



**UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA**

**ANÁLISE NUMÉRICA E EXPERIMENTAL DE
DEFORMAÇÕES E TENSÕES EM JUNÇÃO TUBULAR
CIRCULAR EM AÇO ESTRUTURAL SUBMETIDO À
FADIGA**

WALTER MOTA DA FONSECA

Belo Horizonte, maio de 2019.

Walter Mota da Fonseca

**ANÁLISE NUMÉRICA E EXPERIMENTAL DE
DEFORMAÇÕES E TENSÕES EM LIGAÇÃO DE PERFIL
TUBULAR CIRCULAR EM AÇO ESTRUTURAL
SUBMETIDO À FADIGA**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como requisito parcial à obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Projetos e Sistemas

Orientador: Prof. Dr. Marcelo Araújo Câmara

Coorientador: Prof. Dr. Ayrton Hugo de Andrade e Santos

Belo Horizonte

Escola de Engenharia da UFMG

2019

F676a	<p>Fonseca, Walter Mota da. Análise numérica e experimental de deformações e tensões em junção tubular circular em aço estrutural submetido à fadiga [recurso eletrônico] / Walter Mota da Fonseca. - 2019. 1 recurso online (xix,138 f. : il., color.) : pdf.</p> <p>Orientador: Marcelo Araújo Câmara. Coorientador: Ayrton Hugo de Andrade e Santos.</p> <p>Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Minas Gerais, Escola de Engenharia.</p> <p>Anexos: f. 128-138. Bibliografia: f. 117 -127.</p> <p>Exigências do sistema: Adobe Acrobat Reader.</p> <p>1. Engenharia Mecânica - Teses. 2. Estrutura - Teses. 3. Engenharia de Estruturas - Teses. I. Câmara, Marcelo Araújo. II. Santos, Ayrton Hugo de Andrade e. IV. Universidade Federal de Minas Gerais. Escola de Engenharia. V. Título.</p> <p style="text-align: right;">CDU: 621 (043)</p>
-------	--



UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA
 Av. Antônio Carlos, 6627 - Campus Universitário
 31270-901 - Belo Horizonte - MG
 Tel.: +55 31 3409.5145
 E-mail: cpgmec@demec.ufmg.br

**"ANÁLISE NUMÉRICA E EXPERIMENTAL DE DEFORMAÇÕES E
 TENSÕES EM JUNÇÃO TUBULAR CIRCULAR EM AÇO
 ESTRUTURAL SUBMETIDO À FADIGA"**

WALTER MOTA DA FONSECA

Dissertação submetida à Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de "Mestre em Engenharia Mecânica", na área de concentração de "PROJETO E SISTEMAS".

Dissertação aprovada no dia 13 de maio de 2019.

Por:

Prof. Marcelo Araújo Câmara
 Orientador - Departamento de Engenharia Mecânica/ UFMG

Prof. Ayrton Hugo de Andrade e Santos
 Co-orientador - Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais

Prof. Ernani Sales Palma
 Departamento de Engenharia Mecânica/ UFMG

Prof. Frederico de Castro Magalhães
 Departamento de Engenharia Mecânica/ UFMG

AGRADECIMENTOS

Ao meu orientador Professor Marcelo Araújo Câmara pela generosidade, ensinamentos, orientação e pelo acolhimento na fase inicial do curso.

Ao meu coorientador Professor Ayrton Hugo de Andrade e Santos, que desde a graduação incentivou a pesquisa. Agradeço pela energia otimista, pelos ensinamentos e orientação com a maior naturalidade.

À minha esposa Juliana Alves dos Santos, pelo amor, apoio e pela enorme compreensão em todo tempo. Eterno meu amor, admiração e gratidão.

Aos meus pais, irmãs, minha sogra Terezinha e toda família pelo apoio, imensa dedicação e respeito. Peço desculpas pelos momentos ausentes desprendidos para execução deste trabalho.

Ao colega Anderson Júnior dos Santos e todos os alunos companheiros do programa pela amizade, respeito e enorme apoio.

Ao engenheiro Douglas Abreu pelas valiosas discussões e apoio na parte eletrônica.

À KOT Engenharia na pessoa dos profissionais engenheiros Bruno e Leandro.

À PUC Minas campus Contagem pela atenção e por disponibilizar o uso dos laboratórios.

À Universidade Federal de Minas Gerais e a Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais por fazer parte da vida. Eterna gratidão por viabilizar o contato com o extraordinário mundo da ciência.

A todos os professores e funcionários do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da UFMG pela oportunidade de realizar este trabalho.

A todos vocês, meus sinceros agradecimentos.

"Com quanto frescor, solenidade e beleza nasce cada dia. Como se dissesse: existe outra oportunidade!"

Harriet Beecher Stowe *in* (Palavras mágicas para renovar-se)

Sumário

LISTA DE FIGURAS	IX
LISTA DE TABELAS	XIII
LISTA DE GRÁFICOS	XIV
LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS	XV
NOMECLATURA.....	XVII
RESUMO	XIX
1 INTRODUÇÃO	19
1.1 Objetivos.....	20
1.1.1 Objetivo geral.....	20
1.1.2 Objetivo específico.....	20
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	21
2.1 Pórtico móvel.....	21
2.1.1 Aspecto construtivo estrutural	21
2.1.2 Esforços em colunas de sustentação.....	24
2.1.3 Elemento estrutural em aço	25
2.2 Ligações tubulares por soldagem.....	26
2.2.1 Solicitações em juntas tipo “T”	27
2.2.1.1 Aspectos gerais em juntas soldadas.....	27
2.2.2 Aspectos geométricos.....	33
2.3 Fadiga	34
2.3.1 Abordagem pela tensão	36
2.3.2 Abordagem pela deformação	40
2.3.2.1 Resposta cíclica transitória	42
2.3.2.2 Curva deformação-vida	44
2.3.3 Fadiga em junções soldadas.....	45

2.3.4 Cálculo da vida por fadiga pela abordagem S-N	46
2.4 Abordagem pela Mecânica da Fratura Linear Elástica (MFLE).....	47
2.4.1 Modos de carregamento	49
2.4.2 Abordagem pelo crescimento de trinca por fadiga	52
2.5 Teoria do Dano	54
2.6 Análises de Tensões	55
2.6.1 Abordagem pelo método dos elementos finitos (MEF)	56
2.6.2 Abordagem pela análise experimental via extensometria	58
2.6.3 Abordagem pela análise experimental via fotoelasticidade	61
3 METODOLOGIA	64
3.1 Caracterização mecânica do material	64
3.1.1 Ensaio de dureza	65
3.1.2 Ensaio de tração	66
3.2 Soldagem das amostras	70
3.3 Modelagem estrutural.....	71
3.3.1 Modelagem do filete de solda	73
3.3.2 Elementos da malha	77
3.3.3 Condições de contorno e convergência de malha	78
3.3.4 Tensão e deformação <i>hot spot</i> numérica	81
3.3.5 Deformação <i>hot spot</i> experimental	82
3.4 Aquisição de dados	85
3.5 Ensaio por fadiga	86
3.6 Assumindo um tamanho inicial de trinca	88
4 RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	90
4.1 Validação do modelo.....	90
4.1.1 Teste deslocamento prescrito	91
4.2 Deformação e tensão <i>hot spot</i>	92

4.2.1 Análise do fator de concentração geométrico	98
4.3 Análises por imagem espectroscópica das regiões	100
4.4 Análise por fadiga	101
4.4.1 Curvas cíclicas e monotônicas	103
4.4.2 Falhas por fadiga.....	105
4.4.3 Modos de falha.....	108
4.5 Estimativa de vida à fadiga pelo método da MFLE.....	111
5 CONCLUSÕES	113
6 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	115
7 ABSTRACT	116
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	117
ANEXO A	128
ANEXO B	135
ANEXO C	137
ANEXO D	138

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 2.1 Um pórtico para aplicação em oficina de montagens.....	22
FIGURA 2.2 Um típico pórtico para elevação e transporte de cargas.....	22
FIGURA 2.3 Estruturas metálicas para pórticos rolantes.....	23
FIGURA 2.4 Modelagens das estruturas de um pórtico e concentrações de tensão.....	24
FIGURA 2.5 Configurações típicas de juntas tubulares.....	26
FIGURA 2.6 (A) carregamento axial. (B) momento no plano. (C) momento fora do plano.....	27
FIGURA 2.7 Defeitos encontrados em juntas soldadas.....	28
FIGURA 2.8 Distribuição de tensões em uma junta tubular.....	29
FIGURA 2.9 Localização das tensões na região por extrapolação.....	30
FIGURA 2.10 Tensões residuais devido ao processo de soldagem.....	32
FIGURA 2.11 Comportamento à fadiga de um componente sem entalhe, com entalhe e com junta soldada.....	34
FIGURA 2.12 Diagrama S-N ou curva Wöhler.....	37
FIGURA 2.13 Curvas S-N modificadas pelos fatores de modificação de vida para componentes reais.....	39
FIGURA 2.14 Efeito da tensão média no diagrama semi-log S-N.....	40
FIGURA 2.15 Curvas de fadiga em ciclo alto e baixo em função da amplitude de tensão e deformação.....	41
FIGURA 2.16 Endurecimento cíclico e amolecimento cíclico respectivamente.....	42
FIGURA 2.17 Gráfico log-log relacionando vida à fadiga com a amplitude da deformação.....	44
FIGURA 2.18 Modos de falha por junção tubo-placa.....	45
FIGURA 2.19 Comparação de técnicas para melhora da resistência à fadiga.....	46
FIGURA 2.20 Estado de tensão em relação a um ponto próximo da ponta da trinca....	48
FIGURA 2.21 Modos de carregamento.....	49
FIGURA 2.22 Modelo de placa com trinca na borda.....	50
FIGURA 2.23 Distribuição da tensão longitudinal à frente de uma trinca sob carregamento no modo I.....	51
FIGURA 2.24 Taxa de crescimento em função da variação da intensidade de tensão....	52

FIGURA 2.25 Regra Palmgren-Miner. (a) carregamento variável. (b) histórico de carregamento em blocos. (c) ciclos para falha (curva S-N).....	55
FIGURA 2.26 O método por elementos finitos reduz estruturas complexas para uma série de elementos simples para qual a matriz do sistema é montada.....	57
FIGURA 2.27 Variação da leitura de deformação influenciada pela posição de fixação.....	59
FIGURA 2.28 Diagrama de um sistema de medição para medir deformações.....	60
FIGURA 2.29 Um polariscópio por luz difusa.....	61
FIGURA 2.30 Um disco anular carregado em três pontos.....	62
FIGURA 3.1 Fluxograma elaborado. (a) montagem e calibração do aquisitor. (b) procedimento experimental e numérico.....	64
FIGURA 3.2 Tubos cortados para os ensaios de dureza e tração.....	65
FIGURA 3.3 Equipamento utilizado.....	65
FIGURA 3.4 Regiões de ensaio e setas mostrando as marcas de calota da esfera.....	66
FIGURA 3.5 Máquina de tração Shimadzu AG-SI com capacidade de 100 kN.....	67
FIGURA 3.6 Amostras antes e pós-ensaio (esquerda), desenho CAD com dimensões em milímetros (direita).....	67
FIGURA 3.7 Definição da tensão de escoamento para os CPs 1, 2 e 3.....	69
FIGURA 3.8 Definição da tensão de escoamento para os CPs 4, 5 e 6.....	69
FIGURA 3.9 Processo de soldagem. (a) máquina de soldagem utilizada. (b) pontilhamento. (c) término com filete de solda.....	71
FIGURA 3.10 Junção tipo “T”. (a) modelo 3D, (b) modelo real.....	72
FIGURA 3.11 Configuração geométrica no posicionamento para soldagem.....	72
FIGURA 3.12 Distância entre os tubos.....	73
FIGURA 3.13 (a) imagem do cordão de solda. (b) bordas identificadas pelo algoritmo de Canny.....	75
FIGURA 3.14 Macrografia da seção.....	75
FIGURA 3.15 Seções transversais na direção longitudinal. (a) e (b) seções com maiores tamanhos de pernas do filete de solda. (c) e (d) seções com menores tamanhos de perna e garganta do filete de solda.....	76
FIGURA 3.16 (a) equação da curva obtida. (b) modelagem do perfil conforme equação da curva.....	77
FIGURA 3.17 Condições de contorno do modelo MEF.....	78

FIGURA 3.18 Detalhe da região de refinamento de malha.....	80
FIGURA 3.19 Corpos de prova instrumentados.....	83
FIGURA 3.20 Região de fixação dos extensômetros. (a) corpos de prova com 1 e 5 extensômetros. (b) corpos de prova com 3.....	84
FIGURA 3.21 (a) esquema geral. (b) detalhe da montagem.....	85
FIGURA 3.22 Esquema geral do ensaio por fadiga.....	86
FIGURA 3.23 (a) peças para fixação das amostras. (b) esquema geral da fixação. (c) detalhe do lado do engaste.....	87
FIGURA 3.24 Modelo geométrico de trinca em junta do tipo “T”.....	88
FIGURA 4.1 (a) esquema de montagem. (b) resultado numérico. (c) experimental.....	92
FIGURA 4.2 (a) tensão von Mises. (b) tensão principal 1. (c) deformação principal 1.....	92
FIGURA 4.3 Corte com detalhe da região de singularidade do modelo.....	93
FIGURA 4.4 Representação dos pontos de coleta de dados na superfície das amostras e modelo numérico.....	93
FIGURA 4.5 Estimativa do <i>hot spot</i> para três níveis de carregamento com três extensômetros.....	94
FIGURA 4.6 Representação dos pontos de coleta de dados na superfície das amostras e modelo numérico.....	95
FIGURA 4.7 Estimativa do <i>hot spot</i> para três níveis de carregamento com cinco extensômetros.....	96
FIGURA 4.8 Representação dos pontos de coleta de dados para técnica de extrapolação.....	97
FIGURA 4.9 Estimativa do <i>hot spot</i> via extrapolação analítica.....	97
FIGURA 4.10 Análise via MEF. (a) deformações principais 1. (b) tensões principais 1.....	99
FIGURA 4.11 Imagens referentes a análise MEV e EDS. (a) imagem da região sem influência da ZTA, aumento de 100x. (b) gráfico da análise por EDS.....	100
FIGURA 4.12 Imagens referentes a análise MEV e EDS. (a) imagem da região da junção, aumento de 100x. (b) gráfico da análise por EDS.....	100
FIGURA 4.13 Imagens referentes a análise MEV e EDS. (a) imagem da região do pé do filete de solda, aumento de 100x. (b) gráfico da análise por EDS.....	100
FIGURA 4.14 Histórico inicial das deformações fora da direção da costura de solda.....	101

FIGURA 4.15 Histórico inicial das deformações na direção da costura de solda.....	102
FIGURA 4.16 Gráficos de tensão deformação cíclicos fora da direção da costura de solda.....	103
FIGURA 4.17 Gráficos de tensão deformação cíclicos na direção da costura de solda.....	104
FIGURA 4.18 Vida por deformação. (a) Sem costura. (b) com costura.....	105
FIGURA 4.19 Gráfico de razão de deformação na condição de falha.....	108
FIGURA 4.20 Modos de falha. (a) trinca na região <i>hot spot</i> . (b) trinca na região <i>hot spot</i> e diagonal. (c) trinca inicial região com mordedura de solda. (d) contorno no pé do filete de solda.....	109
FIGURA 4.21 Exemplo de falha em estrutura de apoio para cadeirantes em coletivo urbano de Belo Horizonte – Minas Gerais. (a) imagem geral. (b) detalhe da região fraturada.....	110
FIGURA 4.22 Regiões de falha. (a) modelo numérico com tensões principais. (b) corpos de prova fraturados após ensaio.....	110
FIGURA 4.23 Modelo numérico de um defeito. (a) seção transversal da junta. (b) região do pé da solda. (c) detalhe da direção de propagação.....	111
FIGURA A1 Esquema da montagem para aquisição dos sinais.....	128
FIGURA A2 Detalhe da bancada.....	128
FIGURA A3 Circuito para ponte completa.....	133
FIGURA B1 Modelo com malha utilizado para análise.....	135
FIGURA C1 Desenho do corpo de prova.....	137
FIGURA D1 Curvas da região plástica do ensaio de tração. (a) amostras sem costura de solda. (b) amostras com costura de solda.....	138
FIGURA D2 <i>Serial plotter</i> . (a) tempo para estabilização. (b) e (c) leitura do carregamento cíclico.....	138

LISTA DE TABELAS

TABELA 2.1 Principais fabricantes de aço no Brasil.....	25
TABELA 2.2 Limites da região de extrapolação para juntas tubulares.....	31
TABELA 2.3 Definições utilizadas em um carregamento cíclico.....	37
TABELA 3.1 Valores de durezas do material.....	66
TABELA 3.2 Resultados dos ensaios de tração para CPs sem costura.....	69
TABELA 3.3 Resultados dos ensaios de tração para CPs com costura.....	70
TABELA 3.4 Parâmetros de entrada da soldagem.....	70
TABELA 3.5 Características do consumível utilizado.....	71
TABELA 3.6 Amostras para os cortes de seção.....	74
TABELA 3.7 Parâmetros de entrada da análise numérica.....	79
TABELA 4.1 Resultados dos fatores de concentração de deformação, tensão e geométrico.....	99
TABELA 4.2 Valores dos coeficientes e expoentes.....	107
TABELA A1 Especificações dos extensômetros.....	129
TABELA A2 Valor do monitor serial e tensão elétrica no multímetro.....	130
TABELA A3 Valor do monitor serial e tensão elétrica no multímetro.....	131
TABELA A4 Valor do monitor serial e tensão elétrica no multímetro.....	132
TABELA B1 Captura dos dados.....	136

LISTA DE GRÁFICOS

GRÁFICO 3.1 Curvas tensão-deformação de engenharia dos corpos de prova sem costura (1, 2 e 3).....	68
GRÁFICO 3.2 Curvas tensão-deformação de engenharia dos corpos de prova com costura (4, 5 e 6).....	68
GRÁFICO 3.3 Convergência de malha.....	81
GRÁFICO 4.1 Resultado do carregamento.....	90
GRÁFICO 4.2 Resultado dos deslocamentos prescritos.....	91
GRÁFICO 4.3 Resultado pelo método estimativo de vida.....	106
GRÁFICO 4.4 Taxa de crescimento da trinca.....	112
GRÁFICO A1 Monitor serial por tensão elétrica.....	130
GRÁFICO A2 Monitor serial por tensão elétrica.....	131
GRÁFICO A3 Monitor serial por tensão elétrica.....	132
GRÁFICO B1 Deformação normal por força.....	136

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
ASM	Sociedade Americana de Metais (<i>American Society of Metals</i>)
ASTM	Sociedade Americana de Testes e Materiais (<i>American Society for Testing Materials</i>)
AWS	Sociedade Americana de Soldagem (<i>American Welding Society</i>)
CAD	Desenho Assistido por Computador (<i>Computer Aided Design</i>)
CCC	Cúbico de Corpo Centrado
CIDECT	Comitê Internacional para o Desenvolvimento e Estudo da Construção Tubular (<i>Comité International pour le Développement et l'Etude de la Construction Tubulaire</i>)
CP	Corpo de Prova
EDS	Espectroscopia por Energia Dispersiva de Raio X (<i>Energy Dispersive X-ray Spectroscopy</i>)
EQ	Equação
FCD	Fator de Concentração de Deformação
FCT	Fator de Concentração de Tensão
FIG	Figura
GRA	Gráfico
IIW	Instituto Internacional da Soldagem (<i>International Institute of Welding</i>)
LTR	Limite de Resistência à Tração
MEF	Método por Elementos Finitos
MEV	Microscopia Eletrônica de Varredura
MFLE	Mecânica da Fratura Linear Elástica
NBR	Normas Brasileiras
PUCMG	Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais
SAE	Sociedade Americana de Engenheiros
TAB	Tabela
TIG	Soldagem a arco de tungstênio a gás (<i>Tungsten Inert Gas</i>)
UFMG	Universidade Federal de Minas Gerais
USB	Porta Serial (<i>Universal Serial Bus</i>)
V&M	Vallourec e Mannesmann

WD	Walter Douglas
ZTA	Zona Termicamente Afetada
FG	Fator de Sensibilidade

NOMECLATURA

a_i	Tamanho Inicial da Trinca	[mm]
a_f	Tamanho Final da Trinca	[mm]
A	Corrente Elétrica	[Ampere]
b	Expoente de Resistência à Fadiga	[adimensional]
c	Expoente de Ductilidade à Fadiga	[adimensional]
C	Constante de Crescimento da Trinca	$\left[(\text{m/ciclos}) / (\text{MPa}\sqrt{\text{m}})^m \right]$
d	Diâmetro Interno	[mm]
D	Diâmetro Externo	[mm]
E	Módulo de Elasticidade	[MPa]
$f(t)$	Fator de Correção de Espessura	[adimensional]
K	Coefficiente de Resistência	[MPa]
K_t	Fator de Concentração Geométrico	[adimensional]
K_I	Fator de Intensidade de Tensão	$[\text{MPa}\sqrt{\text{m}}]$
K'	Coefficiente de Resistência Cíclico	[MPa]
$L_{r,\text{máx}}$	Distância Máxima	[mm]
$L_{r,\text{mín}}$	Distância Mínima	[mm]
m	Constante do Material	[adimensional]
n	Expoente de Encruamento	[adimensional]
n'	Expoente de Encruamento Cíclico	[adimensional]
N	Número de Ciclos	[reversões]
N_f	Número de Ciclos para Falha	[reversões]
R_y	Tamanho da Zona Plástica	[mm]
S'_e	Limite Teórico de Resistência à Fadiga	[MPa]
t	Espessura da Parede	[mm]
t_{ef}	Espessura Efetiva	[mm]
t_{ref}	Espessura de Referência	[mm]
V	Tensão Elétrica	[Volts]
Y	Fator Geométrico	[adimensional]

Letras Gregas

θ	Ângulo entre junções	[graus]
ε	Deformação verdadeira elástica	[mm/mm]
ε_a	Deformação alternada	[mm/mm]
ε_a^e	Deformação alternada no regime elástico	[mm/mm]
ε_a^p	Deformação alternada no regime plástico	[mm/mm]
ε_{hs}	Deformação <i>hot spot</i>	[mm/mm]
ε'_f	Coefficiente de ductilidade à fadiga	[mm/mm]
σ	Tensão	[MPa]
σ_{esc}	Tensão de escoamento	[MPa]
σ_{hs}	Tensão <i>hot spot</i>	[MPa]
σ_a	Tensão alternada	[MPa]
σ_m	Tensão média	[MPa]
σ_r	Tensão variada	[MPa]
$\sigma_{m\acute{a}x}$	Tensão máxima	[MPa]
$\sigma_{m\acute{i}n}$	Tensão mínima	[MPa]
σ'_f	Coefficiente de resistência à fadiga	[MPa]
ν	Coefficiente de Poisson	[adimensional]
$\Delta\varepsilon$	Varição de deformação	[mm/mm]
ΔR	Varição da resistência elétrica	[Ohms]
ΔE	Varição da tensão elétrica	[Volts]

RESUMO

A busca por um modelo estrutural passa pelo estudo de verificação de tensões e deformações resultantes do processo de aplicação de solicitação mecânica. A parte estrutural de um equipamento absorve esforços estáticos e dinâmicos, maior parte por fadiga mecânica que é uma das principais causas de colapso em uma estrutura. A redução de material para minimizar custos e o próprio peso do equipamento resulta na utilização de perfis estruturais com espessuras menores, essa nova configuração demanda investigações da resistência dos perfis mais esbeltos e análises por fadiga nas junções por soldagem, que são as regiões de maior vulnerabilidade a falhas. Normativas técnicas na área de estruturas em aço podem não abranger todos os perfis tubulares em relação ao projeto de estrutura na configuração tubular de parede fina menores que 4 mm. O objetivo deste trabalho foi analisar as tensões e deformações em juntas do tipo “T” por soldagem de perfis tubulares com costura e espessura de parede fina submetida à fadiga mecânica. Foi identificado o ponto de maior tensão e realizado ensaios estáticos para determinação dos fatores de concentração de deformação e tensão no pé do filete de solda da junção. Um modelo em 3D foi gerado e realizado análise de tensões e deformações por meio do método dos elementos finitos e os resultados comparados com a técnica de medição por extensometria. Os resultados mostraram que, o modelo numérico apresentou boa aproximação com os resultados de deformação dos extensômetros. Na região do pé do filete de solda as tensões máximas apresentaram valores próximos do dobro da tensão nominal, determinando essa região como significativa a aumento de danos, e conseqüentemente, maior chance ao colapso. A modelagem do filete de solda e malha com elementos sólidos tetraédricos foram de grande importância para as análises de tensões e determinação da tensão *hot spot* na junção. Na parte de falhas, quatro modos de colapso por fadiga foram observados. A maior parte das trincas iniciou no pé do filete de solda, próxima da região de tensão hot spot e propagando-se no contorno da solda, sempre em direção a cantos agudos e mordeduras nas extremidades do filete de solda. As análises mostram que no carregamento estático o ponto na direção da costura do tubo apresenta maior resistência, entretanto, em carregamento dinâmico a resistência à fadiga foi menor.

Palavras chaves: *Estrutura; Pórtico; Numérico; Fadiga; Deformação; Trinca.*

1 INTRODUÇÃO

Os inúmeros projetos de máquinas de elevação e transporte de carga, são resultados de uma grande variedade dimensional, perfis e capacidade de cargas a serem movidas. Um exemplo seria os pórticos rolantes, que são estruturas metálicas formadas por vigas e colunas. Estas colunas, dependendo do projeto, podem ser de perfis tubulares que dispensam chapas de ligação entre suas ligações por processo de soldagem e evitando certa intensidade de tensões acumuladas devido ao uso de elementos de perfis prismáticos. Conhecidas como junções “boca-de-lobo”, em que as geometrias se ajustam com maior facilidade no contato entre os elementos estruturais durante o processo de montagem, prescrições de cálculos de junções soldada, referentes das normativas ABNT NBR 8800, 2008 e ABNT NBR 8400, 1984, podem não se aplicar em parte ou na totalidade as ligações envolvendo, até certo valor de espessura de parede, perfis de seção tubular na condição de carregamento sob fadiga a flexão.

Em muitos casos, a análise por fadiga é um importante modo de análise de falha em aplicações de engenharia, a amplitude de deformação aplicada ao elemento estrutural pode apresentar variações durante sua vida devido ao aumento ou diminuição dos carregamentos durante o trabalho.

Importantes estudos sobre fadiga em ligações tubulares em aço estrutural são realizados em diversas configurações de estruturas tubulares em forma de treliça plana e espacial, por exemplo, referentes ao uso na construção civil e naval, realizando ensaios físicos e/ou abordagem via elementos finitos com o intuito de investigar a propagação de trincas por fadiga proveniente de acúmulo de danos na região de junção entre os elementos.

De acordo com Lage (2008), estruturas submetidas a cargas cíclicas, ainda que em situação de baixa tensão nominal, podem resultar num enfraquecimento progressivo, localizado e posterior ruptura do material, o que representa o fenômeno da fadiga mecânica. Quando se trata de estruturas com juntas soldadas, o comportamento à fadiga é condicionado à existência de descontinuidades geométricas que produzem concentração de tensões mais severas. A ocorrência de pontos de concentração de tensões pode levar a iniciação e posteriormente propagação de trincas.

Levando em consideração que a variação da espessura dos elementos e o modelo geométrico final de preparação das junções dificultam normalmente os

dimensionamentos estruturais desta configuração de pórtico tubular, se tratando de esforço de içamento para cargas mecânicas menores em ambiente de montagem mecânica, a avaliação da vida por fadiga em regiões concentradoras de tensão indica a tendência de nucleação de trinca e o colapso da estrutura de base do equipamento. Portanto, é de importância uma análise numérica e experimental do comportamento ao dano das regiões adjacentes às junções por soldagem submetidas aos esforços mecânicos em algumas configurações de ensaio, a fim de garantir a segurança estrutural e contribuindo com a metodologia de projetos deste tipo de equipamento.

1.1 Objetivos

1.1.1 Objetivo geral

Analisar deformações e tensões dentro do contexto da fadiga mecânica em regiões adjacentes as ligações soldadas entre elementos estruturais utilizados em colunas de pórticos rolantes de até 2 toneladas.

1.1.2 Objetivo específico

- Montagem e calibração de um aquisitor de microdeformação de baixo custo específico para os testes deste trabalho, (Anexo A e B).
- Aplicação técnica da extensometria para verificação das deformações reais locais aos quais as junções estariam submetidas no contexto da fadiga em regiões concentradoras de tensão.
- Verificar o limite de resistência à fadiga por meio de testes em máquina de fadiga neste tipo de configuração de junta.
- Estudar a influência de parâmetros como: o posicionamento da junta em relação a direção da costura de soldagem do tubo, identificando possíveis regiões candidatas a concentração de tensões durante a introdução de danos.
- Verificação quantitativa de deformações e tensões por meio do método dos elementos finitos para comparação com a técnica experimental de um tubo sem costura.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Pórtico móvel

Os inúmeros projetos de máquinas de elevação de carga são resultados de uma grande variedade dimensional e capacidade de cargas a serem movidas. Como comentado por Rudenko (1976), diferente das máquinas de transporte de longa distância (ferrovia, rodoviária, aérea e naval), que transporta cargas a distância consideravelmente longas, os equipamentos de elevação e transporte de cargas movem cargas a distância relativamente curtas. Na prática os equipamentos de içamento de cargas como os pórticos rolantes, a operação de deslocamento é realizada em distâncias usualmente limitadas a dezena ou centenas de metros.

Pórticos móveis são estruturas metálicas formadas por vigas que podem ser de perfis laminados, tubos ou chapas formando colunas soldadas de perfil quadrado ou retangular. Em relação as colunas de sustentação, Santos (1977), explica: “denominam-se colunas os elementos de uma construção metálica destinados a transmitir para as bases o peso das estruturas correspondentes às vigas de piso, coberturas, vigas de rolamento, peso próprio da estrutura, sobrecargas e outros”.

Por possuírem estrutura própria e liberdade para sua translação, pórticos rolantes são bastantes indicados para atividades que demandam movimentação de cargas, principalmente em locais restritos. São construídos para trabalhar com sua rodas totalmente apoiadas ao nível do solo.

2.1.1 Aspecto construtivo estrutural

Os pórticos rolantes de construção em monoviga simples são fabricados em elementos do tipo perfis laminados prismáticos. A viga principal geralmente é montada sobre colunas metálicas, onde são instaladas as rodas de movimentação do equipamento. Nas FIG. 2.1 e FIG. 2.2, podem ser observados dois modelos de pórticos para uso em oficina de montagem mecânica. Os principais componentes de um pórtico rolante, em relação ao modelo analisado, são: viga principal (FIG. 2.1 (a)), mecanismo

de elevação (FIG. 2.1 (b)), colunas (FIG. 2.1 (c)) e rodízios (FIG. 2.1 (d)); (FONSECA *et al.* 2015).

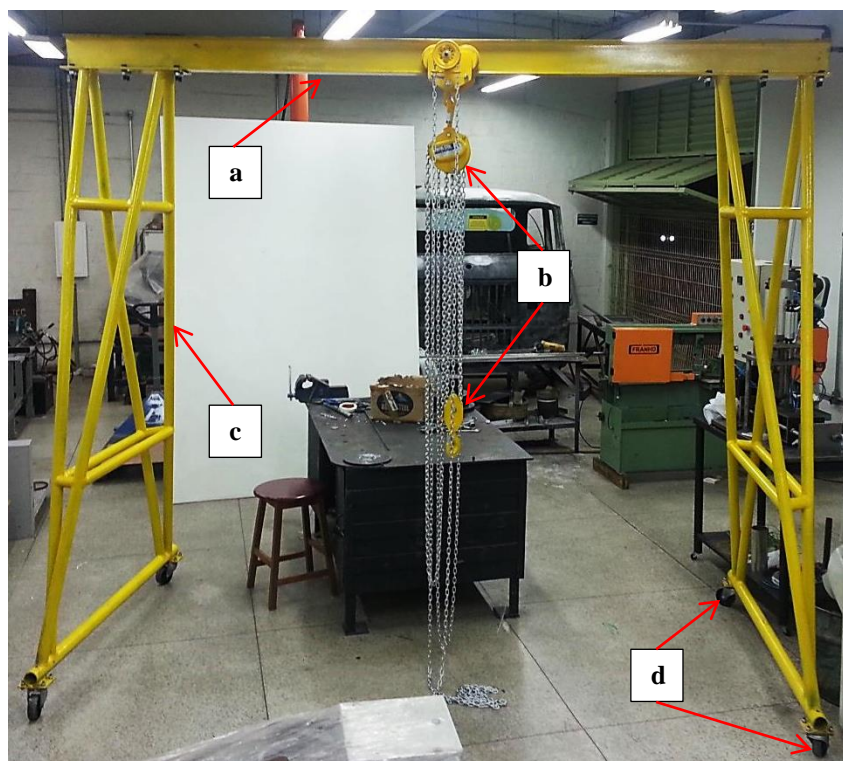


FIGURA 2.1 – Um pórtico para aplicação em oficina de montagens.
FONTE: FONSECA *et al.*, 2015.



FIGURA 2.2 – Um típico pórtico para elevação e transporte de cargas.
FONTE: FONSECA *et al.*, 2015.

Geralmente um modelo de viga de perfil “I” em aço estrutural, é selecionado em tabelas de fabricantes durante o projeto, devido o formato geométrico inclinado de um plano das abas para maximizar o atrito de rolamento com as rodas do mecanismo de elevação Rudenko (1976), e considerável momento de inércia contribuindo no combate do momento fletor. A fixação da viga principal com as colunas é realizada por processos de soldagem e/ou por meio de parafusos.

A viga principal transmite o momento fletor e tensões axiais para as colunas, que neste trabalho, o perfil selecionado para análise será circular. Segundo especificações da norma ABNT NBR 8400 (1984), o dimensionamento das colunas de sustentação deve considerar também tensões de flexão e a carga crítica axial de flambagem.

Em relação aos custos de seleção do material estrutural, Sap'yanov (2008) afirma que ao selecionar o material no estágio inicial do projeto, o projetista escolhe a configuração geométrica estrutural com base na massa mínima, uma vez que o custo do material estrutural representa, aproximadamente, 80% do custo total do pórtico (material e mecanismos de elevação) e posteriormente, um refinamento desta escolha estrutural é realizado considerando uma sequência de métodos. Sap'yanov (2008) apresenta na FIG. 2.3, a maioria das estruturas metálicas de pórticos que podem ser divididos em 9 tipos diferentes, variando o número de vigas principais e a configuração das colunas de sustentação.

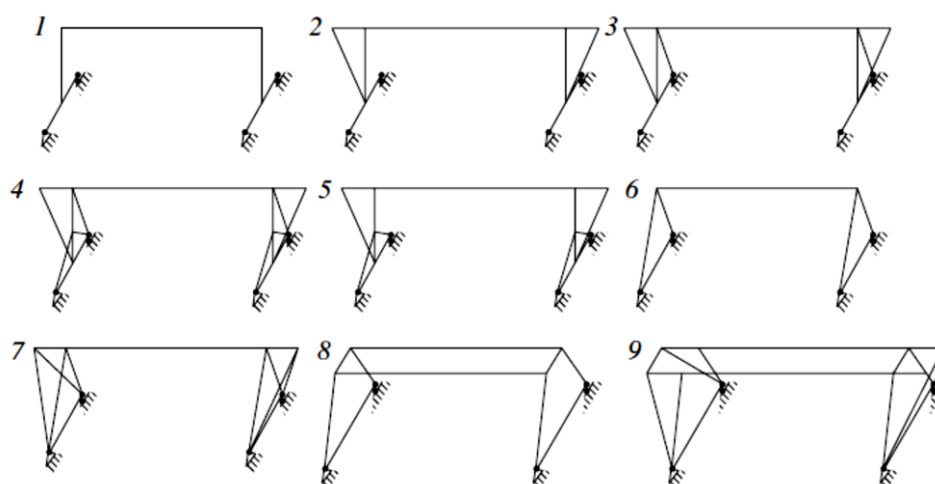


FIGURA 2.3 – Estruturas metálicas para pórticos rolantes.
FONTE: SAP'YANOV, 2008.

2.1.2 Esforços em colunas de sustentação

O trabalho de içamento da carga é realizado pelo mecanismo de elevação apoiado ao conjunto estrutural, neste caso essas estruturas são as colunas do pórtico rolante. Esta ação submete a estrutura esforços axiais de tração e compressão, cisalhantes, momento fletor e flambagem. Tratando-se de um equipamento em que haverá variação de carregamento em função do tempo, um estudo de teste acelerado na condição de variação de carga ou deslocamento prescrito simulando uma região de junção candidata a maiores concentrações de tensão, poderá contribuir para análises de vida das colunas de sustentação da viga principal. A FIG. 2.4, Fonseca *et al.* (2015), mostra resultados numéricos, e em detalhe, potenciais regiões concentradoras de tensão realizada por meio de análise numérica linear estática via *Método dos Elementos Finitos* (MEF).

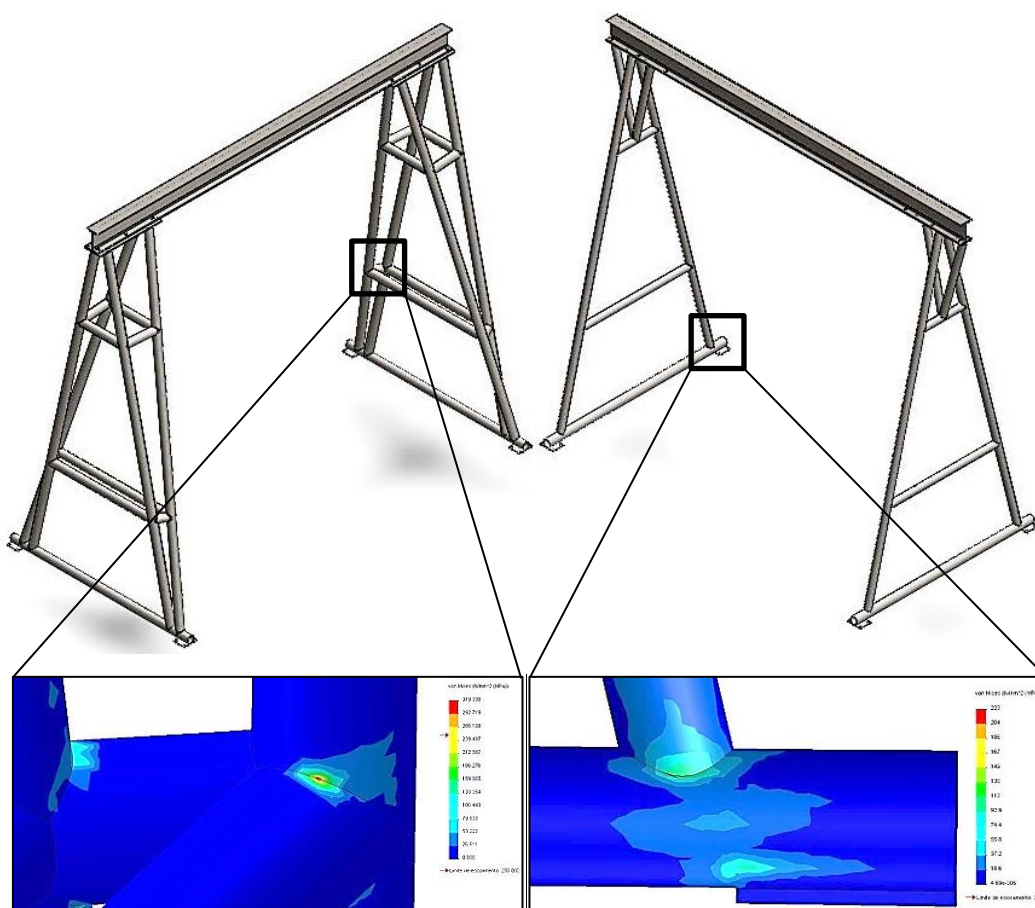


FIGURA 2.4 – Resultados numéricos das estruturas de um pórtico e concentrações de tensão.
 FONTE: FONSECA *et al.*, 2015.

2.1.3 Elemento estrutural em aço

Os aços estruturais possuem propriedades mecânicas que são adequados para uso em elementos que suportam cargas, sendo conformados na forma de perfis e produzidos sob certas especificações e requisitos químicos. São utilizados na construção civil, de máquinas, naval, e outras estruturas mecânicas. O aço é produzido sob uma grande variedade de tipos e formatos, cada qual atendendo várias aplicações.

A norma da *American Society for Testing and Materials* (ASTM A36) (2000), prescreve os requisitos básicos para a qualidade da matéria-prima, composição química e resistência mecânica para a produção de aços estruturais. Com relação à resistência mecânica, é estabelecida uma faixa na qual deve estar compreendido o limite de resistência do material, além de um valor mínimo para a tensão limite de escoamento e um mínimo para o alongamento a ruptura.

Para assegurar que o aço produzido siga as prescrições da norma ASTM E8/EM8 (2015), ensaios rotineiros de resistência à tração são realizados pela indústria sobre amostras retiradas da produção.

Existem diferentes normas que especificam os aços utilizados no Brasil, TAB. 2.1. As empresas criaram, para alguns aços, denominações comerciais próprias de forma a facilitar a escolha do aço mais adequado a cada aplicação.

TABELA 2.1
Principais fabricantes de aço no Brasil.

Empresa	Aço
AcelorMittal	ASTM A588, CST COR 400, CST COR 500
Gerdal	ASTM A588, AÇOCOR 500
USIMINAS	USI-SAC-300, USI-SAC-350, USI-FIRE-350, ASTM A242, ASTM A588
V&M do Brasil SA	VMB 250 COR, VMB 300 COR, VMB 350 COR

FONTE: adaptado de CENTRO BRASILEIRO DA CONSTRUÇÃO EM AÇO (CBCA), 2018.

