

UNIVERSIDADE DE PASSO FUNDO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM PROJETO E PROCESSOS DE
FABRICAÇÃO - MESTRADO PROFISSIONAL

Júlio Azambuja da Silveira

AVALIAÇÃO DOS MÉTODOS DA TENSÃO ESTRUTURAL E CURVA
MESTRE PARA DETERMINAÇÃO DA VIDA EM FADIGA DE JUNTAS
SOLDADAS

Passo Fundo
2015

Júlio Azambuja da Silveira

**AVALIAÇÃO DOS MÉTODOS DA TENSÃO ESTRUTURAL E CURVA
MESTRE PARA DETERMINAÇÃO DA VIDA EM FADIGA DE JUNTAS
SOLDADAS**

Orientador: Prof. Dr. Gustavo Prates Mezzomo

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-graduação em Projeto e Processos de Fabricação da Universidade de Passo Fundo, como requisito para obtenção do grau de Mestre em Projeto e Processos de Fabricação.

Passo Fundo

2015

Júlio Azambuja da Silveira

**AVALIAÇÃO DOS MÉTODOS DA TENSÃO ESTRUTURAL E CURVA
MESTRE PARA DETERMINAÇÃO DA VIDA EM FADIGA DE JUNTAS
SOLDADAS**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-graduação em Projeto e Processos de Fabricação da Universidade de Passo Fundo, como requisito para obtenção do grau de Mestre em Projeto e Processos de Fabricação.

Data de aprovação: Setembro de 2015.

Os componentes da Banca examinadora abaixo aprovam a Dissertação:

Professor Doutor Gustavo Prates Mezzomo
Orientador

Professor Doutor Márcio Walber
Universidade de Passo Fundo

Professor Doutor Agenor Dias de Meira
Universidade de Passo Fundo

Professor Doutor Ignacio Iturrioz
Universidade Federal do Rio Grande do Sul

Dedico este trabalho a todos que acreditaram e me incentivaram de alguma forma, em especial aos meus pais Márcia Iara Azambuja e Sérgio Azambuja da Silveira, por terem me dado a vida, o amor e os ensinamentos formadores de meu caráter; à minha mulher e companheira, Sabrina Lencina Bonorino pelo incentivo e compreensão incondicional nessa etapa desafiadora da minha vida e ao meu irmão Pedro Azambuja da Silveira.

AGRADECIMENTOS

Ao meu orientador Prof. Dr. Gustavo Prates Mezzomo, ao Prof. Me. Fábio Goedel pela sugestão do tema e suporte para seu desenvolvimento e ao colega Charles Israel pelo compartilhamento dos dados experimentais de seu estudo.

RESUMO

Há tempos o fenômeno da fadiga demonstra ser um desafio na área de projetos mecânicos, significativamente influenciado por uma série de fatores, dentre eles, o processo de fabricação. Estudos apontam que a resistência à fadiga de uma estrutura soldada pode ser resumida a resistência à fadiga de suas juntas soldadas. De maneira geral, essa avaliação se dará pelo enquadramento da junta em análise dentro de uma classe normatizada de acordo com geometria e condições de carregamento. Métodos de análise de vida à fadiga de junta soldada diferenciam-se de acordo com a tensão adotada como parâmetro, podendo classificar-se em globais (tensão nominal de carregamento que desconsidera efeitos locais da junta) e locais (tensão estrutural que considera efeitos localizados da junta). Esse último, apesar de fornecer resultados mais precisos, é mais complexo e ferramentas numéricas, como o Método de Elementos Finitos (MEF), tornam-se fundamentais para a sua aplicação. Utilizando o MEF, Dong (2001) propôs uma nova metodologia que viabiliza a utilização de modelos numéricos de menor complexidade sem perda de acuracidade dos cálculos. Além disso, a partir da aplicação de fatores de correção do parâmetro de tensão do diagrama S-N, é possível reunir o comportamento à fadiga de várias classes de juntas dentro de um mesmo espaço de probabilidades, denominado *Master Curve* (MC). Este trabalho estuda diferentes modelos numéricos baseados em elementos finitos de casca para estimar a vida em fadiga de dois tipos de juntas soldadas, com resultados experimentais disponíveis na literatura, para avaliar a aplicabilidade do método e acuracidade da *Master Curve* na predição da vida em fadiga das mesmas. Os resultados são comparados com outro método denominado *Structural Hot Spot Stress* (SHSS) demonstrando um maior conservadorismo para a vida prevista por esse método em relação ao método de Dong. Cabe destacar, também, a influência dos níveis de carregamento na precisão de ambos os métodos. Dentre as diferentes técnicas de modelagem utilizadas, apenas uma mostrou resultados dispersos das demais para a metodologia de Dong, sendo que, na análise de juntas com geometria totalmente simétricas, a técnica de modelagem não deverá alterar significativamente o comportamento mecânico da junta carregada.

Palavras-chave: Fadiga em juntas soldadas. Método de Elementos Finitos. Método de Dong. Tensão *hot spot*. *Master Curve*.

ABSTRACT

The understanding of fatigue process has been demonstrated to be a challenge in the field of mechanical design, being significantly influenced by several factors, including, manufacturing process. Studies have pointed out that fatigue strength of a welded structure is governed by fatigue strength of the welded joint. In general, this assessment is carried out considering the joint as falling into a standardized class, according to geometry and loading conditions. Fatigue assessment of welded joints differ in the stress parameter adopted and can be classified as global (using nominal stresses, i.e., ignoring local effects of the joints) and local (using structural stresses that consider local effects of the joints). Despite providing more accurate results, the local method is more complex, and numerical tools like the Finite Element Method (FEM) become essential to its application. Using FEM, Dong (2001) proposed a methodology that permits the use of less complex numerical models without loss in accuracy. Furthermore, modifying the stress parameter of the S-N diagram in order to obtain an equivalent structural stress, it becomes possible to summarize the fatigue behavior of several class of joints into a single space of probabilities, the so-called Master Curve (MC). This work study different numerical models using shell finite elements to estimate the fatigue life of two kinds of welded joints, with experimental results available in the literature, in order to evaluate the applicability and accuracy of the master curve. The results are compared with the ones obtained using other method called Structural Hot Spot Stress, showing that this method yields conservative results for the fatigue life when compared to the Dong's method. It is worth noting the applied load level influences in accuracy of both methods. Among the different modeling techniques used, only one provided results that are not in agreement with the others when using the Dong's method. When analyzing fully symmetrical joints, the numerical modeling technique should not influence significantly the mechanical behavior of the joint predicted by the finite element model.

Keywords: Fatigue of welded joints. Finite Element Method. Dong's Method. Hot spot stress. Master curve.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Evolução de uma trinca de fadiga.....	31
Figura 2 - Gráfico típico de ensaio de fadiga com abordagem pela deformação	32
Figura 3 - Ciclos típicos de tensões de carregamento.	33
Figura 4 - Curvas de fadiga típicas para metais ferrosos e não ferrosos	34
Figura 5 - Diagrama de Goodman modificado.....	35
Figura 6 - Aplicação do método da contagem de ciclos.....	36
Figura 7 - Aplicação da teoria linear de acúmulo do dano de Palmgren-Miner.....	38
Figura 8 - Distribuição de tensões próximo a um cordão de solda.....	39
Figura 9 - Distribuição de tensões próximo a um cordão de solda.....	39
Figura 10 - Comparação do comportamento à fadiga de um componente soldado	42
Figura 11 - Parâmetros geométricos que afetam o comportamento à fadiga no pé da solda ...	43
Figura 12 - Raiz de solda como ponto de iniciação de trinca.....	43
Figura 13 - Comparativo do campo de tensões entre espessuras distintas	44
Figura 14 - Desalinhamento em componentes carregados axialmente.....	44
Figura 15 - Efeito do gradiente de temperatura no processo de soldagem.....	46
Figura 16 - Modelagem da solda utilizando elementos oblíquos em casca.....	47
Figura 17 - Junta T e suas principais dimensões	48
Figura 18 - Representação do modelo em casca de uma junta em "T"	49
Figura 19 - Modelagem da solda utilizando elementos rígidos.....	49
Figura 20 - Modelagem da solda utilizando incremento da espessura	50
Figura 21 - Curvas S-N para classes de juntas normalizadas conforme IIW	52
Figura 22 – Tipos de <i>Hot Spots</i>	55
Figura 23 - Métodos de determinação tensão <i>Hot Spot</i>	56
Figura 24 - Extrapolação linear tensão <i>Hot Spot</i>	57
Figura 25 - Comportamento juntas tipo I e II.....	57
Figura 26 - Extrapolação quadrática de tensões	58
Figura 27 - Junta cruciforme para método de Xiao; Yamada.....	59
Figura 28 - Representação esquemática de curvas S-N <i>Hot Spot</i>	60
Figura 29 - Dimensões de referência para cálculo de <i>teff</i>	60
Figura 30 - Ilustração geometria efetiva.....	61
Figura 31 - Métodos de análise de vida à fadiga	62
Figura 32 - Gráfico lei de Paris	64
Figura 33 - Juntas bidimensionais simples	65
Figura 34 - Aplicação das condições de equilíbrio para cálculo das tensões no pé da solda ...	66
Figura 35 - Caracterização da tensão para junta com distribuição de tensão monotônica	66
Figura 36 – Caracterização da tensão para junta apresentando trinca finita	67
Figura 37 - Distribuição de tensão não monotônica ao longo da espessura	68
Figura 38 - Método da tensão estrutural para elementos casca/placa adjacente a solda	69
Figura 39 - Curva S-N Mestre	74
Figura 40 - Configurações de juntas comparadas por Fricke; Kahl (2005)	75

Figura 41 - Junta estrutural de ponte analisada à fadiga.....	76
Figura 42 - Resultado de ensaios à fadiga de Marin; Nicoletto (2009).....	77
Figura 43 - Aplicação da abordagem <i>Hot Spot</i>	79
Figura 44 - Geometria de junta T ensaiada por Israel (2015).....	80
Figura 45 – Detalhe corpos de prova rompidos.....	81
Figura 46 - Junta SCAL ensaiada e calculada pela abordagem SHSS por Gourney (1997)	82
Figura 47 - Detalhe do cordão de solda junta SCAL.....	82
Figura 48 - Modelagem de junta utilizando elementos em casca.....	83
Figura 49 - Representação numérica da penetração de solda.	84
Figura 50 - Representações do cordão de solda para modelos em casca.	85
Figura 51 – Representação do pé da solda para diferentes técnicas de representação do cordão de solda em elementos de casca e elementos rígidos.	86
Figura 52 - Técnicas de representação do cordão de solda em elementos rígidos e elementos em casca.....	87
Figura 53 – Critérios da definição de espessura do elemento representativo da solda.	87
Figura 54 – Fluxograma dos procedimentos metodológicos.....	88
Figura 55- Perspectiva das áreas que definem os planos médios das chapas e da solda nas juntas analisadas.	89
Figura 56 - Condições de contorno junta T	90
Figura 57 - Modelo numérico de Salomma (2006) usado para cálculo da vida à fadiga pelo método SHSS de junta SCAL.....	91
Figura 58 - Condições de contorno junta SCAL	92
Figura 59 - Vista em detalhe pontos de extrapolação de tensão.....	94
Figura 60 - Áreas geradas para discretização das juntas - EC1.....	94
Figura 61 - Detalhe da região de refino de malha na junta SCAL.	95
Figura 62 - Junta T discretizada – modelo EC1.	95
Figura 63 - Modelo SCAL discretizado.	95
Figura 64 - Detalhe da representação da solda na junta T – Modelo EC1	96
Figura 65 - Elementos Seleccionados Na Resolução do Modelo.....	97
Figura 66 - Vista em detalhe da região de extrapolação com a direção das tensões principais σ_1	97
Figura 67 - Detalhe dos nós e sistema de coordenadas global e local sobre o cordão de solda na junta SCAL	99
Figura 68 - Comportamento da tensão na região da solda com carregamento estático de 60% S_y - Comparativo LSE e MEF modelo EC1	103
Figura 69 - Gráficos tensão x vida metodologia SHSS.....	106
Figura 70 - Comportamento da vida experimental N_{Curva} Exp. e da vida calculada pela metodologia SHSS – Modelo EC1	108
Figura 71 – Relação NSHSS – EC1/ N_{Curva} Exp. e $\Delta\sigma_{nominal}$ – máx.....	109
Figura 72 - Representação numérica MC dos esforços e momentos nodais sobre o pé da solda.	110
Figura 73 - Ilustração ponto crítico modelo EC1	112
Figura 74 - Ilustração ponto crítico.	113
Figura 75 - Gráficos tensão x vida.	115

Figura 76 - Gráficos tensão x vida metodologia MC - Pontos relacionando tensão estrutural com vida experimental de cada um dos corpos de prova.	116
Figura 77 – Comportamento da vida experimental NCurva Exp. e da vida calculada pela metodologia MC – junta T modelo EC1	118
Figura 78 – Relação NMC – EC1/NCurva Exp. e $\Delta\sigma_{nominal}$	119
Figura 79 - Detalhe de modelo ER1 sem interseção entre as chapas	120
Figura 80- Vista em detalhe dos nós localizados no pé da solda de junta do tipo SCAL.	124
Figura 81 - Vista em detalhe do efeito de rotação dos nós nas forças nodais, na região curvilínea do pé da solda	125
Figura 82 – Comparativo vida experimental NCurva Exp. e vida calculada. metodologia MC e metodologia SHSS.....	129
Figura 83 – Curvas de precisão métodos de análise à fadiga.	131
Figura 84 - Gráfico comparativo ΔSs x $\Delta\sigma_{hs}$	132
Figura 85 Gráfico comparativo $\Delta\sigma_s$ x $\Delta\sigma_{hs}$	133
Figura 86 - Fluxograma para cálculo da vida à fadiga.	135
Figura 87 – Modelagem gráfica da deformação junta T modelo EC1 sob $\sigma_{nominal}$ – máx.de 60% S_y - Fator de escala igual a 100.	137
Figura 88 - Modelagem gráfica da deformação junta T modelo ER1 sob $\sigma_{nominal}$ – máx.de 60% S_y - Fator de escala igual a 100.	138
Figura 89 – Comportamento da componente $\Delta\sigma_b$ para diferentes técnicas de modelagem com $\sigma_{nominal}$ – máx.de 60% S_y - MC	139
Figura 90 - Modelagem gráfica da deformação junta SCAL modelo EC1 sob $\sigma_{nominal}$ – máx.de 180 MPa - Fator de escala igual a 100.....	140
Figura 91 – Comportamento da componente $\Delta\sigma_b$ para carregamento de 180 MPa em junta SCAL.....	141
Figura 92 - Comparação SHSS x MC x Vida experimental em junta T - Modelo EC1	142
Figura 93 - Comparação SHSS x MC x Vida experimental em junta SCAL - Modelo EC1.	142

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Configurações de junta soldada conforme a AWS.....	40
Tabela 2 - Classificação juntas soldadas de acordo com a IIW.....	41
Tabela 3–Principais normas internacionais para avaliação de vida à fadiga em estruturas soldadas	51
Tabela 4 - Valores da constante C para as diferentes classes de juntas segundo o IIW	53
Tabela 5 - Vantagens e desvantagens dos métodos de avaliação da vida em fadiga	54
Tabela 6 – Níveis de carregamento e resultados esperados por Israel (2015).....	81
Tabela 7 – Níveis de carregamento e resultados experimentais obtidos por Gourney (1997) apud Salomma (2006).....	82
Tabela 8 - Medidas de espessuras equivalentes de solda para modelos EC.....	87
Tabela 9 - Recomendações gerais no uso da extrapolação em elementos finitos	92
Tabela 10 - Constantes do comportamento à fadiga para junta SCAL	98
Tabela 11 - Parâmetros curva mestre	101
Tabela 12 – Comparação entre a vida em fadiga obtida experimentalmente NCurva Exp. e vida obtida pela metodologia SHSS NSHSS para junta T	105
Tabela 13 - Quadro comparativo geral método <i>Hot Spot</i> e dados experimentais	107
Tabela 14 - Esforços e momentos nodais obtidos do modelo EC1 sob tensão nominal máxima de 60% S_y	111
Tabela 15 - Esforços e momentos lineares obtidos através da matriz de interpolação do elemento para o modelo EC1 sob tensão nominal máxima de 60% S_y	112
Tabela 16 - Vida em fadiga modelo EC1 sob tensão nominal máxima de 60% S_y - <i>master curve</i>	113
Tabela 17 - Tabela resumo ΔS_s - NMC e NCurva Exp.obtida por Israel (2015).....	114
Tabela 18 - Quadro comparativo geral método <i>master curve</i> e dados experimentais.....	117
Tabela 19 - Influência do refino da malha na tensão nodal do ponto crítico em modelo ER1	120
Tabela 20 - Influência do refino da malha na tensão nodal do ponto crítico em modelo ER1 sem interseção entre as chapas	120
Tabela 21 - Quadro comparativo geral método <i>master curve</i> para técnica ER1 com diferentes pontos críticos sob análise	121
Tabela 22 – Tabela comparativa $SCF_{Salomma}$ x SCF_{SHSS} – EC1 – 3mm.....	123
Tabela 23 - Tabela resumo ensaio experimental junta SCAL.....	123
Tabela 24 - Esforços e momentos nodais obtidos do modelo EC1 sob variação de tensão nominal $\Delta\sigma_{Nominal}$ de 180MPa – Tabela parcial (nó 2 ao 31)	125
Tabela 25 - Esforços e momentos lineares obtidos através da matriz de interpolação do elemento para o modelo EC1 sob variação de tensão nominal $\Delta\sigma_{Nominal}$ de 180MPa – Tabela parcial (nó 2 ao 31).....	126
Tabela 26 - Vida em fadiga modelo EC1 sob tensão nominal máxima de 60% S_y - <i>Master curve</i>	127

Tabela 27 - Tabela resultados MC/SHSS e Vida ensaiada por Gourney (1997) apud Salomma (2006)	127
Tabela 28 - Comparativo geral <i>Master Curve</i> x <i>Hot Spot Curve</i> – Junta T	134
Tabela 29 - Comparativo geral <i>Master Curve</i> x <i>Hot Spot Curve</i> - Junta SCAL	134
Tabela 30 – Quadro comparativo tensão estrutural obtida via VMISS e LSE para junta SCAL	135
Tabela 31 – Quadro comparativo tensão estrutural obtida via VMISS e LSE para junta T...	136

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

AISC	American Institute of Steel Construction
APDL	Ansys Parametric Design Language
ARBL	Alta Resistência e Baixa Liga
ASME	American Society of Mechanical Engineers
ASTM	American Society for Testing and Materials
AWS	American Welding Society
BSI	British Standards Institute
BV	Bureau Veritas
DIN	Deutsches Institut für Normung
ECCS	European Convention for Constructional Steelwork
EC	Elementos em casca
ER	Elementos rígidos
FAC	Fadiga de alto ciclo
FBC	Fadiga de Baixo ciclo
IE	Incremento de Espessura
IIW	International Institute of Welding
LSE	Linear Surface Extrapolation
MC	Master Curve
MEF	Método de Elementos Finitos
MFLE	Mecânica da Fratura Linear Elástica.
PP	Penetração Parcial
PPSA	Penetração Parcial com Solda Assimétrica
PPSS	Penetração Parcial com Solda Simétrica
PTSA	Penetração Total com Solda Assimétrica
PTSS	Penetração Total com Solda Simétrica
PT	Penetração Total
RINA	Italian Naval Registry
SCAL	Simétrica com Chapa Anexa Longitudinal
SCF	Stress Concentration Factor
SHSS	Structural Hot Spot Stress
S4	Elemento linear SHELL181

S4R	Elemento linear SHELL181 com integração reduzida
S8R	Elemento quadrático SHELL281
TTWT	Through Thickness at the Weld Toe
VMISS	Verity Mesh Insensitive Structural Stress Method

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área de uma seção transversal, mm^2 ou razão entre metade da amplitude de tensão e a tensão média em um carregamento cíclico $\left[\frac{\sigma_a}{\sigma_m}\right]$
a	Garganta de solda ou tamanho de trinca, mm
a_i	Tamanho de trinca inicial, mm
a_f	Tamanho de trinca final, mm
C	Constante relacionada à classe ao qual determinada junta pertence
C_d	Constante determinada pela classe ao qual a junta pertence segundo o IIW
D	Dano acumulado em um carregamento cíclico $[\sum_{i=1}^n r_i]$
e	Desalinhamento em juntas de topo, mm
$E1$	Elemento 1
$E2$	Elemento 2
FAT	Classe da junta de acordo com a resistência a fadiga para uma vida de 2×10^6 ciclos
F_i	Esforço nodal sobre o nó i , N
f_i	Intensidade do esforço linearmente distribuído sobre nó i , $\left[\frac{F_i}{l}\right]$
F_y	Esforço nodal na direção y , N
f_y	Intensidade do esforço linearmente distribuído na direção y $\left[\frac{F_y}{l}\right]$
$f(t)$	Fator de correção de espessura para metodologia SHSS $\left[\left(\frac{t_{ref}}{t_{eff}}\right)^n\right]$
h	Coefficiente angular da curva mestre ou Perna da solda, mm
Hz	Hertz
I	Perna da solda, mm
$I(r)$	Função relacionada às componentes de membrana e de flexão da tensão estrutural
K	Fator intensificador de tensão $[\sigma\sqrt{\pi a}]$
K_n	Concentração de tensão global
K_{notch}	Concentração de tensão devido ao entalhe
L	Distância entre pés de solda em junta simétrica ou dimensão de uma chapa anexa, mm
l	Largura de um elemento, mm

M_i	Momento nodal sobre o nó i , $N.m$
M_{kn}	Magnitude do fator intensificador de tensão devido ao entalhe $\left[\frac{K_{notch}}{K_n} \right]$
M_x	Momento nodal na direção x , $N.m$
m	Inclinação da curva que descreve o comportamento à fadiga segundo o IIW (ou segundo metodologia SHSS)
m	Coeficiente que expressa a lei de Paris em trinca grande
m_i	Intensidade do momento linearmente distribuído sobre nó i $\left[\frac{M_i}{l} \right]$
m_x	Intensidade do momento linearmente distribuído na direção x $\left[\frac{M_x}{l} \right]$
N	Número de ciclos
n	Coeficiente que expressa a lei de Paris em trinca pequena
$N_{calculada}$	Vida à fadiga calculada, <i>ciclos</i>
$N_{Curva Exp.}$	Vida à fadiga calculada pela curva do comportamento experimental da junta, <i>ciclos</i>
N_{EC1}	Vida à fadiga, calculada pela metodologia SHSS, para o modelo em casca do tipo EC1, <i>ciclos</i>
$N_{EC1-Mediana}$	Vida à fadiga, calculada pela metodologia MC, para o modelo em casca do tipo EC1 – <i>Master Curve</i> , <i>ciclos</i>
$N_{EC1\pm 1\sigma}$	Vida à fadiga, calculada pela metodologia MC, para o modelo em casca do tipo EC1 – Confiabilidade 68%, <i>ciclos</i>
$N_{EC1\pm 2\sigma}$	Vida à fadiga, calculada pela metodologia MC, para o modelo em casca do tipo EC1 – Confiabilidade 95%, <i>ciclos</i>
$N_{EC1\pm 3\sigma}$	Vida à fadiga, calculada pela metodologia MC, para o modelo em casca do tipo EC1 – Confiabilidade 99%, <i>ciclos</i>
N_{EC2}	Vida à fadiga, calculada pela metodologia SHSS, para o modelo em casca do tipo EC2, <i>ciclos</i>
$N_{EC2-Mediana}$	Vida à fadiga, calculada pela metodologia MC, para o modelo em casca do tipo EC2 – <i>Master Curve</i> , <i>ciclos</i>
N_{EC3}	Vida à fadiga, calculada pela metodologia SHSS, para o modelo em casca do tipo EC3, <i>ciclos</i>
$N_{EC3-Mediana}$	Vida à fadiga, calculada pela metodologia MC, para o modelo em casca do tipo EC3 – <i>Master Curve</i> , <i>ciclos</i>

N_{ER1}	Vida à fadiga, calculada pela metodologia SHSS, para o modelo em elementos rígidos do tipo ER1, <i>ciclos</i>
$N_{ER1-Mediana}$	Vida à fadiga, calculada pela metodologia MC, para o modelo em elementos rígidos do tipo ER1 – <i>Master Curve</i> , <i>ciclos</i>
N_{ER2}	Vida à fadiga, calculada pela metodologia SHSS, para o modelo em elementos rígidos do tipo ER2, <i>ciclos</i>
$N_{ER2-Mediana}$	Vida à fadiga, calculada pela metodologia MC, para o modelo em elementos rígidos do tipo ER2 – <i>Master Curve</i> , <i>ciclos</i>
N_{ER3}	Vida à fadiga, calculada pela metodologia SHSS, para o modelo em elementos rígidos do tipo ER3, <i>ciclos</i>
$N_{ER3-Mediana}$	Vida à fadiga, calculada pela metodologia MC, para o modelo em elementos rígidos do tipo ER3 – <i>Master Curve</i> , <i>ciclos</i>
$N_{Experimental}$	Vida obtida experimentalmente para um determinado carregamento cíclico, <i>ciclos</i>
n_i	Número de ciclos em determinada amplitude de tensão $\Delta\sigma_i$ com carregamento cíclico de caráter randômico, <i>ciclos</i>
N_{IE}	Vida à fadiga, calculada pela metodologia SHSS, para o modelo com incremento de espessura, MPa, <i>ciclos</i>
$N_{IE-Mediana}$	Vida à fadiga, calculada pela metodologia MC, para modelo com incremento de espessura – <i>Master Curve</i> , <i>ciclos</i>
N_{MC}	Vida à fadiga calculada pela metodologia MC, <i>ciclos</i>
$N_{MC-EC1-4mm}$	Vida à fadiga calculada pela metodologia MC para o modelo em casca do tipo EC1 com elemento de tamanho máximo 4mm – <i>Master Curve</i> , <i>ciclos</i>
$N_{MC-EC1-4mm-Mediana}$	Vida à fadiga calculada pela metodologia MC para o modelo em casca do tipo EC1 com elemento de tamanho máximo 4mm – <i>Master Curve</i> , <i>ciclos</i>
$N_{MC-EC1-6mm}$	Vida à fadiga calculada pela metodologia MC para o modelo em casca do tipo EC1 com elemento de tamanho máximo 6mm – <i>Master Curve</i> , <i>ciclos</i>
$N_{MC-EC1-6mm-Mediana}$	Vida à fadiga calculada pela metodologia MC para o modelo em casca do tipo EC1 com elemento de tamanho máximo 6mm – <i>Master Curve</i> , <i>ciclos</i>

$N_{MC-EC1-6mm\pm 1\sigma}$	Vida à fadiga calculada pela metodologia MC para o modelo em casca do tipo EC1 com elemento de tamanho máximo 6mm – Confiabilidade 68%, <i>ciclos</i>
$N_{MC-EC1-6mm\pm 2\sigma}$	Vida à fadiga calculada pela metodologia MC para o modelo em casca do tipo EC1 com elemento de tamanho máximo 6mm – Confiabilidade 95%, <i>ciclos</i>
$N_{MC-EC1-6mm\pm 3\sigma}$	Vida à fadiga calculada pela metodologia MC para o modelo em casca do tipo EC1 com elemento de tamanho máximo 6mm – Confiabilidade 99%, <i>ciclos</i>
$N_{MC-Mediana}$	Vida à fadiga calculada pela metodologia MC – <i>Master Curve</i> , <i>ciclos</i>
N_{MC-6mm}	Vida à fadiga calculada pela metodologia MC para modelo com elemento de tamanho máximo 6mm, <i>ciclos</i>
$N_{MC\pm 1\sigma}$	Vida à fadiga calculada pela metodologia MC – Confiabilidade 68%, <i>ciclos</i>
$N_{MC\pm 2\sigma}$	Vida à fadiga calculada pela metodologia MC – Confiabilidade 95%, <i>ciclos</i>
$N_{MC\pm 3\sigma}$	Vida à fadiga calculada pela metodologia MC – Confiabilidade 99%, <i>ciclos</i>
N_{Ri}	Número de ciclos até a falha sobre determinada amplitude de tensão em carregamento cíclico de caráter randômico, <i>ciclos</i>
N_{SHSS}	Vida à fadiga calculada pela metodologia SHSS, <i>ciclos</i>
$N_{SHSS-EC1}$	Vida à fadiga calculada pela metodologia SHSS para modelo em casca do tipo EC1, <i>ciclos</i>
$N_{SHSS-EC1-3mm}$	Vida à fadiga calculada pela metodologia SHSS para modelo em casca do tipo EC1 com elemento de tamanho máximo 3mm, <i>ciclos</i>
R	Razão entre tensão máxima e mínima em um carregamento cíclico $\left[\frac{\sigma_{m\acute{a}x}}{\sigma_{m\acute{i}n}} \right]$
r	Raio do pé da solda, <i>mm</i>
r	Razão entre a componente de flexão da tensão estrutural e tensão estrutural total $\left[\frac{ \Delta\sigma_b }{ \Delta\sigma_m + \Delta\sigma_b } \right]$
r_i	Dano em um determinado ciclo de tensão
S	Tensão, MPa
S_r	Amplitude da tensão nominal aplicada, MPa
S_y	Tensão de escoamento de um material, MPa
SCF_{EC1}	Fator concentrador de tensão da junta para o modelo em casca do tipo EC1

$SCF_{EC1-4mm}$	Fator concentrador de tensão da junta para o modelo em casca do tipo EC1 com elemento de tamanho máximo 4mm
$SCF_{MC-EC1-6mm}$	Fator concentrador de tensão da junta obtido pela metodologia MC para o modelo em casca do tipo EC1 com elemento de tamanho máximo 6mm
SCF_{MC-6mm}	Fator concentrador de tensão da junta obtido pela metodologia MC para o modelo com elemento de tamanho máximo 6mm
$SCF_{Salomma}$	Fator concentrador de tensão da junta para o modelo elaborado por Salomma (2005)
SCF_{SHSS}	Fator concentrador de tensão da junta obtido pela metodologia SHSS $\left[\frac{\sigma_{hs}}{\sigma_{Nominal}} \right]$
$SCF_{SHSS-EC1}$	Fator concentrador de tensão da junta obtido pela metodologia SHSS para o modelo em casca do tipo EC1
$SCF_{SHSS-EC1-S4-3mm}$	Fator concentrador de tensão da junta obtido pela metodologia SHSS para o modelo em casca do tipo EC1 com elemento do tipo S4 de tamanho máximo 3mm $\left[\frac{\sigma_{hsmax-EC1-S4-3mm}}{\sigma_{Nominal}} \right]$
$SCF_{SHSS-EC1-3mm}$	Fator concentrador de tensão da junta obtido pela metodologia SHSS para o modelo em casca do tipo EC1 com elemento de tamanho máximo 3mm
T, t ou t_p	Espessura, <i>mm</i>
t_{ess}	Espessura equivalente para o cálculo da tensão estrutural equivalente, segundo critérios da norma ASME, <i>mm</i>
t_r	Tamanho crítico de trinca, <i>mm</i>
T1	Espessura do elemento 1, <i>mm</i>
t_1	Profundidade da trinca, <i>mm</i>
T2	Espessura do elemento 2, <i>mm</i>
u_i	Deslocamento nodal do nó <i>i</i> , <i>mm</i>
XYZ	Sistema de coordenadas global
xyz	Sistema de coordenadas local
x_i	Coefficiente para cálculo do dano, dependente do carregamento
Y_u	Fator de correção de K em função da geometria e carregamento da junta
δ	Tamanho de um elemento, <i>mm</i>
ΔF	Amplitude do esforço nodal em um carregamento cíclico, <i>N</i>
ΔF_x	Amplitude do esforço nodal em um carregamento cíclico, na direção x, <i>N</i>

Δf_x	Amplitude do esforço linearmente distribuído, em um carregamento cíclico, na direção x $\left[\frac{\Delta F_x}{l} \right]$
ΔK	Amplitude fator intensificador de tensão
ΔK_m	Amplitude fator intensificador de tensão (componente de membrana)
ΔK_b	Amplitude fator intensificador de tensão (componente de flexão)
ΔM	Amplitude do momento nodal em um carregamento cíclico, $N \cdot m$
ΔM_y	Amplitude do momento nodal em um carregamento cíclico, em relação ao eixo y, $N \cdot m$
Δm_y	Amplitude do momento linearmente distribuído, em um carregamento cíclico, em relação ao eixo y $\left[\frac{\Delta M_y}{l} \right]$
ΔS_S	Amplitude da tensão estrutural equivalente $\left[\frac{\Delta \sigma_s}{t \frac{2-m}{2m} . I(r)^{\frac{1}{m}}} \right]$
ΔS_{S-EC1}	Amplitude da tensão estrutural equivalente para modelo em casca do tipo EC1
$\Delta S_{S-EC1-4mm}$	Amplitude da tensão estrutural equivalente para modelo em casca do tipo EC1 com elemento de tamanho máximo de 4mm
$\Delta S_{S-EC1-6mm}$	Amplitude da tensão estrutural equivalente para modelo em casca do tipo EC1 com elemento de tamanho máximo de 6mm
ΔS_{S-EC2}	Amplitude da tensão estrutural equivalente para modelo em casca do tipo EC2
ΔS_{S-EC3}	Amplitude da tensão estrutural equivalente para modelo em casca do tipo EC3
ΔS_{S-ER1}	Amplitude da tensão estrutural equivalente para modelo em elementos rígidos do tipo ER1
ΔS_{S-ER2}	Amplitude da tensão estrutural equivalente para modelo em elementos rígidos do tipo ER2
ΔS_{S-ER3}	Amplitude da tensão estrutural equivalente para modelo em elementos rígidos do tipo ER3
ΔS_{S-IE}	Amplitude da tensão estrutural equivalente para modelo com incremento de espessura
ΔY_{T-EC1}	Deslocamento total na direção Y para modelos em casca do tipo EC1, mm
ΔZ_T	Deslocamento total na direção Z, mm
ΔZ_{T-EC1}	Deslocamento total na direção Z para modelos em casca do tipo EC1, mm
$\Delta Z_{T-máx-EC1}$	Deslocamento total máximo na direção Z para modelos em casca do tipo EC1, mm

$\Delta Z_{T-m\acute{a}x-ER1}$	Deslocamento total máximo na direção Z para modelos em elementos rígidos do tipo ER1, <i>mm</i>
$\Delta \varepsilon_p$	Deformação plástica específica
$\Delta \sigma$	Amplitude de tensão em um carregamento cíclico , <i>MPa</i>
$\Delta \sigma_b$	Amplitude da componente de flexão da tensão estrutural, <i>MPa</i>
$\Delta \sigma_{hs}$	Amplitude da tensão <i>hot spot</i> , <i>MPa</i>
$\Delta \sigma_{hs-EC1}$	Amplitude da tensão <i>hot spot</i> no modelo em casca do tipo EC1, <i>MPa</i>
$\Delta \sigma_{hs-EC1-3mm}$	Amplitude da tensão <i>hot spot</i> no modelo em casca do tipo EC1 com elemento de tamanho máximo de 3mm, <i>MPa</i>
$\Delta \sigma_{hs-EC2}$	Amplitude da tensão <i>hot spot</i> no modelo em casca do tipo EC2, <i>MPa</i>
$\Delta \sigma_{hs-EC3}$	Amplitude da tensão <i>hot spot</i> no modelo em casca do tipo EC3, <i>MPa</i>
$\Delta \sigma_{hs-ER1}$	Amplitude da tensão <i>hot spot</i> no modelo de elementos rígidos do tipo ER1, <i>MPa</i>
$\Delta \sigma_{hs-ER2}$	Amplitude da tensão <i>hot spot</i> no modelo de elementos rígidos do tipo ER2, <i>MPa</i>
$\Delta \sigma_{hs-ER3}$	Amplitude da tensão <i>hot spot</i> no modelo de elementos rígidos do tipo ER3, <i>MPa</i>
$\Delta \sigma_{hs-IE}$	Amplitude da tensão <i>hot spot</i> no modelo com incremento de espessura, <i>MPa</i>
$\Delta \sigma_{hs-3mm}$	Amplitude da tensão <i>hot spot</i> no modelo com elemento de tamanho máximo 3mm, <i>MPa</i>
$\Delta \sigma_m$	Amplitude da componente de membrana da tensão estrutural, <i>MPa</i>
$\Delta \sigma_{Nominal}$	Amplitude da tensão nominal, <i>MPa</i>
$\Delta \sigma_{Nominal-precisão máx-EC1}$	Amplitude da tensão nominal em que resulta máxima precisão para o cáculo da vida  fadiga para modelo em casca do tipo EC1, <i>MPa</i>
$\Delta \sigma_{Nominal-precisão máx.-MC}$	Amplitude da tensão nominal em que resulta máxima precisão para o cáculo da vida  fadiga pela metodologia MC, <i>MPa</i>
$\Delta \sigma_{R,L}$	Limite a fadiga para amplitude constante, usualmente adotado para uma vida de 10^7 ciclos, <i>MPa</i>
$\Delta \sigma_s$	Amplitude da tensão estrutural ou geométrica, <i>MPa</i>
$\Delta \sigma_{s-EC1}$	Amplitude da tensão estrutural ou geométrica para modelo em casca do tipo EC1, <i>MPa</i>

$\Delta\sigma_{s-EC2}$	Amplitude da tensão estrutural ou geométrica para modelo em casca do tipo EC2, <i>MPa</i>
$\Delta\sigma_{s-EC3}$	Amplitude da tensão estrutural ou geométrica para modelo em casca do tipo EC3, <i>MPa</i>
$\Delta\sigma_{s-ER1}$	Amplitude da tensão estrutural ou geométrica para modelo em elementos rígidos do tipo ER1, <i>MPa</i>
$\Delta\sigma_{s-ER2}$	Amplitude da tensão estrutural ou geométrica para modelo em elementos rígidos do tipo ER2, <i>MPa</i>
$\Delta\sigma_{s-ER3}$	Amplitude da tensão estrutural ou geométrica para modelo em elementos rígidos do tipo ER3, <i>MPa</i>
$\Delta\sigma_{s-IE}$	Amplitude da tensão estrutural ou geométrica para modelo com incremento de espessura, <i>MPa</i>
$\Delta\sigma_{s-MC-4mm}$	Amplitude da tensão estrutural ou geométrica obtida pela metodologia VMISS para modelo com elemento de tamanho máximo de 4mm, <i>MPa</i>
$\Delta\sigma_{s-MC-6mm}$	Amplitude da tensão estrutural ou geométrica obtida pela metodologia VMISS para modelo com elemento de tamanho máximo de 6mm, <i>MPa</i>
ε	Deformação específica $\left[\frac{\Delta L}{L}\right]$
θ	Ângulo do pé da solda, °
θ_i	Rotação nodal do nó i , °
Σ	Somatório
σ	Tensão, <i>MPa</i>
σ_a	Metade da amplitude de tensão em um carregamento cíclico, $\left[\frac{\sigma_r}{2}\right]$
σ_b	Componente de flexão da tensão estrutural, <i>MPa</i>
σ_e	Tensão de entalhe, <i>MPa</i>
σ_{hs}	Tensão <i>hot spot</i> , <i>MPa</i>
$\sigma_{hs_{m\acute{a}x}}$	Tensão <i>hot spot</i> em condição de carregamento máximo, <i>MPa</i>
$\sigma_{hs_{m\acute{a}x-EC1}}$	Tensão <i>hot spot</i> em condição de carregamento máximo no modelo em casca do tipo EC1, <i>MPa</i>
$\sigma_{hs_{m\acute{a}x-EC1-S4-3mm}}$	Tensão <i>hot spot</i> em condição de carregamento máximo no modelo em casca do tipo EC1 com elemento do tipo S4 de tamanho máximo 3mm, <i>MPa</i>
$\sigma_{hs_{m\acute{a}x-ER3}}$	Tensão <i>hot spot</i> em condição de carregamento máximo no modelo de elementos rígidos do tipo ER3, <i>MPa</i>

$\sigma_{hs_{mín.}}$	Tensão <i>hot spot</i> em condição de carregamento mínimo, <i>MPa</i>
$\sigma_{hs_{mín-EC1}}$	Tensão <i>hot spot</i> em condição de carregamento mínimo no modelo em casca do tipo EC1, <i>MPa</i>
σ_m	Tensão média ou componente de membrana da tensão estrutural, <i>MPa</i>
$\sigma_{máx.}$	Tensão máxima, <i>MPa</i>
$\sigma_{mín.}$	Tensão mínima, <i>MPa</i>
σ_{nl}	Componente da tensão não linear de pico da tensão estrutural, <i>MPa</i>
$\sigma_{Nominal}$	Tensão nominal, <i>MPa</i>
$\sigma_{Nominal-máx.}$	Tensão nominal máxima, <i>MPa</i>
$\sigma_{Nominal-mín.}$	Tensão nominal mínima, <i>MPa</i>
σ_r	Amplitude de tensão em um carregamento cíclico, <i>MPa</i>
σ_s	Tensão estrutural ou geométrica, <i>MPa</i>
σ_x	Tensão normal na direção do eixo <i>x</i> , <i>MPa</i>
$\sigma_{XX,n}$	Tensão normal paralela ao eixo <i>x</i> , no sentido do eixo <i>x</i> no ponto <i>n</i> , <i>MPa</i>
$\sigma_{XX,0}$	Tensão normal paralela ao eixo <i>x</i> , no sentido do eixo <i>x</i> no ponto 0, <i>MPa</i>
$\sigma_{XX,1}$	Tensão normal paralela ao eixo <i>x</i> , no sentido do eixo <i>x</i> no ponto 1, <i>MPa</i>
σ_y	Tensão normal na direção do eixo <i>y</i> , <i>MPa</i>
σ_z	Tensão normal na direção do eixo <i>z</i> , <i>MPa</i>
σ_1	Tensão principal 1, <i>MPa</i>
$\sigma_{1,0,4t}$	Tensão principal 1 à distância 0,4 <i>t</i> do pé da solda, <i>MPa</i>
$\sigma_{1,1,0t}$	Tensão principal 1 à distância 1,0 <i>t</i> do pé da solda, <i>MPa</i>
$\sigma_{1-máx_{0t-ER3}}$	Tensão principal 1, em condição de carregamento máximo, no nó posicionado no pé da solda (solução do MEF), para modelo de elementos rígidos do tipo ER3, <i>MPa</i>
$\sigma_{1-máx_{0,4t}}$	Tensão principal 1, em condição de carregamento máximo, à distância 0,4 <i>t</i> do pé da solda, <i>MPa</i>
$\sigma_{1-máx_{0,4t-EC1}}$	Tensão principal 1, em condição de carregamento máximo, à distância 0,4 <i>t</i> do pé da solda no modelo em casca do tipo EC1, <i>MPa</i>
$\sigma_{1-máx_{0,4t-EC1-S4-3mm}}$	Tensão principal 1, em condição de carregamento máximo, à distância 0,4 <i>t</i> do pé da solda no modelo em casca do tipo EC1 com elemento do tipo S4 de tamanho máximo 3mm, <i>MPa</i>

$\sigma_{1-\text{mín}_{0,4t}}$	Tensão principal 1, em condição de carregamento mínimo, à distância $0,4t$ do pé da solda, <i>MPa</i>
$\sigma_{1-\text{máx}_{0t}}$	Tensão principal 1, em condição de carregamento máximo, no nó posicionado no pé da solda (solução do MEF), <i>MPa</i>
$\sigma_{1-\text{máx}_{1,0t}}$	Tensão principal 1, em condição de carregamento máximo, à distância $1,0t$ do pé da solda, <i>MPa</i>
$\sigma_{1-\text{máx}_{1,0t-EC1}}$	Tensão principal 1, em condição de carregamento máximo, à distância $1,0t$ do pé da solda no modelo em casca do tipo EC1, <i>MPa</i>
$\sigma_{1-\text{mín}_{1,0t}}$	Tensão principal 1, em condição de carregamento mínimo, à distância $1,0t$ do pé da solda, <i>MPa</i>
$\sigma_{1-\text{Nodal}}$	Tensão principal 1 nodal, <i>MPa</i>
σ_2	Tensão principal 2, <i>MPa</i>
σ_3	Tensão principal 3, <i>MPa</i>
$\sigma(x)$	Tensão em um ponto de coordenada x , <i>MPa</i>
$\sigma_y(x)$	Tensão normal na direção do eixo y em função da posição x , <i>MPa</i>
$\sigma_x(y)$	Tensão normal na direção do eixo x em função da posição y , <i>MPa</i>
$\tau_{XZ,n}$	Tensão de cisalhamento perpendicular ao eixo x , no sentido do eixo z no ponto n , <i>MPa</i>
$\tau_{XZ,0}$	Tensão de cisalhamento perpendicular ao eixo x , no sentido do eixo z no ponto 0 , <i>MPa</i>
$\tau_{XZ,1}$	Tensão de cisalhamento perpendicular ao eixo x , no sentido do eixo z no ponto 1 , <i>MPa</i>
$\tau_{yx}(x)$	Tensão de cisalhamento perpendicular ao eixo y na direção do eixo x e em função do posicionamento x , <i>MPa</i>
$\tau_{xy}(y)$	Tensão de cisalhamento perpendicular ao eixo x na direção do eixo y e em função do posicionamento y , <i>MPa</i>
$[T]$	Matriz de interpolação de um elemento finito
$[T^{-1}]$	Matriz inversa da matriz de interpolação de um elemento finito
$\{F_i\}$	Vetor esforços nodais
$\{f_i\}$	Vetor esforço linearmente distribuído
$\{M_i\}$	Vetor momentos nodais
$\{m_i\}$	Vetor momentos linearmente distribuídos

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO.....	27
1.1 Objetivos.....	29
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	30
2.1 Fadiga.....	30
2.2. Fadiga em juntas soldadas.....	38
2.2.1. Definições Básicas.....	38
2.2.2. Concentração de tensão devido ao formato da solda e geometria da junta.....	42
2.2.3. Concentração de tensões devido a imperfeições e tensões residuais da solda.....	45
2.2.4. Modelagem numérica de juntas soldadas.....	46
2.3. Avaliação da vida em fadiga de estruturas soldadas.....	50
2.3.1. Conceito tensão estrutural <i>Hot Spot</i>	54
2.3.2. Conceito tensão-deformação entalhe e conceito mecânica da fratura.....	61
2.4 Abordagem de Dong para tensão estrutural - VMISS.....	64
2.4.1. Cálculo da tensão estrutural via VMISS para modelos em casca.....	68
2.4.2. Formulação da curva S-N mestre.....	70
2.4.2. Estudos relacionados à aplicação da VMISS e da tensão estrutural.....	75
3. METODOLOGIA.....	79
3.1. Descrição geral dos ensaios e juntas estudadas.....	79
3.1.1. Junta T.....	80
3.1.2. Junta simétrica.....	81
3.2. Simulação numérica.....	83
3.2.1. Modelagem numérica de junta PTSS.....	84
3.2.2. Modelagem de junta e cálculo da vida de acordo com metodologia SHSS – Pré-Processamento.....	88
3.2.3. Modelagem de junta e cálculo da vida de acordo com a metodologia SHSS – solução e pós-processamento.....	96
3.2.4. Modelagem de junta e cálculo da vida de acordo com a metodologia de Dong (VMISS + MC).....	98
4. RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	102
4.1. Metodologia SHSS para junta T.....	102
4.2. Metodologia MC para junta T.....	109

4.2.1. Análise de modelos numéricos utilizando ER1	119
4.3. Análise da vida em fadiga junta SCAL (2° etapa).....	122
4.4. Comparação SHSS X MC.....	131
4.5. Análise do comportamento mecânico sob diferentes técnicas de modelagem	137
5. CONCLUSÕES	144
6. REFERÊNCIAS	147
APÊNDICE A – Comportamento da tensão na região da solda com carregamento estático de 60% S_y – Comparativo LSE e MEF	152

1 INTRODUÇÃO

A fadiga é capaz de causar ruptura de um elemento estrutural em condições de carregamento inferiores ao limite de resistência do material. Dessa forma, acredita-se que este deva ser o principal motivo a torná-lo presente em cerca de 90% das causas de falha (PANG et al., 2013).

Para a norma inglesa de projeto e avaliação à fadiga de estruturas de aço - BS 7608:1993 “fadiga é o dano de um elemento estrutural provocado pelo início e propagação gradual de uma trinca ou trincas, causado pela aplicação de esforços repetitivos” (BS 7608, p. 1, 1993). A ocorrência do fenômeno está relacionada à quantidade de ciclos de repetição dos esforços e independe de sua intensidade ser equivalente ou não ao limite de resistência do material.

Complementando esse conceito, segundo a *American Society for Testing and Materials* – ASTM apud Akhlaghi (2009), o dano por fadiga se caracteriza ainda por ser localizado, progressivo e permanente, ou seja, uma vez mantida as condições do carregamento, a trinca, de caráter localizado, jamais diminui, apenas progride até entrar em colapso.

De maneira geral, elementos estruturais podem possuir regiões em que os efeitos dos esforços de carregamento amplificam-se devido a condições geométricas. Na literatura, esses pontos são denominados “concentradores de tensão”. Para Lampman (1997), qualquer variação de dimensão na seção de um membro carregado torna-se um concentrador de tensão com potencial favorecimento à nucleação de trincas por fadiga. Assim, cordões de solda, apenas por sua característica geométrica, já poderiam ser pontos concentradores de tensão.

Segundo Lampman (1997), já é amplamente aceito o fato de que o próprio processo de soldagem em si já diminui consideravelmente a vida em fadiga de um componente estrutural submetido a carregamento cíclico, limitando a resistência da estrutura à resistência da junta soldada e caracterizando a importância de estudos relacionados ao tema.

Vários métodos podem ser seguidos para análise de fadiga de juntas estruturais. No caso de juntas soldadas, Aygül (2012) os classifica em dois grandes grupos principais: métodos de análise global e métodos de análise local.

Segundo BS 7608 (1993), a vida à fadiga de uma estrutura depende do comportamento à fadiga de suas juntas, sejam elas soldadas ou não. Por isso, sua aplicação decorre da comparação do detalhe estrutural analisado com uma série de classes de juntas e detalhes

estruturais amplamente ensaiados e padronizados. Destaca-se, no entanto, dois fatores que podem causar imprecisões no método:

- Estimativa errônea e/ou imprecisa dos níveis de tensões no elemento estrutural estudado;
- Caráter probabilístico inerente ao levantamento das curvas que descrevem o comportamento a fadiga de cada classe.

Este seria um método de análise global e, apesar de ter se tornado bastante popular por exigir cálculos menos complexos, não distingue separadamente aspectos locais relacionados à geometria da junta e direções de carregamento que aumentam consideravelmente o nível de tensão.

A utilização de ferramentas de modelagem numérica como o Método de Elementos Finitos - MEF vem surgindo como um poderoso aliado na avaliação dos níveis de tensões locais do elemento estrutural analisado, possibilitando a aplicação de métodos de análise local no cálculo da vida a fadiga. Apesar de apresentar resultados mais precisos até mesmo para estruturas mais complexas, sua aplicação ainda é limitada, pois demandam utilização da técnica adequada e tempo considerável de modelagem e processamento (AYGUL, 2012).

A fim de contornar alguns aspectos problemáticos de abordagens locais, em 2001, a comissão XIII do *International Institute of Welding* (IIW) publicou um guia de utilização de uma abordagem denominada *Structural Hot Spot Stress* – SHSS com recomendações para sua utilização a partir de instrumentação da junta ou a partir de ferramentas numéricas como o MEF. A ideia geral do método é calcular a vida à fadiga a partir da tensão no pé da solda obtida da extrapolação de tensões nas regiões vizinhas ou pela linearização de tensões ao longo da espessura (POUTIAINEN; TANSKANEN; MARQUIS, 2004).

O método SHSS, além de demandar cálculos mais simples, diminuiu consideravelmente a quantidade de classes de juntas. No entanto, este método não se demonstrou tão adequado para união entre chapas quanto se demonstrou para a união entre tubos. Além disso, demonstrou-se sensível ao método de extrapolação e à técnica de modelagem (POUTIAINEN; TANSKANEN; MARQUIS, 2004).

Dong (2001), utilizando o MEF como ferramenta, publica uma abordagem alternativa denominada Método Batelle ou *VerityTM mesh-insensitive structural Stress Method* – VMISS onde, ao invés de se obter a tensão na região do pé da solda por extrapolação da tensão na região vizinha, a mesma é obtida analiticamente a partir de forças e momentos dados por condições de equilíbrio, caracterizando um estado de tensão no pé da solda independente da

geometria do cordão ou do nível de discretização do modelo do MEF utilizado para representar a junta.

Além disso, o autor sugere, a partir de fatores de correção baseados em conceitos da mecânica da fratura, uma modificação no eixo de tensões do diagrama S-N. Com essa modificação, seria possível, segundo ele, estabelecer uma faixa de probabilidades do comportamento à fadiga que abrangeria todos os tipos de juntas. Esse diagrama modificado foi nomeado como *Master Curve* - MC.

Com o objetivo de avaliar essa nova metodologia proposta por Dong, a partir de diferentes técnicas de modelagem e apontar aspectos positivos e negativos da VMISS e da MC é que se desponha o presente trabalho.

1.1 Objetivos

O objetivo geral é avaliar a vida em fadiga de juntas soldadas através do método da tensão estrutural de Dong, utilizando diferentes modelos de elementos finitos de casca.

Para alcance desse objetivo geral traçam-se os seguintes objetivos específicos:

- Comparar os resultados de vida com dados experimentais de ensaios encontrados na literatura;
- Comparar os resultados de vida com os obtidos pelo método SHSS;
- Comparar o valor de tensão no pé da solda obtido pelo método da extrapolação e pelo método VMISS;
- Avaliar o comportamento estrutural dos diversos modelos de elementos finitos de casca propostos na literatura.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Para alcance do objetivo supracitado é fundamental a realização de uma revisão bibliográfica nos seguintes tópicos:

- Fadiga e seus conceitos básicos, contextualização do assunto e uma breve introdução a termos e definições da área.
- Fadiga em juntas e estruturas soldadas e normas correspondentes. Ao inserir o processo de soldagem na fabricação de um componente mecânico, uma série de fatores aumentam a complexidade na análise e precisam ser considerados, é importante entender que fatores são esses, de que forma eles influenciam na vida a fadiga e como podem ser avaliados através de ferramentas como o MEF.
- Abordagem de Dong para tensão estrutural e curvas mestre. Alguns estudos mais recentes desenvolvidos por Dong demonstram um novo método de análise de vida a fadiga de juntas soldadas através do MEF e a determinação de um diagrama S-N corrigido incorporando um espaço de probabilidade único para o comportamento à fadiga de vários tipos de juntas. Esse método é melhor detalhado no transcórreer do trabalho.

