

Grégori Rosinski

**COMPORTAMENTO MECÂNICO DO NÚCLEO DE UM
TROCADOR DE CALOR UNIDO POR DIFUSÃO**

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina para a obtenção do Grau de Mestre em Engenharia Mecânica.
Orientadora: Prof.^a Márcia Barbosa Henriques Mantelli, PhD.

Florianópolis
2018

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

Rosinski, Grégori

Comportamento mecânico do núcleo de um trocador
de calor unido por difusão / Grégori Rosinski;
orientadora, Marcia Barbosa Henriques Mantelli,
2018.

149 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de
Santa Catarina, Centro Tecnológico, Programa de Pós
Graduação em Engenharia Mecânica, Florianópolis, 2018.

Inclui referências.

1. Engenharia Mecânica. 2. Trocadores de calor
compactos. 3. União por difusão. 4. Análise
estrutural. I. Mantelli, Marcia Barbosa Henriques.
II. Universidade Federal de Santa Catarina.
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III.
Título.

Grégori Rosinski

**COMPORTAMENTO MECÂNICO DO NÚCLEO DE UM
TROCADOR DE CALOR UNIDO POR DIFUSÃO**

Esta Dissertação foi julgada adequada para obtenção do Título de “Mestre em Engenharia Mecânica”, e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Florianópolis, 23 de Fevereiro de 2018.

Prof. Jonny Carlos da Silva, Dr.
Coordenador do Curso

Prof.^a Márcia Barbosa Henriques Mantelli, PhD – Orientadora
Universidade Federal de Santa Catarina

Banca Examinadora:

Prof.^a Márcia Barbosa Henriques Mantelli, PhD – Orientadora
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Aloísio Nelmo Klein, Dr.-Ing.
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Wanderson Santana da Silva, Dr. Eng.
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Eduardo Alberto Fancello, Dr. Sc.
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Júlio César Passos, Dr.
Universidade Federal de Santa Catarina

AGRADECIMENTOS

Agradeço especialmente aos meus pais Vilson Antonio Rosinski e Eva Smagalla Rosinski pelo suporte e apoio em todos os momentos e decisões.

A minha irmã Evelyn Rosinski Pereira pelas conversas, discussões, orientações e auxílios.

A Professora e Orientadora Marcia Barbosa Henriques Mantelli por me abrir as portas do laboratório para desenvolver a pesquisa e participar deste projeto de tamanha relevância.

Ao colega que se tornou um grande amigo durante este tempo de mestrado Felipe Rodrigues de Castro.

A equipe de materiais que tanto me auxiliou, Msc. Priscila Gonçalves e a bolsista de iniciação científica Luisa Bastos Mateus.

Aos colegas de laboratório que contribuíram para a elaboração deste trabalho, mesmo que fosse de maneira motivacional: Ana Roberta Gomes, Pedro Lando Bellani, Nelson Londoño Yurako, Leandro Silva, Luiz Domingos, Kênia Milanez e demais membros.

A equipe de simulação numérica, Maria Eduarda Chiamulera, Maria Clara Kauduinski, Eduardo Fronza e Luis Cisterna.

A estrutura do Laboratório de Tubos de Calor Labyrinth/Lepten.

A Universidade Federal de Santa Catarina/UFSC e o Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica pela oportunidade.

A Petrobras pelo financiamento do projeto de pesquisa.

Ao Labmetro e aos membros Matias Viotti e Elsio Varela pelo conhecimento repassado.

E a todos demais que colaboraram direta ou indiretamente durante o período do mestrado.

*Não fazer nada é muitas vezes a melhor
opção. Mas a história não foi feita por
aqueles que não fizeram nada.*
(Autor desconhecido)

RESUMO

Este trabalho avalia fatores que influenciam na resistência mecânica do núcleo de um trocador de calor compacto do tipo placa usinada, unido por difusão e fabricado em aço inoxidável AISI 316L. Devido à geometria dos canais que compõe este núcleo possuir seção quadrática ($3 \times 3 \text{ mm}^2$), formato pouco difundido na literatura de trocadores de calor, faz-se necessário avaliar estruturalmente este dispositivo. Inicialmente é avaliada a qualidade da união por difusão através da comparação entre amostras fabricadas com a variação dos parâmetros principais de união: temperatura, pressão e tempo. Com o intuito de se determinar a pressão máxima de trabalho a que o núcleo pode ser submetido, inicia-se uma abordagem analítica em comparação com outras geometrias de equipamentos compactos, seguida de uma avaliação experimental e por fim uma abordagem numérica do problema. Também foi proposto um modelo analítico para prever as deformações nas laterais do equipamento. A utilização da união por difusão satisfaz os quesitos de eficiência de junta, obtendo propriedades mecânicas semelhantes ao material base. Com a realização de ensaios hidrostáticos foi possível verificar que a utilização de uma placa de separação entre os fluxos térmicos de 0,5 mm de espessura não resiste a aplicação de altos níveis de pressão, ao se utilizar uma placa de maior espessura, no caso 1 mm, pode-se garantir a resistência mecânica do núcleo e a qualidade da união por difusão. Nos ensaios de ruptura pode-se determinar o nível de pressão em que há segurança na operação do trocador de calor, com espessura lateral em 1mm é indicado operar a 87,5 bar, com 2 mm, 115 bar e para 3 mm de espessura lateral mais de 122,5 bar. A utilização de normas adaptadas para dimensionamento se apresenta como uma boa alternativa, mesmo que estes sejam para estruturas aproximadas ao trocador compacto de canais com seção quadrática. As deformações em função da aplicação de pressão hidrostática nos corpos de prova foram obtidas através da utilização de extensômetros e verificou-se a boa correspondência entre os dados experimentais e os analíticos (teóricos e computacionais). A partir destes dados é possível verificar a alta resistência a esforços mecânicos do trocador de calor em desenvolvimento.

Palavras-chave: Trocador de calor compacto, união por difusão, aspectos estruturais, teste hidrostático, tensão e deformação.

ABSTRACT

This paper evaluates factors that influence the mechanical resistance of the core of a machined plate type compact heat exchanger, which is diffusion bonded and made of stainless steel AISI 316L. Due to the geometry of the channels that compose this core, which has quadratic section ($3 \times 3 \text{ mm}^2$), a not well known geometry in the heat exchangers literature, is it necessary to make a structural evaluation of this device. At the beginning, the quality of the diffusion bonding is evaluated, through the comparison among samples that were fabricated varying the principal union parameters: temperature, pressure and time. Aiming to determine the maximum working pressure in which this core can be submitted, an analytical approach is used in which the actual is compared to other compact heat exchanger core geometries, followed by an experimental evaluation and finally a numerical approach to the problem. Another analytical model was proposed to predict the strain in which the lateral walls of the equipment are submitted. The use of diffusion bonding process, satisfies the requirements of joint efficiency, obtaining mechanical properties similar to the basis material. Performing hydrostatic tests, it was possible to verify that separation plates of 0,5 mm of thickness, located between the fluid fluxes are not able to support the application of high pressure levels. However, when thicker plate of 1mm were used, the mechanical resistance of the core was guaranteed as well as the quality of the diffusion bonding. With the burst tests it was possible to determine the level of pressure in which the heat exchanger can operate safely. Cores with edge thickness of 1mm can attend pressures of 87,5 bar, with 2 mm of 115 bar and for 3mm of more than 122,5 bar. The use standards for dimensioning of these cores is a good alternative, even if these standards were not originally developed for these equipment and adaptations to the standard are needed for channels with square sections. The strain from the application of hydrostatic pressure in the specimens were measured by means of strain gages and a good correspondence between experimental and analytical (theoretical and computational) data was verified. From these data, it is possible to verify the high resistance to mechanical stresses of the developed heat exchanger.

Keywords: Compact heat exchanger, diffusion bonding, mechanical aspects, hydrostatic test, stress and strain

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 – Diâmetro hidráulico e densidade superficial para diversos tipos de trocadores de (Adaptado de [6]).	29
Figura 2.2 – Equivalência de tamanho entre trocadores de mesma capacidade térmica [9].	30
Figura 2.3 - Vista explodida de uma camada e núcleo de um trocador compacto [10].	31
Figura 2.4 – Núcleos de trocadores PCHE e PFHE [39] [40].	31
Figura 2.5 – Ramal formado por uma placa usinada e placa intermediária	34
Figura 2.6 – Trocador de calor com placas empilhadas	34
Figura 2.7 – Etapas da união por difusão [14]	37
Figura 2.8 – Núcleo SS316L soldado por difusão	37
Figura 2.9 – Representação esquemática da pressão nos canais e estado triaxial de tensões no cubo elementar	39
Figura 2.10 – Geometria de núcleos de trocadores compactos [8].	43
Figura 2.11 - Representação esquemática das espessuras de um PFHE	44
Figura 2.12 – Núcleo de um PCHE [22].	46
Figura 2.13 – Cilindro espesso e vista das pressões das tensões atuantes [28]	47
Figura 2.14 - Geometria retangular [1] e aproximação de canais semi-circulares para retangulares [29].	49
Figura 3.1 - Representação dos parâmetros de influência do trocador de calor	58
Figura 3.2 - Representação dos esforços de tração na aleta e de flexão nas demais placas.	60
Figura 3.3 - Viga apoiada submetida a esforços de flexão	61
Figura 3.4 - Forma de seção transversal (Adaptado de Gere e Goodno [17])	62
Figura 3.5 - Representação da placa intermediária agindo como uma viga multi-apoiada e carga distribuída.	63
Figura 3.6 – Representação das laterais do trocador agindo como vigas engastadas e carga distribuída.	65
Figura 3.7 – Deformações nas laterais do trocador	67
Figura 4.1 - Corte das placas e preparação da superfície.	70
Figura 4.2 - Peças posicionadas no banho ultrassônico.	70
Figura 4.3 - Peças empilhadas e posicionadas sob a matriz de união.	71
Figura 4.4 - Ciclo térmico de aquecimento na união por difusão	72
Figura 4.5 - Forno de união por difusão.	72
Figura 4.6 - Corpo de prova fabricado e pronto para teste	73
Figura 4.7 - Placas unidas por difusão com retirada de corpos de prova para ensaio de tração e análise metalográfica.	75
Figura 4.8 - Gráfico tensão x deformação da amostra S6	77
Figura 4.9 - Amostra S6 rompida	77
Figura 4.10 – Metalografias das amostras S0, S4, S6 e S10	78
Figura 4.11 - Amostras testes em cobre e aço inoxidável	79
Figura 4.12 - Bancada de monitoramento de pressão hidrostática	80
Figura 4.13 - Gráfico da variação de pressão durante os testes hidrostáticos	81

Figura 4.14 - Bancada para ensaios hidrostáticos de até 700 bar.....	82
Figura 4.15 - Geometria dos corpos de prova.....	83
Figura 4.16 - Geometria dos corpos de prova.....	85
Figura 4.17 - Retirada do material de sacrifício	86
Figura 4.18 - Bancada de testes hidrostáticos com sistema extensiométrico.	87
Figura 4.19 - Posições dos extensômetros – CP-13	88
Figura 4.20 - Corpo de prova com extensômetros afixados.....	88
Figura 4.21 - Malha para análise de tensões	90
Figura 4.22 - Localização das linearizações	91
Figura 4.23 - Geometrias para avaliação da placa intermediária	91
Figura 4.24 – Geometrias de análise da parede lateral.	92
Figura 4.25 – Corpo de prova simulado e localização dos “probes”	93
Figura 4.26 - Geometria para análise da eficiência térmica.....	94
Figura 5.1 - Regiões de análise metalográfica (vista frontal e lateral).....	98
Figura 5.2 - Micrografia no contato de uma aleta com a placa de fechamento (1) e com a placa intermediária (2) – Amostra CP-3.	99
Figura 5.3 - Micrografia sem ataque químico - Região 2 – CP-3.	99
Figura 5.4 - Pressão imposta no processo de união e consequente deformação	100
Figura 5.5 - Gráfico da pressão nos CP-1 a 5.	100
Figura 5.6 - Vazamento na região de solda não suportada	101
Figura 5.7 - Micrografia dos canais sujeitos a pressão – Amostra CP-3.....	102
Figura 5.8 - Micrografia sem ataque químico - Região 3	102
Figura 5.9 - Corpo de prova 5 rompido	103
Figura 5.10 – Resultado do ensaio de pressão hidrostática nos CP.	104
Figura 5.11 - Corpo de prova pressurizado a 700 bar	105
Figura 5.12 – Micrografia CP-8.....	106
Figura 5.13 – Vazamentos CP-6.	106
Figura 5.14 – Variação da pressão CP-6. (Shakedown)	107
Figura 5.15 - Ensaio de deformação para uma pressão hidrostática variável, para a amostra CP- 13.	108
Figura 5.16 - Teste de ciclagem de pressão e alívio.	109
Figura 5.17 - Variação da deformação entre as paredes para a amostra CP-13 a 100 bar	109
Figura 5.18 - Deformação média nos corpos de prova CP-13 a 100bar	110
Figura 5.19 – Deformações nos corpos de provas	111
Figura 5.20 - Resultados ruptura nos CPs com variação da espessura lateral..	111
Figura 5.21 - Indicação vazamento CP-11-01 e 02.....	112
Figura 5.22 - CP-11-03 -Rompimento lateral.....	113
Figura 5.23 - CP12-02 – Abaulamento do canal.....	113
Figura 5.24 - Rompimento da estrutura durante ensaio	114
Figura 5.25 – Distribuição das tensões devido a carregamento mecânico	115
Figura 5.26 – Tensões concentradas nas regiões dos cantos vivos	116
Figura 5.27 - Distribuição de tensões placa intermediaria.....	117

Figura 5.28 – Distribuição de tensões no caminho D1-D2 para a placa intermediária em 0,5mm.	117
Figura 5.29 - Gráfico da ruptura placa intermediária pelo modelo numérico ..	118
Figura 5.30 – Distribuição de tensões placa lateral – Tensão Equivalente [MPa]	119
Figura 5.31 - Gráfico da ruptura da parede lateral pelo modelo numérico 2D.	119
Figura 5.32 - Tensões nas laterais do CP.....	121
Figura 5.33 - Gráfico pressão x deformação na simulação CP-13	121
Figura 5.34 - Deformação nos CPs conforme simulação numérica	122
Figura 5.35 - Deformações em "z".....	123
Figura 5.36 - Gráfico da pressão em função da deformação para a amostra CP-11	127
Figura 5.37 – Gráfico da pressão em função da deformação para a amostra CP-12	128
Figura 5.38 - Gráfico pressão x deformação CP-13.....	129
Figura A.1 - Barra sujeita à carga axial e tensão normal	139
Figura A.2 – Representação da tensão de cisalhamento (Adaptado de Hibbeler [16]).	140
Figura B.1 – Gráfico tensão x deformação – amostra S0.....	145
Figura B.2 – Amostras S0 rompidas	145
Figura B.3 – Gráfico tensão x deformação – amostra S4.....	146
Figura B.4 – Amostras S4 rompidas	146
Figura B.5 – Gráfico tensão x deformação – amostra S10.....	147
Figura B.6 – Amostras S10 rompidas	147
Figura C.1 - Corpo de prova CP-5 rompido a 600 bar.....	149
Figura C.2 - Corpo de prova CP-5 rompido a 600 bar.....	149

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 - Composição química do aço inoxidável AISI 316L	38
Tabela 4.1 - Dados técnicos do forno de união por difusão	73
Tabela 4.2 – Comparação da composição química do aço inoxidável AISI 316L	74
Tabela 4.3 - Parâmetros de união avaliados.....	75
Tabela 4.4 - Resultados dos ensaios de tração	76
Tabela 4.5 – Dados técnicos da bancada de testes hidrostáticos.....	80
Tabela 4.6 - Parâmetros de avaliação para placa intermediária	84
Tabela 4.7 - Parâmetros de avaliação para parede lateral	85
Tabela 4.8 – Informações técnicas dos extensômetros utilizados	87
Tabela 4.9 – Parâmetros iniciais para análise térmica	94
Tabela 4.10 – Estudo Térmico - combinação de parâmetros	95
Tabela 5.1- Resultados da comparação de troca térmica com a variação das espessuras entre os canais.....	124
Tabela 5.2 - Comparação entre valores de pressão máxima de trabalho (PMTA) para trocadores com chapas intermediárias de 0,5 e 1 mm de espessura	125
Tabela 5.3 - Comparação entre modelos para espessura lateral dos trocadores de calor	126

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ASME	<i>American Society of Mechanical Engineers</i>
LABTUCAL	Laboratório de Tubos de Calor
NR	Norma Regulamentadora
PMTA	Pressão Máxima de Trabalho Admissível
PCHE	<i>Printed Circuit Heat Exchanger</i>
PFHE	<i>Plate Fin Heat Exchanger</i>
UFSC	Universidade Federal de Santa Catarina

LISTA DE SÍMBOLOS

Alfabeto latino:

A	[m ²]	Área de seção transversal
b	[m]	Distância longitudinal
c	[m]	Distância da linha neutra até a extremidade da seção transversal
C	[N]	Força de cisalhamento
d	[m]	Largura ou diâmetro de um canal PCHE
E	[GPa]	Módulo de elasticidade
E _j	[-]	Eficiência de junta
F	[N]	Força axial
h	[m]	Largura do canal
H	[m]	Altura do canal
I	[m ⁴]	Momento de inércia
k	[-]	Fator de concentração de tensões
K	[-]	Parâmetro geométrico do vaso de pressão
l	[m]	Comprimento de uma barra ou canal
L	[m]	Largura do canal
M	[N.m]	Momento fletor
n	[-]	Fator de segurança
N	[m ⁻¹]	Número de aletas por metro
P	[bar]	Pressão
PMTA	[bar]	Pressão máxima de trabalho admissível
p	[m]	Passo de aleta
q	[N/m]	Carga distribuída
r	[m]	Raio
S	[MPa]	Tensão - ASME

t	[m]	Espessura mínima
T	[°C]	Temperatura
V	[m ³]	Volume
y	[m]	Distância da superfície neutra

Alfabeto grego:

α	[°C ⁻¹]	Coefficiente de dilatação térmica
β	[m ² /m ³]	Densidade superficial
γ	[-]	Parâmetro para vasos de pressão de canais retangulares
Δ	[-]	Diferença entre duas variáveis
δ	[m]	Variação de comprimento ou alongamento
ε	[m/m]	Deformação
ν	[-]	Coefficiente de Poisson
σ	[Pa]	Tensão normal
τ	[Pa]	Tensão de cisalhamento

Subscritos:

atm	Atmosférica
adm	Admissível
c	Placa de fechamento
e	Parede lateral
eq	Equivalente
esc	Escoamento
F	Flexão
f	Aleta
h	Hidráulico
i	Interna ao cilindro
m	membrana
max	Máximo
med	Médio
min	Mínimo
o	Externo ao cilindro
p	Placa intermediária
rup	Ruptura
s	Com escoamento
t	Tangencial
T	Tração

tot	Total
u	Livre de escoamento
x	Direção x
y	Direção y
z	Direção z
ΔT	Térmico
μ	Mínima tração a temperatura ambiente
μ_{avg}	Média tração a temperatura ambiente

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	23
1.1	Apresentação do problema	23
1.2	Objetivos	24
1.3	Estrutura do trabalho	25
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	27
2.1	Tecnologia de trocadores	27
2.1.1	Trocadores compactos	28
2.1.2	Trocador compacto do tipo placa usinada	33
2.1.3	União por difusão	35
2.1.4	Aço inoxidável AISI 316L	38
2.2	Parâmetros de influência na estrutura mecânica	39
2.2.1	Efeitos da pressão	39
2.2.2	Efeito da Temperatura	40
2.2.3	Concentradores de tensão	40
2.2.4	Tensão Residual	41
2.2.5	Tensão admissível	41
2.3	Modelos mecânicos de trocadores compactos	42
2.3.1	Determinação da espessura de paredes de trocadores de calor do tipo placa aletada – PFHE	43
2.3.2	Determinação da espessura de paredes de trocadores de calor do tipo placa de circuito impresso - PCHE	46
2.3.3	Norma ASME	48
2.3.4	Análise numérica	51
2.3.5	Análise experimental	53
2.4	Contribuição do presente trabalho	56
3	MODELOS PROPOSTOS	57
3.1	Modelo físico	57
3.2	Modelos analíticos baseado em tensões e deformações ..	59
3.2.1	Pressão máxima de trabalho	59
3.2.2	Estimativa da deformação lateral	66
4	PROCESSO DE FABRICAÇÃO E METODOLOGIA DE TESTES	69
4.1	Confecção de amostras	69
4.1.1	Processo de fabricação	69
4.1.2	Determinação de parâmetros de união por difusão	73
4.2	Testes hidrostáticos	78
4.2.1	Metodologia de testes hidrostáticos	79
4.2.2	Geometria das amostras testadas	82
4.2.3	Extensometria	86

4.3	Análise computacional.....	89
4.3.1	Análise de tensões.....	89
4.3.2	Pressões de ruptura a partir de análise 2D do núcleo do trocador de calor compacto	90
4.3.3	Deformações laterais nos corpos de prova.....	92
4.3.4	Comparação da troca térmica.....	93
5	RESULTADOS E DISCUSSÕES	97
5.1	Resultados Experimentais	97
5.1.1	Placa intermediária e definição da geometria	97
5.1.2	Parede lateral.....	107
5.2	Resultados das Simulações Numéricas.....	115
5.2.1	Concentrações de tensões nos canais	115
5.2.2	Distribuições de tensões e pressões de ruptura	116
5.2.3	Deformações laterais.....	120
5.2.4	Comparação da troca térmica de trocadores com placas intermediárias de 0,5 e 1 mm de espessura.....	123
5.3	Comparação entre modelos.....	124
5.3.1	Pressão máxima de trabalho.....	124
5.3.2	Deformações laterais.....	127
6	CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	131
6.1	Conclusões	131
6.2	Sugestões para trabalhos futuros.....	133
	REFERÊNCIAS.....	135
	APÊNDICE A – TENSÕES E DEFORMAÇÕES DA ESTRUTURA	139
	APÊNDICE B – RESULTADOS ENSAIOS DE TRAÇÃO.....	145
	APÊNDICE C – FOTOS CORPO DE PROVA ROMPIDO.....	149

1 INTRODUÇÃO

1.1 Apresentação do problema

Trocadores de calor são equipamentos com grande aplicação na indústria em geral, como a de alimentos, petróleo e química, dentre outras. Com o avanço tecnológico, concepções alternativas de trocadores de calor vêm surgindo, visando sempre ao aumento da eficiência energética e à segurança na operação destes equipamentos.

É de conhecimento geral que os trocadores mais utilizados na indústria são os do tipo casco-tubo. Uma alternativa para quando espaço e peso possuem caráter restritivos seria o uso de trocadores compactos, uma vez que apresentam grandes razões entre as áreas de troca térmica e seus volumes.

Em muitas aplicações, os fluxos térmicos que trocam calor entre si podem se encontrar em altas pressões e temperaturas. Assim, estes equipamentos devem ser corretamente dimensionados para que possam suportar os esforços mecânicos a que estão submetidos. Tendo em vista que a tecnologia de trocadores compactos pode ser considerada ainda recente, procedimentos de dimensionamento e projeto são pouco difundidos e os fabricantes que detém as patentes de fabricação mantém a maioria dos dados técnicos e limites operacionais em sigilo.

Uma tecnologia de trocadores de calor compactos vem sendo desenvolvida no Laboratório de Tubos de Calor (LABTUCAL/UFSC), envolvendo uma nova concepção de geometria de núcleos e um processo de fabricação inovador. O projeto mecânico destes trocadores deve atender às normas de segurança, especialmente quando for projetado para operar em altas temperaturas e pressões. Note-se que, em trocadores de calor convencionais, empregam-se normas técnicas de segurança como a americana ASME [1] e a brasileira NR-13 [2], que garantem condições operacionais seguras e que são baseadas em estudos sobre materiais e em registros históricos de acidentes envolvendo vasos de pressão.

A tecnologia de fabricação de trocadores de calor compactos em desenvolvimento no Labtucal envolve o empilhamento de placas planas com ranhuras usinadas, as quais são intercaladas com placas não usinadas, formando canais. Este conjunto é então unido por difusão em um forno especialmente desenvolvido para este fim. O processo de união por difusão é um técnica ainda em aprimoramento no Labtucal, tendo sido inicialmente proposta por Paiva [3] para a fabricação de mini tubos de calor de cobre e posteriormente ampliada por Morteau [4][5] para a fabricação

e união de placas em aço inoxidável, para aplicações em trocadores de calor compactos. Este último pesquisador desenvolveu ferramentas de projeto térmico e hidráulico, que ainda estão sendo aprimoradas. A presente pesquisa pretende focar nos aspectos mecânicos, identificando parâmetros que influenciam a resistência mecânica dos equipamentos, de forma a garantir segurança de operação.

Por serem compactos e necessitarem de pouco espaço (“*foot print*”) para serem instalados, trocadores de calor unidos por difusão são amplamente utilizados em plataformas de petróleo *off-shore*. Porém, normalmente apresentam canais de seção transversal muito pequena, estando desta forma sujeitos a entupimentos (“*fouling*”) e falhas mecânicas. O processo de fabricação em desenvolvimento no Labtucal permite grande liberdade de projeto da geometria dos canais, podendo-se evitar problemas operacionais e, ao mesmo tempo, garantir a integridade mecânica destes dispositivos. Além disto, com um novo processo de fabricação pode-se fugir do monopólio das empresas fabricantes de trocadores compactos.

Este trabalho é parte integrante de uma parceria entre a empresa PETROBRAS e o Laboratório de tubos de calor (LABTUCAL), na Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC) através do projeto TROCADIF II.

1.2 Objetivos

Este trabalho tem como objetivo principal definir a **Pressão Máxima de Trabalho Admissível (PMTA)** de trocadores de calor compactos unidos por difusão em desenvolvimento no Labtucal, assim como definir as espessuras mínimas das placas que irão compor o núcleo do equipamento de forma a resistir aos esforços mecânicos. Os objetivos específicos propostos, para que este objetivo seja atingido, são:

- Desenvolvimento de uma metodologia de cálculo mecânico dos componentes do núcleo do trocador de calor compacto.
- Comparação dos resultados da metodologia proposta com os modelos similares de trocadores compactos existentes na literatura.
- Simulação numérica térmica e mecânica dos núcleos.
- Execução de ensaios experimentais através de testes hidrostáticos.
- Proposição de um modelo analítico para predição das deformações laterais do núcleo.

- Desenvolvimento de uma metodologia de avaliação de geometrias unidas por difusão, em função da resistência mecânica.
- Fabricação e testes mecânicos de corpos de prova que representem o núcleo dos trocadores.

1.3 Estrutura do trabalho

Este trabalho está organizado da seguinte maneira:

- No Capítulo 2, será exposta uma revisão bibliográfica a respeito de trocadores de calor em geral e do trocador proposto. Além disso, será apresentado o estado da arte de estudos a respeito dos efeitos da pressão do fluido nos canais, assim como os métodos empregados para a avaliação da estrutura.
- No Capítulo 3, apresentar-se-á uma modelagem para o dimensionamento da estrutura do núcleo, a fim de definir a pressão máxima de trabalho. Serão também modeladas as deformações da estrutura, quando sujeitas a altas pressões.
- Detalhes do procedimento de fabricação de componentes unidos por difusão empregados no presente trabalho, as geometrias estudadas e a metodologia dos testes realizados são encontrados no Capítulo 4.
- Já no Capítulo 5, serão apresentados, comparados e discutidos os resultados experimentais e computacionais do presente trabalho, os quais são ainda comparados com modelos teóricos da literatura.
- Por fim, no Capítulo 6, serão expressas as conclusões do trabalho e sugestões de realizações de trabalhos futuros.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo será apresentada uma revisão bibliográfica sobre trocadores de calor compactos unidos por difusão, suas aplicações, classificações e aspectos construtivos. Destaque será dado à difusão como método de união entre as placas. Após tal apresentação, serão discutidos os principais parâmetros que impactam a integridade estrutural destes equipamentos, assim como algumas metodologias de cálculo desenvolvidas para tal fim. Serão ainda apresentados métodos de avaliação dos equipamentos.

2.1 Tecnologia de trocadores

Um trocador de calor em geral é um dispositivo usado para transferir energia térmica entre dois ou mais fluidos, que estão a diferentes temperaturas. Esta troca de calor pode ser por contato físico entre os fluidos ou através de uma superfície de separação. Dentre as diversas configurações, pode-se também encontrar o aquecimento ou refrigeração de um fluido em movimento, que promove a condensação ou evaporação do outro fluido ou de um sistema de armazenamento de energia [6].

Kakaç e Liu [7], afirmam que o processo de transferência de calor em trocadores de calor pode ser por contato direto, onde pode haver mistura entre os fluidos quente e frio, sendo que o calor é transferido de forma direta, ou por contato indireto, onde a energia é transferida através de uma superfície de troca, como uma parede de separação, a fim de evitar a mistura destes fluidos. O sistema de troca indireta é mais empregado na indústria em geral, sempre que for desejado a não contaminação entre os fluidos de trabalho. Alguns exemplos são os trocadores do tipo casco-tubo, placas e placas aletadas.

De acordo com o sentido dos fluxos dos fluidos quente e frio, os trocadores de calor são classificados como: corrente paralela, corrente cruzada ou contracorrente. Neste trabalho serão abordados apenas os trocadores do tipo corrente cruzada e contracorrente, devido às restrições de fabricação e eficiência térmica. Outra classificação importante é de acordo com o grau de compactação da superfície, conforme será discutido na seção a seguir.

2.1.1 Trocadores compactos

A razão entre a área de transferência de calor e o volume ocupado por um trocador de calor é o principal parâmetro empregado para classificá-lo entre compacto e não compacto. Assim, a principal característica de um trocador compacto é sua alta taxa de troca térmica em um volume reduzido, bem maior do que a observada para trocadores casco-tubo convencionais. Desta forma, necessitam de menor área para instalação (“*foot print*”) e de menor infraestrutura de apoio. Por outro lado, como os fluidos que trocam calor em trocadores de calor compactos escoam em mini e micro canais, estes equipamentos apresentam elevados custos de fabricação.

Segundo Hesselgreaves [8], um dispositivo é considerado compacto quando possuir uma densidade superficial (ou grau de compactação) superior a $200 \text{ m}^2/\text{m}^3$ e diâmetro hidráulico menor que 14 mm. A densidade superficial (β) é dada pela equação:

$$\beta = \frac{A_s}{V_{tot}} \quad (2.1)$$

onde A_s é a área de troca térmica do equipamento [m^2] e V_{tot} é o volume total do mesmo [m^3]. O diâmetro hidráulico (d_h) é dado pela relação entre a região sem a presença de escoamento e a região de passagem do escoamento expresso pela expressão:

$$d_h = \frac{4A_u L}{A_s} \quad (2.2)$$

onde, A_u é a área livre de escoamento [m^2] e L o comprimento dos canais [m].

A Figura 2.1 ilustra as densidades superficiais (que podem ser de até $10000 \text{ m}^2/\text{m}^3$) e os diâmetros hidráulicos (característicos de mini e micro canais) de diferentes trocadores de calor, assim como as suas principais aplicações.

O ganho na eficiência térmica dos trocadores compactos é consequência da grande área de troca térmica para pequenos volumes, resultando em um alto coeficiente global de transferência de calor. Note-se que há também ganhos de estabilidade e resistência estrutural em geometrias compactas, mesmo quando se utiliza materiais de menores espessuras;

porém o ganho na redução da massa em alguns casos é considerado pequeno quando comparado ao ganho relacionado à redução do volume [6].

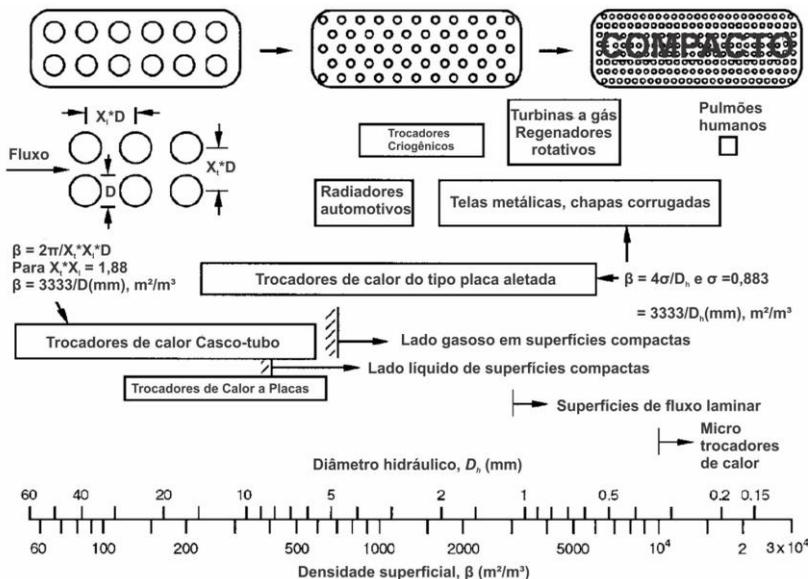


Figura 2.1 – Diâmetro hidráulico e densidade superficial para diversos tipos de trocadores de (Adaptado de [6]).

Na Figura 2.2, adaptada de [9], é possível verificar a diferença de volume entre trocadores dos tipos casco e tubo e compacto, para uma mesma quantidade de calor trocado, sendo que o primeiro apresenta um peso total de 105 ton, enquanto o segundo possui apenas 15 ton.

De uma maneira geral, trocadores compactos podem ser considerados como formados por um núcleo principal e bocais. O núcleo é o componente principal do equipamento, responsável por realizar a transferência de calor entre os fluidos. Já os bocais são responsáveis por conduzir (de preferência suavemente) os fluidos frio e quente em direção ao núcleo.



Figura 2.2 – Equivalência de tamanho entre trocadores de mesma capacidade térmica [9]

Um processo usual de fabricação envolve o empilhamento de diversas placas metálicas (Figura 2.3), com diferentes geometrias. Este arranjo das placas é responsável pela formação dos canais que compõem o núcleo e proporcionam a transferência de calor. Conforme Bejan e Kraus [10] relatam, o calor do fluxo quente é transferido até o fluxo frio por condução de calor através das placas de separação e de seus ressaltos ou mesmo de placas dobradas, que funcionam como aletas. Em suma, o calor é transferido do fluxo quente por convecção até a placa de separação, por condução através das placas e novamente por convecção para o fluxo frio. Os sentidos dos fluxos podem ser opostos ou cruzados definidos conforme arranjo das placas. A Figura 2.3 ilustra o núcleo de um trocador de calor de fluxo cruzado.

O núcleo dos trocadores de calor compactos, formado pelas diversas placas empilhadas, deve possuir uma boa resistência mecânica, garantida pela boa união entre as camadas. A geometria interna deste elemento varia de acordo com a tecnologia de fabricação empregada.

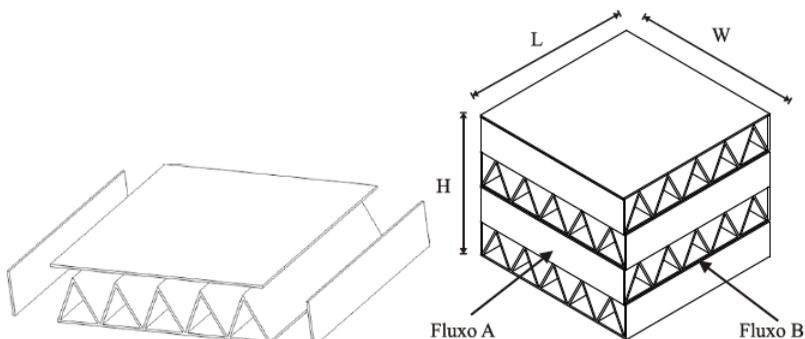


Figura 2.3 - Vista explodida de uma camada e núcleo de um trocador compacto [10].

