



*Universidade Federal da Paraíba
Centro de Tecnologia
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica
Mestrado - Doutorado*

**ANÁLISE NUMÉRICA TRANSIENTE TÉRMICA
ESTRUTURAL DAS TENSÕES RESIDUAIS EM
VASOS DE PRESSÃO CILÍNDRICOS
SUBMETIDOS A REPARO POR SOLDA DE
ACORDO COM A NORMA ASME PCC-2-2015**

por

Jayann Ismar Lira Almeida

Tese de Doutorado submetida à Universidade Federal da Paraíba
como partes dos requisitos para obtenção do título de Doutor

JAYANN ISMAR LIRA ALMEIDA

**ANÁLISE NUMÉRICA TRANSIENTE TÉRMICA
ESTRUTURAL DAS TENSÕES RESIDUAIS EM
VASOS DE PRESSÃO CILÍNDRICOS
SUBMETIDOS A REPARO POR SOLDA DE
ACORDO COM A NORMA ASME PCC-2-2015**

Tese de Doutorado apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal da Paraíba, em cumprimento às exigências para obtenção do Título de Doutor.

Orientador: Professor Dr. Marcelo Cavalcanti Rodrigues

A447a Almeida, Jayann Ismar Lira.

Análise numérica transiente térmica estrutural das tensões residuais em vasos de pressão cilíndricos submetidos a reparo por solda de acordo com a norma ASME PCC-2-2015 / Jayann Ismar Lira Almeida.- João Pessoa, 2017.

157 f.: il-

Orientador: Profº. Drº. Marcelo Cavalcanti Rodrigues.

Tese (Doutorado) - UFPB/CT

1. Engenharia Mecânica. 2. Tensões Residuais. 3. Vasos de Pressão. 4. Reparos. 5. Elementos Finitos. I. Título.

UFPB/BC

CDU-621(043)

**ANÁLISE NUMÉRICA TRANSIENTE TÉRMICA ESTRUTURAL
DAS TENSÕES RESIDUAIS EM VASOS DE PRESSÃO
CILÍNDRICOS SUBMETIDOS A REPARO POR SOLDA
DE ACORDO COM A NORMA ASME PCC-2-2015**

por

Jayann Ismar Lira Almeida

Tese aprovada em 20 de fevereiro de 2017

Marcelo Cavalcanti Rodrigues
Prof. Dr. Marcelo Cavalcanti Rodrigues
Orientador

Abel Cavalcante Lima Filho
Prof. Dr. Abel Cavalcante Lima Filho
Examinador Interno

João Bosco de Aquino Silva
Prof. Dr. João Bosco de Aquino Silva
Examinador Interno

Koje Daniel V. Mishina,
Prof. Dr. Koje Daniel Vasconcelos Mishina
Examinador Externo

José Carlos de Lima Júnior
Prof. Dr. José Carlos de Lima Júnior
Examinador Externo

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho a Deus, por está me iluminando em mais uma etapa da minha vida e a todas as pessoas que contribuíram para minha formação.

AGRADECIMENTOS

A Deus, que me iluminou imensamente durante este período, pois sem Sua providência nada seria possível.

A minha família, pela dedicação e compreensão em todas as etapas desta e de outras caminhadas.

Ao professor Marcelo Cavalcanti Rodrigues pela sua orientação, força, incentivo, exemplo e preciosos ensinamentos durante todo este período de trabalho.

Ao meu amigo Heitor Abdias da Silva Pereira, por todo seu apoio, dedicação, esforço e compartilhamento no decorrer deste trabalho.

A minha amiga Drielly Barbosa de Oliveira, pelo apoio e compreensão.

Ao meu amigo Caio Lira, pelo seu esforço dispensado nesta tese.

Aos amigos e professores que integram o Laboratório de Engenharia de Precisão, da Universidade Federal da Paraíba.

Aos amigos e professores que integram o Laboratório de Integridade e Inspeção, da Universidade Federal da Paraíba.

A todos os professores, funcionários e amigos do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

A Banca Examinadora, pelas correções e sugestões para enriquecer o presente trabalho.

A CNPQ pelo apoio financeiro.

ANÁLISE NUMÉRICA TRANSIENTE TÉRMICA ESTRUTURAL DAS TENSÕES RESIDUAIS EM VASOS DE PRESSÃO CILÍNDRICOS SUBMETIDOS A REPARO POR SOLDA DE ACORDO COM A NORMA ASME PCC-2-2015

RESUMO

Esse trabalho de tese tem como objetivo a determinação das tensões residuais de vasos de pressão cilíndricos submetidos a reparos por solda usando a norma ASME PCC-2-2015 via análise numérica. Os métodos de análises de tensões residuais na grande maioria das vezes são dispendiosos e demandam certo tempo para serem realizados, principalmente em estruturas de grande porte como vasos de pressão, além de que é importante observar o comportamento dessas tensões principalmente nas zonas termicamente afetadas. No reparo por soldagem, a luva é anexada ao vaso de pressão através de duas soldas longitudinais e duas transversais. Foi realizada a modelagem do vaso de pressão, do reparo e das soldas de acordo com a norma, e a qualidade da malha em elementos finitos foi analisada. Os parâmetros de soldagem foram adotados com o que acontece na prática, e com isso foram obtidos a distribuição de temperatura e fluxo de calor. Os objetivos foram analisar as tensões residuais longitudinais, tangenciais e de von Mises nas regiões da solda, vaso de pressão e no reparo para verificar o comportamento dessas tensões após o período de resfriamento pelo Método dos Elementos Finitos. Este trabalho mostra que a análise numérica pode ser utilizada com eficiência e objetividade em situações de presença de tensões residuais devido a soldagem.

Palavras chaves: Tensões Residuais, Vasos de pressão, Reparos, Elementos Finitos.

**THERMAL TRANSIENT ANALYSIS OF BEHAVIOR OF
RESIDUAL STRESSES IN CYLINDRICAL PRESSURE VESSELS
SUBMITTED TO WELD REPAIR ACCORDING TO STANDARD
ASME PCC-2-2015**

ABSTRACT

This thesis aims to determine the residual stresses of cylindrical pressure vessels submitted to weld repairs using the standard ASME PCC-2-2015 via numerical analysis. The residual stress analysis methods are, in most cases, costly and time consuming, especially in large structures such as pressure vessels, and it is important to observe the behavior of these stresses mainly in the thermally affected areas. In welding repair, the sleeve is attached to the pressure vessel through two longitudinal welds and two transverse welds. Modeling of the pressure vessel, the repair and the welds according to the norm was carried out, and the finite element mesh quality was analyzed. The welding parameters were adopted with what happens in practice, and with this the temperature and heat flux distribution were obtained. The objectives were to analyze the longitudinal, tangential and von Mises residual stresses in the regions of the weld, pressure vessel and repair during the welding period, and to verify the behavior of these stresses after the cooling period by the Finite Element Method. The deformations in the repair after welding were analyzed to calculate the retraction pressure. This work shows that numerical analysis can be used with efficiency and objectivity in situations with residual stress by weld.

Keywords: Structural Integrity, Pressure Vessels, Repairs, Finite Elements

LISTA DE SÍMBOLOS

API	American Petroleum Institute
ASME	American Society of Mechanical Engineers
E	Módulo de Elasticidade Longitudinal
λ	Comprimento de onda da interação
γ_F	Energia específica de fratura
γ_s	Energia de superfície
σ_{\max}	Tensão máxima resultante
I	Interferência
δ_1	deformação radial da jaqueta
δ_2	deformação radial do tubo
v	Coeficiente de Poisson
p_s	Pressão de retração
T_s	Espessura da luva de reforço
T_p	Espessura do vaso de pressão
G	Espaço entre a luva e o vaso (gap)
σ_{circ}	Tensão circumferencial
σ_{long}	Tensão longitudinal
p	Pressão interna
t	Espessura do vaso de pressão mais a espessura da luva
τ	tensão de cisalhamento
σ_1	tensão principal no eixo x
σ_2	tensão principal no eixo y
σ_{VonMises}	tensão de von Mises
σ_t	Tensão de tração
a	Raio interno do vaso de pressão
b	Raio externo do vaso de pressão
c	Raio externo do reparo

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 - Distribuição da tensão axial na superfície interna do tubo.....	24
Figura 1.2 - Comparação das tensões transversais e longitudinais usando elementos finitos e a técnica experimental de Chang.....	28
Figura 1.3 - Tensão residual (a) experimental e (b) por análise numérica.....	29
Figura 2.1 - Ligação iônica na formação do cloreto de sódio.....	36
Figura 2.2 - Compartilhamento de elétrons na ligação covalente.....	37
Figura 2.3 - Material apresentando fratura frágil e dúctil.....	40
Figura 2.4 - Rede cristalina (a) Cúbico de corpo centrado; (b) Cúbico de face centrada.....	41
Figura 2.5 - Deslizamento em um sólido cristalino.....	41
Figura 2.6 - Diagrama tensão x deformação em um ensaio uniaxial.....	42
Figura 2.7 - Tipos de juntas bastante utilizado na soldagem.....	43
Figura 2.8 - Posições de soldagem para chapas e tubos.....	44
Figura 2.9 - Principais tipos de chanfros na soldagem.....	45
Figura 2.10 - Regiões da junta soldada.....	46
Figura 2.11 - Diluição de uma junta soldada.....	46
Figura 2.12 - Soldagem simultânea em uma solda circunferencial extensa.....	48
Figura 2.13 - Soldagem externa de um cilindro por arco submerso.....	50
Figura 2.14 - Sequência de soldagem por “passo peregrino”.....	51
Figura 2.15 - Eficiência relativa de soldas de topo em V simples para a resistência à fadiga.....	51
Figura 2.16 - Inspeção visual na soldagem de um vaso de pressão cilíndrico.....	53
Figura 2.17 - Inspeção em um vaso de pressão por líquido penetrante.....	53
Figura 2.18 - Exemplos de soldas (a) facilmente radiografáveis e (b) difíceis de radiografar.....	54
Figura 2.19 - Inspeção por ultrassom de um cordão de solda circunferencial em um vaso de pressão.....	55
Figura 2.20 - Esquema da Luva Tipo A.....	56
Figura 2.21 - Esquema da luva Tipo B.....	57
Figura 2.22 - Esquema da luva tipo B com espessura menor ou igual a 1,4 vezes a espessura do vaso.....	57

Figura 2.23 - Esquema da luva tipo B com espessura maior que 1,4 vezes a espessura do vaso.....	58
Figura 2.24 - Aproximação de função continua por partes.	60
Figura 2.25 - Conexão entre dois cilindros vazados com malha aplicada formada por elementos poliédricos.	61
Figura 2.26 - Corpo Tridimensional.	64
Figura 2.27 - Equilíbrio do volume elementar.	65
Figura 2.28 - Tetraedro com um volume elementar na superfície.....	67
Figura 2.29 - Superfície elementar deformada.	68
Figura 2.30 - Elemento tetraédrico.	73
Figura 2.31 - Elemento tetraédrico.	74
Figura 2.32 - Cubo para divisão em tetraedros.....	79
Figura 2.33 - Corpo elástico tridimensional.	80
Figura 2.34 - Restrições nodais: (a) pontual, (b) de linha e (c) de plano.	80
Figura 2.35 - Peça de metal com uma superfície de pirâmide.....	81
Figura 2.36 - Ajustagem por retração de um cilindro laminado e o vaso de pressão....	82
Figura 3.1 - Tubulação com corrosão para estudo de caso.....	86
Figura 3.2 - Perfil retangular.	88
Figura 3.3 - Relação trigonométrica para o ângulo central.	89
Figura 3.4 - (a) vista lateral com o passo do arco e (b) primeiro volume criado.....	89
Figura 3.5 - Primeiro perfil da zona corroída.	90
Figura 3.6 - (a) vista lateral com o passo do arco e (b) volume da primeira zona corroída.....	90
Figura 3.7 - Segundo perfil da zona corroída.	90
Figura 3.8 - Segundo perfil da zona corroída.	91
Figura 3.9 - Modelagem dos perfis da zona com perda de espessura.	91
Figura 3.10 - Vaso de pressão modelado com a corrosão externa.	92
Figura 3.11 - Largura do defeito causado pela corrosão.	92
Figura 3.12 - Modelagem da largura do reparo.	93
Figura 3.13 - Raio interno e externo da luva.	94
Figura 3.14 - Modelagem do chanfro do (a) Perfil em V e (b) Em toda largura do reparo.	94
Figura 3.15 - Detalhe da solda longitudinal (a) Em perfil e (b) Em perspectiva.....	95
Figura 3.16 - Detalhe da solda circunferencial (a) Em perfil e (b) Em perspectiva.	95

Figura 3.17 - Modelagem completa do conjunto vaso de pressão-reparo-solda.....	96
Figura 3.18 - Modelo bilinear do diagrama tensão x deformação do aço ASTM A516.	
.....	98
Figura 3.19 - Geração da malha no modelo geométrico do conjunto vaso de pressão-reparo-solda.....	99
Figura 3.20 - (a) Largura do cordão de solda longitudinal e (b) representação da malha no cordão de solda longitudinal.....	100
Figura 3.21 - Valor médio do parâmetro Skewness.....	101
Figura 3.22 - Condição de contorno de convecção pelo ambiente nas superfícies externas do conjunto vaso de pressão-reparo-solda.....	102
Figura 3.23 - Condição de contorno de radiação pelo ambiente nas superfícies externas do conjunto vaso de pressão-reparo-solda.....	103
Figura 3.24 - Ponto inicial e o caminho a ser percorrido pela primeira solda longitudinal (primeira carga térmica).	105
Figura 3.25 - Ponto inicial e o caminho a ser percorrido pela segunda solda longitudinal (segunda carga térmica).....	105
Figura 3.26 - Ponto inicial e o caminho percorrido pela primeira solda circunferencial (terceira carga térmica).	107
Figura 3.27 - Ponto inicial e o caminho percorrido pela segunda solda circunferencial (quarta carga térmica).	108
Figura 3.28 - Condição de contorno de restrição fixa nas extremidades do vaso de pressão.	108
Figura 3.29 - Resultado da convergência para as análises transiente (a) térmica e (b) estrutural.	109
Figura 4.1 - Distribuição de temperatura em função do tempo durante o processo de soldagem.....	112
Figura 4.2 - Distribuição do fluxo de calor total em função do tempo durante o processo de soldagem.	113
Figura 4.3 - Distribuição das tensões a) longitudinais, b) tangenciais e c) de von Mises na estrutura.	115
Figura 4.4 - Detalhe da região crítica das tensões residuais (a) na primeira solda longitudinal e (b) na segunda solda longitudinal na estrutura com o reparo.....	117
Figura 4.5 - Distribuição das tensões a) longitudinais, b) tangenciais e c) de von Mises na estrutura sem o reparo.....	118

Figura 4.6 - Detalhe da região crítica das tensões residuais (a) na primeira solda longitudinal e (b) na segunda solda longitudinal na estrutura sem o reparo.	119
Figura 4.7 - Comportamento das tensões longitudinais no vaso de pressão e reparo na primeira solda longitudinal.....	120
Figura 4.8 - Comportamento das tensões tangenciais no vaso de pressão e reparo na primeira solda longitudinal.....	122
Figura 4.9 - Comportamento das tensões tangenciais no vaso de pressão e reparo na primeira solda longitudinal.....	123
Figura 4.10 - Região de análise das tensões residuais na solda longitudinal e circunferencial.....	124
Figura 4.11 - Localização dos pontos selecionados na região da solda longitudinal e circunferencial.....	125
Figura 4.12 - Distribuição das tensões residuais na região da solda longitudinal e circunferencial a) longitudinais, b) transversais e c) de von Mises.....	126
Figura 4.13 - Localização dos pontos abaixo da solda circunferencial.....	128
Figura 4.14 - Distribuição das tensões residuais na região da solda longitudinal e circunferencial no vaso de pressão a) longitudinais, b) transversais e c) de von Mises.	129
Figura 4.15 - Comportamento das tensões longitudinais no vaso de pressão e reparo na segunda solda longitudinal.	131
Figura 4.16 - Comportamento das tensões tangenciais no vaso de pressão e reparo na segunda solda longitudinal.	133
Figura 4.17 - Comportamento das tensões de von Mises no vaso de pressão e reparo na segunda solda longitudinal.	134
Figura 4.18 - Localização dos pontos selecionados na região da segunda solda longitudinal e circunferencial.	135
Figura 4.19 - Distribuição das tensões residuais na região da segunda solda longitudinal e circunferencial a) longitudinais, b) transversais e c) de von Mises.	136
Figura 4.20 - Localização dos pontos abaixo da solda circunferencial na segunda solda longitudinal.	138
Figura 4.21 - Distribuição das tensões residuais na região da segunda solda longitudinal e circunferencial no vaso de pressão a) longitudinais, b) transversais e c) de von Mises.	139
Figura 4.22 - Deformação direcional no eixo z.....	141

Figura 4.23 - Deformação direcional no eixo z na região da solda.....	141
Figura 4.24 - Análise das tensões de von Mises na região da corrosão (a) com o reparo e (b) sem o reparo.....	143
Figura 4.25 - Distribuição das tensões residuais de von Mises em relação ao primeiro cordão de solda longitudinal.....	144
Figura 4.26 - Distribuição das tensões residuais de von Mises em relação ao segundo cordão de solda longitudinal.....	144

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 - Valores da espessura da parede do vaso de pressão para os planos longitudinal e circunferencial	87
Tabela 3.2 - Propriedades Mecânica para o aço ASTM A516 Grau 70	97
Tabela 3.3 - Qualidade da malha de acordo com o valor do <i>Skewness</i>	100
Tabela 3.4 - Parâmetros para o processo de soldagem	104
Tabela 3.5 - Dados de entrada de tempo para a primeira carga térmica.....	104
Tabela 3.6 - Dados de entrada de tempo para a segunda carga térmica.....	105
Tabela 3.7 - Dados de entrada de tempo para a terceira carga térmica.....	107
Tabela 3.8 - Dados de entrada de tempo para a quarta carga térmica.....	107
Tabela 4.1 - Tensões residuais longitudinais para cada ponto selecionado.....	120
Tabela 4.2 - Tensões residuais tangenciais para cada ponto selecionado.	121
Tabela 4.3 - Tensões residuais de von Mises para cada ponto selecionado.	123
Tabela 4.4 - Comparação das tensões residuais longitudinais no vaso de pressão em relação aos pontos simétricos no centro do cordão de solda circunferencial.	129
Tabela 4.5 - Comparação das tensões residuais transversais no vaso de pressão em relação aos pontos simétricos no centro do cordão de solda circunferencial.	130
Tabela 4.6 - Comparação das tensões residuais de von Misess no vaso de pressão em relação aos pontos simétricos no centro do cordão de solda circunferencial.	130
Tabela 4.7 - Tensões residuais longitudinais para cada ponto selecionado na segunda solda longitudinal.	131
Tabela 4.8 - Tensões residuais tangenciais para cada ponto selecionado na segunda solda longitudinal.	132
Tabela 4.9 - Tensões residuais de von Mises para cada ponto selecionado na segunda solda longitudinal.	134
Tabela 4.10 - Comparação das tensões residuais longitudinais no vaso de pressão em relação aos pontos simétricos no centro do cordão da segunda solda circunferencial.	139
Tabela 4.11 - Comparação das tensões residuais transversais no vaso de pressão em relação aos pontos simétricos no centro do cordão da segunda solda circunferencial.	140
Tabela 4.12 - Comparação das tensões residuais de von Misess no vaso de pressão em relação aos pontos simétricos no centro do cordão de solda circunferencial.	140

SUMÁRIO

DEDICATÓRIA	iii
AGRADECIMENTOS	iv
RESUMO.....	v
ABSTRACT	vi
LISTA DE SÍMBOLOS	vii
LISTA DE FIGURAS.....	viii
LISTA DE TABELAS	xiii
SUMÁRIO.....	xiv
CAPÍTULO I: APRESENTAÇÃO	18
1.1 Visão Geral.....	18
1.2 Tensões Residuais	19
<i>1.2.1 Processos geradores de tensões residuais.....</i>	<i>20</i>
<i>1.2.2 Técnicas de medição de tensões residuais</i>	<i>20</i>
<i>1.2.3 Tratamento térmico de alívio de tensões residuais</i>	<i>21</i>
<i>1.2.4 Tensão residual no comportamento dos materiais.....</i>	<i>22</i>
1.3 Estado da Arte	23
<i>1.3.1 Tensões residuais devido à soldagem.....</i>	<i>23</i>
<i>1.3.2 Métodos de elementos finitos aplicados às tensões residuais devido à soldagem</i>	<i>26</i>
<i>1.3.3 Reparos em vasos de pressão</i>	<i>29</i>
1.4 Justificativa	31
1.5 Motivação	31
1.6 Objetivo Geral	32
<i>1.6.1 Objetivos específicos</i>	<i>32</i>
1.7 Estrutura da Tese	33
CAPÍTULO II: FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	34
2.1 Introdução	34
2.2 Conceitos Iniciais de Soldagem	35
2.3 A Coesão dos Sólidos Cristalinos	36
<i>2.3.1 A resistência de um sólido cristalino.....</i>	<i>39</i>
<i>2.3.2 O comportamento plástico dos sólidos cristalinos.....</i>	<i>41</i>
2.4 Tipos de Juntas, Chanfros e Regiões da Solda.....	43
2.5 Preparação para a Soldagem nos Vasos de Pressão	47

2.5.1 Soldagem de Vasos de Pressão	48
2.5.2 Exame Não-Destrutível nas Soldas	52
2.6 Reparos de Acordo com a Norma ASME PCC-2-2015.....	55
2.7 Conceitos Fundamentais sobre o Método dos Elementos Finitos	59
2.7.1 Aspectos Gerais do Método dos Elementos Finitos	61
2.7.2 Aplicações do Método dos Elementos Finitos.....	61
2.7.3 Programas de Computador.....	62
2.8 Método dos Elementos Finitos.....	63
2.8.1 Tensões e Equilíbrio	64
2.8.2 Condições de Contorno	66
2.8.3 Relações Deformação Específica-Deslocamento.....	68
2.8.4 Relações Tensão-Deformação Específica	69
2.8.5 Efeito de Temperatura.....	70
2.8.6 Tensão de von Mises.....	71
2.9 Modelagem Tridimensional utilizando o Método dos Elementos Finitos	72
2.9.1 Rígidez do Elemento	77
2.9.2 Cálculos de Tensão.....	77
2.9.3 Preparação da Malha.....	78
2.9.4 Modelagem de Problemas Tridimensionais	79
2.10 Cálculo da pressão de retração	81
2.11 Considerações Finais	83
CAPÍTULO III: MODELAGEM DO CONJUNTO VASO DE PRESSÃO-SOLDA-REPARO DE ACORDO COM A NORMA ASME PCC-2-2015 E PROCEDIMENTOS PARA A ANÁLISE NUMÉRICA	85
3.1 Introdução	85
3.2 Estudo de Caso.....	86
3.3 Procedimentos para a Modelagem Geométrica do Conjunto Vaso de Pressão-Reparo-Solda.....	87
3.3.1 Modelagem do Vaso de Pressão com Corrosão.....	88
3.3.2 Modelagem do Reparo com base na Norma ASME PCC-2-2015.....	92
3.3.3 Modelagem da Solda	94
3.4 Modelagens do Conjunto Vaso de pressão-reparo-solda para Realização da Análise Numérica.....	96
3.4.1 Propriedade do Material.....	96

3.4.2 Geração da Malha.....	99
3.5 Condições de Contorno para as Análises em Elementos Finitos.....	101
3.5.1 Condições de Contorno para a Análise Transiente Térmica	101
3.5.2 Condições de Contorno para a Análise Transiente Estrutural	108
3.6 Resultado da Convergência para as Análises Transiente Térmica e Estrutural	109
3.7 Considerações Finais	110
CAPÍTULO IV: RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	111
4.1 Introdução	111
4.2 Análise transiente térmica do conjunto vaso de pressão e reparo	112
4.2.1 Distribuição de temperatura no conjunto vaso de pressão e reparo	112
4.2.2 Distribuição do fluxo de calor total no conjunto vaso de pressão e reparo.	113
4.3 Análise transiente estrutural do conjunto vaso de pressão e reparo	114
4.3.1 Análise do comportamento das tensões residuais longitudinais na região da primeira solda longitudinal.....	119
4.3.2 Análise do comportamento das tensões residuais tangenciais na região da primeira solda longitudinal.....	121
4.3.3 Análise do comportamento das tensões residuais de von Mises na região da primeira solda longitudinal.....	122
4.3.4 Distribuição das tensões residuais na região da primeira solda longitudinal e circunferencial.....	124
4.3.5 Análise do comportamento das tensões residuais longitudinais na região da segunda solda longitudinal.....	130
4.3.6 Análise do comportamento das tensões residuais tangenciais na região da segunda solda longitudinal.....	132
4.3.7 Análise do comportamento das tensões residuais de von Mises na região da segunda solda longitudinal.....	133
4.3.8 Distribuição das tensões residuais na região da segunda solda longitudinal e circunferencial.....	135
4.4 Cálculo da pressão de retração	140
4.5 Análise das Tensões de von Mises com e sem o Reparo com a Pressão Interna	142
4.6 Análise da Distribuição das Tensões Residuais de von Mises nos Cordões de Solda Longitudinal	143

CAPÍTULO V: CONCLUSÃO	146
5.1 Considerações Finais	146
5.2 Sugestões para Trabalhos Futuros.....	148
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	149

CAPÍTULO I:

APRESENTAÇÃO

1.1 Visão Geral

O estudo sobre a avaliação da integridade estrutural está sempre presente no cotidiano dos engenheiros, seja para projetar, reparar ou até mesmo avaliar se o equipamento está de acordo com as normas, para que assim realize a operação com segurança.

Essa análise geralmente é baseada em determinar se um parâmetro (ou mais) esteja dentro da tensão admissível por exemplo, para o respectivo material, estes parâmetros podem ser: resistência ao escoamento, limite de ruptura, limite de fluência, limite de fadiga, limitações de temperatura, entre outros. Caso algum desses parâmetros superem seus limites admissíveis, diz-se que o equipamento está operando em risco e que pode sofrer dano a qualquer momento.

Para avaliar esses parâmetros, algumas normas são desenvolvidas com o intuito de auxiliar o comportamento do equipamento e verificar se o mesmo pode continuar em operação. Dentre essas normas, se destaca a *API (American Petroleum Institute) 579* (2000), que contem três níveis de *FFS (Fitness for Service)* para equipamentos sujeitos a corrosão por pite, corrosão generalizada uniforme, soldagens, fratura por fluência, dano por fogo, entre outros.

ALMEIDA (2012) desenvolveu a análise transiente térmica numérica da integridade estrutural em vasos de pressão cilíndricos com corrosão de acordo com os níveis da API 579, no qual ele variou vários parâmetros, como a pressão de trabalho e temperatura de trabalho, para obter as variações de tensões de von Mises e comparar

com a tensão admissível do material do vaso de pressão para os vários tipos de situação propostas.

É nesse contexto que o presente trabalho de tese está desenvolvido, realizar a determinação das tensões residuais na solda via análise numérica transiente térmica do vaso de pressão cilíndrico com corrosão submetidos a reparos por soldagem de acordo com a norma ASME PCC-2-2015, no qual detalha todos os procedimentos teóricos e técnicos para a construção desses reparos, além de todas variáveis necessárias para a determinação dessas tensões residuais.

1.2 Tensões Residuais

De uma maneira simples, entende-se por tensões residuais como tensões que permanecem agindo no material mesmo quando todas as forças externas são retiradas. Essas tensões possuem comportamento elástico, podendo ser benéficas ou não às estruturas e equipamentos, dependendo de sua magnitude, sinal e distribuição (LU, 2005).

As tensões residuais se dividem em três categorias: macroscópicas, microscópicas e submicroscópicas. A primeira tensão citada, também chamada de tensão residual do tipo I, é homogênea no volume de vários grãos e causa deformações praticamente uniformes em muitos grãos. Podem ser encontradas em materiais que sofreram deformação plástica não uniforme, como dobramento, processo de laminação, gradientes térmicos e têmpera de aços.

A tensão residual microscópica, conhecida como tipo II, são as que possuem distribuição homogênea ao longo de apenas um grão. Podem ocorrer em interfaces entre fase e partículas precipitadas e a matriz. Originam-se durante a deformação elastoplástica de um material policristalino numa microestrutura aleatória, porém orientados.

Por fim, as tensões residuais submicroscópicas ou do tipo III, chamada por alguns autores de microtensões. Essas tensões abrangem distâncias interatômicas, menores que um grão. Essas tensões ocorrem nos materiais metálicos sujeitos a processos que produzam descontinuidades na rede cristalina como lacunas, impurezas, defeito de empilhamento, entre outros (HIRSCH, 2006).

1.2.1 Processos geradores de tensões residuais

As tensões residuais são originadas através de alguns processos e mecanismos como: soldagem, tratamentos térmicos e termoquímicos de endurecimento superficial (têmpera, carbonatação e nitretação), fundição e conformação mecânica.

Um processo importante na fabricação de tubos e que gera tensão residual é a conformação mecânica como laminação, dobramentos e extrusão. Durante esses processos, ao ser aliviada a carga, as partes centrais do metal, que escoaram menos, tendem a voltar para o seu comprimento inicial forçando as partes externas a se encurtarem, pois houve maior escoamento nessa região, tornando-a acomodada num comprimento maior que o inicial. Assim, são geradas tensões residuais compressivas na superfície e tensões trativas na região central da peça em reação das duas regiões que retornaram ao comprimento inicial (GUIMARÃES, 1990).

Na soldagem, a geração de tensão residual se dá através do resfriamento das regiões aquecidas. As altas temperaturas, as quais são realizadas os processos de soldagem, o módulo de elasticidade e a resistência ao escoamento do metal tornam-se muito pequenos fazendo com que o metal expanda devido à facilidade ao escoamento do material. Ao resfriar, o metal recupera sua rigidez impedindo que a contração ocorra em todas as regiões (RODRIGUES, 2007).

Quando há transformação de fases durante a soldagem, ou seja, a austenita transforma para ferrita (bainita, perlita ou martensita) as tensões surgem porque ocorre um aumento de volume (RODRIGUES, 2007). Durante o processo de têmpera (resfriamento do metal até a fase martensítica) há um aumento da dureza na superfície do material, sem alterar microestrutura do seu núcleo. Esse aumento de dureza é resultante da mudança de microestrutura na superfície da chapa fazendo com que crie um estado de tensões compressivas no mesmo local (HIRSCH, 2006).

1.2.2 Técnicas de medição de tensões residuais

Há três tipos de ensaios para medição de tensões residuais, estabelecidas de acordo com o dano introduzido no material quando ensaiado: destrutivas, semidestrutivas e não destrutivas. As técnicas destrutivas são aquelas que impossibilitam usar o corpo-de-prova ao término do ensaio. As semidestrutivas não comprometem a integridade do material, e por fim, as não destrutivas não provocam

qualquer dano no material. A seguir, citam-se algumas técnicas para medir tensões residuais:

- Furo cego ou hole drilling;
- Seccionamento;
- Remoção de camadas ou da deflexão;
- Difração de raio X;
- Difração de nêutrons;
- Ultrassom;
- Barkhausen.

1.2.3 Tratamento térmico de alívio de tensões residuais

Tratamento térmico é o conjunto de operações de aquecimento e resfriamento a que são submetidos os aços, sob condições controladas de temperatura, tempo, atmosfera e velocidade de resfriamento, com objetivo de alterar as suas propriedades ou conferir-lhes características determinadas (CHIAVERINI, 1988).

As propriedades dos aços dependem, em princípio, da sua estrutura. Os tratamentos térmicos modificam, em maior ou menor escala, a estrutura dos aços, resultando, em consequência na alteração mais ou menos pronunciada, de suas propriedades (CHIAVERINI, 1988). Cada uma das estruturas obtidas apresenta seus característicos próprios, que se transferem ao aço, conforme a estrutura ou combinação de estrutura ou combinação de estruturas presentes.

Pelo exposto, pode-se perfeitamente avaliar a importância dos tratamentos térmicos, sobretudo nos aços de alto carbono e nos que apresentam também elementos de liga. De fato, se geralmente muitos aços de baixo e médio carbono são usados nas condições típicas do trabalho a quente, isto é, nos estados forjado e laminado, quase todos os aços de alto carbono ou com elementos de liga, são obrigatoriamente submetidos a tratamentos térmicos antes de serem colocados em serviço (MOREIRA e LEBRÃO, 2003).

Os principais objetivos dos tratamentos térmicos são os seguintes:

- remoção de tensões internas;
- Aumento da resistência mecânica;
- Melhora da ductilidade;
- Melhora da usinabilidade;

- Melhora na resistência ao desgaste;
- Melhora das propriedades de corte;
- Melhora da resistência ao calor;
- Modificação das propriedades elétricas e magnéticas.

1.2.4 Tensão residual no comportamento dos materiais

A presença de tensões residuais em componentes de engenharia pode alterar significantemente a resistência à fratura, a vida em fadiga e a capacidade destes materiais de suportar carregamento. Uma vez que estas tensões residuais se sobreponem à tensão aplicada ao equipamento elas podem aumentar ou reduzir a tensão efetiva aplicada, conforme sua natureza trativa ou compressiva.

As tensões residuais trativas podem ser deletérias, uma vez que estas tensões ao somarem-se às tensões trativas aplicadas no componente auxiliam a iniciação e o crescimento de trincas de fadiga, enquanto que as tensões residuais compressivas, ao se oporem a direção de carregamento trativo, reduzem o nível de tensão aplicada e inibem a iniciação e a propagação de trincas.

A natureza benéfica ou deletéria das tensões residuais parece estar relacionada a três fatores:

- Ao tipo de material, ou seja se ele encrua ou amolece durante a deformação plástica cíclica;
- Ao perfil de tensões residuais introduzidas durante o processamento termomecânico e a redistribuição destas tensões residuais que ocorrem durante a deformação cíclica;
- Ao tipo de carregamento que o material será submetido durante sua utilização.

Destes fatores, a redistribuição de tensões residuais que ocorre durante a deformação plástica cíclica é um fenômeno importante, uma vez que pode converter tensões residuais compressivas, pré-existentes no material, em tensões residuais trativas. As tensões residuais do tipo I são, particularmente, importantes em engenharia para análise estrutural em componentes, uma vez que podem comprometer ou aumentar a vida útil de um material.

A maior parte das trincas de fadiga inicia-se na superfície ou em regiões subsuperficiais. De fato, a superfície é a região do componente que geralmente suporta a maior carga aplicada durante operação, estando muitas vezes sujeita às condições ambientais adversas e podendo até mesmo conter defeitos e 52 tensões residuais

provenientes do processo de fabricação, e/ou de montagem e operação. Portanto, processos mecânicos ou tratamentos térmicos que produzam o aparecimento de tensões residuais compressivas na superfície de componentes mecânicos são bastante empregados em elementos vitais de projeto, sujeitos à condições difíceis de trabalho, visando inibir a iniciação e a propagação de trincas de fadiga e reforçar a resistência à fadiga, a resistência à corrosão sob tensão e a resistência à fadiga intragranular.

1.3 Estado da Arte

1.3.1 Tensões residuais devido à soldagem

O estudo das tensões residuais e corrosão na mecânica computacional é muito recente, visto que o advento das técnicas de elementos finitos começaram apenas no meio do século passado. Porém, esses estudos estão se aperfeiçoando rapidamente e muitos trabalhos estão sendo desenvolvidos.

As tensões residuais em seções soldadas de aços são principalmente formadas durante a soldagem e o consequente processo de resfriamento está associada com as deformações plásticas não uniformes. Como uma das imperfeições iniciais mais importantes em perfis de aço soldados, isso tem efeitos significativos sobre a capacidade de carga, especialmente a força de flambagem de elementos estruturais de aço, resultando em escoamento prematuro e perda de rigidez (BAN, 2013).

Muitos campos de pesquisas mostram que normalmente vigas e tubulações de aço em suas extremidades próximas aos rolamentos são mais suscetíveis a danos com a corrosão devido ao vazamento de água na articulação e acúmulo de umidade e chuva de água em torno dos mesmos (TAMAKOSHI *et al.*, 2006). Em muitos casos foram encontrados a perda excessiva de espessura e consequentemente de rigidez nos rolamentos. KAYSER (1989), indica que a perda de material devido à corrosão tem mais influência nos rolamentos do que nos flanges, e isto causa uma grande redução percentual de cisalhamento e na confiabilidade do rolamento.

Nas interseções de linhas de solda, um espaço vazio é criado para a passagem da solda, esses vazios locais reduz a área da seção transversal e gera alta concentração de tensão no cordão de solda. Essa concentração de tensão aumenta e a resistência à fadiga diminui consideravelmente quando a deformação por cisalhamento é induzida no interior desses vazios (MIKI *et al.*, 1994). Experimentos em análises de elementos

finitos foram realizados por TATEISHI *et al.*, (2013) em corpos de prova para especificar o comportamento local das tensões em torno desses vazios.

DENG e MURAKAWA (2005) realizaram simulações numéricas para tensões residuais em tubos de aços inoxidáveis, ele analisaram quatro regiões do duto separados em 90°. Os resultados das tensões axiais podem ser vistas na Fig. (1.1).

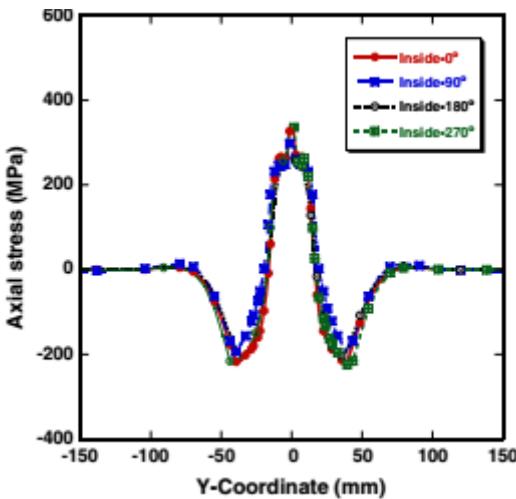


Figura 1.1 - Distribuição da tensão axial na superfície interna do tubo.

Fonte: (DENG e MURAKAWA, 2005).

Os resultados mostram que as maiores tensões axiais (longitudinais) ocorrem no centro do cordão de solda, e diminuem a uma certa distância até cerca de 50 mm, e voltam a aumentar e se estabilizam a após cerca de 75 mm.

Estudos experimentais e observações *in situ* revelaram que o colapso plástico é o modo de falha dominante em vasos de pressão de pequena espessura com defeitos de corrosão e sujeitos a trincas. Desse modo, tubulações danificadas ou trincadas e vasos cilíndricos feitos de um material duro, pode suportar grandes aumentos na carga de pressão após o início do escoamento sem perda substancial da sua capacidade de carga. Metodologias convencionais para definir o critério de aceitação para defeitos de corrosão orientados axialmente em tubulações de óleo e gás seguem primariamente duas linhas de desenvolvimento: uma baseada no critério de falha por tensão derivada da análise de fratura mecânica de um dano superficial, e outra baseada na análise de um colapso plástico de uma trinca. Para materiais dúcteis, entretanto, as duas linhas de desenvolvimento reflete essencialmente uma solução de carga limite para vasos de pressão de espessura fina e cilíndricos com pressão interna com uma trinca axial (RUGGIERI e CHIODO, 2008).

As análises padrões de carga limite convencionais definem a carga limite global em que os deslocamentos se tornam ilimitada ou irrestrita aumentando muito rapidamente com pouco ou nenhum aumento na carga aplicada. Uma vez que os deslocamentos chegam a este ponto, a estrutura atinge a sua capacidade máxima de suporte de cargas. Quando uma trinca de superfície como falha ou um defeito de corrosão superficial está presente na estrutura, o quadro torna-se mais complexo à medida que a carga limite seja definida em termos de instabilidade no local da falha onde ocorre a trinca ou o defeito (CHAKRABARTY, 2006).

As tubulações são projetadas para acomodar efeitos em uma ampla condição de carga resultantes de pressão interna e externa e flexões, incluindo as deformações durante instalação e operação (GUARRACINO e MALLARDO, 1999). Os cálculos de projeto para essas tubulações têm como objetivo providenciar a segurança do equipamento, tendo como base o uso econômico de materiais e a instalação dos mesmos. Esses projetos são tradicionalmente baseados em aproximações da tensão limite, esse uso permite uma base compreensiva para o cálculo de condições últimas para vasos submetidos simultaneamente a carga de pressão e flexões.

Os efeitos das tensões residuais pode ser benéfico ou prejudicial, dependendo da sua dimensão e se a tensão é de tração ou compressão em relação às tensões de carga induzida. As tensões residuais em estruturas soldadas à tração são muitas vezes prejudiciais no que respeita à resistência à fadiga. No pior dos casos, a tensão residual será igual ao limite de elasticidade do material de base. (BARSOUM e SAMUELSSON, 2005) relatou vários casos em que essas tensões foram a principal causa de falha de fadiga quando as tensões de serviço foram sobrepostos às já presentes tensões residuais.

Imperfeições de soldagem, defeitos e entalhes geométricos tem um efeito importante sobre a resistência de juntas soldadas. Além disso, as tensões residuais afetam a durabilidade estrutural. As tensões residuais muitas vezes ocorrem em uma região do gradiente de pressão que sofre deformações plásticas. Essas condições ocorrem durante os processos de fabricação, alteração na microestrutura e gradientes térmicos (CHAKRABARTY, 2006). Na soldagem, estas tensões são produzidas por transformações de fase e por gradientes térmicos. Em muitos casos, a magnitude das tensões residuais pode mesmo atingir o limite de elasticidade do material de base. Também tem sido observado que a magnitude das tensões residuais é dependente dos parâmetros geométricos da soldagem, como habilidade do soldador, parâmetros de

soldadura e a rigidez da estrutura (SONSINO, 2009). É difícil avaliar ou calcular tensões residuais devido a soldagem, nas regras de projeto supõe-se que as tensões residuais estão na faixa do limite de elasticidade.

As estruturas frequentemente servem como sistema de suporte para carga axial, flexão e torção. Devido à geometria mais longa em comparação com o diâmetro e a espessura de parede, a fabricação das estruturas sempre envolve processo de união, a soldagem circumferencial é um tipo comum de processo de junção em sistemas de tubo. Quando dois tubos são soldados em conjunto, as tensões residuais devido as soldas são geradas na vizinhança da região de solda atribuído ao aquecimento localizado e subsequente arrefecimento durante a soldagem circumferencial dos vasos (CHANG, LEE, *et al.*, 2010).

1.3.2 Métodos de elementos finitos aplicados às tensões residuais devido à soldagem

Além da determinação de tensões residuais por várias técnicas experimentais, uma grande quantidade de trabalho tem sido realizado ao longo de muitos anos na área de elementos finitos para a determinação de tensões residuais em soldas (RYBICKI e STONESIFER, 1979).

NGUYEN, OHTA, *et al.*, (1999) desenvolveram um procedimento analítico para avaliar o perfil transiente de temperatura durante o processo de soldagem. Eles usaram formulação da fonte de calor duplo elipsoidal de GOLDAK (1990) e comparou os resultados com um experimento que ele conduziu. Foi descoberto que não há perda de calor por convecção nem a radiação a partir das superfícies da placa, o que leva a algumas discrepâncias em previsões de temperatura.

Para calcular as tensões residuais, UEDA e YUAN (1993) utilizou o método da deformação inerente, esse método baseia-se no pressuposto de que a deformação inerente de uma estrutura soldada pode ser aproximada por outro de uma estrutura mais simples semelhante. A tensão inerente é afetada por outros parâmetros, tais como o material de metal de base, a diferença entre o material da base de metal e do metal de adição, a velocidade de soldagem, a quantidade de entrada de calor, etc. Assim, para usar o método da deformação inerente, uma base de dados do perfil para diferentes parâmetros deve ser desenvolvida.

Com o advento de vários modelos numéricos, torna-se interessante estimar por medição ou simulação em elementos finitos, a distribuição de tensões residuais em

estruturas soldadas submetidas a cargas de serviços externos (MARTINEZ, 1997).