2.1 Fadiga

Historicamente o fenômeno da fadiga tem se demonstrado muito presente na causa de falhas estruturais, tendo maior evidência a partir da Segunda Guerra Mundial (TEIXEIRA, 2004). Devido sua complexidade, o tema ainda apresenta uma série de lacunas teóricas a serem preenchidas e, conseqüentemente, possibilidades de pesquisa e questões a serem respondidas.

A ASTM define a fadiga como:

“processo de modificação estrutural localizada, progressiva e permanente ocorrendo em um material submetido a condições que produzem variações de tensões e deformações em um ponto ou vários pontos o qual poderá resultar em um trinca ou completa fratura após um número suficiente de ciclos” (AKHLAGHI, p. 1, 2009).

Já a norma européia Eurocode3 (2005, p. 7) referente à Projeto de Estruturas de aço define a fadiga como: “Processo de iniciação e propagação de uma trinca através de um elemento estrutural submetido a ação de carregamento cíclico”

Segundo Chiaverini (1986), a ruptura por fadiga ocorre quando estão presentes: tensão máxima de tração de valor suficientemente elevado; variação ou flutuação suficientemente

grande da tensão aplicada; número suficientemente grande de ciclos de tensões aplicadas. Corroborando com Chiaverini (1986), Boyer (1986) apud Albuquerque (2004, p. 10) complementa: “para que a falha por fadiga aconteça é necessário a ação simultânea de tensões cíclicas, tensões trativas e deformação plástica. As tensões cíclicas iniciam a trinca e as tensões trativas promovem seu crescimento ou sua propagação”.

A percepção do fenômeno da fadiga em estágios de nucleação e, posteriormente, propagação da trinca, como mencionado acima, surgiu a partir da década de 50 onde muitos pesquisadores constataram o aparecimento de microtrincas nas etapas iniciais do processo, desde então, o fenômeno da fadiga passou a ser caracterizado em duas etapas, conforme ilustra a Figura 1 (SCHIJVE, 2003).

Figura 1 - Evolução de uma trinca de fadiga



Fonte: Schijve (2003)

A Figura 1 ilustra o sequenciamento de etapas, e sugere uma subdivisão da etapa de nucleação, onde a mesma iniciaria a partir de deslizamentos cíclicos de bandas de escorregamento, progredindo para a nucleação da trinca e, posteriormente, crescimento da microtrinca. A partir da divisão em etapas do fenômeno da fadiga é possível perceber que a análise de cada uma delas, demanda conhecimentos distintos. Esse caráter multidisciplinar do assunto é que o torna tão complexo e possível de ser analisado sob diferentes aspectos.

Norton (2011) reconhece três abordagens distintas para o estudo do fenômeno da fadiga: Abordagem Tensão Número de Ciclos (S-N), Abordagem Deformação Número de Ciclos (ϵ -N) e Abordagem da Mecânica da Fratura Linear Elástica - MFLE.

Yin; Cerkovnik (2014) corroboram com Norton (2011) e citam as três abordagens supracitadas como as mais utilizadas para estudar e prever a vida em fadiga nos metais. As abordagens pela tensão e pela deformação caracterizam-se pela avaliação da vida como um todo, não diferenciando os diferentes estágios do fenômeno, enquanto que a MFLE é utilizada para descrever apenas o estágio de crescimento de trinca.

Com o intuito de manter a objetividade não são discutidas minúcias das três abordagens. A intenção, nesse momento, é uma breve contextualização da abordagem pela deformação e uma descrição um pouco mais detalhada da abordagem pela tensão, tendo em

vista sua popularização. Uma explicação mais aprofundada da abordagem pela MFLE será realizada mais adiante no tópico 2.3.2 tendo em vista sua ligação com o tema do trabalho.

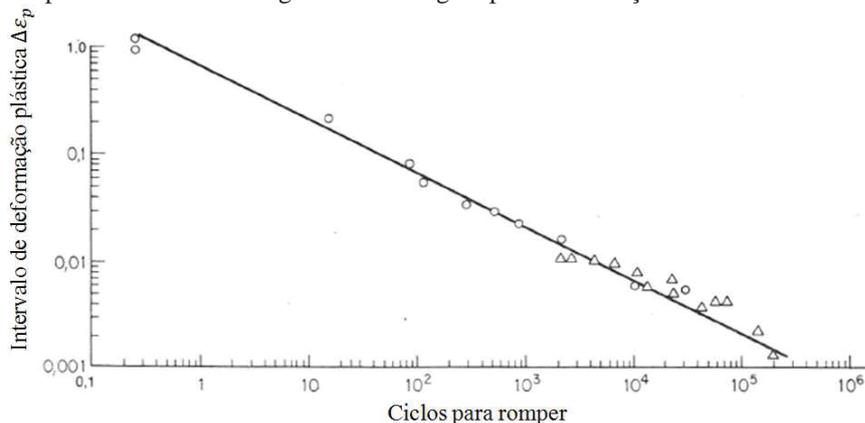
De acordo com Norton (2011), a escolha de qual abordagem adotar depende, dentre outros critérios, da classificação do fenômeno estudado quanto ao número de ciclos que pode ser: fadiga de alto ciclo (FAC) e fadiga de baixo ciclo (FBC). Branco (1998) denomina a fadiga de baixo ciclo como fadiga oligocíclica.

FAC's ocorrem para componentes mecânicos que deverão apresentar uma vida superior a aproximadamente 10^3 ciclos. Segundo Schijve (2003) para FAC's têm-se o estágio da nucleação de trinca correspondendo a maior parcela da vida em fadiga. Enquanto que FBC's ocorrem para componentes mecânicos que deverão operar em um período inferior a aproximadamente 10^3 ciclos ou que as tensões apresentem um valor suficiente para causar o escoamento do material. Nesses casos o estágio de crescimento de trinca pode assumir uma parcela considerável da vida em fadiga (SCHIJVE, 2003).

Conforme Dieter (1981), para FAC têm-se tensões plásticas altamente localizadas, enquanto que para FBC a deformação plástica é generalizada, tornando difícil sua interpretação em termos de tensão. Esse é um tipo de problema comum em projetos de vasos de pressão e turbinas a vapor. Nesses casos a abordagem mais adequada é pela deformação (curvas ϵ -N).

Segundo Dieter (1981), a norma que estabelece critérios para ensaio de FBC é a ASTM E-606 de 1998 e a maneira usual de apresentação dos resultados consiste no lançamento em gráfico do intervalo de deformação plástica ($\Delta\epsilon_p$) contra o número de ciclos (N). Conforme pode se perceber na Figura 2, em coordenadas log-log o gráfico apresenta uma linha reta com inclinação média de aproximadamente -0,5 e pouco variável entre os materiais. Essa relação é conhecida como lei de Coffin-Manson (DIETER, 1981).

Figura 2 - Gráfico típico de ensaio de fadiga com abordagem pela deformação



Fonte: Dieter (1981)

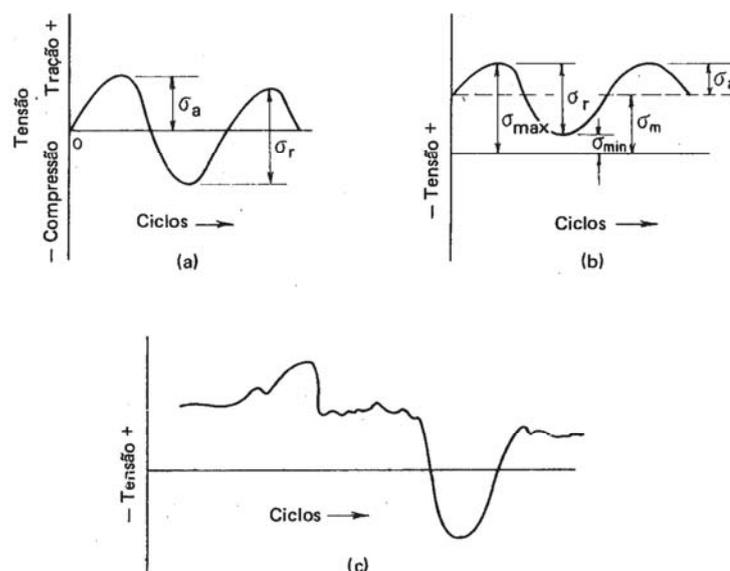
Segundo Norton (2011), apesar da abordagem pela deformação ser a mais complicada das três e requerer auxílio computacional para desenvolvimento da solução, a mesma fornece uma visão razoavelmente precisa do estágio de iniciação da trinca, pois como esse estágio envolve escoamento do material, a abordagem pela tensão torna-se incapaz de modelá-la adequadamente. Além disso, aspectos relacionados à temperatura e efeitos de fluência podem ser incluídos em sua formulação matemática.

Nas aplicações que envolvem FAC a abordagem pela tensão é a mais frequentemente utilizada já que a mesma fornece melhores resultados quando as amplitudes das solicitações são conhecidas e consistentes ao longo da vida da peça (NORTON, 2011).

Segundo a BS 7608 (1993), existem alguns valores de carregamento normalizados para as aplicações mais comuns, para as demais é necessário estimá-los. Pode ser conveniente, para isso, a obtenção de dados de uma estrutura já existente submetida a condições similares a que será projetada, nesses casos um monitoramento contínuo deve ser feito para a coleta do histórico de tensões da mesma.

Para situações em que não existam carregamentos normalizados ou estruturas similares que possam ser utilizadas como referência, a aplicação de ferramentas numéricas computacionais como o MEF pode ser de grande ajuda. A Figura 3 ilustra exemplos típicos de históricos de tensões de uma determinada estrutura.

Figura 3 - Ciclos típicos de tensões de carregamento. (a) Tensões alternadas (b) Tensões flutuantes (c) Tensões aleatórias



Fonte: Chiaverini (1986)

Conforme Dieter (1981) e Chiaverini (1986), a partir do gráfico da Figura 3, algumas relações básicas já podem ser definidas:

$$\sigma_r = \Delta\sigma = \sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n} \quad (2.1)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_r}{2} \quad (2.2)$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} + \sigma_{m\acute{i}n}}{2} \quad (2.3)$$

$$R = \frac{\sigma_{m\acute{a}x}}{\sigma_{m\acute{i}n}} \quad (2.4)$$

$$A = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} \quad (2.5)$$

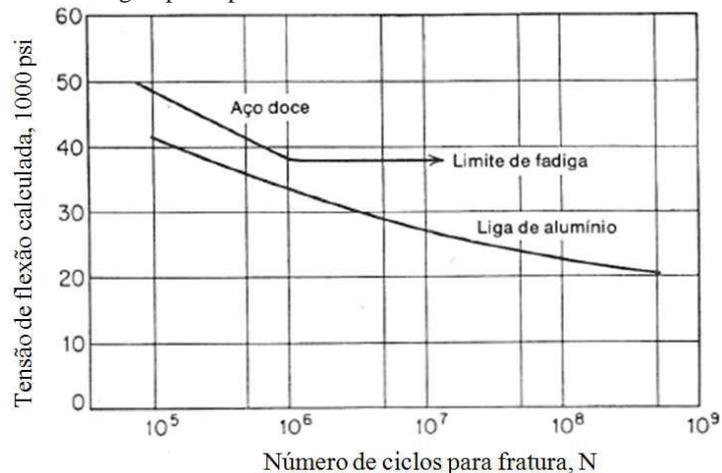
onde, σ_a = Tensão alternada ou variável; σ_r = Faixa de tensões; σ_m = Tensão média; $\sigma_{m\acute{a}x}$ = Tensão máxima; $\sigma_{m\acute{i}n}$ = Tensão mínima; R e A = Relação de tensões.

A abordagem pela tensão consiste em manter as tensões cíclicas sobre o elemento estrutural em análise, abaixo da resistência e/ou limite de fadiga. Evitando assim a falha para o número de ciclos requerido. Teoricamente, a nucleação da trinca, sequer, ocorre (NORTON, 2011). A resistência à fadiga e/ou limite de fadiga para o material é obtida através de ensaios de corpos de prova em laboratório.

Segundo Halford; Gallagher (2000), a apresentação dos dados de ensaio para a abordagem pela tensão geralmente é dada através da:

- Curva S-N, para ensaios realizados sobre tensão alternada e amplitude constante com $\sigma_m = 0$, trata-se de um gráfico que relaciona o valor da tensão (S) contra o número de ciclos (N) necessários para a fratura. Empregando-se, para esse último, normalmente, uma escala logarítmica conforme ilustrado na Figura 4:

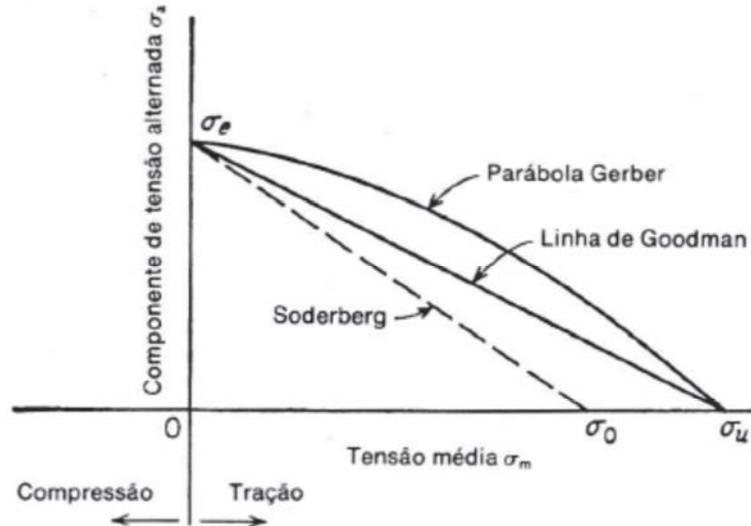
Figura 4 - Curvas de fadiga típicas para metais ferrosos e não ferrosos



Fonte: Dieter (1981)

- Diagrama de Goodman modificado, para ensaios sobre condições de tensão média diferente de zero, onde se plota o valor da amplitude de tensão pela tensão média de ensaio conforme apresentado na Figura 5, que ilustra outros dois métodos (Parábola de Gerber e Soderberg),

Figura 5 - Diagrama de Goodman modificado



Fonte: Dieter (1981).

Segundo Chiaverini (1986), um ensaio de fadiga para elaboração das curvas S-N possibilita a determinação de:

- Limite de fadiga: Alguns materiais apresentam um comportamento como o do “aço doce” ilustrado na Figura 4, onde existe uma tensão abaixo da qual é possível aplicar a carga repetidamente e por tempo indefinido sem que o material se rompa, caracterizando uma vida infinita. Outros metais não ferrosos como ligas de alumínio em geral apresentam um decréscimo contínuo na curva S-N não apresentando uma horizontalização da mesma, nesses casos define-se o limite de fadiga para um número arbitrário de ciclos, como por exemplo 10^8 ciclos. (DIETER, 1981);
- Resistência a fadiga: Corresponde à tensão para a qual o material falha após um certo número de ciclos de aplicação de carga definido.

Outro termo bastante usual encontrado na literatura é “vida à fadiga”. Hobbacher (2008) o define como a quantidade de ciclos necessários para causar a ruptura de um elemento sobre um valor de tensão cíclica pré-determinado.

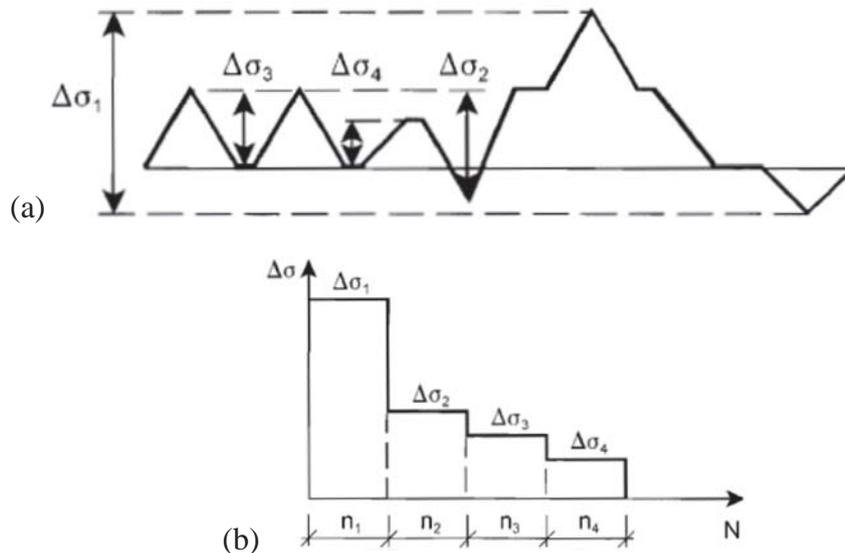
Ao realizar ensaios para obtenção do comportamento de um material a fadiga é possível perceber uma dispersão considerável dos resultados, pois são muitos os aspectos que

influenciam no formato da curva. Logo, percebe-se a necessidade de um tratamento estatístico e a determinação de uma família de curvas para diversas possibilidades de ruptura (CHIAVERINI, 1986).

Para a maioria dos casos o histórico de tensões obtido para um elemento estrutural pode apresentar um caráter randômico ou aleatório (Figura 3(c)), ao passo que a maior parte das curvas disponíveis na literatura, utilizadas para comparação, foram obtidas por ensaios convencionais com amplitude de tensão constante (DIETER, 1981). Nesses casos, é possível a utilização de ferramentas como métodos de contagem de ciclo aliado à teorias de acúmulo do dano para avaliação da vida em fadiga.

A BS 76068 (1993) estabelece o método de contagem de ciclos conhecido como reservatório, enquanto o Eurocode3 (2005) cita ainda o método *rainflow*. Ambas devem fornecer os mesmos resultados e servem para transformar um histórico de tensões aleatório, ilustrado na Figura 3 (c), em um histórico equivalente em que as amplitudes de mesma ordem de grandeza são agrupadas conforme ilustra a Figura 6(a). Após isso, cria-se um espectro de tensões ordenando os ciclos por ordem de grandeza de amplitude conforme a Figura 6(b).

Figura 6 - Aplicação do método da contagem de ciclos. (a) Resultado da aplicação do método (b) Espectro de amplitudes de tensões.



Fonte: Eurocode3 (2005)

O método *rainflow* de contagem de ciclo foi introduzido inicialmente por Matsuishi e Endo (1968) apud Rychlik (1987) e desde então vem sendo reconhecido como o que propõe os melhores resultados. Dada a sua importância, encontra-se na literatura uma série de algoritmos desenvolvidos (RYCHLIK, 1987).

Segundo Yin; Cerkovnik (2014) o método nomeado originalmente como “*Pagoda Raindrop*” recebeu esse nome por que consiste em uma analogia ao comportamento dos pingos de chuva sobre a arquitetura de pagodes¹. Seu algoritmo padronizado encontra-se na ASTM E-1049 (2005).

Para mensurar o efeito do dano para cada amplitude de tensão existente no espectro utilizam-se teorias de acúmulo do dano a fadiga, segundo Aid et al. (2011) essas teorias podem ser classificadas em lineares e não lineares, sendo que o método linear de *Palmgren-Miner* e suas alterações são os mais comumente utilizados:

$$D = \sum_{i=1}^n \frac{n_i}{N_{Ri}} = \sum_{i=1}^n r_i \quad (2.6)$$

onde, n_i = Número de ciclos em determinada amplitude de tensão $\Delta\sigma_i$; N_{Ri} = Número de ciclos até a falha sobre a mesma amplitude de tensão; D = Valor do dano acumulado; r_i = Dano em cada ciclo de tensão.

Esse método baseia-se na hipótese de constante absorção de trabalho por ciclo independente do nível de carregamento. Devido a lacunas apresentadas pelas teorias de acúmulo do dano linear, Marco; Starkey (1954) foram os primeiros a propôr uma metodologia do acúmulo de dano não linear:

$$D = \sum_{i=1}^n r_i^{x_i} \quad (2.7)$$

onde, x_i = Coeficiente dependente do carregamento.

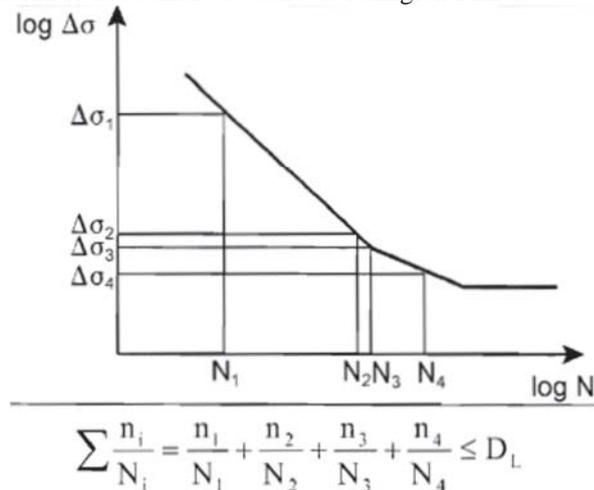
Experimentos têm demonstrado que somente em alguns casos e para alguns materiais essa teoria apresenta-se válida (AID et al., 2011).

Segundo Sun; Dui; Fan (2014), além da metodologia do acúmulo do dano não linear outras metodologias foram propostas. A exemplo disso, esses autores apontam diferentes métodos como: Método da curva do dano por Manson e Halford (1986); Métodos baseados no crescimento de trinca por Miller (1992); Métodos baseados na energia do dano Kujawski e Ellyin (1984) e métodos baseados na mecânica do contínuo Wang e Low (1990) e Yang et al. (1997). Todos apresentando uma boa aproximação da realidade, porém, demandando alto desempenho de processamento e informações que nem sempre são disponíveis nas aplicações de engenharia.

¹ Torres com múltiplas beiradas, característica da arquitetura oriental.

Tanto a BS 7608 (1993) quanto o Eurocode3 (2005) utilizam-se da teoria do acúmulo do dano de *Palmgren-Miner* para determinar se o componente em estudo resistirá a fadiga. A Figura 7 ilustra o método, onde os pontos da curva relacionam a resistência à fadiga (N) correspondente aos diferentes ciclos de tensões ($\Delta\sigma$) dos carregamentos aplicados.

Figura 7 - Aplicação da teoria linear de acúmulo do dano de Palmgren-Miner



Fonte: Eurocode3 (2005)

2.2. Fadiga em juntas soldadas

Atualmente um dos processos mais comuns na fabricação de estruturas e componentes mecânicos em geral é a soldagem. Além de ser diversificado, o mesmo vem se popularizando cada vez mais devido sua constante evolução e sua capacidade em aliar, satisfatoriamente, alta flexibilidade e baixo custo.

O conceito de soldagem é bastante amplo e, até mesmo contraditório entre alguns autores, por ora não haverá uma preocupação maior em discutir qual o conceito mais adequado a ser empregado. Apenas será contextualizado o assunto através de definições básicas destacando-se alguns aspectos característicos do processo e que o torna motivo de atenção e preocupação ao se analisar a vida em fadiga. A intenção é construir uma “bagagem” teórica que permita a compreensão das normas existentes para dimensionamento à fadiga.

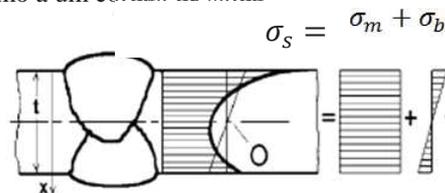
2.2.1. Definições Básicas

Para a melhor compreensão do que será discutido, tendo em vista a especificidade do assunto, a definição de uma série de termos e conceitos chave que, a primeira vista, parecem usuais, torna-se importante. De um modo geral, normas e recomendações utilizadas para

avaliação da vida em fadiga em estruturas soldadas costumam distinguir três tipos distintos de tensão, σ :

- Tensão Nominal ($\sigma_{Nominal}$): Valor de tensão obtido diretamente para a junta em estudo a partir de cálculos efetuados pela teoria de vigas, desconsiderando efeitos da concentração de tensão provenientes de descontinuidades geométricas da junta (EUROCODE3, 2005);
- Tensão estrutural ou geométrica (σ_s): Correspondendo a tensão nominal acrescida de efeitos relacionados a descontinuidades geométricas, podendo ser derivada em componentes de membrana (σ_m) e de flexão (σ_b) como ilustra a Figura 8 (HOBACHER, 2008);

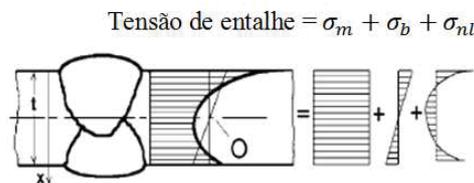
Figura 8 - Distribuição de tensões próximo a um cordão de solda



Fonte: Hobbacher (2008), adaptado pelo autor

- Tensão de entalhe (σ_e): Tensão total na raiz de um entalhe, correspondendo a soma da tensão estrutural (σ_s) com uma componente da tensão não linear de pico ocasionada por particularidades geométricas do entalhe (σ_{nl}). Segundo Hobbacher (2008), a tensão de entalhe, atuante nas proximidades de um cordão de solda, pode ser derivada em três componentes conforme ilustra a Figura 9.

Figura 9 - Distribuição de tensões próximo a um cordão de solda



Fonte: Hobbacher (2008), adaptado pelo autor

Segundo o autor, a decomposição analítica dessas tensões pode ser obtida por uma integração através da espessura t :

$$\sigma_m = \frac{1}{t} \int_{x=0}^{x=t} \sigma(x) dx \quad (2.8)$$

$$\sigma_b = \frac{6}{t^2} \int_{x=0}^{x=t} (\sigma(x) - \sigma_m) \left(\frac{t}{2} - x\right) dx \quad (2.9)$$

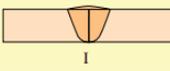
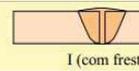
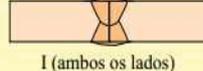
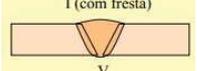
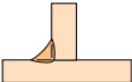
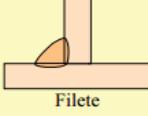
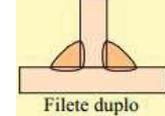
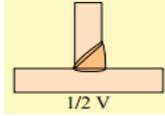
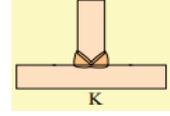
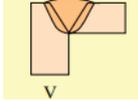
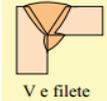
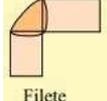
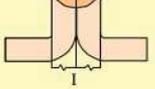
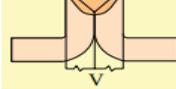
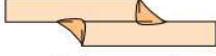
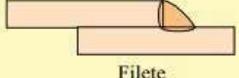
$$\sigma_{nl}(x) = \sigma(x) - \sigma_m - \left(1 - \frac{2x}{t}\right) \sigma_b \quad (2.10)$$

$$\sigma_e = \sigma_m + \sigma_b + \sigma_{nl} \quad (2.11)$$

A razão entre a tensão de entalhe e a tensão estrutural ou geométrica corresponde a um fator de concentração de tensão devido ao entalhe.

A *American Welding Society – AWS* (2006) define uma junta como: a maneira com que componentes são unidos, reconhecendo cinco tipos básicos de juntas soldadas: junta de topo, junta em ângulo, junta de canto, junta de aresta e junta sobre-posta; sendo que, para cada tipo de junta, são definidos diferentes tipos de solda. Os diferentes tipos de juntas e seus respectivos tipos de solda são ilustrados na Tabela 1.

Tabela 1 - Configurações de junta soldada conforme a AWS

Configuração de Junta	Configuração de Solda			
 <p>Topo</p>	 <p>I</p>	 <p>I (com fresta)</p>	 <p>I (ambos os lados)</p>	 <p>I (com fresta) V</p>
 <p>Ângulo</p>	 <p>Filete</p>	 <p>Filete duplo</p>	 <p>1/2 V</p>	 <p>K</p>
 <p>Canto</p>	 <p>V</p>	 <p>V e filete</p>	 <p>Filete</p>	
 <p>Aresta</p>	 <p>I</p>		 <p>V</p>	
 <p>Sobre-posta</p>	 <p>Filete</p>		 <p>Filete duplo</p>	

Fonte: AWS (2006), adaptado pelo autor

É possível perceber que em juntas de topo e juntas em ângulo o cordão de solda pode ser de penetração total - PT, onde o cordão preenche toda a espessura da junta, ou penetração parcial - PP, onde o cordão de solda não preenche todo o espaço da espessura. O fator determinante nesse caso é a espessura da chapa e o chanfro realizado na mesma. Existe ainda

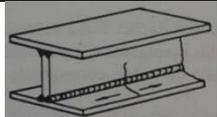
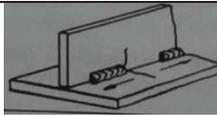
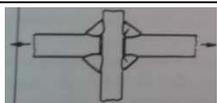
um processo complementar a soldagem, denominado ²goivagem, utilizado nos casos em que a penetração total da junta precisa ser garantida.

Normas internacionais, de modo geral, utilizam uma classificação para juntas soldadas baseada na resistência a fadiga para uma vida de aproximadamente 2×10^6 ciclos considerando, segundo a BS 7608 (1993):

- Arranjo geométrico e proporções da junta;
- Direção das tensões flutuantes;
- Localização provável de nucleação de trinca;
- Métodos de fabricação e inspeção.

O Eurocode3 (2005) utiliza o próprio valor da tensão nominal em MPa para nomenclatura da classe, enquanto que a BS 7608 (1993) adota letras do alfabeto. A Tabela 2 resume a classificação adotada pelo IIW.

Tabela 2 - Classificação juntas soldadas de acordo com a IIW

Tipo	Configuração Junta	Descrição	Classe
1		Junta de topo transversal com acabamento superficial na chapa 100% END (Ensaio não destrutivo)	125
5		Junta com penetração executada por processo automático sem interrupção (tensão paralela ao cordão). Filete contínuo	
6		Junta contínua de canto executada por processo automático sem interrupção (tensão paralela ao cordão).	112
2		Solda de topo efetuada por baixo, exceto arco submerso END (sem indicação de extensão)	100
8		Juntas de canto longitudinal com solda intermitente	80
4		Junta de topo com cobrejunta (baseada na tensão nominal no material base, excluindo a concentração de tensões da cobrejunta)	71
28		Juntas de canto transmitindo carga. Trincas de raiz (baseada na tensão na garganta do cordão).	45

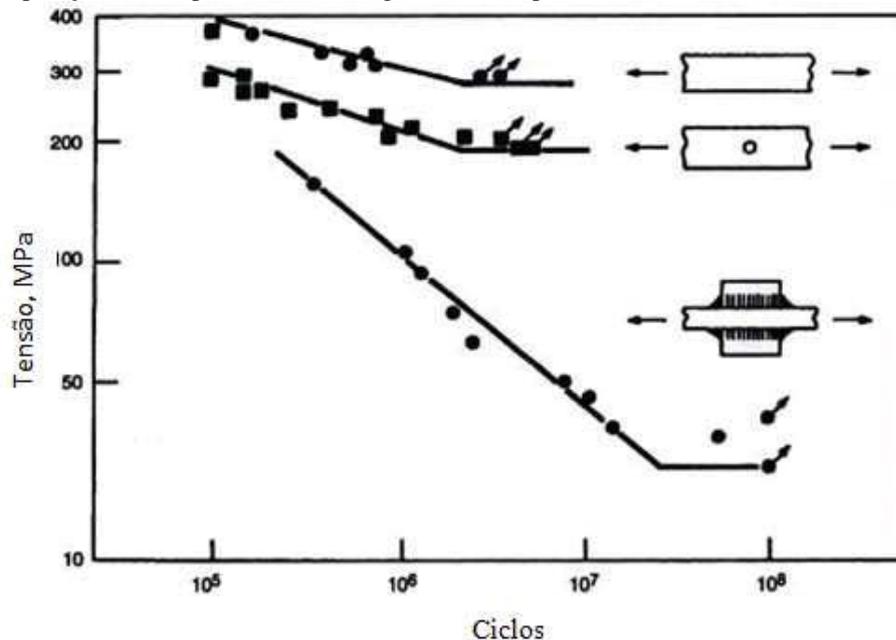
Fonte: Branco (1999)

² Segundo a AWS (2006), refere-se à variação de um processo a arco elétrico com a finalidade de remoção de material para formação de um chanfro.

A Tabela 1 e a Tabela 2 tem caráter apenas elucidativo, não há pretensão em elencar todas as classes de juntas existentes. Para informações mais detalhadas devem ser consultadas as referidas normas supracitadas.

Já é amplamente aceito o fato de que a solda diminui consideravelmente o limite a fadiga e a resistência a fadiga de um componente estrutural submetido a um carregamento cíclico. Essa afirmação de Lampman (1997) pode ser confirmada na Figura 10 que ilustra, em um diagrama Tensão x Vida, a curva do comportamento à fadiga de um componente não soldado, de um componente furado e de um componente soldado.

Figura 10 - Comparação do comportamento à fadiga de um componente soldado



Fonte: Lampman (1997)

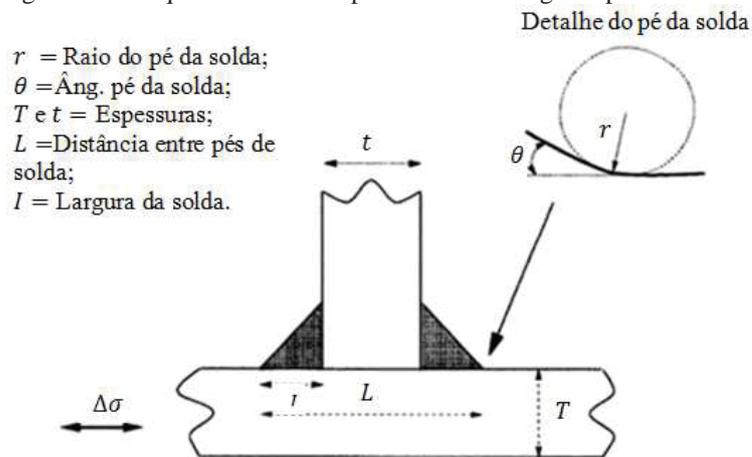
A partir do gráfico da Figura 10 nota-se que a resistência à fadiga do componente soldado é consideravelmente inferior a dos demais componentes. Existem muitas razões que justificam essa redução da resistência a fadiga devido à solda, Lampman (1997) as classifica em três:

- Redução devido à concentração de tensão provocada pelo formato do cordão de solda e geometria da junta;
- Redução devido à concentração de tensões provocada por imperfeições da solda;
- Redução devido à tensões residuais da solda.;

2.2.2. Concentração de tensão devido ao formato da solda e geometria da junta

De acordo com Lampman (1997), qualquer variação de dimensão na secção de um membro carregado torna-se um concentrador de tensão. A localização e magnitude dessa concentração de tensão dependem basicamente do tipo de junta e da direção de carregamento. Mas sabe-se, de antemão, que o pé da solda (para juntas com preenchimento completo de raiz) e a raiz da solda (para juntas com falhas no preenchimento de raiz) são pontos críticos. A Figura 11 ilustra parâmetros geométricos no pé da solda que impactam diretamente no comportamento à fadiga, enquanto a Figura 12 ilustra a iniciação de uma trinca na raiz da solda.

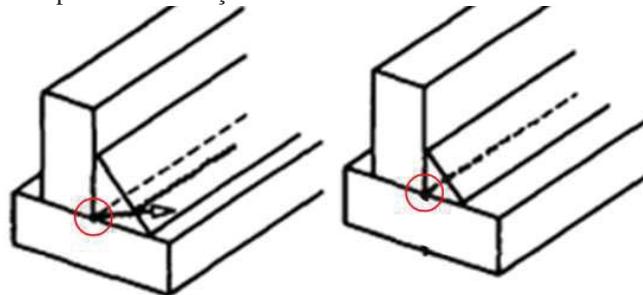
Figura 11 - Parâmetros geométricos que afetam o comportamento à fadiga no pé da solda



Fonte: Lampman (1997)

Estudos apresentados por Lampman (1997) demonstraram que ocorre uma diminuição na resistência à fadiga para um aumento na espessura (T e t), aumento no ângulo de solda (θ) ou diminuição no raio do pé de solda (r).

Figura 12 - Raiz de solda como ponto de iniciação de trinca

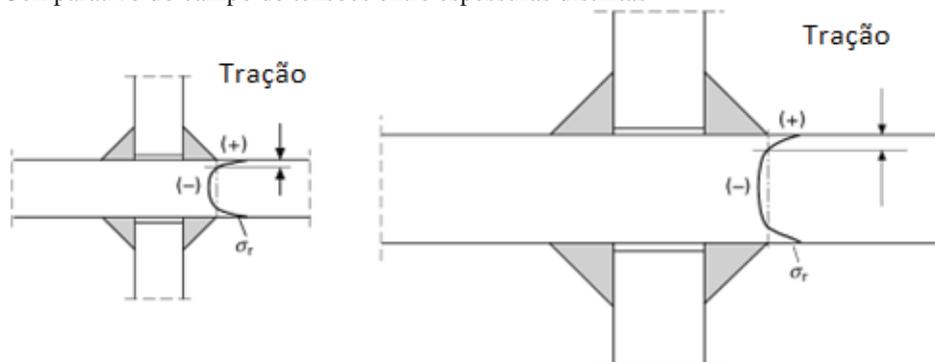


Fonte: Radaj (1990)

Segundo Macdonald (2011) existe um aspecto estatístico a ser considerado no efeito da espessura. Quanto maior o valor da espessura, maior a probabilidade de haver um ponto fraco. Além disso, existem outros dois pontos que devem ser considerados:

- Levando-se em conta que o raio do pé da solda (r) não costuma variar consideravelmente, um aumento de espessura (T) reflete em uma diminuição da razão (r/T) entre o raio do pé da solda e espessura de chapa para chapas mais espessas, aumentando assim o valor da tensão de entalhe (σ_e) no ponto considerado;
- Por questões de equilíbrio o campo de tensão residual é geralmente de caráter trativo na região do pé da solda e compressivo na região intermediária. Conforme ilustrado no comparativo da Figura 13. Quanto mais espessa for a chapa, maior o campo de caráter trativo, facilitando a propagação de uma trinca nessa região;

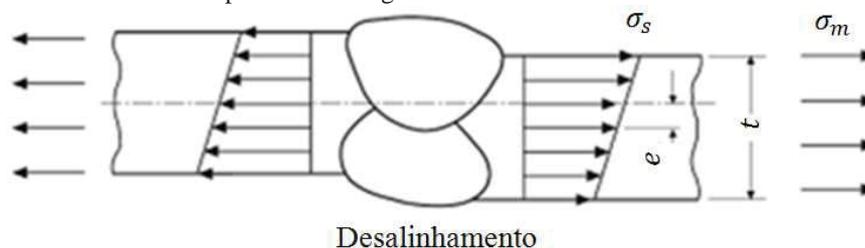
Figura 13 - Comparativo do campo de tensões entre espessuras distintas



Fonte: Macdonald (2011)

Desalinhamentos, segundo Macdonald (2011), também afetam consideravelmente a resistência a fadiga de estruturas carregadas axialmente. Isso ocorre devido ao surgimento de um momento de força em relação ao eixo horizontal de simetria e, conseqüentemente, tensões de flexão secundárias conforme ilustrado na Figura 14. O valor dessas tensões pode ser obtido diretamente através da equação 2.12 e chegam a aumentar a tensão estrutural cerca de 30-45% para desalinhamentos em torno de 10-15%.

Figura 14 - Desalinhamento em componentes carregados axialmente



Fonte: Macdonald (2011).

$$\sigma_s = \sigma_m \left(1 + 3 \frac{e}{t}\right) \quad (2.12)$$

onde, e = Valor do desalinhamento; t = Espessura da chapa.

2.2.3. Concentração de tensões devido a imperfeições e tensões residuais da solda

A existência de defeitos no cordão de solda é uma característica intrínseca ao processo, e, na maioria das vezes, os defeitos atuarão diminuindo a vida em fadiga visto que sua presença pode eliminar a necessidade de que a etapa de nucleação da trinca ocorra. Segundo Lampman (1997) esses defeitos podem ser classificados em três categorias: planares, volumétricos e geométricos.

Defeitos planares podem reduzir consideravelmente a resistência à fadiga de uma junta soldada ou dar início a uma fratura frágil. Pode-se citar como exemplos: trincas de hidrogênio, falta de fusão, trincas de reaquecimento e de solidificação e inclusões não metálicas no pé da solda que atuarão como iniciador da trinca, eliminando a necessidade de ocorrência da etapa de nucleação.

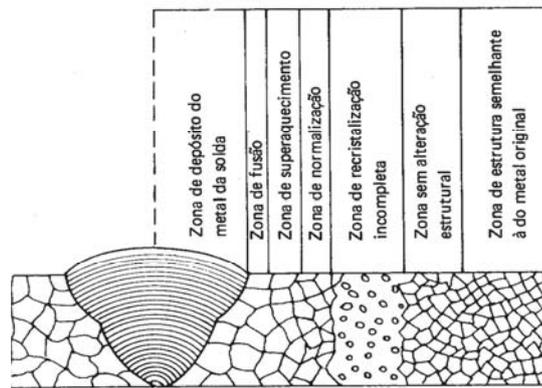
Porosidades e inclusões são defeitos do tipo volumétricos. Esse tipo de defeito apresenta um formato aproximadamente esférico, logo, seu efeito de entalhe é menor, diminuindo, ou, até mesmo, eliminando sua influência no comportamento à fadiga. Contudo, a resistência estática do material é diminuída, pois existe uma redução da área sob carregamento.

Desalinhamentos, excesso de solda e interrupções do cordão são exemplos de defeitos geométricos. Esse tipo de defeito atua como concentrador de tensões devido à geometria da junta. Já existem algumas referências disponíveis na literatura estabelecendo níveis aceitáveis desse tipo de defeito em um cordão de solda.

Segundo Branco; Fernandes; Castro (1999), resultados de ensaios à fadiga são obtidos em juntas soldadas, teoricamente isentas de defeitos, não sendo possível, portanto, mensurar sua influência nesses casos. Para isso recorre-se a teorias da MFLE no caso de defeitos planares. Quanto aos defeitos volumétricos, normas de construção soldada estipulam níveis de aceitação onde uma tabela resume as principais normas e os critérios de aceitação utilizados.

O processo de soldagem submete o material a variações de temperaturas bastante significativas, essas variações afetam a estrutura cristalina modificando suas propriedades mecânicas. Por ser um aquecimento localizado, essa mudança ocorre pontualmente tornando o material heterogêneo (FRICKE, 2003). Essa heterogeneidade contribui para um incremento no nível de tensões internas do material. A partir da Figura 15 pode-se perceber o efeito do gradiente de temperatura nas propriedades mecânicas do material.

Figura 15 - Efeito do gradiente de temperatura no processo de soldagem



Fonte: Chiaverini (1986)

Segundo Casavola; Pappalettere (2009), o ciclo térmico, durante a soldagem, contribui significativamente para a formação de um estado triaxial de tensão residual de mesma magnitude da tensão de escoamento do material, não implicando, no entanto, na ocorrência de plastificação. Distorções e desalinhamentos aumentam muito o nível de tensão residual no pé da solda e são os principais responsáveis pela redução da vida em fadiga.

2.2.4. Modelagem numérica de juntas soldadas

Segundo Da Rosa (2002), a análise de tensão, pode ser feita de várias formas. Os principais métodos podem ser classificados em analíticos, experimentais e numéricos. Métodos numéricos desenvolveram-se, principalmente, devido a limitações dos métodos analíticos e estão baseados na mecânica do contínuo. Permitem a análise de qualquer geometria e os principais métodos numéricos em uso são o de diferenças finitas, elementos finitos (aplicação cada vez mais abrangente) e elementos de contorno. Existe uma série de fatores favoráveis a utilização de métodos numéricos, particularmente o MEF, na análise de tensões em juntas soldadas.

A tensão atuante no cordão de solda é a variável mais importante para a análise de vida a fadiga. Para a maior parte dos casos essa informação pode ser bastante complexa de se obter e, sem o auxílio do MEF, esta seria uma tarefa extremamente árdua, demorada e susceptível a erros. Aygül (2012) comenta que o principal propósito de se utilizar o método de elementos finitos é se obter de forma mais precisa os efeitos de um carregamento sobre determinada junta.

O processo de soldagem, como descrito anteriormente, incrementa o grau de complexidade da análise de vida em fadiga. Através do MEF é possível simular essas

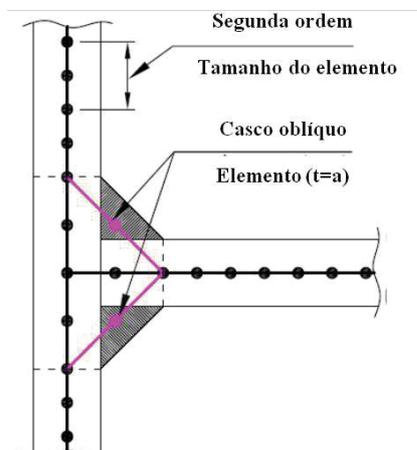
particularidades características do processo e, conseqüentemente, tornar viável a análise da junta.

Conforme Silva (2008), algumas das abordagens mais tradicionais envolvem estudos térmicos isolados para levantamento da zona de fusão e da zona termicamente afetada e simulações termomecânicas acopladas para levantamento da distribuição de tensões residuais após o resfriamento da junta. O comportamento estrutural da junta soldada também deve ser corretamente representado, pois sutis diferenças na composição dos modelos podem provocar variações nos valores de tensão.

Segundo Aygül (2012), a necessidade de modelar-se o cordão de solda está restrita aos casos em que a rigidez da secção soldada precisa ser levada em consideração, ou seja, quando a tensão total sofre influência significativa pelo seu componente de flexão ou quando se torna difícil distinguir a não linearidade da tensão originada por uma descontinuidade do cordão de solda junto ao seu pé ou de concentrações de tensões derivadas de descontinuidades geométricas. Para esses casos, quando se torna necessário a modelagem do cordão de solda, diferentes técnicas são utilizadas.

Modelagem da solda utilizando elementos oblíquos em casca: Recomendada por Niemi; Fricke; Maddox (2006), essa técnica permite uma boa representação tanto da geometria como da rigidez, mas não deve ser utilizada na previsão de falhas nucleadas a partir da raiz da solda. Como ilustra a Figura 16, a chapa secundária deve ser unida a principal através da intersecção entre elas, a intersecção do elemento inclinado em casca deve ser coincidente com a projeção do pé da solda do modelo sólido e a espessura do elemento pode ser definida com o mesmo valor da profundidade de garganta (AYGÜL, 2012).

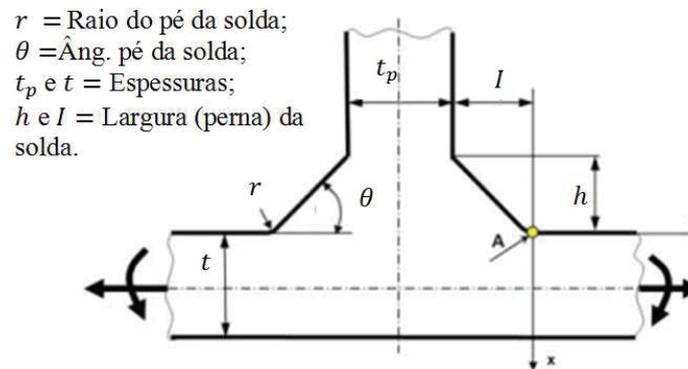
Figura 16 - Modelagem da solda utilizando elementos oblíquos em casca



Fonte: Aygüil (2012)

Chattopadhyay et al (2011), propõe uma série de regras a serem seguidas na modelagem inteiramente em casca para juntas do tipo T (como a ilustrada na Figura 17). A ilustração das etapas pode ser constatada com auxílio da Figura 18

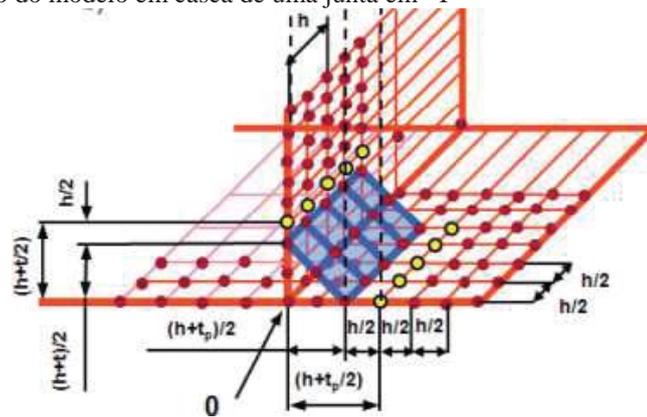
Figura 17 - Junta T e suas principais dimensões



Fonte: Chattopadhyay et al (2011)

- Conectar plano médio dos componentes da junta e adicionar um layer de elementos inclinados em casca para representação do cordão de solda;
- A primeira e segunda coluna de elementos adjacentes à linha de intersecção devem ser do tamanho $(t_p + h)/4$ na direção x e $(t + h)/4$ na direção y e os elementos em casca simulando a solda devem ser conectados a cada componente da junta na porção medial da perna do filete. Recomenda-se que sua espessura seja uniforme e igual a espessura da menor chapa da junta. Todos os elementos do modelo deverão ter o mesmo comprimento na direção Z correspondendo a uma medida menor ou igual a metade do comprimento da perna do filete de solda
- Os elementos da terceira coluna simulando a chapa principal e a chapa anexa devem ser de comprimento igual à metade do comprimento da perna do filete de solda para que o nó do elemento coincida com o posicionamento do pé da solda. Isso eliminará a necessidade de interpolação ou tratamento pós-processamento para obtenção das tensões na região de interesse;
- A dimensão em Z das duas primeiras colunas de elementos adjacentes à intersecção das chapas é ditada pelo menor elemento na região não devendo ser maior que a metade da perna da solda.

Figura 18 - Representação do modelo em casca de uma junta em "T"

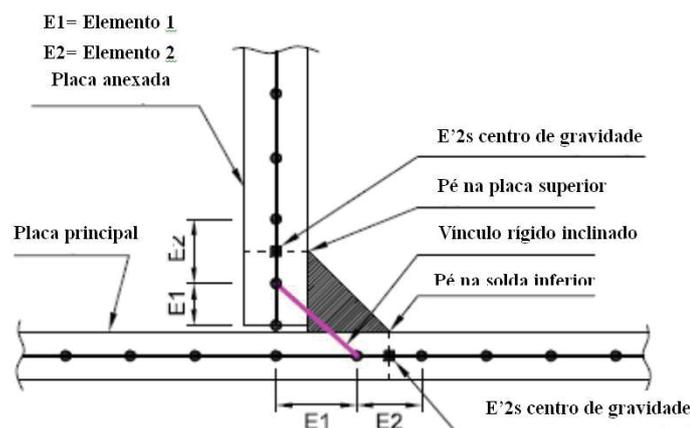


Fonte: Chattopadhyay et al (2011)

Modelagem da solda utilizando elementos rígidos: Sugerida por Fayard et al. (1996), a proposta do desenvolvimento dessa técnica é a obtenção do valor da tensão *hot spot* no pé da solda através da leitura direta da tensão no centro de um elemento de tamanho E2 do modelo. Permite a representação da rigidez local da junta provocada pelo cordão através da modelagem de elementos rígidos de ligação, entre as duas chapas, definidos por pares de nós distribuídos ao longo de todo o comprimento do cordão, conforme ilustrado na Figura 19.

Figura 19 As dimensões dos elementos E1 e E2 são escolhidas de forma com que o seu centro de gravidade se dê no mesmo ponto de projeção do pé da solda de um modelo sólido (AYGÜL, 2012).

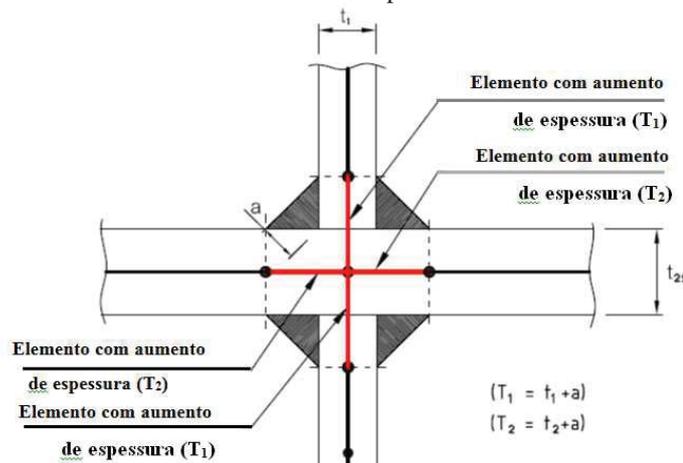
Figura 19 - Modelagem da solda utilizando elementos rígidos



Fonte: Aygüil (2012)

Modelagem da solda utilizando incremento da espessura: Sugerida por Niemi (1995), a técnica consiste na utilização de um incremento de espessura do elemento em casca na região de intersecção da junta soldada. Apesar desse autor não mencionar a espessura e tamanho desses elementos, Eriksson et al (2003) apud Aygüil (2012) sugere a proporção ilustrada na Figura 20.

Figura 20 - Modelagem da solda utilizando incremento da espessura



Fonte: Aygül (2012)

Modelagem da solda utilizando elementos sólidos: Comumente utilizada devido a simplicidade do trabalho de modelagem e acuracidade nos resultados, pois o cordão de solda pode ter sua rigidez mais aproximada a partir de modelos sólidos. No entanto, alguns procedimentos devem ser realizados caso o cordão de solda for modelado como elemento sólido sobre uma chapa modelada em elementos de casca, uma das razões é que há incompatibilidade no número de graus de liberdade dos nós. Softwares de elementos finitos em geral executam esse procedimento automaticamente (AYGÜL, 2012).

