of existing design approaches. Dissertação de Mestrado. Chalmers University of Technology. Suécia. 117p. 2007.

HIBBELER, R. C. Resistência dos Materiais. Pearson Prentice Hall, 5ª edição, São Paulo, 2004.

HOFFMANN. K. Eine Einführung in die Technik des Messes mit Dehnungsmesstreifen (An Introduction to measurements using strain gages). Hotting Baldwin Messtechnik GmbH. 1987.

HOLMAN. J. P. Experimental methods for engineers. McGraw-Hill Series in Mechanical Engineering. 1994.

HUANG. H.w. et al. Fatigue behaviors of AISI 316L stainless steel with a gradient nanostructured surface layer. Acta Materialia. [s.l.]. v. 87. p.150-160. abr. 2015.

HUANG. Jiunn-yuan et al. High-Cycle Fatigue Behavior of Type 316L Stainless Steel. Materials Transactions. Taiwan. v. 47. n. 2. p.409-417. fev. 2006.

ISO GUM. 1993. Guide to the Expression of Uncertainty in Measurements. International Organization for Standardization. Genebra. (www.iso.org).

KAKAÇ. T. S.. LIU. H.. PRAMUANJAROENKIJ. A. Heat exchanger: selection, rating and thermal design. 3.Ed. Boca Raton: CRC Press. 2012.

KALNINS. A. et al. Design Fatigue Life Comparison of ASME Section VIII and EN 13445 Vessels with Welded Joints. ASME Proceedings of PVP2006-ICPVT-11. 2006.

KISIOGLU. Y. et al.. “Determination of Burst Pressure and Location of the DOT-39 Refrigerant Cylinders.” J. Press. Vessel Technol.. vol. 123. no. 2. p. 240. 2001.

KLEMES. J.J. et al. Compact Heat Exchangers For Energy Transfer Intensification: Low Grade Heat and Fouling Mitigation. Boca Raton. CRC Press. 2015.

LANDGRAF. R. W.; MITCHELL. M. R.; LAPOINTE. N. R. Monotonic and cyclic properties of engineering materials. Ford Motors Co.. Scientific Research Staff. STP. 1972.

LANGER, B. F. Design of Pressure Bessels for Low-Cycle Fatigue. Pressure Vessels and Piping: Design and Analysis. A decade of progress. Analysis. ASME. Nova Iorque. 1972. p. 107-120.

LANGER, W. S. Design-stress Basis for Pressure Vessels. The Willian M. Murray Lecture. 1970. Pressure Vessels and Piping: Design and Analysis. A decade of progress. Analysis. ASME. Nova Iorque. 1972. p. 84-94.

LAURENT, M. et al. Thermomechanical fatigue life prediction of 316L compact heat exchanger. Engineering Failure Analysis. [s.l.]. v. 68. p.138-149. out. 2016. Elsevier BV.

LEE, Y. et al. Fatigue Testing and Analysis (Theory and Practice). Massachusetts: Elsevier. 2005.

LIM, J. et al. Condensation heat transfer characteristics of R245fa in a shell and plate heat exchanger for high-temperature heat pumps. International Journal of Heat Mass Transfer 127. p. 730–739. 2018.

LIU, Long et al. Failure analysis of tube-to-tubesheet welded joints in a shell-tube heat exchanger. Case Studies In Engineering Failure Analysis. [s.l.]. v. 7. p.32-40. out. 2016. Elsevier BV.

LYNX (Comp.). Testing and Measurement Systems. 2019. Disponível em: <<https://www.lynxtec.com.br/>>. Acesso em: 15 out. 2019.

MARSHALL P. Austenitic stainless steel: microstructure and mechanical properties. London and New York: Elsevier Applied Science Publishers; 1984.

MAZÁNOVÁ, V. et al. Cyclic response and early damage evolution in multiaxial cyclic loading of 316L austenitic steel. International Journal Of Fatigue. Czech Republic. nov. 2016.

MEREND, A. and parsons, L.S. A comparison of the simplified elastic-plastic strain concentration factor. Ke. of the ASME Boiler and Pressure Vessel Code with Experimental and Analytical Results. PVP-Vol 313-1. International Pressure Vessels and Piping Codes and Standards: Volume 1 – Current Applications. ASME. 1995. p 415-421.

MICRO-MEASUREMENTS. Nota técnica 515: Strain Gage Rosettes: Selection, Application and Data Reduction. Disponível em: <<http://www.vishaypg.com/docs/11065/tn-515.pdf>>. Acesso em: 14 fev. 2019.

MILAN, Marcelo Tadeu et al. Propriedades mecânicas de tração e fadiga de chapa fina de um aço livre de intersticiais. 1999. 103 p. Dissertação (Mestrado em Ciência e Engenharia de Materiais) - Universidade de São Paulo. São Paulo. 1999.

MITCHELL, M. R. Fundamentals of modern fatigue analisys for design. ASM Materials Science Seminar. 1978.

NF A 03-405:1991. Metallic products — Fatigue tests — Statistical treatment of data. 1991.

NIEMI. Erkki. Stress determination for fatigue analysis of welded components: IIS/IIW - 1221-93 (ex cod XIII-1458-92. XV-797-92. Cambridge. Inglaterra: The International Institute of Welding. 1995. 66 p. IBSN-13: 978-1-85573-213-1.

NISHIJIMA. S.. Statistical Fatigue Properties of Some Heat-Treated Steels for Machine Structural Use. STP 744 (1981). pp. 75-88. ASTM. 1981.

NORTON. Robert L. Projeto de máquinas: uma abordagem integrada. 2. ed. Porto Alegre: Bookman. 2007. 931 p.

OLIVEIRA. Ciro Leandro et al. Aumento da vida em fadiga por meio do processo de roleteamento profundo para geração de tensão residual compressiva. 2012. 125 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade de Taubaté. São Paulo. 2012.

ORLANDO A.F.. 2004. Análise da Incerteza de Medição em um Processo Metrológico. Mestrado em Metrologia. Qualidade e Inovação. Departamento de Engenharia Mecânica. PUC-Rio. Rio de Janeiro

PADILHA. R. Q. Influência na vida em fadiga da espessura das camadas de níquel e cromo duro em aço ABNT 4340. 2004. 176 p. Tese (Doutorado) – Programa de Pós-Graduação da Faculdade de Engenharia da UNESP: Engenharia Mecânica. Guaratinguetá. 2004.

