



UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CAMPUS FLORIANÓPOLIS
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Felipe Foltram de Oliveira Telles

**Análise Experimental dos Efeitos das Variações de Pressão e Temperatura na Estrutura
de Trocadores de Calor Compactos Unidos por Difusão**

Florianópolis

2021

Felipe Foltram de Oliveira Telles

Análise Experimental dos Efeitos das Variações de Pressão e Temperatura na Estrutura de Trocadores de Calor Compactos Unidos por Difusão

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

Orientadora: Prof. Marcia Barbosa Henriques Mantelli, Phd.

Coorientador: Prof. Luis Herman Rodriguez Cisterna, Dr.

Florianópolis

2021

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

Telles, Felipe Foltram de Oliveira

Análise Experimental dos Efeitos das Variações de Pressão e Temperatura na Estrutura de Trocadores de Calor Compactos Unidos por Difusão / Felipe Foltram de Oliveira Telles ; orientador, Marcia Barbosa Henriques Mantelli, coorientador, Luis Herman Rodriguez Cisterna, 2022.

139 p.

Tese (doutorado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Centro de Comunicação e Expressão, Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica, Florianópolis, 2022.

Inclui referências.

1. Engenharia Mecânica. 2. Fadiga. 3. Trocador de calor compacto. 4. União por difusão. I. Mantelli, Marcia Barbosa Henriques. II. Cisterna, Luis Herman Rodriguez . III. Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. IV. Título.

Felipe Foltram de Oliveira Telles

Análise Experimental dos Efeitos das Variações de Pressão e Temperatura na Estrutura de Trocadores de Calor Compactos Unidos por Difusão

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

Prof.(a) Rodrigo Perito Cardoso, Dr.(a)

Instituição PGMAT/UFSC

Prof.(a) Carlos R. de Mello Roesler, Dr.(a)

Instituição POSMEC/UFSC

Dr. Eng. Juan Pablo Florez Mera, Dr.(a)

Instituição LABTUCAL/UFSC

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 térmicas.

Coordenação do Programa de Pós-Graduação

Prof.(a) Márcia B. H. Mantelli, Phd.

Orientador(a)

Florianópolis, 2021.

Dedico este trabalho aos meu avós Edmundo e Eva Telles.

AGRADECIMENTOS

Meus mais singelos agradecimentos aos colegas de trabalho que em paralelo ajudaram em muito neste trabalho, aos técnicos do Laboratório de Tubos de Calor que além de ajudar na fabricação das bancadas deram excelentes ideias para o trabalho e por fim agradeço minha família que sempre esteve ao meu lado, em especial a minha mãe que não mede esforços para ver seus filhos crescerem e felizes.

Eu faço parte dos que pensam que a Ciência é belíssima. Um cientista em um laboratório não é apenas um técnico, ele é também uma criança diante de fenômenos naturais que o impressionam como um conto de fada. Não podemos acreditar que todo progresso científico se reduz a mecanismos, máquinas, engrenagens, mesmo que essas máquinas tenham sua própria beleza. (MARIE CURIE, 1911)

RESUMO

Trocadores de calor compactos apresentam grande desempenho térmico, compacidade e alta resistência estrutural. Segundo informações fornecidas pela Petrobrás, os trocadores do tipo circuito impresso, muito utilizados em plataformas de petróleo, frequentemente apresentam falhas após um certo tempo de operação. A partir de análise das falhas, acredita-se que as trincas que surgiram em seu interior tiveram origem nos esforços cíclicos, resultantes da variação da pressão e temperatura, causando fadiga no material. Este trabalho visa estudar as contribuições das variações de pressão e temperatura na estrutura do núcleo dos trocadores de calor compactos desenvolvidos no Laboratório de tubos de calor (Labtucal/UFSC), em um convênio com a Petrobrás. O núcleo deste trocador é formado pela união por difusão de placas usinadas via jato d'água, empilhadas e inseridas em um forno de alta temperatura e alto vácuo, equipado com prensa hidráulica. O equipamento fabricado por este processo apresenta propriedades mecânicas semelhantes ao do material virgem, permitindo que opere em elevadas pressão e temperatura. Porém, quando em operação, as cargas mecânica e térmica podem variar, gerando ciclos de pressão e temperatura, os quais, por sua vez, podem causar danos estruturais no dispositivo. Para o presente estudo, foram construídas bancadas específicas para cada tipo de esforço em corpos de prova: uma para a aplicação de ciclos de pressão e outra para ciclos de temperatura. Os resultados mostraram que os trocadores de calor compactos fabricados no laboratório apresentam grande resistência à fadiga mecânica, não se observando falha prematura, uma vez que as amostras foram capazes de resistir a, em média, $1,5 \times 10^4$ ciclos para uma parede de 0,85 mm de espessura, e acima de 3×10^4 ciclos em paredes de espessura acima de 1 mm. Os valores de deformação foram validados por equações propostas pelo modelo matemático da ASME VIII Div 2 (2010) que prevê, para uma parede com 0,85 mm de espessura, uma deformação de cerca de 400 $\mu\text{m}/\text{m}$. Observou-se, também, que os transientes térmicos, provocados por taxas de variação da temperatura entre 12 a 30 $^{\circ}\text{C}/\text{min}$ no núcleo, induzem altos valores de deformação, fenômeno este conhecido como choque térmico em metais, que acaba gerando picos elevados de deformação, da ordem de 200 $\mu\text{m}/\text{m}$ para uma variação brusca de temperatura de 50 $^{\circ}\text{C}$ em uma parede de 3 mm de espessura, o que pode acarretar em uma falha prematura dos trocadores de calor.

Palavras-chave: fadiga estrutural, fadiga térmica, união por difusão, trocador de calor compacto.

ABSTRACT

Compact heat exchangers feature great thermal performance, compactness and high structural strength. According to information provided by Petrobras, printed circuit exchangers, widely used on oil platforms, often fail after a certain period of operation. From the analysis of the failures, it is believed that the cracks that appeared in its interior had origin in the cyclic efforts, resulting from the variation of pressure and temperature, causing fatigue in the material. This work aims to study the contributions of pressure and temperature variations in the core structure of compact heat exchangers developed at the Heat Tubes Laboratory (Labtucal/UFSC), in an agreement with Petrobras. The core of this exchanger is formed by the diffusion union of machined plates via water jet, stacked and inserted in a high temperature and high vacuum oven, equipped with a hydraulic press. The equipment manufactured by this process has mechanical properties similar to those of virgin material, allowing it to operate at high pressure and temperature. However, when in operation, the mechanical and thermal loads can vary, generating pressure and temperature cycles, which, in turn, can cause structural damage to the device. For the present study, specific benches were built for each type of effort in specimens: one for the application of pressure cycles and another for temperature cycles. The results showed that the compact heat exchangers manufactured in the laboratory present great resistance to mechanical fatigue, not observing premature failure, since the samples were able to resist, on average, 1.5×10^4 cycles for a wall of 0.85 mm thick, and over 3×10^4 cycles on walls thicker than 1 mm. The strain values were validated by equations proposed by the mathematical model of ASME VIII Div 2 (2010) which predicts, for a wall with a thickness of 0.85 mm, a strain of about $400 \mu\text{m/m}$. It was also observed that thermal transients, caused by temperature variation rates between 12 and $30 \text{ }^\circ\text{C/min}$ in the core, induce high values of deformation, a phenomenon known as thermal shock in metals, which ends up generating high strain peaks, on the order of $200 \mu\text{m/m}$ for a sudden temperature variation of 50°C in a 3 mm thick wall, which can lead to premature failure of the heat exchangers.

Keywords: structural fatigue, thermal fatigue, diffusion bonding, compact heat exchanger.

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 - Modelos de trocador de calor, em (a) tipo placas em (b) casco tubo, em (c) evaporador, em (d) trocador compacto.	25
Figura 2.2 - Diâmetro hidráulico e densidade superficial de diversos tipos de trocadores de calor.	26
Figura 2.3 - Imagens de um PCHE. (a) Corte do núcleo do PCHE, (b) escoamento dos fluidos no bloco, (c) seção geométrica do canal.	27
Figura 2.4 - (a) Chapa usinada com a geometria dos canais, (b) chapa de separação.	28
Figura 2.5 - Núcleo de um trocador de calor unido por difusão.	29
Figura 2.6 - Etapas da união por difusão.	30
Figura 2.8 - Representação visual de tensões térmicas.	34
Figura 2.9 - Propagação de trinca nos estágios I e II.	38
Figura 2.10 - (a) trinca em um corpo de prova de menor envelhecimento (b) trinca em um corpo de prova com maior envelhecimento.	39
Figura 2.11 - Mecanismo de iniciação de microtrincas por inclusões.	40
Figura 2.12 - Transientes térmicos possíveis em uma operação industrial.	41
Figura 2.13 - Exemplo de corpo de prova padronizado.	42
Figura 2.14 - Curva S-N.	42
Figura 2.15 - Comparação entre o início da trinca até a vida total.	43
Figura 2.16 - Nomenclatura para tensões que afetam a vida total.	44
Figura 2.17 - Comportamento da curva ϵ -N.	44
Figura 2.18 - Exemplo de curva S-N segundo a norma ASTM E468.	46
Figura 2.19 - Efeito da fadiga nos canais de um PCHE.	47
Figura 2.20 - (a) Desenho esquemático da geometria meia cana e em (b) sua representação em canais retangulares.	48
Figura 2.21 - Comportamento das tensões devido à pressão nos ramais de um trocador de calor de seção quadrada.	49
Figura 2.22 - Geometria de canais semicirculares.	50
Figura 2.23 - (a) Principais componentes de um trocador de calor compacto (b) Interações termomecânicas do núcleo com a parede e o bocal durante o resfriamento.	52
Figura 2.24 - Eixos para identificar as propriedades ortotrópicas.	53
Figura 2.25 - Modelo de corpo de prova de aletas.	57
Figura 2.26 - Curvas da variação da tensão em função do número de ciclos.	58
Figura 2.27 - Modelo de teste de fadiga térmica.	59
Figura 2.28 - Visualização da ruptura por fadiga térmica.	59
Figura 2.29 - Fotografia e vista de corte transversal do equipamento para testes de aquecimento cíclico.	60
Figura 2.30 - Microtrincas nos modelos testados: (a) intercamada de níquel (b) intercamada de titânio.	60

Figura 2.31 - Teste de fadiga em um vaso de pressão e frequência do teste de fadiga.....	61
Figura 2.32 - Falha após o teste de fadiga.....	61
Figura 2.33 - Aparato de teste de ciclagem de pressão para condição de teste 2.....	62
Figura 2.34 - Pressão flutuante à temperatura constante.....	62
Figura 2.35 - Modelo do trocador testado: (a) dimensões do PCHE; (b) entrada e saída dos fluidos quente e frio; (c) bancada de testes <i>Claire-loop</i>	63
Figura 2.36 - Ciclos térmicos durante 1 dia.....	64
Figura 3.1 - Ciclos de pressão para os testes de fadiga mecânica.....	66
Figura 3.2 - Histograma da P62 de Set-Dez 2016.....	67
Figura 3.4 - Vista explodida das chapas empilhadas, formando ramais no corpo de prova.....	70
Figura 3.5 - Geometria do pente central e desenho 3D do corpo de prova.....	71
Figura 3.6 - Corte da geometria por jato d'água.....	72
Figura 3.7 - Empilhamento das chapas.....	72
Figura 3.8 - Empilhamento completo dos CP's com aplicação de HBN.....	73
Figura 3.9 - CP já colocados dentro do forno para realização da união por difusão.....	73
Figura 3.10 - Corpos de prova fabricados para ciclos de pressão.....	74
Figura 3.11 - Corpo de prova preparado para o teste de ciclagem de pressão.....	75
Figura 3.12 - Dimensões dos extensômetros.....	75
Figura 3.13 - (a) Esquema para $\frac{1}{4}$ da ponte de Wheatstone (b) Extensômetro instalado na região de interesse.....	76
Figura 3.14 - (a) Dados completos de pressão e deformação ao longo dos ciclos do CP1, (b) Deformação máxima e mínima ao longo dos ciclos do CP1.....	78
Figura 3.15 - Região de interesse do CP1 após rompimento.....	78
Figura 3.16 - (a) Gráfico dos ciclos totais no CP2. (b) 50 primeiros ciclos no CP2.....	79
Figura 3.17 - (a) Gráfico do teste do CP3. (b) Gráfico do teste do CP4.....	80
Figura 3.18 - Em (a) os ciclos em função do tempo do teste CP5, em (b) a micrografia realizada no CP5.....	81
Figura 3.19 - (a) Gráfico do teste do CP6. (b) Gráfico do teste do CP7.....	82
Figura 3.20 - (a) Gráfico do teste do CP8 (b) Gráfico do teste do CP9.....	82
Figura 3.21 - Ensaio de líquido penetrante na região de interesse do corpo de prova.....	83
Figura 3.22 - (a) Gráfico do teste no CP10. (b) Falha na região da união por difusão.....	83
Figura 3.23 - (a) Gráfico do teste do CP11. (b) Gráfico do teste do CP12.....	84
Figura 3.24 - Gráfico do teste do CP13.....	84
Figura 3.26 - Comparação das amplitudes de deformação experimentais e do modelo ASME (2010).....	86
Figura 3.27 - Gráfico da amplitude de deformação $\Delta\epsilon$ pelo número de ciclos até a falha N_f	89
Figura 3.28 - (a) região onde foi realizada a metalografia; (b) trinca formada no CP7.....	90
Figura 3.29 - Trinca no CP5.....	90
Figura 4.1 - (a) o gráfico da variação da temperatura do núcleo em relação a porcentagem de variação da vazão de água; (b) célula unitária de um PCHE utilizada para a simulação.....	94
Figura 4.2 - Gráfico representativo das curvas de temperaturas esperadas para os testes 1, 2 e 3.....	96

Figura 4.3 - (a) corpo de prova com restrições a dilatação; (b) engastes no corpo de prova durante os testes.	97
Figura 4.4 - Projeto da bancada de fadiga térmica.	98
Figura 4.5 - (a) Termossifão convencional, (b) Termossifão em circuito..	99
Figura 4.6 - Bancada experimental de termossifão em circuito.....	101
Figura 4.7 - Bancada de ciclagem térmica: esquerda ciclo de aquecimento e à direita o ciclo de resfriamento..	102
Figura 4.8 - Bancada de fadiga térmica.	104
Figura 4.9 - (a) Dimensões do corpo de prova (b) Geometria dos ramais.	105
Figura 4.10 - Corpo de prova para os testes de tensão térmica.....	105
Figura 4.11 - (a) Entradas e saídas de líquido e vapor no corpo de prova. (b) Vista explodida do corpo de prova.	106
Figura 4.12 - Simulação do escoamento de vapor no corpo de prova.	107
Figura 4.13 - Ramais usinados para circulação dos fluidos com suas diferentes geometrias.	107
Figura 4.14 - Posição dos extensômetros do corpo de prova de fadiga térmica.	108
Figura 4.15 - (a) passagem de lixa 400 na região de interesse; (b) passagem de lixa 800 na região de interesse.	109
Figura 4.16 - (a) Início da limpeza da superfície; (b) Superfície limpa.	109
Figura 4.17 - (a) Fixador KBR-610; (b) Realização da cura para colagem do sensor.	109
Figura 4.18 - Extensômetro EZ instalado na lateral do corpo de prova.....	110
Figura 4.19 - Posição dos termopares no corpo de prova.	110
Figura 4.20 - Dados de temperatura e deformação do teste 1A.	112
Figura 4.21 - Dados de temperatura e deformação do teste 1B.	113
Figura 4.22 - Dados de temperatura e deformação do teste 1C.	114
Figura 4.23 - Dados de temperatura e deformação do teste 1D.	115
Figura 4.24 - (a) Dados de temperatura e deformação do teste 2A; (b) Dados de temperatura e deformação do teste 2B.	116
Figura 4.25 - (a) Dados de temperatura e deformação do teste 2C; (b) Dados de temperatura e deformação do teste 2D.	117
Figura 4.26 - Dados de temperatura e deformação dos (a) teste 3A; (b) teste 3B; (c) teste 3C; (d) teste 3D	118
Figura 4.27 - Amplitudes máximas para EY.	119
Figura 4.28 - Amplitudes máximas para EZ.....	119
Figura 4.29 - Curvas da variação média das deformações EY e EZ para diferentes amplitudes de temperaturas, em função da vazão do fluido refrigerante.	120
Figura A.1 - Tendência e erros máximos (superior e inferior) na alta pressão.	133
Figura A.2 - Tendência e erros máximos (superior e inferior) na baixa pressão.	133

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 - Composição química e propriedades do aço 316L.	31
Tabela 2.2 - Fator multiplicador referente a faixas de amplitude de temperatura para o critério de seleção de ciclos em fadiga.	56
Tabela 2.3 - Condições de testes de flutuação de pressão.	61
Tabela 3.1 - Parâmetros dos testes de ciclagem de pressão.	65
Tabela 3.2 - Seleção dos ciclos de pressão para o histograma da P62.	67
Tabela 3.3 - Ciclos nocivos durante o tempo de projeto para o trocador de calor (20 anos).	68
Tabela 3.4 - Parâmetros de espessura t_1 dos corpos de prova.	74
Tabela 3.5 - Testes realizados de fadiga mecânica na bancada de ciclagem de pressão.	88
Tabela 4.1 - Sequência de testes para variação térmica no corpo de prova.	95
Tabela 4.2 - Principais resultados dos testes de variação de temperatura em um corpo de prova no formato de um trocador de calor compacto.	111
Tabela A.1 - Parâmetros de condição de contorno.	130
Tabela B.1 - distribuição t de Student com graus de liberdade.	131
Tabela A.2 - Calibração dos ciclos de pressão.	132
Tabela A.3 - Valores medidos da espessura da parede da região de interesse dos corpos de prova testados.	134

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

PCHE	<i>Printed Circuit Heat Exchanger</i>
LABTUCAL	Laboratório de Tubos de Calor
UFSC	Universidade Federal de Santa Catarina
ASME	<i>American Society of Mechanical Engineers</i>
ASTM	<i>American Society for Testing and Materials</i>
PFHE	<i>Plate-fin Heat Exchanger</i>
CFD	<i>Computational Fluid Dynamics</i>
CP	Corpo de prova
CP's	Corpos de prova
AISI	<i>American Iron and Steel Institute</i>

LISTA DE SÍMBOLOS

β	[1/m]	Densidade de área superficial
A	[m ²]	Área
V	[m ³]	Volume
σ_t	[MPa]	Tensão térmica unidirecional
α	[1/K]	Coefficiente de dilatação térmica
E	[GPa]	Módulo de elasticidade
ΔT	[K]	Variação de temperatura
ε	[μm/m]	Deformação específica
σ	[MPa]	Tensão
ν		Coefficiente de poisson
ε_{max}	[μm/m]	Deformação máxima
σ_{max}	[MPa]	Tensão máxima
T_0	[K]	Temperatura inicial do ciclo
k	[W/m.K]	Coefficiente de condutividade térmica
a	[m]	Dimensão de espessura
h	[W/m ² .K]	Coefficiente de convecção
N		Número de ciclos
ε_p	[μm/m]	Deformação plástica
ε_e	[μm/m]	Deformação elástica
N_t		Vida de transição
N_f		número de ciclos para a trinca
S	[MPa]	Tensão
S_m	[MPa]	Tensão de membrana
S_b	[MPa]	Tensão de flexão
S_t	[MPa]	Tensão total
t	[m]	Espessura de parede
H	[m]	Altura do canal
h	[m]	Largura do canal
P	[MPa]	Pressão
I	[m ⁴]	Momento de inércia
c	[m]	Distância ao eixo neutro
T	[K]	Temperatura
G	[GPa]	Módulo de cisalhamento
σ_e	[MPa]	Tensão de escoamento
σ_{vm}	[MPa]	Tensão de von-Mises

q	[J]	Carga térmica
\dot{m}	[kg/s]	Vazão mássica
c_p	[J/kg.K]	Calor específico
R	[K/W]	Resistência térmica
d	[m]	Diâmetro
l	[m]	Comprimento
g	[m/s ²]	Aceleração da gravidade
h	[J/kg.K]	Entalpia
ρ	[kg/m ³]	Densidade
F		Razão de enchimento
u		Incerteza
ε_0	[$\mu\text{m}/\text{m}$]	Deformação pré choque térmico
ε_f	[$\mu\text{m}/\text{m}$]	Deformação pós choque térmico
V	[kg/s]	Vazão

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	21
1.1	APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA	21
1.2	OBJETIVOS.....	22
1.2.1	<i>OBJETIVO GERAL</i>	22
1.2.2	<i>OBJETIVOS ESPECÍFICOS</i>	22
1.3	ESTRUTURA DO TRABALHO	23
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	24
2.1	TROCADORES DE CALOR.....	24
2.1.1	<i>TROCADORES DE CALOR COMPACTOS</i>	25
2.2	UNIÃO POR DIFUSÃO	29
2.3	PROPRIEDADES DO AÇO INOXIDÁVEL AISI 316L	31
2.4	TENSÃO, DEFORMAÇÃO E ESFORÇOS TERMOMECÂNICOS	32
2.4.1	<i>ESFORÇOS TERMOMECÂNICOS</i>	33
2.4.2	<i>CHOQUE TÉRMICO</i>	35
2.5	FADIGA DE MATERIAIS	36
2.5.1	<i>FADIGA MECÂNICA</i>	36
2.5.2	<i>FADIGA TÉRMICA</i>	39
2.6	ABORDAGENS TEÓRICAS PARA AVALIAÇÃO DA VIDA EM FADIGA.....	41
2.6.1	<i>CURVAS S-N</i>	41
2.6.2	<i>CURVAS ϵ-N</i>	44
2.7	CONSIDERAÇÕES DAS NORMAS ASTM PARA ENSAIOS DE FADIGA POR CONTROLE DE CARGA VARIÁVEL.....	45
2.8	CONSIDERAÇÕES DA NORMA ASME VIII DIVISÃO 1 E 2 PARA UM TROCADOR DE CALOR COMPACTO.....	46
2.8.1	<i>TENSÕES DEVIDO À PRESSÃO</i>	47
2.8.2	<i>TENSÕES DEVIDO AO TRANSIENTE TÉRMICO</i>	51
2.8.3	<i>ENSAIOS DE FADIGA</i>	54
2.8.4	<i>AMPLITUDES DE CARGAS</i>	55
2.9	ANÁLISES EXPERIMENTAIS EM COMPONENTES COM GEOMETRIAS COMPLEXAS.....	57
3	ESTUDO EXPERIMENTAL DA FADIGA MECÂNICA	65
3.1	METODOLOGIA	65
3.2	DETERMINAÇÃO DO NÚMERO DE CICLOS	66
3.3	BANCADA DE CICLAGEM DE PRESSÃO	68
3.4	CORPO DE PROVA	69

3.4.1	<i>PROJETO DO CORPO DE PROVA</i>	69
3.4.2	<i>FABRICAÇÃO DO CORPO DE PROVA</i>	71
3.5	INSTRUMENTAÇÃO DE MEDIÇÃO	75
3.6	ANÁLISE DE ERROS E INCERTEZAS.....	76
3.7	RESULTADOS	77
3.7.1	<i>AMPLITUDES DE DEFORMAÇÃO</i>	85
3.7.2	<i>CRITÉRIOS DE FALHAS</i>	86
3.8	COMENTÁRIOS ADICIONAIS	90
4	ESTUDO DA FADIGA TÉRMICA EM TROCADORES DE CALOR COMPACTOS UNIDOS POR DIFUSÃO	93
4.1	CONDIÇÕES DE CONTORNO PARA ESTUDO DOS CICLOS DE TEMPERATURA	93
4.2	METODOLOGIA	94
4.3	BANCADA DE CICLAGEM TÉRMICA	97
4.3.1	<i>TERMOSSIFÃO</i>	98
4.3.2	<i>FUNCIONAMENTO DA BANCADA DE CICLOS TÉRMICOS</i>	102
4.4	CORPO DE PROVA	104
4.5	INSTRUMENTAÇÃO DO CORPO DE PROVA	108
4.6	RESULTADOS	111
4.7	COMENTÁRIOS	121
5	CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	121

1 INTRODUÇÃO

1.1 APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA

Trocadores de calor são equipamentos que promovem a transferência de energia em forma de calor de um fluido quente para um fluido frio. Estes equipamentos podem ser fabricados com diferentes geometrias, funções e eficiências, para aplicações em áreas como a petrolífera, industrial, energia entre outras.

Os trocadores de calor compactos unidos por difusão, também conhecidos como *Printed Circuit Heat Exchanger* (PCHE), tem se destacado pela sua compacidade, alta eficiência e ampla aplicação. O Laboratório de Tubos de Calor (Labtucal), na Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC), vem realizando ao longo dos últimos 10 anos e em parceria com a Petrobrás, estudos de processos de fabricação e melhoria de projetos térmicos e hidrodinâmicos de trocadores de calor compactos unidos por difusão, visando a produção destes equipamentos no Brasil. Nas etapas iniciais de desenvolvimento, foram realizados estudos do processo de união por difusão buscando padronizar uma metodologia de fabricação eficiente. De uma forma simplificada, a fabricação do trocador envolve o empilhamento de placas usinadas, para posterior aplicação de pressão e temperatura em atmosfera controlada, em fornos especialmente desenvolvidos para este fim. Este processo provoca a união por difusão entre as placas, criando um núcleo com micro-canais por onde fluidos realizam troca de calor entre os mesmos. Estudos do desempenho térmico e hidrodinâmico dos trocadores de calor desenvolvidos no Labtucal, demonstraram resultados similares aos trocadores apresentados na literatura e os trocadores atualmente utilizados na PETROBRAS. Além disto, o equipamento foi capaz de resistir estruturalmente às altas cargas estáticas aplicadas, quando submetido à testes no laboratório.

Segundo as informações fornecidas pela Petrobrás, os trocadores PCHEs utilizados frequentemente apresentam falhas após em torno de 8 anos de operação. Uma análise preliminar mostra o surgimento de trincas no interior do trocador, cuja origem está associada aos esforços cíclicos de pressão e temperatura aplicados no dispositivo, os quais causam a falha por fadiga no material. O presente trabalho visa estudar os efeitos das cargas variáveis no interior do núcleo do trocador de calor desenvolvido no Laboratório de Tubos de Calor (LABTUCAL) e verificar a parcela da contribuição mecânica e térmica nos esforços medidos.

O estudo da fadiga deve levar em consideração os principais parâmetros que possam provocar uma falha prematura. No caso de trocadores de calor compactos, além das variações de pressão e temperatura, deve-se avaliar a influência da sua geometria interna, as variações de vazão e da qualidade da união por difusão.

Na região dos canais onde é realizada a troca térmica, nota-se pontos de concentração de tensão onde as tensões internas são intensificadas. A pressão provoca esforços meramente mecânicos, enquanto as variações de temperaturas provocam dilatações que, devido às restrições geométricas internas e externas, criam elevadas tensões mecânicas além de modificar propriedades físico-químicas do material. Note-se que o projeto mecânico de trocadores de calor deve atender as normas técnicas de segurança ASME (2010) e NR-13 (2014) para vasos de pressão.

Este trabalho é parte integrante de uma parceria entre a empresa PETROBRAS e o LABTUCAL, na Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC), no contexto do projeto TROCADIF III.

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 OBJETIVO GERAL

Estudar a vida em fadiga mecânica e os efeitos do transiente térmico nas deformações em trocadores de calor compactos unidos por difusão.

1.2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Projetar e fabricar corpos de prova com geometrias similares as de um trocador de calor compacto;
- Desenvolver bancadas para testes de ciclagem de pressão e temperatura;
- Elaborar e conduzir experimentos para ciclagem de pressão para análise de fadiga mecânica;
- Elaborar e conduzir experimentos capazes de induzir ciclos de temperatura para análise do comportamento das deformações térmicas;
- Analisar os dados experimentais mecânicos e comparar com modelos matemáticos existentes na literatura;

1.3 ESTRUTURA DO TRABALHO

Este trabalho está estruturado por capítulos com objetivo de apresentar em separado os estudos de fadiga mecânica e fadiga térmica em trocadores de calor compactos unidos por difusão. O primeiro capítulo é dedicado à introdução e objetivos. Uma revisão bibliográfica geral é apresentada no segundo capítulo. No terceiro capítulo, é apresentado o estudo da fadiga mecânica dividido em metodologia e resultados. Já no quarto capítulo, apresenta-se o estudo conduzido a respeito da fadiga térmica também com sua respectiva metodologia e resultados. Por fim, no quinto capítulo, são apresentadas as principais conclusões e sugestões para trabalhos futuros.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O foco principal desta revisão se encontra nos fenômenos micro e macro estruturais que ocorrem nas falhas por fadiga em trocadores de calor compactos. Primeiramente, serão discutidos princípios térmicos e hidráulicos relativos ao funcionamento dos trocadores de calor compactos. Em seguida, serão abordados conceitos mecânicos relacionados à tensão, deformação e esforços termomecânicos, enfocando aspectos gerais relativos à fadiga dos materiais, destacando as diferenças entre fadiga mecânica e térmica. Na sequência, serão discutidas metodologias empregadas na avaliação experimental da fadiga. Finalmente será discutido como a literatura trata as cargas provocadas na estrutura como resultado da variação de pressão e temperatura, especialmente em componentes com geometrias não padronizados, encontradas em trocadores de calor compactos.

2.1 TROCADORES DE CALOR

Um trocador de calor é um dispositivo que promove a transferência de energia térmica entre dois fluidos de diferentes temperaturas através de um núcleo que distribui os mesmos através de superfícies de troca térmica, através de bocais de entrada e saída. A região da geometria que separa os dois fluidos é chamada de superfície de contato. Podem existir aletas na superfície de contato com os fluidos para aumentar a troca de calor (THULUKKANAM, 2013). A Figura 2.1 mostra alguns modelos de trocadores de calor.

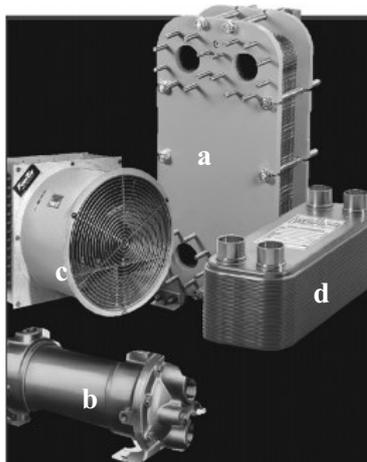


Figura 2.1 - Modelos de trocador de calor, em (a) tipo placas em (b) casco tubo, em (c) evaporador, em (d) trocador compacto.

Fonte: Adaptada de Thulukkanam (2013).

Os trocadores de calor podem ser classificados quanto ao seu tipo de construção, como: tubular, de placas, de superfície estendida e regeneradores. Cada modelo se adapta melhor a um serviço específico. Outra classificação se baseia no arranjo de escoamento, como trocadores de escoamento paralelo, contracorrente e escoamento cruzado. A efetividade da troca térmica depende do caminho percorrido pelos fluidos, ou seja, dos seus perfis de escoamento.

Outra classificação importante é relativa à compactação. Trocadores de calor compactos apresentam pequeno porte, alta taxa de transferência de calor e menor peso. São assim mais versáteis e apresentam um melhor controle da temperatura dos fluxos que trocam calor entre si. O presente trabalho está focado nos trocadores de calor compactos, os quais são melhor detalhados a seguir.

2.1.1 TROCADORES DE CALOR COMPACTOS

Comparado a outros trocadores de calor, os trocadores de calor compactos apresentam uma grande eficiência de transferência de calor, uma vez que possuem maior área superficial de troca de calor por unidade de volume (densidade de área superficial). Desta forma ocupam menor espaço em plantas industriais, apresentam peso reduzido, demandam suportes de apoio menores, o que facilita o projeto de plantas mais eficientes. Porém o custo de fabricação destes dispositivos é elevado, já que, por possuir canais de dimensões muito pequenas, depende de equipamentos especializados e de equipe treinada para sua fabricação (SHAH e SEKULIĆ, 2003).

Trocadores de calor compactos típicos apresentam densidades de área superficial de transferência de calor acima de $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$, quando operaram em correntes de gás, e de pelo menos $400 \text{ m}^2/\text{m}^3$, quando operaram com fluxos de líquido ou com fluidos com mudança de fase (SHAH e SEKULIĆ, 2003). A densidade de área superficial (β) é dada pela equação:

$$\beta = \frac{A}{V_t} \quad (1)$$

onde A é a área de superfície de troca térmica e V_t o volume total do trocador de calor.

A Figura 2.1 apresenta uma comparação entre os diâmetros hidráulicos e as densidades superficiais de um trocador de calor compacto em relação com os outros tipos de trocadores de calor existentes.

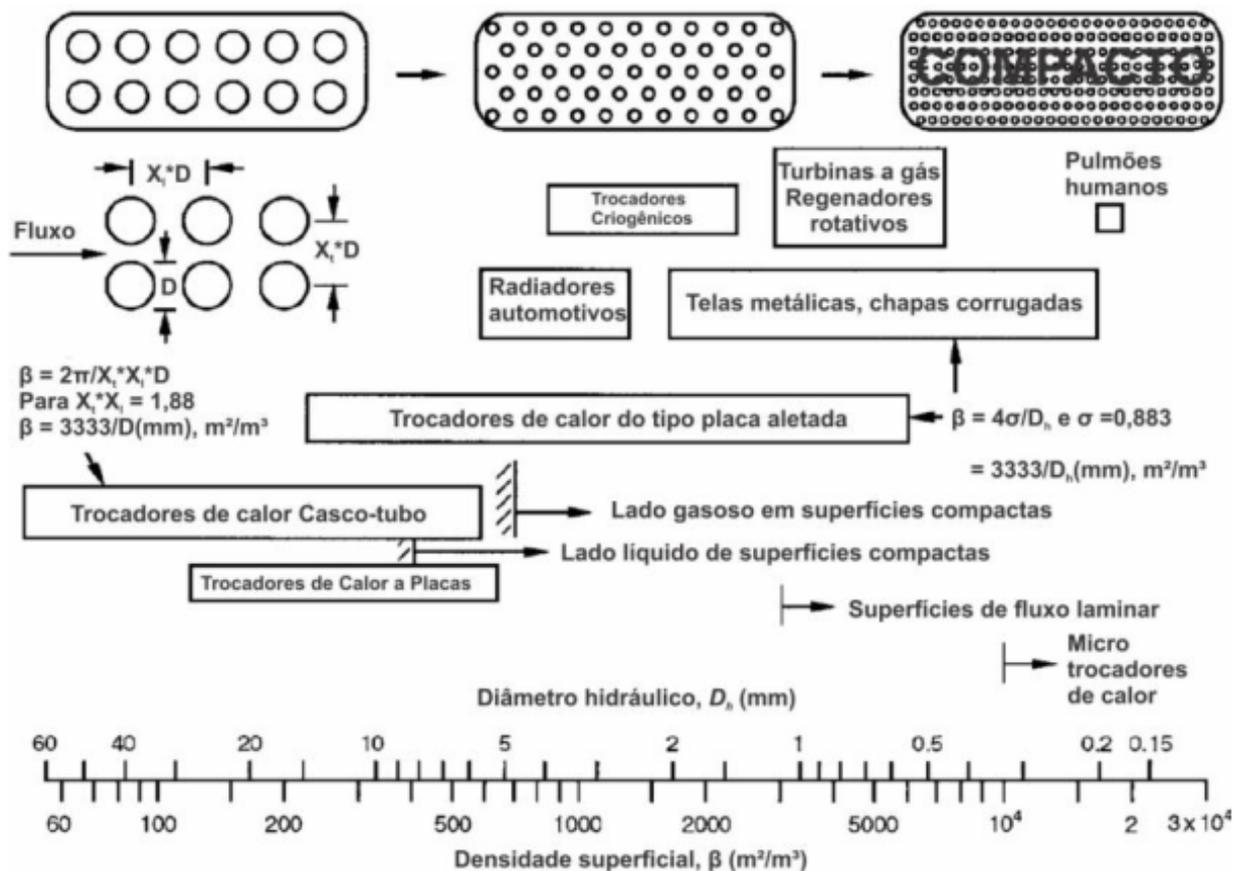


Figura 2.2 - Diâmetro hidráulico e densidade superficial de diversos tipos de trocadores de calor.

Fonte: Adaptado de Shah e Sekulić (2003).

Dentre os trocadores de calor compactos mais difundidos e comercialmente utilizados, se destacam os de circuito impresso ou *Printed Circuit Heat Exchangers* (PCHE), desenvolvidos pela *Heatric Division of Meggitt* (UK) Ltd. capaz de suportar pressões de operação de até

600 bar e temperaturas até 900 °C. São extremamente compactos e possuem uma efetividade média de 98%, operam com diversos fluidos e podem ser fabricados nas configurações de escoamento: contracorrente ou cruzado. No geral suas placas possuem uma espessura de 1.6 mm com 600 mm de largura e 1200 mm de comprimento. Os canais são semicirculares com diâmetros entre 1-2 mm e cada placa é unida através da unidos por difusão para formar um bloco único. Os materiais mais comuns para sua construção são da série 300 dos aços inoxidáveis austeníticos, devido às suas propriedades de boa ductilidade e resistência à corrosão (THULUKKANAM, 2013). A Figura 2.3 mostra imagens do empilhamento, do arranjo e dos canais destes tipos de trocadores.

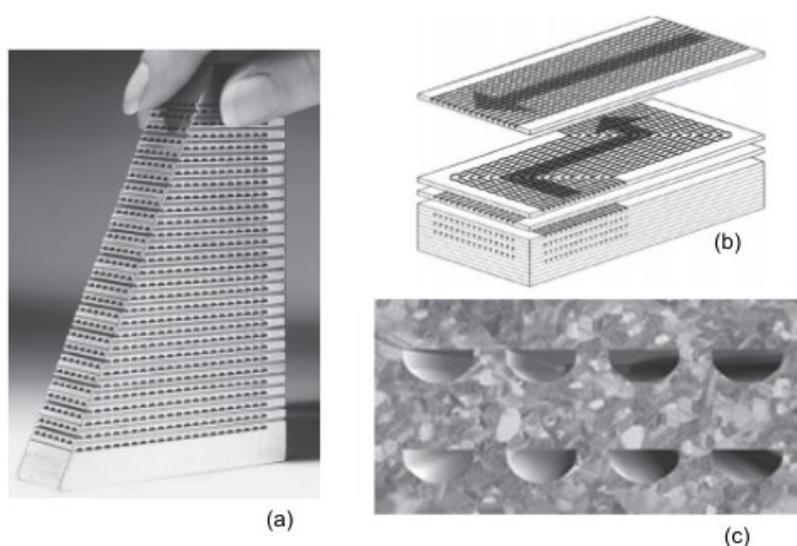


Figura 2.3 - Imagens de um PCHE. (a) Corte do núcleo do PCHE, (b) escoamento dos fluidos no bloco, (c) seção geométrica do canal.

Fonte: Adaptada de Thulukkanam, (2013)

De acordo com Thulukkanam (2013) a união por difusão é um fenômeno de estado sólido que envolve pressão entre superfícies em temperaturas abaixo do ponto de fusão. Sob condições controladas de pressão, temperatura, limpeza e ambiente adequado, as placas unidas podem atingir a resistência de tração mecânica do material de base. Os blocos unidos contêm passagens de fluido sem necessidade de empregar gaxetas ou solda de outro material. Os bocais e coletores são fixados ou soldados no núcleo. É importante destacar que o projeto mecânico deste tipo de dispositivo deve seguir a norma ASME VIII Divisão 2 (2010).

Uma alternativa a esses trocadores de calor são os de placas usinadas a jato d'água desenvolvidos no Laboratório de Tubos de Calor (Labtucal) na Universidade Federal de Santa

Catarina (UFSC). Estes também são unidos por difusão, no entanto a diferença está no processo de fabricação das placas usinadas, utilizando jato d'água para abertura dos canais.

Os processos de fabricação desenvolvidos no Labtucal permitem fabricar um trocador de calor compacto em configurações geométricas similares aos PCHE, com a vantagem que o corte das chapas por jato d'água permite um maior controle dimensões dos canais, além do processo não causar mudanças nas propriedades do material, visto que no PCHE é realizada usinagem fotoquímica em seu processo de fabricação. Na Figura 2.4 pode-se observar os desenhos de uma placa usinada e de uma placa de separação.

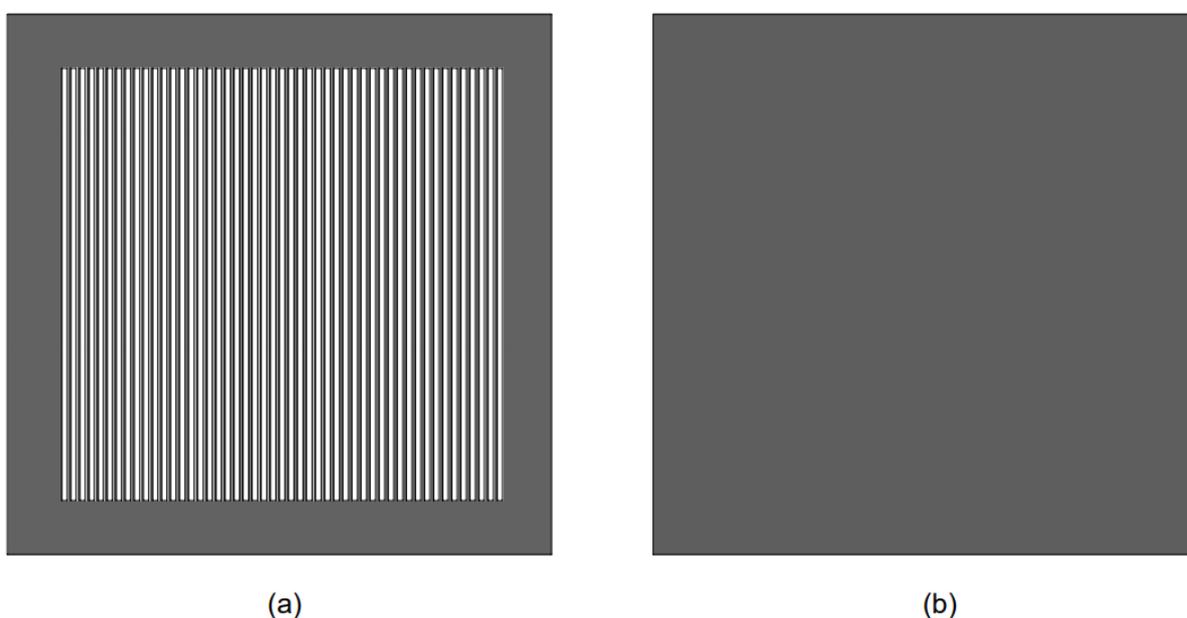


Figura 2.4 - (a) Chapa usinada com a geometria dos canais, (b) chapa de separação.