2.3. Avaliação da vida em fadiga de estruturas soldadas

A análise da vida em fadiga de uma junta soldada pode se tornar ainda mais complexa quando se insere a mesma no contexto da estrutura como um todo. Atzori et al. (2009) cita as principais razões dessa assertiva:

- Dificuldade na escolha adequada de um histórico representativo das tensões;
- Grande quantidade de cordões de solda na estrutura e a dificuldade em determinar qual deve ser ponto de atenção;
- Além da presença de tensões residuais locais devido à solda, existem tensões residuais globais resultantes do próprio processo de montagem que dificultam os cálculos para obtenção da tensão total na região de interesse;
- Dificuldade em controlar a geometria do cordão de solda (tamanho, forma e raio de concordância) mesmo em processos muito bem controlados;
- Efeitos secundários devido a imperfeições de fabricação dos componentes;

- Dificuldade em definir um modelo idealizado da geometria de solda de maneira que seja suficientemente precisa para as propostas de análise, mas suficiente simples para uso industrial.

Dada a complexidade envolvida na análise de vida em fadiga de estruturas soldadas, esse assunto vêm sendo abordado por diversos autores como Hobbacher, Niemi, Dong, Fricke, Poutiainen, Radaj, Sonsino e Dowling. Diversas metodologias, listadas na

Tabela 3, são desenvolvidas e normas internacionais são constantemente atualizadas com o propósito de contrabalançar a minimização de riscos no projeto de um elemento estrutural soldado com a minimização de custos exigida pelo ambiente industrial altamente competitivo (CASAVOLA; PAPPALETTERE, 2009).

Tabela 3–Principais normas internacionais para avaliação de vida à fadiga em estruturas soldadas

Origem / Abrangência	Norma /Entidade	Aplicação
Internacional	International Institute for Welding – IIW	Geral
Europa	Eurocode3 (Estruturas em aço)	
	European Convention for Constructional Steelwork - ECCS	
	Bureau Veritas – Regras e regulamentos para construção e classificação de plataformas offshore	Estruturas Offshore
Alemanha	Germanischer Lloyd – Regras de construção e inspeção de instalações offshore	
Itália	Italian Naval Registry – RINA	
Inglaterra	British Standards Institute – BS 6235:1982	
América	American Welding Society – AWS D1.1-81	
Inglaterra	British Standards Institute – BS 5400:1980	
	British Standards Institute – BS 5500:1982	Vasos de Pressão
Alemanha	AD Merkblatt – S1 Manufatura e testes em vasos de pressão	
América	ASME VIII Div 2 - Vasos de pressão. Regras alternativas	
	American Institute of Steel Construction - AISC	Edifícios
Alemanha	Deutsches Institut für Normung - DIN 15018	Aparelhos de Elevação e Movimentação

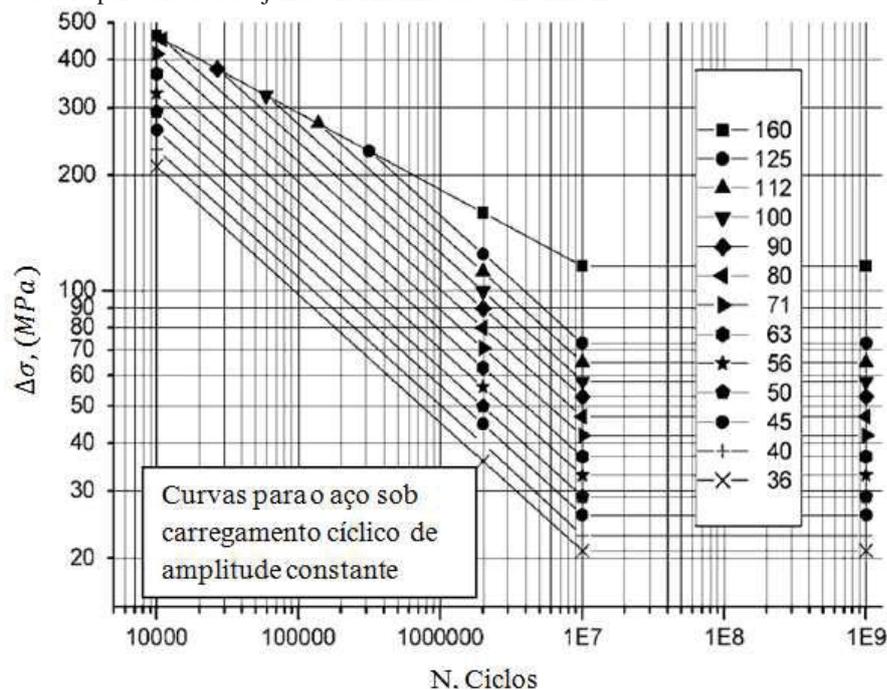
Fonte: Casavola; Pappalettere (2009) e Branco (1999) adaptado pelo autor

Existe uma infinidade de normas mundialmente utilizadas para avaliação da vida em fadiga em estruturas soldadas, a Tabela 3 é apenas um resumo das mais populares. Dentro das normas de aplicação de uso geral, contexto no qual o presente trabalho se insere, vale destacar que, segundo Branco (1999), as regras de verificação a fadiga do código europeu (Eurocode 3) são idênticas às regras da ECSS. Esses, por sua vez, apresentam curvas de resistência à fadiga idênticas as propostas pelo IIW, norma de abrangência internacional, portanto, escolhida como mais adequada a ser seguida no desenvolvimento desta dissertação.

Segundo Aygül (2012), métodos de avaliação de vida à fadiga em estruturas soldadas podem ser classificados em dois grandes grupos principais: métodos de análise global e métodos de análise local, sendo que análises globais (utilizada pelo IIW e maior parte das normas de aplicação geral) tendem a exigir menor complexidade nos cálculos, enquanto análises locais exigem modelos mais complexos.

Por análise global existe o método da tensão nominal, que utiliza apenas a tensão transmitida pela estrutura calculada pela teoria da mecânica estrutural. Efeitos de tensões residuais e fatores geométricos localizados são considerados através da escolha adequada da classe ao qual a junta em estudo pertence conforme Tabela 2. Cada uma das classes de juntas contém sua respectiva curva de resistência à fadiga representada em um gráfico S-N, ilustrado na Figura 21.

Figura 21 - Curvas S-N para classes de juntas normalizadas conforme IIW



Fonte: Hobbacher (2008)

As curvas da Figura 21 correspondem a uma probabilidade de 97,7% e seguem a relação exponencial expressa em 2.13 (BRANCO, 1999).

$$S_r^m N = C_d \quad (2.13)$$

onde, S_r = Amplitude da tensão nominal aplicada; N = Número de ciclos até a falha; $m = 3$ (inclinação da curva); C_d = Constante determinada pela classe ao qual a junta pertence conforme Tabela 4;

Tabela 4 - Valores da constante C para as diferentes classes de juntas segundo o IIW

Classe	C	Limite à fadiga (MPa) para duração de 5×10^6 ciclos
125	3,91E+12	92
112	2,81E+12	82
100	2E+12	74
90	1,46E+12	66
80	1,02E+12	59
71	7,16E+11	52
63	5E+11	46
56	3,51E+11	41
50	2,5E+11	37
45	1,82E+11	33

Fonte: Branco (1999)

As curvas para cada classe de junta, ilustradas na Figura 21, podem ser modificadas mediante a adoção de parâmetros de correção para consideração de aspectos não inclusos no levantamento das mesmas como: tratamentos superficiais e de relaxação de tensões residuais, concentração de tensões devido ao arranjo estrutural ou aberturas próximas à junta, efeitos da corrosão e exposição a atmosfera agressiva, desalinhamentos e efeito da espessura, entre outros.

Outro aspecto negativo do método da tensão nominal na previsão de vida a fadiga em estruturas soldadas reside na necessidade de haver um detalhe estrutural normatizado equivalente ao detalhe estudado. Como a tensão nominal desconsidera efeitos geométricos locais, a curva que descreve o comportamento a fadiga de cada uma das juntas torna-se bastante específica e nem sempre será possível enquadrar a junta em estudo em alguma dessas classes. Nesses casos, o IIW traz um fluxograma com as possibilidades de resolução do problema por diferentes abordagens locais (HOBBACHER, 2008).

³ Alguns autores utilizam um valor de $m = 3,5$ nesses casos os valores de C serão distintos da tabela ilustrada acima. Segundo Branco (1999) não existe um consenso quanto ao valor de m a ser usado, vale ressaltar que para uma mesma classe, as curvas S-N propostas para $m = 3$ e $m = 3,5$ se interceptam para $N = 2 \times 10^6$ ciclos.

Radaj (2009) esclarece que para casos de detalhes estruturais muito complexos apenas abordagens locais são aplicáveis e justifica a abordagem por essa análise com base na característica do fenômeno da fadiga que ocorre de maneira localizada, não podendo ser descrito satisfatoriamente por análises globais.

Akhlaghi (2009) corrobora e complementa que para a maior acuracidade no cálculo dos efeitos residuais e localizados da junta, análises locais devem ser utilizadas. Além disso, curvas S-N não fornecem informações a respeito do progresso do dano por fadiga, apenas a sua duração total, enquanto que abordagens locais como o método da tensão de entalhe (período de nucleação da trinca) e a mecânica da fratura (período de crescimento da trinca) podem fornecer maiores detalhes a esse respeito.

Por análise local o IIW reconhece três métodos: Tensão estrutural *Hot Spot*, Tensão efetiva de Entalhe e Mecânica da Fratura Linear Elástica - MFLE (HOBBACHER, 2008).

Aygül (2012), compara a utilização de diferentes métodos de análise de vida à fadiga e destaca aspectos positivos e negativos de cada uma delas, conforme Tabela 5.

Tabela 5 - Vantagens e desvantagens dos métodos de avaliação da vida em fadiga

Vantagens	Desvantagens
Abordagem da tensão nominal	
Cálculos simples Bem definido e bem conhecido O mais comum e amplamente utilizado Dados experimentais disponíveis Fórmula paramétrica disponível Classes de fadiga disponíveis em códigos de projetos	Categoria dependente do detalhe da fadiga Limitação para desalinhamento em nível macro geométrica Menor precisão para estruturas mais complexas Efeito da espessura não incluído
Abordagem da tensão estrutural Hot Spot	
Necessidade de menor variedade de curvas S-N Uso da análise de tensão existente Precisão aceitável Menor esforço de modelagem FE Efeito macro geométrico incluído Reconhecida a utilização para estruturas tubulares em muitos anos	Dependência do tamanho do elemento Dependência do arranjo do elemento Diferente tensão em determinados procedimentos Efeitos de espessura não incluídos Aplicável apenas para situações em que se espera que o início da trinca ocorra no pé da solda
Abordagem da tensão do efeito entalhe	
Efeito da espessura incluindo nos cálculos Não é afetado pela direção da tensão Apropriado para trincas iniciadas no raiz da solda Uma única curva S-N	Aplicação somente com FEA Dependência do tamanho da malha Dependência do tamanho do raio fictício Esforços para modelagem – modelos maiores consomem mais tempo

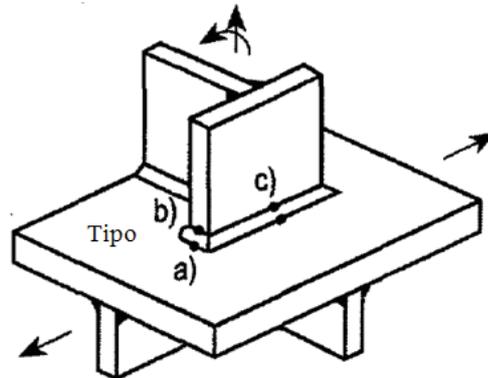
Fonte: Aygül (2012)

2.3.1. Conceito tensão estrutural *Hot Spot*

O início de propagação de uma trinca em uma junta soldada sobre carregamento cíclico é determinado principalmente pela distribuição de tensão local que sofre influência das dimensões do componente ou espessura de chapa. A partir desse conceito, se originou em 1970 a abordagem tradicional da tensão *hot spot*. Segundo Fricke (2002), essa abordagem foi

utilizada, inicialmente, em juntas tubulares de estruturas *offshore* e, somente alguns anos após, Radaj (1990) propôs sua aplicação para juntas de chapas. Nesse caso, diferenciam-se três tipos de *Hot Spots* como ilustra a Figura 22.

Figura 22 – Tipos de *Hot Spots*



Fonte: Fricke (2002)

- a) Pé da solda localizado sobre a superfície de uma chapa e na aresta de outra;
- b) Pé da solda localizado na aresta de uma chapa anexa;
- c) Pé da solda de um cordão situado ao longo da superfície das duas chapas unidas

Para o cálculo da tensão nos *hot spots* tipo “a” e “c”, no entanto, é possível aplicar a mesma metodologia (FRICKE, 2002). A IIW utiliza uma classificação de *hot spots* em tipo I e tipo II: o tipo I corresponde ao pé da solda localizado na face de uma chapa, enquanto que o tipo II corresponde ao pé da solda localizada em uma aresta de uma chapa (NIEMI; FRICKE; MADDOX, 2006).

Vale ressaltar que a aplicação do método limita-se as condições em que a flutuação da tensão principal atua predominantemente de maneira transversal ao pé da solda e haja potencial risco de iniciação de trinca por fadiga nessa região (NIEMI; FRICKE; MADDOX, 2006). Radaj (1990) resumiu algumas investigações definindo a tensão estrutural no pé da solda como uma variável que pode ser calculada tanto pela extrapolação de tensão na superfície da chapa quanto pela linearização através da espessura da mesma. Ambos os procedimentos excluem o pico de tensão não linear.

O pico de tensão não linear surge devido à descontinuidade existente entre o cordão de solda e o material de base. Por melhor que seja o controle no processo de soldagem, sempre ocorrerá uma variação no formato da secção transversal do cordão e, conseqüentemente, uma descontinuidade. Essa variação, de caráter aleatório, inviabiliza uma estimativa precisa de seu valor. Além disso, os ensaios realizados para o levantamento das curvas S-N dos detalhes

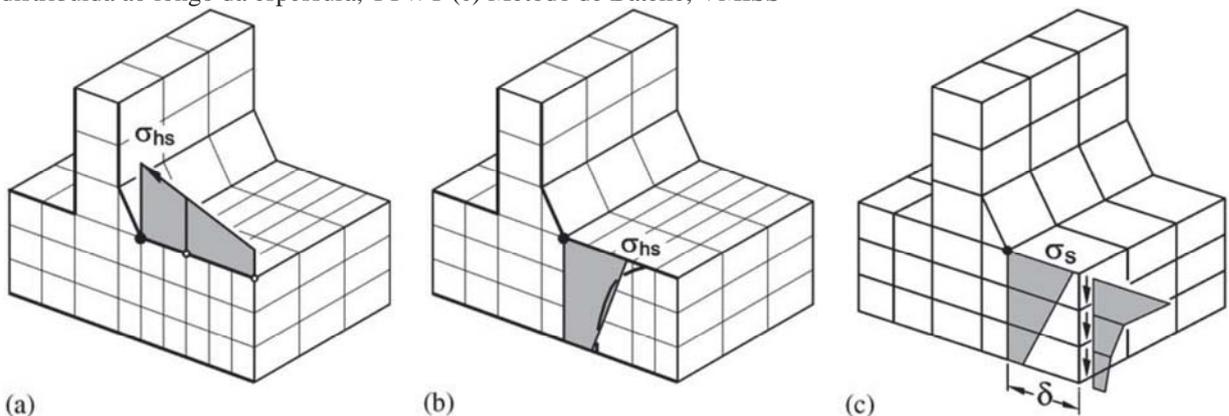
estruturais normatizados já consideram essa variabilidade de forma empírica (FRICKE; KAHL, 2005). Dessa forma a equação 2.11 fica reduzida a:

$$\sigma_{hs} = \sigma_m + \sigma_b \quad (2.14)$$

onde, σ_{hs} = Tensão *hot spot*.

Poutiainen; Tanskanen; Marquis (2004) dividem os métodos de determinação da tensão *hot spot* em *Linear Surface Extrapolation* – LSE (Figura 23(a)), *Through Thickness at the Weld Toe* – TTWT (Figura 23(b)) e *Verity Mesh Insensitive Structural Stress* - VMISS (método de Batelle, Figura 23(c)). Os dois primeiros são os utilizados pelo IIW e correspondem respectivamente a extrapolação linear superficial e linearização da tensão através da espessura.

Figura 23 - Métodos de determinação tensão *Hot Spot*. (a) Extrapolação linear superficial, LSE (b) Tensão distribuída ao longo da espessura, TTWT (c) Método de Batelle, VMISS



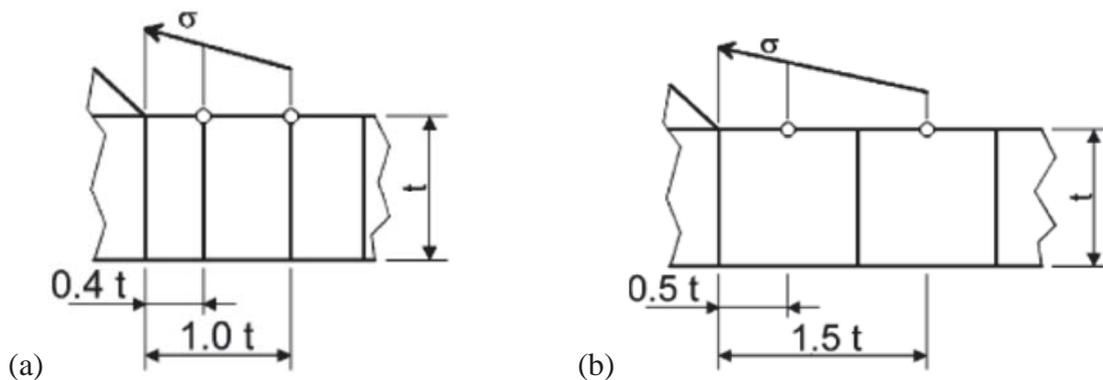
(a)
Fonte: Fricke; Kahl (2005)

Nos anos que se seguiram, mais variantes da abordagem da tensão estrutural foram desenvolvidas, tendo-se como destaque o método de Batelle, já citado, e a abordagem de Xiao; Yamada (2004) (FRICKE; KAHL, 2005).

A abordagem tradicional, citada primeiramente, adota tensões na vizinhança do cordão para estimar a tensão no pé da solda, considerada como a região crítica do componente. Dentre os vários procedimentos de extrapolação existentes na literatura, o mais típico é baseado em uma extrapolação linear dos valores de tensão a $0,4t$ e $1t$ de distância do pé da solda (para *hot spots* do tipo “a” e “c”), onde t representa a espessura de chapa do membro estrutural conforme ilustrado na Figura 24(a). O método é válido para diversos detalhes estruturais, desde que o carregamento seja perpendicular ao eixo longitudinal da solda e o início da trinca esperada ocorra no pé da solda (DOERK; FRICKE; WEISSENBORN, 2003).

A análise das tensões através do MEF permite a utilização de distâncias igual a $0,5t$ e $1,5t$ para malhas mais grosseiras (dimensão de elemento igual dimensão da espessura), conforme ilustra a Figura 24(b). O importante é que essas distâncias sejam tão próximas quanto possível do pé da solda, mas afastado o suficiente para não haver influências do efeito do entalhe (POUTIAINEN; TANSKANEN; MARQUIS, 2004). Segundo Niemi; Fricke; Maddox (2006), a escolha das distâncias adotadas depende do tipo de *hot spot* (I ou II) e do refino de malha.

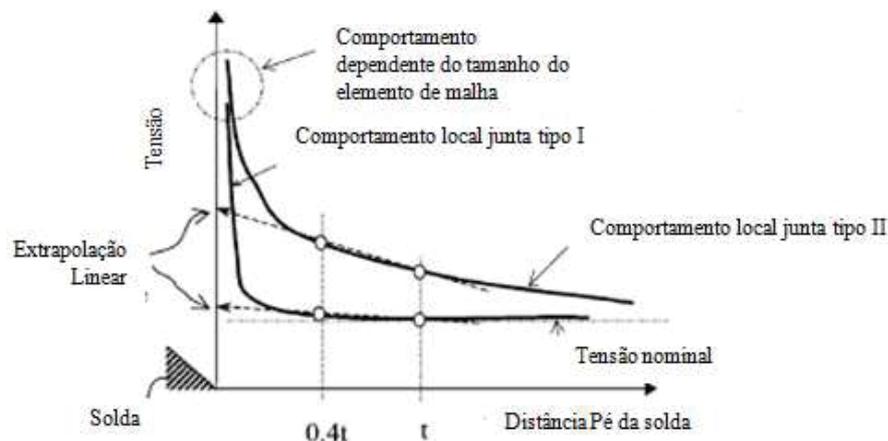
Figura 24 - Extrapolação linear tensão *Hot Spot*. (a) *Hot Spot* tipo a e c (b) Análise de malha grosseira através do MEF



Fonte: Doerk; Fricke; Weissenborn (2003)

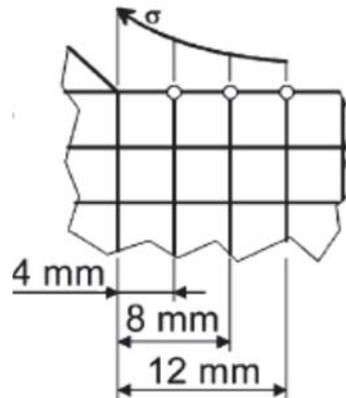
Uma desvantagem do método fica bastante evidente na Figura 25, onde se percebe que para “*hot spots*” do tipo II o cálculo pela extrapolação resulta em um valor demasiadamente subestimado. O IIW recomenda, nesses casos, a adoção de uma extrapolação quadrática a partir de 3 pontos de referência com distância absoluta ao pé da solda de 4, 8 e 12 mm, conforme ilustrado na Figura 26 (AKHLAGHI, 2009).

Figura 25 - Comportamento juntas tipo I e II



Fonte: Dong (2001)

Figura 26 - Extrapolação quadrática de tensões



Fonte: Doerk; Fricke; Weissenborn (2003)

A partir do supracitado é possível perceber uma das grandes desvantagens do método da extrapolação que reside em sua sensibilidade quanto ao método de extrapolação, além disso, como demonstraram Dong; Draper (2010), para *hot spot* tipo b é altamente sensível ao tipo de malha (tamanho e tipo de elemento) em um modelo de elementos finitos.

A fim de contornar essas adversidades Dong (2001) propôs uma abordagem diferenciada onde, ao invés de se realizar uma extrapolação junto ao pé da solda, realiza-se a medição das tensões através do MEF em um plano afastado e, através das condições de equilíbrio, obtêm-se os valores de tensão na região de interesse (pé da solda). Para isso o autor utiliza alguns princípios básicos:

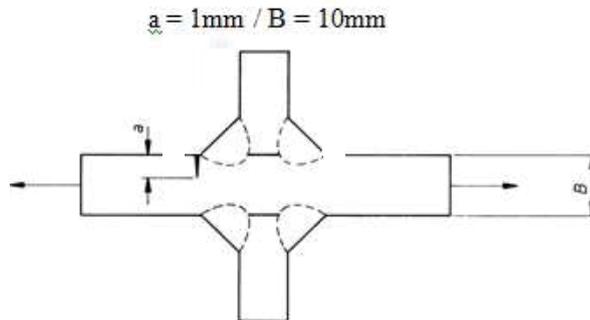
- Para uma tensão distribuída ao longo da espessura obtida de um modelo de elementos finitos, existe uma distribuição equivalente na forma da resultante de tensões de membrana e de flexão conforme ilustrado na Figura 9;
- A distribuição da tensão estrutural deve satisfazer condições de equilíbrio de acordo com o contexto da teoria elementar da mecânica estrutural;
- Enquanto as tensões locais próximas a um entalhe são sensíveis ao tamanho da malha dentro de um modelo de elementos finitos, a imposição das condições de equilíbrio deverá eliminar ou minimizar a sensibilidade ao tamanho da malha no cálculo da tensão estrutural;

Por se tratar de um dos tópicos principais do presente trabalho, a abordagem de Dong (2001) será melhor detalhada na seção 2.4, nesse ponto a intenção é apenas uma contextualização do assunto.

O crescente desenvolvimento em *software* e *hardware* tem permitido a geração de malhas mais refinadas no modelo de elementos finitos. Partindo desse contexto, Xiao; Yamada (2004) propuseram uma nova abordagem de tensão estrutural que assume que a

tensão registrada a 1mm abaixo do pé da solda na direção esperada para o crescimento de trinca é um importante parâmetro para o cálculo da resistência a fadiga em juntas cruciformes, conforme ilustrado na Figura 27 (FRICKE; KAHL, 2005).

Figura 27 - Junta cruciforme para método de Xiao; Yamada



Fonte: Fricke; Kahl (2005)

O cálculo via elementos finitos têm demonstrado que a tensão local para o pé da solda decresce mais bruscamente em direção à espessura da chapa do que na superfície da mesma. Sendo que, na superfície, o incremento na tensão local desaparece a uma distância de 2,5mm, enquanto que a tensão nominal já alcança seu valor a aproximadamente 1mm de profundidade, independente do formato do pé da solda local (FRICKE; KAHL, 2005).

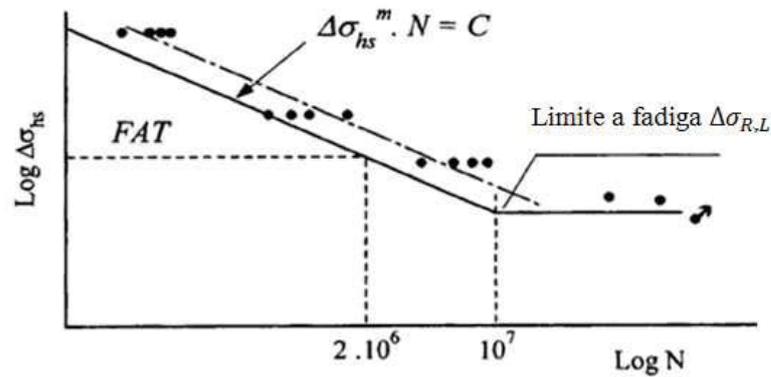
A abordagem de Xiao; Yamada (2004) considera de forma satisfatória o efeito da espessura e a dispersão nos resultados é menor em relação a abordagem tradicional e a abordagem de Dong. Contudo, a aplicabilidade do método para outros tipos de juntas e carregamentos ainda precisa ser melhor avaliada e estudada (FRICKE; KAHL, 2005).

De acordo com Niemi; Fricke; Maddox (2006), curvas S-N elaboradas através do conceito da tensão estrutural / *hot spot* são expressas da mesma forma que as curvas da tensão nominal, ou seja, os diferentes tipos de juntas são enquadradas em uma classe FAT numerada de acordo com a amplitude de tensões (em N/mm² ou MPa) para uma vida em fadiga de 2×10^6 ciclos. Contudo, nesse caso, o valor de FAT refere-se a tensão “*hot spot*” $\Delta\sigma_{hs}$. A equação geral da curva ilustrada na Figura 28 fica da forma:

$$\Delta\sigma_{hs}^m \cdot N = C \quad (2.15)$$

onde, FAT = Classe da junta de acordo com a resistência a fadiga para uma vida de 2×10^6 ciclos; $\Delta\sigma_{hs}$ = Amplitude da tensão *hot spot*; N = Número de ciclos até a falha; $\Delta\sigma_{R,L}$ = Limite a fadiga para amplitude constante, usualmente adotado para uma vida de 10^7 ciclos; m = Inclinação da reta da parte superior da curva S-N; C = Valor de projeto da capacidade a fadiga;

Figura 28 - Representação esquemática de curvas S-N *Hot Spot*



Fonte: Niemi; Fricke; Maddox (2006)

Levando-se em conta que a definição de tensão estrutural é a mesma independente do método de obtenção, a mesma curva S-N poderá ser utilizada para o cálculo da vida em fadiga (DOERK; FRICKE; WEISSENBORN, 2003).

De acordo com Niemi; Fricke; Maddox (2006), as recomendações do IIW para abordagem pela tensão estrutural “*Hot Spot*” consideram apenas juntas com chapas de espessura acima de 4mm e os parâmetros da equação 2.15 são tabelados para uma espessura de referência de 25mm. Para juntas com espessura diferente disso a classe FAT deve ser multiplicada por um fator de correção $f(t)$ que vale:

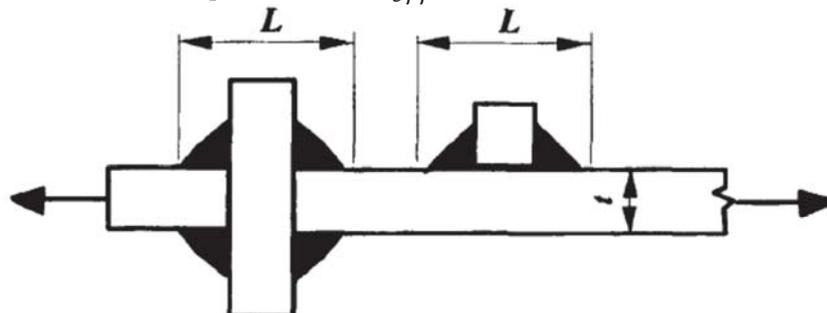
$$f(t) = \left(\frac{t_{ref}}{t_{eff}}\right)^n \quad (2.16)$$

onde, n = determinada pela classe da junta; $t_{ref} = 25 \text{ mm}$; t_{eff} = definido em termos das dimensões t e L ilustrado na Figura 29.

$$L/t > 2 \quad t_{eff} = t;$$

$$L/t \leq 2 \quad t_{eff} = 0,5L \text{ ou } t_{eff} = t_{ref} \text{ (o que for maior valor);}$$

Figura 29 - Dimensões de referência para cálculo de t_{eff}



Fonte: Niemi; Fricke; Maddox (2006)

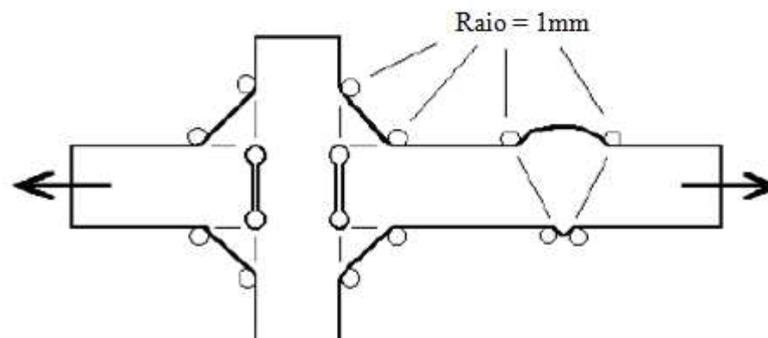
2.3.2. Conceito tensão-deformação entalhe e conceito mecânica da fratura

Segundo Kim et al. (2009) o método através do conceito tensão-deformação entalhe foi desenvolvido baseado na hipótese micro estrutural de Neuber que sugere a adoção de um raio fictício para eliminar a necessidade da adoção de um fator intensificador de tensão K , ou um fator de entalhe na determinação da tensão local. Geralmente não é aplicado na análise de juntas soldadas devido a dificuldade em determinar o valor de pico da tensão próximo ao pé da solda e a variabilidade característica do formato do cordão de solda.

De acordo com Sonsino et al. (2012) a idéia básica do método consiste na modelagem do pé ou raiz da solda com um raio de referência para cálculo da tensão de Von Mises ou da tensão principal local. Dentre os métodos atualmente existentes de análise de vida à fadiga de estruturas soldadas, esse vem ganhando grande aceitação na indústria. O processo possui duas variantes, uma delas (para espessuras maiores que 5mm) já consta em recomendações do IIW, enquanto que a outra (espessuras menores que 5mm) vem sendo utilizado mais na indústria automotiva.

O conceito está relacionado à tensão total na raiz de um entalhe e é obtida assumindo-se um comportamento elástico linear para o material. A geometria original do cordão de solda é substituída por uma geometria efetiva, ilustrado na Figura 30, que possibilita que as variações, decorrentes do comportamento não linear do entalhe e da sua geometria variável, ao longo de seu comprimento sejam consideradas. Para a avaliação da vida em fadiga, a tensão efetiva de entalhe deverá ser utilizada na curva S-N de resistência a fadiga (HOBACHER, 2008).

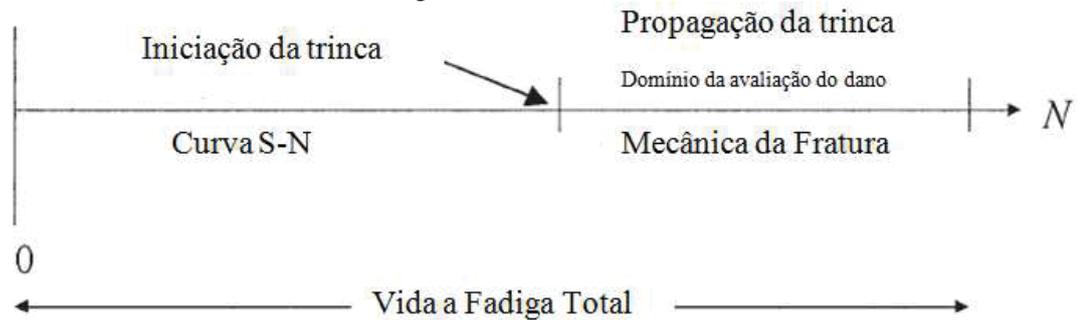
Figura 30 - Ilustração geometria efetiva



Fonte: Hobbacher (2008)

Segundo a BS 7608 (1993), pode haver situações em que tanto a abordagem pela tensão como pela deformação podem ser inapropriadas. Nesses casos a abordagem pela mecânica da fratura pode ser de grande utilidade. A Figura 31 ilustra melhor o campo de aplicação do método.

Figura 31 - Métodos de análise de vida à fadiga



Fonte: Ayyub et al. (2002)

Murakami (2002) apud Mikkola et al. (2012) realizou extensos estudos da vida em fadiga de materiais contendo pequenas trincas, furos, inclusões, porosidades e outras heterogeneidades. Onde foi constatado que o limite a fadiga não corresponde a tensão crítica para nucleação de trinca, mas sim a tensão limiar para a propagação de uma trinca a partir de um defeito já existente. O processo de nucleação de uma microtrinca a partir de um defeito é fortemente dependente das propriedades da matriz microestrutural ao seu redor, de sua interação com o defeito, e do tamanho e geometria desse defeito (MIKKOLA et al., 2012).

Levando-se em conta que o processo de nucleação de uma trinca ocupa uma pequena parcela da vida em fadiga de juntas soldadas, o método é adequado para avaliação da vida em fadiga nesses casos, além de servir como ferramenta para determinação do intervalo de tempo entre inspeções preventivas (HOBBACHER, 2008).

De acordo com Maddox (2003) o método é especificamente direcionado para os casos em que é possível admitir uma falha já existente no material. Para juntas soldadas essa falha pode ser identificada ou medida através de ensaios não destrutivos ou pode-se presumir que o defeito exista logo abaixo do limiar de sua detecção. Os procedimentos de verificação por esse método são basicamente os mesmos das outras abordagens. A principal diferença reside no fato de que a resistência em fadiga, nesse caso, é estimada em função de uma taxa de crescimento de trinca expressa em termos do intensificador de tensão K .

Irwin apud Macdonald (2011), analisou o campo de tensões próximo a uma trinca em cinco configurações distintas e percebeu que, para todas elas, a distribuição de tensões nas regiões próximas a trinca era bastante similar. Partindo de algumas considerações:

- Material com comportamento linear elástico isotrópico no plano de crescimento da trinca;
- Carregamento uniforme e simétrico em relação à trinca;

Obtém-se a relação expressa pela equação 2.17

$$K = \sigma\sqrt{\pi a} \quad (2.17)$$

onde, K = Fator intensificador de tensão; σ = Valor de tensão; a = Tamanho de trinca;

Como se percebe, o fator K independe do material, variando apenas com o carregamento e tamanho/geometria de trinca. O fator K define a magnitude do campo de tensões à frente da ponta de uma trinca e pode ser válido também para comportamento elástico não linear desde que a zona de deformação não linear seja pequena em relação ao tamanho da trinca (ALBUQUERQUE, 2004).

Segundo Macdonald (2011) a equação 2.17 pode ser utilizada para outras geometrias a partir da adoção de um fator de correção Y_u :

$$K = \sigma\sqrt{(\pi a)}Y_u \quad (2.18)$$

onde, Y_u = Função da geometria e carregamento da junta;

Para uniões soldadas mostra-se útil a divisão da função universal de correção $Y_u(a)$ nas funções $Y(a)$ referentes a uma solução da configuração padrão de trinca e $M_k(a)$ que fornece uma correção de acordo com a concentração local de tensão no pé da solda. A equação (2.18) torna-se:

$$K = \sigma\sqrt{(\pi a)}YM_k \quad (2.19)$$

Ao separar os componentes de membrana e flexão tem-se:

$$K = \sqrt{(\pi a)}(\sigma_m Y_m M_{km} + \sigma_b Y_b M_{k,b}) \quad (2.20)$$

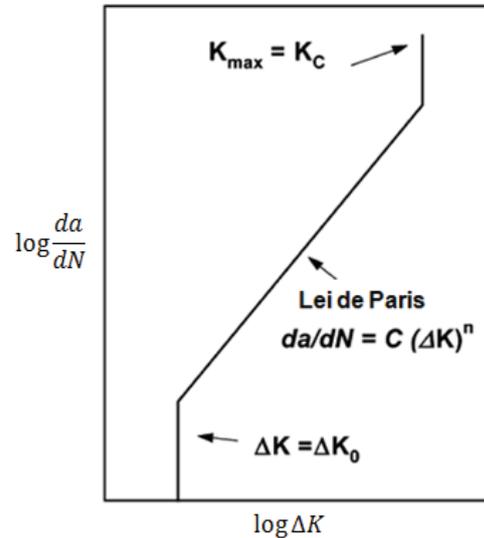
O fator K pode ser expresso em função de sua variação ΔK para um carregamento cíclico. Segundo Maddox (2003) o uso de ΔK assegura que a taxa de crescimento de trinca seja uma lei aplicável para qualquer geometria do mesmo material. Essa lei tem um comportamento aproximadamente linear, usualmente é conhecida como a lei de Paris expressa pela equação 2.21. Algumas normas, como a PD6493:1991 que aborda métodos para avaliação da aceitabilidade de falhas em estruturas soldadas, recomendam a utilização da lei de Paris para determinação da taxa de crescimento de trinca (LAMPMAN, 1997).

$$\frac{da}{dN} = C (\Delta K)^m \quad (2.21)$$

onde, ΔK = Amplitude concentrador de tensão; N = Número de ciclos; C e m = Constantes dependente do material e meio ambiente;

A curva obtida experimentalmente é ilustrada na Figura 32. Percebe-se, portanto, que a lei de Paris é adequada para descrever apenas o estágio de crescimento de trinca, pois as etapas de nucleação e colapso da estrutura seguem outra relação.

Figura 32 - Gráfico lei de Paris



Fonte: Maddox (2003)

Ao integrar a equação 2.21 entre um tamanho de trinca inicial a_i e um tamanho de trinca final a_f e substituir ΔK da equação 2.22, obtemos:

$$\int_{a_i}^{a_f} \frac{da}{(Y_u \sigma \sqrt{\pi a})^n} = CN \quad (2.22)$$

Para carregamentos com amplitude variável, a integração pode ser resolvida separadamente para cada ciclo ou para cada bloco de ciclos de mesma amplitude:

$$\int_{a_i}^{a_1} \frac{da}{(Y_u \sigma \sqrt{\pi a})^n} + \int_{a_1}^{a_2} \frac{da}{(Y_u \sigma \sqrt{\pi a})^n} + \dots + etc = CN \quad (2.23)$$

Na equação 2.23 cada termo corresponde ao dano devido a cada intervalo de tensão com amplitude constante dentro do ciclo total. O dano total corresponderá ao somatório de todas as parcelas.

2.4 Abordagem de Dong para tensão estrutural - VMISS

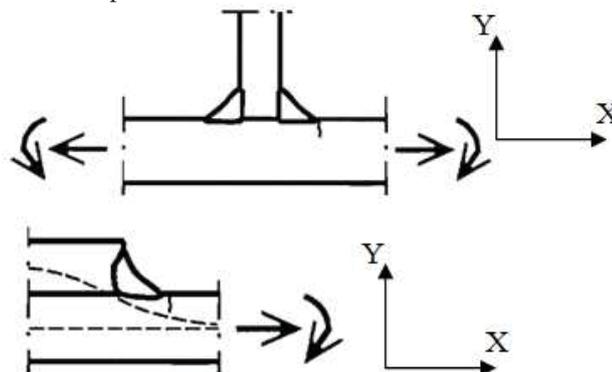
A abordagem de Dong, um método desenvolvido por pesquisadores do instituto Battelle, vem sendo comercializado industrialmente para predição da vida em fadiga de uniões soldadas e já apresenta mais de 800 resultados de testes bem documentados. Consta no código 2007 ASME Sec. VIII Div. 2 e API 579-1/ASME FFS-1 2007 e a versão comercial do

método encontra-se disponível em um dos módulos do pacote do software Fe-Safe™ (SELVAKUMAR; HONG, 2013).

Utilizada a partir do MEF, a abordagem, também conhecida como “Verity™ *mesh-insensitive structural Stress Method*” – VMISS, ao ser aplicada em estruturas simples, caracterizou-se por sua insensibilidade quanto ao tamanho e tipo de elementos da malha, definindo um novo conceito de tensão estrutural *hot spot*: “Tensão Estrutural Insensitiva a Malha” (DONG, 2001). O método pode utilizar-se dos esforços nodais ou da linearização da tensão através da espessura da chapa em um modelo numérico

Importante ressaltar que, estudos como o de Fricke; Kahl (2005) demonstraram que a insensibilidade a malha não se manifesta de forma satisfatória para juntas complexas tridimensionais, pois o método considera apenas a tensão de cisalhamento τ_{xy} nos cálculos, ou seja, as tensões de cisalhamento τ_{yz} e τ_{xz} são desconsideradas, tornando-o mais apropriado para juntas bidimensionais mais simples, como as ilustradas na Figura 33.

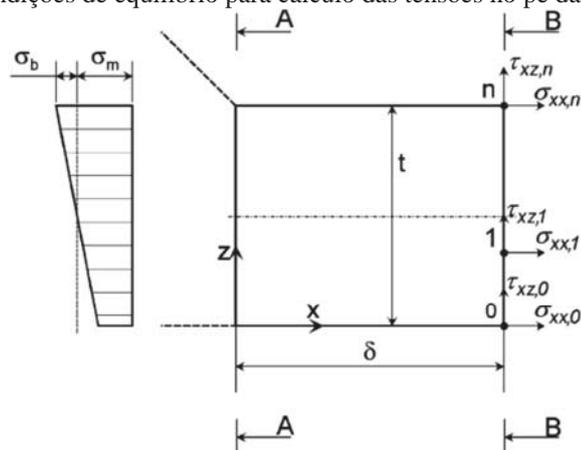
Figura 33 - Juntas bidimensionais simples



Fonte: Eurocode3 (2005)

Segundo Dong (2001), em modelos sólidos, onde as tensões podem ser influenciadas pelas singularidades existentes no pé da solda, a análise é feita, como ilustrado na Figura 34, em um plano BB a uma distância δ do pé da solda igual ao tamanho do elemento da malha. Assumindo-se condições de equilíbrio das componentes axial e de cisalhamento entre as secções AA e BB, a tensão na região de interesse pode ser obtida.

Figura 34 - Aplicação das condições de equilíbrio para cálculo das tensões no pé da solda



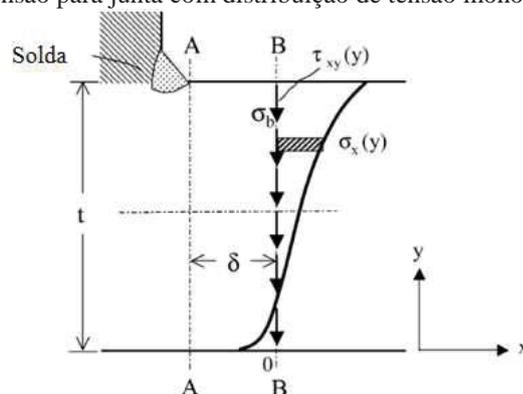
Fonte: Doerk et al. (2003)

onde, $\tau_{XZ,n}$ = Tensão de cisalhamento perpendicular ao eixo x, no sentido do eixo z no ponto n; $\tau_{XZ,1}$ = Tensão de cisalhamento perpendicular ao eixo x, no sentido do eixo z no ponto 1; $\tau_{XZ,0}$ = Tensão de cisalhamento perpendicular ao eixo x, no sentido do eixo z no ponto 0; $\sigma_{XX,n}$ = Tensão normal paralela ao eixo x, no sentido do eixo x no ponto n; $\sigma_{XX,1}$ = Tensão normal paralela ao eixo x, no sentido do eixo x no ponto 1; $\sigma_{XX,0}$ = Tensão normal paralela ao eixo x, no sentido do eixo x no ponto 0; δ = Tamanho do elemento e distância entre os planos AA e BB; t = Espessura da chapa.

Dong (2001) propôs a resolução do método da tensão estrutural em modelos sólidos para três situações distintas:

- Distribuição de tensão monotônica ao longo da espessura: Situação típica para juntas soldadas em “T” com carregamento uniaxial no eixo x, conforme ilustrado na Figura 35. A tensão cresce de um valor mínimo desde a face inferior até atingir seu pico na superfície oposta da chapa localizada na região do pé da solda.

Figura 35 - Caracterização da tensão para junta com distribuição de tensão monotônica

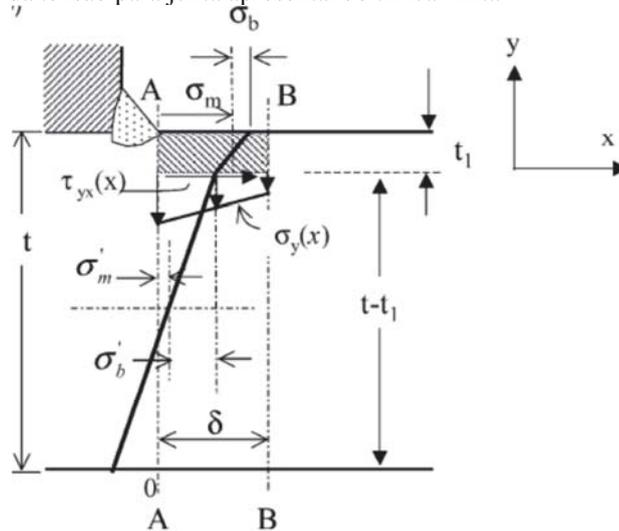


Fonte: Dong (2001)

onde, $\sigma_x(y)$ = Tensão normal na direção do eixo x em função da posição y; σ_b = Componente da flexão; $\tau_{xy}(y)$ = Tensão de cisalhamento perpendicular ao eixo x na direção do eixo y e em função do posicionamento y; δ = Distância entre os planos AA e BB; t = Espessura da chapa;

- Com profundidade de trinca finita t_1 : Segundo Dong (2001), frequentemente uma trinca com profundidade finita é utilizada como critério de falha por fadiga conforme ilustrado na Figura 36. Nota-se que, nesse caso, o sistema de coordenadas foi posicionado estrategicamente a uma profundidade t_1 da superfície da chapa.

Figura 36 – Caracterização da tensão para junta apresentando trinca finita

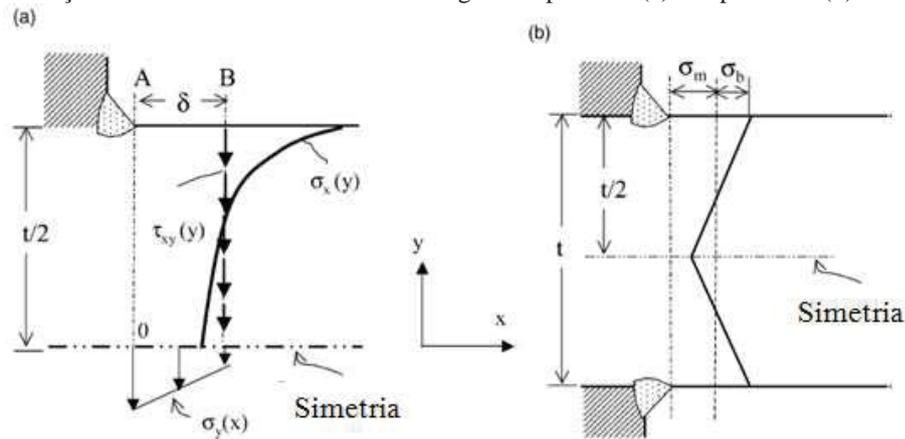


Fonte: Dong (2001)

onde, $\sigma_y(x)$ = Tensão normal na direção do eixo y em função da posição x; σ_b = Componente da flexão; σ_m = Componente de membrana; $\tau_{yx}(x)$ = Tensão de cisalhamento perpendicular ao eixo y na direção do eixo x e em função do posicionamento x; δ = Distância entre os planos AA e BB; t = Espessura da chapa; t_1 = Profundidade da trinca;

- Distribuição de tensão não monotônica ao longo da espessura: Conforme mencionado por Dong (2001), ocorre em juntas de grande espessura e algumas outras configurações como as que apresentam geometria e carregamento simétricos em relação ao eixo neutro do membro horizontal, conforme ilustrado na Figura 37. Nesse caso, as tensões de cisalhamento se anulam na seção transversal ao longo do eixo de simetria.

Figura 37 - Distribuição de tensão não monotônica ao longo da espessura: (a) Simplificado (b) Generalizado



Fonte: Dong (2001)

onde, $\sigma_x(y)$ = Tensão normal na direção do eixo x em função da posição y; $\sigma_y(x)$ = Tensão normal na direção do eixo y em função da posição x; σ_b = Componente da flexão; σ_m = Componente tensão normal; $\tau_{xy}(y)$ = Tensão de cisalhamento perpendicular ao eixo x na direção do eixo y e em função do posicionamento y; δ = Distância entre os planos AA e BB; t = Espessura da chapa;

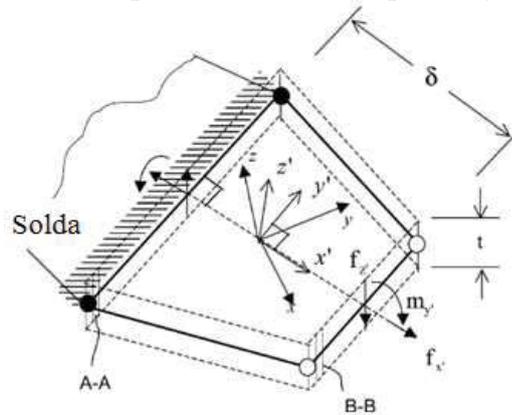
Nos casos de simetria, segundo Doerk et. at (2003), em um procedimento similar ao adotado para o segundo caso, o sistema de referência pode ser posicionado a uma profundidade $t/2$ para a realização do cálculo das tensões.

2.4.1. Cálculo da tensão estrutural via VMISS para modelos em casca

De acordo com Dong (2001), a solução de um modelo em casca na região do pé da solda a partir do método de elementos finitos obedecerá a teoria de cascas e não corresponderá ao valor da tensão estrutural resultante do carregamento. O autor propõe dois métodos gerais para cálculo da tensão estrutural através de modelos de casca e placa:

- Utilizando tensões resultantes a partir de um plano afastado: Conforme ilustrado na Figura 38, tensões e outras variáveis nodais de modelos elaborados em elementos de placa/casca geralmente são definidas em um sistema de coordenadas global (xyz). Tendo em vista o aspecto localizado das componentes da tensão estrutural torna-se importante transformar as tensões no plano B-B em um sistema de coordenadas locais (x'y'z'), convenientemente adotando x' perpendicular a direção da solda e y' paralelo a mesma, antes da aplicação das equações de equilíbrio para obtenção da tensão estrutural na região do pé da solda no plano A-A (DONG 2001).

Figura 38 - Método da tensão estrutural para elementos casca/placa adjacente a solda



Fonte: Dong (2001)

As tensões no sistema de coordenadas locais serão consistentes com as obtidas para a abordagem por elementos sólidos ilustradas na Figura 35 e poderão ser aplicadas nas equações 2.24 e 2.25.

$$\sigma_m = \frac{1}{t} \int_0^t \sigma_x(y) dy \quad (2.24)$$

$$\sigma_m \frac{t^2}{2} + \sigma_b \frac{t^2}{6} = \int_0^t \sigma_x(y) \cdot y \cdot dy + \delta \int_0^t \tau_{xy}(y) \cdot dy \quad (2.25)$$

- Utilizando esforços nodais: Em algumas situações uma secção de referência B-B ilustrada na Figura 38 pode não estar disponível, seja pela proximidade com outro cordão de solda, seja pelo carregamento sobre o cordão ser muito localizado. Nesses casos os valores de tensão na região de interesse podem ser obtidos diretamente através da solução do modelo em elementos finitos (DONG, 2001).

Doerk et. al (2003) corroboram ao afirmar que para modelos em casca a tensão estrutural pode ser avaliada diretamente na região do pé da solda, uma vez que, nesses casos, já é assumida uma distribuição linear da tensão para os elementos. No entanto, para evitar imprecisões originadas por essa distribuição de tensões, a tensão estrutural é calculada diretamente das forças e momentos nodais. Esse seria um diferencial que tornaria o método insensitivo ao tamanho da malha até mesmo para *hot spots* do tipo II (ilustrado na Figura 22) com variações de tensão altamente localizadas.