Muito progresso foi feito no que diz respeito ao desenvolvimento de modelos de fonte de calor e na investigação dos efeitos de vários modelos de endurecimento de materiais de tensões residuais. No entanto, os dados de tensões residuais documentados em publicações estão sujeitas a uma grande quantidade de dispersão (KOPPENHOFER e GORDON, 2000), isto implica que o esforço é ainda necessário para o desenvolvimento de procedimentos numéricos para determinar essas tensões de forma mais consistente e confiável.

WHITERS e BHADESHIA, (2001) relatou o trabalho realizado nas soldas em um perímetro de um gasoduto para validar a simulação em elementos finitos das tensões residuais em soldas com dados medidos, para avaliar os efeitos do carregamento estático e cíclico nessas tensões, e avaliar os parâmetros de mecânica da fratura em um campo de tensão residual em solda. A importância de um bom modelo para a fonte de calor de solda na análise do ciclo térmico tem sido enfatizada por vários investigadores.

Muitos modelos para a simulação de solda têm sido desenvolvidos nos últimos anos, a maioria dos modelos incluía algumas aproximações para evitar longo tempo de computação devido à complexidade e não linearidade geométrica. Além disso, a maioria deles foi usado em aplicações especiais, em que simplificava o modelo 3D para 2D (FANOUS, YOUNAN, *et al.*, 2003).

Além disso, a avaliação dessas tensões requer uma compreensão dos efeitos de uma série de parâmetros, tais como a carga estática, cargas cíclicas e crescimento da fissura. CHARLES e BEARDMORE (2008), realizaram estudos para investigar a influência da carga e trincas nos efeitos da falha na soldagem. WANG, *et al.* (2013), conduziram testes experimentais numéricos para investigar a resistência a fadiga de aço com várias seções perfil “I” com detalhes estruturais de solda e métodos de soldagem, realizou-se uma modelagem em elementos finitos para a análise de concentração de tensão e influência na resistência a fadiga através de mudanças de espessura nas juntas soldadas e verificou a convergência dos resultados numéricos em relação aos experimentais.

Estudos realizados por JIANG, LIU, *et al.* (2010), compararam as tensões longitudinais e transversais via elementos finitos em relação ao experimento realizado por Chang, como pode ser mostrado na Fig. (1.2).

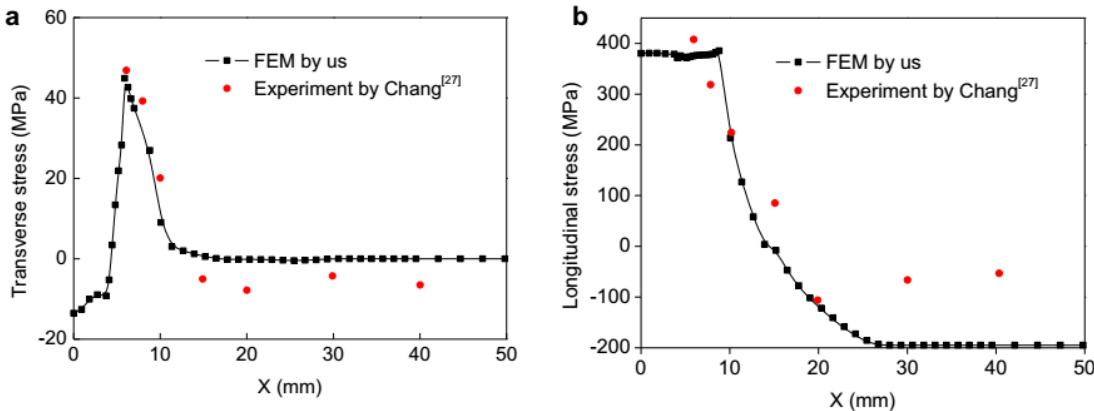


Figura 1.2 - Comparaçāo das tensões transversais e longitudinais usando elementos finitos e a técnica experimental de Chang.

Fonte: (JIANG, LIU, *et al.*, 2010).

SHIMANUKI e OKAWA (2013), desenvolveram testes para avaliar a distribuição de tensão em trincas via análise elastoplástica térmica em elementos finitos. A malha de um espécime soldada foi modelada como elemento sólido hexaédrico de oito nós. No primeiro passo da análise, uma carga térmica de entrada foi imposta em toda superfície do metal de solda e na segunda etapa foi colocado o resfriamento devido à radiação e condução térmica, e posteriormente os parâmetros para as análises térmicas foram ajustadas para incluir todo o espécime.

DONG (2001), desenvolveu um modelo utilizando a técnica *element birth* para simular a deposição de metal, que é válida nos casos em que não haver necessidade de análise térmica por não existir repentinhas variações de temperaturas. Este modelo é a combinação de um modelo 2D com uma pequena variação permitida nos resultados ao longo da espessura. Este conceito elimina o efeito de a transferência de calor através da espessura da placa, que é de grande efeito no caso da soldagem de chapas grossas. A técnica utilizada para o desenvolvimento de um modelo de corte transversal aplica-se apenas para uma soldagem em linha reta, no entanto, a técnica de Dong resulta em uma visão geral das tensões residuais devido à soldagem.

HIBBIT E MARCAL (1973), realizaram um procedimento de modelagem avançada para uma completa simulação 3D do processo de soldagem. O carregamento da estrutura soldada, devido às condições de funcionamento, dependente da temperatura propriedades do material e fase de transformação foram contabilizados em seu modelo.

FRIEDMAN (1975), desenvolveu uma análise bidimensional abrangente notando que o perfil de temperatura não varia com o tempo, mas desloca-se com

velocidade constante ao longo da linha de solda, o local de estudo foi reduzido de modo a avaliar o perfil de temperatura em uma seção perpendicular à linha de soldagem.

Pode-se citar o trabalho de RODRIGUES e PEREIRA (2016), que realizou uma análise numérica de tensões residuais em um cordão de solda de tubos de pequeno diâmetro, como pode ser visto na Fig. (1.3), onde o comportamento das tensões residuais na proximidade do cordão de solda apresentam semelhança com resultados experimentais.

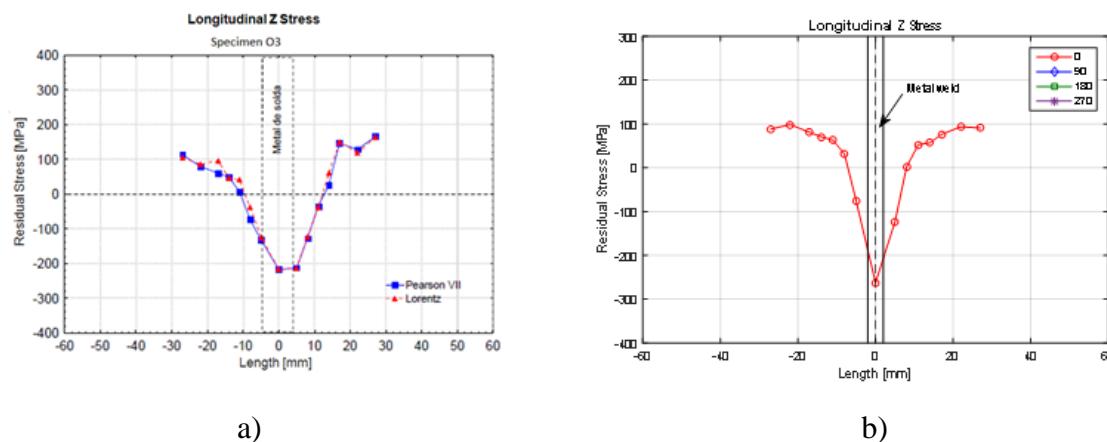


Figura 1.3 - Tensão residual (a) experimental e (b) por análise numérica.

Fonte: (RODRIGUES e PEREIRA, 2016).

1.3.3 Reparos em vasos de pressão

No setor de óleo e gás, uma aplicação que pode ser dada a esse tipo de equipamento é na execução de reparos em tubulações utilizando o método de dupla calha Tipo A ou Tipo B com interferência. Para garantir a condição de interferência radial entre as calhas e o duto, é aplicada uma força de aperto na direção tangencial à tubulação, sendo a carga aplicada através de correntes concêntricas ao conjunto, sobre as calhas. Estudos desenvolvidos por BORGES, BRAGA, *et al.*, (2013), mostram que a força de aperto é um dos principais parâmetros que garantem a eficiência deste tipo de reparo, devendo ser aplicada com acurácia e confiabilidade.

O estudo da aplicação de reparos em dutos rígidos utilizados no transporte de petróleo e gás vem alcançando patamares de importância significativa nas últimas décadas. Isso porque uma simples parada para a troca de tubulações de uma linha de produção ou até mesmo de um trecho desta pode significar um prejuízo relevante, afetando a lucratividade e a logística envolvida em tal atividade. Além disso, dutos

desse tipo estão diariamente sujeitos a danos como mossas e endentações, que podem ser provocadas por escavações e deslizamentos de terra, ou à perda de espessura, proveniente de fenômenos como a corrosão de superfícies metálicas expostas a ambientes agressivos (MOSQUEN, GONÇALVES, *et al.*, 2015).

Esses reforços consistem de duas luvas pela metade soldadas longitudinalmente, nas quais também são soldadas circunferencialmente no duto para suportar pressão interna e evitar vazamentos de fluidos, normas padrões sobre esses reparos podem ser encontrados na API 1104 (1999). Os reparos são instalados nas áreas de perda de espessura e são os mais utilizados quando comparados com outras técnicas como “*clock springs*”.

Pesquisas realizadas por Battelle mostram que a perfuração do tubo devido a soldagem é dependente da temperatura interna e do fluxo de gás. Essa temperatura é chamada temperatura de Battelle (KIEFNER, 1979).

A perda de espessura e vazamento de gás são frequentemente encontrados em dutos subterrâneos, geralmente devido à corrosão externa. A maneira mais eficaz para reparar um vazamento de gás em um gasoduto é mudar a parte defeituosa do tubo. Para fazer isso, no entanto, é necessário parar o bombeamento de gás e ventilar a parte afetada da linha, porém, ao realizar isso significa parar o fornecimento de gás em algumas áreas. Portanto, em todo o mundo milhares de reparos por luva cheia estão sendo colocado a cada ano, como uma reparação temporária ou permanente (OTEGUI, URQUIZA, *et al.*, 2000).

A solda desses reparos realizados no campo é normalmente difícil devido ao curto período de tempo, as más condições de solo ou das condições climáticas. O manuseio e a soldagem dos reparos para os tubos requerem pessoal e equipamento especialmente treinados. Não é nenhuma surpresa, portanto, que vários reparos de solda falhem de maneiras diferentes (OTEGUI, RIVAS, *et al.*, 2000). Estas falhas têm sido em muitos casos a força motriz para mudanças e melhorias na fabricação das luvas e de novos procedimentos de soldagem no campo e ensaios não destrutivos dos reparos.

Um conceito intuitivo no campo da soldagem é que para reduzir o perigo de queima através do gás do arco, a pressão deve ser reduzida, porém, uma pequena diferença nas temperaturas da superfície interna do duto tem sido observada entre as condições de pouco fluxo e sem fluxo (EWI, 1997). Devido à superfície quente ser pequena, as tensões na parede do vaso de pressão é redistribuído ao redor dessa superfície. A redução da pressão pode levar inclusive a altas temperaturas na superfície

interna e consequentemente aumentando o risco de queima (BRUCE, HOLDREN, *et al.*, 1996).

1.4 Justificativa

Vários equipamentos e máquinas necessitam periodicamente de avaliações, e nos casos de vasos de pressão com reparos não é diferente. A corrosão é um mecanismo que agrava e pode colocar em risco toda uma planta industrial, levando a inúmeros prejuízos econômicos tais como: reposição de peças e estruturas, parada não programada, acarretando em perda de produção.

Nos reparos em vasos de pressão, existe pouca literatura e as soluções analíticas são bem limitadas, podendo gerar algumas incertezas nos resultados. Uma otimização da modelagem do conjunto vaso de pressão-reparo-solda aliado a uma análise numérica em elementos finitos é um meio de fornecer resultados de integridade estruturais confiáveis e detalhados.

Altos níveis de tensões residuais de tração podem aumentar a tendência do equipamento de sofrer uma fratura e originar várias mudanças no comportamento das tensões e fadiga, isso justifica que o projetista tenha conhecimento do estado das tensões residuais. Quanto mais objetivo e exato esta avaliação, maiores as chances de manter a integridade estrutural dos equipamentos de uma forma que nada não programado aconteça com esses equipamentos, em particular vasos de pressão, pois os mesmos são bastante perigosos e ao entrar em colapso, além de acarretar prejuízos financeiros, suas explosões comprometem o ambiente e algumas vezes as falhas desses equipamentos vêm acompanhadas de perdas humanas.

1.5 Motivação

Avaliações de integridade estrutural aliado à análise numérica em vasos de pressão representam uma importante contribuição em serviços de manutenção e prevenção de falhas, pois esses dois elementos levam a uma análise objetiva, prática e rápida dos resultados de tensões, deformações, temperatura, fluxo de calor, dentre outros.

Além disso, a mecânica computacional atualmente é um ramo muito explorado nas várias grandes empresas no ramo da engenharia mecânica, e cada vez mais se busca

uma otimização dos diversos problemas complexos de engenharia via soluções numéricas.

As tensões residuais são muito inconvenientes e em algumas situações mais complexas, como em reparos, se torna muito necessário a determinação via análise numérica. Portanto, o trabalho propõe-se a realizar análise numérica das tensões residuais devido ao processo de soldagem na aplicação dos reparos por luva como um meio de tornar mais prático e com menos dispêndio de tempo e dinheiro, além de mostrar resultados cada vez mais próximos da realidade, pois as avaliações desses equipamentos é um desafio no dia-a-dia das indústrias para que os mesmos operem em segurança.

É nesse contexto que o presente trabalho está concentrado, em analisar via métodos numéricos usando elementos finitos as tensões residuais em um vaso de pressão cilíndrico com corrosão submetidos a reparos de acordo com a norma ASME PCC-2-2015. Esta análise inclui uma análise transiente térmica e estrutural para a determinação das tensões residuais na zona termicamente afetada dos cordões de solda.

1.6 Objetivo Geral

Determinar as tensões residuais via análise numérica transiente térmica e estrutural em um vaso de pressão cilíndrico com região de corrosão submetidos a reparos segundo a norma ASME PCC-2-2015.

1.6.1 Objetivos específicos

Intrínseco ao objetivo principal pode-se destacar alguns objetivos específicos, tais como:

- Modelagem do conjunto vaso de pressão e o reforço por luva;
- Determinar os parâmetros da soldagem para realizar a análise transiente térmica via elementos finitos;
- Determinar distribuição de temperatura durante a soldagem pela análise transiente térmica;
- Validação dos modelos propostos através de exemplos e simplificações, a fim de comparar os resultados numéricos;

- Determinação das tensões residuais causado pelo cordão de solda devido à variação de temperatura através da análise transiente térmica e estrutural via método dos elementos finitos;
- Analisar as deformações e tensões de von Mises para verificar o comportamento da luva e do vaso de pressão após o reparo;

1.7 Estrutura da Tese

O corrente trabalho de tese está organizado em cinco capítulos, sendo cada um destes apresentando os seguintes conteúdos:

- Capítulo II: Revisão bibliográfica abordando uma introdução sobre soldagem e a coesão dos sólidos cristalinos e finalizando com a terminologia e a classificação das soldas. Uma abordagem sobre a Fitness-for-Service e sobre os métodos de reparos utilizados em vasos de pressão submetidos a defeitos é mostrado, e por último a teoria fundamental sobre o método dos elementos finitos e a sua utilização em problemas tridimensionais, que no caso da tese, é desenvolvida;
- Capítulo III: Apresenta o estudo de caso, que é um vaso de pressão utilizado na indústria petroquímica, com isso, realiza-se a modelagem do problema, que inclui a representação geométrica do vaso de pressão com o defeito, o reparo e os cordões de solda. Em seguida vem à modelagem em elementos finitos, mostrando toda a etapa de pré-processamento;
- Capítulo IV: Destina-se aos resultados e discursões da solução numérica em elementos finitos do problema proposto, detalhando as análises térmicas e as estruturais.
- Capítulo V: Apresenta as conclusões do referido trabalho de tese e algumas propostas para trabalhos futuros.

CAPÍTULO II:

FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1 Introdução

Muitas atividades humanas apresentam riscos, não somente para quem as pratica, mas, também, às outras formas de vida sobre o nosso planeta. A soldagem não é exceção, sendo obrigação de todos aqueles ligados a esse processo de fabricação tomar as máximas precauções, para minimizar os efeitos sobre o meio ambiente provocados pelo mesmo. Deve-se reconhecer que a existência humana certamente seria muito diferente caso ignorasse a união dos metais.

A soldagem é sem dúvida o grupo que mais se destaca devido principalmente ao seu largo emprego e grande volume de atividades que envolve, nesse caso, a união de dois materiais é realizada, ou através da fusão dos mesmos em íntimo contato; ou pela fusão de ambos e adição de outro material fundido; ou ainda, simplesmente, por contato desses materiais, nas fases sólida ou semissólida. Em geral, a soldagem provoca maior distorção no material base e normalmente não é utilizada sobre cerâmicos. A grande área de atuação da mesa são os metais e suas ligas, devendo-se esse fato à sua grande versatilidade e economia, além das excelentes propriedades mecânicas que as uniões assim obtidas apresentam.

Vasos de pressão constituem a parte mais importante dos itens de maior custo em numerosas indústrias, tais como refinarias e outras instalações petrolíferas, indústrias químicas e petroquímicas em geral, indústrias farmacêuticas e alimentares. Os mesmos equipamentos também estão presentes, como itens de maior ou menor importância, em muitas outras indústrias e sempre estão sujeitas a corrosão.

O método dos elementos finitos possuem uma ampla variedades de aplicações, desde problemas unidimensionais, bidimensionais e tridimensionais, e embora sua formulação já fosse conhecida desde o início da década de 50, o método dos elementos passou a ser difundido e aplicado nas diversas áreas com a rápida evolução e expansão dos computadores.

Neste capítulo será apresentado os conceitos básicos de soldagem, mostrando a teoria dos sólidos cristalinos e a terminologia de solda e suas classificações, após isso, é feito uma abordagem sobre integridade estrutural de equipamentos e vasos de pressão através da Fitness-for-Service e os tipos de reparos mais usado nesses equipamentos quando submetido a defeitos por corrosão. Por último, a metodologia da aplicação do método dos elementos finitos é explicada, mostrando os fundamentos e como é realizada o modelo tridimensional em elementos finitos.

2.2 Conceitos Iniciais de Soldagem

Em geral, existem duas maneiras em que duas peças podem ser fixadas em conjunto, o primeiro método emprega técnicas mecânicas, tais como parafusos ou rebites, em que a resistência da junta é obtida a partir de forças de fricção que mantêm os elementos fixos, e da resistência ao cisalhamento e tração dos elementos. O segundo método, é a formação de uma ligação entre as superfícies a serem unidas. Nas soldagens e brasagens, o objetivo é a formação de uma ponte metálica contínua entre as duas superfícies, de tal modo que a ligação é da mesma natureza como o que mantém a integridade do próprio metal.

Os meios de realizar essas ligações são numerosos, e multiplicaram-se rapidamente durante a metade do século passado. As junções incluem aqueles entre metais e não metais, como por exemplo a cerâmica, em que a técnica de ligação tem de ser adaptada para acomodar o carácter frágil dos não-metais. A utilização de polímeros sintéticos também é realizada para fazer juntas adesivas. Antes de fazer essas junções, no entanto, é apropriado dizer algumas palavras sobre a natureza das ligações químicas e metálicas, e como eles afetam a resistência de sólidos (LANCASTER, 1999).

Denomina-se soldagem ao processo de união entre duas partes metálicas, usando fonte de calor, com ou sem aplicação de pressão. A solda é o resultado desse processo. Existem três grupos de processos dedicados á união dos materiais, os quais são a soldagem, a brasagem e a solda branda, além dos adesivos. A soldagem é o grupo que

mais se destaca, devido principalmente ao seu largo emprego e grande volume de atividades que envolvem. Nesse caso, a união dos materiais é realizada, ou através da fusão de ambos e adição de outro material fundido; ou ainda simplesmente, por contato destes materiais, nas fases sólidas ou semissólidas. Em geral, a solda provoca maior distorção no material base e normalmente não é utilizada sobre cerâmicos. A grande área de atuação da mesma são os metais e suas ligas, devendo-se esse fato a sua grande versatilidade e economia, além das excelentes propriedades mecânicas que as uniões assim representam.

2.3 A Coesão dos Sólidos Cristalinos

Sólidos cristalinos são aqueles em que os átomos constituintes ou íons estão dispostos em um padrão geométrico repetitivo conhecida como uma rede estrutural. A maior parte dos sólidos utilizados em estruturas de engenharia tem essa estrutura, sendo exceções o vidro, o qual é um líquido metaestável, e polímeros, que são agregados de grandes moléculas orgânicas. Esses sólidos podem obter sua coesão quando uma ligação química ou metálica é formada entre os átomos constituintes. Existem dois tipos básicos de ligação química: iônica e covalente, uma ligação iônica é formada quando um elétron de ligação ou valência é separado da parte externa de um átomo e fica ligado a outro, para formar dois íons de cargas opostas. Na formação de cloreto de sódio, por exemplo, um elétron se desanexa do átomo de sódio, formando uma carga positiva (cátion), e seu elétron se anexa ao átomo de cloro, para a formação de uma carga negativa (ânion), como mostra a Fig. (2.1).

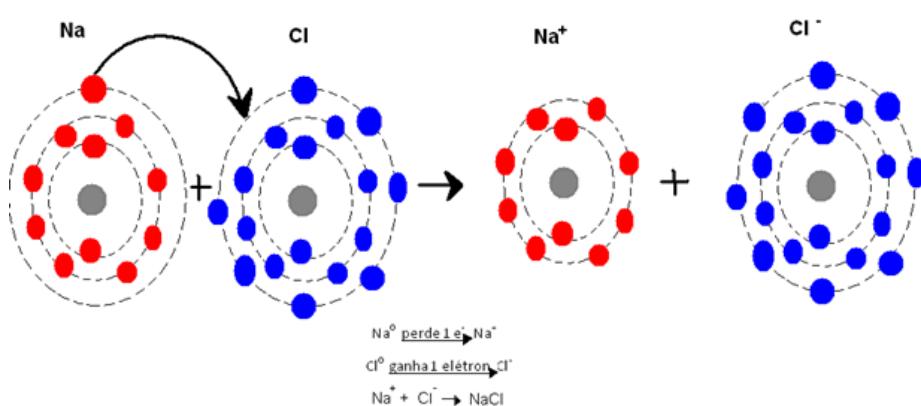


Figura 2.1 - Ligação iônica na formação do cloreto de sódio.

Fonte: (LANCASTER, 1999).

Estes íons são dispostos em uma rede estrutural na qual o formato básico dessa estrutura é um cubo, com os íons de sódio e cloro se alternando nos vértices. A força de ligação, neste caso, é a atração eletrostática entre os íons positivos e negativos. Normalmente, os íons ocupam uma posição de equilíbrio em que a força resultante sobre eles é zero. Quando exposto a uma força de tração, os espaçamentos inter iônicos aumentam e a força eletrostática trativa é relevante; sob compressão, no entanto, a força de repulsão entre os núcleos atômicos é dominante.

Na ligação covalente os átomos constituintes perdem um elétron ou elétrons para formar um aglomerado de íons positivos, e a nuvem de elétrons resultante é compartilhada pela molécula como um todo. Em ambas as ligações iônica e covalente, a localização dos elétrons e íons é restrita em relação um ao outro, sólidos iônicos e covalentes têm em geral características frágeis. A Figura (2.2) mostra um exemplo de ligação covalente.

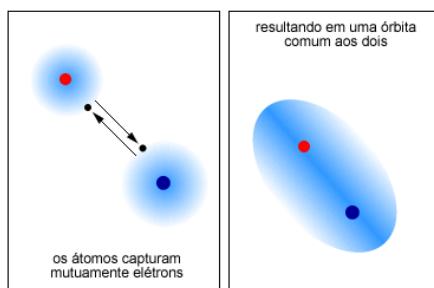


Figura 2.2 - Compartilhamento de elétrons na ligação covalente.

Fonte: (LANCASTER, 1999).

As ligações metálicas podem ser consideradas como um tipo de ligação covalente, mas uma em que os átomos constituintes são idênticos ou do mesmo tipo e em que eles não se combinam uns com os outros para formar um composto químico. Os átomos perdem um elétron ou elétrons, formando arranjos de íons positivos. Os elétrons são compartilhados pela rede como um todo, e a nuvem de elétrons é, portanto, móvel. Este fato representa a condutividade térmica e elétrica relativamente elevada de metais e também é responsável por sua ductilidade, já que não são apenas os elétrons estão livres para se mover, mas também, dentro de certos limites, os íons (LANCASTER, 1999).

A natureza da força coesiva nos cristais metálicos e covalentes é basicamente semelhante, quando o sólido está sujeito a cargas de tração o espaçoamento inter iônico aumenta e existe um correspondente aumento na força trativa devido à interação entre os íons carregados positivamente e a carga espacial negativa provocada pela nuvem de

elétrons. A compressão, por outro lado, é equilibrado pela força mutuamente repulsiva entre os íons positivos.

A diferença entre essas duas estruturas é basicamente que covalência geralmente implica em fragilidade, enquanto que as ligações metálicas permitem um comportamento mais dúctil. Na grande maioria dos casos, a ductilidade é essencial para uma boa soldagem, com o objetivo de se obter as melhores ligações metálicas, as superfícies a serem unidas têm que está suficientemente próximas para as forças interatômicas entrarem em ação, existem duas maneiras nas quais isso pode ser feito: as duas superfícies são plasticamente deformadas até obterem um contato, ou eles podem ser fundidos juntos no local da interface, e então resfriado para formar uma junta sólida. No primeiro método, uma boa ductilidade se mostra evidente, no segundo, fundindo localmente as interfaces, resultam em tensões devido à expansão e contração térmica, e estas são, invariavelmente, o suficiente para causar fratura em uma sólido frágil.

Nem fragilidade nem ductilidade são propriedades absolutas que existem sob todas as circunstâncias. Uma substância normalmente quebradiça pode comportar plasticamente se estiver na forma de uma película muito fina. Formas óxidas (tais como as películas finas), sobre as superfícies metálicas e dentro de certos limites, deformam de modo a coincidir com o substrato de metal. Na outra extremidade da escala, o gelo, uma substância notoriamente frágil, pode comportar-se como um líquido extremamente viscoso quando ela existe em grandes massas como em geleiras. Do mesmo modo, os metais que são normalmente dúcteis podem tornar-se frágil, devido à presença de impurezas, ou podem comportar-se de uma de uma forma frágil, sob condições de cargas extremas.

Embora seja evidente que quando duas superfícies metálicas são colocadas em contato sem fundição, a ligação vai ocorrer, não há meios evidentes que uma ligação semelhante será formada entre compostos metálicos iônicos ou covalentes. NICHOLS (1990), sugere que uma ligação mais forte é mais provável de ocorrer com ligações covalentes em vez de compostos iônicos, alegando que a covalência representa uma condição intermediária entre ligação metálica e iônica. Nota-se também que apenas poucos sólidos encontrados na metalurgia e nos projetos de engenharia ou são puramente iônico ou covalente, geralmente contém as duas ligações, aumentando a partir de óxidos, que são os mais iônicos, passando por nitretos, carbonetos até boretos, que são os mais covalentes. A eficácia da ligação metal e não-metal segue geralmente nessa direção, o comportamento de inclusões não metálicas em aço fornece indicações

úteis sobre a eficácia dessas ligações.

2.3.1 A resistência de um sólido cristalino

Consideremos o caso de um sólido constituído por um cristal único, que é exposta a uma tensão de tração atuando em ângulos retos em um plano cristalográfico. A tensão através deste plano aumenta com o aumento da separação dos íons até um máximo valor em que a falha ocorre. A tensão pode ser representada como uma função de espaçoamento x, dada pela Eq. (2.1):

$$\sigma = \frac{E\lambda}{\pi a} \sin\left(\frac{\pi x}{\lambda}\right) \quad (2.1)$$

Onde:

- ✓ E - Módulo de Elasticidade Longitudinal;
- ✓ a – Espaçamento de dois planos sem a presença de tensão (tensão zero);
- ✓ λ – Comprimento de onda da interação, isto é, a distância efetiva da força atrativa.

O trabalho realizado em separar os dois planos é igual à energia de superfície $2\gamma_s$, das duas novas superfícies, como mostrado na Eq. (2.2):

$$2\gamma_s = \int_0^\lambda \frac{E\lambda}{\pi a} \sin\left(\frac{\pi x}{\lambda}\right) dx = \frac{2E\lambda^2}{\pi^2 a} \quad (2.2)$$

A Equação (2.3) mostra a tensão máxima resultante da Eq. (2.2):

$$\sigma_{max} = (E\gamma_s/a)^{1/2} \quad (2.3)$$

Os sólidos que são usados em estruturas reais diferem do modelo ideal em dois aspectos: em primeiro lugar eles contêm defeitos, que em materiais frágeis formam-se as fissuras ou trincas; e a energia específica de fratura é muito maior do que a energia de superfície de um sólido. GRIFFITHS (1920) mostrou que, no caso de uma placa contendo uma fissura central, de comprimento $2c$, a tensão necessária para iniciar uma fratura frágil instável é dada na Eq. (2.4):

$$\sigma = (E\gamma_F/\pi a)^{1/2} \quad (2.4)$$

Note que as equações (2.3) e (2.4) representam uma instabilidade, uma vez que a tensão necessária para estender a trinca diminui à medida que o comprimento da mesma aumenta. É previsível que a velocidade de crescimento da trinca irá aumentar rapidamente até ou ao menos que lhe seja restringida por alguma limitação física.

A Equação (2.4) difere da Eq. (2.3) em termos de uso da quantidade γ_F , que é designado de energia específica de fratura, enquanto que γ_s é a energia de superfície. A razão para isto é que uma fissura real não ocorre paralelamente entre os planos cristalográficos, em vez disso, apesar de seguir caminhos da direção da tensão principal, faz inúmeros desvios e curvas, desenvolvendo trincas transversais. Essa atividade requer o gasto de energia, gerando calor e às vezes suficiente para provocar o amolecimento do material. A Figura (2.3) mostra um material com uma região com fratura dúctil e outra com fratura frágil.

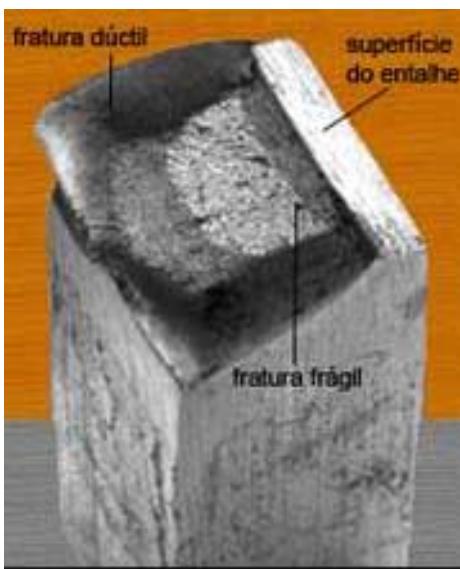


Figura 2.3 - Material apresentando fratura frágil e dúctil.

Fonte: (LANCASTER, 1999).

Independente da causa da fratura, os sólidos frágeis têm uma resistência à fratura que pode ser quantificada usando equipamentos adequados que dimensionem essa resistência.

2.3.2 O comportamento plástico dos sólidos cristalinos

Os três tipos de rede cristalina comumente encontrada em metais são: cúbico de corpo centrado, cúbico de face centrada e hexagonal, os mesmos estão ilustrados na Fig. (2.4):

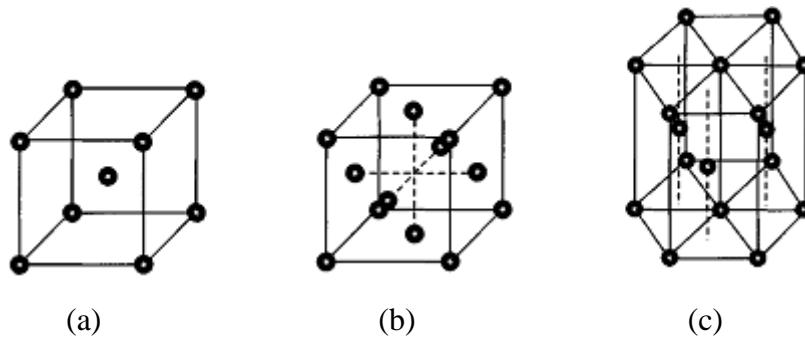


Figura 2.4 - Rede cristalina (a) Cúbico de corpo centrado; (b) Cúbico de face centrada.

Fonte: (LANCASTER, 1999).

Aços ferríticos tem uma estrutura cúbica de corpo centrado, enquanto que cúbico de face centrada são encontradas em ações austeníticos e em metais não-ferrosos, como o alumínio, cobre e níquel. O comportamento plástico em um sólido cristalino ocorre devido o resultado de um deslizamento, os Blocos do sólido acima e abaixo do plano cristalográfico movem-se lateralmente em relação à outra quando é aplicada uma força de cisalhamento. A Figura (2.5) ilustra esse deslizamento em um material consistindo de um cristal simples.

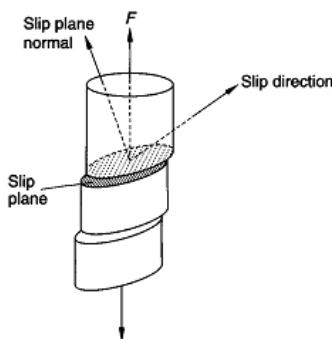


Figura 2.5 - Deslizamento em um sólido cristalino.

Fonte: (MACHADO, 1997).

O movimento ocorre através de um plano cristalográfico preferencial, que via de

regra é um plano em que a densidade dos íons é maior, em cada tipo de estrutura cristalina, há uma série de tais planos, e em uma estrutura submetida à tensão, o deslizamento irá ocorrer ao longo do plano em que a tensão de cisalhamento é maior.

Os metais usados nas estruturas de engenharia são policristalinos e os cristais individuais são muito pequenos e orientados aleatoriamente. Nesses metais, por exemplo, não há plano e nem orientação de deslizamento preferencial, isto é, quando sujeito a cargas de tração de uma magnitude suficiente, haverá deslizamento ao longo dos planos cristalográficos em grãos individuais, mas o resultado geral será o alongamento na direção da tração acompanhada por uma redução na área de seção transversal: em outras palavras, existe um fluxo generalizado cuja direção não é limitada pela geometria do cristal. Esse fluxo tem algumas características em comum como a de um fluido muito viscoso (LANCASTER, 1999).

Os metais deformam de uma maneira plástica quando a tensão aplicada for superior ao limite de escoamento, que é um valor característico para cada metal ou liga. Por exemplo, no gráfico do ensaio de tração uniaxial, como mostrado na Fig. (2.6), essa tensão é definida como aquele em que a curva de tensão-deformação afasta significativamente a partir de uma linha reta. À medida que a quantidade de deformação plástica aumenta, eventualmente a ruptura irá ocorrer.

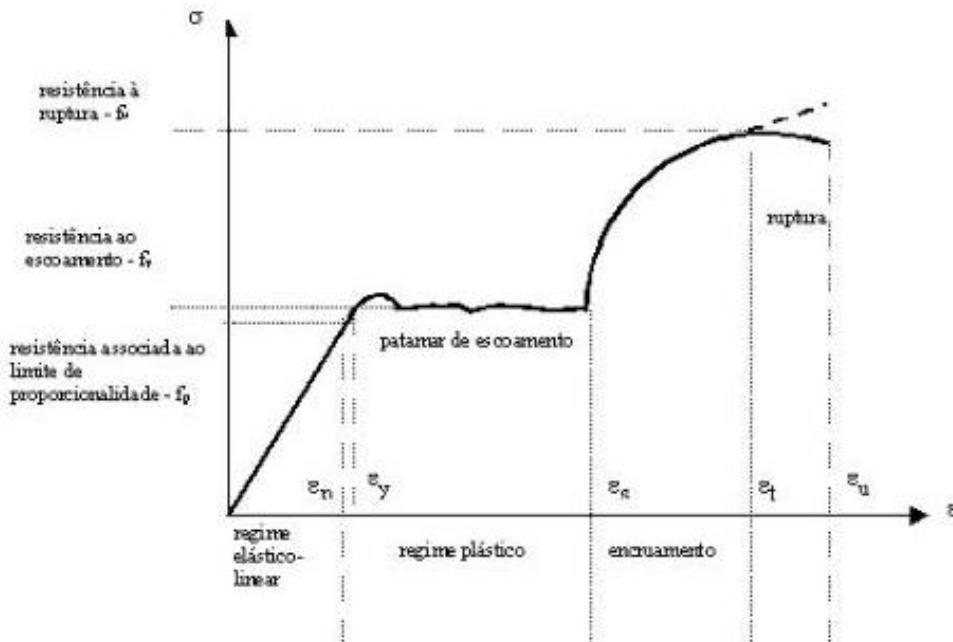


Figura 2.6 - Diagrama tensão x deformação em um ensaio uniaxial.

Fonte: (MACHADO, 1997).

Resta explicar como, se uma aparente descontinuidade como existe em um plano com deslizamento, é possível o metal manter a sua coerência. Tal explicação é uma das principais conquistas da teoria dos deslocamentos dos sólidos cristalinos.

2.4 Tipos de Juntas, Chanfros e Regiões da Solda

A terminologia de soldagem é bastante extensa e muitas vezes os termos técnicos que utilizamos em uma região geográfica não são aplicáveis em outras (MACHADO, 2007). O próprio nome soldagem é adotado no Brasil, enquanto em Portugal o nome mais utilizado é soldadura. A seguir serão indicados alguns termos mais importantes utilizados.

O primeiro termo a ser definido é junta, que é a região onde duas ou mais partes da peça são unidas pela operação de soldagem. Na Figura (2.7) têm-se os tipos de juntas bastante comuns.

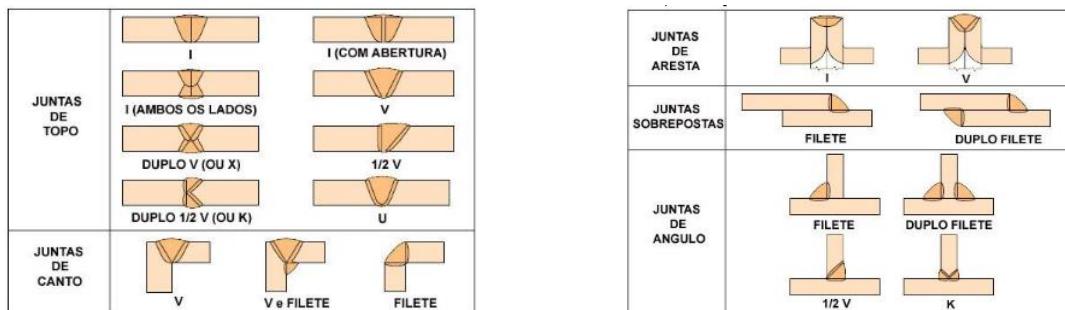


Figura 2.7 - Tipos de juntas bastante utilizado na soldagem.

Fonte: (WAINER *et al.*, 1992).

A posição da peça e do eixo da solda determina a posição de soldagem, Observa-se que existem limites de ângulos para cada posição e que muitas vezes não se consegue saber com exatidão a posição de soldagem exata que foi utilizada. A Figura (2.8) mostra posições de soldagem para chapas e tubos.

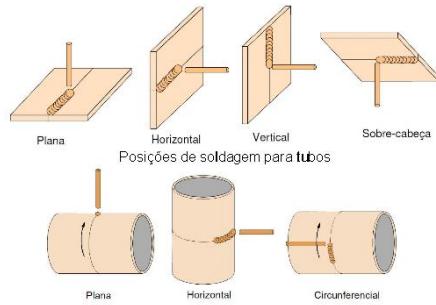


Figura 2.8 - Posições de soldagem para chapas e tubos.

Fonte: (WAINER *et al.*, 1992).

A execução das soldas na maioria das vezes é necessário preparar aberturas ou sulcos na superfície das peças que serão unidas, estas aberturas recebem o nome de chanfro. O chanfro é projetado em função da espessura da peça, do material, do processo de soldagem a ser adotado, das dimensões da peça e da facilidade de acesso à região de solda. Na Figura (2.9) tem alguns dos tipos de chanfros mais comuns em matéria de soldagem.

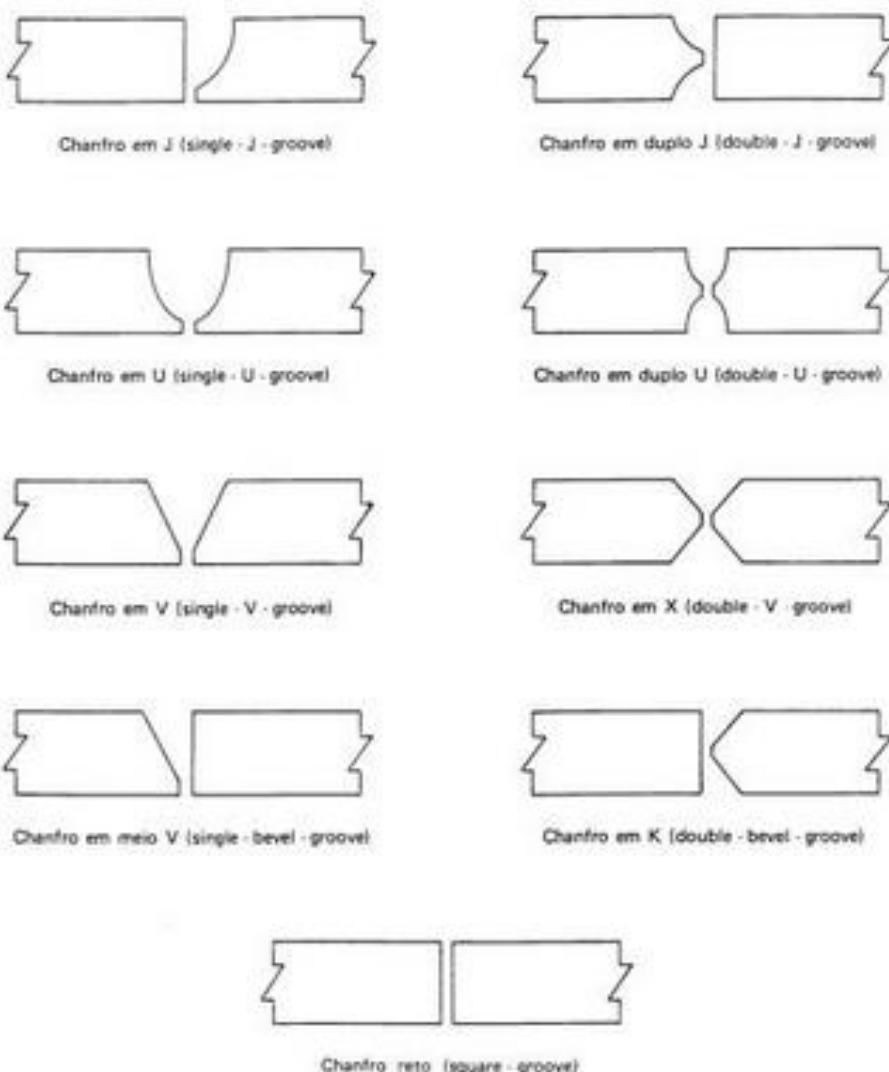


Figura 2.9 - Principais tipos de chanfros na soldagem.

Fonte: (WAINER *et al.*, 1992).

Uma junta soldada não é constituída unicamente pelo que se convencionou chamar de cordão de solda, do ponto de vista da metalurgia da soldagem, qualquer região na qual em decorrência dos efeitos da soldagem tenham ocorrido consideráveis alterações em suas condições iniciais, é constituinte da junta soldada. A Figura (2.10) indica de forma esquemática as diferentes regiões que constituem uma junta soldada.