Estes núcleos de trocadores compactos comumente são formados por placas que foram submetidas a algum processo de formação dos canais. Um deles é processo de corrosão fotoquímica, chamados de “placas de circuito impresso” (“*Printed Circuit Heat Exchanger*” - PCHE), conforme ilustra a Figura 2.4 à esquerda. Em outro processo, forma-se um composto de placas de metal unidas ou gaxetadas (“*Plate Heat Exchanger* – PHE”) e por placas aletadas produzidas com material corrugado (“*Plate Fin Heat Exchanger*” - PFHE), como mostrado na Figura 2.4, à direita. A união destas placas é feita através de tecnologias como brasagem, união por difusão e da soldagem utilizando os métodos convencionais.

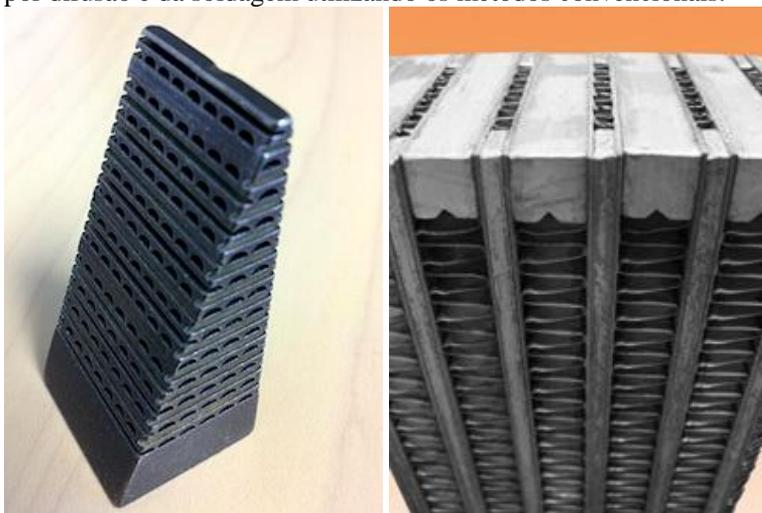


Figura 2.4 – Núcleos de trocadores PCHE e PFHE [39] [40].

O formato do núcleo destes equipamentos e o processo de fabricação variam de acordo com a aplicação do trocador, com os níveis de pressão envolvidos, com as temperaturas e com os fluidos dos fluxos quente e frio. Para altas pressões de trabalho, normalmente é utilizado o processo de união por difusão, capaz de unir, com grande qualidade, extensas áreas de contato entre as placas do núcleo. Se este processo for bem aplicado, a região de contato entre as peças unidas são praticamente indistintas do restante dos materiais. Desta forma, a união por difusão evita falhas, vazamentos e o bloqueio dos canais com material de adição, efeitos estes usuais em processos de soldagem tradicionais. Assim, trocadores de calor compactos unidos por difusão podem trabalhar com pressões extremamente altas.

De acordo com Hesselgreaves [8], diversos processos industriais em que trocadores de calor são empregados, especialmente aqueles que envolvem produtos químicos corrosivos ou reativos, não toleram a adição de outro material na fabricação. Trocadores de calor compactos, unidos por difusão, foram desenvolvidos para atender à crescente demanda por alternativas aos trocadores tradicionais casco-tubo, costumeiramente usados para essas aplicações. Este autor também re-afirma que, além disso, essa classe de trocador de calor é capaz de operar com altas pressões e temperaturas de trabalho. Note-se que diferentes materiais podem ser soldados por difusão, como aços inoxidáveis, titânio, cobre, níquel, ligas de níquel, etc, o que torna esta tecnologia interessante para uso em condições de operação adversas, como aquelas em que os fluxos dos fluidos são corrosivos. Neste caso, normalmente, aços inoxidáveis ou materiais similares são utilizados na sua construção.

A espessura das placas empregadas é um importante parâmetro a ser considerado no projeto de trocadores de calor compactos, levando-se em consideração tanto aspectos mecânicos quanto térmicos, especialmente quando o material a ser empregado na construção for de baixa condutividade térmica, como as do aço inoxidável.

Trocadores do tipo circuito impresso, placa aletada e os trocadores do tipo placa usinada são exemplos de equipamentos fabricados com a técnica de união por difusão.

Conforme Shah e Sekulic [6], a tecnologia de placas gravadas por corrosão fotoquímica é usada em larga escala na indústria. Estes pesquisadores afirmam que é possível fabricar trocadores de corrente cruzada, contracorrente ou mistos (cruzado e contracorrente), projetando-se devidamente as placas, as quais, depois de unidas, formam um único bloco maciço. Vários blocos podem ser acoplados e unidos para aplicações que requeiram trocadores de maior escala.

2.1.2 Trocador compacto do tipo placa usinada

Os trocadores compactos do tipo placas usinadas, em desenvolvimento no Labtucal, representam uma alternativa interessante aos trocadores unidos por difusão do mercado, pois podem ser projetados em diferentes geometrias internas e externas, garantindo a efetividade térmica e resistência mecânica do equipamento. Além disto, a tecnologia destes trocadores está sendo 100% desenvolvida no Brasil, o que, no futuro próximo, diminuirá a dependência brasileira de importações, assim como dos altos custos e longos prazos de entregas destes equipamentos.

A grande diferença entre o trocador do tipo placa usinada desenvolvido no Labtucal e os trocadores compactos unidos por difusão presentes no mercado está principalmente no método de fabricação das placas que formam os núcleos, o qual permite um maior controle da geometria dos canais internos.

O processo de fabricação dos núcleos formados por placas usinadas foi inicialmente desenvolvido por Morteau [4], que apresentou as etapas principais deste processo de fabricação, o que permitiu que equipamentos fossem construídos e testados, conforme será brevemente discutido a seguir.

Como já apresentado anteriormente, os ramais (conjuntos de canais em paralelo) que compõem o núcleo destes trocadores são formados por placas planas usinadas, as quais são empilhadas, sendo intercaladas por placas não usinadas, também chamadas de placas divisórias, de separação ou intermediárias, que têm como função primordial separar os fluxos, evitando a mistura entre os fluidos ou a contaminação dos mesmos. A Figura 2.5 mostra os desenhos esquemáticos de duas placas planas: a primeira representa um ramal, formado por um conjunto de canais usinados, e a segunda uma placa não usinada. O processo de usinagem das placas pode variar, sendo que no presente caso foi adotada o corte por jato d'água como ferramenta de usinagem, utilizando a máquina disponível no Labtucal. Como se verá adiante neste trabalho, o correto dimensionamento das placas, principalmente da placa intermediária, irá garantir a integridade estrutural dos equipamentos, bem como evitar possíveis falhas resultantes do processo de união entre as placas.

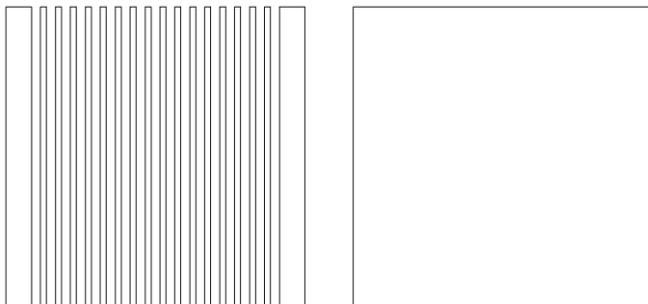


Figura 2.5 – Ramal formado por uma placa usinada e placa intermediária

Mortean [5] ressalta que as bordas das placas usinadas devem possuir espessura maior que os “dentes” (aletas) que delimitam os canais internos, pois as bordas contribuem na sustentação do núcleo (principalmente quando o trocador está em operação), além de prover área de contato para a união por difusão, prevenindo desta forma, vazamentos laterais.

Placas planas (superior e inferior) não usinadas e de maior espessura, uma vez que são utilizadas para o fechamento da pilha de placas têm a função de conter e direcionar os fluxos para o interior do núcleo, suportar a pressão interna e servir de base para a instalação dos bocais.

Desta forma, como mostrado na Figura 2.6, o trocador de calor de placas usinadas é basicamente composto por três tipos de placas: fechamento (1), placas usinadas (2) e placas intermediárias lisas (3). Para garantir que os fluxos quente e frio sejam cruzados, as placas usinadas devem ser posicionadas de forma que ranhuras de ramais adjacentes estejam direcionados ortogonalmente (posicionados a 90°).

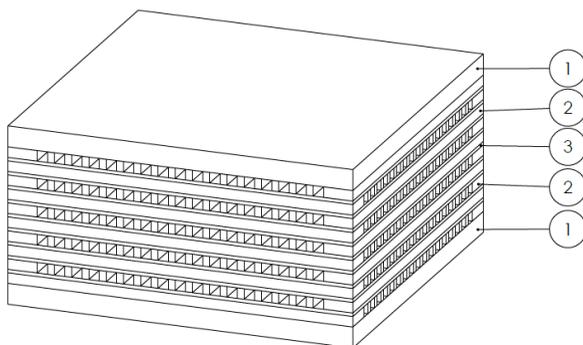


Figura 2.6 – Trocador de calor com placas empilhadas

Como já observado, uma das principais características de trocadores de calor compactos é o uso de canais de pequena área de seção transversal, muitas vezes classificados como mini ou micro canais. A literatura mostra que canais de seção reta de geometria circular e semi-circular são os mais comuns nestes casos. Métodos de cálculo e de dimensionamento são amplamente difundidos na literatura para esta última geometria. Porém, os canais resultantes do processo de fabricação desenvolvido possuem geometria retangulares, mal explorada na literatura para esta aplicação. Morteau [5], adaptou modelos da literatura para prever com as condições térmicas e hidráulicas de operação de trocadores compactos de canais quadrados. Porém faz-se necessário uma avaliação do comportamento mecânico destes trocadores, uma vez que estes equipamentos devem resistir a altas pressões e temperaturas durante sua operação.

Neste trabalho, as regiões críticas, onde o equipamento está sujeito às maiores pressões internas, serão mapeadas e estudos serão conduzidos de forma que um projetista possa determinar as dimensões dos canais, a geometria dos dentes (aletas), as espessuras das placas a serem empregadas (intermediárias, fechamento e usinadas) e a espessura das bordas laterais. O processo de união deve permitir que o núcleo fabricado possa suportar as condições de operação impostas, para isto, deve-se conhecer o processo de difusão empregado. Na seção a seguir, uma breve revisão do processo de união por difusão é apresentada.

2.1.3 União por difusão

A união por difusão é um processo que ocorre com os materiais em seu estado sólido, onde a formação da continuidade de matéria entre os materiais em contato é favorecida através da aplicação de altas pressões, em altas temperaturas, por um determinado intervalo de tempo em um ambiente de atmosfera controlada (vácuo, por exemplo). A temperatura em que o processo ocorre é limitada, de maneira a não ocorrerem deformações macroscópicas dos materiais a serem soldados [11].

O coalescimento das juntas em contato é causado pela difusão atômica, ativada pela temperatura e favorecida por uma alta pressão externa aplicada, que proporciona o íntimo contato entre as superfícies. Os parâmetros fundamentais de maior influência neste processo são o intervalo de tempo, a temperatura e a pressão [12], que variam de acordo com os materiais a serem unidos. Outro parâmetro importante corresponde à atmosfera em que a união ocorre, que deve ser controlada.

A temperatura empregada durante o processo não pode atingir o ponto de fusão dos materiais, uma vez que estes perderiam suas características mecânicas. Emprega-se normalmente temperaturas em torno de 0,5 a 0,8 do nível da temperatura de fusão dos materiais [11]. O tempo de união, é registrado a partir do instante em que a temperatura ideal é atingida, no mesmo momento em que a carga externa é aplicada sobre os materiais, com o objetivo de facilitar o contato entre as superfícies a serem unidas. Estes parâmetros variam de acordo com as propriedades físicas de cada material.

Para placas espessas e rígidas, um melhor contato entre os materiais a serem unidos é obtido se as superfícies a serem soldadas forem uniformes, com altos níveis de planicidade, ou seja, com um bom acabamento superficial.

Apesar deste processo de união ser aplicável a quase todos os metais e ligas, um nível de resistência mecânica da junção equivalente à do material-base só é atingida para materiais que não possuam barreiras que impeçam a ligação atômica, como a presença de grandes quantidades de óxidos na superfície, ou gases absorvidos na interface de ligação. Estas barreiras devem ser removidas da superfície antes da difusão atômica, a fim de evitar a contaminação da microestrutura do material e favorecer uma boa união entre as partes [11].

Para minimização destas barreiras, uma preparação da superfície de união é realizada, como um lixamento inicial, seguido de um processo de limpeza desengordurante. Após estes processos as peças são submetidas a banhos químicos a fim de eliminar todos os materiais orgânicos das superfícies dos materiais a serem soldados.

O fato de o processo de união por difusão não necessitar de um material de adição, evita problemas comuns como a corrosão. Além disto, não é conveniente a deposição de material sobre chapas com geometrias complexas como as placas usinadas, que poderia escorrer para dentro dos canais durante a soldagem, bloqueando-os parcialmente.

Porém, o processo de união por difusão também apresenta desvantagens, dentre as quais o alto custo envolvido na obtenção e controle de altas temperaturas e pressões, bem como na disponibilização de uma atmosfera inerte, o que demanda equipamentos específicos para este procedimento. A elevada duração do ciclo térmico desde o aquecimento até o resfriamento natural, torna o processo lento, ou seja, só é possível fabricar núcleos em pequenos lotes [11][13].

Fisicamente, o processo de união por difusão segue a seqüência de eventos esquematizada na Figura 2.7. Após o contato inicial, os materiais pressionados entre si sofrem deformação plástica, aumentando a área de

contato entre as superfícies (a). No segundo estágio, os vazios remanescentes entre os contornos de grãos são preenchidos, ocorrendo também a migração entre os contornos de grãos dos materiais (b). Por fim, no terceiro estágio, é realizada a difusão volumétrica dos átomos para os vazios (c) [11] [12][13]. Parâmetros adequados de temperatura, pressão e tempo são necessários para que estes três estágios estejam presentes, de forma a se garantir uma união de qualidade. Fornos-prensa de alto vácuo, onde todos estes parâmetros podem ser cuidadosamente controlados, projetados especificamente para essa aplicação, são os equipamentos mais adequados para serem empregados nas uniões por difusão.

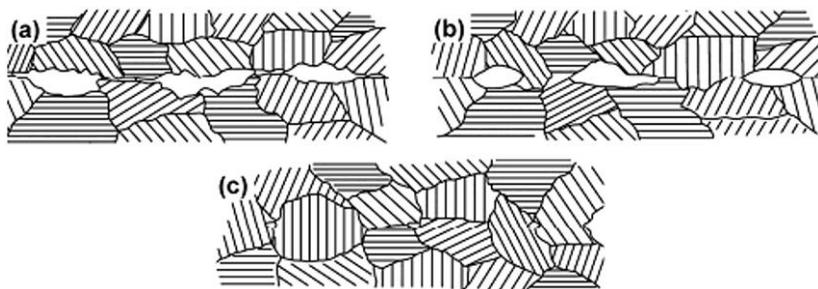


Figura 2.7 – Etapas da união por difusão [14]

No contexto do presente projeto, os núcleos dos trocadores são construídos de aço inoxidável AISI316L, como mostra a fotografia da Figura 2.8. A seção 4.1.2 discutirá em detalhes os parâmetros de união selecionados e os respectivos ciclo térmicos empregados.



Figura 2.8 – Núcleo SS316L soldado por difusão

2.1.4 Aço inoxidável AISI 316L

Aços inoxidáveis são ligas metálicas que contêm cromo na sua composição, fato que garante resistência a oxidação e à corrosão, principalmente aqueles com teores de cromo superiores a 12%, como é o caso do aço inoxidável AISI316L [41].

A resistência a corrosão está associada a formação de óxidos que ocorrem na superfície do aço, ou seja, a passivação do material. A camada formada por esses óxidos terá influência direta na resistência à corrosão, de acordo com a impermeabilidade e a taxa de dissolução da mesma no meio corrosivo em que o material está inserido. Este aço sendo austenítico, além do ferro e cromo também contém níquel como principais elementos da liga, sua composição é apresentada na Tabela 2.1 junto com os demais elementos.

Tabela 2.1 - Composição química do aço inoxidável AISI 316L

Elemento	Literatura (%) [36]
Cromo, Cr	16 – 18
Níquel, Ni	10 – 14
Molibdênio, Mo	2,0 – 3,0
Manganês, Mn	< 2,0
Silício, Si	<0,75
Nitrogênio, N	<0,10
Fósforo, P	<0,045
Enxofre, S	<0,030
Carbono, C	<0,030

Esta camada de óxidos da superfície pode ser um fator negativo na união por difusão deste material, pois durante este processo, deve ser quebrada esta camada para a correta união. Para favorecer a união devem ser tomados alguns procedimentos de preparação da superfície a ser unida, como lixamento e uma correta limpeza superficial.

Além da alta resistência a corrosão, outro ponto positivo da utilização do aço inoxidável AISI 316L é a boa resistência mecânica aliada a resistência a altas temperaturas que esta liga possui. Tais fatores são decisivos na escolha deste material como aço estrutural na fabricação de trocadores de calor compactos.

2.2 Parâmetros de influência na estrutura mecânica

Os núcleos de trocadores de calor compactos unidos por difusão, estão sujeitos a diversos fatores que influenciam sua resistência mecânica. Dentre estes pode-se citar a qualidade da união, as tensões residuais advindas do processo de difusão (a geometria dos canais pode promover regiões onde as tensões estão concentradas), e principalmente, as condições de operação do equipamento, que pode ser submetido a altas pressões e temperaturas. Estes fatores podem produzir grande impacto na estrutura dos trocadores, e necessitando ser avaliados separadamente, para que seus efeitos sejam conhecidos e dominados.

2.2.1 Efeitos da pressão

Primeiramente será apresentada a influência da pressão interna nos canais sobre a estrutura do núcleo. Na Figura 2.9 à esquerda, estão mostradas as condições físicas para as quais os modelos serão construídos. Considera-se que o ramal de canais superior está sob efeito de baixas pressões (pressão ambiente) e o ramal inferior sob efeito de altas pressões de trabalho. Pressões internas irão gerar tensões nas paredes dos canais, as quais provocam a expansão do canal, ou seja, deformações e, conseqüentemente, a tração das paredes laterais, ao mesmo tempo em que comprimem os canais vizinhos, e também provocam o cisalhamento entre placas e aletas. Estas forças irão servir como base para o dimensionamento.

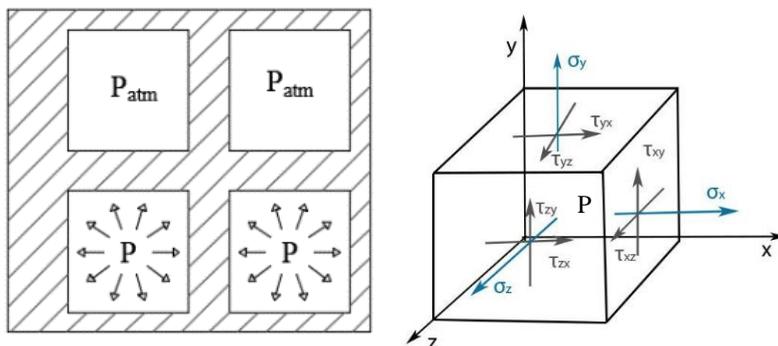


Figura 2.9 – Representação esquemática da pressão nos canais e estado triaxial de tensões no cubo elementar

As paredes do canal pressurizado estão submetidas a tensões, ou seja, forças (cisalhantes ou de compressão) que atuam sobre a área da seção reta das paredes do canal. À direita da Figura 2.9 é apresentado um esquema de um cubo tensorial das tensões que age sobre um elemento cúbico em coordenadas cartesianas (eixos x , y e z), em torno de um ponto escolhido no corpo de maneira a representar a influência da pressão no canal. Cada face do cubo está sujeito à uma tensão normal (σ) e duas tensões de cisalhamento (τ). Caso o cubo fosse seccionado em outra orientação, o estado de tensões seria definido por um conjunto diferente de componentes.

Deformações também são desenvolvidas com a aplicação da pressão nos canais. Um detalhamento a respeito das tensões e deformações internas é encontrado no Apêndice A deste trabalho.

2.2.2 Efeito da Temperatura

Em trocadores de calor, as variações de temperatura produzem expansão ou contração de materiais, resultando em deformações e tensões térmicas [17]. Normalmente, as deformações térmicas são reversíveis, ou seja, apresentam comportamento elástico.

Uma estrutura sem restrição pode se contrair ou expandir livremente, sem que ocorram tensões térmicas. Já para o caso onde parte dos componentes são fixos ou engastados, ou seja, impedidos de se deformar livremente, as tensões térmicas podem ou não se desenvolver [15] [17].

Quando partes de uma estrutura são aquecidas e outras não, como é o caso de um trocador de calor, as tensões térmicas se desenvolvem, uma vez que a região fria limita a expansão da região quente, gerando tensões entras as mesmas.

Normalmente, em análises estruturais, as tensões térmicas são avaliadas como tensões secundárias. Porém, de acordo com a geometria do trocador ou dependendo das variações de temperatura, estas tensões necessitam ser consideradas [19]. Neste caso, o efeito da temperatura, é avaliado juntamente com a tensão admissível do material, uma vez que o aumento da temperatura é diretamente proporcional à diminuição da tensão máxima ou admissível que a estrutura venha a suportar.

2.2.3 Concentradores de tensão

As estruturas de equipamentos nem sempre são homogêneas. Normalmente estão sujeitas a furos, ranhuras, cantos vivos, roscas ou outras mudanças abruptas na geometria. Essas descontinuidades na geometria geram pontos de altas tensões em regiões próximas [17]. A geometria dos

canais em estudo, possuem cantos vivos e podem ser concentradores de tensão.

Beer e Johnston [15] indicam a seguinte expressão que relaciona a máxima tensão e a tensão média, calculada na seção crítica ou de menor espessura, para determinar o fator de concentração de tensões:

$$k = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{\text{med}}} \quad (2.3)$$

O fator de concentração, para cantos vivos, por exemplo, é da ordem de 3, ou seja, a tensão normal máxima será três vezes maior que a tensão normal média na seção transversal [17].

Estes locais são suscetíveis a falhas ou à propagação de trincas e devem, por isso, ser evitados. Quando possível, modificações na geometria, como o a inclusão de raios de adoçamento, devem ser adotados para diminuir os níveis de tensão.

2.2.4 Tensão Residual

Uma estrutura complexa com várias partes interligadas, quando submetidas a esforços, podem produzir deformações plásticas e/ou elásticas diferentes nas diferentes regiões. Desta forma, quando o carregamento é retirado da estrutura, nem todas as tensões caem para zero, apresentando tensões residuais [15][17].

Como já comentado, no processo de união por difusão, a estrutura recebe um carregamento tanto térmico como mecânico, que provoca micro deformações na estrutura produzindo tensões residuais.

Se os carregamentos forem muito grandes, as tensões residuais podem ser muito elevadas, podendo danificar o equipamento. Conforme Hibbeler [16], para resolver tal problema e reduzir tais tensões, pode-se realizar ciclos de carregamento e descarregamento, promovendo um alívio de tensões. Em equipamentos completos, tratamentos térmicos ou ensaios hidrostáticos podem ser realizados, para alívio das tensões e acomodação da estrutura.

2.2.5 Tensão admissível

A fim de evitar falhas e garantir a segurança operacional, as placas estruturais devem ser dimensionadas para resistir ao conjunto de todas as

tensões, adotando-se fatores de segurança nos projetos. De acordo com a aplicação, estes fatores podem ser na ordem de até 10 [17]. Desta forma, a tensão máxima de projeto não deve ultrapassar a tensão admissível (σ_{adm}) deste material [MPa], definida como:

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{esc}}{n} \quad (2.4)$$

onde σ_{esc} é a tensão de escoamento, obtida através de ensaios de tração [MPa], e n é o fator de segurança. A tensão de escoamento indica que o material quando ultrapassar este nível de tensões, passa a apresentar deformações irreversíveis mesmo no momento em que as cargas são removidas e desta forma podem danificar a estrutura [17].

O valor a ser adotado para o coeficiente de segurança deve levar em conta vários fatores, como as transformações que o material sofre durante os processos de fabricação, as características das cargas aplicadas, o tipo de ruptura que venha a ocorrer, entre outros fatores [15].

A norma ASME [20] dispõe de uma seção sobre as tensões admissíveis de materiais estruturais, que inclui a maioria dos materiais e ligas, para as mais diversas temperaturas de trabalho. Estes valores devem ser usados para o dimensionamento dos equipamentos, respeitando os limites de tensões impostos por cada geometria.

2.3 Modelos mecânicos de trocadores compactos

Nesta seção, serão apresentados alguns modelos mecânicos disponíveis na literatura que podem ser empregados no dimensionamento das paredes dos canais dos trocadores de calor compactos.

No presente trabalho são desenvolvidos modelos mecânicos para o dimensionamento dos trocadores de calor compactos desenvolvidos no presente trabalho. Muitos dos modelos encontrados na literatura, são para diferentes tipos de trocadores de calor. Resultados dos modelos desenvolvidos serão comparados com o modelo analítico proposto. Serão também utilizadas normas de dimensionamento, que serão validadas através de experimentos em capítulos posteriores.

Conforme Hesselgreaves [8], a pressão máxima de trabalho é obtida com base nas tensões admissíveis das paredes internas e dos contatos entre as superfícies unidas por difusão. Além disso, as paredes externas suportam tanto as tensões normais quanto as laterais, uma vez que, na lateral, há uma grande diferença entre pressões (interna e atmosférica) que

não é observada nas paredes internas, devendo assim ser mais espessa. Para pressões menores ou próximas da atmosférica, uma menor espessura de parede pode ser utilizada.

Taylor [21] desenvolveu um memorial de cálculo simplificado para correlacionar a tensão máxima de projeto com a espessura mínima da parede de trocadores de calor do tipo placa aletada. Hesselgreaves [8] afirma que este procedimento pode ser aplicado para trocadores de calor de circuito impresso, cujas geometrias dos canais estão representados na Figura 2.10.

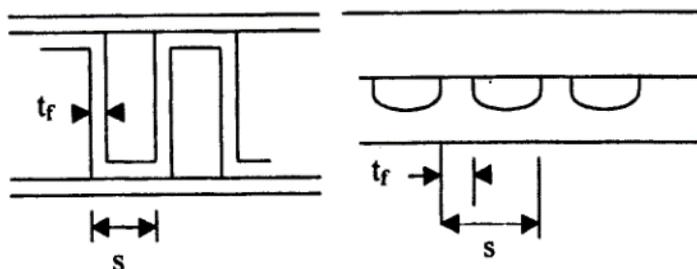


Figura 2.10 – Geometria de núcleos de trocadores compactos [8]

Na sequência, são apresentados os modelos propostos da literatura, utilizados para o projeto mecânico dos trocadores compactos. Também é apresentada a norma aplicada para este dimensionamento. Além disso, são revisados trabalhos computacionais e experimentais neste assunto.

2.3.1 Determinação da espessura de paredes de trocadores de calor do tipo placa aletada – PFHE

Como citado anteriormente, Taylor [21] apresenta equações para o projeto mecânico de trocadores compactos do tipo placa aletada, onde apenas a pressão de trabalho é considerada no dimensionamento. A influência dos bocais, suportes da estrutura, do local onde o equipamento é instalado, entre outros fatores, podem afetar significativamente a estrutura do equipamento, principalmente quando este opera em altas pressões. Por isso, para ser possível utilizar os modelos de Taylor [21] para o cálculo de trocadores reais, estes devem ser validados, através da realização de ensaios hidrostáticos. Sem esta validação, as correlações podem ser usadas apenas como aproximações, e não substituem um projeto mecânico detalhado.

A nomenclatura utilizada para representar as espessuras das paredes do núcleo de um PFHE, que será empregada nesta seção, é mostrada na Figura 2.11.

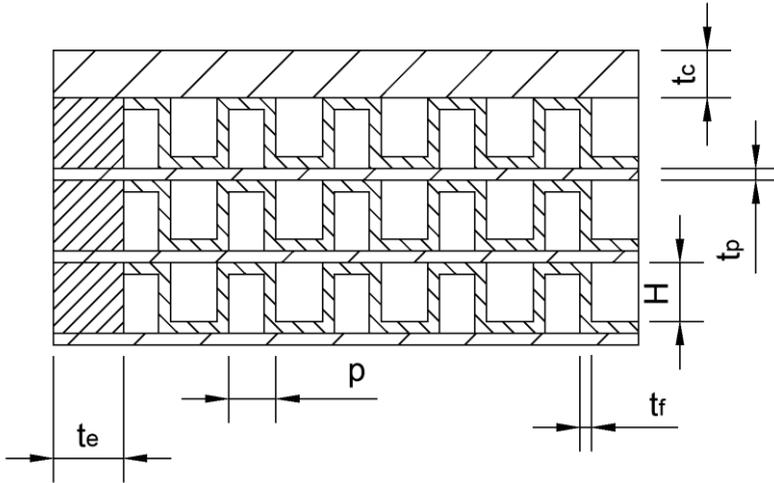


Figura 2.11 - Representação esquemática das espessuras de um PFHE

Em uma análise mecânica unidimensional aproximada, as placas, consideradas como aletas térmicas, são tratadas como placas mecânicas que seguram as placas divisórias. Em canais pressurizados, estas placas estão sujeitas a tensões de tração, e devem ser dimensionadas de forma que não ultrapassem as tensões admissíveis do material na temperatura de operação, ou seja, a espessura mínima da aleta [m] é dada por:

$$t_f = \frac{P}{N\sigma_{adm}} \quad (2.5)$$

onde P [MPa] é a pressão de projeto, σ_{adm} é a tensão admissível do material [MPa], N é o número de aletas por metro [m^{-1}] determinado pela seguinte equação, em que p é o passo de aleta [m]:

$$N = \frac{1}{p} \quad (2.6)$$

As placas de separação, de espessura t_p [m], podem ser consideradas como placas planas sujeitas a cargas de cisalhamento aplicadas ao longo das aletas devido à diferença de pressão entre os ramais. A espessura da placa que resiste a estes esforços é determinada de acordo com a seguinte expressão:

$$t_p = \left(\frac{P}{(2N^2 \sigma_{adm})} \right)^{0,5} \quad (2.7)$$

As placas de fechamento, de espessura t_c [m], geralmente são mais espessas do que as de separação dos canais, uma vez que são externas e protegem o bloco contra danos físicos. As maiores tensões ocorrem na união com a borda lateral, uma vez que existem as maiores descontinuidades. A seguinte expressão é proposta para o cálculo da espessura desta placa:

$$t_c = h \frac{P}{\sigma_{adm}} \quad (2.8)$$

onde h é o espaço vazio entre os canais, ou a largura do canal.

Já as espessuras das paredes laterais são determinadas considerando as tensões de cisalhamento nas uniões entre elas e as divisórias. Para a determinação da espessura das bordas laterais é proposta a equação:

$$t_e = H \left(\frac{1,25P}{\sigma_{adm}} \right)^{0,5} \quad (2.9)$$

onde H é a altura do canal [m].

As equações apresentadas nesta seção podem ser usadas para prever as espessuras das paredes de trocadores de calor compactos unidos por difusão em regiões de geometria complicada ou cujas superfícies unidas sejam extensas, como ocorre com os PFHE.

Recomenda-se que as pressões máximas de trabalho devem ser comparadas aos valores normalizados, além de submeter os trocadores resultantes a testes de validação, como citado anteriormente.

2.3.2 Determinação da espessura de paredes de trocadores de calor do tipo placa de circuito impresso - PCHE

Em trocadores de calor do tipo placa de circuito impresso (PCHE), o trocador apresenta canais semicirculares formados através do processo de corrosão fotoquímica. Neste caso, a placa de separação já está associada à placa com canais. Como representado na Figura 2.12, t_p [m] é a espessura da placa com os canais, p [m] o passo entre os canais, t_f [m] a espessura da “aleta” e d [m] a largura do canal.

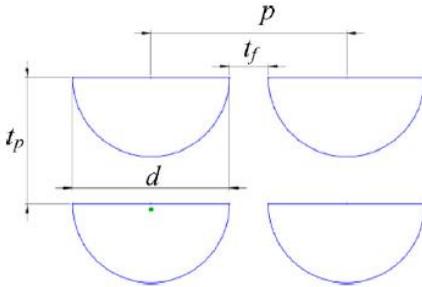


Figura 2.12 – Núcleo de um PCHE [22].

Hesselgreaves [8] propõe a seguinte equação para obtenção da tensão (σ) na aleta de um trocador compacto qualquer, em função da diferença de pressão entre os canais ΔP , da espessura da aleta t_f [m] e do número de aletas por metro (N):

$$\sigma = \Delta P \left(\frac{1}{N t_f} - 1 \right) \quad 2.10)$$

Considerando-se que o diferencial de pressão é um parâmetro de entrada e portanto não pode ser variado, então as características mecânicas da aleta são determinadas através do produto $N t_f$: quanto maior o valor deste produto, menor as tensões que a parede é capaz de suportar [8].

Autores como Dostal et al. [23], Mylavarapu et al. [22], Lee e Lee [24], Oh e Kim [25], Yoon et al. [26] utilizaram o modelo, incluindo a correlação proposta por Hesselgreaves [8], para encontrar as espessuras das aletas e das placas de separação. Estes pesquisadores empregam uma abordagem diferente para determinar a pressão máxima suportada pelos canais, que assumem a forma de vasos de pressão cilíndricos, de paredes grossas, de forma que possam ser estudados separadamente. Timoshenko

e Goodier [27] e Crandall et al. [28], fornecem a seguinte expressão, para o cálculo das tensões axiais de um cilindro com paredes espessas:

$$\sigma_t = \frac{P_i \left[(r_0/r_i)^2 + 1 \right] - P_o \left[(r_0/r_i)^2 + (r_0/r)^2 \right]}{(r_0/r_i)^2 - 1} \quad (2.11)$$

onde r_i e r_0 [m] representa o raio interno e externo do cilindro respectivamente, p_i e p_o [MPa] a pressão interna e externa do cilindro, como representado na Figura 2.15, e r um raio qualquer localizado entre r_i e r_0 [m].

