



CARLOS ALEXANDRE OLIVEIRA DE SOUZA

Análise de Tensões e Vida em Fadiga de Juntas Coladas em Estruturas Aeronáuticas Metálicas

79/2013

**CAMPINAS
2013**



**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

CARLOS ALEXANDRE OLIVEIRA DE SOUZA

Análise de Tensões e Vida em Fadiga de Juntas Coladas em Estruturas Aeronáuticas Metálicas

Tese de Doutorado apresentada à Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas como parte dos requisitos exigidos para obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica, na Área de Mecânica dos Sólidos e Projeto Mecânico.

Orientador: Prof. Dr. Paulo Sollero

Coorientador: Prof. Dr. Éder Lima de Albuquerque

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE À VERSÃO
FINAL DA TESE DEFENDIDA PELO ALUNO
CARLOS ALEXANDRE OLIVEIRA DE SOUZA,
E ORIENTADO PELO PROF. DR. PAULO SOLLERO

.....
ASSINATURA DO ORIENTADOR

**CAMPINAS
2013**

Ficha catalográfica
Universidade Estadual de Campinas
Biblioteca da Área de Engenharia e Arquitetura
Rose Meire da Silva - CRB 8/5974

So89a Souza, Carlos Alexandre Oliveira de, 1982-
Análise de tensões e vida em fadiga de juntas coladas em estruturas aeronáuticas metálicas / Carlos Alexandre Oliveira de Souza. – Campinas, SP : [s.n.], 2013.

Orientador: Paulo Sollero.
Coorientador: Éder Lima de Albuquerque.
Tese (doutorado) – Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Juntas (Engenharia). 2. Adesivos. 3. Fadiga. I. Sollero, Paulo, 1950-. II. Lima de Albuquerque, Éder, 1972-. III. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. IV. Título.

Informações para Biblioteca Digital

Título em outro idioma: Stress analysis and fatigue life of bonded joints in metallic aircraft structures

Palavras-chave em inglês:

Joints (Engineering)

Adhesives

Fatigue

Área de concentração: Mecânica dos Sólidos e Projeto Mecânico

Titulação: Doutor em Engenharia Mecânica

Banca examinadora:

Paulo Sollero [Orientador]

Renato Pavanello

José Maria Campos dos Santos

Jonas de Carvalho

Sílvio Romero de Barros

Data de defesa: 23-07-2013

Programa de Pós-Graduação: Engenharia Mecânica

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE MECÂNICA COMPUTACIONAL

TESE DE DOUTORADO

Análise de Tensões e Vida em Fadiga de Juntas Coladas em Estruturas Aeronáuticas Metálicas

Autor: Carlos Alexandre Oliveira de Souza

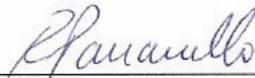
Orientador: Paulo Sollero

Coorientador: Éder Lima de Albuquerque

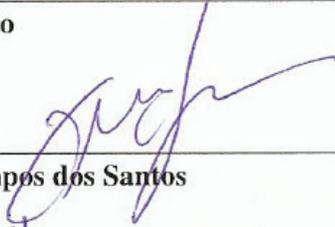
A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Tese:



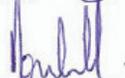
Prof. Dr. Paulo Sollero, Presidente
DMC/FEM/UNICAMP



Prof. Dr. Renato Pavanello
DMC/FEM/UNICAMP



Prof. Dr. José Maria Campos dos Santos
DMC/FEM/UNICAMP



Prof. Dr. Jonas de Carvalho
Departamento de Engenharia Mecânica/Escola de Engenharia de São Carlos/USP



Prof. Dr. Sílvio Romero de Barros
CEFET Celso Suckow da Fonseca/Rio de Janeiro

Campinas, 23 de julho de 2013.

Dedico este trabalho à minha amada esposa *Fabíola da Silva Ribeiro de Souza*.

As dificuldades de um caminho dependem de quem o percorre;

o caminho, nós o trilhamos juntos.

As dificuldades, você as faz menores.

Agradecimentos

Este trabalho não poderia ser terminado sem a participação direta de algumas pessoas às quais presto meus sinceros agradecimentos:

Ao meu orientador Dr. Paulo Sollero, pela orientação, pela amizade e pelas oportunidades me dadas.

Ao meu coorientador Dr. Éder Lima de Albuquerque, pelos conselhos, pela ajuda com a formulação analítica e pela correção criteriosa do texto.

Ao amigo René Quispe Rodriguez, por todas as ajudas com os programas Matlab, e por ser um exemplo de inteligência e de ser humano a ser seguido.

Ao amigo Fabrício Fanton, pela ajuda nos ensaios experimentais e no projeto e simulação dos subcomponentes.

Aos amigos Geraldo Salustiano, Kevin Nakabashi e William Portilho de Paiva pela indispensável ajuda nos ensaios experimentais.

À Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado do Amazonas (FAPEAM) pelo suporte financeiro.

Também presto minha homenagem a algumas pessoas que ajudaram de forma indireta ou que fizeram parte de momentos importantes da minha vida:

À minha tia Ana Maria por ter sido a primeira pessoa que acreditou no meu potencial e dessa forma plantou a semente da árvore que gerou mais este fruto.

Ao meu pai Raimundo Lima de Souza (*in memorian*), por todo o seu amor durante os poucos anos que passamos juntos.

À minha mãe Waldirene e irmã Sílvia Maria pelo amor incondicional que nutrem por mim.

Aos meus tios Luíz Carlos e Valdício, pelo carinho e pelas palavras sempre de incentivo e encorajadoras.

À minha avó Edith e ao meu padrinho Raimundo Mello (*in memorian*), pelo suporte em uma fase difícil da minha vida.

Aos amigos Abenilson Ferreira, Carlos Alberto Firmino, Thiago Velanga e William Martins Vicente pela amizade que nem o tempo e nem a distância conseguirão apagar.

Aos amigos da inesquecível equipe PrOficLaN: Andrei Silva, Gustavo Myrria, Moisés Bastos, Rodrigo Costa e Walter Nakano, por fazerem parte da minha história como pessoa e como profissional.

“Ninguém vai bater mais forte do que a vida. Não importa como você bate e sim o quanto aguenta apanhar e continuar lutando; o quanto pode suportar e seguir em frente. É assim que se ganha”.

Rocky Balboa (personagem interpretado por Sylvester Stallone)

“As pessoas que vencem neste mundo são as que procuram as circunstâncias de que precisam e, quando não as encontram, as criam”.

Bernard Shaw

Resumo

Na indústria aeronáutica é de extrema importância o uso de juntas coladas, rebitadas e parafusadas na união de componentes ou partes estruturais. Com o desenvolvimento de novos materiais e novas técnicas de manufatura, as juntas coladas passaram a ser mais utilizadas devido a algumas vantagens sobre as tradicionais juntas rebitadas e parafusadas, tais como: melhor distribuição das tensões na região de colagem, melhor vedação, melhor acabamento, melhor resistência à fadiga, maior eficiência aerodinâmica e o mais importante em aplicações aeronáuticas, menor peso. O projeto de juntas coladas é baseado em análises para a determinação das tensões normais e cisalhantes no adesivo e do campo de deslocamentos ao longo da junta. E no caso de solicitação cíclica, ou seja, fadiga, é necessário ainda desenvolver modelos para prever a vida em fadiga de trincas na camada de adesivo e nos aderentes. O objetivo deste trabalho é estudar o comportamento de juntas coladas em estruturas metálicas de aeronaves solicitadas em fadiga, através de modelos analíticos, numéricos e ensaios experimentais. No decorrer do trabalho foram realizados ensaios estáticos, de fadiga e tenacidade à fratura de corpos de prova com juntas coladas. Também foram projetados e testados subcomponentes que representam de forma aproximada, estruturas aeronáuticas reais. As juntas foram modeladas utilizando o *software* comercial de elementos finitos ABAQUS®. Foi ainda, desenvolvido e implementado um modelo semi-analítico para prever a vida em fadiga de juntas coladas baseado em uma formulação proveniente da teoria de vigas e da lei de Paris. E finalmente, foi desenvolvida uma técnica para medir o crescimento da trinca em fadiga durante um ensaio de forma automática, ou seja, sem precisar parar o ensaio para fazer avaliações subjetivas a partir de inspeções visuais.

Palavras Chave: Fadiga, Juntas Coladas, Propagação de Trinca.

Abstract

In the aeronautical industry is extremely important the use of bonded, riveted and screwed joints for the union of components or structural parts. Through the development of new materials and new manufacturing techniques, the use of bonded joints has increased considerably over recent years. This growth is mainly due to some advantages over the traditional riveted and bolted joints, such as: better stress distributions, better sealing, smoother surface finishes, enhanced fatigue properties, greater aerodynamic efficiency and lower weight, which is an important issue in aeronautical applications. The design of bonded joints is predominantly based on stress analysis as well as the field of displacement along the joint. In the case of cyclic loading, or fatigue, is also necessary to develop models to predict the fatigue life of cracks in the adhesive layer and adherends. The main objective of this work is to study the behavior of bonded joints in metallic aircraft structures under fatigue loading, through analytical models, numerical models and experimental tests. During this work, was carried out static, fatigue and fracture toughness tests. Also was designed and tested subcomponents that represent real aircraft structures. The joints were modeled using the commercial finite element software ABAQUS. It was also developed and implemented a semi-analytical model to predict the fatigue life of bonded joints based on a formulation derived from the theory of beams and the Paris like-law. Finally, was developed a technique to measure the fatigue crack growth during a test automatically, ie, without stopping the test to make subjective evaluations from visual inspections.