PARIS. P.; ERDOGAN. F.; A critical analysis of crack propagation laws. Journal of Mechanics. vol.8. p.157-203. 1976.

PATIL. Rakesh; ANAND. Soham. Thermo-structural fatigue analysis of shell and tube type heat exchanger. International Journal Of Pressure Vessels And Piping. [s.l.]. v. 155. p.35-42. ago. 2017.

PAYNE. A. The fatigue of aircraft structures. Engineering Fracture Mechanics. [s.l.]. v. 8. n. 1. p.157-203. jan. 1976. Elsevier BV.

PELLICCIONE. A.s. et al. Failure analysis of a titanium plate heat exchanger – Mechanical fatigue. Engineering Failure Analysis. [s.l.]. v. 105. p.1172-1188. nov. 2019. Elsevier BV.

PENG. Yawei et al. Effect of low-temperature surface hardening by carburization on the fatigue behavior of AISI 316L austenitic stainless steel. Materials Science And Engineering: A. Nanjing. v. 769. p.1-9. jan. 2020. Elsevier BV.

REDDY. G.V. P. et al. High temperature low cycle fatigue properties of 316(N) weld metal and 316L(N)/316(N) weld joints. International Journal Of Fatigue. India. p. 538-546. 30 mar. 2007.

ROSA. Edison da. Análise de Resistência Mecânica: Mecânica da Fratura e Fadiga. Florianópolis: Grante. 2002. 407 p.

S. Timoshenko. S. Woinoswsky-Krieger . "Theory of Plates and Shells". 2 ed. McGraw-Hill. Inc.. New York. 1959.

SLAGIS. G.C. "ASME Section III Design-by-Analysis Criteria Concepts and Stress Limits". *Journal of Pressure Vessel Technology*. Vol. 128. ASME. 2006. p. 25-32.

SLAGIS. G.C. "Meaning of K_e in Design-by-Analysis Fatigue Evaluation". ASME PVP 2005. Volume 3 Design and Analysis. p. 433-450.

SLAGIS. G.C. "Meaning of K_e in the Design-by-Analysis Fatigue Evaluation". ASME. *Journal of Pressure Vessel Technology*. Vol. 128. ASME. 2006. p. 8-16.

SONDEX (Comp.). Trocadores de Calor. 2019. Disponível em: <<http://sondex.com.br/pt-BR>>. Acesso em: 15 out. 2019.

SPINDEL. J.E.. and HEIBACH. E.. The method of maximum likelihood applied to the statistical analysis of fatigue data. *International Journal of Fatigue*. Vol. 1 (1979). pp. 81-88.

STEMMER. C. E. Projeto e Construção de Máquinas. Porto Alegre: Globo. 1974.

SURESH. S.; Fatigue of Materials. 2nd ed. University Press. Cambridge. 1998.

TAGART. W.S. Plastic fatigue analysis of pressure components. *Pressure Vessels and Piping: Design and Analysis. A decade of progress. Analysis*. ASME. Nova Iorque. 1972. p. 209-226.

TAIER. R. Análise de fadiga em juntas tubulares de plataformas offshore fixas através de modelos em elementos finitos. 2002. 160 p. Dissertação (Mestrado) – Programa de Pós-Graduação da Escola de Minas da Universidade de Ouro Preto: Engenharia Civil. Ouro preto. 2002.

TAKAHASHI. B. X. Metodologia moderna para análise de fadiga baseada em elementos finitos de componentes sujeitos a fadiga uni e multiaxial. 2014. 338 p. Dissertação (Mestrado) – Programa de Pós-Graduação da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo: Engenharia Mecânica. São Paulo. 2014.

TRUMAN JE. In: Pickering FB. editor. *Materials science and technology*. vol. 7. New York: Wiley; 2005. p. 527.

VAHTERUS. Plate & Shell Heat Exchanger. Disponível em: <www.vahterus.com/en/node/528>. Acesso em: 20 de jun. de 2019.

WCR 432. JASKE. C.E. Report N°1: Interpretive Review of weld fatigue-strength-reduction and Stress-Concentration Factors. HECHMER. J.L. et al.. Report N°2: Fatigue-Strength-Reduction Factors for welds based on NDE. WCR Bulletin 432. The welding research council. Nova Iorque. 1998.

Wöhler. A.. "Wöhler's experiments on the strength of metals". *Engineering*. 2. (1867) 160.
ZHOU. J. et al. Comparative study of the effects of surface mechanical attrition treatment and conventional shot peening on low cycle fatigue of a 316L stainless steel. *Surface And Coatings Technology*. Troyes. v. 349. p.556-566. set. 2018. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.surfcoat.2018.06.041>.

APÊNDICE I

Segundo Holman (1994), qualquer medida experimental está sujeita a erros, existindo sempre uma diferença entre o valor verdadeiro e o valor medido. Genericamente, os erros podem ser classificados em:

- Erros grosseiros: cometidos, principalmente, devido à inabilidade ou falta de cuidado do operador ao efetuar uma medida;
- Erros sistemáticos: oriundos de um desvio constate nos resultados, num mesmo sentido;
- Erros aleatórios: erros devidos a variações ao acaso, de causas não conhecidas exatamente, em geral, irregulares e pequenas.

Desta forma, os valores possíveis de serem assumidos pelo mensurando são representados por uma média de observações, MO , somada às variações do próprio mensurando e da parcela aleatória do processo de medição. Desse modo, o resultado de uma medição, RM , é função da média, MO , das incertezas decorrentes das flutuações da série de observações, U_o (incerteza tipo A), e das incertezas inerentes ao sistema de medição, U_{SM} (incerteza tipo B), sendo expresso como:

$$RM = MO \pm \sqrt{U_{SM}^2 + U_o^2} \quad (A1)$$

São apresentados, nesse apêndice, os procedimentos descritos por Holman (1994). Orlando (2004) e ISO GUM (2003), para determinação das incertezas relacionadas às grandezas físicas diretamente medidas ou calculadas. A determinação das incertezas de parâmetros calculados indiretamente é realizada através do processo de propagação de erros.