De acordo com Dong e Hong (2003) para elementos lineares de placa, o trabalho equivalente, ou o trabalho exercido pelo esforço/momento nodal, F_i/M_i , sobre o nó i para o deslocamento/rotação, u_i/θ_i , é o mesmo devido ao esforço/momento linear, f_i/m_i , sobre o

mesmo deslocamento nodal, u_i/θ_i . Esforços/momentos lineares podem ser resolvidos a partir de um sistema de equações lineares na forma matricial dos tipos 2.26 e 2.27 respectivamente.

$$\{\mathbf{F}_i\} = [\mathbf{T}].\{\mathbf{f}_i\} \Rightarrow \{\mathbf{f}_i\} = [\mathbf{T}^{-1}].\{\mathbf{F}_i\} \quad (2.26)$$

$$\{\mathbf{M}_i\} = [\mathbf{T}].\{\mathbf{m}_i\} \rightarrow \{\mathbf{m}_i\} = [\mathbf{T}^{-1}].\{\mathbf{M}_i\} \quad (2.27)$$

onde, $[\mathbf{T}]$ = Matriz de interpolação do elemento; $[\mathbf{T}^{-1}]$ = Matriz inversa de interpolação do elemento; $\{\mathbf{F}_i\}$ = Vetor esforços nodais; $\{\mathbf{M}_i\}$ = Vetor momentos nodais; $\{\mathbf{f}_i\}$ = Vetor esforços lineares; $\{\mathbf{m}_i\}$ = Vetor momentos lineares;

No caso de o vetor $\{\mathbf{f}_i\}$ corresponder aos esforços lineares f_1, f_2, \dots, f_n ao longo de y ($f_y = \frac{F_y}{l}$) e o vetor $\{\mathbf{m}_i\}$ corresponder aos momentos lineares em relação a x ($m_x = \frac{M_x}{l}$), em que x possui a mesma direção do cordão de solda, é possível aplicar a teoria elementar da mecânica estrutural para obter as componentes de membrana σ_m e de flexão σ_b em cada ponto a partir das equações 2.28 e 2.29.

$$\sigma_m = \frac{F_y}{A} = \frac{F_y}{l.t} = \frac{f_y.l}{l.t} = \frac{f_y}{t} \quad (2.28)$$

$$\sigma_b = \frac{M_x}{w} = \frac{m_x.l}{\frac{1}{6}.l.t^2} = \frac{6m_x}{t^2} \quad (2.29)$$

onde, A = Área da secção transversal do elemento perpendicular ao eixo y ; l = Largura do elemento; t = Espessura do elemento;

Assim, inserindo 2.28 e 2.39 em 2.16 temos:

$$\sigma_s = \sigma_m + \sigma_b = \frac{f_y}{t} + \frac{6m_x}{t^2} \quad (2.30)$$

2.4.2. Formulação da curva S-N mestre

A existência de diversas curvas para o cálculo da resistência à fadiga pelo método da tensão nominal (Figura 21) e pelo método da tensão hot spot (Figura 28), como já foi dito anteriormente, deve-se ao fato de que ao utilizar somente o valor da tensão (seja a tensão *hot spot*, seja a tensão nominal) sob o eixo das ordenadas em um gráfico S-N, o comportamento à fadiga não é totalmente descrito. Ou seja, os parâmetros de espessura, configuração geométrica e do tipo de carregamento ao qual a mesma está submetida, importantes para descrevê-lo integralmente, serão considerados apenas através da escolha adequada da curva de resistência e, em alguns casos, através da correção da curva para aspectos não previstos.

A plotagem de um parâmetro, sobre o eixo das ordenadas, que possa refletir, além da tensão aplicada, a configuração da junta e efeitos da espessura, poderá permitir a utilização de uma única curva para descrever o comportamento de diversos detalhes estruturais soldados. Esse seria o conceito chave por trás da elaboração da “curva mestre” denominada por Dong (2001).

Na busca de um parâmetro que pudesse auxiliar na formulação da curva mestre, Dong utilizou alguns princípios da mecânica da fratura. Para isso o autor partiu do pressuposto que a nucleação de trinca corresponde a uma etapa muito pequena, ou até mesmo inexistente, da vida em fadiga de uma junta soldada sob carregamento cíclico. Essa hipótese foi explorada através de alguns estudos como de Maddox (2003) e Hobbacher (2008).

Considerando que a MFLE prevê o comportamento de uma trinca pelo campo de tensões em sua vizinhança através da equação 2.22, segundo Branco (1998), independente da geometria, percebe-se, em teoria, a possibilidade de prever o comportamento de uma trinca em uma junta qualquer a partir da análise do comportamento de uma trinca em uma junta mais simples submetida ao mesmo campo de tensões da junta original. A correção da tensão estrutural expressa pela equação 2.16 é que viabilizará essa analogia e, dentro desse contexto, é que surge o parâmetro da tensão estrutural equivalente.

Sob um carregamento cíclico as componentes de membrana ($\Delta\sigma_m$) e de flexão ($\Delta\sigma_b$) da tensão estrutural ($\Delta\sigma_s = C^{-\frac{1}{m}} \cdot t^{\frac{2-m}{2m}} \cdot I(r)^{\frac{1}{m}} \cdot N^{-\frac{1}{m}}$) contribuem de maneira distinta para o crescimento de trinca, nesse caso o efeito de cada uma das componentes pode ser inferida a partir do seu respectivo fator intensificador de tensão ΔK (DONG, 2001).

$$\Delta K = \Delta K_m + \Delta K_b = \sqrt{t_r} \left[\Delta\sigma_m f_m \left(\frac{a}{t_r} \right) + \Delta\sigma_b f_b \left(\frac{a}{t_r} \right) \right] \quad (2.31)$$

onde, a = Tamanho de trinca inicial; t_r = Tamanho crítico de trinca

$$f_m \left(\frac{a}{t_r} \right) = \left[0,752 + 2,02 \left(\frac{a}{t_r} \right) + 0,37 \left(1 - \text{sen} \frac{\pi a}{2t_r} \right)^3 \right] \sqrt{\frac{2 \tan \frac{\pi a}{2t_r}}{\cos \frac{\pi a}{2t_r}}} \quad (2.32)$$

$$f_b \left(\frac{a}{t_r} \right) = \left[0,923 + 0,199 \left(1 - \text{sen} \frac{\pi a}{2t_r} \right)^4 \right] \sqrt{\frac{2 \tan \frac{\pi a}{2t_r}}{\cos \frac{\pi a}{2t_r}}} \quad (2.33)$$

Para juntas simétricas o cálculo de $f_m \left(\frac{a}{t_r} \right)$ e $f_b \left(\frac{a}{t_r} \right)$ deve ser realizado por outros métodos descritos por Dong (2001).

O valor efetivo de ΔK pode ser obtido a partir de uma integração da equação (2.31) no intervalo $\frac{a}{t_r} = 0$ a $\frac{a}{t_r} = 1$

$$\overline{\Delta K} = \sqrt{t_r} \int_{\frac{a}{t_r}=0}^{\frac{a}{t_r}=1} \left[\Delta\sigma_m f_m \left(\frac{a}{t_r} \right) + \Delta\sigma_b f_b \left(\frac{a}{t_r} \right) \right] d \left(\frac{a}{t_r} \right) \quad (2.34)$$

obtendo-se:

$$\overline{\Delta K} = \sqrt{t_r} (33,17\Delta\sigma_m + 11,87\Delta\sigma_b) \quad (2.35)$$

De acordo com estudos de Tanaka e Nakai(1983) e Sadananda e Vasudevan(1997) apud Kim (2006) reconheceu-se a existência de comportamentos distintos para o crescimento de trincas pequenas ($\frac{a}{t} < 0,1$) e de trincas grandes ($\frac{a}{t} > 0,1$), pois o efeito do entalhe devido ao pé da solda altera consideravelmente o comportamento do crescimento de trincas pequenas. A lei de Paris seria, então, reescrita da seguinte forma:

$$da/dN = C \left[f_1 \left(\Delta K_{a/t \leq 0,1} \right) \times f_2 \left(\Delta K_{a/t > 0,1} \right) \right] \quad (2.36)$$

Segundo Kim (2006), a equação 2.36 pode ser reescrita em função de um termo adimensional que expresse a magnitude do fator intensificador de tensão devido ao entalhe, M_{kn} :

$$da/dn = C (M_{kn})^n (\Delta K_n)^m \quad (2.37)$$

onde,

$$M_{kn} = \frac{K_{notch}}{K_n} \quad (2.38)$$

onde, K_{notch} = Concentração de tensão devido ao entalhe; K_n = Concentração de tensão global; n = Coeficiente que expressa a lei de Paris para uma trinca pequena; m = Coeficiente que expressa a lei de Paris para uma trinca grande;

Integrando a equação 2.37 obtém-se:

$$N = \int_{a \rightarrow 0}^{a=a_f} \frac{da}{C (M_{kn})^n (\Delta K)^m} \quad (2.39)$$

Reescrevendo-a em função de um tamanho relativo de trinca (a/t), temos:

$$N = \int_{a_i/t \rightarrow 0}^{a/t=1} \frac{td(\frac{a}{t})}{C(M_{kn})^n(\Delta K)^m} = \frac{1}{C} t^{1-\frac{m}{2}} (\Delta\sigma_s)^{-m} I(r) \quad (2.40)$$

$$\Delta\sigma_s = C^{-\frac{1}{m}} \cdot t^{\frac{2-m}{2m}} \cdot I(r)^{\frac{1}{m}} \cdot N^{-\frac{1}{m}} \quad (2.41)$$

Selvakumar; Hong (2013) define $I(r)^{\frac{1}{m}}$ como:

$$I(r)^{\frac{1}{m}} = 0,0011 \cdot r^6 + 0,0767 \cdot r^5 - 0,0988 \cdot r^4 + 0,0946 \cdot r^3 + 0,0221 \cdot r^2 + 0,014 \cdot r + 1,2223 \quad (2.42)$$

onde,

$$r = \frac{|\Delta\sigma_b|}{|\Delta\sigma_m| + |\Delta\sigma_b|} \quad (2.43)$$

Segundo Dong et al (2014) a equação 2.42 expressa uma função polinomial adimensional resultante de uma integração numérica válida para a condição de carregamento controlado. Maiores detalhes referente a integração disponíveis em Dong et al (2002).

Se a equação 2.42 descreve satisfatoriamente o comportamento a fadiga de uma união soldada, um parâmetro de tensão estrutural equivalente pode ser obtido através da normalização de $\Delta\sigma_s$ com variáveis expressas em termos de t e r :

$$\Delta S_S = \frac{\Delta\sigma_s}{t^{\frac{2-m}{2m}} \cdot I(r)^{\frac{1}{m}}} = C^{-\frac{1}{m}} \cdot N^{-\frac{1}{m}} \quad (2.44)$$

Segundo Dong (SD), a interpretação da equação 2.44 pode ser feita da seguinte forma: o termo $\Delta\sigma_s$ corresponde a tensão estrutural, o termo $t^{\frac{2-m}{2m}}$ corresponde a correção devido ao efeito da espessura e o termo $I(r)^{\frac{1}{m}}$ corresponde a correção devido ao modo de carregamento. A constante $m = 3,6$, segundo Dong et al (2014) e Marin; Nicoletto (2009), independe do material e representa a declividade expressa no gráfico da lei de Paris.

A norma ASME VIII, no entanto, traz a equação 2.44 de maneira mais detalhada sob a forma:

$$\Delta S_{ess,k} = \frac{\Delta\sigma_k}{t_{ess}^{\frac{(2-m_{SS})}{2m_{SS}}} \cdot I_{m_{SS}} \cdot f_{M,k}} \quad (2.45)$$

onde, $t_{ess} = 16 \text{ mm}$ (para espessuras inferiores ou igual a 16mm); $t_{ess} = t$ (para espessuras compreendidas entre 16 e 150mm); $t_{ess} = 150 \text{ mm}$ (para espessuras superiores a 150mm); $m_{ss} = m = 3,6$;

$$\frac{1}{l^{m_{ss}}} = \frac{1,23 - 0,364R_{b,k} - 0,17R_{b,k}^2}{1,007 - 0,306R_{b,k} - 0,1788R_{b,k}^2} \quad (2.46)$$

$$r = R_{b,k} = \frac{|\Delta\sigma_{b,k}^e|}{|\Delta\sigma_{m,k}^e| + |\Delta\sigma_{b,k}^e|} \quad (2.47)$$

$$f_{M,k} = (1 - R_k)^{\frac{1}{m_{ss}}} \quad \text{para } \sigma_{médio} \geq 0,5S_y \text{ e } R_k > 0 \text{ e } |\Delta\sigma_m + \Delta\sigma_b| \leq 2S_y \quad (2.48)$$

$$f_{M,k} = 1 \quad \text{para } \sigma_{médio} < 0,5S_y \text{ ou } R_k \leq 0 \text{ ou } |\Delta\sigma_m + \Delta\sigma_b| > 2S_y \quad (2.49)$$

$$R_k = \sigma_{min.} / \sigma_{máx.} \quad (2.50)$$

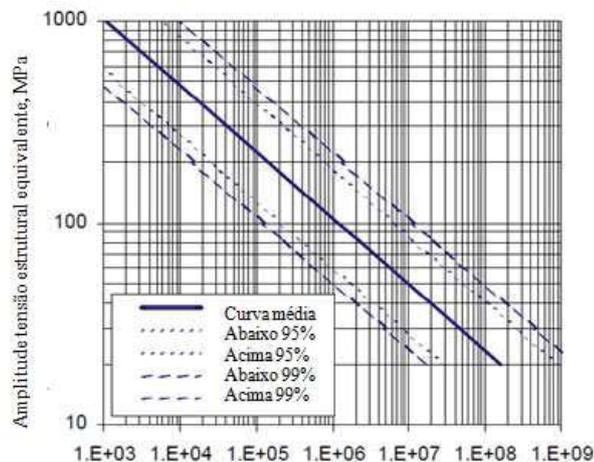
onde, S_y = Tensão de escoamento do material

Para as duas formas apresentadas percebe-se, por conseguinte, que este tipo de equação viabiliza a análise da vida em fadiga para qualquer tipo de junta, independentemente de sua espessura ou modo de carregamento. Permitindo, portanto, que a série de curvas S-N atualmente existentes possa ser resumida dentro de um único intervalo de probabilidades denominado curva S-N mestre, ilustrada na Figura 39 e seguindo a relação 2.51:

$$\Delta S_s = C X N^h \quad (2.51)$$

onde, C = Constante do material (lei de Paris); h = Coeficiente angular da curva mestre;

Figura 39 - Curva S-N Mestre



Fonte: Selvakumar; Hong (2013)

Segundo Dong et al (2014) os valores de C e h estão documentados na ASME 2007 divisão 2 e foram obtidos através da análise estatística de diversos testes de fadiga. Selvakumar; Hong (2013) sumarizaram os parâmetros estatísticos da curva mestre em termos de valor da mediana e de desvios padrão. Notar que esses valores são utilizados com a unidade de tensão em MPa e a de deslocamento/deformação em mm:

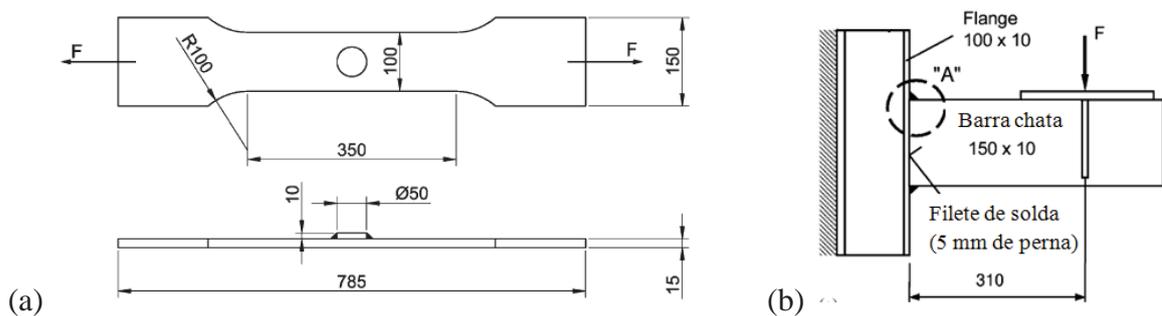
Para validação do método, uma série de ensaios à fadiga, bem documentados na literatura desde 1947 até o momento, vem sendo analisados através do VMISS e associados a curva mestre demonstrando-o efetivo para diversos tipos de juntas, modos de carregamentos e espessuras de chapas (DONG, 2004).

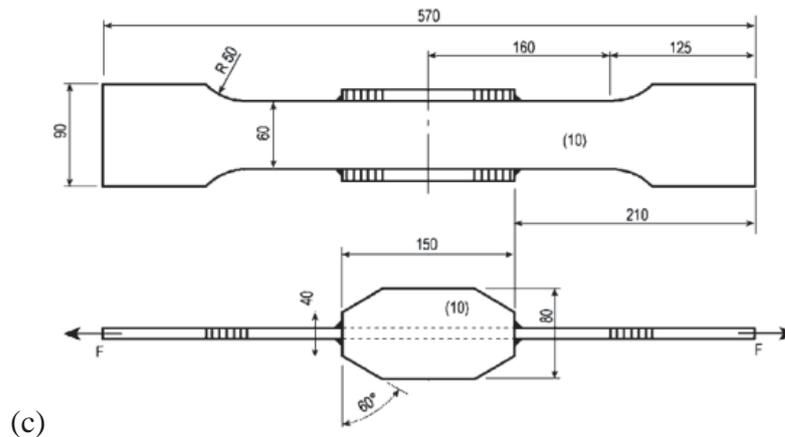
2.4.2. Estudos relacionados à aplicação da VMISS e da tensão estrutural

A partir da revisão bibliográfica construída até o momento percebe-se a necessidade em aprofundar mais o conhecimento relacionado ao VMISS e sua aplicação para que possa haver um entendimento do estado da arte desse novo método e quais pesquisas vêm sendo relevantes em relação ao assunto. Essa etapa é fundamental para nortear o desenvolvimento do trabalho e garantir que o mesmo tenha importância científica trazendo contribuições novas e de interesse na comunidade acadêmica.

Fricke; Kahl (2005) elaboraram um estudo comparativo entre a VMISS e as abordagens do IIW e de Xiao; Yamada (2004) para juntas mais comuns em estruturas soldadas do setor náutico, ilustradas na Figura 40.

Figura 40 - Configurações de juntas comparadas por Fricke; Kahl (2005)





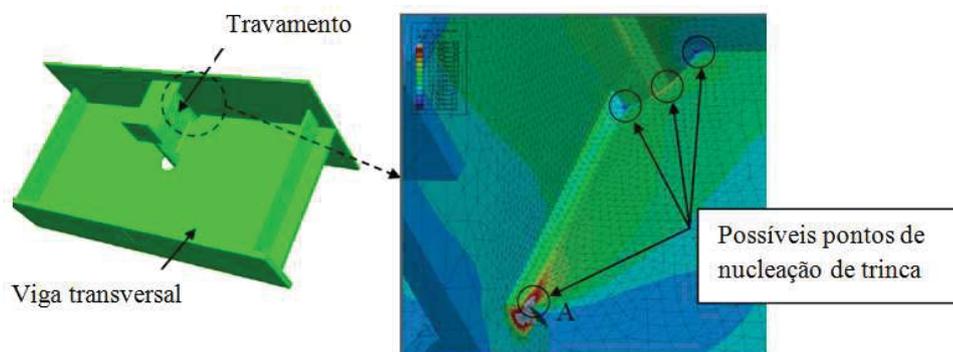
(c)

Fonte: Fricke; Kahl (2005)

Incertezas na medida da tensão estrutural e da predição da vida em fadiga deveram-se principalmente as propriedades e tamanho da malha. Apesar das diferentes definições de tensão estrutural o resultado da predição da vida em fadiga para as três abordagens foram similares e mostraram-se conservativos em relação aos dados de ensaio. Após os ensaios constatou-se que as diferenças entre a vida obtida experimentalmente e a vida calculada através dos métodos deveram-se principalmente as tensões residuais nos corpos de prova.

Akhlaghi (2009) utilizou diferentes técnicas de modelagem em uma junta estrutural de ponte, ilustrada na Figura 41, e comparou os valores de tensão estrutural obtidos através da extrapolação superficial em diferentes pés de solda do modelo numérico com valores de tensão medidos experimentalmente. O autor comparou ainda, a vida à fadiga calculada pelo método da tensão estrutural e tensão nominal com os valores obtidos do ensaio experimental.

Figura 41 - Junta estrutural de ponte analisada à fadiga



Fonte: Akhlaghi (2009)

O estudo mostrou que a presença de uma *feature* geométrica (furo, aresta curva) na região do pé da solda pode ocasionar diferenças no valor da tensão obtido. Nesses casos a rigidez da solda tem um efeito considerável e sua modelagem adequada torna-se mais

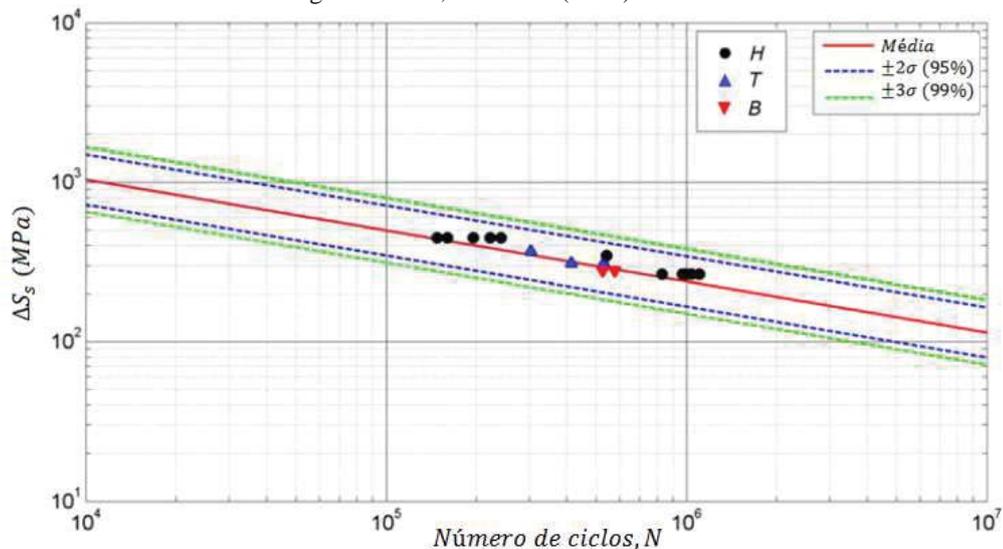
importante. Modelos sólidos parecem ser mais apropriados para esse tipo de situação. O autor propõe ainda a avaliação de outras técnicas de análise da vida em fadiga, como a VMISS, afim de que se defina qual dos métodos é mais preciso e eficiente.

Um estudo comparativo de Poutiainen; Tanskanen; Marquis (2004) entre três diferentes metodologias de avaliação da vida em fadiga através da tensão estrutural “hot spot” (Extrapolação linear superficial, linearização através da espessura e o VMISS) apontou que quando o detalhe estrutural pode ser modelado bidimensionalmente todos os métodos são adequados. Contudo, o método da extrapolação apresentou-se mais sensível à malha e o método de VMISS apresentou problemas de distorção com o uso do elemento linear de 4 nós.

Marin; Nicoletto (2009) realizaram testes em três diferentes geometrias para validação do VMISS e da curva mestre proposta por Dong. Para isso as geometrias foram submetidas experimental e numericamente a um valor de tensão cíclica conhecida ($R = 0$). Através da vida obtida experimentalmente obteve-se a tensão estrutural equivalente ($\Delta S_S = C X N^h$) com auxílio da curva mestre e calculou-se os valores da tensão estrutural ($\Delta S_S = \frac{\Delta \sigma_s}{t^{\frac{2-m}{2m}} I(r)^{\frac{1}{m}}}$) e suas componentes de membrana e de flexão

Para validação do VMISS os autores compararam a tensão calculada com a tensão obtida no modelo e obtiveram boa aproximação inclusive do ponto de ruptura do corpo de prova. Para validação da curva mestre o resultado do experimento foi plotado no diagrama S-N e apresentou-se dentro da faixa $\pm 2\sigma$, ou seja, com 95% de confiança, conforme demonstrado na Figura 42.

Figura 42 - Resultado de ensaios à fadiga de Marin; Nicoletto (2009)



Fonte: Marin; Nicoletto (2009)

A pesquisa aos temas que se relacionam com o assunto desse trabalho foi fundamental para a construção de um conhecimento básico que permitisse um maior aprofundamento e compreensão das metodologias em análise (SHSS e MC). Por fim, a avaliação do material já publicado em relação a essas metodologias foi essencial para compreender as lacunas que ainda existem e ajudar no estabelecimento do foco da presente dissertação de forma a assegurar-lhe como uma efetiva contribuição à comunidade científica.

3. METODOLOGIA

O trabalho encontra-se dividido em duas etapas. Na primeira delas, uma junta T ensaiada à fadiga por Israel (2015) teve sua vida experimental comparada com a vida calculada a partir da análise de modelos em casca no MEF via método SHSS e método MC. Outra comparação, no que diz respeito a tensões no pé da solda, também foi feita a partir do método LSE e VMISS. As primeiras considerações podem ser tecidas a partir dessas comparações.

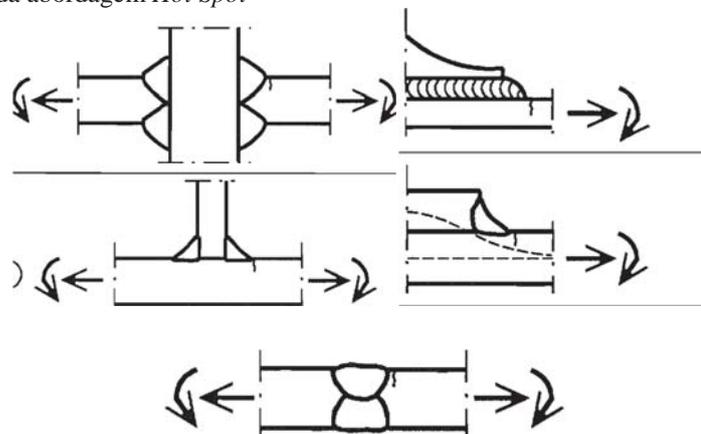
Na segunda etapa, uma junta simétrica coletada da bibliografia (com dados de ensaio experimental e da vida calculada pelo método SHSS) também teve sua vida à fadiga e tensão no pé da solda calculada, respectivamente, pelos métodos MC/SHSS e VMISS/LSE. Esses resultados foram igualmente comparados e permitem complementar as considerações elencadas na primeira etapa.

Tendo isso em vista, divide-se o presente capítulo em duas seções. A primeira seção trata de uma descrição geral das juntas analisadas, sua geometria e condições de ensaio, bem como tipo e intensidade do carregamento aplicado, enquanto na segunda seção, detalhes dos modelos numéricos de elementos finitos utilizados são apresentados.

3.1. Descrição geral dos ensaios e juntas estudadas

Segundo a EN 1993-1-9 (2005), o método da tensão geométrica (*hot spot*) é aplicável a juntas de topo, juntas sobrepostas, juntas tipo “T” e juntas cruciformes, onde se espera que o início da trinca ocorra no pé da solda sobre um carregamento perpendicular ao mesmo conforme ilustração da Figura 43 (EUROCODE3, 2005).

Figura 43 - Aplicação da abordagem *Hot Spot*



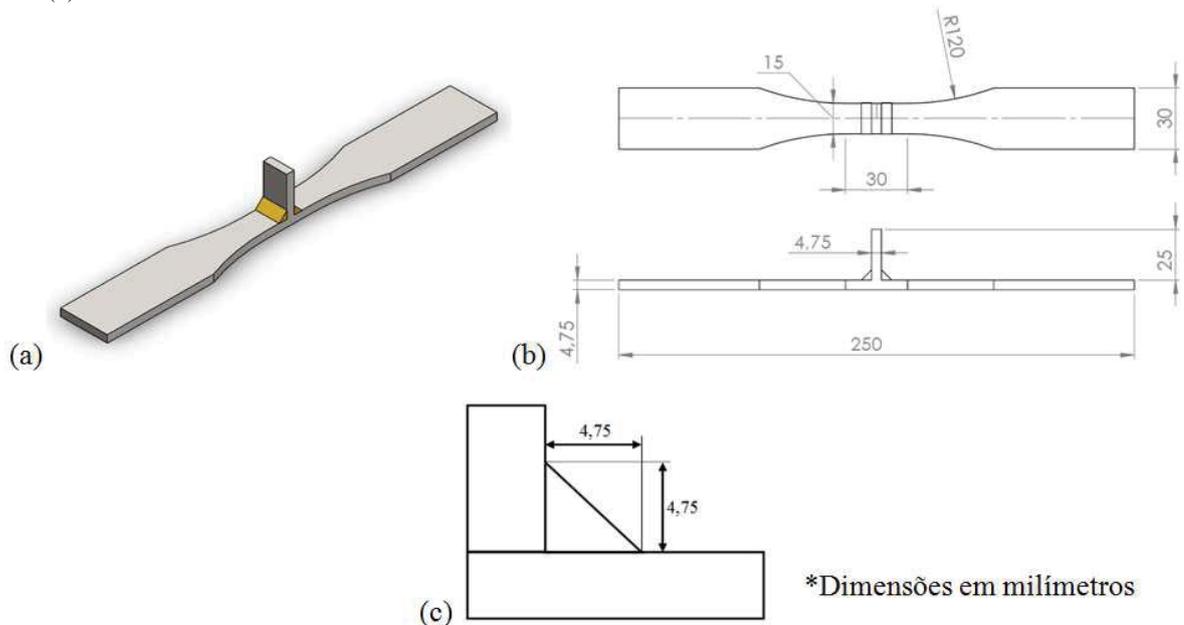
Fonte: Eurocode3 (2005)

Essa consideração reduz consideravelmente as possibilidades de juntas a serem avaliadas. A oportunidade de utilizar dados de ensaio à fadiga em uma junta do tipo “T” de um estudo desenvolvido por Israel (2015) determinou o emprego dessa configuração de junta na primeira parte do trabalho. A mesma é detalhada na seção 3.1.1 que segue.

3.1.1. Junta T

A Figura 44 detalha a geometria da junta utilizada por Israel (2015) em seu procedimento experimental. A Figura 44 (a) trata-se de uma vista em perspectiva, a Figura 44 (b) fornece as dimensões e a Figura 44 (c) detalhe do cordão de solda. Segundo o autor, a junta foi elaborada seguindo critérios normatizados na ASTM E466.

Figura 44 - Geometria de junta T ensaiada por Israel (2015). (a) Vista em perspectiva da junta (b) Dimensões da junta (c) Detalhe do cordão de solda



Fonte: Israel (2015)

Segundo Israel (2015), os corpos de prova, em liga de aço ARBL com especificação ASTM A514, foram ensaiados em um ambiente controlado em 20°C, sob carga cíclica “*push-pull*” de amplitude constante com frequência de 10Hz e razão entre tensão $R = 0,1$. Três níveis de tensão nominal máxima $\sigma_{\text{nominal-máx.}}$ (60, 70 e 80% do valor da tensão de escoamento $S_y = 743 \text{ MPa}$) foram aplicados.

Ensaio sobre os corpos de prova soldados, promovidos por Israel (2015), atestaram a penetração total da solda, ocasionando, conseqüentemente, ruptura de todos eles no pé da solda, conforme Figura 45. Esse fato foi determinante para a utilização dos dados obtidos,

visto que, conforme destacado por Fricke; Kahl (2005) e Dong (2001), os métodos em estudo não são aplicáveis à juntas com falhas por fadiga originada na raiz da solda.

Figura 45 – Detalhe corpos de prova rompidos



Fonte: Israel (2015)

Resultados experimentais foram tratados estatisticamente pelo autor, resultando na equação 3.1 do comportamento à fadiga da junta T. Substituindo os valores das amplitudes das tensões nominais ($\Delta\sigma_{Nominal}$) experimentais, obtém-se a vida à fadiga ($N_{Experimental}$), listada na Tabela 6.

$$\Delta\sigma_{Nominal} = 3323,9N_{Experimental}^{-0,187} \quad (3.1)$$

Tabela 6 – Níveis de carregamento e resultados esperados por Israel (2015)

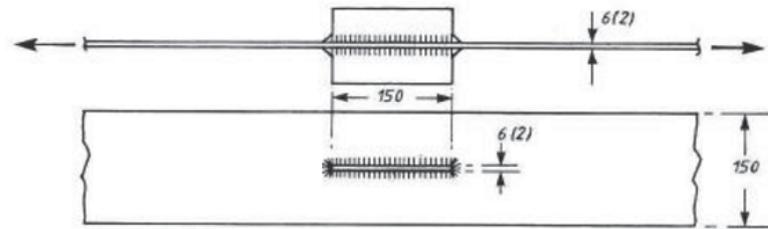
$\sigma_{nominal-m\acute{a}x.}$ (MPa)	$N_{Calculada}$ (Ciclos)
80%Sy	17473,84
70%Sy	35686,65
60%Sy	81378,57

Fonte: Israel (2015), adaptado pelo autor

3.1.2. Junta simétrica

A segunda parte do estudo consiste na análise da vida a fadiga pela abordagem MC de uma junta coletada na bibliografia contendo dados de ensaios experimentais e dados da vida calculada pelo método SHSS. Um estudo de Salomma (2006) que reuniu uma série de resultados experimentais foi utilizado para esse propósito. A união soldada analisada pelo autor e utilizada no presente trabalho corresponde a uma junta do tipo simétrica com chapa anexa longitudinal – SCAL. Os testes experimentais foram conduzidos em juntas com chapas de 2 e 6 mm de espessura, sendo que, em todas elas, a espessura da chapa principal foi mantida igual à da chapa anexa. A Figura 46 ilustra a geometria da junta.

Figura 46 - Junta SCAL ensaiada e calculada pela abordagem SHSS por Gourney (1997)

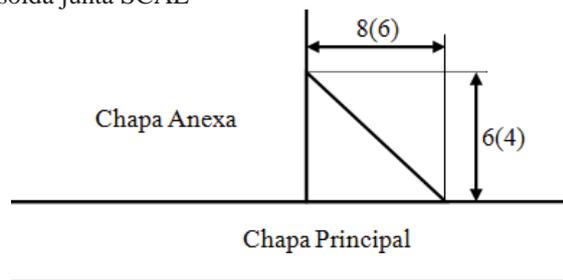


*Medidas em milímetros

Fonte: Salomma (2006)

Na junta de 6 mm o tamanho médio da perna de solda sob a chapa principal foi de 8 mm e sob a chapa anexa foi de 6 mm, enquanto que na junta de 2 mm o tamanho médio da perna de solda sob a chapa principal foi de 6 mm e sob a chapa anexa foi de 4 mm, conforme ilustra a Figura 47.

Figura 47 - Detalhe do cordão de solda junta SCAL



*Medidas em milímetros

Fonte: Salomma (2006), adaptado pelo Autor

Os corpos de prova sob estado “como soldado”, ou seja, sem tratamentos pós-soldagem, foram submetidos à carga cíclica trativa com frequência entre 5 a 10 Hz de amplitude constante e com razão de tensão $R = 0$. A Tabela 7 expressa a amplitude de tensão em função da vida obtida experimentalmente.

Tabela 7 – Níveis de carregamento e resultados experimentais obtidos por Gourney (1997) apud Salomma (2006)

Juntas 6 mm		Juntas 2 mm	
$\Delta\sigma_{nominal}$ (MPa)	$N_{Experimental}$ (Ciclos)	$\Delta\sigma_{nominal}$ (MPa)	$N_{Experimental}$ (Ciclos)
180	131000	180	102000
140	274000	160	184000
110	388000	140	276000
100	494000	120	352000

Fonte: Salomma (2006), adaptado pelo autor

Maiores detalhes podem ser encontrados em Gourney (1997) apud Salomma (2006).

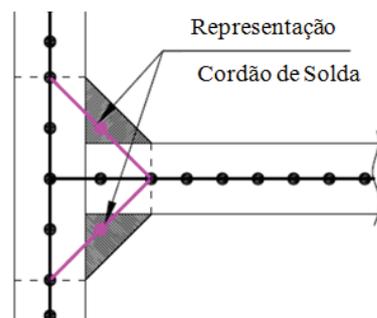
3.2. Simulação numérica

O programa utilizado para modelagem e simulação numérica através do MEF foi o Ansys 13.0, plataforma APDL e o programa para tratamento de dados do pós-processamento foi o Microsoft Office Excel 2007.

O processo de modelagem das juntas em estudo foi realizado a partir de técnicas exploradas nos trabalhos de Niemi; Fricke; Maddox (2006), Chattopadhyay et al (2011), Marin; Nicoletto (2009), Echer (2012) e Aygül (2012). Modelos em casca vêm sendo amplamente utilizados e, segundo Dong e Hong (2003), se adaptam facilmente a aplicação do método VMISS. Uma atenção especial deve ser dada, no entanto, às simplificações exigidas para esse tipo de modelagem.

Autores como Niemi; Fricke; Maddox (2006), e de maneira geral na bibliografia, recomendam a representação de juntas soldadas em casca pela aplicação dos elementos no plano médio das chapas, atribuindo-lhe a mesma espessura da chapa que está sendo representada, como ilustra a Figura 48. Existem, no entanto, divergências quanto a forma com que a união na região soldada deve ser representada.

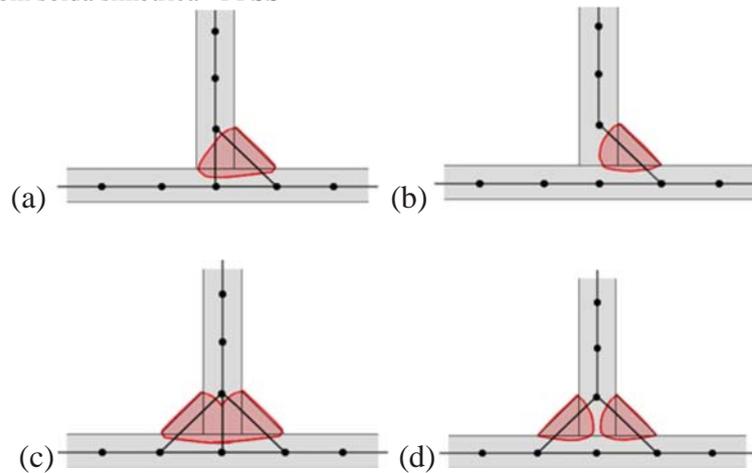
Figura 48 - Modelagem de junta utilizando elementos em casca



Fonte: Aygül (2012), adaptado pelo autor

Segundo Aygül (2012), modelos em casca podem ser elaborados com ou sem a representação do cordão de solda. Niemi; Fricke; Maddox (2006) corroboram, mas complementam que, quando a solda não é modelada, a rigidez da junta pode ser subestimada. Já Marin; Nicoletto (2009) salientam o papel da modelagem do filete de solda na correta representação da rigidez da junta, além de algumas estratégias de representação, ilustradas na Figura 49, para diferentes tipos e penetrações de cordão. Para juntas de penetração total a interseção entre as chapas deve ser representada Figura 49(a) e (c), além disso, soldas simétricas devem ter seu cordão representado de forma simétrica Figura 49(c) e (d).

Figura 49 - Representação numérica da penetração de solda. (a) Penetração total com solda assimétrica – PTSA. (b) Penetração parcial com solda assimétrica – PPSA. (c) Penetração total com solda simétrica – PTSS. (d) Penetração parcial com solda simétrica - PPSS



Fonte: Marin; Nicoletto (2009)

No estudo de Salomma (2006), a junta do tipo SCAL teve um modelo gerado sem a representação do cordão de solda e outro modelo de acordo com a configuração da Figura 49 (c). Na junta T ensaiada por Israel (2015) também se optou pela configuração da Figura 49 (c), visto que se tratava de uma junta do tipo PTSS.

Para fins de comparação convém utilizar o mesmo modelo numérico para representar a junta de Israel (2015) e Salomma (2006). Logo, a modelagem sem a representação do cordão de solda nesse último estudo citado, não será considerada. A partir da definição da configuração de junta do tipo PTSS, ilustrada na Figura 49(c), surgem agora diferentes possibilidades para a representação do cordão de solda. Segundo Aygül (2012), essa representação pode ser dada através de elementos rígidos - ER, elementos em casca - EC ou incremento de espessura – IE. Para modelos do tipo ER e EC, Echer (2012) sugere, ainda, três técnicas distintas para representação do cordão de solda.

A primeira etapa do presente estudo utilizou esse leque de possibilidades para modelar a junta PTSS para avaliar se a metodologia de Dong é mais adequada para alguma delas ou se as diferenças encontradas não serão significativas. Na segunda etapa, apenas uma das técnicas foi utilizada para comparações.

3.2.1. Modelagem numérica de junta PTSS

A representação de solda do tipo IE, ilustrada na Figura 50(a), nada mais é que a atribuição de um elemento de casca com valor de espessura maior na região de interseção do

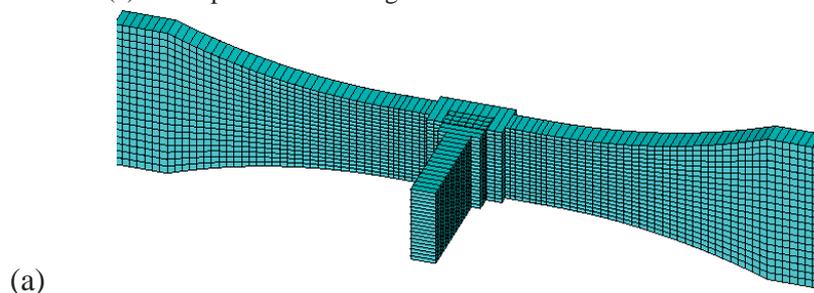
cordão de solda. Utilizou-se, para tanto, a técnica explorada por Aygül (2012), citada no capítulo 2.2.4 do referencial bibliográfico e ilustrada na Figura 20

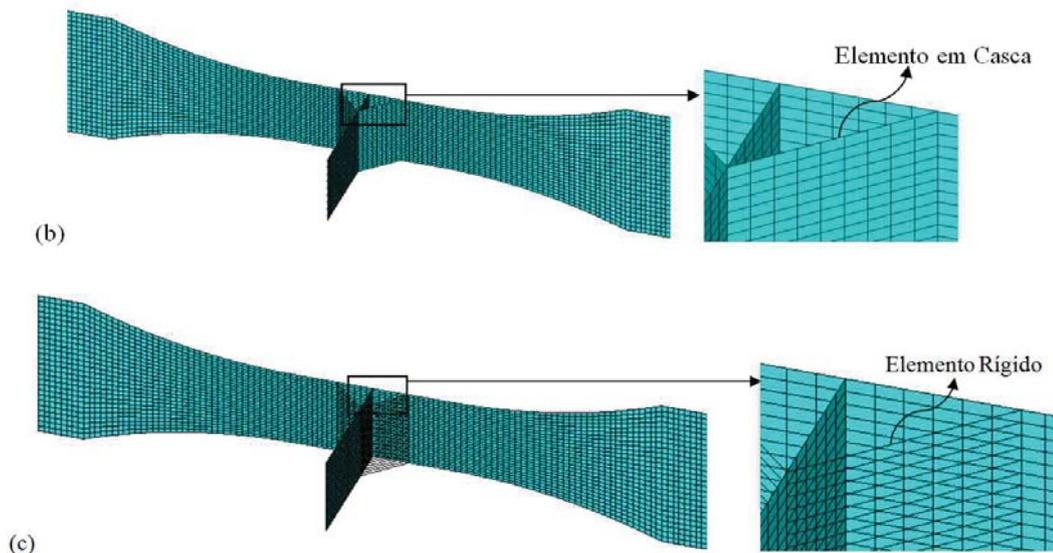
Figura 20.

A representação da solda do tipo EC, ilustrada na Figura 50(b), consiste em simular o cordão de solda por elementos de casca oblíquos que, segundo Alves Filho (2013), consistem em elementos bidimensionais com 6 graus de liberdade por nó, totalizando 24 graus de liberdade no elemento. A interseção entre esses elementos e os elementos que representam a chapa dá-se nos nós, portanto, alguns cuidados podem ser necessários para manter a regularidade da malha nessa região. Recomendada por Niemi; Fricke; Maddox (2006), essa técnica permite uma representação correta tanto da geometria como da rigidez, mas não deve ser utilizada na previsão de falhas nucleadas a partir da raiz da solda.

A representação da solda do tipo ER consiste em simular o cordão de solda por uma série de elementos unidimensionais oblíquos paralelos entre si, onde cada elemento conecta um nó da chapa principal com um nó da chapa anexa. Os elementos unidimensionais utilizados foram elementos de viga rígidos que, segundo Alves Filho (2013), assim como os elementos em casca, possuem seis graus de liberdade por nó, mas, por serem unidimensionais, possuem a metade dos nós, totalizando 12 graus de liberdade por elemento. O elemento de viga é capaz de transmitir forças axiais, momentos fletores, forças cortantes e momentos torsores. A interseção entre elementos rígidos e elementos em casca deve ser dada no nó. Logo, o espaçamento entre cada elemento rígido deverá ser igual à dimensão do elemento em casca no qual ele se encontra conectado, conforme Figura 50(c).

Figura 50 - Representações do cordão de solda para modelos em casca. (a) Solda por incremento da espessura - IE (b) Solda em placa - EC (c) Solda por elementos rígidos - ER

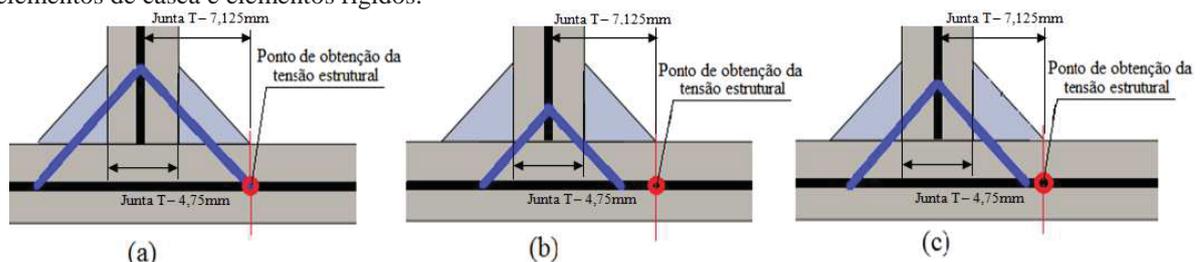




Fonte: Autor

Como mencionado previamente, na modelagem da solda por elementos em casca - EC e elementos rígidos - ER, três técnicas, exploradas no trabalho de Echer (2012), foram utilizadas na primeira etapa do estudo para a modelagem da junta T. As técnicas consistem em posicionar o elemento representativo da solda em três diferentes pontos da junta, sem alterar o ponto de obtenção da tensão estrutural, correspondente à projeção do pé da solda de um modelo sólido, como ilustra a Figura 51.

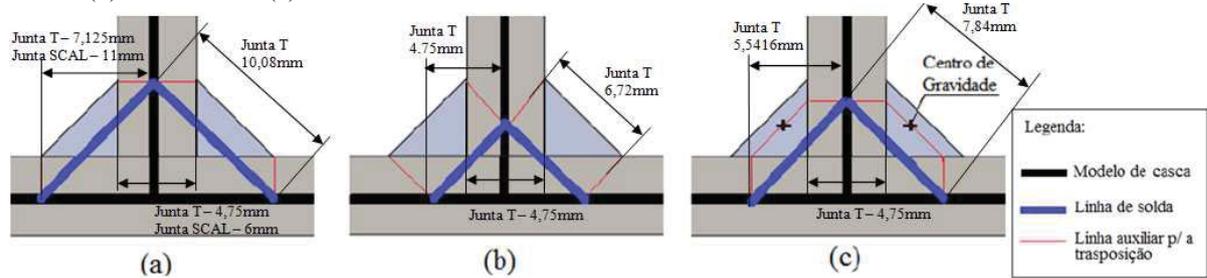
Figura 51 – Representação do pé da solda para diferentes técnicas de representação do cordão de solda em elementos de casca e elementos rígidos.



Fonte: Echer (2012), adaptado pelo Autor

Em ER1 ou EC1 a representação do cordão de solda é posicionada de tal forma que sua interseção com a representação do metal base coincide com o ponto de obtenção da tensão estrutural. Em ER2 ou EC2, a representação do cordão de solda é posicionada de tal forma que sua dimensão coincida com a dimensão do cordão de solda de um modelo sólido. Finalmente, em ER3 ou EC3, a representação do cordão de solda é posicionada de tal forma que sua interseção com a representação do metal base se dê na projeção de um elemento que passa através do centro de gravidade do cordão de solda de um modelo sólido. A Figura 52 ilustra as três representações comentadas com as medidas principais.

Figura 52 - Técnicas de representação do cordão de solda em elementos rígidos e elementos em casca. (a) ER1 ou EC1 (b) ER2 ou EC2 (c) ER3 ou EC3



Fonte: Echer (2012), adaptado pelo autor

Como a junta SCAL foi modelada apenas pela técnica EC1, apenas a Figura 52(a) fornece as medidas principais da mesma.

Surge, nesse momento, uma questão em relação à espessura do elemento representativo da solda a ser adotada para modelos do tipo EC. Para a junta T, foi utilizado o critério adotado por Echer (2012). A área da seção transversal do cordão de solda original deve ser mantida, logo, como elementos de casca apresentam seção transversal retangular, a espessura do elemento corresponderá à área da seção transversal do cordão original dividido pelo comprimento da garganta de filete obtido em cada uma das técnicas, conforme especificado na Tabela 8 e ilustrado na Figura 53(a).

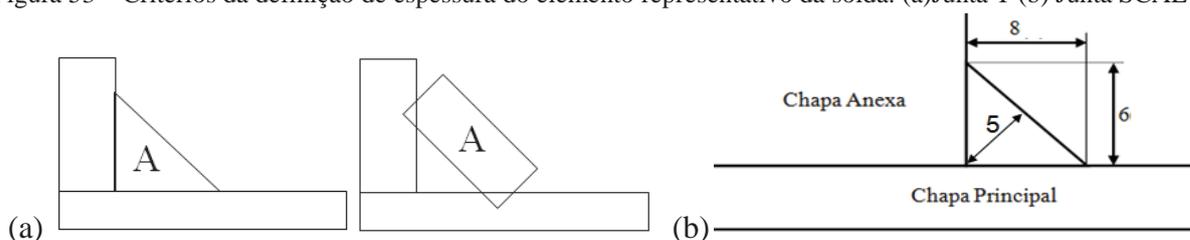
Tabela 8 - Medidas de espessuras equivalentes de solda para modelos EC

Modelo Real		Medidas Solda	Modelo EC-1	Modelo EC-2	Modelo EC-3
Perna (mm)	4,75	Perna (mm)	7,13	4,75	5,54
Comprimento Garganta (mm)	6,72	Comprimento Garganta (mm)	10,08	6,72	7,84
Área transversal (mm ²)	11,28	Espessura do Filete (mm)	1,12	1,68	1,44

Fonte: Autor

Para a junta SCAL, foi utilizado o mesmo critério de Salomma (2006), ou seja, a profundidade de garganta do cordão de solda original que, conforme ilustra a Figura 53(b), corresponde a 5 mm.

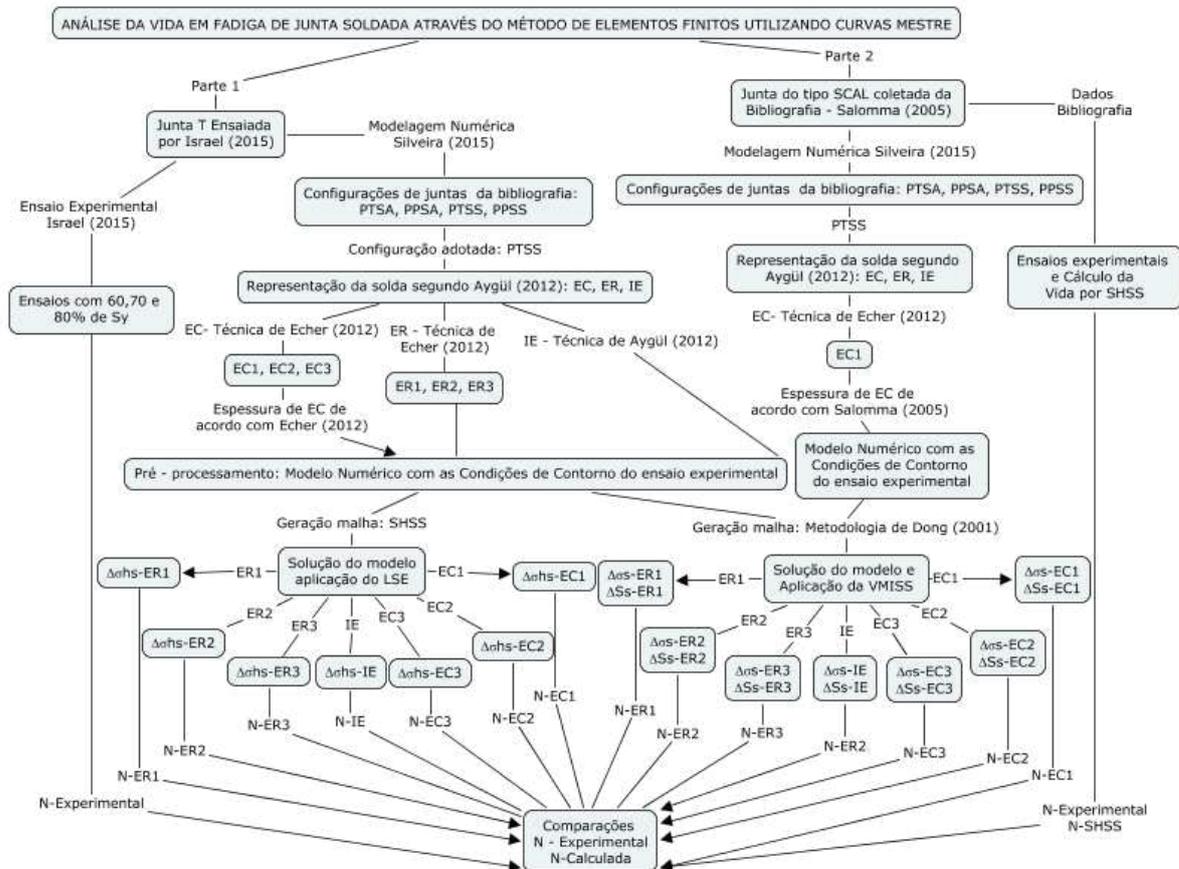
Figura 53 – Critérios da definição de espessura do elemento representativo da solda. (a) Junta T (b) Junta SCAL



Fonte: Autor

Como mostra o fluxograma da Figura 54, o estudo foi dividido em duas partes, na primeira delas, uma série de tomada de decisões definiu as diferentes formas de representação da solda a serem analisadas para a junta T, resultados obtidos pelas metodologias MC e SHSS para esses modelos foram, então, comparados com os obtidos experimentalmente. Na segunda etapa do estudo a junta SCAL foi modelada de acordo com uma das técnicas estabelecidas para a junta T e os resultados obtidos pelas metodologias MC e SHSS foram, também, comparados com os resultados experimentais.