Key Words: Fatigue, Bonded Joints, Crack Propagation

Lista de Ilustrações

1.1. Exemplos de falha coesiva e falha adesiva.....	4
1.2. Componentes de uma típica junta adesiva.....	5
1.3. A ciência da adesão exige a adaptação de múltiplas disciplinas.....	9
2.1. Junta colada sobreposta (<i>lap joint</i>): aderentes, adesivo e superfície de colagem	14
2.2. Junta colada do tipo sobreposta.....	15
2.3. Junta colada do tipo sobreposta com aderentes chanfrados.....	15
2.4. Junta colada de topo.....	15
2.5. Junta colada do tipo <i>scarf</i>	16
2.6. Junta colada do tipo sobreposta dupla.....	16
2.7. Junta colada do tipo chanfrada	16
2.8. Junta colada do tipo <i>strap</i>	17
2.9. Tensões atuantes na junta colada do tipo sobreposta.....	17
2.10. Deformação em uma <i>single lap joint</i> carregada, com aderentes rígidos.....	18
2.11. Deformação em uma <i>single lap joint</i> carregada, com aderentes elásticos.....	19
2.12. <i>SLJ</i> analisada por Volkersen.....	19
2.13. Distribuição da tensão de cisalhamento no adesivo segundo Volkersen.....	20
2.14. Modelo de Goland e Reissner.....	22
2.15. Distribuição das tensões de acordo com Goland e Reissner.....	26
2.16. Plasticidade no adesivo de acordo com Hart-Smith.....	30
2.17. Geometria e carregamento de uma <i>single lap joint</i> de acordo com Frostig <i>et al.</i>	35
2.18. Elemento diferencial de uma configuração adesivo-aderente.....	39
2.19. Modelo 2D estado plano de deformação.....	47
2.20. Distribuição das tensões na camada de adesivo calculadas através do MEF.....	47
2.21. Modelo 3D sólido, deformação e distribuição das tensões normais e cisalhamento.....	49
3.1. Curva do comprimento de trinca versus o número de ciclos.....	53
3.2. Esquema da relação inversa entre tenacidade à fratura e resistência mecânica	54

3.3. Onda na forma senoidal, com frequência e amplitude constantes.....	59
3.4. Formas de onda alternativas	60
3.5. Espectro ilustrando várias características vistas em serviço	61
3.6. Típicos CDP's de fadiga.....	64
4.1. Taxa de liberação de energia e flexibilidade	72
4.2. DCB em modo I.....	74
4.3. Comportamento da solução (4.6).....	75
4.4. Taxa de liberação de energia em modo I.....	77
4.5. DCB em modo II.....	78
4.6. Taxa de liberação de energia em modo II.....	81
4.7. <i>Lap joint</i> simétrica axialmente carregada.....	82
4.8. Separação da carga em modo <i>I</i> e modo <i>II</i>	82
4.9. Comportamento da solução (4.29).....	83
4.10. Flexibilidade de uma junta com uma trinca coesiva no adesivo.....	86
4.11. Taxa de liberação de energia em modo misto.....	87
4.12. Cargas de falha para critérios baseados em resistência.....	90
4.13. Fluxograma do programa de vida em fadiga.....	98
4.14. Área de aplicação da tensão remota.....	99
4.15. Aplicação da tensão remota no modelo.....	100
4.16. Corpo de prova e dispositivo de Arcan criados no ABAQUS CAE.....	101
4.17. Malha do modelo e refinamento na ponta da trinca.....	102
4.18. Variação do carregamento de acordo com o ensaio experimental.....	103
4.19. Curva tensão-deformação da liga de alumínio 2024-T3 utilizada nas simulações.....	104
4.20. Trinca modelada usando <i>seam geometry</i>	105
4.21. Trinca modelada usando <i>seam geometry</i>	107
4.22. Montagem dos CDP's na MTS.....	107
4.23. Sistema de controle.....	108
4.24. Medidas de temperatura e umidade.....	108
4.25. Fixação do CDP de clivagem à máquina de ensaios.....	109
4.26. Geometria e dimensões do CDP de clivagem.....	110

4.27. Viga em fundação elástica.....	111
4.28. Modelo de flexibilidade de uma <i>DCB</i> e correspondentes curvas de deslocamento.....	113
4.29. Modelo em fundação elástica, região 1.....	114
4.30. Deslocamento devido à flexão.....	115
4.31. Fixação da <i>DCB</i> à máquina e aparato utilizado para validar visualmente a técnica.....	116
4.32. <i>Clip Gage</i> utilizado para medir o <i>COD</i> da junta.....	116
4.33. Geometria e dimensões do espécime <i>DCB</i>	117
4.34. <i>DCB's</i> improvisadas para calibração da técnica de medição de trinca.....	117
4.35. Resultado do ensaio estático de uma <i>DCB</i>	118
4.36. Ciclo de fadiga criado a partir da carga de falha estática.....	118
4.37. Fluxograma da técnica de medição de trinca implementada.....	120
4.38. Corpos de prova Arcan.....	121
4.39. Montagem na máquina de ensaios.....	122
4.40. Momento da fratura em um CDP solicitado a 0°.....	123
4.41. Comportamento dos polinômios de quarto grau utilizados como fatores geoméricos.....	124
4.42. Instrumentação do subcomponente, extensômetro colado no doubler.....	125
4.43. Instrumentação do subcomponente, extensômetros colados no <i>skin</i>	125
5.1. Curva de propagação gerada pelo programa de vida em fadiga.....	128
5.2. Curvas de propagação de trinca emanando de um furo.....	129
5.3. Interface gráfica do <i>software NABJS</i>	130
5.4. Fluxograma referente à implementação da taxa de liberação de energia no <i>NABJS</i>	131
5.5. Análise de sensibilidade da taxa de liberação de energia.....	132
5.6. Simulação 3D do ensaio ASTM D1062.....	133
5.7. Simulação 2D do ensaio ASTM D1062.....	135
5.8. Campo de tensões na ponta da trinca.....	136
5.9. Taxas de Liberação de Energia em modos I e II.....	136
5.10. Taxas de Liberação de Energia em modo misto.....	137
5.11. Propagação da trinca no subcomponente 3 (vista inferior).....	138
5.12. Propagação da trinca no subcomponente 3 (vista superior).....	138
5.13. Gráfico comprimento da trinca x número de ciclos.....	139

5.14. Análise do adesivo do subcomponente.....	140
5.15. Deformações medidas pelos extensômetros.....	141
5.16. Carga aplicada no subcomponente.....	142
5.17. Tensão de von Mises do elemento na posição da roseta 2.....	143
5.18. Tensão de von Mises do elemento na posição da roseta 1.....	143
5.19. Simulação numérica do corpo de prova <i>DCB</i>	144
5.20. CDP rompido por fadiga, carga de 40% da resistência do adesivo.....	145
5.21. Curva S-N.....	147
5.22. CDP's que apresentaram falha no aderente.....	148
5.23. Gráfico força-deslocamento (abertura) do ensaio de clivagem.....	149
5.24. Área apresentando falha adesiva.....	151
5.25. CDP de calibração 1 – 55% - 5 Hz.....	153
5.26. CDP de calibração 2 – 55% - 5 Hz.....	153
5.27. CDP de calibração 3 – 55% - 5 Hz.....	154
5.28. DCB 1 – 25% - 5 Hz.....	155
5.29. DCB 2 – 25% - 5 Hz.....	156
5.30. DCB 2 – 25% - 5 Hz.....	157
5.31. DCB's 1, 2 e 3 – Estudo comparativo.....	158
5.32. Curvas força – deslocamento para para os CDP's solicitados a 0°.....	159
5.33. Curvas força – deslocamento para para os CDP's solicitados a 15°.....	160
5.34. Curvas força – deslocamento para para os CDP's solicitados a 30°.....	160
5.35. Curvas força – deslocamento para para os CDP's solicitados a 45°.....	161
5.36. Curvas força – deslocamento para para os CDP's solicitados a 60°.....	161
5.37. Curvas força – deslocamento para para os CDP's solicitados a 75°.....	162
5.38. Curvas força – deslocamento para para os CDP's solicitados a 90°.....	162
5.39. Taxas de Liberação de Energia em modos I e II.....	163
5.40. Taxa de Liberação de Energia em modo misto.....	164
5.41. Vazios presentes na camada de adesivo dos CDP's Arcan.....	164
5.42. Subcomponente instrumentado para ensaio.....	166
5.43. Detalhe do reparo colado.....	166

Lista de Tabelas

2.1. Propriedades Mecânicas.....	48
3.1. Parâmetros usados para descrever um espectro de fadiga.....	59
4.1. Propriedades Mecânicas.....	78
4.2. Propriedades mecânicas dos materiais.....	100
4.3. Parâmetros de Teste em Fadiga.....	106
4.4. Parâmetros de Ensaio.....	119
5.1. Características dos Elementos utilizados.....	133
5.2. Comparação Literatura - Numérico.....	134
5.3. Características dos Elementos utilizados.....	135
5.4. Comparação Literatura - Numérico.....	135
5.5. Resultados da análise numérica.....	139
5.6. Resultados do ensaio ASTM D3166.....	146
5.7. Resultados do ensaio ASTM D1062.....	150
5.8. Área e relação porcentual de falha adesiva	152
5.9. Forças críticas médias para cada ângulo de solitação.....	163
5.10. Crescimento da trinca induzida.....	165