Os elementos estruturais são a forma como o aço se apresenta para o uso estrutural. O desempenho de um elemento estrutural depende de muitos fatores, como a sua forma geométrica, a resistência mecânica, o processo de fabricação, dentre outros. A escolha do perfil adequado para tal situação deve passar por uma análise de diversas características da estrutura global e aplicabilidade do equipamento.

2.2 Ligações tubulares por soldagem

Os processos de soldagem são utilizados na fabricação de produtos em diversas áreas; aeroespacial, naval, automotiva, ferroviária, nuclear e utilidades em geral, estruturas metálicas, dentre outros. Existem na literatura diversas definições para soldagem, segundo Marques (2000), uma das definições seria: “operação que visa obter a união de duas ou mais peças, assegurando, na junta soldada, a continuidade de propriedades físicas, químicas e metalúrgicas”.

Os perfis tubulares geralmente são utilizados em elementos estruturais, como colunas, treliças, etc. Segundo Taier (2002), juntas tubulares podem ser classificadas e agrupadas de acordo com sua configuração geométrica (FIG. 2.5, “ θ ” ângulo entre as junções), a ação e transferência de cargas (FIG. 2.5, “P” solicitação), e os tipos de projeto. Juntas tubulares soldadas simples podem ser planares ou multiplanares formadas por soldagem de membros tubulares sem sobreposição das ramificações e sem enrijecedores, ou reforços. A FIG. 2.5 apresenta os tipos mais comuns de junções planares entre perfis tubulares.

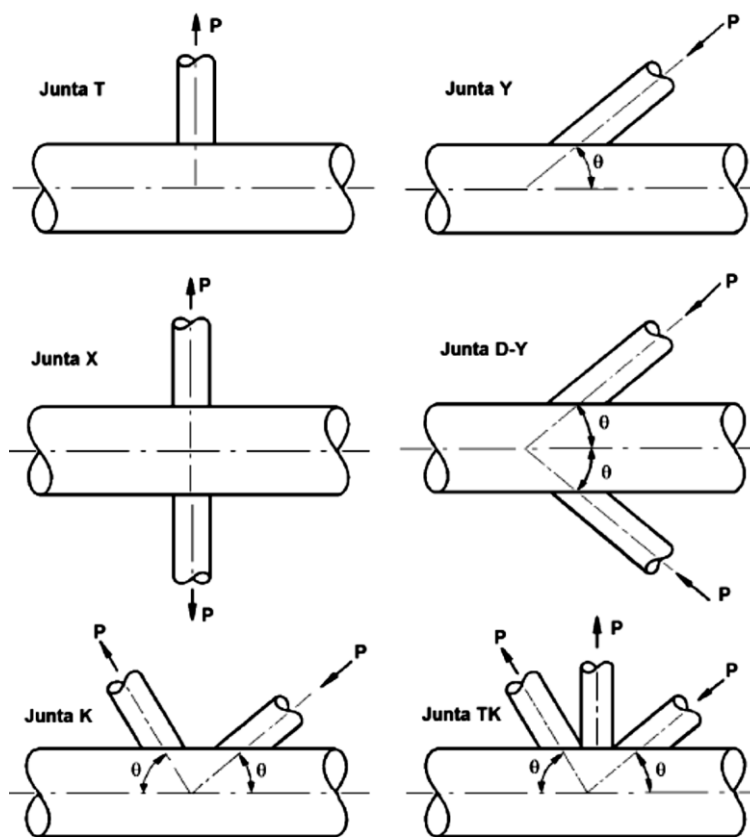


FIGURA 2.5 – Configurações típicas de juntas tubulares.
 FONTE: ALMAR-NAESS, 1985, *apud* TAIER, 2002.

A ligação do tipo “T” é um caso particular da ligação tipo “Y”, onde o tronco (montante) possui um ângulo de 90° com a ramificação (banzo). A ligação estudada neste trabalho será do tipo “T”, composta por tronco e ramificação em perfil tubular circular.

2.2.1 Solicitações em juntas tipo “T”

Para a análise por fadiga em juntas tubulares é conveniente separar os modos de carregamento mecânico em três casos: carregamento axial de tração ou compressão, momento fletor no plano e momento fletor fora do plano; FIG. 2.6. Segundo Lage (2008), cada caso de carga apresenta uma distribuição particular de tensões ao longo da linha de interseção e desse modo, sua particular influência na vida á fadiga.

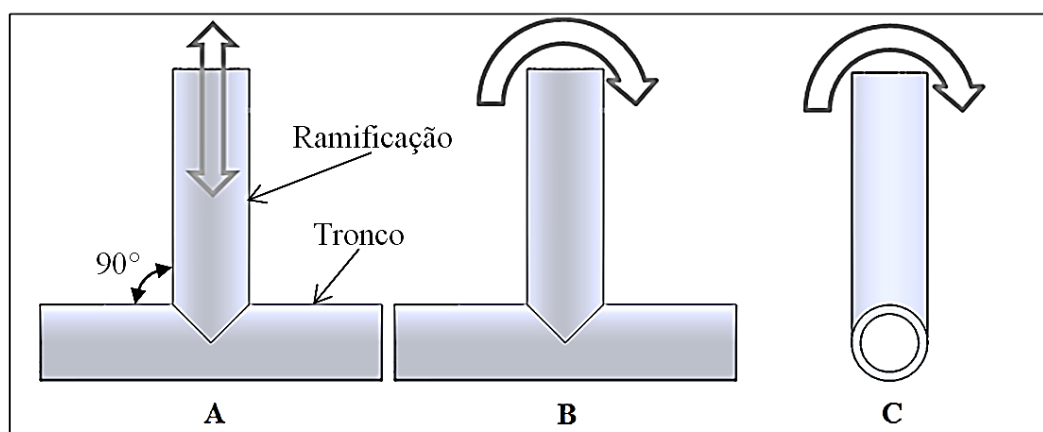


FIGURA 2.6 – (A) carregamento axial. (B) momento no plano. (C) momento fora do plano.
 FONTE: autor, 2018.

2.2.1.1 Aspectos gerais em juntas soldadas

Em ligações tubulares podem ocorrer diferentes tipos de tensões: tensões de entalhe, tensões nominais, tensões de pico e tensões residuais. As tensões de entalhe, nominal e de pico, são tensões devidas a descontinuidade geométrica durante e pós o processo de soldagem resultando em porosidade que geralmente derivada de bolhas de gás, trincas que podem se formar durante a solidificação da solda, partículas de óxidos devido ao fluxo ou até mesmo reação da própria atmosfera que reage com o metal, mordedura de solda e falta e preenchimento.

Segundo Jutla (1996), todas as estruturas soldadas apresentam imperfeições até certo nível de avaliação. A própria junta soldada é uma descontinuidade na estrutura. Schijve (2001) cita que defeitos de soldagem determinados pela qualidade de execução da solda podem levar a concentração de tensão e propagação de trincas quando a junta é submetida a cargas mecânicas variáveis. Jutla (1996) apresenta três diferentes categorias nas quais os defeitos de soldagem podem ser classificados:

- Imperfeições planares – São exemplos destes defeitos: trincas de hidrogênio, fusão incompleta, trincas de reaquecimento, trincas de solidificação e inclusões metálicas. Estes defeitos, por terem formas agudas, podem reduzir substancialmente à vida por fadiga de uma junta soldada.
- Imperfeições volumétricas – Porosidades e inclusões de escória. Como estas imperfeições tendem a ter formas esféricas, levam a menor efeito de concentração de tensão influenciando pouco ou nada no comportamento por fadiga.
- Imperfeições geométricas – Desalinhamento, mordeduras, deposição excessiva ou falta de deposição. Estes defeitos tem efeito de aumento localizado da tensão acima da concentração de tensão gerada pela junta soldada.

A FIG. 2.7 apresenta defeitos geralmente encontrados em juntas soldadas.

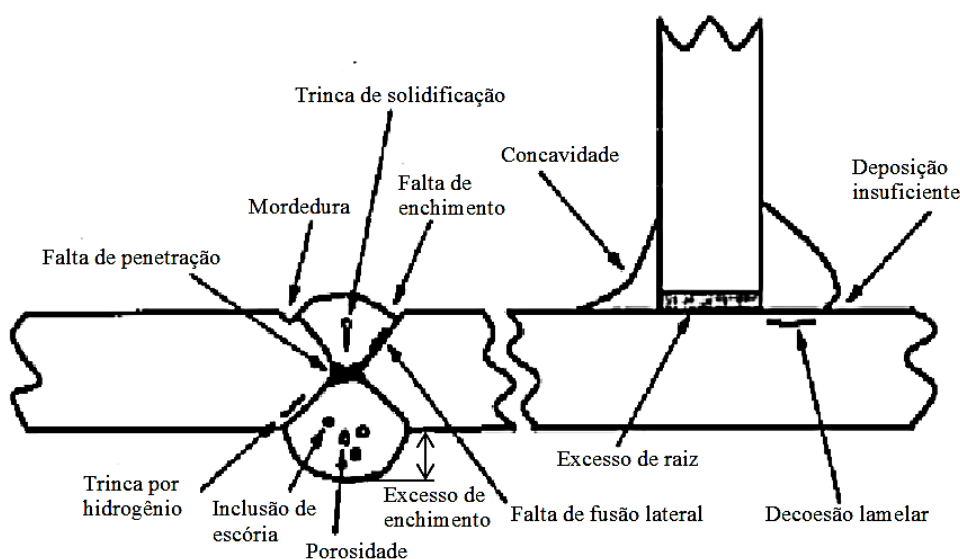


FIGURA 2.7 – Defeitos encontrados em juntas soldadas.
 FONTE: adaptado de JUTLA, 1996.

Conforme Haagensen (1997) a abordagem da tensão *hot spot* tem sido usada extensivamente na análise dos resultados de testes em juntas tubulares. O nome é derivado do fato de que o calor é por vezes gerado durante o teste de fadiga em regiões de tensões altamente localizadas que frequentemente excedem o limite elástico. As três principais causas dessas tensões em juntas tubulares são mostradas na FIG. 2.8.

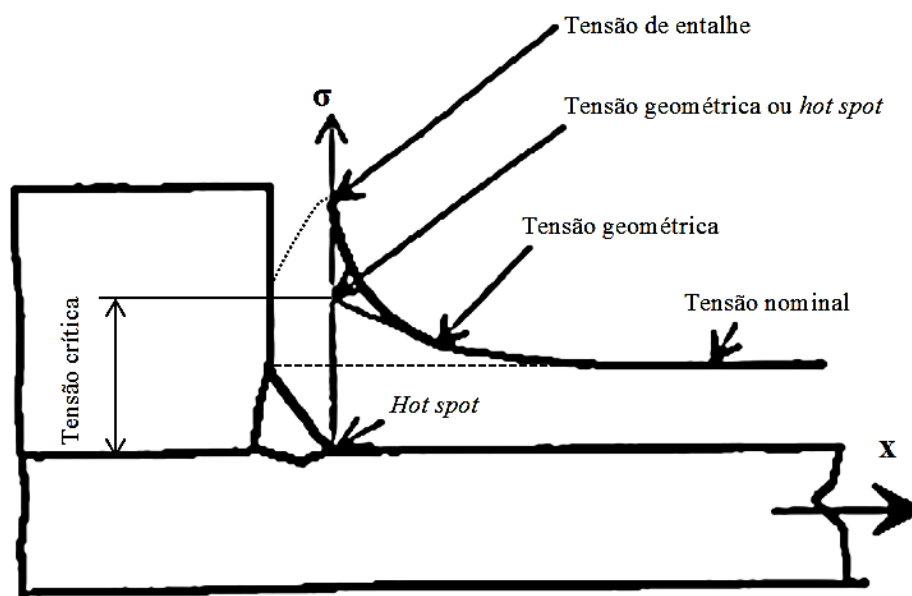


FIGURA 2.8 - Distribuição de tensões em uma junta tubular.
FONTE: adaptado de HAAGENSEN, 1997.

Hobbacher (2008), recomenda que o número de extensômetros dependem da presença de quantidades de esforços de flexão, da espessura da parede e do tipo de tensão estrutural. Para juntas tubulares, existem recomendações que permitem o uso de extrapolação linear usando dois extensômetros, a medida da tensão uniaxial simples é suficiente, (HOBBACHER, 2008).

Segundo Lee *et al.* (2005), no estado de tensão tridimensional, as deformações normais no regime elástico são obtidas aproximadamente a partir das EQs. (2.1; 2.2 e 2.3):

$$\varepsilon_x = \frac{1}{E} [\sigma_x - \nu(\sigma_y + \sigma_z)] \quad (2.1)$$

$$\varepsilon_y = \frac{1}{E} [\sigma_y - \nu(\sigma_x + \sigma_z)] \quad (2.2)$$

$$\varepsilon_z = \frac{1}{E} [\sigma_z - \nu(\sigma_x + \sigma_y)] \quad (2.3)$$

Onde E , ε e ν são, respectivamente, o módulo de elasticidade do material, a deformação uniaxial em um eixo cartesiano e o coeficiente de Poisson do material.

A extrapolação de superfície, conforme apresenta FIG. 2.9, é baseada nas tensões ao longo da superfície livre na vizinhança do cordão de solda. Segundo Hobbacher (2008), a tensão *hot spot* ou tensão geométrica (σ_{hs}), discutida na seção 3.3.4, inclui efeitos como; tensão nominal e concentrações de tensão devido ao próprio perfil geométrico da extremidade do cordão de solda local no regime elástico.

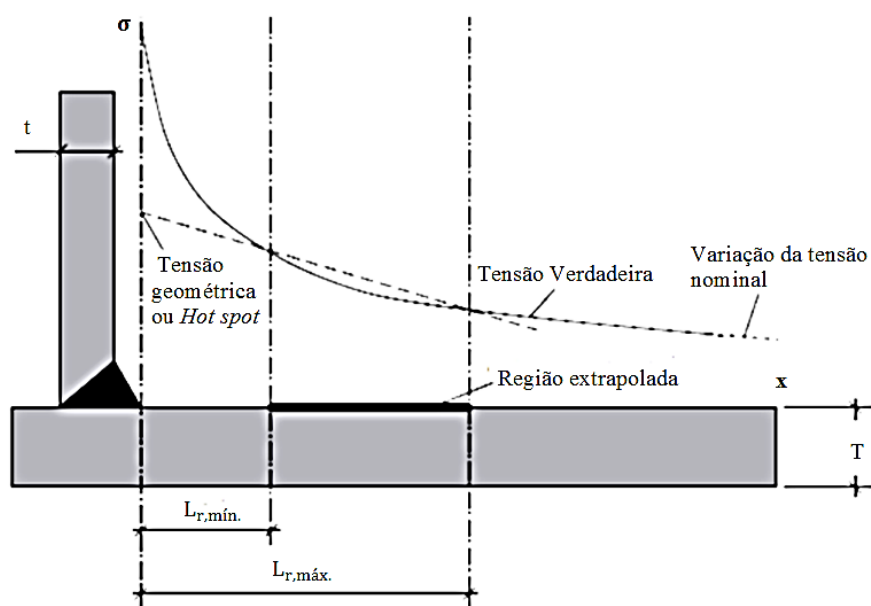


FIGURA 2.9 – Localização das tensões na região por extrapolação.
FONTE: adaptado de ZHAO *et al.*, 2000.

De acordo com Hobbacher (2008), a região pode ser extrapolada usando MEF ou resultados experimentais, e tomando valores de tensão a diferentes distâncias do cordão de solda, TAB. 2.2.

Segundo Borges (2008), o método de extrapolação tem sido objeto de várias discussões (Romeijn, 1994, van Wingerde, 1992), um polinômio de segunda ordem é inserido na linha de dados pontos em uma região próxima ao início da solda, dentro dos limites de extrapolação. Uma extrapolação linear na extremidade da solda é então realizada a partir dos pontos correspondentes à curva ajustada no limite “ $L_{r,min}$ e $L_{r,máx}$ ”.

TABELA 2.2
Limites da região de extrapolação para juntas tubulares.

Distância da extremidade da solda	Banzo		Diagonal	
	Sobrecarregar	Topo	Sobrecarregar	Topo
$L_{r,mín}$	0,09. $D/2$	0,4. T de $\geq 4mm$	0,4. t de $\geq 4mm$	
$L_{r,máx}$		$0,4. \sqrt[4]{D/4. T. d. t}$	$0,65. \sqrt{(d/2). t}$	

$$\text{Valor mínimo para } L_{r,máx} = L_{r,mín} + 0,6. t$$

FONTE: adaptado de ZHAO *et al.*, 2000.

A tensão *hot spot* pode ser calculada usando fatores de concentração de tensão paramétricos e fórmulas descritas nos códigos de projetos.

Swierstra (2017), afirma que, alternativamente, à análise por elementos finitos é utilizada para obter as tensões *hot spot*. Tensões computadas na solda por MEF incluem tanto a tensão geométrica quanto o efeito de entalhe. Efeitos geométricos resultam de descontinuidades geométricas que levam a concentradores de tensão. Na extremidade da solda, ou seja, o entalhe como resultado das singularidades do pico de tensão ocorre nessa região. Ainda segundo Swierstra (2017), este efeito tem origem puramente computacional; não representa o comportamento mecânico real na extremidade da solda. É para ser percebido que as altas tensões do entalhe ocorrem na extremidade da solda real. Isto é, no entanto, um resultado da mudança na composição, do o processo de soldagem e outros efeitos locais. Além de sua composição real ser extremamente difícil de prever, os atuais métodos computacionais são incapazes de representar essas condições, (SWIERSTRA, 2017).

Segundo Schijve (2001), outro fator diretamente relacionado ao processo de soldagem que pode reduzir a vida por fadiga de uma junção são as tensões residuais. Tensões residuais são aquelas presentes num material ou componente estrutural, após a retirada de cargas externas ou variações de temperatura. Tensões residuais são introduzidas no material, por exemplo, como resultado de processos de fabricação como a soldagem, que podem produzir deformação nas proximidades da superfície do material.

Segundo Mansur *et al.* (2011), os efeitos das tensões residuais podem ser benéficos ou prejudiciais, dependendo, sobretudo da grandeza, sinal e distribuição das tensões em relação às cargas de serviço do componente ou da estrutura. Tensões residuais trativas são prejudiciais e há muitos casos documentados nos quais estas

tensões foram fatores predominantes para a falha por fadiga e outras falhas estruturais, quando as tensões de serviço foram superpostas às residuais já presentes na estrutura (MANSUR, 2003).

O processo de solda introduz tensões residuais devido à geometria resultante da fusão do material soldado e de seu resfriamento heterogêneo. De acordo com Mansur *et al.* (2011), além da alteração microestrutural e da composição química do material na zona afetada pelo calor, introduzida pela soldagem, também se tem o efeito da descontinuidade dos passes e a formação de bolhas e vazios que podem contribuir para a nucleação de trincas, reduzindo a resistência à fadiga mecânica. O comportamento das tensões residuais em relação à resistência por fadiga é muito similar ao comportamento das tensões estáticas presentes na superfície do material. A tensão estática compressiva na superfície aumenta a resistência à fadiga, pois retarda o surgimento de trincas. Por outro lado, tensões residuais de tração reduzem a vida à fadiga do componente, (METALS HANDBOOK, 1975). A FIG. 2.10 apresenta perfis de tensões residuais em uma chapa.

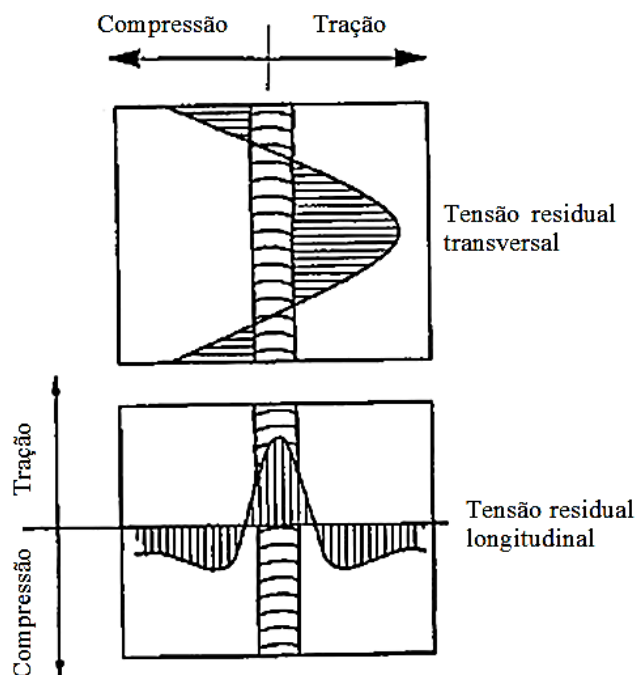


FIGURA 2.10 – Tensões residuais devido ao processo de soldagem.
 FONTE: adaptado de HAAGENSEN, 1997.

Segundo Schijve (2001), as tensões residuais não podem ser observadas diretamente, porque não há técnicas simples para medir essas tensões. Uma medição

não destrutiva pode ser realizada por técnicas de difração por raios X, mas é um método bastante elaborado, que não é facilmente adotado rotineiramente. Torna-se ainda mais problemático se a tensão residual for medida na raiz de um entalhe, onde os gradientes de alta tensão estão presentes. Ainda segundo Schijve (2001), medições destrutivas são possíveis, mas novamente não é um procedimento de rotina simples. Extensômetros de resistência elétrica são colados às regiões de interesse. Realiza-se remoção de material por furação ao redor dos extensômetros, a região sofre um alívio e as tensões residuais podem ser calculadas pelas deformações durante o processo.

Os métodos utilizados no pós-solda que modificam o campo de tensão residual incluem; tratamento térmico, martelamento e *shot peening*. Sabe-se que o tratamento térmico reduz as tensões residuais de tração, mas não as elimina completamente. Sobrecargas de trabalho dependem da redução do campo de tensão residual de tração e/ou da introdução de tensões de compressão na extremidade da solda. Condições exatas de carga para uma estrutura complexa são difíceis de estabelecer, portanto essa técnica é raramente usada. Para obter significativa melhoria na resistência à fadiga, é necessário introduzir tensões de compressão na área local de forma consistente e maneira repetível. As três técnicas de *peening* (*shot*, *needle* e *hammer peening*), visam atingir este objetivo através do trabalho a frio na superfície vizinha do cordão de solda.

2.2.2 Aspectos geométricos

Segundo Schijve (2001), a geometria das estruturas soldadas está relacionada com dois aspectos: o modelo da estrutura e a geometria local da junta soldada. O modelo de uma estrutura é um problema de projeto que permite uma grande variedade de soluções. A melhor solução para juntas soldada em fadiga geralmente não é a mais lucrativa para os custos de produção.

Jutla (1996), mostra pela FIG. 2.11, que a presença de junta soldada reduz substancialmente a resistência mecânica, mas também diminui o limite de resistência a fadiga. Ainda segundo Jutla (1996), neste exemplo, o limite de fadiga do componente soldado é um décimo do componente simples. Como consequência desse fenômeno, frequentemente encontrado em componentes soldados carregados mecanicamente, as tensões de projeto são limitadas pela resistência à fadiga das juntas soldadas.

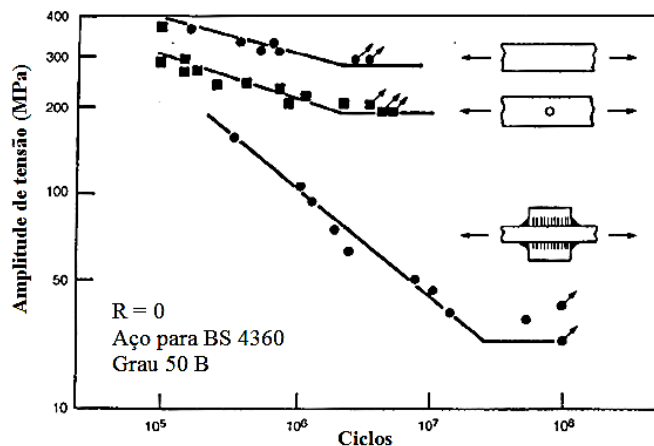


FIGURA 2.11 – Comportamento à fadiga de um componente sem entalhe, com entalhe e com junta soldada.
FONTE: adaptado de JUTLA, 1996.

Em relação ao processo de fabricação por usinagem, Haagensen (1997) afirma que o comportamento de fadiga de estruturas soldadas difere a partir de componentes usinados de várias maneiras.

- A resistência à fadiga pode ser baixa - uma redução da resistência à fadiga de 50 a 90% para um componente soldado em comparação com um componente usinado suavemente, é comum;
- A resistência à fadiga é independente do material base;
- A resistência à fadiga é independente da solicitação média imposta.

2.3 Fadiga

A maioria das falhas em máquinas e estruturas acontece devido a cargas que variam no tempo. Essas falhas ocorrem, geralmente, em níveis de tensão abaixo da tensão de escoamento do material, por vezes, abaixo da tensão admissível de uma estrutura.

Segundo Norton (2013), esse fenômeno foi observado pela primeira vez por volta de 1800, quando os eixos de um vagão ferroviário começaram a falhar após um pequeno período em serviço. Apesar de serem feitos de aço dúctil, eles exibiam características de fraturas frágeis e repentinas. Norton (2013), Rankine publicou um artigo em 1843, “*As Causas da Ruptura Inesperada de Munhões de Eixos Ferroviários*”, no qual dizia que o material havia “cristalizado” e se tornado frágil devido às tensões flutuantes.

A *International the Materials Information Society* (ASM) (1996), define fadiga como o processo de mudança estrutural progressiva e localizada que ocorre em um material sujeito a condições que produzem tensões e deformações flutuantes em algum ponto (ou pontos) e que podem culminar em trincas ou fraturas completas após um número suficiente de ciclos.

Segundo Lee *et al.* (2005), fadiga é um processo de dano localizado de um componente produzido por carga cíclica. É o resultado do processo cumulativo que consiste na iniciação de trinca, propagação e fratura final de um componente. Durante o carregamento cíclico, pode ocorrer deformação plástica localizada no local de maior tensão. Esta deformação plástica induz danos permanentes ao componente e uma trinca se desenvolve. À medida que o componente experimenta um número crescente de ciclos de carregamento, o comprimento da trinca aumenta. Após certo número de ciclos, a trinca irá causar a falha do componente.

De acordo com Campbell (2008), trincas por fadiga podem se formar em pontos de máxima tensão local, geralmente próximo à superfície da peça. O padrão de fadiga é determinado pela geometria da peça, incluindo imperfeições superficiais e metalúrgicas que se concentram tensões, e pelo tipo e magnitude da força de reação determinada pelo próprio material, incluindo todas as descontinuidades, anisotropias e heterogeneidades presentes. Imperfeições na superfície local, como arranhões, “cantos vivos” e outras descontinuidades de fabricação, são as mais óbvias falhas em que as trincas de fadiga se iniciam. Descontinuidades subsuperficial do material em locais críticos, como vazios, são provavelmente locais de iniciação de trincas. Inclusões, partículas precipitadas e descontinuidade cristalina, tal como contornos de grãos, são exemplos de concentradores de tensão na matriz do material.

Barsom *et al.* (1999) completam que, o principal fator que afeta o comportamento de fadiga em componentes estruturais é a variação de tensão e a tensão localizada. Conseqüentemente, o mais eficaz dos métodos para aumentar significativamente a vida à fadiga, geralmente, é diminuindo a severidade da concentração de tensão e, quando possível, a magnitude da tensão nominal aplicada. Em muitos casos, uma diminuição da concentração de tensão pode ser realizada usando raios de transição em regiões de arestas, chavetas, mudanças geométrica severa e minimizando o tamanho de descontinuidades da solda.

Lee *et al.* (2005) descrevem os três principais métodos para determinação da vida por fadiga de uma estrutura:

- Abordagem pela tensão, esse método também conhecido como abordagem da vida útil ou abordagem S-N é diferenciado de outras técnicas de análise de fadiga e projetos:
 - Tensões cíclicas é o parâmetro que rege a falha por fadiga;
 - Condições de fadiga de alto ciclo estão presentes;
 - Alto número de ciclos até falha;
 - Deformação plástica pequena ou totalmente elástica devido ao carregamento cíclico é analisada;
 - Não distingue iniciação e propagação de trinca.
- Abordagem pela deformação é um método de fadiga por deformação local, que se baseia no pressuposto de que a vida útil da nucleação e crescimento de trinca de um componente entalhado pode ser aproximada por um modelo experimental contendo concentrador de tensão, sob a mesma deformação cíclica no local de início da trinca.
- Abordagem pela mecânica da fratura é baseada na *Mecânica da Fratura Linear Elástica* (MFLE). O método consiste em determinar a fadiga de uma estrutura contendo uma trinca ou defeito inicial. Um entendimento fundamental da mecânica da fratura e o limite do uso dos parâmetros são necessários para aplicações apropriadas para modelar a propagação de trincas por fadiga.

2.3.1 Abordagem pela tensão

Segundo Bannantine *et al.* (1989), a base do método de fadiga controlada por tensão é o diagrama Wöhler ou S-N, que é a representação gráfica de tensão geradas por esforços alternados (S) em função do número de ciclos até falha, (N). O procedimento comum para gerar os dados S-N é o teste de flexão rotativa. Dieter (1981) acrescenta que a curva S-N está relacionada principalmente com falhas de fadiga para números de ciclos maiores que 10^5 . Nestas condições, a tensão a grosso modo, é elástica.

De acordo com Lee *et al.* (2005), os esforços aplicados são definidos por um intervalo constante de tensão (σ_r) ou por uma amplitude de tensão constante (σ_a). A faixa de tensão é definida como a diferença algébrica entre a tensão máxima (σ_{max}) e

tensão mínima (σ_{min}). A TAB 2.3 representa notações características do carregamento cíclico.

TABELA 2.3
Definições utilizadas em um carregamento cíclico.

Definição	Equação	Gráfico
Varição de tensão (σ_r)	$\sigma_r = \sigma_{max} - \sigma_{min}$	
Tensão alternada (σ_a)	$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$	
Tensão média (σ_m)	$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$	

FONTE: adaptado de LEE *et al.*, 2005.

Segundo Shigley (2005), a ordenada do diagrama S-N, quando tornar aproximadamente constante, é denominada resistência à fadiga (S'_e) que é a tensão a qual o material tem vida “infinita”; um valor dessa resistência deve sempre ser acompanhado de um do número de ciclos (N) ao qual ela corresponde. A curva pode ser plotada em escala semi-logarítmica (semilog) ou logarítmica-logarítmica (log-log) conforme detalhado na FIG. 2.12. No caso de metais ferrosos e ligas, o gráfico torna-se horizontal depois que o material foi ensaiado durante certo número de ciclos.

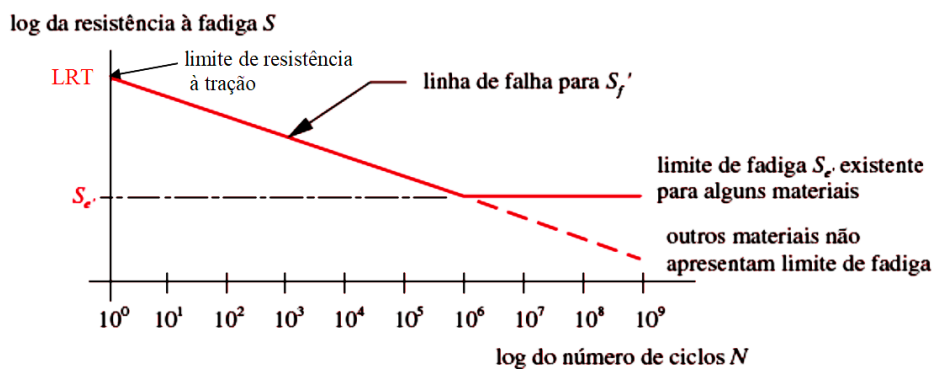


FIGURA 2.12 – Diagrama S-N ou curva Wöhler.
FONTE: adaptado de NORTON, 2004.

Plotar a curva em escala *log* enfatiza a flexão na curva, que poderia não ser aparente se os resultados fossem plotados usando-se coordenadas cartesianas. Para Bannantine *et al.* (1989), o limite de resistência a fadiga é devido a elementos

intersticiais, principalmente em aços com microestrutura cúbica de corpo centrado (CCC), como carbono ou nitrogênio no ferro que fixam as ligações. Tensão abaixo do limite de resistência fadiga evita o mecanismo de deslizamento nessa estrutura, levando à formação de microtrincas.

Lee *et al.* (2005) apresentam a EQ. (2.4), conhecida como relação de Basquin (1910) que representa a curva S-N do material:

$$\sigma_a = \sigma'_f (2N_f)^b \quad (2.4)$$

Onde as constantes σ'_f e b são respectivamente o coeficiente e expoente, propriedades da resistência à fadiga do material determinadas a partir de testes experimentais. Bannantine *et al.* (1989) afirmam que para ciclos monotônicos o expoente b pode variar de -0,05 à -0,12 e para a maioria dos metais uma aproximação média de -0,085.

Em ensaios de laboratório, Barsom *et al.* (1999) descreveram que pequenas amostras de ensaios de laboratório geralmente tem geometrias simples e são testadas para obter as propriedades básicas do material para metais e soldas. Eles podem ser usados para estudar a iniciação de trinca por fadiga ou a vida de propagação, mas, em alguns casos, nenhuma distinção é feita entre as duas regiões de vida.

Ainda segundo Barsom *et al.* (1999), obtendo apenas a vida total em pequenos corpos de prova dificulta o uso dos resultados para pré-dizer o comportamento de componentes estruturais reais que tem tamanho, forma, superfície, e condições do material distinto daqueles corpos de prova testados padronizados. É preferível determinar o comportamento de iniciação e propagação de trinca separadamente e depois realizar combinações, conforme apropriado, para prever o comportamento do componente em questão. Lee *et al.* (2005) acrescentaram que, informações de ensaios de corpos de prova padronizados, podem ser ajustadas para as condições de um componente real, considerando concentradores de tensão, tamanho, acabamento superficial, temperatura e diversos tipos de carregamento. Ainda segundo Lee *et al.* (2005), o fator estatístico dos ensaios também deve ser levado em consideração.

De acordo com Bannantine *et al.* (1989), foram realizados ensaios por pesquisadores para aumentar o conhecimento empírico sobre os efeitos de vários fatores

sobre a curva S-N levantada em laboratório para ligas ferrosas nas regiões de vida intermediárias a longas. As variáveis investigadas foram tamanho, tipo de carregamento, acabamento superficial, tratamentos superficiais e confiabilidade. A FIG. 2.13 mostra a influência destas variáveis.

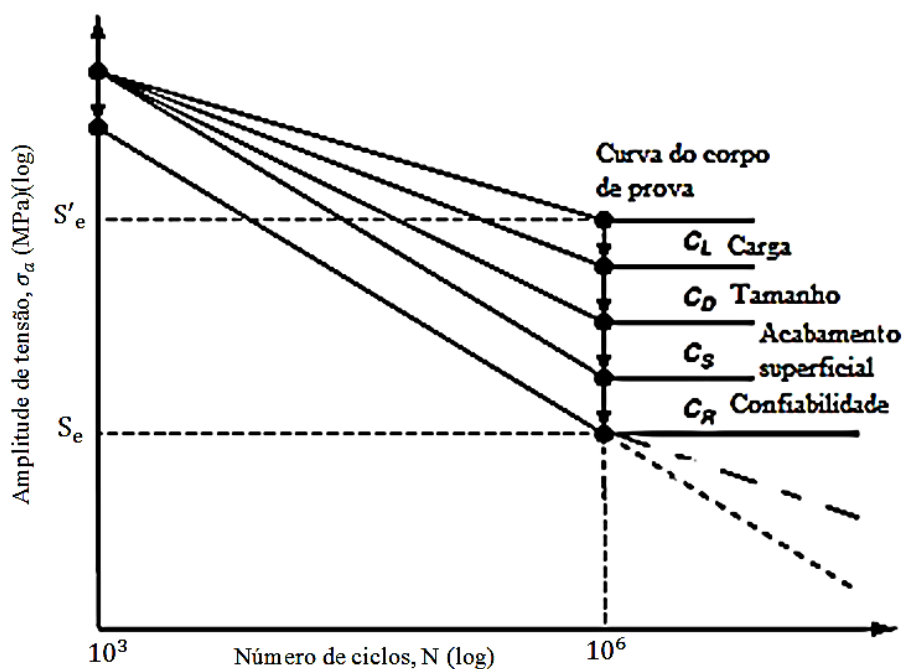


FIGURA 2.13 – Curvas S-N modificadas pelos fatores de modificação de vida para componentes reais.

FONTE: adaptado de LEE *et al.*, 2005.

Em se tratando dos elementos tubulares, segundo o *Comité International pour le Developpement et l'Etude de la Construction Tubulaire* (CIDECT) (2001), o comportamento à fadiga das seções tubulares é largamente influenciado pelo carregamento e pela maneira como os elementos são conectados. Seções tubulares sem quaisquer acessórios ou conexões raramente são sujeitas a fadiga. Assim, o efeito das conexões; como por exemplo, concentradores de tensão provenientes das geometrias de junções soldadas, ou em outros casos, afeta consideravelmente o limite de resistência à fadiga.

De acordo com Lee *et al.* (2005), o comportamento por fadiga geralmente está relacionado com a variação de tensão, mas também é influenciado pela tensão média de forma secundária. Na região de alto ciclo, tensões médias normais têm efeito significativo no comportamento do elemento sendo responsáveis pela abertura e

fechamento de microtrincas. Uma vez que a abertura acelera a taxa de propagação de trincas e o fechamento retarda o crescimento.

Courtney (1990) acrescenta que o limite de resistência à fadiga é alterado pela magnitude da tensão média. Espera-se que à medida que a tensão média aumenta o limite de resistência à fadiga diminui. Esse caso é demonstrado por Courtney (1990) conforme apresentado pela FIG. 2.14.

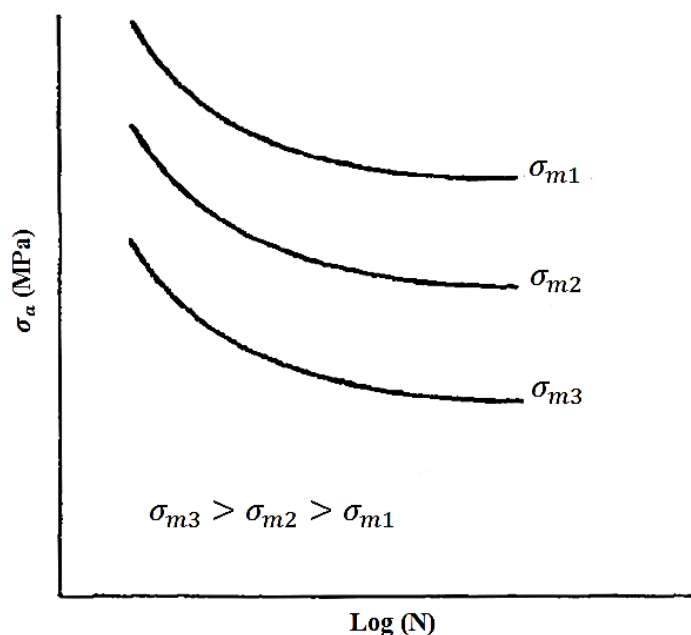


FIGURA 2.14 – Efeito da tensão média no diagrama semi-log S-N.
FONTE: adaptado de COURTNEY, 1990.

2.3.2 Abordagem pela deformação

Uma falha por fadiga pode iniciar em uma descontinuidade local, tal como um entalhe, uma trinca ou outra área de concentração de tensão. Quando a tensão na descontinuidade excede ao limite elástico, ocorre deformação plástica. Se uma fratura por fadiga está para ocorrer, deve haver deformações plásticas cíclicas. Dessa forma, é necessário investigar o comportamento de estruturas sujeitas a deformações cíclicas levando em consideração o efeito elasto-plástico.

Segundo Shigley (2005) o procedimento de melhor ajuste já apresentado para analisar o modo de falha por fadiga é denominado, por alguns, método da vida sob deformação ou fadiga controlada pela deformação, que é o diagrama $\epsilon - N$ representando graficamente as variações das deformações ($\Delta\epsilon$) versus ciclos até a falha, (N). Tal procedimento pode ser utilizado para estimar resistências à fadiga; no entanto,

quando empregado dessa forma, faz-se necessário compor várias idealizações, de modo que algumas incertezas existirão nos resultados.

Lee *et al.* (2005) afirmam que a abordagem de vida pela deformação local é preferida se o histórico de carga for irregular ou aleatório, e onde a tensão média e os efeitos de sequência de carga são considerações importantes. Este método também fornece uma abordagem racional para diferenciar os regimes de fadiga de alto ciclo e de baixo ciclo, e para incluir o efeito da plasticidade devido ao entalhe local e o efeito de tensão média na vida à fadiga. A FIG. 2.15 apresenta uma esquemática de curvas de resistência à fadiga em ciclo alto e baixo.

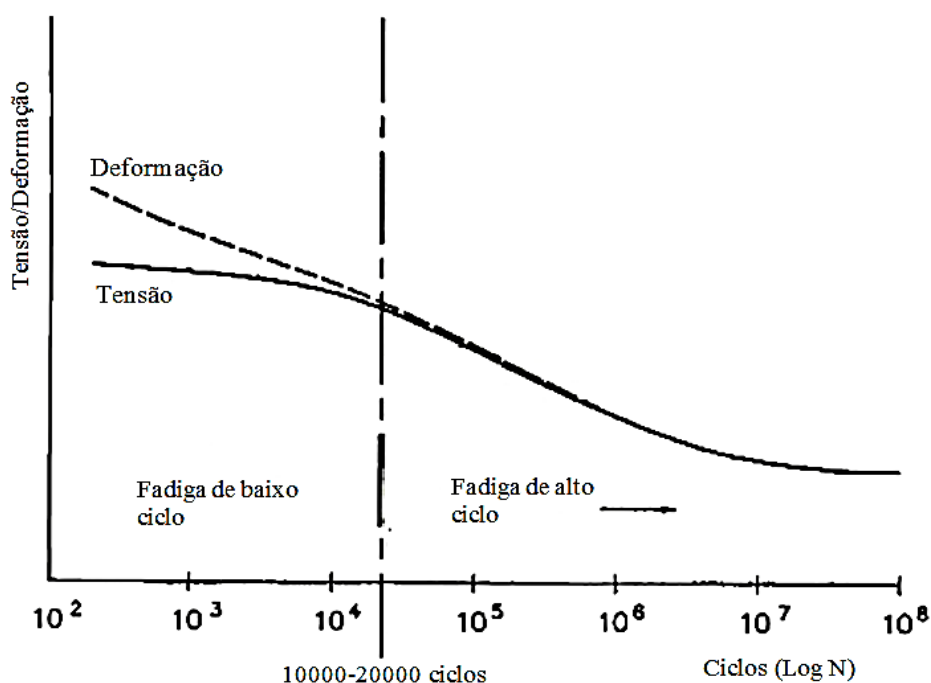


FIGURA 2.15 – Curvas de fadiga em ciclo alto e baixo em função da amplitude de tensão e deformação.