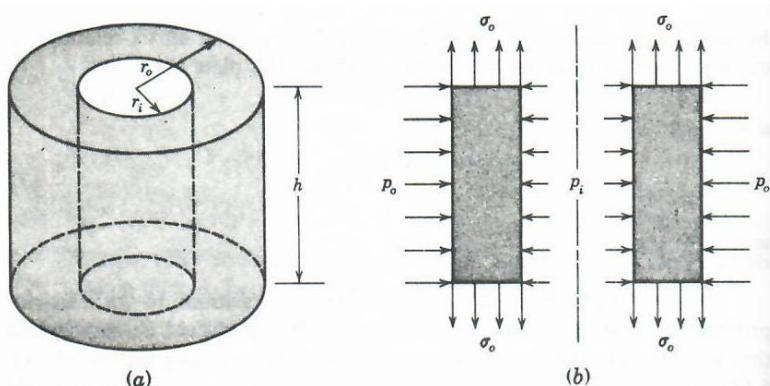


Figura 2.13 – Cilindro espesso e vista das pressões das tensões atuantes [28]

Com isso, a razão dos raios de um cilindro capaz de suportar a tensão máxima admissível, para os casos onde a pressão interna é maior que a externa, é determinado pela seguinte equação:

$$\frac{r_0}{r_i} \geq \sqrt{\frac{\sigma_{adm} + P_i}{\sigma_{adm} + 2P_o - P_i}} \quad (2.12)$$

De acordo com Mylavarapu et al.[22] e Oh e Kim [25] a tensão máxima para trocadores de calor ocorre quando a pressão externa for a pressão atmosférica ($P_o=0$). Há uma distribuição de tensão ao longo da espessura e a tensão máxima ocorre sempre na superfície interna. Desta forma, a espessura de uma placa intermediária pode ser calculada pela expressão:

$$t_p \geq \frac{d}{2} \sqrt{\frac{\sigma_{adm} + P_i}{\sigma_{adm} - P_i}} \quad (2.13)$$

Yoon et al. [26] sugere o uso da equação (2.18) para a determinação da espessura da aleta, a qual, rearranjada toma a forma:

$$t_f \geq \frac{1}{\left(\frac{\sigma_{adm}}{\Delta P} + 1\right)N} \quad (2.14)$$

Considerando uma boa união por difusão, Mylavarapu et al. [22], indicam que a pressão de trabalho não deve gerar tensões que ultrapassem 50% da tensão admissível do material. Dostal et al. [23] recomendam, para um dimensionamento conservativo, o uso de razões mínimas entre as espessuras das placas de separação e dos canais de 1,11.

2.3.3 Norma ASME

O código ASME Seção VIII Divisão 1 [1], apresenta, no seu apêndice 13, regras para o dimensionamento de vasos de pressão de seção transversal não circulares. Tratando, assim, de canais quadrados, esta norma pode ser empregada no dimensionamento de trocadores de circuito impresso (PCHE), como Le Pierres et al. [29] propõem. Estes pesquisadores consideraram os canais de seção transversal semi-circulares como retangulares, de forma que a norma citada anteriormente possa ser empregada. A Figura 2.16 mostra o modelo físico adotado por estes autores.

O texto da norma também indica que o procedimento de dimensionamento de um vaso de pressão pode também ser aplicado a vasos com três compartimentos sujeitos a pressão interna. Porém, acredita-se que, caso existam mais compartimentos, pode-se ainda aplicar esta mesma formulação, uma vez que esta não leva em conta o número de compartimentos, ou seja, no caso do trocador, o número de canais.

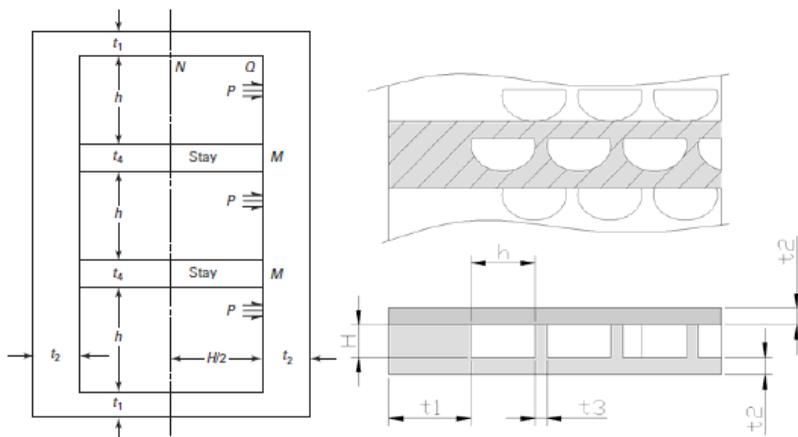


Figura 2.14 - Geometria retangular [1] e aproximação de canais semi-circulares para retangulares [29].

A norma ASME recomenda que as tensões totais, de membrana e flexão, atuantes nos vasos de pressão, não devem ultrapassar 1,5 vezes a tensão admissível multiplicada pelo fator de eficiência de junta. O fator de eficiência de junta em estruturas de vasos de pressão soldados leva em consideração somente o tipo de união e o nível de inspeção que as mesmas são submetidas. No caso do equipamento unido por difusão, não é possível realizar o ensaio não destrutivo de radiografia para comprovar a união nas regiões centrais do núcleo, dessa forma, a norma recomenda o uso de um fator de junta de 0,7.

Para espessura da aleta, é considerada apenas as tensões de membrana ou de tração atuantes, sendo a tensão na membrana calculada a partir da expressão:

$$S_m = \frac{Ph}{2t_f} \left(3 - \left(\frac{6 + K(11 - \gamma^2)}{3 + 5K} \right) \right) = S_{tot} \quad (2.15)$$

onde \$K\$ é o parâmetro geométrico do vaso de pressão, função dos momentos de inércia (\$I\$) das placas de fechamento e gama (\$\gamma\$) é o parâmetro empregado em vasos de pressão de canais retangulares. Ambos os parâmetros são adimensionais, conforme as expressões:

$$K = \frac{I_2}{I_1} \lambda \text{ e } \gamma = \frac{H}{h} \quad (2.16)$$

onde H é altura do canal e h a sua largura e I_1 e I_2 são os momentos de inércias das placas [m^4] dado pela equação a seguir,:

$$I = \frac{bt^3}{12} \quad (2.17)$$

onde b [m] é o comprimento longitudinal do canal, assume valor unitário para levar em conta apenas a largura do canal, e t [m] a espessura da placa em análise. Para o dimensionamento da espessura da lateral do trocador, empregam-se as tensões de membrana e flexão. A tensão de membrana para este caso é:

$$S_m = \frac{Ph}{2t_e} \left(3 - \left(\frac{6 + K(11 - \gamma^2)}{3 + 5K} \right) \right) \quad (2.18)$$

A tensão de flexão para a placa lateral é dada por:

$$S_F = \frac{Ph^2c}{12I_1} \left(\frac{3 + 5\gamma^2K}{3 + 5K} \right) \quad (2.19)$$

onde c é a distância da linha neutra até a extremidade da seção transversal, para distribuições lineares, $c=t/2$. Conhecida as tensões de membrana e flexão é realizado o somatório destas, obtendo assim a tensão total a que uma placa é imposta:

$$S_{tot} = S_m + S_F \quad (2.20)$$

Para a determinação da espessura da chapa intermediária, também são avaliadas as tensões de membrana e flexão atuantes neste componente. A tensão de membrana é dada por:

$$S_m = \frac{Ph}{2t_p} \quad (2.21)$$

A tensão total de flexão é dada pela seguinte expressão, onde as tensões totais são obtidas pelo somatório das tensões (ver Eq. 2.20):

$$S_F = \frac{Ph^2c}{12I_2} \left(\frac{3+5\gamma^2K}{3+5K} \right) \quad (2.22)$$

Assim, para o dimensionamento de um núcleo de trocador de calor compacto, deve-se conhecer as tensões totais para cada componente da geometria, a tensão admissível que depende do material do trocador e a eficiência de junta. Com estes dados, é possível obter as espessuras das diversas chapas que compõem a geometria do núcleo as quais são determinadas de acordo e também a pressão máxima de trabalho.

Para vasos de pressão que possuem geometrias muito complexas e que não são regidas pela norma, pode-se usar as equações propostas, mas não se pode garantir a precisão dos cálculos realizados. Assim, para se determinar a pressão máxima de trabalho do vaso de pressão, pode ser aplicado um teste de ruptura, conforme instrução da Subseção UG-19 *Special Constructions* da referida norma [1]. Para isso, a pressão máxima de trabalho de qualquer componente pode ser determinada por um teste hidrostático até a falha por ruptura de uma amostra que represente as dimensões principais do item a ser testado. A pressão de ruptura será a pressão máxima suportada, determinada pelo teste. O teste pode ser interrompido quando a pressão atingida por satisfatória para validar o dimensionamento do equipamento. Na seção 2.3.5 este tipo de teste será explicado.

2.3.4 Análise numérica

Na literatura, modelos matemáticos são raros devido às condições de assimetria geométrica, distribuições de tensões resultantes irregulares, concentração de tensões próximas aos cantos dos canais, entre outros fatores. Porém, pode-se avaliar estruturas de trocadores de calor compactos através de técnicas de análise numérica, por meio de ferramentas computacionais comerciais para tal fim.

Jiang et al [30] realizaram um estudo a respeito do efeito das tensões residuais resultantes do processo de fabricação em um trocador do

tipo placa-aletadas (PFHE) de aço inoxidável AISI 304 e soldado por brasagem. Os autores estudaram a influência das condições geométricas do canal na distribuição das tensões residuais, e verificaram que elas diminuem com o aumento da espessura da união e da espessura da aleta. No entanto, as tensões aumentam com o aumento da espessura das placas intermediárias e do espaçamento dos canais, o que não é desejável.

A fim de validar seu modelo teórico a respeito do efeito das inconformidades do processo de fabricação, Mizokami et al [31], realizaram simulações numéricas que estimaram as tensões locais e as deformações macroscópicas. Deformações obtidas experimentalmente concordaram com as simulações dos pontos de ruptura encontrados. Os autores ainda relataram que as falhas nas aletas ocorreram no momento em que a tensão máxima de von Mises atingia o valor da resistência a tração do material base. Já a falha nas barras laterais ocorriam no momento que a tensão máxima de von Mises atingia o valor da resistência média a tração da junta unida. Além disso, constataram que o aumento da temperatura é proporcional à queda da resistência do material, uma vez que com o aumento da temperatura nos canais aumentam os níveis de tensão gerados estrutura. A alta pressão nos canais pode exceder à tensão admissível do material, o que deve ser evitado.

Como já observado, os trocadores de circuito impresso apresentam canais semicirculares, os quais possuem cantos vivos em suas laterais. Lee e Lee [24] afirmaram que a união por difusão proporciona um arredondamento desses cantos e a deformação plástica faz com que eles acumulem uma alta energia de deformação, com concentrações de tensões locais que excedem o potencial elástico do material, porém sem romper. Esta plasticidade dos cantos dos canais, num material dúctil como o 316L, raramente irá ocasionar alguma fratura local antes do escoamento geral. Estes autores ainda comprovaram que normalmente a elevada pressão do canal frio é o principal fator de influência no projeto estrutural de um PCHE, sendo que a tensão mecânica representa a maior contribuição na tensão equivalente. Por outro lado, o alto grau de compactação e a grande área superficial reduzem as diferenças de temperatura entre os dois fluidos em um trocador desse tipo, diminuindo as tensões térmicas. Contudo, paredes finas para separação dos dois ramais de fluido não são desejáveis quando se busca a redução dos níveis de tensão [24].

Ma et al [32], afirmaram que o estudo das tensões envolvidas em um trocador de calor do tipo placa aletada é muito complexo. Verificaram numericamente que, para um trocador de calor compacto cujas aletas e placas são soldadas por brasagem, as regiões entre aletas e placas são as que apresentam maiores tensões. A geometria das juntas soldadas assim

como as diferenças entre o material da brasagem e do material da base, provocam concentração de tensões. Estes autores também afirmam que a pressão é o que mais provoca tensões na estrutura mecânica destes trocadores, suplantando fatores como geometria, material e temperatura de operação.

2.3.5 Análise experimental

Na literatura, modelos analíticos e numéricos são validados por dados experimentais de amostras representativas dos trocadores de calor compactos, obtidos através de testes hidrostáticos.

O teste hidrostático é amplamente utilizado na indústria, para vasos de pressão, trocadores de calor, colunas, entre outros equipamentos. De acordo com a Norma Brasileira NR13 [2], o teste hidrostático é um tipo de teste de pressão com fluido incompressível executado com o objetivo de avaliar a integridade estrutural dos equipamentos e para o rearranjo interno de possíveis tensões residuais de equipamentos sujeitos a pressão interna, de acordo com o código de projeto.

O teste consiste no aumento gradual da pressão dos canais, os quais são preenchidos com água, através do uso de um equipamento de pressurização. A pressão imposta aos canais é avaliada como a pressão máxima de trabalho admissível (PMTA), sem que ocorram vazamentos ou deformações.

Núcleos dos trocadores de calor normalmente são analisados como sendo vasos de pressão e os testes de resistência mecânica seguem a norma ASME [1]. Desta forma, a pressão mínima de teste, para que o trocador de calor possa ser considerado aprovado, deve ser determinada por:

$$P_{Teste} = 1,43PMTA \quad (2.23)$$

A pressão de teste deve ser aplicada no corpo depois que a estrutura a ser testada esteja completamente preenchida com o fluido de teste, no caso, a água. A pressão deve ser aumentada gradualmente até alcançar a pressão de teste. A estrutura do equipamento não deve ser examinada antes que a pressão atinja o patamar estabelecido por P_{Teste} .

A pressão máxima suportada pela estrutura, é avaliada também através do teste hidrostático, em que pressão é aumentada até que ocorra o rompimento da estrutura. A subseção UG-101- *Proof tests* disposta no

código ASME [1], que visa estabelecer a pressão máxima de trabalho, sugere a utilização do teste de ruptura para vasos de pressão que possuem geometrias complexas. Em geometrias onde não são conhecidas as tensões ou não é possível prever as falhas é comumente utilizado este teste de ruptura. A norma ASME sugere adotar a seguinte equação para determinar a pressão máxima de trabalho (PMTA):

$$PMTA = \frac{P_{rup}}{4} \times \frac{S_{\mu} E_j}{S_{\mu avg}} \quad (2.24)$$

onde P_{rup} é a pressão de ruptura (ou pressão de teste hidrostático na qual o teste foi interrompido), S_{μ} tensão mínima de ruptura do material base no ensaio de tração a temperatura ambiente [MPa], $S_{\mu avg}$ tensão média [MPa] de ruptura da junta soldada no ensaio de tração a temperatura ambiente e E_j eficiência de junta. Assim a PMTA é comumente por volta de 17,5% da pressão de ruptura.

Alguns trabalhos da literatura também utilizaram metodologias experimentais para avaliar a estrutura de trocadores de calor compactos, como o trabalho publicado por Miwa et al [33]. Nesse estudo, o autor afirma que a resistência dos canais é avaliada não somente pelos métodos de cálculo, mas também por um ensaio de ruptura em pequenas amostras. No ensaio hidrostático com ruptura, o corpo soldado por difusão é pressurizado por água ou óleo e a pressão é medida até que a estrutura da amostra comece a ceder.

A pressão de ruptura é determinada com bastante facilidade porque a partir do ponto em que atingem sua pressão máxima, os canais são incapazes de admitir mais pressão, expandindo-se, aumentando o volume interior e fazendo com que a pressão caia rapidamente [33].

Miwa et al [33] produziu amostras representativas de um trocador de calor compacto soldado por difusão com canais semicirculares em aço inoxidável SUS316L e as submeteu a um ensaio de ruptura. Como resultado, os autores propõem o uso de um fator de segurança de ordem 4. Diferentes geometrias da seção transversal dos canais dos fluxos foram submetidas ao ensaio hidrostático. A variação na pressão de ruptura destes canais foi insignificante, o que comprovou a estabilidade e qualidade da união por difusão das amostras testadas.

Takeda et al. [34] realizaram um estudo sobre a fratura entre canais do trocador. Segundo os autores, mesmo com uma condição otimizada do processo de união de difusão das placas que formam os canais e as placas separatórias, não é possível afirmar que aletas ficaram bem unidas. Caso

alguma aleta estiver avariada é possível que o trocador tenha alguma fratura como resultado da pressão interna. Mesmo que não ocorra alguma fratura completa do núcleo do trocador, vazamentos entre os canais paralelos irá prejudicar a eficiência térmica do mesmo. Para garantir que não haja vazamentos, os autores conduziram testes experimentais em trocadores do tipo placas aletadas em pequena escala. O trocador foi pressurizado com água fria até uma pressão superior a tensão admissível do material e nenhuma deformação ou vazamento foi verificado no ensaio. Os autores também afirmam que, para aplicações em altas temperaturas onde haja uma diminuição da tensão admissível do material base, deve-se também reduzir proporcionalmente a pressão máxima de operação.

Mizokami et al. [31] também afirmam que é necessário validar o projeto estrutural de trocadores de calor através de ensaios experimentais, enquanto que a análise numérica é válida para determinar a distribuição de tensões e assim prever a localização das falhas e a pressão máxima suportada pela amostra. Os autores propuseram um modelo de corpo de prova de trocadores de calor compactos que simule a estrutura de um trocador de calor do tipo placa aletada real em aço inoxidável. O corpo de prova foi projetado com apenas uma entrada. Com isso, para simular o trocador, apenas um ramal de canais foi inundado, enquanto a outra metade é isolada e se encontra na pressão ambiente, simulando o diferencial de pressão que existe no trocador real. Extensômetros foram utilizados para medir a deformação do modelo. Em temperatura ambiente, o rompimento foi observado na linha de soldagem por brasagem da placa lateral na parte superior da placa de fechamento, de acordo com o que foi previsto nas simulações. Em alta temperatura, verificaram que a placa superior foi completamente separada do corpo do modelo, com o rompimento e/ou falhas de algumas aletas próximas à placa superior, observadas após o corte.

Com o objetivo de validar os dados da simulação numérica, Ma et al. [32] realizaram ensaios hidrostáticos em pequenos corpos de prova de estruturas de placas aletadas. No experimento, os corpos são preenchidos com água em temperatura ambiente e pressurizados lentamente até atingir a pressão de ruptura. Os resultados indicaram que danos ocorreram na estrutura das placas aletadas e uma falha foi visualizada na junta soldada entre as aletas e a lateral do modelo.

2.4 Contribuição do presente trabalho

A presente revisão bibliográfica demonstrou que, uma vez que a tecnologia de fabricação dos trocadores de calor desenvolvida no Lab-tucal, ou seja, placas usinadas, é nova, não existe na literatura modelos capazes de prever o comportamento mecânico destes trocadores de calor que possam ser utilizados como ferramenta de projeto. Desta forma se construirá no capítulo seguinte, baseado em diversos modelos da literatura, modelos adequados para a determinação do comportamento mecânico destes trocadores de calor, o qual será confrontado com resultados de simulações numéricas e com normas disponíveis para equipamentos similares. Resultados teóricos serão também comparados com dados experimentais obtidos especialmente para este fim.

3 MODELOS PROPOSTOS

Nesta seção serão definidas regiões de estudo do núcleo do trocador de calor em desenvolvimento, o qual é composto por placas e canais e se encontra sob efeito de pressão, visando estabelecer a resistência mecânica do equipamento. Inicialmente serão apresentados os modelos físicos adotados com suas respectivas condições de contorno, passando-se a seguir para a proposição de modelos analíticos do problema em questão.

3.1 Modelo físico

Como mencionado nos capítulos anteriores, o trocador de calor compacto em estudo é composto de várias camadas de chapas usinadas (que contém os canais dos ramais), intercaladas por placas planas, que separam estes canais, formando uma pilha. Assim, são formadas as regiões por onde transitam os fluxos mássicos quente e frio que realizam a troca térmica, normalmente um destes submetido a altos níveis de pressão.

Note-se que, nestes trocadores de calor, há regiões de placas não suportadas, assim definidas quando há a aplicação de pressão em um lado de um canal e pressão atmosférica no outro lado, encontradas tanto em trocadores que atuam em regime de operação em corrente cruzada quanto em contracorrente. Placas não suportadas são também observadas, nas regiões da transição, onde os fluxos são redirecionados, localizadas próximas aos bocais ou às regiões de entrada. Estas regiões são mais suscetíveis a apresentar defeitos na união, que fragilizam o equipamento produzido.

Assim, os componentes estruturais do núcleo do equipamento devem suportar mecanicamente esta diferença de pressão entre os canais pressurizados e os não pressurizados, aqui considerados conservativamente como sujeitos à pressão atmosférica. Devem-se avaliar as espessuras das placas que o compõem, a qualidade da união entre elas, a influência da geometria dos canais na resistência mecânica do equipamento para, desta forma, estabelecer a pressão máxima de trabalho do equipamento.

Como também já discutido, o trocador de calor resultante do emprego da tecnologia em desenvolvimento apresenta canais cuja seção transversal é quadrada. Assim, modelos encontrados na literatura para trocadores unidos através do processo de difusão, cujos canais têm seção reta em forma de meia lua, não podem ser aplicados diretamente. Da mesma forma, a norma ASME discute procedimentos de dimensionamento de

vasos de pressão de seção quadrada, e não de canais de trocadores de calor.

É, então, necessário estabelecer um modelo físico do núcleo, onde simplificações e condições de contorno, que permitam a modelagem do equipamento, são aplicadas.

A Figura 3.1 apresenta uma simplificação do núcleo do trocador de calor em estudo, onde estão representadas as espessuras das estruturas principais, como a espessura da placa divisória (t_p), das placas de fechamento (t_c), das laterais (t_e), das aletas (t_f) e a diferença de pressão entre os ramais e o ambiente.

Considera-se a pressão de trabalho o fator de maior influência na resistência mecânica do núcleo, sendo que altas temperaturas provocam a diminuição da tensão admissível do material. Não são consideradas tensões térmicas.

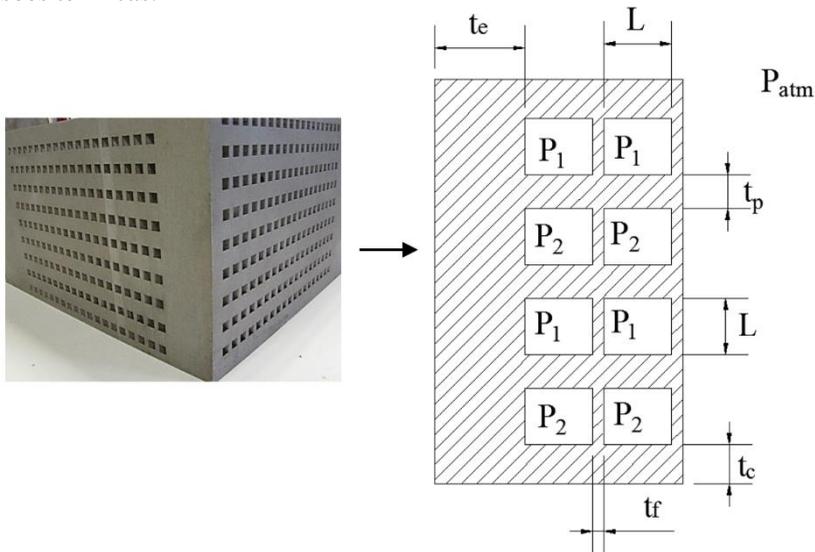


Figura 3.1 - Representação dos parâmetros de influência do trocador de calor

Na seção a seguir serão propostos modelos matemáticos, capazes de determinar as espessuras do trocador compacto e garantir a integridade estrutural do equipamento. A partir destes modelos serão também propostos os parâmetros adequados do processo de fabricação, que garantam uma boa eficiência da união, de forma que o equipamento tenha a capacidade de suportar as condições operacionais de pressões e temperaturas.

3.2 Modelos analíticos baseado em tensões e deformações

Nesta subseção, são apresentados alguns modelos para dimensionamento de núcleos de trocadores de calor compactos unidos por difusão, considerando as tensões geradas em função da pressão de operação, e a deformação das placas. São avaliadas as tensões de tração “puras” observadas nas placas entre canais, e a tração aliada à flexão entre as regiões, em função das diferenças de pressão entre os ramais. Também são propostas equações para cálculo da pressão máxima de trabalho (PMTA) que é suportada por estas geometrias. Através das tensões totais combinadas, é possível avaliar as deformações longitudinais, às quais as paredes laterais do equipamento são submetidas.

3.2.1 Pressão máxima de trabalho

O trocador de calor em estudo é composto por diversas placas planas. Para dimensionar a estrutura do equipamento, e portanto determinar e espessura destas placas, é proposta uma abordagem analítica, onde as placas são avaliadas como barras (vigas) individuais ou compostas, submetidas a cargas longitudinais e/ou transversais. Conforme Beer e Johnston[15], o tipo de apoio (ou vínculo) e o tipo de carregamento determinam as espessuras das placas em análise.

Considera-se que as placas operam no regime permanente elástico (abaixo do valor de escoamento σ_{esc}), de modo que as tensões geradas não ultrapassem a tensão admissível do material (σ_{adm}). A tensão admissível leva em conta as condições de operação e níveis de segurança desejados, normalmente utilizando fatores recomendados por normas de segurança. O modelo irá abordar cada placa separadamente, levando em conta as tensões normais unidirecionais a que cada placa é submetida.

Note-se que Traverso e Massardo [35] assim como Mizokami et al. [31], também propõem, para um trocador do tipo placa aletada (PFHE), considerar as placas de um trocador como vigas retas unidimensionais, submetidas a cargas transversais. Ou seja, as placas são avaliadas como vigas equivalentes, sujeitas a cargas uniformemente distribuídas, as quais são resultado da pressão imposta internamente aos canais. Estes autores obtiveram desta análise, as tensões de flexão máximas suportadas por estas placas.

Assim, com a imposição da pressão interna nos canais, as placas ou barras horizontais estão sujeitas a tensões normais, ou seja, são modeladas como vigas submetidas a esforços de tração, compressão e flexão,

ou à combinação destes esforços. No caso das aletas verticais, não há diferença de pressão entre ambas as faces das chapas, não havendo assim flexão das barras. A pressão observada nas aletas são paralelas às placas, ou seja, as placas estão submetidas somente a esforços de tração, como visualizado na Figura 3.2. Já para as placas de separação (horizontais) e placas laterais externas, esforços combinados de tração e flexão são observados, uma vez que a pressão interna dos canais age em apenas uma das faces destas chapas (a outra face está na pressão atmosférica), submetendo-a aos efeitos da tração demonstrados na figura, aliados à flexão das placas.

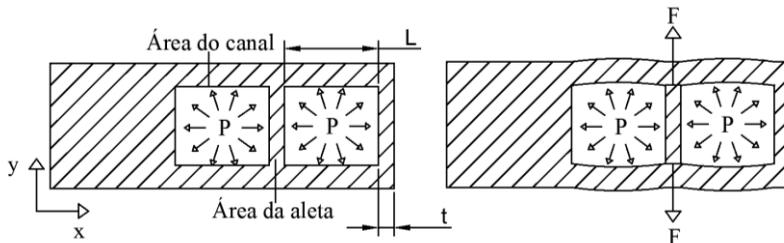


Figura 3.2 - Representação dos esforços de tração na aleta e de flexão nas demais placas.

Assim, como apresentado no lado direito da Figura 3.2, os esforços de tração são obtidos considerando-se que a pressão interna aos canais provoca uma carga axial nas extremidades das placas horizontais. A força aplicada transversalmente à placa é obtida em função da pressão interna e da área do canal A_{canal} [m²]. Já a área tensionada é em função da superfície da aleta A_{aleta} [m²]. Dessa maneira, a equação que determina a tensão normal para barras sujeitas a carga axiais, toma a seguinte forma:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{PA_{canal}}{A_{aleta}} \quad (3.1)$$

Substituindo as expressões para as áreas na equação, tem-se a tensão máxima (σ_T) em [MPa], suportada devido a tração nos canais, em função da pressão aplicada P [MPa], da largura do canal L [m], e da espessura da placa t [m];

$$\sigma_T = \frac{PbL}{2bt} = \frac{PL}{2t} \quad (3.2)$$

A equação proposta irá servir para todas as placas do equipamento sujeitas apenas a tração, de modo que a espessura mínima das chapas é dada em função dos esforços de tração, expressa por:

$$t_T = \frac{PL}{\sigma_{adm}} \quad (3.3)$$

A aleta é submetida somente aos esforços de tração, já que não há diferença de pressão entre os canais horizontais, uma vez que a pressão dos canais é a mesma em cada face da aleta. Assim a Eq. 3.3 pode ser proposta para ser utilizada em seu dimensionamento.

Para as demais placas que compõem o trocador assim como as aletas, para se encontrar a pressão máxima suportada pelos esforços de tração, basta reorganizar a Eq. (3.3), ou seja:

$$PMTA_r = \frac{\sigma_{adm} t}{L} \quad (3.4)$$

onde t [m] é a espessura da placa em análise. Porém, os esforços de flexão devem também ser considerados, uma vez que, nos casos em que há diferença de pressão entre as placas, as mesmas são flexionadas, como pode ser observado na Figura 3.3, causando a compressão da região interna do canal, e o alongamento da região mais externa, onde ocorre a máxima deformação.

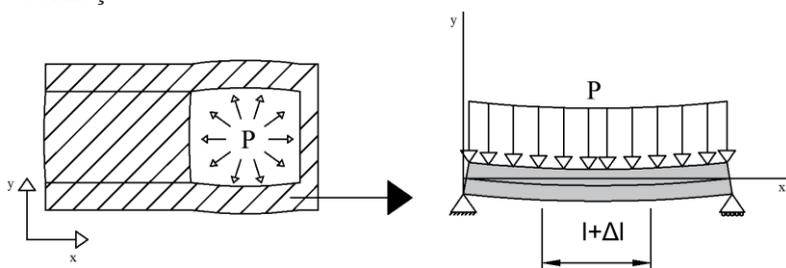


Figura 3.3 - Viga apoiada submetida a esforços de flexão

Na determinação das tensões a partir da flexão da estrutura, é utilizada a equação conhecida como fórmula da flexão (Eq. 3.5) [15][17]. Esta leva em conta as deformações máximas a que a estrutura é submetida, junto a utilização da lei de Hooke ($\sigma = E \cdot \epsilon$) e suas restrições. A tensão

máxima se dá no ponto mais distante da linha neutra, ou seja, distante c [m] do ponto neutro.

$$\sigma_{\max} = \frac{Mc}{I} \quad (3.5)$$

onde M [N.m] é o momento fletor que representa o momento resultante da tensão normal agindo sob a seção transversal da placa, I é o momento de inércia, em que para corpos retangulares, que é o caso das placas a serem dimensionadas, conforme representado na Figura 3.4, este é expresso por:

$$I = \frac{bh^3}{12} \quad (3.6)$$

Como a seção transversal é simétrica em relação ao eixo z , as máximas tensões de tração e compressão são numericamente iguais e o valor do comprimento c é equivalente à metade do comprimento da placa ($c=h/2$).

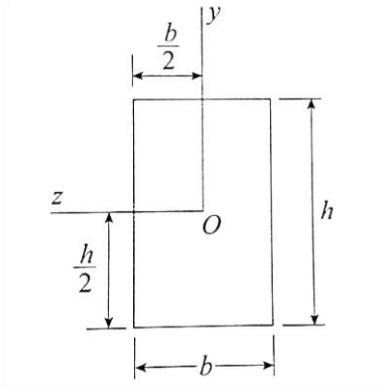


Figura 3.4 - Forma de seção transversal (Adaptado de Gere e Goodno [17])

Manipulando as Eqs. 3.5 e 3.6 e considerando que $c=h/2$, pode-se obter a tensão máxima devido aos esforços de flexão para uma placa retangular, como:

$$\sigma_{\max} = \frac{6M}{bh^2} \quad (3.7)$$

que é empregada no dimensionamento de placas flexionadas.

A pressão nos canais atua como uma carga distribuída nas placas. A viga pode então ser analisada bidimensionalmente, a dimensão b é o comprimento do canal e h é a espessura da placa. A tensão de flexão máxima das placas varia de acordo com a posição da placa no interior do núcleo, do carregamento e do tipo de vínculo.

As placas intermediárias são aproximadas a vigas multi-apoiadas, onde cada aleta atua como um apoio, sob o efeito de cargas distribuídas, conforme mostrado na Figura 3.5.

As equações para os momentos resultantes devido aos esforços em vigas são encontradas em manuais de dimensionamento de vigas estruturais. No caso das placas horizontais intermediárias, a deformação máxima ocorre no centro da estrutura. Desta maneira, conforme Beer e Johnston [15], o momento máximo para vigas multi-apoiadas sob influência de cargas distribuídas, é expresso por:

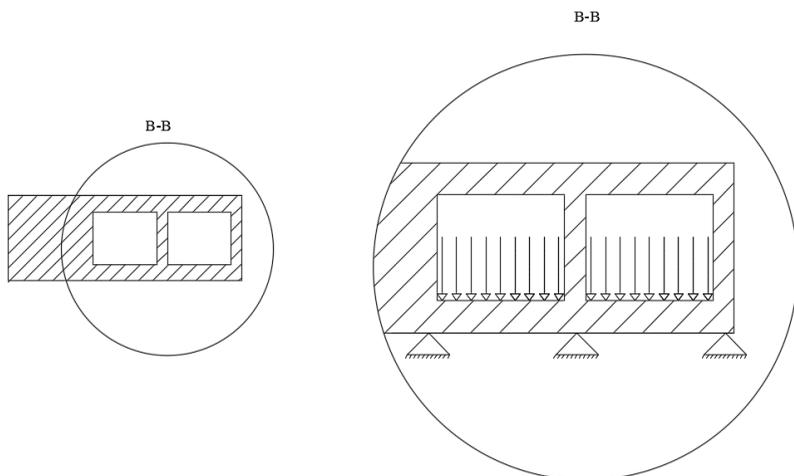


Figura 3.5 - Representação da placa intermediária agindo como uma viga multi-apoiada e carga distribuída.

$$M = \frac{9qL^2}{512} \quad (3.8)$$

onde q é a pressão agindo como carga distribuída [N/m] e L a largura do canal [m], o número de apoios (ou para o caso da placa divisória representa o número de aletas por metro) já está incluso na equação do momento para vigas multi-apoiadas. Substituindo-se a Eq. (3.8) na Eq. 3.7, tem-se as máximas tensões geradas devido a flexão da placa divisória, as quais são expressas pela seguinte equação:

$$\sigma_{\max, F} = \frac{3PL^2}{64t_p^2} \quad (3.9)$$

Reescrevendo esta equação e levando em conta que a tensão máxima não deve ultrapassar a tensão admissível (σ_{adm}) a espessura mínima da placa intermediária (t_p), para resistir aos esforços de flexão pode ser calculada pela seguinte equação:

$$t_{p,F} = \sqrt{\frac{3PL^2}{64\sigma_{adm}}} \quad (3.10)$$

Uma equação semelhante foi utilizada por Traverso e Massardo [35] para o dimensionamento das placas de um trocador compacto do tipo placa-aletadas, baseada na diferença de pressão entre os canais.

Então, a pressão máxima de trabalho, devido à flexão na placa intermediária ($PMTA_{p,f}$) é:

$$PMTA_{p,F} = \frac{64t_p^2\sigma_{adm}}{3L^2} \quad (3.11)$$

Outra região sob esforços de tração está relacionada às chapas externas, que estão sob uma diferença de pressão, uma vez que a superfície externa da parede está sob a ação da pressão atmosférica e a superfície interna sob a ação da pressão nos canais. Deve-se considerar o ramal de maior pressão para o dimensionamento da espessura das placas.

As placas dos trocadores de calor compactos são usinadas de forma que quando empilhadas, as paredes externas verticais são mais espessas. Para o seu dimensionamento propõe-se considerar que as paredes como vigas independentes bi-engastadas, como visto na Figura 3.6.

Dessa forma, sob a influência da pressão como carga distribuída, o momento fletor das laterais é dado por [15]:

$$M = \frac{qL^2}{24} \quad (3.12)$$

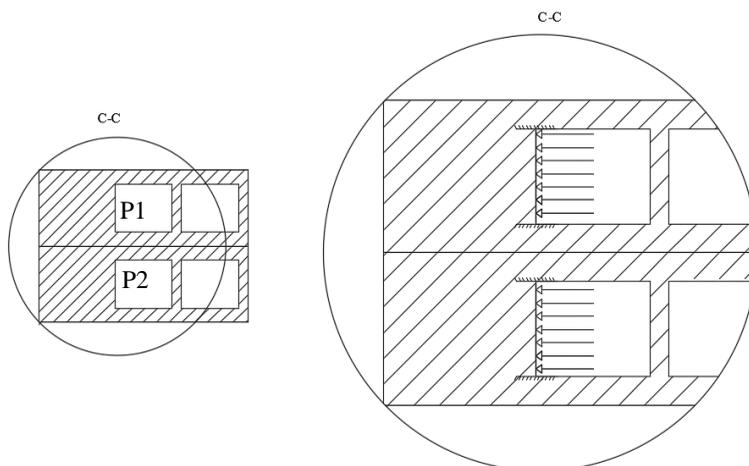


Figura 3.6 – Representação das laterais do trocador agindo como vigas engastadas e carga distribuída.