Figura 54 – Fluxograma dos procedimentos metodológicos



Fonte: Autor

3.2.2. Modelagem de junta e cálculo da vida de acordo com metodologia SHSS – Pré-Processamento

Essa seção encontra-se estruturada com as informações da elaboração do modelo seqüenciadas conforme etapas na elaboração de modelos numéricos em geral, ou seja, pré-processamento, resolução e pós-processamento. Posteriormente, procedimentos para o cálculo da vida à fadiga são detalhados.

Na etapa do pré-processamento, são feitas considerações básicas a respeito de simplificações adotadas para as geometrias e seu posicionamento no sistema de referência

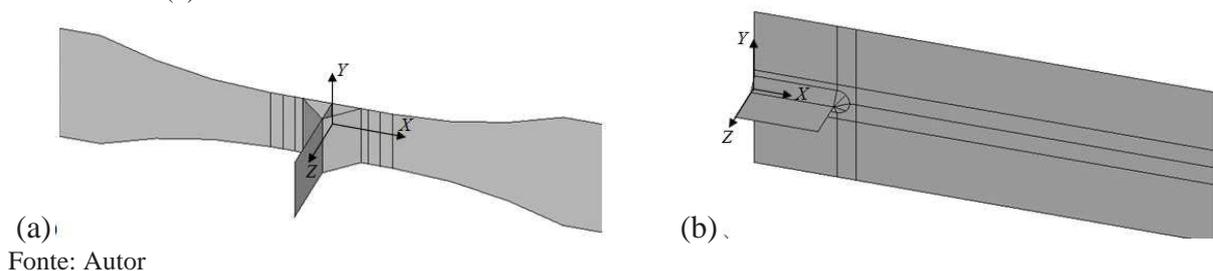
global. Estas considerações iniciais relacionam-se diretamente com as condições de contorno aplicadas no modelo e, por isso, elas são discutidas na sequência. Após, detalhes relacionados à discretização das juntas e à construção da geometria são abordados. Considerações da etapa de resolução e pós-processamento encerram apontamentos referentes à elaboração do modelo até que, finalmente, aspectos do cálculo de fadiga são discutidos.

A junta T analisada na primeira etapa do estudo e ilustrada na Figura 44, possui simetria no plano transversal ao carregamento. Isso significa que a partir da aplicação de condições de contorno de simetria, é possível obter o comportamento de toda a junta modelando-se apenas metade dela. No entanto, por se tratar de uma junta simples, optou-se por modelá-la integralmente, como ilustra a Figura 55(a).

Como o próprio nome sugere, a junta do tipo SCAL também possui simetria. No entanto, além de ela ocorrer no plano transversal ao carregamento, como na junta T, ocorre ainda nos dois planos longitudinais ao mesmo (plano que contém a chapa principal e o plano que contém a chapa anexa). Isso significa que, a partir da aplicação das condições de contorno de simetria, seria possível obter o comportamento de toda a junta modelando-se apenas um oitavo dela. No entanto, de uma junta simples, optou-se por modelar a metade, como ilustra a Figura 55(b).

Ambas as juntas foram centralizadas sobre a origem do sistema de referência global, com o eixo X na direção longitudinal da junta, formando com o eixo Y o plano que contém a chapa principal das mesmas.

Figura 55- Perspectiva das áreas que definem os planos médios das chapas e da solda nas juntas analisadas. (a) Junta T - EC1 (b) Junta SCAL - EC1



A aplicação das condições de contorno na junta T deve representar as restrições impostas no ensaio experimental conduzido por Israel (2015), enquanto que, na junta SCAL, as condições de contorno impostas pelo tipo da modelagem devem ser respeitadas. Esclarecimentos a respeito das condições de contorno na modelagem das juntas são dados a seguir, inicialmente para a junta “T” e, posteriormente, para a junta SCAL.

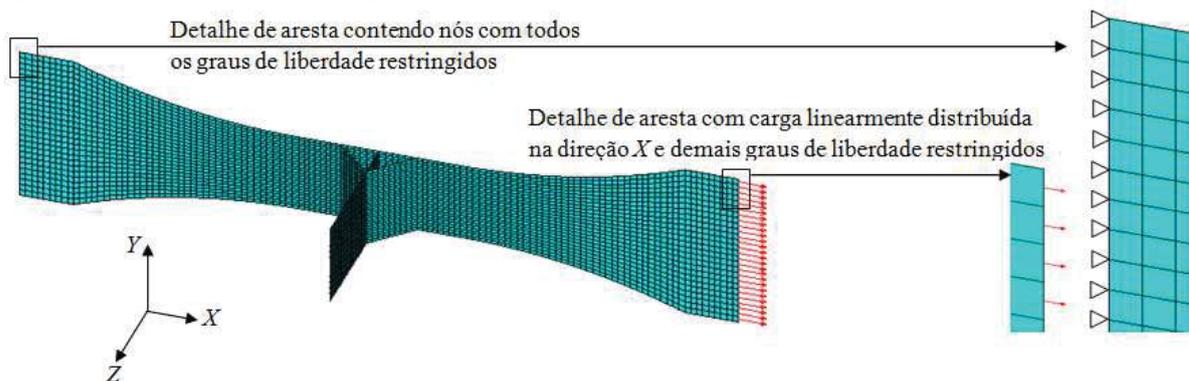
No caso da junta T, o posicionamento dos corpos de prova na máquina de ensaio de fadiga respeitou o limite imposto pelo raio de estricção da junta, exigido pela norma. No entanto, não foi rigorosamente o mesmo em todos os casos, o que acabou impondo a adoção de uma estimativa de 10 mm de distância entre o limite do raio de estricção e o ponto de engaste da máquina.

Para fins de simplificação, o restante da junta foi desconsiderado no modelo, ou seja, seu comprimento total foi inferior aos 150 mm especificados na geometria da Figura 44, restando-lhe a medida de 133,5 mm correspondente à dimensão sob carregamento do corpo de prova.

Outra simplificação efetuada foi nas condições de carregamento. A máquina de fadiga do tipo “*push-pull*” solicita os corpos de prova sobre seu eixo longitudinal em ambas as extremidades com metade da carga em cada uma delas. No modelo numérico, foi imposto o carregamento integral em apenas uma das arestas e restringiu-se a outra. Como a pressão do engaste na máquina é uniforme em toda a largura do corpo de prova, o modelo considerou uma carga na direção do eixo da junta linearmente distribuída sobre a aresta carregada. Portanto, na extremidade carregada, restringiram-se todos os graus de liberdade nodais, exceto os de translação na direção do carregamento. Na aresta oposta, todos os graus de liberdade nodais foram restringidos.

A intensidade do carregamento aplicado ao modelo correspondeu aos níveis de carregamento do experimento que, conforme Tabela 6, foram estipulados de acordo com a tensão nominal máxima aplicada ($\sigma_{nominal-m\acute{a}x.}$). A tensão correspondente à carga mínima ($\sigma_{nominal-min.}$) pode ser facilmente obtida a partir da relação de tensão $R = 0,1$, utilizada por Israel (2015), e a equação 2.4. A Figura 56 ilustra o modelo da junta T com as condições de contorno aplicadas.

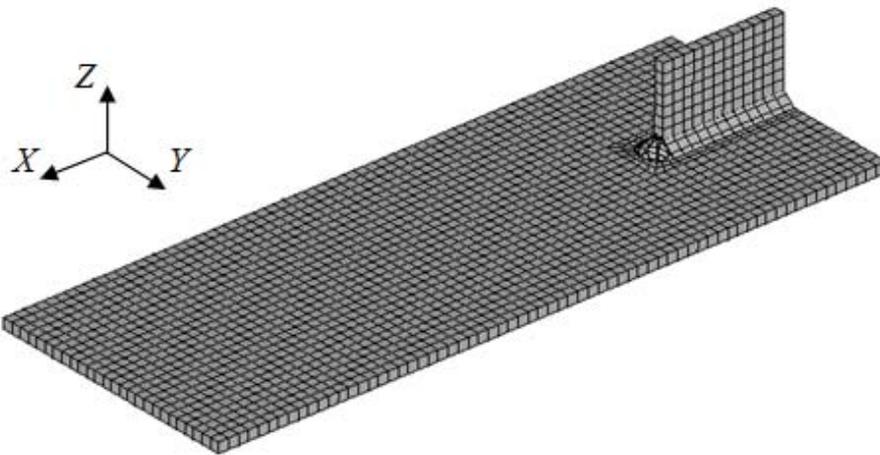
Figura 56 - Condições de contorno junta T



Fonte: Autor

No caso da junta SCAL analisada por Salomma (2006), não é possível estabelecer as condições de contorno a partir dos detalhes do ensaio experimental fornecidos pelo autor. O autor, no entanto, fornece informações a respeito do modelo numérico que ele construiu para o cálculo da vida da junta via SHSS. Vale, ressaltar que o autor modelou um quarto de junta, conforme ilustra a Figura 57, correspondente à porção de material localizada sobre as coordenadas positivas dos eixos X e Z da Figura 55(b). Já o presente estudo modelou metade dela, incluindo a porção de material localizada sobre as coordenadas negativas do eixo Z, como ilustra a Figura 55(b).

Figura 57 - Modelo numérico de Salomma (2006) usado para cálculo da vida à fadiga pelo método SHSS de junta SCAL



Fonte: Salomma (2006)

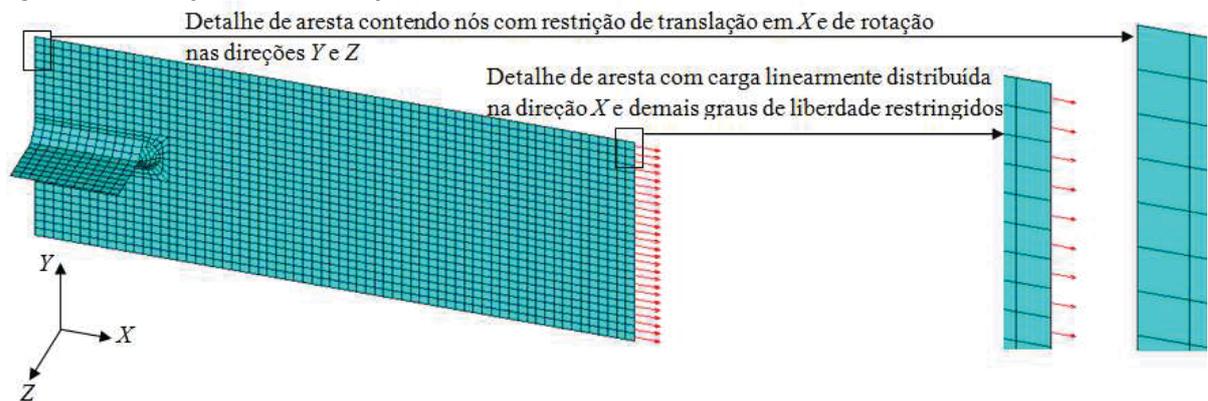
Levando em conta informações de Salomma (2006) a respeito do seu modelo e as particularidades de cada um recém mencionadas, o modelo construído nesse estudo apresenta as condições de contorno descritas a seguir.

Quanto ao carregamento, as simplificações são as mesmas da junta T, descrita anteriormente, ou seja, é aplicado na direção do eixo longitudinal da junta, de forma integral e linearmente distribuído na aresta da extremidade. Restringem-se todos os graus de liberdade nas outras direções nessa região. Nesse caso, Salomma (2006) tabelou os resultados experimentais de acordo com a amplitude da tensão nominal ($\Delta\sigma_{nominal}$) aplicada no carregamento cíclico, conforme Tabela 7. A partir da razão de tensão $R = 0$, especificada pelo autor, e aplicação da equação 2.4, verifica-se que: $\Delta\sigma_{nominal} = \sigma_{nominal-max.}$ e $\sigma_{nominal-min.} = 0$

As restrições na extremidade oposta ao carregamento, que, para esse modelo, corresponde ao centro da junta (plano de simetria) são distintas das impostas à junta T. São aplicadas restrições coerentes com um plano de simetria, ou seja, as translações não podem ter

componente normal ao plano e as rotações não podem ter componentes paralelas ao plano. Portanto, foram restringidos os graus de liberdade de translação na direção X e de rotação nas direções Y e Z , em todos os nós do plano de simetria. A Figura 58 ilustra a junta SCAL com as condições de contorno aplicadas.

Figura 58 - Condições de contorno junta SCAL



Fonte: Autor

Concluídas as considerações a respeito das condições de contorno das juntas, listam-se, agora, algumas considerações a respeito da construção da geometria.

Conforme descrito por Niemi; Fricke; Maddox (2006), a metodologia SHSS utiliza o conceito de estimar a tensão no pé da solda a partir das tensões nas regiões vizinhas da mesma. Esses pontos, no entanto, são criteriosamente estabelecidos pelos autores a partir de fatores como grau de discretização da malha e ponto de potencial localização de nucleação da trinca de fadiga. A Tabela 9 resume esses critérios.

Tabela 9 - Recomendações gerais no uso da extrapolação em elementos finitos

Tipo de Modelo e <i>Hot Spot</i>		Grau de Discretização da Malha			
		Malha Grosseira		Malha Fina	
		Tipo I	Tipo II	Tipo I	Tipo II
Tamanho do Elemento	Casca	txt^* , $\max txL/2^*$	10mmx10mm	$\leq 0,4txt$ ou $0,4txL/2^*$	$\leq 4mmx4mm$
	Sólido	txt , $\max txL^*$	10mmx10mm		
Extrapolação	Casca	0,5/1,5t* (Pontos médios)	5 mm/15 mm (Pontos médios)	0,4t/1.0t* (Pontos Nodais)	4mm/8mm/ 12mm (Pontos nodais)
	Sólido	0,5/1,5t (Centro superfície)	5 mm/15 mm (Centro superfície)		

*L = Dimensão do anexo e t = espessura conforme Figura 29

Fonte: Niemi; Fricke; Maddox (2006), adaptado pelo autor

O grau de discretização da malha, como apresentado na Tabela 9, determina o tipo e as coordenadas de extrapolação a serem adotadas. Como a metodologia trata da extrapolação de tensões nodais, deve-se garantir a ocorrência de nós nesses pontos. No programa utilizado, isso é feito através da criação de pontos chave ou “*keypoints*” durante a elaboração da geometria, impondo que o grau de discretização da malha seja definido previamente a ela.

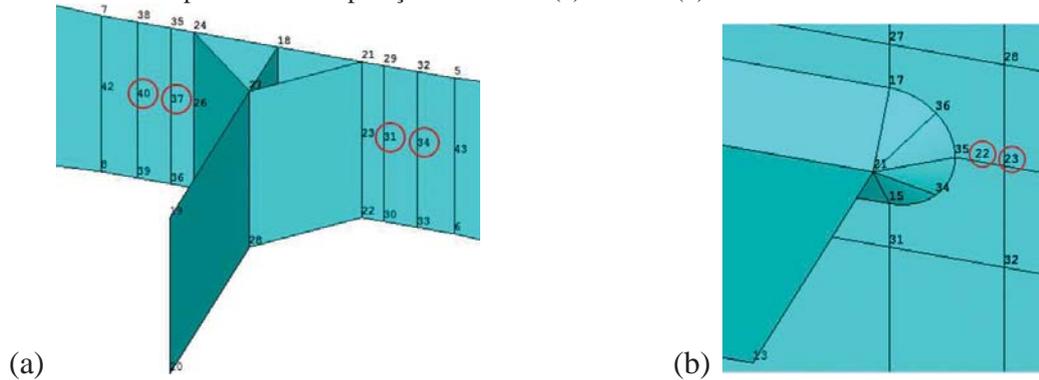
Diversos autores, como, Niemi; Fricke; Maddox (2006), Dong (2001), Fricke (2003), Poutiainen; Tanskanen; Marquis (2004) apontam a sensibilidade da metodologia SHSS ao grau de discretização da malha, sugerindo, inclusive, um refinamento na região de extrapolação. Como, em ambos os casos, as juntas apresentam geometria simples, optou-se por uma malha fina aplicada de forma integral sobre os modelos.

Conforme apresentado no referencial bibliográfico da secção 2.3.1 por Niemi; Fricke; Maddox (2006) e, analisando a Figura 44 e a Figura 46, constata-se que: tanto a junta T, quanto a junta do tipo SCAL são *hot spot* do tipo I. Conseqüentemente as tensões deverão ser linearmente extrapoladas (LSE) a distâncias de $0,4t$ e $1t$ do pé da solda. Convém lembrar nesse ponto que, conforme estabelecido na secção 3.2.1, Figura 51 e Figura 52(a), o ponto de obtenção das tensões e, conseqüentemente os pontos de extrapolação, será fixo independente da técnica de modelagem.

Uma vez estabelecida a distância dos pontos de extrapolação em relação ao pé da solda, resta precisar agora a localização desses pontos em relação ao eixo da mesma. Para a junta T, segundo Niemi; Fricke; Maddox (2006), os pontos de extrapolação devem estar localizados no eixo de simetria do carregamento, e encontram-se representados na Figura 59(a) pelos “*keypoints*” 31 e 37 (à distância de $0,4t$ do pé da solda) e 34 e 40 (à distância de $1,0t$ do pé da solda).

Já para a junta SCAL, os autores exemplificam o método de extrapolação em uma junta do mesmo tipo porém de outras medidas. Isso não impede, no entanto, a aplicação dos mesmos critérios para o caso em estudo, ilustrado em detalhe na Figura 59(b). Os pontos de extrapolação estão representados pelo “*keypoints*” 22 (a $0,4t$ do pé da solda) e 23 (a $1,0t$ do pé da solda).

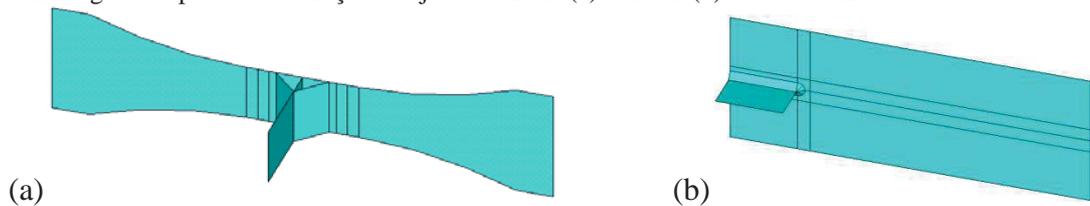
Figura 59 - Vista em detalhe pontos de extrapolação de tensão. (a) Junta T (b) Junta SCAL



Fonte: Autor

Outras restrições, impostas, principalmente, por linhas curvas presentes em ambas as juntas, devem ser respeitadas na geração das geometrias do modelo de forma a garantir áreas simétricas e, conseqüentemente, regularidade da malha gerada posteriormente. A Figura 60 ilustra as áreas geradas para os modelos em análise.

Figura 60 - Áreas geradas para discretização das juntas - EC1. (a) Junta T (b) Junta SCAL



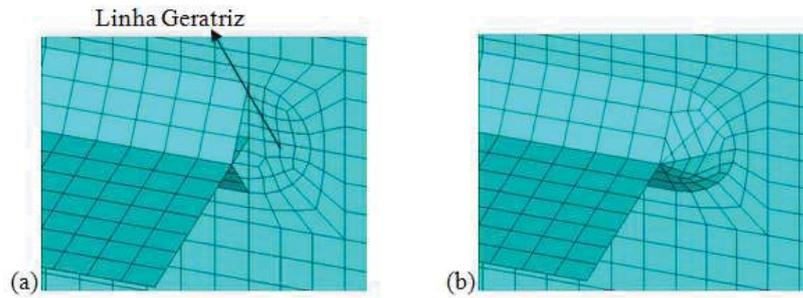
Fonte: Autor

Após concluída a geometria das juntas, as mesmas foram discretizadas. Nessa etapa, atentou-se para que a malha fosse construída da forma mais regular possível para evitar distorções que pudessem influenciar a interpretação dos resultados. Algumas precauções, provavelmente as mais significativas, já foram tomadas na etapa anterior enquanto a geometria foi construída. No entanto, outras precauções ainda foram tomadas nesse momento como:

- Ordem de discretização das áreas, onde após a discretização da primeira área, as demais devem ser sempre adjacentes às que já se encontram discretizadas;
- Refinamento localizado de malha (tamanho de elemento reduzido à metade em relação aos demais elementos do modelo).

A segunda medida foi necessária apenas na junta SCAL na região localizada na extremidade da chapa anexa representada, na Figura 61, por um semicírculo de limites coincidentes com o pé do cordão de solda. A Figura 61(a) ilustra o refinamento na chapa principal e a Figura 61(b) refinamento na área da solda. Nessa região, a área da solda foi modelada através de rotação em 180° da linha geratriz indicada na Figura 61(a).

Figura 61 - Detalhe da região de refino de malha na junta SCAL. (a) Chapa principal (b) Cordão de solda

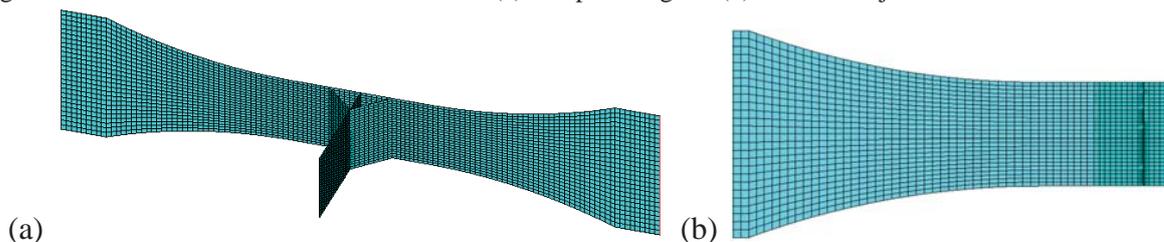


Fonte: Autor

Salomma (2006) simulou a junta com modelos sólidos e modelos de casca. Para modelos de casca, o autor aplicou, de forma integral sobre o modelo, o elemento quadrático SHELL281 (S8R) e o elemento linear SHELL181 com um ponto de integração (S4) e com dois pontos de integração em cada direção (S4R). Para fins de comparação, utilizaram-se, neste trabalho, os mesmos elementos na junta SCAL, enquanto na junta T foi utilizado apenas o elemento linear SHELL181 com integração completa (S4R).

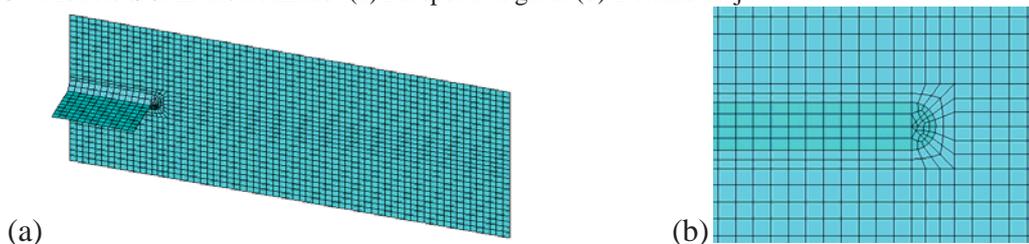
Quanto ao grau de discretização da malha, segundo critérios de Niemi; Fricke; Maddox (2006), ambas foram analisadas com malha fina. Para a junta T, o tamanho máximo atribuído ao elemento foi $\frac{t}{4} = 1,1875 \text{ mm}$ e para a junta SCAL foi $\frac{t}{2} = 3 \text{ mm}$. A Figura 62 ilustra imagem de modelo EC1 da junta T discretizada (total de 4160 elementos) e a Figura 63, imagem da junta SCAL (total de 2276 elementos).

Figura 62 - Junta T discretizada – modelo EC1. (a) Perspectiva geral (b) Detalhe da junta



Fonte: Autor

Figura 63 - Modelo SCAL discretizado. (a) Perspectiva geral (b) Detalhe da junta



Fonte: Autor

3.2.3. Modelagem de junta e cálculo da vida de acordo com a metodologia SHSS – solução e pós-processamento

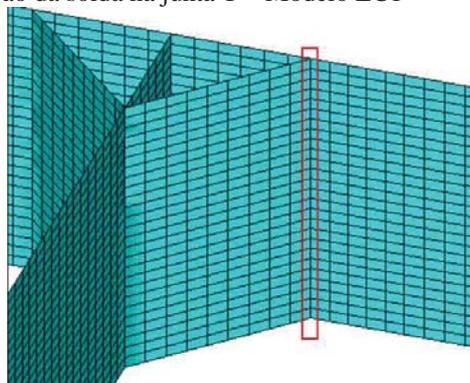
Tem-se, nesse ponto, as duas juntas modeladas, discretizadas e com as condições de contorno estabelecidas, restando, agora, realizar análise estática linear do modelo e efetuar os tratamentos de pós-processamento.

Conforme Niemi; Fricke; Maddox (2006), o método permite assumir comportamento linear elástico para o material e, como trabalha com a variação de tensão $\Delta\sigma = \sigma_{m\acute{a}x.} - \sigma_{m\acute{i}n.}$, demanda uma análise, ao menos, em dois níveis de carregamento $\sigma_{m\acute{a}x.}$ e $\sigma_{m\acute{i}n.}$. Considerando que em ambos os casos tem-se um carregamento cíclico de amplitude constante e a análise é feita no regime linear, torna-se possível realizar uma simulação com carregamento estático máximo, $\sigma_{nominal-m\acute{a}x.}$ em cada modelo e aplicar a relação de tensão (R) nos resultados para obter o comportamento sobre o carregamento mínimo $\sigma_{nominal-min.}$.

Pós-processamentos típicos exibem os resultados no pé da solda como uma média entre os elementos próximos. Para modelos em casca os elementos que representam a solda não se encontram no mesmo plano da chapa, conforme ilustra Figura 64, isso pode provocar equívocos na interpretação dos resultados.

Escolhendo-se a solução nodal, as grandezas calculadas dentro do elemento, como as tensões, e extrapoladas para os nós são dadas como a média dos valores fornecidos por todos os elementos que compartilham o nó analisado. Portanto, na região da solda da junta T as tensões serão dadas pela média de tensões vindas de três segmentos de chapa diferentes, cujos planos se cruzam na região da solda. As tensões que interessam para os cálculos são as referentes à chapa principal antes da região da solda.

Figura 64 - Detalhe da representação da solda na junta T – Modelo EC1

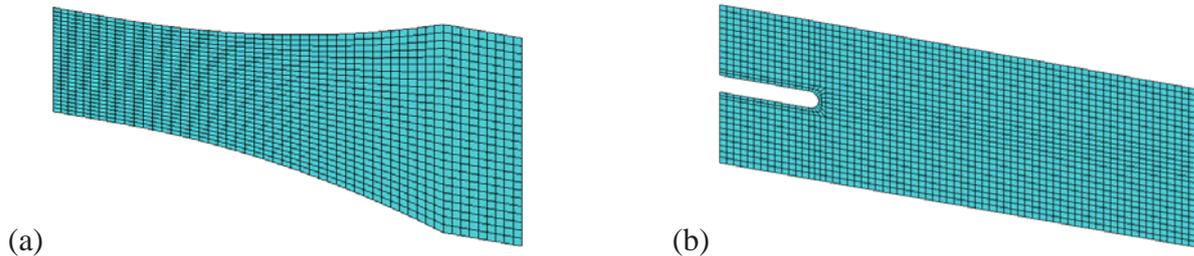


Fonte: Autor

Para contornar esse problema apenas os elementos localizados a partir do pé da solda, exemplificado na Figura 64 pelos elementos a direita dos nós destacados, foram selecionados

para o cálculo das tensões por extrapolação. A Figura 65 ilustra o modelo das juntas gerado apenas com os elementos de interesse.

Figura 65 - Elementos Seleccionados Na Resolução do Modelo. (a) Junta T (b) Junta SCAL

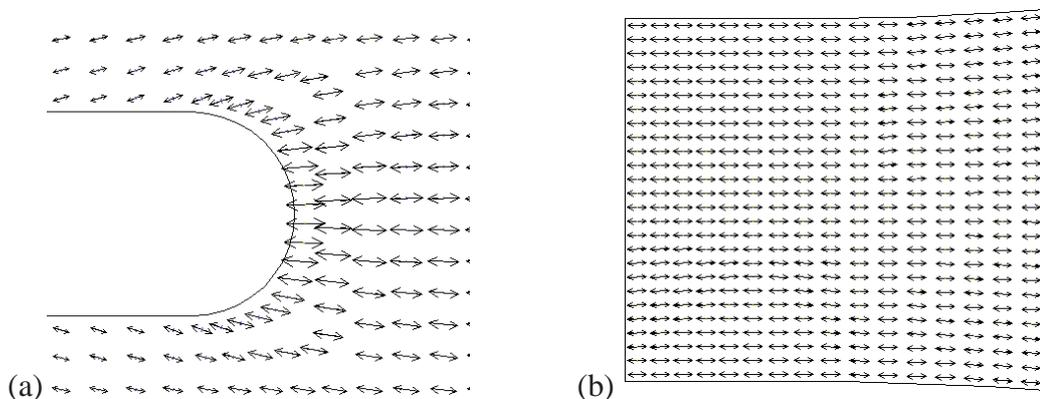


Fonte: Autor

A solução fornecida pelo programa pode ser dada em função de componentes de tensão em relação ao sistema de referência (global ou local) σ_x , σ_y e σ_z ou em relação às tensões principais σ_1 , σ_2 e σ_3 .

A escolha de qual componente de tensão utilizar, segundo Niemi; Fricke; Maddox (2006) depende da direção das tensões principais em relação ao eixo da solda. Utiliza-se σ_1 (maior tensão principal) nos casos em que sua direção forma um ângulo menor que 60° em relação ao eixo perpendicular ao pé da solda nos pontos de extrapolação. Essa situação ocorre para as juntas em análise. A Figura 66 mostra a representação dos vetores das tensões principais baseado em sua magnitude. Como se tem um estado plano de tensões na região de interesse, σ_3 torna-se nula e, σ_2 , por apresentar intensidade muito inferior a σ_1 , não aparece na imagem.

Figura 66 - Vista em detalhe da região de extrapolação com a direção das tensões principais σ_1 . (a) Junta SCAL (b) Junta T



Fonte: Autor

A equação 3.2, segundo Niemi; Fricke; Maddox (2006), extrapola a tensão *hot spot* (σ_{hs}) ao pé da solda para a junta T e para a junta SCAL:

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

Para o carregamento máximo tem-se:

$$\sigma_{hs_{m\acute{a}x}} = 1,67\sigma_{1-m\acute{a}x,0,4t} - 0,67\sigma_{1-m\acute{a}x,1,0t} \quad (3.3)$$

Para o carregamento mínimo tem-se:

$$\sigma_{hs_{m\acute{i}n}} = 1,67\sigma_{1-m\acute{i}n,0,4t} - 0,67\sigma_{1-m\acute{i}n,1,0t} \quad (3.4)$$

ou, segundo a equação 2.4, dentro do regime linear elástico:

$$\sigma_{hs_{m\acute{i}n}} = R \cdot \sigma_{hs_{m\acute{a}x}} \quad (3.5)$$

Finalmente, a variação de tensão no pé da solda ($\Delta\sigma_{hs}$) pode ser obtida da equação 2.1 estabelecida na seção 2.1.

$$\Delta\sigma_{hs} = \sigma_{hs_{m\acute{a}x}} - \sigma_{hs_{m\acute{i}n}}$$

A vida em fadiga de uma junta soldada através da metodologia SHSS obedece à relação 3.6 dada por Niemi; Fricke; Maddox (2006):

$$\Delta\sigma_{hs}^m \cdot N = C \quad (3.6)$$

Na análise da junta SCAL, os valores das constantes m e C foram obtidos experimentalmente por Gourney (1997) apud Salomma (2006) e encontram-se listados na Tabela 10. Já, para a junta T, utilizaram-se os valores sugeridos por Niemi; Fricke; Maddox (2006). Para juntas com espessura acima de 25 mm, os autores recomendam ainda multiplicar o valor de $\Delta\sigma_{hs}$ por um fator de correção $f(t)$ adimensional dado pela equação 2.12 expressa na seção 2.3.1.

Tabela 10 - Constantes do comportamento à fadiga para junta SCAL

	m	C	FAT@2x10 ⁶
6mm	2,98	5,53x10 ¹¹	67
2mm	3,35	3,82x10 ¹²	75

Fonte: Salomma (2006)

3.2.4. Modelagem de junta e cálculo da vida de acordo com a metodologia de Dong (VMISS + MC)

Essa seção está sequenciada da mesma forma que a seção 3.2.2, porém mais resumida, visto que várias considerações do método SHSS podem ser aqui compartilhadas, permitindo que apenas diferenças pontuais entre os métodos sejam traçadas.

Na etapa da geração do modelo, diferenças residem na intensidade do carregamento imposta durante a etapa de pré-processamento e na definição do elemento, que, para essa

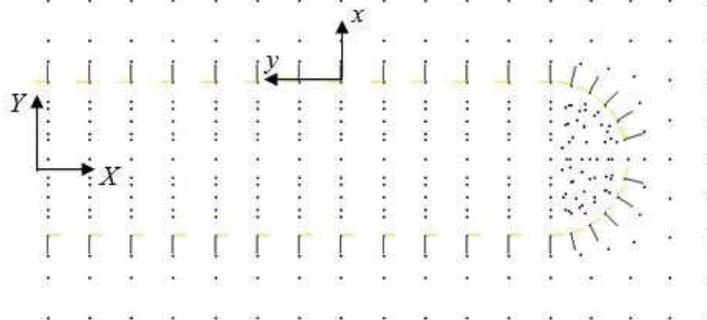
metodologia é o SHELL181 com dois pontos de integração para todos eles. Haverá diferenças no tamanho do elemento adotado para a junta SCAL, pois, como a intenção é verificar a insensibilidade do método ao refino da malha, modelos são gerados com elementos de tamanhos 4 e 6 mm.

Enquanto na metodologia SHSS o modelo foi simulado com a intensidade da carga nominal máxima ($\sigma_{nominal-m\acute{a}x.}$), na metodologia de Dong, aplicou-se uma carga com intensidade igual ao valor da amplitude do carregamento ($\Delta\sigma_{nominal}$) na simulação do modelo. Assim, todos os carregamentos, aqui expressos estão em função de sua amplitude Δ . Como para o caso da junta SCAL $\Delta\sigma_{nominal} = \sigma_{nominal-m\acute{a}x.}$, haverá uma diferença apenas nos valores de carregamento da junta T.

Outra diferença reside nos parâmetros utilizados para o cálculo da vida à fadiga. Enquanto a metodologia SHSS utiliza os valores de amplitude de tensões obtidas diretamente da solução nodal do modelo de elementos finitos, a metodologia de Dong utiliza a amplitude de tensões ($\Delta\sigma$) obtida a partir de um processo de transformação da variação dos esforços nodais (ΔF e ΔM) perpendiculares ao pé da solda (DONG, 2001).

Para a junta T, onde o cordão de solda possui direção constante e coincidente com o eixo Y do sistema de referência global, Figura 55(a), é possível usar diretamente as componentes ΔF_x (esforços na direção do carregamento) e ΔM_y (momentos em relação ao eixo transversal à solda) fornecidas na solução global do modelo. Já na junta SCAL, o eixo da solda muda de direção, Figura 55(b), assim, torna-se necessário rotacionar o sistema de coordenadas nodais de forma a manter um dos seus eixos coordenados sempre normal ao pé da solda, conforme mostra a Figura 67. Nesse caso é imperativo sempre ativar o sistema de coordenadas local antes de gerar o relatório das soluções para não haver equívocos na interpretação dos resultados.

Figura 67 - Detalhe dos nós e sistema de coordenadas global e local sobre o cordão de solda na junta SCAL



Fonte: Autor

Para o caso em estudo, todos os nós da linha do pé da solda foram rotacionados em torno do eixo Z global, de forma a manter o eixo X normal ao pé da solda e o eixo Y na direção tangencial à mesma. Dessa forma, as componentes ΔF_x e ΔM_y locais foram utilizadas no processo de transformação da variação dos esforços nodais em variação de tensões nodais.

Todo o processo supracitado, ocorre na etapa de pós- processamento e inicia-se pela transformação da variação dos esforços nodais (ΔF_x e ΔM_y) em variação de esforços lineares (Δf_x e Δm_y) através do produto matricial entre o vetor variação dos esforços nodais $\{\Delta F_x\}$ e $\{\Delta M_y\}$ e a inversa da matriz das funções de interpolação do elemento de casca utilizado, $[T]^{-1}$, conforme equações 3.7 e 3.8 expressas por Dong (2001).

$$\{\Delta f_x\} = \{\Delta F_x\} \cdot [T]^{-1} \quad (3.7)$$

$$\{\Delta m_x\} = \{\Delta M_x\} \cdot [T]^{-1} \quad (3.8)$$

A partir das equações 3.7 e 3.8, obtém-se o vetor amplitude de esforços lineares ($\{\Delta f_x\}$ e $\{\Delta m_y\}$) que correspondem à amplitude dos esforços distribuídos entre os nós de cada um dos elementos localizados no pé da solda. Aplicando-se esses parâmetros nas equações 2.29 e 2.30, obtém-se a variação das componentes de membrana ($\Delta \sigma_m$) e de flexão ($\Delta \sigma_b$) para cada um deles. Conforme a equação 2.31, a amplitude da tensão estrutural ($\Delta \sigma_s$) nada mais é que o somatório dessas componentes. O nó que apresentar o seu valor mais intenso indica o ponto de nucleação da trinca e, conseqüentemente, onde a vida à fadiga deverá ser calculada (DONG, 2001).

Conforme mencionado, o elemento aplicado em todos os modelos analisados por esse método foi o SHELL181 que, conforme Dong e Hong (2003), possui sua matriz de interpolação $[T]$ representada em 3.9. Os termos da matriz correspondem às funções de interpolação lineares do comportamento de membrana do elemento de casca. Funções de interpolação de demais elementos podem ser obtidas em livros de elementos finitos como Cook (1995).

$$[T] = \begin{bmatrix} \frac{l_1}{3} & \frac{l_1}{6} & 0 & 0 \\ \frac{l_1}{6} & \frac{(l_1+l_2)}{3} & \frac{l_2}{6} & 0 \\ 0 & \frac{l_2}{6} & \frac{(l_2+l_3)}{3} & \frac{l_3}{6} \\ 0 & 0 & \dots & \dots \end{bmatrix} \quad (3.9)$$

A vida à fadiga foi calculada a partir da amplitude de um fator, denominado por Dong (2001) como tensão estrutural equivalente (ΔS_s). Através da equação 2.45 ou 2.46 expressas na seção 2.4.2 esse fator relaciona componentes da tensão de membrana ($\Delta\sigma_m$), de flexão ($\Delta\sigma_b$) e um fator de correção da espessura ($t_{ess}^{\left(\frac{z-m}{2m}\right)}$).

A norma ASME VIII acrescenta um fator de correção de tensão $f_{M,K}$ expresso pelas equações 2.48 e 2.49, e atribui um valor de 3,6 para a constante m que, segundo Dong et. al (2014) e Marin; Nicoletto (2009), independe do material.

O cálculo da vida prevista, em termos de intervalo de probabilidades, pela equação 2.51 tem os valores de suas constantes C e h expressos em função do material e, para os dois casos em estudo, são listados na Tabela 11.

Tabela 11 - Parâmetros curva mestre

Variação estatística	C	h
Mediana	19930,2	-0,3195
+1 σ (acima de 68%)	23885,8	
-1 σ (acima de 68%)	16629,7	
+2 σ (acima de 95%)	28626,5	
-2 σ (abaixo de 95%)	13875,7	
+3 σ (acima de 99%)	34308,1	
-3 σ (abaixo de 99%)	11577,9	

Fonte: Asme VIII-2 (2013)

Este capítulo descreveu, inicialmente, detalhes das juntas em análise e os procedimentos experimentais utilizados para ensaio à fadiga. Em seguida, a metodologia adotada na elaboração dos modelos representativos dessas juntas foi descrita de forma detalhada. Finalmente, procedimentos para construção do modelo numérico e cálculo da vida à fadiga pelos métodos SHSS e MC foram descritos individualmente, respeitando as particularidades de cada um dos métodos.

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Levando-se em conta que na primeira etapa a proposta foi analisar junta T soldada sob três tipos de representação numérica do cordão de solda (EC, ER e IE) e que, dentre estes, os modelos EC e ER foram analisados sob três técnicas de modelagem distintas cada, são 7 modelos numéricos a serem comparados. Ao considerar ainda que o método da LSE e do VMISS exigem algumas especificações distintas na modelagem, definem-se 14 modelos gerados para cada nível de tensão, ou seja, para três níveis de tensão (60, 70 e 80% de S_y) totalizam 42 modelos numéricos gerados. Obviamente, a consideração de que a análise estaria sendo feita sob regime linear diminuiria consideravelmente a quantidade desses modelos.

Apesar de técnicas distintas serem utilizadas, as diferenças residem basicamente na construção do modelo. Sendo que, o procedimento da análise do resultado desses modelos é essencialmente o mesmo dentro de cada uma das metodologias (SHSS e MC). Tendo isso em vista, e com o intuito de manter a objetividade do trabalho, para a primeira parte do estudo, resultados parciais de apenas uma das técnicas (sob apenas um nível de carregamento) são apresentados dentro da metodologia SHSS e dentro da metodologia MC. Para as demais técnicas, apenas os resultados finais são apresentados com fins de comparação.

A segunda parte do estudo serve como um complemento às comparações realizadas na primeira etapa. A junta SCAL foi modelada de acordo com uma das técnicas estabelecidas para a junta T e analisada de acordo com o método MC para o cálculo da vida a fadiga. Os valores foram comparados com a vida experimental e a vida obtida pelo método SHSS apresentados na bibliografia.

4.1. Metodologia SHSS para junta T

Como mencionado na introdução desse capítulo, os resultados parciais aqui apresentados foram obtidos através da técnica EC1 sob carregamento cíclico com tensão nominal máxima $\sigma_{nominal-m\acute{a}x.}$ de 60% da tensão do escoamento S_y do material. Considerando que, segundo Israel (2015) $S_y = 743$ MPa e $R = 0,1$, e aplicando a equação 2.4, tem-se as seguintes definições iniciais:

$$\sigma_{nominal-m\acute{a}x.} = 0,6 * 743 \rightarrow \sigma_{nominal-m\acute{a}x.} = 445,8MPa \quad (4.1)$$

$$\sigma_{nominal-m\acute{i}n.} = 0,1 * 445,8 \rightarrow \sigma_{nominal-m\acute{i}n.} = 44,58MPa \quad (4.2)$$

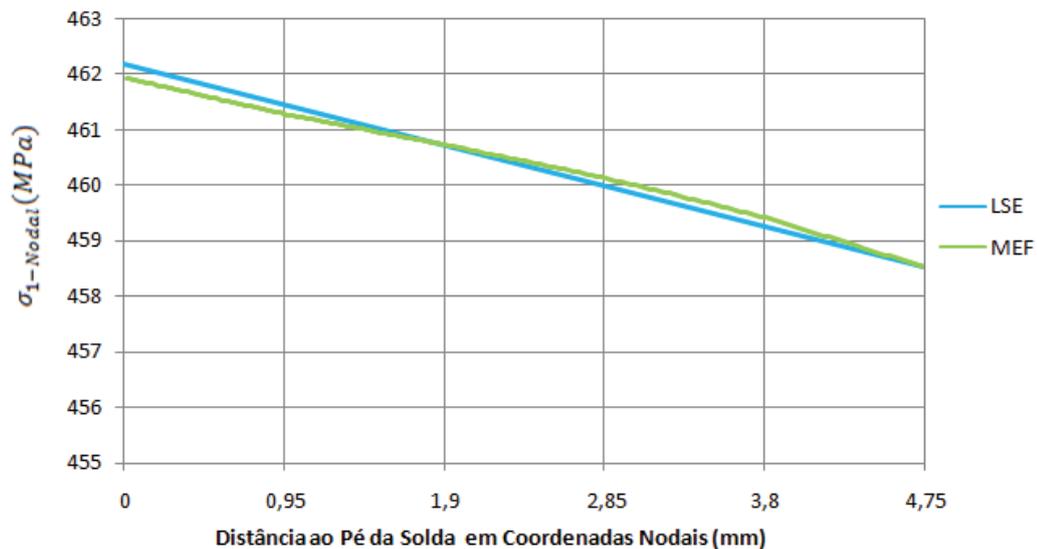
Como foi mencionado na seção 3.2.2, para todas as técnicas gerou-se apenas um modelo numérico sob a condição de $\sigma_{nominal-m\acute{a}x}$. obtendo-se, para o caso em análise, as tensões principais $\sigma_{1-m\acute{a}x_{0,4t-EC1}}$ e $\sigma_{1-m\acute{a}x_{1,0t-EC1}}$ valendo, respectivamente, $460,72MPa$ e $458,52MPa$. Substituindo esses valores na equação 3.3, encontra-se o valor de $\sigma_{hs_{m\acute{a}x-EC1}}$ pelo método LSE:

$$\sigma_{hs_{m\acute{a}x-EC1}} = 1,67 * 460,72 - 0,67 * 458,52$$

$$\sigma_{hs_{m\acute{a}x-EC1}} = 462,194 MPa$$

O gráfico da Figura 68 compara a linearização de tensão através do LSE com o comportamento da mesma expressa pelo MEF através da função de interpolação do elemento usado que, para o caso em análise, SHELL181, é linear. A marcação no eixo das abscissas corresponde à fronteira dos elementos, ou seja, trata-se de coordenadas nodais e, por isso, a curva do MEF apresenta comportamento linear entre esses pontos.

Figura 68 - Comportamento da tensão na região da solda com carregamento estático de 60%Sy - Comparativo LSE e MEF modelo EC1



Fonte: Autor

Segundo Niemi; Fricke; Maddox (2006), modelos em casca não são capazes de simular os concentradores de tensão reais existentes na solda, isto é, parte do pico não linear de tensões, tendo em vista a correspondência dessa parcela não linear com fatores físicos do processo de soldagem como tensão residual, defeitos de solda e plasticidade local. Portanto, em alguns modelos, o comportamento da tensão pode aparecer distinto do comportamento típico ascendente em direção ao pé da solda. No apêndice A tem-se o comportamento da

tensão para as outras técnicas de modelagem, sendo que algumas delas exemplificam esse comportamento atípico.

Vale notar que, embora se verifiquem distintos comportamentos de tensão, a diferença máxima observada entre a tensão obtida do MEF por interpolação dos elementos $\sigma_{1-máx_{ot}}$ e a tensão obtida no pé da solda por LSE $\sigma_{hs_{máx}}$ foi de 0,67% para o modelo ER3, conforme equação 4.2.

$$\begin{aligned} \text{Diferença}_{ER3} &= (\sigma_{hs_{máx-ER3}} - \sigma_{1-máx_{ot-ER3}}) / \sigma_{hs_{máx-ER3}} & (4.3) \\ \sigma_{hs_{máx-ER3}} &= 446,2737\text{MPa} \\ \sigma_{1-máx_{ot-ER3}} &= 443,28\text{MPa} \\ \text{Diferença}_{ER3} &= (446,2737 - 443,28) / 446,2737 \\ \text{Diferença}_{ER3} &= 0,67\% \end{aligned}$$

Prosseguindo com a análise do modelo EC1, obtém-se agora $\sigma_{hs_{min-EC1}}$, substituindo-se os valores de R e de $\sigma_{hs_{máx-EC1}}$ na equação 3.5:

$$\begin{aligned} \sigma_{hs_{min-EC1}} &= 0,1 * 462,194 \\ \sigma_{hs_{min-EC1}} &= 46,2194\text{MPa} \end{aligned}$$

Finalmente, a amplitude de tensão no pé da solda para o modelo EC1 $\Delta\sigma_{hs-EC1}$ e para o carregamento nominal máximo $\sigma_{nominal-máx.}$ de 60% S_y pode ser obtida da equação 2.1 estabelecida na secção 2.1.

$$\begin{aligned} \Delta\sigma_{hs-EC1} &= 462,194 - 46,2194 \\ \Delta\sigma_{hs-EC1} &= 415,975\text{MPa} \end{aligned}$$

A vida em fadiga da junta soldada é calculada através da relação dada em 3.6 entre $\Delta\sigma_{hs}$ e as constantes m e C que, segundo Niemi; Fricke; Maddox (2006), valem respectivamente, 3 e 2×10^{12} para a junta em estudo

$$\begin{aligned} 415,975^3 \cdot N_{EC1} &= 2 * 10^{12} \\ N_{EC1} &= 27786 \text{ ciclos} \end{aligned}$$

A Tabela 12 resume a vida calculada pela curva obtida experimentalmente $N_{Curva Exp.}$, expressa pela equação 3.1, e a vida calculada para os modelos através da metodologia SHSS N_{SHSS} , enquanto a Figura 69 os representa através de gráficos.

Tabela 12 – Comparação entre a vida em fadiga obtida experimentalmente $N_{Curva\ Exp.}$ e vida obtida pela metodologia SHSS N_{SHSS} para junta T

Experimento	S_y (MPa) = 743		60% S_y	70% S_y	80% S_y
	$\sigma_{nominal-m\acute{a}x.}$ (MPa)		445,80	520,10	594,40
	$\sigma_{nominal-m\acute{i}n.}$ (MPa)		44,58	52,01	59,44
	$\Delta\sigma_{nominal}$ (MPa)		401,22	468,09	534,96
	$N_{Curva\ Exp.}$ (Ciclos)		81378	35686	17473
Representação Solda em Casca	EC1	$\Delta\sigma_{hs-EC1}$ (MPa)	415,97	485,30	554,63
		N_{EC1} (Ciclos)	27786	17498	11722
	EC2	$\Delta\sigma_{hs-EC2}$ (MPa)	413,95	482,94	551,93
		N_{EC2} (Ciclos)	28195	17755	11895
	EC3	$\Delta\sigma_{hs-EC3}$ (MPa)	414,54	483,63	552,73
		N_{EC3} (Ciclos)	28074	17679	11844
Representação Solda Elementos Rígidos	ER1	$\Delta\sigma_{hs-ER1}$ (MPa)	392,14	457,50	522,85
		N_{ER1} (Ciclos)	33166	20886	13992
	ER2	$\Delta\sigma_{hs-ER2}$ (MPa)	404,74	472,20	539,66
		N_{ER2} (Ciclos)	30164	18995	12725
	ER3	$\Delta\sigma_{hs-ER3}$ (MPa)	401,65	468,59	535,53
		N_{ER3} (Ciclos)	30867	19438	13022
Representação Solda Incremento Espessura - IE		$\Delta\sigma_{hs-IE}$ (MPa)	405,22	472,76	540,29
		N_{IE} (Ciclos)	30057	18928	12680

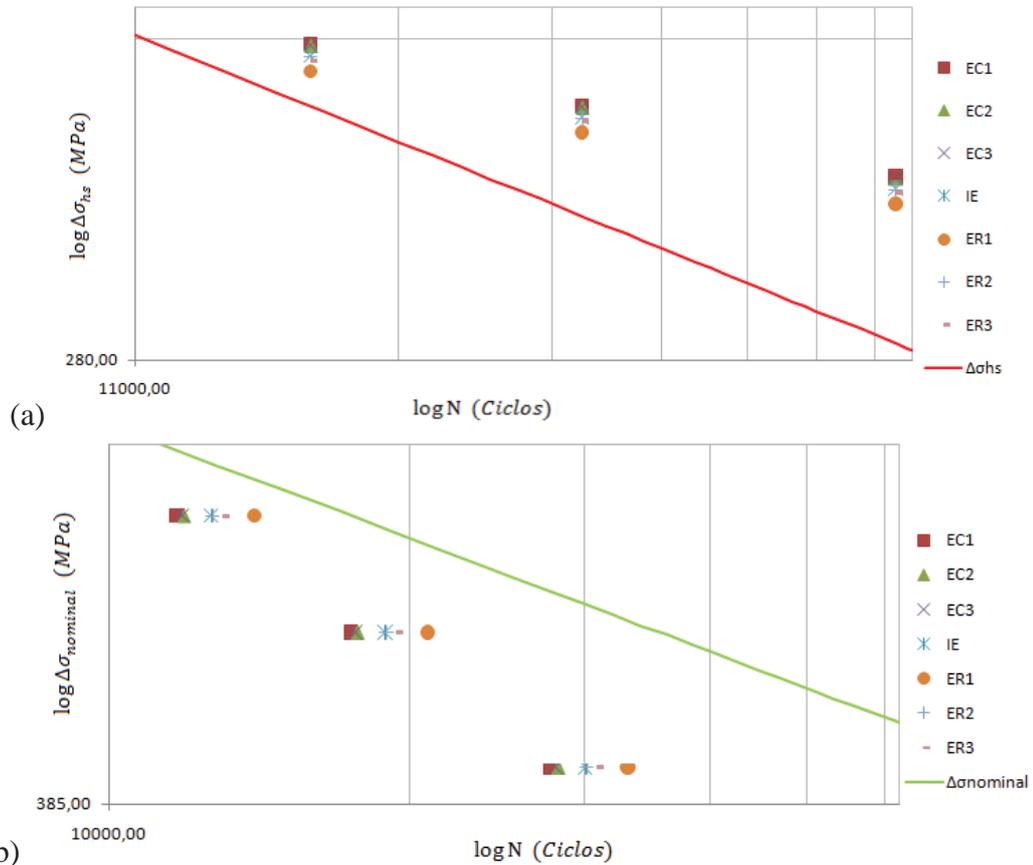
Fonte: Autor

Como a análise está sendo feita no regime linear é possível estabelecer uma relação constante entre $\Delta\sigma_{hs}$ e $\Delta\sigma_{Nominal}$ denominada *Stress Concentration Factor* – SCF ou fator concentrador de tensão dada pela equação 4.4 estabelecida em Salomma (2006). Para o modelo EC1, tem-se, em qualquer nível de carregamento:

$$SCF_{SHSS-EC1} = \frac{\Delta\sigma_{hs}}{\Delta\sigma_{Nominal}} = 1,036 \quad (4.4)$$

O gráfico da Figura 69(a) apresenta a reta que corresponde ao comportamento da vida N_{SHSS} em relação à amplitude da tensão estrutural no pé da solda $\Delta\sigma_{hs}$ esperado pela metodologia SHSS e estabelecido pela equação 3.6. Demais pontos relacionam a vida experimental $N_{Curva\ Exp.}$ com a amplitude da tensão estrutural no pé da solda $\Delta\sigma_{hs}$ calculada para cada uma das técnicas de modelagem. No gráfico da Figura 69(b), a reta corresponde ao comportamento da vida $N_{Curva\ Exp.}$ em relação à amplitude da tensão nominal $\Delta\sigma_{nominal}$ de carregamento. Demais pontos relacionam a amplitude da tensão nominal $\Delta\sigma_{nominal}$ de carregamento e a vida calculada pela metodologia SHSS N_{SHSS} de acordo com cada uma das técnicas exploradas no estudo.