I.1 INCERTEZA EXPANDIDA TIPO A

A incerteza associada à uma série de observações, x_i , representa uma grandeza de interesse, X , sendo obtida por meio de uma distribuição estatística. Em caso de uma amostra infinita, onde os resultados são a combinação de pequenos erros de mesma magnitude, a função de distribuição pode ser aproximada pela distribuição normal (HOLMAN, 1994). Tratando-se de uma população de amostras finitas, define-se a incerteza expandida do Tipo A (U_o), para um intervalo de confiança de 95%, como:

$$U_o = tS_{(x)} \quad (A2)$$

onde t é função do número do total de observações, n , sendo tabelado de acordo com a distribuição de Student. $S_{(x)}$ é o desvio padrão experimental da média, dado por:

$$S_{(x)} = \sqrt{\frac{\sum_i^n (x_i - \bar{x})^2}{n(n-1)}} \quad (A3)$$

I.2 INCERTEZA EXPANDIDA TIPO B

De acordo com ISO GUM (2003), avaliações do tipo B devem ser baseadas em toda a informação disponível sobre os instrumentos e procedimentos utilizados como, por exemplo: dados coletados anteriormente; experiência ou conhecimento geral sobre o comportamento e propriedades de materiais e instrumentos; resolução de leitura do instrumento; especificações do fabricante; dados disponíveis em certificados de calibração; incerteza associada a valores de referência. Dessa forma, o valor de U_{SM} para cada instrumento utilizado neste trabalho é apresentado na Tabela I.1.

I.3 INCERTEZA COMBINADA

A determinação das incertezas de parâmetros calculados indiretamente é realizada através do processo de propagação de erros. A incerteza de um resultado y , $U_c(y)$, onde o mesmo é função de variáveis independentes, x_i , é dado através da propagação das incertezas por meio de:

$$U_c(y) = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left[\frac{\partial f}{\partial x_i} \right]^2 U_{x_i}^2} \quad (A4)$$

onde f é a função que relaciona o parâmetro calculado com as grandezas independentes.

I.4 APLICAÇÃO DA ANÁLISE DE INCERTEZAS

A faixa de operação e a incerteza de medição dos principais equipamentos e sensores utilizados nos testes de fadiga são apresentados a seguir.

Tabela I.1 – Faixa de operação e incerteza dos instrumentos de medição.

Instrumento	Faixa de Operação	Incerteza de Medição (Intervalo de Confiança 95%)
Bancada de testes hidrostáticos Flutrol	0-20 [MPa]	0,5% FE
Transdutor de pressão absoluta Ômega PX409-750GI	0-5 [MPa]	0,5% FE
Extensômetro Excel PA-06-125TG- 120-L	0-2000 [$\mu\text{m}/\text{m}$]	3% FE
Extensômetro Excel PA-06-060RB- 120-L	0-2000 [$\mu\text{m}/\text{m}$]	3% FE
Paquímetro digital	0-150 [mm]	0,01[mm]
Trena	0-3000 [mm]	1 [mm]

FE: Fundo de Escala

Fonte: Autor (2020).

O paquímetro foi utilizado para medição das espessuras das geometrias de análise, bem como para medir o espaçamento entre placas. A trena foi utilizada para medir o diâmetro da placa e do cilindro.

I.4.1 Incerteza das tensões empíricas para vasos de pressão

Desprezando-se as variações nas propriedades do material (E , ν), as incertezas na medição das tensões principais longitudinal e circunferencial (U_{σ_L} e U_{σ_θ}) para o caso biaxial, Equações (17) e (18), são:

$$U_{\sigma_L} = \left\{ \left[\left(\frac{r}{(2t)} \right)^2 \cdot U_p^2 \right] + \left[\left(\frac{p}{(2t)} \right)^2 \cdot U_r^2 \right] + \left[\left(\frac{p \cdot r}{(2t^2)} \right)^2 \cdot U_t^2 \right] \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (\text{A5})$$

$$U_{\sigma_\theta} = \left\{ \left[\left(\frac{r}{(t)} \right)^2 \cdot U_p^2 \right] + \left[\left(\frac{p}{(t)} \right)^2 \cdot U_r^2 \right] + \left[\left(\frac{p \cdot r}{(t^2)} \right)^2 \cdot U_t^2 \right] \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (\text{A6})$$

$$U_{\sigma Lmax} = \left\{ \left[\left(\frac{1.293r}{(2t)} \right)^2 \cdot U_p^2 \right] + \left[\left(\frac{1.293p}{(2t)} \right)^2 \cdot U_r^2 \right] + \left[\left(\frac{1.293p.r}{(2t^2)} \right)^2 \cdot U_t^2 \right] \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (A7)$$

$$U_{\sigma_{\theta max}} = \left\{ \left[\left(\frac{1.032r}{(t)} \right)^2 \cdot U_p^2 \right] + \left[\left(\frac{1.032p}{(t)} \right)^2 \cdot U_r^2 \right] + \left[\left(\frac{1.032p.r}{(t^2)} \right)^2 \cdot U_t^2 \right] \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (A8)$$

I.4.2 Incerteza das tensões obtidas com extensômetros biaxiais

Desprezando-se as variações nas propriedades do material (E , ν), as incertezas das tensões principais ($U_{bi\sigma 1}$ e $U_{bi\sigma 2}$) para o caso biaxial, Equações (21) e (22), são:

$$U_{bi\sigma 1} = \left\{ \left[\left(\frac{E}{(1-\nu^2)} \right)^2 \cdot U_{\varepsilon_1}^2 \right] + \left[\left(\frac{E.\nu}{(1-\nu^2)} \right)^2 \cdot U_{\varepsilon_2}^2 \right] \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (A9)$$

$$U_{bi\sigma 2} = \left\{ \left[\left(\frac{E}{(1-\nu^2)} \right)^2 \cdot U_{\varepsilon_2}^2 \right] + \left[\left(\frac{E.\nu}{(1-\nu^2)} \right)^2 \cdot U_{\varepsilon_1}^2 \right] \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (A10)$$