Que após a substituição na Eq. (3.7), pode-se obter a tensão máxima por flexão para as laterais:

$$\sigma_{\max, F} = \frac{PL^2}{4t_e^2} \quad (3.13)$$

Adotando-se o mesmo procedimento adotado para a placa intermediária a espessura das paredes laterais é dada por:

$$t_{e,F} = \sqrt{\frac{PL^2}{4\sigma_{adm}}} \quad (3.14)$$

A pressão máxima de trabalho recomendada para as paredes laterais, devido aos esforços de flexão é, então:

$$PMTA_{e,F} = \frac{4t_e^2 \sigma_{adm}}{L^2} \quad (3.15)$$

O procedimento de projeto a ser adotado para o dimensionamento das placas de fechamento horizontais superior e inferior deve ser o mesmo utilizado para a placa divisória. No entanto, por se tratar também de uma placa externa de fechamento do núcleo, a espessura desta chapa não deve ser muito diferente da adotada para as laterais verticais, uma vez que irão suportar pressões semelhantes.

A pressão máxima de trabalho deve levar em conta os dois esforços de tração ou flexão, sendo que a menor pressão calculada é definida como a máxima.

Coefficientes de segurança devem ser adotados nos dimensionamentos tanto das espessuras de parede quanto nas tensões máximas admissíveis, que levem em consideração fatores como a qualidade de união, a localização do equipamento quando em operação, ambiente de operação, dentre outros fatores de risco.

Uma análise das deformações geradas a partir das tensões em função das pressões aplicadas ainda precisa ser realizada, como será tratado na próxima seção.

3.2.2 Estimativa da deformação lateral

Com a aplicação de pressão, os canais tendem a se deformar até o rompimento da união e a consequente despressurização, normalmente ocorrendo nas paredes externas da estrutura do núcleo. Além disto, a análise de deformação normalmente é feita nas paredes externas, uma vez que sensores de deformação convencionais não podem ser instalados no interior, nas regiões dos mini-canais.

Por outro lado, caso sejam conhecidos os valores da deformação, é possível prever a tensão gerada no objeto em estudo, levando em conta as propriedades do material e seguindo a lei de Hooke (Gere e Goodno [17]). Assim, podem ser utilizadas as equações de tensão-deformação

para o estado plano de tensões, em que a deformação resultante na direção y . Dessa maneira, caso sejam conhecidas as tensões normais uniaxiais, é possível prever a deformação nas laterais, usando a seguinte expressão:

$$\varepsilon_y = \frac{\sigma_{tot,y}}{E} \quad (3.16)$$

onde $\sigma_{tot,y}$ é a combinação das tensões geradas na direção y , que será apresentada a seguir.

A pressão interna aos canais age uniformemente em todas as direções como visto na Figura 3.3, provocando tensões devido à flexão e à tração nas placas de separação e nas laterais do canal. Adota-se a premissa de que nestas laterais, ocorrerá a tração no eixo y , assim como também a deflexão da mesma, pois é aplicada uma força transversal. Esta força transversal na placa proporciona somente um único momento à placa, gerando tensões normais na direção longitudinal, na direção y , e promovendo esforços e deformações combinadas. Na Figura 3.7 é apresentada a região de análise da deformação.

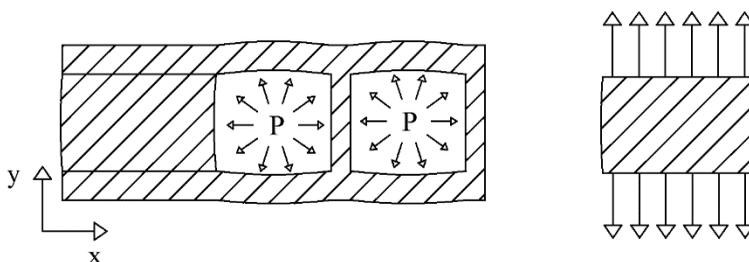


Figura 3.7 – Deformações nas laterais do trocador

De modo a mensurar os esforços laterais para se prever as deformações nesta lateral é então realizada o somatório das tensões de tração e flexão da parede lateral:

$$\sigma_{tot} = \sigma_{\max, F} + \sigma_{\max, T} \quad (3.17)$$

Das tensões totais, é obtida a deformação na lateral do canal, através da substituição desta tensão na Eq. (3.16), assim:

$$\varepsilon_y = \frac{(\sigma_{\max, F} + \sigma_{\max, T})}{E} \quad (3.18)$$

Inserindo os termos que representam as tensões de flexão (Eq. 3.13) e de tração (Eq. 3.2) nesta expressão temos:

$$\varepsilon_y = \frac{1}{E} \left(\frac{PL^2}{4t_e^2} + \frac{PL}{2t_e} \right) \quad (3.19)$$

Com uma simplificação desta última equação chega-se à expressão final para prever a deformação lateral do canal:

$$\varepsilon_{lat} = \frac{PL}{2t_e E} \left(\frac{L}{2t_e} + 1 \right) \quad (3.20)$$

Desta forma, garante-se a correta determinação da espessura de parede lateral dos canais em função de que a pressão aplicada irá gerar deformações aceitáveis. Com a coleta de dados experimentais, será possível validar os modelos teóricos propostos, bem como prever o nível de tensões geradas pela imposição da pressão nos ramais da estrutura e, assim, dimensionar corretamente a estrutura do núcleo, de forma que os esforços aos quais os canais serão submetidos não ultrapassem os limites de escoamento do material.

Para tal feito, serão fabricados corpos de prova que representem estes trocadores, seguindo seu processo de fabricação. Estudos experimentais sobre a influência dos aspectos geométricos serão conduzidos conforme será abordado no capítulo a seguir.

4 PROCESSO DE FABRICAÇÃO E METODOLOGIA DE TESTES

Neste capítulo, são apresentados os procedimentos de fabricação de amostras de núcleos de trocadores de calor compactos, a serem utilizados em testes de esforços mecânicos. A partir da combinação de diferentes parâmetros de união por difusão, são fabricadas amostras que são sujeitas a diferentes níveis de pressão interna. São descritos os estudos realizados para a determinação dos melhores parâmetros de soldagem. O procedimento de fabricação de amostras tanto para testes de combinação de parâmetros quanto hidrostáticos envolve o corte das placas e a união por difusão em um forno apropriado para isto. Assim, na primeira seção deste capítulo, são descritos os procedimentos de união por difusão que são aplicados tanto para confecção de corpos de prova para testes mecânicos e metalográficos, quanto para testes hidrostáticos. Por fim será apresentada a metodologia dos testes, as geometrias estudadas, os materiais e equipamentos utilizados para tal feito.

4.1 Confecção de amostras

O processo de fabricação de trocadores de calor compactos unidos por difusão vem sendo desenvolvido no Labtucal nos últimos anos, especialmente para união de peças de Aço Inoxidável AISI 316L. Como descrito no Capítulo 2, o processo de fabricação desenvolvido basicamente consiste no empilhamento de placas usinadas e/ou placas planas, as quais são pressionadas e aquecidas até um nível alto de temperatura (por volta de 70% da temperatura de fusão do metal) em um forno com atmosfera controlada, disponível no laboratório. O processo de construção das amostras testadas no presente trabalho segue este mesmo procedimento, uma vez que o objetivo final deste estudo é verificar a influência da combinação de parâmetros na capacidade de suportar pressão pela amostra. São, a seguir, descritas as principais etapas empregadas na construção das amostras testadas.

4.1.1 Processo de fabricação

Nesta seção, é apresentado o processo de união por difusão, utilizado tanto para a fabricação de amostras que são sujeitas a testes metalográficos e de resistência mecânica, quanto aos testes hidrostáticos de partes representativas do núcleo, fabricadas para testes hidrostáticos. O processo de fabricação de ambos os tipos de amostras é o mesmo, com a

exceção de que, nos testes de resistência mecânica do material, as placas utilizadas são mais espessas e os canais não são usinados. Por ser mais complexo, nesta seção optou-se por descrever o processo de fabricação de amostras de núcleos de trocadores de calor.

Primeiramente, como observado na Figura 4.1, à esquerda, é realizado o corte das peças onde os canais são usinados, executado com o auxílio de uma máquina de corte a jato d'água disponível no Labtucal, modelo Mach 2C, fabricada pela empresa *Flow Waterjet*. Depois disso, à direita da imagem, é realizada a preparação da superfície que será unida por difusão, onde são eliminadas as rebarbas provenientes do corte e inseridas pequenas rugosidades superficiais, através do processo de lixamento. Esta preparação da superfície é indispensável para uma boa união.



Figura 4.1 - Corte das placas e preparação da superfície.

Após o lixamento as peças são submetidas a um processo de limpeza com água e sabão e inseridas em um banho ultrassônico desengordurante em 2 ciclos de 15 minutos cada, para garantir que as superfícies dos materiais estejam descontaminadas (Figura 4.2).



Figura 4.2 - Peças posicionadas no banho ultrassônico.

As peças preparadas são posicionadas e empilhadas sobre as matrizes e inseridas no forno de união por difusão, conforme mostrado na

Figura 4.3. As chapas são posicionadas de maneira a aumentar a área de contato e garantir uma melhor distribuição da carga aplicada.



Figura 4.3 - Peças empilhadas e posicionadas sob a matriz de união.

Com as peças inseridas no interior do forno (Figura 4.5), é iniciado o ciclo de união, que consiste no aquecimento da amostra em dois patamares de temperatura. Inicialmente é realizado o aquecimento a uma taxa de $8\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{min}$ partindo da temperatura ambiente até atingir 750°C , cujo nível é mantido por 60 minutos para uma estabilização da temperatura por toda a câmara. Após a estabilização é retomado o aquecimento até a temperatura de união, em uma taxa de $2,3\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{min}$.

Ao atingir a temperatura de união, é iniciada a aplicação de pressão, e é contado o tempo de união, na Figura 4.4 é apresentado um ciclo térmico de aquecimento do processo de união por difusão, sendo que após o fim do ciclo é iniciado o resfriamento, este de maneira natural. As condições de temperatura, pressão e tempo final de união, serão apresentadas na seção seguinte. Este procedimento é realizado em ambiente controlado, no caso o vácuo, que proporciona uma atmosfera inerte. As características estruturais e limites operacionais do forno de união por difusão são apresentadas na Tabela 4.1.

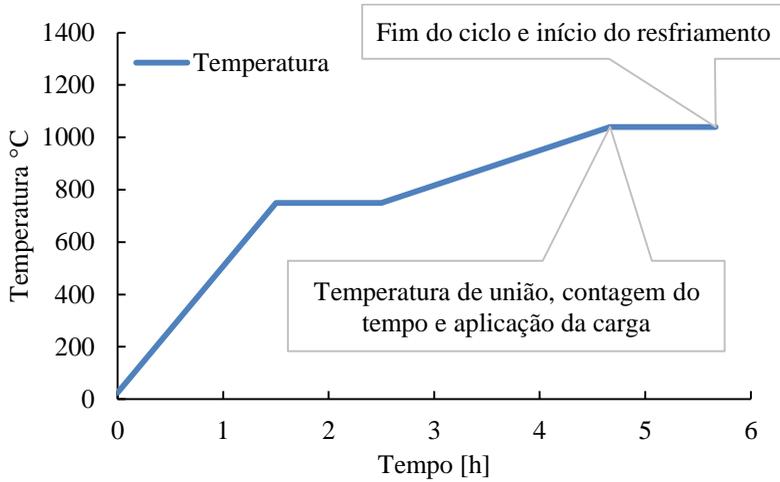


Figura 4.4 - Ciclo térmico de aquecimento na união por difusão



Figura 4.5 - Forno de união por difusão

Tabela 4.1 - Dados técnicos do forno de união por difusão

Descrição Técnica	Unidade	Valor
Máxima temperatura de operação	°C	1700
Homogeneidade de temperatura no forno vazio a 1000 °C	°C	± 4°C
Dimensões úteis	mm	800x600x600
Máxima carga	kN	2500
Precisão da carga até 250 kN	kN	±0,25
Precisão da carga até 2500 kN	kN	±2,5
Nível de vácuo em forno vazio	mbar	1x10 ⁻⁶

Após a união das amostras, é realizada a soldagem do tubo de alimentação (umbilical) com solda do tipo Tig, através do qual pressão hidrostática é aplicada. São utilizadas conexões de alta pressão do tipo *Swagelok*, que facilitam a ligação com a bomba de testes hidrostáticos, e evitam vazamentos durante os testes. Na Figura 4.6, é apresentado um corpo de prova fabricado para ser testado.

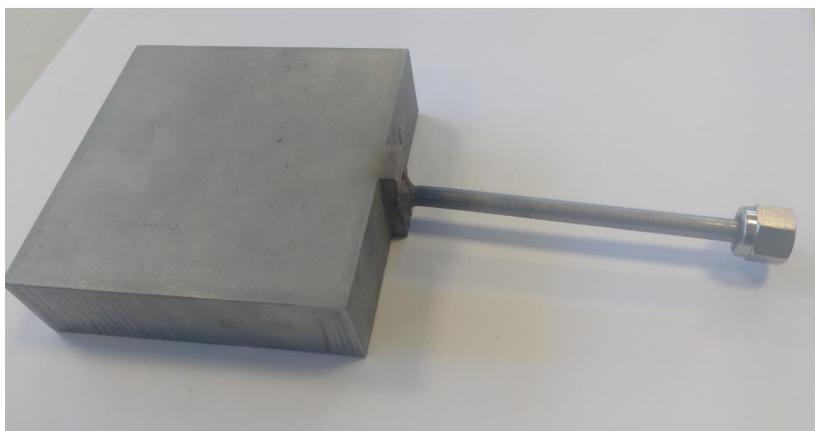


Figura 4.6 - Corpo de prova fabricado e pronto para teste

4.1.2 Determinação de parâmetros de união por difusão

Para avaliar a integridade estrutural do equipamento, é importante ter controle estrito do processo de união das placas que formam os canais, uma vez que a qualidade da união é fundamental para a obtenção da resistência mecânica do núcleo do trocador de calor. Teoricamente, uma

boa união deve apresentar a mesma resistência aos esforços mecânicos e térmicos do material base.

Antes da realização dos procedimentos de união foi realizada uma avaliação da composição química do material recebido de modo a garantir a qualidade do material, no caso o aço inoxidável AISI 316L. Fez-se então um comparativo entre os teores típicos dos elementos de liga presentes conforme literatura e o analisado por meio de espectroscopia de raios-X por dispersão em energia (EDS ou EDX) em microscópio eletrônico de varredura (MEV). Essa é uma técnica não destrutiva na qual é possível determinar a composição química de microrregiões, através da identificação por raios-X emitidos pela amostra quando da interação com um feixe eletrônico.

Os teores médios dos principais elementos de liga do que compõem o aço inoxidável se mostraram de acordo com os valores indicados pela literatura, conforme apresentado na Tabela 4.2.

Tabela 4.2 – Comparação da composição química do aço inoxidável AISI 316L

Elemento	Literatura (%) [36]	Material Recebido (%)
Cromo, Cr	16 – 18	16,6±0,5
Manganês, Mn	< 2,0	1,4±0,4
Molibdênio, Mo	2,0 – 3,0	2,0±0,4
Níquel, Ni	10 – 14	10,5±0,7
Silício, Si	<0,75	0,500±0,1

Como citado na seção 2.1.3, os parâmetros principais que compõem o ciclo de união por difusão são a pressão, a temperatura e o tempo. Morteau [5] avaliou parâmetros de união do aço inoxidável AISI 316L através da confecção de amostras produzidas a partir de diferentes combinações de parâmetros. Ele avaliou a resistência à tração das amostras produzidas. Para verificar a eficiência de união quanto a sua resistência mecânica à tração, outras análises são realizadas neste trabalho, de forma que se possa estabelecer quais são os parâmetros adequados à fabricação de núcleo de trocadores de calor compactos.

Os patamares de temperatura estudados por Morteau [5] foram de 945, 1040 e 1100°C, e pressões de 7,5 até 10 MPa, com tempos de aplicação de carga variando de 32 até 179 minutos. Para avaliação dos parâmetros de união foram selecionadas amostras fabricadas a partir da combinação dos parâmetros que resultaram no melhor (S6) e pior desempenho (S4) mecânico, conforme estabelecido por Morteau [5]. Em continuação a determinação das melhores condições de união, neste trabalho também

serão avaliados o material base sem união (S0), bem como este material sem união submetido apenas ao ciclo térmico na maior temperatura e tempo avaliados (S10), com o intuito de avaliar seus efeitos no material base, investigações que não foram realizadas pelo autor. Tais condições de processamento são apresentadas em detalhe na Tabela 4.3.

Tabela 4.3 - Parâmetros de união avaliados

Amostra	Temperatura (°C)	Pressão (MPa)	Tempo (min)
S0	-	-	-
S4	945	8,75	32
S6	1040	9,51	60
S10	1100	-	105

Seguindo o procedimento de união por difusão descrito na seção anterior, foram fabricadas amostras com duas placas de 50 mm de espessura empilhadas e com área superficial de 100 x 100 mm² (Figura 4.7). O método de avaliação destas amostras unidas consistia em extrair três corpos de prova de cada uma delas e realizar ensaios de tração, conforme Norma Técnica ASTM E8/E8M:2011 e ASTM A370:2012. Os valores médios dos dados de tensão máxima (UTS), tensão de escoamento (PS) e alongamento (EI) obtidos a partir de no mínimo três corpos de prova, estão indicados na Tabela 4.4.

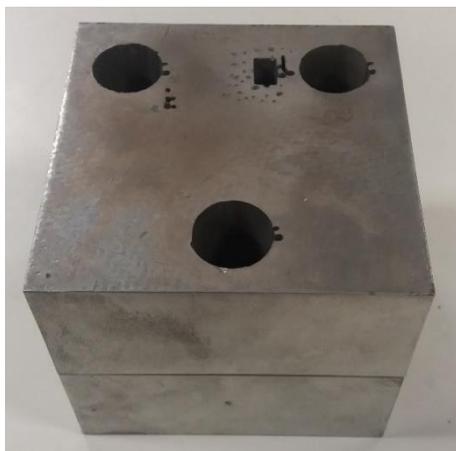


Figura 4.7 - Placas unidas por difusão com retirada de corpos de prova para ensaio de tração e análise metalográfica.

Tabela 4.4 - Resultados dos ensaios de tração

Amostra	Aço Inoxidável AISI 316L		
	UTS [MPa]	0,2% PS [MPa]	EI [%]
S0	517±20	375±10	36,25±9,5
S4	338,7±140	281±103	5,2±4,7
S6	564,7±0,5	437,3±94,87	48±2
S10	524,7±7,75	387,7±25,4	38±3
ASME	485	220	40

Comparando os resultados das amostras do material base antes (S0) e após o ciclo térmico (S10), verifica-se que as propriedades mecânicas avaliadas apresentam variações em média de 2%, indicando que a ciclagem térmica possivelmente não afetou as tensões máximas e de escoamento, assim como o alongamento das amostras até a ruptura.

Comparando-se o comportamento do material base e com o das amostras, observa-se que a amostra S6 apresentou a melhor qualidade de união tendo suas propriedades dentro dos parâmetros estabelecidos pela ASME [20]. Por outro lado, os valores obtidos utilizando parâmetros considerados inadequados (S4), ficaram abaixo do aceitável.

De acordo com Souza [37], através do valor de ruptura no ensaio de tração é possível medir a eficiência da solda, definida como o quociente entre a carga de ruptura do material soldado e a carga de ruptura do material base. Caso a solda seja mais resistente que o material-base, usa-se nos projetos a tensão de escoamento σ_{esc} do material base; caso contrário são utilizadas as propriedades do material soldado. Desta maneira, conforme pode ser observado nos valores de tração, o material soldado com o parâmetro S6 apresentou valores maiores que o material base, e para os dimensionamentos será utilizada a tensão de escoamento do material base.

Com a realização dos ensaios de tração, também foram traçadas as curvas tensão-deformação do material até a tensão máxima como observado na Figura 4.8, onde foi possível, a partir do corpo de prova rompido, observar o modo de fratura (Figura 4.9), sendo este tipicamente dúctil, quando a união foi realizada no nível de 1040 °C de temperatura, apresentando deformação plástica até a ruptura junto com a formação do fenômeno da estrição o que é desejado para uma boa qualidade da união. Os resultados dos ensaios de tração das demais condições apresentadas, estão dispostas no Apêndice B.

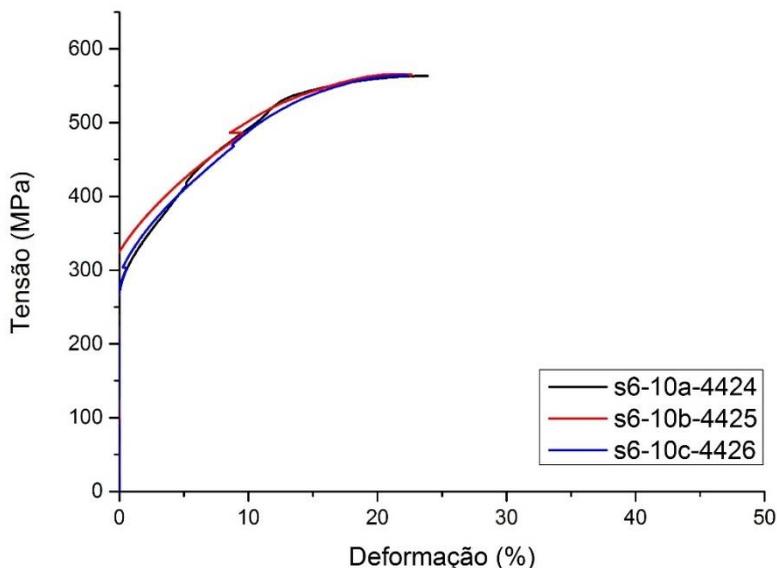


Figura 4.8 - Gráfico tensão x deformação da amostra S6

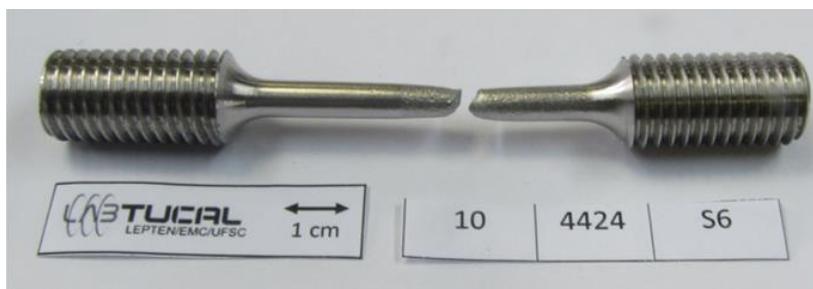


Figura 4.9 - Amostra S6 rompida

Além dos corpos de prova para ensaios de tração, amostras para análise metalográfica também foram extraídas dos corpos unidos por difusão. Estas foram embutidas a quente com resina baquelite, preparadas metalograficamente, lixadas utilizando água e lixas contendo abrasivo SiC (sequência de diferentes granulometrias) e polidas com álcool e pasta de diamante (3 e 1/4 μm). Para revelar a microestrutura do aço inoxidável austenítico, as amostras embutidas foram atacadas quimicamente por imersão em uma mistura de ácido pícrico (2 g) e ácido clorídrico (10 ml) durante 10 segundos.

O resultado destas análises metalográficas está apresentado na Figura 4.10.

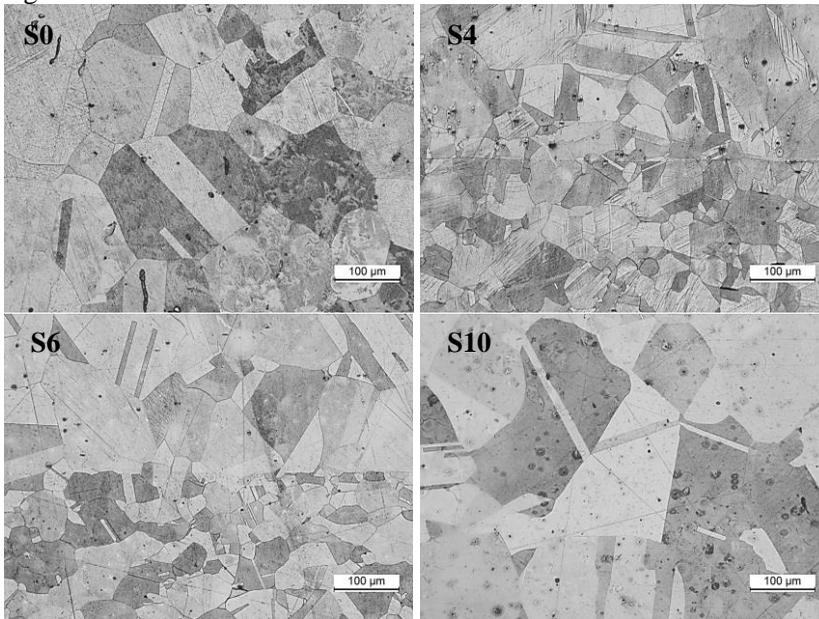


Figura 4.10 – Metalografias das amostras S0, S4, S6 e S10

Comparando as micrografias, é possível indicar qualitativamente a qualidade da união. Observa-se, na amostra S4, uma linha de interface bastante visível. Comparativamente, na S6 a linha é praticamente imperceptível, o que demonstra que a qualidade da união S6 é melhor que a S4. Também foi possível avaliar o efeito dos níveis de temperatura de união sobre o material base, através da comparação entre a micrografia da amostra S0 (material como recebido) e amostra S10. Após um ciclo de aquecimento houve crescimento de grão do aço inoxidável.

Desta maneira, o parâmetro a ser utilizado na fabricação de trocadores de calor será o da amostra S6, com 1040°C, 9,5 MPa e 60 minutos, uma vez que a qualidade da união, bem como sua eficiência foram confirmadas no presente trabalho.

4.2 Testes hidrostáticos

Nesta seção é apresentado o procedimento adotado para a realização dos ensaios experimentais, bem como as geometrias estudadas e o

tipo de dados coletados. Também é apresentado um estudo numérico realizado para verificar o comportamento mecânico das amostras.

4.2.1 Metodologia de testes hidrostáticos

Testes hidrostáticos podem representar riscos, uma vez que o procedimento envolve a pressurização até altos níveis de água no interior da amostra em análise. O maior risco está no acúmulo não intencional de ar, o que pode provocar rupturas repentinas. Assim, antes de que os testes fossem realizados, foram tomadas medidas operacionais que garantissem a segurança do operador.

Um procedimento de testes foi então obtido a partir de ensaios preliminares, usando-se pequenas amostras de chapas de cobre unidas por difusão. O cobre é um metal que apresenta pequena resistência mecânica quando comparado ao aço inoxidável, por exemplo, e, portanto, menos resistente a pressões internas. Se o procedimento de testes é adequado ao cobre, também o será para o aço inoxidável. A amostra de cobre foi preenchida com água, que foi pressurizada até um nível onde ocorreu uma pequena abertura na união e, conseqüentemente, observou-se um pequeno e controlado vazamento de água, sem riscos ao operador.

Na sequência, amostras em aço inoxidável foram fabricadas e testadas hidrostaticamente. Estas amostras são de pequeno porte e possuem um volume de água a ser pressurizada muito baixo. Apenas vazamentos laterais foram verificados em algumas amostras durante a aplicação de água em alta pressão, conforme se verifica nas imagens da Figura 4.11 (a esquerda, para a amostra de cobre e à direita, para a de aço inoxidável AISI 316L). A partir deste estudo preliminar, concluiu-se que o presente procedimento de testes de pressão hidrostática é seguro e pode ser realizado no laboratório.



Figura 4.11 - Amostras testes em cobre e aço inoxidável

Uma vez garantida a segurança na realização dos testes, foi adquirida uma bancada para testes hidrostáticos da marca Romão Tecnologias, cujas características são apresentadas na Tabela 4.5. Na Figura 4.12, vê-se uma imagem da bancada com monitoramento de pressão hidrostática.

Tabela 4.5 – Dados técnicos da bancada de testes hidrostáticos

Características técnicas	Unidade	Valor
Capacidade de pressurização	bar	200
Incerteza	%	0,025
Alimentação	V	110-220
Ar comprimido	bar	8
Temperatura	-	Ambiente



Figura 4.12 - Bancada de monitoramento de pressão hidrostática

Esta bancada com capacidade de até 200 bar contém uma bomba multiplicadora de pressão que é acionada pela rede de ar comprimido e atua junto com a alimentação de água, elevando desta forma, a pressão hidrostática aplicada no corpo a ser testado. Através de um regulador de pressão, é possível aumentar gradativamente a pressão hidrostática que o equipamento aplica na amostra. Um *data-logger* recebe os sinais dos sensores de pressão e temperatura, os quais são instantaneamente exibidos na tela de um computador.

O seguinte procedimento de testes foi adotado empregando-se o equipamento mostrado na Figura 4.10: a pressão é gradativamente aumentada até patamares pré-estabelecidos (observando-se também a temperatura da amostra), permanecendo nestes patamares por determinado tempo, quando são, então, realizadas inspeções de vazamentos e a despressurização do equipamento.

Definiu-se como patamar inicial a pressão de 25 bar, a qual foi mantida por 3 minutos, depois aumentada em passos de 25 bar também

de 3 minutos. A amostra é inspecionada cuidadosamente a cada patamar aplicado. Se o corpo de prova não apresentar vazamentos ou falhas, este será submetido ao próximo patamar de pressão. A Figura 4.13 apresenta o gráfico resultante desta sequência de testes hidrostáticos, onde a curva vermelha pontilhada representa a pressão aplicada e em azul a pressão medida, ambos em função do tempo.

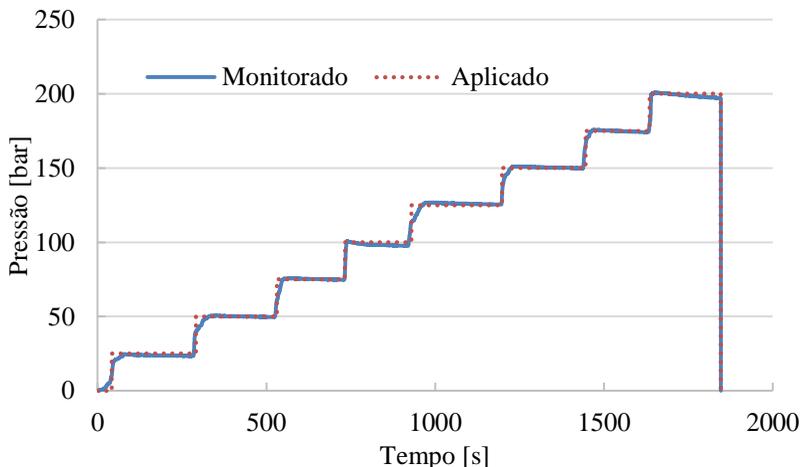


Figura 4.13 - Gráfico da variação de pressão durante os testes hidrostáticos

Note-se, principalmente em patamares mais elevados, que a medida que o tempo passa, há uma pequena e aceitável perda do nível de pressão, uma vez que, durante os ensaios dos corpos de prova, mesmo que as amostras não representem falhas na estrutura, perdas podem ocorrer devido a vazamentos nas uniões do próprio equipamento de testes.

Os testes para os corpos ensaiados que não apresentem vazamentos ou falhas são complementados com testes menos controlados mas em pressões mais elevadas e em outra bancada (Figura 4.14), mais robusta que possui capacidade de pressurização em até 700 bar. O princípio de funcionamento desta bancada é através de uma câmara de compressão mecânica com a utilização de um pistão. A regulagem da pressão é feita através do aperto da câmara, isto resulta na baixa precisão na aplicação da pressão, assim os patamares de testes foram mapeados a cada 50 bar, obtidos através de um manômetro.



Figura 4.14 - Bancada para ensaios hidrostáticos de até 700 bar

4.2.2 Geometria das amostras testadas

Com todos os procedimentos de fabricação e metodologia de testes de pressão estabelecidos, foram fabricadas inicialmente cinco amostras representativas da geometria de um trocador de calor compacto, visando a determinar a sua resistência a elevadas pressões de trabalho. Pequenas mudanças nas geometrias dos canais, em relação aos equipamentos (trocadores de calor compactos) desenvolvidos, foram adotadas, de maneira que, mesmo mantendo-se as características dos trocadores de calor compactos, pôde-se garantir o preenchimento total dos ramais (conjunto de canais em um plano) preenchidos com o fluido de teste.

Diferentes condições de operação, simulando condições de preenchimento de um ou mais ramais assim como as condições de operação da união em vazio (ou não suportada), foram avaliadas. Note-se que, conforme já discutido anteriormente, regiões de soldas não suportadas são encontradas em trocadores em corrente cruzada ou em contracorrente, assim como nas regiões da transição (redirecionamento) dos fluxos, localizadas próximas aos bocais ou às regiões de entrada. Estas regiões são mais suscetíveis a apresentar defeitos na união.

A espessura da placa que compõe o ramal e o tamanho do canal foram determinados com base nas necessidades de operação do trocador de calor compacto, conforme informado pela Petrobras. Placas de separação (que isolam os canais) de 0,5 e 1 mm de espessura foram adotadas, a placa de fechamento foi de 3 mm de espessura. Para usinagem dos ramais, foram selecionadas placas de 3 mm de espessura que, depois de unidas, formam canais de seção reta de $3 \times 3 \text{ mm}^2$. Estes canais são maiores que os canais dos trocadores compactos de mercado, uma vez que a Petrobras solicitou o aumento do diâmetro hidráulico dos canais dos trocadores compactos, a fim de diminuir problemas de entupimento por incrustações, facilitando a limpeza e a manutenção dos equipamentos.

Uma vez definidas as dimensões dos canais, foi possível projetar as amostras a serem testadas. Nestas amostras um ou dois ramais foram preenchidos com fluido e outros mantidos vazios, para simular a condição de operação não suportada. Na Figura 4.15 à esquerda, mostra-se a geometria da placa usinada, cujas ranhuras formam os canais depois do processo de união, e, à direita, uma representação do interior de um corpo de prova do trocador, constituído por 5 placas usinadas, 4 placas divisórias e 2 placas de fechamento (não mostrada). As placas usinadas são dispostas de forma que as suas ranhuras, para duas placas consecutivas, estejam dispostas em configurações de 90° , de maneira a representar um trocador de fluxo cruzado. Conforme mostra a Figura 4.15, é possível identificar os ramais a serem pressurizados. O parâmetro de união adotado foi o mesmo da amostra S6 (ver Tabela 4.6), ou seja: 1040°C , 9,5 MPa, 60min.