Note-se que o empilhamento das placas para a fabricação do núcleo do trocador de calor sempre se faz na ordem: uma placa usinada entre duas placas de separação. Após empilhadas, as placas são levadas para aplicação de pressão e temperatura em um forno especial. Desta forma, a geometria resultante da seção do canal é retangular, diferentemente dos canais semicirculares do trocador de calor produzido pela Heatric (ROSINSKI, 2017). Na Figura 2.5 pode-se visualizar um núcleo de um trocador de calor de escoamento cruzado unido por difusão utilizando o processo de fabricação desenvolvido no LABTUCAL.



Figura 2.5 - Núcleo de um trocador de calor unido por difusão.

Fonte: Rosinski (2017).

O processo de união por difusão, que, como já observado, permite a união de chapas formando um material único e uniforme, é realizado no forno específico que aplica pressão e aquece o material em uma câmara de vácuo. Para uma união eficaz, é necessário conhecer com mais detalhes o fenômeno físico-químico que rege este processo de união, de forma a se evitar imperfeições.

2.2 UNIÃO POR DIFUSÃO

Como citado anteriormente, com a técnica da união por difusão é possível unir materiais no estado sólido mantendo o contato entre duas superfícies pela aplicação de pressão e realizando a união mantendo uma alta temperatura (ASM, 1990). Outro fator importante é a atmosfera na qual será realizada a união, que deve ser bem controlada, para evitar contaminação do ar atmosférico, principalmente o oxigênio.

Dentro do forno de união por difusão, começa-se a contar o tempo de união assim que a temperatura ideal, entre 50 a 80 % do ponto de fusão, é atingida, quando também ocorre a aplicação de carga sobre a pilha de chapas, para garantir contato entre as várias superfícies a serem unidas (ASM, 1990). O período de tempo total até a união das superfícies e a intensidade da carga aplicada dependem das propriedades físico-químicas e da geometria do material. Seguindo uma sequência didática na Figura 2.6, é possível observar em (a) a aproximação das superfícies pela aplicação da carga iniciando o processo de deformação plástica, em (b) inicia-se a movimentação dos átomos ocupando os espaços vazios entre os contornos de grão e por

fim em (c) a difusão volumétrica é finalizada com a união total eliminando a maioria dos vazios entre as superfícies (SCHWARTZ, 1969) (NAI et al, 2015).

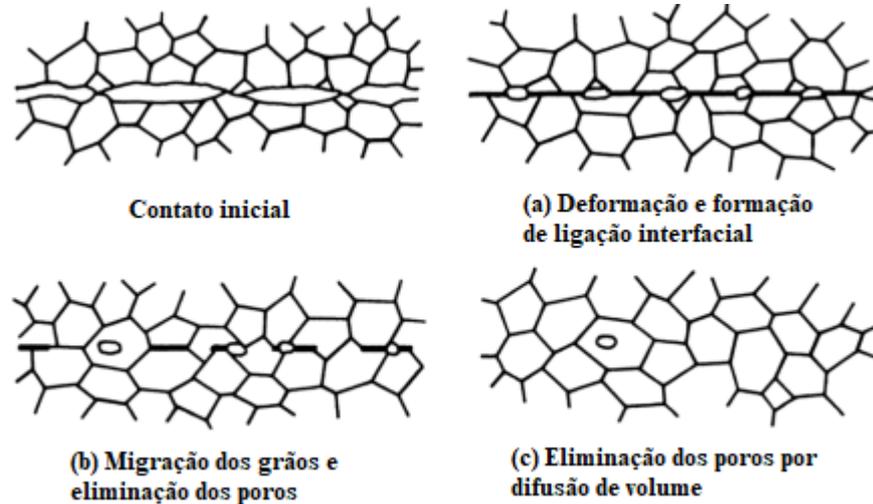


Figura 2.6 - Etapas da união por difusão.

Fonte: Nai et al (2015).

A qualidade do acabamento superficial antes da união é importante. Alguns materiais apresentam óxidos ou gases em sua superfície que impedem a difusão. Desta forma a resistência mecânica desta união poder ser menor que a do seu material base, limitando o funcionamento do equipamento. Além disto, para que as propriedades mecânicas sejam equivalentes à do material base, é necessário realizar a retirada de rebarbas provenientes dos processos de usinagem através de um lixamento, seguido de uma limpeza desengordurante e posteriormente a realização de um banho químico nas peças para a eliminação de partículas orgânicas, como ácidos graxos, em suas superfícies (ROSINSKI, 2017).

O processo de união por difusão previne a corrosão pela não aplicação de material externo ou de adição, o qual pode escorrer para dentro dos canais, principalmente em geometrias complexas. Como desvantagens, o seu alto custo, em virtude do alto consumo de energia e de equipamentos especiais, limita sua aplicação. O equipamento, um forno-prensa de alto vácuo, deve ter atmosfera controlada, seja pela aplicação de alto vácuo ou de gases de elevada pureza. Outra desvantagem é o tempo total do processo, tendo em vista que o processo todo, principalmente o resfriamento, pode ser muito lento, de forma que não se pode fabricar muitas peças em curtos períodos de tempo (MARTINELLI, 1996).

Neste projeto será utilizado o aço inoxidável AISI 316L para a fabricação dos núcleos dos trocadores de calor, o motivo da sua escolha e suas propriedades mecânicas estão descritos na seção 2.3.

2.3 PROPRIEDADES DO AÇO INOXIDÁVEL AISI 316L

A principal classe dos aços inoxidáveis são os de matriz austenítica, ligas Fe-Cr-Ni, os quais são amplamente comercializados. Sua estrutura cristalina proporciona maior ductilidade e tenacidade que outras classes de aços inox (Washko e Aggen, 1990). Os aços 316L pertencem a série 300 dos inoxidáveis, suas propriedades mecânicas e composição química em porcentagem (%) podem ser observadas na Tabela 2.1.

Tabela 2.1 - Composição química e propriedades do aço 316L.

Material	C	Mn	P	S	Si	Cr	Ni	Mo	N	Cu	Outros
	0.03%	2.00	0.045	0.03	0.75	16.0- 18.0	10.0- 14.0	2.00- 3.00	0.1
AISI 316L	Tensão de Ruptura		Tensão de escoamento		Alongamento em 50 mm, %		Dureza		Condutividade térmica	Coef. de dilatação	
	485 Mpa		170 Mpa		40		217 HBW 95 HRBW		15 W/m.k	1.6x10 ⁵ °C ⁻¹	

Fonte: Adaptada de ASTM 240 (2018) e ASTM 480 (2018).

Uma característica importante que leva à utilização do 316L é o seu baixo teor de carbono, cerca de 0.03%, de forma que a precipitação de carboneto de cromo nos contornos de grão durante a união por difusão é reduzida. Os 3% de molibdênio (Mo) eleva a resistência à corrosão e as deformações plásticas quando submetido a uma tensão constante por um longo período de tempo, conhecida como fluência, em elevadas temperaturas (LIPPOLD e KOTECKI, 2005).

As resistências ao escoamento e ruptura dependem do tempo e da temperatura que as chapas foram submetidas durante o processo de união por difusão. Rosinski (2017) aplicou um processo de fabricação em seu estudo no laboratório de tubos de calor, cujas peças unidas atenderam às tensões de escoamento e ruptura acima indicadas pela Tabela 2.1, este processo será melhor descrito no capítulo 3.

2.4 TENSÃO, DEFORMAÇÃO E ESFORÇOS TERMOMECÂNICOS

É de prima importância conhecer as forças externas estáticas e dinâmicas, que podem alterar suas propriedades mecânicas ao longo do tempo. A mecânica dos sólidos estuda a relação entre as cargas externas aplicadas em um corpo e a magnitude das forças internas reagentes em seu interior, também envolve o cálculo das deformações e a estabilidade do corpo em relação a essas forças (HIBBELER, 2009).

A tensão é definida como a aplicação de uma força, normal ou cisalhante, aplicada em uma região de um corpo, enquanto a deformação é definida como o deslocamento de material por unidade de comprimento. As deformações podem apresentar comportamentos elástico, quando o material retorna às dimensões iniciais após retirada da carga, e plástico, quando o material não é capaz de retornar ao estado inicial, modificando sua microestrutura (BEER, 2011). A representação das tensões em um cubo infinitesimal facilita o entendimento das tensões. A Figura 2.7 mostra espacialmente forças aplicadas em um corpo, em coordenadas cartesianas, (x, y e z) e as tensões provadas por estas em um cubo interno de dimensões diferenciais, a quais são divididas entre tensões normais σ_{11}, σ_{22} e σ_{33} e cisalhantes τ_{12}, τ_{13} e τ_{23} . As tensões devem ser combinadas empregando-se, por exemplo, a ferramenta matemática do círculo de Mohr. O material deve resistir às tensões máximas, as quais dependem de sua geometria. Estas tensões são conhecidas como tensões principais para os eixos x, y e z, respectivamente (BEER, 2011).

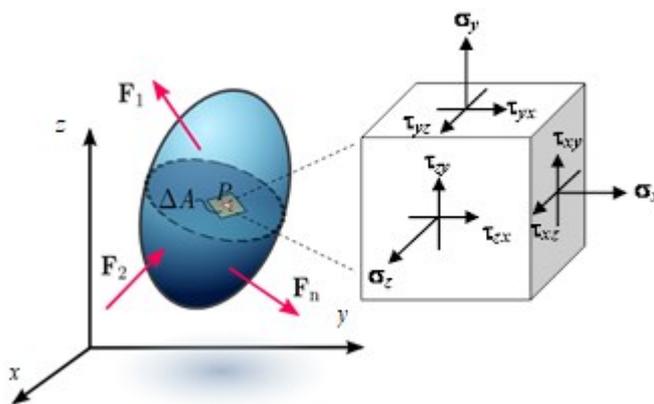


Figura 2.7 - Cubo infinitesimal de tensões.

A análise estrutural de um equipamento parte da identificação dos tipos de esforços ao qual o corpo está sujeito. No caso dos trocadores de calor, as principais causas de falhas estruturais são devidas aos efeitos termomecânicos, que devem ser melhor estudados.

2.4.1 ESFORÇOS TERMOMECÂNICOS

Deformação térmica ocorre quando um corpo é submetido a uma variação de temperatura. Ao se elevar a temperatura, ocorre o distanciamento dos átomos que, ao aumentar sua energia interna, passam a vibrar mais. Por outro lado, ao se resfriar este mesmo corpo estas vibrações diminuem, reduzindo o espaço entre os átomos. Este efeito de distanciamento e aproximação atômica causa uma mudança no tamanho real do corpo em escala macroscópica, fazendo-o dilatar ou contrair (WERONSKI e HEJWOWSKI, 1991). Estas deformações induzidas termicamente podem produzir tensões que, segundo Manson (1966), ocorrem quando a livre expansão é limitada por restrições externas, o que ocorre quando um componente é composto por materiais com diferentes coeficientes de expansão ou quando as não-homogeneidades, como poros e discordâncias, na microestrutura do material estiverem presentes. Outro fator que pode influenciar nas tensões residuais é a variação local da temperatura, a Figura 2.3 mostra como o efeito das expansões e contrações térmicas geram tensões internas: em a) uma barra está sujeita a uma distribuição de temperatura; em b) forma distorcida na barra sem restrições, após o resfriamento; em c) tensões geradas ao se restringir o efeito de flexão; em d) tensões geradas ao restringir totalmente a barra.

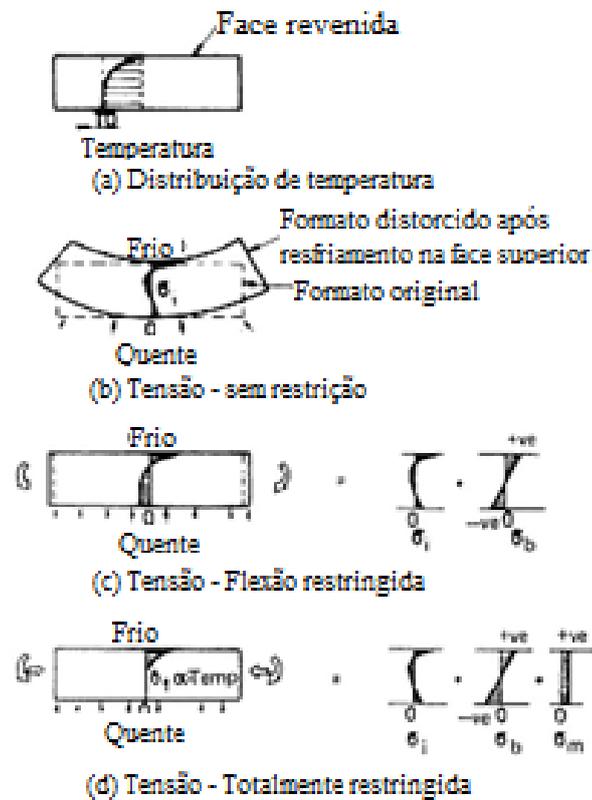


Figura 2.8 - Representação visual de tensões térmicas.

Fonte: Adaptado de Weronki e Hejwowski (1991).

É possível constatar então que as tensões térmicas dependem tanto das propriedades do material quanto da variação da temperatura. Segundo Manson (1966) a intensidade de uma tensão térmica unidirecional em um material no regime elástico pode ser calculada com a seguinte equação:

$$\sigma_t = \alpha E \Delta T \quad (2)$$

onde α é o coeficiente de dilatação térmica, E o módulo de elasticidade e ΔT a variação de temperatura.

Empregando uma abordagem baseada na analogia de Duhamel, Manson (1966) mostrou analiticamente a influência significativa das dilatações multidirecionais na tensão de um corpo. Imaginando forças direcionais iguais aplicadas de forma a manter a dimensão inicial do corpo, as tensões térmicas em cada direção são expressas como:

$$\sigma_x = \sigma_y = \sigma_z = -\frac{E\alpha\Delta T}{(1-2\nu)} \quad (3)$$

quando um material deforma em uma direção por consequência o material irá deformar também nas outras direções, a relação entre as deformações de cada direção é denominada como coeficiente de Poisson ν .

Diversos estudos teóricos a respeito do cálculo das tensões térmicas para geometrias diversas, são encontrados na literatura. Quando se estuda geometrias complexas, que envolvem inúmeras variáveis, resultados mais precisos são obtidos através do uso do método de elementos finitos, onde as equações de tensão-deformação são aplicadas em cada nó de um elemento finito. Em problemas de larga escala este método só é viável através de ferramentas computacionais (MANSON, 1966).

2.4.2 CHOQUE TÉRMICO

Segundo Manson (1966), um choque térmico é caracterizado por mudanças bruscas de temperaturas que podem causar alterações significativas nas propriedades físico-químicas de um material, gerando tensões térmicas que podem atingir o regime de deformação plástica de um corpo. O transiente da distribuição brusca de temperatura no corpo difere um choque térmico de uma mudança gradual de temperatura, ou seja, quando um material se encontra a uma temperatura constante e por algum motivo este material é submetido há uma mudança instantânea da temperatura em grande magnitude podemos assim chamar de choque térmico, já quando esta magnitude de mudança de temperatura é baixa ao longo do tempo é dito que está ocorrendo uma mudança gradual da temperatura, obviamente que quanto menor a amplitude de temperatura instantânea menor será o choque térmico fazendo com que se aproxime da variação gradual da temperatura. Algumas propriedades, como calor específico e condutividade, as quais normalmente não são consideradas nos modelos clássicos de tensões mecânicas, podem ter considerável influência em um material sujeito choque térmico.

Segundo Manson (1966), o deslocamento de material em escala molecular, observado em bruscas variações de temperatura, não ocorre tão facilmente em materiais frágeis quanto em um material ductil. Em materiais frágeis, o material deforma mais em uma região que em outras, gerando tensões internas, facilitando o aparecimento de trincas. Portanto, em materiais frágeis o choque térmico pode causar falhas em regime elástico, normalmente não sendo atribuídas à

fadiga. Já para materiais dúcteis, o efeito do choque térmico é estudado em condições de fadiga pois, à medida que se repetem os ciclos, ocorre a deformação plástica cíclica progressiva, conhecida como efeito de *ratcheting*, mesmo em deformações elásticas, causando diminuição da resistência no material ao longo do tempo.

A seguinte equação desenvolvida por Manson (1966) pode ser utilizada para o cálculo da tensão por choque térmico em uma placa plana,

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} = \frac{\alpha T_0}{1-\nu} \left(\frac{1}{1,5 + \frac{3,25k}{ah} - 0,5e^{-16k/ah}} \right) \quad (4)$$

onde T_0 [K] é temperatura uniforme inicial do ciclo, k [W/mK] o coeficiente de condutividade térmica do material, a [m] a metade da espessura da placa, h [W/m²K] o coeficiente de transferência de calor e α o coeficiente de dilatação do material. Desta forma, pode-se afirmar que o conhecimento das tensões é crucial para o estudo da fadiga de um equipamento.

2.5 FADIGA DE MATERIAIS

Comumente utilizada para caracterizar cansaço físico e mental em pessoas, a palavra fadiga tem sido bastante utilizada no campo da engenharia para danos e falhas em materiais sujeitos a cargas cíclicas. Estes ciclos de tensões ou deformações que ocorrem geralmente em faixas abaixo das tensões de escoamento do material, são capazes de alterar o comportamento do material (HIBBELER, 2009). Fadiga é esperada em trocadores de calor onde ocorra oscilações de temperatura e pressão durante a operação na indústria, sendo assim objeto de estudo desta dissertação.

A fadiga pode ocorrer tanto pela aplicação cíclica de cargas externas que induzam tensões e deformações no material. Quando existem oscilações na temperatura, fadiga termomecânica (combinação de fadiga térmica e mecânica) é induzida (MANSON, 1966). A seguir serão detalhadas as principais diferenças de fadiga mecânica e fadiga térmica.

2.5.1 FADIGA MECÂNICA

Segundo Callister (2016), a fadiga mecânica é uma falha estrutural ocasionada por aplicação repetida de cargas, ocasionando, ao longo do tempo a geração e/ou propagação de trinca, até que ocorra a fratura do material. As falhas são ditas “mecânicas” quando acarretadas

por forças externas. Por serem falhas localizadas, gradativas e acumulativas, a trinca se propaga localmente, independentemente das tensões no restante da peça. O início da trinca em uma peça depende da geometria, do material e de seu histórico de tensões atuantes. Geometrias suscetíveis a trincas são as que apresentam concentradores de tensão, como furos, quinas, entre outros. A falta de integridade superficial também pode facilitar o aparecimento de trincas, por isso a corrosão, os riscos e a oxidação devem ser evitados.

Existem diferentes estágios do dano provocado por fadiga em equipamentos de engenharia, conforme explica Suresh (1998), que partem de defeitos de nucleação (micro deformações plásticas) em uma seção não danificada, até a propagação de uma trinca que provoca uma fratura catastrófica. De uma maneira geral, a progressão da fadiga pode ser classificada nos seguintes estágios:

- Mudanças subestruturais e micro estruturais que causam nucleação de dano permanente.
- A criação de micro trincas.
- O crescimento e coalescência de falhas microscópicas para formas predominantes de trincas.
- Propagação estável de macro trincas dominantes.
- Instabilidade estrutural ou falha completa.

Suresh (1998) ainda comenta que as condições para nucleação de micro defeitos e avanço das trincas por fadiga são fortemente influenciadas por um grande número de fatores mecânicos, micro estruturais e ambientais. A vida total de fadiga é definida como o número de ciclos até a falha.

Segundo Rosa (2002), a geometria das trincas é indicativa da falha por fadiga de um componente: o seu tamanho e o modo com que se propaga dizem muito sobre a falha e sobre o material. A Figura 2.9 mostra esquematicamente a propagação de uma trinca em dois estágios.

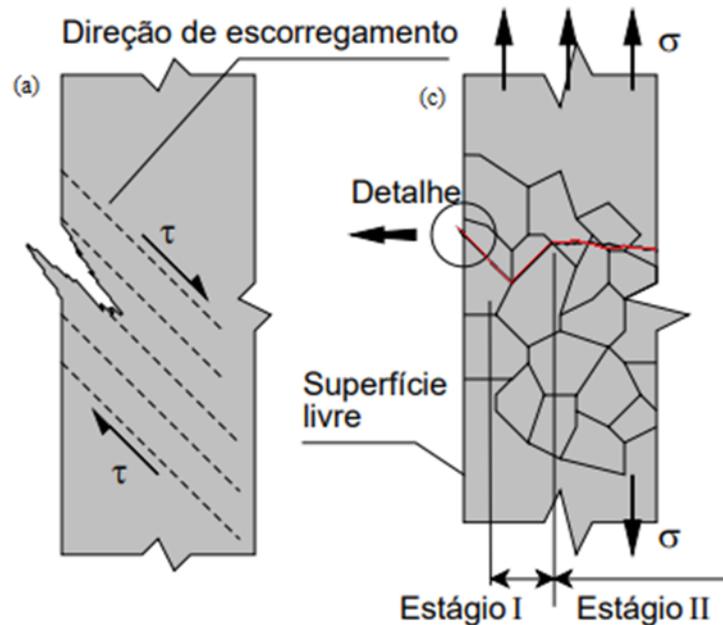


Figura 2.9 - Propagação de trinca nos estágios I e II.

Fonte: Adaptado de Rosa (2002)

Em termos gerais, segundo Rosa (2002), o crescimento de trinca representada por uma linha vermelha na (Figura 2.9(b)) apresenta dois estágios: no estágio I seu crescimento é lento, se propagando por deslizamentos de bandas em cisalhamento mostrado em detalhes na Figura 2.9(a), criando micro trincas que vão se unindo. Com o tempo, estas trincas alcançam um tamanho limite, iniciando o estágio II (Figura 2.9(b)), quando esta passa a se propagar em uma direção que tenha grande influência das forças de tração. Neste estágio, seu crescimento se acelera com o tempo, sendo possível notar, em materiais dúcteis, o aumento gradual das deformações plásticas, enquanto em materiais frágeis este aumento é irrelevante mesmo em nível microscópico.

De acordo com Suresh (1998), as trincas podem apresentar diferentes comportamentos e serem originadas por diferentes fatores. A velocidade de propagação depende do tipo de material, se é dúctil ou frágil, das discontinuidades, do tipo de tratamento térmico e, claro, da intensidade das tensões. Em um exemplo dado por Suresh (1998), apresentado na Figura 2.10, mostra dois corpos de prova de mesmo material, com mesma tensão de escoamento, mesmas propriedades mecânicas e mesmo tratamento térmico (recozimento isotérmico). Contudo,

observa-se que um deles (Figura 2.10(b)) teve um tempo maior de envelhecimento causando mais precipitação de carbonetos, após passaram por um mesmo teste de ciclagem de tração, com dois tipos de crescimento de trinca observados.

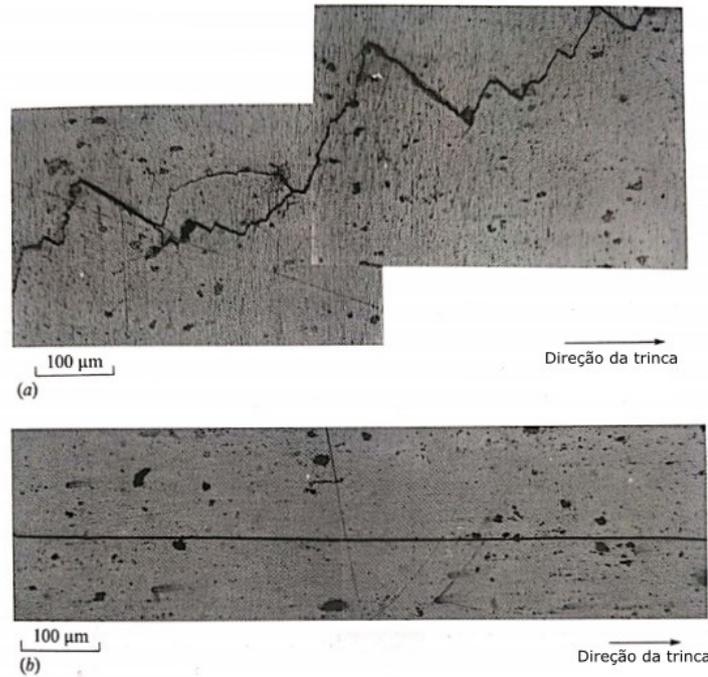


Figura 2.10 - (a) trinca em um corpo de prova de menor envelhecimento (b) trinca em um corpo de prova com maior envelhecimento.

Fonte: Adaptada de Suresh (1998).

A Figura 2.10(a) mostra que uma trinca irregular percorre um caminho mais difícil em sua propagação, enquanto na Figura 2.10(b) se observa uma propagação uniforme em linha reta. Isto ocorreu por conta do maior envelhecimento induzido no corpo de prova (b), tornando-o mais frágil que o material de (a). O envelhecimento prolongado criou sítios de nucleação que facilitaram a propagação da trinca.

2.5.2 FADIGA TÉRMICA

A fadiga mecânica e a fadiga térmica basicamente apresentam os mesmos tipos de danos e surgem da aplicação repetida de tensões, porém com origens diferentes: na mecânica decorrem de forças externas, enquanto na térmica, de transientes térmicos (WERONSKI e HEJWOWSKI, 1991). Quando um material sofre variações de temperaturas e a expansão térmica é completamente ou é parcialmente inibida, pode-se observar deformações mecânicas internas (WERONSKI e HEJWOWSKI, 1991). Essas deformações podem resultar em fadiga,

semelhante à induzida por uma carga mecânica externa. Portanto, o que se conhece na literatura em termos de fadiga mecânica pode ser diretamente aplicável à fadiga térmica. Entretanto, é importante salientar que o fenômeno físico que provoca a fadiga térmica é mais complexo pois envolve, além de todas as variáveis mecânicas, todos os parâmetros térmicos (MANSON, 1966).

Segundo Weronki e Hejwowski (1991), microporos podem ser formados por inclusões não metálicas no material como sulfetos, silicatos, óxidos ou solidificação de carbonatos depositados ao longo dos contornos de grão. A presença de inclusões facilita o surgimento de tensões internas devido aos seus diferentes coeficientes de expansão em relação ao material metálico. O mecanismo estrutural do material é visto na Figura 2.11.

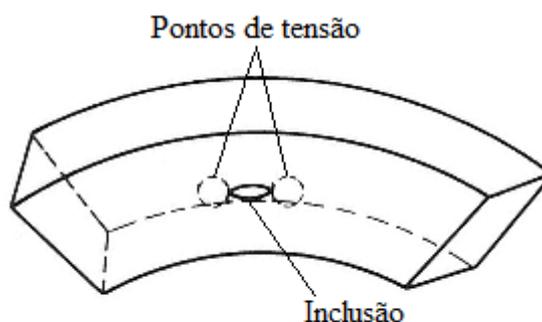


Figura 2.11 - Mecanismo de iniciação de microtrincas por inclusões.

Fonte: Adaptada de Weronki e Hejwowski (1991).

A Figura 2.11 mostra uma inclusão cujo coeficiente de expansão térmica é diferente da do material. Ao se elevar a temperatura, cria-se pontos de tensão em suas extremidades. Ainda segundo Weronki e Hejwowski (1991), quando a temperatura de elevação é maior, estas tensões são amplificadas e um número maior de inclusões facilita o surgimento de micro entalhes no corpo metálico, auxiliando a progressão de regiões de deformação plástica.

A Figura 2.12 mostra 4 diferentes tipos de ciclos que equipamentos podem estar submetidos:

- a) Aquecimento rápido e resfriamento lento;
- b) Aquecimento e resfriamento rápidos;
- c) Aquecimento lento e resfriamento rápido;

d) Aquecimento e resfriamento lentos.

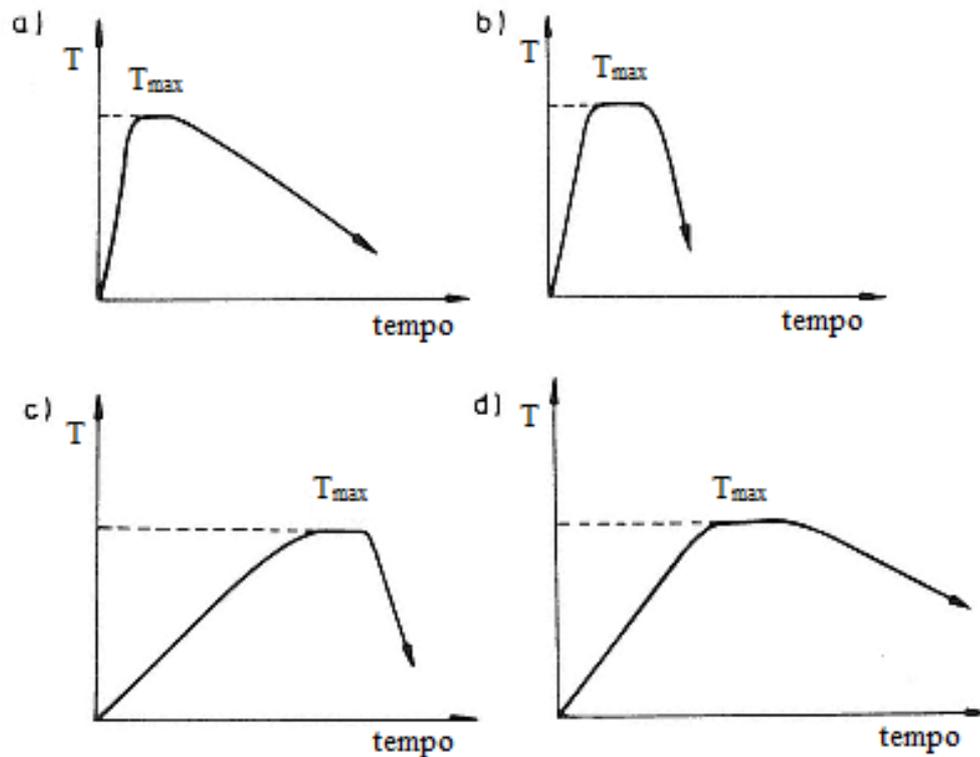


Figura 2.12 - Transientes térmicos possíveis em uma operação industrial.

Fonte: Adaptado de WERONSKI e HEJWOWSKI (1991).

Isto é importante para que se possa reproduzir experimentalmente estas taxas e verificar suas diferentes influências no comportamento do material. É necessário comparar a vida total obtida por cada tipo de solicitação, térmica ou mecânica, para determinar qual apresenta maior influência na peça. Usualmente se empregam estudos experimentais para um melhor entendimento do efeito das oscilações de temperatura e pressão no permutador.

2.6 ABORDAGENS TEÓRICAS PARA AVALIAÇÃO DA VIDA EM FADIGA

Abordagens clássicas para a avaliação da vida em fadiga são mostradas por Castro e Meggiolaro (2009) e Suresh (1998), as quais envolvem a caracterização da vida total em fadiga para falhas, em termos de tensões cíclicas (curva S-N) e de deformações (plástica ou total).

2.6.1 CURVAS S-N

Na abordagem teórica “S-N”, também conhecida como método de Wöhler, obtém-se uma relação entre valores de tensão (S) e número de ciclos (N). A ideia principal é correlacionar o início do trincamento por fadiga de qualquer estrutura com a vida de corpos de prova

devidamente testados sob históricos de tensões similares às de serviço. Um esquema da amostra a ser testada é mostrada na Figura 2.13. Na modelagem proposta pelo método, supõe-se que as tensões macroscópicas solicitantes são lineares e elásticas.

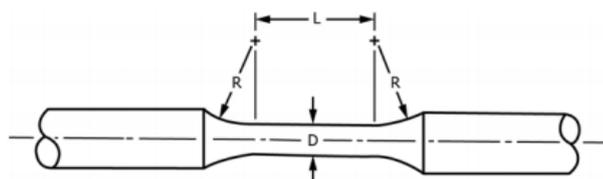


Figura 2.13 - Exemplo de corpo de prova padronizado.

Fonte: Adaptada de ASTM E466 (2015).

A curva S-N relaciona a amplitude da tensão exercida em um corpo, σ_a , em relação ao número de ciclos de carga, até a falha. A Figura 2.14 ilustra o comportamento típico de uma curva S-N, onde a amplitude da tensão exercida em um corpo é plotada em função do número de ciclos de carga até a falha. A linha cheia do gráfico representa o comportamento típico de metais e outros materiais semelhantes. Se, em torno de 10^6 ciclos, σ_a se mantém constante, pode-se afirmar que, para esta determinada tensão, o material pode ser submetido a ciclos indeterminados, que não irá ocorrer falha por fadiga. Esta tensão limite de fadiga σ_e (SURESH, 1998). Alguns aços, ligas de alumínio e outros materiais (linha tracejada) quanto menor é σ_a mais ciclos são necessários para que ocorra a falha do material neste caso a tensão σ_a mínima para que não haja falha fadiga é definida quando o espécime suporta em torno de 10^7 ciclos (SURESH, 1998).

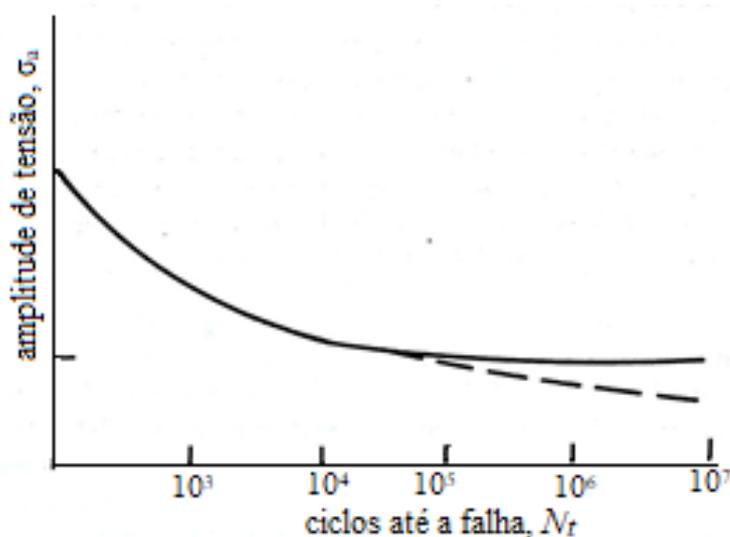


Figura 2.14 - Curva S-N.

Fonte: Adaptado de Suresh (1998).

A curva mostrada na Figura 2.14 se refere à ruptura da peça, porém se considera como vida total o início da trinca e sua propagação até um tamanho limite que gera rompimento da peça. A Figura 2.15 mostra a análise da vida total do início da trinca até a falha final.

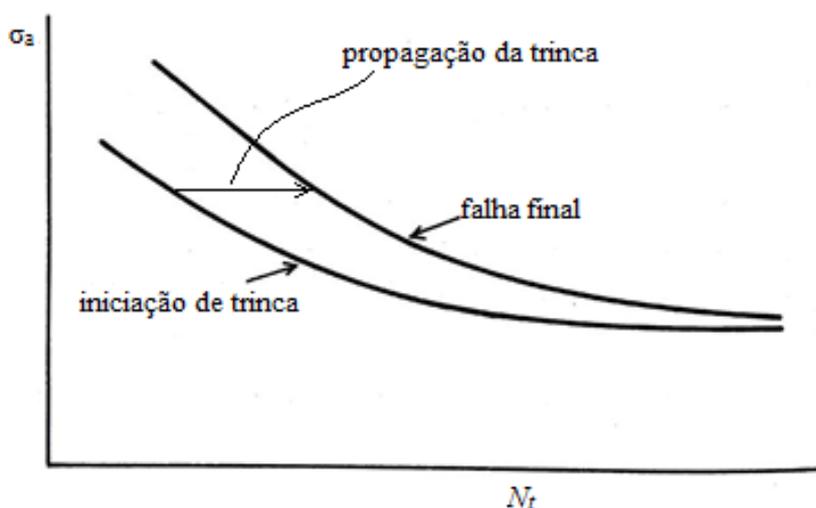


Figura 2.15 - Comparação entre o início da trinca até a vida total.

Fonte: Adaptado de Suresh (1998).

As duas curvas da Figura 2.15 caracterizam dois modos de falha, na curva inferior a falha se dá com o início da trinca, enquanto na curva superior a falha final é definida pelo rompimento do corpo de prova, momento em que se atinge um tamanho máximo de trinca. A região entre estas curvas representa a propagação da trinca. Observa-se que, a medida que se aumenta o número de ciclos, as curvas de início da trinca e sua falha final se aproximam, indicando que a parcela de propagação da trinca na vida total é menos significativa. A Figura 2.16 mostra tensões cíclicas exercidas em um corpo, em que a tensão por tração (positiva) é maior em módulo do que a compressão (negativa). A tensão alternada σ_a representa a amplitude das tensões aplicadas no corpo. A tensão média σ_m , assim como as tensões máximas σ_{\max} e mínimas σ_{\min} são calculadas de acordo com a carga exercida e a geometria do corpo de prova (SURESH, 1998). Se a tensão média σ_m for positiva, a peça está sob maior influência de tração, se negativa sob maior influência de compressão.

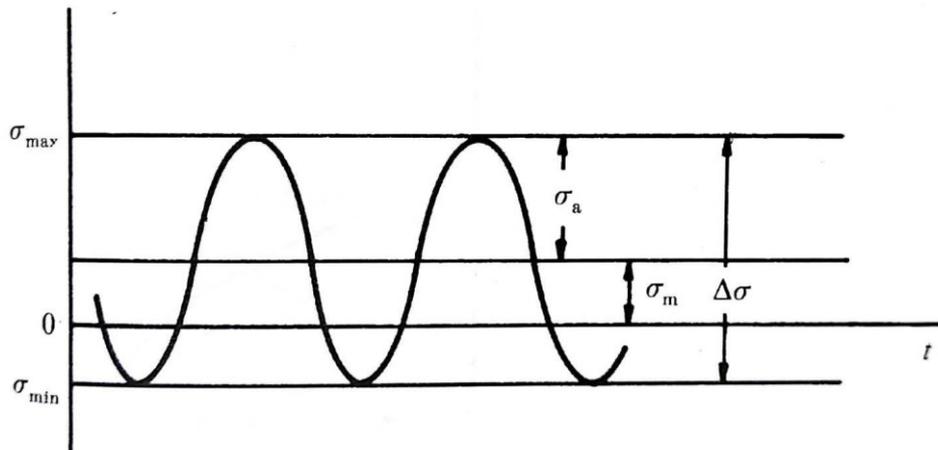


Figura 2.16 - Nomenclatura para tensões que afetam a vida total..

Fonte: Suresh (1998).

2.6.2 CURVAS ϵ -N

A abordagem ϵ -N também conhecida como método de Coffin-Manson, prevê as deformações elasto-plásticas atuantes (ϵ) a partir de correlações obtidas da análise da vida (N) de pequenos corpos de prova, cujas deformações são semelhantes às cargas de serviço. É considerado um modelo computacionalmente complexo, mas que, por outro lado, pode ser aplicado na previsão da vida fadiga de qualquer material (SURESH, 1998). O comportamento da curva ϵ -N é mostrado através da Figura 2.17.

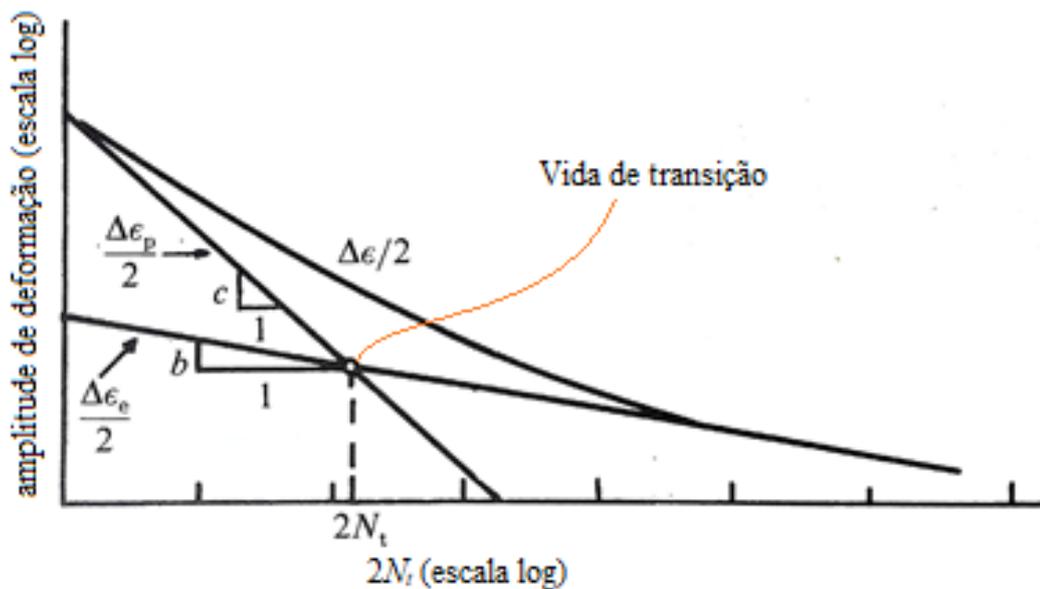


Figura 2.17 - Comportamento da curva ϵ -N.