Lista de Abreviaturas e Siglas

Letras Latinas

a – comprimento da trinca

A – área da trinca, parâmetro auxiliar

b – largura da junta

B - parâmetro auxiliar no modelo de Hart-Smith

c – metade do comprimento da área colada

C – flexibilidade, parâmetro auxiliar

d – variável no modelo de Hart-Smith

D – rigidez a flexão dos aderentes, variável de dano

E – módulo de elasticidade

f – frequência, função

G – módulo de cisalhamento, taxa de liberação de energia

I – momento de inércia

J – integral de contorno J

k – fator de momento fletor

k' – fator de força cortante

K – variável no modelo de Hart-Smith, fator de intensidade de tensão

L – comprimento da área colada

l – ligamento residual

M – momento fletor

V – força cortante, trabalho virtual interno

N – força normal a um plano, número de ciclos de fadiga

\bar{P} – carga de tração aplicada por unidade de largura

P – carga de tração aplicada

x – coordenada longitudinal

X – razão entre a coordenada longitudinal e o comprimento colado
 h – espessura dos aderentes
 t_a – espessura do adesivo
 T – período de uma onda senoidal, forças de superfície
 u – deslocamento horizontal
 u_2 - parâmetro auxiliar
 U – energia de deformação
 w – deslocamento vertical, parâmetro auxiliar
 W – trabalho das forças externas
 y – coordenada transversal (direção da espessura)
 R - parâmetro auxiliar, razão de carga de fadiga
 S – tensão em fadiga

Letras Gregas

α - ângulo entre a linha de carga e a horizontal, parâmetro auxiliar
 β - parâmetro auxiliar
 χ - parâmetro auxiliar
 δ - deslocamento axial
 Δ - abertura da ponta da trinca, parâmetro auxiliar
 ε - deformação axial
 ϕ - parâmetro auxiliar
 γ - parâmetro auxiliar, energia de superfície, deformação cisalhante
 λ - parâmetro auxiliar
 ν - razão de Poisson
 Π - energia potencial
 θ - ângulos em geral, parâmetro auxiliar
 ρ - parâmetro auxiliar
 σ - tensão normal
 τ - tensão de cisalhamento

ω - parâmetro auxiliar

ξ - razão entre a carga por unidade de largura e a rigidez a flexão no modelo de Hart-Smith

ψ - razão entre as espessuras dos aderentes superior e inferior no modelo de Volkersen

ζ - constante mecânica da equação de vida em fadiga

Abreviações

MEF – Método dos Elementos Finitos;

MFEL – Mecânica da Fratura Elástica Linear;

DCB – *Double Cantilever Beam*;

CDP – Corpo de prova;

CTOD – *Crack Tip Opening Displacement*;

SLJ – *Single Lap Joint*;

DLJ – *Double Lap Joint*;

Siglas

DMC – Departamento de Mecânica Computacional;

FEM – Faculdade de Engenharia Mecânica;

SUMÁRIO

1. Introdução	1
1.1. Adesivos.....	2
1.2. Apresentação do trabalho.....	9
1.3. Contribuições.....	10
1.4. Descrição do Trabalho.....	11
2. Revisão Bibliográfica	13
2.1. Introdução.....	13
2.2. Revisão da Formulação Analítica.....	18
2.3. Modelo em Estado Plano de Deformação.....	45
2.4. Modelo 3D em Elementos Sólidos.....	48
3. O Fenômeno da Fadiga	51
3.1. Introdução.....	51
3.2. Fadiga em Juntas Coladas por Adesivo.....	56
3.2.1. Carregamento de Fadiga.....	58
3.2.2. Iniciação e Propagação por Fadiga.....	61
3.2.3. Ensaios Experimentais.....	62
4. Materiais e Métodos	67
4.1. Adesivo Cytec FM73.....	68
4.2. Aderentes de Alumínio 2024T3.....	69
4.3. Processo de Colagem.....	69

4.4. Modelos Analíticos Utilizados como Base.....	70
4.4.1. Energia e Flexibilidade.....	72
4.4.2. <i>Double Cantilever Beam</i> – Modo I.....	73
4.4.3. <i>Double Cantilever Beam</i> – Modo II.....	78
4.4.4. <i>Single Lap Joint</i> – Modo Misto.....	82
4.4.5. Equação da Vida em Fadiga – Desenvolvimento Matemático em Modo I.....	90
4.4.6. Equação da Vida em Fadiga – Desenvolvimento Matemático em Modo II.....	94
4.4.7. Implementação Computacional.....	98
4.5. Modelos Numéricos – Método dos Elementos Finitos.....	99
4.5.1. Simulação Numérica do Ensaio ASTM D1062.....	99
4.5.2. Simulação Numérica do Ensaio Arcan.....	100
4.5.3. Simulação Numérica do Subcomponente.....	103
4.6. Metodologia Utilizada nos Ensaio Experimentais.....	106
4.6.1. Ensaio de Fadiga – ASTM D3166.....	106
4.6.1.1. Parâmetros de ensaio e equipamentos.....	106
4.6.2. Ensaio de Resistência à Clivagem – ASTM D1062.....	109
4.6.2.1. Dispositivos e Equipamentos.....	109
4.6.2.2. Metodologia e Parâmetros de Ensaio.....	110
4.6.3. Ensaio de Propagação de Trinca – <i>DCB</i>	110
4.6.3.1. Modelo Matemático.....	110
4.6.3.2. Dispositivos e Equipamentos.....	115
4.6.3.3. Metodologia e Parâmetros de Ensaio.....	118
4.6.3.4. Implementação Computacional.....	119

4.6.4. Ensaio Arcan.....	120
4.6.4.1. Equipamentos e <i>Set Up</i>	121
4.6.4.2. Procedimento.....	122
4.6.5. Ensaio dos Subcomponentes.....	124
5. Resultados e Discussões	127
5.1. Modelo Analítico - Cálculo da Vida em Fadiga.....	128
5.1.1. Trinca Emanando de Furos.....	128
5.1.2. <i>Software NABJS – Numerical and Analytical Bonded Joints Solutions</i>	129
5.2. Modelos Numéricos – Método dos Elementos Finitos.....	132
5.2.1. Resultados Numéricos do Ensaio ASTM D1062.....	132
5.2.1.1. Análise <i>3D</i>	132
5.2.1.2. Análise <i>2D</i>	134
5.2.2. Resultados Numéricos do Ensaio Arcan.....	136
5.2.3. Resultados Numéricos do Subcomponente.....	137
5.2.4. Resultados Numéricos do Ensaio <i>DCB</i>	144
5.3. Ensaios Experimentais.....	144
5.3.1. Ensaio de Fadiga – ASTM D3166.....	144
5.3.2. Ensaio de Resistência à Clivagem – ASTM D1062.....	148
5.3.3. Ensaio de Propagação de Trinca – <i>DCB</i>	152
5.3.4. Ensaio Arcan.....	159
5.3.5. Ensaio dos Subcomponentes.....	165
5.4. Comparação entre os Modelos <i>DCB</i> de Propagação... ..	167

6. Considerações Finais	169
6.1. Conclusões.....	169
6.2. Sugestões para Trabalhos Futuros.....	171
Referências Bibliográficas	173
Apêndice A	181

Capítulo 1

Introdução

Na indústria aeronáutica é comum a utilização de material metálico na fabricação de estruturas importantes e componentes das mesmas. Por se tratarem de estruturas complexas, é inevitável a utilização de juntas parafusadas, rebitadas ou coladas na união de um componente estrutural ao outro.

Em qualquer tipo de estrutura sabe-se que na região de junta ou ligação entre os membros estruturais existem concentrações de tensões, sendo, portanto, uma região com alto potencial de falha. Em estruturas fabricadas em material metálico, como ligas de alumínio, por exemplo, a união entre os membros estruturais com utilização de juntas parafusadas ou rebitadas está associada a grandes dificuldades, devido à possibilidade de existência de microtrincas e defeitos que eventualmente podem elevar demasiadamente as tensões em alguns pontos, o que conduz a elevados fatores de concentração de tensões. Assim, na maior parte dos casos, é recomendável que a união seja feita com adesivo, a qual chamamos de junta colada. A aplicação de adesivos em colagem de partes estruturais em material metálico vem sendo realizada a décadas e este método para unir diferentes materiais tem crescido bastante nos últimos tempos, principalmente na indústria aeronáutica. Com o desenvolvimento de adesivos a base de resina sintética e de equipamentos e técnicas de colagem, é possível unir uma grande variedade de materiais diferentes, proporcionando alta resistência e durabilidade a esta união. Adesivo é definido como uma substância capaz de unir ou colar objetos através de sua superfície, a qual chamamos de superfície de colagem. Ele tem como função unir duas ou mais partes estruturais, possui suas

próprias características mecânicas e químicas, e por isso é considerado um elemento fundamental no processo de colagem, pois é através dele que as cargas são transferidas entre as partes coladas de uma estrutura, chamadas de aderentes. A junta colada apresenta algumas vantagens sobre as tradicionais juntas parafusadas ou rebitadas, tais como: eficiência na transferência de tensões entre aderente e adesivo, melhor acabamento, melhor vedação, eficiência aerodinâmica e um importante item na área aeronáutica que é a redução de peso. Em contrapartida, existem algumas limitações das juntas coladas em relação às demais: as juntas coladas apresentam resistência direcional, isto é, os adesivos resistem a cargas cisalhantes e são pouco resistentes a cargas de tração; as superfícies de colagem devem estar perfeitamente limpas e livres de óleos e gorduras; existe a dificuldade para a desmontagem da junta para uma eventual inspeção. Por isso, as juntas coladas necessitam de um rigoroso controle de qualidade na manufatura, pois não existem ensaios não destrutivos confiáveis para verificar a qualidade da junta depois de pronta.