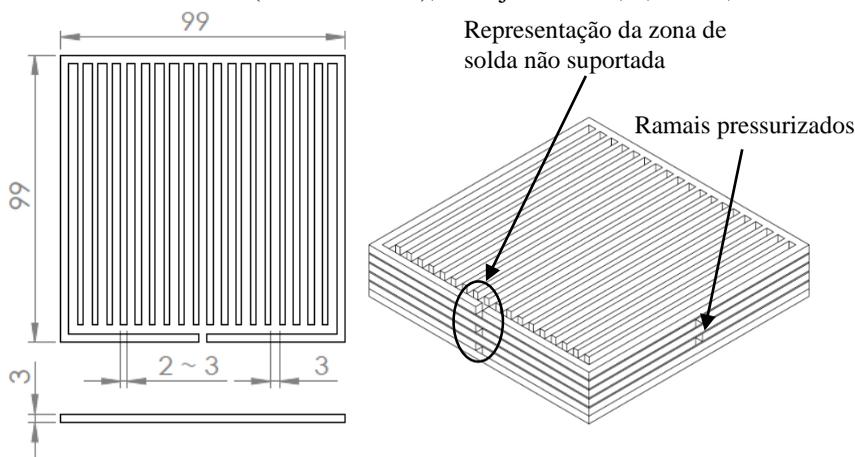


Figura 4.15 - Geometria dos corpos de prova

Na Tabela 4.6, apresentam-se as nomenclaturas dos corpos de prova, cujas diferenças estão na combinação dos parâmetros: número de ramais preenchidos (1 e 2), espessura da aleta (2 e 3 mm), espessura da placa intermediária (0,5 e 1 mm) e a presença ou não de regiões não suportadas. As amostras CP-1 a CP-5, foram produzidas em um ciclo de união por difusão enquanto que as amostras CP-6 a CP-10 foram unidas em outro ciclo. Note-se que, além da utilização de placas de espessura de 0,5 mm como nos trocadores convencionais, no presente estudo, também foram produzidas amostras com placas intermediárias de espessura 1mm, sendo possível avaliar a influência deste parâmetro no comportamento mecânico de trocadores de calor compactos.

Tabela 4.6 - Parâmetros de avaliação para placa intermediária

Corpo de prova	Nº ramais preenchidos	Espessura da aleta	Presença de regiões não suportadas	Espessura placa intermediária [mm]
CP-1	1	3	-	0,5
CP-2	2	3	X	0,5
CP-3	1	2	-	0,5
CP-4	2	2	X	0,5
CP-5	1	2	X	0,5
CP-6	1	3	-	1
CP-7	2	3	X	1
CP-8	1	2	-	1
CP-9	2	2	X	1
CP-10	1	2	X	1

Após a realização da avaliação das placas intermediárias, faz-se necessário estudar a espessura da parede lateral dos ramais. Dessa forma são fabricados novos corpos de prova em que todas as paredes laterais externas apresentavam 1, 2 e 3mm como indicado na Figura 4.16, à esquerda.

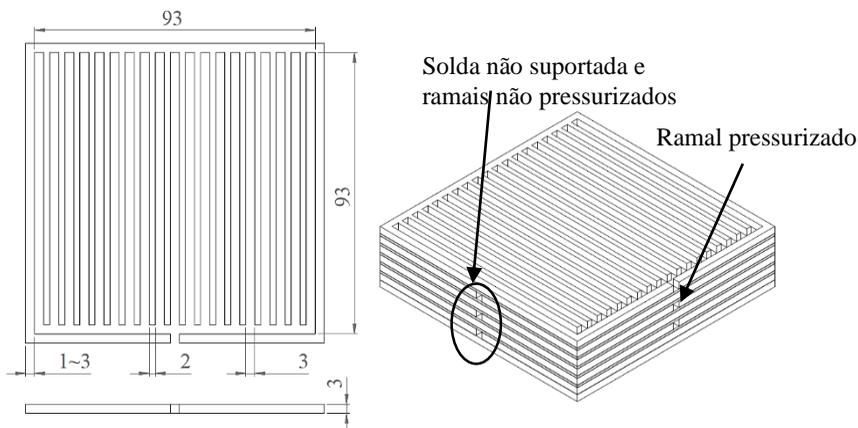


Figura 4.16 - Geometria dos corpos de prova

Os corpos de prova receberam as nomenclaturas conforme indicado na Tabela 4.7, estes seguiram o padrão do corpo de prova CP-10, porém com a espessura da sua parede lateral alterada.

Como repetibilidade foram fabricados três corpos de prova para cada condição de testes, sendo um ciclo de união para cada condição.

Tabela 4.7 - Parâmetros de avaliação para parede lateral

Corpo de prova	Nº ramais preenchidos	Espessura parede lateral [mm]	Presença de união não suportada	Espessura placa intermediária [mm]
CP-11	1	1	X	1
CP-12	1	2	X	1
CP-13	1	3	X	1

As placas são usinadas com dimensões externas maiores que as dimensões finais, ou seja, prevendo-se material adicional de sacrifício. Desta forma, depois do processo de união por difusão e para se chegar às dimensões de projeto, as amostras são cortadas a jato d'água, para retirar o excesso, como verificado na Figura 4.17.

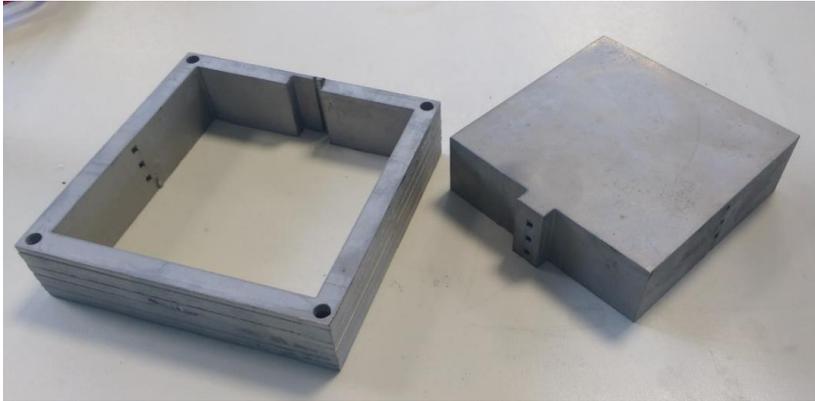


Figura 4.17 - Retirada do material de sacrifício

Com tal procedimento de corte após a união, obteve-se as dimensões corretas das laterais de maneira que a influência da espessura lateral no trocador de calor pôde ser investigada. Nesta avaliação, foi utilizada a técnica da extensometria para, através de medidas de deformação, verificar as diferenças nas resistências mecânicas entre as amostras, uma vez que os corpos de prova utilizando a chapa intermediária de 1 mm não romperam em baixas pressões. Detalhes da utilização desta técnica será apresentada na seção seguinte.

4.2.3 Extensometria

A tecnologia da extensometria torna possível realizar as medições de deformações quando o corpo é submetido a um carregamento, no caso a variações de pressão. Com tais dados é possível validar modelos teóricos e numéricos.

As deformações que ocorrem na peça são medidas através de sensores, conhecidos por extensômetros. Os extensômetros mais comuns, que são utilizados no presente trabalho são os metálicos de resistência elétrica variável [38]. Como o canal pressurizado apresenta variação unidirecional, foi selecionado um extensômetro uniaxial, da marca Excel Sensores, compostos de uma base de poliimida com um filme metálico de constantan, possuindo auto-compensação de temperatura para aços inoxidáveis e encapsulados com fio de cobre. A grade ou região de medição mínima será de 3 mm, uma vez que esta é a dimensão do ramal. As demais características são apresentadas na Tabela 4.8.

Tabela 4.8 – Informações técnicas dos extensômetros utilizados

Características técnicas	Unidade	Valor
Fator de Sensibilidade (Gage fator)	-	2,1
Resistência elétrica	Ω	120
Comprimento ativo da grelha	mm	3,18 a 6,3

Para a aquisição dos dados gerados pelos extensômetros, foi utilizada uma ponte amplificadora *HBM MCG-Plus mod. AB22A* cedida pelo Laboratório de Metrologia e Automatização da UFSC (LABMETRO), que faz a conversão dos pulsos. Os dados foram armazenados através do software *Catman Easy V* da empresa HBM. A Figura 4.18 mostra uma fotografia da bancada de testes hidrostáticos com o sistema extensiométrico utilizado.

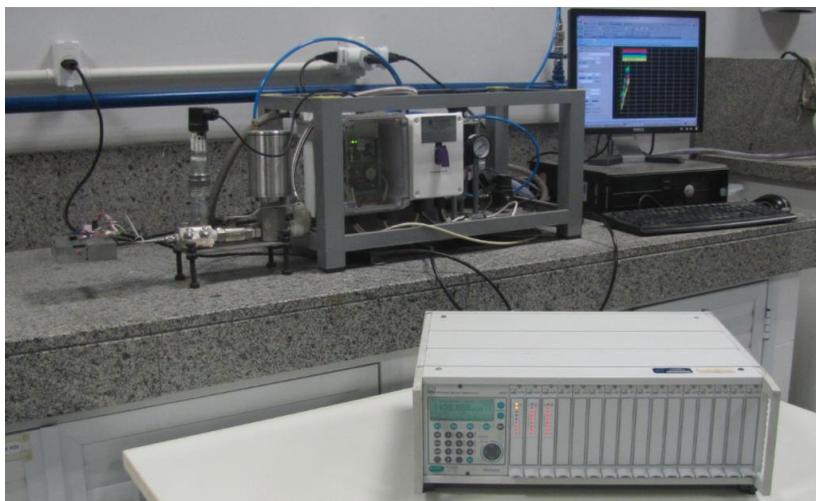


Figura 4.18 - Bancada de testes hidrostáticos com sistema extensiométrico.

Os extensômetros foram instalados em três paredes laterais dos corpos de prova, conforme Figura 4.19, sendo as laterais posicionados a 35 mm da borda, em faces opostas, e o último no centro da parede traseira, todos estes monitoram o mesmo ramal pressurizado.

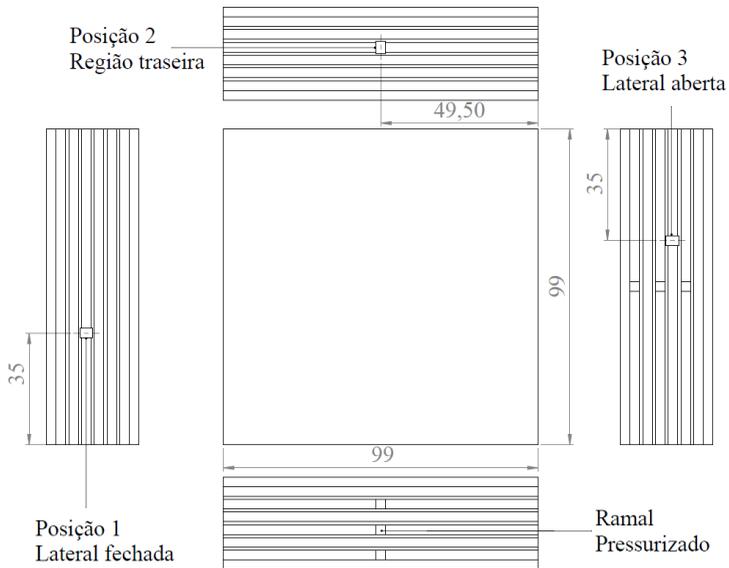


Figura 4.19 - Posições dos extensômetros – CP-13

Para garantir medidas precisas, deve-se seguir um procedimento de instalação, que envolve a preparação da superfície através de lixas de granulometria 100 e 120, seguido de uma limpeza com acetona e a fixação dos sensores com cola instantânea. Após tal procedimento os mesmos são conectados ao sistema de aquisição. Em seguida é iniciado o teste hidrostático. Na Figura 4.20 pode-se observar o corpo de prova preparado para ser testado.

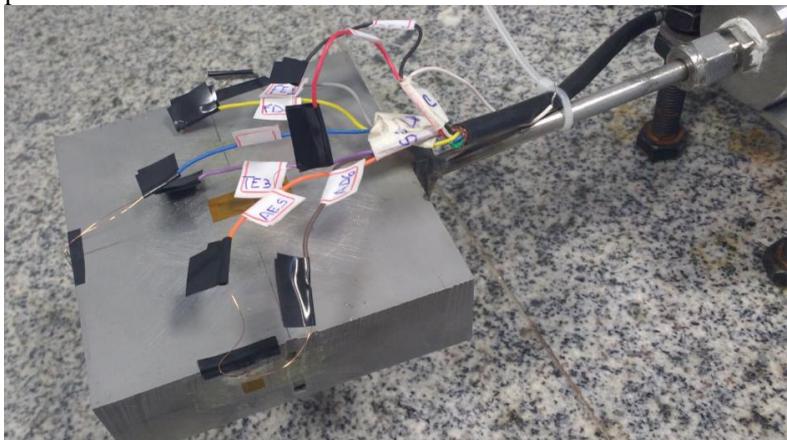


Figura 4.20 - Corpo de prova com extensômetros afixados

Foram fabricados três corpos de prova para cada uma das configurações CP-11, 12 e 13, as quais foram ensaiadas três vezes cada uma, totalizando nove ensaios para cada condição. A repetição nos ensaios foi necessária pois observou-se que, após a aplicação da pressão nos ramais, pequenas deformações plásticas foram verificadas, as quais promoveram diferenças nas deformações elásticas quando a pressão foi aplicada novamente. Há também a possibilidade de tensões residuais que venham a causar diferenças entre os ensaios.

As medições foram realizadas nas três laterais, a fim de eliminar possíveis diferenças no valor das deformações devido a desvios dimensionais durante o processo de fabricação, que poderiam influenciar as medidas de deformação. A média destes três valores é considerada a deformação lateral do corpo de prova.

4.3 Análise computacional

Além da avaliação experimental, também foram realizadas simulações computacionais para prever as tensões desenvolvidas no trocador devido ao carregamento mecânico (pressão interna nos canais) e assim ser possível utilizar os métodos numéricos como forma de avaliação do trocador. O software utilizado para as análises numéricas foi *ANSYS Mechanical v.18*.

Foram analisadas as tensões equivalentes nas placas internas do trocador de calor compacto unido por difusão estudado, assim como as deformações nas laterais de um corpo de prova. Através de uma análise térmica foi também possível estudar a eficiência térmica do equipamento, variando-se as espessuras das placas.

Para cada simulação foram criadas diferentes malhas, como está apresentado na seção a seguir.

4.3.1 Análise de tensões

Uma análise inicial para verificar as tensões geradas no trocador a partir das condições operacionais, conforme relatado pela Petrobrás foi realizada, considerando-se um ramal pressurizado a 19,81 MPa e outro a 1,476 MPa.

Na análise foram simulados 16 canais de $3 \times 3 \text{ mm}^2$, com aletas de 2 mm de espessura e placa intermediária com 1 mm de espessura. A malha adotada para este caso foi a do tipo hexaédrica, com 17600 elementos, como ilustrado na Figura 4.21. As condições de contorno são do tipo “*fixed support*” nas faces superior e inferior (restrição em todos os 3 graus

de liberdade translacionais e nos 3 graus de liberdade rotacionais). Nas laterais é imposta a condição de simetria.

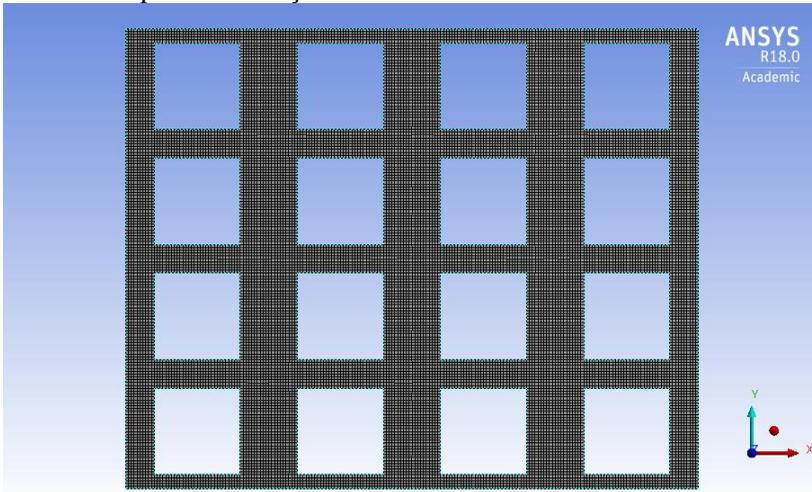


Figura 4.21 - Malha para análise de tensões

4.3.2 Pressões de ruptura a partir de análise 2D do núcleo do trocador de calor compacto

Na segunda análise computacional, foi estimada a pressão que leva à falha (ruptura) do material. A norma ASME [1] indica que é seguro utilizar um componente quando sua tensão de membrana não atinge a tensão admissível do material ou a soma das tensões de membrana e flexão não atingem 1,5 vezes a tensão admissível. Em análises numéricas, alguns autores como Mizokami et al. [31], consideram que o componente falha no momento em que a tensão de von Mises ou equivalente atinge a tensão máxima obtida no ensaio de tração do material, definindo assim a pressão de ruptura do modelo.

A configuração escolhida para os estudos numéricos desenvolvidos nesta seção inclui dois canais pressurizados separados por uma aleta vertical e duas placas intermediárias horizontais, superior e inferior, fechando os canais. As uniões não foram consideradas, ou seja, a geometria adotada é equivalente à de canais extrudados em uma placa espessa única uma vez que este tipo de geometria permite a comparação dos dados obtidos numericamente com resultados de modelos teóricos.

No caso em estudo, a estrutura apresenta grandes descontinuidades devido ao canal ser quadrado, este tipo de geometria induz a gerar elevadas concentrações de tensões. Em função deste fator, a pressão de ruptura foi determinada a partir da comparação da tensão máxima de tração, obtida através de ensaios experimentais e multiplicada pelo fator de segurança de 1,5 vezes com o maior valor do somatório da tensão de membrana e flexão encontrado através do método de linearizações de tensões de determinada região da estrutura.

O procedimento de linearização, disponível no software *ANSYS*, fornece uma distribuição de tensões em determinados locais. Através de linhas ou caminhos previamente definidos, são obtidas as distribuições de tensões de membrana, flexão, pico e total nestes caminhos. As regiões em análise são apresentadas na Figura 4.22.

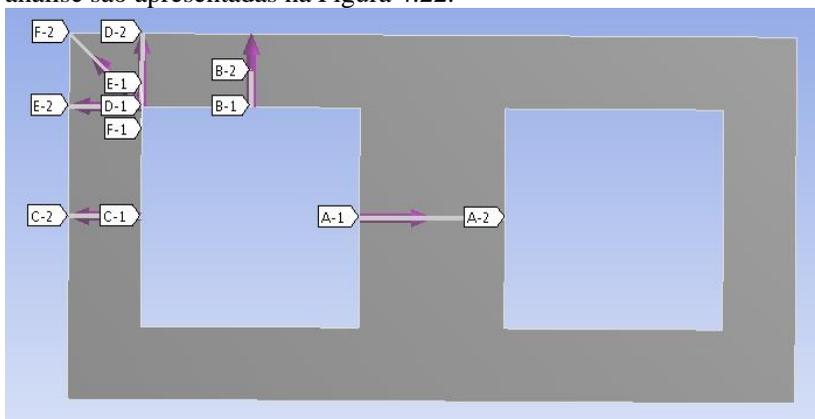


Figura 4.22 - Localização das linearizações

Para a análise da placa intermediária a aleta modelada têm 2 mm de espessura e duas placas intermediárias, de espessuras de 0,5 e 1 mm foram consideradas (Figura 4.23). As arestas inferiores foram consideradas fixas nesta análise.

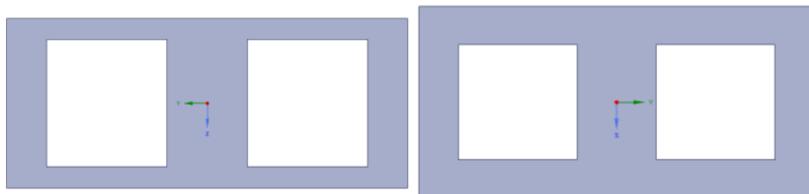


Figura 4.23 - Geometrias para avaliação da placa intermediária

Esta configuração também permite a análise das tensões máximas de membrana e flexão observadas na placa superior ou de fechamento do núcleo do trocador de calor. Assim, os efeitos da fixação na base da estrutura são atenuados ao longo da geometria na direção do eixo Z negativo, avaliando somente a tensão na porção superior.

11000 elementos do tipo tetraédrico foram utilizados na malha empregada para o estudo da placa intermediária (horizontal) de 0,5 mm de espessura e 16000 elementos para a de 1 mm, onde cada elemento tinha dimensão máxima de 0,1 mm. A pressão máxima de ruptura foi obtida considerando-se o regime elástico. Esta análise é conservadora, já que não incorpora os efeitos de plasticidade.

Para estudar os efeitos da espessura da parede lateral nas tensões resultantes devido à pressão imposta aos canais, geometrias similares às anteriores foram adotadas. Fez-se simulações considerando-se placas de 1, 2 e 3 mm de espessura lateral, e com 4 mm de espessura da placa intermediária, de modo que os efeitos das placas horizontais superiores e inferiores sejam minoradas e que o rompimento, como consequência da aplicação de pressão nos canais, ocorra nas placas da lateral, como apresentado na Figura 4.24. As mesmas características de malha e os mesmos procedimentos anteriores foram tomados nestas simulações.

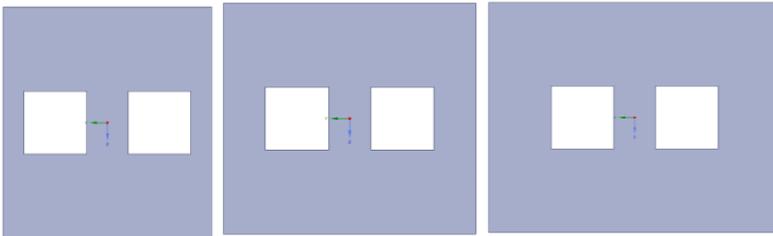


Figura 4.24 – Geometrias de análise da parede lateral.

A malha para este caso também foi tetraédrica, com 46000 elementos para placas intermediárias de 1mm de espessura, de 57000 para a de 2 mm e de 68000 elementos para a de 3mm de espessura. O tamanho dos elementos foi de 0,1 mm. Os procedimentos de determinação da pressão de ruptura foram os mesmos apresentados anteriormente.

4.3.3 Deformações laterais nos corpos de prova

Para se determinar as deformações através da modelagem numérica, a geometria de avaliação seguiu as mesmas dimensões do corpo de prova

testados experimentalmente e as mesmas condições de aplicação de pressão, que variou de 25 até 200 bar e cuja espessura da parede lateral foi variada em 1, 2 e 3 mm. Para a união das placas foi utilizada a condição “bonded” fornecida pelo software *ANSYS Mechanical*.

Para a malha, foram considerados elementos hexaédricos, 164000 para a parede lateral de 1mm, 170000 para a de 2mm e 178000 para a de 3mm, com a condição de fixação na região de entrada da pressão.

Para avaliar a deformação foram utilizados “probes,” ou seja, um agrupamento de nove pontos de medição em uma área quadrada de 3mm de lado, posicionados em torno da região onde nos experimentos, foram inseridos os extensômetros, como visualizado na Figura 4.25. A média entre as deformações obtidas nos “probes” representam a deformação do corpo de prova simulado.

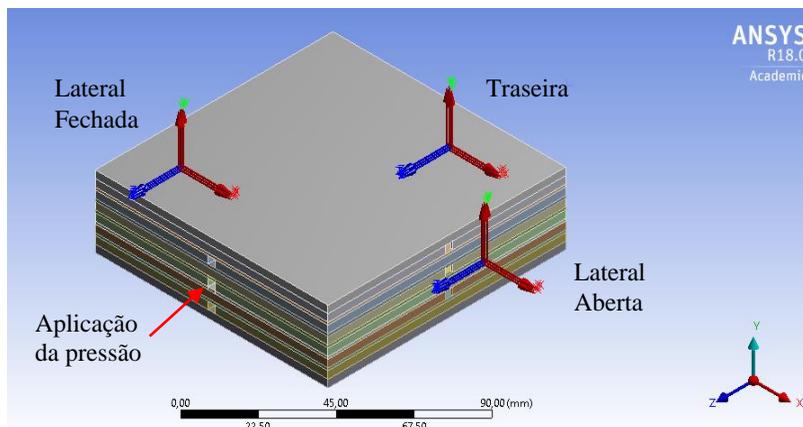


Figura 4.25 – Corpo de prova simulado e localização dos “probes”

4.3.4 Comparação da troca térmica

Os trocadores de calor compactos unidos por difusão devem, além de suportar os esforços mecânicos quando em operação, ser capazes de transferir calor com eficiência. Assim, nesta seção, são discutidos os modelos numéricos desenvolvidos para a determinação da influência dos parâmetros espessura da placas intermediárias e espessura das aletas, na capacidade de troca de calor dos equipamentos.

Foram realizadas simulações em uma célula unitária (ver Figura 4.26) que representa o núcleo do trocador, para a diminuição de recurso computacional necessário para executar todas as simulações necessárias.

O software *ANSYS-CFX* foi empregado no presente trabalho, sendo adotadas condições de simetria e periodicidade como condições de contorno, conforme esquematizado na Figura 4.26.

As condições dos fluxos frio e quente empregados no presente trabalho se encontram detalhadas na Tabela 4.9. O fluido considerado é a água. Na Figura 4.26 são mostradas as condições de simetria em 1, periodicidade em 2 e as temperaturas de entrada em 3 e 4.

Tabela 4.9 – Parâmetros iniciais para análise térmica

Corrente	T _{in} [°C]	Reynolds [-]	Velocidade [m/s]
Quente	70	2000	0,6
Frio	25	1000	0,3

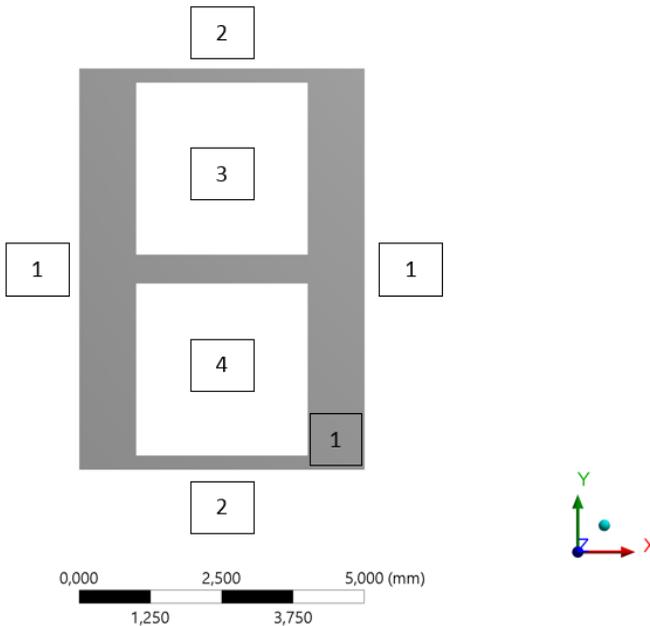


Figura 4.26 - Geometria para análise da eficiência térmica

Com as condições de contorno estabelecidas, foi realizado um estudo de malha. Foram utilizadas malhas tetraédricas, com elementos de 0,1 mm e com aproximadamente 230000 elementos. Oito casos, resultantes de diferentes combinações de parâmetros, foram estudadas numericamente, conforme descrito na Tabela 4.10.

Tabela 4.10 – Estudo Térmico - combinação de parâmetros

Caso	Espessura da placa intermediária [mm]	Espessura da aleta [mm]
1	0,5	0,25
2	0,5	0,5
3	0,5	0,75
4	0,5	1
5	1	0,25
6	1	0,5
7	1	0,75
8	1	1

Neste capítulo foram descritas as amostras a serem fabricadas, que representam núcleos dos trocadores de calor compactos unidos por difusão, as quais são empregadas em testes do comportamento mecânico, quando sujeitas a grandes pressões internas dos fluxos que percorrem os canais, durante os processos de troca térmica. Foram também apresentados os processos de fabricação dos corpos de prova. O principal parâmetro a ser observado é a influência das espessuras das placas que compõem o núcleo no comportamento mecânico do equipamento. Foram descritos os testes aos quais estas amostras serão submetidas no presente trabalho. Finalmente foi descrita o procedimento numérico adotada para a predição do comportamento dos trocadores e das amostras em análise. No próximo capítulo são discutidos os resultados obtidos a partir dos processos descritos no presente capítulo.

5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo são apresentados os resultados obtidos a partir dos ensaios experimentais realizados nos corpos de prova, com o objetivo principal de avaliar a influência da espessura da placa intermediária e das laterais na resistência mecânica do trocador de calor compacto unido por difusão. As simulações numéricas apontam os locais onde as tensões estão concentradas, e seus valores para uma comparação com a tensão máxima no ensaio de tração e uma predição as deformações das placas. Uma análise da eficiência térmica dos trocadores são também resultado das simulações. Por fim, são apresentados os resultados dos modelos analíticos propostos os quais são comparados com os demais resultados obtidos.

5.1 Resultados Experimentais

Uma vez fabricadas as amostras do núcleo do trocador de calor unido por difusão, foi possível realizar os testes hidrostáticos e assim obter resultados da resistência mecânica, a qual depende da geometria da amostra (espessura das placas) e da combinação de parâmetros utilizados no processo de união. Primeiramente foi feita uma análise metalográfica de corpos de prova, obtidos a partir de amostras do trocador.

5.1.1 Placa intermediária e definição da geometria

Como já observado, para a análise tanto da influência da geometria dos canais, quanto da utilização de uma placa intermediária “fina” ou “grossa” (0,5 ou 1 mm de espessuras), foram fabricadas diversas amostras (CP-1 a CP-10, conforme a Tabela 4.6).

Os primeiros testes de pressão hidráulica foram realizados em amostras com canais $3 \times 3 \text{ mm}^2$, com passos (distância entre canais) de 5 e 6 mm, equivalentes às espessuras das aletas de 2 e 3 mm, respectivamente (ver Tabela 4.6). Nesta análise, diferentes números de ramais (1 e 2) foram preenchidos com água.

Primeiramente foram fabricados os cinco corpos de prova utilizando placas de espessura intermediária de 0,5 mm (CP-1 a CP-5). Realizados os primeiros testes, novas amostras (CP-6 a CP-10, ver Tabela 4.6) foram fabricadas e testadas, repetindo o mesmo procedimento adotado anteriormente, mas neste caso empregando-se placas intermediárias com espessura de 1mm.

Os ensaios hidrostáticos para as amostras CP-2 a CP-5 apresentaram vazamentos nas regiões de solda não suportada e em algumas regiões

laterais dos corpos de prova, quando sujeitos a diferentes níveis de pressão hidrostática. Atribui-se os vazamentos na região de solda não suportada à utilização de uma placa intermediária de pequena espessura (de 1 mm no caso), que é pouco rígida, e portanto, sujeita à deformações excessivas quando da aplicação da carga no processo de união.

Para averiguar estas hipóteses, foram realizadas micrografias das regiões afetadas, localizadas entre um ramal pressurizado e o ramal vizinho, que se encontra na pressão atmosférica, conforme mostrado na Figura 5.1, os demais ramos encontram-se também a pressão atmosférica. Nesta figura, a região 1 representa a união da aleta com a placa de fechamento, e as regiões 2, 3 e 4, as regiões da aleta com a presença de solda não suportada. O objetivo é observar as deformações da placa intermediária, resultantes do processo de fabricação.

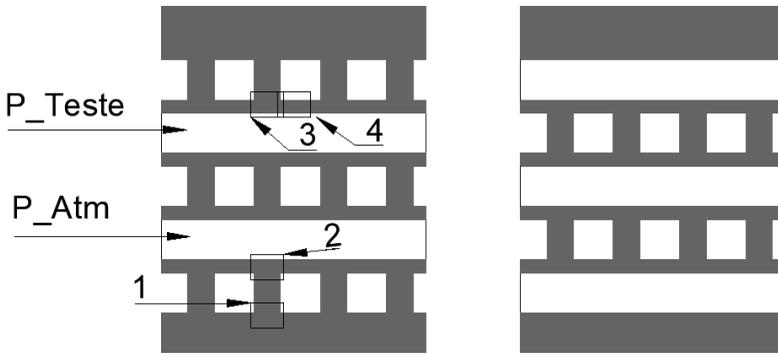


Figura 5.1 - Regiões de análise metalográfica (vista frontal e lateral)

Por apresentar um comportamento típico para este primeiro conjunto de amostras testadas, a amostra CP-3 foi escolhida para a análise que se apresenta a seguir.

Para revelar a microestrutura do aço inoxidável austenítico, as amostras foram embutidas e atacadas quimicamente seguindo mesmo procedimento apresentado na seção anterior. Da visualização das análises metalográficas realizadas nos corpos de prova (amostra CP-3), conforme Figura 5.2, é possível verificar a deformação excessiva na geometria nos canais (Figura 5.2, CP-3 região 1), bem como a falta de contato entre as aletas e placas intermediárias (Figura 5.2, CP-3 região 2), em comparação com a placa de fechamento.

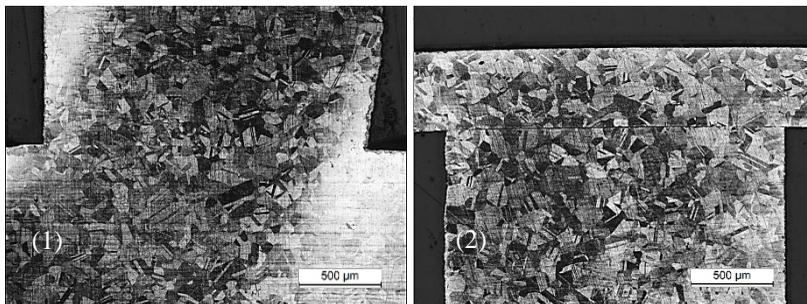


Figura 5.2 - Micrografia no contato de uma aleta com a placa de fechamento (1) e com a placa intermediária (2) – Amostra CP-3.

Para uma melhor compreensão e visualização da falta de contato entre a chapa intermediária e a aleta é apresentada a micrografia sem a presença do ataque químico, conforme mostrado na Figura 5.3. Através dessa, observando-se o risco escuro quase na horizontal no meio da micrografia, é mais evidente a falta de contato nesta região.

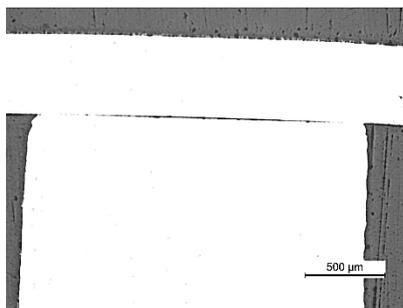


Figura 5.3 - Micrografia sem ataque químico - Região 2 – CP-3

Um esquema da carga imposta ao conjunto durante a união, é apresentada na Figura 5.4. A região hachurada da figura representa um canal pressurizado, enquanto que o canal da região em branco está na pressão atmosférica. No detalhe observa-se um esquema de uma solda não suportada, que mostra a deformação da placa intermediária de pequena espessura, como verificado na análise metalográfica. Esta deformação (afundamento) do material não é verificado nas regiões das soldas entre as placas de maior espessura.