FONTE: adaptado de WILLIAM *et al.*, 1990.

Ainda segundo Lee *et al.* (2005), como os dados de material utilizados são relacionados apenas à amostra de laboratório, os efeitos de fabricação no componente real, como a rugosidade superficial, a tensão residual e a alteração das propriedades do material devido à conformação a frio e soldagem, podem ser adequadamente considerados na abordagem de vida em deformação local.

De acordo com Bannantine *et al.* (1989), previsões de vida à fadiga podem ser feitas usando a abordagem pela deformação controlada com as seguintes informações:

- Propriedades de materiais obtidas a partir de dados de fadiga controlados por deformação em laboratórios controlados (resposta de tensão-deformação cíclica e dados de vida à deformação);
- Histórico de tensão-deformação do local crítico do elemento, por exemplo, um entalhe;
- Técnicas para identificar eventos prejudiciais, como contagem de ciclos.
- Métodos para incorporar os efeitos da tensão média;
- Técnica de acúmulo de dano (regra de Miner).

Shigley (2005) afirma que corpos de prova sujeitos a flexão inversa não são apropriados para deformação cíclica devido à dificuldade de medir as deformações plásticas. Consequentemente, a maioria das pesquisas foi realizada em corpos de prova sob solicitações axiais. Utilizando-se transdutores elétricos, é possível gerar sinais proporcionais à tensão e à deformação, respectivamente. A *Society of Automotive Engineers* (SAE) publicou um relatório, em 1975, na qual a vida em inversões até a falha está relacionada à amplitude da deformação, $(\Delta\varepsilon/2)$, (SHIGLEY, 2005).

2.3.2.1 Resposta cíclica transitória

O comportamento mecânico do material durante o teste de fadiga pode mudar com o tempo. Segundo Lee *et al.* (2005) a resposta cíclica transitória de um material descreve o processo de mudança na resistência de um material à deformação devido ao carregamento cíclico. Se um material for submetido à variações de carregamento repetidamente sob carga e deformação totalmente controlada, o material pode responder das seguintes formas: endurecimento cíclico, amaciamento cíclico, permanecendo estável ou alguma combinação dessas respostas. A FIG. 2.16 apresenta graficamente dois casos de resposta do material.

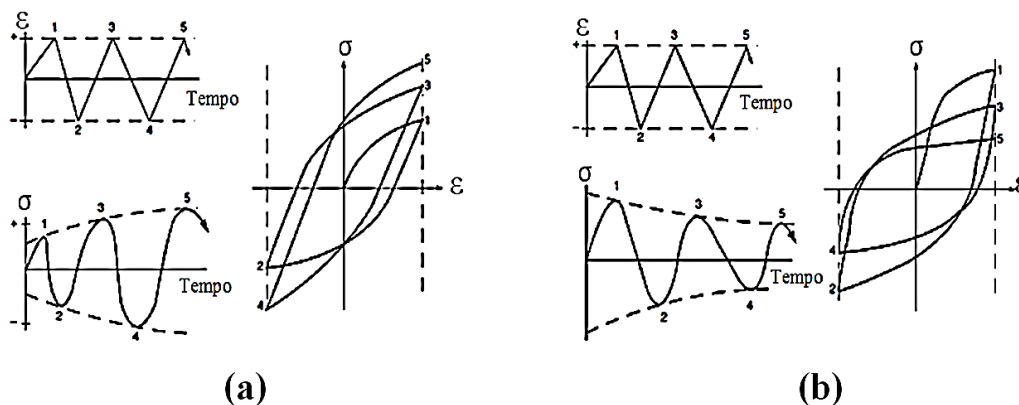


FIGURA 2.16 – (a) endurecimento cíclico e (b) amolecimento cíclico respectivamente.
 FONTE: adaptado de LEE *et al.*, 2005.

No amaciamento cíclico transitório, a tensão diminui à medida que o número de ciclos aumenta. De acordo com Lee *et al.* (2005), em ambos os casos, a taxa de mudança da tensão aplicada irá gradualmente reduzir e a magnitude da tensão atingirá um nível estável (uma condição de estado estacionário) e permanecerá estável durante a vida remanescente à fadiga mecânica até a detecção da primeira trinca por fadiga. O comportamento cíclico transitório é tratado usando-se o comportamento ciclicamente estável na abordagem de vida à deformação local, já que a porcentagem do número de ciclos gastos nesta resposta transitória é relativamente pequena comparada com a vida total de fadiga. Acredita-se que o fenômeno transitório esteja associado à estabilidade da subestrutura de deslocamento dentro da rede cristalina metálica do material, (LEE *et al.*, 2005).

Em 1926, Masing propôs que a amplitude de tensão versus a amplitude de deformação pode ser descrita pela curva cíclica tensão - deformação, utilizando-se da EQ. (2.5):

$$\varepsilon_a = \varepsilon_a^e + \varepsilon_a^p = \frac{\sigma_a}{E} + \left(\frac{\sigma_a}{K'}\right)^{1/n'} \quad (2.5)$$

Onde, ε_a é a deformação alternada, ou amplitude, total, ε_a^e e ε_a^p são as deformações alternadas elástica e plástica respectivamente, σ_a é a tensão alternada, E o módulo de elasticidade, K' é o coeficiente de resistência e n' é o expoente ou parâmetro de encruamento.

2.3.2.2 Curva deformação-vida

Segundo Lee *et al.* (2005), em 1965 o pesquisador Morrow (1968) propôs a relação entre a amplitude total de deformação (ϵ_a) e a vida à fadiga em reversões para falha ($2N_f$), que pode ser expressa pela EQ. (2.6):

$$\epsilon_a = \epsilon_a^e + \epsilon_a^p = \frac{\sigma'_f}{E} (2N_f)^b + \epsilon'_f (2N_f)^c \quad (2.6)$$

Onde, σ'_f é o coeficiente de resistência à fadiga, N_f é o número de reversões até a falha e c é o expoente de ductilidade à fadiga, que segundo análises empíricas de Morrow, o valor de c pode variar de -0,5 à -0,7. Esta equação possui uma componente elástica proposta por Basquin e outra componente plástica, a relação de Manson-Coffin. Valores de coeficientes e expoentes são listados para consulta no “Relatório Técnico sobre Propriedades de Fadiga de Baixo Ciclo de Materiais Ferrosos e Não Ferrosos” do SAE J1099 (2002).

De acordo com Lee *et al.* (2005) quando plotada em escalas log-log, ambas as curvas se tornam linhas retas que são componentes da plotagem da curva da deformação total como apresentado pela FIG. 2.17.

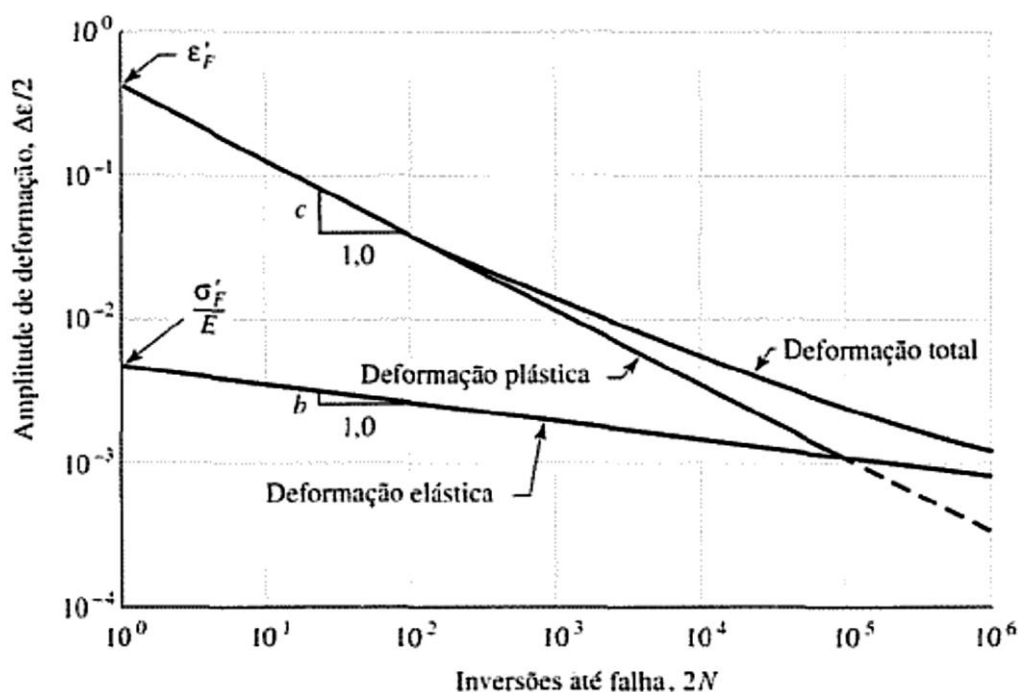


FIGURA 2.17 – Gráfico log-log relacionando vida à fadiga com a amplitude da deformação.
 FONTE: SHIGLEY, 2005.

2.3.3 Fadiga em junções soldadas

De acordo com Barsom *et al.* (1999), dos mais sensíveis detalhes de solda é a terminação do cordão orientada perpendicularmente (transversalmente) ao campo de tensão cíclico aplicado. Nesse caso, trincas de fadiga iniciam-se a partir da margem do cordão de solda e propagam-se através do material-base adjacente. De fato, a maioria das falhas de fadiga relacionadas com soldas inicia-se na superfície, geralmente na margem do cordão de solda.

Jiao *et al.* (2013) investigaram o comportamento à fadiga de juntas do tipo “T” fabricadas com tubos de aço parede fina e chapas de aço submetidas à flexão pura cíclica. A junção do tubo com a chapa foi realizada pelo processo de soldagem *Tungsten Inert Gas* (TIG) ou *Gas Tungsten Arc Welding* (GTAW), e verificaram experimentalmente, os valores das tensões *hot spot* na extremidade dos cordões de solda em um plano axial de cada junção. Segundo Jiao *et al.* (2013), observou-se 3 modos de falha: (a) trinca iniciou e propagou na borda do cordão de solda; (b) trinca iniciou e propagou na borda e, após número de ciclos, houve mudança na direção de propagação com tendência para região central do cordão de solda; (c) trinca iniciou e propagou na região central do cordão de solda. A FIG. 2.18 apresenta os três tipos de modo de falha estudados por Jiao *et al.*, (2013).

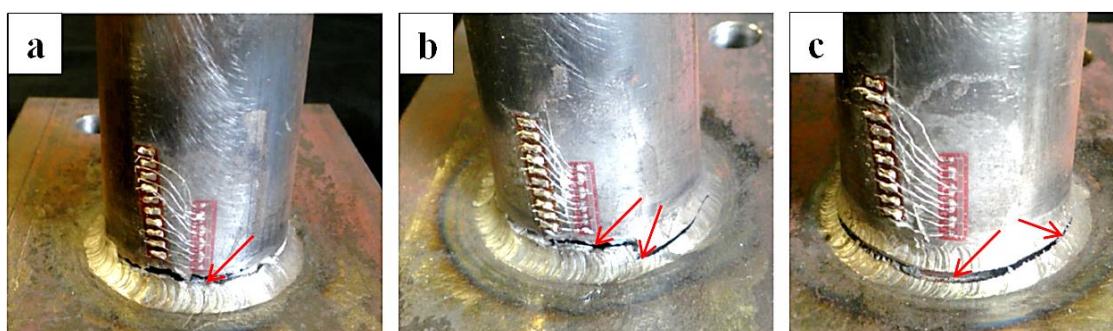


FIGURA 2.18 – Modos de falha por junção tubo-placa.
FONTE: adaptado de JIAO *et al.*, 2013.

Segundo Jutla (1996), do precedente pode ser visto que três fatores influenciaram a fadiga de juntas soldadas: concentrações de tensão devido à geometria da junta e da solda, as concentrações de tensão devido a defeitos internos e tensões residuais oriundas do processo de soldagem.

Isso é particularmente verdadeiro para trincas a partir da margem do cordão de solda, que são, segundo especialistas, apresentam falhas mais comuns. Como o local de falha mais comum é na margem do cordão de solda, muitos tratamentos para esta região foram desenvolvidos para melhorar a vida à fadiga, (JUTLA, 1996).

A melhoria da vida à fadiga de junções soldadas pode ser obtida reduzindo-se um ou mais desses parâmetros. A FIG. 2.19 apresenta graficamente algumas dessas técnicas empregadas.

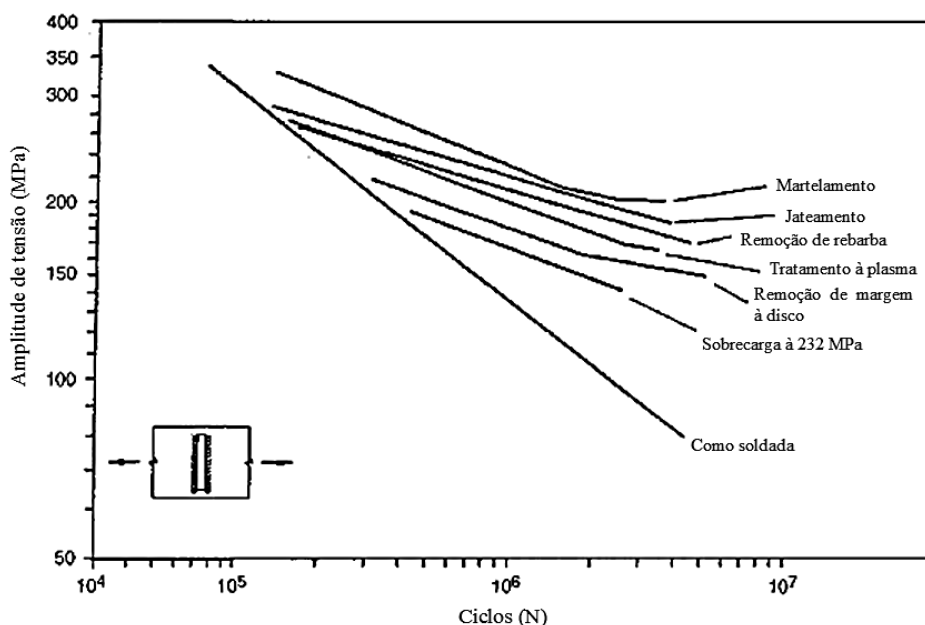


FIGURA 2.19 – Comparação de técnicas para melhora da resistência à fadiga.
FONTE: adaptado de JUTLA, 1996.

2.3.4 Cálculo da vida por fadiga pela abordagem S-N

Estimativas de propriedades de fadiga em junções soldadas requerem verificações, tais como: (I) determinação da tensão nominal no elemento e (II) determinação das deformações medidas na região de extrapolação em amostras soldadas.

Segundo Niemi *et al.* (2018) *apud International Institute of Welding (IIW)*, as curvas S-N de projeto estrutural, neste caso para as regiões de tensão *hot spot*, são expressas na mesma forma que as curvas habituais de projeto sugeridas por Hobbacher (2016), correspondente à faixa de tensão permitida para vida à fadiga vida de 2×10^6 ciclos. No entanto, neste caso, o valor refere-se à tensão *hot spot* na faixa de tensão

$\Delta\sigma_{hs}$ em vez da faixa nominal de tensão aplicada. Neste caso, a EQ (2.7) representa a curva para S-N.

$$(\Delta\sigma_{hs})^m N_f = C \quad (2.7)$$

Onde, $\Delta\sigma_{hs}$ é a variação de tensão *hot spot*, m é a inclinação da parte superior da curva S-N, $m = 3$ é um valor recomendado por muitas literaturas para em testes com amostras em aço, e C é função do tamanho inicial e final de imperfeições e geometria das mesmas.

Niemi *et al.* (2018) afirmam que esta metodologia é aplicável nas junções circulares e retangulares de seção vazia. O efeito da espessura observado nas junções tubulares é bastante pronunciado e, além disso, o declive (m) da curva S-N curva depende da espessura da parede do tubo. Estes efeitos podem resultar em tensões de flexão máximas que dominam na superfície do elemento. O projeto da junta tubular não deve ser aplicado a outros tipos de estrutura, (NIEMI *et al.*, 2018).

Segundo o CIDECT (2001), a vida à fadiga é determinada pelo número de ciclos, N_f , para uma dada tensão geométrica (tensão *hot spot*), de acordo com equações sugeridas pelo seu guia de projetos. Entretanto, as equações que levam em consideração a espessura do tubo são válidas somente para amplitude de tensão variável e ligações com perfis tubulares de espessura entre 4 a 50 mm.

2.4 Abordagem pela Mecânica da Fratura Linear Elástica (MFLE)

De acordo com Pilkey (2005), descontinuidades (cantos agudos, sulcos, defeitos de superfície e vazios em soldas); e imperfeições no material (falhas, trincas), estão presentes em quase todas as estruturas de engenharia mesmo que a estrutura possa ter sido “inspecionada” durante a fabricação. Entretanto, demandas crescentes por um projeto ideal e a consequente conservação do material exigem que as estruturas sejam projetadas com margens de segurança menores.

A mecânica de fratura linear elástica (MFLE) é baseada em procedimento analítico que relaciona o campo de tensão na vizinhança da ponta da trinca com a tensão nominal da estrutura; ao tamanho, forma e orientação de um vazio, e as propriedades do material da estrutura.

Segundo Dieter (1981) o processo de fratura pode ser considerado como constituído de duas partes; início de trinca e propagação de trinca. A fratura pode ser classificada em duas categorias gerais; fratura frágil e fratura dúctil. A fratura dúctil é caracterizada pela ocorrência de uma apreciável deformação plástica antes e durante a propagação da trinca. A superfície de fratura apresenta normalmente uma quantidade considerável de deformação. A fratura frágil nos metais é caracterizada pela rápida propagação da trinca, com nenhuma deformação macroscópica ou nenhuma microdeformação, (DIETER, 1981).

De acordo com Dieter (1981), em 1920, Griffith propôs que um material frágil tem uma população de trincas finas que produzem concentrações de tensões em regiões localizadas de uma grandeza suficiente para atingir o valor teórico da resistência máxima de separação dos átomos do material frágil, mesmo sob a ação de uma tensão nominal bem inferior ao valor da tensão local. Ainda segundo Dieter (1981), a teoria de Griffith é aplicada, na sua forma original, apenas para material frágil perfeito tal como o vidro. Entretanto, as suas ideias tiveram grande influência no estudo da fratura apesar de não poderem ser empregadas diretamente para os metais.

Segundo Bannantine *et al.* (1989), por volta de 1950, Irwin propôs que a fratura ocorre a uma tensão de fratura correspondente a um valor crítico, este equivale a um fator de intensidade de tensão, K representado pela unidade $[\text{MPa} \cdot (\text{m})^{1/2}]$, que relaciona a tensão próxima da ponta da trinca com a tensão nominal aplicada no elemento conforme a EQ. (2.8).

$$\sigma_{ij} = \frac{K}{\sqrt{2\pi r}} f_{ij}(\theta) + \dots \quad (2.8)$$

Onde r e θ são as coordenadas polares em relação a um ponto próximo à ponta da trinca conforme apresenta FIG. 2.20.

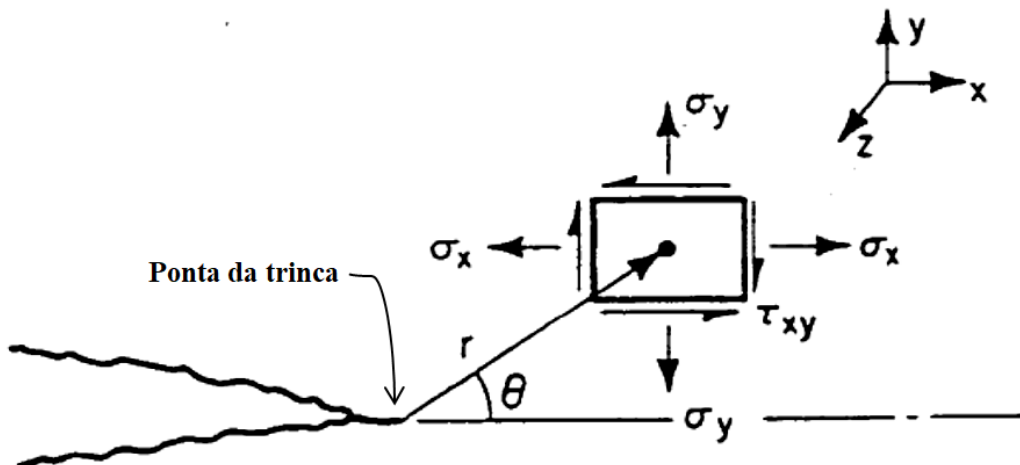


FIGURA 2.20 – Estado de tensão em relação a um ponto próximo da ponta da trinca.
 FONTE: adaptado de BANNANTINE *et al.*, 1989.

Segundo Pilkey (2005), para a análise ser baseada na MFLE, assume uma tensão singular existente na ponta da trinca. Entretanto, na realidade, em uma pequena região próxima da ponta da trinca, a deformação plástica provavelmente ocorre e, como as tensões são limitadas, uma singularidade de tensão não ocorre.

2.4.1 Modos de carregamento

De acordo com Shigley (2005), existem três modos distintos de propagação de trinca, conforme apresentados na FIG. 2.21.

- Modo I – *modo de propagação da trinca aberta* – Este modo é o mais comum na prática devido a esforços de tração.
- Modo II – *modo de deslizamento* – Este modo geralmente é devido a esforços cisalhantes no plano da superfície da trinca.
- Modo III – *modo de rasgamento* – Devido a esforços cisalhantes fora do plano.

Combinações desses modos também podem ocorrer, visto que o modo I é o mais comum e abordado na prática, (SHIGLEY, 2005).

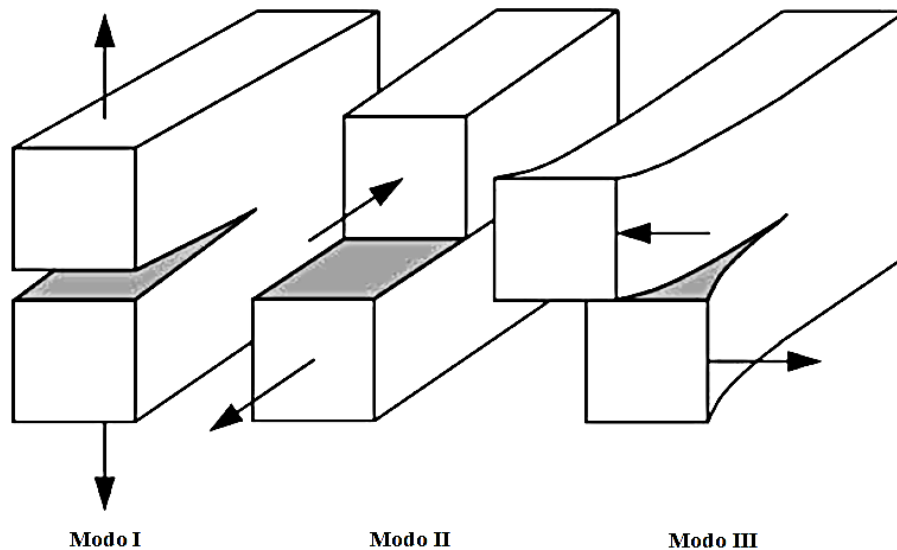


FIGURA 2.21 – Modos de carregamento.
 FONTE: adaptado de ANDERSON, 2005.

Segundo Anderson (2005), embora as soluções analíticas para o fator de intensidade de tensão sejam dadas em uma variedade de formas com geometrias triviais, K pode sempre estar relacionado à trinca por meio de um fator de correção apropriado que depende de parâmetros geométricos. A EQ. (2.9) representa K de forma geral.

$$K_{(I,II,III)} = Y\sigma\sqrt{\pi a} \quad (2.9)$$

Onde; Y é uma constante adimensional que depende da geometria e do modo de carregamento do elemento, σ é a tensão característica e a representa o valor do comprimento da trinca.

Algumas soluções analíticas para o cálculo da constante adimensional Y são prescritas por literaturas. Existem exemplos para problemas clássicos, como apresentados por Tada *et al.* (2000), uma placa de largura finita igual “b” e trinca de comprimento “a” é solicitada por uma tensão de tração uniforme, conforme apresenta FIG. 2.22.

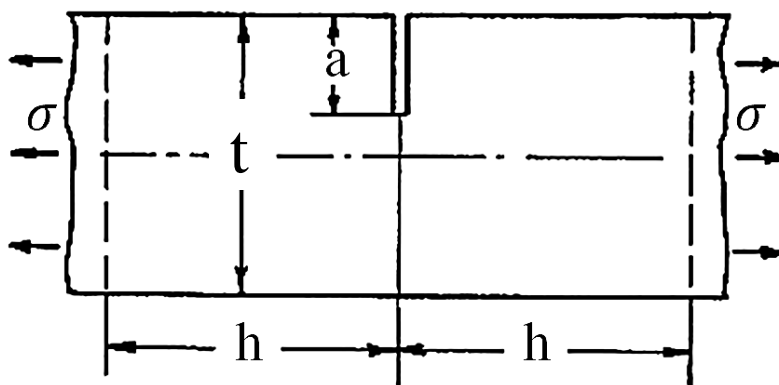


FIGURA 2.22 – Modelo de placa com trinca na borda.
 FONTE: adaptado de TADA *et al.*, 2000.

Segundo Tada *et al.* (2000), a formulação analítica para este tipo de placa, pode ser expressa de acordo com a EQ. (2.10).

$$Y = 1,12 - 0,23(a/t) + 10,55(a/t)^2 - 21,71(a/t)^3 + 30,38(a/t)^4 \quad (2.10)$$

Arzola *et al.* (2013) utilizaram, em seu trabalho com junção do tipo “T” de chapas de aço ASTM-A36, a técnica de iteração por meio da análise numérica para a obtenção da equação do fator de forma (Y) variando o comprimento de trinca.

Na região próxima da ponta da trinca ocorre deformação plástica assim que a tensão de escoamento é excedida, desse modo, ocorrendo restrições do uso da teoria em materiais frágeis. Segundo Dieter (1981), desde que o metal não apresente boa ductilidade (aços de baixo carbono) onde apresenta-se grande zona plástica a partir da ponta da trinca, é possível fazer uma correção para zona plástica. A FIG. 2.23 apresenta a distribuição de tensão na ponta de uma trinca em uma placa fina sob carregamento no estado plano de deformação.

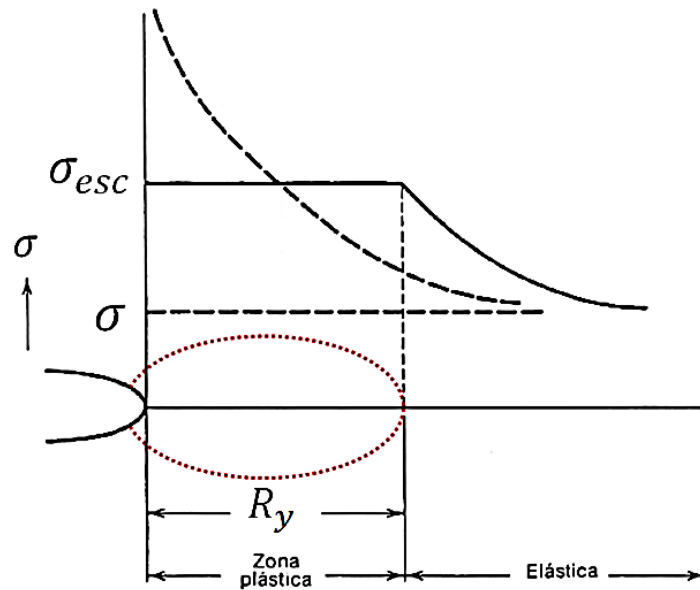


FIGURA 2.23 – Distribuição da tensão longitudinal à frente de uma trinca sob carregamento no modo I.
 FONTE: adaptado de DIETER, 1981.

Segundo Freddi (2015), para avaliar o uso de uma solução aproximada de uma região elástica afetada por singularidade, o tamanho da zona plástica pode ser estimada analiticamente conforme EQ. (2.11) desde que a amostra seja de espessura fina e o estado plano de deformação esteja presente ao longo de toda espessura da amostra.

$$R_y = \frac{(1-2\nu)^2}{2\pi} \left(\frac{K_I}{\sigma_{esc}} \right)^2 \quad (2.11)$$

Onde: ν é o coeficiente de Poisson do material, K_I é o fator de intensidade de tensão no modo I e σ_{esc} à tensão de escoamento do material.

2.4.2 Abordagem pelo crescimento de trinca por fadiga

Segundo Bannantine *et al.* (1989) utilizando os princípios da mecânica da fratura é possível determinar o número de ciclos necessários de um componente com um comprimento inicial até um determinado comprimento final ou até uma situação catastrófica, ou seja, fratura total.

Lee *et al.* (2005) descrevem que a taxa de crescimento de uma trinca é definida pela variação do comprimento inicial em relação ao número de ciclos. Baseado em resultados de testes experimentais a taxa de crescimento é função do fator de

intensidade de tensão, que pode ser representado graficamente na escala logarítmica como apresentada pelo gráfico da FIG. 2.24.

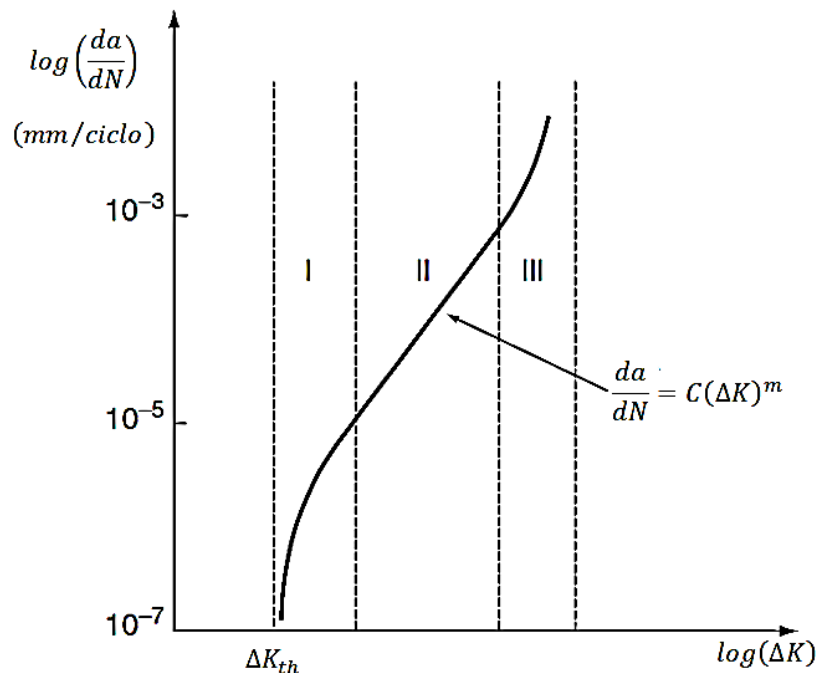


FIGURA 2.24 – Taxa de crescimento em função da variação da intensidade de tensão.

FONTE: adaptado de LEE *et al.*, 2005.

Segundo Callister (2002) a curva resultante possui formato sigmoidal, que pode ser dividida em três regiões distintas identificadas por estágios; I, II e III. No estágio I, com o limiar representado por ΔK_{th} , em baixos níveis de tensão ou pequenos tamanhos de defeitos preexistentes, não irão crescer a um carregamento cíclico. No estágio II a curva tem comportamento quase linear, e representa taxa de crescimento constante. O estágio III é definido por um crescimento acelerado da trinca, a qual ocorre posteriormente fratura catastrófica.

De acordo com Lee *et al.* (2005), nos conceitos da MFLE, a equação de Paris *et al.*, 1961, EQ. (2.12), é a que melhor descreve o comportamento aproximadamente linear da curva no estágio II:

$$\frac{da}{dN} = C(\Delta K_I)^m \quad (2.12)$$

Onde C e m são constantes do material, e ΔK_I é a variação do fator de intensidade de tensão $K_{m\acute{a}x} - K_{m\acute{i}n}$.

Segundo Freddi (2015) a equação de Paris pode ser integrada para intervalos em que o adimensional geométrico (Y) pode ser constante e um tamanho inicial e final de trinca (a_i, a_f), conforme EQ. (2.13).

$$N_f = \int_0^{N_f} dN = \frac{1}{c(Y\Delta\sigma\sqrt{\pi})^m} \cdot \int_{a_i}^{a_f} (a^{-m/2}) da \quad (2.13)$$

Assim o número correspondente de ciclos remanescente, N_f , de um componente com um defeito inicial ao crítico pode ser estimado, no estágio II, conforme EQ. (2.14):

$$N_f = \frac{2}{c(m-2)(Y\Delta\sigma\sqrt{\pi})^m} \left(\frac{1}{a_i^{m-2/2}} - \frac{1}{a_f^{m-2/2}} \right) \quad (2.14)$$

2.5 Teoria do Dano

Bannantine *et al.* (1989) afirmam que durante os estágios iniciais de iniciação e propagação de trinca existem diferentes abordagens utilizadas quando se lida com danos por fadiga. As diferenças nas abordagens estão relacionadas ao comprimento da trinca ou defeito, que pode ser observado, como o dano por fadiga pode ser definido durante esses dois estágios. A definição de danos por fadiga durante o estágio de nucleação demanda apreciável esforço para o entendimento. Durante esta fase os mecanismos de danos por fadiga são a níveis microscópicos relacionados à banda de escorregamento, microtrincas e discordâncias, (BANNANTINE *et al.*, 1989).

Segundo Suresh (1998), um critério para prever a extensão do dano por fadiga induzido por um bloco de tensões cíclicas de amplitude constante, em uma sequência de carregamento variados em blocos de diferentes amplitudes de tensão, é fornecido pela regra de dano cumulativo de Palmgren - Miner (Palmgren, 1924; Miner, 1945). Nesta regra linear de dano, são requeridas as seguintes suposições (SURESH, 1998):

- O número de ciclos de tensão submetidos a um componente, expresso em porcentagem do número total de ciclos de tensão da mesma amplitude necessária para causar falha, fornece a fração de dano.

- A ordem em que os blocos de tensão de diferentes amplitudes submetidas, não afeta a vida por fadiga.
- A falha ocorre quando a soma linear do dano de cada nível de carga atinge um valor crítico.

Suresh (1998) afirma que, por exemplo, a regra de dano de Palmgren - Miner prevê um maior grau de dano por fadiga devido a uma maior amplitude de tensões cíclicas, entretanto, está bem estabelecido que as sobrecargas compressivas de tensão aplicadas em materiais metálicos entalhados e com trincas geralmente têm a tendência de reduzirem a taxa de crescimento de danos por fadiga.

Segundo Wei Lu *et al.* (2003), em carregamentos aleatórios, ilustrado da FIG. 2.25, se n_i é o número de ciclos correspondentes à amplitude de tensão, σ_i , em uma sequência de b blocos, e se N_i é o número de ciclos de falha em σ_i , então a regra de Palmgren - Miner afirma que o falha ocorreria quando atende a EQ. (2.15):

$$D = \sum_{i=1}^b \frac{n_i}{N_i} = 1 \quad (2.15)$$

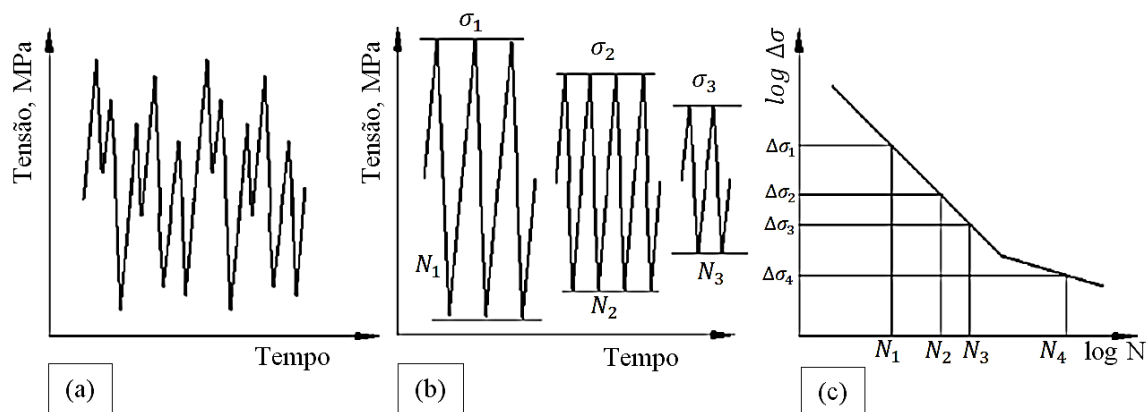


FIGURA 2.25 – Regra Palmgren-Miner. (a) carregamento variável. (b) histórico de carregamento em blocos. (c) ciclos para falha (curva S-N).

FONTE: adaptado de WEI LU *et al.*, 2003.

2.6 Análises de Tensões

A análise de tensões se baseia em técnicas analíticas e/ou experimentais para investigação, que pode haver validação entre técnicas, de esforços, deformações, entre outros, de um elemento analisado na fase de projeto e durante a vida do componente. É importante salientar que a combinação de duas ou mais técnicas podem

contribuir na convergência de uma solução mais favorável para tal problema estrutural. Existem várias técnicas abordadas por literaturas, além do método analítico, experimental óptica e digital, pertinentes à investigação de tensões, deformações e deslocamentos em componentes mecânicos. Citando algumas, são:

- Análise Numérica via MEF.
- Extensometria.
- Fotoelasticidade.
- Correlação de Imagem Digital.
- Interferometria de Moiré.

Doyle (2004) afirma que existem dois tipos gerais de análises de tensões. A primeira é conceitual, onde a estrutura ainda não existe e o projetista tem uma margem razoável para definir geometria, material, carregamento e assim por diante. Uma das técnicas utilizada é o método de elementos finitos. A segunda análise é onde a estrutura (ou um protótipo) existe e é essa estrutura particular que deve ser analisada experimentalmente.

Ainda segundo Doyle (2004), situações envolvendo estruturas reais e componentes são, pela sua própria natureza, apenas parcialmente especificados. Afinal, o projetista pode não estar completamente ciente de todas as propriedades de materiais, aspectos do carregamento, e cada condição do ambiente para esta estrutura particular, e, no entanto, os resultados poderiam ser profundamente afetados por qualquer um desses e outros fatores. Esses problemas são geralmente manipulados por uma combinação de métodos experimentais e analíticos; experimentos são usados para medir algumas das incógnitas e suposições, essas suposições são usadas para preencher as restantes incógnitas. O papel central da análise experimental de tensão é ajudar a completar, através de medições e testes, a construção de um modelo analítico para o problema, (DOYLE, 2004).

2.6.1 Abordagem pelo método dos elementos finitos (MEF)

Segundo Felippa (2001), o MEF foi desenvolvido inicialmente e prosperou como uma técnica numérica baseada em computação para a análise de estruturas

aeroespaciais. Então, encontrou o caminho para o projeto e análises estruturais complexas e sistemas, não só no setor aeroespacial, mas também na engenharia civil e mecânica. No final da década de 1960, expandiu à simulação de problemas não estruturais em fluidos, termomecânica e eletromagnetismo.

O conceito básico na interpretação física é o desdobramento (partição, separação, decomposição, discretização) de um domínio geométrico complexo em componentes mais simples, chamados elementos finitos, ou simplesmente elementos.

Felippa (2001) afirma que a resposta mecânica de um elemento é caracterizada em termos de um número finito de graus de liberdade. Esses graus de liberdade são representados como os valores do desconhecido que funcionam como um conjunto de pontos, chamados “nós”. A resposta do elemento é definida por soluções algébricas a partir de modelos matemáticos constitutivos. A resposta se baseia que o modelo original é aproximado por um modelo discreto, conforme FIG. 2.26, construído por uma coleção de elementos interconectados, (FELIPPA, 2001).

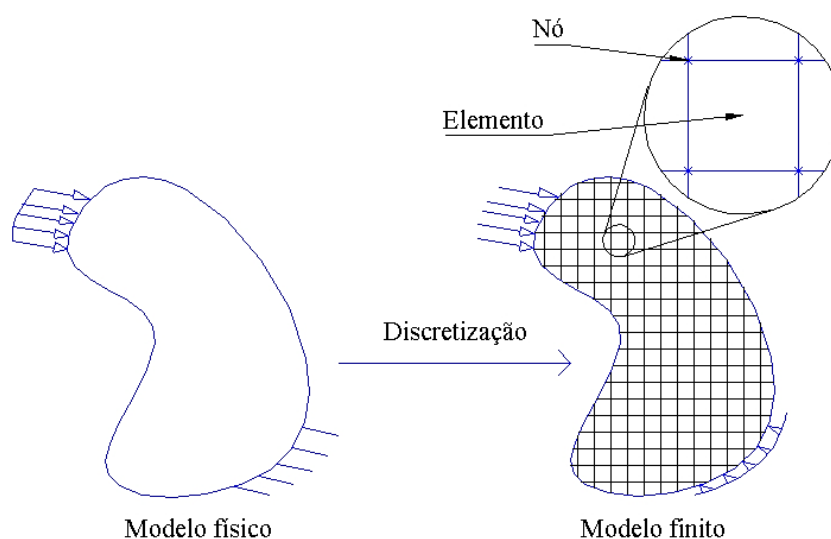


FIGURA 2.26 – O método por elementos finitos discretiza estruturas em elementos para qual a matriz do sistema é definida.