1.1. Adesivos

Os adesivos nos rodeiam tanto na natureza quanto em nossa vida diária. Atualmente existe um número substancial de empresas para desenvolver, fabricar e comercializar esses materiais, e eles são usados praticamente em todos os ramos de negócio e da indústria. Inúmeras aplicações podem ser encontradas, desde “*post its*” para escritório até vidros de segurança para automóveis, pisos de estruturas espaciais até selos postais. Muitos produtos que nós utilizamos nunca poderiam existir se não fosse por colagem.

Se alguém pudesse determinar o valor total acrescentado à economia mundial pela quantidade relativamente pequena de adesivos que são utilizados, o resultado seria surpreendente. No entanto, mesmo com os adesivos nos rodeando, com aplicações que se estendem ao passado no mínimo até os tempos bíblicos, e com muitos exemplos de excelente adesão na natureza (por exemplo, gelo nas estradas), por que existem tantos fracassos quando os engenheiros tentam o uso de adesivos na prática? Porque parece que se deve recorrer à “tentativa e erro”, se não a um pouco de sorte ou magia? Petrie (2000) dá alguns exemplos de desastres catastróficos, como o do ônibus espacial *Challenger* em 1986, que teve uma falha nos anéis de borracha colados que serviam para vedação das partes do tanque de combustível e o do avião da *Aloha Airlines 737* em

1988, que teve a fuselagem partida durante o voo devido ao *peeling*, mostram a necessidade de aumentar cada vez mais os conhecimentos na área da colagem estrutural.

O uso de adesivos na indústria é sustentado por muitos anos de “tentativa e erro”. Essa longa história foi escrita com a contribuição e o apoio significativo das ciências fundamentais que possibilitou o desenvolvimento de materiais e processos avançados. Consequentemente, a sociedade geralmente tem progredido a um ponto onde as pessoas não apenas confiam seus bens, mas também suas vidas a esses materiais. O estudo dos adesivos e das ciências que possibilitam sua aplicação nunca foi tão importante quanto nos dias atuais.

Como qualquer ciência que tem progredido ao longo dos séculos, a ciência que estuda os adesivos desenvolveu alguns “jargões” e linguagem própria. No decorrer deste trabalho são definidos alguns termos básicos necessários à compreensão das juntas coladas por adesivo.

Os adesivos são escolhidos pela sua resistência e poder de união. Adesivo estrutural é um termo geralmente usado para definir um adesivo cuja resistência é crítica para o sucesso da montagem. Este termo é normalmente reservado para descrever adesivos com alta resistência ao cisalhamento e boa resistência ao meio ambiente. Normalmente é esperado que os adesivos estruturais durem toda a vida do produto no qual eles são aplicados.

Adesivos não-estruturais são adesivos com resistência e desempenho muito baixos. Eles são geralmente usados para fixação temporária ou para colar substratos fracos. Exemplos de adesivos não-estruturais são filmes sensíveis à pressão, cola de madeira, elastômeros e vedadores.

Os adesivos funcionam principalmente pela propriedade de adesão. Adesão é a atração de duas diferentes substâncias devido às forças intermoleculares entre elas. Isso é diferente de coesão que envolve apenas as forças de atração intermoleculares dentro de uma única substância. As forças intermoleculares que agem tanto na adesão quanto na coesão são principalmente forças de Van der Waals às quais podem ser estudadas em livros de Química. Para melhor entender a diferença entre adesão e coesão, consideremos as juntas falhadas ilustradas na figura 1.1. Juntas falham adesivamente, coesivamente ou por alguma combinação dos dois.

Falha adesiva é uma falha interfacial entre o adesivo e o aderente. Já a falha coesiva pode ocorrer dentro do material adesivo ou do aderente. A falha coesiva do adesivo ocorre quando a tensão de fratura dentro do material adesivo permite que uma camada de adesivo permaneça em ambos os substratos (ou seja, a ligação entre o adesivo e o substrato é mais forte que a resistência interna do próprio adesivo, e ele falha dentro do seu próprio volume). Quando o aderente falha

antes do adesivo, e a área da junta permanece intacta, diz-se que houve uma falha coesiva do aderente.

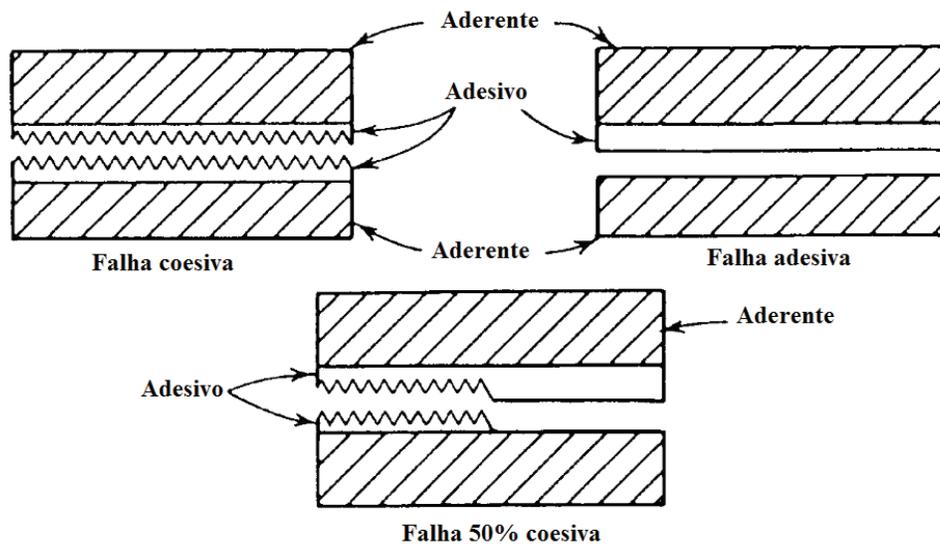


Figura 1.1 – Exemplos de falha coesiva e falha adesiva, Petrie (2000)

Outras importantes definições podem ser ilustradas considerando o esquema de junta na figura 1.2, onde dois substratos são colados por um adesivo. O substrato é o material a ser colado. Depois da colagem o substrato é frequentemente referido como um aderente (embora às vezes esses dois termos sejam usados simultaneamente).

A área entre o adesivo e o aderente é chamada de região de interfase. Esta região de interfase é uma fina camada próxima do ponto de contato entre adesivo e aderente. A região de interfase tem diferentes características físicas e químicas do restante do adesivo e do aderente. A natureza da região de interfase é um fator crítico na determinação das propriedades e qualidade de uma colagem por adesivo.

Diferente da interfase é a interface, a qual está contida dentro da interfase. A interface é o plano de contato entre a superfície de um material e a superfície do outro. A interface é frequentemente útil na descrição de superfícies energéticas. A interface é também às vezes referida como uma camada de contorno. Entre o adesivo e o aderente pode haver muitas interfaces compostas de camadas de diferentes materiais.

Às vezes um *primer* é usado junto com o adesivo. O *primer* é aplicado à superfície antes da aplicação do adesivo, normalmente para melhorar a performance da colagem ou para proteger a superfície até o adesivo ser aplicado. A junta é a parte da montagem formada pelos aderentes; adesivo; *primers*, se presentes; e todas as regiões de interfase associadas como mostrado na figura 1.2.

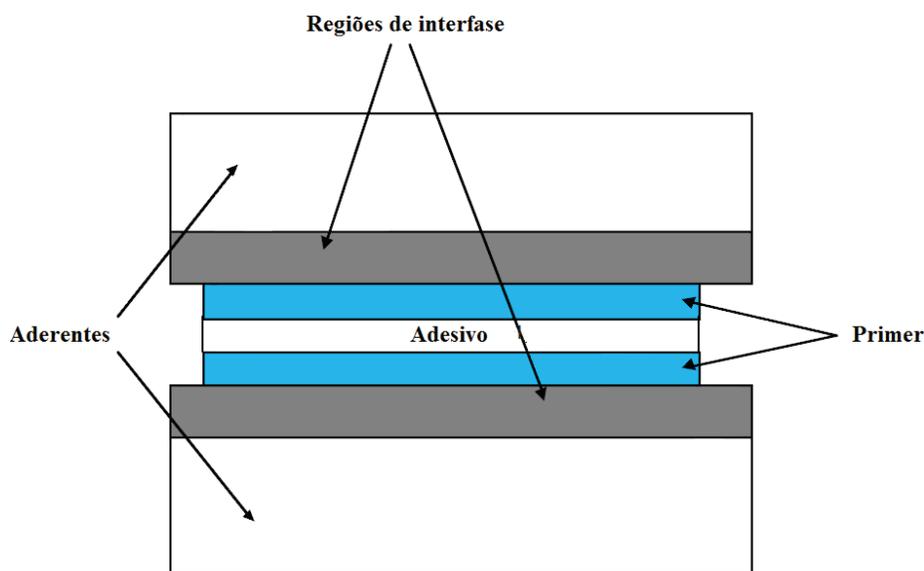


Figura 1.2 – Componentes de uma típica junta adesiva, Petrie (2000)

Devido à complexidade de uma junta colada como a descrita acima, é evidente que aquilo que é necessário para o completo entendimento e uso de adesivos é muito mais do que um simples conhecimento de certos materiais. A qualidade do resultado da aplicação irá depender de muitos fatores, alguns dos quais são muito complicados.