Fonte: Adaptado de Suresh (1998).

A Figura 2.17, de acordo com Suresh (1998), mostra a curva característica da deformação do material em relação ao número de ciclos. Neste método, as deformações plásticas $\Delta\varepsilon_p/2$ e elásticas $\Delta\varepsilon_e/2$ são medidas até que ocorra o surgimento de trincas. A deformação total $\Delta\varepsilon/2$ é a soma destas duas deformações, sendo o número de ciclos para que ocorra a trinca é contabilizado como $2N_f$. A vida de transição, definida como o número de ciclos para falha ($2N_t$) quando a amplitude da deformação elástica e plástica são iguais, é empregada na definição da vida curta ou longa de fadiga.

Uma vida curta de fadiga ocorre quando $2N_f \ll 2N_t$, neste caso, a amplitude da deformação plástica é muito maior que a amplitude da deformação elástica e a vida total da fadiga é controlada pela ductilidade. Em vidas longas, quando $2N_f \gg 2N_t$, a amplitude de deformação elástica é muito maior que a plástica, portanto, a vida da fadiga é ditada pelas deformações elásticas que estão diretamente relacionadas com a tensão de ruptura.

As abordagens para análise da fadiga devem levar em consideração o comportamento das tensões e deformações no corpo. Em um trocador de calor compacto, os efeitos mecânicos e térmicos agem de maneiras diversas, de forma que estudar os modelos de como e onde ocorrem tais efeitos é primordial.

2.7 CONSIDERAÇÕES DAS NORMAS ASTM PARA ENSAIOS DE FADIGA POR CONTROLE DE CARGA VARIÁVEL.

Os ensaios de fadiga normatizados permitem a criação de curvas cíclicas para uma análise mais precisa da vida em fadiga em determinado material. São estabelecidos procedimentos de testes, corpos de prova padronizados, máquinas específicas, sensores, entre outros.

A norma ASTM E466, indica procedimentos para ensaios de fadiga por controle de amplitudes constantes de forças axiais em corpos de prova padronizados com ou sem entalhes. Seguindo esta norma é possível montar um experimento padrão para buscar a curva S-N, estabelecendo critérios para a fabricação adequada do corpo de prova, dimensões normatizadas, características do equipamento de testes, montagem correta e a sequência procedural. Segundo esta norma, o equipamento que aplica a carga deve manter um controle do nível de tensão ao longo do período do teste dentro de uma faixa de erro de 2%.

A norma ASTM E468 estabelece critérios de apresentação dos resultados de fadiga, para o gráfico S-N o número de ciclos (N) deve estar indicado no eixo das abscissas enquanto

no eixo das ordenadas deve-se plotar a carga em questão, podendo ser a tensão máxima, amplitude de tensão ou a variação da tensão. A linha pode ser apresentada por uma equação hiperbólica assintótica no limite de fadiga, ou por uma relação curvilínea geral. Os pontos que não houveram falhas são apresentados junto a uma seta indicando o *run-out*, ou seja, a partir deste ponto a vida é considerada infinita. Abaixo é possível observar na Figura 2.18 um exemplo de gráfico S-N retirado da norma ASTM E468.

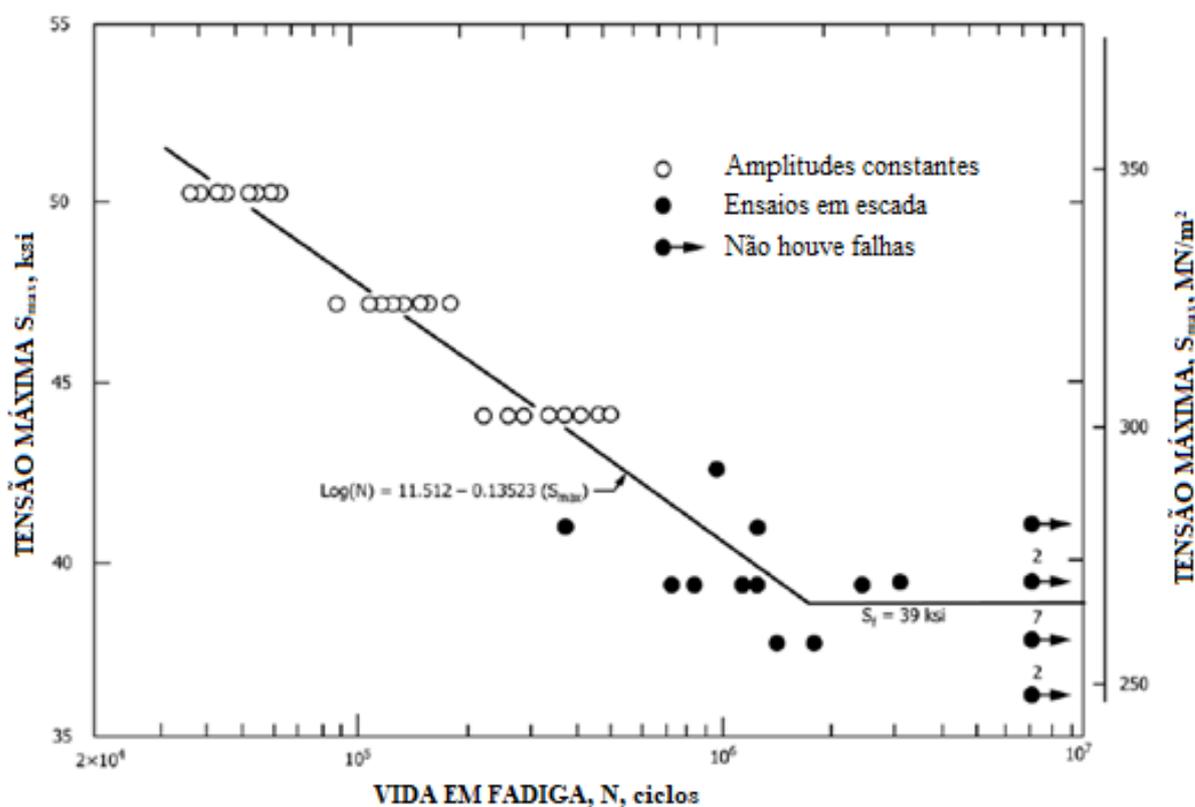


Figura 2.18 - Exemplo de curva S-N segundo a norma ASTM E468.

Fonte: Adaptado de ASTM E468 (2018).

O gráfico da Figura 2.18 ainda indica o tipo de esforço aplicado, o material testado, a frequência do teste e as condições ambientes. Pode-se observar, no gráfico em questão, os pontos de *run-out* juntos de setas, além disso os eixos das ordenadas mostram a tensão máxima em duas unidades diferentes, ksi e MN/m².

2.8 CONSIDERAÇÕES DA NORMA ASME VIII DIVISÃO 1 E 2 PARA UM TROCADOR DE CALOR COMPACTO.

Em um trocador de calor compacto, o núcleo é a região de maior importância, pois além de ser a região onde se realiza a troca de calor entre os fluidos, normalmente apresenta

geometria complexa com inúmeros concentradores de tensão, estando assim sujeito à pressões elevadas e à trocas térmicas constantes, o que pode facilitar a nucleação de trincas por fadiga. Um exemplo desta falha em um PCHE é visto na Figura 2.19.

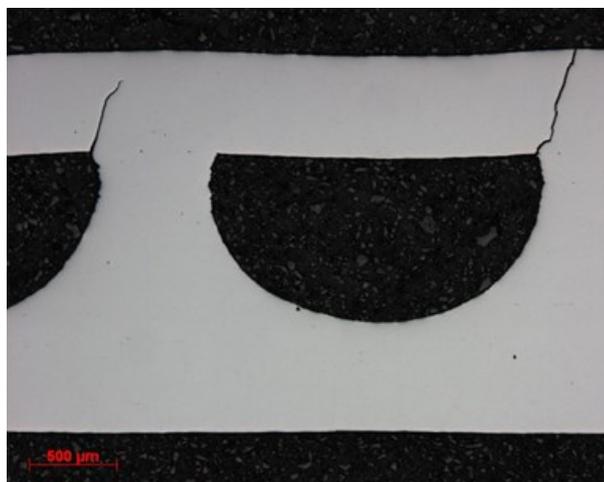


Figura 2.19 - Efeito da fadiga nos canais de um PCHE.

Fonte: cedido pela Petrobras.

Observa-se ainda na Figura 2.19 que a origem da falha acontece em um ponto concentrador de tensão, que se prolonga até o canal superior. A geometria dos canais tem uma grande influência na distribuição das tensões e, por conseguinte, na vida em fadiga. A distribuição de tensão devido aos efeitos da alternância da pressão e transientes térmicos atuantes no núcleo de um trocador de calor apresentam comportamentos diferentes e devem ser analisados em separado. Nestell e Sham (2015) apresentam algumas considerações da norma a respeito dos modelos para o cálculo das tensões referentes a pressão e aos transientes térmicos no interior do núcleo de trocadores do tipo PCHE da Heatric, que serão apresentadas a seguir.

2.8.1 TENSÕES DEVIDO À PRESSÃO

O comportamento mecânico no núcleo do trocador está relacionado às pressões atuantes nos canais, que induzem às tensões nas suas paredes. A Figura 2.20 mostra esquematicamente a geometria dos ramais meia cana e sua equivalência em canais retangulares.

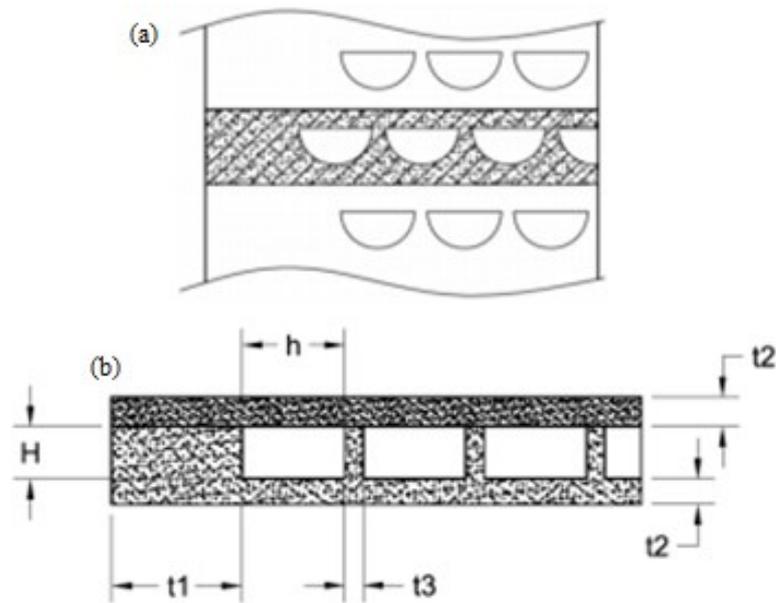


Figura 2.20 - (a) Desenho esquemático da geometria meia cana e em (b) sua representação em canais retangulares.

Fonte: Adaptada de NESTELL (2015).

A Figura 2.20(b) mostra a seção de um canal retangular $H \times h$ com espessura de t_1 , localizado próximo à parede em contato o ambiente externo, onde t_2 é a medida da espessura da placa de separação entre os ramais e t_3 é a medida da espessura das aletas internas. Deve-se empregar modelos analíticos para a análise das tensões provocadas pelas pressões aplicadas em canais, sendo que, segundo o Anexo 13 da norma ASME VIII Div. 1 (2010), as tensões em canais pressurizados podem ser calculadas a partir de modelos de vasos de pressão. Segundo Nestell (2015), dois tipos de tensões são encontrados nas paredes: as tensões de tração, também conhecidas como tensão de membrana S_m [MPa], e as tensões normais de flexão S_b [MPa]. O comportamento destas tensões na parede t_1 pode ser observado na Figura 2.21.

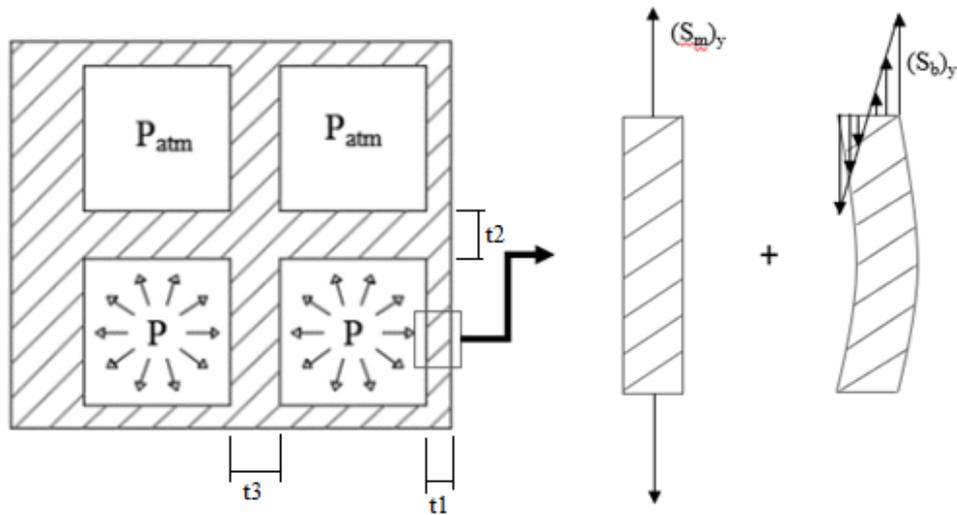


Figura 2.21 - Comportamento das tensões devido à pressão nos ramais de um trocador de calor de seção quadrada.

Fonte: Adaptado de Rosinski (2017).

Na Figura 2.21 pode-se observar que há dois comportamentos de tensão na parede, primeira uma tração (tensão de membrana S_m) devido a ação da pressão interna e a segunda uma tensão de flexão (S_b) por conta da geometria retangular do canal, visto que ela tende a se flexionar. Para o cálculo da tensão uniaxial máxima na parede t_1 , a tensão de membrana S_m pode ser calculada pela seguinte equação:

$$S_m = \frac{Ph}{2t_1} \quad (5)$$

onde P [Pa] é a pressão, h [m] a largura do canal e t_1 [m] a espessura da parede externa. Em termos de projetos, deve-se considerar tensões de flexão tanto no meio desta parede quanto na interseção de t_1 com t_2 , as quais são dadas pelas seguintes equações, respectivamente:

$$S_b = \frac{Pc}{24I_1}(2h^2 - 3H^2) \quad (6)$$

$$S_b = \frac{Ph^2}{12I_1} \quad (7)$$

onde c é distância do eixo neutro (eixo em que a tensão é zero) até a extremidade da seção transversal, H [m] é a altura do canal e I [kg.m²] o momento de inércia, no caso, $I = t_1^3/12$. Para distribuições de tensões lineares, $c=t/2$. O maior valor dentre as tensões determinadas

anteriormente é escolhido para o cálculo da tensão total S_T , dada pela soma tensão de membrana com a de flexão. Considerando que a tensão total é igual a deformação uniaxial elástica total ε_T [$\mu\text{m}/\text{m}$] multiplicada pelo módulo de elasticidade E [Pa], tem-se:

$$S_T = \varepsilon_T E = S_m + S_b \quad (8)$$

Na parede de espessura t_2 , o comportamento das tensões é o mesmo e as tensões de membrana e flexão são governadas pelas seguintes equações:

$$S_m = \frac{Ph}{2t_2} \quad (9)$$

$$S_b = \frac{Ph^3 c}{12I_2} \quad (10)$$

onde $I_2 = t_2^3/12$ e $S_T = S_m + S_b$.

Por fim, na parede t_3 , as tensões atuantes são:

$$S_m = \frac{Ph}{2t_3} \quad (11)$$

$$S_b = 0 \quad (12)$$

Note-se que, na parede t_3 , como o canal ao lado apresenta a mesma pressão, estas se anulam. Piyush (2013) e Nestell (2015) mostram que, para os canais semicirculares (meia-cana), uma abordagem menos conservadora para determinar a tensão, relacionando o raio interno (r_i) e raio externo (r_o) do canal pode ser empregada, para estabelecer uma espessura ótima t_2 (ver Figura 1.32) entre as chapas.

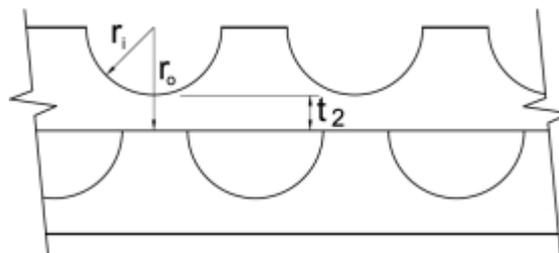


Figura 2.22 - Geometria de canais semicirculares.

Fonte: Nestell (2015).

Neste caso $r_o - r_i = t_2$ e as tensões de membrana podem ser determinadas pela expressão:

$$S_m = \frac{P}{2} \left(\frac{r_o^2 + r_i^2}{r_o^2 - r_i^2} \right) \quad (13)$$

2.8.2 TENSÕES DEVIDO AO TRANSIENTE TÉRMICO

As variações de temperatura que acontecem no interior do núcleo de um trocador de calor geram tensões devido às dilatações diferenciais. Estas tensões se intensificam à medida que aumenta a amplitude da variação desta temperatura. As restrições que a geometria impõe às deformações são também causadoras de tensões, uma vez que estas restrições também não são uniformes em todo o núcleo.

Segundo Nestell (2015), estes transientes térmicos podem ocorrer de diferentes maneiras. Durante o *start-up*, o trocador, que se encontra em temperatura ambiente, tem sua temperatura elevada até seu valor de operação. Neste caso, a variação de temperatura ocorre de maneira lenta, dando tempo para que o transiente seja mais uniforme em todo o núcleo. Choques térmicos podem ocorrer durante o resfriamento do trocador de calor, que ocorre de maneira muito mais rápida durante uma parada de operação, causando picos de deformação que, aliados à alta amplitude de temperatura, geram elevadas tensões no núcleo e nas regiões dos bocais, como mostrado na Figura 2.23.

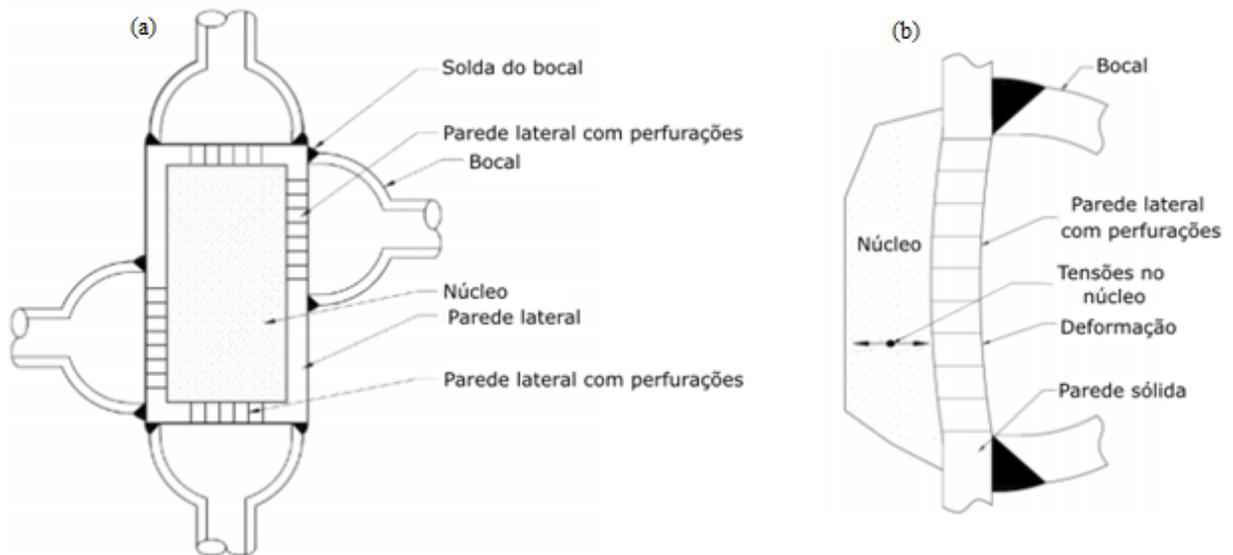


Figura 2.23 - (a) Principais componentes de um trocador de calor compacto (b) Interações termomecânicas do núcleo com a parede e o bocal durante o resfriamento.

Fonte: Adaptada de Nestell (2015).

Durante a operação, também podem ocorrer variações de temperatura no núcleo, devido a mudanças de vazão de algum dos fluidos. Estas variações costumam ser pequenas, porém causam deformações em escala microscópica, devido às mudanças bruscas nas taxas de transferência de calor de um ramal para o outro que, dependendo da intensidade, podem originar choques térmicos.

De acordo com Nestell (2015), o método de elementos finitos é o mais confiável para determinar as tensões térmicas no núcleo de um trocador de calor compacto. Para tal, é necessário estabelecer uma temperatura média do núcleo, através do conhecimento das temperaturas de entrada dos 2 fluidos A e B em que $T_A > T_B$. O cálculo desta temperatura média (T_{av}) é realizado pela seguinte equação:

$$T_{av} = \frac{T_1 + \frac{\beta_1}{\beta_2} T_2}{2} \quad (14)$$

onde T_1 e T_2 são as temperaturas média [°C] em um canal dos fluidos A e B respectivamente onde:

$$T_1 = T_A - \frac{Q_A}{h_A} \quad (15)$$

$$T_2 = T_B - \frac{Q_B}{h_B} \quad (16)$$

onde Q [W/m^2] é o fluxo de calor local, h [$\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$] o coeficiente de transferência de calor apropriado para o fluido e a geometria do canal e T_A e T_B são as temperaturas de entrada dos fluidos A e B. O coeficiente β_1/β_2 é a razão entre as densidades de área de transferência de calor para cada tipo de canal, as quais são determinadas por:

$$\beta_1 = \frac{\text{superfície total de transferência de calor A}}{\text{volume unitário do núcleo}} \quad (17)$$

$$\beta_2 = \frac{\text{superfície total de transferência de calor B}}{\text{volume unitário do núcleo}} \quad (18)$$

Estas temperaturas médias são empregadas na matriz de cálculo das deformações nas três direções, obtidas por meio de elementos finitos. A Figura 2.24 mostra, em vista explodida, a estrutura de eixos do trocador de calor compacto.

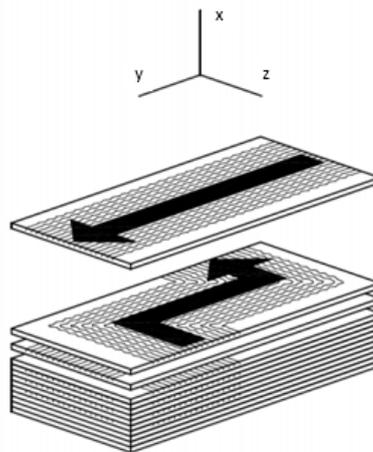


Figura 2.24 - Eixos para identificar as propriedades ortotrópicas.

Fonte: Adaptada de Nestell (2015).

A complexidade dos canais no interior do núcleo fica evidente na imagem, por isso o método numérico aparece como a solução mais viável para sua análise. Aplicando o modelo elástico para as direções x , y e z é possível criar uma matriz numérica da seguinte forma:

$$\begin{bmatrix} \varepsilon_x - \alpha\Delta T \\ \varepsilon_y - \alpha\Delta T \\ \varepsilon_z - \alpha\Delta T \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} \\ \gamma_{xy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1}{E} & \frac{-\nu}{E} & \frac{-\nu}{E} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{-\nu}{E} & \frac{1}{E} & \frac{-\nu}{E} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{-\nu}{E} & \frac{-\nu}{E} & \frac{1}{E} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \tau_{yz} \\ \tau_{zx} \\ \tau_{xy} \end{bmatrix} \quad (19)$$

As deformações $\varepsilon - \alpha\Delta T$ [m/m] são resultantes da ação das tensões normais σ [MPa]. Já as deformações γ [MPa] ocorrem devido às tensões cisalhantes τ [MPa]. O coeficiente de poisson ν , o módulo de elasticidade E [MPa] e o módulo de cisalhamento G [GPa] são parâmetros que estão relacionados ao material do trocador de calor. Devido à complexidade, cálculos são realizados com o auxílio de softwares de elementos finitos, como o Ansys®.

2.8.3 ENSAIOS DE FADIGA

Em sua divisão 2, a norma ASME VIII (2010) apresenta no anexo 5.F na pag. 5-139, procedimentos para análises experimentais da fadiga e tensões. De acordo com a norma, uma amostra apresenta comportamento aceitável quando uma carga cíclica é aplicada até um número de ciclos mínimo, sem sofrer falhas ou sem sofrer alterações significativas em sua forma, a fim de evitar a deformações plásticas no material. A falha de acordo com a norma ASME VIII (2010) é definida como uma propagação de uma trinca através de toda a espessura, que produziria um vazamento mensurável em um membro de retenção de pressão. Para a realização de ensaios experimentais, a semelhança geométrica deve ser mantida, pelo menos nas partes cuja capacidade de suportar a carga cíclica está sendo investigada e nas áreas adjacentes que afetam as tensões.

Conforme ocorre a ciclagem da carga na amostra, sua deformação passa a aumentar gradativamente, indicando o aparecimento de deformações plásticas no material, decorrente de alterações na sua microestrutura. A norma apresenta um critério para evitar o colapso plástico, definindo um limite para a deformação plástica. O critério é estabelecido pela equação a seguir:

$$S_m + S_b < \sigma_e \quad (20)$$

onde S_m é a tensão de membrana localizada, S_b a tensão de flexão e σ_e a tensão de escoamento. Outro critério estabelecido pela norma para proteção contra as deformações plásticas do material é o da tensão de von Mises:

$$S_m + S_b < 1,5\sigma_{vm} \quad (21)$$

onde σ_{vm} é a tensão de von Mises, calculada pela seguinte equação,

$$\sigma_{vm} = \frac{1}{\sqrt{2}} \left[(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 \right] \quad (22)$$

onde σ_x, σ_y e σ_z são as tensões principais uniaxiais elásticas nos eixos x, y e z. Esses dois critérios podem ser utilizados para estabelecer o momento da falha durante os testes e assim definir o número de ciclos de vida para determinada carga.

2.8.4 AMPLITUDES DE CARGAS

De acordo com a norma ASME VIII (2010) o método mais adequado para a contagem destes ciclos é o *Rainflow*, no entanto, as cargas cíclicas, às quais um trocador de calor está sujeito, nem sempre apresentam as mesmas magnitudes, uma vez que algumas variações de pressão e temperatura são tão pequenas que não causam danos no equipamento. Em seu parágrafo 5.5.2 na norma ASME VIII (2010) são apresentados critérios para categorizar os ciclos que apresentam cargas capazes de inferir danos no material ao longo do tempo. Caso a contagem destes ciclos nocivos seja maior do que 1000 em um período de 20 anos de operação, a análise de fadiga deve ser considerada na etapa de projeto de um trocador de calor unido por difusão. A seguir serão descritos os critérios, segundo norma, para a seleção dos ciclos nocivos para materiais com tensão de ruptura abaixo de 552 Mpa.

Passo 1:

Recolher o histórico de carga operacional de acordo com as especificações do usuário. O histórico deve apresentar todos os eventos cíclicos aos quais o equipamento estará sujeito.

Passo 2:

Realizar a contagem do número de ciclos com amplitude da pressão máxima pelo método *rainflow*, nomear como N_{FP} .

Passo 3:

Selecionar os ciclos de amplitudes de pressão maiores que 20% da pressão de projeto, nomeando como N_{PO} . Os ciclos com variações de pressão abaixo deste valor não devem ser contados.

Passo 4:

Contar os ciclos de amplitude de temperatura no material de acordo com as faixas de amplitudes mostradas na Tabela 2.2, o número de ciclos de cada faixa deve ser multiplicado por seu respectivo fator de temperatura K_{TE} . Ao final, soma-se o número total, definindo como N_{TE} .

Tabela 2.2 - Fator multiplicador referente a faixas de amplitude de temperatura para o critério de seleção de ciclos em fadiga.

Amplitude de temperatura no metal °C	Fator de temperatura (K_{TE})
28 ou menos	0
29 a 56	1
57 a 83	2
84 a 139	4
140 a 194	8
195 a 250	12
Acima de 250	20

Fonte: Adaptada de ASME VIII (2010)

Passo 5:

Se $N_{FP} + N_{PO} + N_{TE} \leq 1000$, então não há necessidade de uma análise de fadiga no equipamento.

Com este critério de seleção, é possível mapear todos os ciclos de cargas que causam danos significativos ao equipamento em análise, caracterizando a necessidade de se considerar a fadiga no projeto.

Neste trabalho, adota-se a norma ASME VIII (2010) como base para a construção da metodologia experimental para a análise de fadiga, uma vez que os modelos teóricos de tensões e deformações desta norma foram adotados e comprovadas previamente no Labtucal por Rosinski (2017). Porém, a norma não pôde ser rigorosamente seguida, tendo em vista que não contempla os transientes térmicos e de pressão, observados em operação, e nem a geometria complexa dos trocadores de calor objetos do presente trabalho.

2.9 ANÁLISES EXPERIMENTAS EM COMPONENTES COM GEOMETRIAS COMPLEXAS

No presente trabalho serão realizados experimentos em corpos de prova cuja geometrias representam o trocador de calor compacto unidos por difusão, desenvolvido no Labtucal – UFSC, no contexto dos Projetos Trocadif. Desta forma, é necessário verificar na literatura experimentos realizados em modelos com geometrias similares, servindo de base para o desenvolvimento dos testes aqui apresentados.

Kawashima et al (2007) mostram um exemplo de um corpo de prova cujas características geométricas representam canais de um trocador de calor compacto de placas aletadas (Figura 2.27). O corpo de prova foi submetido a forças de tração nas bordas, para a obtenção das curvas de fadiga, como a S-N.

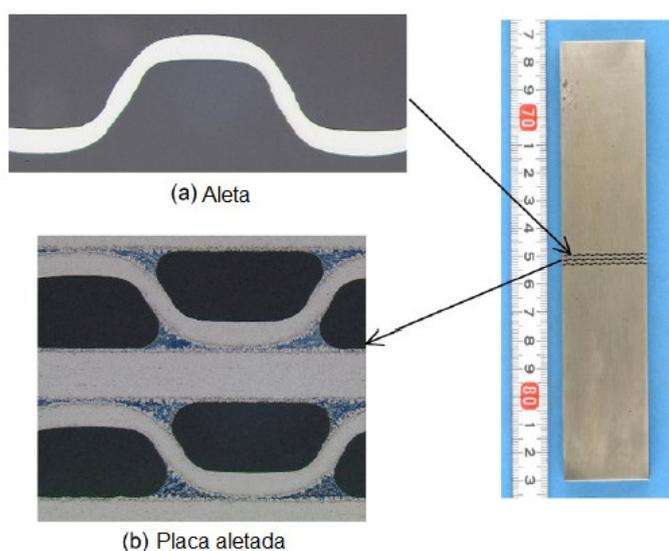


Figura 2.25 - Modelo de corpo de prova de aletas.

Fonte: Adaptada de Kawashima et al (2007).

Foram empregadas temperaturas constantes e controle de deformação em 0,6 e 0,3 % nos testes da vida em fadiga de Kawashima et al (2007). Segundo a norma ASTM E606 – 04 este controle de deformação é feito com uma medição da amplitude de deformação total cíclica, estabelecendo uma deformação máxima e mínima para o teste. Com isso, a máquina deve permitir o controle dos ciclos entre estes limites, sendo repetível ao longo da duração do teste. É possível verificar os resultados dos testes para um controle de deformação de 0,6% na Figura 2.26.

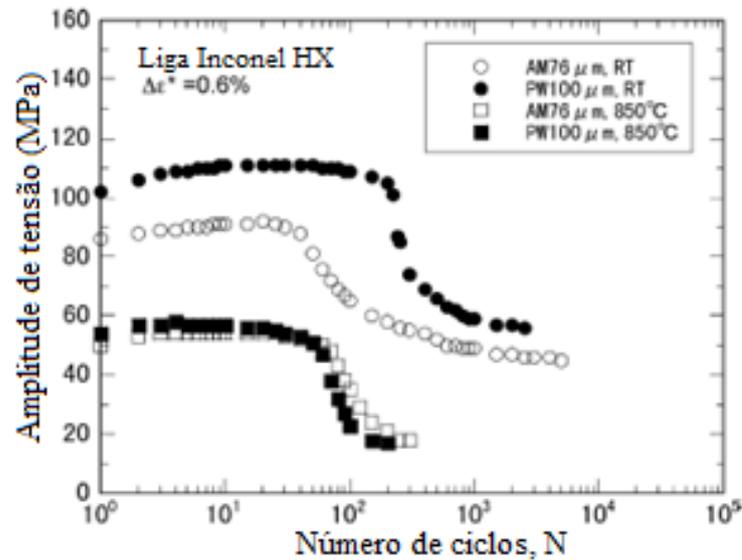


Figura 2.26 - Curvas da variação da tensão em função do número de ciclos.

Fonte: Adaptada de Kawashima et al (2007).

A Figura 2.26 mostra os resultados obtidos por Kawashima et al (2007), para uma estrutura do material Inconel HX, com ligas de brasagem BNi-2 e FP-613 (siglas AM e PW na legenda, seguida da espessura de deposição, 76 ou 100 μm), apresentados em curvas da variação da tensão ao longo do número de ciclos para testes de fadiga à temperatura ambiente (RT) e para temperatura de 850°C. Nota-se que, à medida que os ciclos aumentam, ocorre a diminuição da resistência mecânica do material, ou seja, para se alcançar uma deformação de 0,6% uma menor força precisa ser aplicada ao corpo de prova. Como esperado, em temperaturas elevadas, a vida em fadiga é consideravelmente reduzida. Mesmo que seja necessária uma tensão menor para alcançar a deformação de 0,6%, a redução na resistência mecânica ocorre antes quando comparado à temperatura ambiente.

Mizokami et al. (2012) realizou testes de fadiga térmica em trocadores de calor compactos do tipo aletado (PFHE). Os testes foram realizados em amostras como mostrado na Figura 2.27. Estas amostras foram aquecidas em um forno de indução até uma temperatura de 600°C, retiradas do forno e resfriadas por ar comprimido até 20°C. Este processo foi repetido por 3500 vezes e após os testes verificou-se inúmeras trincas na face da entrada de ar no interior da amostra. A união das placas com as aletas da Figura 2.27 foi realizada com adição de material pelo processo de brasagem.

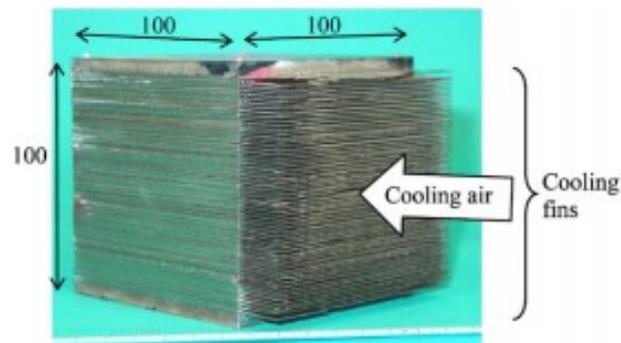


Figura 2.27 - Modelo de teste de fadiga térmica.

Fonte: Mizokami *et al.* (2012).

Ao término do teste, foi possível verificar a falha por fadiga, com o aparecimento de trincas nas aletas do trocador (ver Figura 2.28). Os testes de fadiga térmica desenvolvidos por Mizokami *et al.* (2012) se apresentam como uma boa alternativa para caracterização do efeito das tensões térmicas no núcleo do trocador, porém o procedimento empregado é lento e pouco automatizado.

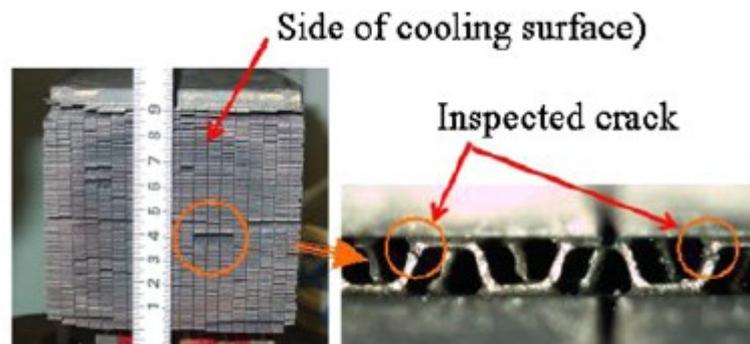


Figura 2.28 - Visualização da ruptura por fadiga térmica.

Fonte: Mizokami *et al.* (2012).

Um outro experimento foi realizado por Li *et al.* (2011) para testar a fadiga térmica em uma amostra de um trocador de calor, composto de uma chapa de tungstênio (W) que foi unida por difusão à uma chapa de uma liga de Cobre (CuCrZr), com o uso de uma camada intermediária de titânio (Ti) ou níquel (Ni). A Figura 2.29 mostra uma fotografia e um desenho do corte transversal dos dispositivos testados, para amostras com as camadas intermediárias. O aparato experimental consistia de um bloco aquecedor por onde um fluido aquecido escoava. O resfriamento era feito por convecção natural. Cada ciclo era realizado da seguinte maneira: durante 30 segundos a taxa de calor sobre a superfície plana era aumentada até 10 MW/m^2 , a

qual era mantida por 100 segundos, sujeita, em seguida, de um resfriamento natural por 30 segundos. O processo foi repetido por 200 vezes.

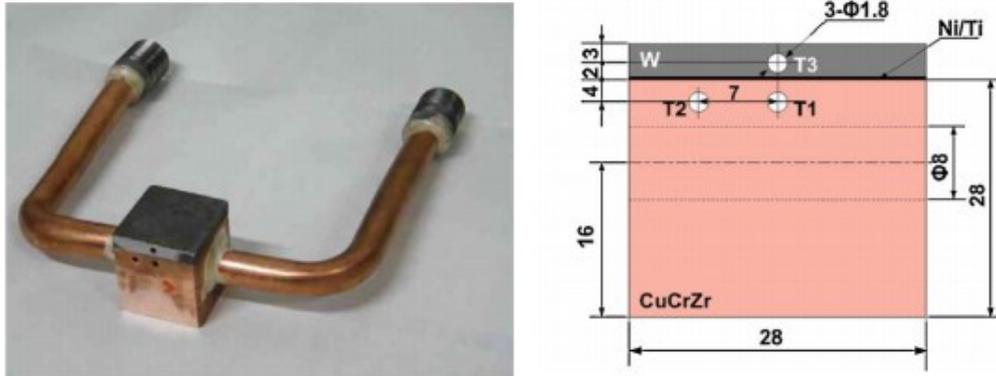


Figura 2.29 - Fotografia e vista de corte transversal do equipamento para testes de aquecimento cíclico.

Fonte: Adaptada de Li *et al.* (2011).

Como resultado do trabalho de Li *et al.* (2011), foi possível observar o efeito variação da temperatura entre os materiais unidos por difusão. Este efeito provocou o surgimento de trincas após os testes, como mostrado na Figura 2.30. Foi possível com isso observar como a taxa de transferência de calor pode afetar uma liga unida por difusão.

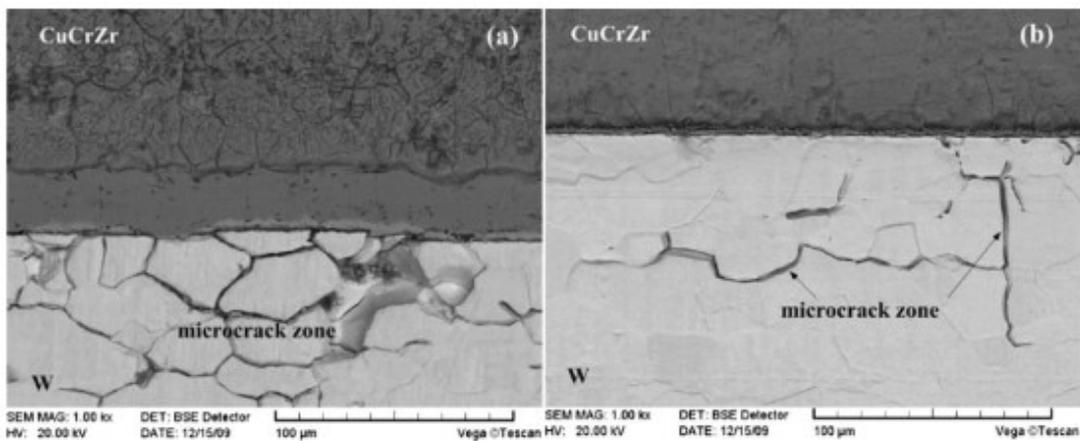


Figura 2.30 - Microtrincas nos modelos testados: (a) intercamada de níquel (b) intercamada de titânio.

Fonte: Li *et al.* (2011).

Uma ciclagem de pressão foi realizada por Rong *et al.* (2012) em um vaso de pressão de armazenamento de hidrogênio em que a pressão máxima de operação é de 70 Mpa (700 bar), como observado na Figura 2.31 (a). Os testes foram realizados com uma máquina de ciclagem capaz de variar a pressão interna rapidamente de 0 até 70 Mpa, o gráfico da frequência dos ciclos é mostrada na Figura 2.31(b). Hidrogênio foi empregado, tendo sido realizados ao todo

500 ciclos. Após os 500 ciclos, foi verificada a condição do vaso de pressão e reiniciado o teste. Seu rompimento em 5122 ciclos pode ser observado na Figura 2.32.