I.4.3 Incerteza das tensões obtidas com extensômetros triaxiais

Desprezando-se as variações nas propriedades do material (E , ν), as incertezas das tensões principais ($U_{tri\sigma 1}$ e $U_{tri\sigma 2}$) para o caso triaxial, Equação (25), são:

$$U_{tri\sigma 1} = \left\{ \left[\left(\frac{E}{2(1-\nu)} + \frac{E}{\sqrt{2}(1+\nu)} \cdot \frac{(\varepsilon_1 - \varepsilon_2)}{\sqrt{(\varepsilon_1 - \varepsilon_2)^2 + (\varepsilon_3 - \varepsilon_2)^2}} \right)^2 \cdot U_{\varepsilon_1}^2 \right] + \left[\left(\frac{E}{\sqrt{2}(1+\nu)} \cdot \frac{(-\varepsilon_1 + 2\varepsilon_2 - \varepsilon_3)}{\sqrt{\varepsilon_1^2 - 2\varepsilon_1\varepsilon_2 + 2\varepsilon_2^2 - 2\varepsilon_2\varepsilon_3 + \varepsilon_3^2}} \right)^2 \cdot U_{\varepsilon_2}^2 \right] + \left[\left(\frac{E}{2(1-\nu)} + \frac{E}{\sqrt{2}(1+\nu)} \cdot \frac{(\varepsilon_3 - \varepsilon_2)}{\sqrt{(\varepsilon_1 - \varepsilon_2)^2 + (\varepsilon_3 - \varepsilon_2)^2}} \right)^2 \cdot U_{\varepsilon_3}^2 \right] \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (A11)$$

$$\begin{aligned}
 U_{trior2} = & \left\{ \left[\left(\frac{E}{2(1-\nu)} - \frac{E}{\sqrt{2}(1+\nu)} \cdot \frac{(\varepsilon_1 - \varepsilon_2)}{\sqrt{(\varepsilon_1 - \varepsilon_2)^2 + (\varepsilon_3 - \varepsilon_2)^2}} \right)^2 \cdot U_{\varepsilon_1}^2 \right] \right. \\
 & + \left[\left(-\frac{E}{\sqrt{2}(1+\nu)} \cdot \frac{(-\varepsilon_1 + 2\varepsilon_2 - \varepsilon_3)}{\sqrt{\varepsilon_1^2 - 2\varepsilon_1\varepsilon_2 + 2\varepsilon_2^2 - 2\varepsilon_2\varepsilon_3 + \varepsilon_3^2}} \right)^2 \cdot U_{\varepsilon_2}^2 \right] \\
 & \left. + \left[\left(\frac{E}{2(1-\nu)} - \frac{E}{\sqrt{2}(1+\nu)} \cdot \frac{(\varepsilon_3 - \varepsilon_2)}{\sqrt{(\varepsilon_1 - \varepsilon_2)^2 + (\varepsilon_3 - \varepsilon_2)^2}} \right)^2 \cdot U_{\varepsilon_3}^2 \right] \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (A12)
 \end{aligned}$$

I.4.4 Incerteza da tensão equivalente de von Mises

$$U_{\Delta S_{P,k}} = \left\{ \left[\left(\frac{2\sigma_1 - \sigma_2}{2(\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2)^{0.5}} \right)^2 \cdot U_{\sigma_1}^2 \right] + \left[\left(\frac{2\sigma_2 - \sigma_1}{2(\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2)^{0.5}} \right)^2 \cdot U_{\sigma_2}^2 \right] \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (A13)$$

I.4.5 Incerteza da tensão equivalente alternada efetiva total

$$U_{S_{alt}} = \left\{ \left[\left(\frac{K_f K_e}{2} \right)^2 \cdot U_{\Delta S_{P,k}}^2 \right] \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (A14)$$

I.5 CÁLCULO DAS INCERTEZAS - EXPERIMENTOS

I.5.1 Cilindro Refrigerante

Tabela I.2 – Incerteza experimental para as tensões empíricas de vaso de pressão: longitudinal, circunferencial e de von Mises.

Pressão interna [MPa]	Casca Cilíndrica				Tampo Toro-esférico			
	U_{σ_L} [MPa]	$U_{\sigma_{\theta}}$ [MPa]	$U_{\Delta S_{P,k}}$ [MPa]	$U_{\Delta S_{P,k}}/\Delta S_{P,k}$ [%]	$U_{\sigma_{Lmax}}$ [MPa]	$U_{\sigma_{\theta max}}$ [MPa]	$U_{\Delta S_{P,k}}$ [MPa]	$U_{\Delta S_{P,k}}/\Delta S_{P,k}$ [%]
1,5	4,24	8,47	6,35	4,45	5,48	8,74	5,49	3,69
2,0	5,65	11,30	8,47	4,45	7,30	11,66	7,33	3,69
2,5	7,06	14,12	10,59	4,45	9,13	14,57	9,16	3,69

Fonte: Autor (2020).

Tabela I.3 – Incerteza experimental para as medições de tensões com extensômetros biaxiais e triaxiais para o cilindro: longitudinal, circunferencial e de von Mises.

Pressão interna [MPa]	Casca Cilíndrica				Tampo Toro-esférico			
	$U_{bi\sigma 1}$ [MPa]	$U_{bi\sigma 2}$ [MPa]	$U_{\Delta S_{P,k}}$ [MPa]	$U_{\Delta S_{P,k}}/\Delta S_{P,k}$ [%]	$U_{tri\sigma 1}$ [MPa]	$U_{tri\sigma 2}$ [MPa]	$U_{\Delta S_{P,k}}$ [MPa]	$U_{\Delta S_{P,k}}/\Delta S_{P,k}$ [%]
1,5	1,90	4,39	1,74	1,25	3,97	1,16	2,06	1,08
2,0	2,59	6,04	2,04	1,18	5,07	1,46	2,32	0,95
2,5	3,22	7,52	2,36	1,00	6,53	1,91	2,64	0,81

Fonte: Autor (2020).

Tabela I.4 - Incerteza experimental para a tensão equivalente alternada efetiva total para o cilindro.

Pressão interna [MPa]	K_f	Solda Central		Tampo Toro-esférico	
		$U_{S_{alt}}$ [MPa]	$U_{S_{alt}}/S_{alt}$ [%]	$U_{S_{alt}}$ [MPa]	$U_{S_{alt}}/S_{alt}$ [%]
1,5	1	0,86	1,24	1,02	1,08
	2	1,73	1,25	2,05	1,08
	3	2,60	1,25	3,09	1,09
	4	3,47	1,25	4,12	1,09
2,0	1	1,02	1,18	1,16	0,95
	2	2,04	1,18	2,32	0,95
	3	3,06	1,18	3,48	0,95
	4	4,09	1,18	4,64	0,95
2,5	1	1,18	1,00	1,72	0,82
	2	2,36	1,00	3,44	0,82
	3	3,54	1,00	5,16	0,82
	4	4,73	1,00	6,88	0,82

Fonte: Autor (2020).