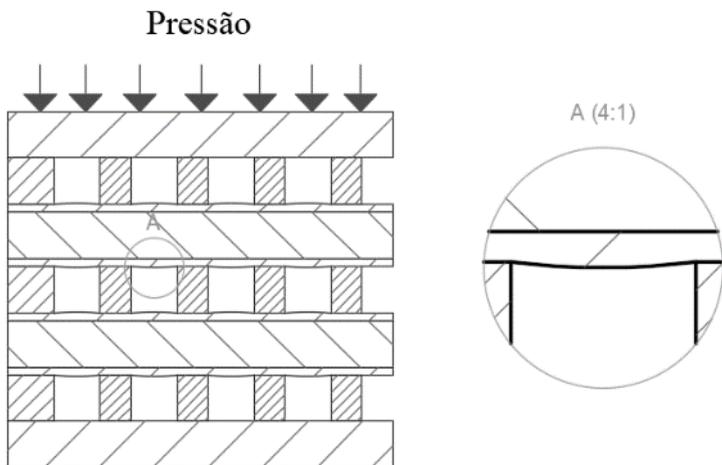


Figura 5.4 - Pressão imposta no processo de união e consequente deformação

Este abaulamento da placa intermediária prejudica bastante a resistência mecânica do conjunto, uma vez que a região deformada se torna um concentrador de tensões, sendo mais propícia a vazamentos, devido à má união entre as placas.

Para os primeiros corpos de prova, os resultados dos testes hidrostáticos, ou seja, a máxima pressão hidrostática que cada amostra suportou, estão mostrados na Figura 5.5. A metodologia empregada nestes testes foi descrita no capítulo anterior. Por limitações do equipamento empregado, a pressão máxima aplicada é de 700 bar, portanto provavelmente a amostra CP-1 suportaria maior pressão do que o limite de 700 bar apresentado.

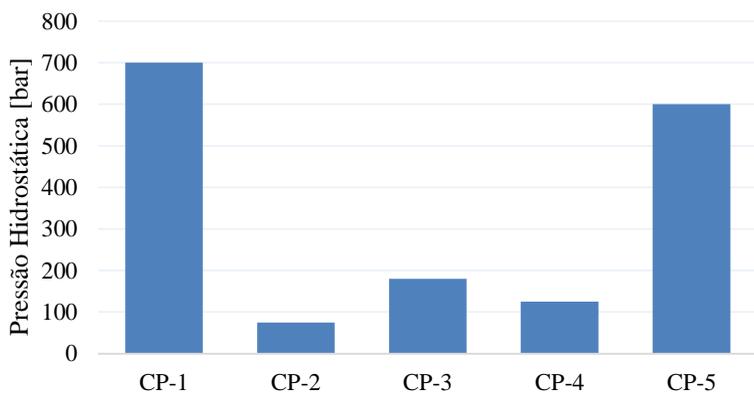


Figura 5.5 - Gráfico da pressão nos CP-1 a 5.

Nos corpos de prova, CP-2 e CP-4, foram observados vazamentos na região de solda não suportada (Figura 5.6), que provocou a despressurização das amostras. Porém, na amostra CP-3 os vazamentos foram verificados nas laterais da amostra, mesmo sem a presença da solda não suportada nas laterais, ou seja, a resistência à pressão foi prejudicada devido à alta deformação da placa intermediária.

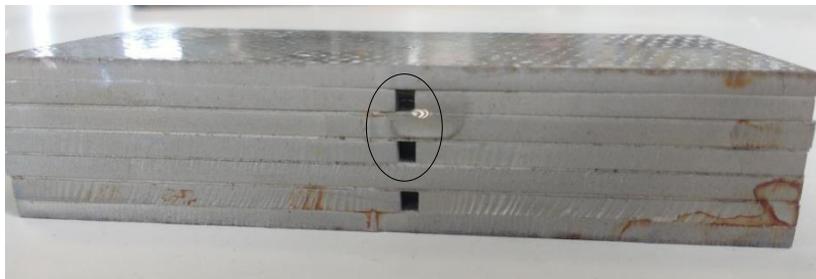


Figura 5.6 - Vazamento na região de solda não suportada

A maior resistência à pressão é observada na amostra CP-1, quando a amostra resistiu a maior pressão possível que o equipamento de testes pode aplicar, sem que a sua estrutura fosse rompida ou apresentasse vazamentos. Esta amostra possuía sua estrutura fechada e aleta de 3 mm de espessura. A amostra CP-3 possuía a mesma geometria, porém aleta de 2 mm de espessura e, neste último caso, a pressão máxima suportada foi muito inferior. Pode-se inferir com isso, que há fortes indícios que a espessura da aleta tem grande influência na resistência mecânica do conjunto, uma vez que aletas mais espessas proporcionam maior área útil para união e suporte das placas.

Já a amostra CP-2, que apresenta aletas de 3 mm de espessura mas união não suportada, apresentou vazamentos e não suportou pressões maiores. Um dos possíveis motivos desta baixa resistência é que a matriz do forno de união por difusão é muito grande para os corpos de prova, o que em baixas cargas pode ocorrer uma má distribuição da carga aplicada durante o processo de fabricação, ocasionando uma má união.

Observa-se que a CP-3 resiste a maiores pressões hidráulicas do que a amostra CP-4, uma vez que esta não apresentava regiões de união não suportada. No entanto a CP-3 não apresentou a mesma resistência em comparação com a CP-5, ou seja, a CP-3 apresenta vazamentos em pressões hidráulicas inferiores devido à presença de regiões de união não suportada.

Além das micrografias das regiões 1 e 2 da amostra CP-3 apresentadas nas Figuras 5.2 e 5.3, também foi realizada análise micrográfica (Figura 5.7) para as regiões 3 e 4, onde verificou-se uma grande deformação nos canais. Desta forma, quando submetidas à pressão hidrostática, observa-se uma perda do contato, surgindo vazamentos. Esta grande deformação dos canais proporciona o descolamento das regiões unidas além do surgimento de vazamentos nos canais, mesmo quando operando em baixas pressões. Na Figura 5.8 mostra-se a mesma micrografia da região 3 (Figura 5.7) onde fica evidente o vazio nas regiões de contato.

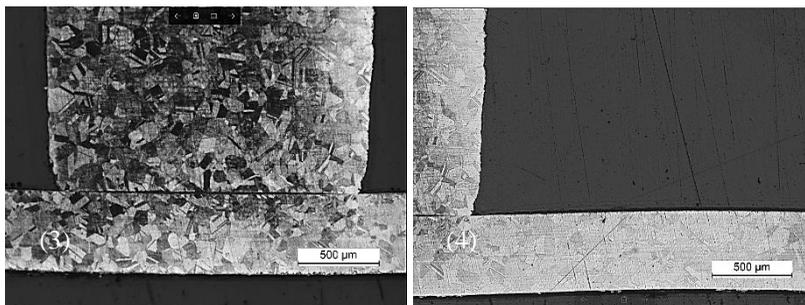


Figura 5.7 - Micrografia dos canais sujeitos a pressão – Amostra CP-3.

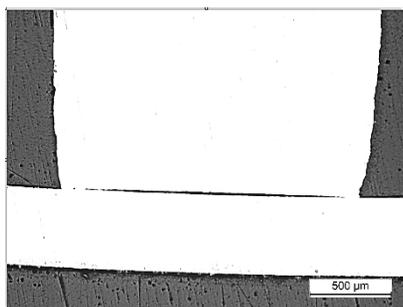


Figura 5.8 - Micrografia sem ataque químico - Região 3

Nota-se que ambas as amostras CP-4 e CP-2 apresentaram vazamentos, mesmo quando dois ramais adjacentes foram preenchidos com líquido. Avaliou-se com isso, que preenchimento com líquido de um ou dois ramais não apresentou um efeito representativo na resistência mecânica do núcleo do trocador.

Por outro lado, a amostra CP-5, não apresentou vazamentos em nenhum local da estrutura, e resistiu a uma pressão hidráulica máxima de

600 bar. Mesmo com uma aleta de 2 mm de espessura, esta amostra apresentou alta resistência, caracterizando uma boa união. Observou-se que, devido à alta pressão imposta a esse último corpo de prova, ele acabou por inchar. Para avaliar os danos a estrutura o mesmo foi cortado por eletro-erosão a fio em quatro partes. As fotos apresentadas na Figura 5.9 mostram que a placa intermediária sofreu excessivas deformações. Devido a este fenômeno, a área de contato da região soldada foi reduzida, dando-se início a um processo de descolamento das regiões unidas e posteriormente o “estufamento” da região central.

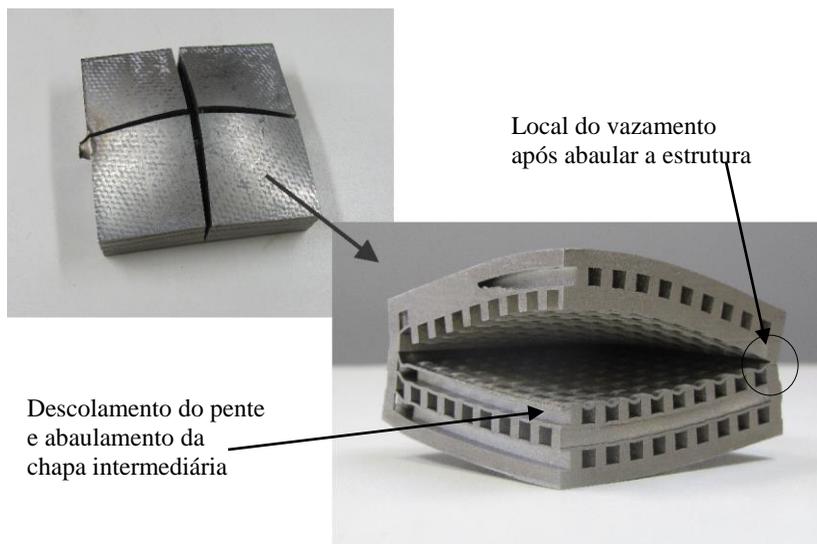


Figura 5.9 - Corpo de prova 5 rompido

Um possível indicativo da alta resistência da amostra CP-5, é que tendo em vista que todas as amostras foram fabricadas juntas em um ciclo do forno, possa ter havido diferenças na distribuição de carga durante o ciclo de união, e que a amostra CP-5 possa ter recebido menos carga, proporcionando menores deformações, visto que segundo os estudos dos parâmetros de união, a temperatura é o fator de maior influência, a pressão possa ser reduzida, porém não há garantia de uma correta união. O abaulamento da estrutura, provocou o rompimento da lateral do corpo de prova e a perda de pressão hidrostática. No Apêndice C, se encontram mais imagens deste corpo de prova. Na Figura 5.9 observa-se também a influência da posição do ramal pressurizado na capacidade de suportar pressão da estrutura. Na seção em que havia menos camada de material empilhado

(inferior), foram verificadas menores deformações, quando o conjunto foi submetido ao teste de ruptura. Na região superior, onde havia apenas uma placa usinada com canais acima do ramal pressurizado, foi verificado o maior abaulamento da estrutura.

Deve-se observar que, com a utilização da placa intermediária de 0,5 mm, a capacidade de suportar pressões variou bastante com os parâmetros adotados para cada amostra.

Seguindo os mesmos procedimentos de fabricação, parâmetros de união e posicionamento na matriz do forno, novos corpos de prova foram fabricados, porém utilizando chapas de 1mm de espessura. É importante mencionar que a principal motivação deste conjunto de testes é investigar a influência da geometria da placa intermediária na resistência mecânica do núcleo de um trocador de calor compacto soldado por difusão.

Os testes realizados com amostras feitas a partir desta placa de maior espessura mostraram uma maior resistência da estrutura, uma vez que todos os corpos de prova suportaram pressões bem altas, sem vazamentos excessivos, e sem deformações visíveis na amostra. Os resultados dos testes das amostras CP-6 a CP-10 estão apresentadas ao lado se seus pares feitos com chapas mais finas, no gráfico da Figura 5.10. Na Figura 5.11, é verificado o corpo de prova pressurizado à 700 bar, sem apresentar vazamentos nem deformações visíveis.

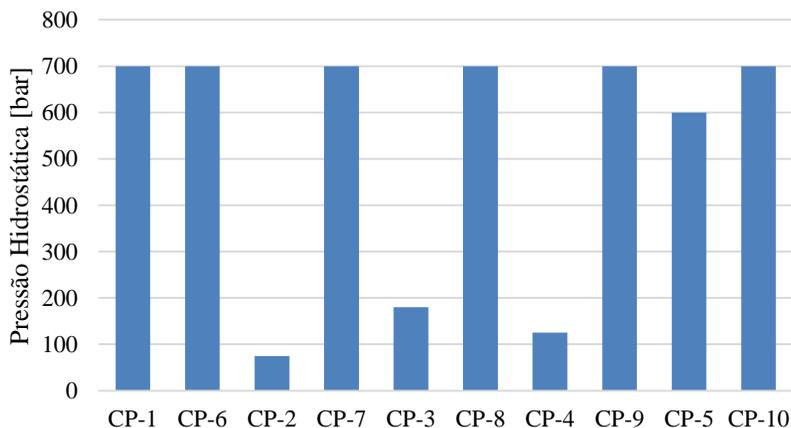


Figura 5.10 – Resultado do ensaio de pressão hidrostática nos CP.



Figura 5.11 - Corpo de prova pressurizado a 700 bar

Assim, de acordo com as análises dos parâmetros de união realizadas até o momento, o uso da placa intermediária com maior espessura proporciona uma maior integridade à estrutura. Porém, para um mesmo volume, o uso de placas mais espessas diminui o número de canais disponíveis. Para compensar o número de canais, seria necessário aumentar o peso do equipamento e assim, o seu tamanho.

Nas micrografias realizadas no CP-8 (Figura 5.12), é possível verificar a boa integridade estrutural, uma vez que as regiões unidas não apresentaram deformações significativas o que evitou falhas e vazamentos. As regiões sujeitas a alta pressão não foram prejudicadas, nem apresentaram grandes deformações, o que demonstra a qualidade da união entre a aleta e as placas intermediárias.

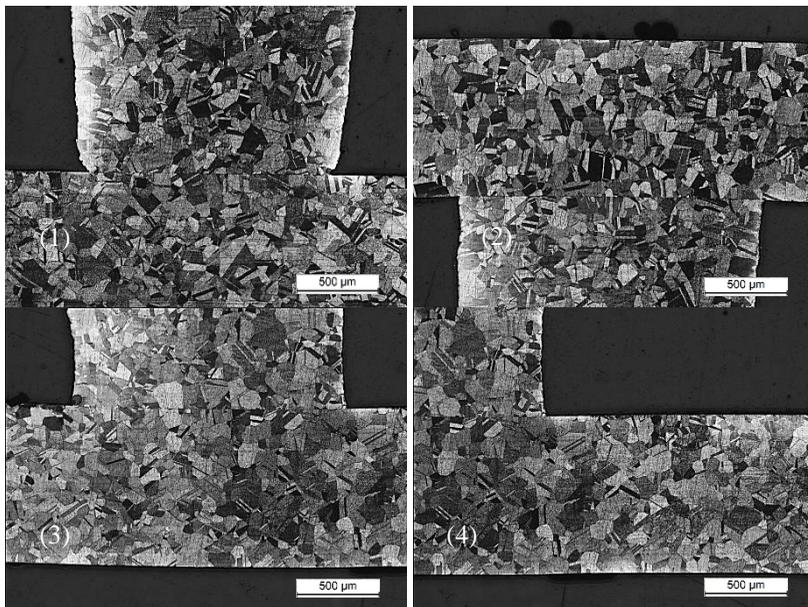


Figura 5.12 – Micrografia CP-8.

No corpo de prova CP-6 foi detectada uma possível presença de tensões residuais na união, uma vez que, quando submetido a níveis intermediários de pressões hidrostáticas, pequenas gotas surgiram na estrutura, ao mesmo tempo em que se observou uma perda de pressão (ver Figura 5.13). Porém, ao aumentar a pressão, o vazamento cessou. Ao se refazer o teste hidrostático completo, mesmo após o suposto “vazamento”, verificou-se que a pressão hidrostática no corpo estava estável, conforme mostra o gráfico da Figura 5.14.



Figura 5.13 – Vazamentos CP-6.

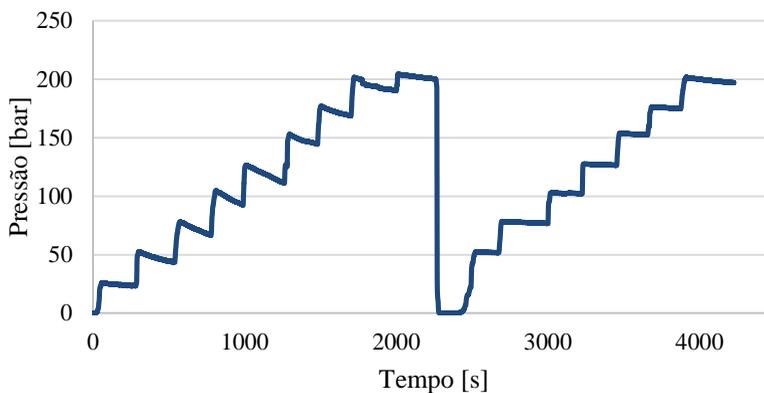


Figura 5.14 – Variação da pressão CP-6.

Como citado na seção 2.3.5, além de avaliar a integridade estrutural do equipamento (trocador de calor compacto), uma das finalidades do teste hidrostático desenvolvido é verificar a presença de tensões residuais presentes na estrutura devido ao seu processo de fabricação. Esta condição foi verificada no corpo de prova CP-6, uma vez que o seu comportamento mecânico, quanto resubmetido ao processo de aplicação de pressão progressiva, ficou estável, mostrando um rearranjo de tensões com o fenômeno da acomodação elástica.

Com a utilização da placa intermediária adequada, é possível garantir uma boa união, de forma a não ocorrer vazamentos. A seguir, passa-se a avaliar a influência da espessura da parede lateral na resistência mecânica do trocador.

5.1.2 Parede lateral

Com intuito de avaliar a espessura da parede lateral, foi utilizada a placa intermediária com espessura de 1mm de modo a garantir que a amostra, caso vazasse não seria devido a presença de placas intermediárias. Para a análise da parede lateral, foi utilizada a técnica da extensometria descrita no capítulo anterior, onde é possível medir a deformação de uma estrutura, quando o canal é submetido a uma pressão interna.

A geometria do corpo de prova CP-10 foi a escolhida para avaliar a influência da espessura lateral, uma vez que é possível neste corpo de prova analisar um maior número de fatores, incluindo a região de solda não-suportada e a pressurização de apenas um ramal, o qual será monitorada a deformação.

Os dados coletados com os extensômetros, junto com a pressão de ruptura da amostra, serão utilizados na análise dos modelos analíticos propostos e na validação dos modelos numéricos.

Conforme já tratado no capítulo anterior, as amostras empregadas nesta análise estão descritas na Tabela 4.7 e as regiões onde os extensômetros estão instalados estão mostradas na Figura 4.19. Na Figura 5.15 são apresentados dados da deformação (eixo vertical esquerdo) em função do tempo, para as três áreas de 3 mm² das paredes externas monitoradas, assim como é apresentado (no eixo vertical direito) a pressão gradual aplicada.

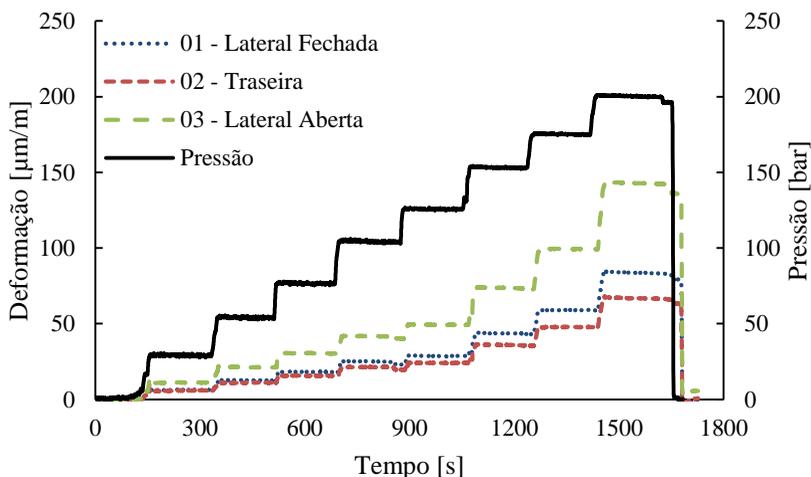


Figura 5.15 - Ensaio de deformação para uma pressão hidrostática variável, para a amostra CP- 13.

Após a realização do teste hidrostático com monitoramento da deformação, verificou-se a presença de deformações permanentes no corpo de prova, quando este foi despressurizado. Para verificar qual seria a influência destas deformações no comportamento mecânico da amostra, como o possível acúmulo de deformações, em um corpo de prova foi realizada uma ciclagem da pressão, com a aplicação de pressão até o nível de aproximadamente 200 bar, seguido de um alívio até a pressão ambiente. Tal procedimento foi repetido 10 vezes. O resultado desta ciclagem é apresentado na Figura 5.16, onde é possível observar que, após a deformação observada na primeira aplicação de pressão, ciclagens posteriores não evidenciam uma aumento no nível de deformação.

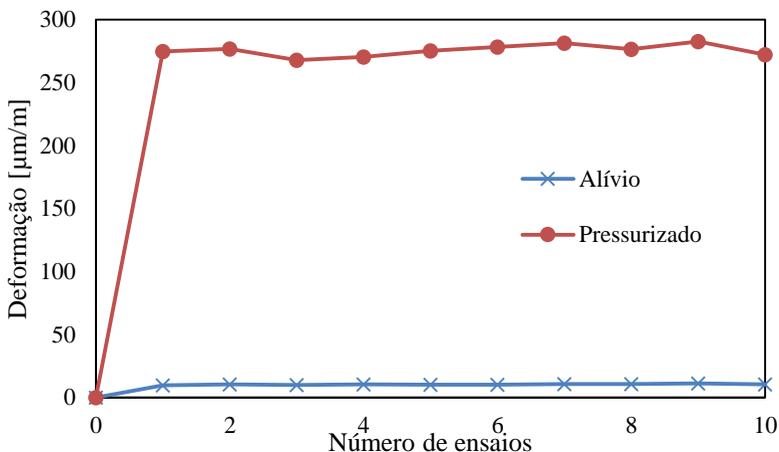


Figura 5.16 - Teste de ciclagem de pressão e alívio.

Como observado, a ciclagem de pressão não ocasiona um acúmulo de deformações que venham a danificar a estrutura, ou causar grandes diferenças nas medições. Desta maneira, uma mesma amostra foi submetida a três repetições e médias dos dados de deformação foram obtidos. Porém, foram verificadas diferenças nas medições para cada região do corpo de prova. A deformação do corpo de prova, então foi definida como a média entre cada uma das regiões. Na Figura 5.17 é mostrada a diferença na deformação entre as regiões de análise, para a amostra (CP-13) pressurizada a 100 bar e com espessura de parede lateral de 3 mm.

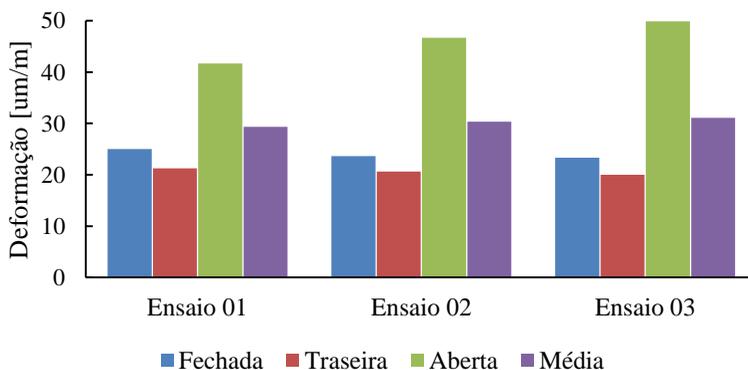


Figura 5.17 - Variação da deformação entre as paredes para a amostra CP-13 a 100 bar.

As diferenças nas deformações entre as regiões são consequência da sua posição na amostra. Se extensômetro está posicionado próximo a uma região onde há uma aleta e não um canal pressurizado, espera-se uma menor deformação, como ocorre em algumas regiões da parede “traseira”. Diferenças nas deformações também podem existir pelo fato de que pequenas diferenças nas dimensões das paredes laterais do corpo prova podem surgir durante o corte no jato d’água para retirar o material do sacrifício. Pode ter ocorrido algum deslocamento do bico de corte, ocasionando pequenas diferenças nas espessuras das laterais. Na realidade, foram encontradas diferenças nas medições de deformações entre paredes laterais de mesma espessura em posições similares. Por exemplo, em um CP observou-se maior deformação na parede aberta, enquanto que em outro de mesma espessura de parede, na região fechada.

Para a comparação de dados, além das 3 repetições do ensaio hidrostático, como já mencionado, também foram fabricados 3 corpos de prova de igual geometria, sendo repetido o procedimento de ensaio. Dessa forma, para se obter a deformação na lateral, foi realizada a média de cada um dos ensaios, junto as médias de cada réplica, com um total de 27 aquisições para cada geometria, resumidas em 9 médias por corpo de prova e, por fim, uma média final para a espessura lateral. No gráfico da Figura 5.18 pode ser observada a média da deformação do corpo de prova com 3 mm de espessura, quando submetido a uma pressão de 100 bar.

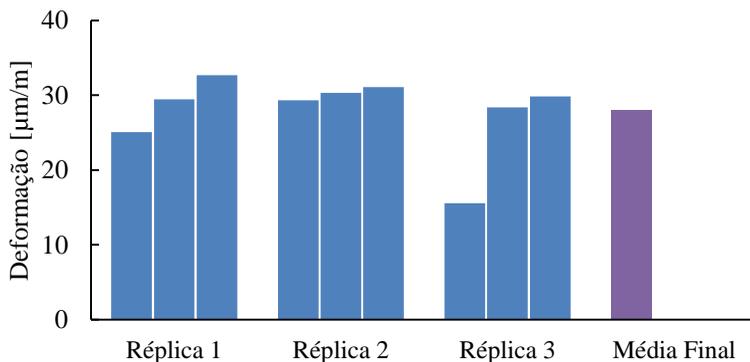


Figura 5.18 - Deformação média nos corpos de prova CP-13 a 100bar

As médias das deformações para cada nível de pressão apresentadas no gráfico da Figura 5.19.

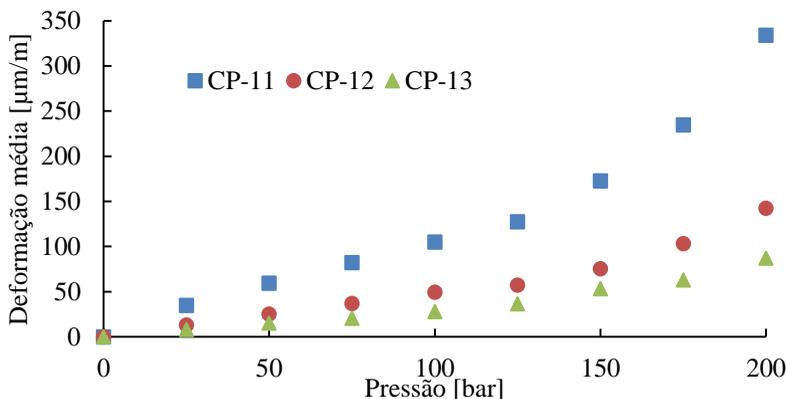


Figura 5.19 – Deformações obtidas experimentalmente para os corpos de provas

Em baixas pressões (até 125 bar) foi verificado um comportamento praticamente linear da deformação com o nível de pressão, porém com o aumento da pressão a deformação apresenta um crescimento exponencial. Quanto menor a espessura da parede externa, maior a deformação, como mostra o gráfico. A diferença na deformação entre os corpos de prova de 2 e 3 mm, é praticamente proporcional a razão da espessura. Porém, esta proporção não se mantém para CP-11 de 1 mm de parede.

Para uma melhor avaliação da resistência do equipamento após o ensaio hidrostático monitorado até a pressão de 200 bar, os corpos de prova CP-11, CP-12 e CP-13, foram submetidos ao ensaio de ruptura, com pressão de até 700 bar, ao mesmo tempo em que medidas de deformação foram obtidas. Os resultados das pressões de ruptura são apresentados no gráfico da Figura 5.20: em azul apresentam-se as três réplicas e em roxo o valor médio de ruptura.

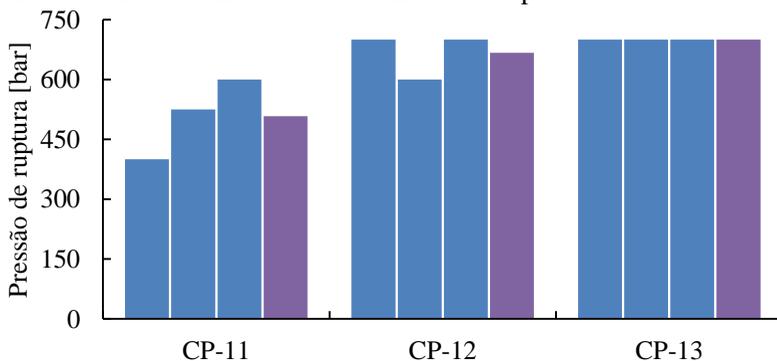


Figura 5.20 - Resultados ruptura nos CPs com variação da espessura lateral.

Observa-se que todos os corpos de prova com espessura lateral de 1 mm foram rompidos, enquanto que apenas uma das amostras de 2 mm foi rompida e nenhuma das amostras de 3 mm. A pressão média de ruptura para os corpos de prova com 1 mm, foi de 500 bar. Já a pressão para uma das amostras de 2 mm foi de 600 bar de pressão e as demais amostras atingiram 700 bar sem rompimento, alcançando desta forma, o nível máximo de pressão da bancada.

O CP-11 amostra 1 rompeu na região de união não suportada, sem apresentar grandes deformações nas laterais, como pode ser observado na Figura 5.21. Pela imagem também pode se visualizar uma maior retirada de material na região do não suportada da união, durante o corte a jato d'água devido ao corte em vazios nos canais, o que pode ter promovido uma menor espessura localizada, e o vazamento nesta região.

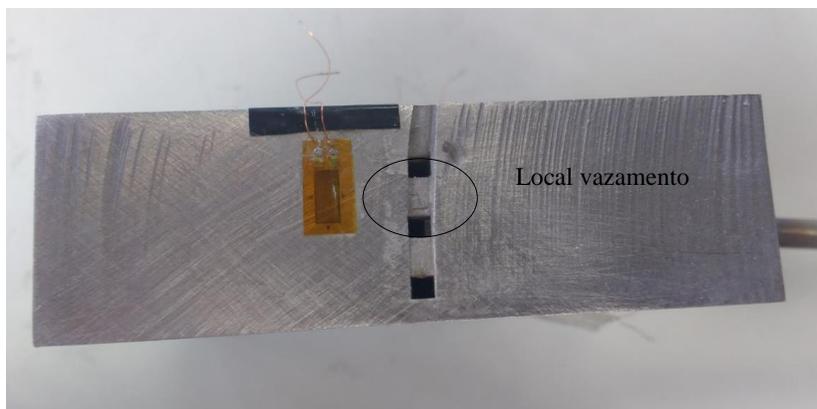


Figura 5.21 - Indicação vazamento CP-11-01 e 02

Já o corpo de prova CP-11 amostra 2, apresentou vazamento na região não suportada da união, porém, diferentemente do CP-11 amostra 1, antes do rompimento ocorreu uma alta deformação no ramal pressurizado. Já o CP-11 amostra 3 rompeu na região do canal que sofreu um abaulamento, como pode ser observado na Figura 5.22, que mostra uma alta deformação em suas laterais até a falha, que resultou no rompimento da estrutura e a conseqüente despressurização.

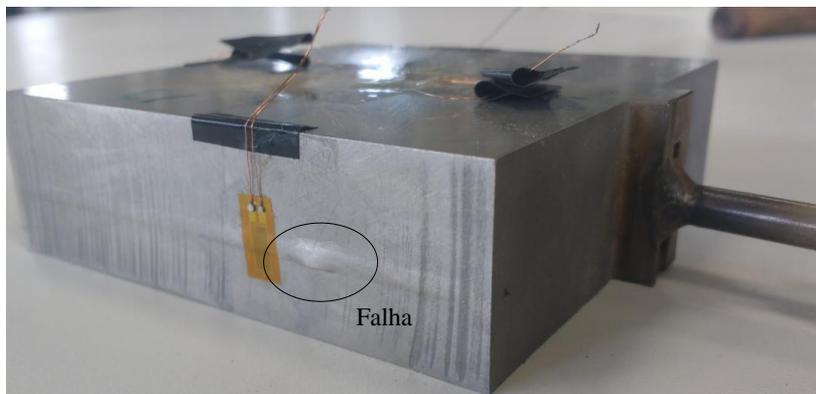


Figura 5.22 - CP-11-03 -Rompimento lateral

A deformação média até a ruptura dos corpos de prova CP-11, foi de $2500 \mu\text{m/m}$. Nas laterais dos corpos de prova aonde se sucedeu o abaulamento mostrado nas imagens, o nível de deformação atingido foi em torno de $6000 \mu\text{m/m}$.

Nos corpos de prova com 2 mm de parede, apenas um destes apresentou abaulamento com alta deformação e posterior rompimento, enquanto que as demais amostras não apresentaram rompimento ou vazamentos. Na Figura 5.23 é possível observar o abaulamento da geometria.

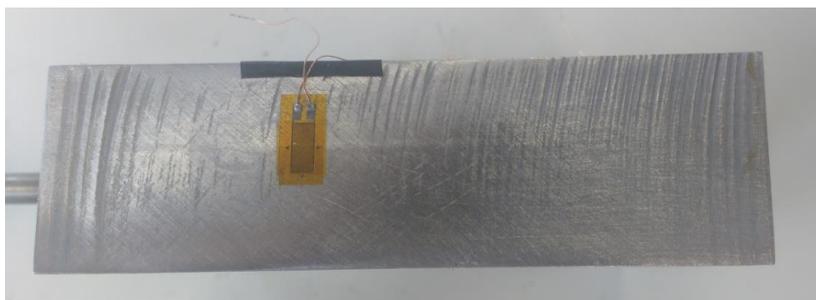


Figura 5.23 - CP12-02 – Abaulamento do canal.

Mesmo com o abaulamento da estrutura do CP-12 amostra 2, o vazamento ocorreu na lateral em que há a presença de união não suportada, como visto na Figura 5.24, onde se capturou exatamente o momento em que houve a ruptura e a depressurização da estrutura.

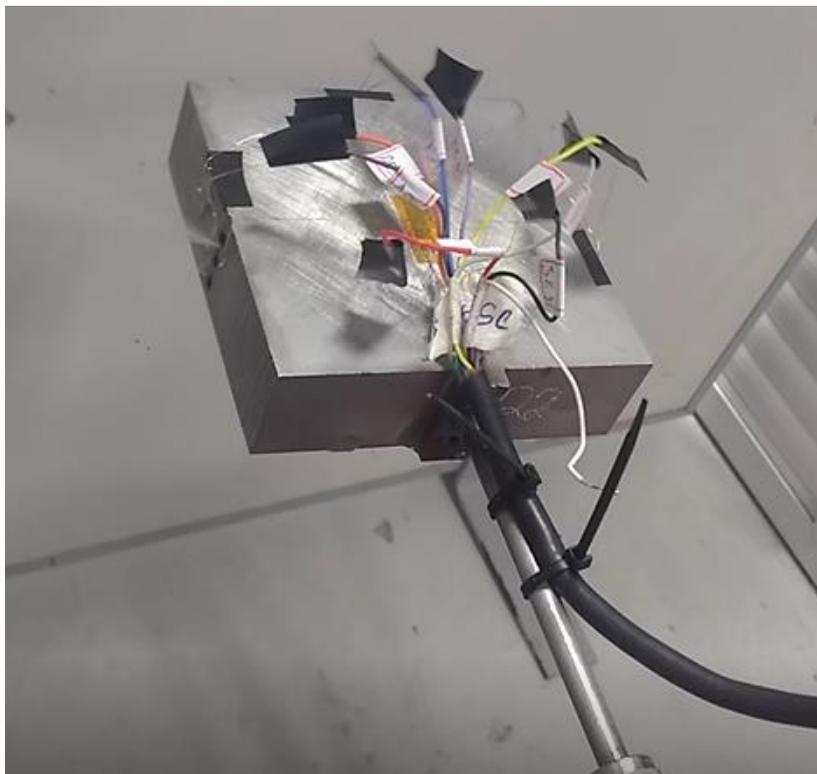


Figura 5.24 - Rompimento da estrutura durante ensaio

Para a pressão de 700 bar e para os corpos de prova de espessura de 2 mm, onde não houve rompimento, a deformação média foi de: $800 \mu\text{m/m}$. Já para os corpos de prova com espessura 3 mm, na pressão de 700 bar, a deformação média foi de $450 \mu\text{m/m}$.