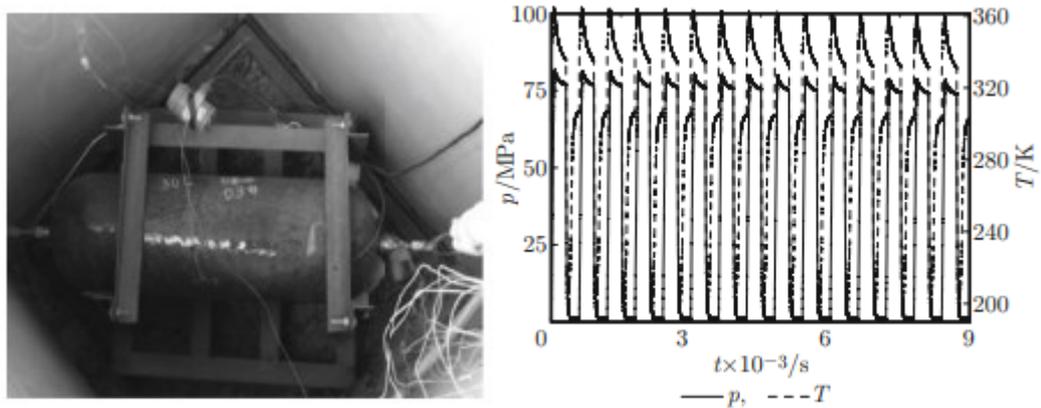


Figura 2.31 - Teste de fadiga em um vaso de pressão e frequência do teste de fadiga.

Fonte: Rong *et al.* (2012).



Figura 2.32 - Falha após o teste de fadiga.

Fonte: Rong *et al.* (2012).

Miwa *et al.* (2013) realizou testes de ciclagem mecânica em trocadores compactos do tipo DCHE (Diffusion-bonded Compact Heat Exchanger), em duas condições de testes, com diferentes fluidos de trabalho, temperaturas de operação, números de ciclos e pressão, como observado na Tabela 2.3.

Tabela 2.3 - Condições de testes de flutuação de pressão.

	Teste 1	Teste 2
Meio do teste	Água	Hydrogênio
Temperatura do teste	20°	-40°C
Amplitude da pressão flutuante	86.5 MPa	90 MPa
Ciclos da pressão flutuante	100000 ciclos	70000 ciclos

Fonte: Adaptado de Miwa *et al.* (2013).

Com estas condições de testes, estes autores realizaram uma validação da fadiga mecânica com a utilização de uma bancada de ciclagem de pressão (Figura 2.33) com temperatura controlada. Oscilações da pressão foram aplicadas no interior da amostra a fim de simular a condição de operação do equipamento. A bancada também era capaz de registrar os dados de pressão, como observado na Figura 2.34. MIWA *et al.*(2013) verificaram que, nas condições testadas descritas na Tabela 2.3, o corpo de prova não apresentou falhas estruturais, ou seja, trincas ou vazamentos.

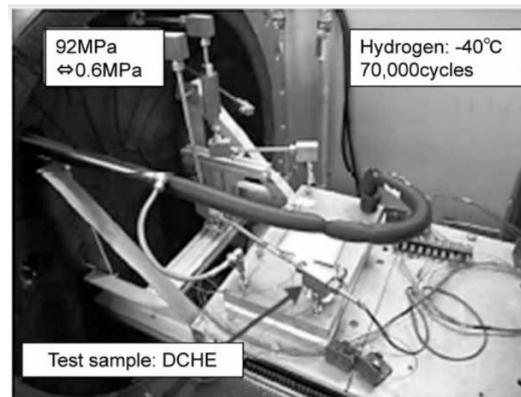


Figura 2.33 - Aparato de teste de ciclagem de pressão para condição de teste 2.

Fonte: Miwa *et al.* (2013).

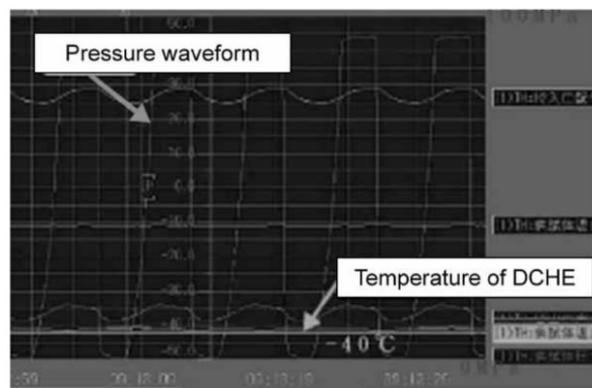


Figura 2.34 - Pressão flutuante à temperatura constante.

Fonte: Miwa *et al.* (2013)

Testes em trocadores do tipo *Printed Circuit Heat Exchanger* (PCHE), foram realizados por Pra *et al.* (2007) para verificar as resistências termomecânicas. Foi observado experimentalmente um PCHE de tamanho 160 x 196 x 896 mm com canais em zig-zag, sendo que os fluidos usados na troca térmica circulavam em contracorrente, como mostrado na Figura 2.35.

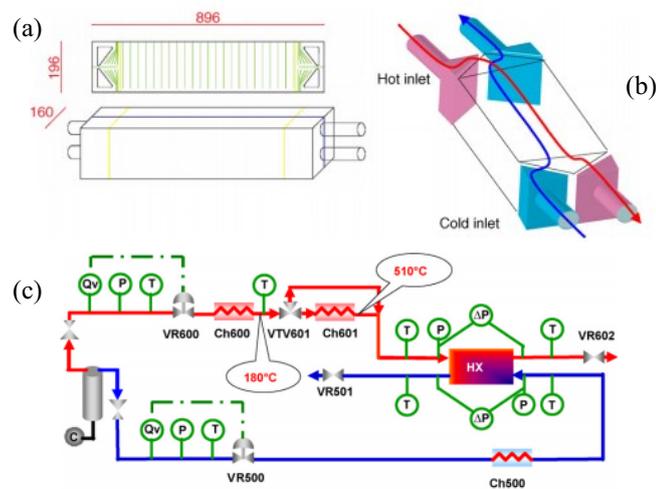


Figura 2.35 - Modelo do trocador testado: (a) dimensões do PCHE; (b) entrada e saída dos fluidos quente e frio; (c) bancada de testes *Claire-loop*.

Fonte: Pra et al. (2007).

O trocador de calor foi testado numa bancada denominada *Claire loop* (Figura 2.35 (c)), capaz de simular a operação real do PCHE. Nesta bancada, o conjunto foi submetido a variações severas de temperatura, representativas de situações reais para um permutador para aplicações em plantas de usinas nucleares. A temperatura do fluido quente foi elevada até 510 °C e mantida por uma hora e meia, na sequência o bloco foi resfriado até 180 °C pela passagem do fluido frio e estabilizada por 30 minutos, encerrando o ciclo. Em um dia foram realizados 4 ciclos, como observado na Figura 2.36, a cada 5 dias eram realizados testes de vazamentos. Este procedimento foi repetido 100 vezes sem ocorrer qualquer tipo de falha estrutural.

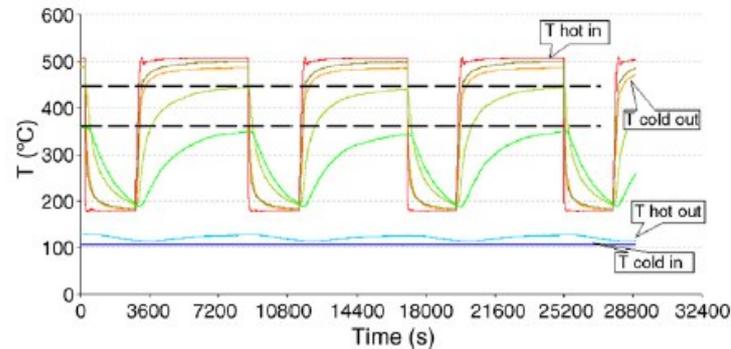


Figura 2.36 - Ciclos térmicos durante 1 dia.

Fonte: Pra et al. (2007).

O núcleo foi instrumentado externamente com “*strain gauges*” locais, a fim de estimar as tensões geradas por choques térmicos durante o procedimento. Antes dos testes experimentais, foi realizada uma análise CFD conjugada com elementos finitos, visando prever os comportamentos térmicos e mecânicos do PCHE durante os choques térmicos. As principais conclusões, de acordo com Pra et al. (2007), são:

- Durante um choque térmico, um estado compressivo é observado na entrada do fluido quente, enquanto que, ao mesmo tempo, o comportamento do centro mostra efeitos de tração e vice versa.
- Os medidores localizados no lado quente próximos a entrada apresentam uma evolução das variações das deformações e tensões máximas maiores.
- Esta evolução das tensões em função do tempo, próxima à entrada quente, sinaliza a presença de deformações plásticas nesta área, podendo ser um sinal de fadiga.
- A geometria dos microcanais pode ter grande influência na vida em fadiga do trocador de calor.
- Após 100 ciclos, o PCHE não apresentou falhas e a performance térmica se manteve a mesma.

3 ESTUDO EXPERIMENTAL DA FADIGA MECÂNICA

Neste capítulo, a metodologia experimental desenvolvida para estudar a fadiga mecânica resultante de ciclos de pressão que ocorrem no interior do trocador de calor compacto unido por difusão será apresentada e discutida.

3.1 METODOLOGIA

A metodologia desenvolvida para estimar a vida em fadiga de um trocador de calor compacto teve como base os conteúdos apresentados na revisão bibliográfica. Os testes de fadiga mecânica são realizados com aplicação de pressão interna nos corpos de prova, conforme exigências da norma ASME VIII Div. 2 (2010). A Tabela 3.1 mostra os parâmetros definidos para os ciclos dos testes, como a pressão máxima e mínima e o tempo que cada pressão é mantida.

Tabela 3.1 - Parâmetros dos testes de ciclagem de pressão.

Pressão máxima (P_{\max})	200 bar
Pressão mínima (P_{\min})	20 bar
Tempo em P_{\max}	3 s
Tempo em P_{\min}	3 s
Tempo de elevação da pressão	1 s
Tempo de queda de pressão	1.5 s
<i>Run-out</i>	50.000 ciclos

Rosinski (2017) realizou diversos testes de pressão em corpos de prova com semelhança geométrica ao trocador de calor compacto unido por difusão de seção quadrada, seus resultados mostraram que, para o dimensionamento adequado de um trocador de calor compacto unido por difusão, é mais adequado utilizar o Anexo 13 pag. 455 na divisão 1 da norma ASME VIII (2010). Foram testados 13 corpos de prova. Deve-se lembrar que o número de ciclos que definem a vida dos componentes, depende dos critérios de falha estabelecidos. A Figura 3.1 mostra esquematicamente a sequência dos ciclos de pressão ao longo do tempo.

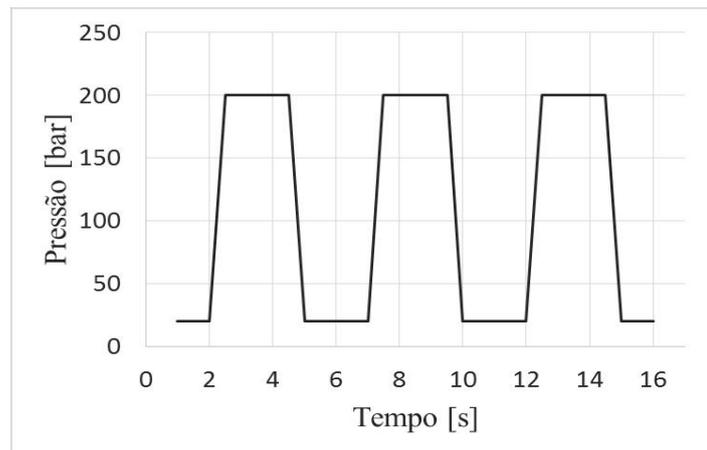


Figura 3.1 - Ciclos de pressão para os testes de fadiga mecânica.

As deformações foram medidas pelo extensômetro aplicado na região de interesse. A carga aplicada foi controlada a fim de verificar as mudanças nas deformações ao longo do tempo.

Com o objetivo de estudar a diferentes magnitudes de tensão sem alterar a pressão aplicada, foram analisadas 5 espessuras diferentes desta região de interesse (0.5, 0.65, 0.75, 0.85 e 1.00 mm). As dimensões dos canais são 3x3 mm com paredes de separação de canais (aletas) de 1,5 mm de espessura. As placas de separação entre ramais possuem espessura de 1 mm. Além disso as paredes não referentes a região de análise foram fortalecidas com uma espessura maior de 5 mm. É importante ressaltar que, no presente trabalho, realizou-se testes similares aos realizados por Miwa *et al.* (2013) para a geometria dos trocadores em desenvolvimento, onde a pressão é ciclada, porém à temperatura ambiente. O fluido de teste escolhido foi óleo LUBRAX HYDRA XP 46, já que o hidrogênio, como observado pelo autor, pode ser reagente e causar explosões durante os testes.

3.2 DETERMINAÇÃO DO NÚMERO DE CICLOS

No presente estudo, os dados da variação da pressão e da temperatura foram obtidos através da análise de um trocador de calor compacto unido por difusão, que opera em condições reais na plataforma de petróleo P62 da Petrobras. Os dados foram fornecidos pela própria Petrobras e correspondem à operação dos meses de setembro a dezembro de 2016. A pressão de operação do trocador de calor na condição nominal de projeto foi de 200 bar. A contagem do número de ciclos a que o equipamento foi submetido foi realizada pelo método *rainflow*. O histograma deste trocador de calor é apresentado na Figura 3.2.

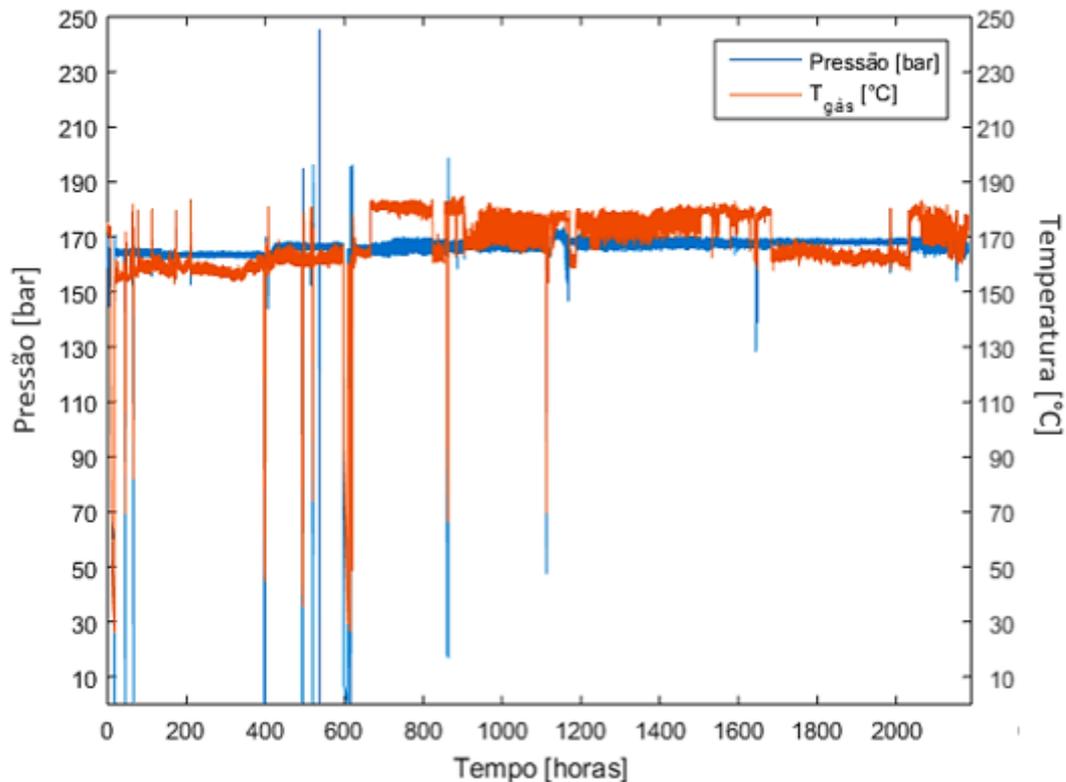


Figura 3.2 - Histograma da P62 de Set-Dez 2016.

Tanto os valores de pressão quanto os da temperatura foram medidos na entrada do trocador. Além da temperatura do gás também foi fornecido os dados da temperatura de entrada da água. Com estes dados, os ciclos de pressão e temperatura foram categorizados de acordo com o critério de seleção indicado pela norma ASME VIII (2010) mostrado no tópico 2.8.4 para verificar se é necessária uma análise de fadiga mecânica no trocador de calor compacto unido por difusão. A Tabela 3.2 mostra os ciclos de pressão categorizados em 3 faixas de variação de pressão: entre 0 a 20% da pressão de operação, entre 20 a 100% e acima da pressão de operação.

Tabela 3.2 - Seleção dos ciclos de pressão para o histograma da P62.

	Faixas de variação em relação a pressão de operação	Número de ciclos
N_{PO}	0 a 20%	37919
	20 a 100%	22
N_{FP}	Acima da pressão de operação	3

Observa-se na Tabela 3.1 que há uma quantidade grande de variações de pressão abaixo de 20% da pressão de operação (200 bar). Como diz o procedimento indicado no tópico 2.8.4

N_{FP} é o número de ciclos de pressão acima de 200 bar (pressão de projeto) e N_{PO} é o número de ciclos entre 20 a 100 % da pressão de projeto. O passo seguinte é verificar se é preciso realizar uma análise de fadiga com base no tempo de vida do projeto de 20 anos. A Tabela 3.3 mostra o número de ciclos nocivos durante o tempo de projeto.

Tabela 3.3 - Ciclos nocivos durante o tempo de projeto para o trocador de calor (20 anos).

N_{FP}	241
N_{PO}	1766
Tempo (anos)	20

Visto que o somatório dos valores do número de ciclos nocivos se encontra bem acima do critério de 1000 ciclos estabelecido pela norma, a fadiga pode limitar a vida do equipamento. Segundo a norma ASME VIII (2010) para realização de testes em um componente geometricamente similar ao equipamento original, cada ciclo de pressão deve variar de uma pressão mínima, estabelecida como 10% da pressão máxima, e a pressão máxima de operação estabelecida no projeto. Como já dito, a pressão máxima de projeto dos trocadores de calor não deve passar de 200 bar, com isso os ciclos de pressão devem variar de 20 a 200 bar durante os testes. A seguir serão descritos os equipamentos e materiais utilizados para realização dos experimentos.

3.3 BANCADA DE CICLAGEM DE PRESSÃO

Para realização dos testes de fadiga mecânica, foi projetado e fabricado um sistema de ciclagem de pressão. A Figura 3.2 mostra esquematicamente o sistema e, ao lado, uma foto da bancada.

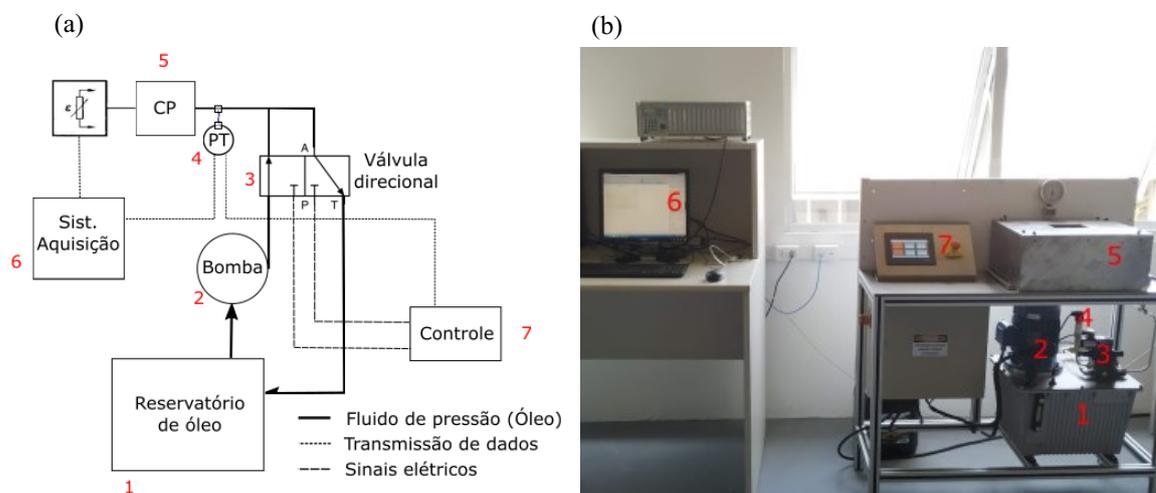


Figura 3.3 - (a) Esquema do sistema de ciclagem mecânica; (b) foto da bancada de ciclagem de pressão.

A bancada funciona da seguinte forma: óleo dentro do reservatório (1) é bombeado pela bomba (2) através de uma tubulação que o leva para a válvula (3), a qual é controlada por um relé que abre para direcionar energia para a abertura da válvula, permitindo que o óleo flua até o corpo de prova (5), o qual, para segurança do pesquisador, é posicionado dentro de uma caixa de metal reforçado. O óleo é pressurizado até o valor máximo inserido no display de controle (7), quando o relé desliga fazendo com que a válvula (3) redirecione o óleo que retorna ao reservatório, reduzindo a pressão no corpo de prova até o valor mínimo inserido no controle (7). O sistema de aquisição (6) recebe os dados de deformação, obtidos por uma série de extensômetros instalados estrategicamente no corpo de prova e de pressão, do sensor de pressão (4).

Parâmetros como: número de ciclos, pressão máxima, pressão mínima e suas respectivas frequências são inseridos antes de cada teste através do painel de controle. O sistema possui um sensor de nível no reservatório que desliga o equipamento no caso de um grande vazamento de óleo. A pressão máxima que esta bancada pode alcançar com segurança é de 250 bar.

3.4 CORPO DE PROVA

3.4.1 PROJETO DO CORPO DE PROVA

O projeto dos corpos de prova (CP) usados para ciclagem de pressão é o mesmo adotado por Rosinski (2018), quem estudou pressões internas em trocadores de calor compactos unidos por difusão, estabelecendo a geometria ideal de amostras para testes mecânicos/estruturais. Este corpo de prova é composto por 3 ramais (superior, central e inferior), feito por 3 chapas usinadas, 2 chapas de separação e 2 chapas de fechamento como mostra a Figura 3.4.

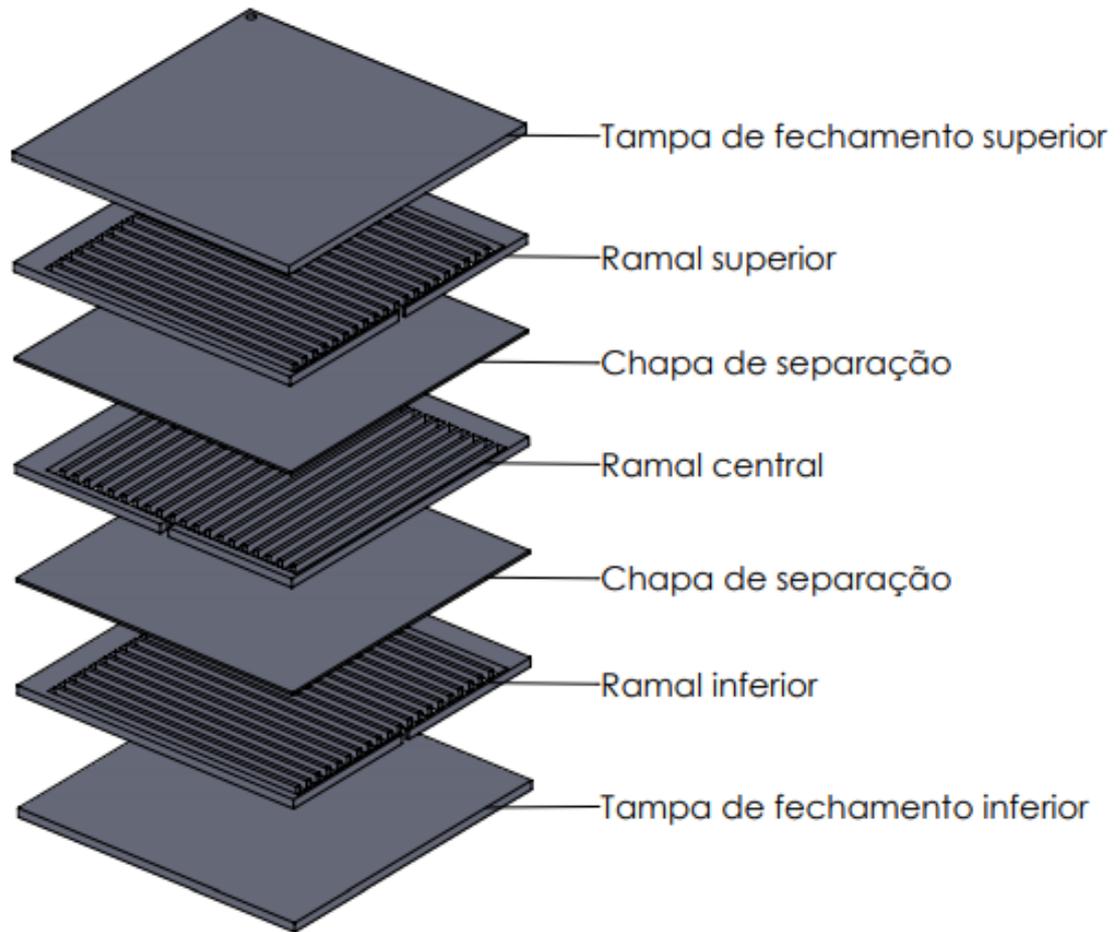


Figura 3.4 - Vista explodida das chapas empilhadas, formando ramais no corpo de prova.

Com este tipo de geometria a aplicação da pressão ocorre somente no ramal central. Como mostrado no tópico 2.8.1 é na parede em contato com o ambiente externo que estão localizadas as maiores tensões. Por conta disto, foi escolhida uma região na parede externa do ramal central para análise. Esta região foi nomeada de região de interesse, cuja geometria pode ser vista na Figura 3.5.

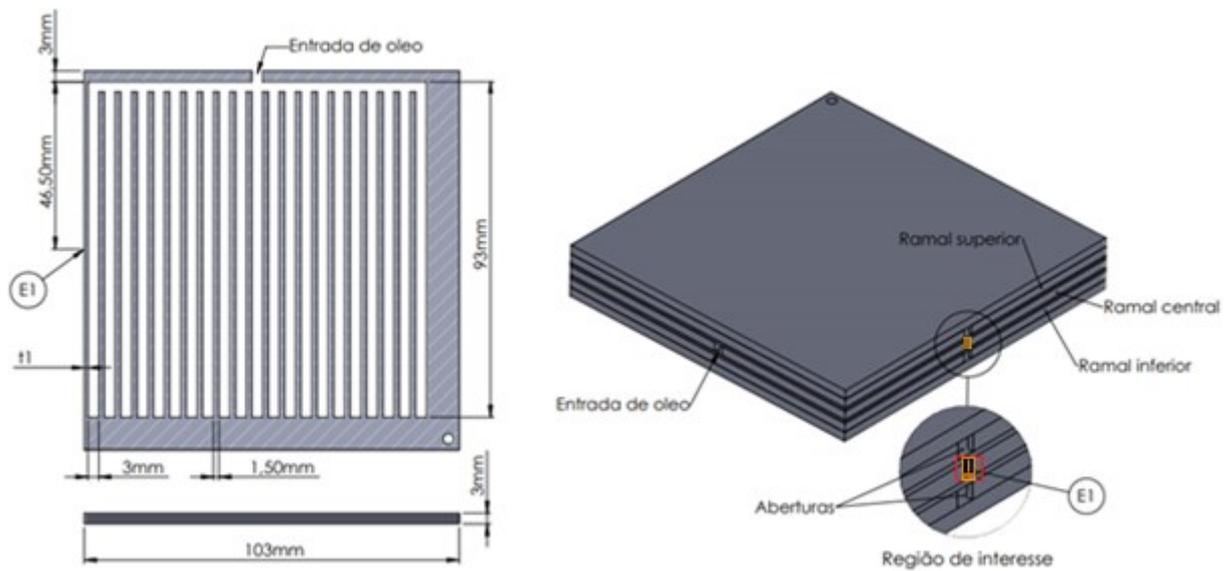


Figura 3.5 - Geometria do pente central e desenho 3D do corpo de prova.

Como o óleo irá preencher o ramal central, para que haja previsibilidade do local que ocorrerá a falha uma região na parede externa deve ter sua resistência estrutural diminuída, para isso, como observado na vista ampliada da Figura 3.5, a região de interesse destacada em vermelho se localiza entre duas ranhuras de 3x3mm. Tendo em vista que esta região não possui sustentação por conta das ranhuras, ao aplicar pressão no ramal central, esta superfície será submetida a maiores deformações. Como a deformação em um sólido é diretamente proporcional a tensão, por consequência nesta região destacada em vermelho estarão localizadas as maiores tensões das paredes externas do ramal central, garantindo a falha neste local. Assim sendo, a análise das variações das deformações ao longo do tempo será captada pelo extensômetro (E1) aplicado nesta região.

3.4.2 FABRICAÇÃO DO CORPO DE PROVA

A fabricação dos corpos de prova (CP) foi realizada no Laboratório de tubos de calor (LABTUCAL). O material utilizado no CP foi aço inoxidável AISI 316L de espessura de 3 mm. As chapas de separação apresentavam 1 mm de espessura. O procedimento de fabricação é descrito a seguir:

Passo 1: Corte das chapas.

O corte das chapas foi realizado por jato d'água (Figura 3.6), método que não altera significativamente as propriedades do material base.



Figura 3.6 - Corte da geometria por jato d'água.

Passo 2: Limpeza

Após o corte, foram retiradas rebarbas utilizando uma lixa de granulometria 100. Depois de lixadas, as chapas foram lavadas com água e sabão e deixadas para secar ao ar livre em ambiente limpo. Em seguida foram limpas com álcool etílico por 30 minutos, em um banho de ultrassom, visando a retirada de impurezas e substâncias contaminantes que interferem na união por difusão.

Passo 3: Montagem

Na sequência, as chapas foram empilhadas na ordem mostrada na Figura 3.7, alinhadas por hastes localizadas próximas às quinas (Figura 3.6).

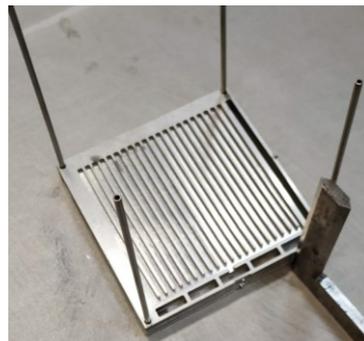


Figura 3.7 - Empilhamento das chapas.

Durante esta etapa foi aplicado álcool isopropílico para eliminar impurezas do ambiente que possam ter contaminado as chapas. O conjunto foi então preparado para ser colocado no forno de difusão, sendo aplicado pó de hBN (*Hex-Boron Nitride*) nas faces externas das tampas de fechamento, para evitar a união do CP com a matriz utilizada para a distribuição da pressão aplicada, como se observa na Figura 3.8.



Figura 3.8 - Empilhamento completo dos CP's com aplicação de HBN.

Passo 4: União por difusão.

A montagem foi levada ao forno de união por difusão (Figura 3.9) para aplicação do ciclo de pressão e temperatura, à vácuo (ciclo de forno). Conforme estabelecido por Rosinski (2017), a pressão e temperatura necessárias para realização da união são 9.5 MPa e 1040 °C respectivamente durante 60 minutos.

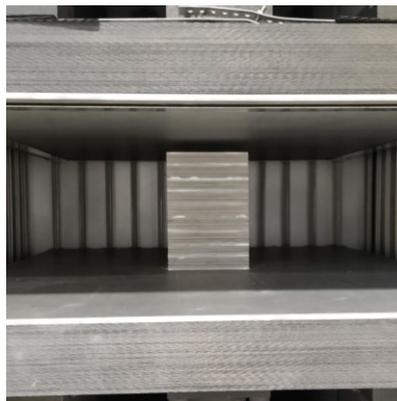


Figura 3.9 - CP já colocados dentro do forno para realização da união por difusão.

Passo 5: Preparação do corpo de prova para acoplamento.

Após a execução do ciclo de união, para obter a espessura de parede desejada, material foi retirado das laterais dos CP, por uma máquina fresadora, resultando em cinco diferentes espessuras t_1 na parede (ver Figura 3.4), na região de interesse: 0.5, 0.65, 0.75, 0.85 e 1.00 mm. A alimentação dos CP com óleo pressurizado é feita através de um tubo soldado na entrada de óleo do ramal central e acoplado na bancada de testes por conexões Swagelok®.

Durante a fabricação dos corpos de prova foram realizados dois ciclos de forno, no primeiro fabricou-se 6 e no segundo 9 CP, totalizando 15 CP, três amostras para cada espessura de parede t_1 , conforme mostra a fotografia da Figura 3.10.

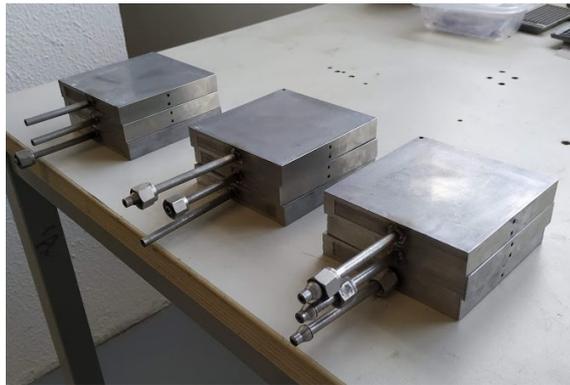


Figura 3.10 - Corpos de prova fabricados para ciclos de pressão.

Antes do acoplamento do CP à bancada foram realizados testes de vácuo para verificar possíveis vazamentos nas soldas. Dois corpos de prova apresentaram vazamentos, um com parede de 0.5 mm e outro com parede de 0.75 mm. Estes corpos foram descartados, resultando em um total de 13 CP, denominados de CP1 a CP13. A Tabela 3.4 mostra as espessuras da parede t_1 de cada CP.

Tabela 3.4 - Parâmetros de espessura t_1 dos corpos de prova.

Corpo de prova	Espessura t_1
CP1 e CP2	0,5 mm
CP3, CP4 e CP5	0,65 mm
CP6, CP7	0,75 mm
CP8, CP9 e CP10	0,85 mm
CP11, CP12 e CP13	1,00 mm

A Figura 3.11 mostra um corpo de prova acoplado à bancada de testes, localizado dentro da caixa metálica de proteção contra eventuais vazamentos ou rupturas. Na imagem observa-se fios conectados ao extensômetro, conforme descrito na próxima seção.



Figura 3.11 - Corpo de prova preparado para o teste de ciclagem de pressão.

3.5 INSTRUMENTAÇÃO DE MEDIÇÃO

As deformações foram medidas através de extensômetros unidirecionais da marca Excel Sensores, aplicados nas laterais dos corpos de prova, que possuem grades com comprimento de 3 mm e largura de 1,5 mm. Mais detalhes geométricos são mostrados na Figura 3.12.



Figura 3.12 - Dimensões dos extensômetros

Fonte: Adaptada de Sensores (2020)

As instalações dos extensômetros foram feitas segundo as instruções de aplicação do fornecedor: planificação da região, uso de lixas de várias granulometrias (no caso 400 e 800 em movimentos em “X”), limpeza (acetona) e fixação (fixador instantâneo Tek Bond 793). O extensômetro E1 foi posicionado no corpo de prova na região de interesse, como mostrado na Figura 3.5. A Figura 3.13(a) mostra o esquema da ponte de Wheatstone utilizado na instalação do extensômetro em $\frac{1}{4}$ de ponte, a Figura 3.13(b) mostra o sensor depois de finalizada a sua instalação. É possível observar as marcações com grafite na peça que auxiliam no posicionamento do sensor durante a colagem, assim como as marcas das lixas aplicadas em movimentos em “X”.

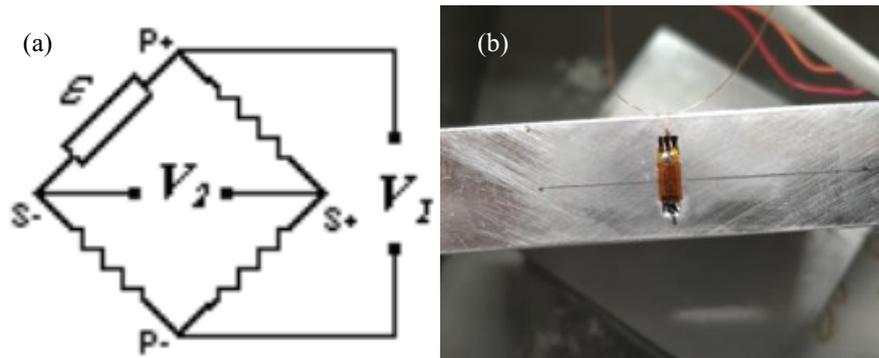


Figura 3.13 - (a) Esquema para $\frac{1}{4}$ da ponte de Wheatstone (b) Extensômetro instalado na região de interesse.

A aquisição de dados dos extensômetros é realizada através da fonte extensométrica *HBM MCG-Plus mod. AB22A*, capaz de converter pulsos e amplificar valores. A aplicação dos extensômetros segue o padrão indicado pela empresa Excel sensors. Outro sistema de aquisição, o *HBM MX-840*, também foi utilizado durante os testes. Este sistema teve de passar por ajustes com isolamento para evitar interferência do ambiente e da rede elétrica. A leitura dos dados é realizada pelo *software* Catman Easy com calibração automática para uma instalação do extensômetro em $\frac{1}{4}$ de ponte de Wheatstone à uma taxa de aquisição de 2 dados por segundo ou 0,5 Hz.

As pressões foram medidas pelo transdutor Omega PX409-3.5KGV com faixa de medição de 0 a 3500 psi (0 a 241 bar) e seus dados foram lidos e salvos pelo sistema de aquisição NI SCXI-1000 da National Instruments®. A leitura foi realizada pelo *software* Labview à uma taxa de 2 dados por segundo ou 0,5 Hz os quais foram armazenados para posterior tratamento. De acordo com a metodologia dos testes adotada, os dados foram lidos continuamente, verificando-se criteriosamente as pressões e deformações ao longo dos ciclos.

3.6 ANÁLISE DE ERROS E INCERTEZAS

Segundo Albertazzi (2018) medidas experimentais nunca são capazes de reproduzir dados reais, de forma que erros de medição estão sempre presentes. Assim, análise de erros e incertezas devem sempre estar associadas às medidas experimentais.

Uma calibração do sistema de ciclagem de pressão foi realizada, para verificar a imprecisão das medidas das pressões máximas e mínimas durante um ciclo. A incerteza da medição da amplitude da variação de pressão em um ciclo, ΔP , é $u(\Delta P) = \pm 11.5$ bar. Este alto valor de incerteza se deve ao fato de a válvula direcional da bancada não conseguir fechar a tempo de forma que a pressão se estabilize no nível programado.

A deformação está diretamente relacionada aos valores da pressão P e da espessura da parede t . Assim, a incerteza de medição da pressão e da espessura se propagam na medida da deformação, cuja incerteza combinada é dada pela expressão (Albertazzi, 2018):

$$u(\Delta\varepsilon) = \sqrt{\left(\frac{\partial S}{\partial P} u(\Delta P)\right)^2 + \left(\frac{\partial S}{\partial t} u(t)\right)^2} \quad (23)$$

onde $u(\Delta\varepsilon)$ é a incerteza da deformação, $\partial S / \partial P$ é a derivada da equação (8) em relação a pressão, $u(\Delta P)$ é a incerteza da pressão, $\partial S / \partial t$ a derivada equação (8) em relação a espessura t e $u(t)$ sua incerteza. A espessura t , neste caso, é referente à parede da região de interesse medida após os testes nos corpos de prova e sua maior incerteza foi de $u(t)=[t \pm 0,09]$ mm. A maior incerteza de medição da amplitude de deformação é de $[\Delta\varepsilon \pm 28,07]$ $\mu\text{m}/\text{m}$. Como esperado, a alta incerteza da pressão propagou para as medidas de deformação, que também apresentou incerteza alta. Detalhes do estudo das incertezas observadas no presente trabalho podem ser vistos no APÊNDICE A.

3.7 RESULTADOS

Para determinar a influência das oscilações da pressão na vida em fadiga de trocadores de calor compactos unidos por difusão, foram realizados diversos testes na bancada de ciclagem de pressão. Em cada corpo de prova (CP) a parede de análise apresenta diferentes espessuras (t_1) como visto na seção 3.4. As amostras, após os testes, foram avaliadas a olho nu, por fotografias em microscópio.

O primeiro corpo de prova (CP1) foi fabricado com uma espessura de parede de 0.5 mm. Os resultados das deformações sofridas pela variação de pressão, em cada um dos ciclos testados, são mostrados na Figura 3.14(a). A fim de facilitar a visualização dos resultados obtidos para cada CP, foi realizado um tratamento de dados, selecionando apenas as deformações máximas ε_{\max} e mínimas ε_{\min} , como é mostrado na Figura 3.14(b).