1.5.2 Placa Corrugada

Tabela I.5 – Incerteza para as tensões principais e equivalente de Von Mises: extensômetros 1 e 7

Pressão interna [MPa]	Extensômetro 1				Extensômetro 7			
	$U_{tri\sigma 1}$ [MPa]	$U_{tri\sigma 2}$ [MPa]	$U_{\Delta S_{P,k}}$ [MPa]	$U_{\Delta S_{P,k}}/\Delta S_{P,k}$ [%]	$U_{tri\sigma 1}$ [MPa]	$U_{tri\sigma 2}$ [MPa]	$U_{\Delta S_{P,k}}$ [MPa]	$U_{\Delta S_{P,k}}/\Delta S_{P,k}$ [%]
1,0	0,08	0,38	0,56	4,46	1,65	1,96	0,95	0,84
1,2	0,09	0,42	0,58	4,37	1,63	3,12	1,11	0,81
1,4	0,10	0,44	0,59	4,29	1,85	3,71	1,22	0,76

Fonte: Autor (2020).

Tabela I.6 – Incerteza para as tensões principais e equivalente de Von Mises: extensômetros 2 e 8

Pressão interna [MPa]	Extensômetro 2				Extensômetro 8			
	$U_{tri\sigma 1}$ [MPa]	$U_{tri\sigma 2}$ [MPa]	$U_{\Delta S_{P,k}}$ [MPa]	$U_{\Delta S_{P,k}}/\Delta S_{P,k}$ [%]	$U_{tri\sigma 1}$ [MPa]	$U_{tri\sigma 2}$ [MPa]	$U_{\Delta S_{P,k}}$ [MPa]	$U_{\Delta S_{P,k}}/\Delta S_{P,k}$ [%]
1,0	2,67	1,66	1,00	0,88	0,70	1,61	0,86	1,17
1,2	2,20	2,37	1,08	0,78	0,79	1,85	0,93	1,10
1,4	1,92	3,81	1,27	0,77	0,86	2,08	1,00	1,04

Fonte: Autor (2020).

Tabela I.7 – Incerteza para as tensões principais e equivalente de Von Mises: extensômetros 3 e 9

Pressão interna [MPa]	Extensômetro 3				Extensômetro 9			
	$U_{tri\sigma 1}$ [MPa]	$U_{tri\sigma 2}$ [MPa]	$U_{\Delta S_{P,k}}$ [MPa]	$U_{\Delta S_{P,k}}/\Delta S_{P,k}$ [%]	$U_{tri\sigma 1}$ [MPa]	$U_{tri\sigma 2}$ [MPa]	$U_{\Delta S_{P,k}}$ [MPa]	$U_{\Delta S_{P,k}}/\Delta S_{P,k}$ [%]
1,0	2,10	1,72	1,30	1,45	0,22	0,39	0,75	6,00
1,2	2,22	1,80	1,30	1,37	0,22	0,46	0,71	5,77
1,4	2,35	1,88	1,30	1,29	0,22	0,52	0,67	5,52

Fonte: Autor (2020).

Tabela I.8 – Incerteza para as tensões principais e equivalente de Von Mises: extensômetros 4 e 10

Pressão interna [MPa]	Extensômetro 4				Extensômetro 10			
	$U_{tri\sigma 1}$ [MPa]	$U_{tri\sigma 2}$ [MPa]	$U_{\Delta S_{P,k}}$ [MPa]	$U_{\Delta S_{P,k}}/\Delta S_{P,k}$ [%]	$U_{tri\sigma 1}$ [MPa]	$U_{tri\sigma 2}$ [MPa]	$U_{\Delta S_{P,k}}$ [MPa]	$U_{\Delta S_{P,k}}/\Delta S_{P,k}$ [%]
1,0	2,44	2,18	1,65	1,45	0,28	0,81	0,93	2,74
1,2	2,60	2,31	1,69	1,39	0,31	0,82	0,76	2,41
1,4	2,77	2,44	1,72	1,33	0,34	0,81	0,71	2,13

Fonte: Autor (2020).

Tabela I.9 – Incerteza para as principais e equivalente de Von Mises: extensômetros 5 e 11

Pressão interna [MPa]	Extensômetro 5				Extensômetro 11			
	$U_{tri\sigma 1}$ [MPa]	$U_{tri\sigma 2}$ [MPa]	$U_{\Delta S_{P,k}}$ [MPa]	$U_{\Delta S_{P,k}}/\Delta S_{P,k}$ [%]	$U_{tri\sigma 1}$ [MPa]	$U_{tri\sigma 2}$ [MPa]	$U_{\Delta S_{P,k}}$ [MPa]	$U_{\Delta S_{P,k}}/\Delta S_{P,k}$ [%]
1,0	0,28	0,25	0,56	4,67	1,87	1,87	1,08	0,88
1,2	0,27	0,24	0,62	4,52	1,71	2,31	1,16	0,82
1,4	0,32	0,27	0,65	4,68	1,55	2,92	1,27	0,78

Fonte: Autor (2020).

Tabela I.10 – Incerteza para as tensões principais e equivalente de Von Mises: extensômetros 6 e 12

Pressão interna [MPa]	Extensômetro 6				Extensômetro 12			
	$U_{tri\sigma 1}$ [MPa]	$U_{tri\sigma 2}$ [MPa]	$U_{\Delta S_{P,k}}$ [MPa]	$U_{\Delta S_{P,k}}/\Delta S_{P,k}$ [%]	$U_{tri\sigma 1}$ [MPa]	$U_{tri\sigma 2}$ [MPa]	$U_{\Delta S_{P,k}}$ [MPa]	$U_{\Delta S_{P,k}}/\Delta S_{P,k}$ [%]
1,0	0,27	1,42	1,01	1,49	1,43	1,53	1,00	1,02
1,2	0,30	1,55	1,06	1,43	1,37	1,75	1,03	0,95
1,4	0,32	1,68	1,10	1,37	1,30	2,05	1,09	0,90

Fonte: Autor (2020).

Tabela I.11 - Incerteza experimental para a tensão equivalente alternada efetiva total para a placa corrugada

Pressão interna [MPa]	K_f	$U_{S_{alt}}$ [MPa]	$U_{S_{alt}}/S_{alt}$ [%]
1,0	1	0,50	0,88
	2	1,00	0,88
	3	1,50	0,88
	4	2,00	0,88
1,2	1	0,54	0,78
	2	1,08	0,78
	3	1,62	0,78
	4	2,16	0,78
1,4	1	0,64	0,78
	2	1,27	0,78
	3	1,91	0,78
	4	2,54	0,78

Fonte: Autor (2020).