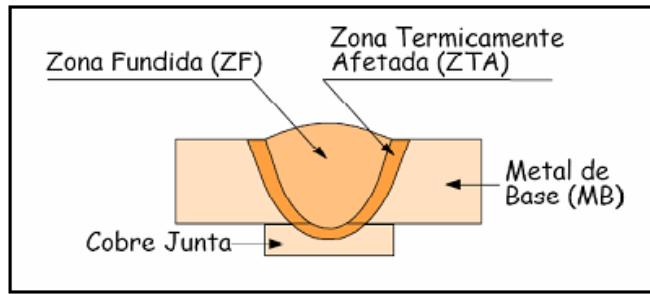


Figura 2.10 - Regiões da junta soldada.

Fonte: (WAINER *et al.*, 1992).

O metal de base é a região constituinte da junta soldada que não sofreu qualquer alteração em suas características físicas, química ou metalúrgicas, ou seja, o material utilizado para a construção da estrutura metálica, nesta região, não sofreu qualquer influência do processo de soldagem. A massa metálica resultante na zona fundida é denominada de metal de solda e é constituída de parte de metal de base e parte de metal de adição e o metal de adição é um metal adicionado na produção de uma junta através de soldagem, brasagem ou soldagem a frio. Quatro tipos de metais de adição existem: eletrodos revestidos, eletrodo de arame ou haste, eletrodo tubular e fluxos de soldagem. Algumas vezes eletrodos não consumíveis são incluídos dentre estes, mas dado que estes metais não são consumidos pelo processo de soldagem, eles são normalmente excluídos, pois não são adicionados (WAINER *et al.*, 1992).

A diluição é a quantidade percentual de metal de base que entra na composição do metal de solda, podendo variar desde valores muito baixos, como na solda brasagem, chegando a 100% no caso da soldagem autógena (sem metal de adição). A diluição em uma junta soldada é um importante fator a ser considerada no controle de alguns defeitos de soldagem. A Figura (2.11) mostra essa condição considerando um esquema de uma seção transversal de uma junta soldada.

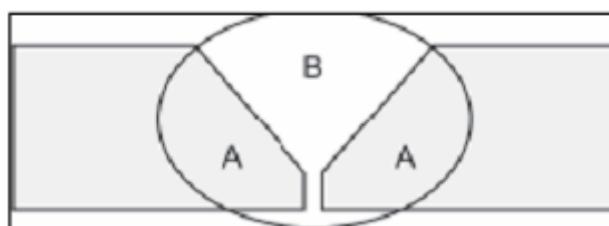


Figura 2.11 - Diluição de uma junta soldada.

Fonte: (WAINER *et al.*, 1992).

Em linguagem matemática, a diluição pode ser representada na Eq. (2.5):

$$\text{Diluição (\%)} = \frac{\text{área A}}{\text{áreas A+B}} \quad (2.5)$$

Em que a área A é a área do metal de base e a área B corresponde ao metal de solda.

2.5 Preparação para a Soldagem nos Vasos de Pressão

Antes de iniciar qualquer serviço de soldagem em vasos de pressão, deve ser feita a qualificação de todos os procedimentos de soldagem e de todos os soldadores e operadores de máquinas de soldagem que serão empregados. Essas qualificações, que consistem em uma série de testes estabelecidos e padronizados por diversas normas, têm por finalidade verificar a adequação dos procedimentos de soldagem e avaliar a capacitação profissional de cada soldador ou operador, em relação ao material a soldar, tipos de solda e a todas as demais variáveis de cada caso em particular (TELLES, 2009).

Para os vasos de pressão, a norma geralmente seguida é a Seção IX do código ASME (*Welding Qualifications*), que estabelece rotinas detalhadas que devem ser seguidas em todos esses testes. Muitas firmas fabricantes ou montadoras de vasos mantêm uma rotina permanente de execução e registro desses testes, que pode dispensar a sua repetição para a fabricação de cada vaso em particular.

Denomina-se “procedimento de soldagem” a descrição detalhada de todos os parâmetros relativos a uma determinada solda, tais como posição da solda, geometria da solda e dos chanfros, espessura e tipo do material a soldar, processo de soldagem, material, tipo e dimensões de eletrodos, fluxos e outros consumíveis, tipo de preparação, número e sequência de passes, intensidade e polaridade da corrente elétrica, exigências de pré e/ou pós-aquecimento e de alívios de tensões (CHUSE, 1977). Para cada variação significativa de qualquer um desses parâmetros tem-se um procedimento diferente, que deverá ser devidamente qualificado.

A qualificação prévia dos procedimentos de soldagem e dos soldadores e operadores é uma exigência geral de todas as normas de vasos de pressão, é exigido que os testes de qualificação fossem realizados antes de qualquer solda no vaso e que sejam repetidos sempre que houver uma interrupção prolongada do serviço e que, em qualquer

caso, seja feito e mantido um registro formal e detalhado desses testes.

Antes de iniciar a soldagem, ainda deve ser feito também um cuidadoso estudo da sequência de soldagem e de montagem do vaso e devem ser colocados os denominados dispositivos auxiliares de soldagem. O estudo da sequência de soldagem tem por finalidade estabelecer a ordem cronológica em que as diversas soldas devem ser feitas, com o intuito não apenas de permitir ou facilitar o melhor acesso para a execução e exame de cada solda, como também controlar os seus efeitos de contração e distorção. Em vasos de formato cilíndricos ou semelhantes, as primeiras soldas feitas são as longitudinais (que são as mais solicitadas), ficando formada então uma série de anéis cilíndricos, as soldas circunferenciais de ligações dos anéis entre si, e destes aos tampos, são feitas posteriormente.

De um modo geral, a sequência adotada deve dar o máximo de liberdade de contração transversal a cada solda, nas soldas de grande comprimento (como é o caso frequente das soldas circunferenciais) devem ser iniciadas simultaneamente por dois ou mais pontos opostos, prosseguindo os trabalhos no mesmo sentido, como mostra a Fig. (2.12). para reduzir os efeitos de contração e distorção. Um outro trabalho obrigatório a ser feito antes de qualquer soldagem é a limpeza completa do material a soldar, removendo ferrugem, carepas, tintas, óleos, graxas e etc. (MACHADO, 2007).

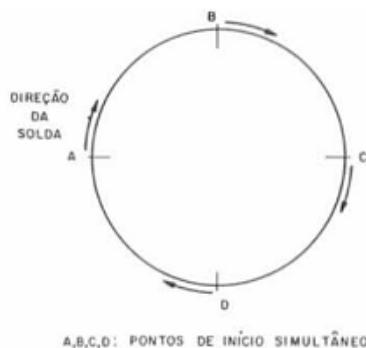


Figura 2.12 - Soldagem simultânea em uma solda circunferencial extensa.

Fonte: (TELLES, 2009).

2.5.1 Soldagem de Vasos de Pressão

A soldagem em vasos de pressão pode ser feita por vários processos manuais, semiautomáticos ou automáticos, dos quais os mais usuais são os seguintes:

- Soldagem manual:
 - ✓ Arco metálico com eletrodos revestidos;
 - ✓ Arco tungstênio com atmosfera inerte (também denominado processo TIG).
- Soldagem semiautomática:
 - ✓ Arco metálico com atmosfera inerte (também denominado processo MIG);
 - ✓ Arco metálico com hidrogênio atômico.
- Soldagem automática:
 - ✓ Arco submerso (submerged arc): uso geral;
 - ✓ Eletroescória (electro-slag): uso para partes muito espessas.

Os processos automáticos são mais econômicos e resultam em uma solda de melhor qualidade, com o cordão de solda mais liso e mais regular, não havendo também as marcas características dos pontos de mudança de eletrodo, que ocorrem nas soldas manuais e que são fontes de defeitos. Por esse motivo, as soldas automáticas têm menor fator de concentração de tensões e melhor resistência à fadiga e à fratura frágil. Em compensação, essas soldas exigem equipamentos caros, preparação mais difícil e só se aplicam satisfatoriamente às soldas extensas e em determinadas posições (MACHADO, 2007).

Na prática de fabricação de vasos de pressão, muitos fabricantes adotam processos automáticos para as soldas principais do casco, que são soldas extensas e processos manuais para as soldas de bocais, suportes, acessórios internos e externos, que são quase sempre soldas curtas, bem como para algumas outras soldas que pela sua posição ou localização não podem ser feitas automaticamente. A Figura (2.13) mostra a soldagem automática, por arco submerso, de um casco cilíndrico.

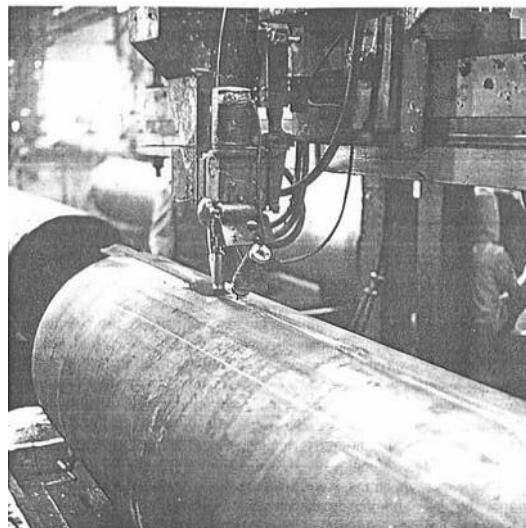


Figura 2.13 - Soldagem externa de um cilindro por arco submerso.

Fonte: (TELLES, 2009).

As soldas devem ser conduzidas o mais simetricamente possível em relação ao eixo neutro do vaso, do subconjunto ou da peça, para reduzir e compensar as deformações decorrentes da solda, em chanfros duplos à soldagem deve ser feita simultaneamente pelos dois lados, ou em sequência, alternando-se um lado e outro. Também com a finalidade de controlar as deformações decorrentes da soldagem é usual alternar-se o sentido geral de avanço da soldagem para cordões sucessivos. Quando as deformações forem inevitáveis, pode-se conseguir diminuir esse efeito, adotando-se uma pré-deformação, que deverá ser oposta à deformação final prevista. A soldagem em vários passes sucessivos é sempre benéfica, porque a superposição dos ciclos térmicos dos diversos passes é um fator importante na regeneração metalúrgica do material na região da solda e nas regiões termicamente afetadas.

Ainda com intenção de reduzir as deformações de soldagem, é usual, nas soldas extensas, adotar-se a técnica do “passo peregrino”, ou “passo atrás” (*back step*), cuja sequência está mostrada na Fig. (2.14), nesse sistema, cada intervalo de soldagem corresponde à deposição de um eletrodo.

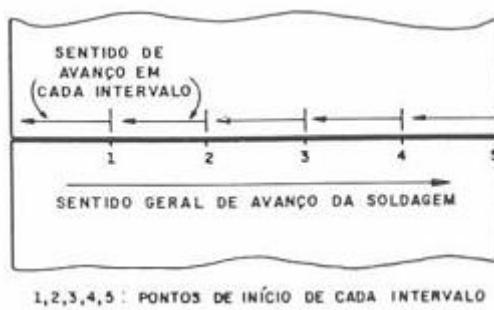


Figura 2.14 - Sequência de soldagem por “passo peregrino”.

Fonte: (HARVEY, 1974).

Em muitas soldas é necessário o preaquecimento e/ou pós-aquecimento das partes a soldar, na região da solda, sendo ambas essas operações normalmente efetuadas com maçaricos a gás. O preaquecimento, que se destina principalmente a reduzir a velocidade de resfriamento da solda, deve ser feito para todos os aços muito temperáveis. O pós-aquecimento tem como finalidade apressar a liberação do hidrogênio que tenha ficado retido na solda, e que pode causar trincas.

As soldas podem apresentar diversos defeitos internos e externos, que deverão ser investigados por vários processos de exame, chamados de ensaio não-destrutível. Não somente os defeitos internos podem ser graves, o aspecto externo da solda, quando apresenta reforço excessivo, mordeduras ou falta de penetração na raiz, também pode comprometer seriamente a sua qualidade e a sua resistência mecânica. A Figura (2.15) mostra a eficiência relativa de soldas de topo em V simples, com reforço removido e penetração total da raiz, com reforço excessivo, e sem penetração total na raiz, evidenciando a consequência desses defeitos (MODENESI *et al.*, 2012).

RAIZ DA SOLDA SELADA REFORÇO REMOVIDO	RAIZ DA SOLDA SELADA REFORÇO NÃO REMOVIDO	RAIZ NÃO SELADA REFORÇO NÃO REMOVIDO
		

EFICIÊNCIA: 100 % EFICIÊNCIA: 78 % EFICIÊNCIA: 55 %

Figura 2.15 - Eficiência relativa de soldas de topo em V simples para a resistência à fadiga.

Fonte: (HARVEY, 1974).

Pelo fato de os vasos de pressão serem quase sempre equipamentos estáticos, sem peças móveis, as tolerâncias dimensionais admitidas na montagem e na soldagem são bem maiores do que as normalmente adotadas nas construções mecânicas em geral. Quando a pressão é externa, essa tolerância deverá ser menor, porque a ovalização diminui muito a resistência ao colapso (TELLES, 2009).

2.5.2 Exame Não-Destrutível nas Soldas

Todas as soldas dos vasos de pressão, depois de completadas, devem ser submetidas a exames não-destrutivos para a detecção de possíveis defeitos. Em ordem crescente de confiabilidade, são os seguintes métodos de inspeção de soldas empregados na prática (MODENESI, 2012):

- Inspeção visual (sem ou com auxílio de aparelhos ópticos ou de iluminação especial);
- Inspeção com líquidos penetrantes (dye-check);
- Inspeção com partículas magnéticas (magnetic particles);
- Inspeção radiográfica: parcial (por amostragem) ou total;
- Inspeção por ultrassom.

Qualquer que seja o método (ou os métodos), de inspeção empregado, é sempre exigido que antes de sua realização seja feita a qualificação dos procedimentos de exame e dos operadores e inspetores, para cada método e cada tipo de solda, com a finalidade de avaliar a adequação dos métodos de exame e a capacidade profissional das pessoas envolvidas.

A inspeção visual é sempre exigida e deve ser feita obrigatoriamente em todas as soldas, essa inspeção, quando feita cuidadosamente e por pessoa experiente, é capaz não só de descobrir os defeitos superficiais (trincas, mordeduras, reforços excessivos etc.), como também indicar os locais de prováveis defeitos internos, denunciados por irregularidades no cordão de solda. Esses locais deverão ser por isso escolhidos para a realização dos exames posteriores, por meio de radiografia, ultrassom, ou outros processos. Por essa razão, o exame visual deve ser obrigatório, mesmo quando devam também ser empregados outros processos de inspeção. A Figura (2.16) mostra uma inspeção visual após a soldagem de um vaso de pressão.



Figura 2.16 - Inspeção visual na soldagem de um vaso de pressão cilíndrico.

Fonte: http://www.gcinspector.com.br/inspecao_com_liquido_penetrante-texto-b12.html.

A inspeção com partículas magnéticas e com líquidos penetrantes serve para a detecção de defeitos superficiais, recomendando-se como métodos auxiliares de inspeção em soldas de responsabilidade ou com materiais difíceis de soldar. O processo de partículas magnéticas é capaz também de apontar alguns defeitos subsuperficiais, devendo ser usado de preferência. Esse método, entretanto, só pode ser empregado com materiais ferromagnéticos, não se aplicando assim aos aços inoxidáveis austeníticos e aos metais não-ferrosos. Devido ao seu baixo custo e facilidade de execução, a inspeção com líquidos penetrantes é muito usada para o exame de cada camada de solda (antes da deposição da camada seguinte), em particular para o passe de raiz, como mostra a Fig. (2.17). Essa inspeção deve ser feita obrigatoriamente nas soldas de aços-liga, aços inoxidáveis e aços-carbono para baixa temperatura ou com teor de carbono acima de 0,3%.



Figura 2.17 - Inspeção em um vaso de pressão por líquido penetrante.

FONTE: http://www.gcinspector.com.br/inspecao_com_liquido_penetrante-texto-b12.html.

A inspeção radiográfica (com raios X ou raios gama) é um processo corrente de exame de soldas. Embora as soldas não radiografadas sejam permitidas, em alguns casos, é prática usual exigir-se pelo menos a radiografia parcial (por amostragem) para todas as soldas principais (isto é, soldas nas partes submetidas à pressão, ou submetidas a esforços principais) em todos os vasos de pressão. A radiografia total (em toda extensão das soldas) é feita nos casos exigidos pelos materiais ou pelo serviço do vaso, ou quando se deseja adotar no cálculo a eficiência 1,00 para diminuir as espessuras de parede do vaso.

Quando é especificada radiografia total, deve-se cuidar para que o maior número possível de soldas seja facilmente radiografável. Deve-se também, neste caso, realizar o exame com partículas magnéticas ou com líquido penetrante em toda a extensão das soldas para as quais a radiografia for impossível ou deficiente. A interpretação do exame radiográfico é difícil ou falha nas seguintes circunstâncias:

- Espessuras muito pequenas (inferiores a 6 mm, aproximadamente);
- Soldas de penetração parcial ou com vazios internos; soldas em ângulo;
- Soldas entre partes com grande diferença de espessuras;
- Soldas de geometria complicada: juntas em T, de canto, em cruzeta, etc.

A Figura (2.18) mostra exemplos de soldas facilmente radiografáveis ou difíceis de radiografar. Além desses casos, as radiografias também não são possíveis para as soldas em que não há espaço ou acesso para colocar e manter o chassis do filme radiográfico, as dimensões usuais dos chassis porta-filme são 100 x 230 mm ou 100 x 460 mm.

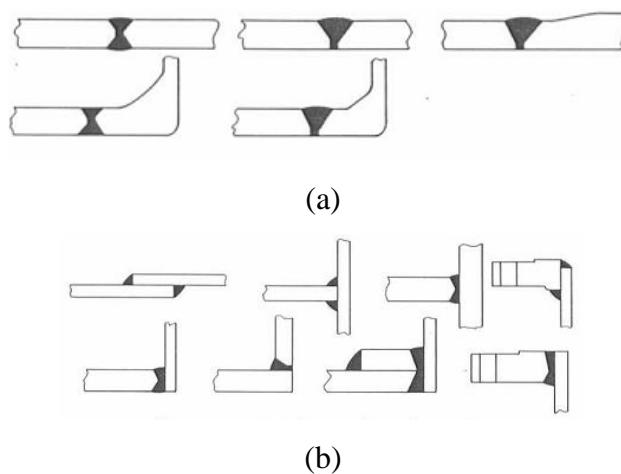


Figura 2.18 - Exemplos de soldas (a) facilmente radiografáveis e (b) difíceis de radiografar.

Fonte: (MODENESI, et al., 2012).

O ultrassom é um processo mais sensível e mais moderno do que a radiografia, não havendo praticamente nenhum defeito significativo que possa passar despercebido, além disso, o ultrassom aplica-se muito bem a peças de grande espessura ou de geometria complicada. O emprego e interpretação do ultrassom são, entretanto, bem mais difíceis do que a radiografia, e por isso o seu uso é menos frequente, a Fig. (2.19) mostra a inspeção por ultrassom de um vaso de pressão.



Figura 2.19 - Inspeção por ultrassom de um cordão de solda circunferencial em um vaso de pressão.

FONTE: http://www.gcinspector.com.br/inspecao_com_liquido_penetrante-texto-b12.html.

Tanto o exame radiográfico como o ultrassônico deve ser feitos pelo menos 48 horas depois de completada a solda, a fim de dar tempo para o escapamento natural do hidrogênio que tenha ficado retido. As trincas e outros defeitos inaceitáveis detectados nas soldas devem ser sempre reparados, e após o reparo a solda deve ser reinspecionada. Alguns defeitos superficiais, tais como mordeduras, reforços excessivos, trincas pouco profundas etc., podem ser reparados por simples remoção mecânica, ou por esmerilhamento local, desde que a espessura restante não seja inferior ao valor mínimo de projeto. Outros defeitos só podem ser reparados abrindo-se mecanicamente, ou por outros meios (eletrodo de carvão, laser etc.), o local até a remoção completa do defeito, e refazendo-se depois a solda, que deverá ser novamente examinada.

2.6 Reparos de Acordo com a Norma ASME PCC-2-2015

Os reforços por solda podem ser projetados para casos em que não há pressão ou com pressão tanto externa como interna. As luvas de reforço provaram ser eficazes na reparação de uma vasta variedade de defeitos internos e externos. As luvas de aço

completa consistem de um cilíndrico invólucro colocado em torno da secção de tubo a ser reparado e soldado ao longo das duas costuras longitudinais. Existem dois tipos de reforços: luvas do tipo A e Tipo B, nos quais podem ser feitos do mesmo tipo de material ou similar do vaso de pressão (ASME, 2015).

- Luva Tipo A: Nas luvas do tipo A, suas extremidades não são soldados circumferencialmente, como mostra na Fig. (2.20), e assim não é capaz de conter a pressão interna, mas funciona como reforço para uma área defeituosa. Ele só é usado para a correção de defeitos que não estão vazando e que não se expanda durante o serviço, ou quando o mecanismo de dano e taxa de crescimento esteja completamente controlado;

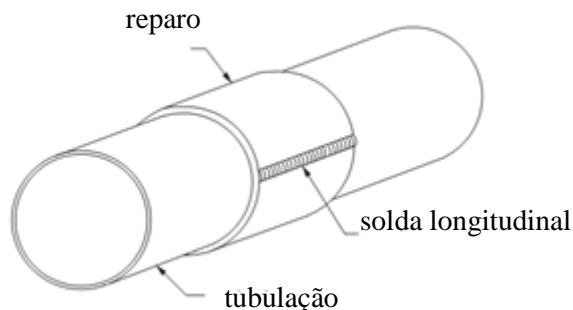


Figura 2.20 - Esquema da Luva Tipo A.

Fonte: (ASME, 2015).

- Luva Tipo B: Suas extremidades são soldadas circumferencialmente ao vaso de pressão, como mostra na Fig. (2.21), sendo assim possível de conter a pressão interna. As luvas do Tipo B podem ser usadas para reparar defeitos de vazamentos ou defeitos que possam eventualmente vazar e reduzir a capacidade de carga axial do tubo. Nessa tese, aborda-se o estudo desse tipo de reforço.

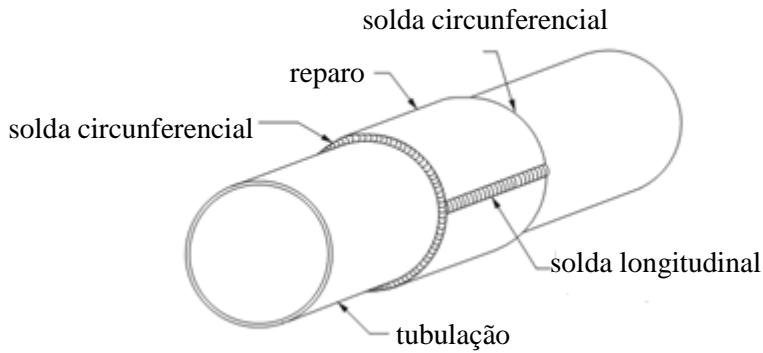


Figura 2.21 - Esquema da luva Tipo B.

Fonte: (ASME, 2015).

As luvas do tipo B devem ter uma espessura igual ou maior do que a espessura nominal do vaso de pressão projetada para a pressão máxima de trabalho admissível e ter um fator de eficiência da soldagem de 0,8; a menos que a solda seja 100% verificada por exame ultrassônico, nesses casos, o fator de eficiência será 1,0 pode ser aplicado. Se luva tipo B recebe reforços axiais, ela deve ser projetada de modo a suportar essas cargas, além de cargas de flexões atuando em toda extensão da luva.

Os dois tipos de luvas devem ter pelo menos 100 mm (4 in) de comprimento e se estender 50 mm (2 in) além do defeito, o tamanho cordão de solda para as regiões circunferenciais para as luvas tipo B devem ser a seguinte:

- Um filete de solda completa se a espessura da luva é inferior ou igual a 1,4 vezes a espessura nominal da parede do vaso, como se mostra na Fig. (2.22);

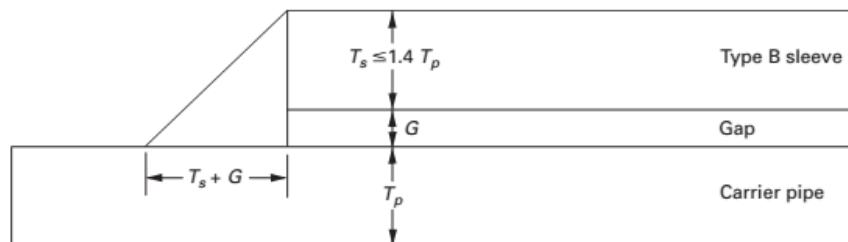


Figura 2.22 - Esquema da luva tipo B com espessura menor ou igual a 1,4 vezes a espessura do vaso.

Fonte: (ASME, 2015).

Onde:

- ✓ T_s : espessura da luva de reforço;

- ✓ T_p: espessura do vaso de pressão;
- ✓ G: espaço entre a luva e o vaso (gap).

- Se uma luva tipo B é mais espessa do que 1,4 vezes a espessura da parede do tubo, as extremidades circunferenciais da manga tipo B deve ser chanfrada a cerca de 45 graus, para baixo, para 1,4 vezes a espessura nominal da parede do vaso adicionando o espaço entre o vaso e a luva (G), como mostrado na Fig. (2.23):

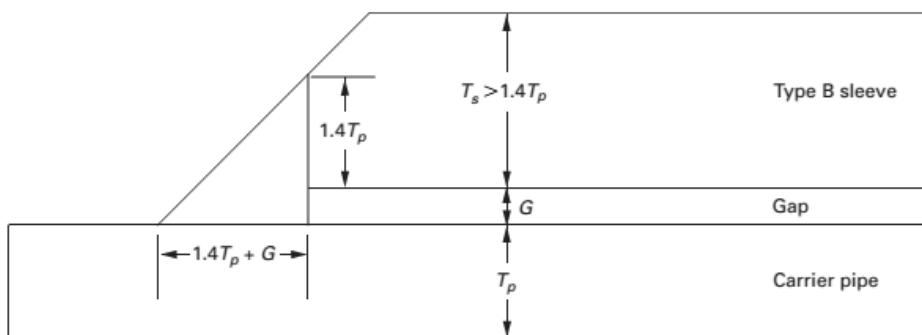


Figura 2.23 - Esquema da luva tipo B com espessura maior que 1,4 vezes a espessura do vaso.

Fonte: (ASME, 2015).

A ponta da solda no vaso de pressão deve ser suave entre o vaso e a solda, a fim de minimizar os níveis de concentração de tensão, o ângulo formado nessa região não deve criar entalhes e defeitos como rebaixos não são permitidos.

Para a instalação do reforço tipo A ou B, toda a circunferência do vaso de pressão na área a ser coberta pela luva tem que ser limpa, portanto uma limpeza no material se faz necessário. Se o metal de adição a ser usado é duro, então ele deve ser aplicado em todos os entalhes, poços, cavidades, e depressões. A luva deve ser montada firmemente em torno do tubo, a fixação mecânica por meio de equipamentos hidráulicos, parafusos, ou outros dispositivos podem ser utilizados para assegurar o ajuste.

Um ajuste sem espaçamento (no gap) é o ideal, no entanto, permite-se uma tolerância radial de até 2,5 mm (3/32 in.). Se o espaçamento (gap) é excessivo, se faz necessários ajustes técnicos na solda, tais como: nas extremidades soldadas e no tamanho da solda.

O procedimento de solda, incluindo as exigências de pré-aquecimento e pós-

aquecimento na solda e operadores de soldagem, deve ser qualificado sob o código aplicável de construção ou código de pós-construção. O metal de base do vaso de pressão deve ser examinado via ultrassom para avaliar espessura, trincas e possíveis laminações na área que será aplicada a solda circunferencial, deve existir espessura de parede suficiente para evitar concentração de temperatura. Se uma faixa de apoio não é usada sob a solda longitudinal, a área sob ela também deverá ser examinado por ultrassom antes da soldagem.

As soldas longitudinais devem ser inspecionadas após a conclusão e a área da raiz de solda tem que ser examinada durante a soldagem para verificar a penetração adequada e fusão. Os filetes de solda circunferenciais devem ser examinados por partículas magnéticas ou líquido penetrante após a soldagem. Se existirem trincas no cordão de solda, realiza-se um ensaio não destrutivo do cordão de solda circunferencial no máximo vinte e quatro (24) horas após a soldagem tenha sido concluída (ASME, 2015).

2.7 Conceitos Fundamentais sobre o Método dos Elementos Finitos

A origem do método dos elementos finitos data épocas dos séculos XVIII e XIX que inicialmente tinha como utilização a aproximação para soluções de problemas matemáticos, como proposto por Gauss no final do século XVIII. (DE LAS CASAS, 2013)

O desenvolvimento moderno do método dos elementos finitos começou na década de 1940 no campo da engenharia estrutural com o trabalho por HRENNIKOFF (1941) McHENRY, (1943), que utilizou uma estrutura de elementos de linha (unidimensionais) de elementos (barras e vigas) para solução de tensão em sólidos contínuos. Em um artigo publicado por COURANT (1943), mas não amplamente reconhecido por muitos anos, propôs a criação da solução da tensão em uma forma variacional, o mesmo propôs que não se tentasse utilizar uma única função para aproximar a solução em toda a região de interesse (ou domínio), mas que se partisse para funções válidas apenas em uma pequena parte do domínio (LOGAN, 2012). Assim o problema pode ser solucionado utilizando um determinado número de retas, como mostra a Fig. (2.24).

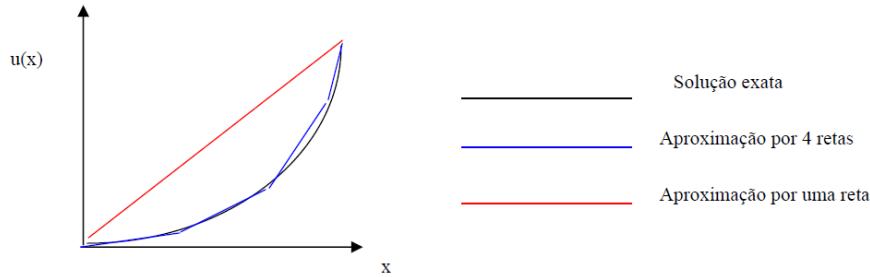


Figura 2.24 - Aproximação de função continua por partes.

Fonte: (LOGAN, 2012).

Muitos anos depois, CLOUGH (1960) introduziu, pela primeira vez, o termo elemento finito no artigo “*The finite element method in plane stress analysis*” (BARKANOV, 2001).

A partir de 1960, engenheiros passaram a aplicar o método dos elementos finitos para resolução de problemas envolvendo análise de tensões, fluxo de fluidos, transferência de calor, dentre outras áreas. O primeiro livro acerca do método foi publicado por ZIENKIEWICZ e CHEUNG (1967). No final da década de 60, o método dos elementos finitos passou a ser utilizados em problemas não lineares e com grandes deformações (CHANDRUPATLA & BELEGUNDU, 2014).

No final dos anos 60 passou também a ser utilizado para a simulação de problemas não estruturais em fluidos, termomecânica e eletromagnetismo. Embora o método tenha sido extensivamente usado previamente no campo das estruturas mecânicas, hoje tem sido aplicado satisfatoriamente como uma técnica conveniente e bem estabilizada para a solução computacional de problemas complexos em diferentes campos da engenharia: civil, mecânica, nuclear, biomédica, hidrodinâmica, condução de calor, geomecânica, entre outros (DE CAMPOS, 2006).

Um exemplo da aplicação do método dos elementos finitos em estruturas pode ser observado na Fig. (2.25), onde temos dois cilindros vazados com uma malha quadriculada aplicada sobre eles.

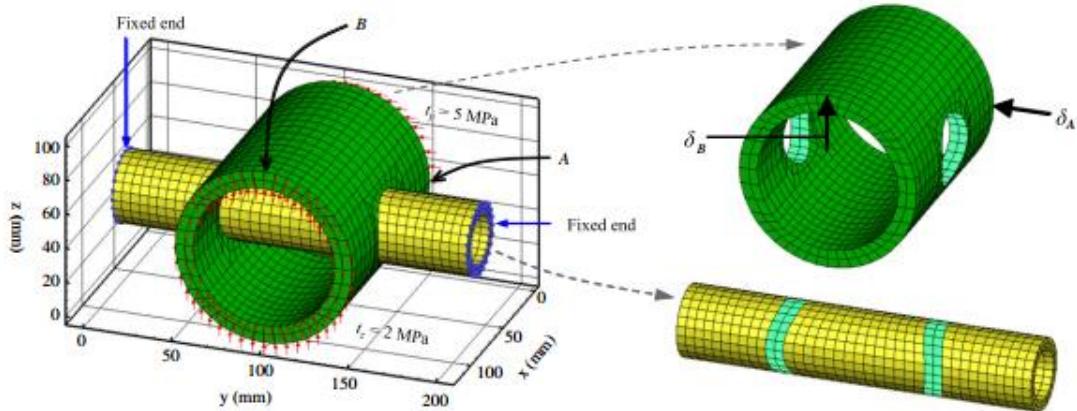


Figura 2.25 - Conexão entre dois cilindros vazados com malha aplicada formada por elementos poliédricos.

Fonte: (DE CAMPOS, 2006).

2.7.1 Aspectos Gerais do Método dos Elementos Finitos

Em algumas situações o problema torna-se tão complexo que o uso de ferramentas analíticas não fornece a qualidade de proposta esperada, assim faz-se necessário o uso de modelos numéricos (RIBEIRO, 2004). O MEF é baseado nos princípios gerais da Mecânica do Contínuo, onde trata a matéria como sendo um meio contínuo, sem vazios interiores, desconsiderando sua estrutura molecular. O primeiro passo para obtenção do modelo experimental por meio do MEF é definir o objeto de estudo, que nesse trabalho de tese específico, é o vaso de pressão com as luvas de reparos e os cordões de solda.

O Método dos Elementos Finitos (MEF) é um método matemático, onde um meio contínuo é discretizado em elementos menores, sendo mantidas as equações constitutivas originais. Com essa discretização de elementos é possível obter soluções para problemas com geometrias complexas que não seriam possíveis de obter em soluções analíticas ou matemáticas simples. Estes elementos são descritos por equações diferenciais, sendo possível a solução de problemas de análise de tensão, transferência de calor e fluxo de fluido, através de métodos numéricos (LOGAN, 2012).

2.7.2 Aplicações do Método dos Elementos Finitos

As primeiras aplicações do MEF foram em problemas de engenharia estrutural, mais especificamente, sobre análise de tensões. Entretanto o método dos elementos

finitos pode ser usado para analisar problemas tanto estruturais como não estruturais.

O Método dos Elementos Finitos pode ser empregado por meio de diversos Softwares, tais como: ANSYS, COSMOS/M, NASTRAN, ABAQUS, dentre outros. Cada software possuindo uma interface com o usuário e recursos distintos.

Os modelos de elementos finitos podem ser criados usando elementos unidimensionais, bidimensionais ou tridimensionais, de modo que a escolha deve ser feita visando obter um modelo representativo preciso e utilizando uma quantidade menor de nós, o que reduziria o tempo necessário para o computador realizar a simulação.

Segundo BARKANOV (2001), para a realização da simulação, diversos parâmetros podem ser estabelecidos, sendo alguns deles:

- Representação gráfica do modelo a ser estudado;
- Malha a ser aplicada, levando em consideração o tipo do elemento finito a ser escolhido, localização dos nós, número de elementos, dentre outros;
- Propriedades do material;
- Carregamentos internos e externos;
- Condições de contorno (restrições de movimentos).

BAKER (2012), cita algumas das principais aplicações para o método dos elementos finitos, sendo elas:

- Análises estáticas lineares;
- Condução de calor;
- Mecânica estrutural;
- Mecânica de vibrações;
- Transferência de calor com convecção e radiação;
- Mecânica dos fluidos;
- Transporte convectivo de calor e massa;
- Estáticas não lineares e dinâmicas.

2.7.3 Programas de Computador

O uso do computador é uma parte essencial da análise de elementos finitos, programas de computador bem desenvolvidos, com manutenção e suporte adequados, são fundamentais na solução de problemas de engenharia e interpretação de resultados.

Muitos pacotes de elementos finitos comercialmente disponíveis cumprem essas necessidades, também é tendência na indústria que os resultados sejam aceitáveis somente quando resolvidos pelo uso de certos pacotes-padrão de programas de computador. Os pacotes comerciais oferecem plataformas de entrada de dados de fácil utilização e formatos de apresentação elegantes e fáceis de interpretar. (CHANDRUPATLA & BELEGUNDU, 2014).

2.8 Método dos Elementos Finitos

O Método dos Elementos Finitos tornou-se uma ferramenta poderosa na solução numérica de uma grande variedade de problemas de engenharia. As aplicações variam desde a análise de tensão e deformação em estruturas automotivas, aeronaves, prédios e pontes até a análise de transferência de calor, escoamento de fluidos, fluxo magnético, infiltração e outros problemas de fluxo.

Com os avanços da tecnologia de computação e sistemas CAD (*Computer Aided Design*), problemas complexos podem ser modelados com relativa facilidade. Diversas configurações alternativas podem ser testadas em um computador antes que o primeiro protótipo seja construído (LOGAN, 2012).

Todo esse avanço tecnológico sugere que é necessário acompanhar esses desenvolvimentos a partir da compreensão da teoria básica, das técnicas de modelagem e dos aspectos computacionais do método dos elementos finitos. Nesse método de análise, uma região complexa definindo um meio contínuo é transformada em formas geométricas simples e discretas, chamadas elementos finitos.

As propriedades dos materiais e as relações governantes são consideradas sobre esses elementos e expressas em termos de valores desconhecidos em pontos específicos dos elementos. Um processo de montagem, considerando o carregamento e os vínculos, resulta em um conjunto de equações. A solução dessas equações nos dá o comportamento aproximado do meio contínuo (DE LAS CASAS, 2013).

A análise de elementos finitos envolve três estágios de atividade:

- Pré-processamento;
- Processamento;
- Pós-processamento.

O pré-processamento abrange a preparação de dados, como coordenadas nodais, conectividade, condições de contorno e informações de carregamento e material. O

estágio de processamento, por sua vez, inclui geração de rigidez, modificação da rigidez e solução das equações, resultando na avaliação das variáveis nodais. Por último, o estágio de pós-processamento trata da apresentação dos resultados, normalmente, a configuração deformada, formas nodais, temperatura e distribuição de tensão são calculadas e exibidas nesse estágio (CHANDRUPATLA e BELEGUNDU, 2014).

2.8.1 Tensões e Equilíbrio

Um corpo tridimensional que ocupa um volume V e possui uma superfície S é mostrado na Fig. (2.26):

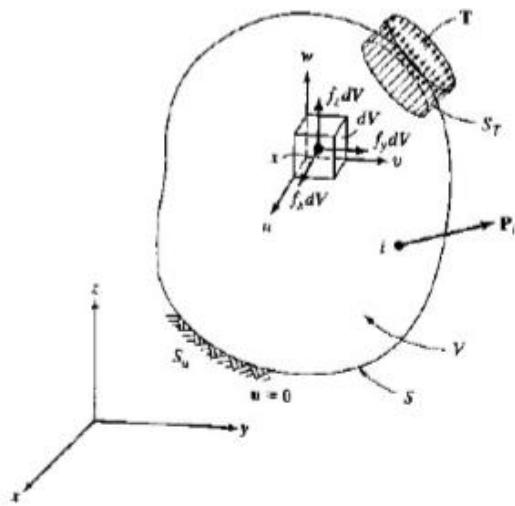


Figura 2.26 - Corpo Tridimensional.

Fonte: (CHANDRUPATLA e BELEGUNDU, 2014).

Pontos no corpo são localizados por coordenadas x , y e z . O contorno é submetido a restrições em alguma região no qual o deslocamento é especificado, em parte do contorno, uma força distribuída por unidade de área T , também chamada de força de superfície, é aplicada. Sob a ação da força, o corpo se deforma, a deformação de um ponto $x(=[x,y,z]^T)$ é dada pelas três componentes do seu deslocamento, conforme a Eq. (2.6):

$$u = [u, v, w]^T \quad (2.6)$$

A força distribuída por unidade de volume, por exemplo, o peso por unidade de volume, é o vetor f , dado pela Eq. (2.7):

$$\mathbf{f} = [f_x, f_y, f_z]^T \quad (2.7)$$

A força do corpo que atua sobre o volume elementar dV é mostrada na Fig. (1.1), a força de superfície T pode ser dada pelos valores das suas componentes nos pontos sobre a superfície, conforme mostra a Eq. (2.8)

$$\mathbf{T} = [T_x, T_y, T_z]^T \quad (2.8)$$

Alguns exemplos de força de superfície são a força de contato distribuída e a ação da pressão, uma carga P que atua em um ponto i é representada também pelas suas três componentes da Eq. (2.9):

$$\mathbf{P}_i = [P_x, P_y, P_z]^T \quad (2.9)$$

A Figura (2.27) mostra as tensões que atuam sobre o volume elementar dV . Quando o volume dV se aproxima de um ponto, o tensor de tensão é representado pela inserção de suas componentes em uma matriz simétrica 3x3.

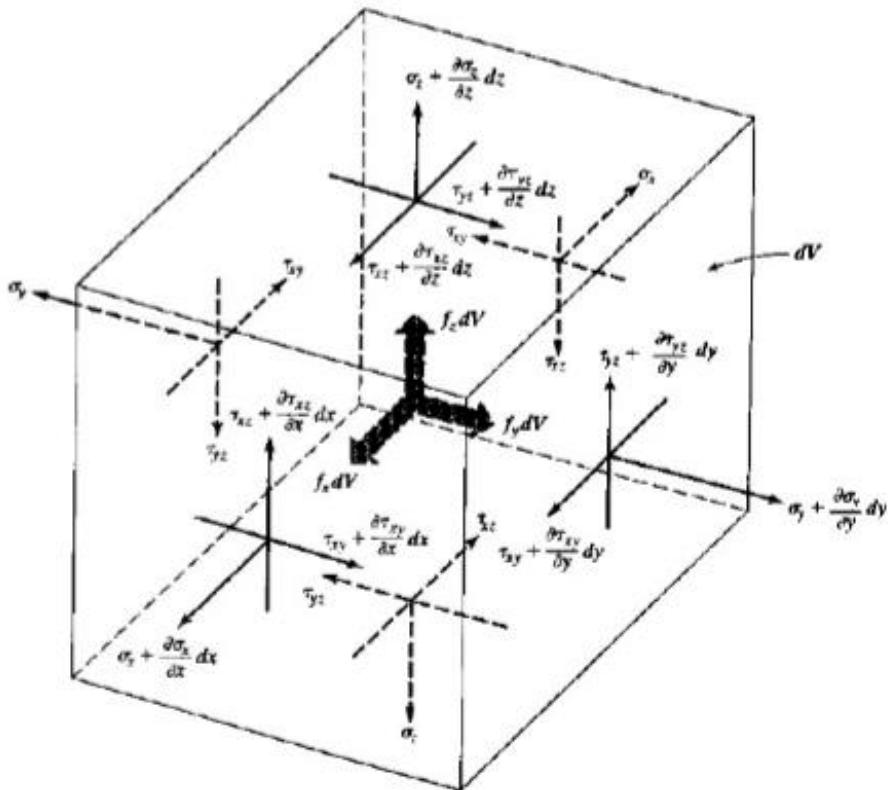


Figura 2.27 - Equilíbrio do volume elementar.

Fonte: (CHANDRUPATLA e BELEGUNDU, 2014).

A representação da tensão pelas seis componentes independentes pode ser escrita de acordo com a Eq. (2.10):

$$\sigma = [\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{yz}, \tau_{xz}, \tau_{xy}]^T \quad (2.10)$$

Onde σ_x , σ_y e σ_z são as tensões normais e τ_{yz} , τ_{xz} e τ_{xy} são tensões de cisalhamento. Com o volume elementar, obtém-se as forças sobre as faces multiplicando as tensões pelas áreas correspondentes. Escrevendo $\Sigma F_x = 0$, $\Sigma F_y = 0$ e $\Sigma F_z = 0$ e reconhecendo $dV = dx dy dz$, chega-se às nas Eqs. (2.11), (2.12) e (2.13), que são chamadas equações de equilíbrio.

$$\frac{\delta \sigma_x}{\delta x} + \frac{\delta \tau_{xy}}{\delta y} + \frac{\delta \tau_{xz}}{\delta z} + f_x = 0 \quad (2.11)$$

$$\frac{\delta \tau_{xz}}{\delta x} + \frac{\delta \sigma_z}{\delta z} + \frac{\delta \tau_{yz}}{\delta z} + f_z = 0 \quad (2.12)$$

$$\frac{\delta \tau_{xy}}{\delta x} + \frac{\delta \sigma_y}{\delta y} + \frac{\delta \tau_{yz}}{\delta z} + f_y = 0 \quad (2.13)$$

2.8.2 Condições de Contorno

Em relação a Figura (2.25), verifica-se que há condições de contorno de deslocamento e condições de carga na superfície. Se u for especificado em parte do contorno indicado por S_u , tem-se que $u = 0$ em S_u . Também pode-se tomar condições de contorno como $u = a$, no qual a é um deslocamento especificado.