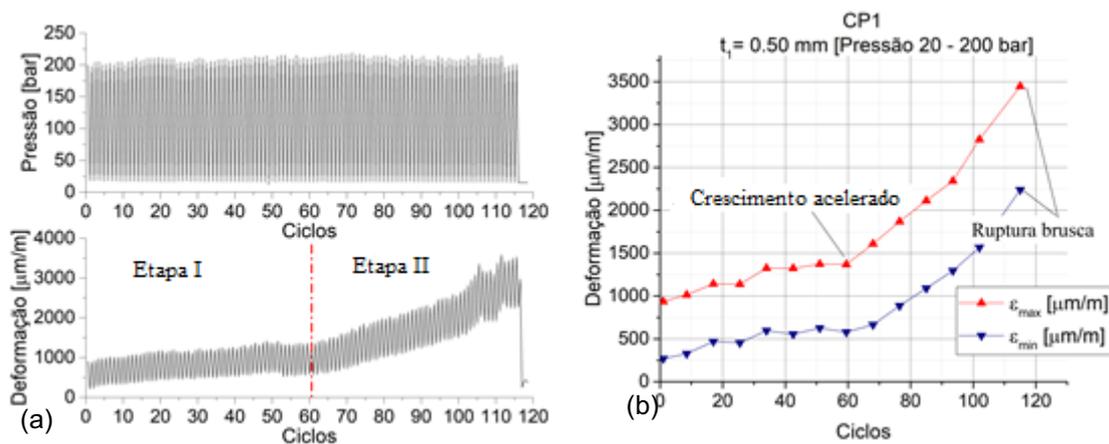


Figura 3.14 - (a) Dados completos de pressão e deformação ao longo dos ciclos do CP1, (b) Deformação máxima e mínima ao longo dos ciclos do CP1.

Na Figura 3.14(a) o comportamento das deformações foi separado em etapa I e etapa II. Na etapa I a variação das deformações não apresenta alterações significativas ao longo dos ciclos, até alcançar a etapa II onde a deformação máxima (deformação de pico) em cada ciclo passa a aumentar significativamente em relação ao ciclo anterior até haver a ruptura brusca do material. O crescimento de deformação plástica fica mais evidente na Figura 3.14(b) indicado pela linha de crescimento acelerado a partir de 60 ciclos até atingir um valor máximo ocasionando a falha por ruptura. Este aumento acelerado da deformação de pico mostra como as deformações plásticas se tornam dominante a partir de um ponto, de acordo com a norma ASME VIII (2010) em vasos de pressão este é o ponto que se deve considerar a falha do material como meio de impedir que haja o rompimento da parede. Portanto, neste trabalho a falha se dará no momento em que as deformações plásticas se tornam dominantes, utilizando os critérios matemáticos da tensão de von-Mises e tensão de escoamento como visto no tópico 2.8.3. A Figura 3.15 mostra o CP1 após o rompimento da parede na região de interesse. Os gráficos apresentados a partir daqui serão somente com deformações máximas e mínimas (dados tratados), os gráficos com todos os dados captados estão apresentados no APÊNDICE B.



Figura 3.15 - Região de interesse do CP1 após rompimento.

O CP2 assim como o CP1 apresenta uma parede de espessura nominal de 0.5 mm, porém o comportamento das deformações ao longo dos ciclos se diferencia, como pode ser visto na Figura 3.16. Na Figura 3.16 (a), observa-se um crescimento rápido da deformação em poucos ciclos de pressão e após isso uma queda gradual com variantes da amplitude das deformações (diferença entre deformação máxima e mínima) ao longo do tempo. A Figura 3.16(b) mostra uma ampliação dos 50 primeiros ciclos. Observa-se uma alta velocidade de deformação nos primeiros 12 ciclos, onde foi atingida a máxima deformação do CP2, isto é, 6000 $\mu\text{m}/\text{m}$ enquanto no CP1 a máxima deformação foi de 3500 $\mu\text{m}/\text{m}$ (justo antes da falha). Segundo Rosa (2002) durante o primeiro estágio da propagação da trinca ela apresenta tamanho microscópico, com comprimento na ordem de tamanho de grão, de acordo com diferenças locais de microestrutura, partículas de segunda fase, mudanças de direção de planos metalográficos, contornos de grãos e tudo que está relacionado com sua metalurgia. Acredita-se que estas diferenças de comportamento, com conseqüente diferentes falhas entre as amostras, se dá devido às estas características estruturais das amostras. É importante destacar que no CP2 não ocorreu uma ruptura brusca da parede e os ciclos continuaram, mesmo após a falha, sendo imperceptível a olho nu.

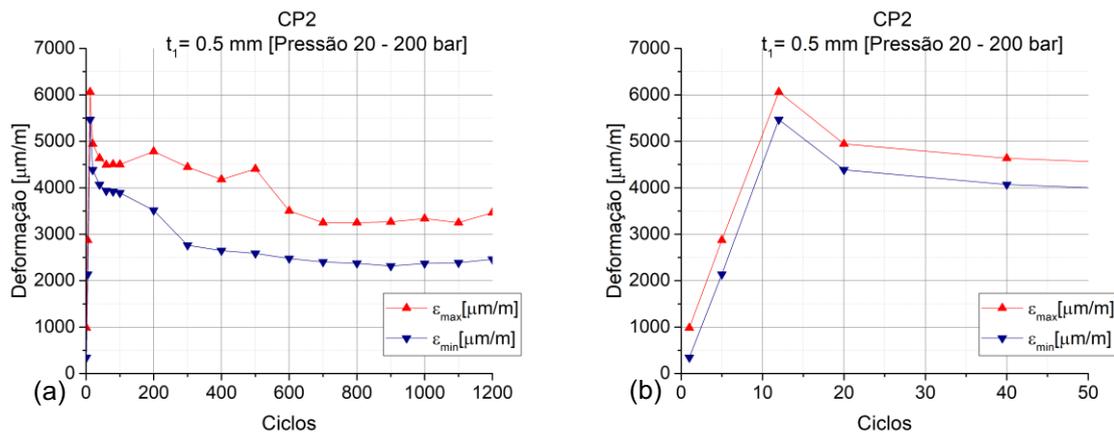


Figura 3.16 - (a) Gráfico dos ciclos totais no CP2. (b) 50 primeiros ciclos no CP2.

Os corpos de provas CP3, CP4 e CP5 foram feitos com a parede de interesse de espessura de 0,65 mm, visando uma resistência maior à fadiga. A Figura 3.17(a) mostra as deformações do CP3 em função do número de ciclos. Observa-se que existe um crescimento da deformação nos ciclos iniciais até chegar por volta de 200 ciclos, onde é atingido o primeiro máximo de deformação de 1400 $\mu\text{m}/\text{m}$. A partir desse momento ocorre uma queda gradual, até que por volta de 1500 ciclos onde novamente ocorre um aumento na deformação atingindo um novo

máximo por volta do ciclo 3700, com um valor de aproximadamente 3500 $\mu\text{m}/\text{m}$, para logo depois haver uma queda gradual até aproximadamente o ciclo 6000. A partir do ciclo 6000 as deformações do corpo de prova foram aumentando quase que linearmente até atingir uma deformação máxima de 5000 $\mu\text{m}/\text{m}$ (por volta de $N=15000$), onde foi detectado o vazamento do óleo na parede da região de interesse, dando fim no teste.

A Figura 3.17(b) mostra o comportamento da deformação ao longo dos ciclos para o CP4. Observa-se que neste caso a deformação aumenta de maneira constante com o número de ciclos até chegar no seu pico máximo de 2000 $\mu\text{m}/\text{m}$ aproximadamente no ciclo 32000. Na sequência ocorre uma queda abrupta tanto na deformação de pico, ou seja, na deformação máxima naquele ciclo, quanto em sua amplitude. Ainda neste teste do CP4 foi possível observar o vazamento de óleo a olho nu com 15000 ciclos aproximadamente, que corresponde ao momento em que a amplitude entre picos e vales começa a aumentar (ponto 1 da Figura 3.17(b)).

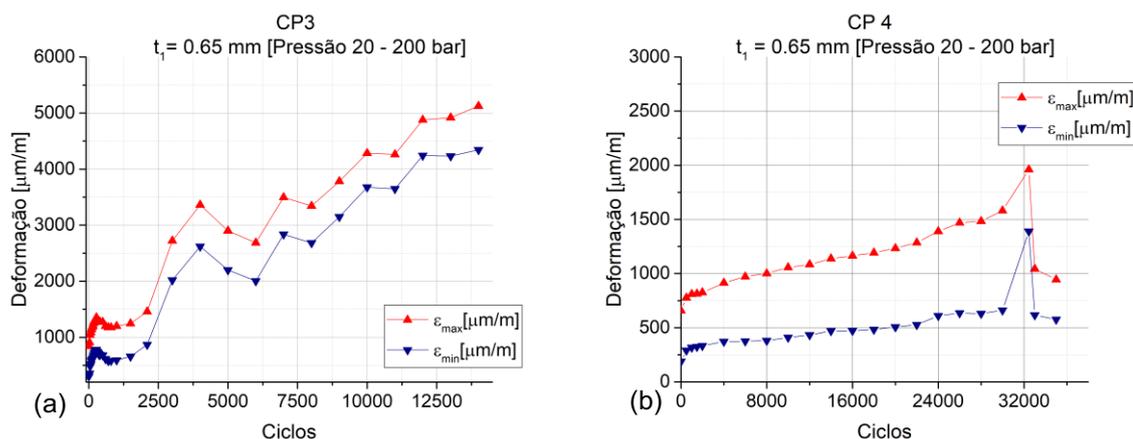


Figura 3.17 - (a) Gráfico do teste do CP3. (b) Gráfico do teste do CP4.

No caso do CP5, a falha ocorreu justamente no primeiro ciclo como é possível observar na Figura 3.18. A Figura 3.18(a) mostra um pico de deformação no primeiro ciclo no momento que a pressão de 200 bar se mantém constante, o vazamento de óleo neste caso foi evidenciado no mesmo momento da aplicação da pressão. A Figura 3.18(b) mostra uma foto de micrografia realizada na região de interesse do CP5. Observa-se uma linha reta na região da união por difusão, o que pode indicar uma deficiência da união das chapas de aço 316L, causada por alguma falha no processo de fabricação específico deste corpo de prova, uma vez que não foi observado esse problema com os outros corpos estudados.

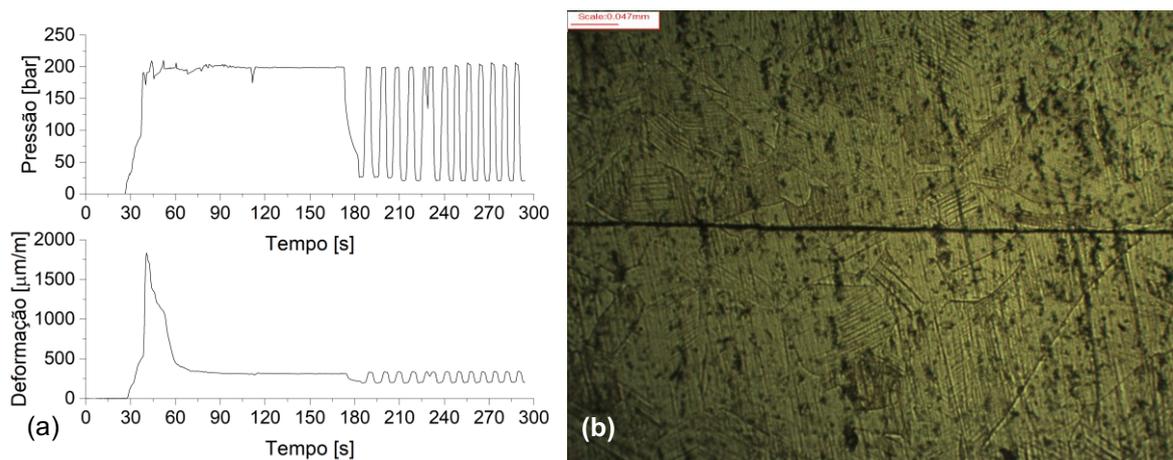


Figura 3.18 - Em (a) os ciclos em função do tempo do teste CP5, em (b) a micrografia realizada no CP5.

Os resultados dos testes realizados com os CP6 e CP7, os quais foram fabricados com uma espessura de parede $t_1=0,75$ mm, estão ilustrados na Figura 3.19. Observa-se que, como nos casos anteriores, existe uma discrepância nos resultados obtidos para ambos os casos. Observa-se na Figura 3.19(a) que o CP6 apresentou já nos primeiros ciclos de pressão aplicados um aumento acelerado na deformação similares aos observados nos CP2 e CP3, com a diferença de que, neste caso, a deformação máxima foi mantida quase constante até atingir o ciclo 10000 onde posteriormente se observou uma queda na deformação com o aumento dos ciclos. No caso do CP7, a Figura 3.19(b) mostra que o comportamento crescente da deformação foi mais uniforme do que visto nos outros testes. A deformação se manteve constante em aproximadamente $700 \mu\text{m/m}$ durante os primeiros 20000 ciclos, para logo experimentar um aumento até aproximadamente $1000 \mu\text{m/m}$ no ciclo 30000, para não mudar mais ao longo de teste. Estas discrepâncias nos resultados nos CPs com espessura de 0,75 mm podem indicar que a medida que as espessuras ficam maiores, o crescimento das deformações se torna cada vez mais uniforme e similar ao observado no CP7.

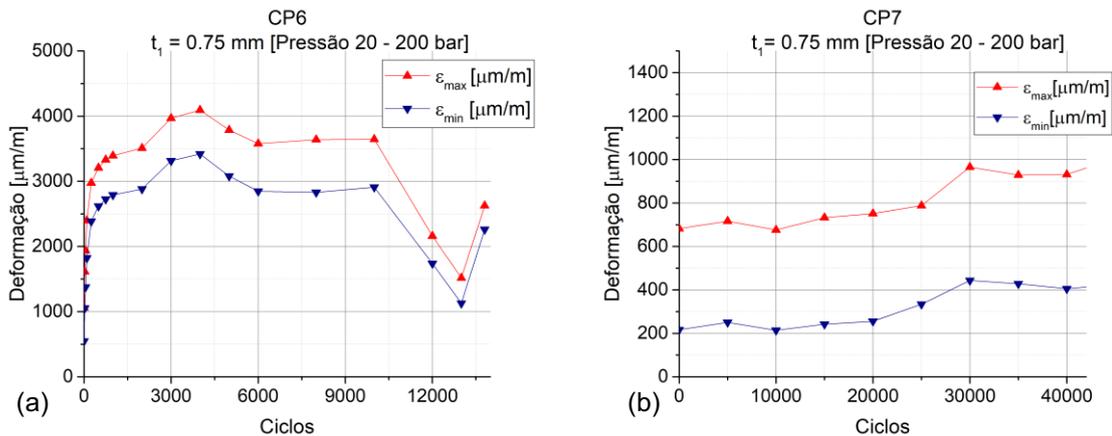


Figura 3.19 - (a) Gráfico do teste do CP6. (b) Gráfico do teste do CP7.

Os resultados obtidos para os CP8 e CP9, fabricados com espessura de 0,85 mm, são apresentados na Figura 3.20. Nestes corpos de prova, o crescimento das deformações de pico apresenta maior uniformidade, sem muitas irregularidades como os observados nos CPs anteriores. No CP8 houve uma mudança de comportamento na amplitude entre pico e vale a partir de 9000 ciclos, cuja magnitude decresce enquanto a deformação de pico aumenta até o valor de 1275 $\mu\text{m/m}$ aproximadamente. O vazamento de óleo ficou visível a olho nu após os 11000 ciclos. No CP9 ocorreram algumas interferências de temperatura no início do teste, fazendo com que ocorresse alguma irregularidade nas deformações. Porém, ao alcançar 25000 ciclos de pressão, as deformações mantiveram o crescimento regular característico de indicação de falha. Ao final deste teste, ocorreu uma falha na bancada impossibilitando a continuidade, porém ao visualizar o corpo de prova após 38000 ciclos verificou-se uma microbolha de óleo no extensômetro. Com isso foi realizado um ensaio de líquido penetrante constatando a falha mostrado na Figura 3.21.

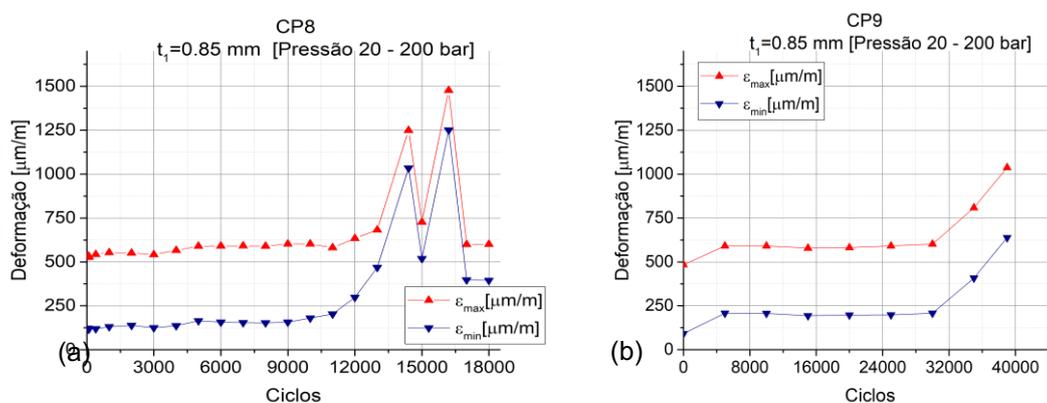


Figura 3.20 - (a) Gráfico do teste do CP8 (b) Gráfico do teste do CP9.

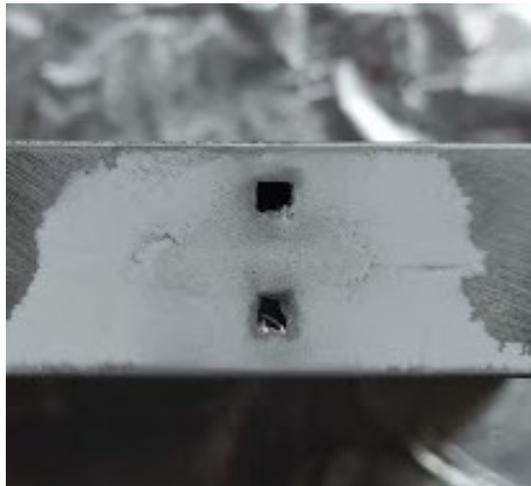


Figura 3.21 - Ensaio de líquido penetrante na região de interesse do corpo de prova.

No CP10, também fabricado com espessura de 0,85 mm (Figura 3.22) houve um vazamento de óleo visível no primeiro ciclo, porém, diferente do CP5, neste caso não houve um crescimento súbito da deformação do corpo de prova como foi observado na Figura 3.20(a) para o CP8, onde o pico de deformação foi até aproximadamente 1500 $\mu\text{m}/\text{m}$. No caso do corpo de prova CP10 a deformação teve um pico máximo de 650 $\mu\text{m}/\text{m}$ na primeira oscilação (Figura 3.22(a)). O principal problema desta CP foi observado através da realização de uma micrografia, que mostrou falhas de superfície que acabaram criando vazios na união por difusão como mostra a Figura 3.22(b).

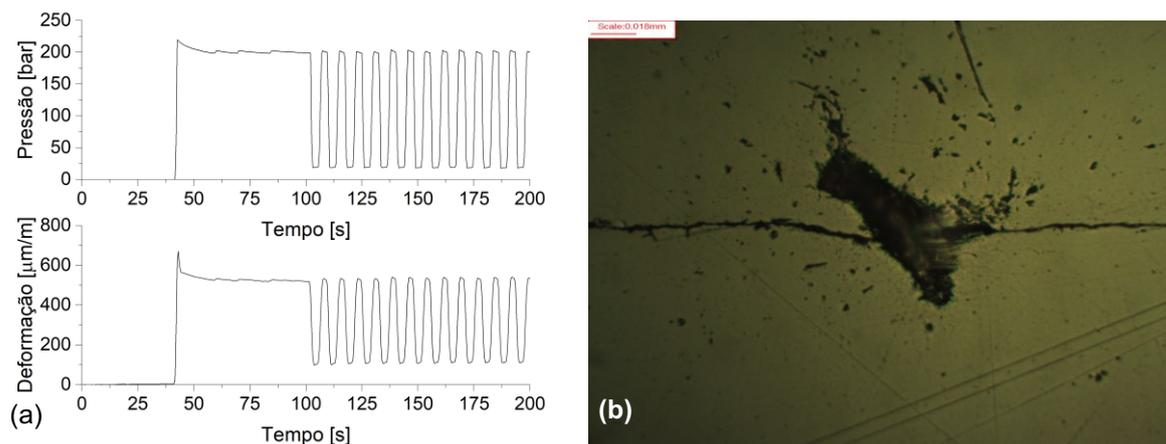


Figura 3.22 - (a) Gráfico do teste no CP10. (b) Falha na região da união por difusão.

Finalmente a Figura 3.22 mostra os resultados dos CP's 11, 12 e a Figura 3.24 mostra os resultados do CP13. Todos estes CP's foram fabricados com espessura de parede de $t_1=1,00$ mm. Observa-se, em todos estes casos, que o crescimento da deformação de pico se tornou muito mais demorado e uniforme. Nestes testes, as deformações se mantiveram

constantes por mais ciclos e com valores de amplitudes semelhantes, mas, ainda assim ocorreram algumas diferenças entre os dois testes. Na Figura 3.23(a) se observa que o CP11 teve picos e vales da deformação praticamente constantes ao longo do tempo, na faixa de 400 $\mu\text{m/m}$, enquanto no CP12 existe um crescimento lento da deformação de pico como se observa na Figura 3.23(b), indo dos 400 $\mu\text{m/m}$ no primeiro ciclo e ficando praticamente constante em 800 $\mu\text{m/m}$ após os 40000 ciclos. Isto pode indicar o aparecimento de micro trincas na parede do CP12. No caso do CP13, a amplitude de deformação foi muito mais baixa que nos outros testes. Após 33000 ciclos o experimento foi interrompido devido a uma falha na máquina de ciclagem de pressão. Com isso sua análise se restringe a este número de ciclos como mostra a Figura 3.24. As deformações mesmo apresentando uma amplitude abaixo do esperado tiveram um leve aumento nos picos ao longo do tempo, semelhante com o que aconteceu com o CP12.

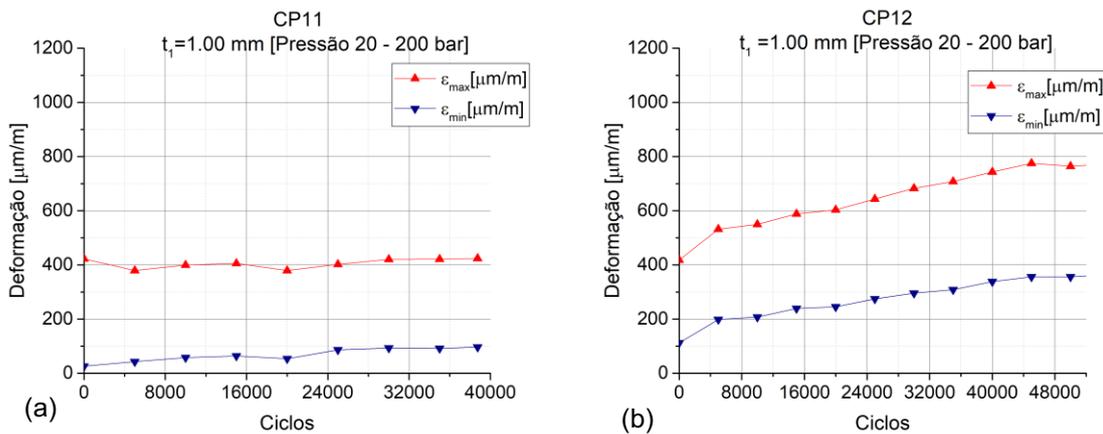


Figura 3.23 - (a) Gráfico do teste do CP11. (b) Gráfico do teste do CP12.

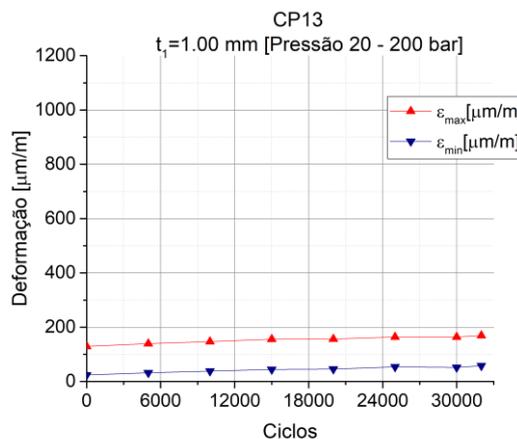


Figura 3.24 - Gráfico do teste do CP13.

3.7.1 AMPLITUDES DE DEFORMAÇÃO

Neste tópico serão abordados os efeitos da espessura da parede nas amplitudes de deformação em ciclos de 20 a 200 bar. É preciso salientar que as espessuras são nominais, definidas durante o projeto, no entanto as dimensões reais apresentam divergências devido ao próprio processo de fabricação utilizado. Desta forma, foi realizado um corte com uma serra fita para medir a espessura real t_r das paredes na região de interesse. A Figura 3.25 mostra os resultados obtidos das amplitudes de deformação iniciais dos CPs que resistiram mais de 10^2 ciclos em função das espessuras da parede da região de interesse. Barras de incerteza experimental (horizontais) relativas às medidas de t_r são acrescentadas neste gráfico. Observa-se que, como era de se esperar, a amplitude de deformação $\Delta\varepsilon$ é maior quanto menor a espessura de parede, comportando-se de forma linear quando a espessuras são maiores que 1 mm. O modelo matemático para cálculo de tensão descrito na seção 2.8.1 foi utilizado para validação destes resultados. Observa-se que, para menores espessuras de parede, o modelo apresenta valores que superestima os valores da amplitude da tensão devida às deformações geradas pela oscilação da pressão de operação, convergindo cada vez mais com os dados experimentais à medida que a espessura da parede aumenta.

Na Figura 3.26 se apresenta um gráfico comparativo entre as amplitudes experimentais das tensões geradas pelas deformações (eixo vertical) com os resultados obtidos com o modelo elástico da norma ASME VIII (2010) (eixo horizontal). Observa-se que o 85% dos corpos de prova apresentam um desvio entre os dados experimentais de no máximo 20% em relação ao modelo, sendo que o CP13 foi o que apresentou maior diferença, acima de 40 %, lembrando que o experimento com esta amostra foi interrompido devido à uma falha na máquina de ciclagem de pressão. Na verdade, a Figura 3.24 mostra uma tendência do CP13 de seguir aumentando a amplitude da sua deformação. Assim, se os dados relativos ao CP13 forem descartados, os resultados mostram que 92% dos CP's apresentam um desvio entre os dados experimentais de no máximo 20% em relação ao modelo elástico, e que 100% dos CPs mostram desvios menores de 30%. O modelo utilizado mostrou ser adequado para o cálculo das amplitudes das tensões devido a variação da pressão em trocadores de calor compactos unidos por difusão.

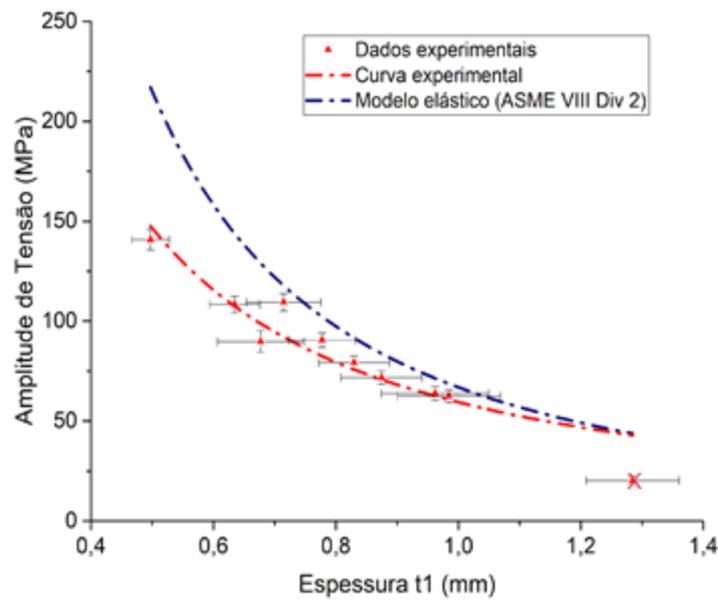


Figura 3.25 - Relação entre espessura da parede e a amplitude média de deformação entre 20 e 200 bar.

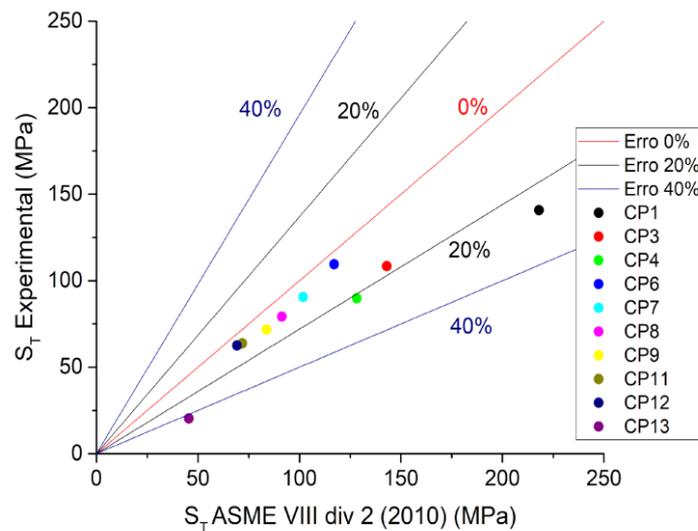


Figura 3.26 - Comparação das amplitudes de deformação experimentais e do modelo ASME (2010).

3.7.2 CRITÉRIOS DE FALHAS

A determinação do número de ciclos até a falha depende dos critérios de falha adotados. Nesta seção pretende-se estabelecer uma ordem de importância prática quanto à aplicação destes critérios.

O primeiro critério a ser observado é a ocorrência de vazamento de óleo. Este tipo de falha ocorreu principalmente no primeiro ciclo e foi causado por algum defeito de fabricação

da amostra testada, de forma que ocorreu o escoamento de óleo, seguido por uma amplitude de deformação baixa.

O segundo critério é a alta deformação de pico nos ciclos iniciais, indicando baixa resistência mecânica do corpo de prova e a predominância da deformação plástica, o que impossibilita uma análise precisa.

Por fim, o terceiro critério em termos de importância, é o crescimento das deformações plásticas ao longo dos ciclos. Conforme mostrado no tópico 2.8.3, a norma ASME VIII (2010) apresenta proteções em relação ao colapso plástico, aplicando o critério da tensão de escoamento (equação (20)) e o critério da tensão de von Mises (equação (21)). Estas tensões são transformadas em deformações e comparadas com a evolução das deformações obtidas experimentalmente. Quando as deformações experimentais ultrapassam o valor estabelecidos por estes critérios, a contagem de ciclos é interrompida. Estes critérios foram explicados no tópico 2.8.1 e ambos estão sendo aplicados neste trabalho a fim de comparar dois métodos para a criação da curva ϵ -N.

Na Tabela 3.5 se apresenta, para os testes mais longos, o CP, sua espessura nominal t_1 , sua espessura real t_r (medida após o corte para análise de micrografia), o número de ciclos até a falha N_f (de ciclos de acordo com os critérios de falha descritos no tópico 2.8.3) e o tipo da falha. A espessura real apresentou valores diferentes da nominal por conta de que durante o empilhamento as placas não apresentaram perfeito alinhamento e ao realizar o desbaste por fresa a dimensão sofreu alguma divergência com a teoria. Entende-se por falha do tipo “plasticidade progressiva”, aquela que apresenta aumento gradual das deformações máximas ou deformações de pico a cada ciclo e falha devida a “defeitos microestruturais” aquela correspondente à trincas prematuras o que causam vazamentos de óleo já nos primeiros ciclos, que ocorrem principalmente por alguma falha durante a união por difusão, tal como uma limpeza inadequada nas chapas.

Tabela 3.5 - Testes realizados de fadiga mecânica na bancada de ciclagem de pressão.

CP	t1 nominal [mm]	t1 real [mm]	Nf (critério de von Mises)	Nf (critério da σ_e)	Tipo de falha
CP1	0.50	0.50	76	1	Plasticidade progressiva
CP2	0.50	0.58	2	1	Defeitos microestruturais
CP3	0.65	0.63	254	9	Plasticidade progressiva
CP4	0.65	0.68	18748	4000	Plasticidade progressiva
CP5	0.65	0.68	1	1	Defeitos microestruturais
CP6	0.75	0.72	3	1	Defeitos microestruturais
CP7	0.75	0.78	24982	27000	Plasticidade progressiva
CP8	0.85	0.83	11000	13000	Plasticidade progressiva
CP9	0.85	0.87	28542	36000	Plasticidade progressiva
CP10	0.85	0.88	1	1	Defeitos microestruturais
CP11	1.00	0.96	>50000	>50000	Sem falhas
CP12	1.00	0.98	26000	>50000	Plasticidade progressiva
CP13	1.00	1.25	>50000	>50000	Sem falhas

A partir dos dados relacionados na Tabela 3.5, é possível apresentar as curvas experimentais da vida em fadiga ($\Delta\epsilon \times N_f$) mostradas na Figura 3.27. Estes resultados permitem uma análise criteriosa das variáveis que podem interferir na vida de um trocador de calor sujeito a ciclos de pressão ao longo do tempo. Observa-se, no presente caso que, dentro das condições testadas, os corpos de prova com parede de 1 mm não apresentaram falhas por fadiga mecânica, ou seja, atingiram o *run-out*.

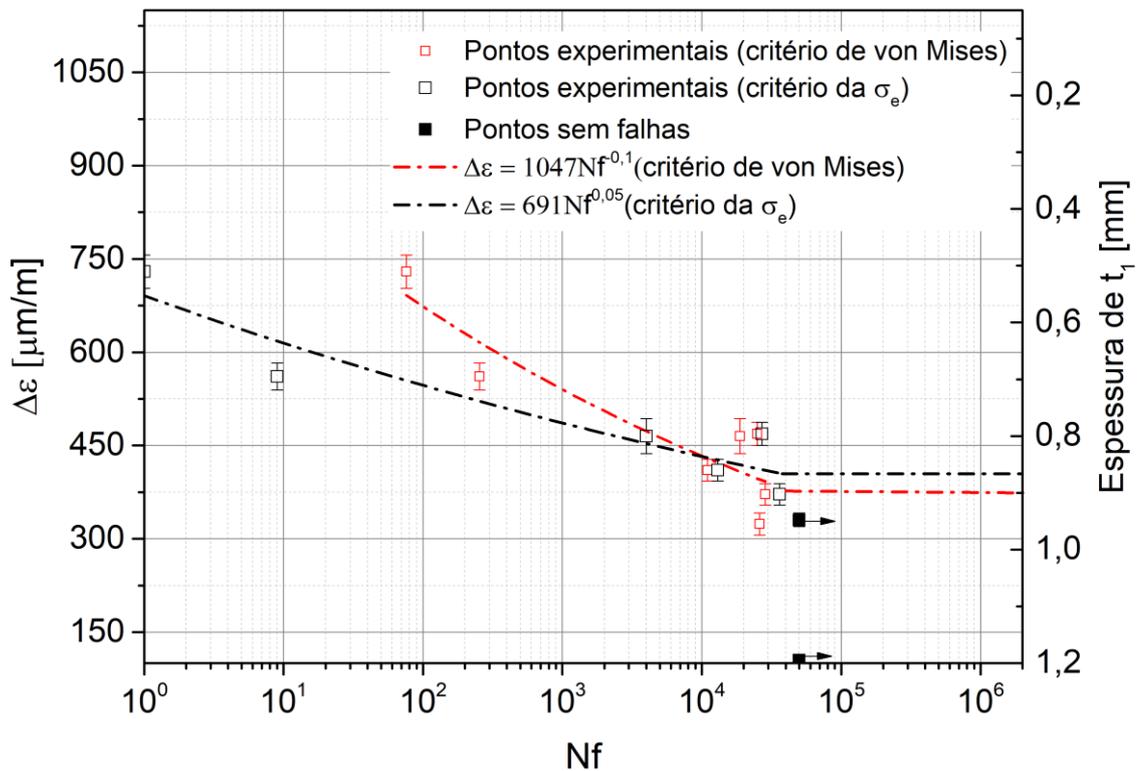


Figura 3.27 - Gráfico da amplitude de deformação $\Delta\varepsilon$ pelo número de ciclos até a falha Nf .

A curva foi montada de acordo com o procedimento descrito no tópico 2.7. Foram realizadas análises de micrografia nos corpos de prova que apresentaram falhas por deformação plástica progressiva. Em todos os CPs foi observado algum tipo de trinca na região da união por difusão, o que era esperado, uma vez que se tratava da região mais suscetível a falha, submetida à maior concentração de tensão. Na Figura 3.28 é possível observar o comportamento da trinca no CP7. É possível visualizar o comportamento de propagação de trinca irregular, comum em falhas devido a fadiga, segundo Suresh (1998). A Figura 3.29 mostra a trinca gerada no CP5, que apresenta uma forma linear, a qual, segundo Suresh (1998), é típica de um rápido avanço transversal, gerado principalmente pelas tensões de tração. A causa deste efeito se deve à falhas de superfície, como discontinuidades ou partículas contaminantes, que criam sítios de nucleação, fragilizando a resistência da união de grãos, facilitando assim o avanço da trinca. As trincas dos demais corpos de prova podem ser observadas no APÊNDICE C.

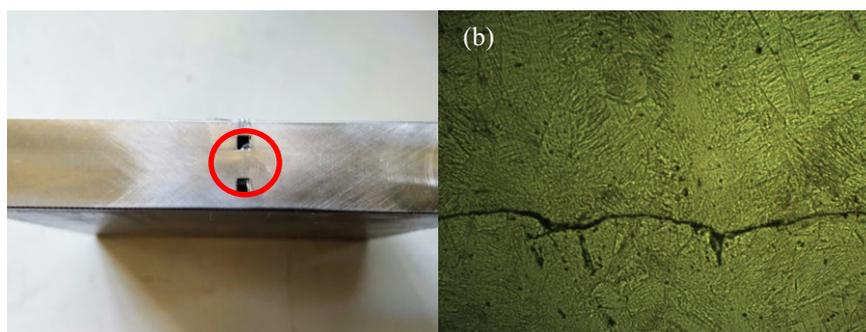


Figura 3.28 - (a) região onde foi realizada a metalografia; (b) trinca formada no CP7.



Figura 3.29 - Trinca no CP5.

3.8 COMENTÁRIOS ADICIONAIS

Neste trabalho foi possível evidenciar problemas na área de fadiga mecânica em trocadores de calor unidos por difusão. A seguir serão detalhadas as conclusões do estudo de fadiga mecânica em trocadores de calor compactos unidos por difusão.

A fabricação dos corpos de prova se mostrou um desafio uma vez que não se tinha uma ideia da dimensão necessária dos corpos de prova para que os resultados obtidos fossem satisfatórios em um curto período de tempo. Foram adotadas espessuras nominais de parede entre 0,5 e 1 mm, contudo pela dificuldade de manter uma alta precisão desta dimensão da região de análise durante a fabricação, algumas pequenas variações forma observadas, as quais interferiram significativamente na vida em fadiga da amostra.

A elaboração e condução dos experimentos para análise de fadiga mecânica passou pela construção da bancada de ciclagem de pressão, pelo acoplamento do sistema de aquisição e pela calibração de todo o conjunto. A bancada conseguiu cumprir seu objetivo, porém ocorreram alguns problemas que devem ser anotados. Sua operação contínua por um longo período de tempo ocasiona no aumento de temperatura de seus componentes (válvulas, bomba,

tubulação e sensores), o qual gerou falhas no equipamento, como pane do sistema eletrônico, paralisando testes pela metade. Como solução deste problema, usou-se um ventilador direcionado sobre os componentes mais afetados, ligado o tempo todo. Outras paradas de máquina ocorreram devido a fadiga da própria bancada, com surgimento de trincas na tubulação e na bomba, demandado tempo para reparo e troca de componentes.

Quanto ao sistema de aquisição, primeiramente foi utilizado a fonte MGCplus da HBM para captação das deformações. Este sistema apresentou pouca interferência do ambiente, porém uma alta interferência da rede elétrica, o que foi solucionado com a colocação de um No-break. Após algum tempo de uso a fonte passou a desligar no meio dos testes tendo que ser trocada por outro sistema de aquisição, a MX-840 também da HBM, este, no entanto, apresentou alta interferência do ambiente necessitando isolamento dos cabos por uma caixa envolta de papel alumínio. Vale ressaltar que o uso de óleo para estes testes não se mostrou muito apropriado por conta da sua viscosidade, que dificulta a visualização do vazamento no momento exato em que este ocorre.

Para análise dos dados experimentais, foram plotados gráficos de cada teste, onde diferentes comportamentos nas deformações foram observados ao longo do tempo. Os corpos de prova, como já dito, foram obtidos a partir do mesmo processo de fabricação, no entanto alguns defeitos de superfície interferiram significativamente na vida de alguns deles, levando a conclusão de que é imprescindível ter um alto controle da limpeza das chapas, do ambiente e do posicionamento das chapas no forno durante o processo de fabricação dos corpos de prova e, portanto, dos equipamentos. Ainda assim os resultados foram satisfatórios, mostrando que os corpos de prova suportaram mais ciclos de pressão conforme se aumentou a espessura da sua parede. Através da metodologia proposta, foram obtidos gráficos de $\Delta\epsilon \times N_f$ para os diversos corpos de prova testados. Os corpos de prova com 1 mm de espessura resistiram a mais de 3×10^4 ciclos, que foram cessados para não exigir demais da bancada. As amplitudes de deformação experimentais dos diferentes corpos de prova foram similares ao modelo matemático sugerido pela norma ASME (2010), validando o uso deste modelo para o cálculo de fadiga, com um erro máximo de 20%. Contudo vale lembrar que este modelo não leva em consideração as deformações plásticas e, por conta disso, a análise de danos por fadiga se torna imprecisa. Ainda assim, experimentalmente, foi possível criar uma curva da vida em fadiga pelo gráfico $\Delta\epsilon \times N_f$.