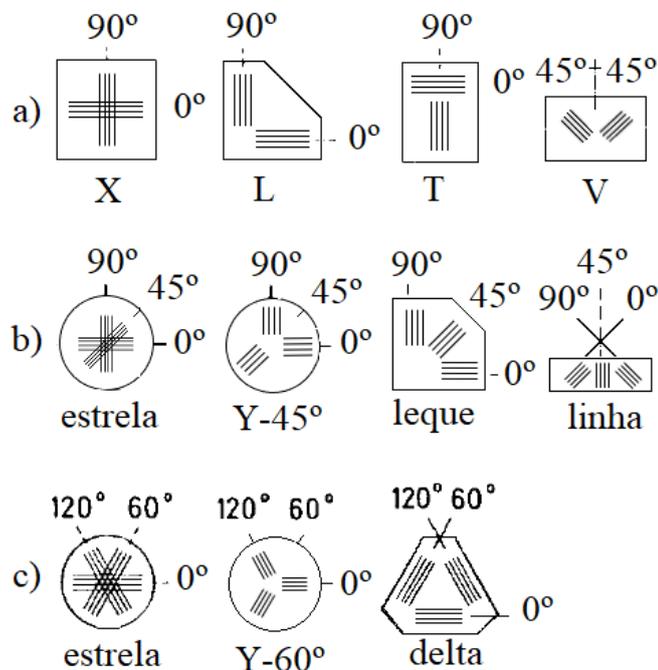
APÊNDICE II

Extensômetros múltiplos têm um determinado número de grades de medição em um único suporte da grade comum, sendo os mais comuns os duplos, em cadeia e rosetas. A grande vantagem desse tipo de extensômetro é o alto grau de precisão das orientações das grades em relação às outras, sendo muito mais fácil colocar um extensômetro múltiplo do que alinhar extensômetros individuais com os ângulos desejados (Rosa, 2004).

Extensômetros em cadeia são empregados para determinar gradientes de tensão em uma seção uniforme. Quando se deseja medir o pico de deformação e não se tem certeza onde está localizado, recomenda-se utilizá-los (Rosa, 2004).

Rosetas são aplicadas em casos onde não se conhece as condições de tensão do ponto. Elas podem ter várias configurações, cada uma com suas vantagens e desvantagens. Alguns tipos de rosetas típicos podem ser vistos na Figura II.1.

Figura II.1- Tipos de extensômetros múltiplos da HBM: a) rosetas com grades cruzadas a 90° para aplicação em tensões biaxiais, com as tensões principais do ponto conhecidas; b) rosetas com grades cruzadas $0^\circ/45^\circ/90^\circ$; c) rosetas com grades cruzadas $0^\circ/60^\circ/120^\circ$.



Fonte: Adaptado de Rosa (2004).

Na nomenclatura da fabricante SG HBM, a letra “X” representa rosetas com duas grades de medição dispostas em 90° . O “X” pode ser substituído por L, T ou V para melhor

ajustar a disposição das grades. Essas rosetas possuem aplicação em tensões biaxiais, nas quais as direções principais do ponto são conhecidas.

Rosetas tipo “R” possuem três grades. Elas são dispostas basicamente em duas configurações, com ângulos de $0^\circ/45^\circ/90^\circ$ e $0^\circ/60^\circ/120^\circ$ entre as grades. As diferentes variações de posição de cada grade podem receber denominações particulares. Essas rosetas são aplicadas quando não se conhecem as direções das tensões principais no ponto de medição.

APÊNDICE III

Tabela III.1 – Deformações a partir dos extensômetros 1 e 7.

Pressão interna [MPa]	Extensômetro 1 [$\mu\text{m}/\text{m}$]			Extensômetro 7 [$\mu\text{m}/\text{m}$]		
	ϵ_1	ϵ_2	ϵ_3	ϵ_1	ϵ_2	ϵ_3
1,0	-50,89	-12,28	-11,03	-261,33	-264,77	-269,73
1,2	-56,32	-17,44	-11,02	-311,72	-304,40	-327,88
1,4	-60,01	-20,62	-11,09	-364,13	-340,24	-385,55

Fonte: Autor (2020).

Tabela III.2 – Deformações a partir dos extensômetros 2 e 8.

Pressão interna [MPa]	Extensômetro 2 [$\mu\text{m}/\text{m}$]			Extensômetro 8 [$\mu\text{m}/\text{m}$]		
	ϵ_1	ϵ_2	ϵ_3	ϵ_1	ϵ_2	ϵ_3
1,0	-306,52	-325,11	-247,45	-139,32	-120,79	-188,26
1,2	-368,15	-339,60	-305,04	-155,61	-134,09	-218,24
1,4	-432,77	-351,14	-360,92	-167,97	-145,32	-249,35

Fonte: Autor (2020).

Tabela III.3 – Deformações a partir dos extensômetros 3 e 9.

Pressão interna [MPa]	Extensômetro 3 [$\mu\text{m}/\text{m}$]			Extensômetro 9 [$\mu\text{m}/\text{m}$]		
	ϵ_1	ϵ_2	ϵ_3	ϵ_1	ϵ_2	ϵ_3
1,0	-100,09	-375,36	-180,85	-62,43	-22,725	25,16
1,2	-106,74	-392,19	-199,33	-70,72	-22,32	25,29
1,4	-113,18	-408,92	-220,21	-78,45	-22,18	25,52

Fonte: Autor (2020).

Tabela III.4 – Deformações a partir dos extensômetros 4 e 10.

Pressão interna [MPa]	Extensômetro 4 [$\mu\text{m}/\text{m}$]			Extensômetro 10 [$\mu\text{m}/\text{m}$]		
	ϵ_1	ϵ_2	ϵ_3	ϵ_1	ϵ_2	ϵ_3
1,0	-51,48	-485,34	-190,86	-121,18	-69,80	-26,20
1,2	-54,24	-513,67	-21,93	-119,09	-71,59	-37,68
1,4	-57,92	-542,79	-231,77	-114,08	-72,25	-49,16

Fonte: Autor (2020).

Tabela III.5 25– Deformações a partir dos extensômetros 5 e 11.

Pressão interna [MPa]	Extensômetro 5 [$\mu\text{m/m}$]			Extensômetro 11 [$\mu\text{m/m}$]		
	ϵ_1	ϵ_2	ϵ_3	ϵ_1	ϵ_2	ϵ_3
1,0	-15,33	-55,07	-13,78	-100,13	-336,47	-355,04
1,2	-19,26	-55,28	11,12	-119,74	-339,50	-418,01
1,4	-34,04	-60,37	11,13	-139,82	-343,22	-481,95

Fonte: Autor (2020).