Figura 69 - Gráficos tensão x vida metodologia SHSS. (a) Curva metodologia SHSS e pontos relacionando tensão estrutural com vida experimental (b) Curva vida experimental e pontos relacionando tensão nominal com vida pela metodologia SHSS



Fonte: Autor

Na Tabela 13, é apresentado um quadro geral comparativo do método SHSS. Todos os modelos demonstraram-se conservativos em relação ao parâmetro de vida $N_{SHSS}/N_{Curva\ Exp.}$, sendo o modelo EC1 com $\sigma_{nominal-m\acute{a}x.}$ de $60\%S_y$ o mais conservativo de todos representando 34,14% da vida obtida experimentalmente $N_{Curva\ Exp.}$. O modelo ER1 com $\sigma_{nominal-m\acute{a}x.}$ de $80\%S_y$ foi o menos conservativo, representando 80,08% da $N_{Curva\ Exp.}$. Essa amplitude de resultados demonstrou uma forte dependência da metodologia SHSS ao tipo de modelo utilizado na representação da junta soldada.

Não por coincidência, o modelo mais conservativo apresentou o maior valor para o parâmetro $(\Delta\sigma_{hs} - \Delta\sigma_{nominal})/\Delta\sigma_{nominal}$ e o menos conservativo o contrário, tendo em vista a relação exponencial e inversamente proporcional entre as grandezas $\Delta\sigma_{hs}$ e N_{SHSS} dado pela equação 2.52 e o gráfico da Figura 69.

Tabela 13 - Quadro comparativo geral método *Hot Spot* e dados experimentais

			$\sigma_{nominal-m\acute{a}x.}$		
			60% S_y	70% S_y	80% S_y
Rep. Solda em Casca	EC1	$(\Delta\sigma_{hs-EC1} - \Delta\sigma_{nominal})/\Delta\sigma_{nominal}$ (%)	3,68	3,68	3,68
		$N_{EC1}/N_{Curva\ Exp.}$ (%)	34,14	49,03	67,08
	EC2	$(\Delta\sigma_{hs-EC2} - \Delta\sigma_{nominal})/\Delta\sigma_{nominal}$ (%)	3,17	3,17	3,17
		$N_{EC2}/N_{Curva\ Exp.}$ (%)	34,65	49,76	68,07
	EC3	$(\Delta\sigma_{hs-EC3} - \Delta\sigma_{nominal})/\Delta\sigma_{nominal}$ (%)	3,32	3,32	3,32
		$N_{EC3}/N_{Curva\ Exp.}$ (%)	34,50	49,54	67,78
Rep. Solda Elementos Rígidos	ER1	$(\Delta\sigma_{hs-ER1} - \Delta\sigma_{nominal})/\Delta\sigma_{nominal}$ (%)	-2,26	-2,26	-2,26
		$N_{ER1}/N_{Curva\ Exp.}$ (%)	40,76	58,53	80,08
	ER2	$(\Delta\sigma_{hs-ER2} - \Delta\sigma_{nominal})/\Delta\sigma_{nominal}$ (%)	0,88	0,88	0,88
		$N_{ER2}/N_{Curva\ Exp.}$ (%)	37,07	53,23	72,83
	ER3	$(\Delta\sigma_{hs-ER3} - \Delta\sigma_{nominal})/\Delta\sigma_{nominal}$ (%)	0,11	0,11	0,11
		$N_{ER3}/N_{Curva\ Exp.}$ (%)	37,93	54,47	74,52
Rep. Solda Inc. Espessura - IE	$(\Delta\sigma_{hs-IE} - \Delta\sigma_{nominal})/\Delta\sigma_{nominal}$ (%)	1,00	1,00	1,00	
	$N_{IE}/N_{Curva\ Exp.}$ (%)	36,94	53,04	72,57	

Fonte: Autor

De acordo com a Tabela 13, o método LSE pode subestimar a variação de tensão $\Delta\sigma_{hs}$ no pé da solda. O modelo ER1 é um exemplo disso, pois $\Delta\sigma_{hs-ER1}$ apresentou-se inferior a $\Delta\sigma_{nominal}$. Como expressa a equação 2.52, na metodologia SHSS, vida e tensão são parâmetros inversa e exponencialmente proporcionais, ou seja, uma subestimação no parâmetro de tensão incrementa exponencialmente a vida prevista.

Para o caso em estudo, percebe-se um considerável conservadorismo do método SHSS, visto que mesmo com a subestimação de $\Delta\sigma_{hs-ER1}$ a vida prevista, N_{ER1} , foi inferior à vida obtida da curva experimental $N_{Curva\ Exp.}$.

O valor constante do parâmetro $(\Delta\sigma_{hs} - \Delta\sigma_{nominal})/\Delta\sigma_{nominal}$ para os três níveis de tensão máxima deve-se ao fato de a análise ter sido feita no regime linear elástico, logo, a relação entre o $\sigma_{nominal-m\acute{a}x.}$ e a amplitude de tensões, seja ela $\Delta\sigma_{hs}$ ou $\Delta\sigma_{nominal}$, para um valor de R constante, deverá ser linear.

O mesmo não pode ser dito do parâmetro $N_{SHSS}/N_{Curva\ Exp.}$ que segue um comportamento ascendente com $\sigma_{nominal-m\acute{a}x.}$. Esse comportamento pode ser compreendido ao comparar a equação 3.1 ($\Delta\sigma_{Nominal} = 3323,9N_{Curva\ Exp.}^{-0,187}$) estabelecida por Israel (2015) e a equação 2.52 ($\Delta\sigma_{hs}^m * N_{SHSS} = C$) estabelecida por Niemi; Fricke; Maddox (2006) na forma linear, através da aplicação do logaritmo.

$$\log \Delta \sigma_{\text{Nominal}} = -0,187 \log N_{\text{Curva Exp.}} + 3,522 \quad (4.5)$$

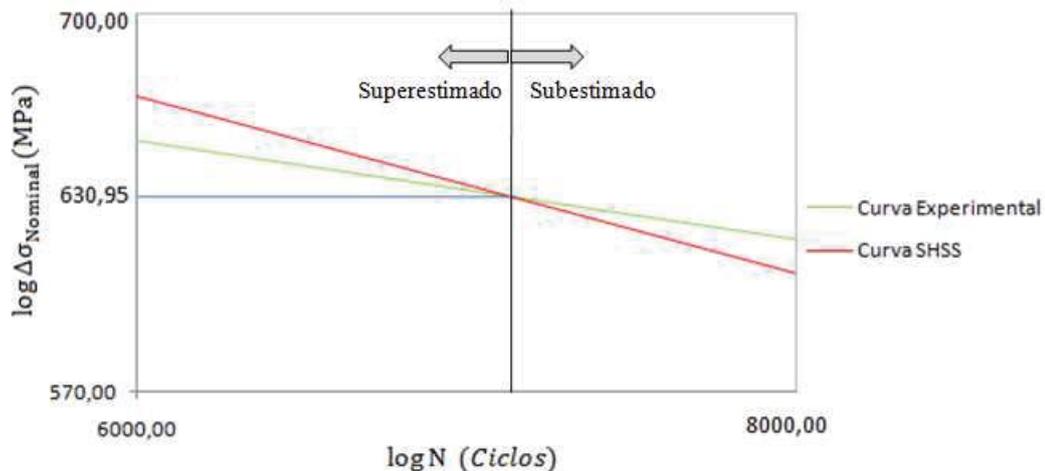
$$\log \Delta \sigma_{\text{hs}} = -0,333 \log N_{\text{SHSS}} + 4,1 \quad (4.6)$$

Ao considerar o $SCF_{\text{SHSS-EC1}} = 1,036$ e a relação dada em 4.4 na equação 4.6, tem-se, para o modelo EC1:

$$\begin{aligned} \log(1,036 * \Delta \sigma_{\text{Nominal}}) &= -0,333 \log N_{\text{SHSS-EC1}} + 4,1 \\ \log \Delta \sigma_{\text{Nominal}} &= -0,333 \log N_{\text{SHSS-EC1}} + 4,084 \end{aligned} \quad (4.7)$$

As equações 4.5 e 4.7 são lineares da forma $y = ax + b$ em que o coeficiente angular da reta, a , vale $-0,333$ para a curva SHSS e $-0,187$ para a curva experimental. Isso indica inclinação descendente para ambas, porém, mais acentuada para SHSS, como ilustra a Figura 70.

Figura 70 - Comportamento da vida experimental $N_{\text{Curva Exp.}}$ e da vida calculada pela metodologia SHSS – Modelo EC1



Fonte: Autor

O ponto de interseção das curvas trata-se da amplitude de tensão nominal $\Delta \sigma_{\text{Nominal-precisão máx.-EC1}}$ onde o método SHSS fornece o máximo de precisão para o cálculo da vida à fadiga. Esse ponto pode ser obtido ao fazer $N_{\text{Curva Exp.}} = N_{\text{SHSS-EC1}}$.

$$\Delta \sigma_{\text{Nominal-precisão máx.-EC1}} = 630,95 \text{ MPa}$$

onde,

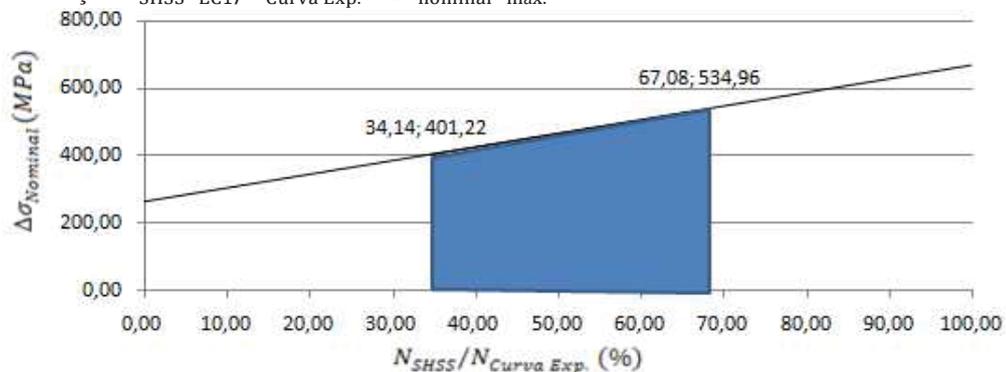
$$\text{Se } \Delta \sigma_{\text{Nominal}} > \Delta \sigma_{\text{Nominal-precisão máx}} \rightarrow N_{\text{SHSS-EC1}} \text{ superestimado,}$$

$$\text{Se } \Delta \sigma_{\text{Nominal}} < \Delta \sigma_{\text{Nominal-precisão máx}} \rightarrow N_{\text{SHSS-EC1}} \text{ subestimado,}$$

Para o modelo EC1, em que $R = 0,1$, o $\Delta\sigma_{Nominal-precisão\ máx-EC1}$ resulta em um $\sigma_{nominal-máx.} = 701,055MPa \approx 94\%S_y$. Nesse ponto, o nível de tensões é equivalente à tensão de escoamento do material, logo, a teoria do fenômeno da fadiga dá lugar à teoria da mecânica estrutural clássica e a superestimação de $N_{SHSS-EC1}$ não seria problema.

Para níveis de tensões $\Delta\sigma_{Nominal} < \Delta\sigma_{Nominal-precisão\ máx-EC1}$, é possível obter o comportamento do parâmetro $N_{SHSS-EC1}/N_{Curva\ Exp.}$ em relação à $\Delta\sigma_{nominal-máx.}$ plotando-os em um gráfico como o da Figura 71. Aplicando-se regressão linear a esses pontos chega-se a equação 4.8.

Figura 71 – Relação $N_{SHSS-EC1}/N_{Curva\ Exp.}$ e $\Delta\sigma_{nominal-máx.}$



Fonte: Autor

$$\Delta\sigma_{nominal} = 4,047 \frac{N_{SHSS-EC1}}{N_{Curva\ Exp.}} + 265,3 \quad (4.8)$$

A área em destaque no gráfico representa o intervalo de tensões experimentais, o aumento da precisão do método para níveis de tensões mais altos é justificado pelo comportamento ascendente da curva. Percebe-se que, quanto menor fosse a inclinação dessa curva, maior seria a influência do carregamento sobre a precisão do método.

4.2. Metodologia MC para junta T

Os resultados parciais aqui apresentados também foram obtidos através da técnica EC1 e sobre as mesmas condições de carregamento da junta analisada na seção 4.1:

$$\sigma_{nominal-máx.} = 0,6 * 743 \rightarrow \sigma_{nominal-máx.} = 445,8MPa$$

$$\sigma_{nominal-mín.} = 0,1 * 445,8 \rightarrow \sigma_{nominal-mín.} = 44,58MPa$$

Diferente do método SHSS, onde o modelo foi simulado com a intensidade do carregamento máximo $\sigma_{nominal-máx.}$, no método MC o modelo foi simulado com o valor da

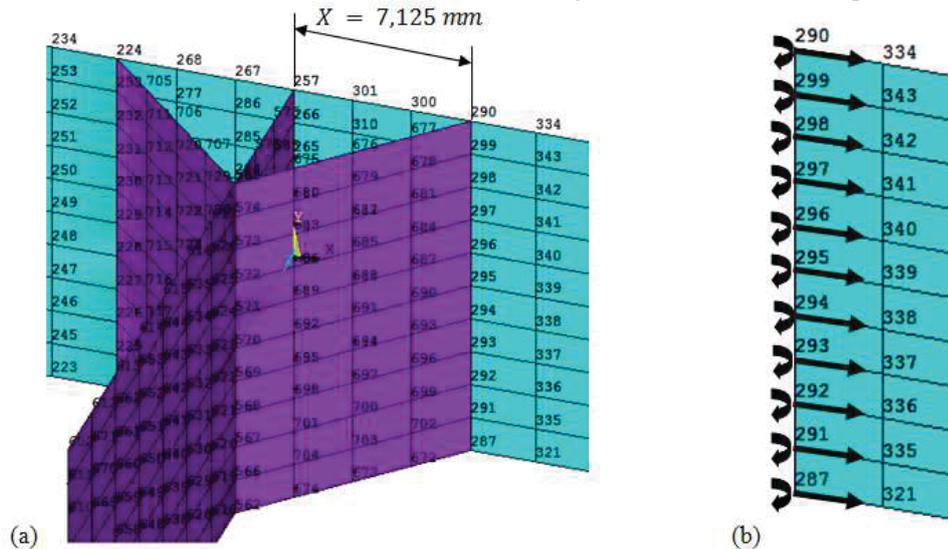
amplitude do carregamento $\Delta\sigma_{nominal}$ obtido através da equação 2.1 estabelecida na seção 2.1.

$$\Delta\sigma_{nominal} = 445,8 - 44,58$$

$$\Delta\sigma_{nominal} = 401,22MPa$$

A próxima etapa consiste em converter os valores de amplitude dos esforços ΔF_x e momentos ΔM_y nodais, no pé da solda, obtidos do modelo numérico, como ilustra Figura 72, em amplitude de esforços Δf_x e momentos Δm_y distribuídos sob a aresta, do elemento de casca, que se encontra no pé da solda. Por isso, as coordenadas nodais são uma informação igualmente importante nessa etapa, pois, através delas é que foi possível determinar a dimensão da aresta desse elemento. Essa informação é aplicada, posteriormente, na matriz de interpolação do mesmo.

Figura 72 - Representação numérica MC dos esforços e momentos nodais sobre o pé da solda. (a) Detalhe da união soldada – Modelo EC1 (b) Vista em detalhe dos nós e esforços nodais localizados no pé da solda



Fonte: Autor

Conforme ilustram a Figura 72 e a Figura 55 da seção 3.2.2, para o caso em estudo, o pé do cordão de solda possui a mesma direção do eixo Y do sistema global sob a coordenada $X = 7,125 \text{ mm}$, logo, a aresta dos elementos localizada sobre o pé da solda pode ser facilmente medida através da variação da coordenada nodal Y dos nós posicionados na coordenada nodal $X = 7,125 \text{ mm}$. Esses dados se encontram resumidos na Tabela 14. A coordenada nodal X , por ser constante e não influenciar nos cálculos foi omitida.

Tabela 14 - Esforços e momentos nodais obtidos do modelo EC1 sob tensão nominal máxima de 60%Sy

60%Sy								
Nó	Coordenada Nodal Y (mm)	Vetor ΔF_X (N)		Vetor ΔM_Y (Nmm)		Elemento	Dimensões Aresta Sob Pé da Solda (mm)	
290	7,5	ΔF_{X1}	1423,0	ΔM_{Y1}	12,851	308	l_1	1,5
299	6	ΔF_{X2}	2843,3	ΔM_{Y2}	42,999	305	l_2	1,5
298	4,5	ΔF_{X3}	2856,9	ΔM_{Y3}	58,715	302	l_3	1,5
297	3	ΔF_{X4}	2871,7	ΔM_{Y4}	64,775	299	l_4	1,5
296	1,5	ΔF_{X5}	2876,3	ΔM_{Y5}	67,224	296	l_5	1,5
295	0	ΔF_{X6}	2877,3	ΔM_{Y6}	67,976	293	l_6	1,5
294	-1,5	ΔF_{X7}	2876,3	ΔM_{Y7}	67,224	290	l_7	1,5
293	-3	ΔF_{X8}	2871,7	ΔM_{Y8}	64,775	287	l_8	1,5
292	-4,5	ΔF_{X9}	2856,9	ΔM_{Y9}	58,715	284	l_9	1,5
291	-6	ΔF_{X10}	2843,3	ΔM_{Y10}	42,999	281	l_{10}	1,5
287	-7,5	ΔF_{X11}	1423,0	ΔM_{Y11}	12,852			

Fonte: Autor

Todo esse processo de transformação mencionado ocorre fora do modelo numérico através do produto matricial entre o vetor variação dos esforços nodais $\{\Delta F_X\}$ e $\{\Delta M_Y\}$ e a inversa da matriz de interpolação do elemento $[T]^{-1}$, conforme equações 3.7, 3.8 e 3.9 expressas na seção 3.2.3 por Dong (2001) e Dong e Hong (2003).

$$\begin{Bmatrix} \Delta f_{X1} \\ \Delta f_{X2} \\ \Delta f_{X3} \\ \vdots \\ \Delta f_{Xi} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 1423 \\ 2843,3 \\ 2856,9 \\ \vdots \\ 1423 \end{Bmatrix} \begin{bmatrix} 2,31 & -0,618 & 0,165 & & & 8,8x10^{-6} \\ -0,62 & 1,2376 & -0,331 & \dots & & -1,7x10^{-5} \\ 0,16 & -0,332 & 1,160 & & & 6,2x10^{-5} \\ & \vdots & & \ddots & & \vdots \\ 8,8x10^{-6} & -1,7x10^{-5} & 6,2x10^{-5} & \dots & & 2,309 \end{bmatrix} \quad (4.9)$$

O resultado é demonstrado na Tabela 15. Aplicando as equações 2.29, 2.30 e 2.31, onde t é a espessura, as variações da tensão estrutural ($\Delta\sigma_s$) e suas respectivas componentes de membrana ($\Delta\sigma_m$) e de flexão ($\Delta\sigma_b$) para cada nó podem ser calculadas.

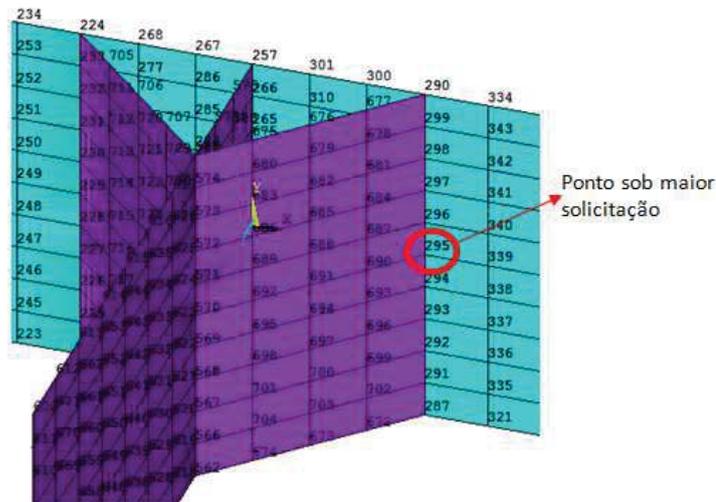
Tabela 15 - Esforços e momentos lineares obtidos através da matriz de interpolação do elemento para o modelo EC1 sob tensão nominal máxima de 60% S_y

Vetor Variação Esforços Lineares (N/mm)		Vetor Variação Momentos Lineares (N)		$\Delta\sigma_m = \frac{\Delta f_x}{t}$ (MPa)	$\Delta\sigma_b = \frac{6\Delta m_y}{t^2}$ (MPa)	$\Delta\sigma_s = \Delta\sigma_m + \Delta\sigma_b$ (MPa)
Δf_{X1}	1899,878	Δm_{Y1}	10,557	399,974	2,808	402,782
Δf_{X2}	1892,143	Δm_{Y2}	30,290	398,346	8,055	406,401
Δf_{X3}	1904,848	Δm_{Y3}	40,278	401,021	10,711	411,732
Δf_{X4}	1916,064	Δm_{Y4}	43,458	403,382	11,557	414,939
Δf_{X5}	1917,696	Δm_{Y5}	44,989	403,725	11,964	415,689
Δf_{X6}	1918,452	Δm_{Y6}	45,481	403,885	12,095	415,979
Δf_{X7}	1917,696	Δm_{Y7}	44,989	403,725	11,964	415,689
Δf_{X8}	1916,064	Δm_{Y8}	43,458	403,382	11,557	414,939
Δf_{X9}	1904,848	Δm_{Y9}	40,278	401,021	10,711	411,732
Δf_{X10}	1892,143	Δm_{Y10}	30,290	398,346	8,055	406,401
Δf_{X11}	1899,878	Δm_{Y11}	10,559	399,974	2,808	402,782

Fonte: Autor

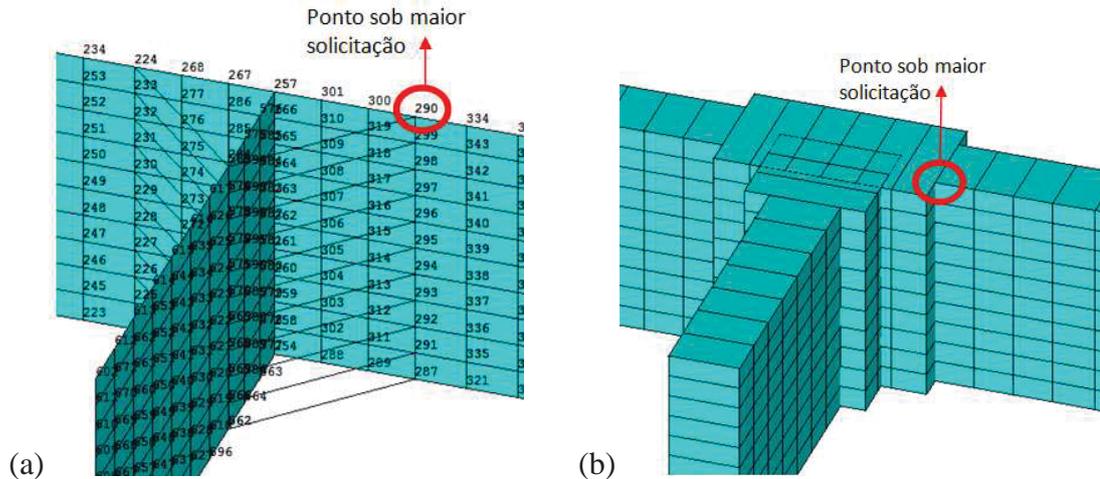
A partir da Tabela 14 e Tabela 15, infere-se que, nos modelos EC1, a solicitação foi mais intensa sob o nó 295, localizado no eixo longitudinal da chapa principal, representando assim o ponto crítico a ser considerado na análise da vida à fadiga, como ilustra Figura 73. Outras técnicas de modelagem como ER1 e IE apontaram o ponto crítico na borda da chapa principal, como ilustra Figura 74.

Figura 73 - Ilustração ponto crítico modelo EC1



Fonte: Autor

Figura 74 - Ilustração ponto crítico. (a) Modelo ER1 (b) Modelo IE



Fonte: Autor

Adotando-se as componentes $\Delta\sigma_m$, $\Delta\sigma_b$ e $\Delta\sigma_s$ do ponto crítico no cálculo da tensão estrutural equivalente ΔS_{S-EC1} , através da equação 2.46 se obtém:

$$\Delta S_{S-EC1} = \frac{415,979}{\frac{2-3,6}{16^{2*3,6} * 1,222 * 1}}$$

$$\Delta S_{S-EC1} = 630,468 MPa$$

A partir de ΔS_{S-EC1} e as constantes expressas na Tabela 11, a vida em fadiga expressa pela equação 2.47 pode, enfim, ser calculada:

$$630,468 = 19930,2 * N_{Mediana}^{-0,32}$$

$$N_{EC1-Mediana} = 48643 \text{ ciclos}$$

A vida calculada para os demais intervalos de probabilidade encontram-se resumidas na Tabela 16.

Tabela 16 - Vida em fadiga modelo EC1 sob tensão nominal máxima de 60% S_y - master curve

Cálculo da Vida		Confiabilidade
$N_{EC1-Mediana}$	48643	68%
$N_{EC1+1\sigma}$	85652	
$N_{EC1-1\sigma}$	27625	
$N_{EC1+2\sigma}$	150818	95%
$N_{EC1-2\sigma}$	15689	
$N_{EC1+3\sigma}$	265563	99%
$N_{EC1-3\sigma}$	8910	

Fonte: Autor

A Tabela 17 resume a vida calculada pela curva obtida experimentalmente $N_{Curva\ Exp.}$ e a vida calculada para os modelos através da metodologia MC N_{MC} , enquanto a Figura 75 os representa através de gráficos.

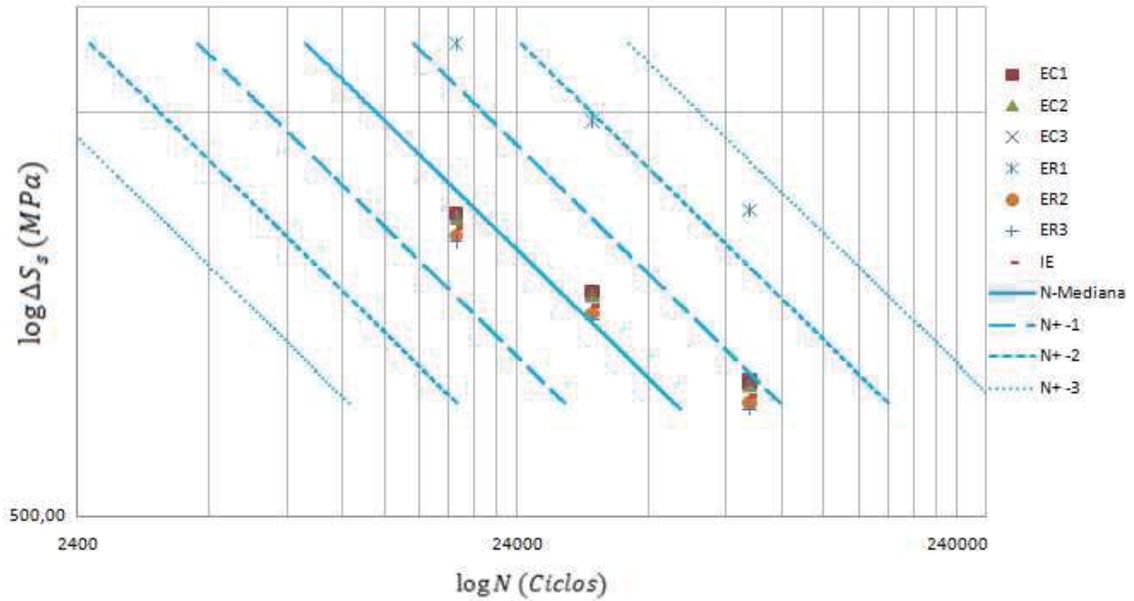
Tabela 17 - Tabela resumo ΔS_s - N_{MC} e $N_{Curva\ Exp.}$ obtida por Israel (2015)

Experimento		$S_y = 743\ MPa$	$60\%S_y$	$70\%S_y$	$80\%S_y$	
		$\sigma_{nominal-m\acute{a}x.}$ (MPa)	445,80	520,10	594,40	
		$\sigma_{nominal-m\acute{i}n.}$ (MPa)	44,58	52,01	59,44	
		$\Delta\sigma_{nominal}$ (MPa)	401,22	468,09	534,96	
		$*N_{Curva\ Exp.}$ (Ciclos)	81378	35686	17473	
Representação Solda em Casca		EC1	ΔS_{s-EC1} (MPa)	630,47	735,58	840,66
			$N_{EC1-Mediana}$ (Ciclos)	48643	30043	19793
		EC2	ΔS_{s-EC2} (MPa)	626,23	730,60	834,94
			$N_{EC2-Mediana}$ (Ciclos)	49679	30687	20220
		EC3	ΔS_{s-EC3} (MPa)	627,51	732,10	836,69
			$N_{EC3-Mediana}$ (Ciclos)	49363	30492	20089
Representação Solda Elementos Rígidos		ER1	ΔS_{s-ER1} (MPa)	845,97	986,95	1127,96
			$N_{ER1-Mediana}$ (Ciclos)	19408	11989	7899
		ER2	ΔS_{s-ER2} (MPa)	607,16	708,35	809,54
			$N_{ER2-Mediana}$ (Ciclos)	54722	33803	22270
		ER3	ΔS_{s-ER3} (MPa)	601,15	701,34	801,53
			$N_{ER3-Mediana}$ (Ciclos)	56449	34870	22973
Representação Solda Incremento Espessura - IE		ΔS_{s-IE} (MPa)	615,06	717,61	820,14	
		$N_{IE-Mediana}$ (Ciclos)	52553	32457	21383	

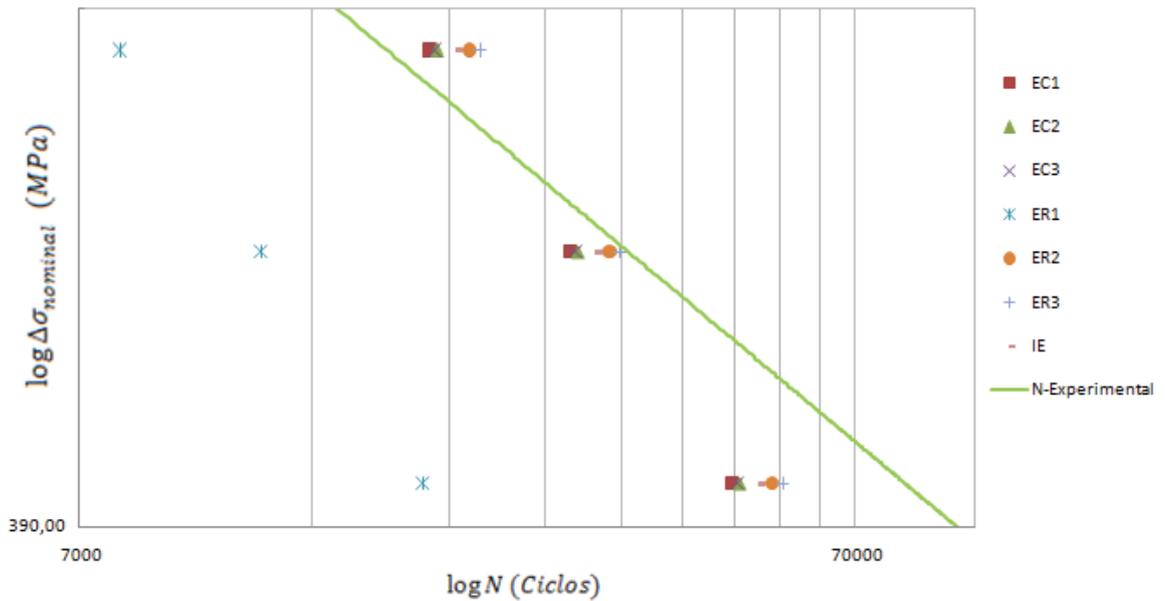
Fonte: Autor

O gráfico da Figura 75(a) apresenta as retas que correspondem ao intervalo de probabilidades para o comportamento da vida à fadiga $N_{MC-Mediana}$, $N_{MC\pm 1\sigma}$, $N_{MC\pm 2\sigma}$, $N_{MC\pm 3\sigma}$ esperado pela metodologia MC e estabelecido pela equação 2.47. Demais pontos relacionam a vida obtida da curva experimental $N_{Curva\ Exp.}$ expressa pela equação 3.1 com a amplitude da tensão estrutural equivalente no pé da solda ΔS_s obtida para cada uma das técnicas de modelagem. No gráfico da Figura 75(b), a reta corresponde ao comportamento da vida experimental $N_{Curva\ Exp.}$ em relação à amplitude da tensão nominal $\Delta\sigma_{nominal}$ de carregamento. Demais pontos relacionam a amplitude da tensão nominal $\Delta\sigma_{nominal}$ de carregamento e a vida calculada pela metodologia MC N_{MC} para cada uma das técnicas exploradas no estudo.

Figura 75 - Gráficos tensão x vida. (a) Curva metodologia MC e pontos relacionando tensão estrutural com vida obtida da curva experimental (b) Curva vida experimental e pontos relacionando tensão nominal com vida pela metodologia MC



(a)

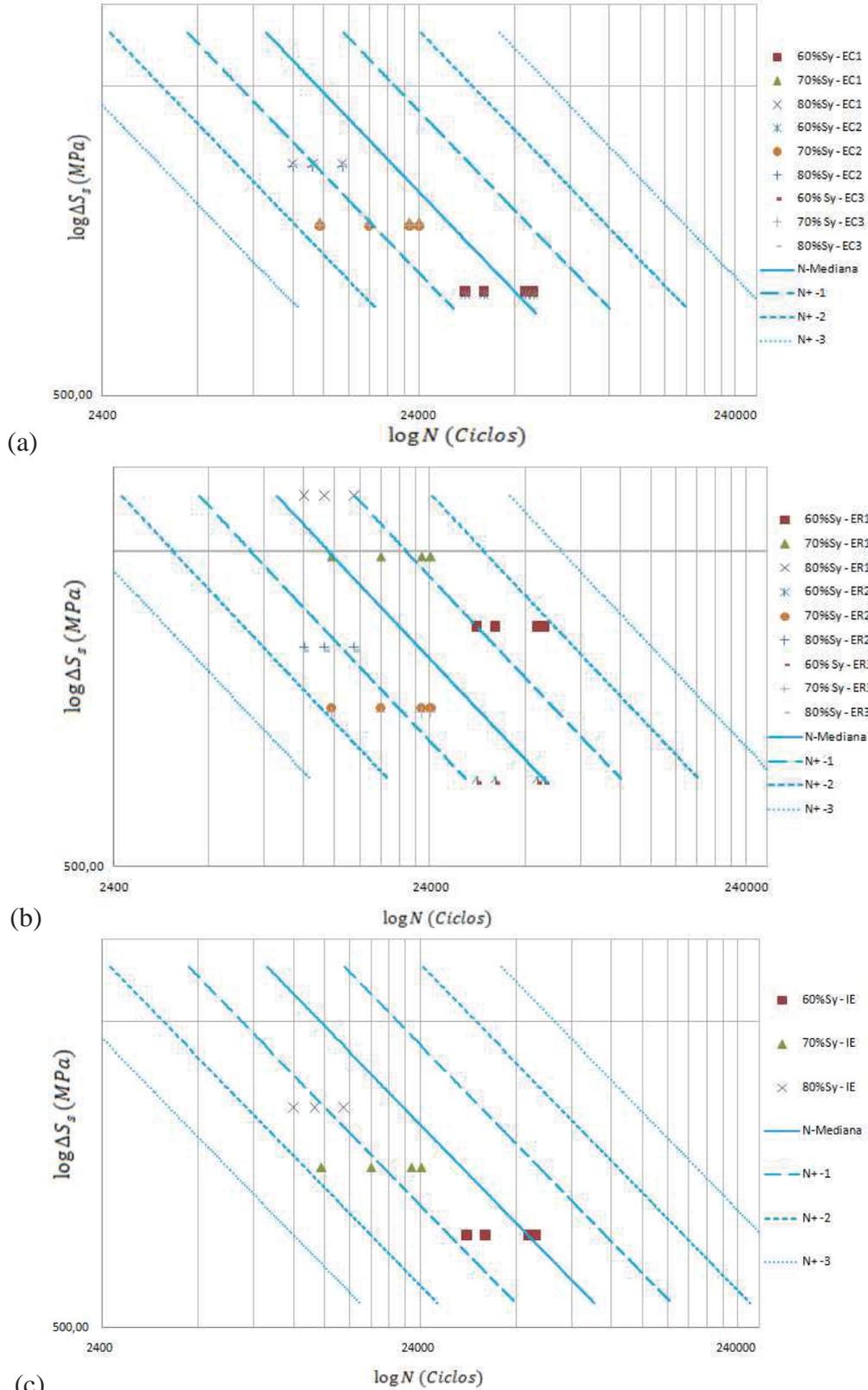


(b)

Fonte: Autor

Os gráficos da Figura 76 apresentam a mesma curva do gráfico da Figura 75(a). Demais pontos relacionam, dessa vez, a vida experimental $N_{Experimental}$ obtida individualmente em cada corpo de prova ensaiado com a tensão estrutural calculada no pé da solda ΔS_s para cada uma das técnicas de modelagem.

Figura 76 - Gráficos tensão x vida metodologia MC - Pontos relacionando tensão estrutural com vida experimental de cada um dos corpos de prova. (a) Elementos em casca (b) Elementos rígidos (c) Incremento espessura



(c)
Fonte: Autor

A Tabela 18 traz um quadro comparativo da vida experimental $N_{Curva\ Exp.}$ e da vida $N_{MC-Mediana}$ obtida pelo método MC para todos os modelos. Este quadro é análogo ao quadro comparativo da Tabela 13 para o método SHSS. Como a análise de tensões em ambos os métodos é realizada no regime linear, observações em relação aos parâmetros $(\Delta\sigma_{hs} - \Delta\sigma_{nominal})/\Delta\sigma_{nominal}$ e $N_{SHSS}/N_{Curva\ Exp.}$ feitas na Tabela 13 se aplicam da mesma forma ao método MC aos parâmetros $(\Delta\sigma_s - \Delta\sigma_{nominal})/\Delta\sigma_{nominal}$ (indica a amplificação de tensões no pé da solda) e $N_{MC}/N_{Curva\ Exp.}$ respectivamente.

Tabela 18 - Quadro comparativo geral método *master curve* e dados experimentais

		$\sigma_{nominal-max.}$ (MPa)			
		60% S_y	70% S_y	80% S_y	
Representação Solda em Casca	EC1	$(\Delta\sigma_{s-EC1} - \Delta\sigma_{nominal})/\Delta\sigma_{nominal}$ (%)	3,68	3,68	3,68
		$N_{EC1}/N_{Curva\ Exp.}$ (%)	59,77	84,19	113,28
	EC2	$(\Delta\sigma_{s-EC2} - \Delta\sigma_{nominal})/\Delta\sigma_{nominal}$ (%)	2,97	2,97	2,97
		$N_{EC2}/N_{Curva\ Exp.}$ (%)	61,05	85,99	115,72
	EC3	$(\Delta\sigma_{s-EC3} - \Delta\sigma_{nominal})/\Delta\sigma_{nominal}$ (%)	3,19	3,19	3,19
		$N_{EC3}/N_{Curva\ Exp.}$ (%)	60,66	85,44	114,97
Representação Solda Elementos Rígidos	ER1	$(\Delta\sigma_{s-ER1} - \Delta\sigma_{nominal})/\Delta\sigma_{nominal}$ (%)	39,17	39,17	39,17
		$N_{ER1}/N_{Curva\ Exp.}$ (%)	23,85	33,60	45,20
	ER2	$(\Delta\sigma_{s-ER2} - \Delta\sigma_{nominal})/\Delta\sigma_{nominal}$ (%)	-0,18	-0,18	-0,18
		$N_{ER2}/N_{Curva\ Exp.}$ (%)	67,24	94,72	127,45
	ER3	$(\Delta\sigma_{s-ER3} - \Delta\sigma_{nominal})/\Delta\sigma_{nominal}$ (%)	-1,17	-1,17	-1,17
		$N_{ER3}/N_{Curva\ Exp.}$ (%)	69,37	97,71	131,47
Representação Solda Incremento Espessura - IE		$(\Delta\sigma_{s-IE} - \Delta\sigma_{nominal})/\Delta\sigma_{nominal}$ (%)	1,12	1,13	1,13
		$N_{IE}/N_{Curva\ Exp.}$ (%)	64,58	90,95	122,37

Fonte: Autor

O comportamento ascendente do parâmetro $N_{MC}/N_{Curva\ Exp.}$ com $\sigma_{nominal-max.}$ foi analisado da mesma forma que na seção 4.1. Dessa vez, no entanto, a equação 3.1 ($\Delta\sigma_{Nominal} = 3323,9N_{Curva\ Exp.}^{-0,187}$) estabelecida por Israel (2015) foi comparada com a equação 2.46 ($\Delta S_s = CN_{MC}^h$) estabelecida por Dong (2001).

$$\log \Delta\sigma_{Nominal} = -0,187 \log N_{Curva\ Exp.} + 3,522 \quad (4.10)$$

$$\log \Delta S_s = -0,32 \log N_{MC} + 4,299$$

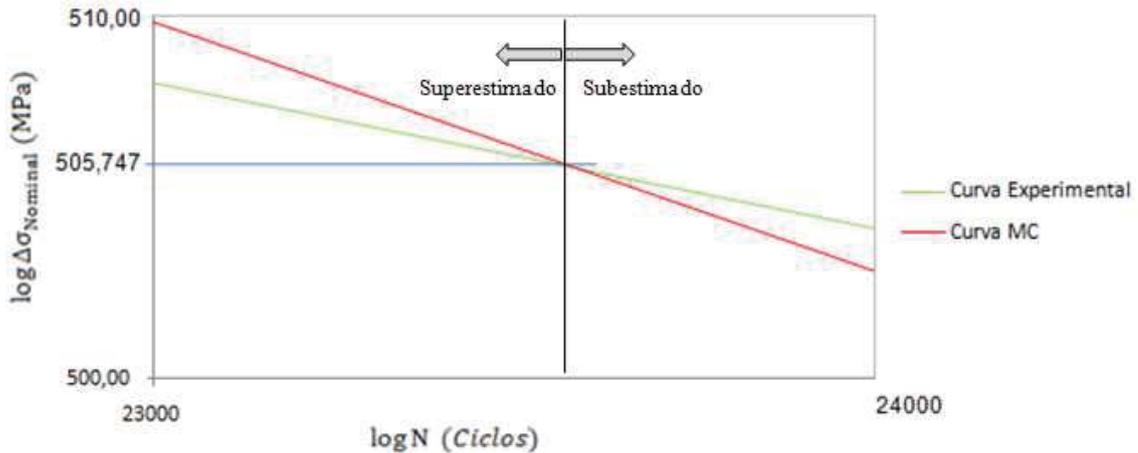
Ao considerar agora o $SCF_{EC1} = \frac{\Delta S_s - EC1}{\Delta\sigma_{Nominal}} = 1,571$, tem-se, para o modelo EC1:

$$\log(1,571 * \Delta\sigma_{Nominal}) = -0,33 \log N_{MC-EC1} + 4,299$$

$$\log \Delta\sigma_{\text{Nominal}} = -0,33 \log N_{\text{MC-EC1}} + 4,1028 \quad (4.11)$$

As equações 4.10 e 4.11 são lineares, na forma $y = ax + b$ em que o coeficiente angular da reta a vale $-0,333$ para a curva MC e $-0,187$ para a curva experimental. Isso indica inclinação descendente para ambas, porém, mais acentuada para MC, conforme ilustra a Figura 77.

Figura 77 – Comportamento da vida experimental $N_{\text{Curva Exp.}}$ e da vida calculada pela metodologia MC – junta T modelo EC1



Fonte: Autor

O ponto de interseção das curvas, ou $\Delta\sigma_{\text{Nominal-precisão máx-EC1}}$, onde o método MC forneceria o máximo de precisão para o cálculo da vida à fadiga para o modelo EC1 será obtido da relação $N_{\text{Curva Exp.}} = N_{\text{MC-EC1}}$.

$$\Delta\sigma_{\text{Nominal-precisão máx-EC1}} = 505,747 \text{ MPa}$$

onde,

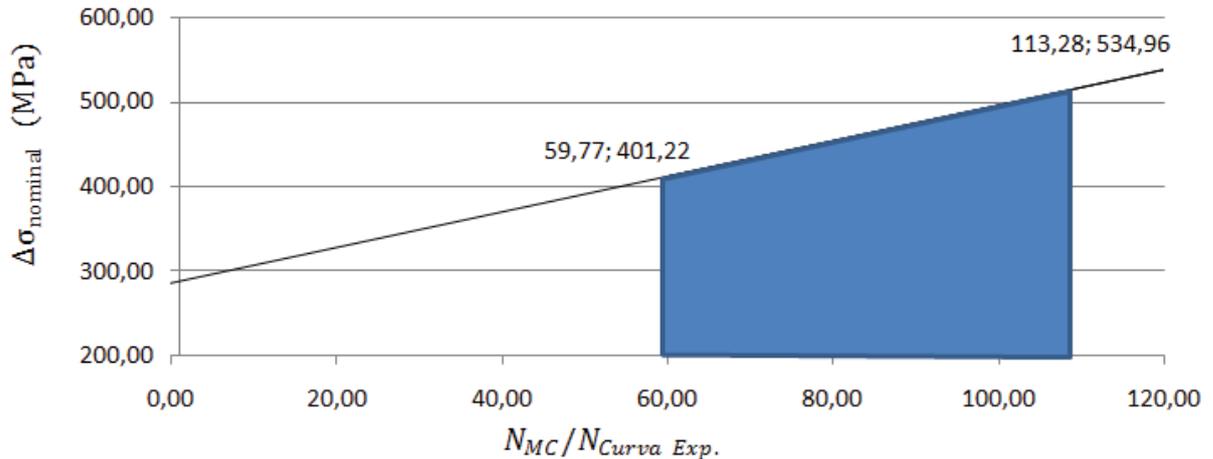
$$\text{Se } \Delta\sigma_{\text{Nominal}} > \Delta\sigma_{\text{Nominal-precisão máx}} \rightarrow N_{\text{MC-EC1}} \text{ superestimado}$$

$$\text{Se } \Delta\sigma_{\text{Nominal}} < \Delta\sigma_{\text{Nominal-precisão máx}} \rightarrow N_{\text{MC-EC1}} \text{ subestimado}$$

Para o modelo EC1, em que $R = 0,1$, o $\Delta\sigma_{\text{Nominal-precisão máx-EC1}}$ resulta em um $\sigma_{\text{nominal-máx.}} = 561,94 \approx 75\%S_y$. Dados da Tabela 18 para o carregamento de $\sigma_{\text{nominal-máx.}} = 80\%S_y$ confirmam a superestimação da vida calculada. Carregamentos muito acima de $\Delta\sigma_{\text{Nominal-precisão máx-EC1}}$ equivalem à tensão de escoamento do material, logo, a teoria do fenômeno da fadiga dá lugar à teoria da mecânica estrutural clássica e a superestimação de $N_{\text{MC-EC1}}$ não é um problema.

Para níveis de tensões $\Delta\sigma_{Nominal} < \Delta\sigma_{Nominal-precisão\ máx-EC1}$, é possível obter o comportamento do parâmetro $N_{MC-EC1}/N_{Curva\ Exp.}$ em relação à $\sigma_{nominal-máx.}$ Plotando-os em um gráfico como o da Figura 78 e aplicando regressão linear a esses pontos se chega a equação 4.12.

Figura 78 – Relação $N_{MC-EC1}/N_{Curva\ Exp.}$ e $\Delta\sigma_{nominal}$



Fonte: Autor

$$\Delta\sigma_{nominal} = 2,102 \frac{N_{MC-EC1}}{N_{Curva\ Exp.}} + 286,6 \quad (4.12)$$

O coeficiente angular da curva expressa pela equação 4.12 demonstra uma maior dependência da amplitude da tensão nominal $\Delta\sigma_{nominal}$ na precisão dos cálculos da vida à fadiga pela metodologia MC em relação a metodologia SHSS.

4.2.1. Análise de modelos numéricos utilizando ER1

Analisando-se dados expressos na Tabela 18 e gráficos da Figura 75 e Figura 76(b), nota-se considerável discrepância para os resultados obtidos através da técnica ER1. O que ocorre é que as conexões dos elementos rígidos, em todos os nós da linha de solda, funcionam como um engaste para o comportamento membranal dos elementos de casca da porção da junta da linha até o carregamento, provocando uma singularidade no comportamento da tensão dos nós posicionados na borda da chapa principal deslocando, conseqüentemente, o ponto crítico para essa região como observado na Figura 74.

Percebe-se que essa singularidade torna-se mais acentuada com o refino da malha como ilustra a Tabela 19. Apesar de a metodologia MC calcular a vida à fadiga a partir da tensão distribuída no elemento (σ_s), como ilustrou a Tabela 15, a tensão nodal σ_x , no elemento localizado na borda, pode ser utilizada para exprimir de forma mais simples o

comportamento da singularidade no nó crítico. Posteriormente, a singularidade tem seu efeito incluído no cálculo de σ_S .

Tabela 19 - Influência do refino da malha na tensão nodal do ponto crítico em modelo ER1

Tamanho Elemento	3 mm	* $t/4 = 1,1875 \text{ mm}$	* $t/8 = 0,594 \text{ mm}$
σ_X	605,25 MPa	686,47 MPa	771,81 MPa

* $t = \text{espessura da chapa}$

Fonte: Autor

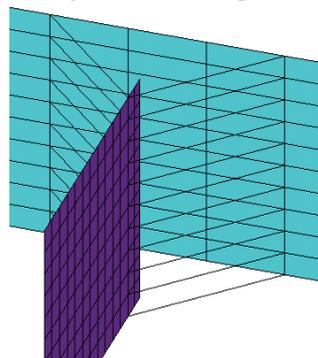
Autores como Aygül (2012) recomendam que, ao simular o cordão de solda com elementos rígidos, a interseção entre as chapas não deve ser representada. Echer (2012), em seu estudo, também não o fez. Embora modelos gerados dessa forma ainda apresentaram a singularidade supracitada. Percebe-se, a partir da Tabela 20, que para modelos ER1 ela se torna menos sensível ao grau de refinamento da malha. A Figura 79 ilustra a representação ER1 através dessa técnica.

Tabela 20 - Influência do refino da malha na tensão nodal do ponto crítico em modelo ER1 sem interseção entre as chapas

Tamanho Elemento	3 mm	$t/4 = 1,1875 \text{ mm}$	$t/8 = 0,594 \text{ mm}$
σ_X	604,15 MPa	614,09 MPa	616,07 MPa

Fonte: Autor

Figura 79 - Detalhe de modelo ER1 sem interseção entre as chapas



Fonte: Autor

Nos modelos ER3, o ponto de obtenção da tensão encontra-se afastado do ponto de interseção do elemento rígido e, em ER2, esse afastamento é ainda maior, como ilustra as Figura 51 e Figura 52 da seção 3.2.1. Acredita-se que, apesar desse afastamento, a influência da singularidade gerou um momento em sentido contrário no nó da borda da chapa principal,

representado por uma componente negativa da tensão de flexão $\Delta\sigma_b$ com intensidade diretamente proporcional ao valor dessa distância.

Essa componente de flexão $\Delta\sigma_b$, por ter sinal negativo, acaba diminuindo consideravelmente a amplitude da tensão estrutural total $\Delta\sigma_{h_s}$ expressa pela equação 2.31. Isso acaba transferindo, novamente, o ponto crítico para o nó localizado sobre o eixo longitudinal da junta nos modelos ER2 e ER3.

Constatações realizadas até o momento permitem deduzir, para o caso em estudo, que ao representar um cordão de solda por elementos rígidos, singularidades na borda da chapa, características dessa técnica, podem provocar equívocos na interpretação e dedução do ponto crítico. Ao representar a interseção entre as chapas, esse equívoco pode ser consideravelmente agravado com o grau de refinamento da malha.