FONTE: autor, 2018.

De acordo com Narasimha (2005), o método é dotado de três características. Primeiro, um domínio geometricamente complexo (modelo físico), como o da FIG. 2.26, é representado como uma coleção de subdomínios geometricamente simples, denominados elementos finitos (modelo finito). Cada elemento finito é visto como um domínio independente por si só. Aqui a palavra “domínio” refere-se à região geométrica sobre a qual as equações são resolvidas. Em segundo lugar, Narasimha (2005) comenta

que, ao longo de cada elemento finito, equações algébricas entre as quantidades de interesse são desenvolvidas usando as equações governantes do problema. Em terceiro lugar, as relações de todos os elementos são montadas (isto é, os elementos são colocados de novo nas suas posições originais do domínio total), usando certas relações de interelementos.

Narasimha (2005) afirma que qualquer simulação numérica, como o método dos elementos finitos e o método dos volumes finitos, não é um fim em si, mas sim uma ajuda para projetar e fabricar.

2.6.2 Abordagem pela análise experimental via extensometria

Segundo Bob (2008), conforme citado por Sharpe (2008), o extensômetro ou *strain gauge* foi inventado de forma independente no final dos anos 30 por Edward E. Simmons, no Instituto de Tecnologia da Califórnia e Arthur Ruge no Instituto de Tecnologia de Massachusetts, proveniente dos princípios descobertos pela primeira vez por Lord Kelvin em 1856, que se tornou o padrão para o estudo de deformações em materiais, seja uma verificação rápida ou uma pesquisa. Antes da invenção do *strain gauge*, Charles Kearns, da *Hamilton Standard* produziu uma versão básica de um *strain gauge* em 1936, sendo fixado a uma pá de hélice de aeronave para medições de deformações com o intuito de investigar falhas, (BOB, 2008).

Parâmetros de engenharia fornecidos para cada aplicação de *strain gauge* são fundamentais para o uso bem sucedido na determinação da deformação precisa de amostras de componentes. Organizações de padrões produziram documentos detalhando um formato para dados uniformes de calibrações. Entre outros, estes incluem a Sociedade Americana de Testes e Materiais (ASTM E 251), a Organização Internacional de Metrologia Legal, e as Normas Alemãs (VDI/VDE 2635), (BOB, 2008 *apud* Sharpe, 2008, p.284).

O princípio da operação é baseado em uma propriedade conhecida: um condutor elétrico, submetido à solicitação mecânica ao longo do eixo, altera sua resistência elétrica. A variação da deformação pode ser distinguida por um sinal positivo ou negativo representando expansão ou contração, respectivamente.

Segundo Freddi *et al.* (2015) quando um condutor, eletricamente isolado por um suporte fino chamado substrato, é fixado em uma determinada direção em uma área restrita da amostra de teste, a partir da medição da mudança da resistência elétrica, é

possível descobrir a deformação nessa direção, neste caso em material elasto-plástico, e conseqüentemente a tensão.

A variação mínima significativa da distância (relacionada ao valor inicial) é da ordem de grandeza de $10^{-6} m/m$ ou $1 \mu m$. Esta unidade, comum em uso prático, é chamada micro-deformação ($\mu\epsilon$) e é utilizada para expressar valores de deformações. A FIG. 2.27 apresenta um modelo resumido de um extensômetro e um diagrama ilustrando a variação da leitura de deformação em relação à posição axial.

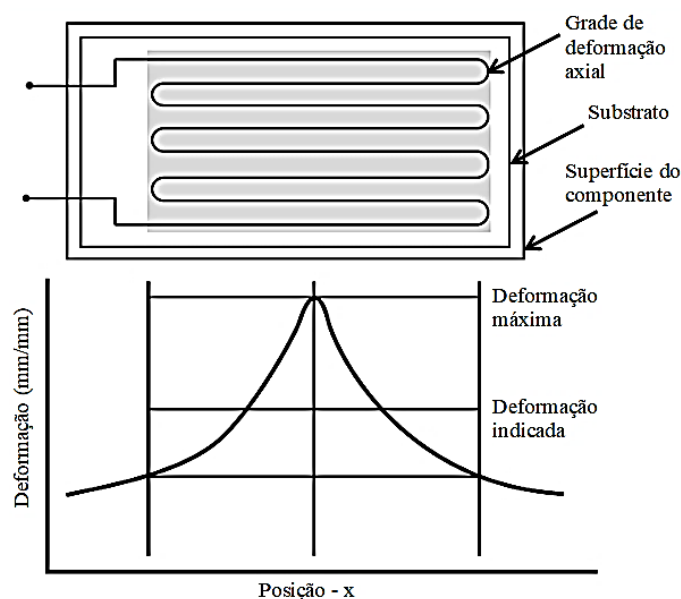


FIGURA 2.27 – Variação da leitura de deformação influenciada pela posição de fixação.
 FONTE: adaptado de LEE *et al.* (2005).

Freddi *et al.* (2015) descrevem que a relação entre variação da resistência elétrica e a deformação em um ponto onde é fixado o extensômetro pode ser expressa conforme EQ. (2.16):

$$\frac{\Delta R}{R} = (FG)\epsilon \quad (2.16)$$

Onde, $\frac{\Delta R}{R}$ é a variação da resistência elétrica do extensômetro, FG é o fator de sensibilidade do material do condutor que pode variar entre 2,0 a 2,2 e ϵ a deformação.

Freddi *et al.* (2015) afirmam que a medição de uma mudança na resistência elétrica entre dois pontos de um condutor é muito mais preciso do que a medição direta

da variação da distância entre os mesmos pontos obtidos por equipamentos mecânicos, além disso, sendo um sinal elétrico, oferece enormes vantagens do ponto de vista da sensibilidade, resolução, condicionamento, armazenamento, comparação e capacidades de controle.

Conforme ilustrado por Hoffmann (1989), a FIG. 2.28 apresenta um diagrama para aquisição de dados de deformação. O sinal analógico é amplificado por uma ponte de Wheatstone, tratado por um módulo conversor digital e segue para um microcontrolador.

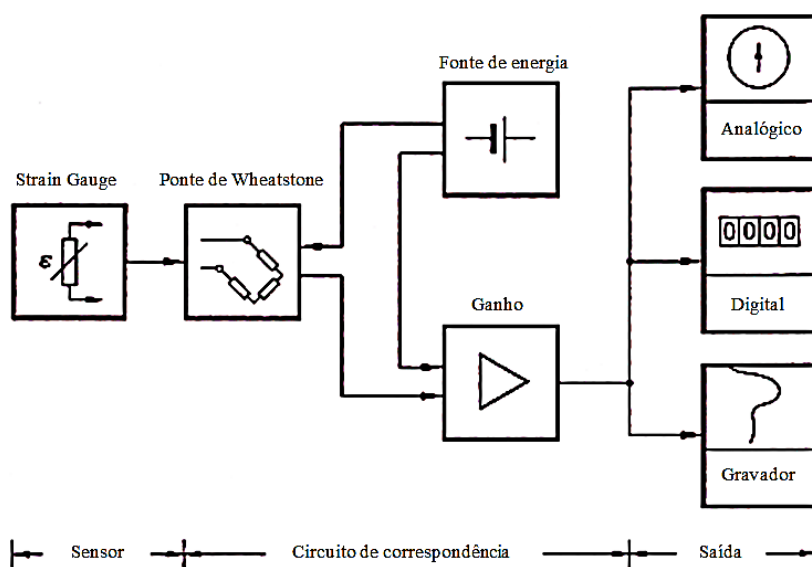


FIGURA 2.28 – Diagrama de um sistema de medição para medir deformações.
FONTE: adaptado de HOFFMANN, 1989.

Em relação à calibração do sistema, Ghosh (2008) afirma que os processos de medição dependem das calibrações dos instrumentos utilizados. Calibrações inconsistentes são comuns e deve ser determinado em qualquer programa de teste e as correções apropriadas devem ser aplicadas na resposta dos dados.

Segundo Ghosh (2008), ao realizar verificações periódicas da qualidade de medição, pode-se observar inconsistência no comportamento dos instrumentos. Frequentemente, os instrumentos usados para medições podem ser a fonte de respostas indesejáveis em um programa de teste. As atividades de calibração são essenciais em experimentos, porque proporciona credibilidade aos dados gerados, (GHOSH, 2008).

2.6.3 Abordagem pela análise experimental via fotoelasticidade

A fotoelasticidade é um método experimental de análise de tensão, geralmente realizado em laboratório por meio de um polariscópio, conforme FIG. 2.29, que utiliza o fenômeno birrefringente exibido por alguns polímeros submetidos a carregamentos, e tem desempenhado um papel significativo na história da análise experimental de tensão (DOYLE, 2004).

Segundo Ramesh (2000), este fenômeno da birrefringência temporária ou artificial foi observado por Brewster em 1816. Esta é a característica física na qual a fotoelasticidade é baseada.

Ramesh (2000) afirma que a técnica da fotoelasticidade é muito bem desenvolvida e que muitos livros-texto padrão foram escritos. Uma descrição antecipada do método da fotoelasticidade foi fornecida por Coker e Filon em 1931. Com a disponibilidade de resinas epóxi na década de 1950, a extensão da fotoelasticidade para a análise de protótipos tornou-se uma realidade e em 1960 Zandman, introduziu um procedimento único para preparar plásticos moldáveis para revestimento de geometrias complicadas de componentes industriais (RAMESH, 2000).

Conforme descrito por Doyle (2004), antes de os computadores estarem disponíveis, a técnica da fotoelasticidade foi utilizada para determinar fatores de concentração de tensão para uma variedade de formas estruturais, tanto em tensões de duas ou tri-dimensionais.

De fato, é particularmente útil na análise de componentes de geometria e carregamento complexos. Sua principal limitação é que é um método modelo; isto é, um modelo de polímero (e não o protótipo) deve ser usado. Como isso limita a variedade de materiais constitutivos, entretanto, a fotoelasticidade é restrita a problemas elásticos lineares (DOYLE, 2004).

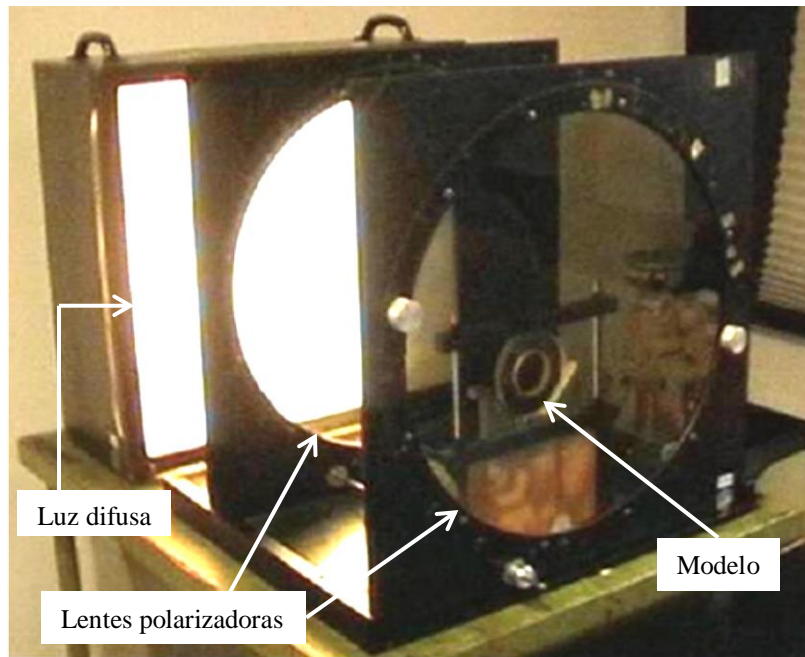


FIGURA 2.29 – Um polariscópio por luz difusa.

FONTE: adaptado de Tiedemann-Garmish, Alemanha, *apud* FREDDI *et al.*, p. 118, 2015.

Considere o modelo (FIG. 2.29) de alguma parte estrutural feita a partir de um material fotoelástico. Quando o modelo está submetido à tensão e a de luz transpassa ao longo da espessura, nas direções das tensões principais, a luz é dividida em componentes de ondas em cada plano de vibração (plano de polarização) paralelo a um dos dois restantes planos principais (planos nos quais a tensão de cisalhamento é zero). Além disso, a luz viaja ao longo destes dois caminhos com velocidades diferentes, que dependem das magnitudes das principais tensões no material. A FIG. 2.30 apresenta um típico dispositivo de teste de solicitação e a imagem das “franjas” isocromáticas do estado de tensão do modelo em polímero.

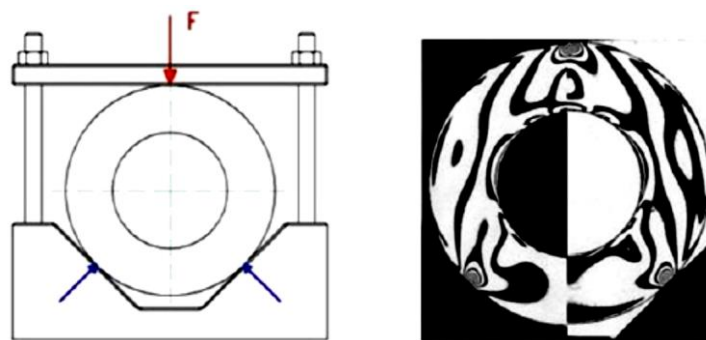


FIGURA 2.30 – Um disco anular carregado em três pontos.

FONTE: FREDDI *et al.*, p. 123, 2015.

Doyle (2004) afirma que, apesar de suas desvantagens, a fotoelasticidade continua sendo um método clássico, porque alguns problemas relativamente difíceis podem ser resolvidos pela técnica, gerando boas soluções de engenharia.

3 METODOLOGIA

Neste capítulo serão descritas as etapas utilizadas para realização do procedimento numérico e experimental, os materiais utilizados, as informações sobre os equipamentos utilizados e métodos adotados nessa pesquisa.

Para o melhor entendimento da metodologia utilizada, foi elaborado um fluxograma FIG. 3.1 das etapas realizadas referente ao processo.

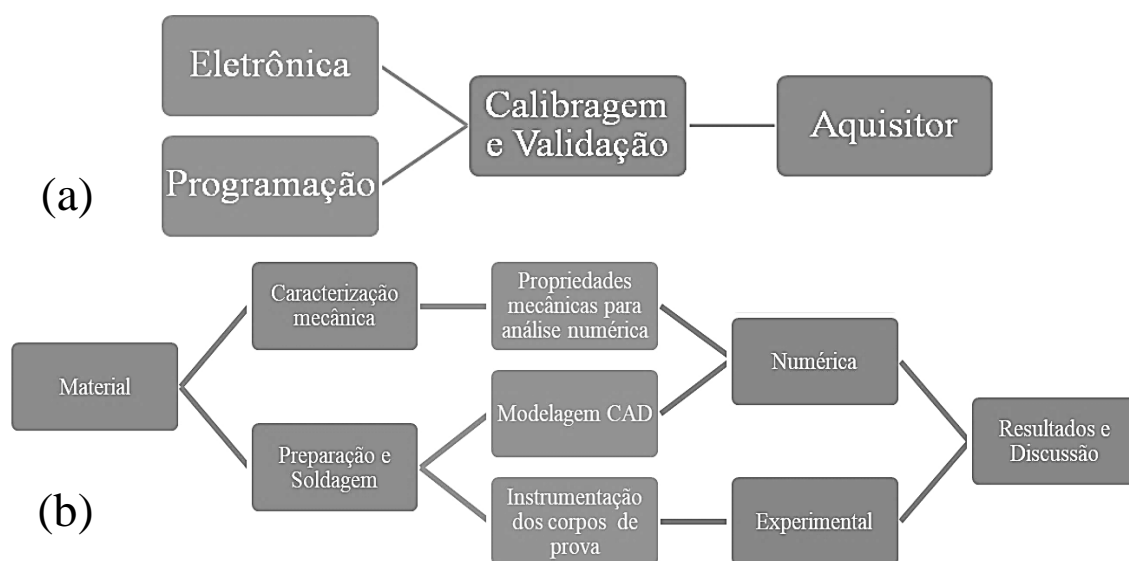


FIGURA 3.1 – Fluxograma elaborado. (a) montagem e calibração do aquisitor. (b) procedimento experimental e numérico.

FONTE: autor, 2018.

3.1 Caracterização mecânica do material

O material foi adquirido sem especificações técnicas. A fim de obter propriedades de resistência mecânica necessárias para este trabalho, foram realizados ensaios de dureza Brinell e ensaio de tração. A FIG 3.2 apresenta as amostras do tubo selecionado para este trabalho. Tubo com e sem costura de solda, com diâmetro externo de 31,75 mm e espessura de parede de 1,32 mm.

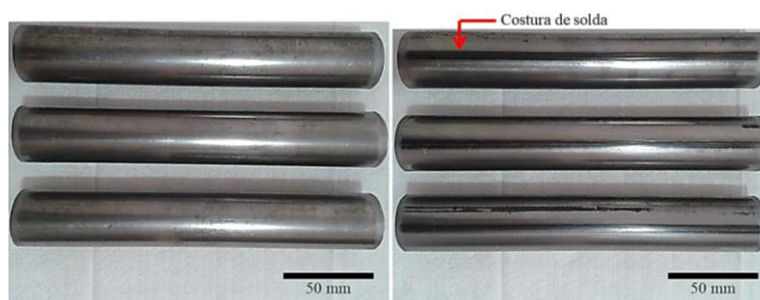


FIGURA 3.2 – Tubos cortados para os ensaios de dureza e tração.
FONTE: autor, 2018.

3.1.1 Ensaio de dureza

No ensaio de dureza utilizou-se um durômetro *Wolpert* (FIG. 3.3) com esfera de 2,5 mm de diâmetro do laboratório de materiais da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais (PUC-Minas) campus Contagem.



FIGURA 3.3 – Equipamento utilizado.
FONTE: autor, 2018.

O ensaio de dureza foi realizado em três regiões da superfície externa do tubo: (a) à 180° do cordão de solda com carga de 31,25 kgf, (b) na borda do cordão de solda com carga de 31,25 kgf e (c) no cordão de solda com carga de 62,5 kgf. Foram realizadas cinco medições por região. A FIG. 3.4 apresenta estas regiões, respectivamente.

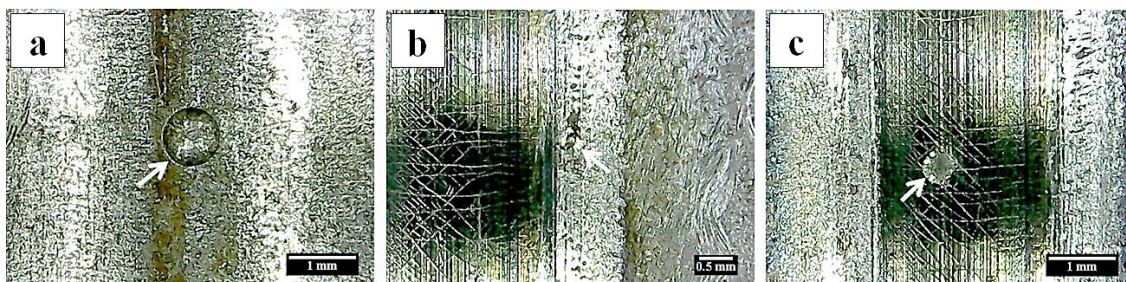


FIGURA 3.4 – Regiões de ensaio e setas mostrando as marcas de calota da esfera.
FONTE: autor, 2018.

Os resultados das medições das respectivas regiões são apresentados conforme TAB. 3.1:

TABELA 3.1
Valores de durezas do material.

Região da superfície externa	Média do diâmetro de impressão	Incerteza	Dureza Brinell (HB)
180° do cordão de solda (a)	0,584	0,584±0,003	117
Borda do cordão de solda (b)	0,507	0,507±0,012	151
Cordão de solda (c)	0,655	0,655±0,013	185

FONTE: autor, 2018.

3.1.2 Ensaio de tração

No ensaio de tração utilizou-se um equipamento do fabricante *Shimadzu* modelo AG-IS, conforme FIG. 3.5, com capacidade para 100 kN auxiliada pelo *software Trapezium2* versão 2.24 do laboratório de usinagem da Universidade Federal de Minas Gerais (UFMG). Os ensaios seguiram recomendações da norma ASTM E8/EM8 (2015).



FIGURA 3.5 – Máquina de tração Shimadzu AG-SI com capacidade de 100 kN.
FONTE: autor, 2018.

Após o corte, no sentido longitudinal, e preparação das amostras, estas foram submetidas ao ensaio realizado à temperatura ambiente, cerca de 23° C, sendo a velocidade de deslocamento empregada de 0,5 mm/minuto. A FIG. 3.6 apresenta as amostras, sendo 3 destas retiradas à 180° em relação ao cordão de solda (sem costura) e 3 retiradas na direção longitudinal com o cordão de solda (com costura).

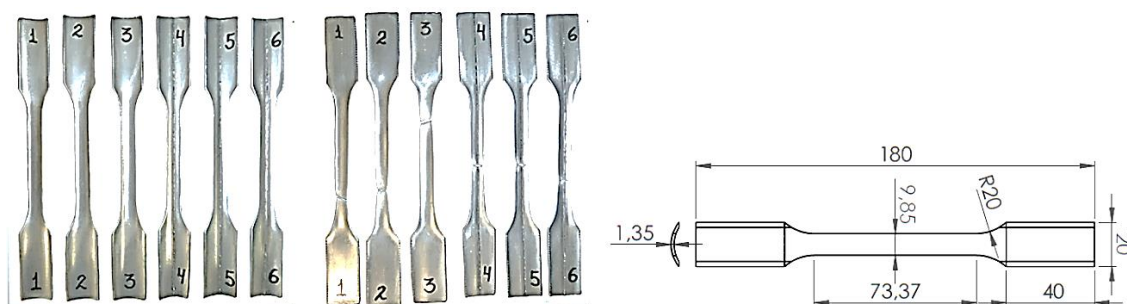


FIGURA 3.6 – Amostras antes e pós-ensaio (esquerda), desenho CAD com dimensões em milímetros (direita).
FONTE: autor, 2018.

Os GRAs 3.1 e 3.2 apresentam os resultados das curvas tensão-deformação de engenharia para cada condição de corpo de prova.

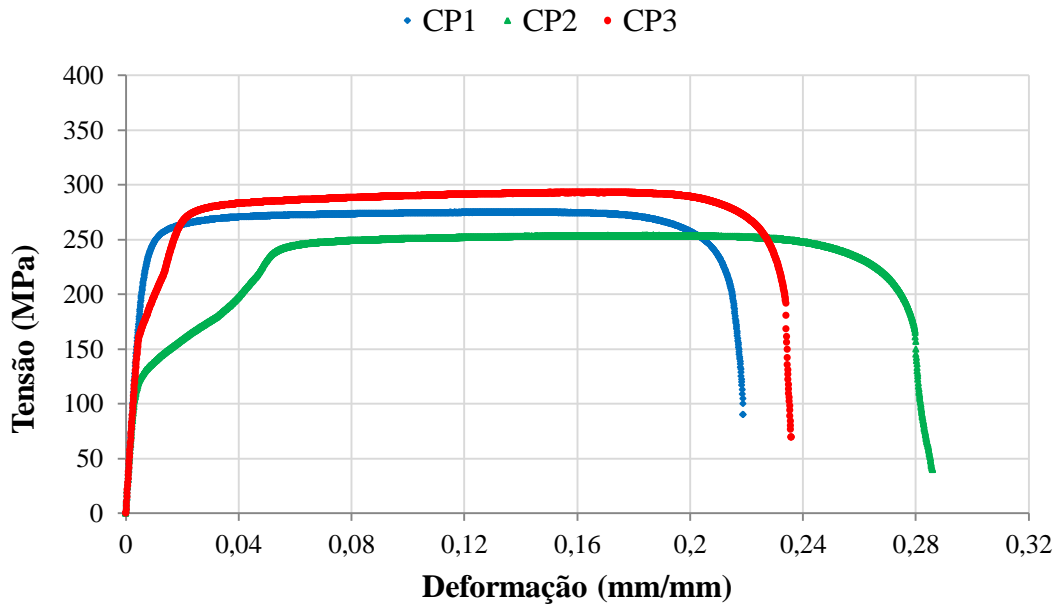


GRÁFICO 3.1 – Curvas tensão-deformação de engenharia dos corpos de prova sem costura (1, 2 e 3).
 FONTE: autor, 2018.

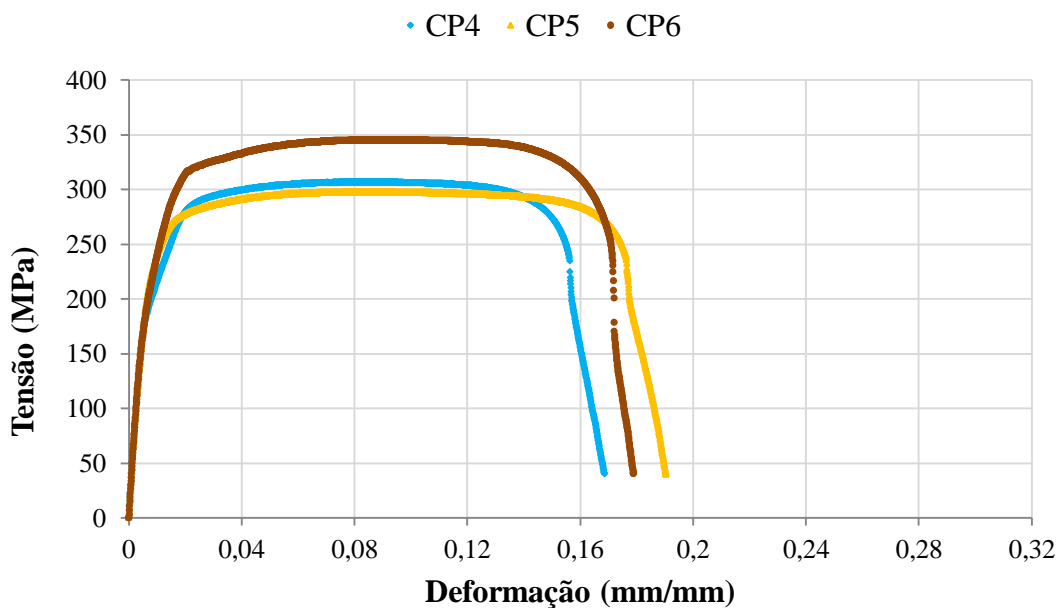


GRÁFICO 3.2 – Curvas tensão-deformação de engenharia dos corpos de prova com costura (4, 5 e 6).
 FONTE: autor, 2018.

Para determinar o limite ou tensão de escoamento (σ_{esc}) do material, foi empregada a técnica da linha reta paralela à porção elástica em relação a uma deformação de 0,2% (0,002 mm/mm) nas curvas tensão-deformação de engenharia exportando os dados dos resultados para o *software Microsoft Excel 2010*. Os valores podem ser visualizados conforme mostra as FIGs 3.7 e 3.8.

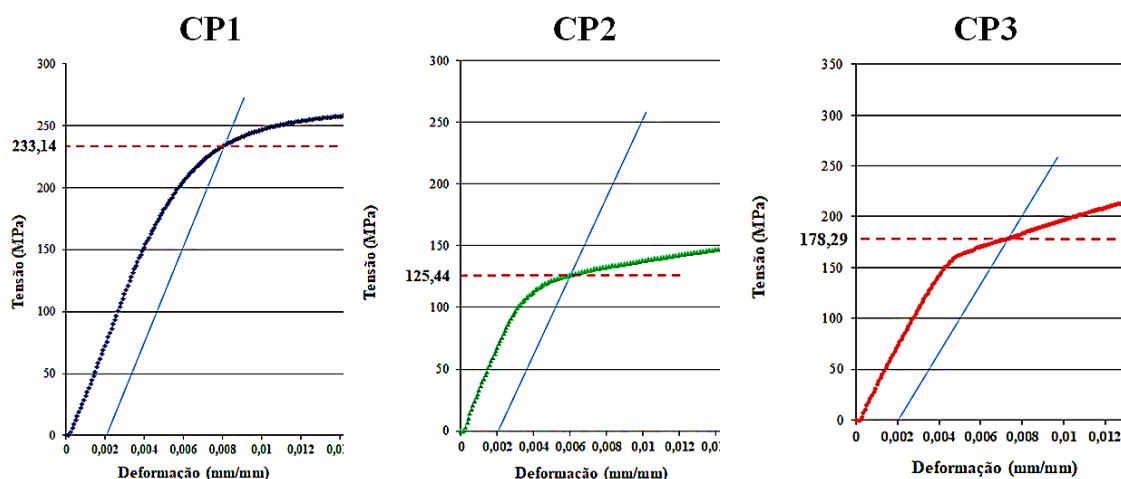


FIGURA 3.7 – Definição da tensão de escoamento para os CPs 1, 2 e 3.
FONTE: autor, 2018.

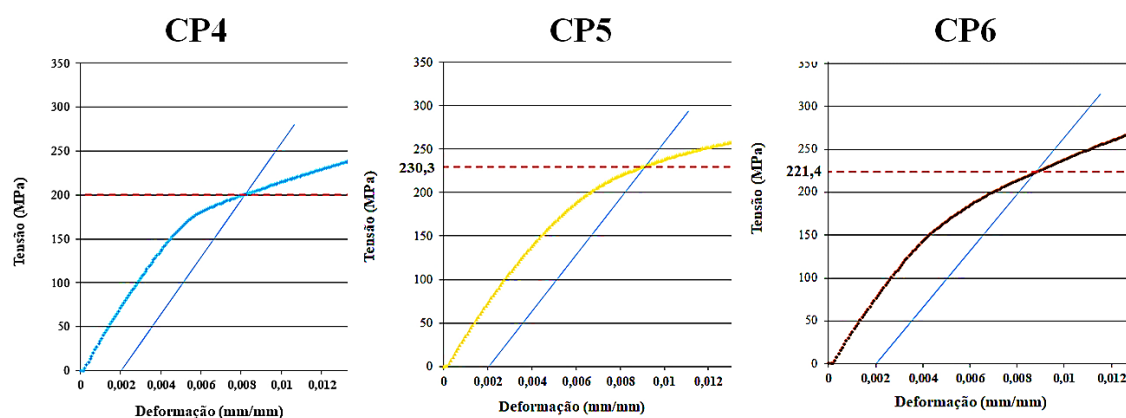


FIGURA 3.8 – Definição da tensão de escoamento para os CPs 4, 5 e 6.
FONTE: autor, 2018.

As TABs 3.2 e 3.3 apresentam os resultados alcançados pelos corpos de prova ensaiados, mostrando o limite de resistência à tração (LRT) e a tensão de escoamento.

TABELA 3.2
Resultados dos ensaios de tração para CPs sem costura.

Corpo de prova	Limite de escoamento (MPa)	Limite de resistência à tração (MPa)
1	233,1	275
2	125,4	253,6
3	178,3	293,3
Média	178,9	273,9
Incerteza	178,9 ± 53,8	273,9 ± 19,9

FONTE: autor, 2018.

TABELA 3.3
Resultados dos ensaios de tração para CPs com costura.

Corpo de prova	Limite de escoamento (MPa)	Limite de resistência à tração (MPa)
4	200	306,6
5	230,3	297,7
6	221,4	345,3
Média	217,2	316,5
Incerteza	217,2 ± 15,6	316,5 ± 25,3

FONTE: autor, 2018.

Realizando uma comparação entre a média do limite de escoamento para os CPs com costura (217,2 MPa) e para os CPs sem costura (178,9 MPa), nota-se que o limite de escoamento para corpos de prova com costura é aproximadamente 21% maior em relação a corpos de prova sem costura. Em sequência, utilizando a média para o limite de resistência à tração; CPs com costura (316,5 MPa) e CPs sem costura (273,9 MPa), nota-se um aumento de aproximadamente de 15% do limite de resistência à tração para corpos de prova com costura em relação a corpos de prova sem costura.

A caracterização química foi realizada por Microscópio Eletrônico de Varredura (MEV) *Jeol* modelo JSM-IT300 e Espectroscopia de Energia Dispersiva.

3.2 Soldagem das amostras

O processo de soldagem utilizado foi o *Tungsten Inert Gas* (TIG), realizado manualmente com um equipamento do fabricante *Elektriska Svetsnings-Aktiebolaget* (ESAB) modelo Heliarc 255 AC/DC. O procedimento foi realizado no laboratório de processos de soldagem da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais (PUC-Minas) campus Contagem.

Os parâmetros e consumível utilizado durante o processo de soldagem são detalhados conforme TABs. 3.4 e 3.5.

TABELA 3.4
Parâmetros de entrada da soldagem.

Parâmetros de entrada da soldagem				
Tensão (V)	Corrente (A)	Gás	Pressão (bar)	Vazão (L/minuto)
8	44	Argônio	130	11

FONTE: autor, 2018.

TABELA 3.5
Características do consumível utilizado.

Consumível				
Modelo	Composição química (%)	Resistência à tração (MPa)	Limite de escoamento (MPa)	Diâmetro (mm)
ER70S-3	C – 0,1 Si – 0,6 Mn – 1,1	515	420	1,6

FONTE: adaptado de ESAB, 2018.

Para minimizar distorções mecânicas, inicialmente foi realizada a soldagem em quatro extremidades da junção por meio de pontos de solda, e após essa etapa, o fechamento da junção com o contorno do filete de solda, conforme FIG. 3.9.

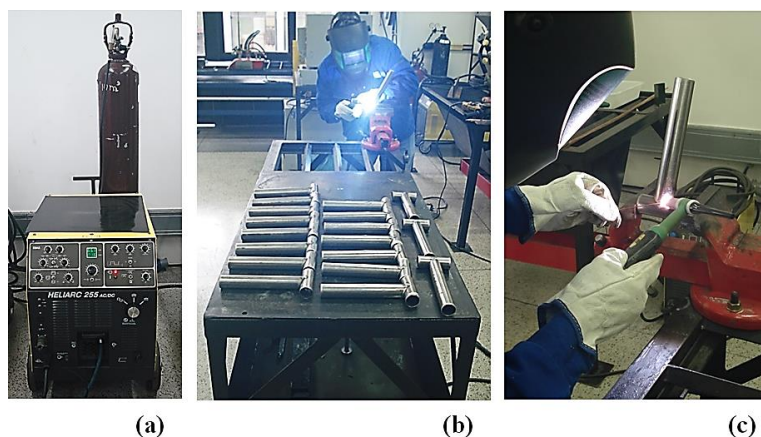


FIGURA 3.9 – Processo de soldagem. (a) máquina de soldagem utilizada. (b) pontilhamento. (c) término com filete de solda.
FONTE: autor, 2018.

Após a etapa do processo de fabricação, foi realizada a conferência da perpendicularidade da junção e das dimensões. O desenho técnico é apresentado conforme FIG. C1, no Anexo C deste trabalho.

3.3 Modelamento geométrico

Para realização das análises de deformação e tensões principais por meio do método dos elementos finitos, um modelo virtual 3D foi construído utilizando o *software* de modelagem e simulação numérica *SolidWorks Simulation* versão 2018, desenvolvido pela *Dassault Systèmes*. O modelo representa características geométricas

aproximadas da amostra real, como espessura e configuração do tipo de junta, entretanto, a representação da costura de solda oriunda do processo de fabricação do tubo não foi modelada, considerando um modelo de tubo sem costura. Uma pré-modelagem (sem o filete de solda), da amostra, (a), pode ser visualizada ao lado do modelo real, (b), conforme mostra a FIG 3.10.

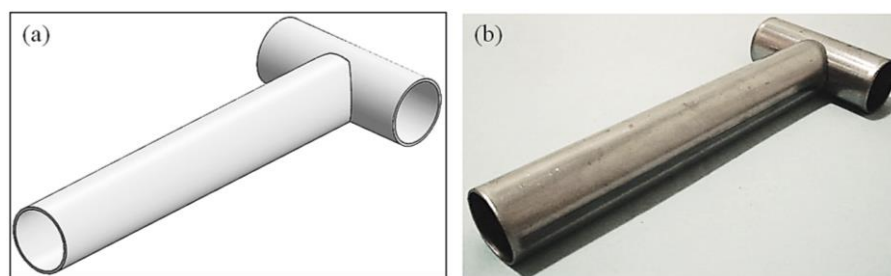


FIGURA 3.10 – Junção tipo “T”. (a) modelo 3D, (b) modelo real.
FONTE: autor, 2018.

A geometria de encaixe da junção real e modelada (FIG. 3.11 (a), (b), (c) e (d)), e as distâncias entre os tubos na modelagem, conforme FIGs. 3.11 e 3.12.

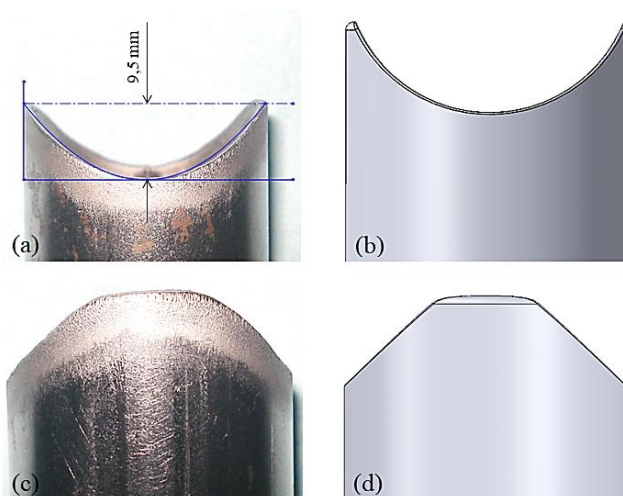


FIGURA 3.11 – Configuração geométrica no posicionamento para soldagem.
FONTE: autor, 2018.

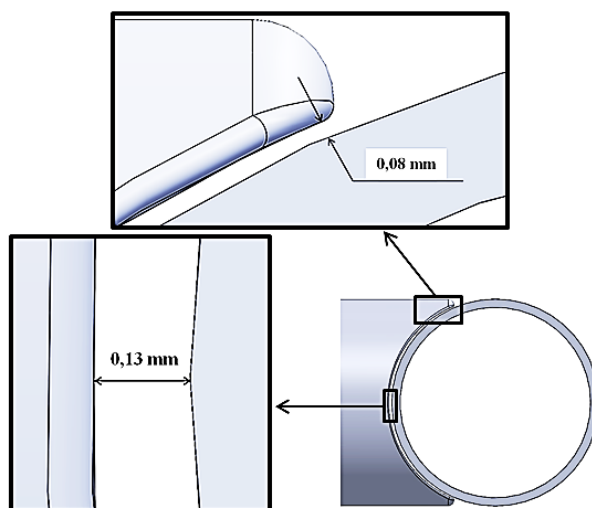


FIGURA 3.12 – Distância entre os tubos.
FONTE: autor, 2018.

3.3.1 Modelagem do filete de solda

Segundo recomendações do CIDECT (2000), discretizar o filete de solda e a utilização de malha com elementos sólidos melhoram muito a precisão na obtenção do fator de concentração de tensão, e conseqüentemente verificação das concentrações de tensões na região de interesse devido à melhora da aproximação do modelo CAD com o filete de solda real no aspecto geométrico.

Em relação às tensões residuais do processo de soldagem, assim, a premissa principal das análises numéricas deste trabalho, foi a de não inclusão destas tensões.




Usando o pacote de *software* baseado em MEF, ANSYS[®], Cao *et al.* (2013) realizaram um estudo sobre influência das tensões residuais do processo de soldagem e tratamento de recozimento em junções tubulares do tipo “K” em aço estrutural. Com base nisso, o campo de temperatura de soldagem e tensão residual de soldagem pôde ser simulado (CAO *et al.*, 2013).

De acordo com Cao *et al.* (2013), comparando a distribuição de dois modelos de junta tipo “K” com as mesmas dimensões e condições de carga, neste caso axial, uma com tensão residual de soldagem e outra sem, os resultados por análise numérica, mostraram que a diferença entre os fatores de concentração de tensão dos dois modelos foram menos de 10%.

Portanto, efeitos metalúrgicos envolvidos no processo de soldagem não foram englobados nas simulações numéricas realizadas, logo, todos os resultados desconsideram a tensão residual ou qualquer outro efeito envolvendo a zona termicamente afetada pela soldagem.

Para realização da modelagem virtual do perfil geométrico do filete de solda, após os trabalhos de corte, preparação das geometrias de encaixe e soldagem, foi selecionada aleatoriamente uma amostra para a realização de dois cortes nos sentidos transversal e longitudinal, conforme apresentado na TAB. 3.6.

TABELA 3.6
Amostras para os cortes de seção.

Corte longitudinal	Corte transversal
	
	

FONTE: autor, 2018.

O objetivo dos cortes foi o exame macroscópico foi a medição de regiões da seção transversal do filete de solda, assim, colhendo informações para etapa de modelagem CAD aproximada do filete de solda.

Na preparação da superfície da seção transversal do filete de solda, foram realizados os trabalhos em sequência: lixamento, polimento e o ataque químico com reagente ácido muriático + água, por 20 segundos. O exame macroscópico e as medições do filete de solda foram realizados por meio de uma lupa via porta universal (USB), auxiliada pelo *software* de imagem *Yawcam.Ink* versão 0.6.1.

O formato da geometria da seção transversal de um filete ou cordão de solda são fatores importantes no fator de resistência mecânica, principalmente em vida à fadiga, de determinada junta. De acordo com o exame visual realizado no corte, a geometria do filete de solda na região de interesse, ou seja, no sentido longitudinal em que apresenta um ângulo de 90 graus entre os dois tubos, tem um aspecto aproximado de uma geometria côncava.

Segundo Pinto (2011), alguns trabalhos foram desenvolvidos a fim de se modelar o cordão de solda e determinar qual o seu formato real.