Tabela III.6 – Deformações a partir dos extensômetros 6 e 12.

Pressão interna [MPa]	Extensômetro 6 [$\mu\text{m/m}$]			Extensômetro 12 [$\mu\text{m/m}$]		
	ϵ_1	ϵ_2	ϵ_3	ϵ_1	ϵ_2	ϵ_3
1,0	-41,88	-18,99	-190,61	-59,11	-268,71	-290,24
1,2	-45,94	-18,72	-207,81	-75,86	-271,08	-324,06
1,4	-50,23	-18,57	-225,77	-92,71	-274,13	-358,98

Fonte: Autor (2020).

Tabela III.7 – Estimativa de tensões principais e equivalente de Von Mises: extensômetros 1 e 7.

Pressão interna [MPa]	Extensomêtro 1 [MPa]			Extensomêtro 7 [MPa]		
	σ_1	σ_2	$\Delta S_{P,k}$	σ_1	σ_2	$\Delta S_{P,k}$
1,0	-6,24	-14,37	12,48	-112,52	-113,79	113,16
1,2	-6,92	-15,22	13,20	-134,12	-139,30	136,78
1,4	-7,35	-15,88	13,76	-155,02	-165,80	160,68

Fonte: Autor (2020).

Tabela III.8 – Estimativa de tensões principais e equivalente de Von Mises: extensômetros 2 e 8.

Pressão interna [MPa]	Extensômetro 2 [MPa]			Extensômetro 8 [MPa]		
	σ_1	σ_2	$\Delta S_{P,k}$	σ_1	σ_2	$\Delta S_{P,k}$
1,0	-104,84	-121,65	114,18	-65,53	-80,25	74,00
1,2	-133,51	-142,95	138,47	-74,52	-92,81	85,15
1,4	-154,50	-171,81	163,84	-83,00	-105,41	96,18

Fonte: Autor (2020).

Tabela III.9 – Estimativa de tensões principais e equivalente de Von Mises: extensômetros 3 e 9.

Pressão interna [MPa]	Extensômetro 3 [MPa]			Extensômetro 9 [MPa]		
	σ_1	σ_2	$\Delta S_{P,k}$	σ_1	σ_2	$\Delta S_{P,k}$
1,0	-29,78	-100,73	89,63	4,84	-8,26	11,47
1,2	-35,15	-107,68	95,10	4,30	-9,99	12,70
1,4	-41,30	-115,15	101,04	3,89	-11,64	14,00

Fonte: Autor (2020).

Tabela III.10 – Estimativa de tensões principais e equivalente de Von Mises: extensômetros 4 e 10.

Pressão interna [MPa]	Extensômetro 4 [MPa]			Extensômetro 10 [MPa]		
	σ_1	σ_2	$\Delta S_{P,k}$	σ_1	σ_2	$\Delta S_{P,k}$
1,0	-6,02	-116,41	113,52	-17,43	-31,62	27,43
1,2	-9,36	-125,19	120,78	-21,33	-33,62	29,46
1,4	-13,05	-134,32	128,29	-24,98	-35,04	31,25

Fonte: Autor (2020).

Tabela III.11 – Estimativa de tensões principais e equivalente de Von Mises: extensômetros 5 e 11.

Pressão interna [MPa]	Extensômetro 5 [MPa]			Extensômetro 11 [MPa]		
	σ_1	σ_2	$\Delta S_{P,k}$	σ_1	σ_2	$\Delta S_{P,k}$
1,0	-0,03	-12,09	12,08	-89,53	-139,44	122,37
1,2	8,37	-7,53	13,78	-110,49	-159,62	141,60
1,4	6,36	-9,68	13,99	-130,05	-181,88	162,29

Fonte: Autor (2020).

Tabela III.12 – Estimativa de tensões principais e equivalente de Von Mises: extensômetros 6 e 12.

Pressão interna [MPa]	Extensômetro 6 [MPa]			Extensômetro 12 [MPa]		
	σ_1	σ_2	$\Delta S_{P,k}$	σ_1	σ_2	$\Delta S_{P,k}$
1,0	-41,56	-78,01	67,61	-68,20	-112,55	98,20
1,2	-45,11	-85,33	73,94	-81,01	-123,59	108,75
1,4	-48,84	-92,96	80,54	-93,47	-135,63	120,23

Fonte: Autor (2020).

ANEXO A

Tabela A1 – Fator de penalidade para análise de fadiga.

Material	K_e (1)		T_{max} (2)	
	m	n	°C	°F
Aços de baixa liga	2,0	0,2	371	700
Aço Inoxidável Martensítico	2,0	0,2	371	700
Aço Carbono	3,0	0,2	371	700
Aço Inoxidável Austenítico	1,7	0,3	427	800
Níquel-Cromo-Ferro	1,7	0,3	427	800
Nickel-Cobre	1,7	0,3	427	800

(1) Fator de penalidade por fadiga

(2) O fator de penalidade por fadiga deve ser usado apenas se todos os itens a seguir forem atendidos:

- a. O componente não está sujeito a deformação térmica cíclica progressiva;
- b. A máxima temperatura de ciclo deve estar dentro do valor máximo estipulado na tabela para o material.

Fonte: Adaptado de ASME (2015).

Tabela A2 – Superfície de Solda: Fator de redução de resistência à fadiga (K_f). NA significa não disponível.

Condição da Solda	Condição da Superfície	Nível de Qualidade (ver tabela A3)						
		1	2	3	4	5	6	7
Penetração Completa	Usinada	1,0	1,5	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0
	Sem tratamento	1,2	1,6	1,7	2,0	2,5	3,0	4,0
	Superfície final usinada	NA	1,5	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0
Penetração Parcial	Superfície final sem tratamento	NA	1,6	1,7	2,0	2,5	3,0	4,0
Solda Filete	Raiz	NA	NA	NA	NA	NA	NA	4,0
	Margem da solda usinada	NA	NA	1,5	NA	2,5	3	4,0
	Margem da solda sem tratamento	NA	NA	1,7	NA	2,5	3	4,0
	Raiz	NA	NA	NA	NA	NA	NA	4,0

Fonte: Adaptado de ASME (2015).

Tabela A3 – Superfície de solda: fator de redução de resistência à fadiga (K_f).