Os nós localizados no eixo da junta são menos suscetíveis a essa singularidade, logo, uma alternativa interessante poderia ser adotar o mesmo critério da metodologia SHSS e aplicar esses valores de tensão no cálculo da vida à fadiga, independente de este ser o mais carregado. A Tabela 21 traz dados comparativos das técnicas ER1 ao utilizar as tensões do nó sobre o eixo da junta e sobre o nó mais carregado.

Tabela 21 - Quadro comparativo geral método *master curve* para técnica ER1 com diferentes pontos críticos sob análise

		$\sigma_{nominal-m\acute{a}x.}$ (MPa)			
		60% S_y	70% S_y	80% S_y	
ER1	Tensões Sobre o Eixo da Junta	$(\Delta\sigma_{S-ER1} - \Delta\sigma_{nominal})/\Delta\sigma_{nominal}$ (%)	-4,03	-4,03	-4,03
		$N_{ER1}/N_{Curva\ Exp.}$ (%)	76,05	107,13	144,15
	Tensões no nó mais carregado – Borda da Junta	$(\Delta\sigma_{S-ER1} - \Delta\sigma_{nominal})/\Delta\sigma_{nominal}$ (%)	39,17	39,17	39,17
		$N_{ER1}/N_{Curva\ Exp.}$ (%)	23,85	33,60	45,20

Fonte: Autor

Como era de se esperar, ao adotar o nó sobre o eixo longitudinal da junta como nó crítico, a variabilidade dos resultados de ER1 em relação a ER2 e ER3 é menor, pois o efeito da borda da chapa não se faz presente. Em contrapartida, a amplitude da tensão estrutural no pé da solda $\Delta\sigma_s$ foi inferior à amplitude da tensão nominal $\Delta\sigma_{nominal}$, superestimando a vida prevista para os níveis de carregamento mais elevados.

Atenção especial deve ser dada aos modelos em que a vida calculada mostra-se superior à vida obtida experimentalmente, embora esses tenham ocorrido a no máximo 3 desvios padrões de afastamento. O fato de o dano surgir antes do projetado é preocupante em

estruturas de responsabilidade. Demonstra-se, portanto, a importância da escolha adequada do parâmetro C na equação 2.47 durante as definições de projeto,

4.3. Análise da vida em fadiga junta SCAL (2º etapa)

Os resultados parciais aqui apresentados também foram obtidos através da técnica EC1. A análise sobre a metodologia SHSS foi realizada com um carregamento cíclico de $R = 0$ e $\Delta\sigma_{nominal} = 10MPa$ estabelecido pelo autor para o cálculo do “*Structural Concentration Factor*” – SCF, ou fator concentrador de tensão da junta que relaciona a tensão estrutural *hot spot* σ_{hs} com a tensão nominal $\sigma_{Nominal}$ através da equação 4.13.

$$SCF_{SHSS} = \frac{\sigma_{hs}}{\sigma_{Nominal}} \quad (4.13)$$

A partir da equação 2.4 e dos valores de R e $\Delta\sigma$ estabelecidos acima, tem-se:

$$\sigma_{nominal-m\acute{a}x.} = 10MPa$$

$$\sigma_{nominal-m\acute{i}n.} = 0 * 10 \rightarrow \sigma_{nominal-m\acute{i}n.} = 0MPa$$

Como ilustrado na

Figura 66 da seção 3.2.3, para a junta SCAL, na linha de extrapolação, a tensão principal σ_1 também está a menos de 60° com o eixo perpendicular ao pé da solda e, para o modelo numérico elaborado com o elemento SHELL181 (S4) de dimensão 3 mm sob o $\sigma_{nominal-m\acute{a}x.}$ estabelecido na equação 4.43, tem-se:

$$\sigma_{1-m\acute{a}x_{0,4t-EC1-S4-3mm}} = 16,195MPa$$

$$\sigma_{1-m\acute{a}x_{1,0t-EC1-S4-3mm}} = 15,176MPa$$

Substituindo esses valores na equação 3.3, encontra-se o valor de $\sigma_{hs_{m\acute{a}x-EC1-S4-3mm}}$ pelo método LSE:

$$\sigma_{hs_{m\acute{a}x-EC1-S4-3mm}} = 1,67 * 16,195 - 0,67 * 15,176$$

$$\sigma_{hs_{m\acute{a}x-EC1-S4-3mm}} = 16,87\text{ MPa}$$

O parâmetro SCF definido na equação 4.18 serve como referência para comparação entre os modelos construídos e os modelos utilizados por Salomma (2006). Esses dados encontram-se resumidos na Tabela 22.

$$SCF_{SHSS-EC1-S4-3mm} = \frac{16,877}{10}$$

$$SCF_{SHSS-EC1-S4-3mm} = 1,6877$$

Tabela 22 – Tabela comparativa $SCF_{Salomma}$ x $SCF_{SHSS-EC1-3mm}$

Tipo de Elemento	$SCF_{Salomma}$	$SCF_{SHSS-EC1-3mm}$
S4R	2,24	1,6872
S4	2,36	1,6877

Fonte: Salomma (2006), adaptado pelo Autor

A partir da Tabela 22 nota-se uma diferença bastante significativa entre o fator de concentração de tensão calculado por Salomma $SCF_{Salomma}$ e o fator de concentração de tensão obtido do modelo construído $SCF_{SHSS-EC1-3mm}$. Seria imprópria uma comparação da vida obtida numericamente através desses modelos. Além disso, o autor não revela a vida calculada pelo método SHSS para eles. Logo, apenas os dados experimentais foram adotados para comparação com a vida obtida pelo método MC e SHSS. A Tabela 23 resume dados do ensaio experimental conduzido por Gourney (1997) apud Salomma (2006).

Tabela 23 - Tabela resumo ensaio experimental junta SCAL

$\Delta\sigma_{Nominal}$ (MPa)	$N_{Experimental}$ (Ciclos)
180	131000
140	274000
110	388000
100	494000

Fonte: Salomma (2006), adaptado pelo autor

O autor não fornece a equação que descreve o comportamento da vida à fadiga experimental, mas, através de uma regressão exponencial dos dados da Tabela 23, tem-se:

$$\Delta\sigma_{Nominal} = 36953N_{Curva\ Exp}^{-0,45} \quad (4.14)$$

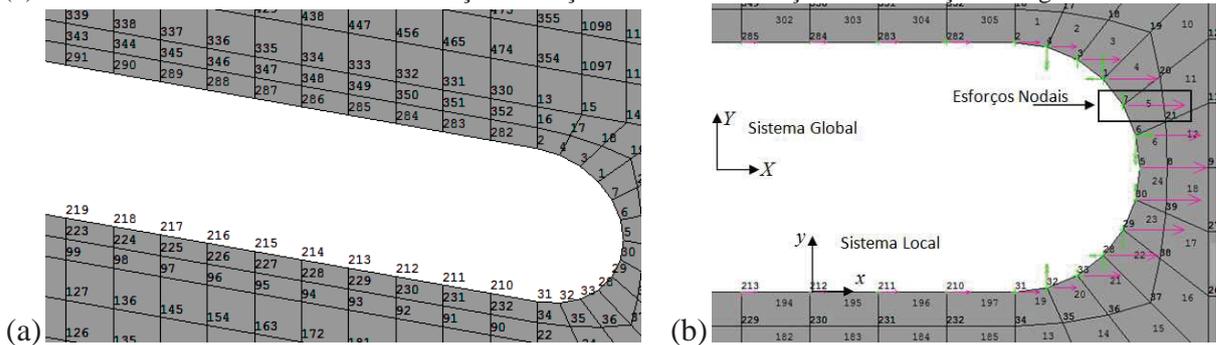
Com o modelo elaborado para a análise do SCF, foram aplicados agora os carregamentos da Tabela 23 para o cálculo da vida à fadiga pelo método MC e SHSS. Como resultados parciais do modelo SHSS já foram expressos na dedução do SCF, os resultados parciais apresentados a partir deste ponto são para metodologia MC com um carregamento $\Delta\sigma_{Nominal} = 180MPa$ e tamanho de elemento $6\ mm$. Para metodologia SHSS, demais carregamentos e tamanhos de elementos, apenas os resultados finais são apresentados no fim da seção. Como a utilização de diferentes tipos de elementos representou uma diferença

irrisória no valor do SCF, como apresenta a Tabela 22, apenas o elemento SHELL181 com integração completa (S4) foi utilizado nos modelos de cálculo para vida à fadiga.

Como apontado na seção 3.2.3, para evitar a influência dos elementos que não se encontram no mesmo plano da chapa e, conseqüentemente, equívocos na interpretação dos resultados, apenas os elementos que se encontram a partir do pé da solda são considerados. A Figura 80 mostra em detalhe esses elementos. Convém ressaltar que este é um procedimento comum tanto na aplicação da metodologia SHSS quanto da MC.

A sequência de cálculo é a mesma que a apresentada na seção 4.2. Porém, na junta SCAL, o cordão de solda, apesar de manter-se no plano XY do sistema de referência global, não mantém sua direção constante, conforme Figura 80(a). Logo o afastamento entre as coordenadas dos nós, localizados no pé da solda, deve ser calculado a partir das coordenadas globais X e Y .

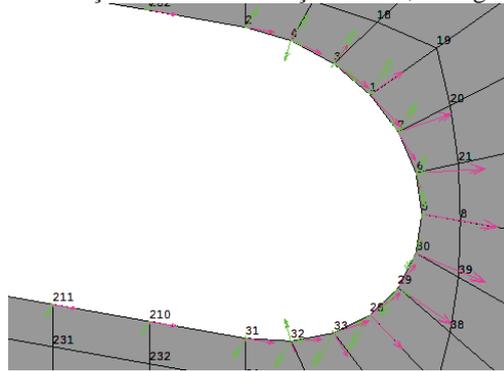
Figura 80- Vista em detalhe dos nós localizados no pé da solda de junta do tipo SCAL. (a) Numeração dos nós (b) Vista em detalhe do trecho com mudança de direção da solda com reações e numeração de alguns elementos



Fonte: Autor

Outro aspecto a ser considerado é que o método utiliza somente reações perpendiculares ao pé da solda e o programa fornece as reações em componentes do sistema de referência global XYZ ou componentes do sistema local xyz . Na configuração padrão, esses sistemas de referência têm a mesma direção, como ilustra a Figura 80(b), exigindo, portanto, uma rotação no sistema de referência dos nós 1 ao 4, 6, 7 e 28 ao 32 como ilustra a Figura 81. A intensidade das reações nodais do diagrama de corpo livre resultante da seleção dos elementos na Figura 81 está representada pela dimensão dos vetores.

Figura 81 - Vista em detalhe do efeito de rotação dos nós nas forças nodais, na região curvilínea do pé da solda



Fonte: Autor

Todos os nós foram rotacionados de forma a manter o eixo local x perpendicular ao pé da solda e o eixo local y na direção tangencial à mesma. Dessa forma, as componentes obtidas do modelo para cálculo são diretamente ΔF_x e ΔM_y . Para isso, no entanto, o sistema de coordenadas local deve ser ativado previamente. A Tabela 24 lista parte desses dados: trecho do nó 2 ao 31. Deve-se notar que os lados dos elementos S4 na região curvilínea também são retos.

Tabela 24 - Esforços e momentos nodais obtidos do modelo EC1 sob variação de tensão nominal $\Delta\sigma_{Nominal}$ de 180MPa – Tabela parcial (nó 2 ao 31)

60%Sy								
Nó	Coordenadas Nodais (mm)		Vetor ΔF_x (N)		Vetor ΔM_y (Nmm)		Nº Elemento	Dimensões Aresta Sob Pé da Solda(mm) $\sqrt{(X_1 - X_2)^2 + (Y_1 - Y_2)^2}$
	X	Y						
2	72,00	11,00	ΔF_{x2}	199,29	ΔM_{y2}	-2,44	1	2,872
4	74,85	10,63	ΔF_{x4}	819,83	ΔM_{y4}	-11,86	2	2,872
3	77,50	9,53	ΔF_{x3}	1837,2	ΔM_{y3}	-9,81	3	2,872
1	79,78	7,78	ΔF_{x1}	3034,8	ΔM_{y1}	34,62	4	2,872
7	81,53	5,50	ΔF_{x7}	4131,4	ΔM_{y7}	13,48	5	2,872
6	82,63	2,85	ΔF_{x6}	4826,7	ΔM_{y6}	-39,90	6	2,872
5	83,00	0,00	ΔF_{x5}	5102,8	ΔM_{y5}	-4,59	24	2,872
30	82,63	-2,85	ΔF_{x30}	4824,3	ΔM_{y30}	19,13	23	2,872
29	81,53	-5,50	ΔF_{x29}	4143,7	ΔM_{y29}	-16,35	22	2,872
28	79,78	-7,78	ΔF_{x28}	3031,4	ΔM_{y28}	-22,32	21	2,872
33	77,50	-9,53	ΔF_{x33}	1835,8	ΔM_{y33}	10,71	20	2,872
32	74,85	-10,63	ΔF_{x32}	822,42	ΔM_{y32}	13,45	19	2,872
31	72,00	-11,00	ΔF_{x31}	198,2	ΔM_{y31}	3,02	197	6,000

Fonte: Autor

Aplicando o produto matricial detalhado na seção 4.2 e as equações 2.29, 2.30 e 2.31, obtém-se, para cada nó, a variação linear da tensão estrutural ($\Delta\sigma_s$) e suas respectivas

componentes de membrana ($\Delta\sigma_m$) e de flexão ($\Delta\sigma_b$) sob a aresta dos elementos da Tabela 24, resumidas na Tabela 25.

Tabela 25 - Esforços e momentos lineares obtidos através da matriz de interpolação do elemento para o modelo EC1 sob variação de tensão nominal $\Delta\sigma_{Nominal}$ de 180MPa – Tabela parcial (nó 2 ao 31)

Vetor Variação Esforços Lineares (N/mm)		Vetor Variação Momentos Lineares (N)		$\Delta\sigma_m = \frac{\Delta f_x}{t}$ (MPa)	$\Delta\sigma_b = \frac{6\Delta m_y}{t^2}$ (MPa)	$\Delta\sigma_s = \Delta\sigma_m + \Delta\sigma_b$ (MPa)
Δf_{x2}	13,25	Δm_{y2}	-0,63	2,21	-0,11	2,10351931
Δf_{x4}	268,12	Δm_{y4}	-3,86	44,69	-0,64	44,0431654
Δf_{x3}	627,27	Δm_{y3}	-8,71	104,54	-1,45	103,0922856
Δf_{x1}	1061,54	Δm_{y1}	18,21	176,92	3,03	179,9578785
Δf_{x7}	1467,61	Δm_{y7}	8,24	244,60	1,37	245,9748661
Δf_{x6}	1700,34	Δm_{y6}	-22,98	283,39	-3,83	279,5589794
Δf_{x5}	1816,16	Δm_{y5}	0,32	302,69	0,05	302,7475759
Δf_{x30}	1697,03	Δm_{y30}	12,10	282,84	2,02	284,8556491
Δf_{x29}	1475,81	Δm_{y29}	-8,76	245,97	-1,46	244,5090637
Δf_{x28}	1057,75	Δm_{y28}	-11,24	176,29	-1,87	174,418016
Δf_{x33}	627,12	Δm_{y33}	7,11	104,52	1,18	105,7046882
Δf_{x32}	269,56	Δm_{y32}	5,20	44,93	0,87	45,79369686
Δf_{x31}	13,03	Δm_{y31}	0,20	2,17	0,03	2,20630209

Fonte: Autor

Infere-se, a partir da Tabela 25 e Figura 81, que o nó 5 é o mais solicitado. Consequentemente, a partir dele se dará início a trinca de fadiga e as componentes $\Delta\sigma_m$, $\Delta\sigma_b$ e $\Delta\sigma_s$ desse ponto é que serão utilizadas para o cálculo da tensão estrutural equivalente $\Delta S_{S-EC1-6mm}$ expressa pela ASMEVIII-2 através da equação 2.46.

$$\Delta S_{S-EC1-6mm} = \frac{302,748}{\frac{2-3,6}{16^{2*3,6} * 1,221 * 1}}$$

$$\Delta S_{S-EC1-6mm} = 458,972 MPa$$

A partir de $\Delta S_{S-EC1-6mm}$ e as constantes expressas na Tabela 11, a vida em fadiga para o carregamento $\Delta\sigma_{Nominal} = 180 MPa$ pela metodologia MC, expressa pela equação 2.47, pode enfim ser calculada

$$458,972 = 19930,2 * N_{MC-EC1-Mediana}^{-0,32}$$

$$N_{MC-EC1-6mm-Mediana} = 131186 Ciclos$$

A vida calculada para os demais intervalos de probabilidade encontram-se resumidas na Tabela 26:

Tabela 26 - Vida em fadiga modelo EC1 sob tensão nominal máxima de $60\%S_y$ - *Master curve*

Cálculo da Vida		Confiabilidade
$N_{MC-EC1-6mm+3\sigma}$	716195	99%
$N_{MC-EC1-6mm+2\sigma}$	406740	95%
$N_{MC-EC1-6mm+1\sigma}$	230995	68%
$N_{MC-EC1-6mm-Mediana}$	131186	50%
$N_{MC-EC1-6mm-1\sigma}$	74504	68%
$N_{MC-EC1-6mm-2\sigma}$	42311	95%
$N_{MC-EC1-6mm-3\sigma}$	24030	99%

Fonte: Autor

A Tabela 27 resume resultados obtidos experimentalmente e calculados pela metodologia MC e SHSS.

Tabela 27 - Tabela resultados MC/SHSS e Vida ensaiada por Gourney (1997) apud Salomma (2006)

Experimento	$\Delta\sigma_{Nominal}$ (MPa)		180MPa	140MPa	110MPa	100MPa	
	$N_{Experimental}$ (Ciclos)		131000	274000	388000	494000	
	$N_{Curva Exp.}$ (Ciclos)		137599	240524	411059	508028	
Representação EC1	MC	$\Delta S_{S-EC1-6mm}$ (MPa)	458,97	356,98	280,48	254,98	
		$SCF_{MC-EC1-6mm}$		2,55			
		$N_{MC-EC1-6mm-Mediana}$ (Ciclos)	131186	287718	611315	823412	
		$(N_{Curva Exp.}/N_{MC-EC1-6mm})$ (%)		104,89	83,60	67,24	61,70
		$\Delta S_{S-EC1-4mm}$ (MPa)	454,53	353,53	277,77	252,52	
	SH SS	$SCF_{EC1-4mm}$		2,525			
		$N_{MC-EC1-4mm-Mediana}$ (Ciclos)	135232	296590	630166	848803	
		$(N_{Curva Exp.}/N_{MC-EC1-4mm})$ (%)		101,75	81,10	65,23	59,85
		SH SS	$\Delta\sigma_{hs-EC1-3mm}$ (MPa)	303,71	236,22	185,6	168,73
			$SCF_{SHSS-EC1-3mm}$		1,687		
$N_{SHSS-EC1-3mm}$ (Ciclos)	22130		46800	96019	127558		
$(N_{SHSS-EC1-3mm}/N_{Curva Exp.})$ (%)			16,08	19,46	23,36	25,11	

Fonte: Autor

Comparando-se os valores de SCF obtidos pela metodologia VMISS em uma malha com tamanho máximo de elemento 6 mm e malha com tamanho máximo de elemento igual 4 mm é possível notar que o tamanho do elemento exerceu pouca influência nos resultados da análise da junta SCAL, pois $SCF_{EC1-4mm} \approx SCF_{MC-EC1-6mm}$

Como, para esse caso, a vida prevista pelo método MC foi superestimada para quase todos os níveis de carregamento, o parâmetro a ser analisado quanto à sua precisão deverá ser o inverso do utilizado na seção 4.1 e 4.2. Ou seja, deverá ser $N_{Curva\ Exp.}/N_{MC}$, do contrário, os valores estariam acima de 100% para todos eles. Quanto ao método SHSS, foi mantido o parâmetro $N_{SHSS}/N_{Curva\ Exp.}$, pois, para todos os níveis de carregamento, essa razão foi menor que 1.

Outro ponto que vale ressaltar é que, como a análise desses parâmetros de precisão envolve comparação de funções, acrescentou-se à Tabela 27 o parâmetro $N_{Curva\ Exp.}$. Esse parâmetro corresponde à vida esperada para cada nível de carregamento a partir da função experimental expressa pela equação 4.14.

Ao comparar a equação 2.46 ($\Delta S_s = CN_{MC}^h$) estabelecida por Dong (2001) com a equação 2.52 ($\Delta\sigma_{hs}^m * N_{SHSS} = C$) estabelecida por Niemi; Fricke; Maddox (2006) e a equação 4.19 ($\Delta\sigma_{Nominal} = 36953N_{Curva\ Exp.}^{-0,45}$) estabelecida a partir de regressão exponencial dos dados de Gourney (1997) apud Salomma (2006) tem-se, na forma logarítmica, respectivamente:

$$\log \Delta S_s = -0,32 \log N_{MC-EC1-6mm} + 4,299$$

$$\log \Delta\sigma_{hs} = -0,3355 \log N_{SHSS-EC1} + 3,94 \quad (4.15)$$

$$\log \Delta\sigma_{Nominal} = -0,45 \log N_{Curva\ Exp.} + 4,567 \quad (4.16)$$

Vale ressaltar que as constantes utilizadas na equação 2.52 (e 4.15) foram dadas por Gourney (1997) apud Salomma (2006) e constam na Tabela 10.

Ao considerar agora o $SCF_{MC-6mm} = 2,55$, tem-se, para o modelo MC com elemento de tamanho 6 mm:

$$\log(2,55 * \Delta\sigma_{Nominal}) = -0,32 \log N_{MC-EC1-6mm} + 4,299$$

$$\log \Delta\sigma_{Nominal} = -0,32 \log N_{MC-EC1-6mm} + 3,892 \quad (4.17)$$

Ao aplicar o $SCF_{SHSS} = 1,687$ e a relação estabelecida na equação 4.13 na equação 4.15, tem-se, para o modelo SHSS:

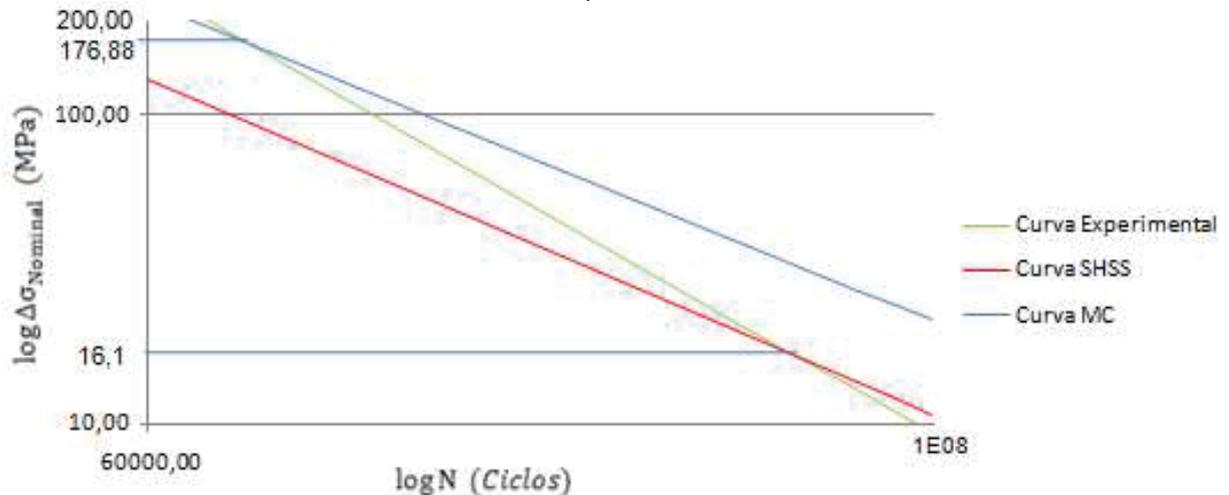
$$\log(1,687 * \Delta\sigma_{Nominal}) = -0,3355 \log N_{SHSS-EC1} + 3,94$$

$$\log \Delta\sigma_{Nominal} = -0,3355 \log N_{SHSS-EC1} + 3,713 \quad (4.18)$$

As equações 4.17 e 4.18, referentes aos métodos MC e SHSS, respectivamente, são muito similares, a principal diferença entre elas está no termo independente da equação. Isso se deve ao fato de que o parâmetro de correção utilizado para cada uma delas foi o SCF que, em uma análise linear, mantém a mesma proporção entre a tensão estrutural e a tensão nominal, independente do método. Além disso, as tensões obtidas com os modelos numéricos pelos dois métodos foram praticamente equivalentes.

A proximidade entre os valores do coeficiente angular das equações 4.17 e 4.18, $-0,3355$ para a curva SHSS e $-0,32$ para a curva MC, indica, em escala logarítmica, curvas quase paralelas uma a outra. Nesse caso, as curvas MC e SHSS têm menor declividade que a curva experimental expressa pela equação 4.16 (coeficiente angular de $-0,45$) diferenciando o gráfico da Figura 82 em relação aos gráficos da Figura 77 e Figura 70. Apesar da semelhança entre as equações 4.17 e 4.18, vale lembrar que as mesmas estão na forma logarítmica e, uma diferença mínima nos valores das constantes dessas equações, amplifica exponencialmente a distinção entre suas curvas e, principalmente, o ponto de interseção com a curva experimental.

Figura 82 – Comparativo vida experimental $N_{Curva\ Exp.}$ e vida calculada. metodologia MC e metodologia SHSS



Fonte: Autor

Calculando-se o $\Delta \sigma_{Nominal-precisão\ máx.-MC}$ a partir de $N_{Curva\ Exp.} = N_{MC-EC1-6mm}$, tem-se:

$$\Delta \sigma_{Nominal-precisão\ máx.-MC} = 176,885\ MPa$$

Atenta-se aqui ao fato de que um dos níveis de carregamento experimental foi de $180MPa$, muito próximo ao $\Delta\sigma_{Nominal-precisão\ máx-MC}$ e, conseqüentemente, seu parâmetro de precisão $N_{Curva\ Exp.}/N_{MC-EC1-6mm} = 1,04$, foi muito próximo de 1.

Enquanto que, calculando-se $\Delta\sigma_{Nominal-precisão\ máx-SHSS}$ a partir de $N_{Curva\ Exp.} = N_{SHSS-EC1}$, tem-se:

$$\Delta\sigma_{Nominal-precisão\ máx-SHSS} = 16,1 MPa$$

Como se está trabalhando com uma curva experimental com maior declive que a curva MC e SHSS, tem-se que:

Se $\Delta\sigma_{Nominal} < \Delta\sigma_{Nominal-precisão\ máx-MC} \rightarrow N_{MC-EC1-6mm}$ superestimado

Se $\Delta\sigma_{Nominal} < \Delta\sigma_{Nominal-precisão\ máx-SHSS} \rightarrow N_{SHSS-EC1}$ superestimado

Se $\Delta\sigma_{Nominal} > \Delta\sigma_{Nominal-precisão\ máx-MC} \rightarrow N_{MC-EC1-6mm}$ subestimado

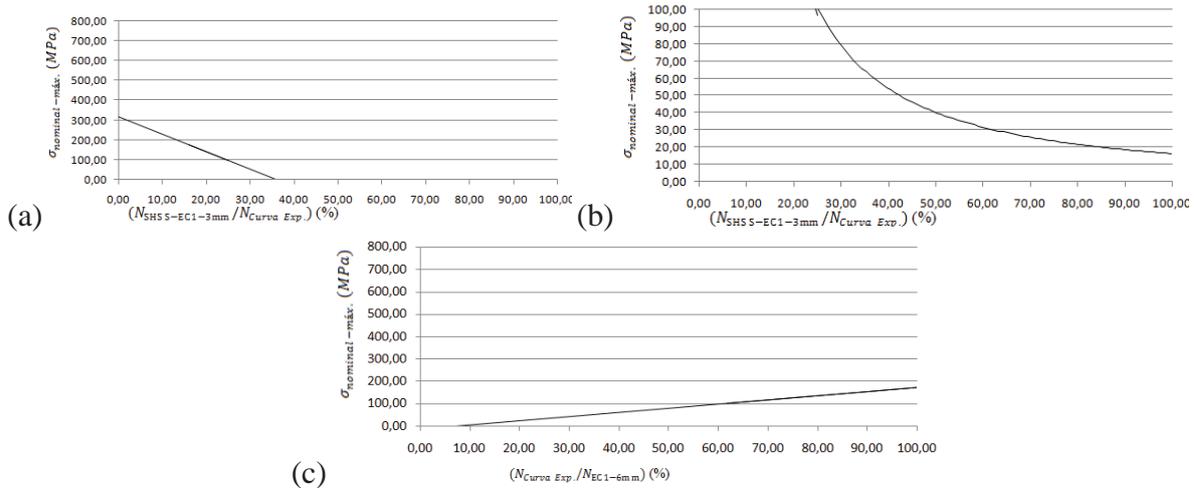
Se $\Delta\sigma_{Nominal} > \Delta\sigma_{Nominal-precisão\ máx-SHSS} \rightarrow N_{SHSS-EC1}$ subestimado

Da Tabela 27 percebe-se que todos os ensaios foram realizados para níveis de tensão equivalente ou inferiores a $\Delta\sigma_{Nominal-precisão\ máx-MC}$, por isso que, com exceção do carregamento de $180MPa$, a vida à fadiga prevista $N_{MC-EC1-6mm}$ foi superestimada em relação a vida à fadiga da curva experimental $N_{Curva\ Exp.}$. Já, ao comparar os valores de carregamento com o parâmetro $\Delta\sigma_{Nominal-precisão\ máx-SHSS}$ percebe-se que todos eles foram bem superiores a esse parâmetro. Conseqüentemente, $N_{SHSS-EC1}$ foi subestimada em relação a vida à fadiga da curva experimental.

Os gráficos da Figura 83 de análise de precisão dos métodos SHSS e MC, respectivamente, são similares aos gráficos da Figura 71 e Figura 78. O gráfico da Figura 83(c) diferencia-se apenas em relação ao parâmetro invertido no eixo das abscissas e tem seu comportamento expresso pela equação 4.75.

Quanto ao método SHSS, como os níveis de tensão dos dados tabelados encontram-se muito acima de $\Delta\sigma_{Nominal-precisão\ máx-SHSS}$, faz-se necessário uma aproximação mais precisa da curva que representa o comportamento de $N_{SHSS-EC1-3mm}/N_{Curva\ Exp.}$ em função de $\Delta\sigma_{Nominal}$. O gráfico da Figura 83(a) mostra o comportamento dessa curva por regressão linear, enquanto o gráfico da Figura 83(b) mostra o comportamento da mesma curva sob uma regressão exponencial. A equação 4.19, descreve o comportamento da curva representada na Figura 83(b).

Figura 83 – Curvas de precisão métodos de análise à fadiga. (a) SHSS-Linear (b) SHSS-Exponencial (c) MC



Fonte: Autor

$$\sigma_{nominal-m\acute{a}x.} = 7035 \left(\frac{N_{SHSS-EC1-3mm}}{N_{Curva Exp.}} \right)^{-1,32} \quad (4.19)$$

$$\sigma_{nominal-m\acute{a}x.} = 1,853 \frac{N_{Curva Exp.}}{N_{MC-EC1-6mm}} - 14,55 \quad (4.20)$$

Já era esperado um coeficiente angular baixo para a equação 4.20 ao analisar o gráfico da Figura 82(a) e o coeficiente angular da equação 4.17. Essa menor declividade de curva em relação a declividade da curva expressa no gráfico da Figura 78 demonstra uma maior dependência entre os níveis de carregamento e a precisão do método MC para junta SCAL em relação a junta T para a técnica de modelagem EC1 com malha de tamanho máximo de elemento igual a 6 mm.

A curva do gráfico da Figura 83(a), apesar de não representar de maneira adequada o comportamento de $N_{SHSS-EC1-3mm}/N_{Curva Exp.}$ em função de $\Delta\sigma_{Nominal}$ permite, ao compará-la com a curva do gráfico da Figura 83(c), deduzir que para a junta SCAL os níveis de carregamento têm influência consideravelmente menor sobre a precisão do método SHSS do que para o método MC. Ao comparar a curva da Figura 83(b) e a curva da Figura 83(c), percebe-se que, para fadiga de alto ciclo, com amplitudes de carregamento extremamente baixas, o método SHSS demonstra-se mais adequado que o método MC.

4.4. Comparação SHSS X MC

O cálculo da vida em fadiga pelo método MC se dá através da equação 2.46 ($\Delta S_s = CN^h$) enquanto que o cálculo da vida em fadiga pelo método SHSS se dá através da equação 2.52 ($\Delta\sigma_{hs}^m N = C$). Ambas relacionam um parâmetro de tensão com a vida de maneira

exponencial, onde as diferenças limitam-se, basicamente, ao valor das constantes que representam o comportamento da curva obtida experimentalmente. Colocando ambas na forma logarítmica e em função da vida N , tem-se as equações 4.21 e 4.22, respectivamente:

$$\log \Delta S_S = \log C + h \log N \quad (4.21)$$

$$\log C = m \log \Delta \sigma_{hs} + \log N \xrightarrow{\text{Isolando parâmetro de Tensão}} \log \Delta \sigma_{hs} = \frac{\log C}{m} - \frac{-1}{m} \log N \quad (4.22)$$

Substituindo os valores das constantes nas equações 4.21 e 4.22, tem-se, respectivamente:

$$\log \Delta S_S = 4,299 - 0,32 \log N \quad (4.23)$$

$$\log \Delta \sigma_{hs} = 4,1 - 0,333 \log N \quad (4.24)$$

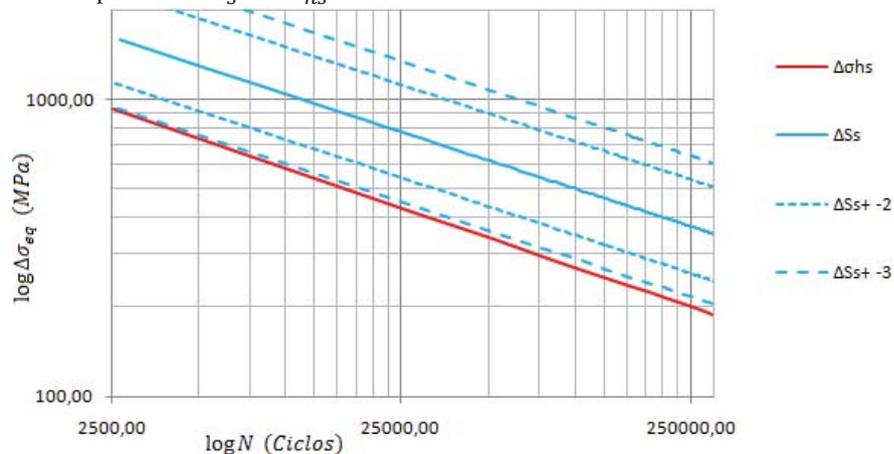
Apesar de $\Delta \sigma_{hs}$ não ter o mesmo significado físico de ΔS_S , percebe-se uma equivalência entre as equações 4.23 e 4.24 que expressam a vida à fadiga para os métodos MC e SHSS respectivamente. Ao fazer $\Delta S_S = \Delta \sigma_{hs} = \Delta \sigma_{eq}$ as equações 4.23 e 4.24 tornam-se, respectivamente, 4.25 e 4.26 possibilitando que as curvas dos métodos sejam plotadas sobre o mesmo gráfico, ilustrado na Figura 84.

$$\log \Delta \sigma_{eq} = 4,299 - 0,32 \log N \quad (4.25)$$

$$\log \Delta \sigma_{eq} = 4,1 - 0,333 \log N \quad (4.26)$$

Vale notar que, segundo Niemi; Fricke; Maddox (2006), a curva expressa pela equação 2.52 descreve uma probabilidade de 97,7% para o comportamento à fadiga, correspondendo a dois desvios padrão de afastamento do comportamento mais provável.

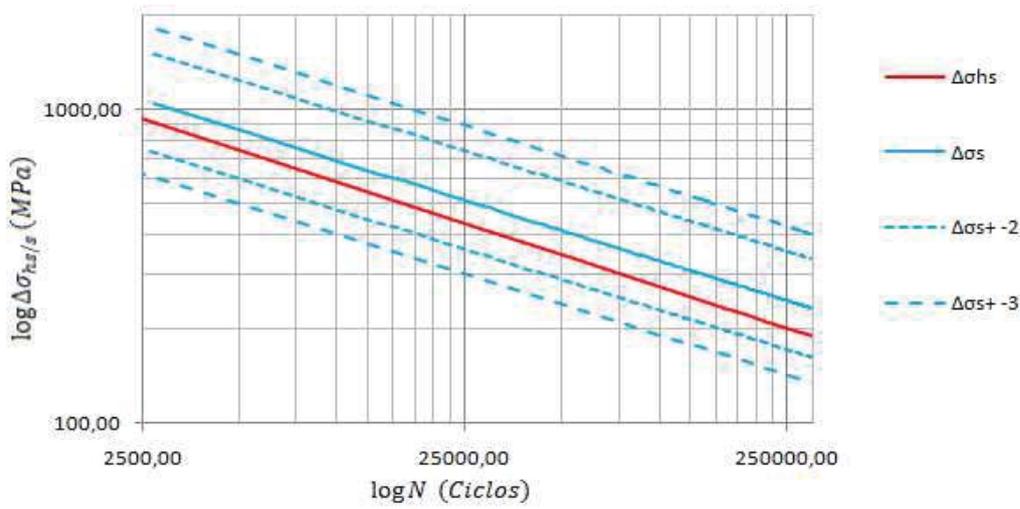
Figura 84 - Gráfico comparativo ΔS_S x $\Delta \sigma_{hs}$



A partir das retas que descrevem o comportamento a fadiga para os dois métodos, é possível perceber que o comportamento da curva SHSS é muito similar ao comportamento da curva MC subtraída de três desvios padrão, ou seja, a metodologia SHSS descreve o comportamento da vida à fadiga de forma mais conservadora que o método MC.

Ao comparar, agora, o método SHSS com o método MC sem a correção de tensão, ou seja, a partir dos parâmetros $\Delta\sigma_{hs}$ e $\Delta\sigma_s$ tem-se o gráfico da Figura 85.

Figura 85 Gráfico comparativo $\Delta\sigma_s \times \Delta\sigma_{hs}$



Fonte: Autor

A equação da curva $\Delta\sigma_s$ pode ser obtida aplicando-se a equação 2.46 ($\Delta S_s = \frac{\Delta\sigma_s}{t^{\frac{2-m}{2m}} \cdot I(r)^{\frac{1}{m}}}$) na equação 4.21:

$$\log \Delta\sigma_s = \log \left(t^{\frac{2-m}{2m}} \cdot I(r)^{\frac{1}{m}} \right) + \log C + h \cdot \log N \tag{4.27}$$

Substituindo 4.21 em 4.27:

$$\log \Delta\sigma_s = \log \left(t^{\frac{2-m}{2m}} \cdot I(r)^{\frac{1}{m}} \right) + \log \Delta S_s \tag{4.28}$$

O termo expresso por $\log \left(t^{\frac{2-m}{2m}} \cdot I(r)^{\frac{1}{m}} \right)$ é uma constante determinada pela geometria da junta ($t^{\frac{2-m}{2m}}$) e seu modo de carregamento ($I(r)^{\frac{1}{m}}$). Como o valor de $m = 3,6$ (lei de Paris) o valor dessa constante será negativo, justificando, assim, o deslocamento da curva do gráfico da Figura 84 em relação ao gráfico da Figura 85.

Além do conservadorismo do método SHSS representado na comparação das curvas de comportamento à fadiga ilustrada na Figura 84, percebe-se na Tabela 28 que, para a junta T, o parâmetro de tensão fornecido pelo método MC foi um parâmetro mais realista do que o fornecido pelo SHSS.

Tabela 28 - Comparativo geral *Master Curve* x *Hot Spot Curve* – Junta T

		$\sigma_{nominal-max.}$ (MPa)	60%Sy		70%Sy		80%Sy	
		Método	SHSS	MC	SHSS	MC	SHSS	MC
Representação Solda em Casca	EC1	$(\Delta\sigma_{eq-EC1} - \Delta\sigma_{nominal})/\Delta\sigma_{nominal}$ (%)	3,68	57,14	3,68	57,15	3,68	57,15
		$(N_{EC1}/N_{Curva Exp.})$ (%)	34,14	59,77	49,03	84,19	67,08	113,28
	EC2	$(\Delta\sigma_{eq-EC2} - \Delta\sigma_{nominal})/\Delta\sigma_{nominal}$ (%)	3,17	56,08	3,17	56,08	3,17	56,08
		$(N_{EC2}/N_{Curva Exp.})$ (%)	34,65	61,05	49,76	85,99	68,07	115,72
	EC3	$(\Delta\sigma_{eq-EC3} - \Delta\sigma_{nominal})/\Delta\sigma_{nominal}$ (%)	3,32	56,40	3,32	56,40	3,32	56,40
		$(N_{EC3}/N_{Curva Exp.})$ (%)	34,50	60,66	49,54	85,44	67,78	114,97
Representação Solda Elementos Rígidos	ER1	$(\Delta\sigma_{eq-ER1} - \Delta\sigma_{nominal})/\Delta\sigma_{nominal}$ (%)	-2,26	110,85	-2,26	110,85	-2,26	110,85
		$(N_{ER1}/N_{Curva Exp.})$ (%)	40,76	23,85	58,53	33,60	80,08	45,20
	ER2	$(\Delta\sigma_{eq-ER2} - \Delta\sigma_{nominal})/\Delta\sigma_{nominal}$ (%)	0,88	51,33	0,88	51,33	0,88	51,33
		$(N_{ER2}/N_{Curva Exp.})$ (%)	37,07	67,24	53,23	94,72	72,83	127,45
	ER3	$(\Delta\sigma_{eq-ER3} - \Delta\sigma_{nominal})/\Delta\sigma_{nominal}$ (%)	0,11	49,83	0,11	49,83	0,11	49,83
		$(N_{ER3}/N_{Curva Exp.})$ (%)	37,93	69,37	54,47	97,71	74,52	131,47
Incremento Espessura - IE	$(\Delta\sigma_{eq-IE} - \Delta\sigma_{nominal})/\Delta\sigma_{nominal}$ (%)	1,00	53,30	1,00	53,31	1,00	53,31	
	$(N_{IE}/N_{Curva Exp.})$ (%)	36,94	64,58	53,04	90,95	72,57	122,37	

Fonte: Autor

A diferença nos resultados do modelo ER1, apresentada na Tabela 28, deve-se as particularidades desse tipo de modelagem, já referidas na seção 4.2.1.

No caso da junta SCAL, apesar de o método MC superestimar a vida à fadiga em alguns níveis de carregamento, constata-se, ainda assim, o parâmetro de tensão de MC mais realista. Pois, como ilustra Tabela 29, a diferença entre a vida calculada e a vida experimental foi sempre menor para esse método.

Tabela 29 - Comparativo geral *Master Curve* x *Hot Spot Curve* - Junta SCAL

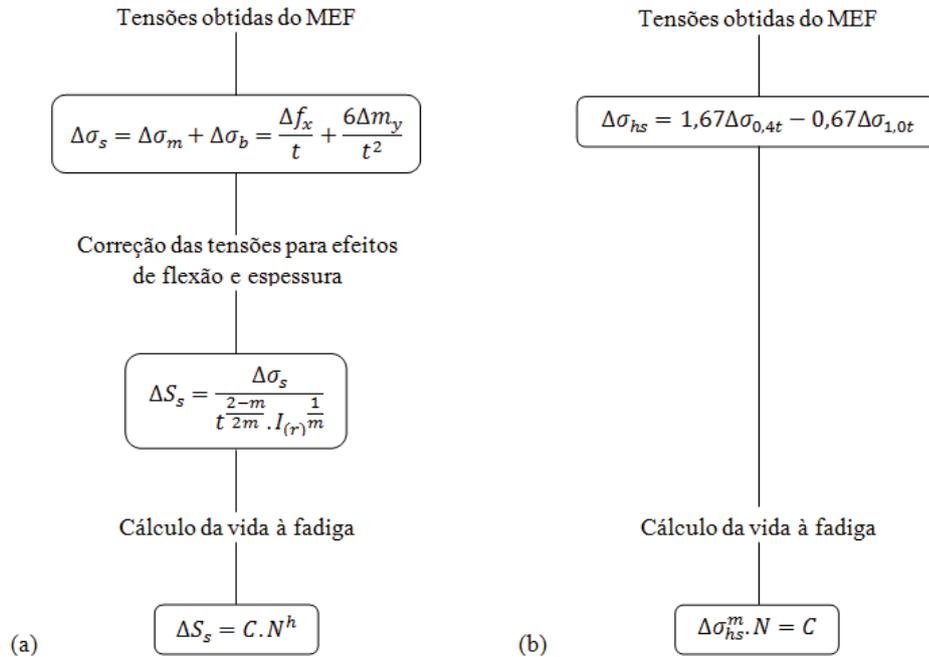
		$\sigma_{nominal-max.}$ (MPa)	180	140	110	100
Modelo EC1	MC – 6mm	$(\Delta\sigma_{eq-MC-6mm} - \Delta\sigma_{nominal})/\Delta\sigma_{nominal}$ (%)	154,98			
		$(N_{MC-6mm}/N_{Curva Exp.})$ (%)	95,34	119,62	148,72	162,08
	MC – 4mm	$(\Delta\sigma_{eq-MC-4mm} - \Delta\sigma_{nominal})/\Delta\sigma_{nominal}$ (%)	152,52			
		$(N_{EC2}/N_{Curva Exp.})$ (%)	98,28	123,31	153,30	167,08
	SHSS	$(\Delta\sigma_{eq-SHSS} - \Delta\sigma_{nominal})/\Delta\sigma_{nominal}$ (%)	68,73			
		$(N_{EC3}/N_{Curva Exp.})$ (%)	16,08	19,46	23,36	25,11

Fonte: Autor

Ao constatar-se o parâmetro de tensão fornecido pelo método MC mais realista que o fornecido pela metodologia SHSS é possível deduzir que uma das razões para a efetividade do

método deva ser decorrente da correção de tensão dada pela mecânica da fratura e expressa pela equação 2.46 que, conforme ilustra a Figura 86, surge como uma etapa adicional em relação ao método SHSS.

Figura 86 - Fluxograma para cálculo da vida à fadiga. (a) MC (b) SHSS



Fonte: Autor

Essa dedução reside no fato de que, embora o método de obtenção das tensões no MEF não seja o mesmo, os valores obtidos não se demonstraram significativamente distintos ao aplicar o VMISS ou o LSE, tanto na junta T, quanto na junta SCAL. Conforme demonstrado na Tabela 30 e Tabela 31.

Tabela 30 – Quadro comparativo tensão estrutural obtida via VMISS e LSE para junta SCAL

			$\sigma_{nominal-max.}$ (MPa)			
			180	140	110	100
Modelo EC1	MC - 6mm	$\Delta\sigma_{s-MC-6mm}$	302,75	235,47	185,01	168,19
		$\Delta\sigma_{hs-3mm}$	303,71	236,22	185,60	168,73
		Diferença	0,96	0,75	0,59	0,54
	MC - 4mm	$\Delta\sigma_{s-MC-4mm}$	299,82	233,19	183,22	166,57
		$\Delta\sigma_{hs-3mm}$	303,71	236,22	185,60	168,73
		Diferença	3,89	3,03	2,38	2,16

Fonte: Autor

Na junta SCAL, a malha menos refinada apresentou tensão estrutural $\Delta\sigma_s$ mais intensa. Logo, a diferença entre a tensão obtida via LSE e a tensão obtida via

VMISS foi maior. Para ambas as malhas, a diferença entre as tensões apresentou um comportamento diretamente proporcional ao nível de carregamento. Isso pode ser explicado pelas relações feitas nas seções 4.3, 4.2 e 4.1 entre o nível de carregamento e o grau de precisão entre os diferentes métodos. Como ilustra a Tabela 31 esse comportamento também pôde ser observado na junta T.

Tabela 31 – Quadro comparativo tensão estrutural obtida via VMISS e LSE para junta T

			$\sigma_{nominal-m\acute{a}x.}$ (MPa)		
			60%Sy	70%Sy	80%Sy
Representação Solda em Casca	EC1	$\Delta\sigma_{s-EC1}$	415,98	485,33	554,67
		$\Delta\sigma_{hs-EC1}$	415,97	485,30	554,63
		Diferença	0,01	0,03	0,04
	EC2	$\Delta\sigma_{s-EC2}$	413,14	482,00	550,84
		$\Delta\sigma_{hs-EC2}$	413,95	482,94	551,93
		Diferença	0,81	0,94	1,09
	EC3	$\Delta\sigma_{s-EC3}$	414,00	483,00	552,00
		$\Delta\sigma_{hs-EC3}$	414,54	483,63	552,73
		Diferença	0,54	0,63	0,73
Representação Solda Elementos Rígidos	ER1	$\Delta\sigma_{s-ER1}$	558,39	651,45	744,52
		$\Delta\sigma_{hs-ER1}$	392,14	457,50	522,85
		Diferença	166,25	193,95	221,67
	ER2	$\Delta\sigma_{s-ER2}$	400,51	467,27	534,02
		$\Delta\sigma_{hs-ER2}$	404,74	472,20	539,66
		Diferença	4,23	4,93	5,64
	ER3	$\Delta\sigma_{s-ER3}$	396,55	462,64	528,73
		$\Delta\sigma_{hs-ER3}$	401,65	468,59	535,53
		Diferença	5,10	5,95	6,80
Representação Solda Incremento Espessura - IE	$\Delta\sigma_{s-IE}$	405,71	473,36	540,99	
	$\Delta\sigma_{hs-IE}$	405,22	472,76	540,29	
	Diferença	0,49	0,60	0,70	

Fonte: Autor

No caso das juntas T, as menores diferenças entre $\Delta\sigma_s$ e $\Delta\sigma_{hs}$ foram encontradas para o modelo EC1, enquanto as maiores para o modelo ER1. Essas diferenças foram provocadas, principalmente, pela singularidade característica da junta T já comentada para essa técnica de modelagem na metodologia MC.

4.5. Análise do comportamento mecânico sob diferentes técnicas de modelagem

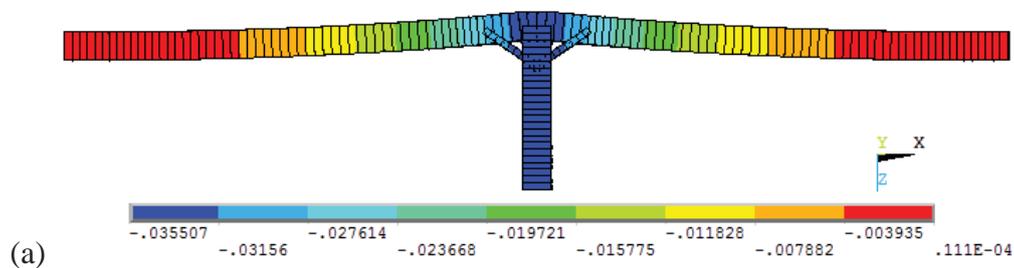
As imagens apresentadas nessa seção referem-se à solução nodal dos deslocamentos plotada pelo programa utilizado, onde, uma escala de cores localizada na parte inferior representa a intensidade desses deslocamentos ao longo de toda a geometria. Por se tratar de modelos em casca, o deslocamento aparece constante ao longo da espessura.

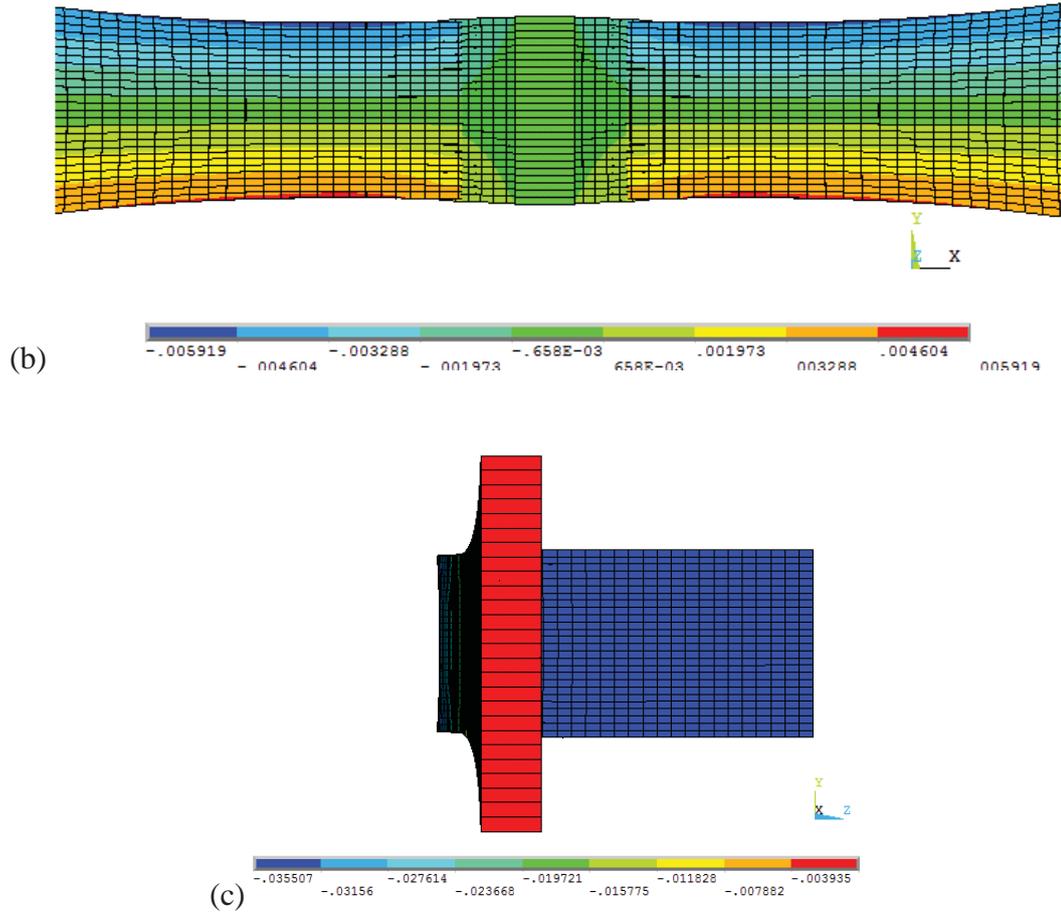
Na análise da junta T percebe-se que, apesar de os modelos simularem tensão máxima trativa no eixo da chapa principal, algumas técnicas de modelagem demonstraram certo grau de flexão do plano mediano da mesma provocando um deslocamento da região central da junta T sobre o eixo da chapa anexa, como ilustra Figura 87. Atribui-se esse comportamento à assimetria geométrica da junta em relação a esse plano mediano da chapa principal que, como ilustrou a Figura 55(a), coincide com o plano XY do sistema de referência global.