Agora, considera-se o equilíbrio de um tetraedro elementar ABCD, mostrada na Fig. (2.28), nos quais DA, DB e DC são paralelos aos eixos x, y e z, respectivamente, e a área ABC, indicada por dA , corresponde ao plano inclinado.

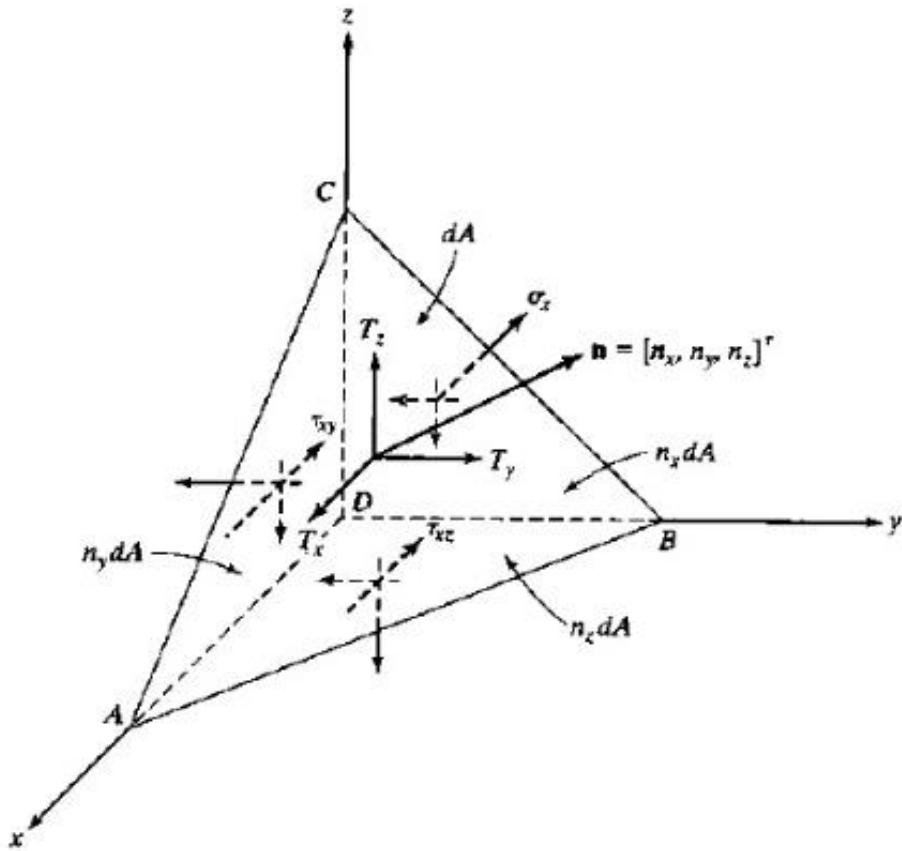


Figura 2.28 - Tetraedro com um volume elementar na superfície.

Fonte: (CHANDRUPATLA e BELEGUNDU, 2014).

Se $n = [n_x, n_y, n_z]^T$ é o vetor normal unitário dA , então a área $BDC = n_x \cdot dA$, a área $ADC = n_y \cdot dA$ e a área $ADB = n_z \cdot dA$. Tendo em mente o equilíbrio ao longo dos três eixos coordenados obtém-se as Eqs. (2.14), (2.15) e (2.16):

$$\sigma_x n_x + \tau_{xy} n_y + \tau_{xz} n_z = T_x \quad (2.14)$$

$$\tau_{xy} n_x + \sigma_y n_y + \tau_{yz} n_z = T_y \quad (2.15)$$

$$\tau_{xz} n_x + \tau_{yz} n_y + \sigma_z n_z = T_z \quad (2.16)$$

Essas condições devem ser satisfeitas no contorno S_t , no qual as forças de superfície são aplicadas, nessa descrição, as cargas pontuais precisam ser tratadas como cargas distribuídas sobre áreas pequenas, porém finitas.

2.8.3 Relações Deformação Específica-Deslocamento

Analogamente às tensões, as deformações específicas podem ser representadas em uma forma de vetor, como mostra a Eq. (2.17):

$$\boldsymbol{\varepsilon} = [\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z, \gamma_{yz}, \gamma_{xz}, \gamma_{xy}]^T \quad (2.17)$$

Em que ε_x , ε_y e ε_z são deformações específicas normais, e γ_{yz} , γ_{xz} e γ_{xy} são as deformações de cisalhamento. A Figura (2.29) mostra a deformação da face $dx - dy$ para pequenas deformações.

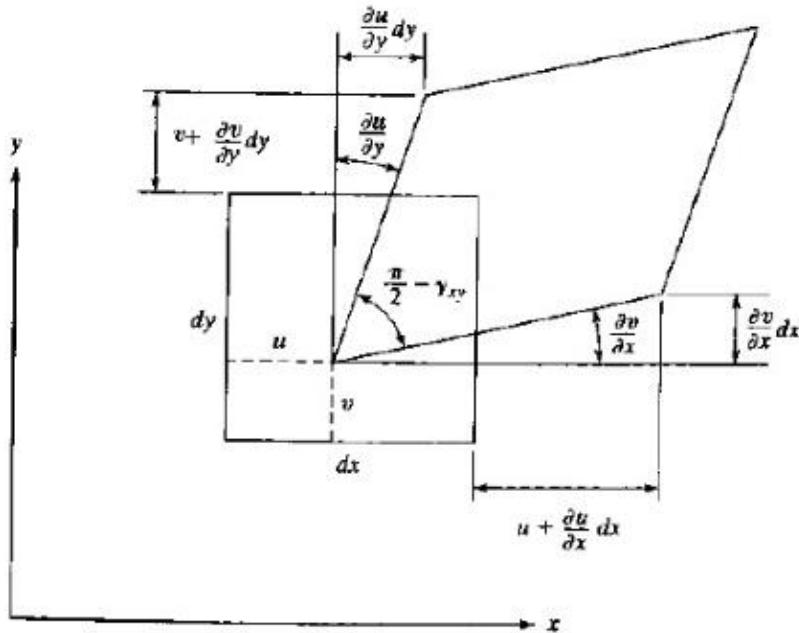


Figura 2.29 - Superfície elementar deformada.

Fonte: (CHANDRUPATLA e BELEGUNDU, 2014).

Levando em consideração as outras faces, pode-se escrever as deformações de uma forma geral como mostrada na Eq. (2.18):

$$\boldsymbol{\varepsilon} = \left[\frac{\delta u}{\delta x}, \frac{\delta v}{\delta y}, \frac{\delta w}{\delta z}, \frac{\delta v}{\delta z} + \frac{\delta w}{\delta y}, \frac{\delta u}{\delta z} + \frac{\delta w}{\delta x}, \frac{\delta u}{\delta y} + \frac{\delta v}{\delta x} \right]^T \quad (2.18)$$

Essas relações de deformações específicas se mantém para pequenas deformações.

2.8.4 Relações Tensão-Deformação Específica

Para materiais elásticos lineares, as relações tensão-deformação específica são obtidas da lei de Hooke generalizada. Para materiais isotrópicos, as duas propriedades são o módulo de Young (ou módulo de elasticidade) E , e o coeficiente de Poisson ν (HRENICKOFF, 1941). Considerando um cubo elementar dentro do corpo, a lei de Hooke resulta em:

$$\varepsilon_x = \frac{\sigma_x}{E} - \nu \frac{\sigma_y}{E} - \nu \frac{\sigma_z}{E}$$

$$\varepsilon_y = -\nu \frac{\sigma_x}{E} + \frac{\sigma_y}{E} - \nu \frac{\sigma_z}{E}$$

$$\varepsilon_z = -\nu \frac{\sigma_x}{E} - \nu \frac{\sigma_y}{E} + \frac{\sigma_z}{E}$$

$$\gamma_{yz} = \frac{\tau_{yz}}{G}$$

$$\gamma_{xz} = \frac{\tau_{xz}}{G}$$

$$\gamma_{xy} = \frac{\tau_{xy}}{G}$$

O módulo de cisalhamento (ou módulo de elasticidade transversal) G , é dado de acordo com a Eq. (2.19)

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)} \quad (2.19)$$

Pelas equações da lei de Hooke vistas anteriormente, pode-se obter o seguinte resultado dado na Eq. (2.20):

$$\varepsilon_x + \varepsilon_y + \varepsilon_z = \frac{E}{2(1+\nu)} (\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z) \quad (2.20)$$

Substituindo $\sigma_y + \sigma_z$, e outras relações dadas pela lei de Hooke, obtém-se as relações inversas dada na Eq. (2.21):

$$\sigma = D \cdot \varepsilon \quad (2.21)$$

Em que D é a matriz do material simétrica (6 x 6) dada pela Eq. (2.22):

$$D = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \begin{bmatrix} 1-\nu & \nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & 1-\nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & \nu & 1-\nu & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0,5-\nu & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0,5-\nu & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0,5-\nu \end{bmatrix} \quad (2.22)$$

Em uma dimensão, temos a tensão normal σ ao longo ao longo de x e a deformação normal correspondente ε . As relações tensão-deformação específica a partir da Eq. (2.21) resulta em:

$$\sigma = E \cdot \varepsilon$$

Em duas dimensões, os problemas são modelados como tensão plana e deformação plana.

2.8.5 Efeito de Temperatura

Se o aumento de temperatura ΔT (x,y,z) com relação ao estado original for conhecido, então a deformação associada pode ser facilmente obtida. Para materiais isotrópicos, o aumento de temperatura ΔT resulta em uma deformação uniforme, que depende do coeficiente de expansão linear α do material.

O coeficiente α , que representa a variação no comprimento por unidade de comprimento e por unidade variação de temperatura, é considerado uma constante dentro da faixa de variação de temperatura. Além disso, essa deformação não causa nenhuma tensão quando o corpo está livre para se deformar (ARGYRIS, 1955). A deformação específica decorrente da temperatura é representada como uma deformação inicial dada na Eq. (2.23)

$$\varepsilon_0 = [\alpha\Delta T, \alpha\Delta T, \alpha\Delta T, 0, 0, 0]^T \quad (2.23)$$

Com isso, a partir da Equação (2.21), as relações tensão-deformação tornam-se:

$$\sigma = D \cdot (\varepsilon - \varepsilon_0)$$

Para a tensão plana, a Equação (1.23), torna-se:

$$\varepsilon_0 = [\alpha\Delta T, \alpha\Delta T, 0,]^T$$

Na deformação específica plana, a restrição de que $\varepsilon_z = 0$ resulta em um ε_0 diferente, mostrado na Eq. (2.23):

$$\varepsilon_0 = (1 + \nu)[\alpha\Delta T, \alpha\Delta T, 0,]^T \quad (2.23)$$

Para a tensão plana e deformação específica plana, observe que $\sigma = [\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}]^T$ e $\varepsilon = [\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z, \gamma_{xy}]^T$, e que a matriz D é aquela fornecida na Eq. (2.22).

2.8.6 Tensão de von Mises

A tensão de von Mises é usada como um critério para determinar o início de uma falha em materiais dúcteis. O critério de falha estabelece que a tensão de von Mises σ_{VM} deverá ser menor do que a tensão de escoamento σ_Y do material. Na forma de desigualdade, o critério pode ser descrito conforme a Eq. (2.24):

$$\sigma_{VM} \leq \sigma_Y \quad (2.24)$$

A tensão de von Mises, por sua vez, é dada pela Eq. (2.25):

$$\sigma_{VM} = \sqrt{I_1^2 - 3I_2} \quad (2.25)$$

Onde I_1 e I_2 são as duas primeiras invariantes do tensor de tensão. Para o estado geral de tensão dado pela Eq. (2.10), I_1 e I_2 são dados por:

$$I_1 = \sigma_x + \sigma_y + \sigma_z$$

$$I_2 = \sigma_x\sigma_y + \sigma_y\sigma_z + \sigma_z\sigma_x - \tau_{yz}^2 - \tau_{xz}^2 - \tau_{xy}^2$$

Em termos de tensões principais σ_1 , σ_2 e σ_3 , as duas invariantes podem ser escritas por meio das Eqs. (2.26) e (2.27):

$$I_1 = \sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3 \quad (2.26)$$

$$I_2 = \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2\sigma_3 + \sigma_3\sigma_1 \quad (2.27)$$

Com isso, a tensão de von Mises pode ser expressa na forma mostrada na Eq. (2.28):

$$\sigma_{VM} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2} \quad (2.28)$$

Para o estado de tensão plana, obtém-se a partir da Eq. (2.10):

$$I_1 = \sigma_x + \sigma_y$$

$$I_2 = \sigma_x\sigma_y - \tau_{xy}^2$$

E para a deformação plana:

$$I_1 = \sigma_x + \sigma_y + \sigma_z$$

$$I_2 = \sigma_x\sigma_y + \sigma_y\sigma_z + \sigma_z\sigma_x - \tau_{xy}^2$$

No qual, $\sigma_z = \nu(\sigma_x + \sigma_y)$.

2.9 Modelagem Tridimensional utilizando o Método dos Elementos Finitos

A maior parte dos problemas de engenharia é tridimensional, para a formulação desses problemas, o elemento tetraédrico de quatro nós são indispensáveis para as soluções (CHANDRUPATLA e BELEGUNDU, 2014).

Para formulação do elemento finito, é necessário dividir o volume em tetraedro de quatro nós, cada nó recebe um número, e as coordenadas x, y e z são especificadas, um elemento é mostrado na Fig. (2.30).

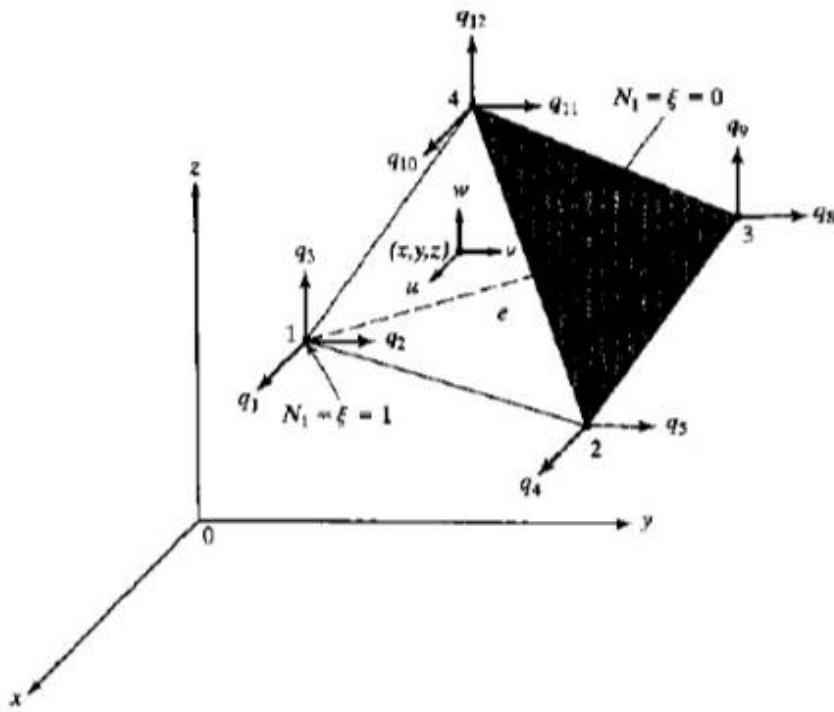


Figura 2.30 - Elemento tetraédrico.

Fonte: (HRENIKOFF, 1941).

Para cada nó i , atribui-se três graus de liberdade (GDL), q_{3i-2} , q_{3i-1} e q_{3i} , e para o nó global correspondente I , associa-se Q_{3I-2} , Q_{3I-1} e Q_{3I} . Assim, os vetores deslocamento do elemento e globais são dados na Eqs. (2.29) e (2.30):

$$\mathbf{q} = [q_1 \ q_2 \ q_3 \dots \ q_{12}]^T \quad (2.29)$$

$$\mathbf{Q} = [Q_1 \ Q_2 \ Q_3 \dots \ Q_{12}]^T \quad (2.30)$$

Em que N é o número total de *GDL* para a estrutura, três por nó, com isso define-se quatro funções de forma do tipo Lagrange, N_1 , N_2 , N_3 e N_4 , no qual a função de forma N_i tem valor 1 no nó i e zero nos outros três nós. Especificamente, N_1 é zero nos nós 2,3 e 4, e aumenta linearmente até o valor de 1 no nó 1. A Figura (2.31) mostra um elemento mestre para funções de forma.

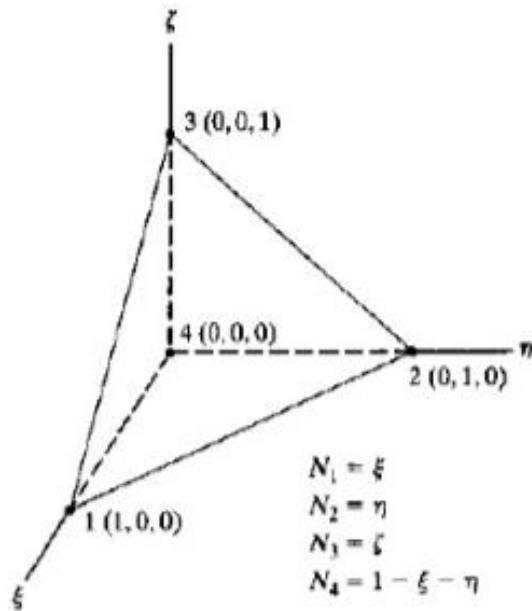


Figura 2.31 - Elemento tetraédrico.

Fonte: (HRENIKOFF, 1941).

Usando o elemento mestre mostrado acima, pode-se definir as funções de forma como: $N_1 = \xi$, $N_2 = \eta$, $N_3 = \zeta$ e $N_4 = 1 - \xi - \eta - \zeta$.

Os deslocamentos u , v e w em x podem ser escritos em termos dos valores nodais desconhecidos, de acordo com a Eq. (2.31)

$$u = N \cdot q \quad (2.31)$$

Em que:

$$N = \begin{bmatrix} N_1 & 0 & 0 & N_2 & 0 & 0 & N_3 & 0 & 0 & N_4 & 0 & 0 \\ 0 & N_1 & 0 & 0 & N_2 & 0 & 0 & N_3 & 0 & 0 & N_4 & 0 \\ 0 & 0 & N_1 & 0 & 0 & N_2 & 0 & 0 & N_3 & 0 & 0 & N_4 \end{bmatrix}$$

As funções de forma dadas anteriormente podem ser usadas para definir as coordenadas x , y , e z do ponto em que os deslocamentos u , v e w são interpolados, a transformação isoparamétrica é dada pelas Eqs. (2.32), (2.33) e (2.34):

$$x = N_1 x_1 + N_2 x_2 + N_3 x_3 + N_4 x_4 \quad (2.32)$$

$$y = N_1 y_1 + N_2 y_2 + N_3 y_3 + N_4 y_4 \quad (2.33)$$

$$z = N_1 z_1 + N_2 z_2 + N_3 z_3 + N_4 z_4 \quad (2.34)$$

Substituindo o N_i , pelas funções de forma e com o uso da notação $x_{ij} = x_i - x_j$, $y_{ij} = y_i - y_j$ e $z_{ij} = z_i - z_j$, obtém-se as Eqs. (2.35), (2.36) e 2.37):

$$x = x_4 + x_{14}\xi + x_{24}\eta + x_{34}\zeta \quad (2.35)$$

$$y = y_4 + y_{14}\xi + y_{24}\eta + y_{34}\zeta \quad (2.36)$$

$$z = z_4 + z_{14}\xi + z_{24}\eta + z_{34}\zeta \quad (2.37)$$

Usando a regra da cadeia para derivadas parciais, por exemplo, de u , resulta na Eq. (2.38):

$$\begin{pmatrix} \frac{\delta u}{\delta \xi} \\ \frac{\delta u}{\delta \eta} \\ \frac{\delta u}{\delta \zeta} \end{pmatrix} = J \begin{pmatrix} \frac{\delta u}{\delta x} \\ \frac{\delta u}{\delta y} \\ \frac{\delta u}{\delta z} \end{pmatrix} \quad (2.38)$$

Com isso, as derivadas parciais com relação a ξ , η e ζ estão associadas às derivadas x , y e z . A transformada Jacobiana (J) é dada na Eq. (2.39):

$$J = \begin{bmatrix} \frac{\delta x}{\delta \xi} & \frac{\delta y}{\delta \xi} & \frac{\delta z}{\delta \xi} \\ \frac{\delta x}{\delta \eta} & \frac{\delta y}{\delta \eta} & \frac{\delta z}{\delta \eta} \\ \frac{\delta x}{\delta \zeta} & \frac{\delta y}{\delta \zeta} & \frac{\delta z}{\delta \zeta} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_{14} & y_{14} & z_{14} \\ x_{24} & y_{24} & z_{24} \\ x_{34} & y_{34} & z_{34} \end{bmatrix} \quad (2.39)$$

Observa-se que o determinante Jacobiano é dado pela Eq. (2.40):

$$\det J = x_{14}(y_{24}z_{34} - y_{34}z_{24}) + y_{14}(z_{24}x_{34} - z_{34}x_{24}) + z_{14}(x_{24}y_{34} - x_{34}y_{24}) \quad (2.40)$$

Assim o volume do elemento é dado pela Eq. (2.41):

$$V_e = \left| \int_0^1 \int_0^{1-\xi} \int_0^{1-\xi-\eta} \det J \, d\xi d\eta d\zeta \right| \quad (2.41)$$

Como o $\det(J)$ é constante:

$$V_e = |\det J| \int_0^1 \int_0^{1-\xi} \int_0^{1-\xi-\eta} d\xi d\eta d\zeta$$

Usando a fórmula de integral polinomial:

$$\int_0^1 \int_0^{1-\xi} \int_0^{1-\xi-\eta} \xi^m \eta^n \zeta^p (1-\xi-\eta-\zeta)^p d\xi d\eta d\zeta = \frac{m! n! p! q!}{(m+n+p+q+3)!}$$

Obtém-se,

$$V_e = \frac{1}{6} |\det J|$$

A relação inversa correspondente à Eq. (2.38) é dada por:

$$\begin{pmatrix} \frac{\delta u}{\delta x} \\ \frac{\delta u}{\delta y} \\ \frac{\delta u}{\delta z} \end{pmatrix} = A \begin{pmatrix} \frac{\delta u}{\delta \xi} \\ \frac{\delta u}{\delta \eta} \\ \frac{\delta u}{\delta \zeta} \end{pmatrix}$$

Em que A é a inversa da matriz Jacobiana J que foi mostrada na Eq.(2.39):

$$A = J^{-1} = \frac{1}{\det J} \begin{bmatrix} y_{24}z_{34} - y_{34}z_{24} & y_{34}z_{14} - y_{14}z_{34} & y_{14}z_{24} - y_{24}z_{14} \\ z_{24}x_{34} - z_{34}x_{24} & z_{34}x_{14} - z_{14}x_{34} & z_{14}x_{24} - z_{24}x_{14} \\ x_{24}y_{34} - x_{34}y_{24} & x_{34}y_{14} - x_{14}y_{34} & x_{14}y_{24} - x_{24}y_{14} \end{bmatrix}$$

Usando a deformação específica-deslocamento, a relação entre derivadas em x, y e z e ξ , η e ζ , e o campo de deslocamento assumido na Eq. (2.31), obtém-se a Eq. (2.42)

$$\varepsilon = B \cdot q \quad (2.42)$$

Em que a B é uma matriz dada pela Eq. (2.43):

$$B = \begin{bmatrix} A_{11} & 0 & 0 & A_{12} & 0 & 0 & A_{13} & 0 & 0 & -\tilde{A}_1 & 0 & 0 \\ 0 & A_{21} & 0 & 0 & A_{22} & 0 & 0 & A_{23} & 0 & 0 & -\tilde{A}_2 & 0 \\ 0 & 0 & A_{31} & 0 & 0 & A_{32} & 0 & 0 & A_{33} & 0 & 0 & -\tilde{A}_3 \\ 0 & A_{31} & A_{21} & 0 & A_{32} & A_{22} & 0 & A_{33} & A_{23} & 0 & -\tilde{A}_3 & -\tilde{A}_2 \\ A_{31} & 0 & A_{11} & A_{32} & 0 & A_{12} & A_{33} & 0 & A_{13} & -\tilde{A}_3 & 0 & -\tilde{A}_1 \\ A_{21} & A_{11} & 0 & A_{22} & A_{12} & 0 & A_{23} & A_{13} & 0 & -\tilde{A}_2 & -\tilde{A}_1 & 0 \end{bmatrix} \quad (2.43)$$

No qual $\tilde{A}_1 = A_{11} + A_{12} + A_{13}$, $\tilde{A}_2 = A_{21} + A_{22} + A_{23}$ e $\tilde{A}_3 = A_{31} + A_{32} + A_{33}$. Todos os termos de B são constantes, assim, a Eq. (2.20) gera deformações específicas constantes após os deslocamentos nodais serem calculados.

2.9.1 Rígidez do Elemento

A energia de deformação do elemento na expressão da energia potencial total é dada pela Eq. (2.44) (ODEN, 1972).

$$U_e = \frac{1}{2} \int_e \varepsilon^T D \varepsilon dV \quad (2.44)$$

Substituindo a Eq. (2.42) na Eq. (2.44), tem-se:

$$U_e = \frac{1}{2} q^T B^T D B q \int_e dV = \frac{1}{2} q^T V_e B^T D B q = \frac{1}{2} q^T k^e q$$

Em que a matriz de rigidez do elemento k^e é indicada por:

$$k^e = V_e B^T D B$$

E o volume do elemento é o encontrado pela Eq. (2.41) e equivale a $\frac{1}{6} |\det J|$.

2.9.2 Cálculos de Tensão

Após a resolução dessas equações, os deslocamentos nodais q do elemento podem ser obtidos $\sigma = D \cdot \varepsilon$ e $\varepsilon = B \cdot q$, as tensões no elemento são dadas através da Eq. (2.45)

$$\sigma = D \cdot B \cdot q \quad (2.45)$$

As três tensões principais podem ser calculadas com base nas três invariantes do tensor de tensão dadas abaixo:

$$I_1 = \sigma_x + \sigma_y + \sigma_z$$

$$I_2 = \sigma_x \sigma_y + \sigma_y \sigma_z + \sigma_z \sigma_x - \tau_{yz}^2 - \tau_{xz}^2 - \tau_{xy}^2$$

$$I_3 = \sigma_x \sigma_y \sigma_z + 2\tau_{yz}\tau_{xz}\tau_{xy} - \sigma_x \tau_{yz}^2 - \sigma_y \tau_{xz}^2 - \sigma_z \tau_{xy}^2$$

Para simplificar, definem-se esses quatro termos a seguir:

$$a = \frac{I_1^2}{3} - I_2$$

$$b = -2\left(\frac{I_1}{3}\right)^3 + \frac{I_1 I_2}{3} - I_3$$

$$c = 2\sqrt{\frac{a}{3}}$$

$$\theta = \frac{1}{3} \cos^{-1}(-\frac{3b}{ac})$$

E assim, as tensões principais são apresentadas pelas Eqs. (2.46), (2.47) e (2.48):

$$\sigma_1 = \frac{I_1}{3} + c \cdot \cos(\theta) \quad (2.46)$$

$$\sigma_2 = \frac{I_1}{3} + c \cdot \cos(\theta + \frac{2\pi}{3}) \quad (2.47)$$

$$\sigma_3 = \frac{I_1}{3} + c \cdot \cos(\theta + \frac{4\pi}{3}) \quad (2.48)$$

A orientação $[v_{kx} \ v_{ky} \ v_{kz}]^T$ da tensão principal σ_k é obtida pela resolução do conjunto de equações mostrada na Eq. (2.49):

$$\begin{bmatrix} \sigma_x - \sigma_k & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{xy} & \sigma_y - \sigma_k & \tau_{yz} \\ \tau_{xz} & \tau_{yz} & \sigma_z - \sigma_k \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_{kx} \\ v_{ky} \\ v_{kz} \end{bmatrix} = 0 \quad (2.49)$$

Observe que a matriz 3x3 na Eq. (2.49) é singular, assim, nem todas as três equações são independentes. Se as três tensões principais forem distintas, as duas primeiras equações podem ser resolvidas para v_{kx} e v_{ky} pela definição de $v_{kz} = 1$, e depois o v_k é normalizado, de modo que $v_k^T \cdot v_k = 1$. Deve-se tomar cuidado quando dois autovalores forem iguais.

2.9.3 Preparação da Malha

Embora regiões tridimensionais complexas possam ser efetivamente preenchidas por elementos tetraédricos, de modo semelhante a elementos triangulares que ocupam uma região bidimensional, é trabalhoso executar a preparação manual de dados, para

contornar isso, é mais fácil dividi-las em bloco de oito nós (CHANDRUPATLA e BELEGUNDU, 2014). A Figura (2.32) mostra um cubo mestre:

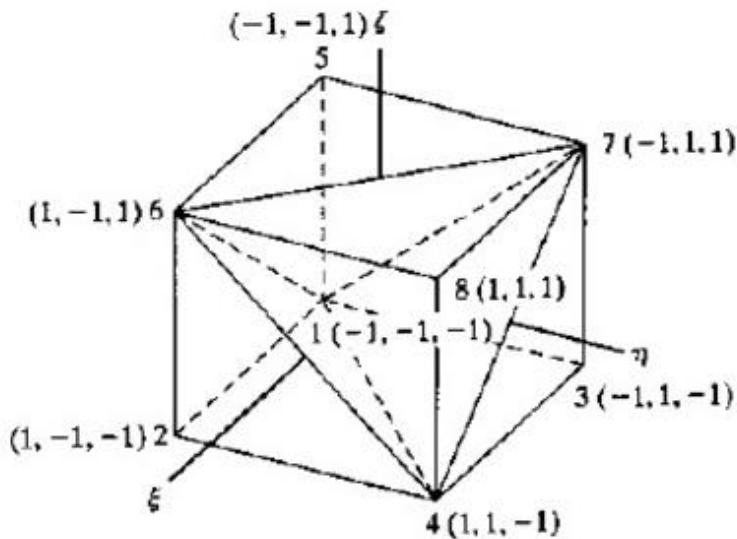


Figura 2.32 - Cubo para divisão em tetraedros.

Fonte: (ODEN, 1972).

Esse cubo mestre pode ser dividido em cinco tetraedros, de modo que os quatro primeiros elementos têm o mesmo volume, e o elemento 5 tem o dobro de volume dos outros. Nesse caso, deve-se tomar cuidado para combinar as arestas do elemento em blocos adjacentes. O cubo mestre também pode ser dividido em seis elementos com o mesmo volume.

O uso de $\det(J)$ no cálculo de B na Eq.(2.20) e o $|\det(J)|$ na estimativa do volume de elemento V_e permite aplicar os números de nó de elemento em qualquer ordem. Entre esses elementos sólidos, isso se mantém para tetraedros de quatro nós, pois cada nó é conectado aos outros três. Alguns códigos, ainda, pode exigir esquemas de numeração consistentes.

2.9.4 Modelagem de Problemas Tridimensionais

Na solução de um problema tridimensional, o primeiro passo é aplicar um modelo com a malha tetraédrica ou hexaédrica, os dados necessários serão as coordenadas nodais, conectividade nodal dos elementos, propriedades do material, condições de restrição e cargas nodais.

Na viga tridimensional suspensa mostrada na Figura (2.33), as condições de geometria e de carga exigem um modelo tridimensional.

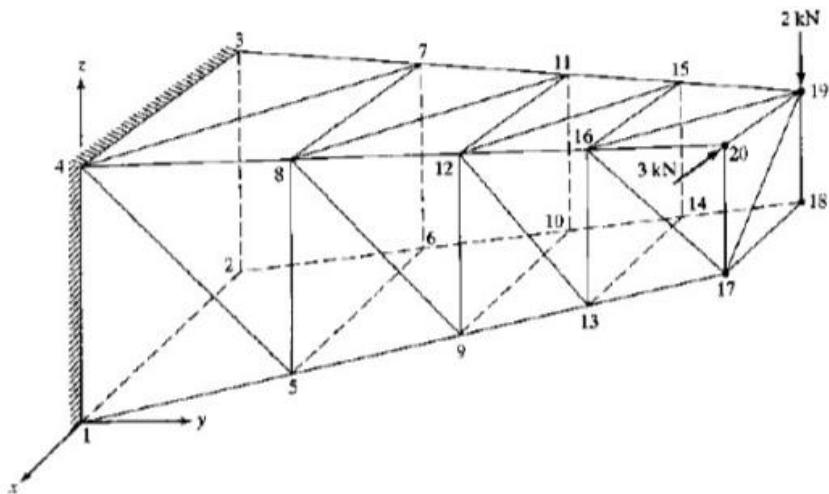


Figura 2.33 - Corpo elástico tridimensional.

Fonte: (CHANDRUPATLA e BELEGUNDU, 2014).

Os elementos e conectividades podem facilmente ser estabelecidos pela definição dos quatro blocos de oito vértices. As coordenadas dos nós podem ser geradas pelas funções de forma da Eq. (2.49) para a definição da geometria, com isso, os elementos na viga tridimensional suspensa é modelado com elementos tetraédricos.

A consideração das condições de contorno podem seguir aquelas para problemas unidimensionais e bidimensionais, porém, para ter uma ideia geral das restrições e sua consideração na análise de elementos finitos, leva-se em consideração a Fig. (2.34):

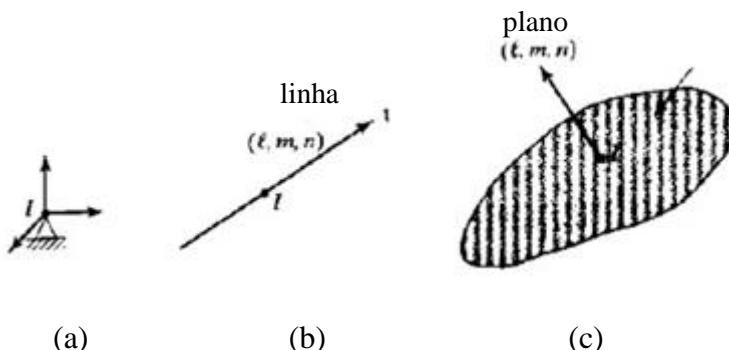


Figura 2.34 - Restrições nodais: (a) pontual, (b) de linha e (c) de plano.

Fonte: (CHANDRUPATLA e BELEGUNDU, 2014).

Um ponto totalmente restringido é uma restrição pontual, isso é considerado

quando acrescentamos uma rigidez grande C aos locais diagonais correspondentes aos *GDLs* do nó I . Quando o nó é restringido para se mover ao longo de uma linha, por exemplo, t , com cosenos diretores (l, m, n) , o termo da penalidade vem da imposição $uxt = 0$.

Quando um nó é forçado a permanecer em um plano com direção normal t , como mostra a Fig. (9.8-c), os termos de penalidade vêm de $u \cdot t = 0$. A Figura (2.35) mostra uma peça de metal em forma de pirâmide e seu modelo de elementos finitos.

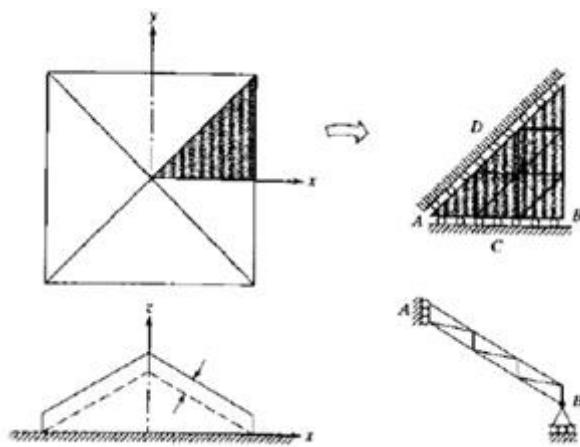


Figura 2.35 - Peça de metal com uma superfície de pirâmide.

Fonte: (ODEN, 1972).

Observa-se que os nós em A e B foram restringidos por linha, e os nós ao longo de C e D são restringidos pelo plano. Essa discussão ajuda a tratar a modelagem dos problemas tridimensionais com relativa facilidade.

2.10 Cálculo da pressão de retração

Na fabricação de canos de armas e em várias outras aplicações, cria-se frequentemente um cilindro de paredes grossas laminado por meio da contração de um cilindro externo (denominado jaqueta, camisa, casca ou luva) sobre um cilindro interno (denominado normalmente cilindro ou tubo). A finalidade desse processo de fabricação é aumentar as capacidades de carga do conjunto pelo desenvolvimento de um estado inicial de tensões tangenciais de compressão no cilindro interno e de tensões tangenciais de tração no cilindro externo.

Quando as tensões produzidas por uma pressão interna forem adicionadas a este

estado inicial de tensões, a distribuição das tensões resultantes faz um uso mais eficiente do material do que a distribuição que existiria sem que as tensões iniciais devidas à retração fossem induzidas.

A determinação das tensões em tais cilindros laminados exige a solução de um problema estaticamente indeterminado que utiliza as equações das deformações. A Figura (2.36) mostra um cilindro laminado que foi construído aquecendo-se uma camisa até quando ela pudesse deslizar sobre o tubo.

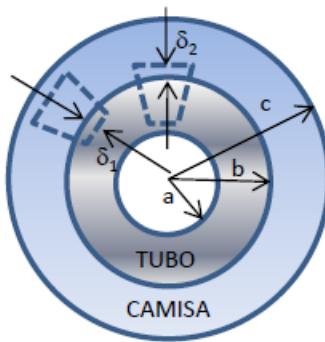


Figura 2.36 - Ajustagem por retração de um cilindro laminado e o vaso de pressão.

Fonte: (RODRIGUES, 2016).

É exigido o aquecimento da camisa para a montagem porque seu diâmetro interno é ligeiramente menor do que o diâmetro externo do tubo. Quando a jaqueta esfria, após a montagem, desenvolve-se uma pressão de contato p , na interface e esta pressão produz tensões e deformações tanto na jaqueta como no tubo.

A diferença inicial entre os diâmetros da camisa e do tubo, na interface, é conhecida como interferência I . A interferência relaciona-se com as deformações radiais da jaqueta e do tubo, na interface, por meio da Eq. (2.50):

$$I = 2\delta = 2|\delta_1| + 2|\delta_2| \quad (2.50)$$

Os módulos das deformações radiais $|\delta_1|$ e $|\delta_2|$ podem ser determinados por meio das expressões de deformações mostradas nas Eqs. (2.51) e (2.52):

$$|\delta_1| = \frac{b^2 p_s}{(c^2 - b^2) E.b} [(1 - \nu)b^2 + (1 + \nu)c^2] \quad (2.51)$$

$$|\delta_2| = \frac{b^2 p_s}{(b^2 - a^2) E.b} [(1 - \nu)b^2 + (1 + \nu)a^2] \quad (2.52)$$

Substituindo esses valores, obtêm-se as Eqs. (2.53) e (2.54):

$$I = \frac{4b^3 \cdot p_s(c^2 - a^2)}{E(c^2 - b^2)(b^2 - a^2)} \quad (2.53)$$

$$p_s = \frac{E \cdot I(c^2 - b^2)(b^2 - a^2)}{4b^3(c^2 - a^2)} \quad (2.54)$$

Onde:

- E: Módulo de Elasticidade Longitudinal;
- v: Coeficiente de Poisson.
- p_s : Pressão de retração

A Equação (2.53) fornece uma maneira para determinar a interferência que pode ser tolerada sem que sejam superados os níveis máximos de tensão admissível na camisa e no tubo. É exigido esse tipo de informação, por exemplo, no projeto de rolamentos de esfera para aplicações de ajustagem por retração.

A Equação (2.54) fornece um meio para determinar a pressão na interface resultante de um valor conhecido de interferência. Uma vez conhecida essa pressão, os níveis de tensão do ajustamento por retração podem ser determinados tanto na jaqueta como no tubo. As tensões produzidas por cargas em um cilindro laminado serão adicionadas a esses valores induzidos na fabricação (RILEY *et al.*, 2003).

2.11 Considerações Finais

Neste capítulo foi descrito os conceitos iniciais sobre soldagem, relacionando a coesão dos sólidos cristalinos e abordando a Teoria de Griffiths, muito importante no estudo de trincas e da mecânica da fratura. Apresentou os principais processos a respeito de soldagem em vasos de pressão e foi comentado sobre os ensaios não destrutíveis como uma das principais alternativas para verificar a qualidade das soldas.

Foi abordado os reparos da Norma ASME PCC-2-2015, no qual relata a divisão de dois tipos de reparos: Tipo A e Tipo B, sendo que, para o estudo desse trabalho, será adotado a luva Tipo B, pois a mesma é projetada para suportar as pressões internas e conter vazamentos.

A teoria do método dos elementos finitos foi mostrada, abordando os conceitos fundamentais, tais como tensão, condição de contorno, relações deformação específica-

deslocamento, relações tensão deformação-específica, efeito de temperatura e tensões de von Mises. Todos esses conceitos foram aplicados para fazer uma modelagem tridimensional de um problema de elementos finitos, nos quais foram explicados como aplicar esses conceitos na malha tetraédrica gerada para a formulação de um problema tridimensional.

Por fim, foi mostrado analiticamente o cálculo da pressão de retração que existe quando um vaso de pressão é submetido a reparos, esse cálculo é importante quando se avalia integridade estrutural do vaso de pressão.

CAPÍTULO III:

MODELAGEM DO CONJUNTO VASO DE PRESSÃO-SOLDA-REPARO DE ACORDO COM A NORMA ASME PCC-2-2015 E PROCEDIMENTOS PARA A ANÁLISE NUMÉRICA

3.1 Introdução

A modelagem de um problema em elementos finitos é uma das principais etapas do processo de análise numérica, pois se não forem detalhadas todas as características físicas apresentados no caso real, os resultados das análises numéricas certamente terão discrepâncias em relação ao que de fato está acontecendo. Essa modelagem se inicia desde a reprodução geométrica do problema (desenho), até os passos mais avançados como criação da malha, tamanho de malha, aplicação de condições de contorno, condições de carregamentos e os tipos de análises que serão consideradas.

Nesse capítulo apresenta-se o estudo de caso para o trabalho de tese, um vaso de pressão operando na indústria petroquímica com uma perda de espessura provocada pela corrosão, essa perda de espessura foi computada através do ensaio não destrutível por ultrassom pela técnica medição de espessura, por seguite detalha-se o passo a passo de toda a modelagem geométrica do conjunto vaso de pressão-reparo-solda.

No fim do capítulo apresentam-se as etapas do pré-processamento do modelo numérico, incluindo as propriedades termo mecânicas dos materiais, a malha e suas características e as condições de contorno necessárias para as realizações das análises transientes térmicas e estruturais.

3.2 Estudo de Caso

O vaso de pressão analisado corresponde a uma tubulação que transporta água para um filtro de carvão ativado de material ASTM A516 Grau 70 (aço inoxidável austenítico do tipo não sensitizável de baixo teor de carbono), esse material é muito utilizado para a construção de vasos de pressão devido a sua alta resistência a corrosão conforme mostrado na Fig. (3.1).



Figura 3.1 - Tubulação com corrosão para estudo de caso.

Fonte: (PRÓPRIO AUTOR. 2017).