Um dos principais fatores para o sucesso de um adesivo é a adesão. Abaixo são listados alguns dos fatores externos e internos que influenciam a adesão:

Tensão Normal – tensão agindo perpendicular ao plano do adesivo. São comumente encontradas em colagem de chapas finas de plástico ou metal, couro, composições de cortiça, etc.

Tensão de Cisalhamento – tensão agindo no plano do adesivo. Cisalhamento puro raramente é encontrado em montagens com adesivo.

Impacto – força crítica necessária para provocar a falha do adesivo num único golpe. Pode ser determinado em tensão normal ou cisalhamento. É usado para medir a fragilidade do material.

Descolamento (*Peel*) – descolagem de um membro flexível fixado por adesivo a um outro membro flexível ou rígido. A tensão é aplicada em uma linha. Normalmente os ângulos de *peel* em testes são 90° para membros relativamente rígidos e 180° para membros flexíveis.

Clivagem – forças aplicadas na extremidade de uma montagem rígida colada que tendem a dividir os membros colados. Pode ser considerada como o “*peel*” de dois membros rígidos.

Fadiga – falha provocada por uma carga dinâmica cíclica em cisalhamento, tração ou compressão; ensaios de fadiga são também usados para determinar o envelhecimento.

Fatores químicos externos – efeitos de agentes químicos tais como água, água salgada, gasolina, fluido hidráulico, ácidos, bases, etc.

Fatores químicos internos – efeito do aderente no adesivo (ou seja, plastificantes exalados em certos plásticos e borrachas); efeito do adesivo no aderente (fissuras, coloração, etc).

Oxidação – geralmente testada por exposição ao ozônio com a junta livre de carga ou tensionada, na qual a deterioração é mais rápida.

Umidade – qualquer adesivo ou aderente pode ser afetado por alta umidade ou condições molhadas. Testes cíclicos com alternância entre condições úmidas e secas podem ser valiosos. Pode causar alterações dimensionais.

Salinidade do ar – importante apenas em ambientes costeiros ou marinhos. A possível corrosão do aderente também deve ser considerada.

Altas temperaturas – podem ser encontradas em variações atmosféricas normais, ou em condições excepcionais. A resistência da colagem pode ser afetada pelas reações no adesivo ou no aderente; a decomposição ou mudanças nas propriedades físicas do adesivo são importantes.

Envelhecimento – pode causar a cristalização ou a fragilização, detectados através de testes de resistência. Testes cíclicos com baixas ou altas temperaturas podem detectar a falta de durabilidade.

Fatores biológicos, como bactéria ou mofo – ocorre normalmente em condições tropicais quentes e húmidas. Pode afetar a resistência da colagem, e causar emissão de odor ou descoloração.

Fatores biológicos, como roedores ou insetos – adesivos de origem animal ou vegetal podem ser atacados por ratos, baratas, etc.

Aplicação – as características de aplicações em escovação, *spray*, espátula, ou faca de alargamento são normalmente determinadas por tentativa e erro. A consistência ou a viscosidade podem ser indicações adequadas. A estabilidade mecânica de emulsões e dispersões, e tendência à formação de espuma, podem ser importantes para aplicações em máquinas.

Intervalos de fatores como tempo e temperatura de colagem – tempo mínimo de secagem ou reativação de solvente antes que a colagem adequada possa ser obtida. Tempo máximo permitido antes da montagem. Faixa de temperatura permissível para adesivos sensíveis ao calor.

Taxa de cura – tempo de cura mínimo e o efeito de “*overcuring*”. Pode ser determinada através de uma curva de cisalhamento ou resistência a tração versus tempo de cura, a uma temperatura de cura específica.

Um entendimento de como esses fatores afetam a adesão, irá determinar o sucesso da operação de colagem. Conhecimento do processo de produção, economia, meio ambiente e fatores de segurança também são importantes.

Qualquer pessoa que pretenda utilizar adesivos, enfrenta as difíceis tarefas de selecionar os materiais corretos e determinar os processos adequados. O adesivo deve fluir para a superfície do substrato e, em seguida, mudar de um líquido para um sólido estrutural sem criar tensões internas prejudiciais à junta. A superfície do substrato deve ter sido previamente limpa e, possivelmente, preparada especialmente para a adesão máxima. A geometria da junta deve ser projetada corretamente no que diz respeito aos materiais selecionados e às cargas esperadas, para evitar tensões locais indesejáveis que poderiam levar a uma falha prematura. Também, as características físicas e químicas da articulação (adesivo, aderentes e as regiões de interfase) devem ser entendidas e previstas em relação ao ambiente operacional esperado.

O usuário final não deve se preocupar apenas com o desempenho da junta imediatamente após a colagem. A performance da junta deve também ser considerada durante toda a sua vida útil na prática. Quase todos os sistemas que possuam juntas coladas vão sofrer alguma alteração durante sua vida. Estas alterações podem ter um efeito profundo na resistência e no desempenho da junta.

Infelizmente, substratos e materiais adesivos tendem a mudar devido a influências externas do ambiente. Essas mudanças podem ocorrer: (a) durante a fabricação da junta; e (b) durante o tempo de serviço. Não apenas o adesivo e o aderente estão sujeitos a mudanças, mas também a região de interfase pode estar sujeita a transformações. O fato desses processos dinâmicos ocorrerem simultaneamente é uma das razões de ser tão difícil prever a vida de uma junta colada. Pode ser muito difícil saber a composição da junta em qualquer período de tempo. A possibilidade destas transformações resultarem em um material inaceitável dentro da junta ou de alterar o modo de falha é grande. Em algumas aplicações, elas podem resultar em uma falha prematura e catastrófica da junta.

Um conjunto multidisciplinar de regras e uma metodologia de campo testada são necessários para trilhar com sucesso o campo minado de obstáculos mencionados acima. Isso exige o conhecimento de conceitos fundamentais de algumas disciplinas científicas. A figura 1.3 ilustra as várias disciplinas acadêmicas que são relevantes.

As ciências primárias de física, mecânica e química irão se sobrepor em certas áreas para formar as disciplinas de ciência de superfície, materiais poliméricos e projeto de juntas que são importantes para a ciência de adesão. Existem, em seguida, os segmentos adicionais destas ciências, tais como reologia de polímeros e mecânica da fratura, que são também altamente relevantes. Cada uma destas disciplinas especializadas têm contribuído significativamente para a ciência da adesão e os seus resultados podem ser vistos nos produtos industriais. A sobreposição resultante de todas essas disciplinas poderia ser referida como “a ciência” necessária para o sucesso na aplicação de adesivos.

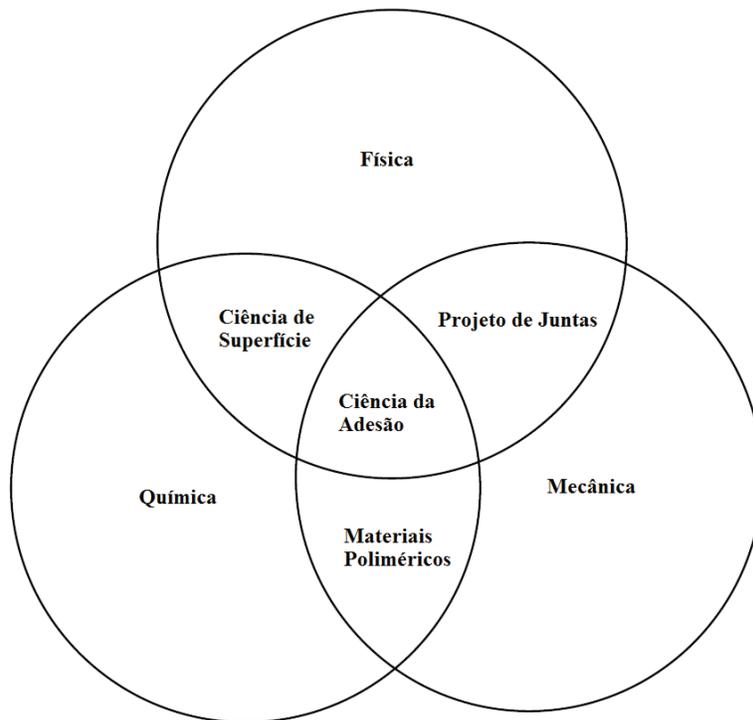


Figura 1.3 – A ciência da adesão exige a adaptação de múltiplas disciplinas, Petrie (2000)

Este trabalho limita-se ao estudo do projeto mecânico de juntas coladas por adesivo sujeitas a carregamento cíclico, ou seja, fadiga; não tratando muitos dos problemas citados acima, que podem ser sugeridos para trabalhos futuros. O projeto de juntas é baseado em análises de tensões e deformações na região da junta para poder dimensionar este tipo de estrutura com eficiência e confiabilidade. No caso de juntas coladas por adesivo solicitadas em fadiga é necessário ainda prever a vida em fadiga de trincas na camada de adesivo, o que muitas vezes não é uma tarefa trivial.

1.2. Apresentação do Trabalho

O objetivo geral deste trabalho é estudar o comportamento de juntas estruturais metálicas coladas por adesivo e solicitadas em fadiga, através de modelos analíticos, numéricos (MEF) e ensaios experimentais. Como objetivos específicos podemos citar o desenvolvimento de técnicas

matemáticas e computacionais para simular juntas coladas sob carregamento cíclico, pela abordagem da Mecânica da Fratura e validar os modelos através de ensaios experimentais.