A fim de se obter melhor coerência do formato da seção transversal entre o modelo CAD e o formato real do filete de solda, aplicou-se a técnica de detecção de bordas, desenvolvida por John F. Canny (1986), e realizada no trabalho de Pinto (2011). Conforme mostra a FIG. 3.13, o algoritmo Canny identifica as bordas da imagem.

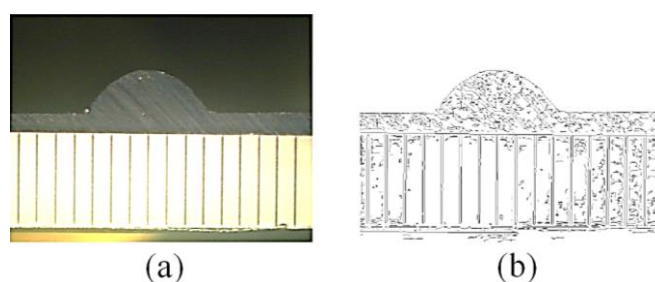


FIGURA 3.13 – (a) imagem do cordão de solda. (b) bordas identificadas pelo algoritmo de Canny.
FONTE: PINTO, 2011.

Foram então feitas imagens com o microscópio da seção do filete de solda, para obtenção dos parâmetros geométricos. Para obter medidas, utilizou-se uma escala milimétrica nas direções horizontal e vertical, assim, foi determinado o correspondente em pixels para cada correspondente em milímetros real, conforme FIG. 3.14.

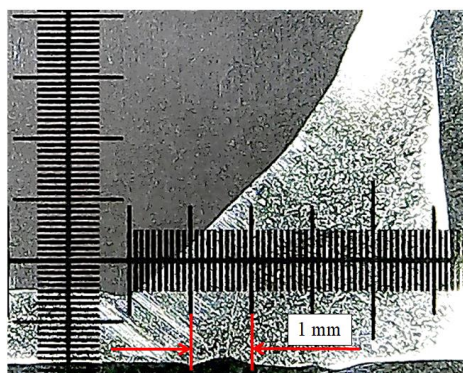


FIGURA 3.14 – Macrografia da seção.
FONTE: autor, 2018.

A FIG. 3.15 apresenta as imagens realizadas com o microscópio, imagens de bordas obtidas pelo algoritmo de Canny e imagens trabalhadas de forma a obter somente o perfil representativo côncavo do filete de solda.

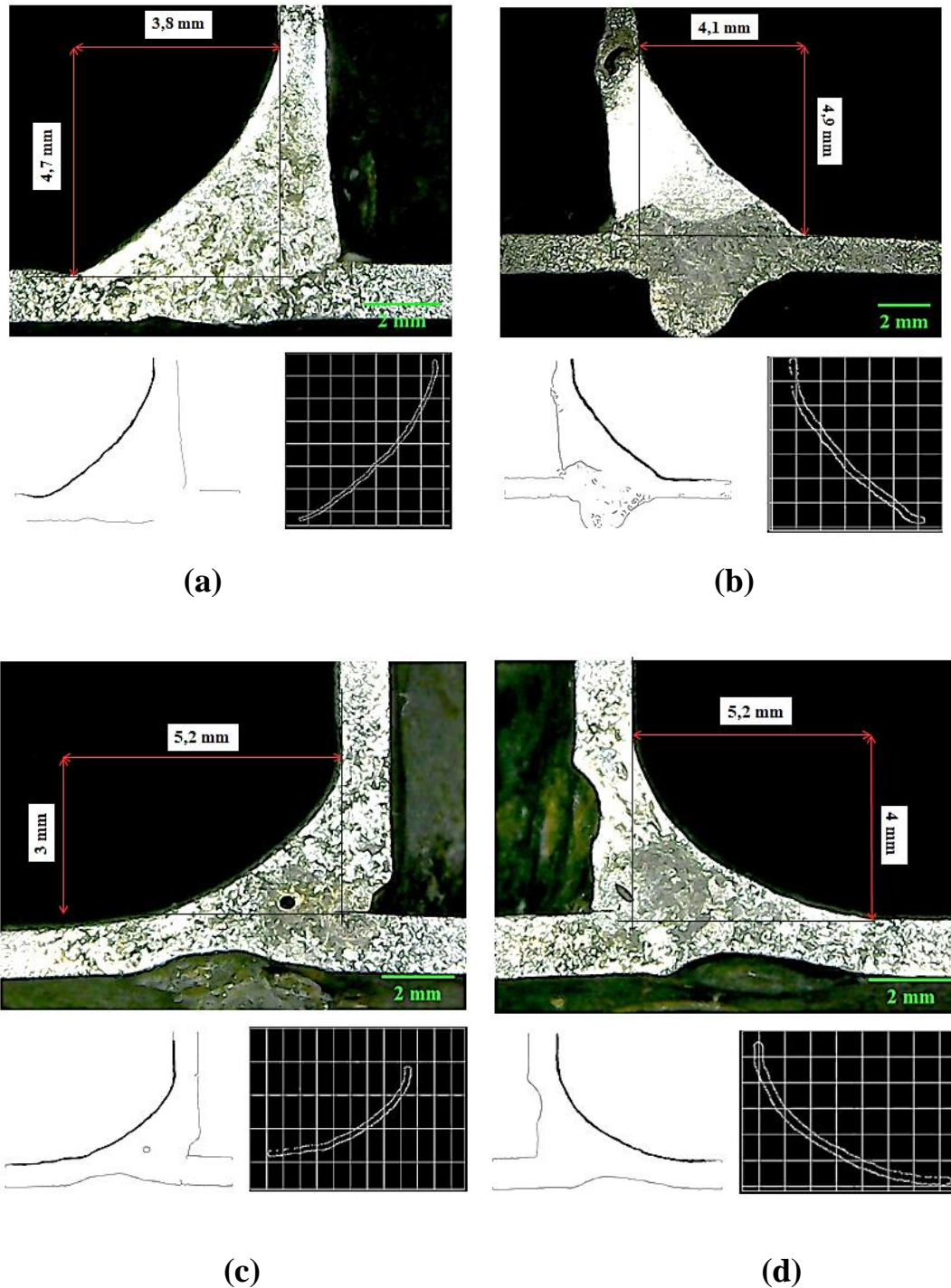


FIGURA 3.15 – Seções transversais na direção longitudinal. (a) e (b) seções com maiores tamanhos de pernas do filete de solda. (c) e (d) seções com menores tamanhos de perna e garganta do filete de solda.

FONTE: autor, 2018.

Após avaliação das seções candidatas, a seção (c) foi selecionada. O critério adotado foi o seguinte: menor tamanho de perna do filete de solda e menor garganta. O perfil da curva então foi plotado, com o auxílio do *software Image Processing and Analysis in Java* utilizando os comandos *Canny Edge Detector*, *Surface Plotter* e *Curve Fitter* e o *software Microsoft Excel 2010*. Foi possível obter a equação da curva e finalmente uma aproximação do perfil real utilizando modelagem CAD, conforme FIG. 3.16.

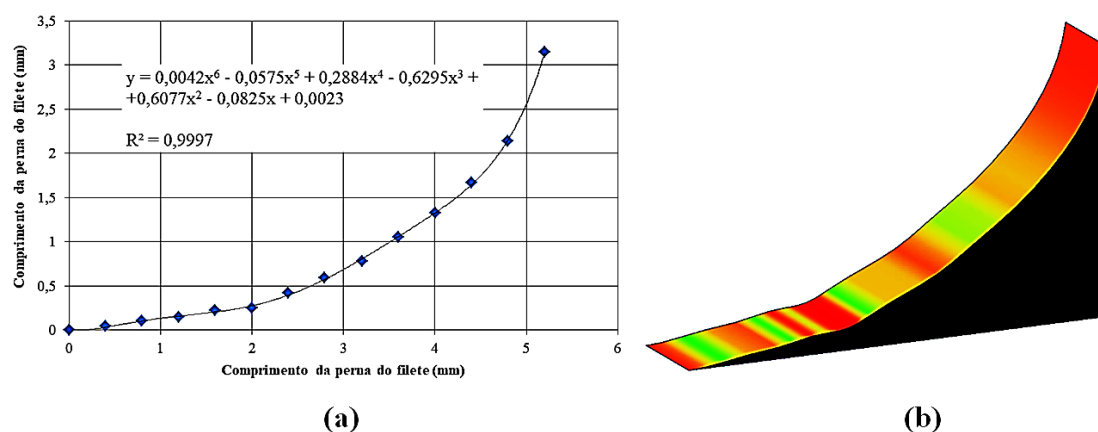


FIGURA 3.16 – (a) equação da curva obtida. (b) modelagem do perfil conforme equação da curva.
FONTE: autor, 2018.

3.3.2 Elementos da malha

Com relação aos elementos de malha, CIDECT (2000) afirma que o refinamento da malha de uma junta de seção tubular depende do tipo de elementos e do gradiente de tensão/deformação sobre o modelo. O refinamento da malha deve ser de modo que qualquer refinamento adicional não resulte em uma mudança substancial da tensão distribuída, por exemplo, fora da área de efeito de entalhe na região de interesse do estudo.

Silveira et al. (2016), em seu trabalho sobre avaliação de fadiga em junção tipo “T”, utilizou níveis de tensão nominal de 60, 70 e 80% da tensão de escoamento do material e na avaliação numérica, elementos de casca com tamanho de $\frac{1}{4}$ da espessura da chapa.

Hobbacher (2008) recomenda próximo do pé do filete de solda, tamanho máximo de malha igual a $0,4(t \times t)$, sendo “t” a espessura do tubo.

Segundo Wei *et al.* (2018), o tipo de elemento, tamanho do elemento, geometria da solda e outros fatores afetam muito os resultados em junções tubulares por meio do MEF. Elementos em casca ou sólido são geralmente recomendados para desenvolver modelos e geralmente o filete ou cordão de solda não são modelados e no caso de sólido, elementos com 20 pontos de integração são recomendados, (WEI *et al.*, 2018).

Wei *et al.* (2018) recomenda tamanho máximo de elemento igual a $t \times t$ para malha grossa, e $0,4(t \times t)$ para malha fina. Sendo “ t ” a espessura da parede do tubo.

Como se trata de uma junta com geometria relativamente simples, optou-se por uma malha refinada aplicada de forma integral.

3.3.3 Condições de contorno e convergência de malha

Para realizar a análise por meio de elementos finitos, após discretização do modelo 3D definitivo, foram aplicadas condições de contorno para o processamento do problema, tais como: tipo de junção entre partes do modelo, restrições, translações, rotações, forças atuantes, temperatura, material e modelo geométrico de malha; conforme FIG. 3.17.

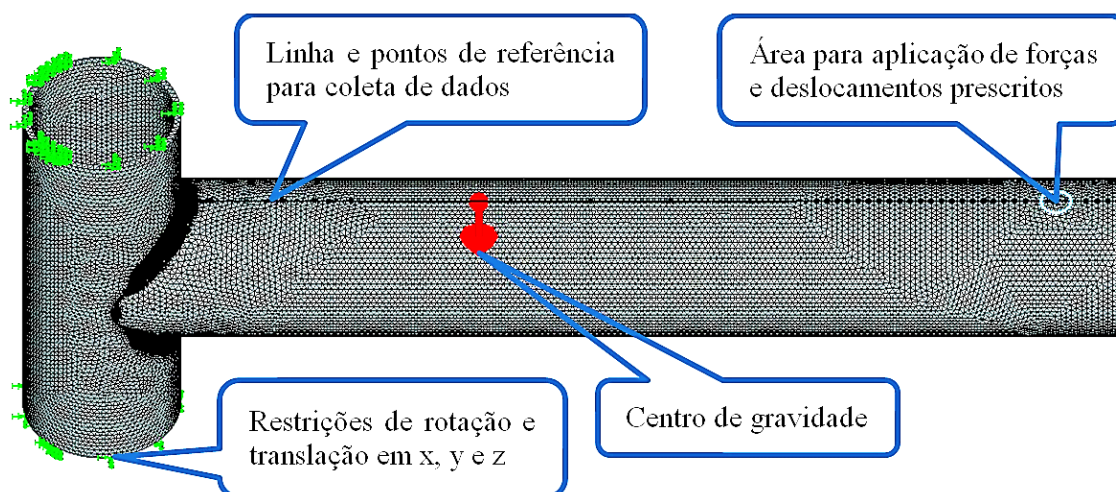


FIGURA 3.17 – Condições de contorno do modelo MEF.
FONTE: autor, 2018.

Para os parâmetros de entrada foram aplicados os dados conforme TAB. 3.7. Pelo fato do baixo recurso computacional o refinamento de malha no filete de solda levou em consideração o tipo de junção, regiões candidatas a apresentarem resultados

de singularidade e o tempo de processamento. O detalhe do refinamento de malha na região do filete de solda pode ser observado conforme FIG. 3.18.

TABELA 3.7
Parâmetros de entrada da análise numérica.

Material	Aço carbono simples
Tipo	Isotrópico linear elástico
Critério de falha	von Mises
Módulo elástico (GPa)	210
Coefficiente de Poisson	0,28
Módulo de cisalhamento (GPa)	79
Massa específica (kg/m ³)	7800
Resistência à tração (MPa)	295,2
Limite de escoamento (MPa)	198
Malha dos tubos	Mesclada: cúbica e tetraédrica
Tipo	Sólida
Tamanho máximo (mm)	1,2
Tamanho mínimo (mm)	0,0075
Total de nós	1100806
Total de elementos	704343
Número de graus de liberdade	3301207
Malha do filete de solda	Tetraédrica
Tipo	Sólida
Tamanho (mm)	0,14
Solução	Não linear
Tipo de solver	FFEPlus
Técnica iterativa	Newton-Raphson
Método de integração	Newmark
Temperatura (Celsius)	26
Tempo médio de cada solução (horas)	1,5

FONTE: autor, 2018.

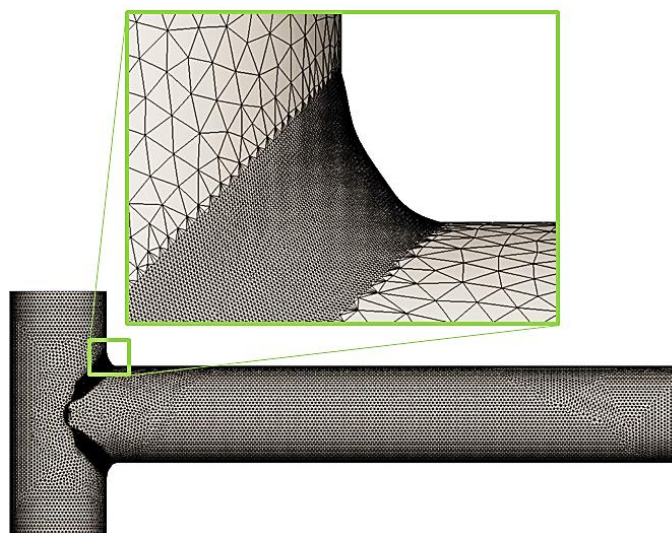


FIGURA 3.18 – Detalhe da região de refinamento de malha.
FONTE: autor, 2018.

Como comentado anteriormente, assim como o refinamento de malha na região da junção, o modelo computacional recebeu um trabalho de verificação da integridade da malha. Utilizou-se a relação de distorção máxima dos elementos que o *software* fornece. Elementos com grandes distorções podem não convergir para um resultado de coerência física apresentando singularidades, e no caso de recursos computacionais, um valor de distorção próximo do ideal pode requisitar grandes tempos de processamento e até outros modelos de computadores com grande capacidade de memória.

O tamanho de elemento selecionado foi o de 1,2 mm de aresta com distorção máxima de 8,6; conforme ponto identificado pela seta na curva do GRA. 3.3. Elementos de tamanhos menores demandavam maior tempo de processamento e elevada capacidade de memória enquanto que elementos de tamanhos maiores a distorção aumentava, não representando com maior fidelidade os resultados em regiões com pequenas espessuras e raios de arestas, assim gerando singularidades.

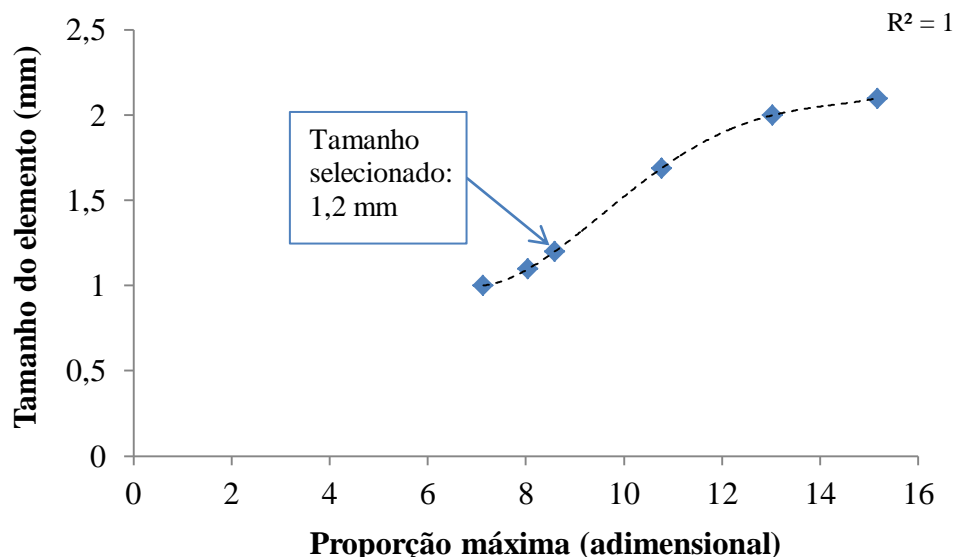


GRÁFICO 3.3 – Integridade da malha.
 FONTE: autor, 2018.

Foi considerada a solução estática para grandes deformações, que caracteriza análise não linear, porém a não linearidade é geométrica e não de material.

3.3.4 Tensão e deformação *hot spot* numérica

Para malhas mais grosseiras, com tamanho de elemento no mínimo igual o tamanho da espessura do tubo, próximas ao pé do filete de solda, para extrapolação linear Lee (2010) relata que Fricke (2002) recomenda a utilização conforme EQ. (3.1).

$$\sigma_{hs}, \varepsilon_{hs} = 1,5_{(0,5t)} - 0,5_{(1,5t)} \quad (3.1)$$

Onde $(0,5t)$ é o valor da medição a uma distância do pé do filete de solda igual metade da espessura da parede do tubo, e $(1,5t)$, o valor de uma vez e meia.

Para malhas mais finas, Niemi *et al.* (2018) e Hobbacher (2008) sugerem, para extrapolação linear e quadrática, respectivamente conforme EQ. (3.2) e EQ. (3.3).

$$\sigma_{hs}, \varepsilon_{hs} = 1,67_{(0,4t)} - 0,67_{(1t)} \quad (3.2)$$

$$\sigma_{hs}, \varepsilon_{hs} = 2,52_{(0,4t)} - 2,24_{(0,9t)} + 0,72_{(1,4t)} \quad (3.3)$$

A aplicação da correção usual da espessura da parede na avaliação numérica, de acordo com premissas de Niemi *et al.* (2018), é necessária quando a tensão *hot spot* (σ_{hs}) é obtida, neste trabalho, por extrapolação de superfície. O fator de correção é utilizado na análise numérica conforme EQ. (3.4).

$$f(t) = \left(\frac{t_{ref}}{t_{ef}} \right)^n \quad (3.4)$$

Sendo que para junções tubulares circulares, recomenda-se o expoente igual $n = 0,3$; $t_{ref} = 25 \text{ mm}$ (*constante*) e $t_{ef} =$ (*espessura da parede*), conforme citado por Niemi *et al.* 2018.

Segundo Hobbacher (2008) este fator de espessura de parede pode minimizar a influência de singularidades de tensão.

Foi considerado esse efeito na etapa da determinação do *hot spot* pela técnica da extrapolação.

3.3.5 Deformação *hot spot* experimental

As medições de deformações foram realizadas por meio de extensômetros de resistência elétrica, modelo BF350-3AA(11)N8 – uniaxial, de fabricação chinesa. A especificação completa pode ser conferida conforme TAB. A1, (Anexo A deste trabalho).

No total foram preparados 16 corpos de prova, conforme FIG. 3.19, sendo que metade dos corpos de prova (8 corpos de prova) são analisados na direção da costura de solda do tubo.



FIGURA 3.19 – Corpos de prova instrumentados.
FONTE: autor, 2018.

O esquema de posicionamento dos extensômetros foi da seguinte forma:

- Corpos de prova com 1 e 5 extensômetros, a distância do centro da grade do extensômetro ao pé do filete de solda é igual a 2,4 mm, conforme FIG. 3.20 (a);
- Corpos de prova com 3 extensômetros, a distância do centro da grade do extensômetro ao pé do filete de solda é igual a 3,15 mm, conforme FIG. 3.20 (b).

A FIG. 3.20 detalha a posição e alinhamento dos extensômetros.

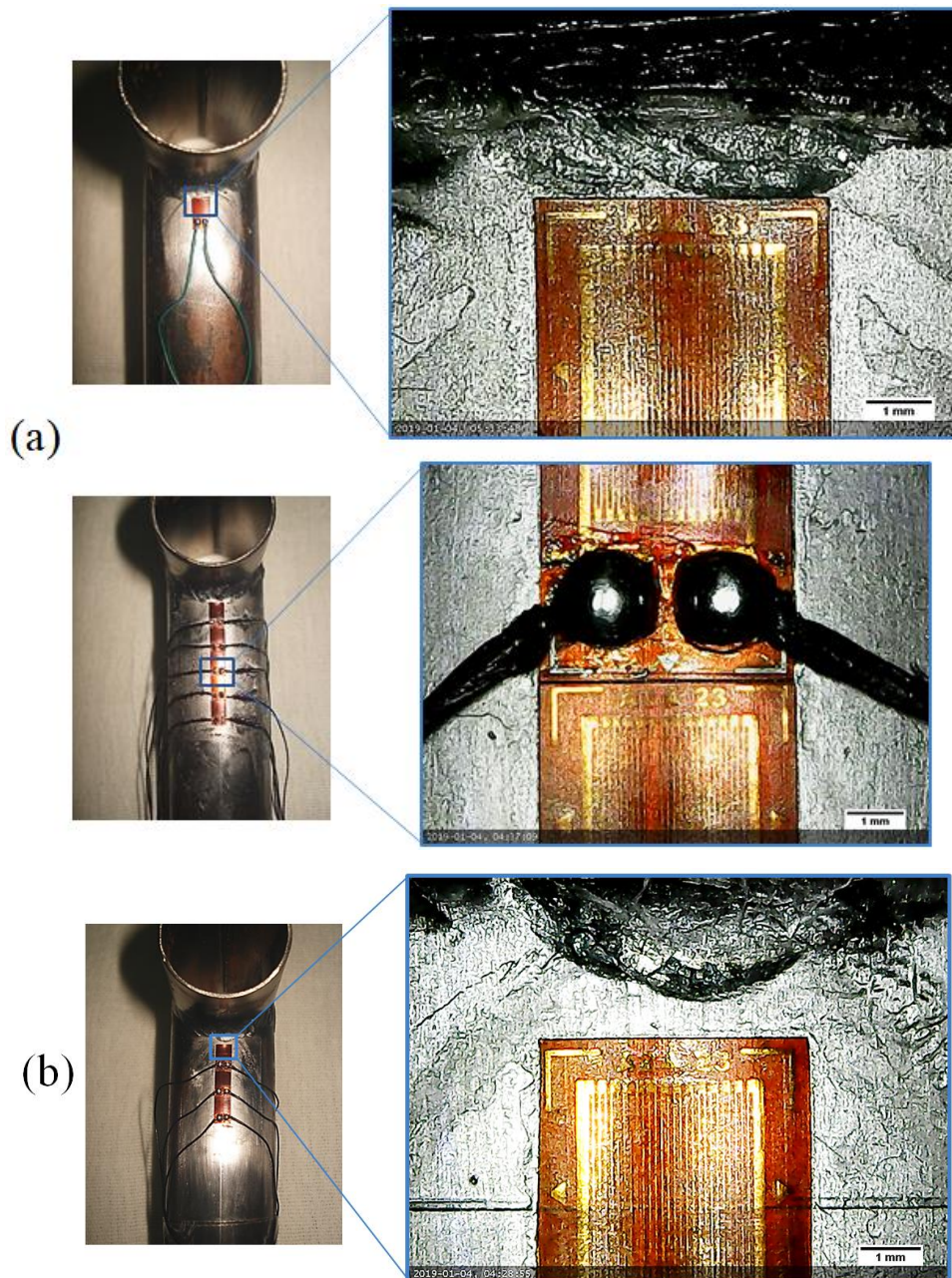


FIGURA 3.20 – Região de fixação dos extensômetros. (a) corpos de prova com 1 e 5 extensômetros. (b) corpos de prova com 3 extensômetros.

FONTE: autor, 2018.

Para uma direção perpendicular ao pé do filete de solda, van Wingerde (1992) *apud* Delft (1987), cita que a deformação mensurada a partir de um extensômetro convertida *hot spot* em tensão usando a lei de Hooke pode ser expressa conforme EQ. (3.5).

$$\sigma_{hs} = 1,15E\varepsilon_{hs} \quad (3.5)$$

Segundo van Delft (1987), o adicional de 15% é referente aos 90% de probabilidade de sobrevivência à fadiga, isto é, a região sobrevivente ao colapso.

Mashiri *et al.* (2004) cometam em sua pesquisa que a partir da distribuição de tensão observado no pé do filete de solda, a extrapolação quadrática se apresentou como o melhor método para extrapolação na determinação de tensões hot spot.

Para a validação do modelo numérico foram utilizadas duas amostras, com e sem costura, sempre próximo e perpendicular ao filete de solda na junção. Uma prensa manual possibilitou a fixação das amostras, cargas com massas conhecidas foram utilizadas e inseridas por incrementos e as leituras de deformações foram armazenadas e exportadas para a planilha do *software Excel*. A FIG. 3.21 ilustra o esquema geral da montagem.

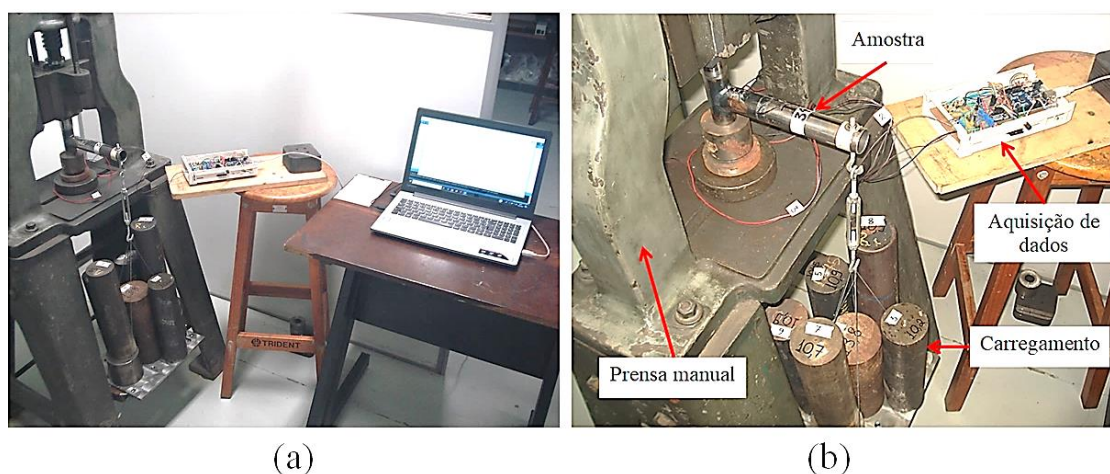


FIGURA 3.21 – (a) esquema geral. (b) detalhe da montagem.
FONTE: autor, 2019.

3.4 Aquisição de dados

Para a aquisição dos dados tanto da parte de solicitação estática e dinâmica, foi utilizado o equipamento portátil “WD”, desenvolvido paralelamente com este trabalho conforme detalhado no Anexo A deste trabalho, com taxa de amostragem fixa de 47 Hz.

A premissa para as etapas de aquisição dos dados experimentais foi o atendimento ao requisito do teorema de Harry Nyquist (1889-1976) que para uma representação satisfatória de um sinal analógico, a frequência de amostragem digital tem de ocorrer no mínimo 2 (duas) vezes a frequência de excitação da fonte onde se quer obter, neste caso, a medição de deformação.

Os dados foram armazenados via módulo para cartão de memória e posteriormente exportado para planilha do *Excel 2010* para realizar graficamente as análises.

Os ruídos foram minimizados por meio de blindagem mecânica do módulo amplificador de sinal HX-711 e por função de média móvel inserida no tratamento do código do programa.

3.5 Ensaio por fadiga

Foram realizados ensaios de fadiga controlados por deformação uniaxial submetidos a solicitação por flexão pura em um único plano com o intuito de investigar o comportamento da junção em carregamento de baixo ciclo. As leituras dos valores instantâneos de deformação foram realizadas via extensômetro, armazenadas em cartão de memória e exportadas para tratamento na planilha do *Excel*.

O equipamento utilizado foi uma máquina para ensaio de fadiga por flexão disponibilizada pelo Laboratório de Usinagem e Automação da UFMG conforme detalhado na FIG. 3.22. Entretanto, as amostras utilizadas para este trabalho são de geometrias tubulares circulares, e o mecanismo de fixação da máquina fornece engaste somente para amostras esbeltas do tipo perfil prismáticas.

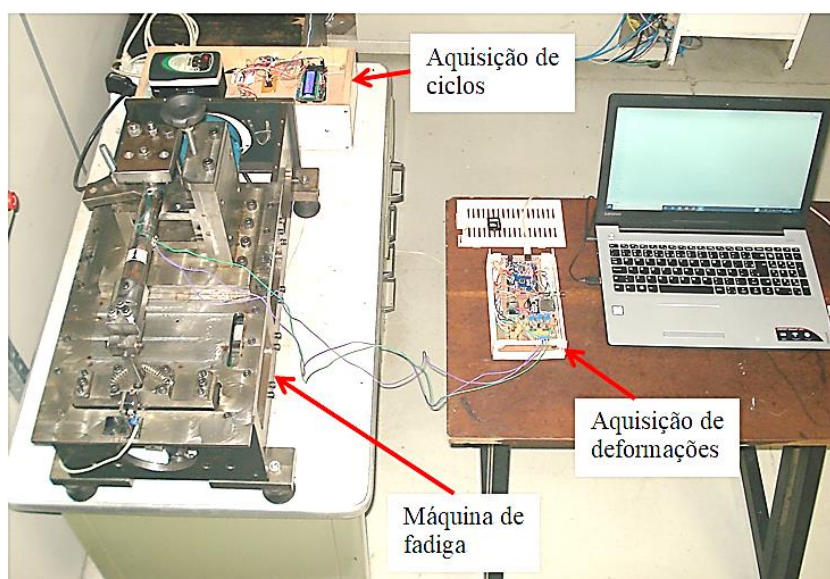


FIGURA 3.22 – Esquema geral do ensaio por fadiga.
FONTE: autor, 2018.

Peças de fixação circulares tanto para a extremidade móvel e fixa, de acordo com a geometria das amostras, foram construídas para adequar próximo aos parâmetros inicialmente estabelecidos durante o trabalho, conforme detalhado pela FIG. 3.23.

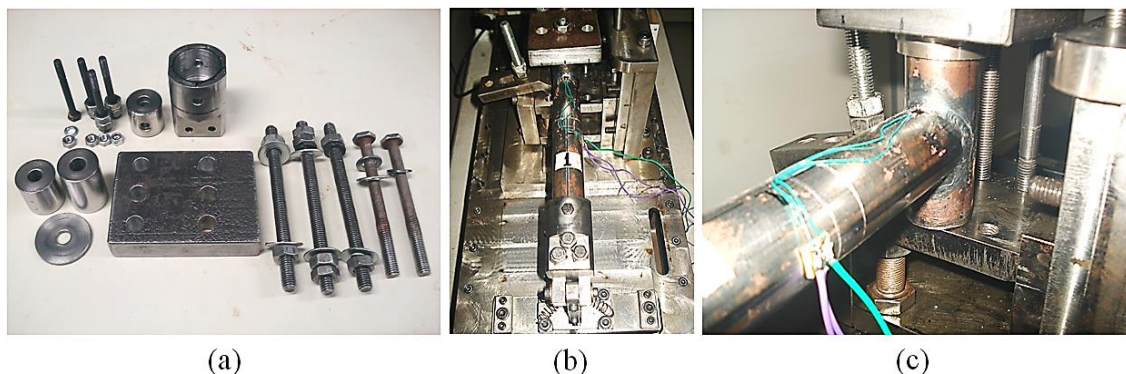


FIGURA 3.23 – (a) peças para fixação das amostras. (b) esquema geral da fixação. (c) detalhe do lado do engaste.

FONTE: autor, 2018.

Diante disso, levando em consideração limitações da máquina para este tipo de amostra, não foi possível realizar grandes variações de parâmetros tais como: aumento de frequência de ciclos, variações de amplitudes para fadiga em alto ciclo, controle do engaste e deflexão, este último, devido à limitação de potência do motor. A frequência de solicitação para todos os ensaios foi de aproximadamente 1,5 Hz e a rotação do eixo de solicitação em aproximadamente 300 rpm. Segundo Lages (2017), as tensões utilizadas nos ensaios não devem exigir um torque superior a 0,9 kgfm disponibilizado pelo motor em conjunto com o sistema de redução utilizado.

Históricos iniciais de deformações por tempo são demonstrados com ênfase ao período de endurecimento cíclico, e estimativas das curvas cíclicas de tensão por deformação são determinadas por meio das propriedades cíclicas do expoente de encruamento e coeficiente de resistência sugeridos por Lopez *et al.* (2012) para aços que atende o requisito: resistência à tração / resistência de escoamento > 1,2.

As EQ. (3.6) e EQ. (3.7) foram utilizadas para as estimativas das curvas cíclicas.

$$K' = 0,77K + 500 \quad (3.6)$$

$$n' = -0,33 \left(\frac{\sigma_{esc}}{\sigma_{res}} \right) + 0,4 \quad (3.7)$$

Onde, K e K' são o coeficiente de resistência e o coeficiente de resistência cíclico, σ_{esc} a tensão de escoamento, σ_{res} resistência à tração e n' o expoente cíclico de encruamento.

O objetivo foi obtenção de dados para utilização da seguinte EQ. (3.8) constitutiva da curva monotônica tensão deformação.

$$\sigma_{Total} = \varepsilon_e E + K'(\varepsilon_p)^{n'} \quad (3.8)$$

Onde, σ_{Total} é a tensão total, ε_e e ε_p são as deformações elástica e plástica respectivamente.

3.6 Assumindo um tamanho inicial de trinca

Nykänen *et al.* (2007) relatam em seu trabalho que com base na análise de fadiga por estatística, o melhor ajuste entre tensão média prevista analiticamente e experimental são obtidos quando uma trinca semi-elíptica inicial de profundidade de 0,05 mm é assumida.

Segundo Wei *et al.* (2018) a primeira trinca sempre ocorre no pé da solda, e propaga-se em duas direções, ou seja, ao longo do linha de solda e através da parede do tubo. Nessa configuração de junta tubular, a trinca é simplificada geometricamente como um padrão geométrico semi-elíptico (Wei *et al.*, 2018), conforme detalhado na FIG 3.24.

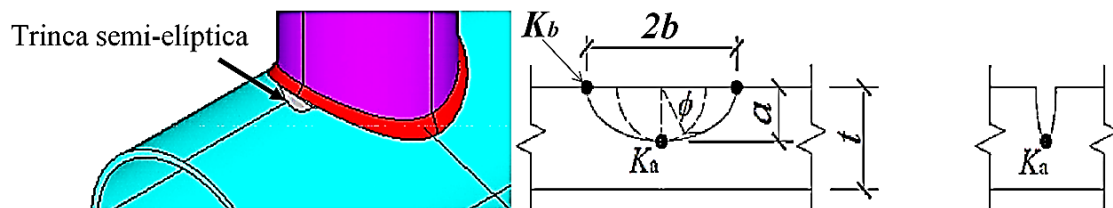


FIGURA 3.24 – Modelo geométrico de trinca em junta do tipo “T”.
FONTE: adaptado de WEI *et al.*, 2018.

Segundo Wei *et al.* (2018), para junções tubulares simples, por exemplo “T”, as curvas S-N são fornecidas pela AWS, conforme EQ. (3.6), e que atende a condição $\frac{\text{Diâmetro}}{2 \times \text{espessura}} \leq 24$.

$$\log(N) + 4,139 \log(\Delta\sigma) = 12,926 \quad (3.6)$$

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

4.1 Validação do modelo

A validação do modelo numérico proposto consistiu no teste em incrementos de carregamento estático em duas amostras submetidas à flexão pura e medição realizada por meio de extensômetro, e valores de deformações obtidos na direção normal ao filete de solda. As condições de contorno (restrições, temperatura e pontos correspondentes de aplicação de força), foram respeitadas para as condições de análise numérica e experimental. Os resultados obtidos estão detalhados conforme GRA. 4.1.

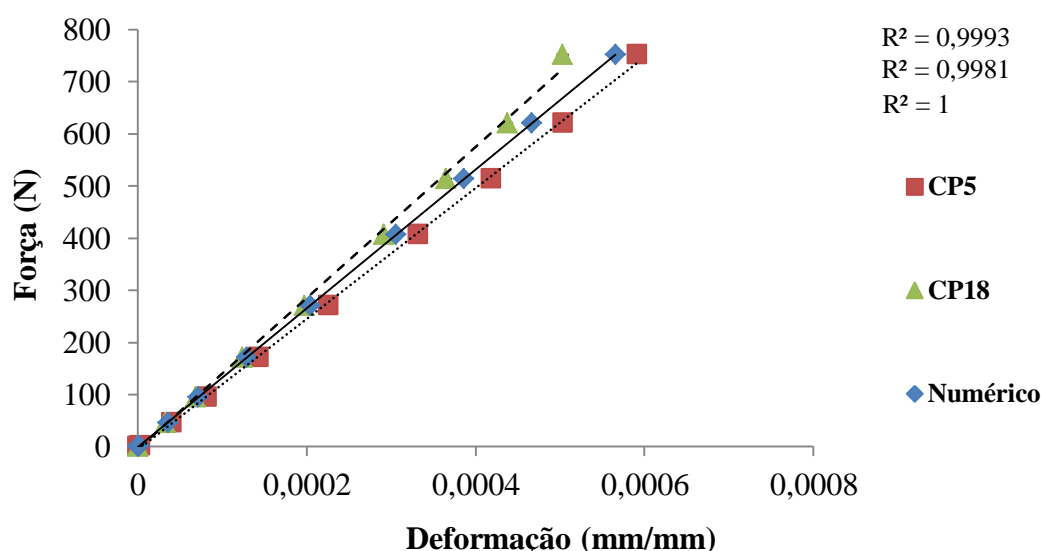


GRÁFICO 4.1 – Resultado do carregamento.
FONTE: autor, 2019.

O carregamento variou de 0 à 752,2 N. Observa-se que a amostra CP5 (fora da direção da costura de solda), apresentou maior valor de deformação (0,00059) em relação ao modelo numérico (0,00056) e a amostra CP18 (0,0005) (na direção da costura de solda). A amostra CP18 apresentou menor valor de deformação, possivelmente pode estar relacionado à maior rigidez na direção da costura de fabricação do tubo. De certa forma, até o carregamento de 513,3 N, os resultados de deformações da amostra CP18 e o modelo numérico apresentaram-se maior concordância. No carregamento de 620,2 N o resultado de deformação numérico

convergiu para posição intermediária, e após este carregamento, uma possível tendência dos valores da amostra CP5 para o numérico.

4.1.1 Teste deslocamento prescrito

O teste foi realizado com auxílio de uma prensa hidráulica manual e para leitura dos deslocamentos prescritos um relógio comparador. Três valores de deslocamento foram submetidos ao teste de validação. Neste teste a coleta dos valores de medição foi realizada somente em um valor por vez, notam-se os pontos no gráfico ausentes de desvio padrão. Os resultados são plotados graficamente conforme GRA. 4.2.

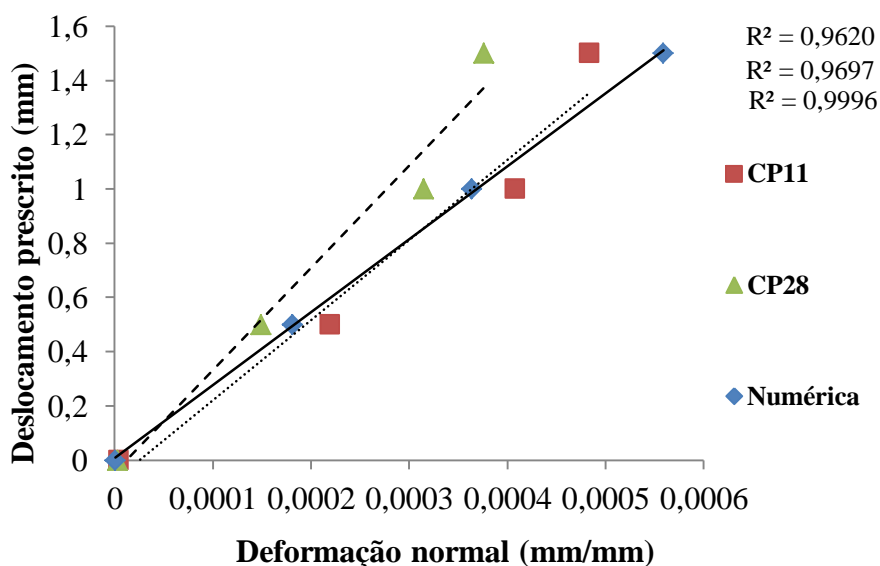


GRÁFICO 4.2 – Resultado dos deslocamentos prescritos.
 FONTE: autor, 2019.