O filtro de carvão ativado quando submetido a uma pressão acima ou inferior a atmosférica também é considerado como um vaso de pressão. A filtragem das impurezas do fluido se dá através da adsorção física, a qual caracteriza-se pela adesão da impureza ao material filtrante por meio de forças de van der Waals, ou da adsorção química, a qual caracteriza-se pela formação de ligações químicas entre as impurezas do fluido e o material filtrante. Uma vez que as forças de van der Waals são forças entre moléculas resultantes da atração entre pôlos formados pelo acúmulo permanente ou induzido de elétrons, tais ligações são mais fracas que as ligações químicas resultantes do compartilhamento de elétrons ou ligações iônicas, sendo por isso a adsorção física considerada menos resistente que a adsorção química.

As seguintes características de trabalho do vaso de pressão são: pressão de trabalho de 2,07 MPa (300 psi); temperatura de trabalho do fluido de 177°C (350°F); diâmetro interno de 1,22 m (48 in); espessura: 19,05 mm (0,75 in) e tensão admissível de 137,70 MPa (19,9 kpsi).

Utilizando os dados da região com perda de espessura devido a corrosão obtidos por ensaio ultrassônico de medição de espessura, monta-se uma grade com os valores da região danificada. Apresenta-se na Fig. (3.2) a grade com os valores da espessura da região danificada (área azul).

O perfil da perda de espessura da região é obtido onde cada ponto está a uma distância longitudinal (horizontal) e circunferencial (vertical) de 50,8 mm (2,0 in). A Tabela (3.1) mostra os valores para a espessura da parede do vaso nos planos longitudinal e circunferencial.

Tabela 3.1 - Valores da espessura da parede do vaso de pressão para os planos longitudinal e circunferencial.

Plano de inspeção (mm)	C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7	C8
M1	19,05	19,05	19,05	19,05	19,05	19,05	19,05	19,05
M2	19,05	12,19	13,21	14,48	14,22	14,73	15,24	19,05
M3	19,05	14,48	14,99	13,97	14,99	15,24	16,76	19,05
M4	19,05	15,49	11,94	14,73	9,14	14,73	16,26	19,05
M5	19,05	15,75	14,99	14,73	14,48	12,19	15,75	19,05
M6	19,05	14,48	14,99	15,49	14,48	14,22	12,45	19,05
M7	19,05	19,05	19,05	19,05	19,05	19,05	19,05	19,05

Pela Tab. (3.1), o menor valor de espessura encontra-se na linha M4, coluna C5, que corresponde a uma espessura mínima (t_{mm}) de 9,14 mm (0,36 in). A distância de cada ponto de inspeção é de 38,1 mm (1,5 in).

3.3 Procedimentos para a Modelagem Geométrica do Conjunto Vaso de Pressão–Reparo-Solda

A modelagem do conjunto Vaso de Pressão–Reparo-Solda será dividida em três etapas:

- Modelagem do vaso de pressão com corrosão;
- Modelagem do reparo;
- Modelagem dos cordões de solda;

3.3.1 Modelagem do Vaso de Pressão com Corrosão

O vaso de pressão com corrosão pode ser modelado no software SolidWorks 2014, conforme segue o passo a passo descrito abaixo por (ALMEIDA, 2012).

1. A partir da origem do sistema de coordenadas cartesianas, faz-se o desenho do retângulo, (escolheu-se por opção as coordenadas (x,y)), marca-se o ponto inicial, que a partir da origem do eixo, distancia de 609,6 mm (24 in), essa medida é o raio interno do vaso de pressão. Através desse ponto, modela-se o perfil retangular inicial do duto. O perfil retangular tem altura correspondente ao valor da espessura nominal do vaso de pressão de 19,05 mm (0,75 in) e a base corresponde à largura do vaso a ser modelada. A largura deve ser maior que a soma dos passos longitudinais dos pontos de inspeção de 355,60 mm (14 in) dados pela Tab. (3.1). A Figura (3.2) mostra o resultado do perfil retangular onde a base considerada foi de 508 mm (20 in).

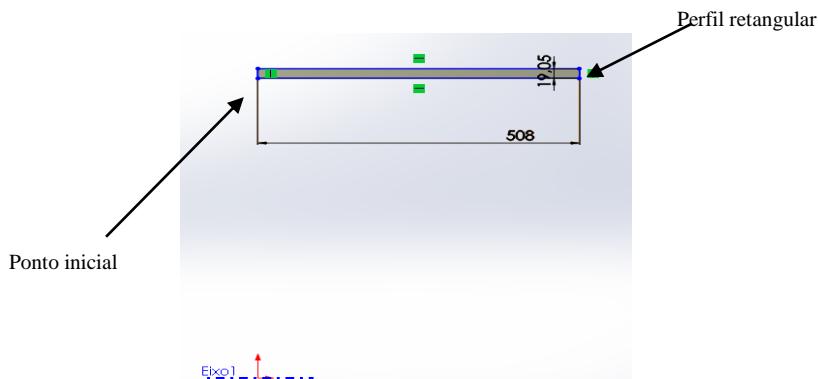


Figura 3.2 - Perfil retangular.

Fonte: (PRÓPRIO AUTOR).

2. Para geração do vaso, utiliza-se o perfil retangular para iniciar uma superfície gerada em passos de arcos em torno do seu eixo central. O ângulo para cada arco é definido através da Eq. (3.1).

$$\alpha = \frac{L}{r} \quad (3.1)$$

Onde α é o ângulo em radianos do arco, L é o passo de cada inspeção e r é o raio interno nominal do vaso de pressão. A Figura (3.3) mostra a relação para o cálculo do ângulo de cada arco em radianos.

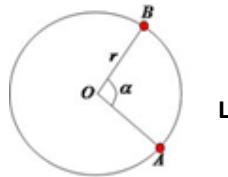


Figura 3.3 - Relação trigonométrica para o ângulo central.

Fonte: (PRÓPRIO AUTOR).

Para este caso tem-se o raio interno nominal de 609,6 mm (24 in) e o passo entre os pontos coletados L de 38,1 mm (1,5 in), assim:

$$\alpha = \frac{L}{r} = \frac{1,5}{24} = 0,0625\text{rad} = 3,581^\circ \cong 3,6^\circ$$

Com o ângulo do arco calculado realiza-se a formação do volume a partir do perfil retangular que corresponde a uma região não afetada pelo dano, como mostra a Fig. (3.4).

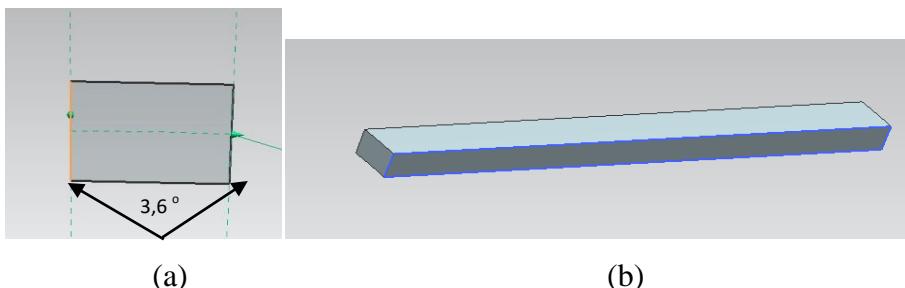


Figura 3.4 - (a) vista lateral com o passo do arco e (b) primeiro volume criado.

Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2017).

Veja que o ângulo é de $3,6^\circ$, como foi calculado, é importante ressaltar também que cada largura do volume gerado corresponde a 508 mm (20 in) que vale exatamente a distância entre cada ponto de inspeção.

3. Após o modelo do primeiro volume, o próximo passo é gerar a primeira superfície danosa do vaso de pressão, dada pela linha M1 da Tab. (3.1). Para essa primeira superfície, inicia-se a modelagem da primeira superfície com o dano a partir da criada anteriormente. Note na Figura (3.5) que a região superior perdeu uma pequena quantidade de material em relação ao volume inicial criado anteriormente.

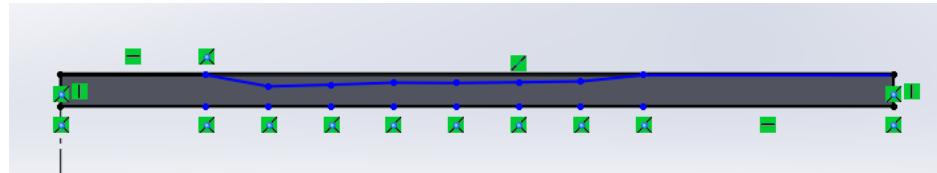


Figura 3.5 - Primeiro perfil da zona corroída.

Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2017).

Após modelada a superfície, modela-se o volume do mesmo com o mesmo passo de arco calculado. A Fig. (3.6) mostra a primeira superfície danosa.

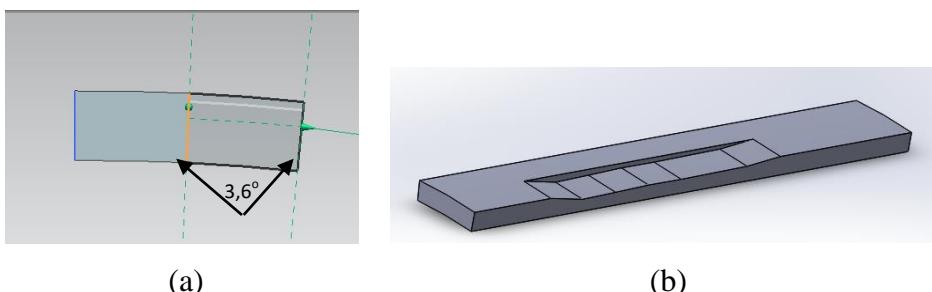


Figura 3.6 - (a) vista lateral com o passo do arco e (b) volume da primeira zona corroída.

Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2017).

4. Para a obtenção da segunda superfície, que é mostrada através do plano M2 da Tab. (3.1), a modelagem tem a forma apresentada na Fig. (3.7), novamente a parte superior da parede do duto tem uma perda de espessura.



Figura 3.7 - Segundo perfil da zona corroída.

Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2017).

Analogamente, cria-se o segundo volume a partir da segunda superfície com corrosão, com o mesmo passo de arco. A Figura (3.8) mostra o resultado desse segundo perfil com perda de espessura.

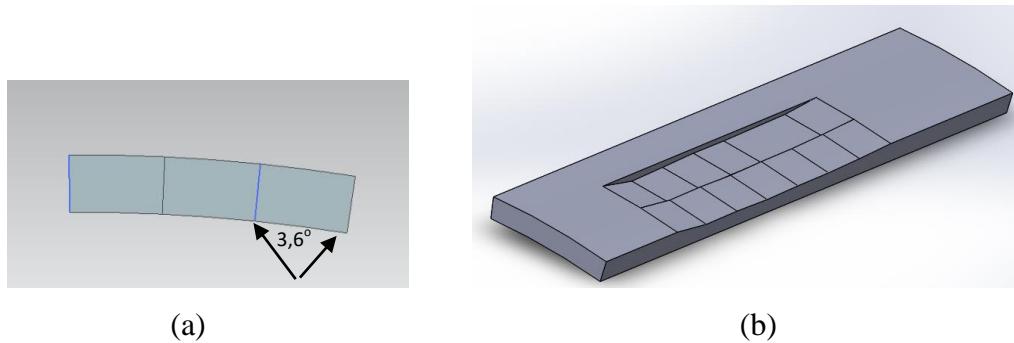


Figura 3.8 - Segundo perfil da zona corroída.

Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2017).

5. Seguindo a construção de todos os perfis de acordo com a Tab. (3.1), pode-se modelar toda a área da região corroída através dos passos explicados anteriormente. Após as modelagens das espessuras, uma visão completa do dano pode ser vista na Fig. (3.9):

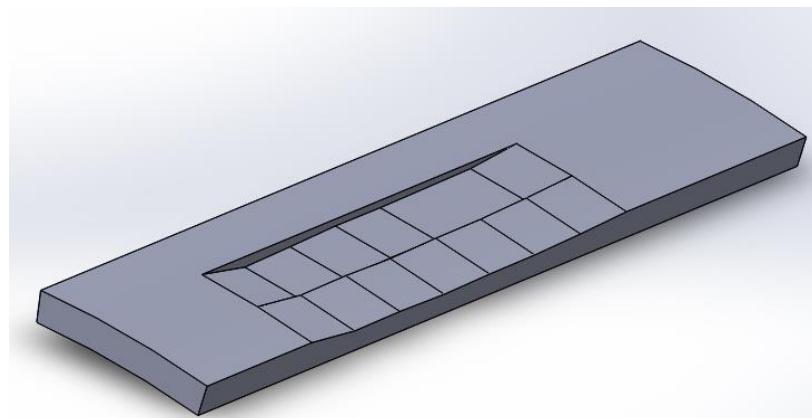


Figura 3.9 - Modelagem dos perfis da zona com perda de espessura.

Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2017).

6. Por fim, é preciso terminar o contorno do vaso de pressão, para isto, observa quantos arcos foram feitos e calcula-se o ângulo total. Como foram criados sete arcos, e para cada um, um passo de arco de 3,60, calcula-se que o arco total foi de 21,60. Logo, para a modelagem do contorno do vaso, o passo de arco necessário será $360^\circ - 21,60 = 338,40$. A Figura (3.10) mostra o duto completamente modelado.

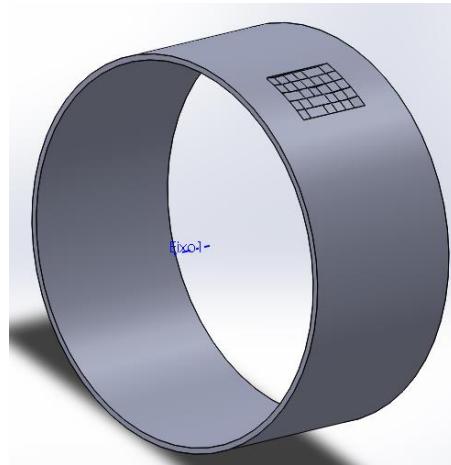


Figura 3. 10 - Vaso de pressão modelado com a corrosão externa.

Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2017).

3.3.2 Modelagem do Reparo com base na Norma ASME PCC-2-2015

O primeiro passo para modelar o reparo é verificar a largura do mesmo, pois de acordo com a norma, a largura da luva tem que se estender de 50,8 mm (2 in) além do dano de corrosão.

A largura do defeito é de 266,7 mm (10,5 in), como pode ser visto na Fig. (3.11).

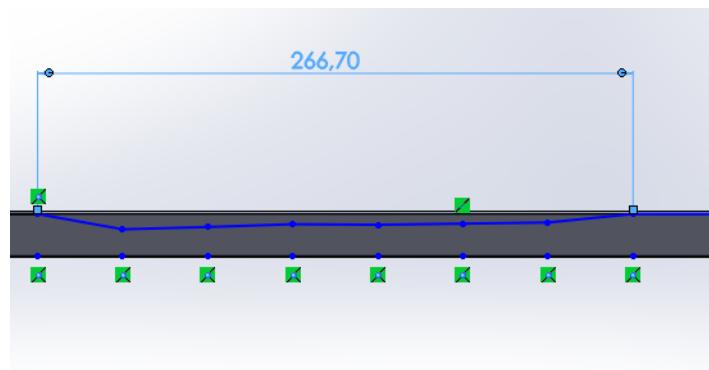


Figura 3.11 - Largura do defeito causado pela corrosão.

Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2017).

Com isso, a largura do reparo deve ser no mínimo de 368,3 mm (14,5 in), para então satisfazer o critério da norma. Como pode ser observada na Figura (3.12), a luva foi modelada com a largura mínima permitida.

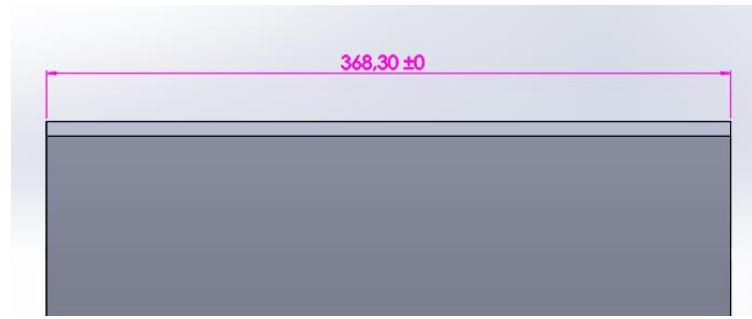


Figura 3.12 - Modelagem da largura do reparo.

Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2017).

O diâmetro interno do reparo tem a medida do diâmetro externo do vaso, sabe-se que o diâmetro interno do vaso é de 1219,2 mm (48 in), e a espessura é de 19,05 mm (0,75 in), com isso de acordo com a Eq. (3.2), o diâmetro interno da luva é de:

$$D_{il} = D_{iv} + 2 \cdot e \quad (3.2)$$

Em que:

- ✓ D_{il} – Diâmetro interno da luva;
- ✓ D_{iv} – Diâmetro interno do vaso;
- ✓ e – espessura do vaso.

Com isso:

$$D_{il} = 1219,2 + 2 \cdot 19,05 \Rightarrow D_{il} = 1257,30 \text{ mm}$$

Em outras palavras, o raio interno da luva é de 628,65 mm (24,75 in), a espessura do reparo é de 19,05 mm (0,75 in), portanto, o raio externo do mesmo é de 647,70 mm (25,5 in), como mostrado na Fig. (3.13).

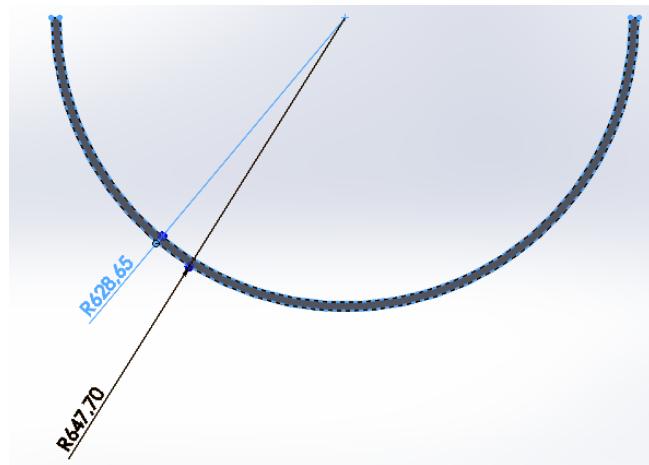


Figura 3.13 - Raio interno e externo da luva.

Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2017).

Para finalizar a modelagem, fez-se dois chanfros em V nos lugares diagonalmente opostos na luva para a realização da solda, conforme pode ser visto na Fig. (3.14).

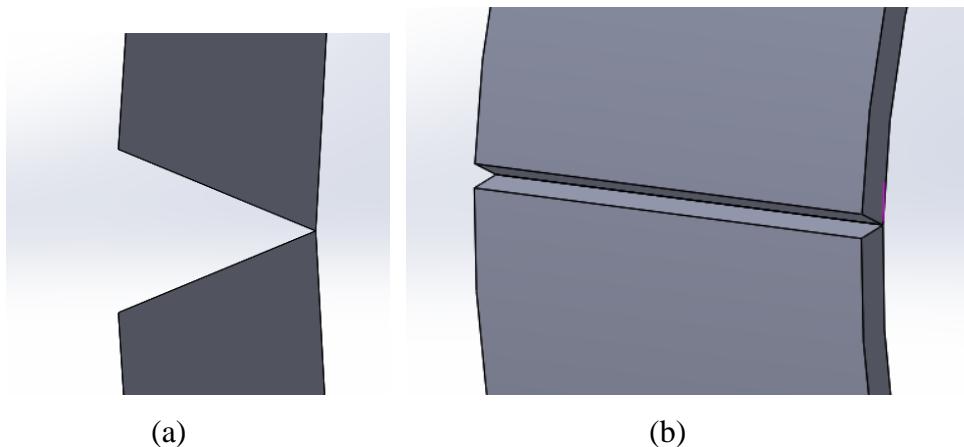


Figura 3.14 - Modelagem do chanfro do (a) Perfil em V e (b) Em toda largura do reparo.

Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2017).

O ângulo do chanfro em V é de 45° , visto que esse ângulo é muito usado em situações que as espessuras das peças são pequenas, como é o caso da luva.

3.3.3 Modelagem da Solda

Por fim, realiza-se a modelagem dos cordões de solda: dois cordões longitudinais e dois cordões circunferenciais. A solda longitudinal tem a mesma largura

do reparo e a sua modelagem completa está mostrada na Fig. (3.15)

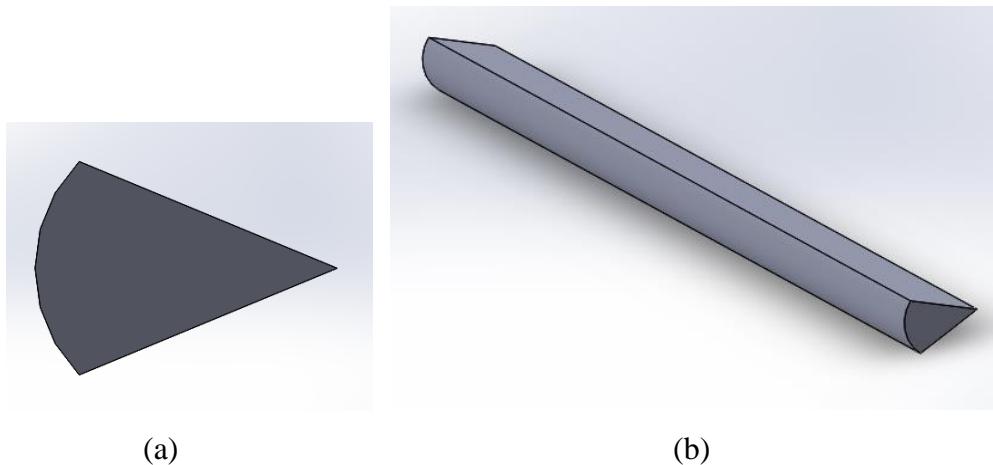


Figura 3.15 - Detalhe da solda longitudinal (a) Em perfil e (b) Em perspectiva.

Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2017).

Para a modelagem da solda circunferencial, a mesma foi feita de um formato angular de modo que seção transversal é triangular. A Figura (3.16) mostra a modelagem da solda circunferencial.

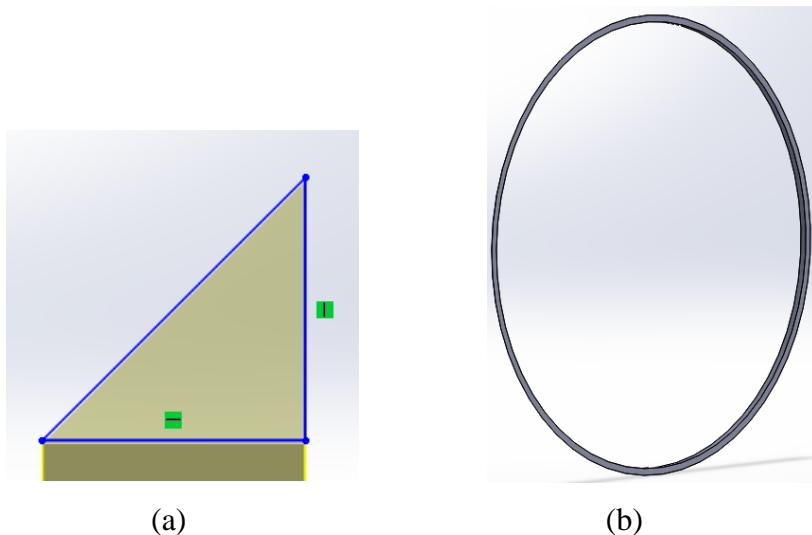


Figura 3.16 - Detalhe da solda circunferencial (a) Em perfil e (b) Em perspectiva.

Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2017).

Por fim, a modelagem completa do conjunto pode ser vista na Fig. (3.17).



Figura 3.17 - Modelagem completa do conjunto vaso de pressão-reparo-solda.

Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2017).

Como é perceptível, observa-se apenas uma solda circumferencial e uma longitudinal, mas as outras duas estão na parte de trás do desenho.

3.4 Modelagens do Conjunto Vaso de pressão-reparo-solda para Realização da Análise Numérica

Depois de feito todo o modelo geométrico do conjunto, o próximo passo é definir o pré-processamento. Esse pré-processamento abrange a preparação de dados, como coordenadas nodais, propriedades mecânicas dos materiais, condições de contorno (restrições de deslocamentos, contatos, cargas térmicas e estruturais) e definição de elementos que compõe a malha.

Uma análise numérica eficaz exige uma interação lógica do pré-processamento e requer um esforço considerável, pois esses dados são tratados manualmente. O tratamento trabalhoso dos dados e a possibilidade de erros são fatores que devem ser bem analisados com detalhes para a averiguação e percepção dos possíveis erros, o que torna desafiador e estimulante o analista de elementos finitos.

3.4.1 Propriedade do Material

O material do conjunto vaso de pressão-reparo-solda será o aço ASTM A516 Grau 70, os reparos devem ser do material mais próximo possível em termos de

propriedades mecânica em relação ao vaso de pressão, logo, nesse caso, pode-se utilizar o mesmo material para a realização das análises.

Em relação aos cordões de solda, sabe-se que o metal de solda também deve ter as mesmas características que o metal de base, que nesse caso é o mesmo do vaso de pressão e do reparo. Portanto o conjunto é formado pelo mesmo material, as principais propriedades do aço ASTM A516 Grau 70 é mostrado na Tab. (3.2).

Tabela 3.2 - Propriedades Mecânica para o aço ASTM A516 Grau 70.

ASTM A516 Gr. 70	Propriedades	
Densidade (Kg/m ³)	7960	
Condutividade térmica (W/m.K)	58	
Calor específico (J/kg.K)	521	
Coeficiente de expansão térmica (1/°C)	100°C	1,31e-6
	200°C	1,37e-6
	300°C	1,41e-6
	400°C	1,43e-6
	450°	1,44e-6
Módulo de Young (10 ³ MPa)	20°C	206,8
	300°C	201,3
	400°C	196,7
	450°C	194,3
Limite de escoamento(MPa)	20°C	262
	300°C	234
	400°C	230
	450°C	226
Módulo tangente (MPa)	431,4	
Resistência última a tração (MPa)	482,6	
Coeficiente de Poisson	0,303	

Fonte: <http://www.cemacobr.com.br/tabelas/a285.pdf>.

O modelo de plasticidade adotada foi a elastoplástica com encruamento linear e a temperatura de fusão do material é de 1873 °C. O diagrama de tensão do material x deformação consiste em duas porções lineares de diferentes inclinações, no qual o vértice corresponde ao limite elástico de material, como mostrado na Fig. (3.18). O limite de elasticidade é o ponto " σ_y ", que fornece mudança na inclinação dada pelo módulo tangente " E_t ", correspondendo ao início da porção plástica.

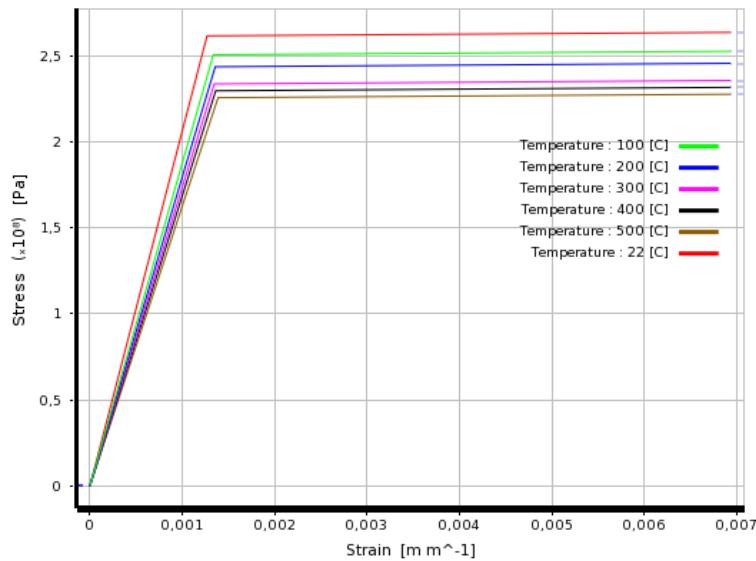


Figura 3.18 - Modelo bilinear do diagrama tensão x deformação do aço ASTM A516.

Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2017).

Para levar em consideração o efeito do tratamento térmico da fase sólida-líquida, foi aplicado um aumento artificial no calor específico, de acordo com o procedimento proposto por THOMAS (2001), dado pela Eq. (3.3) entre os pontos de liquidus e solidus.

$$c'_P = c_P + \frac{L}{T} \frac{T - T_s}{T_L - T_s} \quad (3.3)$$

Onde:

- c'_P – Calor específico após o tratamento térmico;
- c_P – calor específico;
- T – Temperatura solidus;
- T_L – Temperatura Liquidus;
- L – Calor latente;
- T – Temperatura do tratamento térmico.

O calor específico “ c_p “ está entre as temperaturas sólida de 1437 °C e líquida, que é de 1501 °C respectivamente, e "L" é o calor latente de 205 kJ/kg. Estes são os valores típicos para aço de baixo carbono encontrado na bibliografia.

3.4.2 Geração da Malha

A ideia básica de um esquema de geração de malha é gerar dados de conectividade de elemento e de coordenada nodal a partir da leitura de dados de entrada para alguns poucos postos-chave. A teoria mais aceita e implementada nos softwares geradores de malha é a sugerida por ZIENKIEWICZ E PHILIPS (1950).

A Figura (3.19) mostra a representação da malha no conjunto vaso de pressão-reparo-solda.

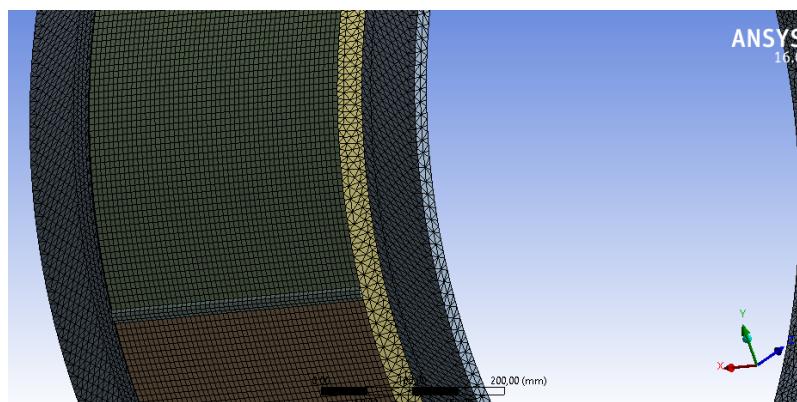


Figura 3.19 - Geração da malha no modelo geométrico do conjunto vaso de pressão-reparo-solda.

Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2017).

Para a geração da malha, é necessário colocar o parâmetro distância entre os nós como dado de entrada, nesse caso, a distância foi de 7 mm. Esse dado não é colocado aleatoriamente, o mesmo foi selecionado com base na menor dimensão do conjunto, que nesse caso foi à superfície superior da solda longitudinal, pois a mesma possui uma largura de 15,70 mm, com isso, para que as análises possuam resultados nessa região, a distância entre os nós tem que ser menor que 15,70 mm, como se mostra a Fig. (3.20).

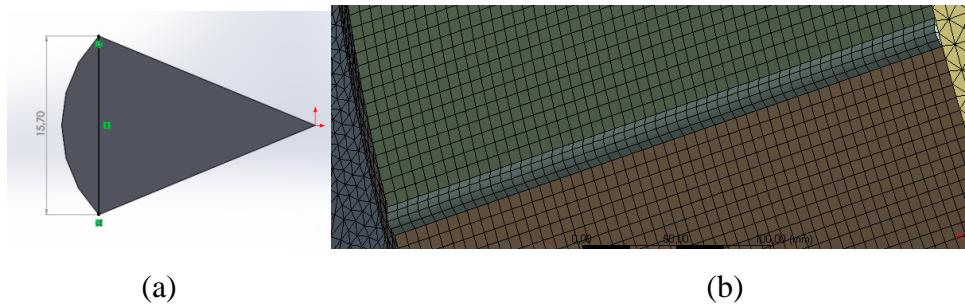


Figura 3. 20 - (a) Largura do cordão de solda longitudinal e (b) representação da malha no cordão de solda longitudinal.

Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2017).

Com a distância selecionada de 7 mm, no total foram gerados 563460 elementos e consequentemente 1297037 nós para a geração dessa malha para posterior análise de elementos finitos.

A malha foi composta por elementos tetraédricos de dez nós e elementos hexaédricos de 20 nós, essa escolha é aleatória do software, que gera a malha baseado na complexidade da geometria da peça para garantir uma otimização da malha.

Para verificar a qualidade da malha, pode-se utilizar o termo “skewness”, a Tab. (3.3), que mostra a qualidade da malha de acordo com o valor do *skewness*

Tabela 3.3 - Qualidade da malha de acordo com o valor do *Skewness*.

Valor do Skewness	Qualidade da malha
1	Degenerada
$0,9 < 1$	Ruim
$0,75 < 0,9$	Pobre
$0,5 < 0,75$	normal
$0,25 < 0,5$	boa
$0,35 < 0,5$	ótima
$0 < 0,25$	excelente

Na Figura (3.21), o valor médio do *skewness* é de 0,39498; consequentemente a qualidade da malha está dentro da faixa “boa”.

Statistics	
Nodes	124206
Elements	46898
Mesh Metric	Skewness
Min	7,0301e-004
Max	0,99665
Average	0,39498

Figura 3.21 – Valor médio do parâmetro *Skewness*.

Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2017).

3.5 Condições de Contorno para as Análises em Elementos Finitos

Conforme dito anteriormente, as condições de contorno são de extrema importância na análise numérica que utiliza o método dos elementos finitos, pois se não colocadas corretamente, a matriz de rigidez global será singular, sem solução. Para esse caso, essas condições são divididas em duas:

- Condições de contorno para a análise transiente térmica;
- Condições de contorno para a análise transiente estrutural.

A seguir explica-se em detalhes as condições de contorno e de carga adotadas para as posteriores análises.

3.5.1 Condições de Contorno para a Análise Transiente Térmica

Para a análise transiente térmica, têm-se duas condições de contorno essenciais para a solução numérica, são elas:

- Condição de convecção pelo ambiente;
- Condição de radiação pelo ambiente

Para a condição de convecção, a mesma será imposta em todas as superfícies externas do conjunto vaso de pressão-reparo-solda, portanto, têm-se as seguintes faces sob o efeito da convecção pelo ambiente:

- Superfície externa do vaso de pressão;
- Superfície externa do reparo;
- Duas superfícies externas de cada solda longitudinal;
- Duas superfícies externas de cada solda circunferencial.

A Figura (3.22) mostra a condição de convecção pelo ambiente imposta nas faces do conjunto vaso de pressão-reparo-solda.

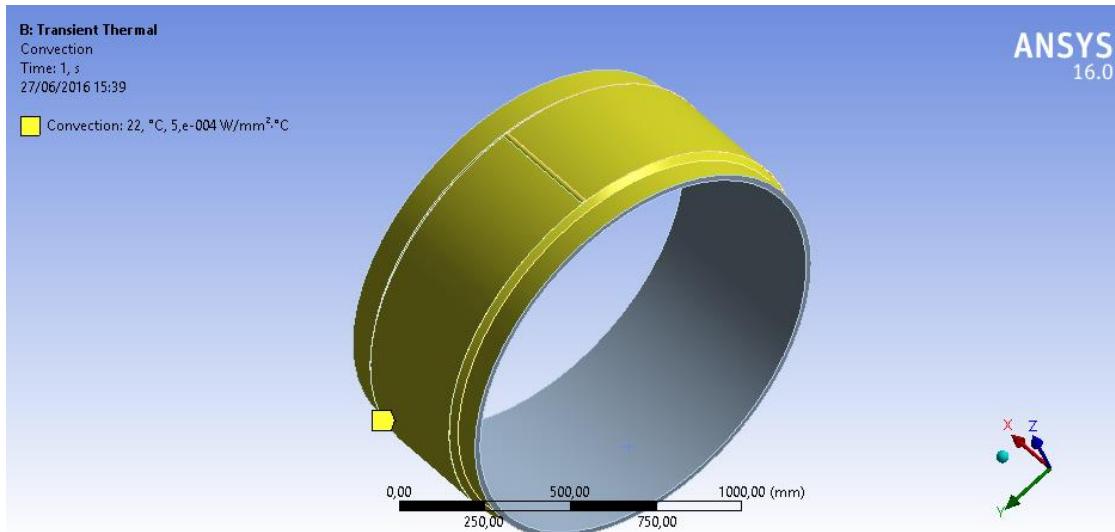


Figura 3.22 - Condição de contorno de convecção pelo ambiente nas superfícies externas do conjunto vaso de pressão-reparo-solda.

Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2017).

A temperatura de referência (ambiente) adotada foi de 22°C e o coeficiente convectivo de 0,0005 W/m²°C, coeficiente esse que está dentro da faixa de coeficiente de convecção para o ambiente de acordo com INCROPERA, *et al.*, (2008). Além disso, a equação governante da convecção é chamada de Lei de Resfriamento de Newton, dada pela Eq. (3.4):

$$Q = h(T_s - T_{\infty}) \quad (3.4)$$

Em que:

- Q – Taxa de transferência de calor [W/mm²];
- h – Coeficiente convectivo;
- Ts – Temperatura da superfície [°C];
- T_∞ - Temperatura do ambiente;

A condição de contorno de radiação também ocorre nas superfícies externas do conjunto vaso de pressão-reparo-solda, análogo ao que acontece na condição de contorno da convecção, conforme mostra a Fig. (3.23).

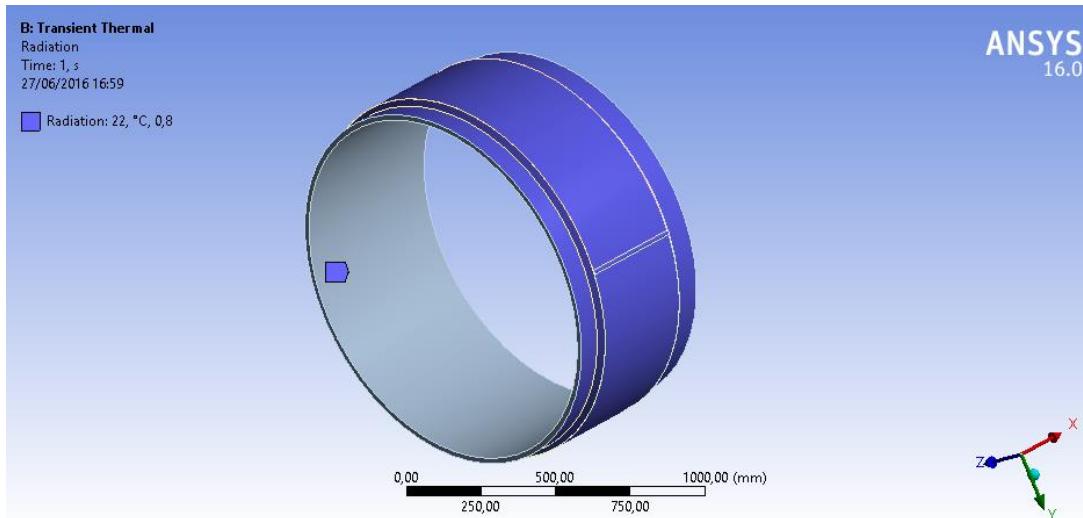


Figura 3.23 - Condição de contorno de radiação pelo ambiente nas superfícies externas do conjunto vaso de pressão-reparo-solda.

Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2017).

INCROPERA, *et al.*, (2008) permite adotar a emissividade do ambiente de 0,8 e lei governante da radiação é chamada de Lei de Stefan-Boltzmann, dada pela Eq. (3.5):

$$Q = \varepsilon\sigma(T_s^4 - T_{viz}^4) \quad (3.5)$$

Em que:

- ε – Emissividade;
- σ – Constante de Stefan-Boltzmann - $\sigma = 5,67 \times 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$
- T_s – Temperatura da superfície [°C];
- T_{VIZ} - Temperatura do ambiente;

Por fim, existe a carga térmica essencial necessária para intensidade da fonte de calor, essa carga térmica depende de três fatores: corrente elétrica, tensão e eficiência da solda, esses parâmetros foram selecionados com base em FANOUS, YOUNAN, *et al.*, (2003), com isso, foi encontrado a intensidade de $15,3 \text{ W/mm}^2$.

Ainda nas condições de contorno para as cargas térmicas, precisa-se definir os dados de entrada para o processo de soldagem. Para as análises, é necessário inserir alguns dados de entrada, esses dados basicamente são esses:

- Velocidade do cordão de solda;
- Raio do cordão de solda;

- Intensidade da fonte de calor.

De acordo com FANOUS, YOUNAN, *et al.* (2011), a velocidade do cordão de solda é de 5 mm/s e o raio do cordão de solda é definido pela largura do chanfro em V formada pelo reparo, que como foi mostrado na Fig. (3.21) é de 15,70 mm, com isso, foi escolhido o raio do cordão de solda de 25 mm, visto que a zona termicamente afetada atinge o reparo além do chanfro formado. A Tabela (3.4) mostra o resumo dos parâmetros iniciais para o processo de soldagem.

Tabela 3.4 - Parâmetros para o processo de soldagem.

Velocidade do cordão de solda	5 mm/s
Raio do cordão de solda	25 mm
Intensidade da fonte de calor	15,3 W/mm ²

Com esses parâmetros, para a realização da soldagem é necessário ainda determinar os tempos de cada processo. É necessário observar que serão realizados quatro tipos de solda, duas longitudinais e duas circunferenciais.

Os dados de tempo inicial da solda e tempo final da solda são necessários para a realização das análises. Para a primeira solda longitudinal, sabendo que a velocidade do cordão de solda é de 5 mm/s e o comprimento da solda é de 368,3 mm (mesmo comprimento do reparo), é fácil verificar que o tempo é dado na Eq. (3.6).

$$V = \frac{ds}{dt} \Rightarrow dt = \frac{368,3}{5} \Rightarrow t = 73,66 \text{ s} \quad (3.6)$$

Para cada término de um cordão de solda, foi dado um tempo de preparação para a próxima solda de 20 s, além disso, foi considerado um intervalo de tempo de 20 s para a realização da primeira solda, com isso, a Tab. (3.5) ilustra o tempo inicial e final para a primeira solda longitudinal.

Tabela 3.5 - Dados de entrada de tempo para a primeira carga térmica.

Tempo inicial da solda	20 segundos
Tempo final da solda	93,66 segundos

A Figura (3.24) mostra o caminho a ser percorrido pela solda, e o ponto de início da solda (start point).

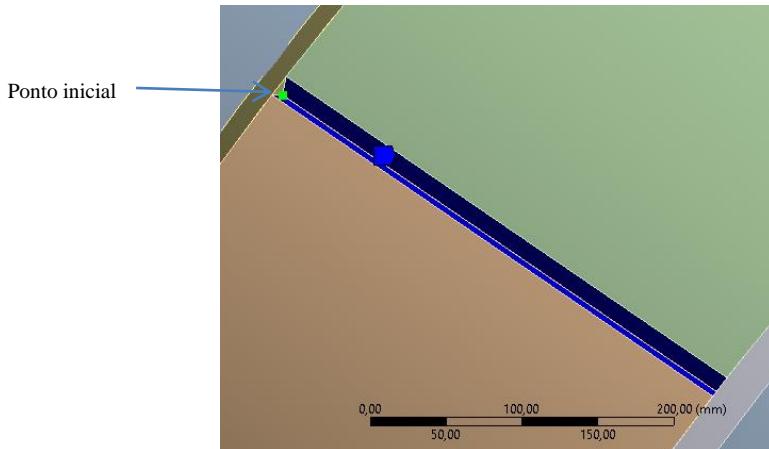


Figura 3.24 - Ponto inicial e o caminho a ser percorrido pela primeira solda longitudinal (primeira carga térmica).

Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2017).

Com o mesmo procedimento, pode-se calcular o tempo inicial para a segunda solda longitudinal apenas somando 20 s no fim da primeira solda longitudinal, com isso, a Tab (3.6) mostra os dados de entrada de tempo para a segunda solda longitudinal.

Tabela 3.6 - Dados de entrada de tempo para a segunda carga térmica.