A ASME recomenda que um vaso de pressão opere em pressões até 17,5% da pressão de ruptura. Para as amostras de 1 mm, a pressão máxima de trabalho é da ordem de 87,5 bar, para as amostras de 2 mm, de 115 bar, e para as de 3 mm, como não houve rompimento da estrutura, a pressão de trabalho poderia ser superior a 122,5 bar.

Baseado na lei de Hooke, aonde a partir do valor da tensão é possível obter a deformação do material, em razão da tensão admissível do material base, a deformação máxima aceitável seria de aproximadamente $600 \mu\text{m/m}$. Nessas condições apenas o CP-13 não atingiu este valores durante os ensaios em alta pressão, indicando a alta resistência da estrutura, mesma com pequenas espessuras.

Os presentes dados são comparados com modelos teóricos tanto numéricos como analíticos, como apresentado a seguir.

5.2 Resultados das Simulações Numéricas

Os resultados das simulações computacionais relativos aos estudos das deformações longitudinais e transversais do canal, incluindo as tensões de membrana e de flexão, a determinação de regiões de concentração de tensão, assim como a avaliação das espessuras das paredes que compõem o núcleo do trocador, são apresentados nas seções subsequentes.

5.2.1 Concentrações de tensões nos canais

A estrutura do trocador de calor unido por difusão em desenvolvimento no Labyrinth foi simulada seguindo os procedimentos detalhados no capítulo anterior.

A partir dos resultados obtidos, foi possível verificar que as placas intermediárias, em comparação com as aletas, sofrem maior influência da diferença de pressão entre canais, como mostra a distribuição de tensões apresentada na Figura 5.25. Nesta figura, observa-se que as placas horizontais (intermediárias) estão mais coloridas, o que significa que há uma maior variação das tensões em comparação com as aletas (chapas verticais). Uma análise focada na placa intermediária será apresentada adiante neste trabalho.

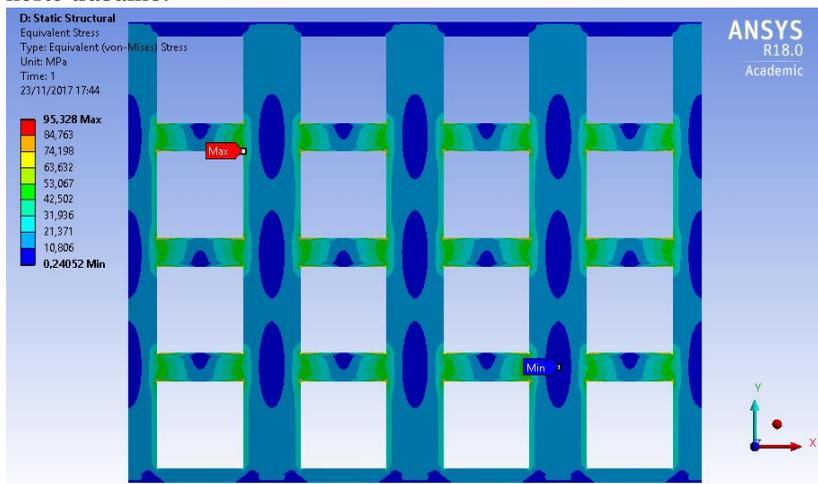


Figura 5.25 – Distribuição das tensões devido a carregamento mecânico

A análise numérica também permitiu verificar que existe uma alta tensão gerada nos cantos vivos do trocador, que é observada no restante das paredes do canal (Figura 5.26), indicando que a concentração de tensões possa ter influência na resistência mecânica do equipamento. Beer e Johnston [15] comentam que a tensão gerada no canto vivo é normalmente três vezes maior que a tensão média da geometria, fato este também verificado na simulação.

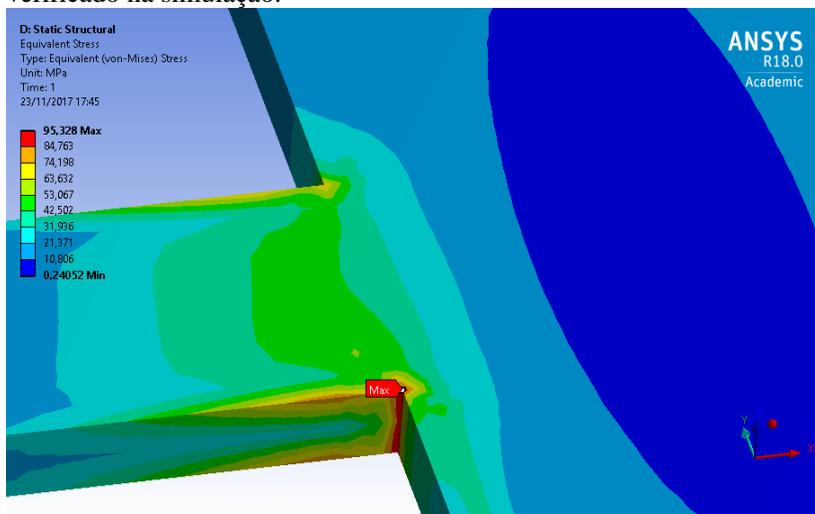


Figura 5.26 – Tensões concentradas nas regiões dos cantos vivos

5.2.2 Distribuições de tensões e pressões de ruptura

Com a aplicação da pressão dos canais, tensões nas placas que compõem o trocador de calor serão produzidas, como pode ser observado na Figura 5.27. Esta apresenta a distribuição das tensões equivalentes para uma placa intermediária de 0,5 mm de espessura, para um modelo que considera dois canais adjacentes, onde se observa as altas tensões que se concentram nos cantos e no centro das placas superiores.

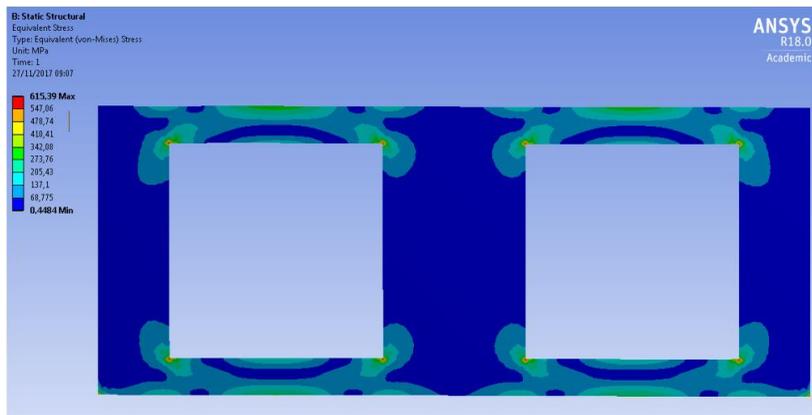


Figura 5.27 - Distribuição de tensões placa intermediária

A partir do campo de tensões equivalente foram selecionados alguns pontos para se obter a distribuição de tensões nestes locais, como apresentado na Figura 4.22, comumente chamado de regiões de linearização fornecida pelo software *ANSYS*. Para análise da placa intermediária o caminho selecionado foi o D1-D2 que parte da extremidade do canal até o fim da placa superior, a distribuição de tensões neste caminho é verificada na Figura 5.28, onde a linha em laranja representa as tensões de pico, em azul as tensões de membrana e flexão e em vermelho a tensão de membrana.

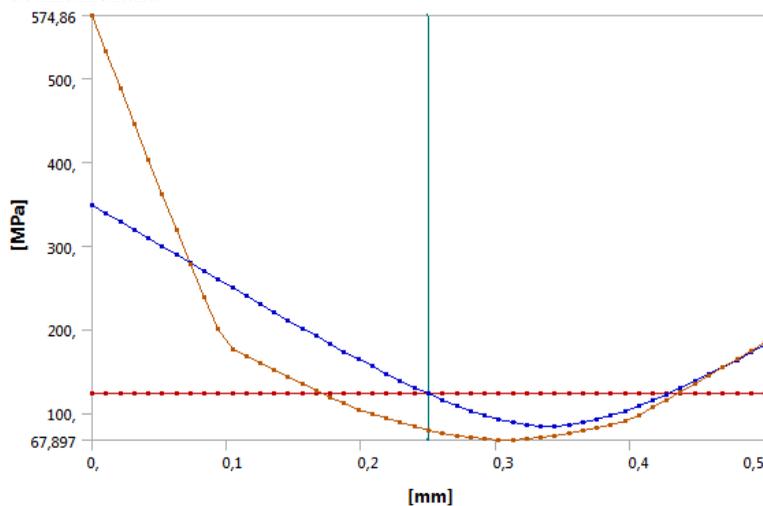


Figura 5.28 – Distribuição de tensões no caminho D1-D2 para a placa intermediária em 0,5mm.

O caminho D1-D2, foi o que apresentou maior nível de tensões, por isso este foi selecionado. Para a predição da ruptura da estrutura é realizada a comparação do máximo valor do somatório das tensões de membrana e flexão com os dados obtidos experimentalmente no ensaio de tração e multiplicado pelo fator de segurança de 1,5 vezes. O mesmo procedimento foi realizado na para a placa intermediária de 1 mm.

No gráfico da Figura 5.29 é apresentado o gráfico da pressão aplicada em função do máximo valor do somatório da tensões para as placas de 0,5 e 1mm. Para o caso a ruptura foi considerada quando as tensões atingissem o valor de 847,5 MPa.

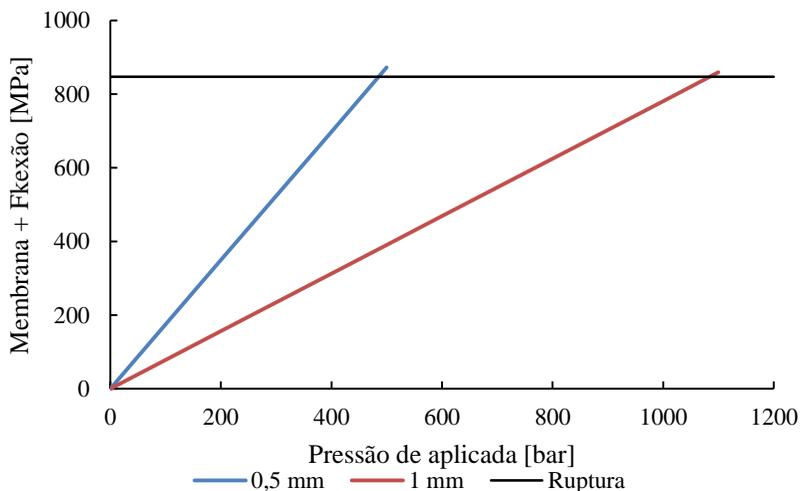


Figura 5.29 - Gráfico da ruptura placa intermediária pelo modelo numérico

Para a placa intermediária em 0,5 mm, o modelo numérico mostra que a tensão de ruptura, foi de 485 bar. Já para a placa com 1 mm, a pressão de ruptura obtida numericamente foi de 1085 bar.

Para avaliar a influência da parede lateral no comportamento mecânico do trocador de calor, foi utilizado o modelo físico que inclui dois canais adjacentes, de uma maneira similar ao procedimento adotado para a placa intermediária.

A Figura 5.30 mostra a distribuição das tensões numéricas para a geometria ensaiada. São verificadas altas tensões no centro das placas laterais e nos cantos vivos, enquanto que, nas aletas, o nível de tensões é menor e praticamente constante, indicando esforços de tração pura.

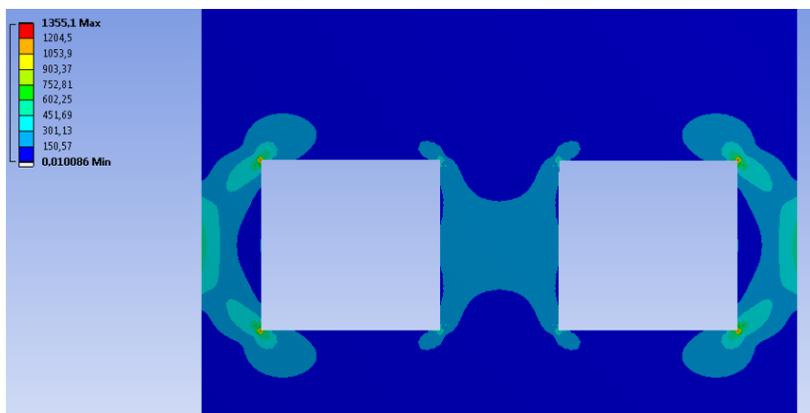


Figura 5.30 – Distribuição de tensões placa lateral – Tensão Equivalente [MPa]

Para estimar a ruptura lateral, o caminho selecionado foi o E1-E2, que inicia na extremidade do canal até o fim da parede lateral. Os valores médios das tensões são apresentados na Figura 5.31. Foi verificado que a parede lateral da amostra em 1mm irá romper em uma pressão de 1262 bar, para uma parede de 2 mm a pressão de 2711,4 bar, e para uma parede de 3 mm a pressão de 3866,6 bar.

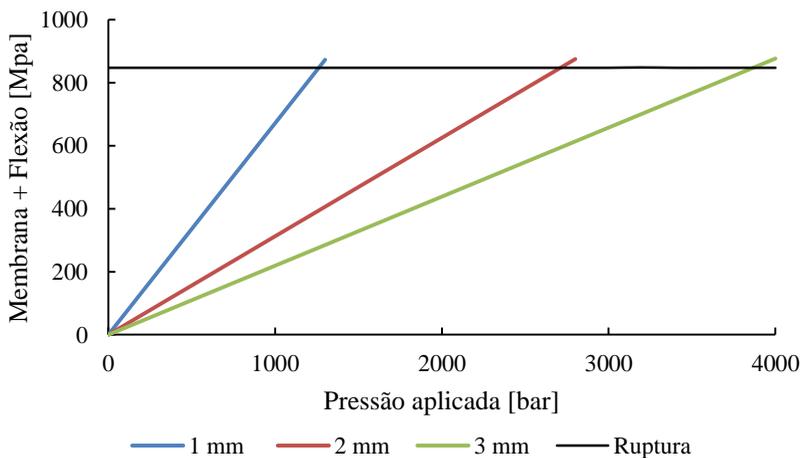


Figura 5.31 - Gráfico da ruptura da parede lateral pelo modelo numérico 2D

A ASME preconiza utilizar os valores das tensões de membrana, de maneira que estes não ultrapassem a tensão admissível do material. Em outro estudo da placa intermediária, também foi realizada uma linearização de tensões no caminho B1-B2, esta parte da região central da placa até a extremidade superior, assim é possível comparar com os valores analíticos fornecidos pela norma. Para a placa com espessura de 0,5 mm sob uma pressão de 200 bar o valor da tensão de membrana foi de 67,017 MPa. Aplicando-se a norma ASME [1], a tensão indicada seria de aproximadamente 60 MPa. São valores próximos, o que demonstra mais um fator indicativo da qualidade da simulação.

Da mesma maneira que nas placas de 0,5 mm de espessura para amostras com placa divisória de 1mm a tensão de membrana linearizada encontrada foi de 36,909 MPa Pela norma é previsto 30MPa de tensão, também valores condizentes.

Ambos valores obtidos foram semelhantes com os indicados pela norma, e também se encontraram abaixo da tensão da tensão admissível do material, indicando que a geometria iria suportar a pressão imposta, porém como verificada a qualidade da união com a espessura de 0,5 mm, não apresentou repetibilidade para as diversas configurações de amostras estudadas. Por isso é recomendado utilizar uma placa de 1 mm para a fabricação de trocadores de calor. Para verificar diferenças na performance térmica do equipamento no que se refere à utilização de uma placa intermediária de maior espessura, será apresentado na sequência um estudo comparativo das trocas térmicas destes equipamentos.

5.2.3 Deformações laterais

As deformações nas laterais dos canais foram avaliadas numericamente utilizando os procedimentos descritos no capítulo anterior. Em especial foram determinadas as deformações na região dos “*probes*” e obtida a média das deformações nestas posições.

De modo a visualizar o corpo de prova na Figura 5.32 pode-se verificar o efeito da pressão na lateral do ramal pressurizado, com a distribuição da tensão equivalente.

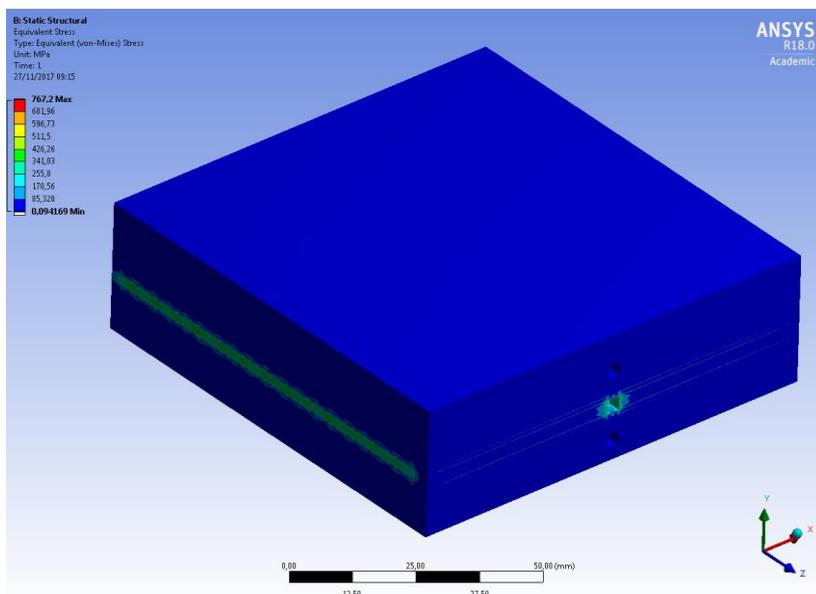


Figura 5.32 - Tensões nas laterais do CP

As deformações laterais avaliadas numericamente, seguiram o mesmo procedimento que os corpos de prova ensaiados experimentalmente, com a obtenção de 3 posições para medição da deformação. A região traseira apresentou a menor deformação e a região da superfície fechada, as maiores deformações como pode ser visualizado na Figura 5.33.

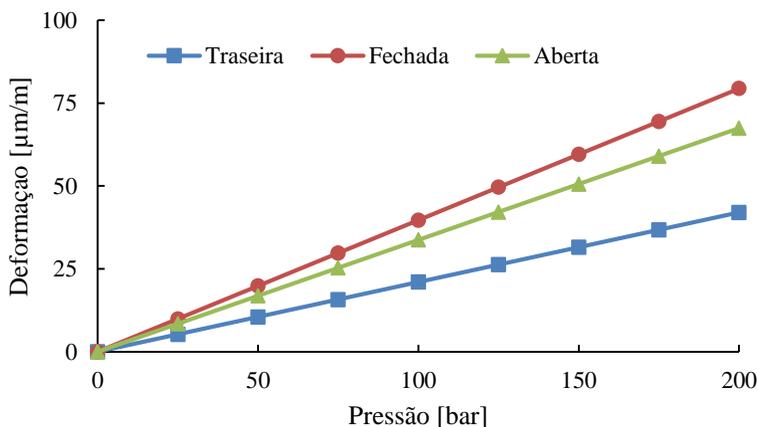


Figura 5.33 - Gráfico pressão x deformação na simulação CP-13

Dessa maneira como adotado para tratamento dos dados na comparação experimental entres os corpos de prova, também foram obtidas as médias das deformações. Das três regiões analisadas, os valores numéricos das médias para cada nível de pressão, que depende da espessura da parede lateral, são apresentados no gráfico da Figura 5.34:

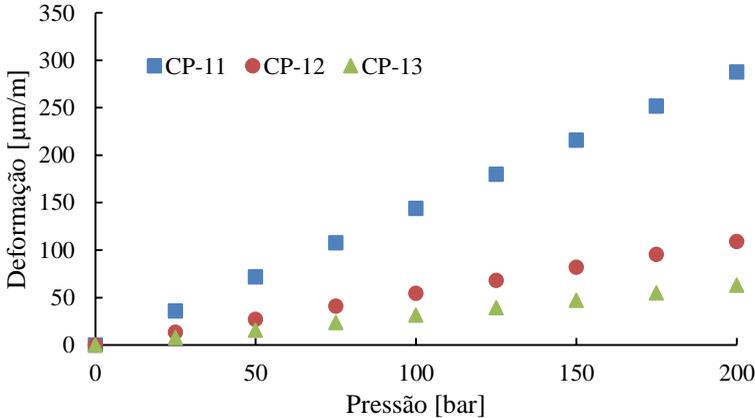


Figura 5.34 - Deformação nos CPs conforme simulação numérica

É observado um aumento linear da deformação nos corpos de prova em função do aumento da pressão, para todas as espessuras analisadas. As declinações das curvas de deformação não são da mesma proporção que em relação a ordem das espessuras, com proporções simuladas numericamente maiores que esta razão.

As deformações longitudinais das laterais dos corpos de prova também foram avaliadas, considerando a região traseira na direção x , e nas laterais aberta e fechada na direção z (ver Figura 5.31 para as direções). Como mostra o gráfico da Figura 5.35, as deformações observadas numericamente na direção z são praticamente nulas, dessa forma as deformações observadas tendem a ser unidirecionais, nas laterais externas do trocador, ou seja, apenas na direção “ y ”.

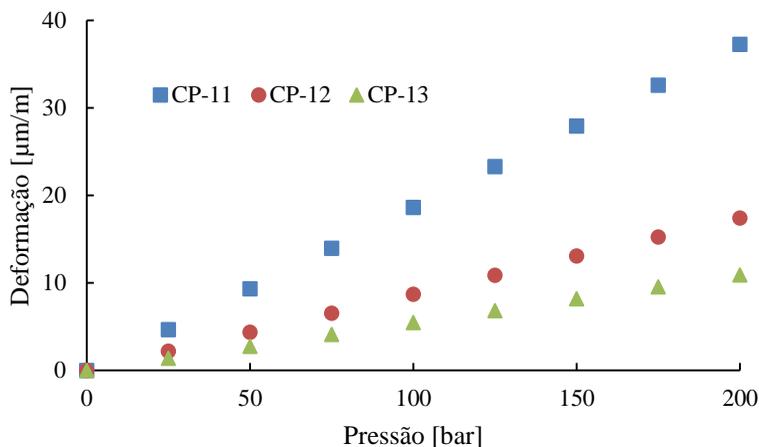


Figura 5.35 - Deformações em "z"

5.2.4 Comparação da troca térmica de trocadores com placas intermediárias de 0,5 e 1 mm de espessura

O resultado das simulações das trocas térmicas para trocadores cujos núcleos possuem placas intermediárias de 0,5 e 1 mm de espessura, são apresentados na Tabela 5.1. Desta tabela, pode-se concluir que as trocas térmicas entre os canais analisados são aproximadamente as mesmas. Como verificado para as análises mecânicas, a aleta por estar situada entre condições de contorno simétricas, não apresenta grandes esforços, e pode ser reduzida. No entanto o processo de fabricação de trocadores de calor com chapas de separação de pequena espessura se torna mais complicado uma vez que as áreas úteis de união por difusão se reduzem bastante.

Porém, observando os dados com mais cuidado, observa-se uma leve queda da taxa de troca térmica para os trocadores com placas intermediárias de maior espessura, da ordem de 2%. Apesar da melhor qualidade da união com placas mais espessas, para uma mesma troca térmica, placas mais grossas representam um aumento no volume e no peso do equipamento. Por outro lado, considerando um mesmo volume, placas mais grossas representam uma diminuição da área de troca térmica e, assim, diminuição da troca térmica. Estes fatores térmicos devem ser avaliados junto com a análise mecânica dos trocadores, no projeto de trocadores de calor compactos unidos por difusão.

Tabela 5.1- Resultados da comparação de troca térmica com a variação das espessuras entre os canais.

Caso	T. de saída quente [°C]	T. de saída Frio [°C]	Calor trocado [W]	Média do calor trocado [W]
1	62,5661	36,0306	53,5755	
2	62,5705	36,0457	53,5735	54,635125
3	62,5906	36,1167	55,907	
4	62,6075	36,181	55,4845	
5	62,9951	36,2565	52,7436	
6	62,9052	36,3918	53,4329	53,490525
7	62,8636	36,4557	53,7916	
8	62,8434	36,4905	53,994	

5.3 Comparação entre modelos

Nesta seção são comparados os dados experimentais e resultados numéricos com predições dos modelos analíticos. Os resultados destes últimos serão apresentados em termos da pressão máxima de trabalho e das deformações, a partir das tensões geradas.

5.3.1 Pressão máxima de trabalho

Os modelos que preveem a pressão máxima de trabalho são comparados com dados experimentais e resultados numéricos para um trocador de calor compacto cuja placa intermediária tem 0,5 e 1 mm de espessura, considerando aletas de 2 mm de espessura e canais quadrados de 3 x 3 mm², em aço inoxidável AISI 316L, cuja tensão admissível é de 115 MPa.

A Tabela 5.2 apresenta os resultados obtidos através de modelos da literatura para o PCHE (*Printed Circuit Heat Exchanger*), para o PFHE (*Plate Fin Heat Exchanger*), também adaptado da literatura, para o modelo proposto neste trabalho (Vigas), para o procedimento de vasos de pressão proposto pela norma ASME, para a simulação numérica e para os dados experimentais de ruptura.

A pressão máxima de trabalho, baseada em testes de ruptura, é calculada a partir da Eq. (2.33), considerando uma fator de segurança para a junta soldada por difusão de 0,7, já que não é possível verificar a qualidade da união internamente através de ensaios não destrutivos. A pressão

máxima de trabalho é então de 17,5% da pressão de ruptura. Para os modelos numéricos, adotou-se o mesmo procedimento e assim encontrar a PMTA.

Tabela 5.2 - Comparação entre valores de pressão máxima de trabalho (PMTA) para trocadores com chapas intermediárias de 0,5 e 1 mm de espessura

PMTA [bar]	Divisória 0,5 mm	Divisória 1 mm
PFHE	383,3	766,7
PCHE	322,0	541,2
Vigas	302,9	383,35
ASME	44,72	178,89
Simulação numérica	84,875	189,875
Testes de ruptura	60	122,5

O modelo analítico proposto para a espessura da placa intermediária, se mostrou semelhante aos encontrados na literatura, mesmo que o PCHE apresenta canais semicirculares, ou sejam, têm menos cantos vivos e seu arredondamento proporciona uma maior resistência. Já o PFHE considera apenas as tensões de flexão para a divisória, não tendo representatividade. O procedimento de cálculo a partir da norma ASME se mostrou mais conservadora que o modelo proposto (vigas) além de um valor abaixo da experimental. Isto deve-se ao fato de que, em função da baixa espessura, a estrutura apresenta maiores tensões de flexão. A simulação apresenta valores similares aos valores dos testes de ruptura.

Para o trocador cuja placa de separação é de 1 mm, todos os resultados mostram valores acima dos experimentais, e neste caso, a utilização da norma ASME para o dimensionamento do núcleo do trocador se mostra mais apropriada. A simulação numérica se mostra o melhor método para a avaliação das placas intermediárias.

Já para avaliar a espessura da lateral, são consideradas apenas as equações para as paredes laterais sem considerar o restante da estrutura o cálculo da pressão máxima de trabalho. Para o modelo para trocadores de circuito impresso (PCHE), a lateral é considerada como um cilindro espesso e a pressão de ruptura é avaliada da mesma maneira que para as placas intermediárias. Os resultados são expressos na Tabela 5.3

Tabela 5.3 - Comparação entre modelos para espessura lateral dos trocadores de calor

PMTA [bar]	Lateral 1mm	Lateral 2mm	Lateral 3mm
PFHE	102,2	408,9	920
PCHE	541,2	793,1	920
Vigas	255,6	766,7	1150
ASME	178,9	644	1208
Simulação	220,85	474,493	676,65
Ruptura	87,5	115	122,5

Observa-se que a aproximação do PCHE para a espessura lateral da amostra do núcleo resulta em um superdimensionamento do equipamento para menores espessuras, onde a teoria mostra que o corpo de prova é capaz de suportar uma pressão muito mais alta, em comparação com os outros modelos. Portanto, não se recomendada a utilização deste procedimento para canais quadrados. O modelo do PFHE para a placa lateral se mostra como uma boa aproximação para o dimensionamento desta placa.

O modelo proposto baseado em vigas tanto para a placa intermediária quanto para as placas laterais apresenta valores muito semelhantes de ruptura da estrutura quando comparados com valores estabelecidos pela norma ASME. Em ambos os modelos, consideram-se tensões de flexão e tração, porém a norma se mostra mais conservadora uma vez que esta se baseia em diversos casos (históricos) e parâmetros conhecidos e inclui diversos fatores de segurança. Quando a espessura lateral da placa apresenta 1 mm de espessura, as tensões de flexão são dominantes, enquanto que, para as paredes de 2 e 3 mm, dominam as tensões de tração. Em todos os casos, a simulação numérica tanto para as simulações bidimensionais, como para os corpos de prova, se mostra como uma boa alternativa, quando se comparam todos os modelos considerados.

Com os ensaios de ruptura, foi possível determinar a pressão máxima com que o equipamento em estudo pode operar, para a geometria considerada. Como os valores experimentais se mostraram muito inferiores aos valores propostos pelos modelos, recomenda-se que fatores de segurança sejam adicionados aos modelos, para assim ser possível dimensionar corretamente os núcleos dos trocadores de calor.

5.3.2 Deformações laterais

Além da comparação dos modelos para pressão máxima de trabalho, também foi avaliado o comportamento da deformação na parede lateral.

Comparando o modelo proposto neste trabalho com os dados coletados a partir dos extensômetros (com as devidas barras de erros experimentais) e com resultados de simulações numéricas, para amostras construídas com placas intermediárias de espessura de 1 mm, amostra CP-11, observa-se na Figura 5.38, que, com o aumento da pressão, maior é a deformação (como esperado) e que maiores são as dispersões dos dados experimentais. Isto se deve ao fato de que as medições através dos extensômetros apresentam um grande desvio-padrão estes são instalados em superfícies de pequenas espessuras (obtidas depois que o excesso de material é eliminado). Regiões com menores espessuras são mais suscetível a inconsistências no processo de fabricação, onde qualquer alteração pode ter grande influência. Além disto, a lateral é mais suscetível a maiores esforços de flexão da placa do que tração, em função da baixa espessura.

Nesta figura observa-se que o modelo proposto apresentou valores que estão fora do desvio padrão das medições experimentais, apresentando erro relativo médio de 60,6% em relação aos dados coletados. Além disto, apenas a 200 bar de pressão a deformação predita pelo modelo está dentro da margem de erro dos dados experimentais. Já o modelo numérico, mostrou-se mais representativo para todos os casos analisados, com um desvio médio de 22,4% em relação aos dados experimentais.

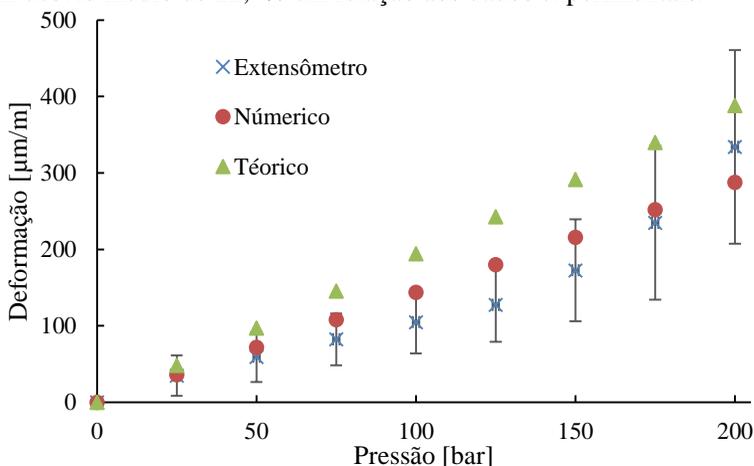


Figura 5.36 - Gráfico da pressão em função da deformação para a amostra CP-11

Esta mesma análise, para amostras cujas laterais apresentam 2 mm de espessura (amostra CP-12), mostram comparações melhores entre dados experimentais, resultados numéricos e previsões teóricas, como mostra a Figura 5.37, onde praticamente todos os dados numéricos e analíticos estão dentro do desvio (barras de erro) das medições. O modelo teórico apresentou desvio relativo médio de 29,2% em relação aos dados experimentais, já o modelo numérico, mostrou um desvio médio de 11,5%, porém ambos permaneceram dentro do intervalo de incerteza de medição para a quase totalidade de dados coletados.

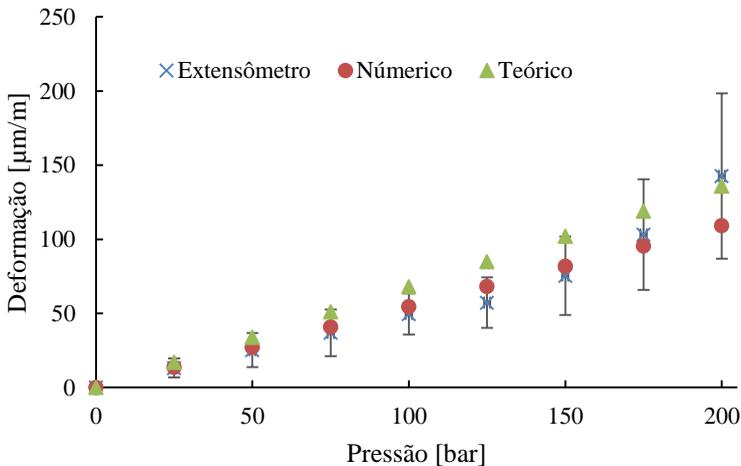


Figura 5.37 – Gráfico da pressão em função da deformação para a amostra CP-12

Nos corpos de prova com lateral de 3 mm os valores dos modelos também teóricos e numéricos estavam entre os desvios das medições, conforme mostra a Figura 5.40 para a amostra CP-13. Apenas na pressão superior a 200 bar, é que os valores se mostraram mais dispersos. O erro relativo médio em relação ao modelo teórico para o CP-13 foi de 20,5%, indicando uma melhor relação entre os esforços de tração e flexão propostos. Já para o modelo computacional, o erro médio foi de 11,2%.

Assim, em relação as espessuras laterais de 2 e 3 mm, tanto o modelo teórico quanto o numérico se mostraram convenientes na predição dos comportamentos.