O resultado numérico apresentou posição intermediária até o valor de 1 mm, após este, o resultado numérico obteve maior acréscimo de deformação. Os resultados dos CP11 e CP18 seguiram em tendência conforme discutido anteriormente sobre a direção da deformação em relação à costura do tubo. Problemas de restrições na região de fixação das amostras na prensa, como deslizamento em maior carregamento, foram evidenciados por tais regiões de dispersão no gráfico. O teste na prensa prossegue até um estágio de altas taxas de deformação, entretanto este patamar, não foi tratado no trabalho. Sob o aspecto visual com alto grau de distorção fornecido pelo *software*, o

modelo numérico foi submetido com um máximo de deslocamento, em torno de 51 mm equivalente ao teste, conforme mostra FIG. 4.1.

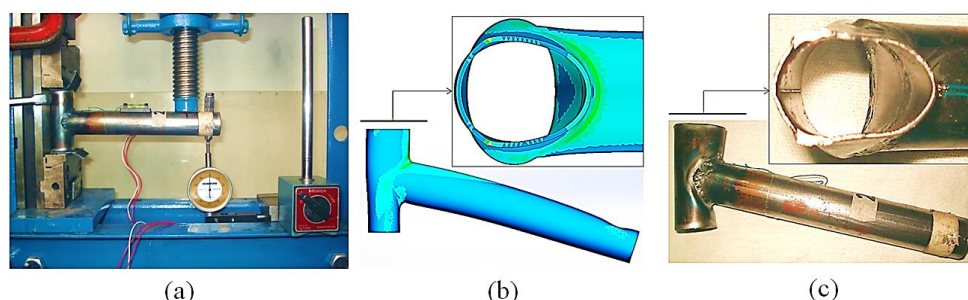


FIGURA 4.1 – (a) esquema de montagem. (b) resultado numérico. (c) experimental.
FONTE: autor, 2019.

4.2 Deformação e tensão *hot spot*

Foram realizadas estimativas das deformações e tensões *hot spot* por meio do modelo numérico e extensometria. A análise foi realizada no intuito de determinar os fatores de concentração de deformação e tensão no pé do filete de solda da junção por ser esta região forte candidata a falhas por fadiga. Os carregamentos foram progressivos de 170,9; 513,3 e 832,3 N, realizados em prensa manual com aplicação de massas conhecidas. Plotagens da distribuição de tensão na vista superior e lateral da tensão de von Mises, tensão principal 1 e deformação principal 1 para o carregamento máximo da análise numérica são apresentadas conforme FIG. 4.2.

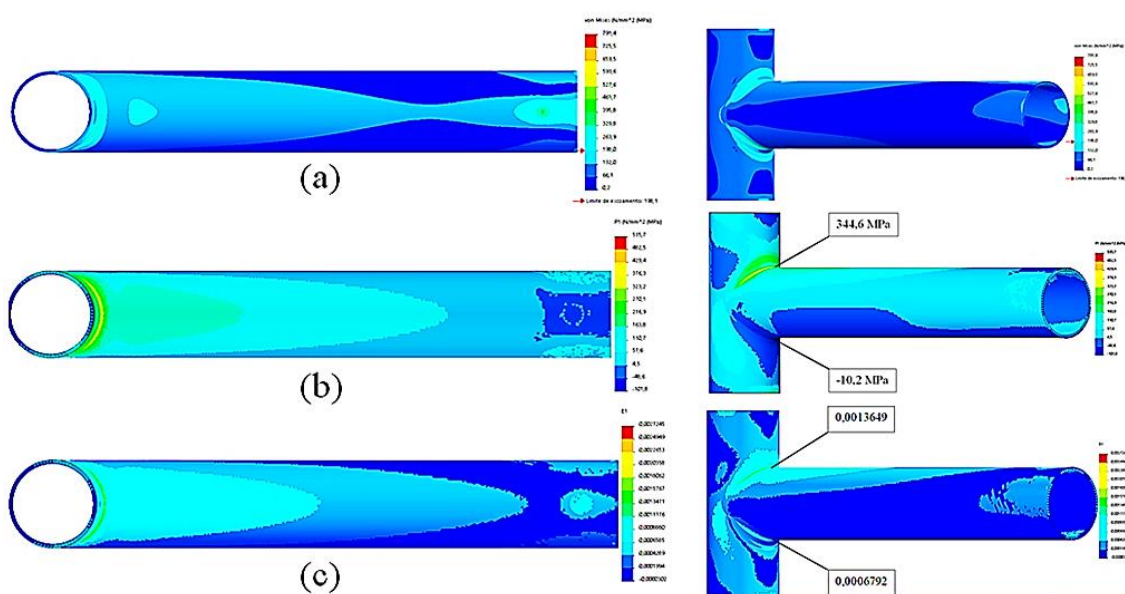


FIGURA 4.2 – (a) tensão von Mises. (b) tensão principal 1. (c) deformação principal 1.
FONTE: autor, 2019.

Um corte de seção longitudinal foi realizado para mostrar o elemento finito que apresentou singularidade de tensão e deformação durante as análises numéricas, conforme FIG. 4.3. Observou-se que esta região de singularidade do modelo possui consideráveis distorções no elemento finito com intuito de satisfazer resultados de cálculos de severas deformações e ou deslocamentos em descontinuidades geométricas impostas ao modelo 3D resultando em valores superiores ao limite de resistência à tração do material.

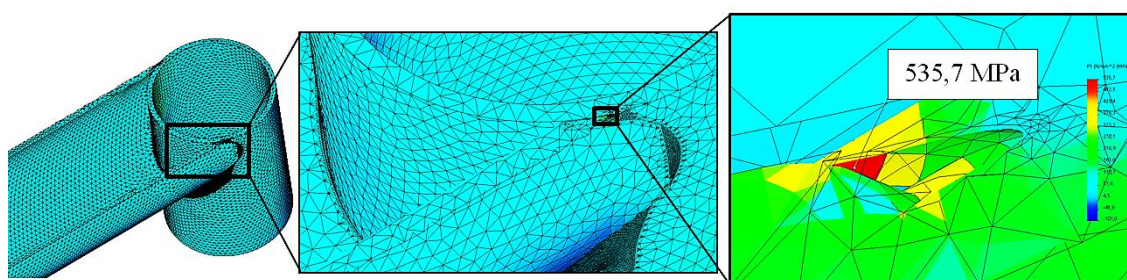


FIGURA 4.3 – Corte com detalhe da região de singularidade do modelo.
FONTE: autor, 2019.

Inicialmente a determinação do *hot spot* foi realizada com 3 e 5 extensômetros. Os pontos estabelecidos, 3 extensômetros, para coleta dos resultados de medição são detalhados conforme FIG. 4.4.

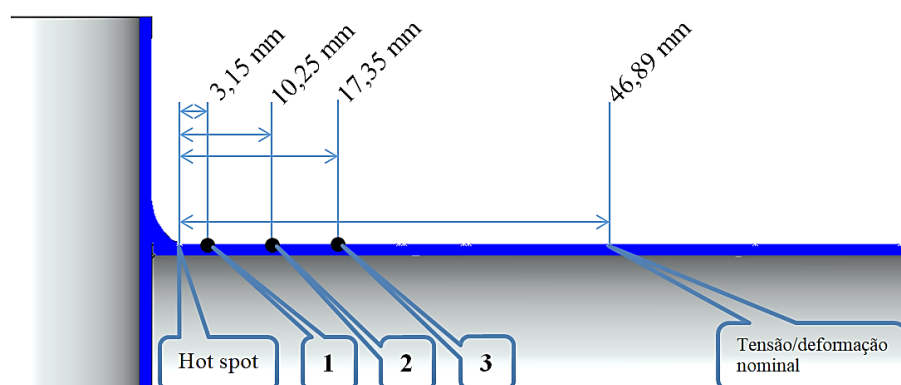


FIGURA 4.4 – Representação dos pontos de coleta de dados na superfície das amostras e modelo numérico.
FONTE: autor, 2019.

A representação gráfica dos resultados numérico e experimental das deformações e tensões principais 1 estimando o *hot spot* por meio de coleta dos dados nos pontos locais estabelecidos anteriormente, os resultados são apresentados conforme FIG. 4.5.

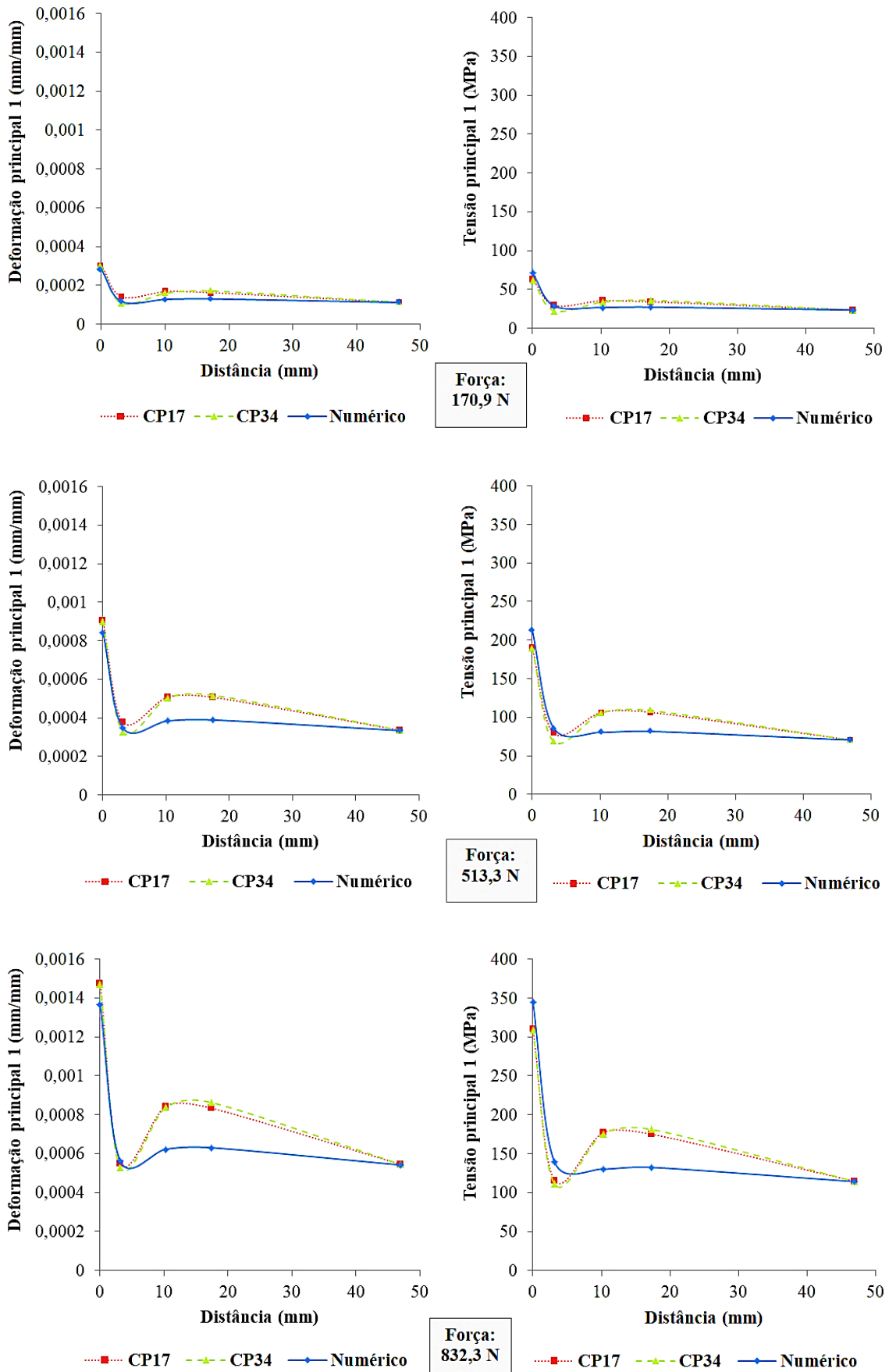


FIGURA 4.5 – Estimativa do hot spot para três níveis de carregamento com três extensômetros.
 FONTE: autor, 2019.

Uma característica observada durante as análises dos resultados numéricos e experimental neste tipo de junção de elemento estrutural foi à ocorrência de decaimento dos valores de deformação e tensão em uma região em torno do primeiro ponto de medição, ou seja, extensômetro número 1 ou ponto 1 (na análise numérica). Nota-se principalmente nesta região de medição, aproximadamente 3,2 mm do pé do filete de solda, um aumento do decaimento proporcional ao carregamento. Verificando em porcentagem os corpos de prova e o modelo numérico, o corpo de prova com direção a costura do tubo apresentou maior resposta na região de decaimento; CP17 34,7%, CP34 36,7% e numérico 9,7%.

Para estimativa do *hot spot* experimental, o extensômetro número 1 não foi considerado devido um decaimento de valor de tensão e deformação na região, influenciando no cálculo do ponto *hot spot*. Um valor médio da extrapolação entre o resultado numérico e o resultado da medição do extensômetro número 2, à 10,25 mm de distância do pé do filete, foi calculado para cada carregamento, assim, realizado posteriormente para o teste com cinco extensômetro seguindo a mesma metodologia.

Os pontos estabelecidos com 5 extensômetros para coleta dos resultados de medição são detalhados conforme FIG. 4.6.

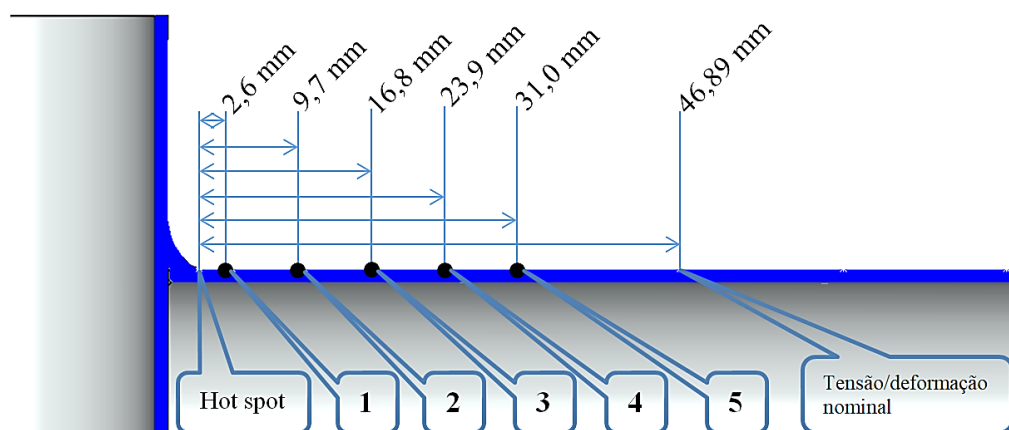


FIGURA 4.6 – Representação dos pontos de coleta de dados na superfície das amostras e modelo numérico.

FONTE: autor, 2019.

A representação gráfica dos resultados numérico e experimental das deformações e tensões principais 1 estimando o *hot spot* por meio de coleta de dados nos pontos locais como, mencionados estabelecidos anteriormente, são apresentados conforme FIG. 4.7.

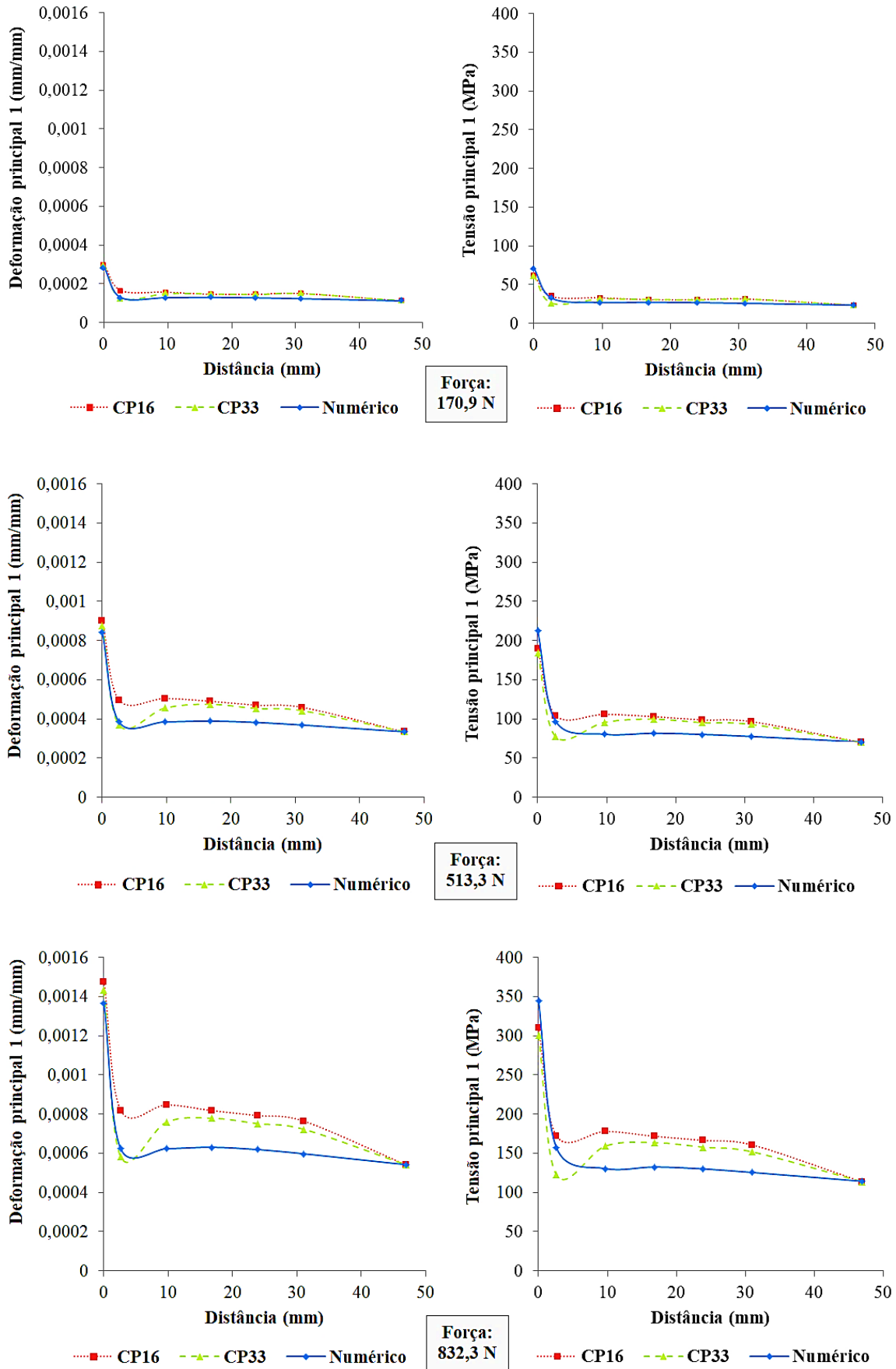


FIGURA 4.7 – Estimativa do hot spot para três níveis de carregamento com cinco extensômetros.
 FONTE: autor, 2019.

É importante salientar que existem duas regiões em que, saindo da região de deformação nominal em direção à deformação *hot spot*, tanto no modelo numérico e experimental, os valores aumentam suavemente e em determinado momento diminuem subitamente, como comentado anteriormente. Fouathia *et al.* (2012) relatam a presença dessas regiões em resultados de simulação numérica e às denominam de região 1 e região 2 mas não relacionam a algum parâmetro durante a pesquisa.

A técnica de extrapolação analítica linear, EQ. 3.2, e quadrática, EQ. 3.3 sugeridas por Niemi *et al.* (2018) são utilizadas para estimar o *hot spot* por meio dos resultados numéricos. As distâncias foram determinadas conforme EQ. 3.4, com correção de espessura igual à 2,43 mm. Os pontos estabelecidos para coleta dos resultados de medição são detalhados conforme FIG. 4.8.

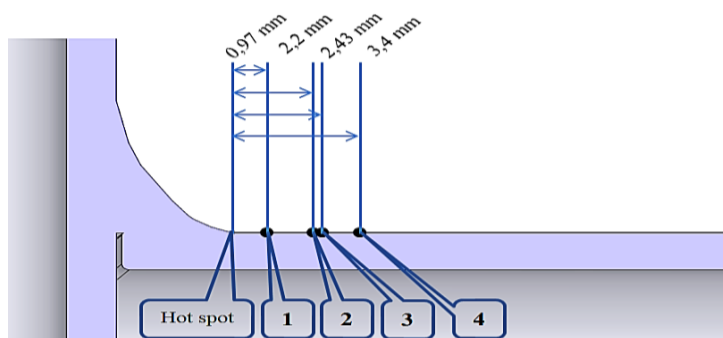


FIGURA 4.8 – Representação dos pontos de coleta de dados para técnica de extrapolação.

FONTE: autor, 2019.

A representação gráfica do resultado numérico pela técnica de extrapolação das deformações e tensões principais 1 estimando o *hot spot*, são apresentados conforme FIG. 4.9.

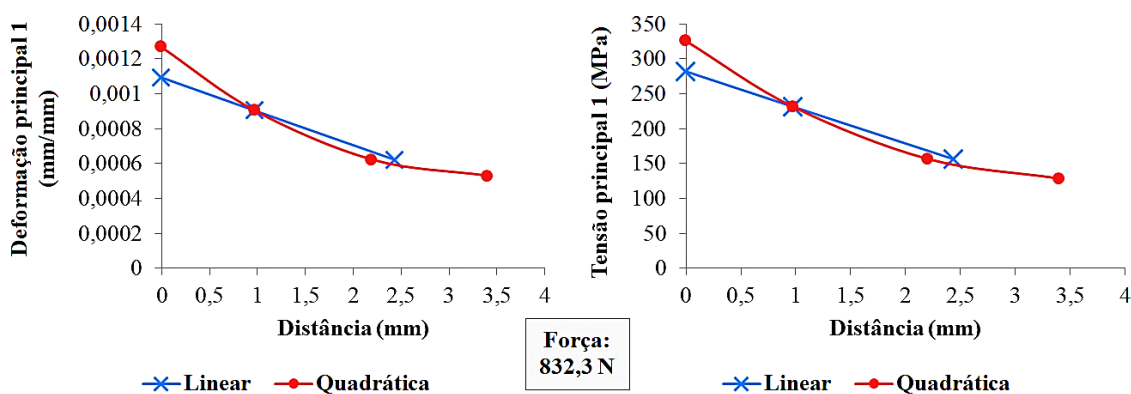


FIGURA 4.9 – Estimativa do *hot spot* via extrapolação analítica.

FONTE: autor, 2019.

A FIG. 4.9 mostra somente os resultados para carregamento de 832,3 N, entretanto, para a estimativa dos fatores de concentração de deformação e tensão, os resultados apresentaram valores iguais na extrapolação para os demais carregamentos. A deformação no *hot spot* linear apresentou valor de 0,0010931 e a quadrática 0,0012665, ou seja, 15,86% maior. A tensão na extrapolação linear 282,1 MPa e quadrática 325,7 MPa, 15,4% maior que a extrapolação linear.

4.2.1 Análise do fator de concentração geométrico

Diante dos três valores de carregamentos estáticos, como mencionado anteriormente, 170,9; 513,3 e 832,3 N, e de posse dos resultados estimados das deformações e tensões no pé do filete de solda (*hot spot*) fornecida pela análise numérica e experimental, foi possível determinar o fator de concentração geométrico (K_t), obtido pela EQ. 4.1, no pé do filete de solda por meio dos valores dos fatores concentração de deformação (FCD) e tensão (FCT).

$$K_t = \sqrt{(FCD).(FCT)} \quad (4.1)$$

A estimativa pela técnica de extrapolação também foi comparada com os resultados numérico e experimental. Em relação aos corpos de prova, nos CPs 16 e 17 a região de análise não contém a influência da costura de solda de fabricação do tubo e os CPs 33 e 34 a região de análise contém costura de solda. Nota-se para os corpos de prova com região localizada na costura de solda do tubo, valores menores de concentração de deformação e tensão, possivelmente pela menor resposta à deformação derivada de mudança microestrutural na região de análise. As análises numéricas para o grupo de 3 e 5 pontos apresentaram valores idênticos, entretanto no FCT o valor é mais conservador. Na técnica de extrapolação, a quadrática apresentou resultados próximos da análise numérica e experimental, principalmente o valor de FCT.

A TAB 4.1 é resultado da média dos resultados calculados para os três valores de carregamento.

TABELA 4.1
Resultados dos fatores de concentração de deformação, tensão e geométrico.

	FCD	FCT	K_t	Desvio padrão		
				FCD	FCT	K_t
3 pontos						
CP17	1,96	1,96	1,96	0,005	0,005	0,005
CP34	1,94	1,94	1,94	0,012	0,012	0,012
Numérico	1,82	2,19	2	0,003	0,004	0,004
5 pontos						
CP16	1,94	1,94	1,94	0,006	0,006	0,006
CP33	1,9	1,9	1,9	0,018	0,018	0,018
Numérico	1,82	2,19	2	0,003	0,004	0,004
Extrapolação						
Linear	1,45	1,79	1,61	0	0	0
Quadrática	1,69	2,06	1,87	0	0	0

FONTE: autor, 2019.

Observa-se que os resultados entre os corpos de prova, o FCD e FCT apresentam médias iguais de 1,93 e para o modelo numérico, média do FCD=1,82 e o FCT=2,19; obtiva-se boa correlação proporcional ao incremento de carregamento durante o ensaio estático. Os resultados verificados pela extrapolação quadrática apresentaram melhor convergência com os valores fornecidos pelos extensômetros.

Os resultados numéricos mostram que a relação entre fator de concentração de tensão (FCT) e fator de concentração de deformação (FCD) apresentou valor próximo de 1,2; conforme apresentado na FIG. 4.10. Portanto, converge para a relação FCT/FCD=1,2 citada por van Delft *et al.* (1987), Frater (1991).

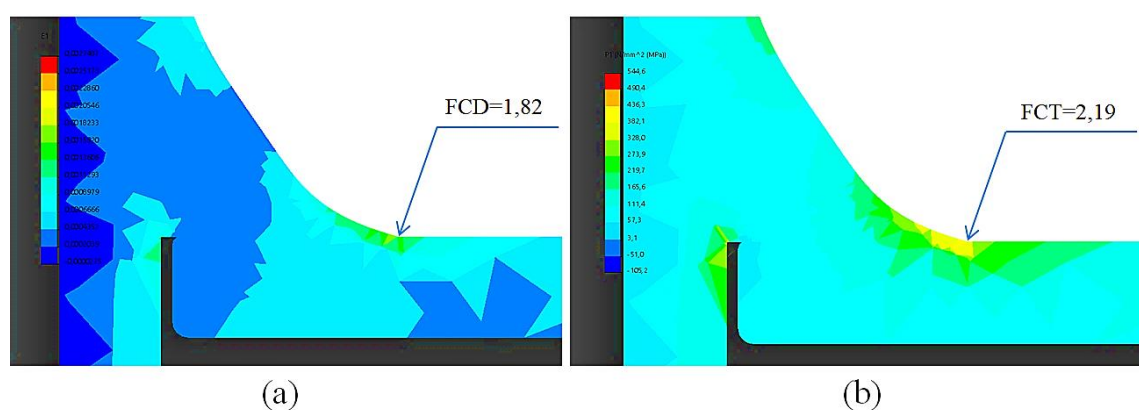


FIGURA 4.10 – Análise via MEF. (a) deformações principais 1. (b) tensões principais 1.
FONTE: autor, 2019.

4.3 Análises por imagem espectroscópica das regiões

As imagens obtidas por meio de Microscopia Eletrônica de Varredura (MEV) e Espectroscopia de Energia Dispersiva (EDS) da região livre da influência da zona termicamente afetada (ZTA) e das duas regiões próximas ao filete de solda onde a maior vulnerabilidade de falha são observadas conforme FIGs. 4.11, 4.12 e 4.13.

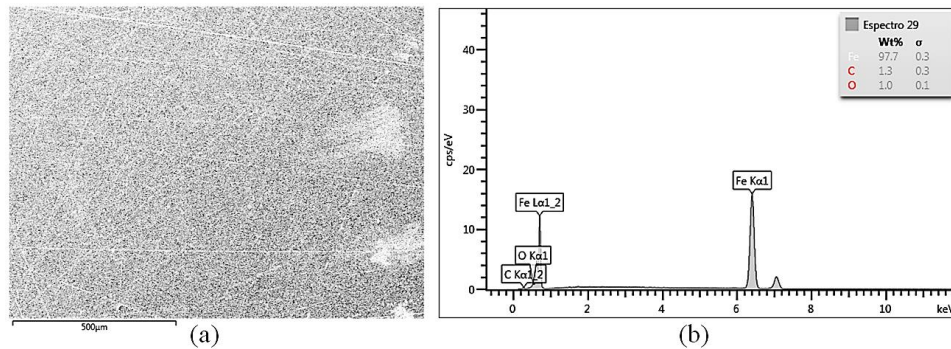


FIGURA 4.11 – Imagens referentes a análise MEV e EDS. (a) imagem da região sem influência da ZTA, aumento de 100x. (b) gráfico da análise por EDS.
FONTE: autor, 2019.

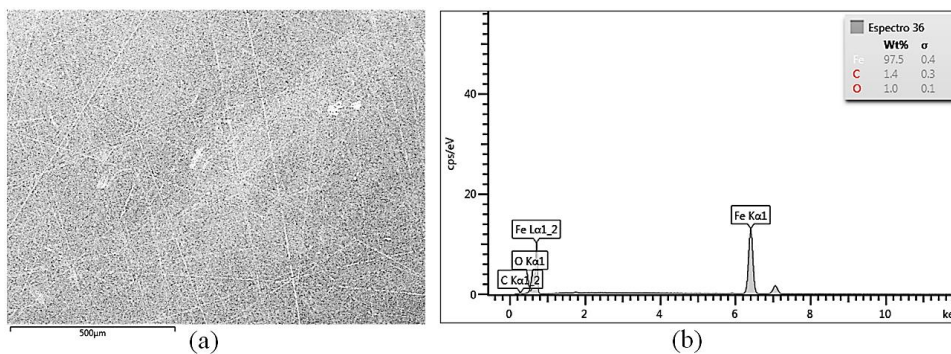


FIGURA 4.12 – Imagens referentes a análise MEV e EDS. (a) imagem da região da junção, aumento de 100x. (b) gráfico da análise por EDS.
FONTE: autor, 2019.

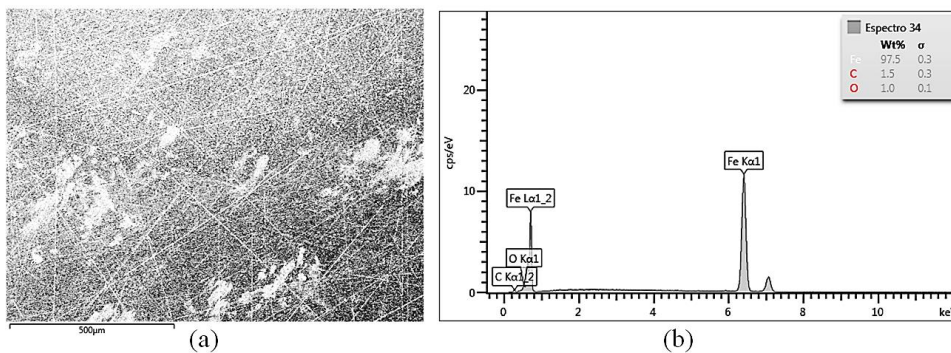


FIGURA 4.13 – Imagens referentes a análise MEV e EDS. (a) imagem da região do pé do filete de solda, aumento de 100x. (b) gráfico da análise por EDS.
FONTE: autor, 2019.

As FIG. 4.11 (a) e FIG. 4.12 (a) mostram a região distante da influência da ZTA e na região com material base e de adição. Na FIG. 4.13 (a), no pé do filete de solda, apresenta aspecto de mudança de tonalidade e mudança de estrutura na superfície da amostra. Pelos gráficos de EDS, FIGs. 4.11 (b), 4.12 (b) e 4.13 (b) respectivamente, foi possível observar a presença dos elementos químicos: ferro, carbono e oxigênio.

4.4 Análise por fadiga

Após análise estática com o intuito de estimar o fator de concentração de tensão geométrico no pé do filete de solda, foram realizados ensaios de fadiga controlados pela deformação. O parâmetro analisado inicialmente foi o comportamento das posições em relação à costura de solda de fabricação do tubo. A aquisição dos valores de deformação uniaxial foi realizada com extensômetro fixado a distância de 2,6 mm do pé do filete de solda da junção, sendo essas deformações cíclicas, ajustadas para deformações *hot spot*. A FIG. 4.14 e FIG. 4.15 apresentam, em aproximadamente, 50 minutos iniciais do ensaio destacando a tendência por endurecimento cíclico da região em análise.

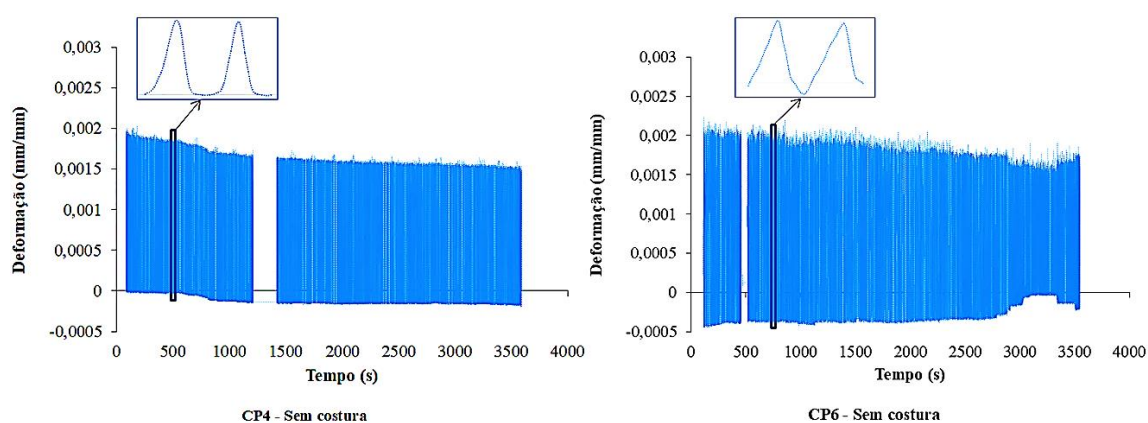


FIGURA 4.14 – Histórico inicial das deformações fora da direção da costura de solda.
FONTE: autor, 2019.

O instante de tempo ausente de valores de deformação nos gráficos foi devido à interferência provavelmente por ruídos, oriundo da proximidade do sistema da máquina de fadiga com o módulo de aquisição de dados revelando necessidade de futuros ajustes na parte de blindagem eletromagnética, minimizando interferências.

Observou-se uma tendência de diminuição dos valores de deformação pelo tempo, resposta transiente, tendendo a endurecimento da região por solicitações cíclicas. Para as amostras com extensômetro fixado fora da direção da costura de solda, como verificado na FIG. 4.14, nota-se maior tempo para atingir os valores constantes de deformação, ou seja, demanda maior tempo de solicitação cíclica para atingir a região constante no gráfico. A FIG. 4.15 apresenta o histórico inicial das amostras com extensômetro fixado na direção da costura de solda.

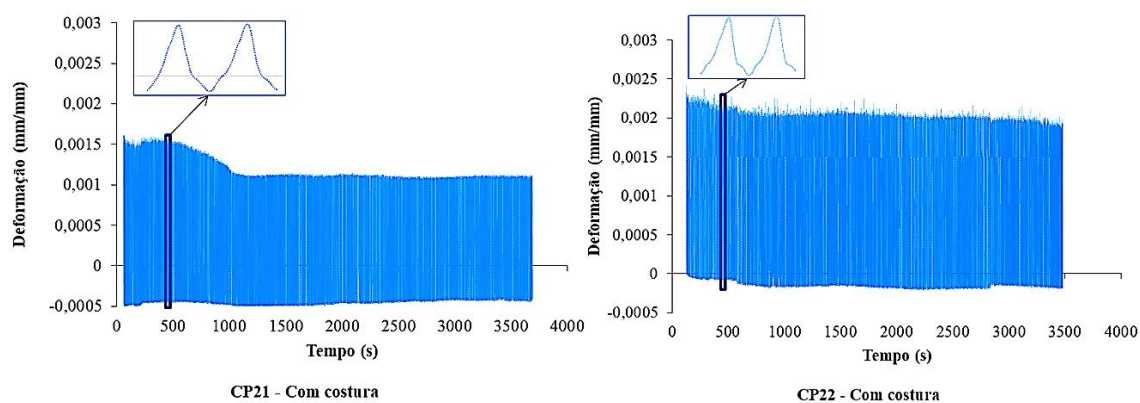


FIGURA 4.15 – Histórico inicial das deformações na direção da costura de solda.
FONTE: autor, 2019.

Pelos gráficos dos ensaios com o extensômetro fixado na direção da linha da costura de solda (FIG. 4.15), é possível verificar um menor tempo para atingir endurecimento cíclico.

O aço das amostras possui limite de escoamento inferior em comparação aos aços estruturais de maior resistência ao escoamento, por exemplo, SAE 1020. O endurecimento foi esperado para o material, de modo que os resultados estão em concordância com os resultados verificados por LOPEZ *et al.* (2012).

Segundo Bannantine (1989), uma aproximação prática em prever se o material sofrerá endurecimento, neste caso atende a razão: $(\text{resistência à tração} / \text{tensão de escoamento}) > 1,4$ e para previsão em porcentagem até o estado constante, ou seja, para aços o número de ciclos para atingir a fase constante de endurecimento, o material utiliza de 20 à 40% da vida por fadiga.

O valor da relação para o ensaio de tração na direção da costura de solda do tubo foi de 1,4 e para fora da direção da costura 1,5. Deste modo, o material apresentou prévia de comportamento convergindo para endurecimento cíclico como observado

durante os ensaios de fadiga com média de 21% do número de ciclo total até a falha utilizada na fase de endurecimento.

4.4.1 Curvas cíclicas e monotônicas

Com base nas propriedades retirada das curvas tensão deformação verdadeira (Anexo D) e utilizando as equações propostas por Lopez *et al.* (2012), foram geradas as curvas monotônicas na fase constante do ensaio por fadiga. As curvas tracejadas é uma aproximação com polonômio de quarto grau. Os resultados são apresentados conforme FIGs. 4.16 e 4.17.

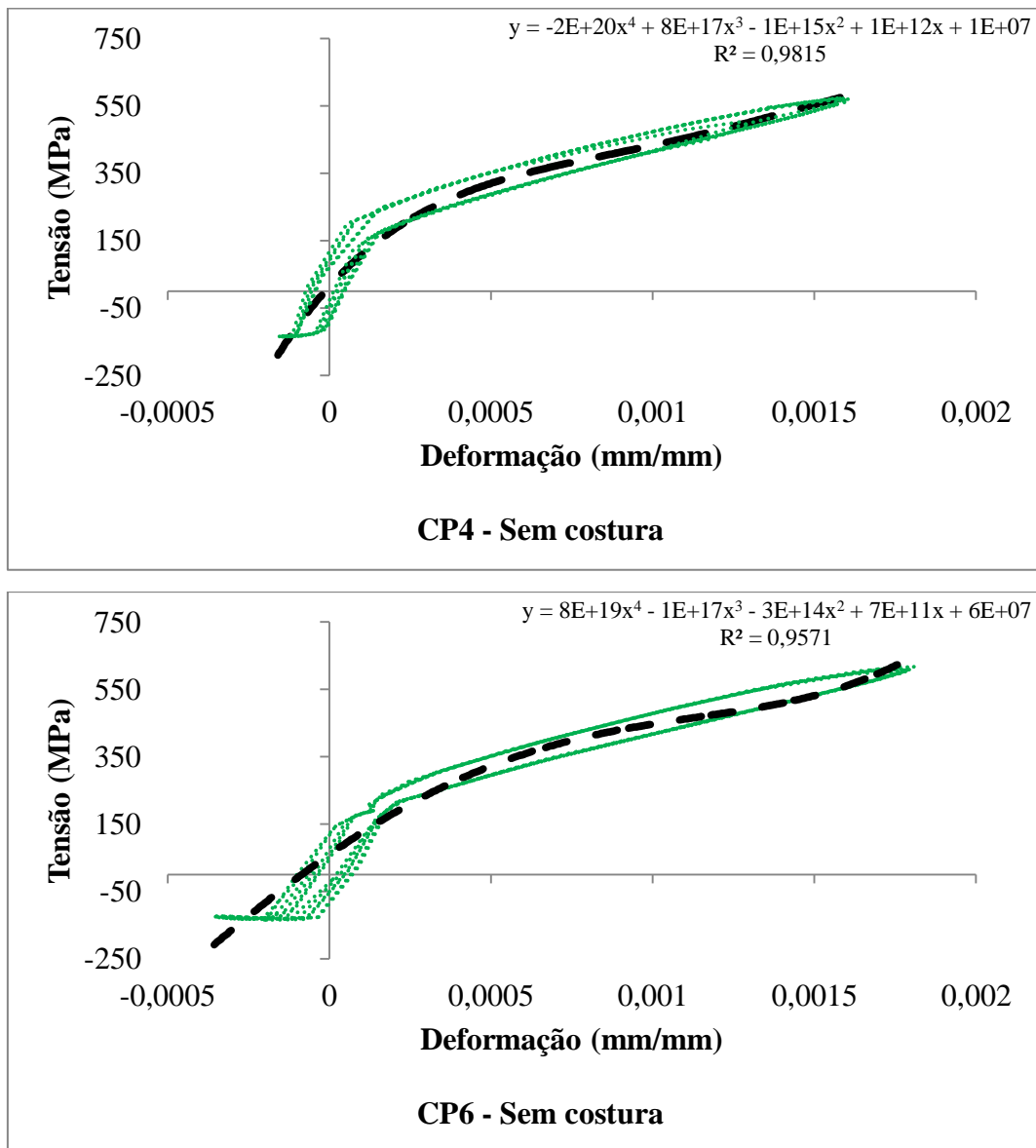


FIGURA 4.16 – Gráficos de tensão deformação cíclicos fora da direção da costura de solda.
FONTE: autor, 2019.