Os resultados indicam uma grande resistência a falhas por efeito da variação de pressão uma vez que, mesmo com uma parede artificialmente fragilizada, os corpos de prova conseguiram resistir a mais do que 15000 ciclos. Ainda assim houveram falhas precoces causadas por imperfeições na união por difusão, que facilitaram a propagação rápida da trinca, como observado no CP10. A vida em fadiga, para amostras com espessuras próximas de 1 mm, pode ultrapassar os 50000 ciclos, definido como *runout*, indicando que, em trocadores de calor reais com uma união de qualidade dificilmente ocorrerão falhas por variação da pressão. O estudo possibilitou um entendimento melhor do fenômeno da fadiga por ciclos de pressão em trocadores de calor unidos por difusão, os quais são apontados como causas de falhas, que determinam a vida do componente. Foram também observadas quais variáveis têm grande influência na vida em fadiga mecânica, por variação de pressão.

4 ESTUDO DA FADIGA TÉRMICA EM TROCADORES DE CALOR COMPACTOS UNIDOS POR DIFUSÃO.

O estudo experimental da fadiga térmica em trocadores de calor unidos por difusão necessita de uma abordagem própria, considerando-se a falta de trabalhos experimentais sobre testes de fadiga térmica, especialmente para trocadores de calor com geometria complexa, na literatura. Para isto uma bancada inovadora foi desenvolvida, constituída de duas tecnologias promissoras de trocadores de calor, o termossifão e o trocador de calor compacto unido por difusão, operando com vapor e água líquida ela tem a finalidade de estudar o efeito de ciclos de temperatura em corpos de provas, conforme será apresentado neste capítulo.

4.1 CONDIÇÕES DE CONTORNO PARA ESTUDO DOS CICLOS DE TEMPERATURA

De acordo com os relatórios da Petrobrás, as tensões térmicas em um PCHE ocorrem por conta de transientes térmicos no interior do núcleo que causam bruscas variações de temperatura. De acordo com a Petrobrás, a vazão da água é em média 202.112 kg/h, sendo as temperaturas médias da água na entrada e saída de 33 °C e na saída 53 °C, respectivamente. Ao mesmo tempo a vazão do gás é de 61.336 kg/h com uma temperatura de entrada de 158 °C e saída de 70 °C. No entanto, foi reportado que a vazão da água varia significativamente ao longo da operação, o que pode causar mudanças significativas na temperatura do núcleo do trocador de calor. Este núcleo é fabricado de aço 316L através da união por difusão. As variações na temperatura do aço podem gerar trincas por conta das contrações e dilatações térmicas. Uma metodologia singular foi desenvolvida para estudar estes efeitos através da coleta de dados das deformações nas paredes externas de um trocador relacionando com a variação da vazão e da temperatura.

Primeiramente, as variações de temperatura referentes à mudança de vazão foram confirmadas através de simulações numéricas, empregando-se o software *ANSYS-mechanical* no estudo de uma célula unitária que representa o trocador de calor compacto. Nesse estudo, ao variar a vazão da água, verificou-se uma significativa variação de temperatura na célula.

Na célula unitária, considera-se que vapor flui no ramal inferior e água no superior. A célula unitária é considerada espelhada infinitamente para os lados. Foram consideradas duas condições de contorno: convecção de água de com uma temperatura constante de 38 °C no

canal superior e convecção de gás a uma temperatura de 160 °C, no canal inferior, onde foi obtido o valor médio da temperatura no núcleo. A seguir, foram feitas mais 4 simulações, para diferentes vazões da água, que foram contabilizadas considerando o coeficiente de convecção da água variáveis: 25, 50, 75 e 90% do valor inicial. Novamente foram obtidos valores das temperaturas médias do núcleo para estas condições de convecção, de forma a se relacionar a variação da temperatura do núcleo com a variação da vazão da água. Os valores dos coeficientes foram calculados de acordo com o modelo de Sarmiento (2020), mostrado no ANEXO A inserido os valores das vazões ditos acima. A Figura 4.1 mostra, à esquerda, a influência da variação da vazão em relação a variação da temperatura do núcleo de um PCHE e a direita a célula unitária utilizada para a simulação, esta simulação se utilizou cerca de 5×10^5 elementos em tetraedros e qualidade ortogonal igual a 1.

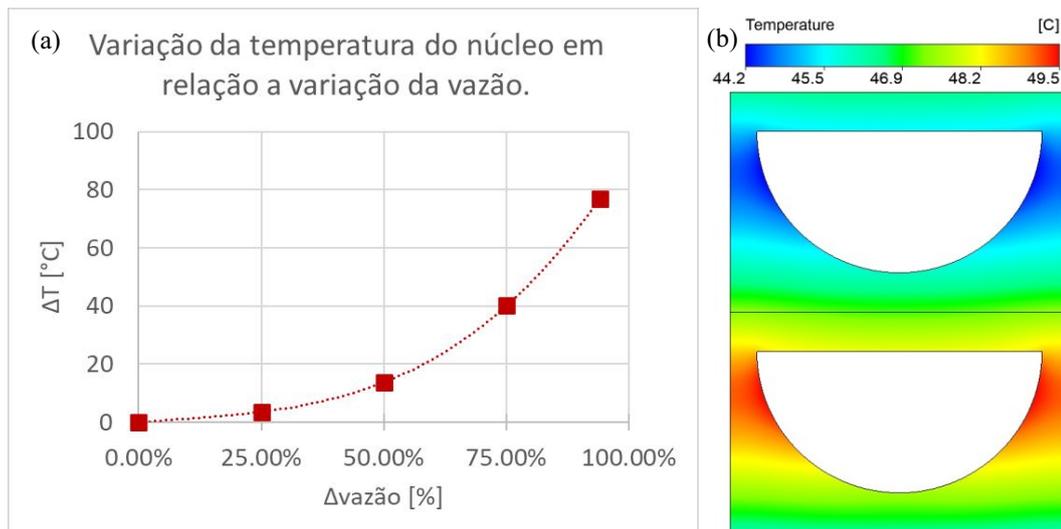


Figura 4.1 - (a) o gráfico da variação da temperatura do núcleo em relação a porcentagem de variação da vazão de água; (b) célula unitária de um PCHE utilizada para a simulação.

4.2 METODOLOGIA

A sequência de testes de ciclos térmicos busca reproduzir os efeitos da variação de temperatura em trocadores de calor compactos operando em situações reais. Com vapor elevando a temperatura do corpo de prova enquanto a água reduz. O controle da temperatura máxima de operação e a taxa de calor transferida é controlada pelo termossifão bifásico. Já o controle da amplitude da oscilação de temperaturas é realizado pelo banho térmico que permite controlar tanto a temperatura como a vazão da água de resfriamento.

A metodologia de testes visa estudar a ciclagem térmica no corpo de prova sujeita à três amplitude de temperatura, diferentes vazões da água fria e aos efeitos das restrições à dilatação. A Tabela 4.1 mostra, em sequência, as baterias de testes.

Tabela 4.1 - Sequência de testes para variação térmica no corpo de prova.

Teste	ΔT [°C]	T CP [°C]	T água [°C]	Vazão [kg/s]	Fixação	Fluxo de vapor no condensador
1A	50	90	40	0.007; 0.023; 0.039	livre	Descontínuo
1B					livre	Contínuo
1C					Engastado	Descontínuo
1D					Engastado	Contínuo
2A	30	90	60	0.007; 0.023; 0.039	livre	Descontínuo
2B					livre	Contínuo
2C					Engastado	Descontínuo
2D					Engastado	Contínuo
3A	10	90	80	0.007; 0.023; 0.039	livre	Descontínuo
3B					livre	Contínuo
3C					Engastado	Descontínuo
3D					Engastado	Contínuo

Na Tabela 4.1 o termo “engastado” se refere ao teste realizado com o corpo de prova restringido por fixações em suas laterais, enquanto o termo livre se refere a testes sem estas fixações. Note-se que o engaste no corpo de prova visa simular situações reais onde os trocadores de calor são acoplados a outros componentes, como bocais. Quando a passagem de vapor é cessada durante a passagem de água pelo corpo de prova, é dito que o fluxo de vapor neste teste é descontínuo, e quando este fluxo é constante ao longo de todo o teste, é dito que o mesmo é contínuo. Por exemplo, no teste 1A o corpo de prova está sujeito a uma variação de temperatura de 50°C, sem fixações e com passagem de vapor cessada durante o ciclo de resfriamento, cada teste desse é feito com 3 vazões de água diferentes ($V_1=0,007$ kg/s; $V_2=0,023$ kg/s; $V_3=0,039$ kg/s). Nos testes 1A ao 1D será induzida uma variação de temperatura de 50 °C no corpo de prova (CP), o qual é mantido em 90 °C pela passagem de vapor e então é resfriado

pela passagem de água a 40 °C. Nota-se que, no teste 1A, o corpo de prova não apresenta fixações e a passagem de vapor é descontínua, ou seja, quando a passagem de água é acionada, a circulação de vapor é interrompida no interior do CP. Já no teste 1D foram colocadas fixações engastadas no CP e a passagem contínua de vapor não é cessada em momento algum. Esta metodologia é replicada para os testes seguintes com alterações na amplitude de temperatura dos ciclos, com um $\Delta T=30$ °C para os testes 2A ao 2D, e um $\Delta T=10$ °C, de 3A ao 3D. Ainda, em cada teste, são realizados 3 ciclos em sequência com 3 vazões de água diferentes a fim de verificar a influência da velocidade da transferência de calor nas deformações. A Figura 4.2 mostra a representação das curvas de temperatura de um ciclo para cada variação de temperatura descrita na Tabela 4.1.

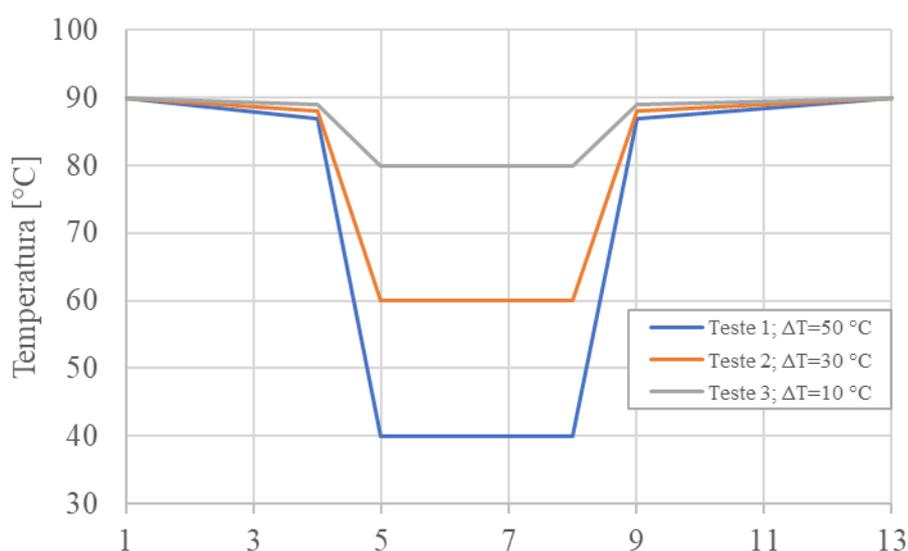


Figura 4.2 - Gráfico representativo das curvas de temperaturas esperadas para os testes 1, 2 e 3.

Na Figura 4.3(a) é mostrado o corpo de prova com duas placas usinadas ligadas por parafusos e fixadas com o auxílio de porcas em ambos os lados, além disto as placas também foram soldadas no corpo de prova. Estas placas são apertadas pelas porcas e funcionam como restrições às deformações que ocorrem longitudinalmente no CP. Em (b) os engastes utilizados para auxiliar nas restrições a deformação. Ao todo foram 12 bateladas de testes, onde em cada uma, o CP foi resfriado com 3 vazões de água distintas. Também foram realizados testes com aquecimento lento deixando o vapor circular livremente pelo ramal de teste enquanto a água fria passava pelo CP.

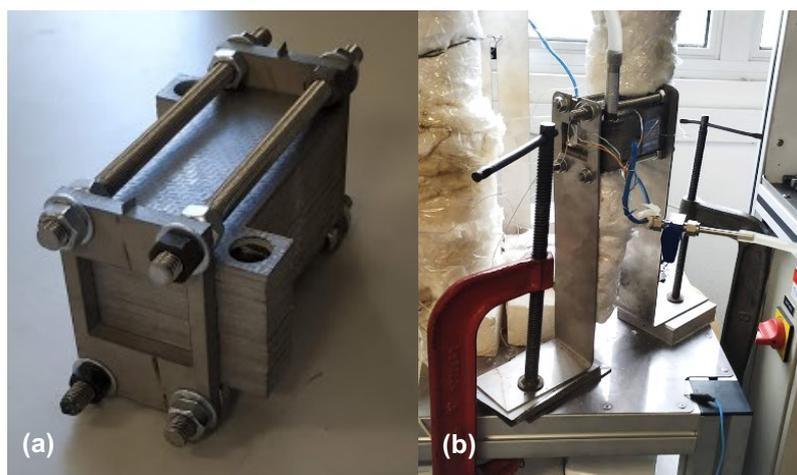


Figura 4.3 - (a) corpo de prova com restrições a dilatação; (b) engastes no corpo de prova durante os testes.

4.3 BANCADA DE CICLAGEM TÉRMICA

A partir do levantamento das condições de contorno que se desejam estudar, foi projetada uma bancada experimental, visando replicar estas condições em escala reduzida. Como novidade em este tipo de trabalho, foi utilizada a tecnologia de termossifões bifásicos em circuito (*loop two-phase thermosyphon*), para controlar a temperatura e a inércia térmica do trocador de calor compacto unido por difusão (Figura 4.4). Nesta bancada foram utilizados tubos de aço inoxidável 316, de diâmetro de 1/2” para as tubulações de vapor e de 1/4” para vapor condensado. O evaporador foi construído a partir de um tubo de $\varnothing 110 \times 210$ mm, acoplados por conexões *Swagelok* de aço inoxidável 316 e duas válvulas gaveta 1/2” *Swagelok*. Além disso, foi projetado um condensador secundário de 100 mm de comprimento com diâmetro externo de 1/2”, cujo objetivo era aumentar a inércia térmica no processo de aquecimento, utilizando a convecção natural para resfriamento. O carregamento do termossifão foi feito através de uma válvula globo *Swagelok* na linha de vapor condensado, logo após o corpo de prova, o que também permite a realização de purga. O fluido de trabalho utilizado no termossifão foi água com um fator de enchimento, isto é, a relação do volume de fluido de trabalho e o volume total do evaporador, de 100%.

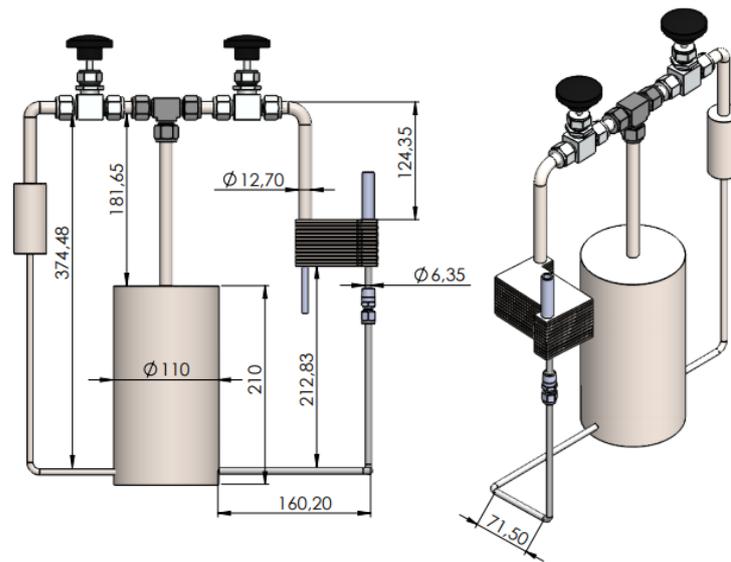


Figura 4.4 - Projeto da bancada de fadiga térmica.

O dimensionamento do termossifão foi realizado com base nas equações desenvolvidas por Mantelli (2021), a seguir será melhor detalhado o funcionamento de um termossifão e os modelos matemáticos utilizados.

4.3.1 TERMOSSIFÃO

Termossifões bifásicos são supercondutores de calor capazes de transportar grandes quantidades de calor com pequenas diferenças de temperatura entre uma fonte quente até uma fonte fria. Estes dispositivos consistem em um sistema tubular cujo interior é preenchido por uma quantidade determinada de fluido de trabalho, o qual é selecionado dependendo da aplicação. Estes dispositivos são divididos, em sua forma mais simples, em evaporador, seção adiabática e condensador. Quando o termossifão é montado em circuito, este pode ser dividido em 4 regiões principais, evaporador, linha de vapor (adiabática), condensador e linha de líquido (adiabática) (SARNO et al., 2013) como mostrado na Figura 4.5.

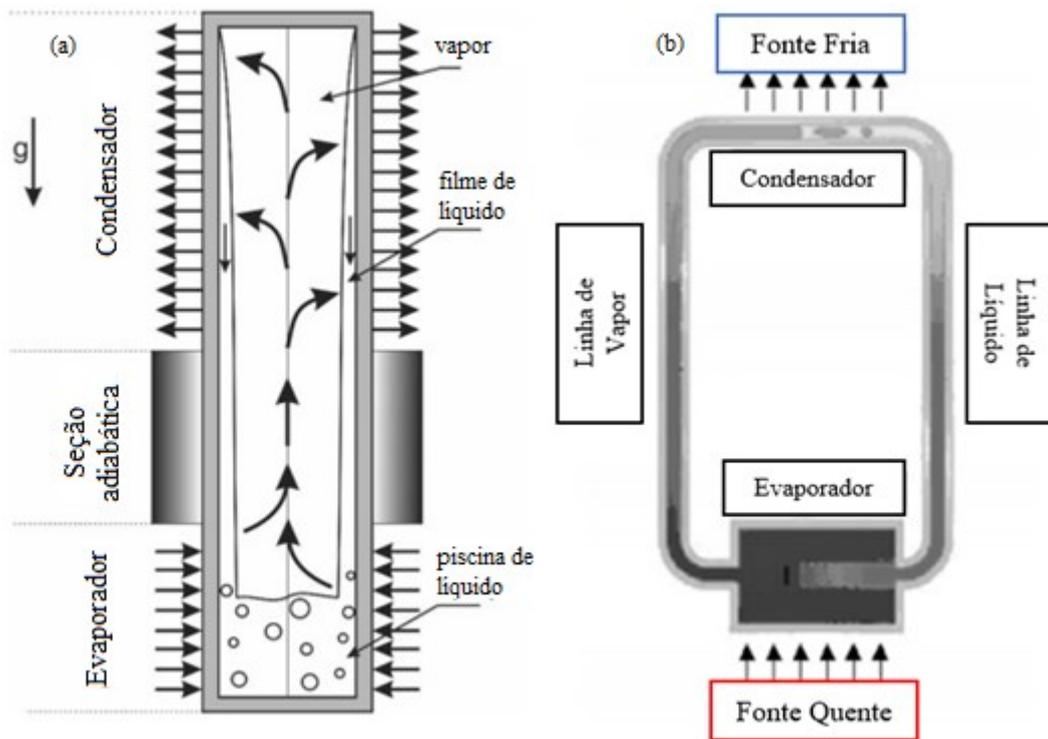


Figura 4.5 - (a) Termostifão convencional, (b) Termostifão em circuito..

Fonte: Adaptado de Mantelli (2021) e Sarno et al. (2013)

Calor é fornecido na região do evaporador, provocando evaporação do fluido de trabalho por ebulição nucleada em piscina. As diferenças de pressões entre o evaporador e condensador empurram o vapor gerado através da linha de vapor até o condensador. No condensador, o vapor troca calor com as paredes do condensador que se encontram a uma temperatura menor que a temperatura de saturação do vapor, fazendo que a condensação aconteça. O calor rejeitado é normalmente transferido para um fluido refrigerante que percorre o resfriador. Finalmente o líquido condensado volta pela ação da gravidade até o evaporador. O condensador deve sempre se localizar acima do evaporador, para garantir o correto funcionamento do dispositivo.

O termostifão deve ser projetado de acordo com a capacidade de troca térmica do condensador. Conhecendo-se a carga térmica transferida de um ramal para outro, é possível dimensionar o tamanho do evaporador do termostifão. A carga térmica foi calculada de acordo com a seguinte equação.

$$q = \dot{m}.c_p.\Delta T \quad (24)$$

onde \dot{m} [kg/s] é a vazão mássica, c_p [J/kg.K] a capacidade calorífica e ΔT [K] a variação entre a temperatura de entrada e saída do fluido frio. O caminho que o calor percorre da fonte quente até o interior do evaporador apresenta resistências térmicas que dificultam esta transferência. De acordo com Mantelli (2021), as resistências que mais influenciam são a da parede do evaporador, da película de líquido que escorre na parte interna da parede e a resistência de ebulição da piscina. A carga térmica em função das resistências foi calculada de acordo com a equação a seguir:

$$q = \frac{\Delta T}{R_2 + R_3} \quad (25)$$

A resistência da parede é influenciada pela geometria e pelo material do evaporador. Para um termosifão tubular, esta é calculada de acordo com a equação

$$R_{p,e} = R_2 = \frac{\log(d_e / d_i)}{2\pi l_e k_p} \quad (26)$$

onde d_e é o diâmetro externo, d_i o diâmetro interno, l_e o comprimento do evaporador, e k_p o coeficiente de transferência de calor do material.

A resistência do filme líquido e de ebulição na piscina podem ser determinadas segundo relação de Groll e Rosler (1992), respectivamente mostradas a seguir.

$$R_f = \frac{0,235 q_e^{1/3}}{d_i^{4/3} g^{1/3} l_e \phi_2^{4/3}} \text{ e } \phi_2 = \left(\frac{h_{lv} k_l^3 \rho_l^2}{\mu_l} \right)^{1/4} \quad (27)$$

onde q_e é a carga térmica transferida no dispositivo, g a aceleração da gravidade, h_{lv} a entalpia de mistura, k_l o coeficiente de transferência de calor do líquido, ρ_l a densidade do líquido e μ_l a viscosidade do líquido. A resistência de ebulição da piscina é encontrada através da seguinte equação:

$$R_{ps} = \frac{1}{g^{0,2} \phi_3 q_e^{0,4} (\pi d_i l_e)^{0,6}} \text{ e } \phi_3 = \frac{\rho_l^{0,65} k_l^{0,3} c_{pl}^{0,7}}{\rho_v^{0,25} h_{lv}^{0,4} \mu_l^{0,1}} \left(\frac{P_v}{P_{atm}} \right)^{0,23} \quad (28)$$

onde c_{pl} é o poder calorífico do líquido, ρ_v a densidade do vapor, P_v a pressão de vapor, e P_{atm} a pressão atmosférica. Com isso é possível combinar as duas resistências através de:

$$R_3 = R_{ps}F + R_f(1 - F) \quad (29)$$

onde F é a razão de enchimento, calculada por:

$$F = V_l / V_e \quad (30)$$

em que V_l é o volume de líquido dentro do evaporador e V_e o volume total do evaporador. Com a substituição das equações (24), (26) e (29) na equação (25) é possível definir uma geometria ideal, em que a diferença de temperatura na parede do evaporador seja pequena o suficiente para um aquecimento rápido e uniforme.

Como já foi dito, não deve haver troca térmica com o ambiente, nas linhas de vapor e líquido, as quais devem ser adequadamente isoladas. O condensador pode ser um trocador de calor com troca entre dois fluidos, como, por exemplo, fez Milanez e Mantelli (2010), que montaram uma bancada experimental de termosifão em circuito onde o condensador é uma serpentina tubular e transfere calor com outro fluido como mostra a Figura 4.6.

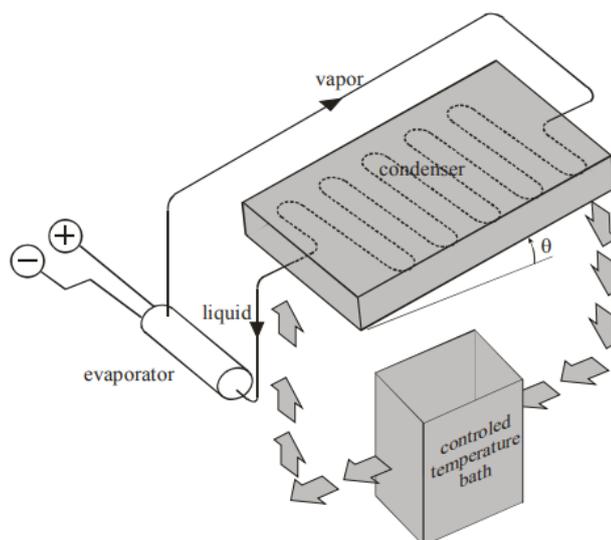


Figura 4.6 - Bancada experimental de termosifão em circuito.

Fonte: Milanez e Matelli (2010)

Na imagem observa-se que o condensador após a linha de vapor tem serpentinas em U imersa em um banho térmico com convecção forçada. O fluido refrigerante utilizado no presente experimento foi o Etilenoglicol, por apresentar baixo ponto de fusão e alto ponto de ebulição. Este funcionamento serviu como base para a criação da bancada de testes dos ciclos térmicos.

4.3.2 FUNCIONAMENTO DA BANCADA DE CICLOS TÉRMICOS

Tendo como referência os experimentos descritos na seção 2.9 foi projetado uma bancada, onde um termosifão em circuito, tecnologia dominada no Labtucal – UFSC, foi interligado a um corpo de prova (CP), cuja geometria reproduz um trocador de calor compacto. O objetivo principal do uso de termosifão é fazer circular vapor d'água no interior deste CP, replicando o funcionamento real de um trocador de calor unido por difusão, assim como suas temperaturas e oscilações de vazão.

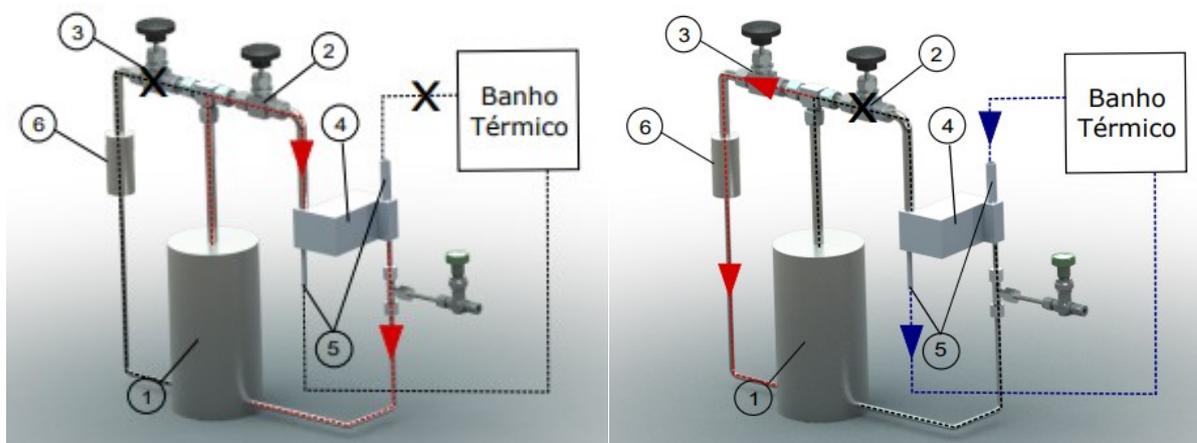


Figura 4.7 - Bancada de ciclagem térmica: esquerda ciclo de aquecimento e à direita o ciclo de resfriamento.

O ciclo de aquecimento (CA) do corpo de prova (4), mostrado à esquerda da Figura 4.3, inicia-se com o evaporador do termosifão (1) sendo aquecido por uma resistência elétrica envolta em sua superfície. O vapor gerado é transportado através da linha de vapor da direita, até o corpo de prova (4), com a válvula (2) aberta. A temperatura do corpo de prova é elevada até atingir o equilíbrio térmico com as paredes externas, num valor pré-determinado. Em seguida se inicia o ciclo de resfriamento (CR) (Figura 4.3 à direita) com a abertura da válvula (3) da linha de vapor e com o fechamento da válvula (2), quando o corpo de prova (4) é resfriado pela passagem de água (5), até atingir o equilíbrio num nível de temperatura mínima controlado pelo banho térmico. Durante o resfriamento do corpo de prova (4), o vapor do termosifão troca calor com o condensador secundário (6), o qual foi projetado com uma área menor de transferência de calor, de maneira a provocar um aumento da temperatura do vapor (até a condição desejada), acelerando-se o processo de aquecimento do trocador de calor compacto durante o ciclo de aquecimento, reduzindo assim, o tempo de aquecimento do corpo de prova (4). O

mecanismo de transferência de calor utilizado neste trocador de calor secundário foi a convecção natural com o ambiente.

A fim de comparar o funcionamento do dispositivo usando um ciclo de aquecimento (CA) anteriormente mencionado com o uso de um condensador secundário (6), foram realizados uma série de testes deixando o vapor circular constantemente pelo trocador de calor (mantendo sempre fechada a válvula 3), removendo-se o calor somente pela passagem de líquido de resfriamento pelo corpo de prova, gerando assim um ciclo de aquecimento mais lento.

Após sua fabricação, o conjunto foi isolado termicamente com mantas de fibra de vidro. A Figura 4.8 mostra uma fotografia da bancada montada, com sensores de temperatura e sistema de aquisição acoplados, onde se observa o equipamento de testes fabricado (1), o rotâmetro para medição da vazão (2), o criostato Lauda RP855 (3) para bombeamento da água fria e os termopares (4) conectados em uma plataforma para leitura de dados por um sistema de aquisição. É possível ainda observar duas mangueiras interligando o banho térmico e o corpo de prova.

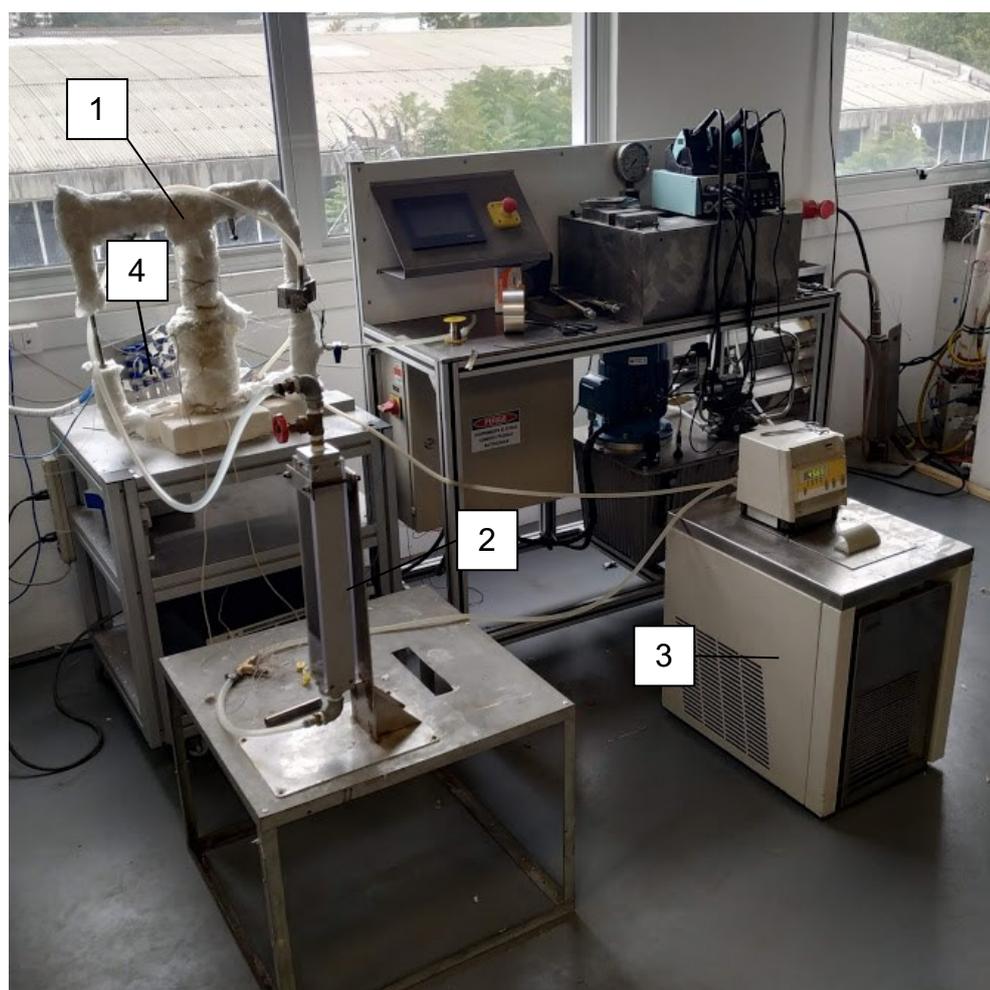


Figura 4.8 - Bancada de fadiga térmica.

4.4 CORPO DE PROVA

Os corpos de prova, empregados no estudo de ciclagem térmica, foram projetados para operar, em escala reduzida, como trocadores de calor compactos. Os fluidos no seu interior circulam em contracorrente com escoamento paralelo, onde num dos ramais circula vapor saturado proveniente do evaporador do termostato bifásico, o qual condensa em contato com as paredes do trocador que são resfriadas no outro ramal por água em estado líquido e a temperatura controlada. A Figura 4.9 mostra a geometria dos corpos de prova (a) e as dimensões dos ramais (b), melhor detalhados posteriormente.

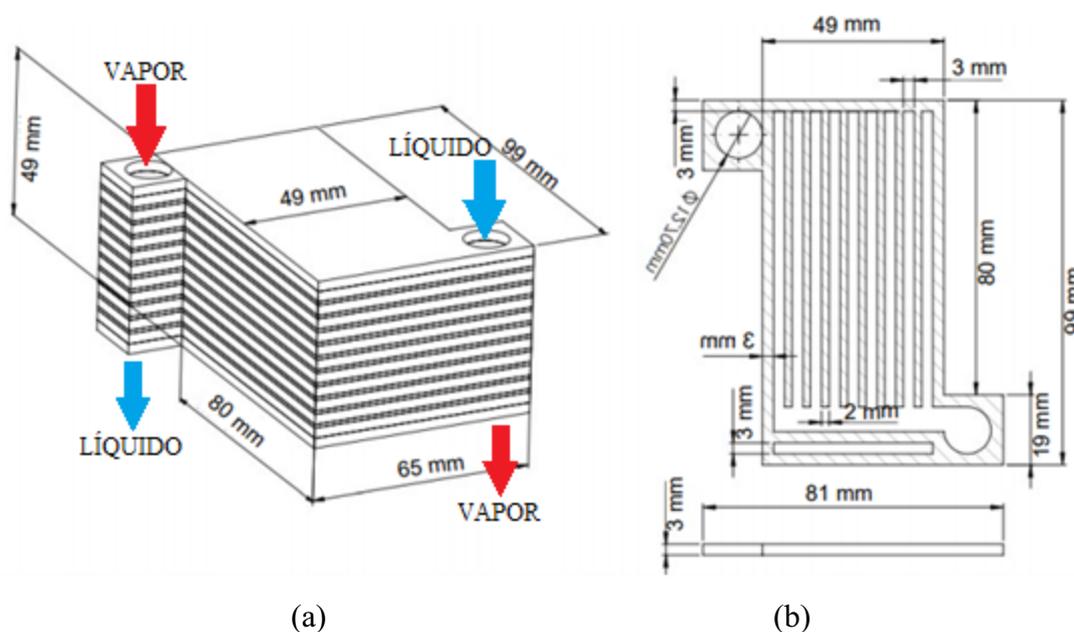


Figura 4.9 - (a) Dimensões do corpo de prova (b) Geometria dos ramais.

Para a fabricação dos corpos de provas deste estudo seguiu-se o mesmo procedimento descrito na sessão 3.4 para a fabricação dos CPs empregados no estudo da fadiga mecânica. O corpo de prova preserva a geometria do trocador de calor compacto unido por difusão com canais de secção retangular 3x3 mm e chapas divisorias de 1 mm. O corpo de prova fabricado é mostrado na Figura 4.10.

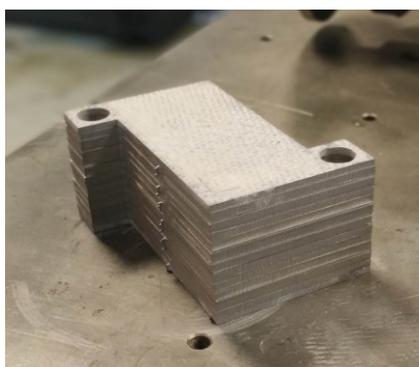


Figura 4.10 - Corpo de prova para os testes de tensão térmica.

O encaixe do CP com o termossifão necessitou a realização de algumas adaptações geométricas as chapas do trocador de calor. Em cada uma das chapas foi usinada uma entrada circular com diâmetro de $\frac{1}{2}$ " para a soldagem da linha de vapor do termossifão, e a entrada da água de resfriamento, de maneira que quando as chapas foram empilhadas para fabricação do trocador, foi criado um sistema de distribuição dos fluidos do tipo *manifold*, o qual permite a

sua distribuição homogênea em cada um dos canais dos respectivos ramais. As chapas de separação neste caso possuem furos para a passagem do fluido até a saída circular na tampa de fechamento inferior. Uma chapa capaz de direcionar os fluidos, denominada de chapa direcional, foi também incluída. O vapor condensado e a água de resfriamento, provenientes dos ramais do trocador de calor, são direcionados respectivamente para uma saída circular de $\frac{1}{4}$ " de diâmetro acopladas na linha de líquido do termossifão, que liga o condensador ao evaporador e para a linha de retorno da água de resfriamento. A Figura 4.11 mostra o empilhamento das chapas para a formação do corpo de testes.

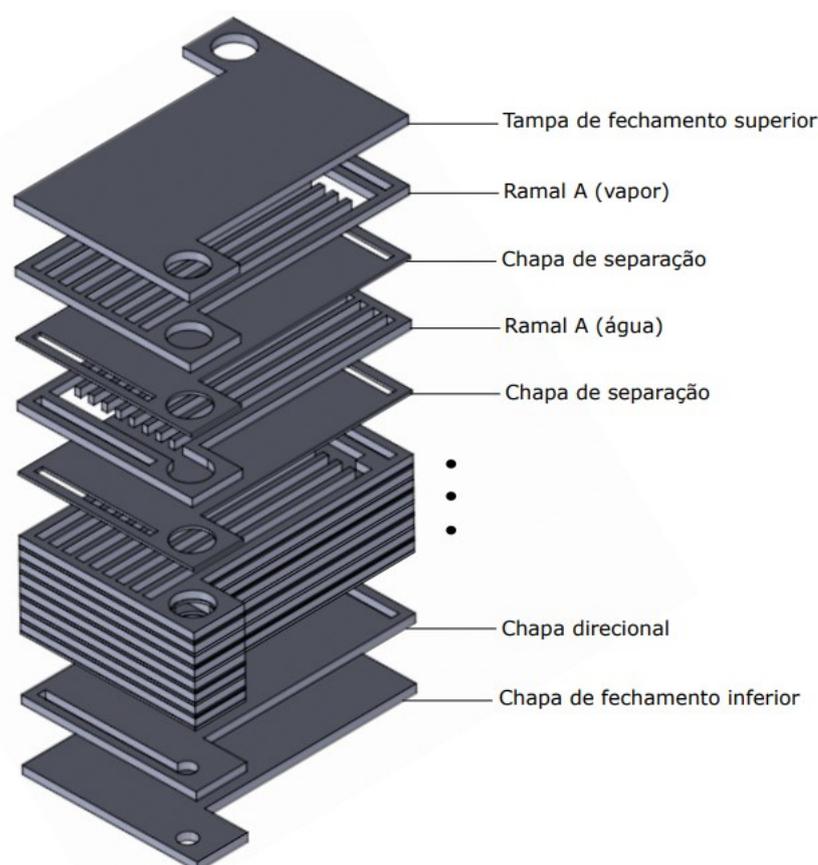


Figura 4.11 - (a) Entradas e saídas de líquido e vapor no corpo de prova. (b) Vista explodida do corpo de prova.

O projeto do sistema de distribuição nas entradas e saídas foi simulado numericamente empregando-se o software comercial *ANSYS-CFX*. Foram parametrizados os diâmetros dos furos de entrada e saída junto com as ranhuras de distribuição de fluido, optando pela geometria que apresenta menor desvio padrão dentre as vazões de cada canal. A Figura 4.12 mostra as linhas de correntes, obtidas numericamente, do fluido escoando na configuração final do corpo de prova que foi fabricado neste trabalho se utilizando o modelo matemático

desenvolvido por Sarmiento (2020) descrito no ANEXO A com os dados de vazão da Tabela 4.1. A Figura 4.13 mostra as configurações das chapas que regulam o fluxo da vazão entre os canais. Para reduzir a má distribuição do fluido pelos canais, anteparos de tamanho variável foram criados na região do *manifold* de forma que a seção transversal por onde o fluido escoava tem área variável, que criam resistências variáveis às passagens do fluido, homogeneizando a distribuição em cada um dos canais. O anteparo projetado é apresentado no ponto (O) da Figura 4.13. Observa-se que, devido à geometria do *manifold*, e pela ação da gravidade, a maior vazão estaria nos ramais mais baixos como o ramal E, cuja área da seção transversal é reduzida pela presença de um anteparo de 12 mm, que compensa o maior volume de água de forma a equilibrar as vazões. Pelo mesmo motivo, nota-se que o ramal A não apresenta nenhum obstáculo para entrada do fluido.