Com isso espera-se expandir o conhecimento de estruturas metálicas coladas, possibilitando que se dimensione estruturas deste tipo de forma otimizada, com segurança, alta confiabilidade e baixo custo, e dessa forma comprovar as vantagens de estruturas coladas comparadas às estruturas rebitadas convencionais, tais como: maior vida em fadiga, menor peso, menor custo, maior resistência residual.

Este trabalho foi desenvolvido para atender uma parte do Projeto Colagem Estrutural firmado entre a Universidade Estadual de Campinas (UNICAMP) e uma empresa de aeronáutica.

1.3. Contribuições

Do ponto de vista de uma tese de doutorado pode-se dizer que este trabalho deu sua contribuição na parte analítica e experimental.

Na parte matemática foi desenvolvida uma equação semi-analítica para o cálculo da vida em fadiga de juntas coladas baseada na formulação de Krenk (1992) e na lei de Paris. Além das constantes usuais da lei de Paris, que são obtidas experimentalmente, foi possível sintetizar duas constantes que são função da geometria e das propriedades dos materiais para modo I e para modo II. Esta equação é dita semi-analítica por exigir uma integração numérica para sua avaliação.

Na parte experimental, foram realizados alguns ensaios baseados nas normas ASTM com o objetivo de obter propriedades ou informações adicionais sobre o adesivo. Porém o ensaio mais importante deste trabalho, que é o ensaio de propagação de trinca em corpos de prova *DCB* em fadiga, não possui norma específica para sua realização. Além disso, não havia uma técnica viável e confiável para monitorar a propagação da trinca na camada de adesivo. Normalmente utilizam-se inspeções visuais que requerem a interrupção do ensaio, além de muitas vezes serem inviáveis uma vez que certos ensaios de fadiga podem durar muitas horas ou até mesmo dias. Neste aspecto, a maior contribuição deste trabalho foi o desenvolvimento de uma técnica de medição indireta do comprimento da trinca baseada em um modelo matemático e validada através de inspeções visuais feitas com equipamentos de vídeo que possibilitou maior precisão nas medições. Conforme será apresentado no Capítulo 5, a técnica e as inspeções visuais

mostraram boa concordância. Além disso, toda a metodologia de ensaio foi desenvolvida praticamente do zero. Com essa metodologia desenvolvida, não é mais necessário parar o ensaio que por sua vez pode durar o tempo necessário. Uma vez que o ensaio seja finalizado, basta alimentar o programa que foi desenvolvido com os dados gerados pelo ensaio para obter os resultados na forma de gráficos.

1.4. Descrição do Trabalho

Este texto conta com seis capítulos assim estruturados:

Capítulo 1: Introdução. O propósito deste capítulo é fazer uma breve explanação sobre o tema, justificativa dos métodos escolhidos e fornecer uma visão geral do problema.

Capítulo 2: Revisão Bibliográfica. Neste capítulo é feita uma revisão de literatura sobre juntas coladas e extensa revisão da formulação analítica empregada neste tipo de problema.

Capítulo 3: Fenômeno da Fadiga. Neste capítulo é estudada detalhadamente a complexa teoria por trás deste fenômeno fascinante que até hoje não foi completamente elucidado pela ciência.

Capítulo 4: Materiais e Métodos. Neste capítulo são apresentados os materiais utilizados no trabalho assim como as metodologias, as formulações e os programas desenvolvidos para obter os resultados.

Capítulo 5: Resultados e Discussões. Neste capítulo são apresentados e discutidos os resultados obtidos tanto teóricos como experimentais.

Capítulo 6: Considerações Finais. Conclusão do trabalho e propostas para trabalhos futuros.

Capítulo 2

Revisão Bibliográfica

2.1. Introdução

O adesivo é o elemento que diferencia a junta colada das demais juntas, ele é definido como uma substância de material polimérico capaz de unir duas superfícies e preveni-las de uma eventual separação pela atuação de cargas. Conforme mencionado no capítulo 1, o adesivo é considerado estrutural quando o nível de carga necessário para separar as partes coladas, às quais chamamos de aderentes, é substancial.

As vantagens e limitações das juntas coladas podem ser avaliadas pela comparação com as tradicionais juntas rebitasadas, parafusadas e soldadas. As principais vantagens das juntas coladas sobre as demais são:

- Maior resistência à fadiga;
- Melhor eficiência na transferência de tensões entre os aderentes;
- União de materiais diferentes;
- Menor peso;
- Maior vedação;
- Melhor acabamento;
- Melhor eficiência aerodinâmica.

Em juntas coladas, o carregamento é transferido de um aderente para outro através do adesivo. A região de interface entre os aderentes e o adesivo é chamada de superfície de colagem, como mostra a figura 2.1. A distribuição do carregamento na superfície de colagem não é feita de maneira uniforme, existem concentrações de tensões nas extremidades. Sabe-se que o nível de concentração de tensões em juntas coladas é menor que nas juntas rebitadas e parafusadas, daí sua superioridade na resistência à fadiga. Em contrapartida, as juntas coladas apresentam algumas desvantagens em relação às demais, tais como:

- ◆ As superfícies a serem coladas devem estar perfeitamente limpas;
- ◆ O adesivo pode ser atacado pelo meio ambiente;
- ◆ Não existem ensaios não destrutivos confiáveis para verificar a integridade e eficiência das juntas coladas;
- ◆ As juntas não podem ser desmontadas com facilidade.

Os adesivos utilizados em juntas coladas apresentam grande resistência em cisalhamento, mas são pouco resistentes a tensões de tração, em particular tensões normais σ_z , daí a necessidade de projetar juntas com o mínimo efeito dessas tensões. Em geral, quanto mais complexa for a geometria da junta colada menor será a existência das tensões normais σ_z . A junta colada mais simples, e a mais problemática devido à excentricidade na linha de ação da carga, é a junta do tipo sobreposta, mostrada na figura 2.1.

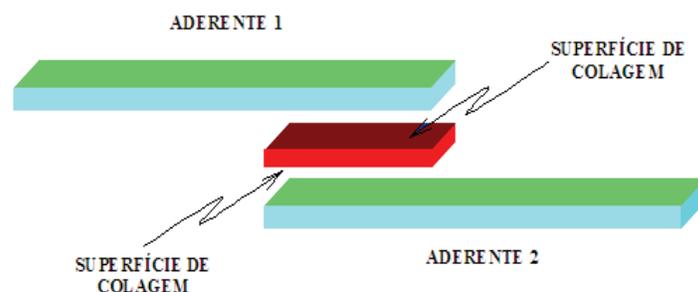


Figura 2.1 - Junta colada sobreposta (*lap joint*): aderentes, adesivo e superfície de colagem, Jesus (2003).

Os tipos de juntas coladas mais utilizados em estruturas aeronáuticas são apresentados nas figuras 2.2 a 2.5.



Figura 2.2 - Junta colada do tipo sobreposta, Jesus (2003).

A junta tipo sobreposta, figura 2.2, tem a vantagem da facilidade de fabricação e como grande desvantagem a excentricidade na linha de ação da carga, provocando flexão e consequentemente elevadas tensões normais σ_z no adesivo.

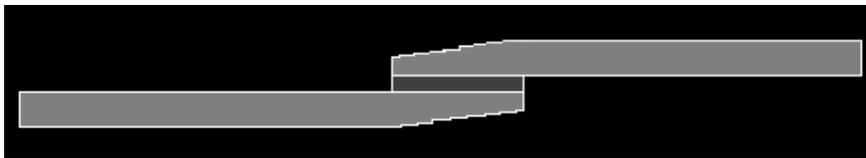


Figura 2.3 - Junta colada do tipo sobreposta com aderentes chanfrados, Jesus (2003).

A junta sobreposta chanfrada, figura 2.3, tem a vantagem sobre a junta sobreposta de diminuir as tensões normais σ_z no adesivo; em contrapartida sua fabricação é bem mais complicada, pois existe a dificuldade na usinagem dos aderentes para a formação dos chanfros.



Figura 2.4 - Junta colada de topo, Jesus (2003).

A figura 2.4 mostra a junta colada de topo. Este tipo de junta apresenta ótimo acabamento e não altera a espessura da região colada, mas tem o problema do adesivo ser mais solicitado em tração ou compressão, tornando este tipo de junta muito frágil, já que o adesivo é melhor utilizado em cisalhamento.



Figura 2.5 - Junta colada do tipo *scarf*, Jesus (2003).

A figura 2.5 mostra a junta colada do tipo *scarf*. Assim como a junta de topo este tipo de junta apresenta ótimo acabamento e não altera a espessura da região colada, além de ser mais eficiente por solicitar parcialmente o adesivo em cisalhamento quando a junta estiver sujeita a carga de tração ou compressão. Porém se a junta sofrer flexão este tipo de construção pode ser problemático por induzir tensões normais σ_z excessivas no adesivo.

As figuras 2.6 a 2.8 mostram os tipos de juntas coladas de forma mais complexa. Estas juntas são utilizadas em casos especiais, onde há a exigência de alta resistência e/ou dificuldade na transição geométrica das partes coladas.

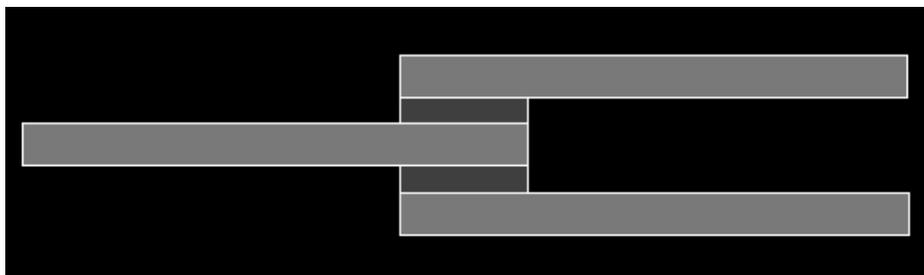


Figura 2.6 - Junta colada do tipo sobreposta dupla, Jesus (2003).