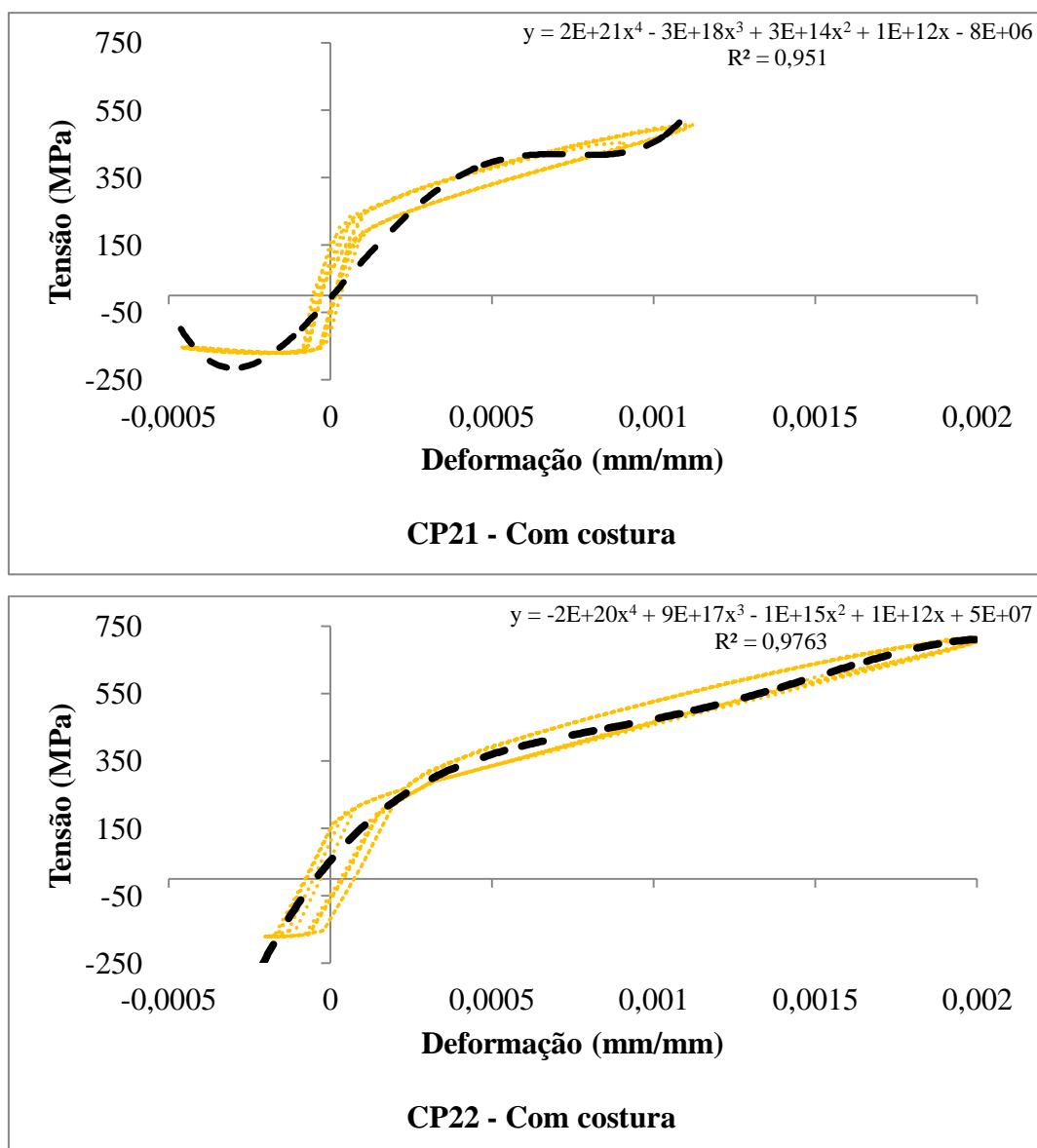


FIGURA 4.17 – Gráficos de tensão deformação cíclicos na direção da costura de solda.
 FONTE: autor, 2019.

O valor médio calculado para os coeficientes de resistência cíclicos dos corpos de prova submetidos a solicitações na direção da costura de solda foi de 930 MPa e para os corpos de prova fora da direção da costura foi de 838 MPa, em que houve um acréscimo, em relação aos coeficientes do ensaio de tração, de 66,7% e 90,9% respectivamente. Os valores dos expoentes cíclicos de encruamento na direção da costura e fora, foram de 0,1735 e 0,1844; aumento de 42,5% e 59,2%. Verifica-se nas curvas sem costura (FIG. 4.16), uma maior porção de deformação plástica e consequentemente, aumento de resistência mecânica por encruamento. Na direção da costura de solda, as curvas apresentaram aspecto de altas tensões provenientes de

menores deformações, entretanto, tais comportamentos podem interferir na vida da junção.

4.4.2 Falhas por fadiga

Após os ensaios por fadiga, foram selecionados 4 corpos de prova com extensômetro fixado fora da direção da costura e 4 corpos de prova com extensômetro fixado na direção da costura. As inspeções das junções após os ensaios foram por meio visual com auxílio de lente de apiação, entretanto, este recurso não substitui técnicas como o líquido penetrante, mas o processo se deu pelo recurso visual. A FIG. 4.18 apresenta os resultados graficamente de número de ciclos por amplitude de deformação para os dois casos.

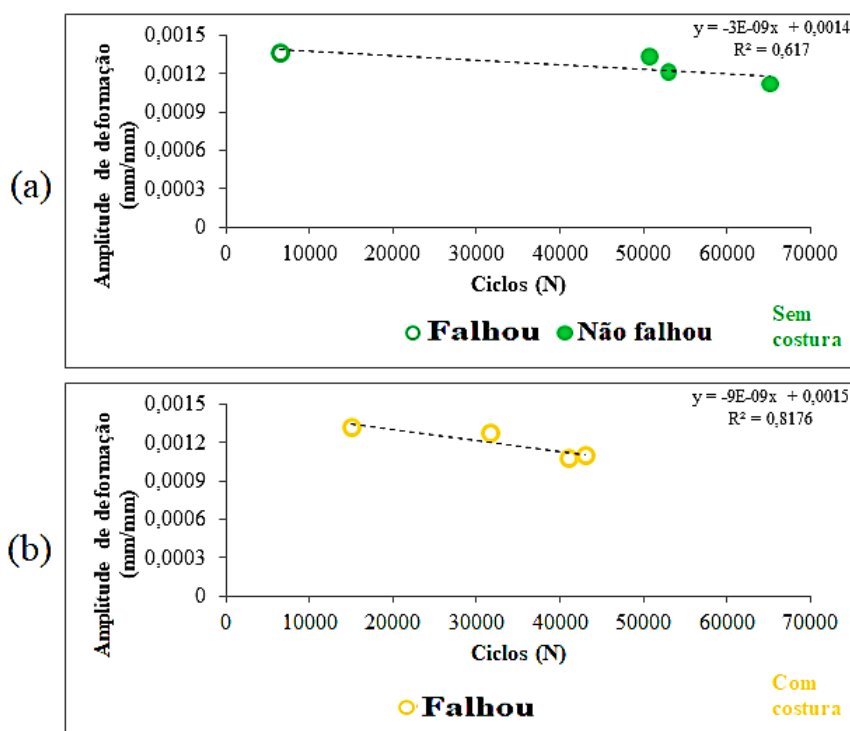


FIGURA 4.18 – Vida por deformação. (a) Sem costura. (b) com costura.
 FONTE: autor, 2019.

Para os 8 corpos de prova, a amplitude de deformação máxima foi de 0,0013693 e a mínima 0,0010819. Os corpos de prova solicitados por flexão pura fora da costura de soldagem (FIG. 4.18 (a)), obtiveram melhores resultados, 3 corpos de prova superaram os 50000 ciclos sem apresentarem trincas visuais. Os corpos de prova solicitados na direção da costura de soldagem (FIG. 4.18 (b)), apresentaram falhas em

número de ciclos inferiores a 45000 ciclos. Uma provável situação imposta pelo menor número de ciclos para atingir o encruamento, limitando provavelmente maiores tensões na região *hot spot*, levando a nucleação precoce de trincas.

Segundo anexo K.2.6 da normativa de projetos de estruturas em aço, ABNT NBR 8800 (2008), afirma que nenhuma verificação de resistência à fadiga é necessária se o número de ciclos de aplicação de solicitações variáveis for menor que 20000 ciclos. Tensões *hot spot* podem apresentar picos em certa situação e instante de tempo, porém os picos de tensão ou deformação podem contribuir para um aumento significativo da porcentagem de acúmulo de danos em uma região crítica, por exemplo, regiões com defeitos por mordedura de solda ou no pé do filete de solda com raios agudos.

As estimativas de vida por amplitude de deformação proposta pela relação de Manson-Coffin foram verificadas, e os resultados apresentados pelas curvas do GRA. 4.3.

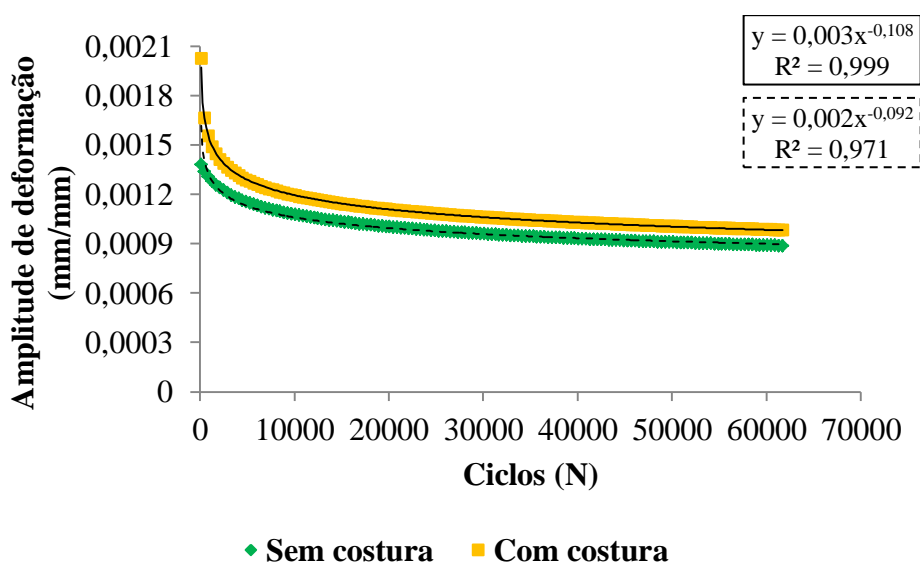


GRÁFICO 4.3 – Resultado pelo método estimativo de vida.
FONTE: autor, 2019.

Os valores das constantes de coeficientes e expoentes cíclicos da EQ. (2.6) ou relação Manson-Coffin, foram determinados com base nos ensaios por fadiga e referências da literatura, conforme TAB. 4.2.

TABELA 4.2
Valores dos coeficientes e expoentes.

Constantes	Sem costura	Com costura
σ'_f	600,6	618,6
ε'_f	0,0017091	0,0017885
$b \cong n' \cdot c$ (Boardman, 1982)	-0,1106	-0,1041
c (Lee, 2005)	-0,6	-0,6

FONTE: autor, 2019.

A estimativa por meio das relações de Manson-Coffin apresentou boa aproximação dos valores dos resultados experimental. Para o primeiro valor da amplitude de deformação no valor correspondente de ciclos, o modelo empírico para o caso sem costura apresentou valor de deformação 18% inferior ao resultado experimental e 13,5% inferior para o caso com costura. As amplitudes de deformações correspondentes para o maior número de ciclo apresentados pelo resultado experimental, o valor da amplitude de deformação no caso sem costura foi de 21,4% inferior e 7,5% inferior para o caso com costura. Neste caso, a relação empírica de Manson-Coffin mostra subestimação da vida da junção em relação aos resultados observados nos ensaios, entretanto, considera-se uma boa aproximação para estimar vida em fadiga neste tipo de junção submetida à flexão pura.

Verificou-se a influência da razão de deformação na falha para 6 corpos de prova e via MEF. Quando comparados os casos sem costura e com costura, notou-se falha em um dos corpos de prova sem costura proporcionada por valores de razão de deformação maiores negativos, provavelmente ocasionando durante a reversão da solicitação, a diminuição do limite de escoamento do material. Para os ensaios com costura, verificou-se tendência de menor vida impondo razões menores, isto é, valores de razões encaminhando para zero, em relação ao modelo numérico observou-se menores vidas na região *hot spot* em valores de razões encaminhando para zero. A FIG. 4.19 apresenta graficamente os resultados.

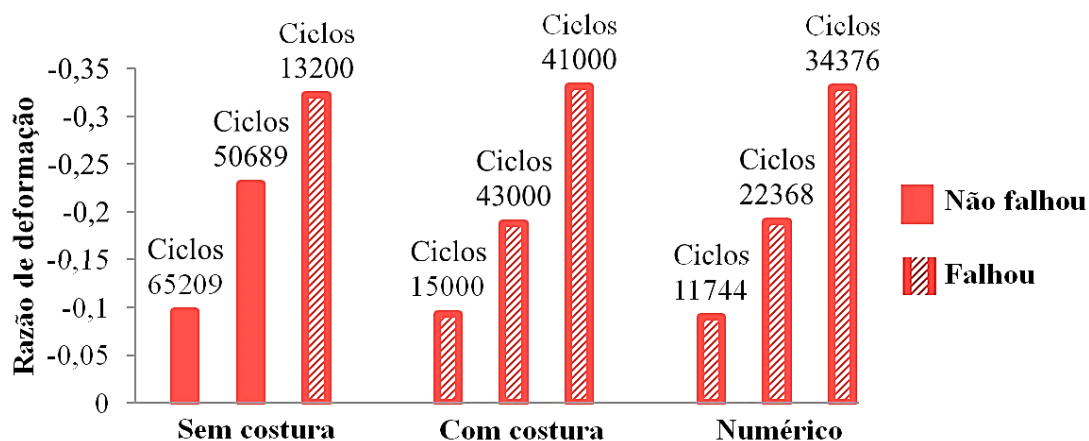


FIGURA 4.19 – Gráfico de razão de deformação na condição de falha.
FONTE: autor, 2019.

Os valores de amplitude de deformação utilizados para cada um dos três casos na análise conforme FIG. 4.19 foram: 0,0012557 (sem costura), 0,0011693 (com costura) e 0,0013901 (numérico). A curva de fadiga de Basquin utilizada para o modelo numérico foi importada dos resultados experimentais de fadiga, com o coeficiente e expoente de resistência à fadiga derivados dos ensaios dos corpos de prova na condição “sem costura”.

4.4.3 Modos de falha

A inspeção local foi orientada a partir dos resultados obtidos na aproximação do modelo numérico. Observou-se durante os ensaios que as regiões concentradoras de tensão *hot spot*, pontos onde existem mordeduras e cantos agudos no pé do filete de solda, apresentaram trincas em estágios iniciais. Quatro diferentes modos de falha foram observados.

- Modo I de falha: entre os 11 corpos de prova testados, cerca de 3 (27,27% do total) falharam ao longo do pé do filete de solda. Pela observação visual durante o ensaio, os primeiros pontos iniciais de trinca foram as regiões *hot spot* e cantos agudos da solda conforme FIG. 4.20 (a).
- Modo II de falha: 1 corpo de prova (9,10%) falhou com trincas propagando ao pé do filete de solda (região *hot spot*) e através do filete aproximadamente na direção diagonal, conforme FIG. 4.20 (b).

- Modo III de falha: 2 corpos de prova (18,18%) falharam com trincas iniciadas em descontinuidade geométrica no pé do filete de solda sendo abaixo da região máxima de tensão próxima à lateral e parcialmente propagado para o metal de solda como mostrado na FIG. 4.20 (c).
- Modo IV de falha: 1 corpo de prova (9,10%) falhou com trinca propagando somente em um lado do pé do filete de solda contornando na parte de engaste da amostra, conforme detalhado na FIG. 4.20 (d).

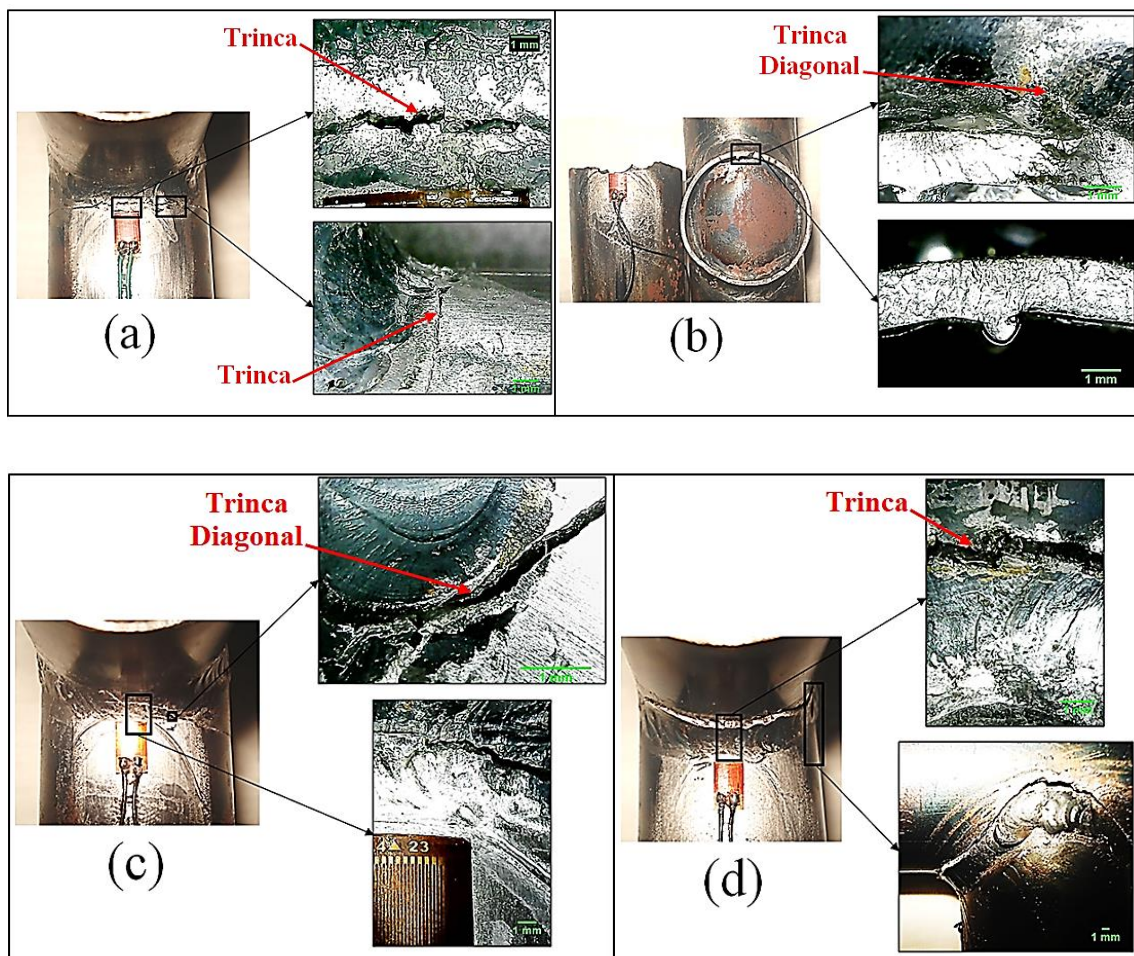


FIGURA 4.20 – Modos de falha. (a) trinca na região *hot spot*. (b) trinca na região *hot spot* e diagonal. (c) trinca inicial região com mordedura de solda. (d) contorno no pé do filete de solda.
FONTE: autor, 2019.

O modo de falha I foi o que teve maior ocorrência, neste modo de falha, uma trinca iniciada próxima à tensão na extremidade do pé da solda no plano de flexão, onde a tensão máxima de tração foi localizada. Como o número de ciclos por fadiga

aumentou, os defeitos microestruturais evoluíram e a trinca propagou-se ao longo da borda da solda em direção à linha neutra de flexão. Este modo de falha foi referido como a falha do lado de tensão circunferencial que também foi observado por Jiao (2013) em juntas tipo “T” entre chapas com tubos e, por exemplo, um caso de falha observado em junção tipo “T” na estrutura de apoio para cadeirantes de um coletivo urbano, conforme detalhando pela FIG. 4.21.

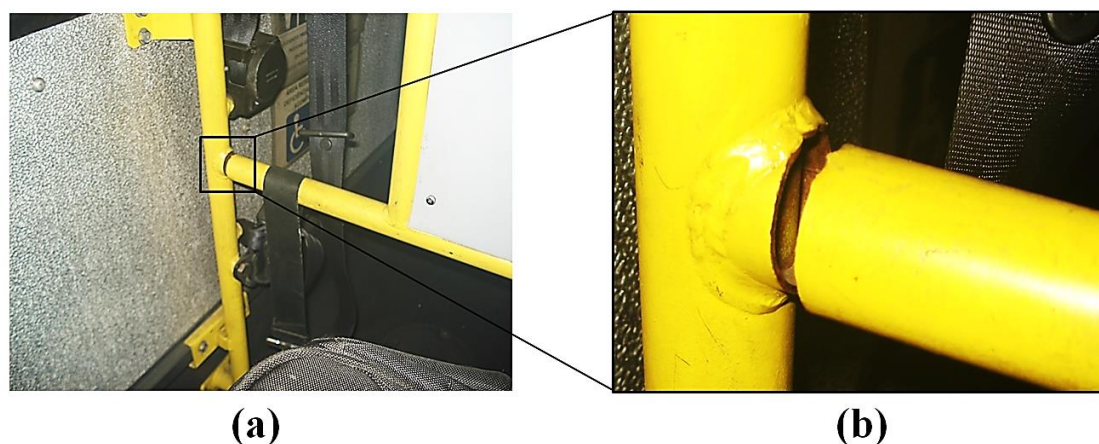


FIGURA 4.21 – Exemplo de falha em estrutura de apoio para cadeirantes em coletivo urbano de Belo Horizonte – Minas Gerais – Brasil. (a) imagem geral. (b) detalhe da região fraturada.
 FONTE: autor, 2018.

Regiões com elevadas tensões principais em relação à tensão nominal são evidenciados por descontinuidade geométrica em cantos agudos ou defeitos no pé do filete de solda, contribuindo para nucleação de trinca conforme apresentado na FIG. 4.22.

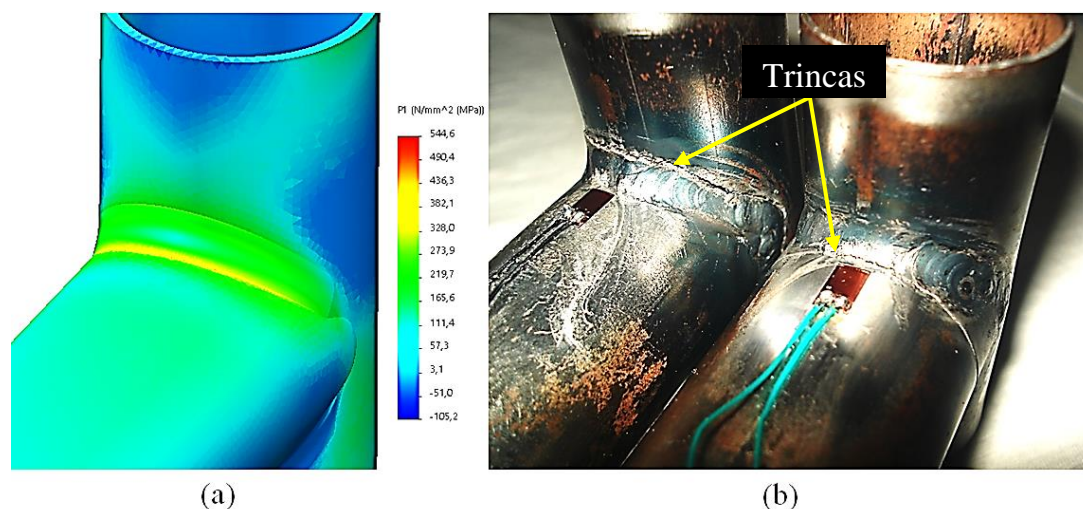


FIGURA 4.22 – Regiões de falha. (a) modelo numérico com tensões principais. (b) corpos de prova fraturados após o ensaio por fadiga mecânica.
 FONTE: autor, 2019.

4.5 Estimativa de vida à fadiga pelo método da MFLE

Foi inserido um defeito inicial de 0,05 mm no pé do filete de solda simulando uma condição inicial de nucleação de trinca. Inseriu um carregamento com valor de tensão principal de 268,7 MPa na extremidade do modelo semi-elíptico, conforme FIG. 4.23. O defeito, ou seja, a trinca tende a se propagar de forma discreta, no regime elástico, em diagonal na linha de contorno do pé filete de solda e o valor do fator de intensidade de tensão calculado mediante EQ. (2.8) foi de 21,13 MPa.m^{1/2} com razão de carregamento de -0,45 e comprimento crítico de 1,92 mm.

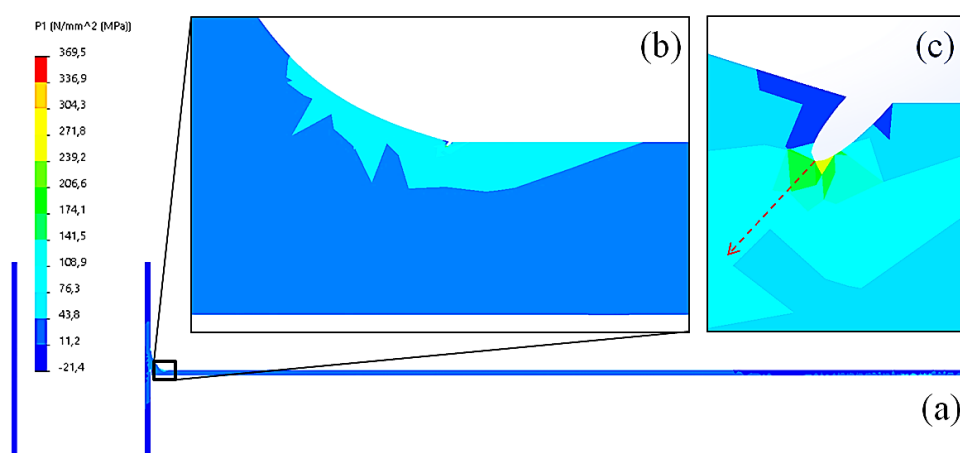


FIGURA 4.23 – Modelo numérico com um defeito. (a) seção transversal da junta. (b) região do pé da solda. (c) detalhe da direção de propagação.
FONTE: autor, 2018.

A equação de Paris (EQ. (2.12)) foi utilizada com as constantes $C = 5,61 \times 10^{-12} \left[(m/ciclos)/(MPa\sqrt{\pi})^m \right]$ e $m = 3,25$ sugeridas por Barsom e Rolfe (1999). O comprimento de trinca máximo de 1,87 mm foi estimado em 16500 ciclos. O GRA. 4.4 apresenta o resultado da taxa de propagação de trinca para esta condição.

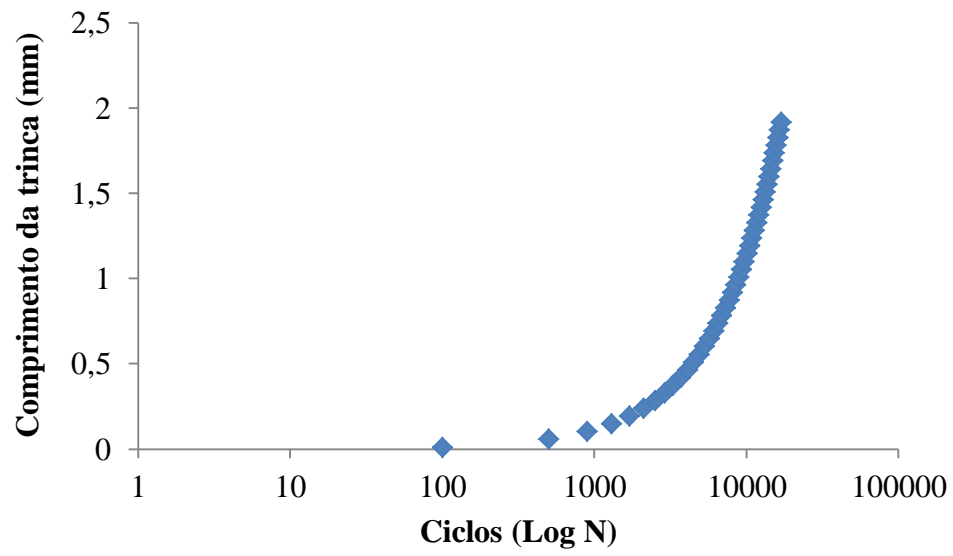


GRÁFICO 4.4 – Taxa de crescimento da trinca.
FONTE: autor, 2018.

5 CONCLUSÕES

O presente capítulo relata as conclusões retiradas deste trabalho de pesquisa, que teve como objetivo realizar análises de deformações e tensões por meio do método por elementos finitos e a técnica por extensometria em junção do tipo “T” pelo processo de soldagem. A partir dos resultados obtidos pode-se concluir que:

Sistema de aquisição

- Foi realizado um trabalho de pesquisa e construção de um aquisitor de dados para utilização em medições de deformações por extensômetro uniaxial. O microcontrolador e plataforma *Arduino* demonstrou boa versatilidade em projetos para medições de grandezas físicas. Os sinais coletados pelo amplificador e conversor de sinal HX711 obtiveram melhoria com a utilização da técnica de amostragem por média móvel e blindagem mecânica minimizando leituras falsas influenciadas por ruídos eletromagnéticos. A validação com o modelo numérico apresentou boa aproximação dos valores de medição do aquisitor.

Modelo numérico

- A técnica de Canny de identificação de bordas foi utilizada na elaboração de um perfil de seção transversal próximo do perfil real do filete de solda, entretanto, representar geometricamente a superfície do filete de solda demanda maiores estudos de topografia. O modelo de perfil gerado contribuiu para análises de tensões e deformações utilizando elementos de malha tipo sólidas, porém o tempo de processamento é maior. A modelagem sólida de filetes e cordões de solda contribui para aproximação com os resultados de esforços em relação aos elementos estruturais reais.
- O tubo utilizado neste trabalho possui espessura de parede relativamente pequena, observou-se que a variação de tensão e deformação ao longo da parede do tubo foi mínima em relação ao filete de solda. Nota-se que o refinamento de

malha varia em cada região de concentração de tensão, diante disso a definição do local de interesse é importante.

Validação do modelo

- O teste de validação com carregamento por meio de incremento de massas obteve melhor resultado, porém após aumento de cargas os valores experimentais se dispersão dos valores numéricos. Há limitações quanto ao recurso computacional utilizado, a curva utilizada para simular o material foi aproximação em relação à curva real. Tensões residuais oriundas do processo de soldagem não foram incluídas na análise numérica.

Análise de tensões e deformações

- A região *hot spot* foi melhor estimada utilizando 5 extensômetros e baixo carregamento e na aproximação por extrapolação, a quadrática obteve resultado convergindo para os resultados numéricos e experimentais. A justificativa da utilização do fator de concentração de deformação e tensão, encontrados nos testes estáticos, nas análises por fadiga se deu pela consideração do raio no pé do filete de solda ser pequeno, os cálculos para determinação do fator de concentração a fadiga apontaram para valores semelhantes à 1,93. O valor do fator de concentração de tensão foi maior em medições realizadas fora da direção da costura de solda do tubo embora o valor de dureza nessa região seja menor.

Fadiga

- Notou-se pelo histórico de deformação por tempo que os corpos de prova analisados na direção da costura de solda obtiveram menor tempo para atingir o estágio constante de endurecimento cíclico e pelo ensaio de tração a resistência nessa direção foi maior, porém as falhas por fadiga foram maiores em relação as análises fora da direção da costura de solda. Micro defeitos na região de solda pode contribuir para o caso de maior falha na direção da costura logo que junção é um ponto vulnerável em um elemento estrutural submetido à fadiga.

6 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

O trabalho mostra resultados de análises com certo limite na investigação de tensões e deformações à fadiga em junção por soldagem. Para encaminhar adiante nesta linha de pesquisa em análises em juntas tubulares, a proposta poderá ser avaliada como:

- analisar as concentrações de tensões e deformações da junção em uma estrutura completa, por exemplo a estrutura tubular de um pórtico durante o içamento de cargas com o intuito de estimar a vida remanescente do equipamento submetido a possíveis trincas.
- investigar a influência da espessura da parede do tubo submetido a fadiga na determinação da resistência.
- realizar pesquisas de técnicas mais eficientes na modelagem do filete ou cordão de solda na análise numérica na utilização de elementos de malha sólida em relação à malha por elementos em casca.
- investigar a influência da razão de tensão e frequência de carregamento na vida por fadiga em tubos de parede fina menor que 2 mm.
- medir as tensões residuais na região *hot spot* e investigar a influência na vida da junção.
- realizar o estudo de acúmulo de danos por solicitações à flexão em junção de tubos variando a espessura e o diâmetro do tubo.

7 ABSTRACT

The search for a structural model involves the study of the verification of tensions and deformations resulting from the mechanical application process. The structural part of an equipment absorbs static and dynamic stresses, mostly due to fatigue which is one of the main causes of collapse in a structure. The reduction of material to minimize costs and the proper weight of the equipment results in the use of structural profiles with smaller thicknesses, this new configuration demands investigations of the resistance of the slimmer profiles and fatigue analysis in the joints by welding, which are the regions of greater vulnerability to failures. Technical regulations in the area of steel structures may not cover all tubular profiles in relation to the design of the structure in the thin-walled tubular configuration smaller than 4 mm. The objective of this work was to analyze the tensions and deformations in "T" type joints by welding tubular profiles with seam and thin wall thickness submitted to fatigue. The point of greatest stress was identified and static tests were performed to determine the strain and stress concentration factors at the foot of the weld joint. A 3D model was generated and performed stress and strain analysis using the finite element method and the results compared with the strain gauging technique. The results show that the numerical model presented good approximation with the results of deformation of the extensometers. In the region of the foot of the weld, the maximum tensions presented values close to twice the nominal tension, determining that region as significant to increase of damages, and consequently, a greater chance to collapse. The modeling of the solder fillet and mesh with solid elements were of great importance for the analysis of stresses and determination of the hot spot stress at the junction. In the faults part, four modes of fatigue collapse were observed. Most of the cracks started at the foot of the weld fillet, close to the hot spot tension region and spreading around the contour of the weld, always toward sharp corners and bites at the ends of the weld. The analysis shows that in the static loading the point in the direction of the seam of the tube presents greater resistance, however, in dynamic loading the resistance the fatigue is smaller.

Key words: *Structure; Crane; Numeric; Fatigue; Strain; Crack.*

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. A Guide for Fatigue Testing and the Statistical Analysis of Fatigue Data. STP 91A, ASTM, 1963.
2. AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS (ASTM). A36 Standard Specification for Carbon Structural Steel. Pensilvania, EUA, 2000.
3. AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS. Standard Practices for Cycle Counting in Fatigue Analysis. Section 3, vol. 03.01. ASTM E 1049:85, 1985.
4. AMERICAN WELDING SOCIETY (AWS) D1. 1/D1. 1M, structural welding code-steel. ASTM Standard; 2010.
5. ANDERSON, T. L. Fracture mechanics: fundamentals and applications. 3rd ed. Boca Raton, FL: Taylor & Francis, 2005.
6. ANDRESEN, P. GENERAL ELECTRIC. Fatigue and Fracture Control of Weldments. Fatigue and Fracture. Metals Handbook collection, v. 19, 1996.
7. ANSI/AISC 360-05. Specification for Structural Steel Buildings, p. 16-1–400, American Institute of Steel Construction, March 9, 2005.
8. ARZOLA, NELSON; ARAQUE, OSCAR.: Previsão da vida de fadiga para junção de solda com seção transversal reta e convexa e análise da influência da excentricidade na falha por fadiga. Dyna rev.fac.nac.minas , Medellín, v. 80, n. 182, p. 95-104, dezembro de 2013.
9. ASM INTERNATIONAL HANDBOOK. Fatigue and fracture / prepared under the direction of the ASM International Handbook Committee. Includes bibliographical references and index. Volume 19 of ASM Handbook. 1996.

10. ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS NBR 8400. Cálculo de equipamentos para levantamento e movimentação de cargas. Rio de Janeiro, 1984.
11. ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR 8800. Projeto de estruturas de aço e de estruturas mistas de aço e concreto de edifícios. Rio de Janeiro, 2008.
12. ASTM E8/EM8-15. Standard Test Method for Tension Testing of Metallic Materials. Edição atual aprovada em 1º de maio de 2015. Publicado em junho de 2015. Originalmente aprovado em 1924. 2015.
13. BANNANTINE, J.A.; COMER, J.J.; HANDROCK J.L. Fundamentals of Metal Fatigue Analysis. New Jersey: Prentice Hall. 1989.
14. BARSOM, JOHN M., ROLFE, STANLEY T. Fracture and Fatigue Control in Structures: applications of fracture mechanics. 3ª ed. pp. 238, 269, Prentice-Hall, Upper Saddle Brook. N.J. 1999.
15. BARSON, J.M.; ROLFE, S.T. Fracture and Fatigue Control in Structures: Applications of Fracture Mechanics, 3rd ed. Philadelphia, ASTM, 1999.
16. BOARDMAN, B. ASM Handbook, Volume 1: Properties and Selection: Irons, Steels, and High-Performance Alloys. ASM Handbook Committee. v. 1. p. 673–688. 1990.
17. BORGES, LUÍS ANTÓNIO COSTA., Size Effects in the Fatigue Behaviour of Tubular Bridge Joints. Tese. Faculte environnement naturel, architectural et construit laboratoire de la construction métallique programme doctoral en structures. École polytechnique fédérale de lausanne. Suíça. 2008.
18. BRITISH STANDARD INSTITUTE. BSI. Fatigue Design and Assessment of Steel Structures, 1993.

19. CALLISTER, WILLIAM D., SOARES, S. S., MIRANDA, P. Ciência e engenharia de materiais: uma introdução. Rio de Janeiro: LTC - Livros Técnicos e Científicos, 2002.
20. CANNY, 1986. A computational approach to edge detection. IEEE Transactions on Pattern Analysis and Machine Intelligence, USA, v. 8, n. 6, p.679-689, Nov. 1986.
21. CAO, Y.; MENG, Z.; ZHANG, S.; & TIAN, H. FEM study on the stress concentration factors of K-joints with welding residual stress. Applied Ocean Research, Volume 43. Pages 195-205. ISSN 0141-1187. <https://doi.org/10.1016/j.apor.2013.09.006>. 2013.
22. CBCA. Construção em aço – Aços estruturais. Disponível em: <http://www.cbca-acobrasil.org.br/site/construcao-em-aco-acos-estruturais.php>. Acesso em: 9 de março de 2018.
23. CERIT, M., HOSGOR, K., & AYHAN, A. O. Fracture mechanics-based design and reliability assessment of fillet welded cylindrical joints under tension and torsion loading. Engineering Fracture Mechanics, 116, 69–79. doi: 10.1016/j.engfracmech.2013.11.019. 2014.
24. CIDECT - Design guide for circular and rectangular hollow section welded joints under fatigue loading. Comité International pour le Développement et l'Etude de la Construction Tubulaire. X. L. Zhao Köln: TÜV-Verlag. Construction with hollow steel sections. ISBN 3-8249-0565-5 ISBN 3-8249-0565-5. Germany. 2001.
25. COURTNEY, THOMAS H. Mechanical behavior of materials. New York: McGraw-Hill, c1990. xviii, 710p. McGraw-Hill Series in Materials Science and Engineering. 1990.
26. DIETER, GEORGE, E. Metalurgia Mecânica. Ed. Guanabara Dois. Segunda Edição. Carnegie Mellon University, 1981.

27. DIKSHANT SINGH SAINI, DEBASIS KARMAKAR, SAMIT RAY-CHAUDHURI. A review of stress concentration factors in tubular and non-tubular joints for design of offshore installations. *Journal of Ocean Engineering and Science*. Volume 1, Issue 3, Pages 186-202. ISSN 2468-0133,. <https://doi.org/10.1016/j.joes.2016.06.006>. 2016.
28. DOYLE, J.; F. Modern Experimental Stress Analysis: completing the solution of partially specified problems, Wiley & Sons, UK, 2004.
29. E, P, SWIERSTRA. Fatigue assessment in finite element analysis. A post-processor to FEA output for hot spot stress calculation. Universidade Tecnológica de Delft. Departamento de Engenharia Estrutural. Holanda. 2017.
30. ELECROW. Disponível em: <<<https://www.elecrow.com/download/Coding%20System%20of%20Strain%20Gaug-AGS-TECH%20.html>>>. Acesso em 3/out/2016.
31. FELIPPA, C.; A. Introduction to Finite Element Methods. Departament of Aerospace Engineering Sciences and Center for Aerospace Structures. University of Colorado, Colorado, USA, 2001.
32. FONSECA, WALTER MOTA DA; JUNIOR, JADIR GOMES SOARES; PEREIRA, RODRIGO CAMARGO. Projeto e Construção Estrutural de um Pórtico Rolante do Tipo Manual. 130 f., enc. Trabalho de Graduação – Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais. 2015.
33. FOUATHIA, A., MEKROUD, A., BENMEDDOUR, A., BELLAGH, K. Calculation of the factor of stress concentration in the junction's welded tube subjected to combined loadings. *International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering*. V. 2. p. 408-414. Ijetae, 2012.
34. FRATER, G.S.: Performance of welded rectangular hollow structural section trusses, PhD thesis, University of Toronto, Canada, 1991.