Tempo inicial da solda	113,66 segundos
Tempo final da solda	187,32 segundos

A Figura (3.25) mostra o caminho a ser percorrido pela solda, e o ponto de início da solda (start point) para essa solda longitudinal

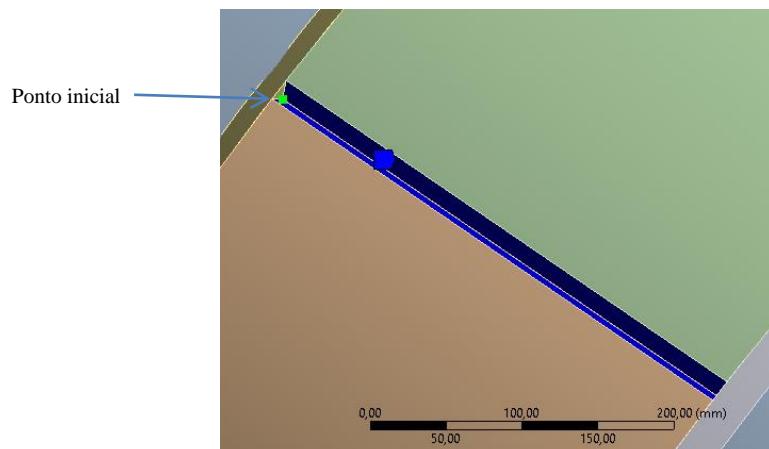


Figura 3.25 - Ponto inicial e o caminho a ser percorrido pela segunda solda longitudinal (segunda carga térmica).

Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2017).

É importante observar que a aplicação das soldas longitudinais percorreu o mesmo sentido para as soldas longitudinais, nesse caso, da esquerda para a direita. Outro ponto importante é que as soldas longitudinais são as primeiras a serem feitas, pois é necessário realizar a junção do reparo, para depois a fixação do mesmo no vaso de pressão pelas soldas circunferenciais.

Para as soldas circunferenciais, a distância percorrida pelo cordão de solda é o comprimento da circunferência que contém o diâmetro externo do vaso de pressão (ou diâmetro interno da luva), de acordo com a Eq. (3.7), o comprimento da circunferência é dado por:

$$C = 2 \cdot \pi \cdot R_{ev} \quad (3.7)$$

Em que:

- C – Comprimento da circunferência;
- R_{ev} – Raio externo do vaso de pressão;

Substituindo os valores, obtém-se:

$$C = 2 \cdot \pi \cdot 628,65 = > C = 3949,9 \text{ mm}$$

Observe que o raio externo do vaso de pressão é de 628,65 mm, como pode ser visto na Fig. (3.14), com isso, a distância percorrida pelo cordão de solda é de 3949,9 mm.

O tempo agora pode ser calculado de maneira análoga como feita pelas soldas longitudinais, a velocidade adotada será a mesma de 5 mm/s, portanto, pela Eq. (3.6):

$$V = \frac{ds}{dt} \Rightarrow dt = \frac{3949,9}{5} \Rightarrow t = 789,98 \text{ s}$$

Com isso, a partir do tempo final da última solda realizada (segunda solda longitudinal), acrescenta-se o tempo de 20 s para a preparação da solda para a realização da primeira solda circunferencial. A Tabela (3.7) mostra os dados de entrada do tempo para a primeira solda circunferencial.

Tabela 3.7 - Dados de entrada de tempo para a terceira carga térmica.

Tempo inicial da solda	207,32 segundos
Tempo final da solda	997,3 segundos

A Figura (3.26) mostra o ponto inicial do caminho percorrido pela solda.

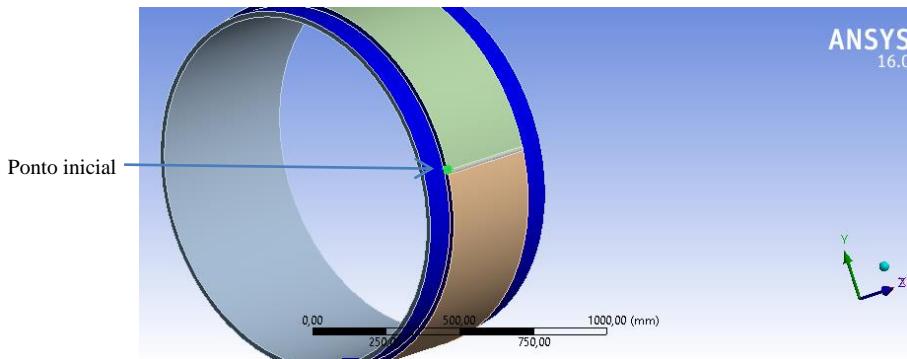


Figura 3.26 - Ponto inicial e o caminho percorrido pela primeira solda circumferencial (terceira carga térmica).

Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2017).

Observe que, nesse caso, o ponto final é o mesmo que o ponto inicial, isto é, o arco elétrico vai percorrer exatamente o comprimento da circunferência descrita anteriormente e retornar ao ponto inicial.

De maneira análoga, se faz o mesmo procedimento para a segunda solda circumferencial, após a primeira solda circumferencial, toma-se um acréscimo de 20 s para representar a preparação para a próxima solda, e com isso, faz-se novamente a soldagem, a Tab (3.8) mostra o último dado de entrada de tempo para a segunda solda circumferencial.

Tabela 3.8 - Dados de entrada de tempo para a quarta carga térmica.

Tempo inicial da solda	1017,3 segundos
Tempo final da solda	1807,29 segundos

A Figura (3.27) mostra o ponto inicial e o caminho percorrido pela segunda solda circumferencial.

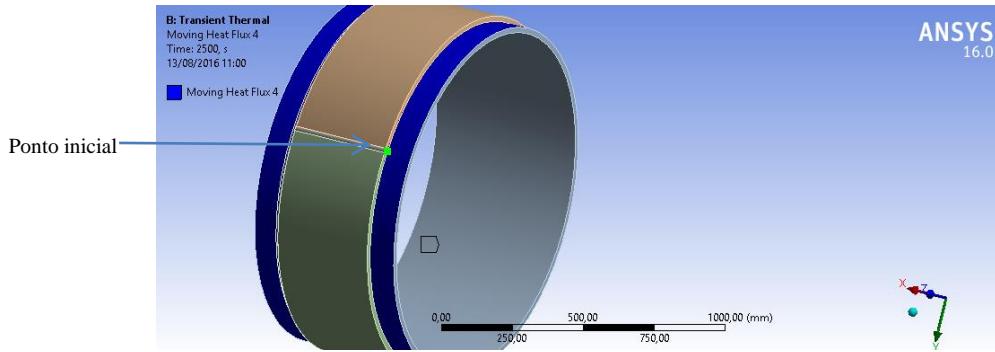


Figura 3.27 - Ponto inicial e o caminho percorrido pela segunda solda circunferencial (quarta carga térmica).

Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2017).

O tempo final para a conclusão da solda como observado é de 1807,29 s, porém, o tempo levado em consideração para as análises foi de 2500 s, considerando assim o tempo de resfriamento do cordão de solda.

Com isso, definem-se as condições de contorno necessárias para a análise transiente térmica pelo Método dos Elementos Finitos.

3.5.2 Condições de Contorno para a Análise Transiente Estrutural

A condição de contorno para a análise transiente estrutural é a de restrição fixa nas extremidades do vaso de pressão como pode ser observado na Fig. (3.28).

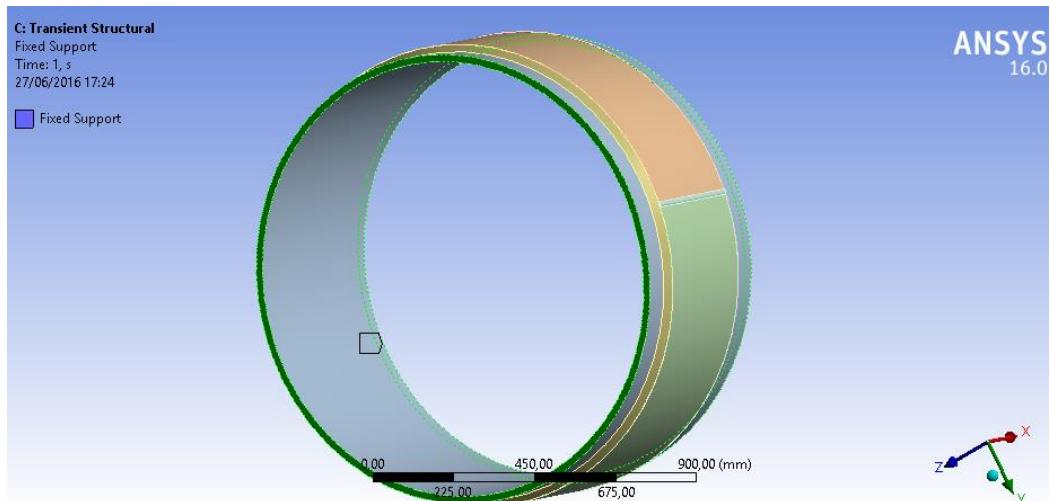


Figura 3.28 - Condição de contorno de restrição fixa nas extremidades do vaso de pressão.

Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2017).

Essa restrição fixa impede o movimento nos seis graus de liberdade do sistema, fazendo com que o vaso de pressão não rotacione e deslize durante as análises. Além disso, a condição de contato adotada entre cada peça do conjunto foi “bonded”, essa condição de contato mantém o vaso de pressão, o reparo e as soldas presas entre si, fixas entre si na região de fronteira entre cada peça.

3.6 Resultado da Convergência para as Análises Transiente Térmica e Estrutural

A Figura (3.29) mostra o resultado da convergência para as análises transiente térmica e estrutural.

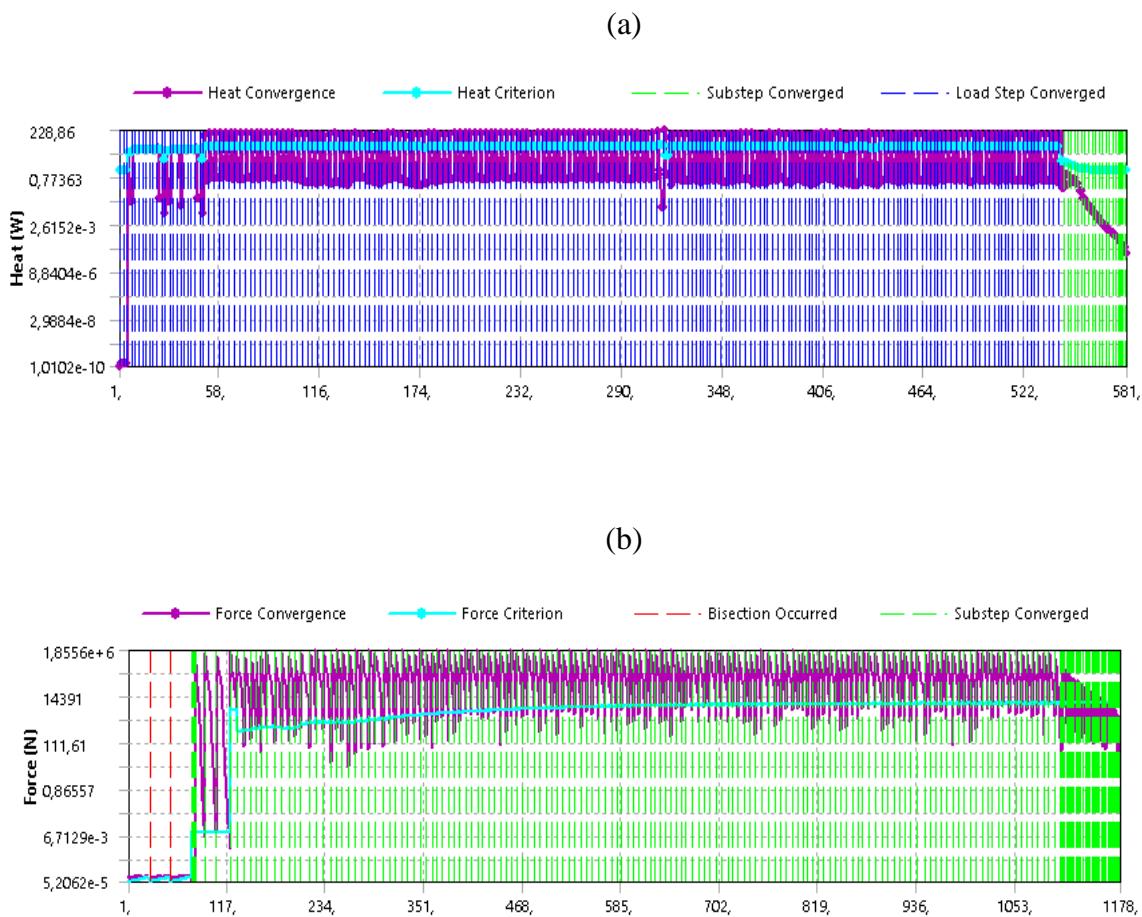


Figura 3.29 - Resultado da convergência para as análises transiente (a) térmica e (b) estrutural.

Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2017).

Verifica-se que os resultados convergem, pois é possível perceber que a linha roxa dos gráficos (convergência) ultrapassa durante toda a análise a linha azul (critério), quando isso ocorre, pode-se dizer que as análises estão convergindo.

3.7 Considerações Finais

Neste capítulo foi descrito o estudo de caso para a realização da modelagem geométrica do conjunto vaso de pressão-reparo-solda, o vaso de pressão trata-se de um filtro de carvão ativado e as características dimensionais e de operação foram descritas.

A partir dos dados de perda de espessura, foi feito todo o detalhamento do modelo geométrico do conjunto, baseado nas normas e nas características do vaso de pressão, para que assim a modelagem em elementos finitos possa ser feita da melhor maneira possível.

Por último, a etapa de pré-processamento envolveu a determinação do material e consequentemente as propriedades do material, a escolha do modelo elastoplástico com encruamento (modelo bilinear), visto que se precisa levar em consideração plasticidade do material. Foi gerada a malha para o modelo de elementos finitos e os detalhes das condições de contorno para as análises transiente térmica e estrutural foi detalhada.

CAPÍTULO IV:

RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1 Introdução

Este capítulo destina-se a apresentar os resultados da distribuição de tensões residuais que ocorrem no vaso de pressão com dano por corrosão sujeitos à reparos com a luva tipo B de acordo com a norma ASME PCC-2-2015. A análise numérica foi realizada no software ANSYS 16.0. Vale salientar que durante todo o processo de soldagem o vaso não está operando, devido as cargas térmicas, consequentemente não há pressão interna atuante no vaso.

Durante a análise térmica transiente, o primeiro passo foi obter os dados de entrada necessários para que a mesma possa ocorrer corretamente, como por exemplo, velocidade do cordão de solda, intensidade do cordão de solda e raio do cordão de solda, com isso, é possível determinar o tempo do processo de soldagem para as soldas longitudinais e circunferenciais necessária para aplicação do reparo.

Selecionam-se pontos nas regiões das zonas termicamente afetadas (ZTA's) longitudinais e circunferenciais, tanto no reparo quanto no vaso de pressão para obter a distribuição de tensão residual longitudinal e de von Mises nos pontos mais críticos.

Nesse tipo de aplicação de reparo, observa-se que pode ocorrer uma deformação do reparo durante o processo de soldagem, então a deformação do reparo é obtida para determinação de possíveis pontos de falha no vaso de pressão.

Por fim, foi realizada a análise numérica com a pressão interna para verificar as sobreposições dos efeitos da tensão residual com a tensão causada por essa pressão..

4.2 Análise transiente térmica do conjunto vaso de pressão e reparo

Após os dados de entrada necessários no processo de soldagem para fazer a simulação dos cordões de solda na estrutura, faz-se a análise transiente térmica para a obtenção da distribuição de temperatura e do fluxo de calor total no conjunto.

4.2.1 Distribuição de temperatura no conjunto vaso de pressão e reparo

A Fig. (4.1) apresenta a distribuição de temperatura com o tempo durante o processo de soldagem.



Figura 4.1 - Distribuição de temperatura em função do tempo durante o processo de soldagem.

Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2017).

Através do gráfico, nota-se uma divisão do tempo em cinco regiões, em que a primeira região descreve o tempo de preparação para a soldagem 0 a 20 segundos, junto com o tempo da primeira solda longitudinal, de 20 a 113,66 segundos, a segunda região descreve a segunda solda longitudinal, indo até 207,32 segundos, a terceira região corresponde a primeira solda circumferencial, finalizando em 1017,3 segundos, a quarta região é o intervalo da segunda solda circumferencial, por fim, a última região é a de resfriamento finalizando em 2500 segundos.

Na região da primeira solda longitudinal, descrito na Fig. (4.1), percebe-se que ao começar o procedimento de solda aos 20 segundos, a temperatura aumenta rapidamente durante o procedimento e a mesma fica em torno dos 1350 °C.

Na segunda região, há uma queda de temperatura que corresponde aos 20

segundos de preparação para a segunda solda longitudinal, no tempo de 113,66 s realiza-se a segunda solda e a temperatura fica também fica em torno dos 1350 °C.

Percebe-se um pequeno pico de temperatura no início da terceira região (correspondente ao início da primeira solda circunferencial), esse pico deve-se ao fato que ao iniciar a solda longitudinal, a região encontra-se aquecida devido às soldas longitudinais realizadas.

Além disso, é perceptível que nas soldas circunferenciais, as temperaturas máximas encontradas foram um pouco superior em relação às soldas longitudinais, pois mesmo sendo a mesma fonte de calor, a diferente geometria interfere pode interferir um pouco nessas temperaturas que ficaram em torno de 1750 °C.

Para a região da segunda solda circunferencial, o comportamento da temperatura assemelha-se com o intervalo anterior (duas soldas circunferenciais), existe a variação de temperatura no meio do intervalo, havendo um maior pico de temperatura correspondendo a 2398,2 °C.

Por fim, após o período de resfriamento, a temperatura entra em equilíbrio com o ambiente devido a convecção e a radiação existente, voltando a ficar próximo dos 22 °C.

4.2.2 Distribuição do fluxo de calor total no conjunto vaso de pressão e reparo.

Na análise transiente térmica, pode-se obter também a distribuição do fluxo de calor total na estrutura, como pode ser mostrado na Fig. (4.2).

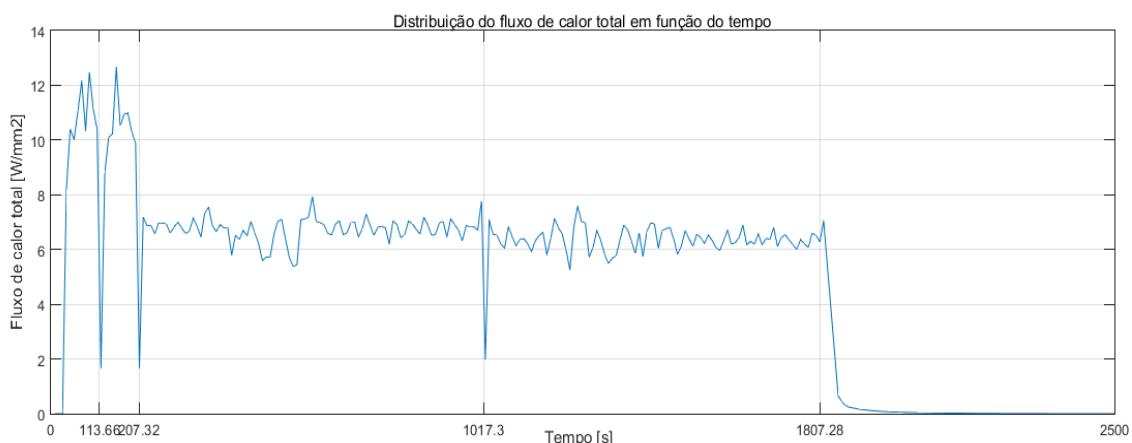


Figura 4.2 - Distribuição do fluxo de calor total em função do tempo durante o processo de soldagem.

Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2017).

O comportamento da distribuição do fluxo de calor total em função do tempo é semelhante ao da temperatura, visto que tanto o fluxo de calor como a temperatura é proporcional. Durante o procedimento da soldagem, os fluxos de calor predominantes são de convecção e condução, e as mesmas podem ser analiticamente modeladas através das Eqs. (4.1) e (4.2), respectivamente:

$$Q = h(T_s - T_{\infty}) \quad (4.1)$$

$$Q = -k\left(\frac{dT}{dx}\right) \quad (4.2)$$

A Equação (4.2) é a equação governante da condução, chamada de Lei de Fourier, em que k é a condutividade térmica do material e $\frac{dT}{dx}$ o gradiente térmico. Observa-se que na distribuição do fluxo de calor total durante as soldas, as amplitudes das variações são maiores que na distribuição de temperaturas devido as variações das propriedades do material com a temperatura e as imperfeições do material.

Além disso, nota-se que nas soldas longitudinais, o fluxo de calor total é maior que nas soldas circunferenciais, e esse comportamento é o oposto observado na distribuição de temperatura, visto que as temperaturas maiores foram alcançadas nas soldas circunferenciais, isso se deve ao fato que das mudanças de geometria e chanfro na solda, afetando o coeficiente de convecção, já que o mesmo não é uma propriedade do material e depende de vários fatores como geometria, regime do escoamento e o tipo de fluido.

4.3 Análise transiente estrutural do conjunto vaso de pressão e reparo

Após a análise transiente térmica, é possível realizar a análise transiente estrutural para determinar as tensões residuais causadas por todo o processo de soldagem. A Figura (4.3) mostra as tensões longitudinais, tangenciais e de von Mises na estrutura.

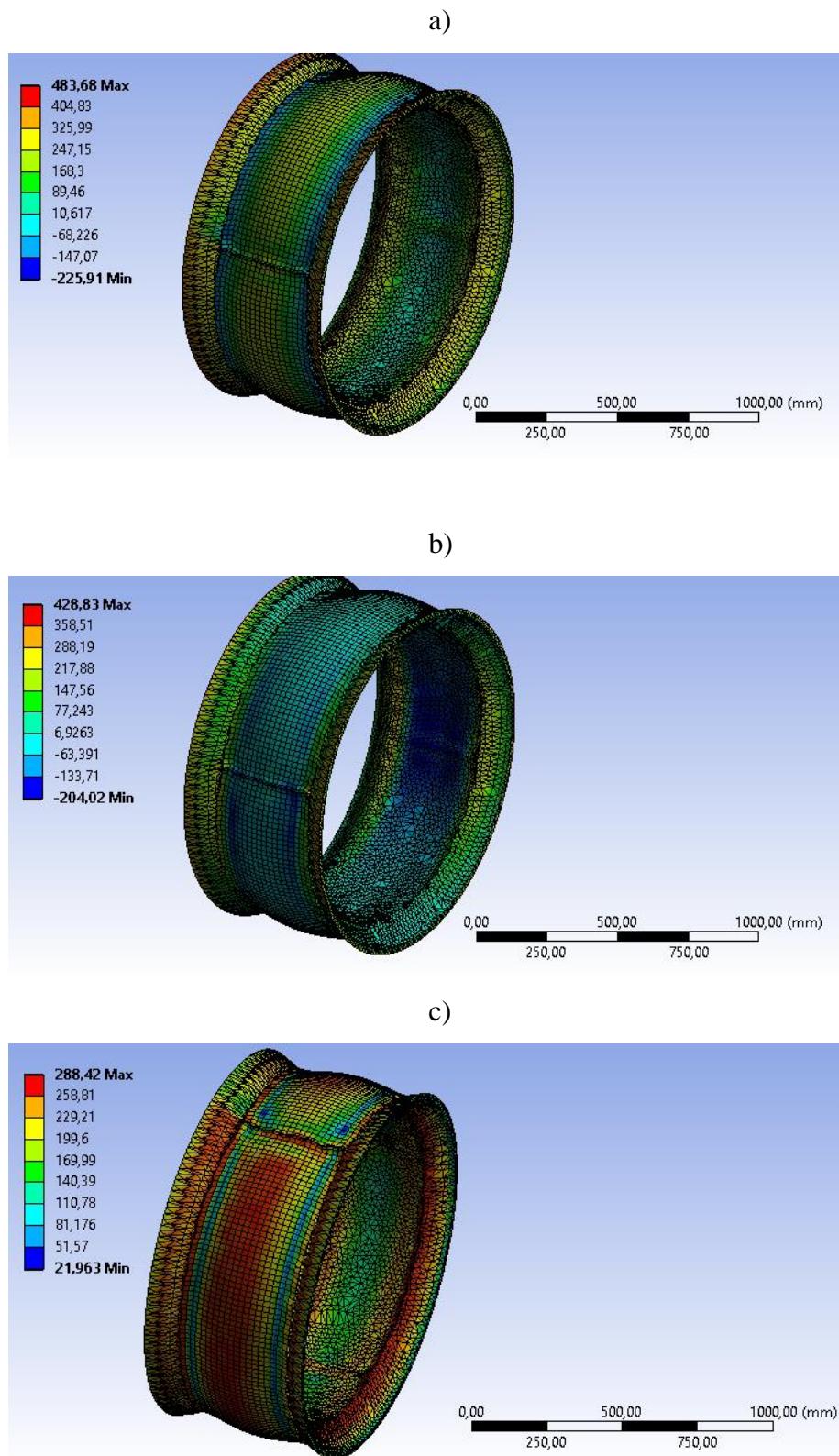


Figura 4.3 - Distribuição das tensões a) longitudinais, b) tangenciais e c) de von Mises na estrutura.

Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2017).

As maiores tensões longitudinais e tangenciais de tração observadas é comum ocorrer nas extremidades (local no qual coloca-se a condição de restrição). No local no meio do reparo, as tensões longitudinais estão entre 150 MPa e 250 MPa, e nas extremidades do mesmo essas tensões são de compressão.

As tensões tangenciais, na região central do reparo são de compressão, como se pode observar na Fig. (4.3-b), enquanto que nas extremidades essas tensões aumentam, devido também a condição de restrição nessas extremidades

Por fim, percebe-se que nas tensões de von Mises, as maiores tensões são observadas também na região central do reparo e na região das soldas circumferencial e longitudinal.

Observa-se que no reparo, as tensões de von Mises aumentam a medida que se distancia da região da solda longitudinal, e pode-se dizer que o comportamento dessas tensões são simétricas em relação ao cordão de solda longitudinal.

A partir desses resultados, é feita um estudo mais detalhado sobre as distribuições de tensões residuais n a região da primeira e da segunda solda longitudinal, no qual é verificado o comportamento dessas tensões durante todo o processo de solda, além das tensões residuais ao final da solda. Esse estudo será realizado na região no centro da solda longitudinal e na sua zona termicamente afetada, no qual é a região mais crítica observada, como pode ser visto na Fig. (4.4).

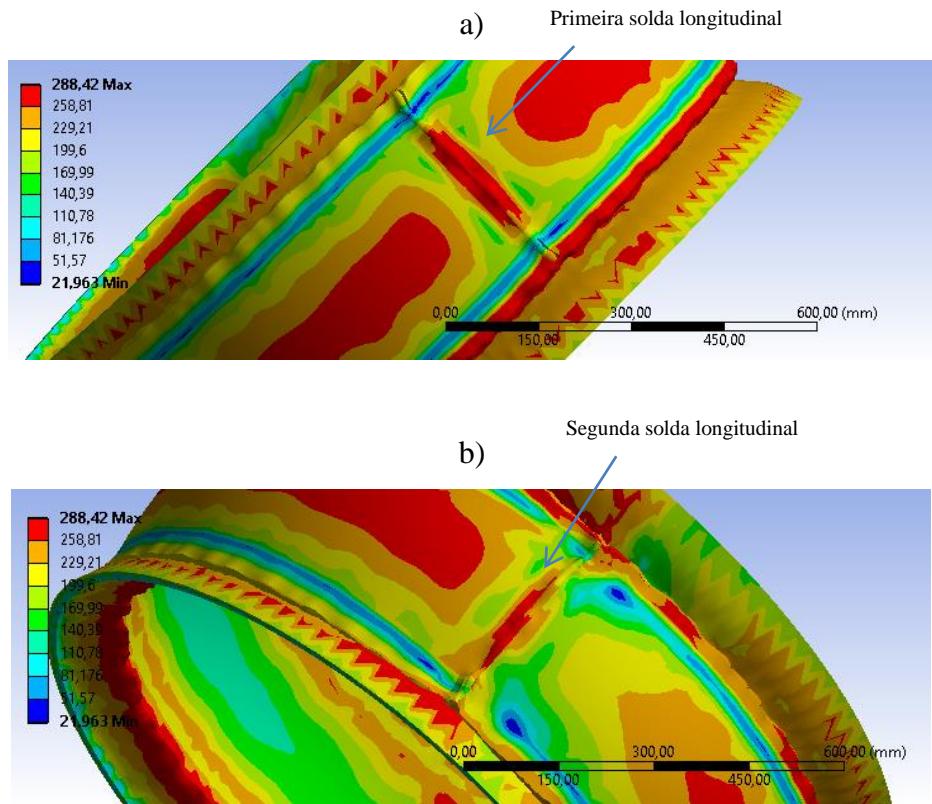
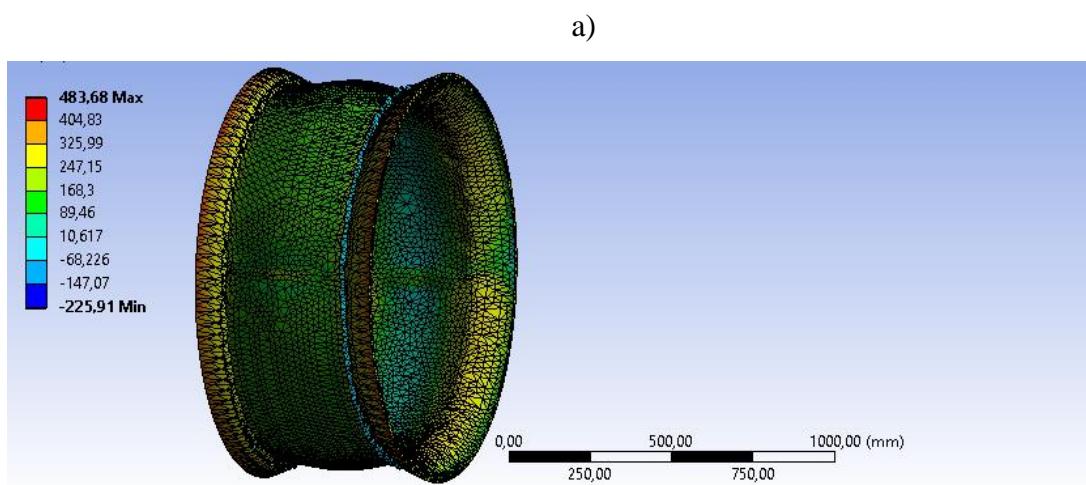


Figura 4.4 – Detalhe da região crítica das tensões residuais (a) na primeira solda longitudinal e (b) na segunda solda longitudinal na estrutura com o reparo.

Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2017).

É possível observar as distribuições de tensões longitudinais, tangenciais e de von Mises na estrutura sem o reparo, para averiguar o que acontece com essas tensões no vaso de pressão, conforme mostra Fig. (4.5).



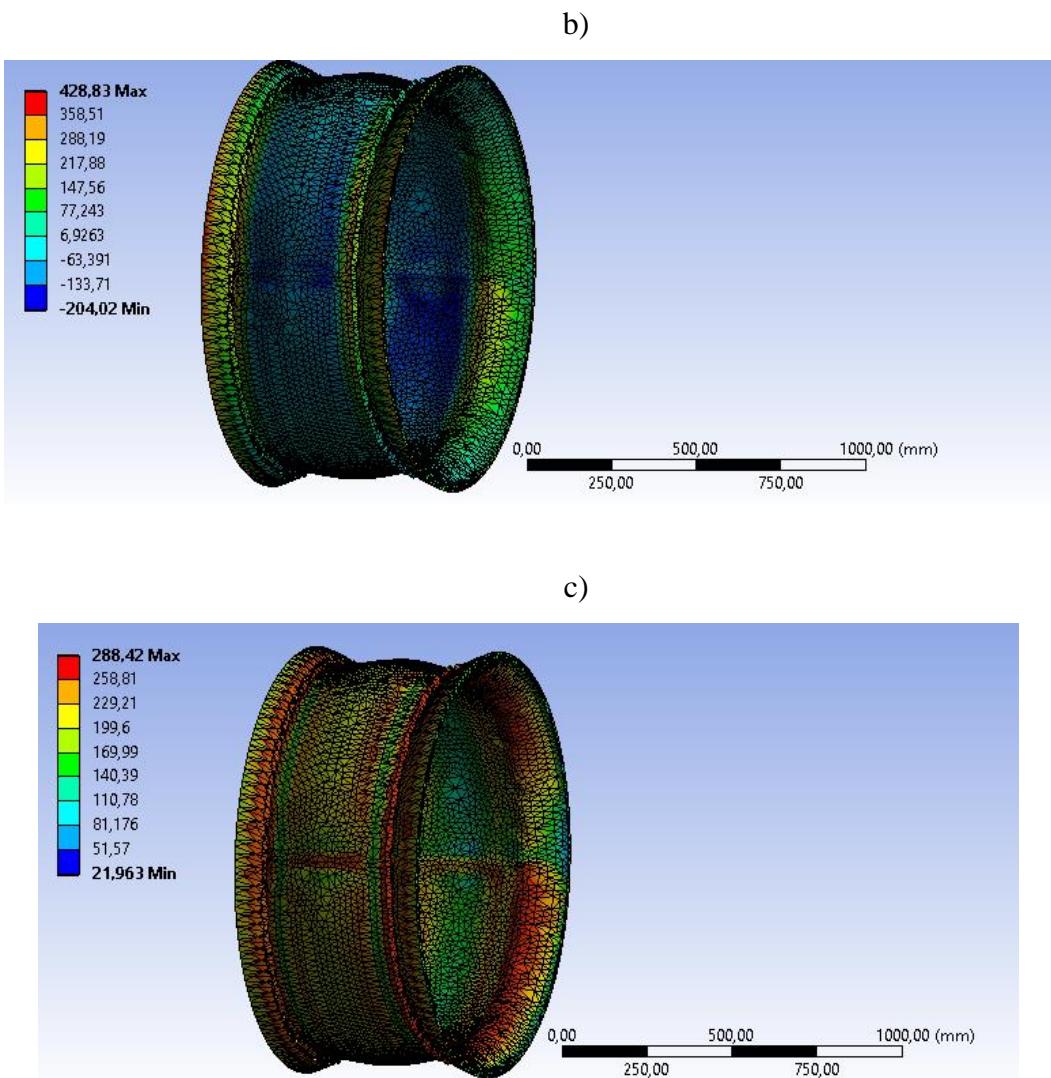


Figura 4.5 - Distribuição das tensões a) longitudinais, b) tangenciais e c) de von Mises na estrutura sem o reparo.

Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2017).

De uma maneira geral, percebe-se que as tensões no vaso de pressão são menores que no reparo comparando as Figs. (4.3) e (4.5), o que também era de se esperar, visto que o reparo absorve mais essas tensões durante todo esse processo de solda.

Analogamente, ao que foi feito na Figura (4.4), pode-se detalhar a região crítica da estrutura sem o reparo, conforme observa-se na Fig. (4.6).

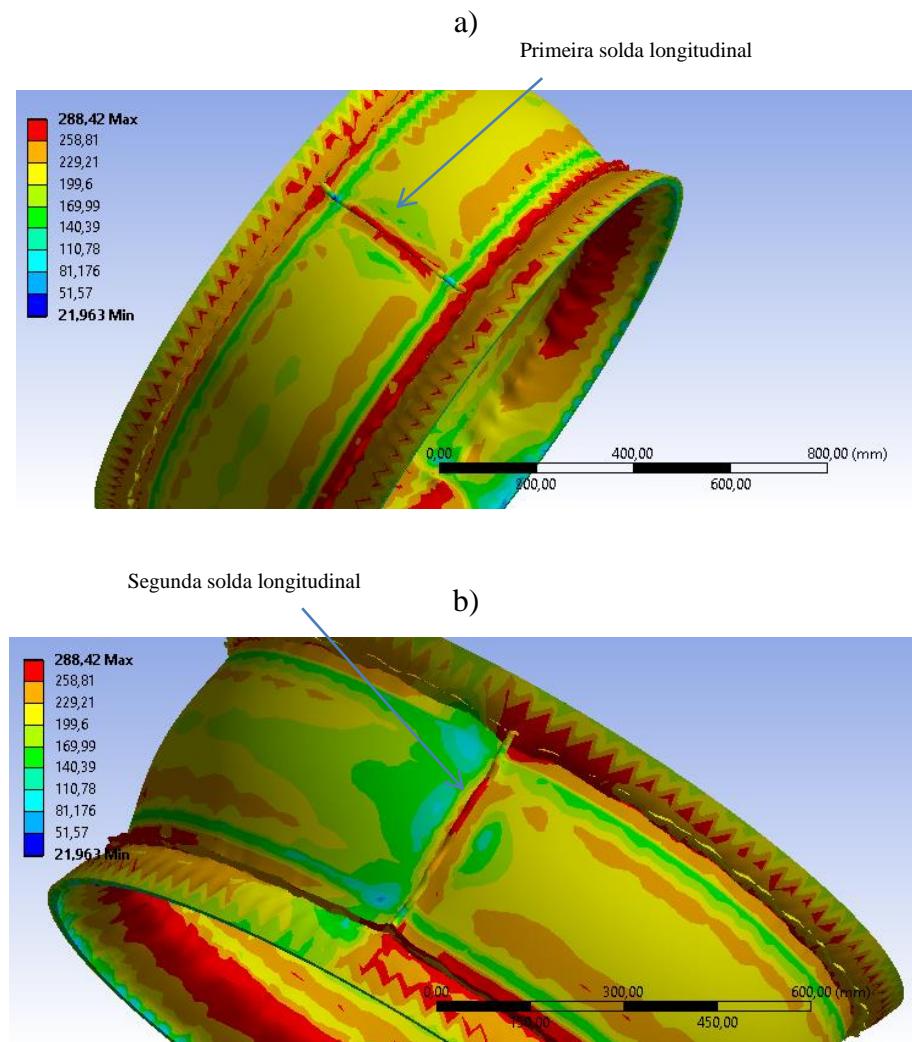


Figura 4.6 - Detalhe da região crítica das tensões residuais (a) na primeira solda longitudinal e (b) na segunda solda longitudinal na estrutura sem o reparo.

Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2017).

De fato, a região crítica permanece na região central da solda longitudinal, e verifica-se um alívio das tensões no vaso de pressão em relação ao reparo.

4.3.1 Análise do comportamento das tensões residuais longitudinais na região da primeira solda longitudinal

Foram selecionados 10 pontos a esquerda do cordão de solda, e 10 a direita distanciados de 20 mm para observar o comportamento das tensões longitudinais na zona termicamente afetada. A Tabela (4.1) mostra as tensões residuais longitudinais em cada ponto selecionado. A referência zero localiza-se no centro do cordão de solda.

Tabela 4.1 - Tensões residuais longitudinais para cada ponto selecionado.

Localização no cordão de solda (mm)	Tensões residuais no reparo (MPa)	Tensões residuais no vaso (MPa)
-200	253.26	157.89
-180	250.17	158.37
-160	254.12	158.46
-140	256.55	157.96
-120	252.16	156.49
-100	242.25	151.39
-80	230.64	141.55
-60	215.85	126.83
-40	231.85	102.91
-20	205.1	156.71
0	217.2	207.13
20	211.35	193.78
40	241.52	164.41
60	213.25	120.92
80	208.28	110.76
100	223.75	121.18
120	234.45	132.18
140	244.03	139.54
160	250.38	148.01
180	247.1	152.84
200	239.79	156.18

Essa distância total de 200 mm abrange a área em que as tensões começam a ficar estáveis. A Figura (4.7) mostra as distribuições de tensão longitudinal na região da zona termicamente afetada nessa região central crítica.

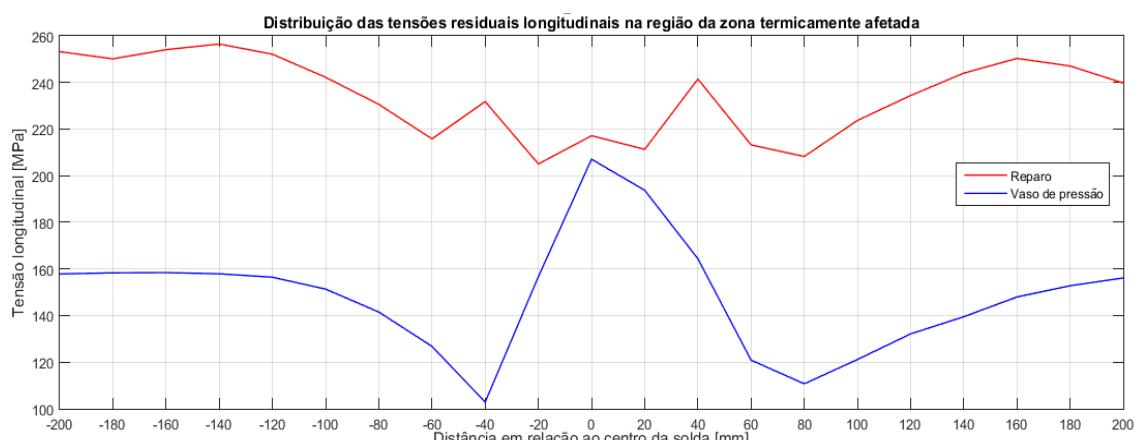


Figura 4.7 - Comportamento das tensões longitudinais no vaso de pressão e reparo na primeira solda longitudinal.

Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2017).

Observa-se que na Fig. (4.7), as maiores tensões longitudinais se concentram na região da solda, e para o reparo, após uma certa distância, as tensões também são altas, o que não é observado no vaso de pressão, que ocorre um alívio dessas tensões. No centro da solda observa-se uma tensão de próximo a 220 MPa.

No vaso de pressão, a medida que se afasta do cordão de solda, essas tensões diminuem, ficando estáveis, próximo de 160 MPa, situação oposta foi observada no reparo, em que as tensões aumentam a medida que se afasta do cordão de solda. Percebe-se que o comportamento dessas tensões é semelhante ao encontrado por (DENG e MURAKAWA, 2005), conforme visto na Fig. (1.3), com isso, validando os resultados encontrados nessa simulação.

Percebe-se na Figura (4.7) que as tensões longitudinais no reparo são todas de tração e oscilam bastante a medida que se afasta do centro do cordão de solda, tendo dois picos de tensão na região quando afastado cerca de 40 mm, com isso, as tensões decaem na faixa dos 60 mm as tensões aumentam novamente, ficando suaves após os 150 mm.

4.3.2 Análise do comportamento das tensões residuais tangenciais na região da primeira solda longitudinal

A Tabela (4.2) mostra as tensões residuais tangenciais para cada ponto selecionado.

Tabela 4.2 - Tensões residuais tangenciais para cada ponto selecionado.

Localização no cordão de solda (mm)	Tensões residuais no reparo (MPa)	Tensões residuais no vaso (MPa)
-200	-22,885	-69,471
-180	-23,535	-71,618
-160	-23,741	-73,785
-140	-23,233	-75,896
-120	-21,216	-77,507
-100	-17,532	-77,426
-80	-13,679	-76,936
-60	-9,1877	-80,048
-40	-25,049	-94,97
-20	-77,456	-107,95
0	-73,82	-91,687
20	-89,386	-97,079
40	-26,197	-96,919
60	-11,118	-86,242
80	-18,59	-82,208

100	-23,382	-83,641
120	-28,022	-84,972
140	-30,481	-85,635
160	-32,277	-84,576
180	-34,657	-84,114
200	-37,904	-83,04

Analogamente, observa-se o comportamento das tensões tangenciais em relação ao centro da solda, conforme pode ser visto na Fig. (4.8).