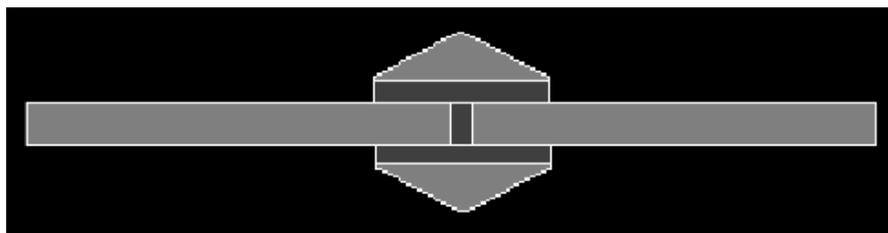


Figura 2.7 - Junta colada do tipo chanfrada, Jesus (2003).

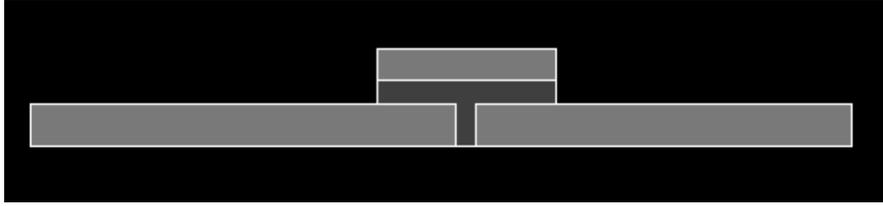


Figura 2.8 - Junta colada do tipo *strap*, Jesus (2003).

No projeto de juntas coladas, existe a necessidade de estimar o nível de tensões e esforços no adesivo e nos aderentes. De uma forma geral, sabe-se que o papel do adesivo em juntas coladas ou em qualquer outra aplicação é transferir o carregamento entre as partes coladas por cisalhamento e resistir a estes esforços. No entanto, em alguns tipos de juntas o adesivo não está sujeito apenas a esforços cisalhantes; ele está também submetido a esforços de tração e compressão, o que causa preocupação, pois sabemos que adesivos são frágeis quando submetidos a estes esforços. A junta colada do tipo sobreposta, figura 2.2, apresenta um nível acentuado de esforços de tração no adesivo, devido à excentricidade da carga, que propicia o surgimento de momento secundário e induz tensões de tração no adesivo (tensões normais σ_z). A figura 2.9 mostra uma junta colada sobreposta sujeita a tração e ilustra o aparecimento das tensões normais σ_z e cisalhamento no adesivo.

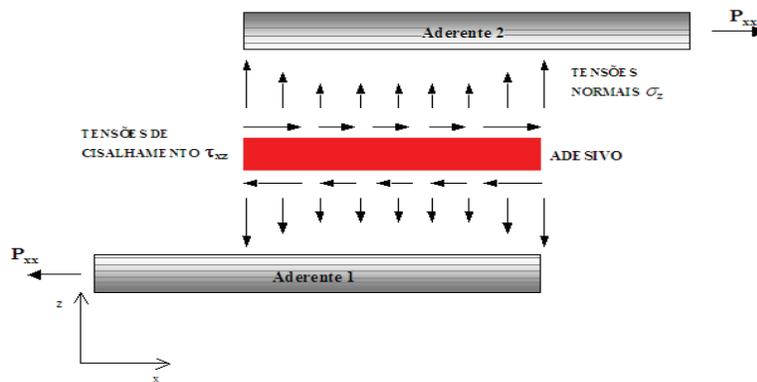


Figura 2.9 - Tensões atuantes na junta colada do tipo sobreposta, Jesus (2003).

2.2. Revisão da Formulação Analítica

A análise mais simples possível de uma junta colada considera o tipo de junta mais comum que pode ser encontrada na prática, a *single lap joint*, ou, junta sobreposta simples. Nesta análise, é considerado que o adesivo se deforma somente em cisalhamento e os aderentes são rígidos. A tensão de cisalhamento no adesivo (τ) é constante sobre a área colada, como mostrado na figura 2.10 e é dado por:

$$\tau = \frac{P}{bl} \quad (2.1)$$

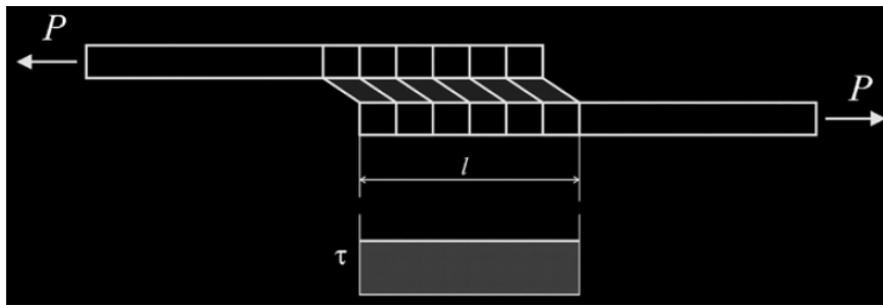


Figura 2.10 – Deformação em uma *single lap joint* carregada, com aderentes rígidos, Silva (2008).

onde P é a carga aplicada, b é a largura da junta e l é o comprimento da área colada.

O valor para a tensão de cisalhamento pode ser interpretado como a tensão de cisalhamento média agindo na camada de adesivo. Esta análise não é muito realista devido a muitas simplificações, mas é ainda a base para citar a resistência ao cisalhamento de adesivos em muitas situações de teste, como nas normas ASTM e ISO.

Um dos primeiros trabalhos conhecidos sobre juntas coladas sobrepostas (Volkersen, 1938), introduziu o conceito de *cisalhamento diferencial*, ilustrado na figura 2.11.

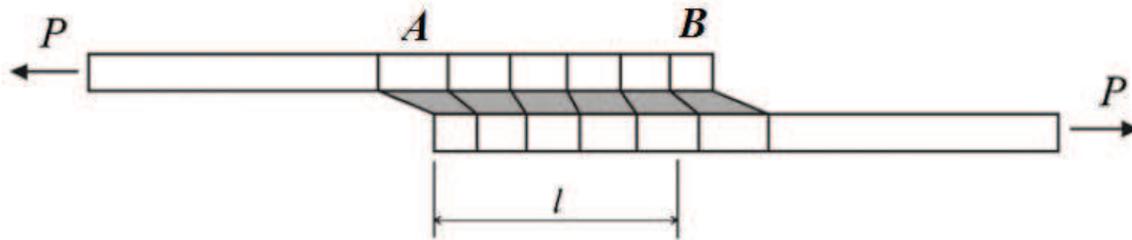


Figura 2.11 – Deformação em uma *single lap joint* carregada, com aderentes elásticos, Silva (2008).

Foi assumido que o adesivo deforma somente em cisalhamento, mas, que os aderentes podem deformar em tração, como pode ser visto na figura 2.12, pois eles são considerados elásticos e não rígidos.

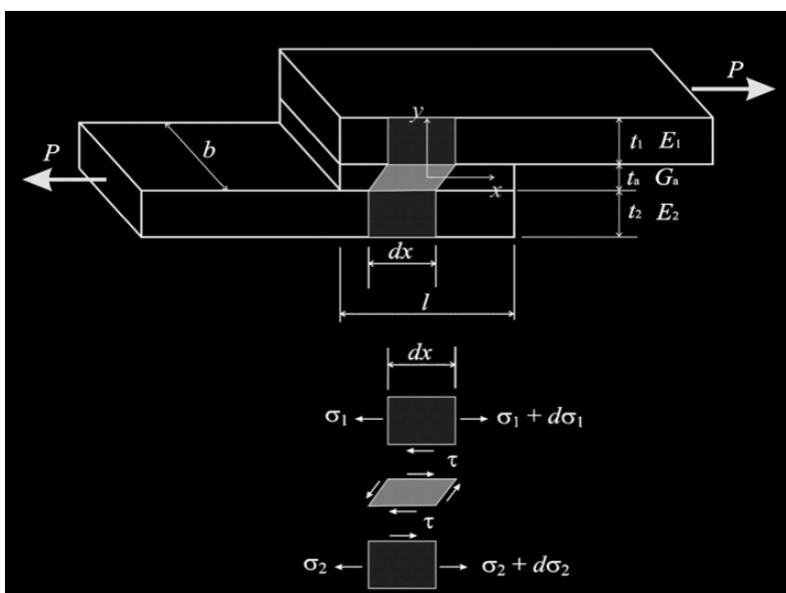


Figura 2.12 – *Single Lap Joint* analisada por Volkersen, Silva (2008).

A tensão de tração no aderente superior da figura 2.11 é máxima em A e diminui para zero em B (superfície livre), então a deformação deve reduzir progressivamente de A para B . A redução da deformação nos aderentes ao longo da área colada e a continuidade da interface adesivo/aderente causam uma distribuição de deformação cisalhante e de tensão de cisalhamento

não-uniforme na camada de adesivo. A tensão de cisalhamento é máxima nas extremidades da área colada e é muito menor no meio, como mostrado na figura 2.13.