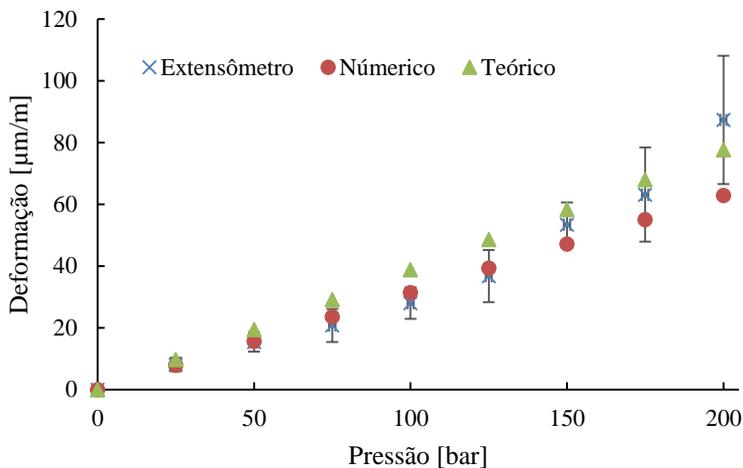


Figura 5.38 - Gráfico pressão x deformação CP-13

Deve-se observar que, na pressão de 200 bar, foram observadas as maiores discrepâncias, já que até este nível de pressão, o comportamento das deformações praticamente linear. Este crescimento dos dados experimentais em relação aos modelos pode indicar a ocorrência de alguma alteração no comportamento do material em altas pressões. Lembre-se que o modelo proposto considera apenas deformações unidirecionais, desprezando as demais deformações da estrutura.

Em aplicações reais, as espessuras das paredes laterais podem ser maiores que 1 mm, e como quando analisadas amostras com paredes laterais mais espessas as comparações foram melhores, espera-se que os modelos sejam boas ferramentas de projeto nestes casos.

Com a aplicação da pressão, é desejável que o equipamento suporte os mais diversos esforços sem apresentar grandes deformações, ou seja, deve-se evitar que as deformações sejam permanentes, que poderiam assim danificar a estrutura. Porém, nas medições realizadas, foi possível verificar o comportamento elástico do material em baixos níveis de pressão, os quais não causaram danos a estrutura, indicando que as geometrias e os procedimentos de fabricação propostos para trocadores de calor unidos por difusão resultam em equipamentos bastante resistentes.

6 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Neste capítulo são apresentadas as principais conclusões obtidas neste trabalho, assim como são propostos temas para a continuidade do presente estudo.

6.1 Conclusões

A partir do presente trabalho foi possível compreender o efeito da pressão nos canais no comportamento mecânico do trocador de calor, bem como verificar o tipo das tensões geradas em cada região do trocador.

Através da análise dos ensaios de tração das amostras unidas por difusão, foi definido um conjunto de parâmetros considerado ideal para o processo de união, o qual foi adotado para a fabricação das amostras estudadas experimentalmente. A propriedade utilizado nesta escolha foi a eficiência mecânica das juntas unidas, através da comparação das características do material soldado, com o material base, sendo definido o parâmetro de união com temperatura de 1040 °C, uma pressão aplicada de 9,51 MPa, durante 60 minutos de união final. Análises metalográficas também foram utilizadas para avaliar a qualidade da união. Dessa maneira, conhecendo-se bem o processo de união, não foi necessário adicionar fatores de eficiência de junta no dimensionamento das estruturas.

Em seguida, foram fabricados os corpos de prova e estabelecida a metodologia de testes adotada para avaliação da influência da geometria das placas que compõem o núcleo, mais especificamente das espessuras das placas metálicas, bem como para a avaliação da qualidade da união, quando o processo de fabricação foi aplicado aos corpos de prova.

Foram apresentados os procedimentos de ensaios de pressão hidrostática, que devem ser aplicados após o ciclo térmico de fabricação, onde além de avaliar estruturalmente a integridade do equipamento, também pode ser utilizado como técnica de alívio de tensões, de maneira a eliminar possíveis tensões residuais resultantes do processo de união.

Para o dimensionamento de trocadores de calor compactos unidos por difusão, foram apresentados diversos procedimentos baseados em modelos da literatura desenvolvidos para trocadores de calor do tipo PCHE e PFHE. A norma ASME Seção VIII Divisão 1, usada para o dimensionamento de vasos de pressão também foi utilizada como alternativa para o dimensionamento dos trocadores de calor desenvolvidos neste trabalho, mesmo que de maneira aproximada. Por fim, foi proposto um

modelo para o dimensionamento dos trocadores de calor que considera que as placas se comportam como vigas engastadas, além de ser apresentada equações para a previsão das deformações laterais a que estrutura é submetida com a aplicação da pressão. Simulações numéricas do comportamento mecânico destes trocadores foram efetuadas utilizando-se o software *Ansys Inc.* Dados de rupturas das amostras e de deformação, obtidos a partir de experimentos realizados no presente trabalho foram confrontados com todos estes resultados teóricos, incluindo modelos e simulações numéricas.

O procedimento de ensaio hidrostático também foi utilizado para determinar a pressão de ruptura dos corpos de prova. Na primeira análise com a variação da placa intermediária, com a utilização desta placa em 0,5 mm de espessura, diversos vazamentos foram verificados em baixas pressões hidrostáticas em alguns dos corpos de prova. Ao utilizar uma placa intermediária de 1 mm de espessura, não foram verificados vazamentos na estrutura, com uma repetição na qualidade da união e a alta resistência a pressões hidrostáticas a que a geometria foi imposta.

Com esta placa mais espessa, pode-se garantir uma boa qualidade de união, sem vazamentos e uma boa resistência da estrutura. Fato também verificado quando comparado os resultados teóricos (analíticos e numéricos) como para os experimentais, indicando a baixa resistência das placas intermediárias de menor espessura.

Respeitando as espessuras mínimas das placas e empregando-se parâmetros de união adequados, a união por difusão se mostra uma técnica eficiente para a confecção de núcleos de trocadores de calor, tendo em vista a alta resistência da geometria em relação a imposição da pressão nos canais.

Na realização dos ensaios de ruptura, foi possível definir a pressão máxima de trabalho de maneira experimental a partir da pressão de ruptura, tanto para a variação da placa intermediária como para a variação da lateral dos canais. Paredes laterais com apenas 1 mm de espessura são indicadas a operar com pressões em torno de 87,5 bar, as de 2 mm de espessura, indicada a operação com aproximadamente 115 bar. Já para a espessura lateral de 3 mm, os corpos de prova atingiram a capacidade máxima do equipamento de testes, ou seja 700 bar, não sendo possível obter a real resistência do corpo de prova para esta geometria, porém, seguindo o mesmo procedimento das demais espessuras, é indicada a operação em aproximadamente 122,5 bar. No caso de um equipamento em escala real, observa-se que as espessuras das paredes laterais normalmente são fabricadas com espessuras de maior ordem que as ensaiadas,

ou seja, podem ser aplicadas pressões bastante elevadas, sem que as estruturas venham a se romper durante a operação.

Com a utilização de extensômetros instalados sobre superfícies externas dos corpos de prova, foi possível verificar as deformações impostas à estrutura devido à aplicação de pressão, aonde, mesmo com baixas espessuras de paredes laterais utilizadas, não foram verificadas grandes deformações, para as pressões avaliadas. As equações para estimar as deformações as laterais do canal apresentaram representatividade apenas para amostras cujas paredes laterais apresentavam maiores espessuras, fato que pode ser explicado em função da utilização da média entre as tensões de tração e flexão, aonde que com menor espessura a distribuição das tensões podem não ser de mesma ordem.

Simulações computacionais se apresentam com uma boa alternativa para a análise da estrutura de trocadores de calor compactos unidos por difusão, uma vez que os resultados encontrados foram condizentes com dados experimentais tanto da análise das deformações quando da de ruptura. No caso das pressões de ruptura, as simulações numéricas apresentam valores acima dos experimentais, porém mais conservadoras do que os resultados dos modelos analíticos.

Da comparação de diversos modelos com dados experimentais, surgiu a proposta do uso fatores de segurança aos modelos propostos, aos quais, até então, não haviam sido adicionados, onde apenas a utilização da tensão admissível do material era empregada no dimensionamento das placas que compõem o núcleo do trocador de calor. A predição das pressões máximas de trabalho (PMTA), baseadas na ruptura dos corpos de prova, ficaram abaixo das previstas por estes modelos.

Com todas estas análises propostas e realizadas, visando principalmente monitorar o comportamento mecânico amostras e corpos de prova, pode-se afirmar que a geometria e o processo de fabricação de trocadores de calor compactos, do tipo placa usinada, soldados por difusão, apresentam capacidade de suportar altas pressões, caso as espessuras mínimas das placas que compõem o núcleo, como indicadas no trabalho, sejam respeitadas.

6.2 Sugestões para trabalhos futuros

A seguir, são apresentadas algumas sugestões para trabalhos futuros:

- Visando aplicação em trocadores que operam com pressões menores, propõe-se diminuir a carga imposta na união de forma que placas de menor espessura possam ser empregadas como placas

divisórias entre os canais. Para este estudo, novos corpos de prova precisam ser concebidos e estudados, visando estabelecer a qualidade da união.

- Realizar ensaios hidrostáticos aplicando maiores pressões, para ser possível a predição da pressão de trabalho que cause a ruptura de amostras que não forma rompidas.
- Ensaiair corpos de prova de maiores dimensões.
- Executar uma análise de tensões e deformações generalizada, levando em conta todas as direções das tensões.
- Avaliar as tensões térmicas geradas pelo diferencial de temperatura.
- Investigar os efeitos ciclagem térmica e mecânica na estrutura, através de ensaios de fadiga e simulações computacionais.
- Realizar simulações numérica considerando os efeitos da plasticidade dos canais.
- Estudar o efeito dos cantos vivos como concentradores de tensões.
- Adicionar material para adoçar os cantos dos canais.

REFERÊNCIAS

- [1] American Society of Mechanical Engineers, ASME Boiler and Pressure Vessel Code. **Section VII Division 1 e 2 - Rules for construction of Pressure Vessels**. 2010.
- [2] 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.
- [3] K. P. Paiva, **Comportamento térmico em gravidade e micro gravidade de minitubos de calor do tipo fio-placas**, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2007.
- [4] M. V. V. Morteau, **Desenvolvimento de tecnologias de recheios para trocadores de calor compactos soldados por difusão**, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2014.
- [5] M. V. V. Morteau, **Trocadores de calor compactos soldados por difusão: Fabricação e Modelagem**, Tese de Doutorado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2017.
- [6] R. K. Shah e D. P. Sekulić, **Fundamentals of heat exchanger design**. Hoboken, NJ: John Wiley & Sons, 2003.
- [7] S. Kakaç e H. Liu, **Heat Exchangers - Selection, Rating and Thermal Design**, Second Edition. CRC Press, 2002.
- [8] J. E. Hesselgreaves, **Compact heat exchangers: selection, design, and operation**. Oxford: Pergamon, 2001.
- [9] Heatric - Printed Circuit Heat Exchangers. **Compact Heat Exchangers - driving overall capital savings in footprint, volume and structural support costs**. [Online]. Disponível em: https://www.heatric.com/compact_heat_exchanger.html. [Acessado: 12-abr-2016].
- [10] A. Bejan e A. D. Kraus, **Heat Transfer Handbook**. New Jersey: John Wiley & Sons, 2003.

- [11] ASM Handbook, Org., **Welding, Brazing and Soldering**, 10th edition., vol. 6. Materials Park, Ohio: ASM International, 1990.
- [12] M. M. Schwartz, **Modern metal joining techniques**. New York: John Wiley & Sons, 1969.
- [13] A. E. Martinelli, **Diffusion bonding of silicon carbide and silicon nitride to molybdenum.**, National Library of Canada, Ottawa, 1996.
- [14] N. Bouquet, E. Rigal, S. Chomette Grenoble, F. Bernard, e O. Heintz, **Interface formation during HIP-bonding of austenitic stainless steel**, apresentado em DVS-Berichte Band 293, Düsseldorf, 2013.
- [15] F. P. Beer e E. R. Johnston Jr., **Resistência dos materiais**, 3º ed. Rio de Janeiro: Pearson, Makron Books, 1995.
- [16] R. C. Hibbeler, **Resistência dos materiais**, 5º ed. São Paulo: Pearson Education, 2004.
- [17] J. M. Gere e B. J. Goodno, **Mecânica dos materiais**, 7º ed. São Paulo: Cengage Learning, 2010.
- [18] ANSYS, Inc. **ANSYS Mechanical User's Guide**. Canonsburg, PA: 2013.
- [19] J. J. Mola, **Análise de vasos de pressão conforme ASME VIII - Divisão 2**. São Paulo, 2017.
- [20] American Society of Mechanical Engineers, ASME Boiler and Pressure Vessel Code. **Section II - Part D Properties - Materials**. 2010.
- [21] M. A. Taylor, **Plate-Fin Heat Exchangers - Guide to their specification and use**. HTFS ®, (Harwell Laboratory, Oxon OX11 0RA, United Kingdom) for the Plate-Fin Study Group, 1990.
- [22] S. K. Mylavaram, X. Sun, R. N. Christensen, R. R. Unocic, R. E. Glosup, e M. W. Patterson, Fabrication and design aspects of high-temperature compact diffusion bonded heat exchangers, **Nuclear Engineering and Design**, vol. 249, p. 49–56, ago. 2012.

- [23] V. Dostal, M. J. Driscoll, e P. Hejzlar, **A supercritical carbon dioxide cycle for next generation nuclear reactors**, MIT-ANP-TR-100, 2004.
- [24] Y. Lee e J. I. Lee, Structural assessment of intermediate printed circuit heat exchanger for sodium-cooled fast reactor with supercritical CO₂ cycle, **Annals of Nuclear Energy**, vol. 73, p. 84–95, nov. 2014.
- [25] C. H. Oh e E. S. Kim, **Heat Exchanger Design Options and Tritium Transport Study for the VHTR System**, Idaho National Lab.(INL), Idaho Falls, ID (United States), 2008.
- [26] S.-J. Yoon, P. Sabharwall, e E.-S. Kim, **Analytical study on thermal and mechanical design of printed circuit heat exchanger**, Idaho National Lab.(INL), Idaho Falls, ID (United States), 2013.
- [27] S. P. Timoshenko e J. N. Goodier, **Theory of elasticity**. New York: McGraw-Hill, 1951.
- [28] S. H. Crandall, N. C. Dahl, e T. J. Lardner, **An introduction to the mechanics of solids**, 2^o ed. Singapore: McGraw-Hill, 1978.
- [29] R. Le Pierres, D. Southall, e S. Osborne, **Impact of Mechanical Design Issues on Printed Circuit Heat Exchangers**, apresentado em Proceedings of SCO₂ Power Cycle Symposium 2011, University of Colorado at Boulder - University Memorial Center, CO, 2011.
- [30] W. Jiang, J. Gong, S.-T. Tu, e H. Chen, “Effect of geometric conditions on residual stress of brazed stainless steel plate-fin structure”, **Nuclear Engineering and Design**, vol. 238, n^o 7, p. 1497–1502, jul. 2008.
- [31] Y. Mizokami et al., “Development of structural design procedure of plate-fin heat exchanger for HTGR”, **Nuclear Engineering and Design**, vol. 255, p. 248–262, fev. 2013.
- [32] H. Ma, J. Chen, W. Cai, C. Shen, Y. Yao, e Y. Jiang, The influence of operation parameters on stress of plate-fin structures in LNG heat exchanger, **Journal of Natural Gas Science and Engineering**, vol. 26, p. 216–228, set. 2015.

- [33] Y. Miwa, K. Noishiki, T. Suzuki, e K. Takatsuki, Manufacturing technology of diffusion-bonded compact heat exchanger (DCHE), **Kobelco Technology Review**, vol. 32, p. 51–56, 2013.
- [34] T. Takeda, K. Kunitomi, T. Horie, e K. Iwata, “Feasibility study on the applicability of a diffusion-welded compact intermediate heat exchanger to next-generation high temperature gas-cooled reactor”, **Nuclear Engineering and Design.**, vol. 168, n° 1–3, p. 11–21, 1997.
- [35] A. Traverso e A. F. Massardo, “Optimal design of compact recuperators for microturbine application”, **Applied Thermal Engineering**, vol. 25, n° 14–15, p. 2054–2071, out. 2005.
- [36] D. Peckner e I. M. Bernstein, **Handbook of Stainless Steels**. New York: McGraw-Hill, 1977.
- [37] S. A. Souza, **Ensaio mecânicos de materiais metálicos**, 4° ed. São Paulo: Edgard Blucher, 1979.
- [38] GRANTE - Grupo de Análise e Projeto Mecânico, **Apostila de Extensometria**. Florianópolis, 2004.
- [39] Heatric - Printed Circuit Heat Exchangers. **Typical characteristics of diffusion-bonded heat exchangers**. [Online]. Disponível em: https://www.heatric.com/typical_characteristics_of_PCHEs.html. [Acessado: 15-abr-2017].
- [40] Aztech Heat Exchangers. **Plate Fin Exchangers**. [Online]. Disponível em: http://www.aztechheat.com/products/az_fin.html. [Acessado: 15-abr-2017].
- [41] A. L. da C. e Silva; P. R. MEI. **Aços e Ligas Especiais**. 2° ed. Sumaré, Sp: Eletrometal, 1988.

APÊNDICE A – TENSÕES E DEFORMAÇÕES DA ESTRUTURA

Nesta seção serão apresentadas as principais tensões na estrutura do núcleo do trocador de calor, em função da aplicação de pressões internas nos canais, ou seja: tensões normais, de membrana e de flexão, assim como sua composição em termos de tensões equivalentes. Também serão tratadas as deformações da estrutura como resultado da aplicação destas pressões.

A.1 - Tensões resultantes da aplicação de pressão interna

Nos canais do trocador de calor compacto em estudo, as tensões variam de acordo com o tipo de solicitação a que estão sujeitos. A pressão e a geometria do canal são alguns dos fatores que determinam estas solicitações influenciando diretamente na resistência mecânica das paredes do canal. Dessa forma, para que se possa projetar canais que resistam à pressão interna de trabalho, é necessário identificar as tensões geradas pela combinação destes fatores. Um bom projeto visa a garantir a integridade da estrutura, de forma que as paredes não ultrapassem os limites de resistência do material de que são constituídas, evitando falhas de operação.

De acordo com Beer e Johnston [15], a tensão é definida como a razão entre força e a área onde esta força é aplicada, ou, no presente caso, com a intensidade das forças distribuídas na seção transversal da parede do canal onde estas forças atuam. Como exemplo, para uma barra de seção transversal de área A [m²], sujeita a uma força axial F [N], mostrada na Figura A.1 a tensão normal é σ [Pa] ($\sigma = F/A$).

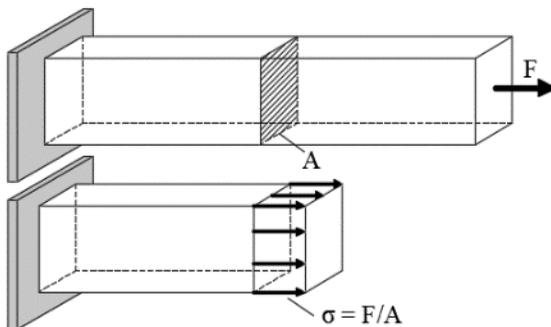


Figura A.1 - Barra sujeita à carga axial e tensão normal

As tensões resultantes das forças perpendiculares ao plano da seção transversal são conhecidas como tensões normais e representam esforços

de tração e/ou compressão. O subíndice denota a direção em que a força é aplicada; no caso de coordenadas cartesianas, o estado de tensões é dado por: σ_x , σ_y e σ_z .

Quando as forças atuam na direção transversal à barra, ou seja, tangencialmente a área seccionada, surgem as tensões de cisalhamento. Para o caso de uma barra bi-apoiada, como visto na Figura A.2 a ação de uma força transversal F provoca esforços cisalhantes nos planos tangenciais (seções AB e CB). Pelo balanço de forças, cada seção recebe metade da intensidade desta força. Assim a tensão de cisalhamento média é dada pela equação [16]:

$$\tau_{méd} = \frac{C}{A} \quad (\text{A.1})$$

onde, C [N] é a força de cisalhamento, determinada pelo equilíbrio estático de forças, sendo, no caso, igual a $F/2$ e A [m²] é a área da seção onde atua esta força.

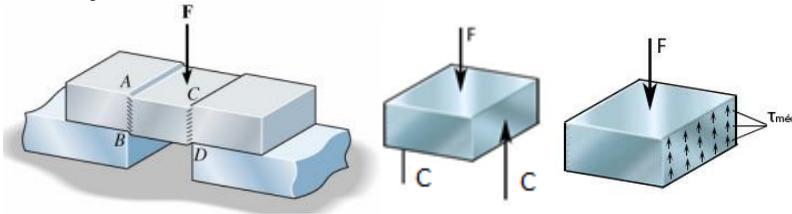


Figura A.2 – Representação da tensão de cisalhamento (Adaptado de Hibbeler [16]).

As paredes dos canais do trocador podem ser consideradas como barras sujeitas a estes esforços, submetidas a diversas tensões combinadas. Em aplicações práticas, a tensão normal é variável em uma placa de geometria não uniforme ou sujeita a carregamentos não uniformes. Porém, para garantir estabilidade estrutural, a tensão resultante não pode ultrapassar os limites do material. Como é de conhecimento geral, um “estado plano de tensão” é observado quando em um elemento não só atua tensão normal em uma direção mas em duas direções, tensões biaxiais, estas facilitam a determinação das tensões normais e tangenciais em um dado plano. Tal condição simplifica muito a análise de tensões [16], especialmente para placas finas que estão sujeitas apenas a forças geradas por cargas paralelas a estas, uma vez que o estado de tensão pode ser representado por um tensor de duas dimensões.

Obviamente, as paredes dos canais sujeitas a pressões internas devem ser dimensionadas para suportar as regiões em que a tensão é máxima e, portanto, esta tensão deve ser determinada. Hibbeler [16] mostra que para um ponto P em um meio contínuo num estado plano (xy) de tensão, as componentes de tensão não nulas são: σ_x , σ_y , τ_{xy} e τ_{yx} (ver Figura 2.9). A partir do equilíbrio estático de um elemento infinitesimal centrado em P, pode-se determinar a tensão normal e a tensão de cisalhamento em qualquer plano perpendicular ao plano cartesiano xy que passe por P. As direções principais são aquelas em que a tensão de cisalhamento é zero e podem ser obtidas a partir de um balanço de forças no elemento diferencial, considerando-se σ_x , σ_y , τ_{xy} e τ_{yx} conhecidas. Deste balanço de forças, obtém-se duas direções defasadas de 90° entre si, onde se observam as tensões principais, que correspondem às tensões principais máximas e mínimas. Conforme Gere e Goodno [17] as tensões principais máximas e mínimas são encontradas a partir da expressão:

$$\sigma_{\max, \min} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (\text{A.2})$$

O sinal positivo fornece a tensão máxima e o negativo a mínima.

Para o caso tridimensional, as tensões principais são comumente três: máxima, mínima e média, ou seja, σ_{\max} , σ_{\min} e σ_{med} respectivamente, normalmente encontradas a partir de modelos numéricos. A terceira tensão principal refere-se apenas à rotação de eixos no plano xy , isto é, à rotação ao redor do eixo z , sob estas circunstâncias pode ser considerada igual a zero [17].

Beer e Johnston [15] também citam que quando o elemento estrutural estiver sujeito a um estado plano de tensões, não é possível prever se o elemento estrutural irá falhar simplesmente pelo fato de a tensão máxima ultrapassar a tensão de escoamento.

Desta maneira outros critérios de ruptura podem ser utilizados, como o da máxima energia de distorção, através do cálculo das tensões equivalentes. Assim, para a determinação da tensão equivalente, é utilizado o critério da máxima energia de distorção, também chamado de critério de von Mises. Conforme Beer e Johnston [15], um componente estrutural estará sob condições de segurança quando o maior valor de energia de distorção volumétrica por unidade de volume do material permanecer abaixo da energia de distorção por unidade de volume, necessária

para provocar o escoamento do material. Em outras palavras a tensão equivalente não deve ultrapassar a tensão de escoamento do material.

Uma forma de se obter a tensão equivalente (ou de von Mises) é relacionando as tensões principais em forma de uma tensão equivalente (σ_{eq}), representada por um único valor de tensões positivas [18], dada por:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\frac{(\sigma_{\max} - \sigma_{med})^2 + (\sigma_{med} - \sigma_{\min})^2 + (\sigma_{\min} - \sigma_{\max})^2}{2}} \quad (A.3)$$

Esta representação das tensões tridimensionais em um único valor positivo é comumente utilizada para prever a falha por escoamento de um material dúctil.

Outro método de prever a ruptura do equipamento é utilizando as equações propostas pela norma ASME, uma vez que a geometria está sob carregamentos em diversos eixos.

As divisões 1 e 2 da ASME seção VIII [1] para dimensionamento de vasos de pressão utilizam as tensões primárias observadas nas paredes do equipamento analisado, as separando em tensões de membrana e flexão, de maneira a se obter uma melhor classificação das tensões atuantes. Não incluem pontos de concentração de tensões, tensões térmicas, ou outros fatores, apenas os esforços mecânicos permanentes, como a pressão.

As tensões de membrana são as tensões normais comumente de tração que atuam uniformemente distribuídas na seção transversal das paredes e apresentam um valor médio ao longo da espessura da parede. As tensões de flexão são também normais, porém a partir de forças perpendiculares à parede que causem tração e compressão ao longo da seção transversal. Estas tensões variam linearmente em relação ao eixo neutro (ponto em que a tensão é nula) da seção transversal da parede do equipamento [19].

As equações das tensões de membrana e flexão propostas pela norma variam de acordo com cada caso em estudo, e serão apresentadas na seção 2.3.3 deste trabalho. Além dos cálculos feitos segundo à norma, também é possível obter as tensões de membrana e flexão de maneira numérica, utilizando técnicas de elementos finitos. Desta forma é possível validar modelos, bem como prever colapsos plásticos.

A.2 – Deformações da estrutura

Sempre que um carregamento é imposto a um corpo, este tende a mudar sua forma e tamanho. Essas variações são denominadas deformações e podem ser facilmente visíveis ou praticamente imperceptíveis se não forem utilizados equipamentos que façam medições precisas [16].

Para a barra da Figura A.1, após a aplicação da força F a mesma irá se alongar. Esta variação de comprimento ou alongamento (δ) é resultado cumulativo do estiramento de todos os elementos do material através do volume da barra [17]. Este alongamento dividido pelo comprimento total (l), representado pela letra grega ε , é chamado de alongamento por unidade de comprimento, ou de deformação, ou seja:

$$\varepsilon = \frac{\delta}{l} \quad (\text{A.4})$$

Se os esforços forem de tração ou compressão, a deformação será de alongamento ou compressão, respectivamente. Sendo a razão entre dois comprimentos, a deformação é representada por um número adimensional [mm/mm].

Um material apresenta comportamento elástico quando o mesmo retorna a sua forma original após a remoção do carregamento a que foi imposto. Define-se limite de elasticidade o maior valor de tensão para o qual o material apresenta comportamento elástico [17].

Conforme Gere e Goodno [17], um material apresenta comportamento elástico-linear quando exibe comportamento elástico e, ao mesmo tempo, linear entre tensão e deformação. Busca-se garantir que componentes estruturais de estruturas e máquinas funcionem nessa região, para se evitar deformações permanentes e o escoamento do material. A relação linear entre tensão e deformação para uma barra em tração ou compressão longitudinal é expressa da seguinte maneira:

$$\sigma = E\varepsilon \quad (\text{A.5})$$

Esta equação é conhecida como a lei de Hooke, onde o módulo de elasticidade E [GPa] representa a rigidez do material.

A lei de Hooke é uma das equações mais utilizadas no cálculo de estruturas e estabelece a proporcionalidade entre tensão e deformação, até

que o limite de elasticidade seja atingido [16]. Após este limite, o material passa a apresentar escoamento, ou seja, com a retirada da carga o mesmo não retorna à sua posição inicial, causando deformações permanentes (plásticas). Os limites de proporcionalidade são obtidos através de ensaios de tração, cujos resultados são os diagramas tensão-deformação. Estes limites estão disponíveis e normatizados para os materiais estruturais comerciais.

O processo de união por difusão empregado na fabricação dos núcleos, envolve altas temperaturas em tempos consideráveis e pode modificar as propriedades do material utilizado na estrutura. Assim, materiais retirados dos núcleos fabricados devem ser investigados, especialmente para se verificar se os mesmos tendem a apresentar comportamento dúctil, com grandes deformações plásticas. Deve-se ter em mente que, para os cálculos de engenharia, é recomendado que os materiais não ultrapassem a sua tensão de escoamento, a fim de que, durante a operação, apresentem apenas deformações elásticas, ou seja, não sofram deformações permanentes quando submetidos a esforços.

A.3 – Efeito da temperatura

Da mesma maneira que o esforço mecânico, a variação da temperatura também irá gerar tensões e deformações. Para a maioria dos materiais estruturais, a deformação térmica $\varepsilon_{\Delta T}$ é proporcional a variação de temperatura ΔT [°C], e também leva em conta é o coeficiente de dilatação térmica do material α [°C⁻¹].

Gere e Goodno [17] compararam as deformações térmicas com as induzidas por carga mecânica. Para uma barra carregada axialmente, as deformações longitudinais são dadas pela lei de Hooke (Eq. A.5). Caso a mesma barra seja submetida a uma variação de temperatura, irão gerar tensões térmicas. Assim, variações na temperatura podem provocar tensões de mesma intensidade que as provocadas por cargas comuns.

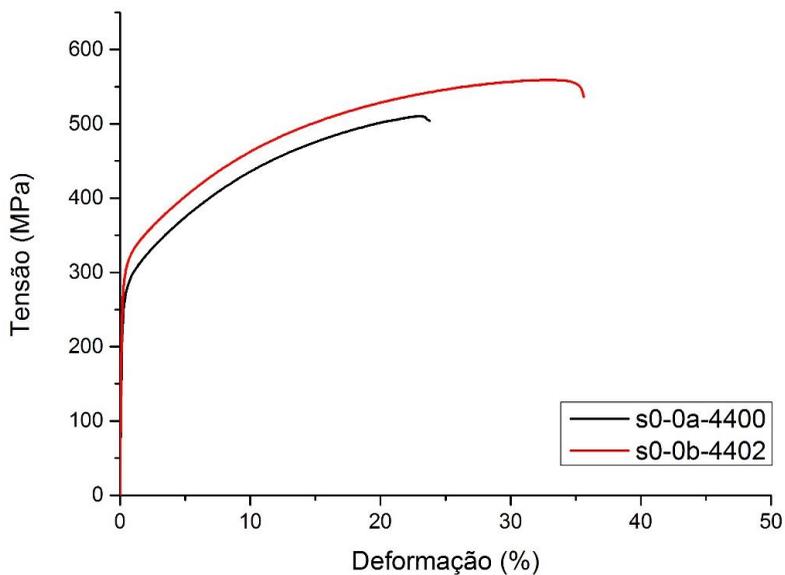
APÊNDICE B – RESULTADOS ENSAIOS DE TRAÇÃO

Figura B.1 – Gráfico tensão x deformação – amostra S0.



Figura B.2 – Amostras S0 rompidas

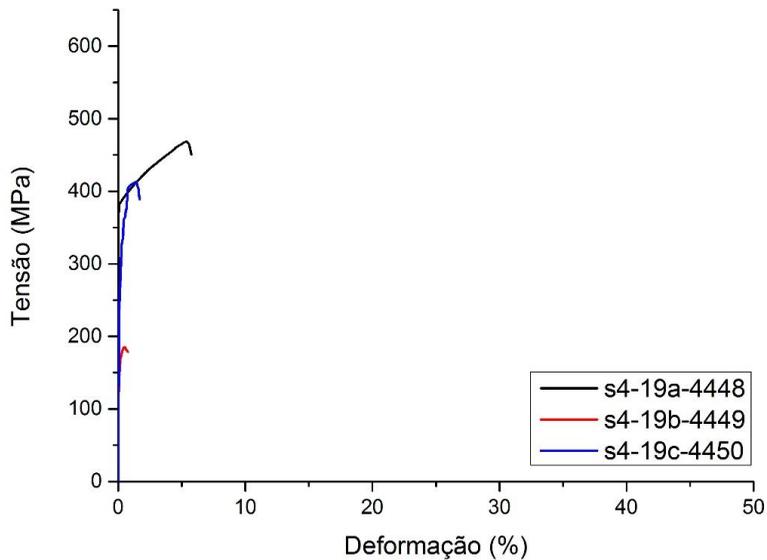


Figura B.3 – Gráfico tensão x deformação – amostra S4.



Figura B.4 – Amostras S4 rompidas

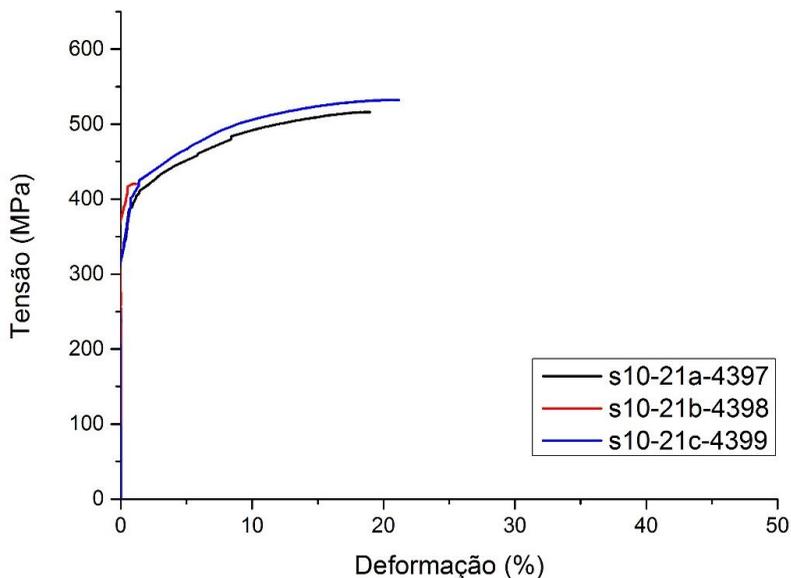


Figura B.5 – Gráfico tensão x deformação – amostra S10.



Figura B.6 – Amostras S10 rompidas

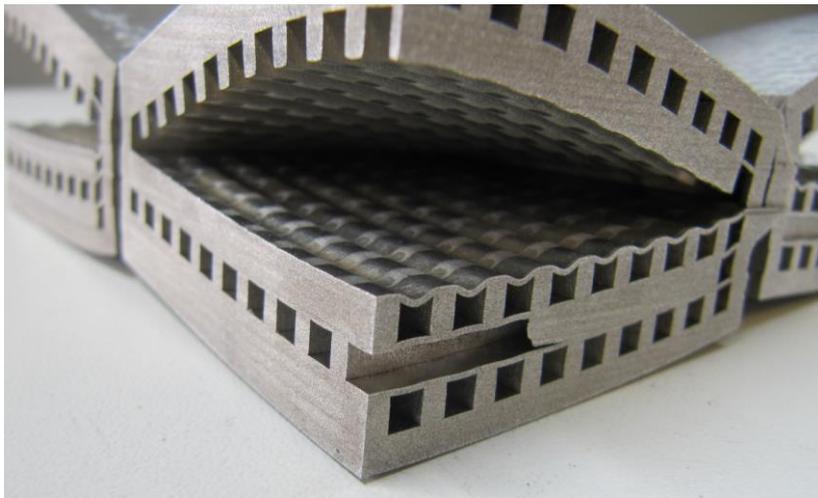
APÊNDICE C – FOTOS CORPO DE PROVA ROMPIDO

Figura C.1 - Corpo de prova CP-5 rompido a 600 bar.



Figura C.2 - Corpo de prova CP-5 rompido a 600 bar.