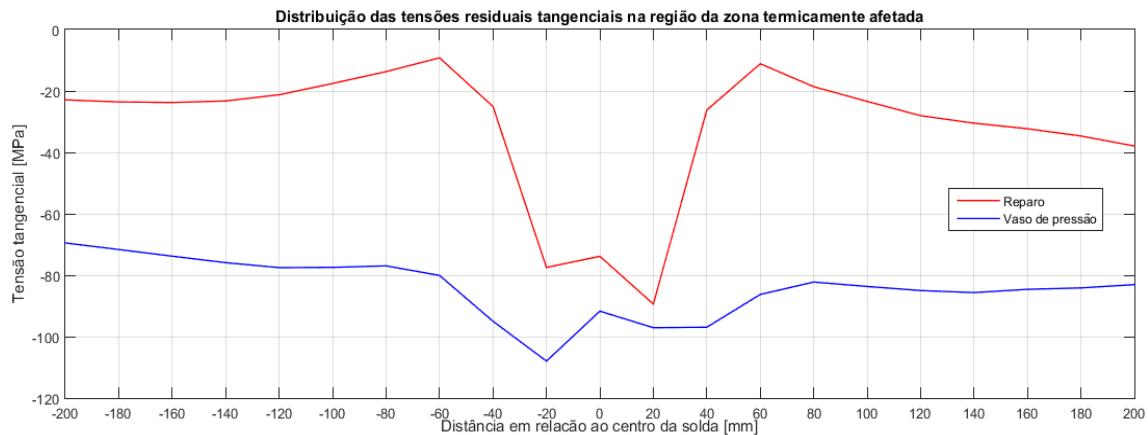


Figura 4.8 - Comportamento das tensões tangenciais no vaso de pressão e reparo na primeira solda longitudinal.

Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2017).

As tensões tangenciais no reparo seguem e no vaso de pressão são todas de compressão, conforme visto na Fig. (4.8). No reparo, as tensões são menores (em módulo), em relação as tensões no vaso. Na região entre 20 e 60 mm, há um aumento dessas tensões, seguido depois de um alívio e a estabilização das mesmas.

No vaso de pressão, as tensões de compressão são maiores, e não é observada os picos de tensão na região entre 20 e 60 mm, o comportamento dessas tensões são bem mais suaves, estabilizando entre -70 e -85 MPa.

4.3.3 Análise do comportamento das tensões residuais de von Mises na região da primeira solda longitudinal

A Tabela (4.3) mostra as tensões residuais de von Misess para cada ponto selecionado.

Tabela 4.3 - Tensões residuais de von Mises para cada ponto selecionado.

Localização no cordão de solda (mm)	Tensões residuais no reparo (MPa)	Tensões residuais no vaso (MPa)
-200	268,39	210,88
-180	270,95	209,25
-160	271,81	206,67
-140	267,09	202,59
-120	258,09	195,22
-100	243,8	186,8
-80	224,24	176,22
-60	222,83	164,73
-40	260,77	180,18
-20	265,2	252,63
0	266,07	260,92
20	264,79	257,13
40	261,82	253,85
60	225,8	206,63
80	217,48	168,11
100	237,43	172,07
120	249,9	178,88
140	259,94	188,72
160	267,01	195,37
180	267,48	201,68
200	262,35	206,47

Por fim, na Figura (4.9) analisa-se o comportamento das tensões residuais de von Mises no vaso de pressão e no reparo.

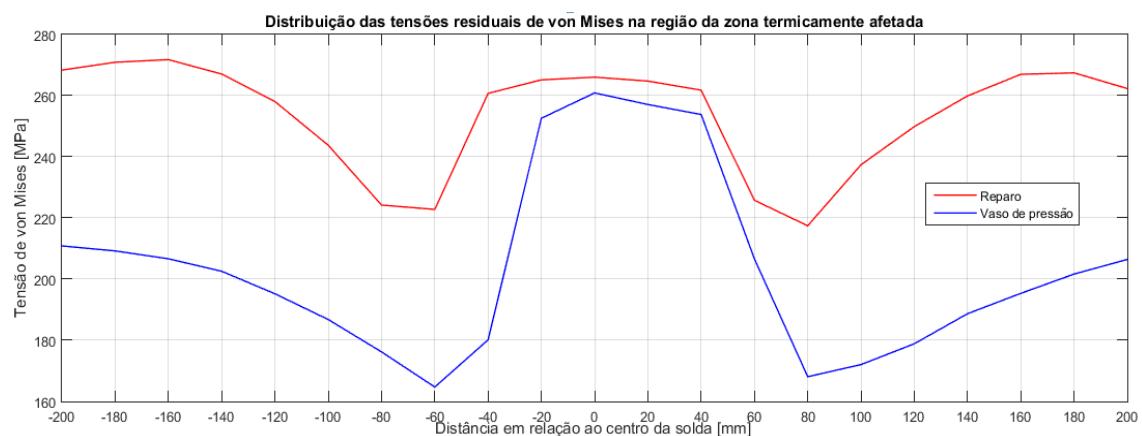


Figura 4.9 - Comportamento das tensões tangenciais no vaso de pressão e reparo na primeira solda longitudinal.

Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2017).

Observa-se na Fig. (4.9) que as maiores tensões de von Mises no reparo são observadas no centro da solda e nas regiões mais afastadas da mesma, tendo uma diminuição na região entre 50 e 75 mm, até ficarem estáveis depois dos 150 mm de distância.

Por fim, as tensões de von Mises são máximas no centro da solda no vaso de pressão, como pode ser visto na Fig. (4.9), com um valor próximo de 260 MPa. Analogamente no reparo, no qual a tensão de von Mises diminui e após uma certa distância do centro da solda torna a aumentar novamente, no vaso segue o mesmo padrão, porém as tensões observadas são menores, com uma estabilização em torno de 210 MPa.

4.3.4 Distribuição das tensões residuais na região da primeira solda longitudinal e circunferencial

A próxima análise das tensões residuais é na região de encontro entre a solda longitudinal e a solda circunferencial. Particularmente, essa localização é a passagem da primeira solda circunferencial na primeira solda longitudinal, por se tratar de uma região que tem dois cordões de solda, a mesma foi selecionada para realizar essas análises, conforme mostra a Fig. (4.10).

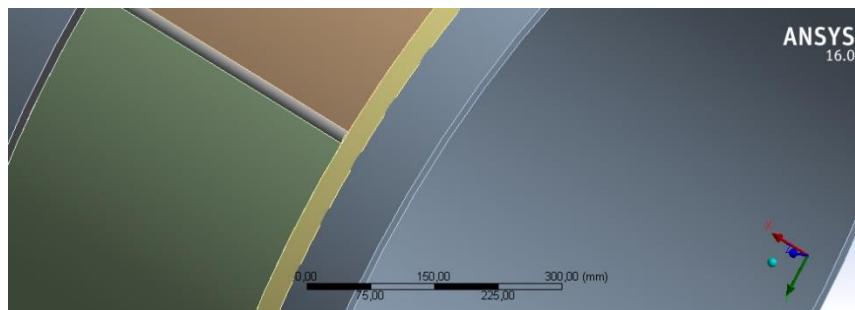


Figura 4.10 - Região de análise das tensões residuais na solda longitudinal e circunferencial.

Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2017).

Vale salientar que o cordão de solda longitudinal se inicia nessa região até a oposta, além disso, a solda circunferencial inicia-se na outra solda longitudinal. Segundo (FANOUS, YOUNAN, *et al.*, 2011), a solda circunferencial deve começar no

final da segunda solda longitudinal, visto que os efeitos dos gradientes de temperaturas serão menores.

Para esse caso, observou-se o comportamento das tensões residuais em função do tempo, com isso a partir do ponto A (no centro do cordão de solda circunferencial), foram selecionados 3 pontos na solda e 3 pontos no vaso de pressão. A Figura (4.11) mostra os primeiros pontos selecionados para as análises do comportamento das tensões residuais.

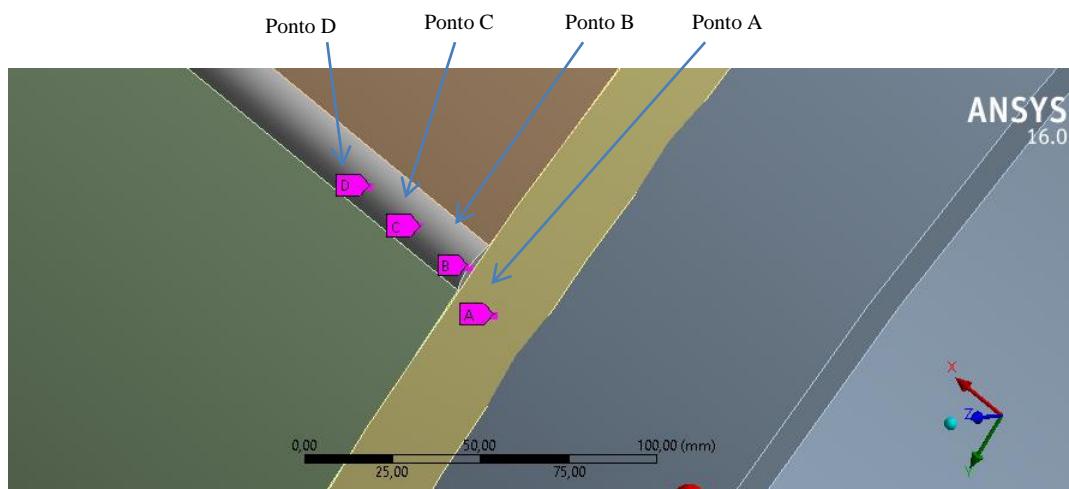
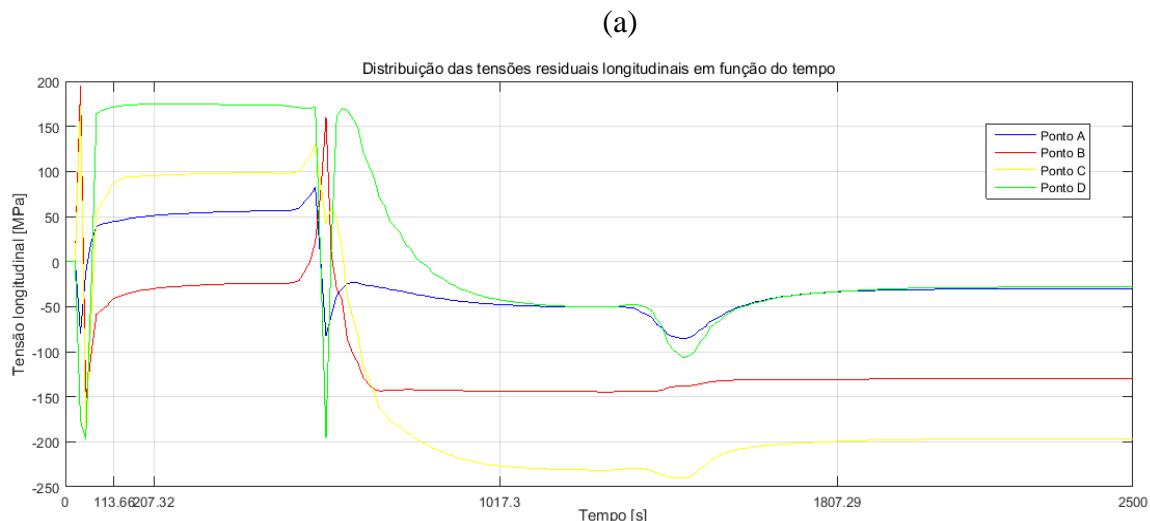


Figura 4.11 - Localização dos pontos selecionados na região da solda longitudinal e circunferencial.

Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2017).

Esses pontos encontram-se todos nas soldas, o ponto A localiza-se na solda circunferencial, o ponto B na região das duas soldas e os pontos B e C na solda longitudinal.

A Figura (4.12) mostra a distribuição das tensões residuais nesses quatro pontos.



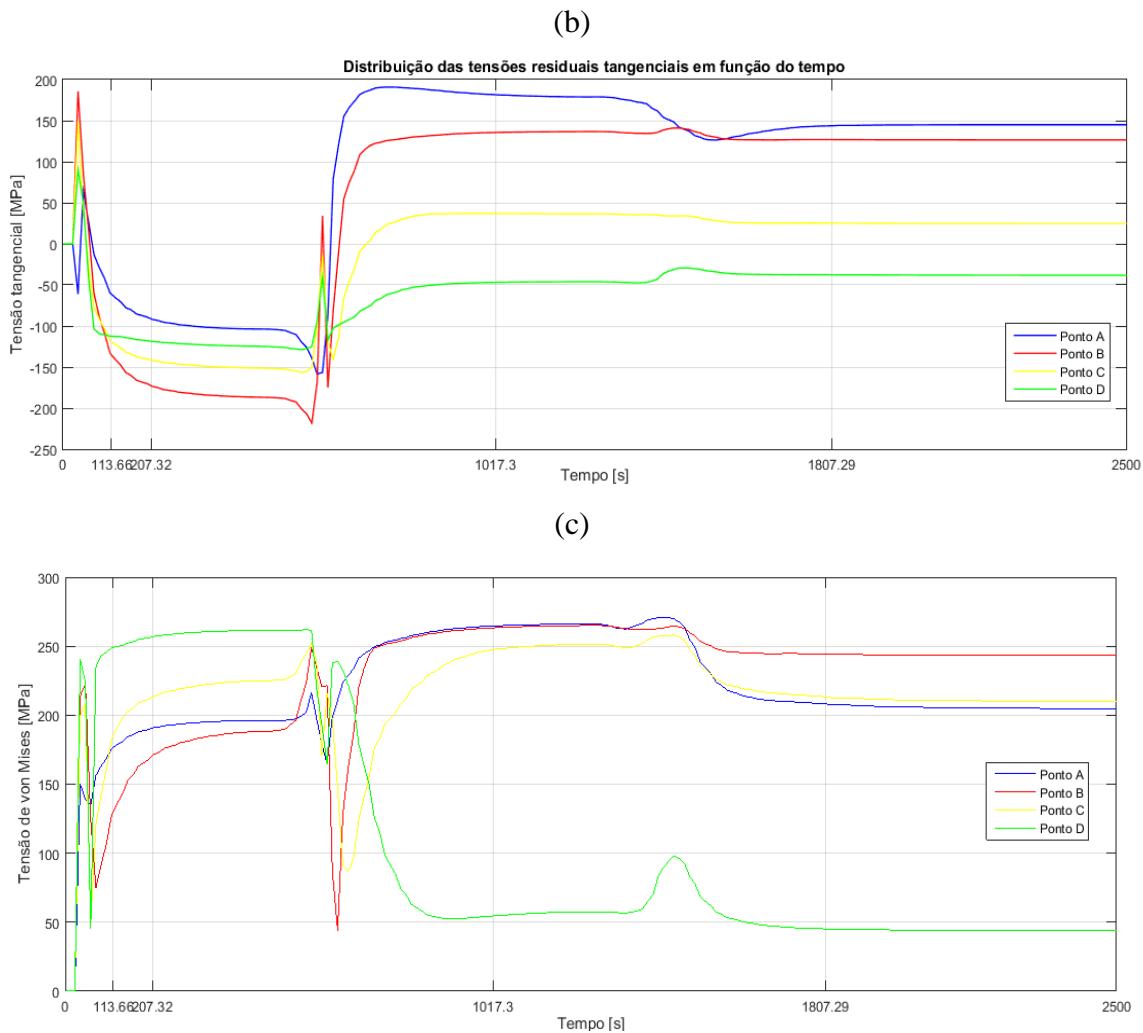


Figura 4.12 - Distribuição das tensões residuais na região da solda longitudinal e circunferencial a) longitudinais, b) transversais e c) de von Mises.

Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2017).

Na figura (4.12-a) observa-se no início do intervalo considerado as altas variações de tensões longitudinais devido a passagem do cordão de solda longitudinal, ao começar o resfriamento via convecção e radiação, essas tensões tendem a aumentar e ficarem estáveis. No início do resfriamento apenas a tensão no ponto C é de compressão.

Percebem-se as perturbações das tensões residuais quando ocorre a passagem da solda circunferencial pela região, e consequentemente o segundo resfriamento da região. Nesse intervalo nota-se que o ponto C sofreu a maior queda de tensão.

Pequenas variações de tensões ainda são sentidas nos pontos com a passagem da segunda solda circunferencial (localizado no lado oposto), no final das análises, as tensões residuais longitudinais no ponto A é de -30,04 MPa, no ponto B é de -130,05

Mpa, no ponto C vale -196,45 MPa e no ponto D é -28,12 MPa.

Situação semelhante é observada na Fig. (4.12-b), em que existe as perturbações de tensão no início das análises e no primeiro resfriamento todas as tensões residuais transversais são de compressão.

É interessante observar que com a passagem da solda circumferencial, ocorre o aumento das tensões transversais, enquanto que as tensões longitudinais diminuem, como foi comentado anteriormente. Nesse caso, o ponto C sofreu o maior aumento de tensão residual.

Percebe-se também uma pequena influência durante a passagem segunda solda circumferencial, em que as tensões variam um pouco. Após o resfriamento e o fim das análises apenas a tensão no ponto D é de compressão, a tensão transversal no ponto A vale 145,11 MPa, no ponto B é de 126,59 MPa, para o ponto C é 24,9 MPa e o ponto D é de -38,15 MPa.

Por fim, as análises do comportamento das tensões residuais de von Mises, como eram de se esperar, são semelhantes aos da tensão longitudinal e circumferencial, como poder ser observado na Fig. (4.12-c).

As variações de tensão de von Mises no início do cordão de solda são perceptíveis, assim como o primeiro resfriamento, e as variações das mesmas devido a primeira solda circumferencial. Percebe-se que nesse intervalo as tensões de von Mises sofrem uma diminuição, observada principalmente no ponto D.

Pequenas influências são detectadas na passagem da segunda solda circumferencial e no fim das análises as tensões se estabilizaram em: ponto A 204,81 MPa, ponto B 243,14 MPa, ponto C 210,1 MPa e ponto D 44,21 MPa.

Nessa região foram também foram selecionados pontos no vaso de pressão na região abaixo da solda circumferencial, como pode ser observado na Fig. (4.13).

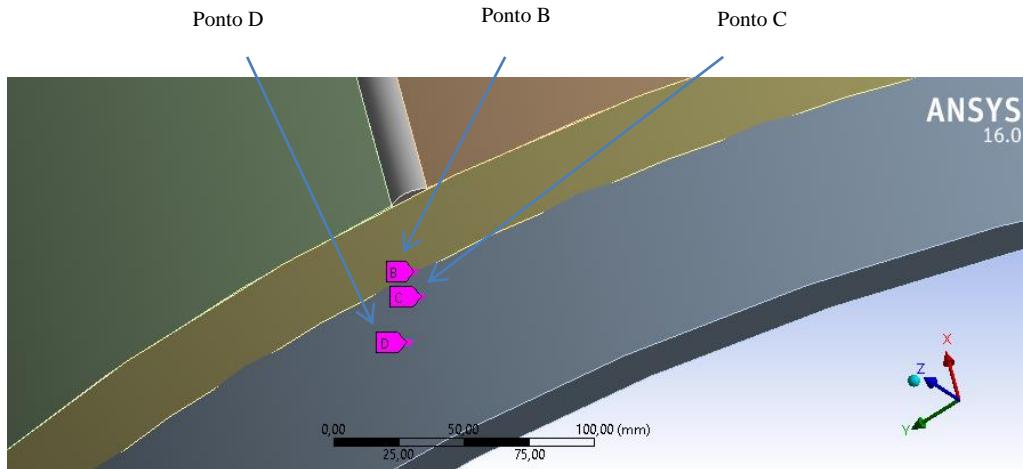
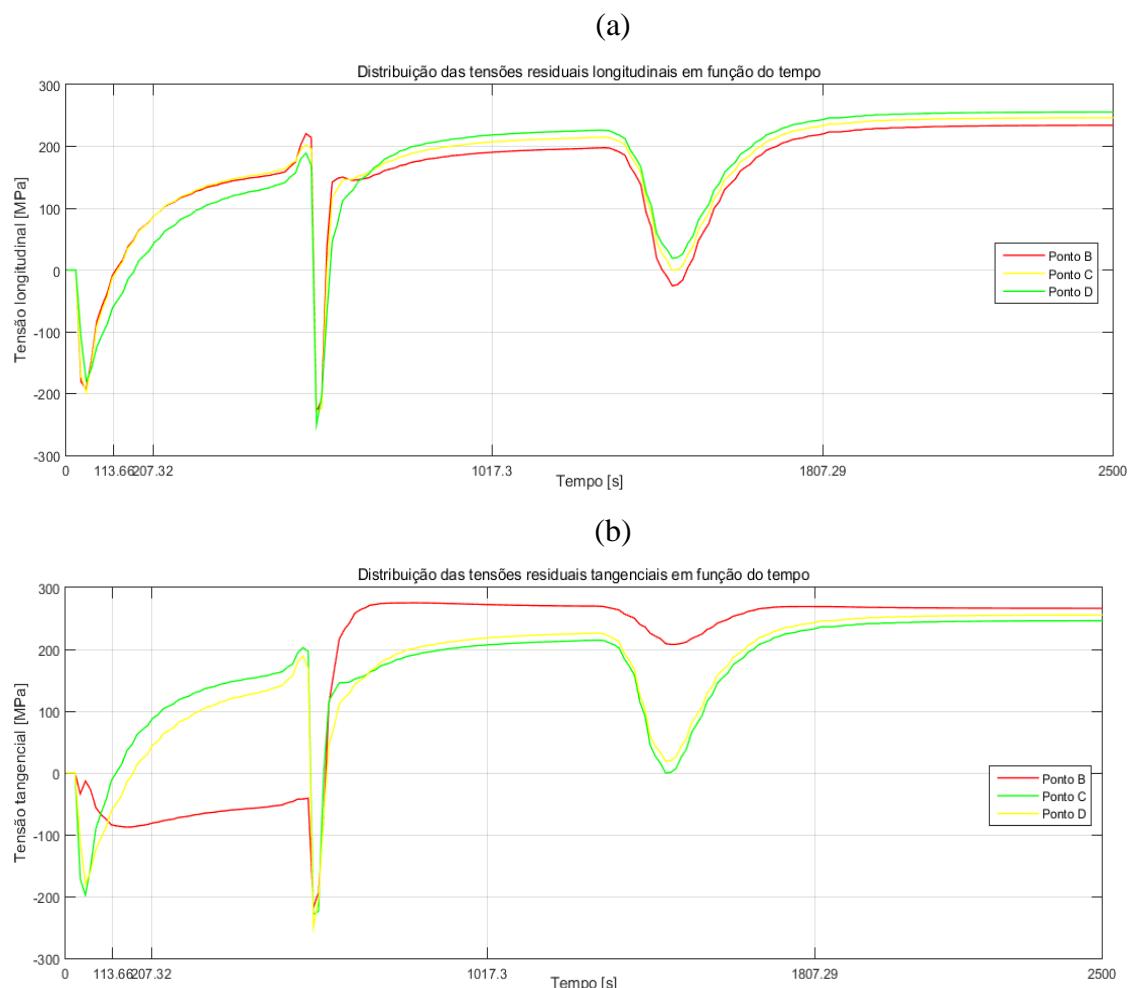


Figura 4.13 - Localização dos pontos abaixo da solda circumferencial.

Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2017).

A partir desses pontos, a distribuição das tensões residuais longitudinal, transversal e de von Mises pode ser mostrado na Fig. (4.14).



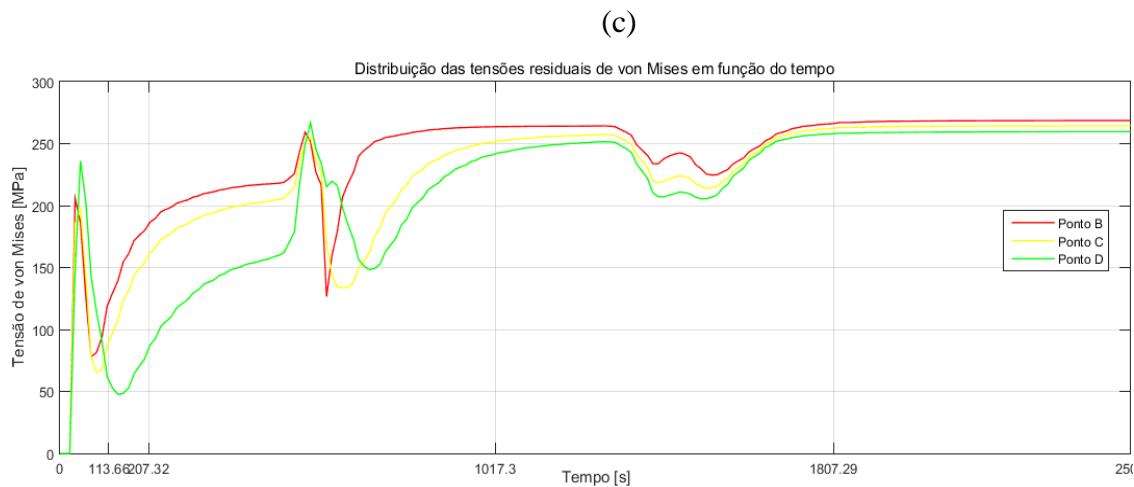


Figura 4.14 - Distribuição das tensões residuais na região da solda longitudinal e circumferencial no vaso de pressão a) longitudinais, b) transversais e c) de von Mises.

Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2017).

Na Figura (4.14-a) percebe-se que o comportamento das tensões residuais longitudinais são bem próximos para os pontos selecionados, observa-se duas quedas bruscas de tensão quando ocorre a passagem das soldas circumferenciais.

A Tabela (4.4) compara as tensões residuais longitudinais em relação aos pontos simétricos ao cordão de solda circumferencial.

Tabela 4.4 - Comparaçāo das tensões residuais longitudinais no vaso de pressão em relação aos pontos simétricos no centro do cordão de solda circumferencial.

	Ponto B	Ponto C	Ponto D
Lado superior	-130,05 MPa	-196,45 MPa	-28,12 MPa
Lado inferior	234,33 MPa	246,45 MPa	255,78 MPa

O lado inferior da solda circumferencial (região do vaso de pressão) sofre tensões residuais longitudinais todas de tração, enquanto que no lado superior (região da solda), as tensões são todas de compressão e as tensões aumentam a medida que se distancia da solda circumferencial.

Nas tensões residuais transversais, verifica-se um comportamento também semelhante, com as tensões sofrendo duas quedas de tensão devido às soldas circumferenciais, observa-se que o ponto B não sofre uma queda muito grande de tensão em comparação com os outros dois pontos.

A Tabela (4.5) compara as tensões residuais transversais em relação aos pontos

simétricos ao cordão de solda circunferencial.

Tabela 4.5 - Comparaçāo das tensōes residuais transversais no vaso de pressāo em relaçāo aos pontos simétricos no centro do cordão de solda circunferencial.

	Ponto B	Ponto C	Ponto D
Lado superior	126,59 MPa	24,9 MPa	-38,15 MPa
Lado inferior	266,55 MPa	256,87 MPa	251,64 MPa

Percebe-se também que as tensōes residuais transversais no lado inferior também são todas de traçāo, é interessante observar que ao contrário para as tensōes longitudinais, as tensōes transversais diminuem a medida que se distancia da solda circunferencial.

As tensōes residuais de von Mises mostram também um padrāo semelhante para todos os pontos, conforme pode ser observado na Fig. (4.14-c). Percebe-se também a influênciā das soldas circunferenciais no comportamento dessas tensōes.

A Tabela (4.6) compara as tensōes residuais transversais em relaçāo aos pontos simétricos ao cordão de solda circunferencial.

Tabela 4.6 - Comparaçāo das tensōes residuais de von Misess no vaso de pressāo em relaçāo aos pontos simétricos no centro do cordão de solda circunferencial.

	Ponto B	Ponto C	Ponto D
Lado superior	243,14 MPa	210,1 MPa	44,21 MPa
Lado inferior	268,68 MPa	264,42 MPa	259,68 MPa

Por fim, as tensōes residuais de von Mises diminuem a medida que se afasta da solda circunferencial no lado inferior, o mesmo ocorre com os pontos no lado superior, porém, a diminuição é bem mais forte na solda longitudinal do que no vaso de pressāo.

4.3.5 Análise do comportamento das tensōes residuais longitudinais na regiāo da segunda solda longitudinal

De maneira análoga, foram selecionados 20 pontos simetricamente distanciados de 20 mm em relaçāo ao centro da segunda solda longitudinal, na regiāo central da solda (crítica), para observar o comportamento dessas tensōes em relaçāo a zona termicamente afetada. A Tabela (4.7) mostra as tensōes residuais longitudinais para

cada ponto selecionado.

Tabela 4.7 - Tensões residuais longitudinais para cada ponto selecionado na segunda solda longitudinal.

Localização no cordão de solda (mm)	Tensões residuais no reparo (MPa)	Tensões residuais no vaso (MPa)
-200	240,01	159,63
-180	240,53	158,18
-160	246,39	155,39
-140	246,64	148,86
-120	235,28	135,63
-100	217,83	122,12
-80	186,63	89,083
-60	185,86	65,24
-40	264,92	129,29
-20	209,81	214,09
0	202,67	202,67
20	190,73	203,94
40	249,56	163,47
60	163,99	88,949
80	161,81	51,294
100	184,26	66,955
120	199,97	85,26
140	208,4	93,59
160	213,11	104,72
180	215,33	112,47
200	216,46	118,63

A Figura (4.15) mostra o comportamento das tensões residuais longitudinais no reparo e no vaso de pressão na segunda solda longitudinal.

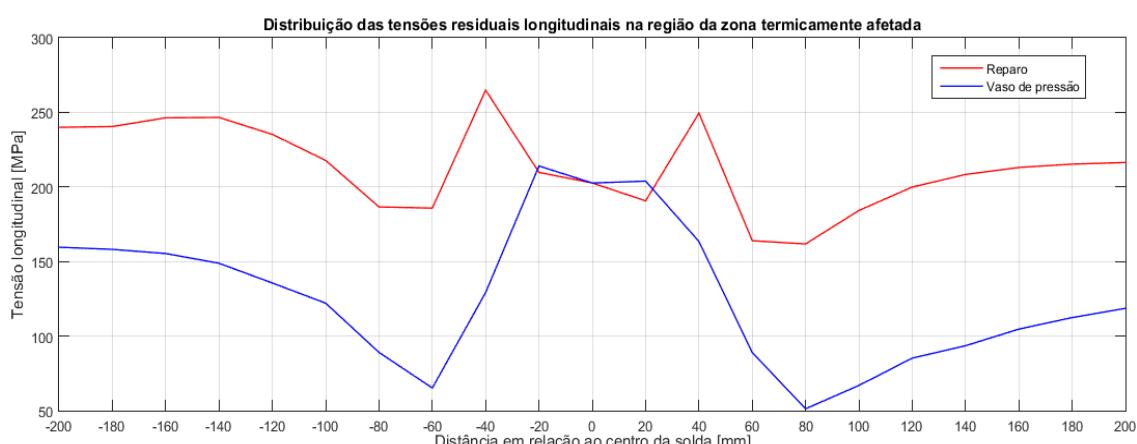


Figura 4.15 - Comportamento das tensões longitudinais no vaso de pressão e reparo na segunda solda longitudinal.

Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2017).

Observa-se uma tensão longitudinal no centro da solda de cerca de 200 MPa e dois picos de tensão simétricos na região afastada cerca de 40 mm do centro da solda no reparo, após esses picos, há um decréscimo de tensão até cerca de 75 mm, e após essa distância as tensões aumentam até estabilizar entre 220 MPa e 240 MPa, como pode ser visto na Fig. (4.15).

No vaso de pressão, a maior tensão longitudinal ocorre no centro da solda, ocorrendo uma diminuição dessas tensões até cerca de 75 mm. Após isso, as tensões aumentam e se estabilizam entre 120 e 160 MPa.

4.3.6 Análise do comportamento das tensões residuais tangenciais na região da segunda solda longitudinal

A Tabela (4.8) mostra as tensões residuais tangenciais para cada ponto selecionado.

Tabela 4.8 - Tensões residuais tangenciais para cada ponto selecionado na segunda solda longitudinal.

Localização no cordão de solda (mm)	Tensões residuais no reparo (MPa)	Tensões residuais no vaso (MPa)
-200	-38,173	-84,004
-180	-39,41	-83,352
-160	-36,657	-82,804
-140	-32,173	-82,527
-120	-29,652	-86,651
-100	-24,74	-93,012
-80	-27,172	-103,1
-60	-8,6741	-95,211
-40	7,5405	-77,482
-20	-83,777	-66,782
0	-90,803	-90,803
20	-77,811	-77,811
40	10,776	-77,89
60	-10,62	-87,855
80	-22,396	-94,877
100	-14,4	-88,223
120	-15,289	-80,596
140	-15,477	-72,649
160	-16,002	-66,858
180	-16,515	-62,445
200	-17,113	-59,32

A Figura (4.16) mostra o comportamento das tensões residuais tangenciais no reparo e no vaso de pressão na segunda solda longitudinal.

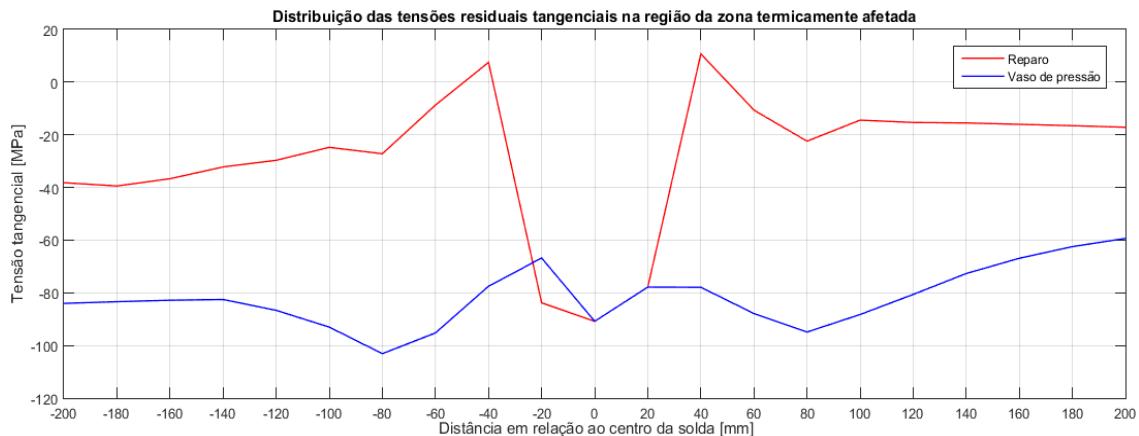


Figura 4.16 - Comportamento das tensões tangenciais no vaso de pressão e reparo na segunda solda longitudinal.

Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2017).

Na Figura (4.16), percebe-se que a tensão tangencial no centro da solda é de -90 MPa e no reparo essas tensões aumentam até cerca 40 mm, atingindo tensões de trativas de 10 MPa e a medida que se afasta do centro da solda, se estabilizando entre -40 MPa e -15 MPa.

Nas tensões tangenciais, também encontra-se no centro da solda tensões de compressão de -90 MPa, mesma encontrada no reparo, e essas tensões de compressão diminuem, até cerca de 25 mm, voltam a aumentar, até cerca de 75 mm, e após isso, voltam a diminuir, a uma distância de 200 mm, as tensões estão entre -85 e -60 MPa.

4.3.7 Análise do comportamento das tensões residuais de von Mises na região da segunda solda longitudinal

A Tabela (4.9) mostra as tensões residuais de von Mises para cada ponto selecionado.

Tabela 4.9 - Tensões residuais de von Mises para cada ponto selecionado na segunda solda longitudinal.

Localização no cordão de solda (mm)	Tensões residuais no reparo (MPa)	Tensões residuais no vaso (MPa)
-200	261,89	142,38
-180	261,93	140,18
-160	266,47	141,15
-140	264,34	156,73
-120	252,07	175,69
-100	232,12	199,52
-80	204,18	219,85
-60	189,7	236,35
-40	262,77	250,56
-20	267,52	250,77
0	261,32	261,32
20	234,14	263,04
40	225,08	234,14
60	218,33	225,08
80	204,59	218,33
100	206,86	204,59
120	210	181,73
140	218,43	160,08
160	223,45	145,88
180	226,25	129,41
200	227,93	122,2

Para finalizar as análises na segunda solda, tem-se o comportamento das tensões residuais de von Mises em relação ao centro da solda, conforme pode ser observado na Fig. (4.17).

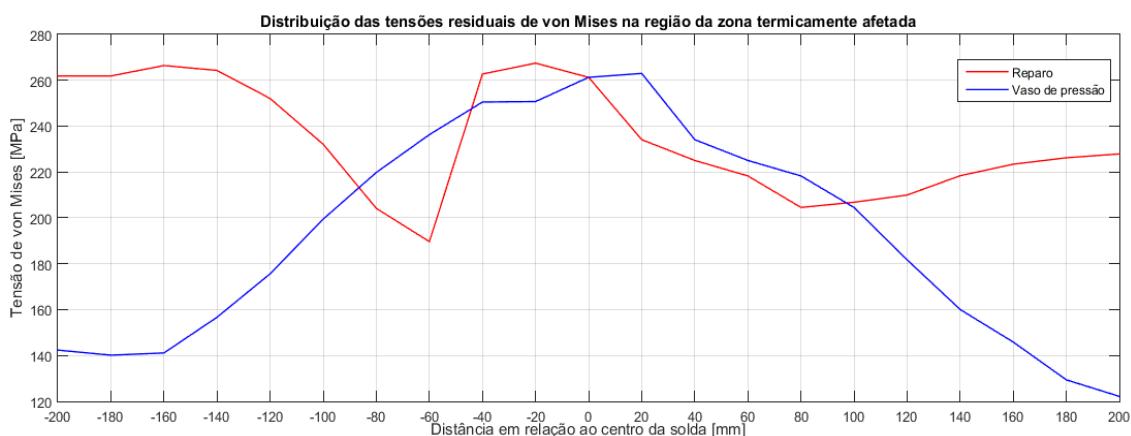


Figura 4.17 - Comportamento das tensões de von Mises no vaso de pressão e reparo na segunda solda longitudinal.

Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2017).

Na Figura (4.17) mostra a tensão de von Mises na região da zona termicamente afetada, observa-se que no reparo, as maiores tensões são observadas no centro da solda, existindo um alívio dessas tensões na região entre 25 e 55 mm em relação ao centro da solda, e após esse intervalo essas tensões voltam a aumentar, alcançando um valor de cerca entre 230 e 260 MPa.

Para as tensões de von Mises no vaso de pressão, as maiores tensões são no centro da solda, com um valor de cerca de 260 MPa, e a medida que se afasta do centro da solda, essas tensões diminuem, atingindo um valor entre 120 e 140 MPa.

4.3.8 Distribuição das tensões residuais na região da segunda solda longitudinal e circunferencial

Por fim, as análises das tensões será na região de encontro da segunda solda longitudinal e a solda circunferencial como, os primeiros pontos escolhidos para as análises podem ser vistos na Fig. (4.18).

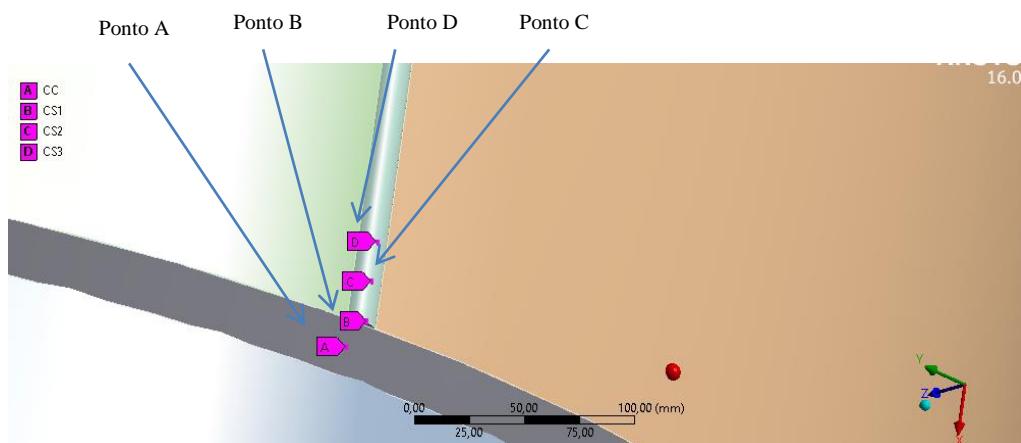


Figura 4.18 - Localização dos pontos selecionados na região da segunda solda longitudinal e circunferencial.

Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2017).

De maneira análoga à da primeira solda longitudinal, esses pontos encontram-se todos nas soldas, o ponto A localiza-se na solda circunferencial, o ponto B na região das duas soldas e os pontos B e C na solda longitudinal.

A Figura (4.19) mostra os resultados das tensões residuais nesses pontos.

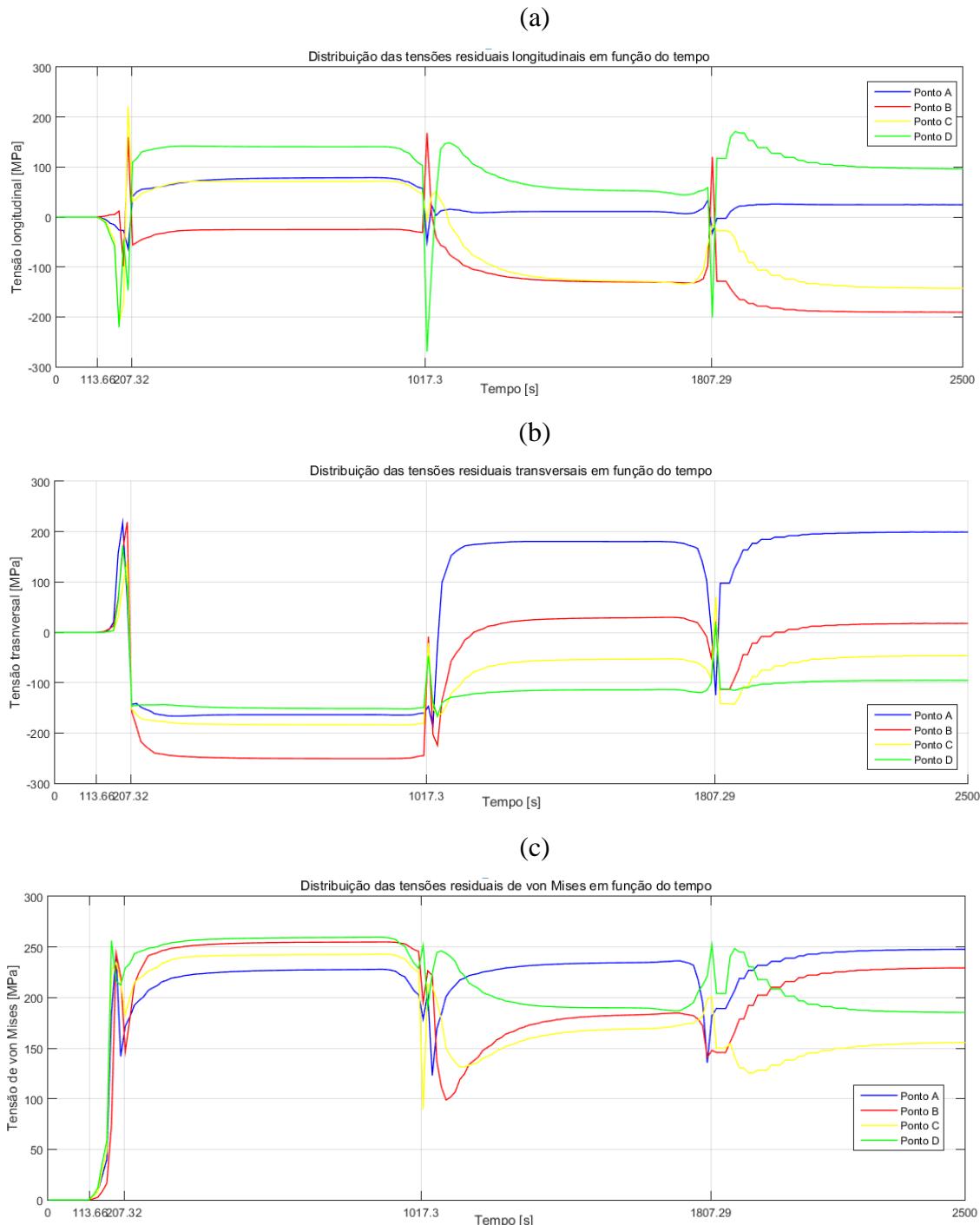


Figura 4.19 - Distribuição das tensões residuais na região da segunda solda longitudinal e circunferencial a) longitudinais, b) transversais e c) de von Mises.

Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2017).