35. FREDDI, A., OLMI G., CRISTOFOLINI L. Experimental Stress Analysis for Materials and Structures: Stress Analysis Models for Developing Design Methodologies. Springer Series in Solid and Structural Mechanics. Volume 4, 509 pg. Bologna, Italy, 2015.
36. GERKEN, F. S., Perfis Tubulares: Aspectos arquitetônicos e estruturais. Dissertação de Mestrado. Universidade Federal de Ouro Preto, Minas Gerais. 2003.
37. GHOSH, A., K. Springer Handbook of Experimental Solid Mechanics. Mechanical Engineering and Civil Engineering. New Mexico Tech. USA, 2008.
38. HAN, Q., GUO, Q., YIN, YUE., XING, Y. Fatigue performance of butt welds between cast steel joint and steel tubular members. Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures, ed.40, p. 642–651. 2016.
39. HELLIER, A., CONNOLLY, M., DOVER, W. (1990). Fatores de concentração de estresse para as articulações tubulares Y e T. Revista Internacional de Fadiga, ed. 12. v. 1. p. 13–23. 1990.
40. HOBACHER A. Recommendations for Fatigue Design of Welded Joints and Components. International Institute of Welding, doc. XIII-2151r4-07/XV-1254r4-07. Paris, France, October 2008.
41. HOBACHER A. Stress intensity factors of welded joints. Engineering Fracture Mechanics, vol 46, n° 2, pp. 173-182, and Vol 49 (1994), n° 2, p. 323. 1993.
42. HOFFMANN, K.; An Introduction to Measurement Using Strain Gages. HBM Test and Measurement. 1989.
43. HORIOKA, JE E ALENCASTRE, J., Estudo dos esforços em juntas soldadas pelo método dos elementos finitos, CIMNE, Barcelona, 2002.

44. J. M. BARSOM, J. M. Fatigue-Crack Propagation in Steels of Various Yield Strengths. Trans. ASME, J. Eng. Ind., Series B(4): p. 1190, 1971.
45. J.B. CONWAY AND L.H. SJODAHL, Analysis and Representation of Fatigue Data. ASM International, 1991.
46. JAYASING, K.; JADHAV, S. V. A Theoretical and Experimental Analysis of Fillet Weld. International Journal of Science Technology & Engineering. Volume 3, ISSN (online): 2349-784X. Outubro, 2016.
47. JIAO H.; MASHIRI F.; ZHAO X. Fatigue behavior of very high strength (VHS) circular steel tube to plate T-joints under in-plane bending. Thin-Walled Structures 106-112. SciVerse ScienceDirect. 2013.
48. JUTLA, T. Fatigue and Fracture Control of Weldments. Fatigue and Fracture. Metals Handbook collection, v. 19, 1996.
49. LAGES, MATHEUS DA SILVA. Desenvolvimento de uma máquina para ensaio de fadiga por flexão. 127 f., enc. Dissertação (mestrado) – Universidade Federal de Minas Gerais, Escola de Engenharia. Disponível em: <http://hdl.handle.net/1843/BUBD-ARRM5D>, 2017.
50. LAGES, MATHEUS DA SILVA; ABRÃO, Alexandre Mendes. Desenvolvimento de uma máquina para ensaio de fadiga por flexão. 127 f., enc. Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Minas Gerais, Escola de Engenharia. 2017.
51. LEE, J.-M., SEO, J.-K., KIM, M.-H., SHIN, S.-B., HAN, M.-S., PARK, J.-S., & MAHENDRAN, M.. Comparison of hot spot stress evaluation methods for welded structures. International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering. Volume 2, Issue 4. Pages 200-210. ISSN 2092-6782. <https://doi.org/10.2478/IJNAOE-2013-0037>. 2010.

52. LEE, Y.; PAN, J.; HATHAWAY R.; BARKEY, M. Fatigue Testing and Analysis: teory and practic. Oxford: Elsevier Butterworth-Heinemann. 2005.
53. LOPEZ, Z. E FATEMI, A. Um método de prever a curva cíclica tensão-deformação das propriedades de tração para aços. *Ciência e Engenharia de Materiais*. 556, p. 540-550. 2012.
54. MADDOX S.J. AND ANDREWS R.M. Stress intensity factors for weld toe cracks, in 'Localized Damage Computer Aided Assessment and Control'. Aliabadi M.H., Brebbia C.A. and Cartwright D.J. (Editors). Computational Mechanics Publications, Southamton, ISBN 1 853 12 070 7, co-published with Springer-Verlag, Heidelberg, ISBN 3 540 527 17 6, 1990.
55. MANSUR, T. R.; FILHO, N. DO N. A.; GOMES, P. DE T. V.; RABELLO E. G.; SILVA, L. L. DA; SCORALICK, G. A.; SANTOS, MARIANA, C. DE V.; BRACARENSE, A. Q.. Estudo das tensões residuais em juntas soldadas de materiais dissimilares e determinação dos limites de resistência à fadiga dos metais de base. *Soldag. insp. (Impr.)* vol.16 nº.3 São Paulo, July/Sept., <http://dx.doi.org/10.1590/S0104-92242011000300009>, 2011.
56. MANUAL ON STATISTICAL PLANNING AND ANALYSIS. STP 588, ASTM, 1975.
57. MASHIRI, FR, ZHAO, X.-L., & GRUNDY, P. Fatores de concentração de tensão e comportamento à fadiga de juntas soldadas CHS-SHS de paredes finas soldadas sob curvatura no plano. *Engineering Structures*, 26 (13), 1861-1875. 2004.
58. MENDANHA, F. O. Análise de ligações de perfis tubulares em aço do tipo K e KT. Dissertação. Universidade Federal de Ouro Preto. Ouro Preto, 2006.
59. MENDES, F. C. Análise teórica-experimental de ligações tipo "T", "K" com perfis metálicos tubulares. Dissertação. Universidade Federal de Ouro Preto. Ouro Preto, 2008.

60. METALS HANDBOOK. Failure Analysis and Prevention - Vol. 10. American Society for Metals, 8^a ed., Metals Park, Ohio, 1975.
61. MOHAMED, H. S., GAO, F., & ZHU, H. P. The influence of crack propagation angle on the stress intensity factors (SIFs) of cracked tubular T-joints. *International Journal of Steel Structures*, 18(2), 391–401. 2018.
62. NARASIMHA, J.; REDDY. An Introduction to the Finite Element Method. 3rd Edition. McGraw-Hill Education (ISE Editions). Texas A&M University US, Texas, USA, 2005.
63. NI., National Instruments Corporation - Medições de deformação com Strain Gages. Acessado em 09 de maio de 2018. Publicado em 07 de agosto de 2017. <http://www.ni.com/white-paper/3642/pt/>. 2017.
64. NIEMI, E., FRICKE, W., MADDOX, STEPHEN J. Structural Hot-Spot Stress Approach to Fatigue Analysis of Welded Components. IIW International Institute of Welding. France, 2018.
65. NORTON, ROBERT L. Projeto de máquinas: uma abordagem integrada. Porto Alegre: Bookman, 931 p., 2004.
66. NYKÄNEN, T., MARQUIS, G., BJÖRK, T. Effect of weld geometry on the fatigue strength of fillet welded cruciform joints. Laboratório de fadiga e tensões. Lappeenranta University of Technology. Finlândia. p. 13-23. 2007.
67. P, J, HAAGENSEN. Fatigue of tubular joints and fatigue improvement methods. Norwegian University of Science and Technology. Progress in Structural Engineering and Materials. Vol I. Trondheim. Norway. 1997.
68. PANG H.L.J. A review of stress intensity factors for semi-elliptical surface crack in a plate and fillet welded joint. The Welding Institute, Abington, Cambridge UK, TWI Report 426/1990 IIW doc. XIII-1433-91. 1990.

69. PILKEY, WALTER D. Formulas for Stress, Strain, and Structural Matrices. 2nd ed. Includes index. ISBN 0-471-03221-2 (cloth) 1. Strains and stresses—Tables. 2. Structural analysis (Engineering) – Tables. 3. Structural analysis (Engineering Computer programs). I. Title. EUA, 2005.
70. PILKEY, WALTER D; PETERSON, RUDOLPH EARL. Peterson's stress concentration factors. 2nd ed. New York, 508 p., EUA: Wiley, 1997.
71. PINTO, D., P.; LIMA II, Eduardo José. Modelagem da forma geométrica de cordões de solda utilizando ajuste de curvas para simulação computacional. 2011. 102 f., enc.: Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Minas Gerais, Departamento de Engenharia Mecânica. Brasil, 2011.
72. RAMESH, K;. Digital Photoelasticity: Advanced Techniques and Applications. Springer-Verlag Berlin Heidelberg. Indian Institute of Technology. Department of Mechanical Engineering, Kanpur, India, 2000.
73. ROLANDO, D. A. R.. Estudo do comportamento em fadiga de um tubo de aço API 5CT soldado por resistência elétrica. Trabalho de Graduação. Universidade Estadual Paulista. Faculdade de Engenharia Mecânica de Guaratinguetá, 2013.
74. SAE J1099. The Engineering Society for Advancing Mobility Land Sea Air and Space. Technical Report on Low Cycle Fatigue Properties Ferrous and Non-Ferrous Materials. 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA 15096-0001. Revisado em agosto de 2002.
75. SAE. SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS. Relatório técnico sobre propriedades de fadiga de baixo ciclo de materiais ferrosos e não ferrosos. J1099. Ed. SAE International. 29 p. Pensilvânia, EUA, 2002.
76. SAP'YANOV, V. YU. Selecting Optimal Configurations of the Metal Structures in Heavy - Duty Gantry Crane, published in Vestnik Mashinostroeniya. ISSN

- 1068798X, Russian Engineering Research. Vol. 28, N^o. 4, pp. 287–291. © Allerton Press, Inc., 2008.
77. SCHIJVE, J. Fatigue of Structures and Materials. Ed. Kluwer Academic Publishers. p. 103. EUA. 2001.
78. SHARPE, W.; N.; JR. Springer Handbook of Experimental Solid Mechanics. Edição número 1, Springer Science & Business Media, 2008.
79. SHIGLEY, J. E.; MISCHKE, C. R.; BUDYNAS, R. G. Projeto de engenharia mecânica. Tradução João Batista de Aguiar, José Manoel de Aguiar. - 7. ed. - Porto Alegre : Bookman, 2005.
80. SILVEIRA, J., A., MEZZOMO, G., P., GOEDEL, F. Avaliação dos métodos da tensão estrutural e curva mestre para determinação da vida em fadiga de junta soldada. Rev. Int. Métodos Numéricos. p 11. doi.org/10.1016/j.rimni.2016.09.002. Catalunha. p. 11. 2016.
81. SURESH, S. Fatigue of Materials. 2 ed. Cambridge University Press. New York, 1998.
82. TADA, H., PARIS, PAUL C., IRWIN, GEORGE R. Stress Analysis of Crack Handbook. 3^a edition. American Society of Mechanical Engineers. New York, 2000.
83. TAIER, ROBERTO. Análise da fadiga em juntas tubulares de plataformas offshore fixas através de modelos em elementos finitos. Dissertação. Escola de Minas. Universidade Federal de Ouro Preto. Ouro Preto. 2002.
84. THEORY AND PRACTICE. Oxford: Elsevier Butterworth-Heinemann. 2005.
85. VAN DELFT, D.R.V., NOORDHOEK, C. AND DA RE, M.L.: The results of the European fatigue tests on welded tubular joints compared with SCF formulas and

- design lines, *Steel in Marine Structures*, Elsevier Applied Science Publishers, Ltd., Delft, The Netherlands, p. 565–577. 1987.
86. WEI LU, MÄKELÄINEN P. *Advanced Steel Structures*. Laboratory of Steel Structures. Universidade Tecnológica de Helsinque, Finlândia, 2003.
87. WEI, X., WEN, Z., XIAO, L. E WU, C. Revisão de abordagens de avaliação de fadiga para juntas tubulares em treliças de CFST. *Revista Internacional de Fadiga*, 113, 43-53. doi: 10.1016 / j.ijfatigue.2018.04.007. 2018.
88. WILLIAM H. MUNSE, KARL A. STAMBAUGH, PAUL R. VAN MATER. Fatigue performance under multiaxial loading in marine structures. SHIP STRUCTURE COMMITTEE. SSC. Secretary, Ship Structure Commftee U.S. Coast Guard (G-MTh) 2100 Second Street SW. EUA, Washington, D.C. 20593-0001. 1990.
89. YAMASAKI, T.; KAWAI Y.; MAEDA, Y. Fatigue Life of Welded and Bolted Repair Parts. *Journal of structural engineering*. 1984.
90. ZHAO X-L, HERION S, PACKER JA, PUTHLI RS, SEDLACEK G, WARDENIER J, WEYNAND K, VAN WINGERDE AM, YEOMANS NF. Design guide for circular and rectangular hollow section welded joints under fatigue loading. In: Rheinland VT, editor. Germany: Koln; 2000.
91. ZHAO, X. L. AND PACKER, J. A. Recommended fatigue design procedure for welded hollow section joints. IIW doc. XIII-1772-99 / XV-1021-99. Abington Publ., Abington Cambridge UK, 2000.

ANEXO A

A1 – Aquisitor “WD”

As medições foram coletadas utilizando o laboratório de física I da PUC-Minas campus Contagem por meio de um multímetro da marca AGILENT U1253B, uma bancada para aquisição dos sinais numéricos via extensômetro de resistência elétrica e massas conhecidas em gramas. A montagem dos equipamentos utilizados e detalhe da bancada de interface computador – extensômetro, respectivamente, conforme detalhado nas FIGs. A1 e A2.

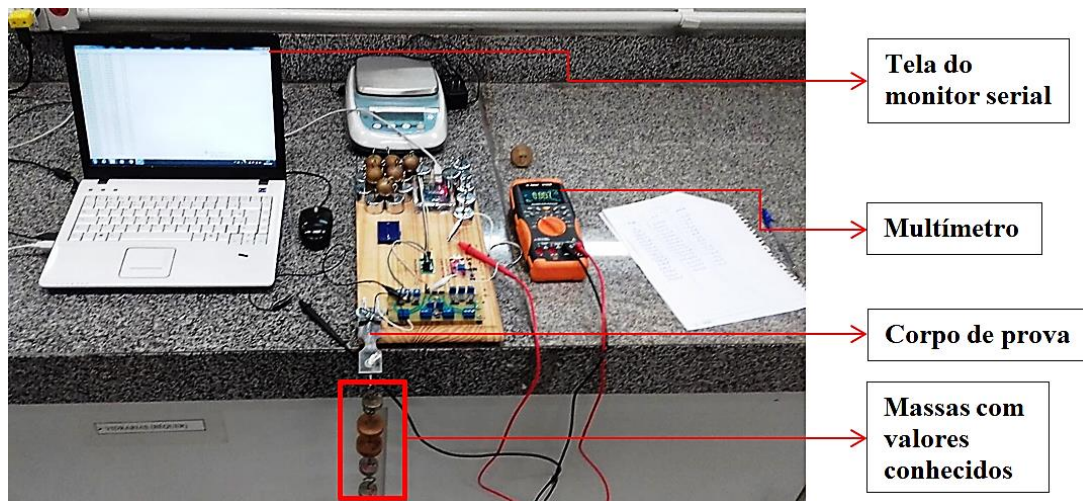


FIGURA A1 – Esquema da montagem para aquisição dos sinais.
FONTE: autor, 2017.

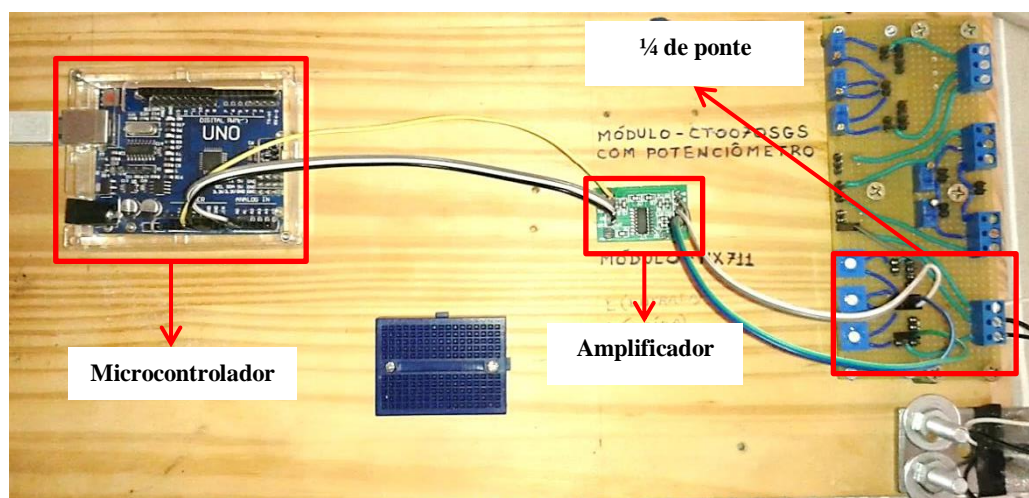


FIGURA A2 – Detalhe da bancada.
FONTE: autor, 2017.

Foram utilizados o software e plataforma de prototipagem eletrônica *ARDUINO*[®] versão 1.8.4, um microcontrolador da marca *TENSTAR ROBOT*[®] modelo UNO R3 MEGA328P, um amplificador de sinal da marca *HESA*[®] modelo HX711 com frequência de amostragem de 11 Hz, um quarto de ponte de *Wheatstone* com um extensômetro de resistência elétrica, modelo conforme TAB. A1, colado a uma distância conhecida em relação o ponto de aplicação de carga no corpo de prova esbelto, e temperatura ambiente de 25,7 °C.

TABELA A1
Especificações dos extensômetros.

Modelo	BF350-3AA N8 - uniaxial
Fator gage	2 à 2,2
Limite de deformação (mm/mm)	0,02 (2%)
Tamanho da base (mm)	7,4 x 4,4
Tamanho da grade (mm)	3,6 x 3,1
Faixa de temperatura operacional (°C)	-30 à 80
Composição da base	Filme fenólico
Composição química da grade (%)	58,5 – Cobre 40 – Níquel 1,5 – Manganês
Resistência elétrica (Ohm)	350
Vida à fadiga (ciclos)	$\sim 10^7$

FONTE: adaptado de ELECROW, 2016.

Os resultados das medições são visualizados conforme TABs. A2, A3 e A4, e GRAs. A1, A2 e A3.

TABELA A2

Valor do monitor serial e tensão elétrica no multímetro.

Serial (adimensional)	Volt (V)
-2	0,000784
-54,4	0,000582
-151,6	0,000207
-259	-0,000207
-310,4	-0,000406
-362,5	-0,000611
-414,8	-0,000811
-465,5	-0,001009
-517	-0,001212
-567,9	-0,001409
-618	-0,001599
-668,9	-0,001799
-719,2	-0,001998

FONTE: autor, 2017.

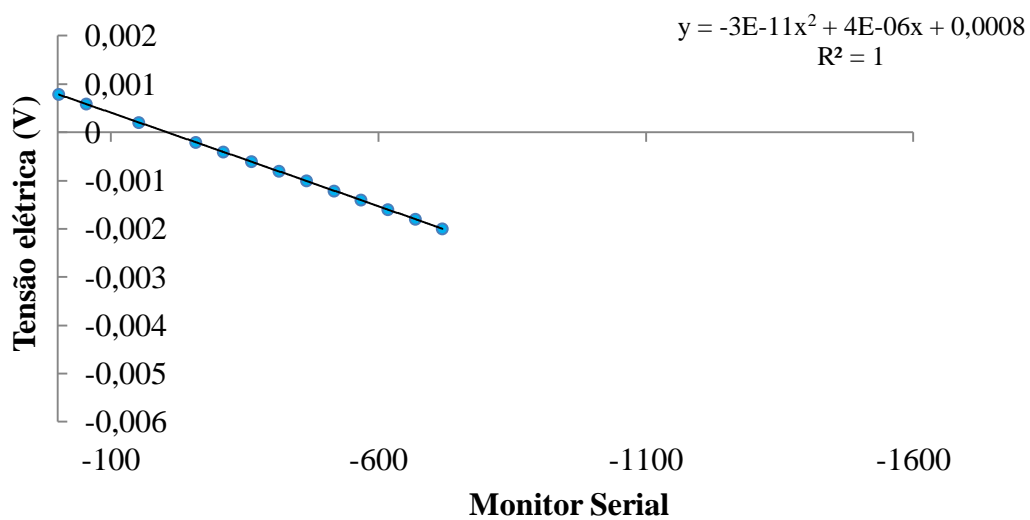


GRÁFICO A1 – Monitor serial por tensão elétrica.

FONTE: autor, 2017.

TABELA A3
Valor do monitor serial e tensão elétrica no multímetro.

Serial (adimensional)	Volt (V)
1,6	0,000754
-51,4	0,00054
-103,7	0,000329
-156,7	0,000113
-208,6	-0,000098
-260	-0,000305
-312,6	-0,000518
-364,8	-0,000731
-417,3	-0,000944
-467,6	-0,001148
-518,4	-0,001353
-624,4	-0,001785
-726,1	-0,002196
-832,4	-0,002628
-940,6	-0,003067
-1050,9	-0,003509
-1156,2	-0,00394
-1263,5	-0,004375
-1369,4	-0,004805

FONTE: autor, 2017.

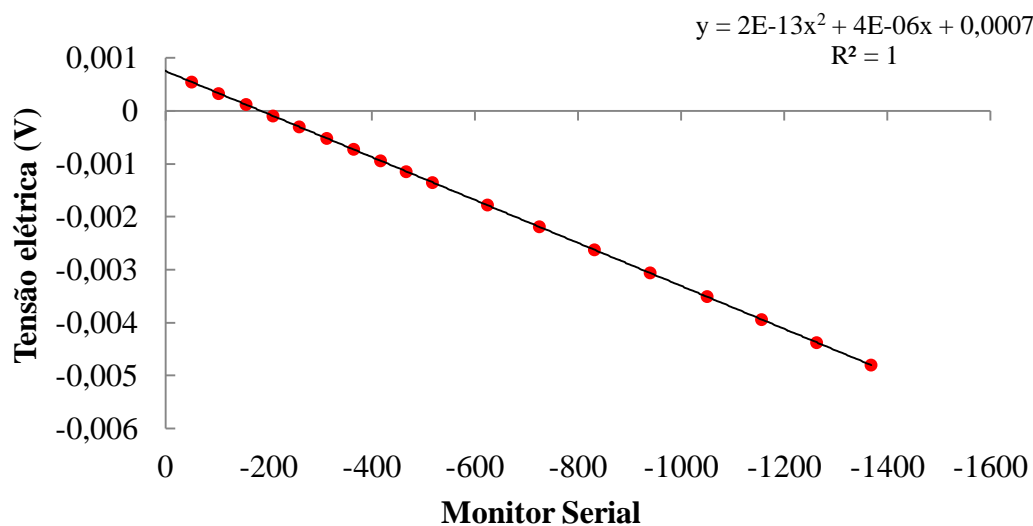


GRÁFICO A2 – Monitor serial por tensão elétrica.

FONTE: autor, 2017.

TABELA A4
Valor do monitor serial e tensão elétrica no multímetro.

Serial (adimensional)	VOLT (V)
1,27	-0,006167
-49,71	-0,006372
-100,17	-0,006576
-151,04	-0,006781
-201,54	-0,006991
-251,07	-0,007193
-302,25	-0,007396
-352,83	-0,007605
-403,92	-0,00781
-454,81	-0,008012
-503,65	-0,008215
-554,18	-0,00842
-603,58	-0,00862
-653,37	-0,008821
-705,04	-0,00903
-754,59	-0,009232
-804,7	-0,009439
-903,85	-0,009837
-1005,16	-0,010249
-1104,21	-0,010653
-1154,39	-0,010854

FONTE: autor, 2017.

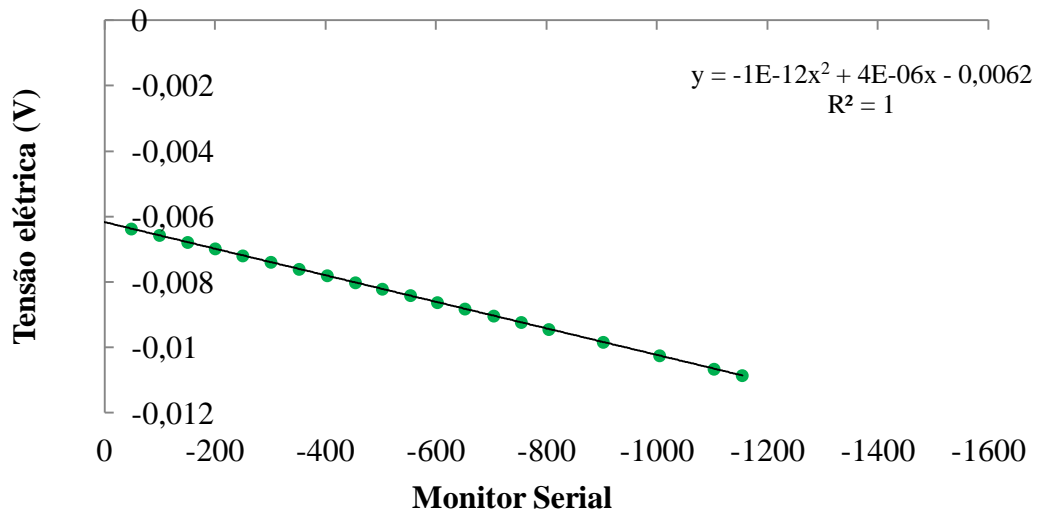


GRÁFICO A3 – Monitor serial por tensão elétrica.

FONTE: autor, 2017.

Para o cálculo da variação da resistência elétrica, a equação em função da tensão elétrica de excitação e as resistências elétricas dos resistores e extensômetro, foi

determinada pela equação para ponte completa de acordo com a montagem do circuito para ponte completa, conforme detalhado na FIG. A3:

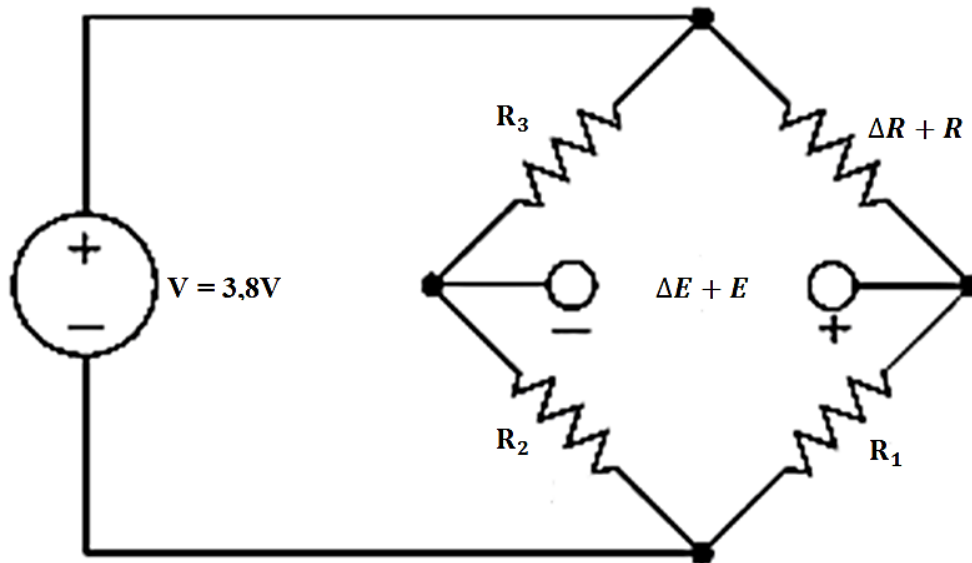


FIGURA A3 – Circuito para ponte completa.
FONTE: adaptado de NI *National Instruments*, 2017.

$$\Delta E = V \times \frac{\Delta R \times R_3}{(R_1 + \Delta R + R_2) \times (R_3 + R_4)}$$

Onde, $R_1 = 349,82 \Omega$, $R_2 = 349,65 \Omega$, $R_3 = 349,91 \Omega$, $R_4 = 349,24 \Omega$ e a tensão de excitação é $V = 3,8 \text{ V}$.

$$\Delta R = \frac{489034,4 \times (\Delta E)}{1329,6 - 699,15(\Delta E)}$$

Para o programa calcular a microdeformação uniaxial do extensômetro, foram utilizadas as seguintes equações:

$$\Delta E = -1,003 \times 10^{-9}x^2 + 4,0564 \times 10^{-6}x - 6,2 \times 10^{-3}$$

$$\varepsilon_x = \frac{4 \times \Delta E}{FG \times V}$$

Onde, ΔE é o resultado da variação da tensão elétrica, $FG = 2,1$ e $V = 3,8 \text{ V}$.

$$\varepsilon_x = \frac{4 \times (-1,003 \times 10^{-9}x^2 + 4,0564 \times 10^{-6}x - 6,2 \times 10^{-3})}{2,1 \times 3,8}$$

Foi implementado ao código do programa uma função de ajuste de amostragem do tipo média móvel. Essa técnica forneceu resultados superiores no sentido de melhoria de estabilidade de sinal durante as medições em relação a técnica de amostragem por média aritmética. A influência da temperatura durante a medição foi minimizada pela adição de um terceiro fio condutor em um dos terminais do extensômetro.

ANEXO B

B1 – Validação

Foi realizada validação do sistema de aquisição por meio da metodologia de análise linear numérica via MEF do software *SOLIDWORKS*® 2017 e solucionador *FFEPlus*. Em seguida, estão as informações básicas sobre a malha e os resultados deste teste são demonstrados, no regime elástico, conforme TAB. B1 e GRA. B1:

Parâmetros da malha:

- Malha sólida mesclada com base em curvatura.
- Tamanho máximo: 1 mm.
- Tamanho mínimo: 0,333 mm.
- Número de nós: 160358.
- Número de elementos: 106813.
- Tempo para conclusão da malha: 5 segundos.

As propriedades mecânicas do material utilizado na simulação numérica são similares ao material das amostras utilizadas no trabalho de Lages (2017), o aço SAE 1020 com tensão de escoamento de 250 MPa e resistência à tração de 400 MPa. A FIG. B1 apresenta o model com malha sólida utilizado, e o ponto de análise (conforme indicado pela seta) simulando a região central da grade do extensômetro.

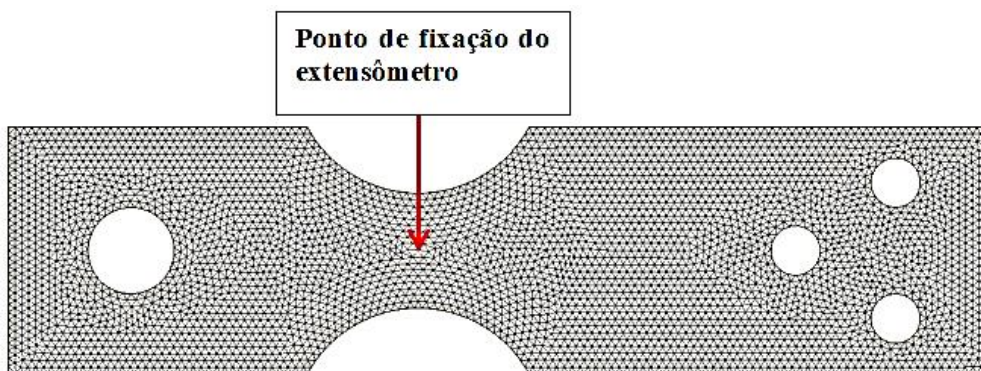


FIGURA B1 – Modelo com malha utilizado para análise.
FONTE: autor, 2017.

TABELA B1
Captura dos dados.

Força (N)	Deformação (mm/mm) aquisitor "WD"	Deformação (mm/mm) numérica
0	0,00000012	0,00000125
3,387	0,00001256	0,00001447
3,938	0,00001365	0,00001663
4,479	0,00001578	0,00001874
5,02	0,00001905	0,00002085
5,204	0,00001942	0,00002157
5,388	0,00001922	0,00002229
5,536	0,0000192	0,00002287
5,683	0,00001934	0,00002344
5,829	0,00002015	0,00002401
6,247	0,00002301	0,00002564
6,393	0,00002219	0,00002622
6,519	0,00002302	0,00002671
6,897	0,00002237	0,00002818
7,14	0,0000249	0,00002913
7,302	0,00002325	0,00002977
7,504	0,0000281	0,00003055
10,447	0,00004023	0,00004205
20,257	0,00007947	0,00008036

FONTE: autor, 2017.

Os resultados obtidos são representados graficamente conforme GRA. B1:

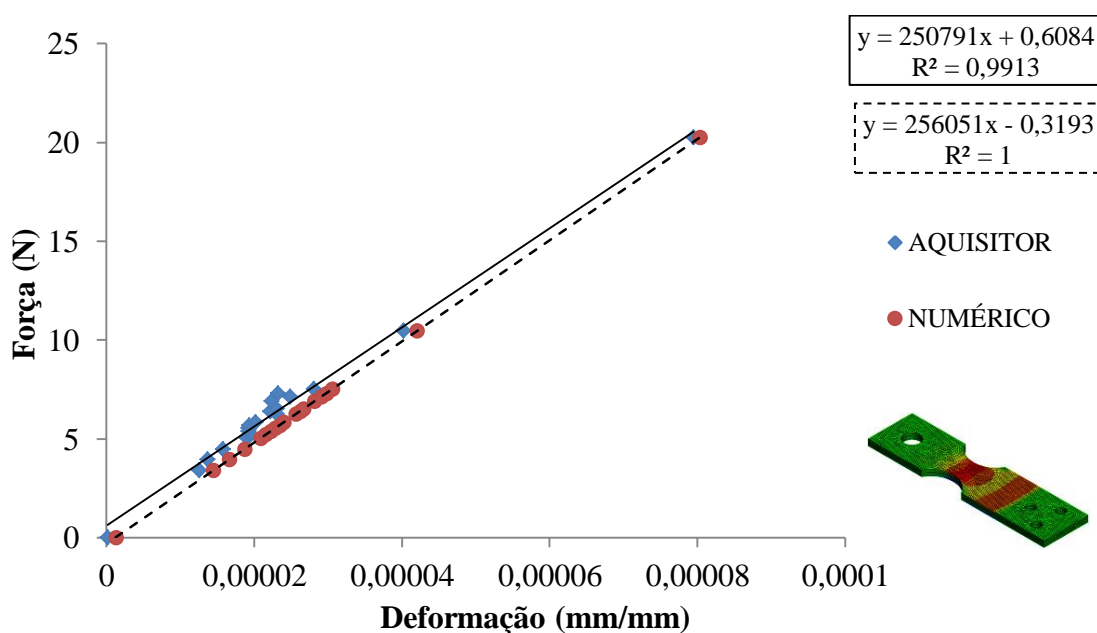


GRÁFICO B1 – Força em função da deformação uniaxial.

FONTE: autor, 2017.

ANEXO C

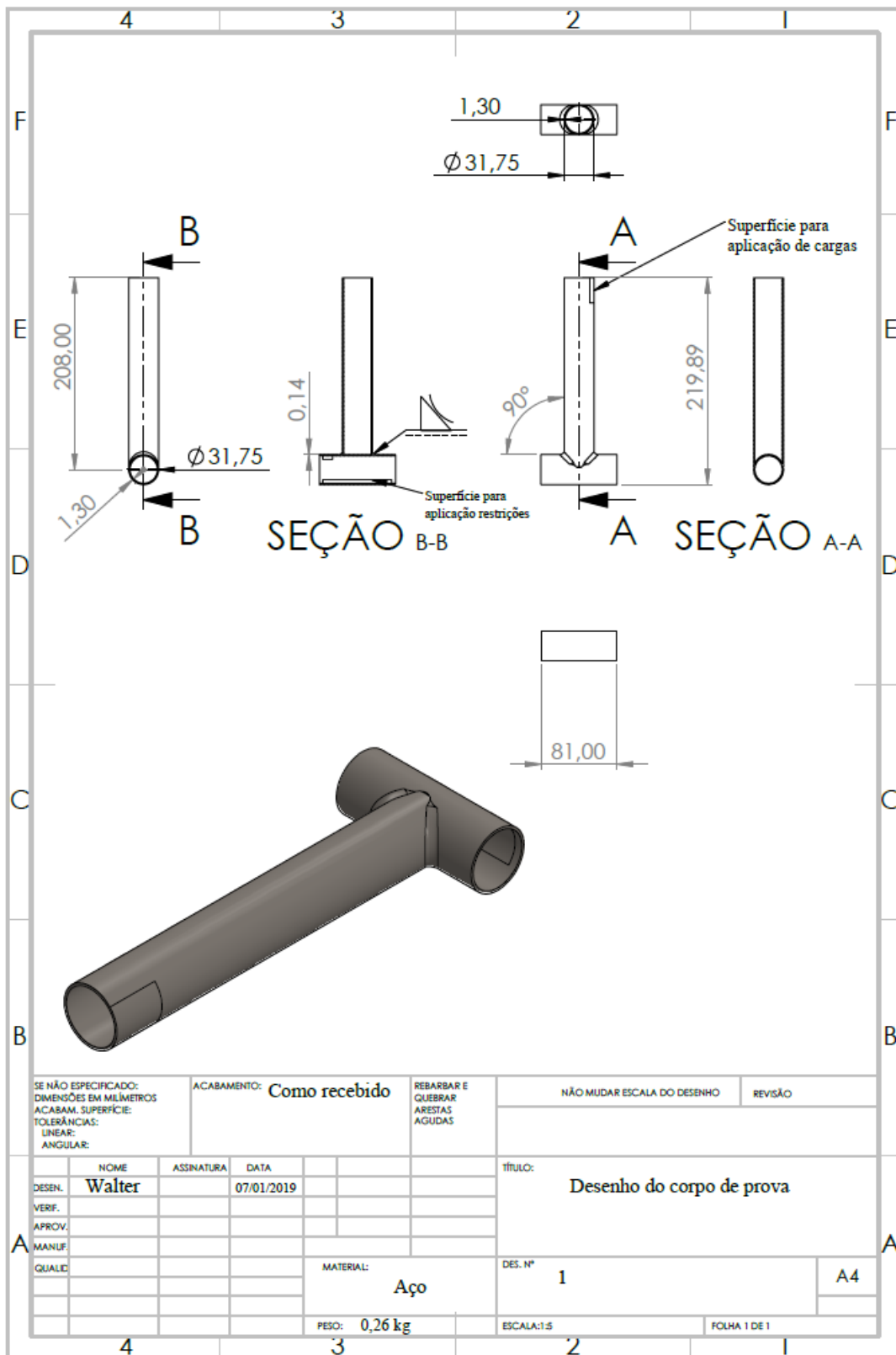


FIGURA C1 – Desenho do corpo de prova.

FONTE: autor, 2019.

ANEXO D

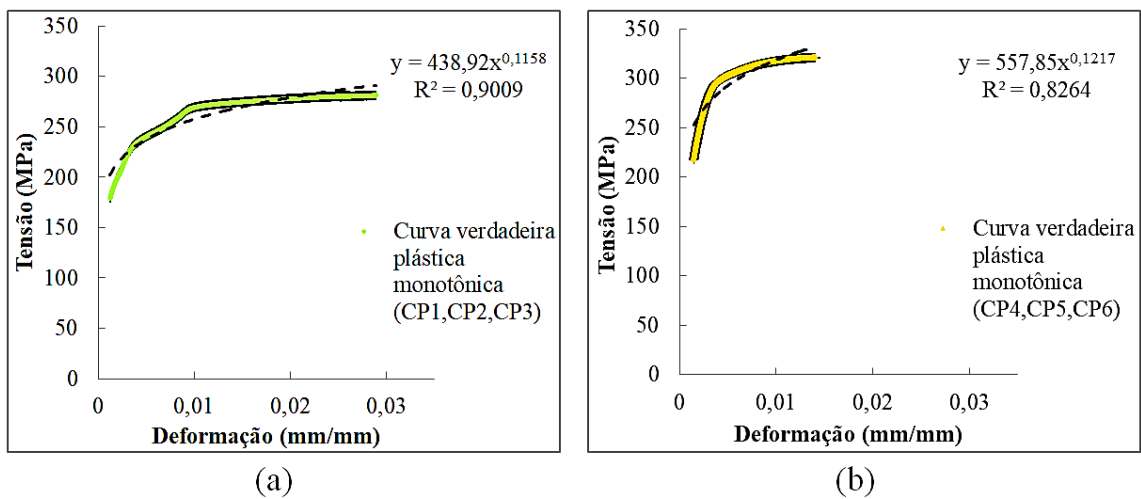


FIGURA D1 – Curvas da região plástica do ensaio de tração. (a) amostras sem costura de solda. (b) amostras com costura de solda.

FONTE: autor, 2018.

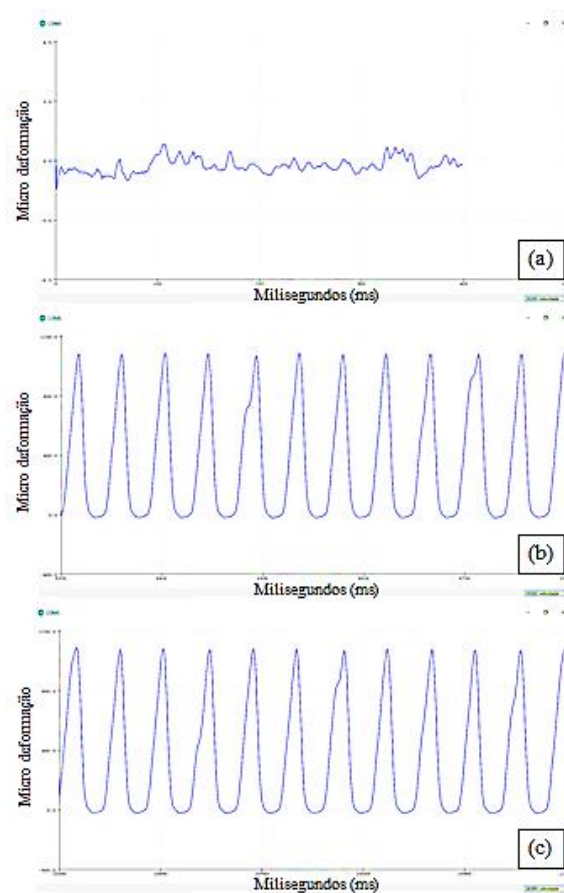


FIGURA D2 – *Serial plotter*. (a) tempo para estabilização. (b) e (c) leitura do carregamento cíclico.

FONTE: autor, 2019.