A deformação por efeito Poisson, visualizada na Figura 87(b) através dos deslocamentos em Y , comprime a chapa anexa e as chapas de representação da solda nas regiões da conexão. As deformações dessas chapas provocam a flexão na chapa principal, conforme exemplificado na Figura 87(c).

Ao se analisar o deslocamento ΔZ_T com um $\sigma_{nominal-m\acute{a}x.}$ de $60\%S_y$, percebe-se na Figura 87 um deslocamento máximo $\Delta Z_{T-m\acute{a}x-EC1} = 0,0355 \text{ mm}$ para modelos do tipo EC1 e, na Figura 88, um deslocamento máximo $\Delta Z_{T-m\acute{a}x-ER1} = 0,000905 \text{ mm}$ para modelos do tipo ER1.

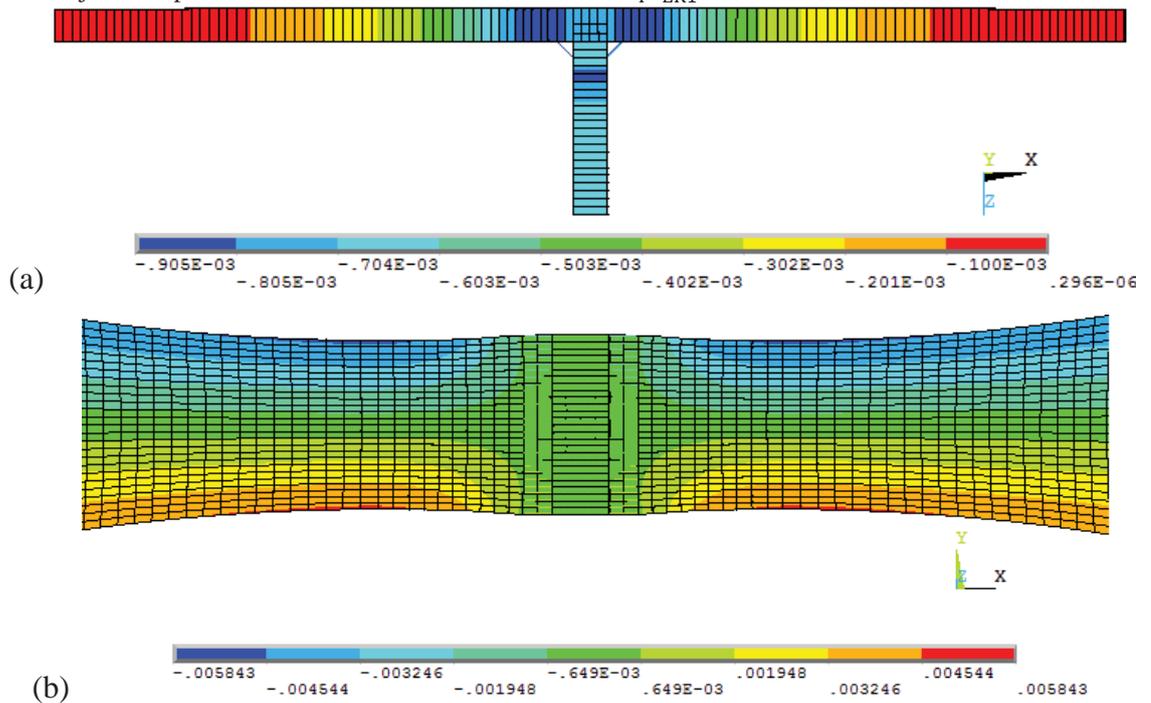
Figura 87 – Modelagem gráfica da deformação junta T modelo EC1 sob $\sigma_{nominal-m\acute{a}x.}$ de $60\% S_y$ - Fator de escala igual a 100. (a) Vista integral da junta no plano XZ com a escala do deslocamento ΔZ_{T-EC1} (b) Vista em detalhe da junta no plano XY com a escala de deslocamento ΔY_{T-EC1} (c) Vista em detalhe da junta no plano ZY com a escala de deslocamento ΔZ_{T-EC1}





Fonte: Autor

Figura 88 - Modelagem gráfica da deformação junta T modelo ER1 sob $\sigma_{\text{nominal-máx.}}$ de 60% S_y - Fator de escala igual a 100. (a) Vista integral da junta no plano XZ com a escala do deslocamento ΔZ_{T-ER1} (b) Vista em detalhe da junta no plano XY com a escala de deslocamento ΔY_{T-ER1}

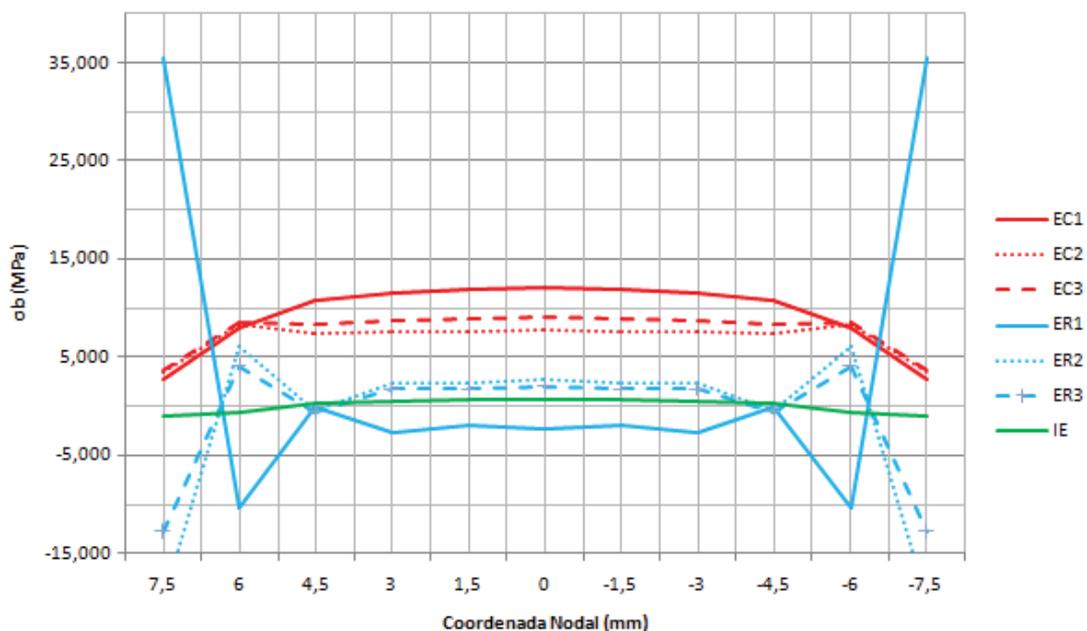


Fonte: Autor

Essa diferença, em termos de deslocamentos, deve-se a uma maior rigidez do modelo ER na direção transversal. Além disso, a maior rigidez do modelo ER provoca singularidades em alguns pontos, conforme discutido na seção 4.2.1. Modelos do tipo IE, por representarem a solda por um incremento da espessura da chapa na região soldada deverão apresentar comportamento à flexão similar aos modelos do tipo ER.

Cálculos para obtenção das componentes da tensão estrutural $\Delta\sigma_m$ e $\Delta\sigma_b$ no pé da solda comprovaram a existência da componente de flexão $\Delta\sigma_b$ em todos os modelos utilizados para a Junta T. Contudo, como era de se esperar, a mesma contribuiu de forma reduzida, principalmente para os modelos ER e IE. Isso pode ser verificado no gráfico da Figura 89 que ilustra o comportamento da componente $\Delta\sigma_b$ para cada uma das técnicas. Deve-se observar que as tensões de flexão para os modelos ER foram influenciadas pelas singularidades nas regiões das bordas, conforme discutido na seção 4.2.1.

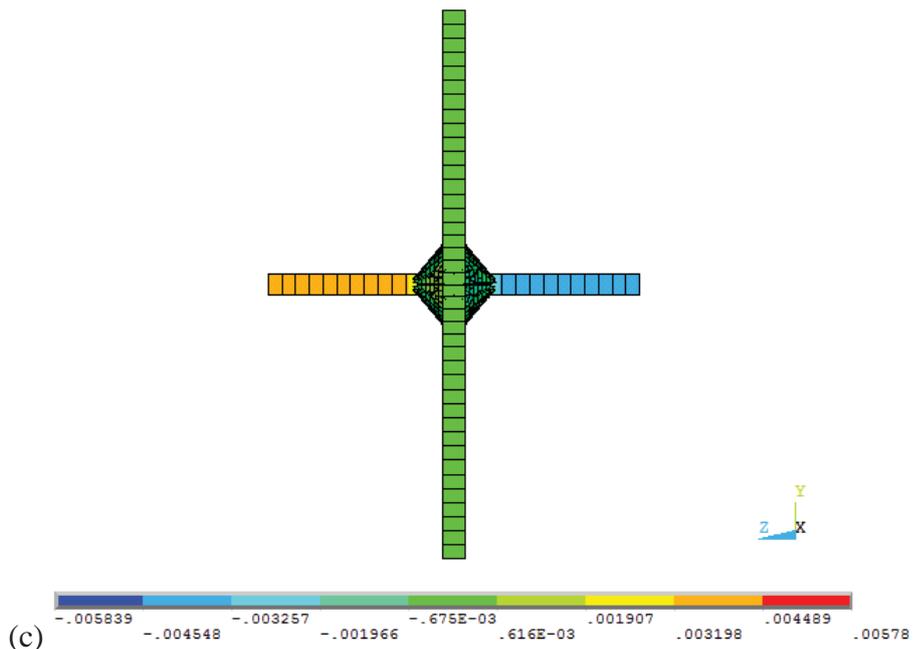
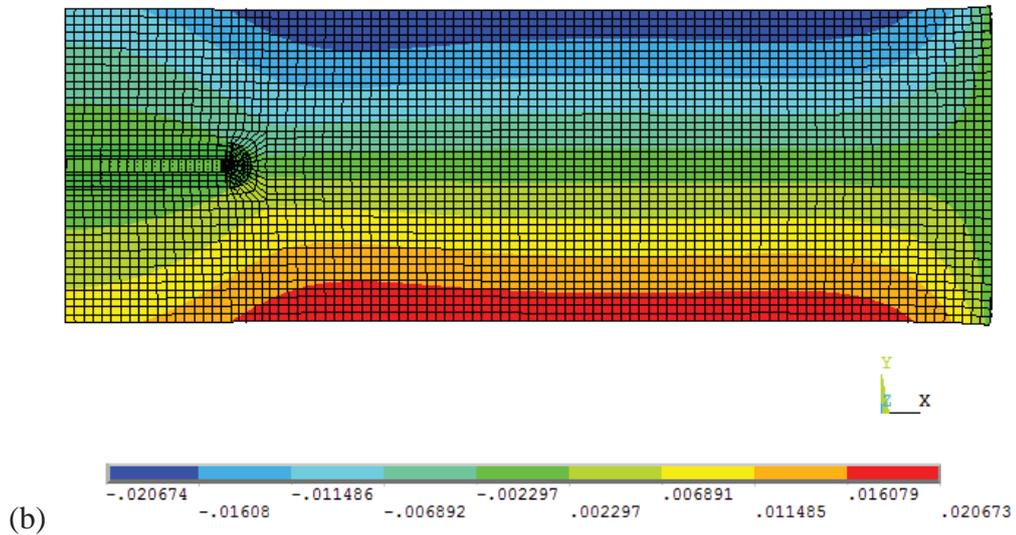
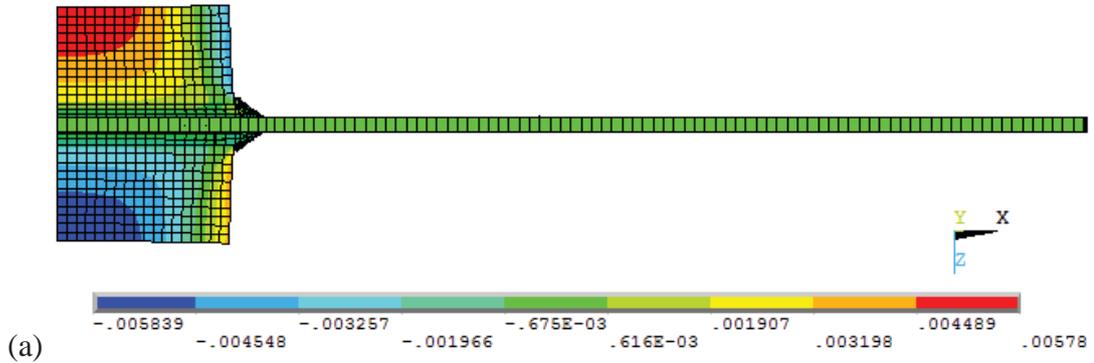
Figura 89 – Comportamento da componente $\Delta\sigma_b$ para diferentes técnicas de modelagem com $\sigma_{\text{nominal-máx.}}$ de 60% S_y - MC



Fonte: Autor

A análise da junta SCAL mostrou algumas diferenças em relação à junta T no que diz respeito ao comportamento mecânico. Por se tratar de uma junta com geometria totalmente simétrica, sua deformação comportou-se da mesma forma em relação a qualquer um dos seus planos de referência, conforme ilustra Figura 90. Deduz-se que, para esse tipo de junta, as diferentes técnicas de modelagem não afetariam significativamente as características de seu comportamento mecânico quanto à tensão de flexão na região da solda.

Figura 90 - Modelagem gráfica da deformação junta SCAL modelo EC1 sob $\sigma_{\text{nominal-máx}}$ de 180 MPa - Fator de escala igual a 100. (a) Vista integral da junta no plano XZ com a escala do deslocamento ΔZ_{SCAL} (b) Vista integral da junta no plano XY com a escala de deslocamento ΔY_{SCAL} (c) Vista integral da junta no plano YZ com a escala de deslocamento ΔZ_{SCAL}

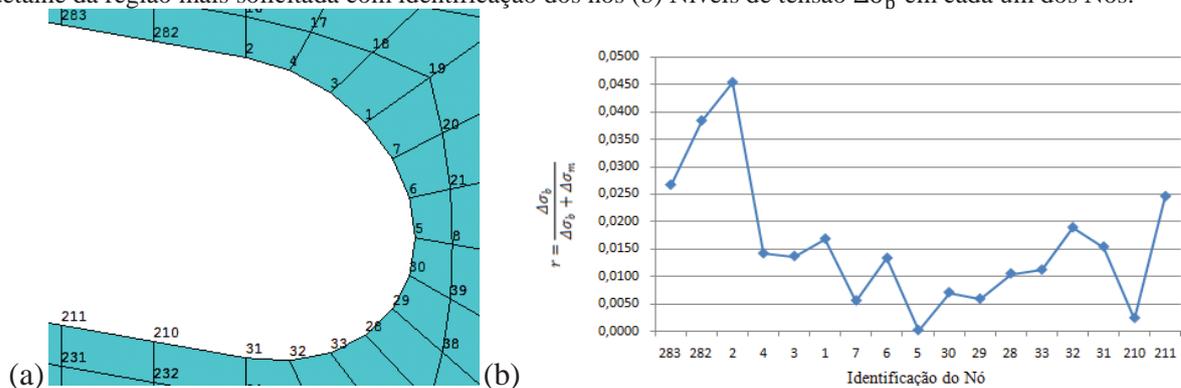


Fonte: Autor

Na Figura 90(b), percebe-se a atuação do efeito Poisson provocando as maiores taxas de deslocamento $\Delta Y_{SCAL-máx-EC1} = -0,020674$ nas regiões mais afastadas do eixo da Junta, de forma simétrica em relação ao plano XZ e mais restrita na região cônica da solda. Essa restrição gera tensão na direção Y nessa região interferindo na direção da tensão principal σ_1 . O ponto crítico, no entanto, como se situa no eixo da junta, não é afetado.

Os cálculos para obtenção das componentes $\Delta\sigma_m$ e $\Delta\sigma_b$, da tensão estrutural $\Delta\sigma_{hs}$, no pé da solda comprovaram a existência de uma componente de flexão $\Delta\sigma_b$ com baixo nível de contribuição na tensão total percebida no pé da solda como pode ser verificado na Figura 91 que ilustra em detalhe a região de solda mais solicitada e o comportamento do parâmetro r para cada nó dessa região.

Figura 91 – Comportamento da componente $\Delta\sigma_b$ para carregamento de 180 MPa em junta SCAL. (a) Vista em detalhe da região mais solicitada com identificação dos nós (b) Níveis de tensão $\Delta\sigma_b$ em cada um dos Nós.

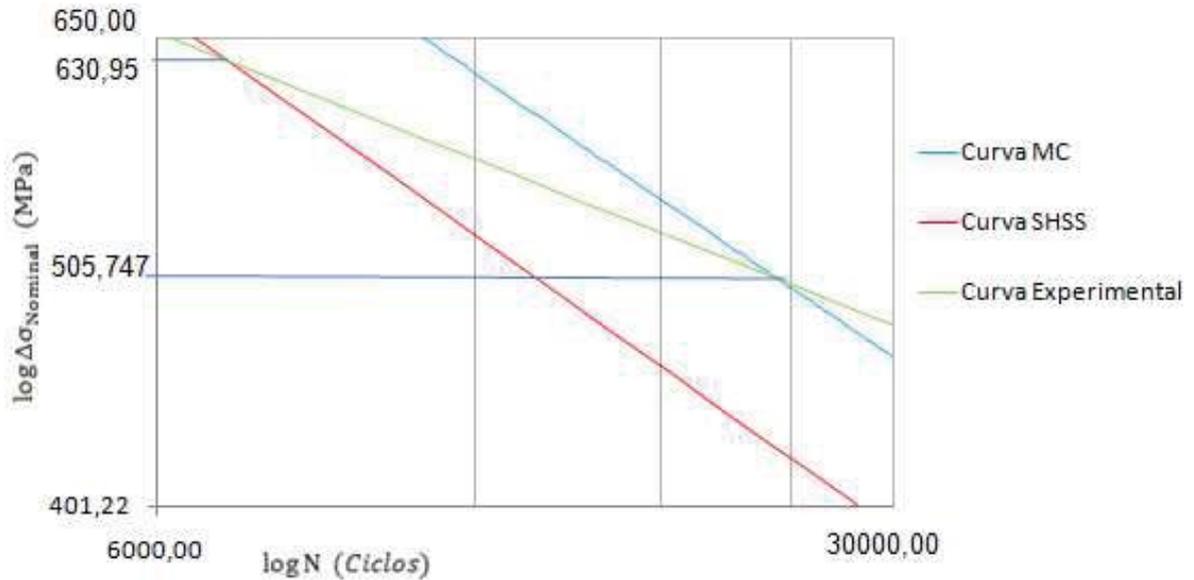


Fonte: Autor

O presente capítulo apresentou os resultados obtidos para o cálculo da vida à fadiga pela metodologia SHSS e MC para modelo em casca do tipo EC1 de uma junta SCAL e para diferentes modelos em casca de uma junta T. Esses resultados foram comparados com dados experimentais encontrados na bibliografia e, alguns deles, podem ser visualizados graficamente na Figura 92 e Figura 93.

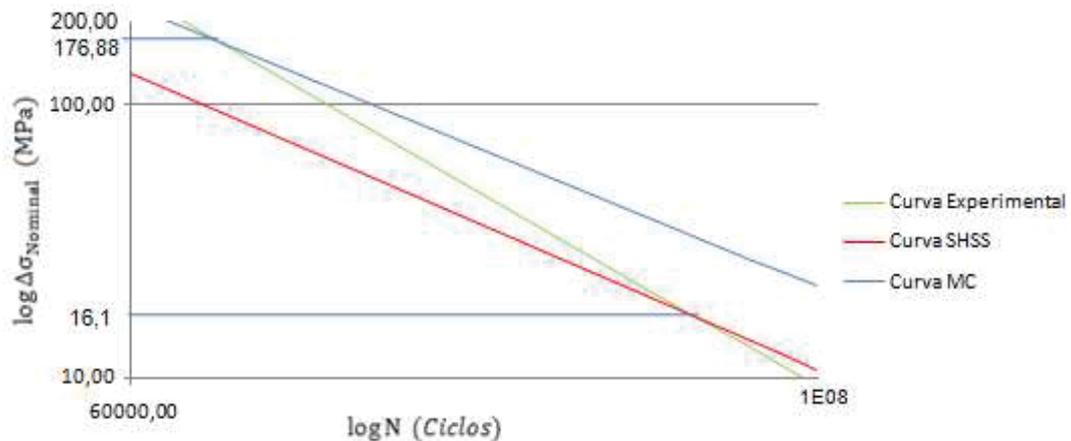
Na junta SCAL o refino de malha não influenciou no cálculo da tensão estrutural pelo método VMISS, enquanto na junta T diferentes técnicas de modelagem influenciaram significativamente nos resultados. Destaca-se, nesse ponto, a ineficácia do modelo ER1 em representar os valores de tensões corretamente, principalmente para malhas mais refinadas. Esse problema, no entanto, pode ser minimizado ao representar as juntas sem a interseção entre as chapas.

Figura 92 - Comparação SHSS x MC x Vida experimental em junta T - Modelo EC1



Fonte: Autor

Figura 93 - Comparação SHSS x MC x Vida experimental em junta SCAL - Modelo EC1



Fonte: Autor

Os gráficos apresentam a mesma curva para a metodologia MC por que foram utilizadas as constantes disponíveis no código ASME VIII na análise das duas juntas. Na metodologia SHSS, no entanto, as curvas diferenciam-se por que a análise da vida à fadiga da junta T foi feita baseando-se nas constantes definidas por Niemi; Fricke; Maddox (2006), enquanto a análise da vida à fadiga de junta SCAL foi feita a partir das constantes definidas experimentalmente por Gourney (1997) apud Salomma (2006).

A junta T apresentou sua curva experimental com menor declive do que a curva dos métodos MC e SHSS, a junta SCAL, por outro lado, apresentou o declive de sua curva

experimental maior do que o declive da curva dos métodos SHSS e MC. A partir dessa comparação percebe-se que:

- Para a junta T, onde a inclinação curva experimental é maior que a inclinação SHSS/MC, o método MC é mais adequado na análise de fadiga com alta amplitude de tensão, enquanto o método SHSS é mais adequado na análise de fadiga com baixa amplitude de tensão;
- Para a junta SCAL, onde a inclinação da curva experimental é menor que a inclinação SHSS/MC, o método MC é mais adequado na análise de fadiga com baixa amplitude de tensão, enquanto o método SHSS é mais adequado na análise de fadiga com alta amplitude de tensão;
- No caso de juntas em que a curva experimental tiver a mesma inclinação de SHSS/MC a metodologia mais adequada será determinada pela sua proximidade com a curva experimental. Esse posicionamento é definido a partir do termo independente da equação e este, por sua vez, está diretamente relacionado ao SCF do modelo da junta, independente do método, como demonstrado a seguir:

Aplicando a relação 4.13 na equação 4.23 ($\log \Delta S_S = 4,299 - 0,32 \log N_{MC}$):

$$\log(SCF_{MC} \cdot \Delta\sigma_{Nominal}) = 4,299 - 0,32 \log N_{MC}$$

$$\log(\Delta\sigma_{Nominal}) = (4,299 - \log SCF_{MC}) - 0,32 \log N_{MC}$$

Aplicando a relação 4.13 na equação 4.24 ($\log \Delta\sigma_{hs} = 4,1 - 0,333 \log N_{SHSS}$):

$$\log(SCF_{SHSS} \cdot \Delta\sigma_{Nominal}) = 4,299 - 0,32 \log N_{SHSS}$$

$$\log(\Delta\sigma_{Nominal}) = (4,299 - \log SCF_{SHSS}) - 0,32 \log N_{SHSS}$$

5. CONCLUSÕES

O trabalho avaliou a vida em fadiga de juntas soldadas através do método MC, utilizando diferentes modelos de elementos finitos de casca, através da comparação desses resultados com dados experimentais encontrados na bibliografia. Valores de tensão e vida obtidos pela metodologia LSE e SHSS também foram úteis para fins de comparação com os valores obtidos pela metodologia VMISS e MC, respectivamente. Por fim, a análise do comportamento mecânico dos diversos modelos utilizados permitiu a construção de algumas considerações adicionais ao estudo.

O método MC, já inserido no código ASME VIII, foi analisado com base em especificações dessa norma e publicações de Dong, autor que o desenvolveu. Enquanto o método SHSS foi analisado a partir de especificações e recomendações do IIW e de dados experimentais da junta em estudo (SCAL) trazidos por Gourney (1997) apud Salomma (2006).

A análise dessas metodologias envolveu desenvolvimento de diferentes modelos numéricos no MEF utilizando elementos em casca com distintas técnicas para representação do cordão de solda: Elementos rígidos – ER (ER1, ER2 e ER3), Elementos em casca – EC (EC1, EC2 e EC3) e Incremento de Espessura - IE. Vale ressaltar que a adoção dessas técnicas partiu da análise e recomendações de estudos comparativos anteriores como Echer (2012) e Aygül (2012). Nos modelos EC's, a espessura adotada para o elemento representativo do cordão de solda seguiu critérios distintos para as duas juntas (T e SCAL)

As técnicas do tipo IE e ER1 caracterizaram-se pela singularidade apresentada na borda da chapa principal da junta T, potencializada com o refino de malha (Tabela 19). A representação da junta sem interseção entre as chapas (Figura 79), no entanto, minimizou os efeitos dessa potencialização (Tabela 20). Percebeu-se que a representação correta das tensões sobre o pé da solda na junta T não foi possível, nesses modelos, devido à amplificação da tensão nessa singularidade, induzindo a equívocos tanto na aplicação da metodologia MC, quanto SHSS.

Na metodologia SHSS, o desequilíbrio de tensões, provocado pela singularidade na borda da chapa, diminuiu a intensidade do carregamento na região de extrapolação (eixo da chapa principal) tornando-o, inclusive, inferior ao carregamento nominal. Mesmo com essa clara subestimação do carregamento, a vida calculada através dessa metodologia correspondeu a 40% da obtida experimentalmente com o $\sigma_{Nominal-máx.}$ de $60\%S_y$ (Tabela 13), evidenciando um elevado conservadorismo do método.

Na metodologia MC, por outro lado, a vida à fadiga foi analisada no ponto mais carregado. Ou seja, na borda da chapa principal da junta T, para os modelos ER1, portanto o conservadorismo do método foi diretamente proporcional ao refino de malha nesses casos. Uma análise sobre o eixo de simetria do carregamento também foi feita e, embora a subestimação tenha sido maior do que pelo método da extrapolação (comparando Tabela 13 e Tabela 21), a vida calculada foi maior que a obtida experimentalmente para $\sigma_{Nominal-máx.}$ de $70\%S_y$ e $80\%S_y$.

Além da técnica de modelagem, constatou-se o nível de carregamento como outro fator igualmente importante na precisão dos resultados para ambas as metodologias (MC e SHSS). Essa constatação foi construída através da comparação da curva do respectivo método (para o modelo EC1) com a curva experimental da junta. O ponto de interseção, denominado $\Delta\sigma_{Nominal-precisão\ máx.}$, indicou o nível de carregamento em que a precisão do método é máxima. Vale ressaltar que a comparação dessas curvas só foi possível a partir da consideração da análise de um regime linear e do conceito de SCF expresso na equação 4.4.

Nos modelos EC1, tanto para a junta T, quanto para a junta SCAL a amplitude dos carregamentos aplicados experimentalmente ($\Delta\sigma_{Nominal}$) foram mais próximos do ponto de interseção da curva experimental com a curva MC do que com a curva SHSS, ou seja, foram mais próximos de $\Delta\sigma_{Nominal-precisão\ máx-MC}$ do que $\Delta\sigma_{Nominal-precisão\ máx-SHSS}$ (comparando Figura 70, Figura 77 e Figura 82). Esse foi um dos motivos que justificou o fato de os resultados da metodologia MC ser mais próximo dos resultados experimentais obtidos nas duas juntas.

As curvas das metodologias MC e SHSS apresentaram um declive mais acentuado que a curva experimental da junta T (Figura 92) e menos acentuado que a curva experimental da junta SCAL (Figura 93), essa observação permitiu a construção de algumas considerações adicionais:

- Quando a inclinação da curva experimental da junta é maior que a inclinação SHSS/MC, o método MC é mais adequado na análise de fadiga com alta amplitude de tensão, enquanto o método SHSS é mais adequado na análise de fadiga com baixa amplitude de tensão;
- Quando a inclinação da curva experimental da junta é menor que a inclinação SHSS/MC, o método MC é mais adequado na análise de fadiga com baixa amplitude de tensão, enquanto o método SHSS é mais adequado na análise de fadiga com alta amplitude de tensão;

- No caso de juntas em que a curva experimental tiver a mesma inclinação de SHSS/MC a metodologia mais adequada será determinada pela sua proximidade com a curva experimental que, por sua vez, está diretamente relacionada ao SCF do modelo da junta, como foi demonstrado nas conclusões do capítulo 4.

Outro ponto que merece destaque ao se comparar as metodologias MC e SHSS é que as tensões obtidas via LSE e VMISS não apresentaram diferenças significativas nos modelos analisados (Tabela 30 e Tabela 31), logo, percebe-se a etapa de correção da tensão, através da equação 2.46, como um diferencial considerável na efetividade do método MC. A comparação entre os gráficos da Figura 84 e Figura 85 demonstra que essa correção da tensão provoca um deslocamento da curva MC que, como foi provado na dedução da equação 4.28, está diretamente relacionada com a geometria da junta e tipo de carregamento a que ela está submetida.

No que diz respeito ao comportamento mecânico dos diferentes modelos analisados, percebe-se que, para a junta T, com geometria assimétrica em relação ao plano da chapa principal, modelos em casca com a representação da solda em casca EC demonstraram-se mais adequados no que diz respeito ao comportamento à flexão. Em contrapartida, a junta SCAL, por ser totalmente simétrica, não deverá apresentar diferenças significativas no comportamento à flexão para diferentes tipos de modelos. Vale observar, também, que a diferença na componente de flexão ($\Delta\sigma_b$) entre os modelos (Figura 89) pode ter impacto significativo na análise de juntas com carregamento mais complexo.

Como sugestão de temas para trabalhos futuros tem-se:

- Analisar o impacto da componente de flexão ($\Delta\sigma_b$) para diferentes tipos de modelos (EC, ER e IE) na representação de juntas sobre carregamentos mais complexos;
- Análise de outros tipos de juntas a partir da metodologia de análise dos resultados do presente trabalho;
- Testar proposta de verificação da precisão dos métodos MC e SHSS do presente trabalho na análise de juntas diversificadas.

6. REFERÊNCIAS

AID, A.; AMROUCHE, A.; BACHIR BOUIADJRA, B.; BENGUEDIAB, M.; MESMACQUE, G. Fatigue life prediction under variable loading based on a new damage model. **Materials and Design**, v.32, p.183–191, 2011.

AKHLAGHI; F. Z. **Fatigue life assessment of welded bridge details using structural hot spot stress method: A numerical and experimental case study**. Master's Thesis in the Master's Programme Structural Engineering and Building Performance Design. Master's Thesis, 2009.

ALBUQUERQUE, M. C. S. **Comportamento à fadiga de juntas soldadas de tubulações marítimas tratadas pela técnica tig dressing**. (Tese de Doutorado em Engenharia de Processos) – Universidade Federal de Campina Grande, Centro de Ciências e Tecnologia, Campina Grande, PB, 2004.

ALVES FILHO, A. **Elementos Finitos: A Base da Tecnologia CAE**. 6ed – São Paulo, Érica, 2013.

AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS, ASME. **Boiler and Pressure Vessel Code an International Code**, Section VIII, Rules for Construction of Pressure Vessels, Div 2 Alternative Rules. New York USA Jul. 2013.

AMERICAN WELDING SOCIETY, AWS D1.1/D1.1M:2006. **Structural Welding Code – Steel: Approved by the American National Standards Institute**, LeJeune Road, Miami, mar, 2006.

ATZORI, B.; LAZZARIN, P.; MENEGHETTI, G.; RICOTTA, M. Fatigue design of complex welded structures. **International Journal of Fatigue**, v.31, p.59-69, 2009.

AYGÜL, M. **Fatigue analysis of welded structures using the finite element method**. Thesis for the degree of licentiate of engineering – Department of civil and environmental engineering division of structural engineering, steel and timber structures chalmers university of technology gothenburg, Sweden, 2012.

AYYUB, B. M.; ASSAKKAF, I. A.; KIHIL, D. P.; SIEV, M. W. Reliability-Based Design Guidelines for Fatigue of Ship Structures. **Naval Engineers Journal**, ed. SPRING, p.113-138, 2002.

BRANCO, C. M., **Mecânica dos Materiais**, 3ª ed. Fundação Calouste Gulbenkian, Lisboa, 1998.

BRANCO, C. M.; FERNANDES, A. A.; CASTRO, P.T. **Fadiga de Estruturas Soldadas**, 2ª ed. Fundação Calouste Gulbenkian, Lisboa, 1999.

BS 7608: **Fatigue Design and Assessment of Steel Structures**. British Standards Institution. London, 1993.

CASAVOLA, C.; PAPPALETTERE, C. Discussion on local approaches for the fatigue design of welded joints. **International Journal of Fatigue**, v.31, p.41-49, 2009.

CHATTOPADHYAY, A.; GLINKA, G.; EL-ZEIN, M.; QIAN J.; FORMAS, R. **Stress Analysis and Fatigue of Welded Structures**, Welding in the World, (IIW), vol. 55, No. 7-8, 2011, pp. 2-21.

CHIAVERINI, V. **Tecnologia Mecânica**. 2ed. – São Paulo, McGraw-Hill, 1986.

DA ROSA, E. **Análise de Resistência Mecânica - Mecânica da Fratura e Fadiga**. UFSC, Florianópolis, 2002.

DIETER, G. E. **Metalurgia Mecânica**, traduzido por SOUZA E SILVA, A. S.; ALMEIDA, L. H.; MIRANDA, P. E. V., 2º ed. Guanabara – Koogan, 1981, p. 653.

DOERK, O.; FRICKE, W.; WEISSENBORN, C. Comparison of Different Calculation Methods for Structural Stresses at Welded Joints. **International Journal of Fatigue** 2003;25:359–69.

DONG, P. A structural stress definition and numerical implementation for fatigue analysis of welded joints. **International Journal of Fatigue**, v.23, p.865-876, 2001.

DONG, P.; DRAPER, J. **The Structural Stress Method for the Fatigue Analysis of Welded Structures (The Verity® Method)**. Center for Welded Structures Research, Batelle 2010

DONG, P.; HONG, J.K.; OSAGE, D.; PRAGER, M. Master S-N curve approach for fatigue evaluation of welded components, **WRC Bulletin**, No. 474, 2002. Welding Research Council, New York, New York.

ECHER, L. **Análise de Uniões Soldadas Através do Método da Tensão Estrutural via Elementos Finitos**. Trabalho Final de Graduação – Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2012.

EUROCODE 3. **Design of Steel Structures. Part 1-9 Fatigue (EN 1993-1-9:2005)**, Belgica. 2005.

ERIKSSON, Å.; LIGNELL, A. M.; OLSSON, C.; SPENNARE, H., **Weld evaluation using FEM - A guide to fatigue-loaded structures**, Industrilitteratur AB, Gothenburg, Sweden, 2003.

FÁVERO, A. A.; GABOARDI, A.; CENCI, A. (Coord.). **Apresentação de trabalhos científicos: normas e orientações práticas**. 5. ed. Passo Fundo: Ed. Universidade de Passo Fundo, 2014.

FAYARD, J.; BIGNONNET, A.; DANG; VAN, K., Fatigue Design Criterion For Welded Structures, **Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures**, 19 (1996) 723-729.

FERNANDEZ, J. L., Predicción a Fatiga em Uniones Soldadas (tope, y Solape). Aplicación de Diferentes Códigos de Cálculo. **Centro de Innovación Tecnológica de Automación de Navarra**. Navarra España Mar. 2009.

FRICKE W. Recommended Hot Spot Analysis Procedure for Structural Details of Ships and FPSOs Based on Round-robin FE Analyses. **Int J Offshore Polar Eng** 2002;12(1):40–7.

FRICKE, W. Fatigue analysis of welded joints: state of development. **Marine structures**, v.16, p.185-200, 2003.

FRICKE, W.; KAHL, A. Comparison of different structural stress approaches for fatigue assessment of welded ship structures. **Marine Structures**, v.18, p.473-488, 2005.

HALFORD, G. R.; GALLAGHER, J. P. **Fatigue and Fracture Mechanics: 31st vol.**, Printed in Chelsea, MI, dec., 2000.

HOBACHER, A. Recommendations for fatigue design of welded joints and components - IIW document IIW-1823-07 ex XIII-2151r4-07/XV-1254r4-07. **International Institute of Welding - A world of joining experience**, dec., 2008.

ISRAEL, C. **Procedimento para Ensaio de Fadiga em Uniões com Solda de Filete**. Trabalho Final de Graduação - Faculdade de Engenharia e Arquitetura, Universidade de Passo Fundo, Passo Fundo 2015.

KIM, J. S.; KIM, C.; JIN, T. E.; DONG, P. Mean load effect on fatigue of welded joints using structural stress and fracture mechanics approach. **Nuclear Engineering and Technology**, v.38 n.3, april, 2006.

KIM, M. H.; KIM, S. M.; KIM, Y. N.; KIM, S. G.; LEE, K. E.; KIM, G. R. A comparative study for the fatigue assessment of a ship structure by use of hot spot stress and structural stress approaches. **Ocean Engineering**, v.36, p.1067-1072, 2009.

LAMPMAN, R. S. **Weld Integrity and Performance**, ASM International – The Materials Information Society, 1997.

MACDONALD, K. Constraint fracture mechanics: test methods *In: Fracture and Fatigue of Welded Joints and Structures*. Org. MACDONALD, K. Woodhead publishing Limited, Daryaganj, New Delhi, India, 2011.

MADDOX, S. J. Review of fatigue assessment procedures for welded aluminium structures. **International Journal of Fatigue**, v.25, p.1359-1378, 2003.

MARCO, S. M.; STARKEY, W. L. **A concept of Fatigue Damage**. ASME Transaction, 76-1954.

MARIN, T.; NICOLETTO, G. Fatigue Design of Welded Joints Using the Finite Element Method and the 2007 ASME Div. 2 Master Curve. **Frattura ed. Integrità Strutturale**, Rivista N°9 art. 8, 2009.

MIKKOLA, E.; MARQUIS, G.; SOLIN, J. Mesoscale modeling of crack nucleation from defects in steel. **International Journal of Fatigue**, v.41, p.64–71, 2012.

NIEMI, E., **Stress determination for Fatigue Analysis of Welded Components**, IIW doc. IIS/IIW-1221-93, The International Institute of Welding, 1995.

NIEMI E.; FRICKE W.; MADDOX S. J., **Fatigue Analysis of Welded Components**, Designers Guide to the Structural Hot-Spot Stress Approach. The International Institute of Welding, 2006.

NORTON, R. L. **Projeto de máquinas: uma abordagem integrada**. Ed Bookman, 2^a ed., 2011.

PANG, J. C.; LI, S. X.; WANG, Z. G.; ZHANG, Z. F. General relation between tensile strength and fatigue strength of metallic materials. **Materials Science & Engineering**, cad. A, v.564, p.331–341, 2013.

POUTIAINEN, I.; TANSKANEN, P.; MARQUIS, G. Finite element methods for structural hot spot stress determination - a comparison of procedures. **International Journal of Fatigue**, v.26, p.1147-1157, 2004.

RADAJ, D. **Design and Analysis of Fatigue Resistant Welded Structures**. Ed. Abington publishing, Cambridge, England, 1990.

RADAJ, D.; SONSINO, C. M.; FRICKE, W. Recent developments in local concepts of fatigue assessment of welded joints. **International Journal of Fatigue**, v.31, p.2-11, 2009.

RYCHLIK, I. A new definition of the rainflow cycle counting method. **Int. J. Fatigue**, v.9, n.2, p.119-121, 1987.

SALOMMA, K. J. **Multivariable Regression Analysis and Hot-Spot Stress Approach Into Fatigue Life Estimations of Welded Joints** Master's Thesis Lappeenranta University of Technology Department of Mechanical Engineering, Cambridge UK, 2006.

SCHIJVE, J. Fatigue of structures and materials in the 20th century and the state of the art. **International Journal of Fatigue**, v.25, p.679–702, 2003.

SELVAKUMAR, P.; HONG, J. K. Robust mesh insensitive structural stress method for fatigue analysis of welded structures. **Procedia Engineering**, v.55, p.374-379, 2013.

SILVA, R. Modelagem Estrutural de Juntas Soldadas no Ansys. **Engineering Simulation and Scientific Software**. Artigo técnico disponível em <<http://www.esss.com.br/blog/2008/07/modelagem-estrutural-de-juntas-soldadas-ansys/>> acesso em Novembro de 2014. Florianópolis, 2008.

SONSINO, C. M.; FRICKE, W.; DE BRUYNE, F.; HOPPE, A.; AHMADI, A.; ZHANG, G. Notch stress concepts for the fatigue assessment of welded joints – Background and applications. **International Journal of Fatigue**, v.34, p. 2-16, 2012.

SUN, Q.; DUI, H. N.; FAN, X. L. A statistically consistent fatigue damage model based on Miner's rule. **International Journal of Fatigue**, v.69, p.16–21, 2014.

TEIXEIRA, R. S. **Metodologia de análise de fadiga em componentes estruturais de aço baseada na mecânica da fratura**. Dissertação (Mestrado em Engenharia de Estruturas)-Curso de Pós-Graduação em Engenharia das Estruturas da Escola de Engenharia da Universidade Federal de Minas Gerais da Escola de Engenharia da UFMG, Belo Horizonte, 2004.

XIAO, Z. G.; YAMADA, K. A method of determining geometric stress for fatigue strength evaluation of steel welded joints. **International Journal of Fatigue**, v.26, p. 1277-1293, 2004.

YIN, F.; CERKOVNIK M. Assessment of fatigue damage from variable amplitude loads in risers. **2H Offshore Inc.**, Houston, TX, USA Al Conle University of Windsor, Windsor, ON, Canada Jun. 2014.

APÊNDICE A – Comportamento da tensão na região da solda com carregamento estático de 60% S_y – Comparativo LSE e MEF

Figura A.1 – Modelo EC2

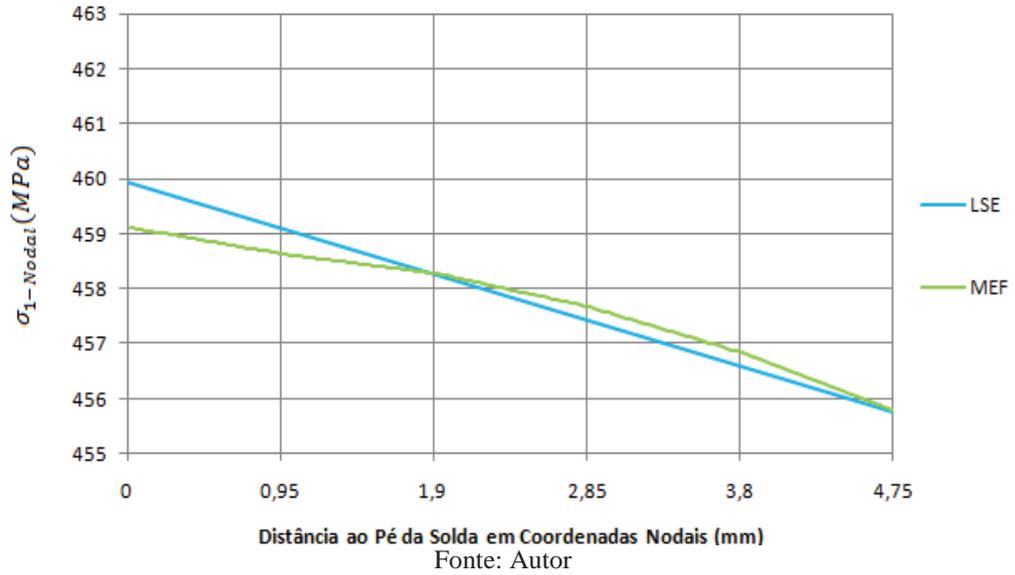


Figura A.2 – Modelo EC3

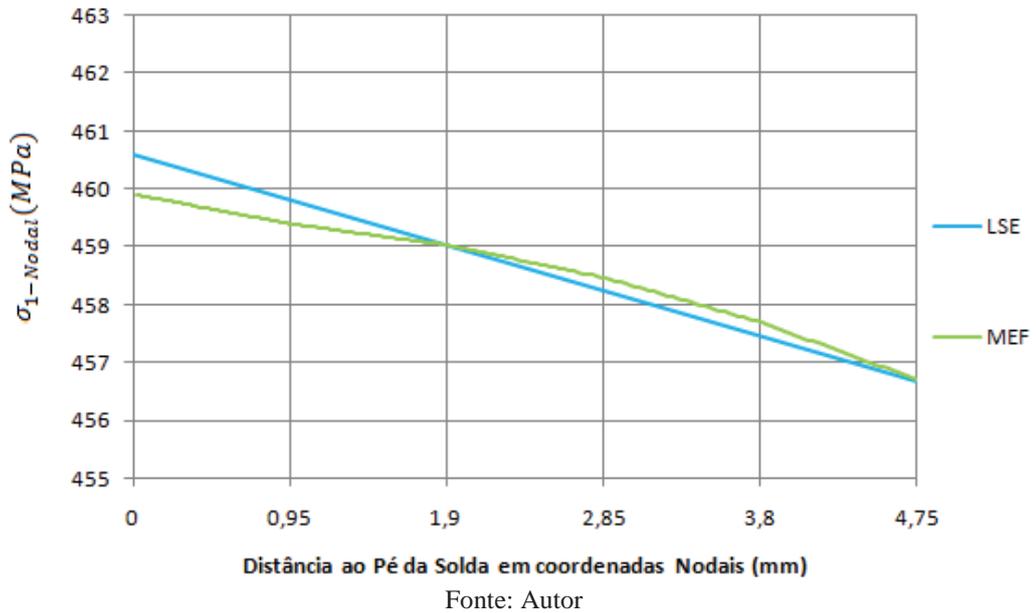
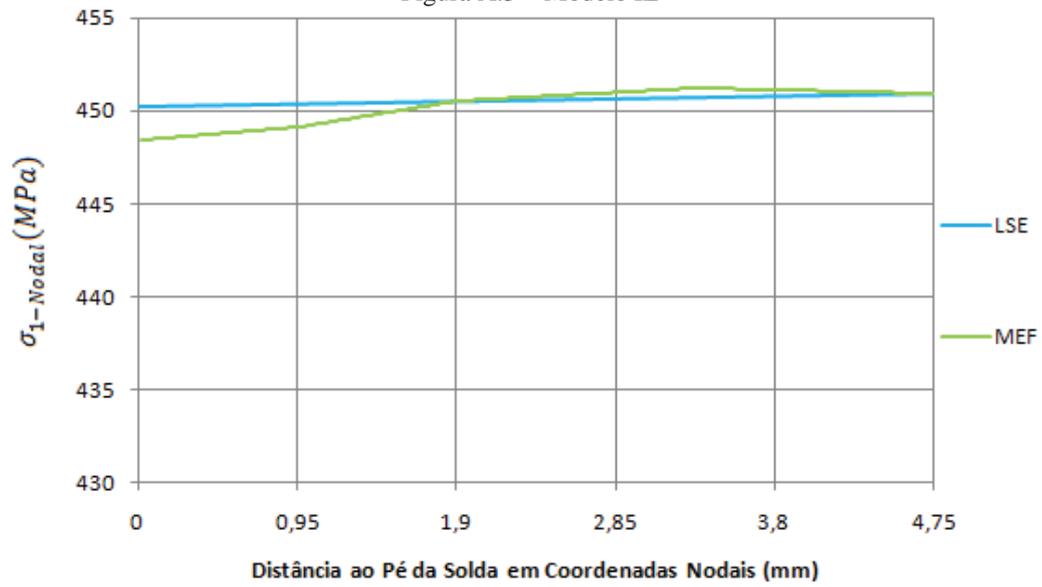
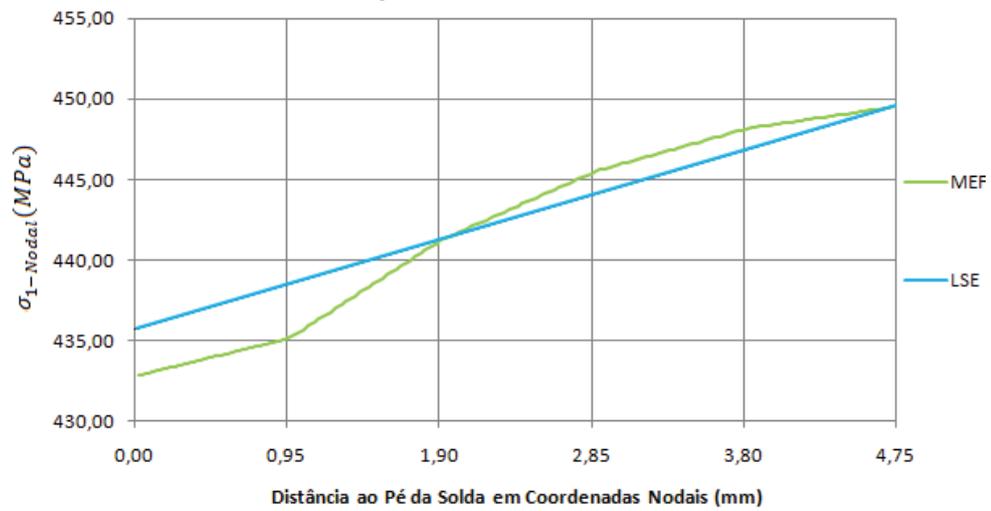


Figura A.3 – Modelo IE



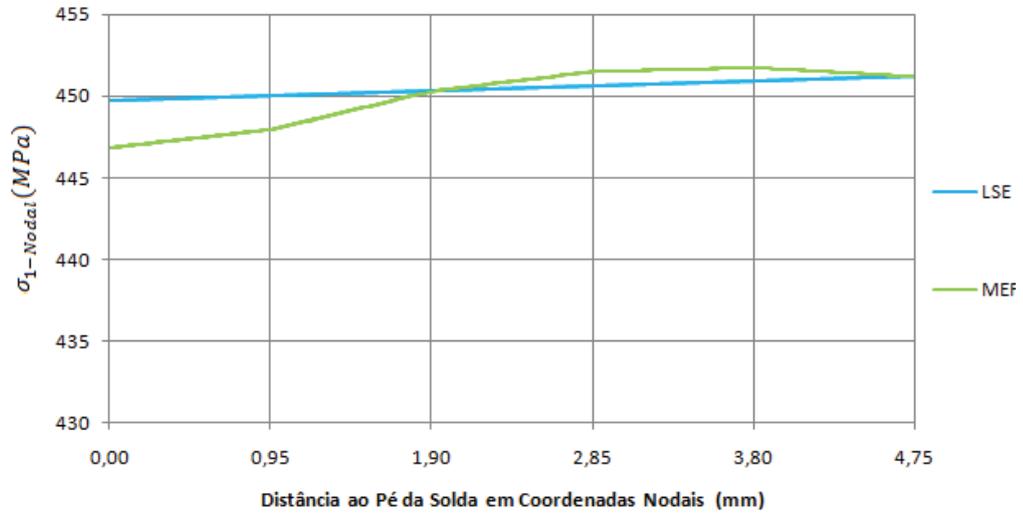
Fonte: Autor

Figura A.4 – Modelo ER1



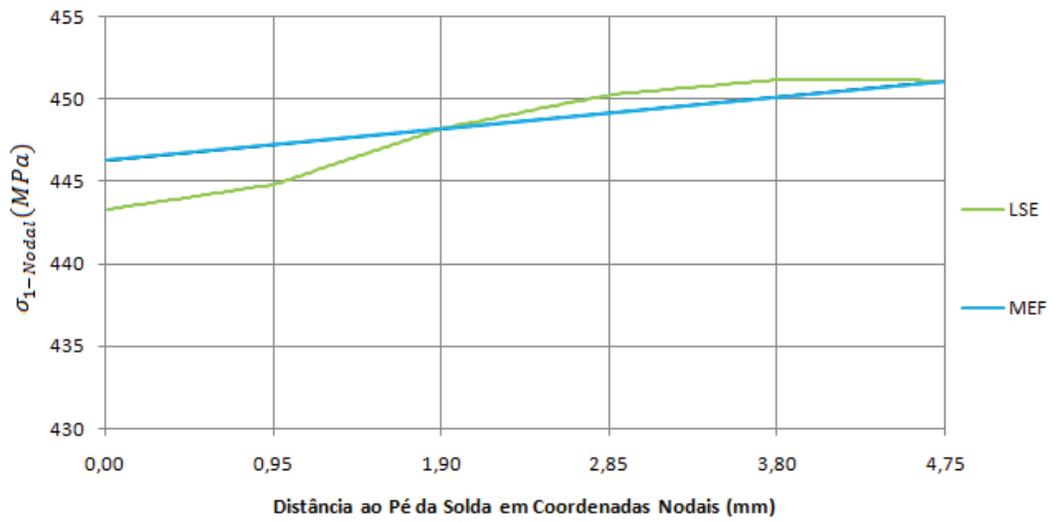
Fonte: Autor

Figura A.5 – Modelo ER2



Fonte: Autor

Figura A.6 – Modelo ER3



Fonte: Autor