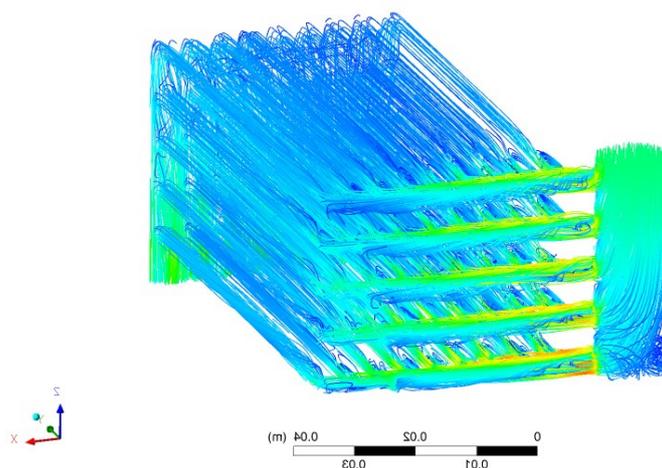


Figura 4.12 - Simulação do escoamento de vapor no corpo de prova.

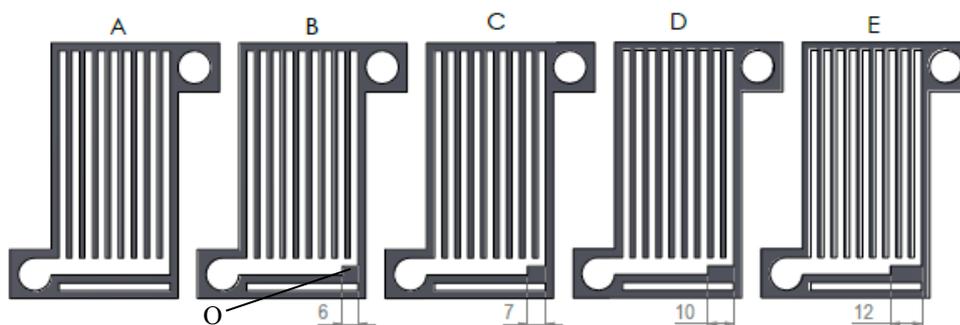


Figura 4.13 - Ramais usinados para circulação dos fluidos com suas diferentes geometrias.

4.5 INSTRUMENTAÇÃO DO CORPO DE PROVA

A captação dos dados das deformações foi realizada por extensômetros unidirecionais localizados na região frontal e lateral do corpo de testes. O modelo empregado é unidirecional com grelha de medição de 3 x 1.5 mm. Na Figura 4.14 é mostrado a posição dos extensômetros EY e EZ no CP. A posição de EY foi escolhida por se tratar da região onde ocorre uma variação brusca de temperaturas, no momento que acontece o ciclo de resfriamento. Esta região também representa a posição onde seriam instalados os bocais em um trocador de calor real. Segundo Nestell (2015), esta é a região onde ocorrem as maiores tensões. A posição EZ foi escolhida por ser a parede de um canal por onde circula vapor instalado na posição horizontal, enquanto em EY na vertical.

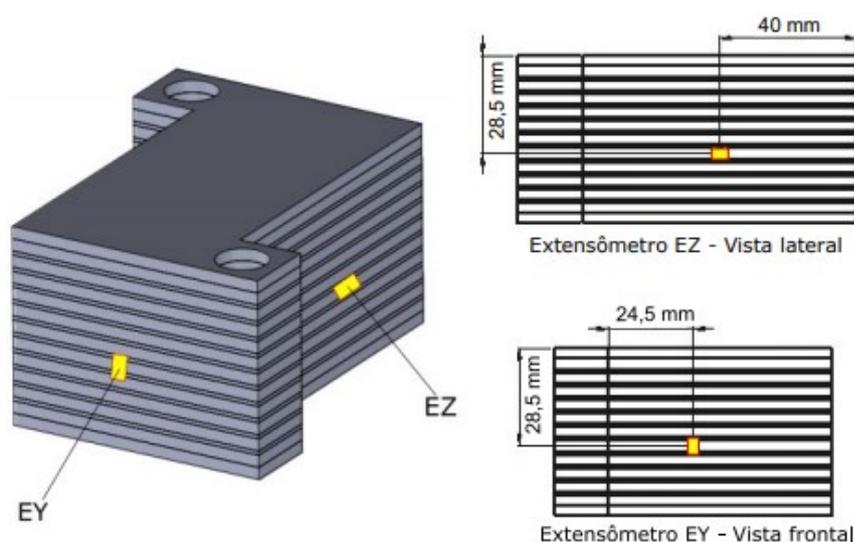


Figura 4.14 - Posição dos extensômetros do corpo de prova de fadiga térmica.

As superfícies foram preparadas para a montagem dos sensores. Primeiramente foi realizado um desbaste por fresa na região de interesse. Em seguida as superfícies foram lixadas com lixas de granulometria 400 e 800, empregando-se movimentos em X, a fim de deixar a região nivelada e com rugosidade adequada para aplicação do extensômetro, como visto na Figura 4.15. Na sequência foi realizada a limpeza da superfície com fluido inerte, no caso Acetona, até o desaparecimento das impurezas como mostra a Figura 4.16.

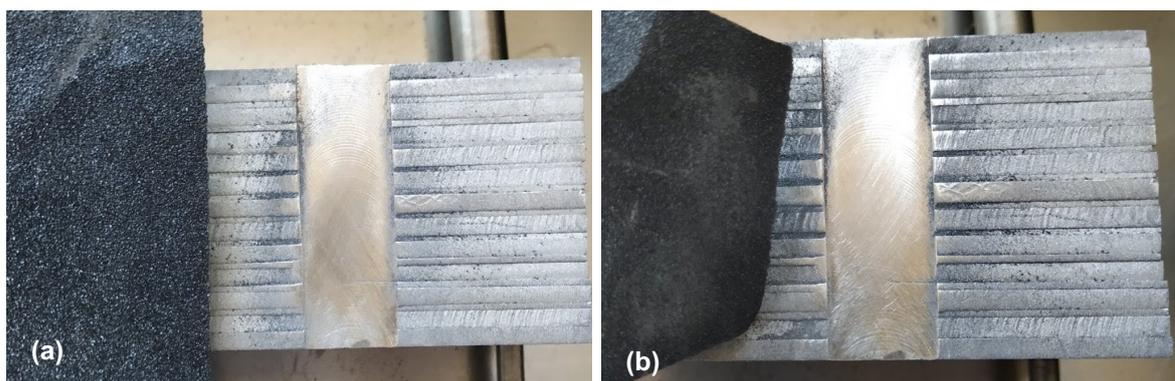


Figura 4.15 - (a) passagem de lixa 400 na região de interesse; (b) passagem de lixa 800 na região de interesse.

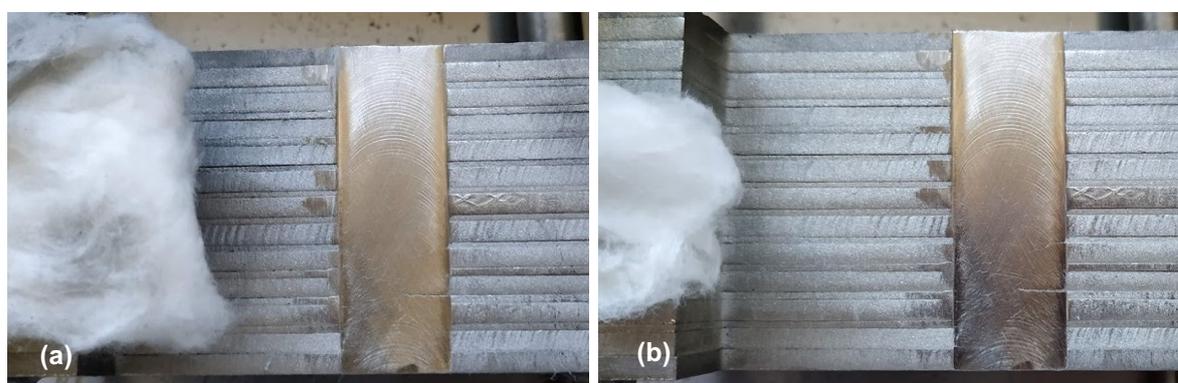


Figura 4.16 - (a) Início da limpeza da superfície; (b) Superfície limpa.

Com a superfície devidamente lixada e limpa, pôde-se iniciar o processo de colagem do extensômetro na região de interesse. Para isto, foi utilizado o fixador KBR-610, capaz de suportar temperaturas de até 200 °C, necessitando de cura de até duas horas, a uma temperatura de 120 °C aproximadamente. A cura foi feita com uma pistola térmica enquanto presilhas de pressão mantinham o extensômetro na posição correta como visto na Figura 4.17. Os cabos de transmissão de dados são soldados nos fios de ligação do sensor, estes são isolados para evitar interferências eletromagnéticas e ambientais. A Figura 4.18 mostra o extensômetro após a sua instalação.



Figura 4.17 - (a) Fixador KBR-610; (b) Realização da cura para colagem do sensor.

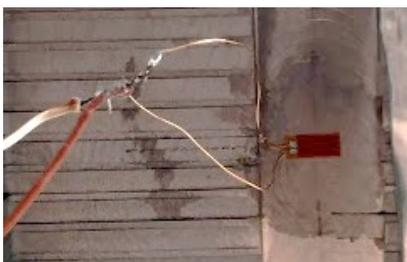


Figura 4.18 - Extensômetro EZ instalado na lateral do corpo de prova.

Para a medição da temperatura do trocador de calor foram utilizados termopares tipo T da marca Omega, com incerteza de $\pm 0,1^{\circ}\text{C}$. A Figura 4.19 mostra a posição de cada termopar no corpo de prova. Os termopares foram instalados nas principais paredes do CP (L1, L2, L3, L4, L5 e L6). Os dados de temperatura são obtidos através do sistema de aquisição de dados da National Instruments NI SCXI-1000, com taxa de aquisição de 2 dados por segundo.

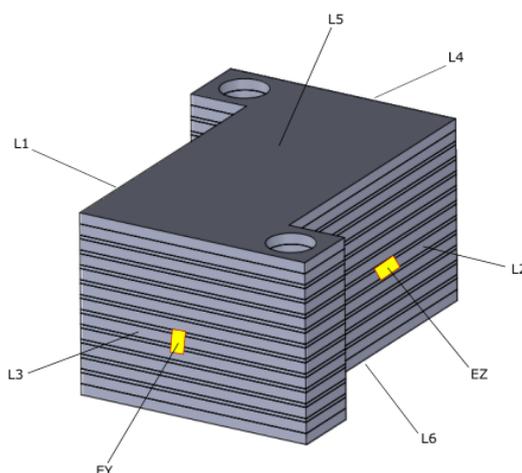


Figura 4.19 - Posição dos termopares no corpo de prova.

A medição da vazão ocorreu através de um rotâmetro de leitura analógica FL 1501-A da Omega Engineering, localizado entre a saída do criostato da Lauda e a entrada de água do corpo de testes. O rotâmetro permitiu o controle manual da vazão, porém com alta sensibilidade. Os materiais utilizados permitiram o controle da temperatura, da vazão e a aquisição dos dados de deformação. O sistema de aquisição de dados foi o mesmo utilizado nos testes mecânicos *HBM MCG-Plus mod. AB22A* e o software de leitura foi o *catman easy* da HBM. Com a bancada montada e todos os equipamentos conectados foi possível aplicar a metodologia de testes, discutida a seguir.

4.6 RESULTADOS

De acordo com a metodologia desenvolvida, os testes de ciclagem térmica se baseiam na simulação de variação de vazão que um núcleo de PCHE pode sofrer durante a sua operação. A partir da variação da vazão, foi possível estimar a variação de temperatura média do núcleo. As 3 diferentes amplitudes de temperatura (ΔT), 50, 30 e 10 °C escolhidas para os testes correspondem aproximadamente as variações na vazão do fluido de resfriamento do trocador de calor de 30, 65 e 80 %, como mostrado na Figura 4.1. Em cada ciclo foi induzido um choque térmico por passagem instantânea de água a uma temperatura controlada no CP, a taxa de variação de temperatura varia dependendo da vazão da passagem de água. Os principais resultados são mostrados na Tabela 4.2, que apresenta a deformação máxima, os valores de deformação antes e depois do choque térmico induzido no CP, a amplitude de deformação gerada pelo choque térmico e a amplitude da deformação durante o regime permanente.

Tabela 4.2 - Principais resultados dos testes de variação de temperatura em um corpo de prova no formato de um trocador de calor compacto.

Teste	Deformação máxima (ϵ_{max})	Deformação pré-choque térmico (ϵ_0)	Deformação pós-choque térmico (ϵ_f)	Amplitude de deformação durante choque térmico ($\Delta\epsilon_{max}$)	Amplitude de deformação no regime permanente ($\Delta\epsilon_p$)
1A	-256,87 $\mu\text{m/m}$	-0,43 $\mu\text{m/m}$	6,17 $\mu\text{m/m}$	256,44 $\mu\text{m/m}$	7,13 $\mu\text{m/m}$
1B	-291,55 $\mu\text{m/m}$	-15,78 $\mu\text{m/m}$	39,9 $\mu\text{m/m}$	275,77 $\mu\text{m/m}$	55,68 $\mu\text{m/m}$
1C	-212,33 $\mu\text{m/m}$	-34,08 $\mu\text{m/m}$	9,61 $\mu\text{m/m}$	178 $\mu\text{m/m}$	43,70 $\mu\text{m/m}$
1D	-274,28 $\mu\text{m/m}$	-18,09 $\mu\text{m/m}$	32,49 $\mu\text{m/m}$	255,91 $\mu\text{m/m}$	50,58 $\mu\text{m/m}$
2A	-169,9 $\mu\text{m/m}$	-1,53 $\mu\text{m/m}$	7,92 $\mu\text{m/m}$	168,37 $\mu\text{m/m}$	9,45 $\mu\text{m/m}$
2B	-181,05 $\mu\text{m/m}$	14,03 $\mu\text{m/m}$	29,38 $\mu\text{m/m}$	195,08 $\mu\text{m/m}$	15,35 $\mu\text{m/m}$
2C	-184,44 $\mu\text{m/m}$	-33,58 $\mu\text{m/m}$	39,24 $\mu\text{m/m}$	150,86 $\mu\text{m/m}$	72,82 $\mu\text{m/m}$
2D	-126,24 $\mu\text{m/m}$	18,39 $\mu\text{m/m}$	46,33 $\mu\text{m/m}$	144,63 $\mu\text{m/m}$	27,94 $\mu\text{m/m}$
3A	-147,05 $\mu\text{m/m}$	-0,06 $\mu\text{m/m}$	5,12 $\mu\text{m/m}$	146,99 $\mu\text{m/m}$	5,18 $\mu\text{m/m}$
3B	-87,56 $\mu\text{m/m}$	3,87 $\mu\text{m/m}$	22,91 $\mu\text{m/m}$	91,43 $\mu\text{m/m}$	19,04 $\mu\text{m/m}$
3C	-54,94 $\mu\text{m/m}$	18,38 $\mu\text{m/m}$	30,31 $\mu\text{m/m}$	73,32 $\mu\text{m/m}$	11,93 $\mu\text{m/m}$
3D	-75,38 $\mu\text{m/m}$	-1,55 $\mu\text{m/m}$	20,18 $\mu\text{m/m}$	73,83 $\mu\text{m/m}$	21,73 $\mu\text{m/m}$

Os resultados da Tabela 4.2 mostram que, em regime permanente, a variação da deformação é bem menor que a amplitude observada durante o choque térmico, lembrando que,

como mostrado na Tabela 4.1, os testes 1A, 1B, 1C e 1D foram conduzidos para uma variação de temperatura de 50 °C, os testes 2A, 2B, 2C e 2D em uma variação de 30 °C e os testes 3A, 3B, 3C e 3D para uma variação de 10 °C.

A Figura 4.20 mostra os resultados obtidos nos ciclos de aquecimento e resfriamento do Teste 1A, onde a variação nominal da temperatura do CP foi entorno de 50 °C. No eixo da esquerda do gráfico se encontram os valores da temperatura para cada face do corpo de prova L1, L2, L3, L4, L5 e L6 (Figura 4.19), a direita os valores da deformação nos extensômetros EY e EZ, ambos em função do tempo em segundos.

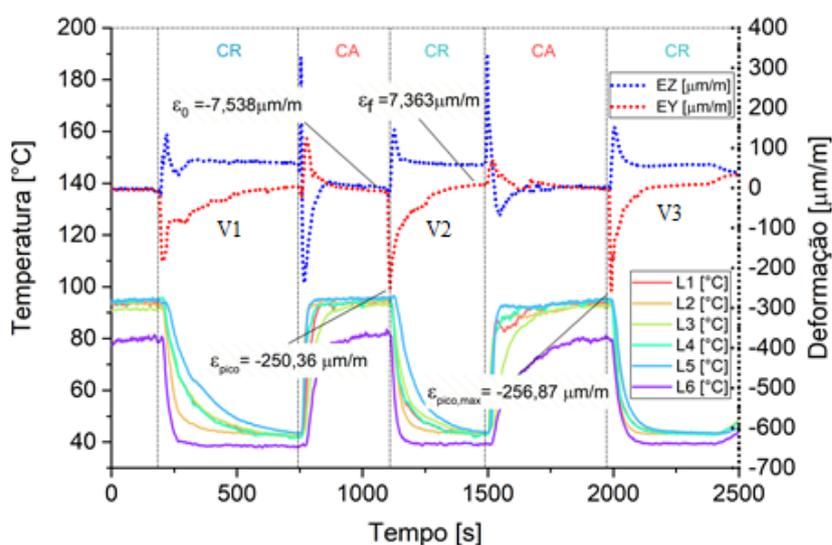


Figura 4.20 - Dados de temperatura e deformação do teste 1A.

Percebe-se nas linhas das deformações que quando há uma variação brusca de temperatura com taxas de 12 °C/min para V1, 24°C/min para V2 e 30 °C/min para V3. Durante os ciclos de aquecimento (CA) as deformações demonstram um comportamento inverso em relação ao ciclo de resfriamento (CR), isto é, se a deformação é positiva durante o CR, ela vai ser negativa no CA. A diferença entre o ponto máximo da deformação e o mínimo é definida como amplitude de deformação, que pode ocorrer tanto no regime transiente, onde ocorrem os choques térmicos, quanto no regime permanente. Nota-se que no segundo ciclo de resfriamento (CR) com V2a deformação no início do ciclo para EY foi de $\epsilon_0 = -7.538 \mu\text{m/m}$ e ao atingir o regime permanente tem-se $\epsilon_f = 7.363 \mu\text{m/m}$, obtendo uma amplitude $\Delta\epsilon = 14,9 \mu\text{m/m}$. Observa-se que, no momento da mudança brusca de temperatura no bloco, ocorrem picos de deformação: no segundo ciclo a deformação de pico em EY atingiu um valor de $\epsilon_{\text{pico}} = -250,36 \mu\text{m/m}$, com $\Delta\epsilon = 228 \mu\text{m/m}$ o que representa um aumento de 15 vezes em relação à amplitude da deformação

do regime permanente. A deformação máxima ocorreu no ciclo que teve maior vazão de água durante o resfriamento com $256.87 \mu\text{m/m}$ em EY. Observa-se que a amplitude de deformação está relacionada a capacidade de resfriamento do fluido refrigerante, isto é, quanto maior a vazão, maior a amplitude de deformação. Isto está associado diretamente ao fluxo de calor entre o fluido, a parede e o ambiente externo, o que coaduna com a teoria de choque térmico de Manson (1966), descrita na seção 2.4.2, que estabelece que um fluxo de calor elevado em um material acarreta em deformações elevadas em um curto instante de tempo.

Na Figura 4.18 observa-se os resultados obtidos para o Teste 1B, onde o vapor foi mantido em circulação contínua mesmo com a passagem de água durante os ciclos de resfriamento (CR). Nota-se que os CAs ocorrem mais lentamente com uma taxa de variação de temperatura de $4,2 \text{ }^\circ\text{C}/\text{min}$, fazendo com que não crie picos de deformação como no Teste 1A (Figura 4.20). Já nos ciclos de resfriamento as amplitudes de deformação, tanto em regime permanente quanto nos picos, não apresentaram grandes divergências em relação ao teste anterior, com $\varepsilon_{\text{max}} = -291.55 \mu\text{m/m}$ no ciclo de maior vazão de água, o que representou um aumento de $13,7 \%$ em relação ao mesmo processo no teste 1A .

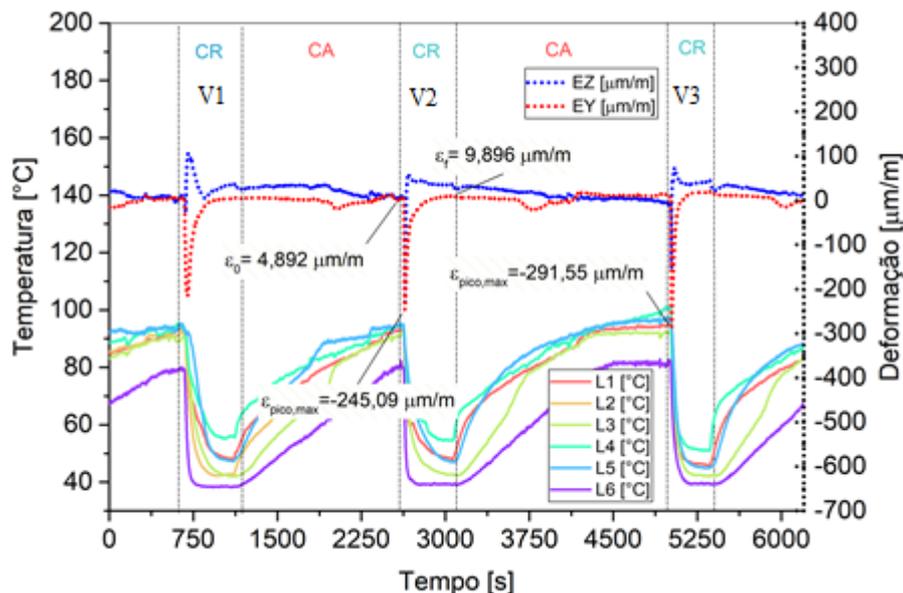


Figura 4.21 - Dados de temperatura e deformação do teste 1B.

No Teste 1C apresentado na Figura 4.21 percebe-se que as deformações de pico máxima devido ao choque térmico, com e sem restrições, tiveram comportamento similares, com valores em média 15% maiores no teste 1A (sem restrições) do que no teste 1C (com restrições)

nas mesmas condições de operação. No entanto, quando as temperaturas do CP alcançam o regime permanente nos ciclos de resfriamento, observa-se que existe uma diferença entre o estado inicial e final da deformação, o que não foi observado nos testes com os corpos de prova sem restrições. Por exemplo, no extensômetro Ey para o segundo ciclo de resfriamento, observa-se que logo antes de aplicar o resfriamento no sistema a deformação registrada foi de $\varepsilon_0 = -34,08 \mu\text{m/m}$, isto é, a deformação no regime permanente antes do início do ciclo de resfriamento. Após o choque térmico, o sistema entra em regime permanente novamente registrando uma deformação de $\varepsilon_f = 9,613 \mu\text{m/m}$, isto é, um aumento de aproximado de 130% na deformação do sistema. Comparando as variações nas deformações registradas antes e depois do choque térmico (no ciclo de resfriamento), observa-se que estas são aproximadamente 190% maiores no Teste 1C são do que no Teste 1A (Figura 4.20), o que acaba criando uma tensão residual maior ao longo do tempo devido as fixações engastadas no corpo de prova.

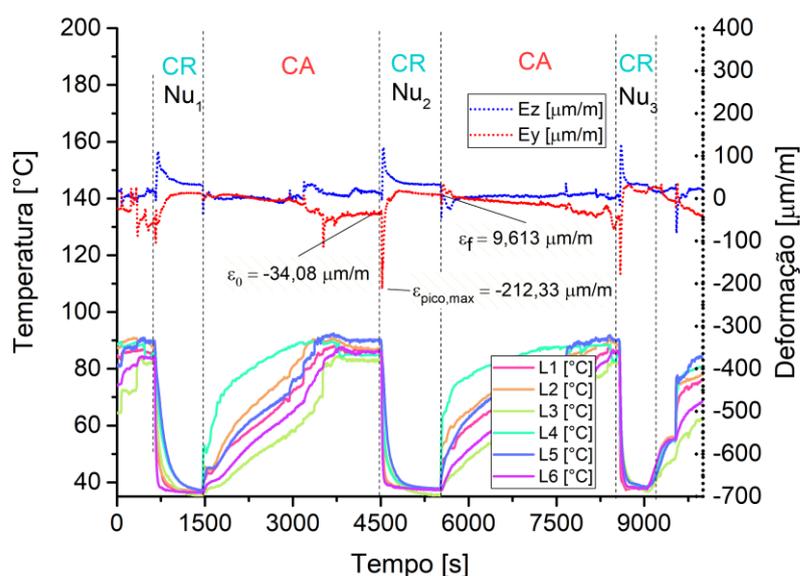


Figura 4.22 - Dados de temperatura e deformação do teste 1C

Nota-se uma lentidão e instabilidade incomum durante os ciclos de aquecimento, o que pode indicar alguma fuga de vácuo, visto que o teste 1A também foi realizado em vapor descontínuo e não apresentou o mesmo comportamento. Após os testes, foi avaliada a possível presença de vazamentos, com aplicação de gás hélio em um “leak detector” e concluiu-se que a fuga de vácuo, neste caso, tem influência apenas na velocidade do aquecimento do CP.

O último teste para uma variação de temperatura de 50°C, teste 1D, como mostrado na Tabela 4.1, foi realizado com vapor contínuo e fixações engastadas no CP. Os ciclos, mostrados na Figura 4.23, evidenciam como os aquecimentos lentos nos ciclos de aquecimento CA não geram picos de deformações, confirmando que esta característica é um fenômeno exclusivo do choque térmico. Além disto, do mesmo modo que ocorreu no teste 1C (Figura 4.22), ainda há uma diferença de 36.5 $\mu\text{m/m}$ entre a deformação $\epsilon_0 = -6,55 \mu\text{m/m}$ e $\epsilon_f = 29,95 \mu\text{m/m}$.

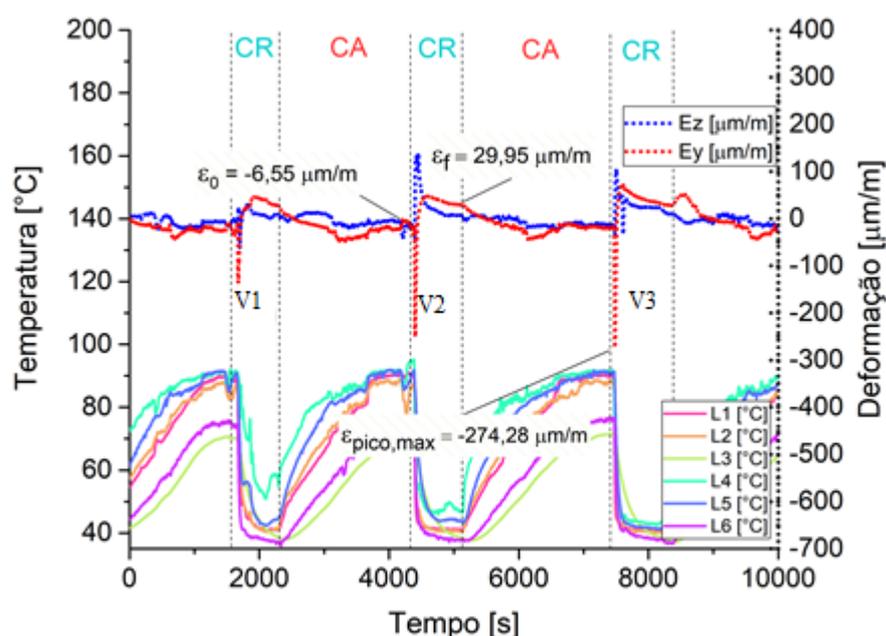


Figura 4.23 - Dados de temperatura e deformação do teste 1D.

Conforme mostrado nos resultados dos testes 1A ao 1D, percebe-se que, quando as variações de temperatura em um núcleo ocorrem de maneira brusca, há o aparecimento de picos de deformação, induzindo um choque térmico no material capaz de elevar as tensões em 1500% em relação a alteração sofrida em regime permanente. O engaste não se mostrou uma variável significativa no comportamento das deformações, visto que, conforme mostra a Tabela 4.2, não houve diferença significativa na magnitude das deformações para um mesmo teste, realizado com ou sem engaste. Mesmo assim, de acordo com Manson (1966), quando um corpo sujeito a variações de temperatura tem uma maior restrição à deformação, maior é a tensão interna. Talvez o corpo de prova seja muito pequeno para se captar alguma mudança significativa relativa à estas restrições ou as forças de reação realizadas pelos engastes não foram suficientes para restringir a sua dilatação. Nos testes seguintes é esperado que ocorram os mesmos

comportamentos, porém com uma magnitude de deformação menor, por conta das menores variações de temperatura, como mostra a Figura 4.24 através dos testes 2A e 2B.

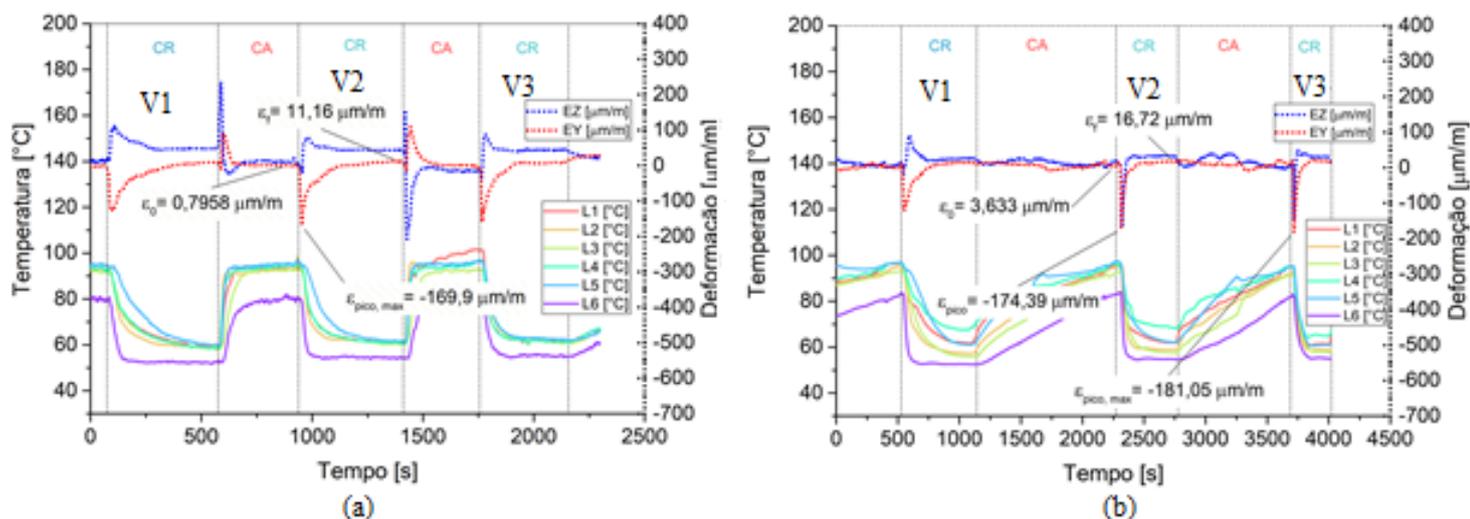


Figura 4.24 - (a) Dados de temperatura e deformação do teste 2A; (b) Dados de temperatura e deformação do teste 2B.

O Teste 2A (Figura 4.24(a)) apresentou uma deformação de pico máxima de $-169,9 \mu\text{m/m}$ no segundo CR, 1,5 vezes menor em relação ao Teste 1A (Figura 4.20), no entanto a variação da deformação do estado inicial ao final no regime permanente apresentou um valor relativamente igual, cerca de $10,36 \mu\text{m/m}$. As variações das deformações, tanto no pico quanto no regime permanente, durante os CR do Teste 2B (Figura 4.24 (b)) apresentaram praticamente os mesmos valores e pode ser considerado o mesmo que o visto no Teste 2^a. Do mesmo modo que ocorreu nos testes de vapor contínuo na primeira bateria de teste, o aquecimento lento não implicou em picos de deformação. Os testes 2C e 2D foram conduzidos aplicando as mesmas condições dos testes 2A e 2B respectivamente, com a diferença de que ambos apresentam fixações engastadas no corpo de prova. Os resultados em regime permanente apresentaram variação de deformação, entre a deformação pré-choque térmico e pós-choque térmico, próxima de $45 \mu\text{m/m}$, significando um aumento de 300% em relação aos testes 2A e 2B. No entanto, conforme mostrado na Tabela 4.2, em todos os testes houve a deformação em regime permanente, que se manteve entre 5 a $70 \mu\text{m/m}$. Esta variação pequena mostra que este método de fixação não se provou eficiente para validar a influência das restrições, sendo necessário um trabalho mais rigoroso com um trocador em maior escala. As amplitudes de pico e sua deformação máxima se encontram na ordem de 130 a $185 \mu\text{m/m}$, mantendo uma equivalência com os resultados com

os testes anteriormente mencionados, reforçando a ideia de que o principal problema nas variações de tensões em trocadores de calor compacto são devido à variações bruscas de temperaturas.

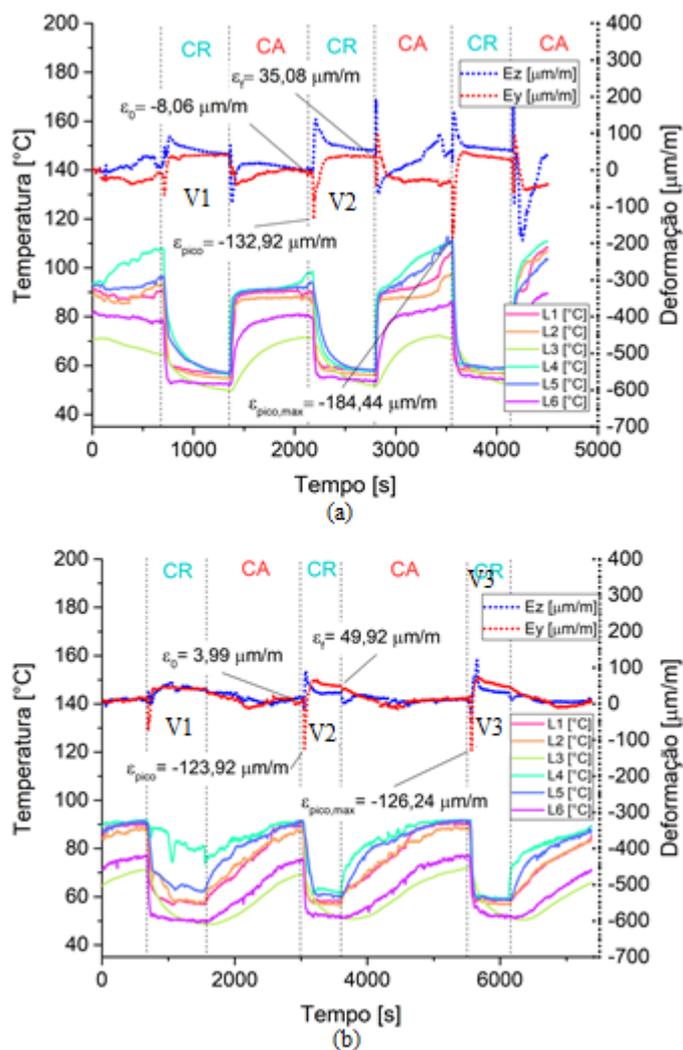


Figura 4.25 - (a) Dados de temperatura e deformação do teste 2C; (b) Dados de temperatura e deformação do teste 2D.

Por fim, analisa-se os dados referentes à terceira bateria de testes (3A a 3D). Como previsto, os CPs apresentam deformações menores, porém com o mesmo comportamento dos demais experimentos realizados, conforme mostra a Figura 4.26. Observa-se que, em todos os testes, as deformações máximas de pico apresentaram valores na ordem de $100 \mu\text{m/m}$, enquanto as variações de deformação pré e pós-choque térmico no regime permanente dos ciclos, apresentaram valores em torno de 1 a $5 \mu\text{m/m}$, para testes sem engastamento, e de 12 a $20 \mu\text{m/m}$ para testes com o corpo de prova engastado.

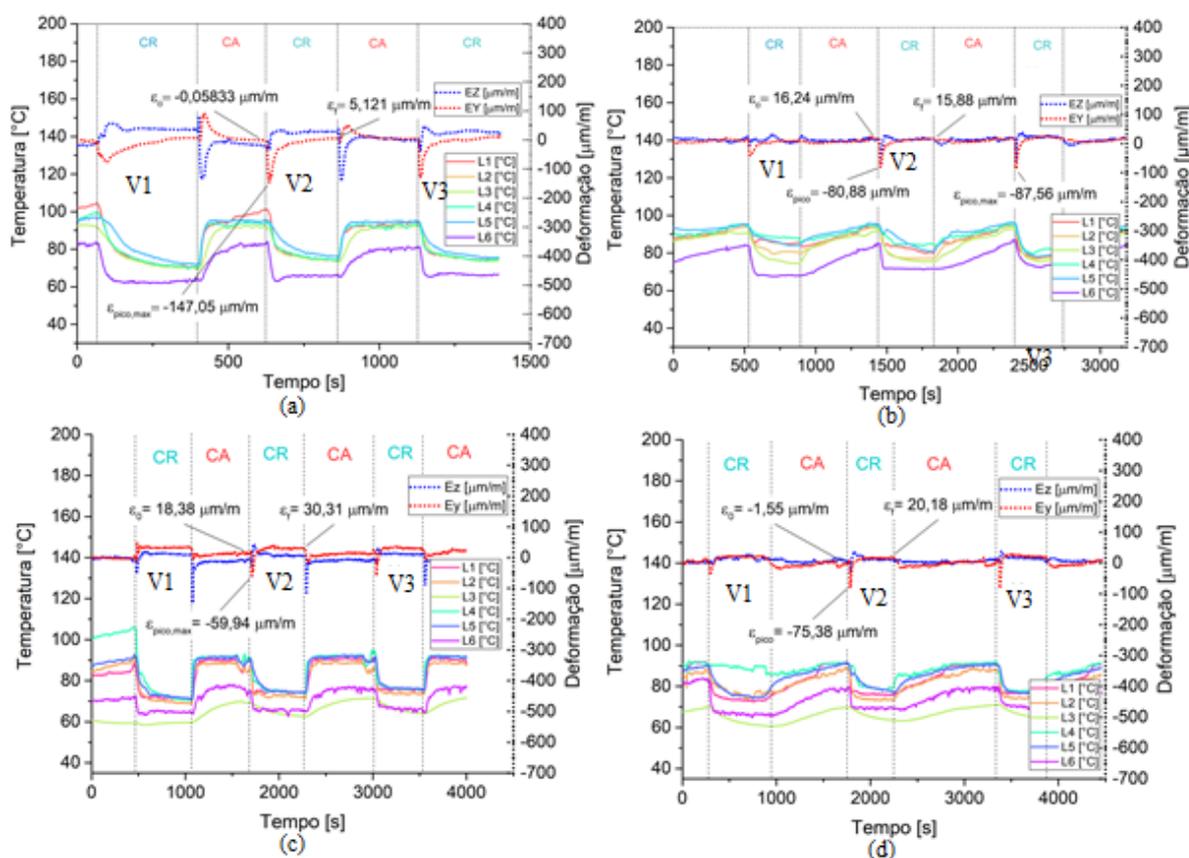


Figura 4.26 - Dados de temperatura e deformação dos (a) teste 3A; (b) teste 3B; (c) teste 3C; (d) teste 3D

Vale ressaltar que, a indução de uma variação exata de 10°C no CP é uma tarefa mais complicada pelo fato da água fria circular a uma temperatura próxima de 80 °C em seu interior, o que faz com que ocorra maior troca térmica com o meio ambiente. Sendo assim, neste teste a variação da temperatura do CP ficou em torno de 8 a 17 °C em cada ciclo de resfriamento.

Com a alteração mais lenta da temperatura não há o aparecimento dos efeitos de choque térmico, como picos de deformação, como se nota nos ciclos de resfriamento, onde tanto a passagem contínua de vapor quanto as fixações engastadas no corpo de prova não influenciaram significativamente as deformações de pico.

A partir de todos os dados experimentais obtidos, dois gráficos, relacionando as amplitudes de deformação máximas para EY e EZ em função das amplitudes de temperatura foram gerados (Figuras 4.24 e 4.25), os quais permitem uma análise das variáveis mais influentes quanto ao comportamento termoestrutural de um trocador de calor compacto unido por difusão. Como já observado anteriormente, ambas as figuras reforçam a constatação que a influência das restrições por engaste e o fluxo de vapor contínuo/descontínuo causam alterações

significativas nas deformações máximas, assim como a amplitude de temperatura atuante e a vazão do fluido refrigerante influenciam a magnitude da amplitude de deformação máxima.