Nessa região, a solda começa no lado oposto das regiões de análise, como pode ser visto na Fig. (4.19), pois apenas da metade do segundo intervalo em diante nota-se as variações de tensões causadas pela passagem do segundo cordão de solda longitudinal. Percebe-se que no primeiro intervalo não há mudança dos níveis de

tensões, visto que a solda começa na outra solda longitudinal.

Na Figura (4.19-a) nota-se as variações de tensões no segundo intervalo de tempo, correspondente a segunda solda longitudinal, nos quais estão os pontos. Observa-se também que não há variação de tensões residuais no terceiro intervalo, visto que esse intervalo corresponde a primeira solda circunferencial que está no lado oposto dos pontos.

Observa-se variações das tensões no início do quarto e no quinto intervalo, que corresponde ao início e ao final da segunda solda circunferencial. No fim das análises, o ponto A ficou com uma tensão residual longitudinal de 24,49 MPa, o ponto B com -190,59 MPa, o ponto C com 143,00 MPa e o ponto D com 96,44 MPa.

Para as tensões residuais transversais, conforme a Fig. (4.19-b) percebe-se que todos os pontos tiveram um pico de tensão próximo a 200 MPa no segundo intervalo, no resfriamento durante o terceiro intervalo as tensões diminuíram e com a passagem da segunda solda circunferencial houve um pequeno aumento das tensões, no qual o ponto A estabilizou em 199,27 MPa, o ponto B com 17,73 MPa, o ponto C com -46,41 MPa e o ponto D com -95,51 MPa.

A Figura (4.19-c) mostra os resultados das tensões residuais de von Mises, que sofre picos de tensão no segundo intervalo devido à passagem do segundo cordão de solda longitudinal e também sofre variação de tensão devido a solda circunferencial, conforme observado no início do quarto e quinto intervalo. No fim das análises, o ponto A estabilizou em 247,7 MPa, o ponto B em 229,44 MPa, o ponto C em 155,57 MPa e o ponto D em 185,34 MPa.

Nessa região foram também selecionados pontos no vaso de pressão na região abaixo da solda circunferencial, como pode ser observado na Fig. (4.20).

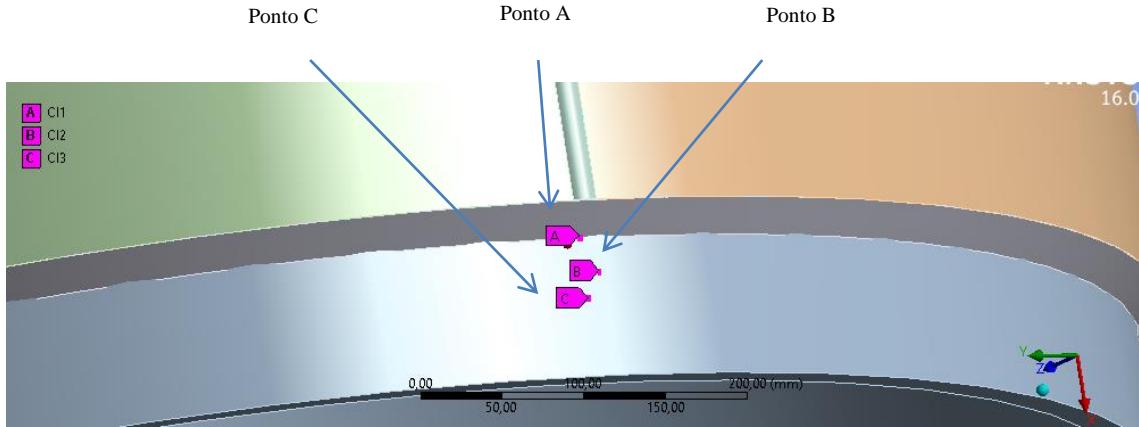
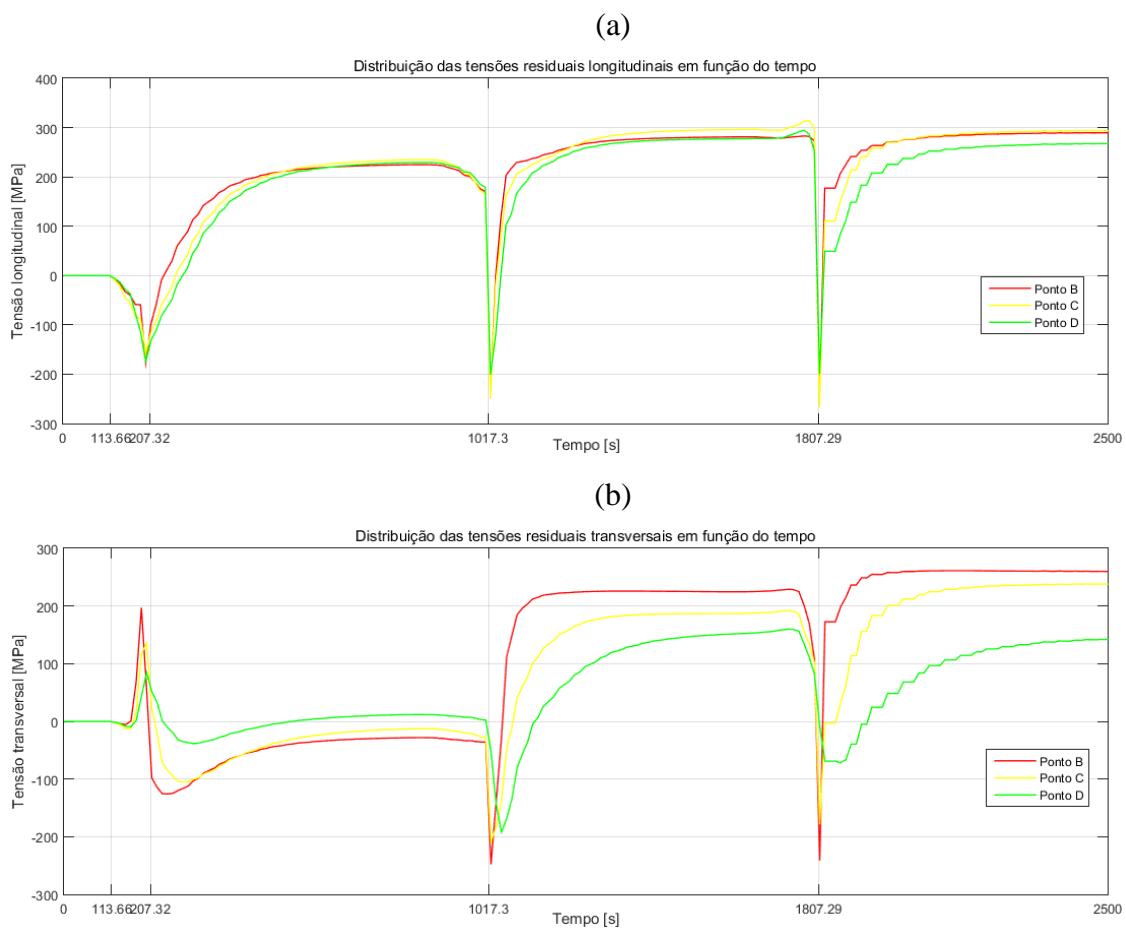


Figura 4.20 - Localização dos pontos abaixo da solda circunferencial na segunda solda longitudinal.

Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2017).

A partir desses pontos, a distribuição das tensões residuais longitudinal, transversal e de von Mises pode ser mostrado na Fig. (4.21).



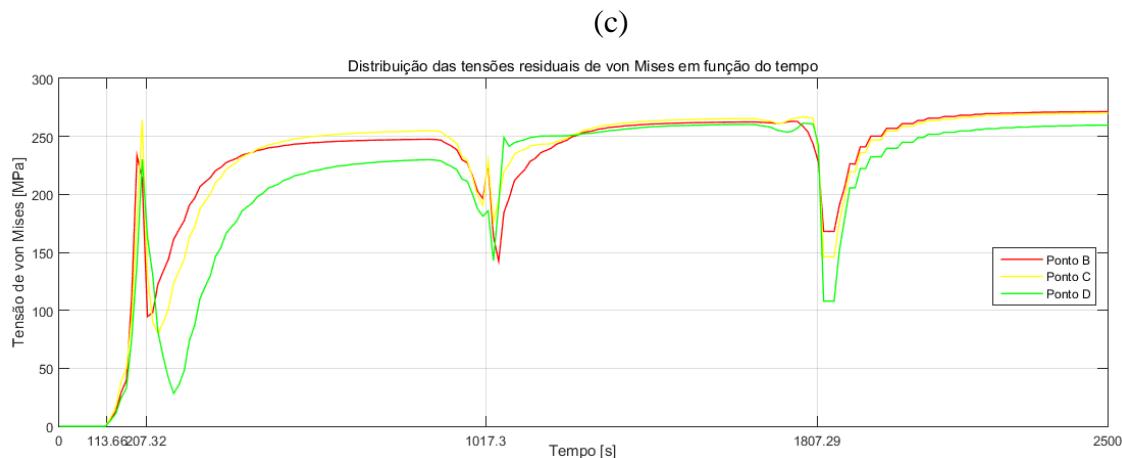


Figura 4.21 - Distribuição das tensões residuais na região da segunda solda longitudinal e circunferencial no vaso de pressão a) longitudinais, b) transversais e c) de von Mises.

Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2017).

A Figura (4.21-a) mostra que as tensões residuais longitudinais ficaram bem próximas nos pontos de análises, e devido a solda circunferencial verifica-se grandes diminuições das tensões, até as mesmas estabilizarem. É interessante observar os pico de tensão de compressão no durante a passagem da solda longitudinal e a circunferencial.

A Tabela (4.10) compara as tensões residuais longitudinais em relação aos pontos simétricos ao cordão de solda circunferencial.

Tabela 4.10 - Comparaçāo das tensões residuais longitudinais no vaso de pressão em relação aos pontos simétricos no centro do cordão da segunda solda circunferencial.

	Ponto B	Ponto C	Ponto D
Lado superior	190,59 MPa	143,00 MPa	96,44 MPa
Lado inferior	289,49 MPa	294,05 MPa	267,54 MPa

Todas as tensões residuais longitudinais são de tração, e no lado inferior percebe-se níveis maiores de tensão, com o pico no ponto C de 294,05 MPa, enquanto que no lado superior o pico é no ponto B de 190,59 MPa.

Verifica-se que nas tensões residuais transversais, no segundo intervalo de tempo há um pico de tensão de tração, enquanto que os outros dois picos decorrentes da solda circunferencial são de compressão, conforme mostra a Fig. (4.21-b)

A Tabela (4.11) compara as tensões residuais transversais em relação aos pontos simétricos ao cordão de solda circunferencial.

Tabela 4.11 - Comparação das tensões residuais transversais no vaso de pressão em relação aos pontos simétricos no centro do cordão da segunda solda circumferencial.

	Ponto B	Ponto C	Ponto D
Lado superior	17,73 MPa	-46,41 MPa	-95,51 MPa
Lado inferior	260,07 MPa	238,16 MPa	142,05 MPa

Também no lado inferior as tensões bem maiores que no lado superior e são todas de tração, enquanto que no lado superior os pontos C e D são de compressão, e as tensões são bem menores.

As tensões residuais de von Mises mostram também um padrão semelhante para todos os pontos, conforme pode ser observado na Fig. (4.21-c). Percebe-se também a influência das soldas circumferenciais no comportamento dessas tensões.

A Tabela (4.12) compara as tensões residuais transversais em relação aos pontos simétricos ao cordão de solda circumferencial.

Tabela 4.12 - Comparação das tensões residuais de von Misess no vaso de pressão em relação aos pontos simétricos no centro do cordão de solda circumferencial.

	Ponto B	Ponto C	Ponto D
Lado superior	229,44 MPa	155,57 MPa	185,34 MPa
Lado inferior	271,43 MPa	269,94 MPa	259,76 MPa

As tensões residuais de von Mises diminuem a medida que se afasta da solda circumferencial no lado inferior, não percebe-se essa linearidade, visto que a tensão no ponto D é maior que no ponto C. No lado superior a máxima tensão é no ponto B com 229,44 MPa, mesmo ponto para o lado inferior, com 271,43 MPa.

4.4 Cálculo da pressão de retração

É possível calcular a pressão de retração devido a solda no equipamento, com os dados da interferência (deformação) devido a soldagem. A Figura (4.22) mostra a deformação direcional no vaso de pressão.

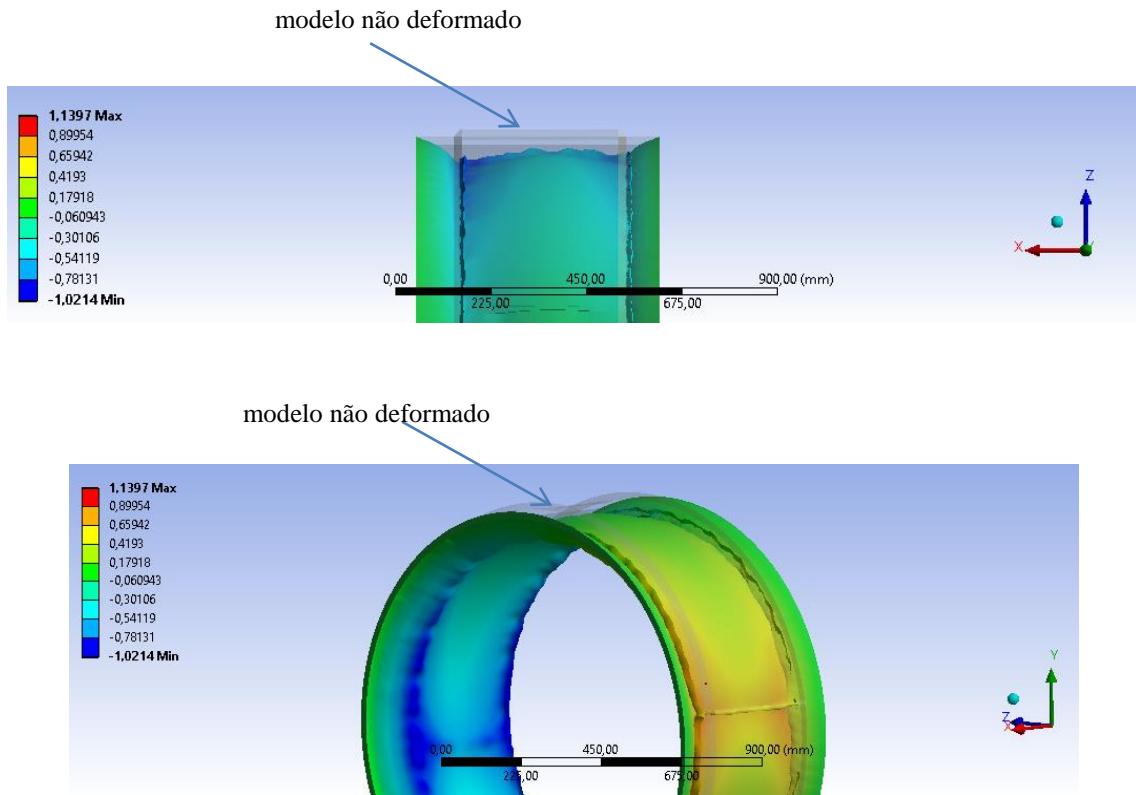


Figura 4.22 - Deformação direcional no eixo z.

Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2017).

Com base nesses dados, é possível calcular a interferência, observa-se que as maiores deformações são geradas na região da solda, fazendo com que o vaso tenha um formato meio ovular. A Figura (4.23) mostra os dados de deformação na região da solda.

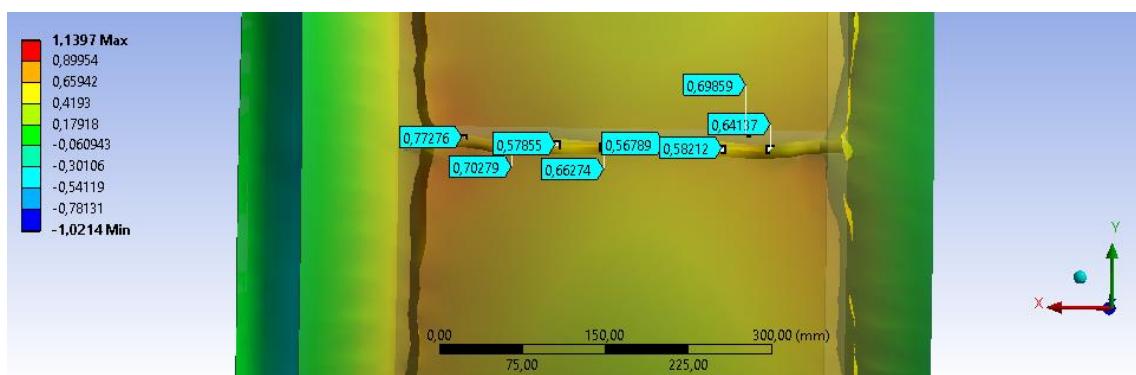


Figura 4.23 - Deformação direcional no eixo z na região da solda.

Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2017).

Dentre os pontos selecionados, escolhe-se o valor de maior deformação para o cálculo da retração, no caso: 0,77276 mm, com isso, a partir da Eq, (2.54), tem-se:

$$\begin{aligned}
 p_s &= \frac{E \cdot I(c^2 - b^2)(b^2 - a^2)}{4b^3(c^2 - a^2)} \\
 &= \frac{206,8 \cdot 10^9 \times 0,77276 \cdot 10^{-3} ([647,7 \cdot 10^{-3}]^2 - [628,65 \cdot 10^{-3}]^2) ([628,65 \cdot 10^{-3}]^2 - [609,6 \cdot 10^{-3}]^2)}{4 \times (628,65 \cdot 10^{-3})^2 ([647,7 \cdot 10^{-3}]^2 - [609,6 \cdot 10^{-3}]^2)} \\
 &= 1,21 \text{ MPa}
 \end{aligned}$$

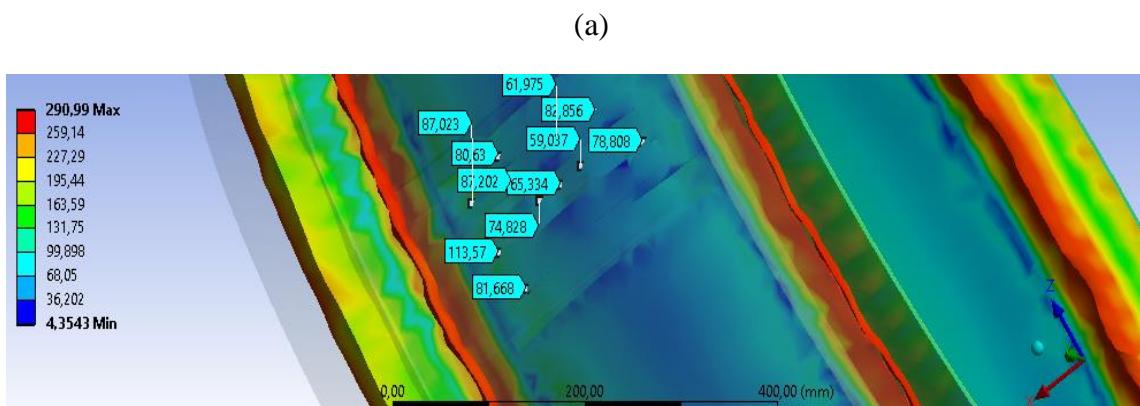
Onde:

- E: Módulo de Young = 206,8 GPa
- p_s : Pressão de retração
- I : Interferência = 0,77276 mm
- a : raio interno do vaso de pressão = 609,6 mm
- b : raio externo do vaso ou raio interno da luva = 628,65 mm
- c : raio externo da luva = 647,70 mm

Esse processo de reparo, e consequente deformação, faz com que o vaso de pressão sofra uma “ovalização”, visto que as maiores deformações são observadas nos cordões de soldas longitudinais.

4.5 Análise das Tensões de von Mises com e sem o Reparo com a Pressão Interna

Por fim, analisa-se as tensões de von Mises na região da corrosão para verificar a eficácia do reparo. A Figura (4.24) mostra essas tensões na região da perda de espessura.



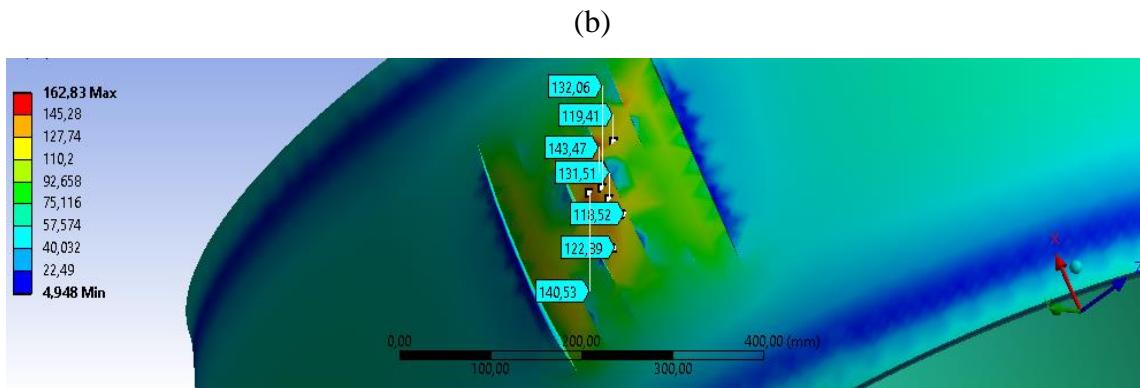


Figura 4.24 - Análise das tensões de von Mises na região da corrosão (a) com o reparo e (b) sem o reparo.

Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2017).

Vale salientar que esses resultados foram retirados após a aplicação das soldas, portanto, já considerando os efeitos das tensões residuais. Com isso, prova-se a eficácia do reparo, visto que as tensões na região do defeito com o reparo ficaram na faixa de 80 a 100 MPa, abaixo da tensão admissível do material de 119,9 MPa. Enquanto que sem o reparo essas tensões ficaram entre 130 e 140 MPa, ultrapassando a tensão admissível.

4.6 Análise da Distribuição das Tensões Residuais de von Mises nos Cordões de Solda Longitudinal

Por fim, analisa-se a distribuição das tensões residuais de von Mises em todo cordão de solda longitudinal com a aplicação. A Figura (4.25) mostra o resultado dessas tensões para a primeira solda longitudinal, esses resultados foram obtidos com a aplicação também da pressão interna de 2,07 MPa (300 psi).

No total, foram retirados 19 pontos simetricamente afastados de 20 mm e o centro do cordão de solda longitudinal corresponde a distância de 180 mm.

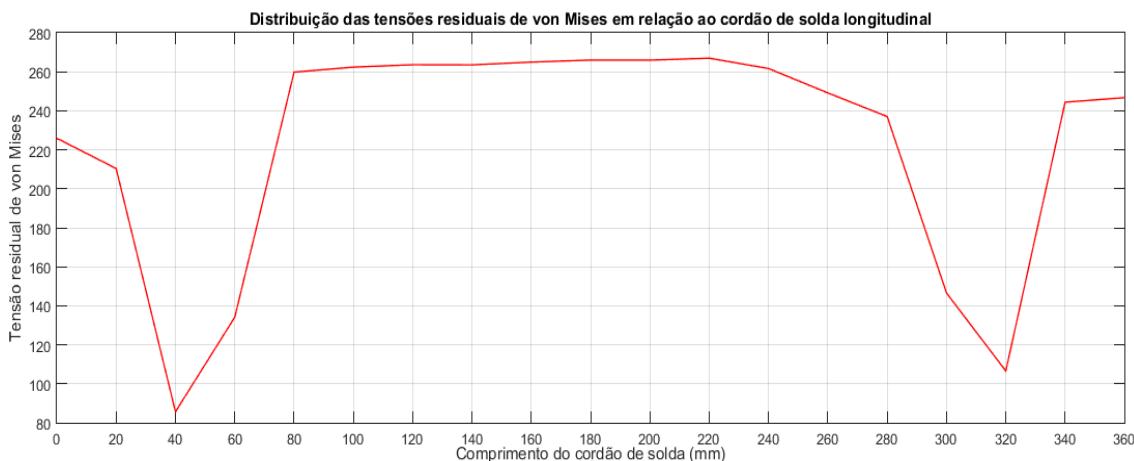


Figura 4.25 - Distribuição das tensões residuais de von Mises em relação ao primeiro cordão de solda longitudinal.

Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2017).

Percebe-se na Figura (4.25) que no intervalo de 80 a 280 mm, as tensões são bem próximas, fato esse confirmado pela Fig. (4.26), com as tensões medindo entre 240 a 260 MPa. Na simetria correspondendo à distância de 40 mm e 320 mm, existe uma abrupta diminuição das tensões residuais de von Mises, alcançando um valor de 80 MPa, e nas extremidades seus valores são altos, medindo entre 225 e 245 MPa.

Essa mesma distribuição pode ser obtida no segundo cordão de solda longitudinal, conforme a Fig. (4.26).

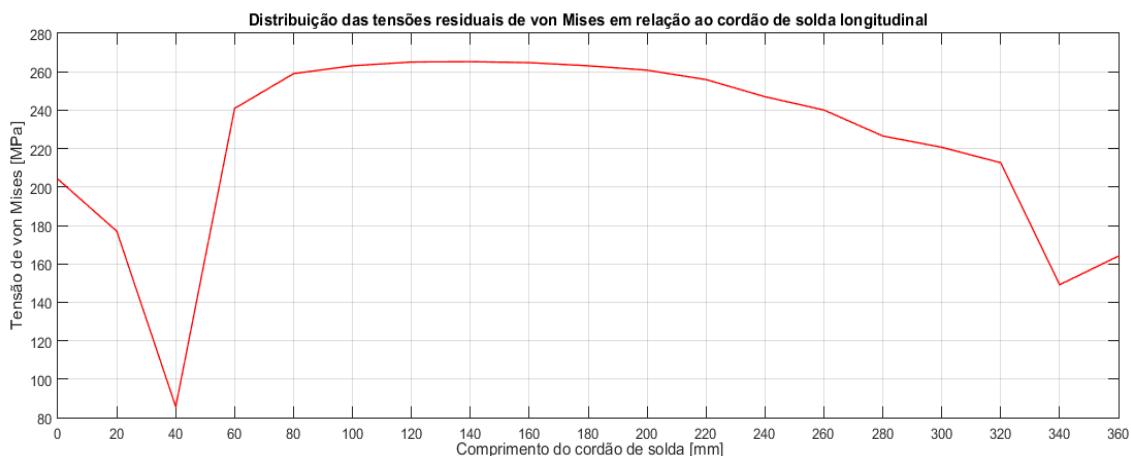


Figura 4.26 - Distribuição das tensões residuais de von Mises em relação ao segundo cordão de solda longitudinal.

Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2017).

Observa-se que as tensões residuais no meio da solda também são próximas,

entre 260 e 220 MPa, e a região de 40 mm e 340 mm com uma redução dessas tensões, chegando a 80 MPa em 40 mm e 150 MPa em 340 mm, nas extremidades, os valores ficara entre 160 e 200 MPa.

CAPÍTULO V:

CONCLUSÃO

5.1 Considerações Finais

Esse trabalho de tese teve como objetivo determinar as tensões residuais via análise numérica de vasos de pressão cilíndricos submetidos a reparos por solda de acordo com a norma ASME PCC-2-2015. Para isso, apresentou-se os conceitos de tensões residuais, soldagem nos vasos de pressão, reparos e elementos finitos, além de um estado da arte abordando alguns estudos sobre a integridade estrutural desses equipamentos, elementos finitos aplicados a tensões residuais e reparos.

De acordo com os resultados obtidos, as principais conclusões desta tese podem ser descritas abaixo:

- A modelagem geométrica do desenho e os dados do material tem que estar corretamente postos, a modelagem do desenho seguiu rigorosamente a norma ASME PCC-2-2015 para evitar problemas na simulação, e é preciso obter todas as propriedades corretas do material para que os resultados da simulação sejam satisfatórias e convergentes.
- A partir da velocidade da solda, calculou-se o tempo necessário para a realização da soldagem longitudinal e circunferencial, esse parâmetro é importante na simulação, pois um erro nesse parâmetro invalida os resultados;
- No gráfico da distribuição de temperatura, foi perceptível que nas soldas circunferenciais, as temperaturas máximas encontradas foram um pouco superior em relação às soldas longitudinais, pois mesmo sendo a mesma fonte de calor, a diferente geometria pode interferir no valor das temperaturas que ficaram em torno

de 1750 °C, além disso, na região da solda das soldas circunferenciais, no meio do intervalo há maiores variações de temperaturas, que corresponde quando a fonte de calor se aproxima da solda longitudinal já realizada e em processo de resfriamento

- No gráfico do fluxo de calor, nota-se que nas soldas longitudinais, o fluxo de calor total é maior que nas soldas circunferenciais, e esse comportamento é o oposto observado na distribuição de temperatura, visto que as temperaturas maiores foram alcançadas nas soldas circunferenciais, isso se deve ao fato que das mudanças de geometria e chanfro na solda, afetando o coeficiente de convecção, já que o mesmo não é uma propriedade do material e depende de vários fatores como geometria, regime do escoamento e o tipo de fluido;
- A validação dos resultados foi feita de maneira satisfatória considerando os trabalhos feitos anteriormente tanto numericamente como experimentalmente; como mostrado na bibliografia.
- De um modo geral, observou-se que as maiores tensões longitudinais, tangenciais e de von Mises estão localizadas no reparo, o que significa que o reparo absorve as tensões residuais que estariam no vaso de pressão;
- Foi obtida a distribuição de tensão longitudinal, tangencial e de von Mises em pontos próximos a solda, no reparo e no vaso de pressão o que é importante para observar o comportamento após o resfriamento naquelas regiões, e foi visto que as maiores tensões ocorrem no centro da solda e no reparo há picos de tensão residual longitudinal e tangencial devido a mudança de geometria da solda para o reparo, fazendo com que as tensões aumentem nessa região;
- Obteve-se a distribuição das tensões residuais longitudinais, tangenciais e de von Mises durante o tempo de solda, para verificar o comportamento das tensões residuais nesse intervalo, verificou-se a influência da solda circunferencial na longitudinal, fazendo com que as tensões na solda longitudinal sofresse variações bruscas de tensão;
- Verificou-se a pressão de retração existente no equipamento resultado das deformações provenientes do processo de solda e a consequente tendência de ovalização da estrutura, visto que as maiores deformações acontecem no cordão de solda longitudinal;

Diante disso, pode-se concluir a importância que uma análise numérica bem elaborada pode-se mostrar a melhor opção para a análise estrutural em equipamentos em

geral, devido a objetividade e agilidade com o que possa chegar aos resultados mais próximos da realidade.

5.2 Sugestões para Trabalhos Futuros

- Realizar a análise numérica usando a temperatura de Battelle e variando as espessuras do reparo e vaso de pressão e detectar a temperatura de perfuração da superfície interna do vaso de pressão;
- Variar as velocidades de solda e a intensidade da fonte para monitorar a mudança de comportamento das tensões;
- Verificar e observar o comportamento das tensões em outras regiões do equipamento;
- Analisar as tensões nos cordões de solda longitudinal e em toda sua extensão após o resfriamento.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALMEIDA, J.I.L., 2012, “*Análise Numérica da Integridade Estrutural de Vasos de Pressão com Corrosão Usando a Norma API 579*”, Dissertação de Mestrado, João Pessoa.

API 1104. Welding of Pipelines ad Related Facilities. Appendix B: in-service welding. USA: American Petroleum Institute, 1999;

ARGYRIS, J.H., 1955, “*Energy Theorems and Structural Analysis*”. Aircraft Engineering, v.26, out./nov. v.27, fev./mai.;

ASME., 1984, “*Manual for determining the remaining strength of corroded pipelines.*” American National Standards Institute (ANSI)/ AmericanSociety of Mechanical Engineers (ASME) B31G.

ASME., 2015, “*Repair of Pressure Equipment and Piping*” American National Standards Institute (ANSI)/ AmericanSociety of Mechanical Engineers (ASME) B31G.

BAKER, A.J., 2012, “*Finite Elements: Computational Engineering Sciences*”, 1º Edition, John Wiley & Sons, Ltd, USA;

BAN, H., SHI, G., et al., 2013, “Residual Stress of 460 MPa High Strength Steel Welded I Section: Experimental Investigation and Modeling”, International Journal of Steel Structures, Vol 13, Nº 4, 691-705.

BARKANOV, E., 2001, “*Introduction to the finite element method*”, Riga Technical University: s.n.;

BARSOUM, Z., SAMUELSSON J., 2005 “*Torsion fatigue and residual stresses in multi-pass welded tubular joints*”. IIW Document No XIII-2073-05;

BORGES, M.F., BRAGA, S.S., et al., 2013 “*Finite Element Analysis of Repair Technique on In-Service Pipeline with Dent*”. IBP 1325_13, Rio Pipeline Conference & Exposition;

BRUCE, W.A., HOLDREN, R.L., MOHR, W.C., 1996, “Repair of Pipelines by Direct Deposition of Weld Metal”, PRC/International, Orojectt PR-185-9515;

CHAKRABARTY, J., 2001, “Theory of Plasticity”, 3rd ed., Oxford, Elsevier B.V..

CHAKRAVARTI, A., BIBBY, M., GOLDAK, J., 1984 “A New Finite Element Model for Welding Heat Sources”. Int Journal of Metallurgical Transactions, Vol. 15 , Pag. 209-305;

CHANDRUPATLA, T.R., BELEGUNDU, A.D., 2014 “*Elementos Finitos*”. 4^a Edição, Ed. Pearson;

CHANG, K., LEE, C., d 2010 “Analysis of a Residual Stress in Stainless Steel Pipe Weld Subject to Mechanical Axial Tension Loading”, International Journal of Steel Structures, Vol.10, Pag. 411-418;

CHARLES, R., BEARDMORE, D.W., TENG, H., WATSON, C.T., 2008 “*Influence of load and crack history effects on fracture*”, ASME PVP Conf 2008, PVP2008-61376;

CHIAVERINI, V.; 1988, “*Aços e Ferros Fundidos*”, Editora ABM, 6º Edição, São Paulo;

CHUSE, R., 1977, “Pressure Vessels – The ASME Code Simplified”, McGraw-Hill Book Co., New York.

CLOUGH, R.W., 1960, “*The Finite Element Method in Plane Stress Analysis*”. Proceedings American Society of Civil Engineers, 2nd Conference on Electronic Computation, Pittsburgh, PA, v.23, p.345-378;

COURANT, R., 1943, “*Variational Methods for the Solution of Problems of Equilibrium and Vibrations*”. Bulletin of the American Mathematical Society, v.49, p.1-23;

DE CAMPOS, M. D., 2006 “*O Método de Elementos Finitos aplicado a simulação numérica de escoamento de fluidos*”. Unversidade Federal do Mato Grosso, Dissertação de Mestrado;

DE LAS CASAS, E.B., 2013 “*Notas sobre o Método dos Elementos Finitos-Versão beta*”, CADETec, UFMG;

DENG D., MURAKAWA, H., 2005, “*Numerical Simulation of Temperature field and Residual Stress in Multi-pass Welds ins Stainless Steel Pipe and Comparison with Experimental Measurements*” Int. J. of Computational Materials Science Vol. 37, Pg. 269-277;

DONG, P., 2001, “*Residual Stress Analyses Multi-Pass Birth Weld: 3-D Special Shell versus Axisymmetric Models*”. ASME J. Pressure Vessel Technol., 123, May, pp. 207–213;

Edison Welding Institute., 1997, “*Guidelines for Weld Deposition Repair on Pipelines*”, EWI Project no. 40545CAP;

FANOUS, I.F.Z., YOUNAN, M.Y.A., WIFI, A.S., 2003 “*3-D Finite Element Modeling of the Welding Process Using Element Birth and Element Movement Techniques*”. International Journal of Pressure Vessels and Piping, Vol. 125;

FRIEDMAN, E., 1975: Journal Pressure Vessel and Technology, Trans. ASME, vol 97, pp. 206-13;

GOLDAK J., 1990, “*Keynote Address: Modeling Thermal Stresses and Distortions in Welds*”. Recent trends in welding science and technology, ASM International;

GRIFFITHS, A.A., 1920, "Philosophical Transactions of the Royal Society of London", Series A, 221, 163-198.

GUARRACINO, F., MALLARDO, V., 1999, "A Refined Analytical Analysis of Submerged Pipelines in Seabed Laying", Appl Ocean Res 1999, 21:281-93.

GUIMARÃES, L. R.; 1990, "*Estudo de Parâmetros Experimentais Envolvidos na Determinação de Macrotensões Residuais, em Tubos de Aço Inoxidável, pelo Método da Difração de Raios-X*", Dissertação de Mestrado pelo Instituto de Pesquisas Energéticas e Nucleares, São Paulo;

HARVEY, J.F., 1974, "Theory and Design of Modern Pressure Vessels", Van Nostrand Reinhold Co, New York.

HIBBIT, H.D., MARCAL, P.V., 1973, "*A Numerical, ThermoMechanical Model for the Welding and Subsequent Loading of a Fabricated Structure*". Comput. Struct., 3, pp. 1145–1174;

HIRSCH, T.; MACHADO, R.; CAMPOS, M. F., 2006, "*Tensões Residuais em Aços Avaliados por Difração de Raios-X: Diferença Entre Micro e Macro Tensões Residual*", III Workshop sobre textura, São Paulo, p. 115-131;

HRENNIKOFF, A., 1941, "*Solution of Problems in Elasticity by the Frame Work Method*". Journal of Applied Mechanics, Transactions of the ASME, v.8, p.169-175;

KAYSER, J.R., NOWAK, A.S., 1989, "Reliability of Corroded Steel Girder Bridges", Structural Safety, 6, pp. 53-63.

KIEFNER. J.F., 1979, "*Defect Repair Procedures*", Sixth Symposium of Lime Pipe Research, Paper I 1. Houston, USA.

KOPPENHOFER, K., GORDON, R., 2000 “*IIW joint working group (X-XV) on residual stress and distortion prediction: IIW 'Round Robin' on residual stress and distortion prediction: Phase 1 results*”, IIW Documents No X-1464-2000, 2000;

JIANG W., LIU Z., GONG J.M., TU S.T., 2010 “*Numerical Simulation to Study the Effect of Repair Width on Residual Stresses of a Stainless Steel Clad Plate*”, Int. J. of Pressure Vessels and Piping, Vol. 87, Pg. 457-463;

LANCASTER, J.F., “Metallurgy of Welding”, 6a Edição, Woodhead, Cambridge.

LOGAN, D.L.L., 2012, “*A first course in the finite element method*”. Fifth EDition. Delhi: India;

LU, J., 2005 “*Handbook of Measurements of Residual Stress*”, Vol. 2, Ed. SEM, 2ed;

MACHADO, I.G., 2007, “*Soldagem & Técnicas Conexas: Processos*”, editado pelo autor, Porto Alegre.

MARTINEZ, L.L., “*Fatigue behavior of welded high strengthsteels*”. Department of Aeronautics, KTH, Report No. 97-30;

MIKI, C., TATEISHI, K., ISHIHARA, K., KAJIMOTO, K., 1994, “*Fatigue Strength of Scallop detailsin Steel Bridges*”, Journal of Structural Engineering, JSCE, 483, pp. 79-86.

MODENESI, P.J., MARQUES, P.V., SANTOS, D.B., 2012, “*Introdução a Metalurgia da Soldagem*”, 1^a Edição, UFMG, Belo Horizonte.

MOREIRA, M. F. e LEBRÃO, S. M. G.; 2003 “*Tratamentos Térmicos dos Aços*” 2003;

MOSQUEN, A., GONÇALVES, A.S., *et al.*, 2015 “Estudo Teórico da Influência da Força de Aperto em Reparos por Dupla Calha com Interferência (Tipo A)”. 13^a Conferência sobre Tecnologia de Equipamentos, Cabo de Santo Agostinho – PE;

NICHOLS, M.G., 1990, “Overview in Joining of Ceramics”, Ed . M.G. Nichols, Chapman and Hall, London.

NGUYEN, N. T., OHTA, A., et al., 1999, “*Analytical Solutions for Transient Temperature of Semi-Infinite Body Subjected to 3-D Moving Heat Sources*”. Weld. J. Miami, Aug., pp. 265–274;

ODEN, J.T., 1972, “*Finite Elements of Nonlinear Continua*”. Nova York: McGraw-Hill;

OTEGUI, J.L., RIVAS A., MANFREDI, C., MARTINS, C., 2000 “*Weld failures in sleeve reinforcements of pipelines*”. Engng Failure Anal 2000 (in press);

OTEGUI, J.L., URQUIZA, S., RIVAS, A., TRUNZO, A., 2000 “*Local Collapse of Gas Pipelines under Sleeve Repairs*”, Int. Journal of Pressure Vessels and Piping, Vol 77, Pag. 555-566;

RIBEIRO, F.L., 2004, “*Introdução ao Método dos Elementos Finitos: Programa de Engenharia Civil*”. 80p. Instituto Alberto Luiz Coimbra de Pós Graduação e Pesquisa de Engenharia/Universidade Federal do Rio de Janeiro-Rio de Janeiro;

RILEY, W.F., STURGES, L.D., MORRIS, D.H., 2003, “*Mecânica dos Materiais*”, 5^a Edição, LTC, Rio de Janeiro.

RODRIGUES, L. D.; 2007, “*Medição de Tensões Residuais em Tubos Visando a Determinação de Esforços em Dutos Enterrados*”, Dissertação de Mestrado pela Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, RJ;

RODRIGUES, M.C., PEREIRA H.A.S., 2016 “*Residual Stress Behavior by Numerical Analysis in Welded Small Diameter Pipes Used in the Oil and Gas Industry*” Rio Oil & Gas Conference;

RUGGIERI, C., CHIODO, M.S.G., 2008, “Failure Assessments of Corroded Pipelines with Axial Defects Using Stress-based Criteria: Numerical Studies and Verification Analyses”, International Journal of Pressure Vessels and Piping, 86:164-176.

RYBICKI, E.F., STONESIFER, R.B., 1979 “*Computation of Residual Stresses Due to Multipass Welds in Piping Systems*”, ASME Trans J Pressure Vessel Technology Vol. 101, May, pp149-154;

SHIMANUKI, H., OKAWA, T., 2013, “Effect of Stress Ratio on the Enhancement of Fatigue Strength in High Performance Steel Welded Joints by Ultrasonic Impact Treatment”, International Journal of Steel Structures, Vol 13, N° 4, 155-161.

SONSINO, C.M., 2009 “*Effect of Residual Stresses on the Fatigue Behavior of Welded Joints Depending on Loading Conditions and Weld Geometry*”. International Journal of Fatigue 31, pp.88-101. 2009;

TAMAKOSHI, T., NAKASU, K. et al., 2006, “Research on Local Corrosion of Highways Steel Bridges”, National Institute of Land and Infra Structure Management, Ministry of Land, Infrastructure and Transport, Japan.

TATEISHI, K., CHOI, S., HANJI, T., 2013, “Fatigue Strength Improvement of Weld Joints with Cope Hole”, International Journal of Steel Structures, Vol 13, N° 4, 683-690.

TELLES, P.C.S., 2009 "Vasos de Pressão", 2^a Edição, LTC, Rio de Janeiro.

THOMAS, J. E., 2001, ”Fundamentos de Engenharia de Petróleo”, 1^a ed., Interciênciam: Petrobras, Rio de Janeiro, Brazil;

UEDA Y., YUAN, M.G., 1993, ‘*Prediction of Residual Stresses in Butt Welded Plates Using Inherent Strains*’. ASME J. Eng. Mater. Technol., 115, Oct., pp. 417–423; 116, July 1994, pp. 285;

WAINER, E., BRANDI, S.D., de MELLO, F.D.H., “*Soldagem Processos e Metalurgia*”, 4^a Edição, Edgard Blucher, São Paulo.

WHANG, Z., TAN, L., WANG, Q., 2013, “*Fatigue Strength Evaluation of Welded Structural Details in Corrugated Steel Web Girders*”, International Journal of Steel Structures, Vol 13, N° 4, 707-721.

WITHERS, P.J., BHADESHIA, H.K.D.H., 2001 “*Residual stress part2-Measurement techniques*”. Materials Science and Technology, Vol.17, April;

ZIENKIEWICZ O.C., 1967, “*The Finite Element Method*”, Vol.1, Ed. Butterworth Heinemann;