K_f	Nível de Qualidade	Definição
1,0	1	Solda usinada ou retificada que recebe exame volumétrico completo e uma superfície que recebe exames MT/PT e VT.
1,2	1	Solda sem tratamento que recebe exame volumétrico completo e uma superfície que recebe exames MT/PT e VT.
1,5	2	Solda usinada ou retificada que recebe exame volumétrico parcial e uma superfície que recebe exames MT/PT e VT.
1,6	2	Solda usinada ou retificada que recebe exame volumétrico parcial e uma superfície que recebe exames MT/PT e VT.
1,5	3	Superfície de solda usinada ou retificada que recebe exame MT/PT e exame VT (visual), mas a solda não recebe inspeção por exame volumétrico.
1,7	3	Superfície de solda sem tratamento superficial ou retificada que recebe exame MT/PT e exame VT (visual), mas a solda não recebe inspeção por exame volumétrico.
2,0	4	A solda recebeu um exame volumétrico parcial ou total, e a superfície recebeu um exame VT e nenhum exame MT/PT.
2,5	5	Exame VT apenas da superfície; sem exame volumétrico nem exame MT / PT.
3,0	6	Somente exame volumétrico.
4,0	7	Tipo de solda não definido e/ou sem receber quaisquer exames.

(1) Análise volumétrica é realizada via teste ultrassônico (UT) ou de radiação (RT), feito de acordo com a parte 7 do código.

(2) Exames MT/PT: partícula magnética ou líquido penetrante, feito de acordo com a parte 7 do código.

(3) Exame VT: exame visual realizado de acordo com a parte 7 do código.

Fonte: Adaptado de ASME (2015).

Tabela A4 – Coeficientes para curva de fadiga de acordo com ASME (110.1): Carbono, baixa liga, séries 4XX, aços de alta liga, aços de alta resistência à tração. Temperaturas não devem exceder 371°C ($\sigma_{UTS} \leq 552\text{MPa}$).

Coeficientes (C_n)	48 < S_{alt} < 214 [MPa]	214 ≤ S_{alt} ≤ 3999 [MPa]
1	2,254510 E+00	7,999502 E+00
2	-4,642236 E-01	5,832491 E-02
3	-8,312745 E-01	1,500851 E-01
4	8,634660 E-02	1, 273659 E-04
5	2,020834 E-01	-5,263661 E-05
6	-6,940535 E-03	0,0
7	-2,079726 E-02	0,0
8	2,010235 E-04	0,0
9	7,17717 E-04	0,0
10	0,0	0,0
11	0,0	0,0

$E_{FC} = 195000\text{MPa}$.

Fonte: Adaptado de ASME (2015).

Tabela A5 – Coeficientes para curva de fadiga de acordo com ASME (110.2.1): Aços de alta liga séries 3XX, aços inoxidáveis austeníticos-ferríticos, ligas de níquel-cromo-ferro, ligas de níquel-ferro-cromo e ligas de níquel-cobre. Temperaturas não devem exceder 427°C.

Recomendado para $S_{alt} > 196\text{MPa}$.

Coeficientes (C_n)	$300 < S_{alt} < 6000$ [MPa]	$196 \leq S_{alt} \leq 300$ [MPa]	$93.7 \leq S_{alt} \leq 196$ [MPa]
	1	7,61758875043914	12,4406974820959
2	6,88459945920227 E-03	-0,117978768653245	-0,2738512381329201
3	-0,117154779858942	-2,42518707189356	-1,714720900519751
4	-5,344611142276625 E-04	-3,66857021254674 E-03	0,03011458631044661
5	-1,1565691374181 E-04	1,5689772549203 E-01	0,18116383975939243
6	5,26980606334142 E-06	9,88040783949096 E-04	-1,723852736859044 E-03
7	1,13296399893502 E-05	-3,17788211261938 E-03	-9,700259589976667 E-03
8	-1,6930341420237 E-09	-4,33540326039428 E-05	54,37299183341793 E-06
9	-1,6969066738414 E-08	-3,28149487646145 E-05	280,4480972145029 E-06
10	-4,75527285553112 E-12	6,04517847666627 E-07	-794,1221553675604 E-09
11	4,36470451306334 E-12	1,37849707570938 E-06	-3,81236155222453 E-06

$E_{FC} = 195000\text{MPa}$.

Fonte: Adaptado de ASME (2015).

ANEXO B

Tabela B1 – Valores de $F(1-\alpha, v1, v2)$ com nível de confiança $1-\alpha$ de 95%.

v2	Número de Graus de Liberdade v1					
	1	2	3	4	5	6
1	161	200	216	225	230	234
2	18,5	19,0	19,2	19,2	19,3	19,3
3	10,1	9,55	9,28	9,12	9,01	8,94
4	7,71	6,94	6,59	6,39	6,26	6,16
5	6,61	5,79	5,41	5,19	5,05	4,95
6	5,99	5,14	4,76	4,53	4,39	4,28
7	5,59	4,74	4,35	4,12	3,97	3,87
8	5,32	4,46	4,07	3,84	3,69	3,58
9	5,12	4,26	3,86	3,63	3,48	3,37
10	4,96	4,10	3,71	3,48	3,33	3,22
11	4,84	3,98	3,59	3,36	3,20	3,09
12	4,75	3,89	3,49	3,26	3,11	3,00
13	4,67	3,81	3,41	3,18	3,03	2,92
14	4,60	3,74	3,34	3,11	2,96	2,79
15	4,54	3,68	3,29	3,06	2,90	2,79
16	4,49	3,63	3,24	3,01	2,85	2,74
17	4,45	3,59	3,20	2,96	2,81	2,70
18	4,41	3,55	3,16	2,93	2,77	2,66
19	4,38	3,52	3,13	2,90	2,74	2,63
20	4,35	3,49	3,10	2,87	2,71	2,60
21	4,32	3,47	3,07	2,84	2,68	2,57
22	4,30	3,44	3,05	2,82	2,66	2,55
23	4,28	3,42	3,03	2,80	2,64	2,53
24	4,26	3,40	3,01	2,78	2,62	2,51
25	4,24	3,39	2,99	2,76	2,60	2,49
26	4,23	3,37	2,98	2,74	2,59	2,47
27	4,21	3,35	2,96	2,73	2,57	2,46
28	4,20	3,34	2,95	2,71	2,56	2,45
29	4,18	3,33	2,93	2,70	2,55	2,43
30	4,17	3,32	2,92	2,69	2,53	2,42

Fonte: ISO12107 (2003).