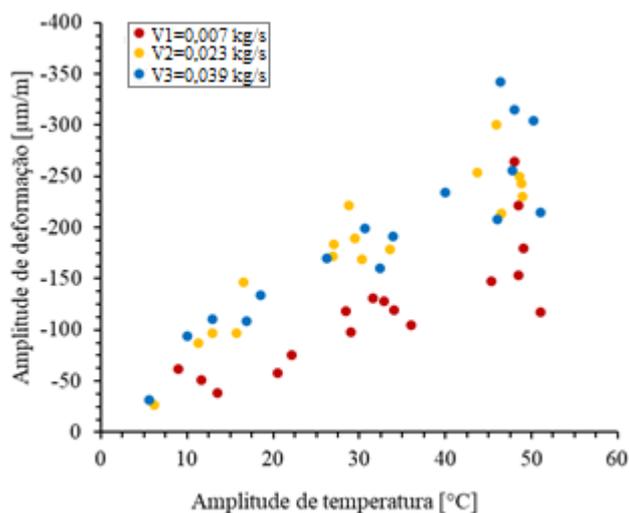


Figura 4.27 - Amplitudes máximas para EY.

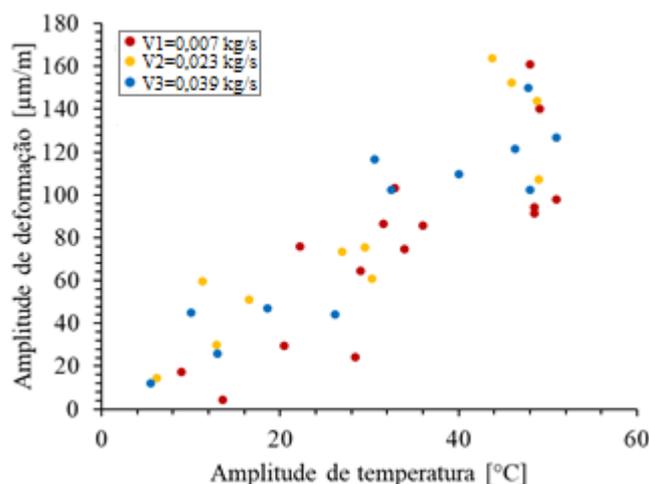


Figura 4.28 - Amplitudes máximas para EZ.

Nas Figura 4.28, os pontos vermelhos representam medidas obtidas para as menores vazões de água, enquanto os amarelos representam as de vazão média e os azuis as de vazão máxima. Em ambos os gráficos se nota que, para vazões pequenas, as amplitudes são menores, enquanto para vazões maiores, estas amplitudes aumentam até certo ponto, a partir do qual a variação de temperaturas domina a magnitude das deformações. Para fins de melhor visualização destes efeitos, apresenta-se os gráficos da Figura 4.26, que apresentam valores médios da deformação em função da vazão de fluido refrigerante, para as três variações de temperaturas

analisadas. Pode-se observar que a influência da variação da temperatura é mais relevante do que a vazão do fluido. Pode-se determinar, a partir dos dados controlados e coletados, o fluxo de calor entre a região interna do CP, as paredes e o ambiente externo e assim encontrar alguma relação entre este fluxo de calor e as deformações de um trocador de calor compacto. Percebe-se que, quanto maior a taxa de variação de temperatura maior é a tendência das deformações máximas se elevarem, as quais são capazes de induzir elevadas tensões internas.

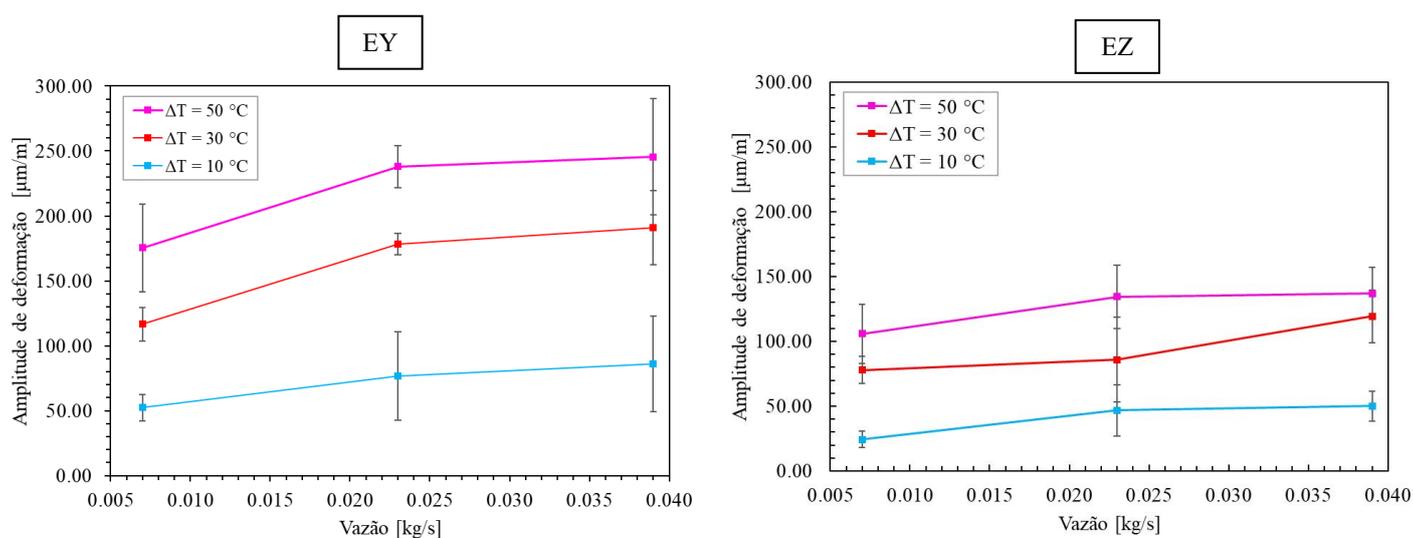


Figura 4.29 - Curvas da variação média das deformações EY e EZ para diferentes amplitudes de temperaturas, em função da vazão do fluido refrigerante.

Note-se ainda que o extensômetro EZ instalado na posição transversal na lateral do CP apresentou deformações menores que o EY colocado verticalmente na região frontal. Em um trocador de tamanho real, a região frontal seria onde estariam localizados os bocais, enquanto a região lateral se relaciona com a região central da parede externa longitudinal. Isto pode indicar que a região que está sujeita às maiores tensões são as dos bocais, por sofrerem variações de temperatura mais bruscas que as regiões centrais do trocador de calor.

Desta forma verifica-se que o objetivo do trabalho experimental, que é de relacionar as variáveis térmicas com as deformações, foi cumprido. Porém, a ciclagem contínua nestes experimentos não foi realizada devido a bancada ser totalmente manual, o que dificultou a sua operação.

4.7 COMENTÁRIOS

A metodologia desenvolvida possibilitou a criação de uma bancada inovadora para testes de fadiga térmica de trocadores de calor compactos. Ao se usar o calor gerado em um termossifão como uma das correntes de um trocador de calor, foi possível induzir ciclos de temperatura com amplitude controlada com precisão, controlando a vazão do fluido refrigerante que flui no outro lado do trocador. No entanto, alguns problemas devem ser destacados. Primeiro, a bancada deve estar bem isolada termicamente e isto representa um problema prático, uma vez que os extensômetros são aplicados nas superfícies externas do corpo de prova e devem estar livres (sem isolamento). Outro problema prático é vazamentos podem ser mais facilmente encontrados nas conexões, de forma que é necessário manter um padrão rigoroso no processo de cortes das tubulações, retirando-se cuidadosamente as impurezas, como rebarbas do processo de usinagem, poeira, ferrugem, entre outros, e aplicando-se o aperto correto nas conexões *Swagelok*. Um possível vazamento implica na demora em aquecer a bancada, dificultando o alcance de temperaturas acima dos 100 °C. No geral, a bancada se mostrou muito funcional, cumprindo seu objetivo, ou seja, ciclos de temperatura foram aplicados ao corpo de prova de maneira simples e sem a necessidade de equipamentos robustos.

De uma forma geral, pode-se afirmar que:

- As deformações obtidas mostraram ter grande influência nos choques térmicos, os quais são caracterizados pelos picos de deformação durante o transiente. Este fato, em um núcleo de trocador de calor compacto em tamanho real, pode gerar tensões acima da tensão de escoamento mostrando que, mesmo quando a variação da temperatura é pequena, a taxa com a qual esse calor se propaga pode induzir tensões maiores que as previstas teoricamente.
- Os gráficos mostraram que, quanto maior for a taxa de variação e a amplitude da temperatura no equipamento, tanto maior é a sua deformação e consequentemente, maior a tensão interna gerada. Assim, o máximo valor da deformação em EY ocorreu para uma variação de temperatura do CP mais elevada, em média 245 $\mu\text{m}/\text{m}$. Já esta deformação máxima em EZ foi 40% menor, cerca de 136 $\mu\text{m}/\text{m}$, ou seja, a amplitude em regime permanente é em média 15 vezes menor em relação a deformação de pico para um corpo sem fixação.

- As diferentes vazões do fluido de arrefecimento, apresentaram uma importante influência nos picos de deformação já que, quando maior a vazão, maior a deformação. O fluxo de vapor na forma contínua impôs um aquecimento de ciclo lento, o que eliminou os efeitos de choque térmico. Por fim, as fixações mostraram influência somente na amplitude de deformação em regime permanente, ou seja, aumentos de até 193% foram observados para corpos de prova engastados.

5 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

O estudo da análise estrutural em trocadores de calor compactos possibilitou um melhor entendimento dos fenômenos da fadiga mecânica e das deformações térmicas oriundas de variações de pressões e temperaturas no núcleo. A partir dos resultados obtidos no estudo da fadiga mecânica pode-se concluir o seguinte:

- A vida dos corpos de prova que foram fabricados adequadamente (boa união por difusão) variaram de 15×10^3 número de ciclos, para uma espessura de parede de 0,85 mm, a mais de 30×10^3 ciclos, para espessuras de 1 mm.
- A fadiga mecânica, referente a variações de pressão no núcleo, não é significativa para a vida do equipamento, no entanto é necessário haver um rigoroso controle de qualidade na fabricação para que não ocorram falhas durante a união por difusão do aço 316L, visto que alguns corpos de prova apresentaram vazamentos logo nos ciclos iniciais dos testes de ciclagem de pressão. Isto ocorreu devido à presença de vazios nas superfícies das chapas durante sua fabricação, evidenciadas na análise metalográfica das peças.
- Para a fabricação de um trocador de calor de qualidade, é necessário um alto controle do ambiente durante a montagem das chapas, mantendo um padrão de limpeza e retirada de rebarbas em todas as chapas.
- A comparação entre dados experimentais e resultados do modelo indicado pela norma ASME VIII (2010) mostram diferenças máximas de 20%, sendo que, para a maioria dos pontos, esta diferença não ultrapassou 10%. Portanto, os modelos podem ser usados na predição da vida útil de um trocador de calor.

A partir dos resultados obtidos no estudo das deformações devido às ciclagens térmicas, pode-se concluir o seguinte:

- O estudo dos efeitos de transiente térmico mostrou que as tensões referentes às variações de temperatura no núcleo de um trocador de calor são mais preocupantes uma vez que podem gerar choques térmicos com consequente picos de tensão interna superiores a tensão de escoamento. Além disto, é difícil medir a sua magnitude máxima, de forma que é importante a realização de experimentos mais precisos.
- O valor máximo entre as deformações longitudinais ocorreu para uma variação de temperatura mais elevada no corpo de prova, ou seja, em média 245 $\mu\text{m/m}$.

- A amplitude da variação da temperatura se mostrou a variável mais influente na magnitude das deformações durante o choque térmico, no entanto, a taxa de variação da temperatura também pode indicar o aparecimento deste fenômeno. Observou-se que durante um aquecimento lento com uma taxa de variação de temperatura de $4,2\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{min}$ não foram visualizados picos de deformação característicos de choque térmico.
- A influência da vazão do fluido de arrefecimento é significativa, de modo que ficou evidenciado maior magnitude dos picos de deformação para vazões maiores para um mesmo ΔT , com taxas de variação de temperatura de 12, 24 e $30\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{min}$.
- Por fim as fixações mostraram ter pouca influência na amplitude de deformação.

5.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

É de grande interesse prático da indústria a continuação dos estudos da fadiga em trocadores de calor. Para isto, segue uma lista de sugestões de trabalhos futuros:

- Estudar diferentes geometrias de canais em ciclagem mecânica;
- Realizar testes de transiente térmico em um trocador de calor compacto em tamanho industrial;
- Estudar a fadiga térmica através de uma bancada experimental automatizada utilizando o conceito do termossifão em loop;
- Realizar simulações sofisticadas em CFD, com malha refinada e com a geometria completa do corpo de testes;
- Realizar simulações de vida em fadiga pelo N-Code.

REFERÊNCIAS

- 38TH MPA-SEMINAR, 2012, Stuttgart. **Thermal Fatigue – Materials Modeling**. Stuttgart: Mpa, 2012. 39 p.
- ALBERTAZZI, Armando. **Fundamentos da Metrologia científica e industrial**. 2. ed. Barueri: Manole, 2018.
- ASME, American Society of Mechanical Engineers, Boiler and Pressure Vessel Code. **Section VIII Division 1 e 2 - Rules for construction of Pressure Vessels**. 2010.
- ASM Handbook, Org., **Welding, Brazing and Soldering**, 10th edition., vol. 6. Materials Park, Ohio: ASM International, 1990.
- ASTM. **ASTM A240/A240M-18 Standard Specification for Chromium and Chromium-Nickel Stainless Steel Plate, Sheet, and Strip for Pressure Vessels and for General Applications BT – Standard Specification for Chromium and Chromium-Nickel Stainless Steel Plate, Sheet, West Conshohocken, PA**ASTM International, , 2018a. Disponível em: https://doi.org/10.1520/A0240_A0240M-18
- ASTM **A480/A480M-18a Standard Specification for General Requirements for Flat-Rolled Stainless and Heat-Resisting Steel Plate, Sheet, and Strip**West Conshohocken, PAASTM International, 2018b.
- ASTM International. **ASTM E2714-13 Standard Test Method for Creep-Fatigue Testing**. West Conshohocken, PA; ASTM International, 2013. doi: <https://doi.org/10.1520/E2714-13>
- ASTM **E466-15 Standard Practice for Conducting Force Controlled Constant Amplitude Axial Fatigue Tests of Metallic Materials**, ASTM International, West Conshohocken, PA, 2015, <https://doi.org/10.1520/E0466-15>
- ASTM **E468-18 Standard Practice for Presentation of Constant Amplitude Fatigue Test Results for Metallic Materials**, ASTM International, West Conshohocken, PA, 2018, <https://doi.org/10.1520/E0468-18>
- ASTM **E2368-04 Standard Practice for Strain Controlled Thermomechanical Fatigue Testing**, ASTM International, West Conshohocken, PA, 2004, <https://doi.org/10.1520/E2368-04>
- ASTM **E606-92(2004)e1 Standard Practice for Strain-Controlled Fatigue Testing**, ASTM International, West Conshohocken, PA, 2004, <https://doi.org/10.1520/E0606-92R04E01>
- BEER, Ferdinand P. *et al.* **Mecânica dos materiais**. 5. ed. São Paulo: Amgh Editora, 2011.
- BEJAN, A.; KRAUS, A. D.. **Heat Transfer Handbook**. New Jersey: John Wiley & Sons, 2003.
- BETANCUR ARBOLEDA, Luis Alonso. **Flat plate pulsating heat pipes: new fabrication technologies, experiments and modeling**. 2020. 194 p. Tese (Doutorado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Florianópolis, 2020. Disponível em: <http://www.bu.ufsc.br/teses/PEMC2101-T.pdf>. Acesso em: 22 out. 2020.
- CALLISTER, William D.; RETHWISCH, David G.. **Ciência e Engenharia de Materiais. Uma Introdução**. 9. ed. São Paulo: Ltc, 2016.

- CASTRO, J. T. P. de; MEGGIOLARO, M. A.. **Fadiga Técnicas e Práticas de Dimensionamento Estrutural sob Cargas Reais de Serviço: Volume 1 - Iniciação de Trincas**. Rio de Janeiro: Createspace Independent Publishing Platform, 2009.
- GROLL M.; ROSIER S. Operation Principles and Performance of Heat Pipes and Closed Two-Phase Thermosyphons. **J. Non-Equilib. Thermodyn.** ,17. P. 91-151, 1992.
- HIBBELER, Russell Charles. **Resistência dos Materiais**. 7. ed. São Paulo: Pearson Education, 2009.
- Kawashima F, Igari T, Miyoshi Y, Kamito Y, Tanihira M. **High temperature strength and inelastic behavior of plate-fin structures for HTGR**. Nucl Eng Des 2007;237(6):591–9.
- LANIN, A.; FEDIK, I. **Thermal Stress Resistance of Materials Anatoly Lanin Ivan Fedik** □. Berlin: Springer, 2008.
- LIPPOLD, J. C.; KOTECKI, D. J. **Welding Metallurgy and Weldability of Stainless Steels**. 1st. ed. [s.l.] John Wiley & Sons, 2005.
- MANTELLI, M.B.H., “**Thermosyphon Technology for Industrial Applications**”. In “Heat Pipes and Solid Sorption Transformations - Fundamentals and Practical Applications”. 1st ed.: CRC Press, 2013.
- MANSON, S. S.. **Thermal Stress and Low-Cycle Fatigue**. New York: Mcgraw-hill Book Company, 1966.
- MARTINELLI, A. E., **Diffusion bonding of silicon carbide and silicon nitride to molybdenum.**, National Library of Canada, Ottawa, 1996.
- MILANEZ, F. H.; MANTELLI, M. B. H. . **Heat Transfer Limit Due to Pressure Drop of a Two-Phase Loop Thermosyphon**. Heat Pipe Science and Technology, An International Journal, v. 1, p. 53-66, 2010.
- MIWA, Yasutake *et al.* **Manufacturing Technology of Diffusion-bonded Compact Heat Exchanger (DCHE)**. Kobelco Technology Review, Online Edition:issn 2188-0921, v. 32, n. 2, p. 51-56, dez. 2013.
- MUZYCHKA, Y.S., YOVANOVICH, M.M., **Laminar forced convection heat transfer in the combined entry region of non-circular ducts**, J. Heat Transf 126 (2004) 54, doi:10.1115/1.1643752.
- NAI S.M.L., SARANGAPANI M., YEUNG J. **Solid State Microjoining Processes in Manufacturing**. In: Nee A. (eds) Handbook of Manufacturing Engineering and Technology. Springer, London, 2015. https://doi.org/10.1007/978-1-4471-4670-4_60
- NESTELL, J., T.L. SHAM. **ASME Code Considerations for the Compact Heat Exchanger**. Oak Ridge: Ornl, 2015.
- Norma regulamentadora, **NR-13 – Caldeiras, Vasos de Pressão e Tubulações**, Portaria do Ministério do Trabalho e Emprego no 594 de 28 de abril de 2014.
- PIYUSH S., et al, “**Diffusion-Welded Microchannel Heat Exchanger for Industrial Processes**,” Journal of Thermal Service and Engineering Applications, 5, 2013, 01109-1.
- ROSA, E. da. **ANÁLISE DE RESISTÊNCIA MECÂNICA**. Florianópolis: Grante, 2002.

- ROSINSKI, Grégori. **COMPORTAMENTO MECÂNICO DO NÚCLEO DE UM TROCADOR DE CALOR UNIDO POR DIFUSÃO**. 2017. 149 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2017.
- SARMIENTO, A. P. C. *et al.* Heat transfer correlation for circular and non-circular ducts in the transition regime. **International Journal Of Heat And Mass Transfer**. Florianópolis, p. 1-19. dez. 2019.
- SARNO, C. *et al.* Loop thermosyphon thermal management of the avionics of an in-flight entertainment system. **Applied Thermal Engineering**. p. 764-769. 2013.
- SCHWARTZ, M. M., **Modern metal joining techniques**. New York: John Wiley & Sons, 1969.
- SENSORES, Excel. **EXTENSÔMETROS COLÁVEIS DE RESISTÊNCIA ELÉTRICA: modelos unidirecionais estreitos. MODELOS UNIDIRECIONAIS ESTREITOS**. Disponível em: <https://excelsensor.com.br/extensometros-colaveis-de-resistencia-eletrica/modelos/unidirecionais-estreitos/>. Acesso em: 16 dez. 2020.
- SHAH R. K.; SEKULIĆ D. P., **Fundamentals of heat exchanger de-sign**. Hoboken, NJ: John Wiley & Sons, 2003.
- SILVA, Valdinei Ferreira da. **Comportamento da liga de alumínio A356-T6 fundida e tixoestrudada sob fadiga isotérmica e termomecânica**. 2014. 200 f. Tese (Doutorado) - Curso de Engenharia de Materiais, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2014.
- SURESH, S.. **Fatigue of Materials**. 2. ed. Cambridge: Cambridge University Press, 1998.
- THULUKKANAM, Kuppan. **Heat Exchanger Design Handbook**. 2. ed. Boca Raton: Crc Press, 2013.
- WASHKO, S. D.; AGGEN, G. **Wrought Stainless Steels. In: Properties and Selection: Irons, Steels, and High-Performance Alloys**. [s.l.] ASM International, 1990. v. 1p. 841-907.
- WERONSKI, A.; HEJWOWSKI, T.. **Thermal Fatigue of Metals Mechanical Engineering**. New York: Crc Press, 1991.

ANEXO A

Modelo assintótico para calcular o número de Nusselt na região de entrada combinada de dutos e canais não circulares.

Neste modelo Muzychka e Yovanovich (2004) descrito por Sarmiento et al. (2019) é possível calcular o número de Nusselt para secções transversais retangulares em regime laminar:

$$Nu_{\sqrt{A},l} = \left[\left(C_4 \frac{f(\text{Pr})}{\sqrt{L_{th,\sqrt{A}}^*}} \right)^m + \left\{ \left\{ C_2 C_3 \left(\frac{f \text{Re}_{\sqrt{A}}}{L_{th,\sqrt{A}}^*} \right)^{1/3} \right\}^5 + \left\{ C_1 \left(\frac{f \text{Re}_{\sqrt{A}}}{8\sqrt{\pi} \varepsilon^\gamma} \right) \right\}^5 \right\}^{m/5} \right]^{1/m}$$

; $0.1 < \text{Pr} < \infty$; $\text{Re}_{\sqrt{A}} < 2037$ (B.1)

$m = 2.27 + 1.65 \text{Pr}^{1/3}$

Onde m é o parâmetro de mistura e $L_{th,\sqrt{A}}^*$ o comprimento térmico adimensional:

$$L_{th,\sqrt{A}}^* = \frac{L / \sqrt{A}}{\text{Re}_{\sqrt{A}} \text{Pr}} \quad \text{(B.2)}$$

$f \text{Re}_{\sqrt{A},l}$ é o número de Poiseulle, calculado por:

$$f \text{Re}_{\sqrt{A},l} = \left\{ \left(\frac{3,44}{\sqrt{L_{hy,\sqrt{A}}^*}} \right)^2 + \left(\frac{12}{\sqrt{\varepsilon}(1+\varepsilon) \left[1 - \frac{192\varepsilon}{\pi^5} \tanh\left(\frac{\pi}{2\varepsilon}\right) \right]} \right)^2 \right\}^{1/2} \quad \text{(B.3)}$$

onde $L_{hy,\sqrt{A}}^*$ é o comprimento hidrodinâmico adimensional:

$$L_{hy,\sqrt{A}}^* = \frac{L / \sqrt{A}}{\text{Re}_{\sqrt{A}}} \quad \text{(B.4)}$$

Os parâmetros de condição de contorno são retirados pela Tabela A.1.

Tabela A.1 - Parâmetros de condição de contorno.

Condições de contorno			
TPU	C1=3.24	C3=0.409	$f(Pr) = \frac{0.564}{[1+(1.664Pr^{1/6})^{9/2}]^{2/9}}$
FCU	C1=3.86	C3=0.501	$f(Pr) = \frac{0.886}{[1+(1.909Pr^{1/6})^{9/2}]^{2/9}}$
Número de Nusselt			
Local	C2=1	C4=1	
Médio	C2=3/2	C4=2	
Parâmetro de forma			
Superior	$\gamma = 1/10$		
Inferior	$\gamma = -3/10$		

Onde TPU é temperatura de parede uniforme e FCU fluxo de calor uniforme.

ANEXO B

Tabela de t_{student} para análise estatística.

Tabela B.1 - distribuição t de Student com graus de liberdade

Unilateral α	0,25	0,10	0,05	0,025	0,01	0,005
Bilateral α	0,50	0,20	0,10	0,05	0,02	0,01
c	0,50	0,80	0,90	0,95	0,98	0,99
G.L						
1	1,000	3,078	6,314	12,706	31,821	63,657
2	0,816	1,886	2,920	4,303	6,965	9,925
3	0,765	1,638	2,353	3,182	4,541	5,841
4	0,741	1,533	2,132	2,776	3,747	4,604
5	0,727	1,476	2,015	2,571	3,365	4,032
6	0,718	1,440	1,943	2,447	3,143	3,707
7	0,711	1,415	1,895	2,365	2,998	3,499
8	0,706	1,397	1,860	2,306	2,896	3,355
9	0,703	1,383	1,833	2,262	2,821	3,250
10	0,700	1,372	1,812	2,228	2,764	3,169
11	0,697	1,363	1,796	2,201	2,718	3,106
12	0,695	1,356	1,782	2,179	2,681	3,055
13	0,694	1,350	1,771	2,160	2,650	3,012
14	0,692	1,345	1,761	2,145	2,624	2,977
15	0,691	1,341	1,753	2,131	2,602	2,947
16	0,690	1,337	1,746	2,120	2,583	2,921
17	0,689	1,333	1,740	2,110	2,567	2,898
18	0,688	1,330	1,734	2,101	2,552	2,878
19	0,688	1,328	1,729	2,093	2,539	2,861
20	0,687	1,325	1,725	2,086	2,528	2,845
21	0,686	1,323	1,721	2,080	2,518	2,831
22	0,686	1,321	1,717	2,074	2,508	2,819
23	0,685	1,319	1,714	2,069	2,500	2,807
24	0,685	1,318	1,711	2,064	2,492	2,797
25	0,684	1,316	1,708	2,060	2,485	2,787
26	0,684	1,315	1,706	2,056	2,479	2,779
27	0,684	1,314	1,703	2,052	2,473	2,771
28	0,683	1,313	1,701	2,048	2,467	2,763
29	0,683	1,311	1,699	2,045	2,462	2,756
∞	0,674	1,282	1,645	1,960	2,326	2,576

APÊNDICE A

Calibração da bancada de ciclagem de pressão

A calibração da bancada foi realizada para ciclos entre baixa pressão e alta pressão com uma razão de 0,1, ou seja, para um ciclo onde a alta pressão é de 20 bar sua baixa pressão será de 2 bar. A Tabela A.2 mostra os valores de pressão obtidos para baixa e alta pressão, os valores teóricos de pressão em um mesmo ciclo possuem as mesmas cores, sendo cada cor referente ao mesmo ciclo, por exemplo, a cor roxa representa o ciclo entre 2 – 20 bar, a amarela o ciclo de 4 – 40 bar, e assim por diante.

Tabela A.2 - Calibração dos ciclos de pressão.

n	Baixa pressão [bar]										Alta Pressão [bar]									
	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20	20	40	60	80	100	120	140	160	180	200
1	1.9	4.1	6.1	8.1	10.2	12.0	13.5	15.8	17.5	19.1	20.1	41.9	63.3	81.3	102.3	122.3	143.3	164.3	184.6	208.1
2	2.0	4.2	6.0	8.0	10.3	12.2	14.3	15.6	17.6	20.3	21.6	42.1	61.2	84.3	103.6	123.3	142.6	165.3	185.2	208.7
3	2.0	4.0	6.2	8.2	10.2	12.3	14.0	15.5	18.3	20.5	20.3	43.0	63.5	84.6	104.5	125.4	144.6	164.4	186.4	209.2
4	2.1	4.0	6.2	8.1	10.0	12.5	13.8	16.5	18.1	19.9	20.7	42.1	63.2	83.6	103.7	123.3	144.3	163.8	185.4	205.7
5	2.0	4.1	6.1	7.9	9.9	12.0	14.0	15.9	17.6	19.4	21.8	41.5	63.1	84.7	102.6	122.9	144.9	166.3	183.2	207.5
6	2.2	3.9	6.0	8.0	9.7	11.9	14.2	15.8	17.9	19.4	20.3	42.2	62.3	83.6	104.6	124.5	143.9	165.4	185.9	207.0
7	2.0	3.9	5.9	8.0	10.0	11.8	14.3	16.5	17.3	19.4	20.6	41.2	63.3	83.3	102.6	124.2	145.1	165.9	184.9	206.3
8	1.9	4.0	5.8	7.8	10.1	12.3	14.2	15.4	17.2	19.2	20.6	42.6	64.5	82.9	103.4	123.9	143.6	166.1	186.4	208.0
9	1.9	4.1	6.0	8.0	10.3	12.0	14.0	15.4	17.6	19.3	20.5	42.2	62.3	82.1	103.6	125.1	145.2	162.8	186.1	207.0
10	2.0	4.0	6.0	8.2	9.8	12.0	13.8	16.6	17.9	19.1	21.1	41.8	63.5	82.1	104.3	124.3	142.8	164.9	185.9	206.6

Através destes valores seguindo os passos propostos por Albertazzi (2018) foi calculado a média (\bar{x}), o desvio padrão (σ_{pad}), a repetibilidade (R_E), a tendência (T_D) e os erros máximos ($T_D \pm R_E$) de cada ciclo de pressão. Os gráficos das Figuras A.1 e A.2 mostram o comportamento de T_D e erros máximos em alta e baixa pressão respectivamente.

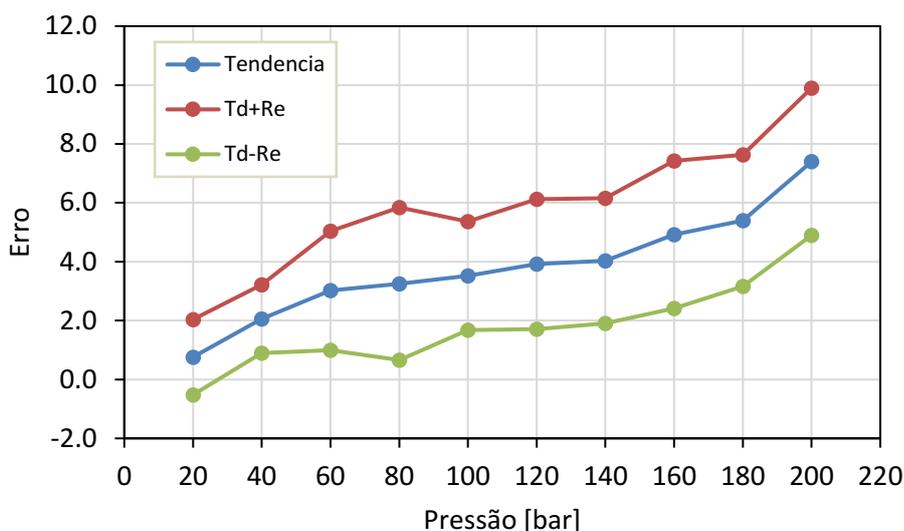


Figura A.1 - Tendência e erros máximos (superior e inferior) na alta pressão.

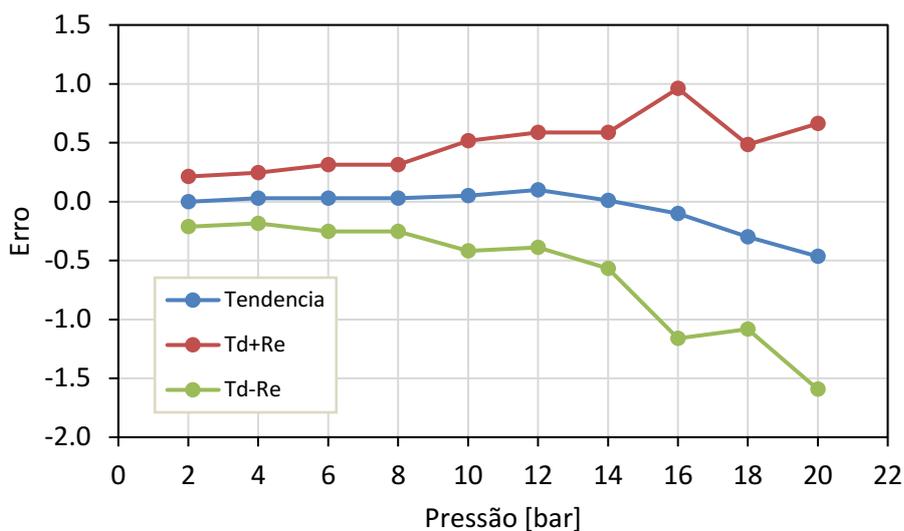


Figura A.2 - Tendência e erros máximos (superior e inferior) na baixa pressão.

De acordo com os cálculos o erro máximo em alta pressão apresenta um valor de $[P_{MAX} \pm 9.9]$ bar e de $[P_{MIN} \pm 1.6]$ bar para baixa pressão, ambos durante a maior amplitude de pressão testada. Com isso o erro máximo da amplitude seria o erro de P_{MAX} somado ao erro de P_{MIN} $[\Delta P \pm (9.9+1.6)]$, portanto a incerteza considerada é de $u(\Delta P) = [\Delta P \pm 11.5]$.

Seguindo a mesma metodologia foi estipulado os erros máximos da espessura da parede da região de interesse em cada corpo de prova, na Tabela A.3 se encontram os valores medidos por um paquímetro após os testes.

Tabela A.3 - Valores medidos da espessura da parede da região de interesse dos corpos de prova testados.

	Espessuras da parede t [mm]			
CP1	0.49	0.5	0.51	0.49
CP2	0.59	0.6	0.57	0.57
CP3	0.64	0.65	0.63	0.62
CP4	0.71	0.67	0.67	0.66
CP5	0.72	0.7	0.67	0.71
CP6	0.73	0.73	0.71	0.69
CP7	0.77	0.8	0.78	0.76
CP8	0.85	0.82	0.81	0.84
CP9	0.9	0.88	0.87	0.85
CP11	0.95	0.93	0.98	0.99
CP 12	1.01	0.98	0.95	1
CP 10	0.99	0.97	0.99	0.96
CP 13	1.27	1.31	1.3	1.26

No caso das espessuras não havia uma certeza de medida inicial por isso os erros aleatórios são predominantes, a repetibilidade de cada medida foi calculada e é mostrada no gráfico da Figura A.3.

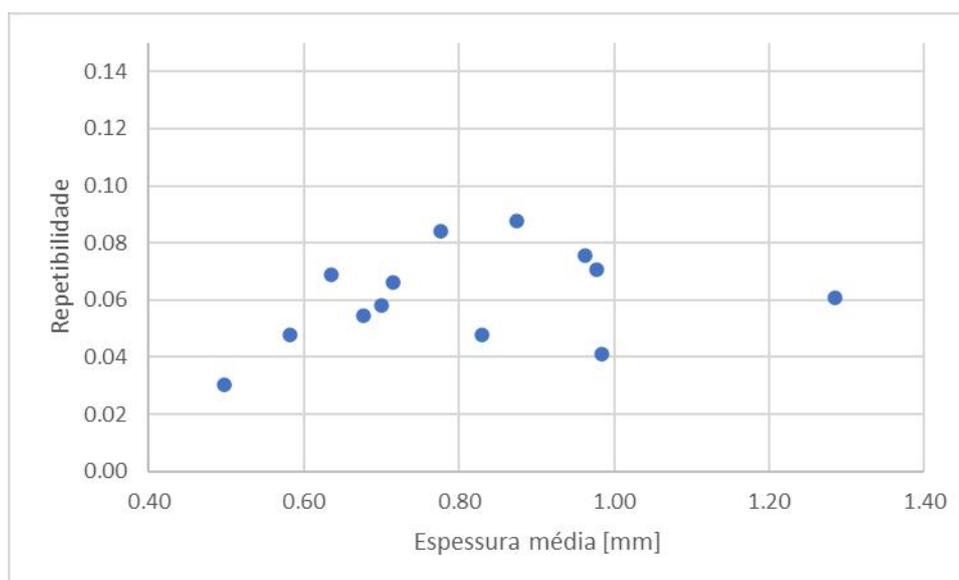


Figura A.3: Repetibilidade em relação a espessura média.

Percebe-se pelo gráfico a aleatoriedade dos erros independente da espessura da parede. A incerteza máxima neste caso foi de $u(t)=[t \pm 0,09]$ mm. As equações utilizadas para os cálculos são descritas abaixo.

$$\bar{x} = \sum_{i=1}^n \frac{x_i}{n} \quad (\text{A.1})$$

$$\sigma_{pad} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n-1}} \quad (\text{A.2})$$

$$R_E = \sigma t_{student} \quad (\text{A.3})$$

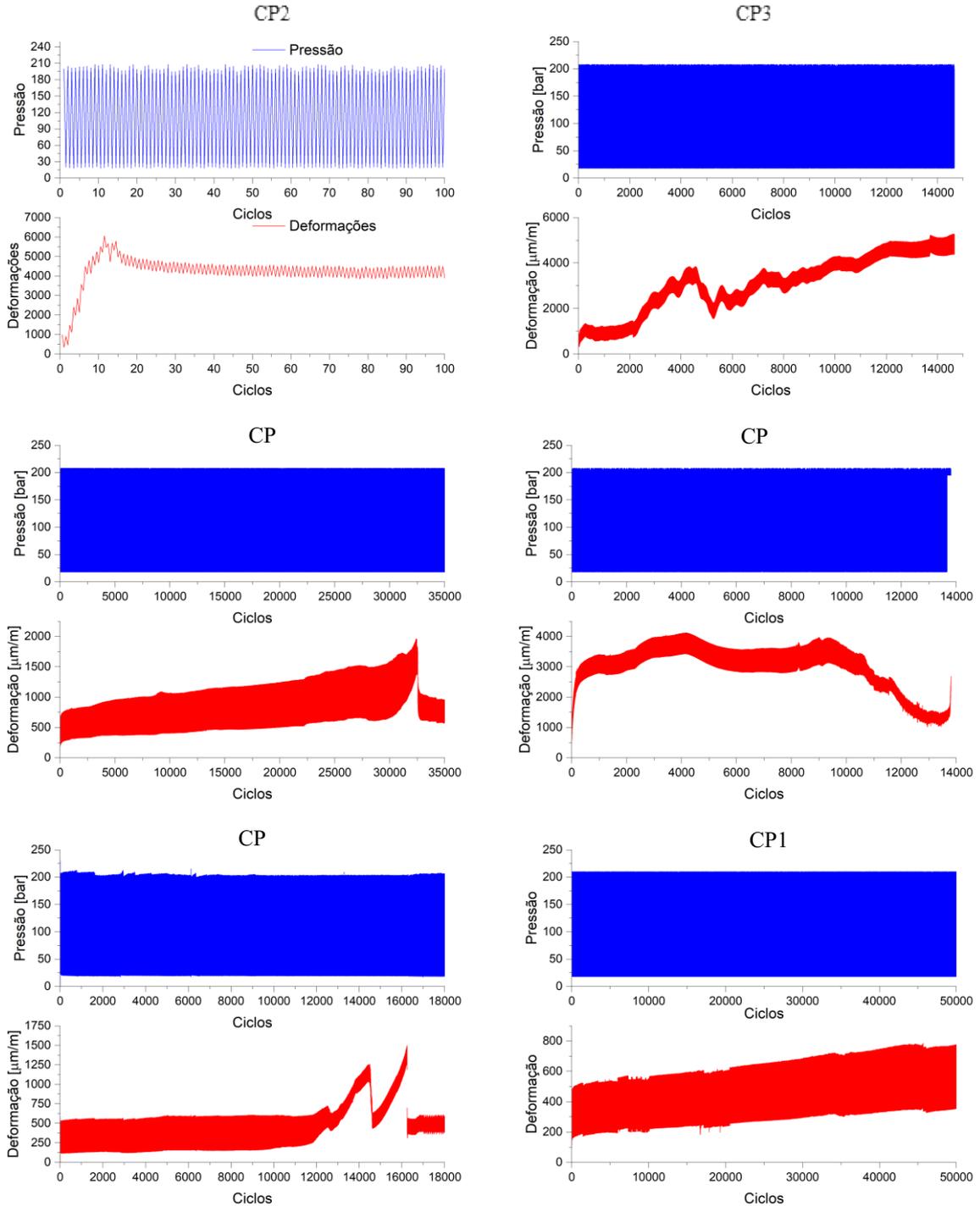
$$T_D = \bar{x} - x_{esperado} \quad (\text{A.4})$$

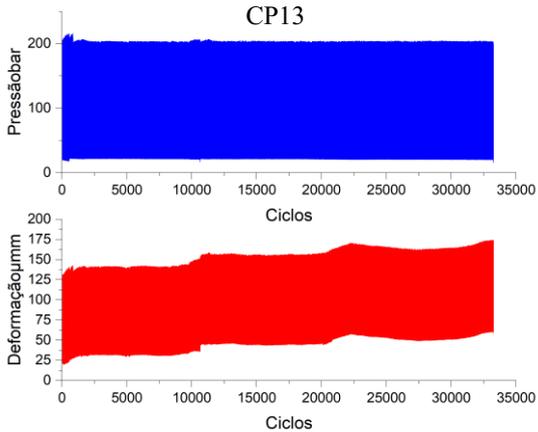
$$u(x) = T_D \pm R_{E,max} \quad (\text{A.5})$$

Onde n é o número de valores medidos e $t_{student}$ é retirado da tabela B.1 do ANEXO B, onde o grau de liberdade $GL=n-1$ e o grau de confiança utilizado foi de 95%.

APÊNDICE B

Gráficos completos da pressão e deformação de alguns CP's testados.





APÊNDICE C

Trincas dos CP's 3, 4, 5, 7, 8, 9, 10, 11, 13.