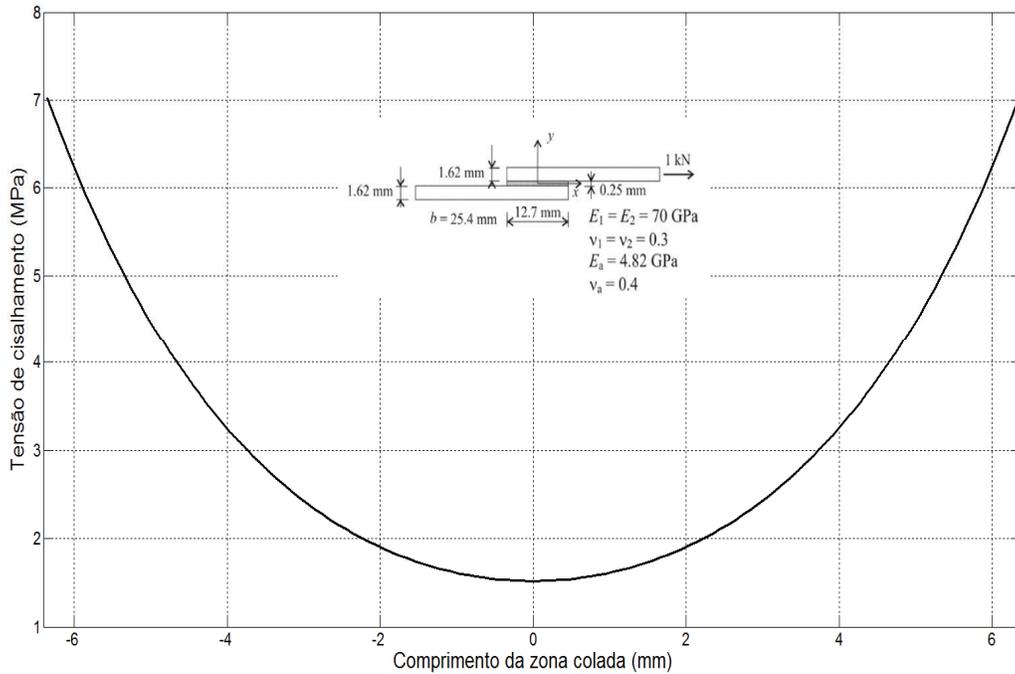


Figura 2.13 – Distribuição da tensão de cisalhamento no adesivo segundo Volkersen para aderentes de liga de alumínio e adesivo epoxy.

A distribuição da tensão de cisalhamento no adesivo (τ) é dada por:

$$\tau = \frac{P w}{bl} \frac{\cosh(wX)}{2 \sinh(w/2)} + \left(\frac{\psi - 1}{\psi + 1} \right) \frac{w}{2} \frac{\sinh(wX)}{\cosh(w/2)} \quad (2.2)$$

onde P é a carga aplicada, b é a largura da junta, l é o comprimento da área colada e os parâmetros w , ψ , ϕ e X são dados por:

$$w = \sqrt{(1 + \psi)\phi}, \quad (2.3)$$

$$\psi = \frac{h_t}{h_b}, \quad (2.4)$$

$$\phi = \frac{G_a l^2}{E h_i t_a}, \quad (2.5)$$

$$X = \frac{x}{l}, \text{ com } -\frac{1}{2} \leq X \leq \frac{1}{2}. \quad (2.6)$$

onde h_i é a espessura do aderente superior, h_b é a espessura do aderente inferior, E é o módulo de elasticidade dos aderentes, G_a é o módulo de cisalhamento do adesivo e t_a é a espessura do adesivo. A origem do sistema de coordenadas longitudinal x é o meio do comprimento colado. Entretanto, esta análise não leva em consideração o efeito de flexão causado pela excentricidade no caminho da carga de uma *single lap joint*. A solução é mais representativa de uma *double lap joint*, ou, junta sobreposta dupla, uma vez que na *double lap joint* a flexão nos aderentes não é tão significativa quanto na *single lap joint*.

Alguns anos depois, outro trabalho teórico sobre juntas coladas do tipo sobreposta, Goland e Reisser (1944), consideram ambos os aderentes e o adesivo como materiais isotrópicos e lineares elásticos. Este trabalho foi o primeiro a considerar o efeito produzido pela excentricidade no caminho da carga, pelo fato de se tratar de uma junta não balanceada. O trabalho leva em consideração a influência de parâmetros que contribuem para a resistência da junta colada, tais como comprimento de colagem e espessuras de aderentes e adesivos. Estes parâmetros influenciam na determinação das tensões normais ao plano da junta, em especial nas extremidades da colagem, no qual são chamadas de tensões normais (σ_z) ou tensões de descolamento (*peel*).

O caminho de carga excêntrico de uma *single lap joint* causa um momento fletor (M) e uma força cortante (V) que são aplicadas nas extremidades da junta em adição a carga por unidade de largura (\bar{P}), como mostrado na figura 2.14.

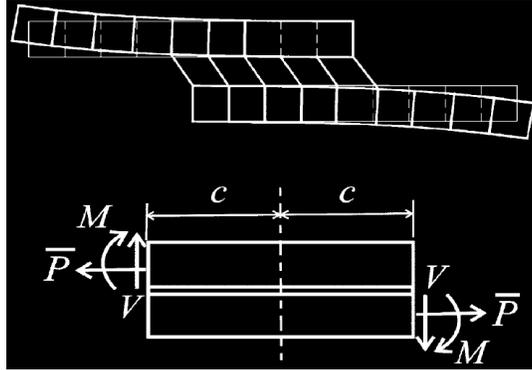


Figura 2.14 – Modelo de Goland e Reissner, Silva (2008).

Devido a esse momento fletor, a junta irá rotacionar, alterando a direção da linha de carga com a tendência de alinhar as forças de tração aplicadas. Conforme a junta gira, o momento fletor irá diminuir, surgindo então um problema geometricamente não-linear onde os efeitos de grandes defleções nos aderentes devem ser levados em consideração.

Os primeiros a considerar esses efeitos foram Goland e Reissner (1944). Eles usaram um fator de momento fletor (k) e um fator de força cortante (k') que relaciona a carga de tração aplicada por unidade de largura (\bar{P}) ao momento fletor (M) e a força cortante (V) nas extremidades da área colada, de acordo com as seguintes equações:

$$M = k \frac{\bar{P}h}{2} \tag{2.7}$$

$$V = k' \frac{\bar{P}h}{c} \tag{2.8}$$

onde h é a espessura dos aderentes ($h_1 = h_2$) e c é a metade do comprimento da área colada. Se a junta não rotaciona, ou seja, para cargas muito pequenas, os fatores k e k' irão se aproximar de 1. Conforme a junta rotaciona com o aumento da carga, k e k' irão diminuir e, conseqüentemente, o momento fletor e a força cortante irão diminuir também. Goland e Reissner (1944) levaram em consideração o efeito de grandes defleções nos aderentes, mas, assumiram

uma camada de adesivo infinitamente fina. A expressão para o fator de momento fletor é dada por:

$$k = \frac{\cosh(u_2 c)}{\cosh(u_2 c) + 2\sqrt{2} \sinh(u_2 c)} \quad (2.9)$$

onde,

$$u_2 = \sqrt{\frac{3(1-\nu^2)}{2}} \frac{1}{h} \sqrt{\frac{\bar{P}}{tE}} \quad (2.10)$$

E é o módulo de Young dos aderentes e ν é o seu coeficiente de Poisson. A expressão para a tensão de cisalhamento no adesivo é:

$$\tau = -\frac{1}{8} \frac{\bar{P}}{c} \left\{ \frac{\beta c}{t} (1+3k) \frac{\cosh((\beta c/t)(x/c))}{\sinh(\beta c/t)} + 3(1-k) \right\} \quad (2.11)$$

onde \bar{P} é a carga de tração aplicada por unidade de largura, c é a metade do comprimento da área colada, h é a espessura dos aderentes e o parâmetro beta é dado por:

$$\beta^2 = 8 \frac{G_a}{E} \frac{h}{t_a} \quad (2.12)$$

A expressão para a tensão de *peel* no adesivo é:

$$\begin{aligned} \sigma = & \frac{1}{\Delta} \frac{\bar{P} t}{c^2} \left[\left(R_2 \lambda^2 \frac{k}{2} + \lambda k' \cosh(\lambda) \cos(\lambda) \right) \cosh\left(\frac{\lambda x}{c}\right) \cos\left(\frac{\lambda x}{c}\right) + \dots \right. \\ & \left. \dots + \left(R_1 \lambda^2 \frac{k}{2} + \lambda k' \sinh(\lambda) \sin(\lambda) \right) \sinh\left(\frac{\lambda x}{c}\right) \sin\left(\frac{\lambda x}{c}\right) \right] \end{aligned} \quad (2.13)$$

onde,

$$\lambda = \gamma \frac{c}{h} \quad (2.14)$$

$$\gamma^4 = 6 \frac{E_a}{E} \frac{h}{t_a} \quad (2.15)$$

onde, E_a é o módulo de Young do adesivo e os parâmetros k' , R_1 , R_2 e Δ são dados por:

$$k' = \frac{kc}{h} \sqrt{3(1-\nu^2)} \frac{\bar{P}}{hE} \quad (2.16)$$

$$R_1 = \cosh(\lambda) \operatorname{sen}(\lambda) + \operatorname{senh}(\lambda) \cos(\lambda) \quad (2.17)$$

$$R_2 = -\cosh(\lambda) \operatorname{sen}(\lambda) + \operatorname{senh}(\lambda) \cos(\lambda) \quad (2.18)$$

$$\Delta = \frac{1}{2} (\operatorname{sen}(2\lambda) + \operatorname{senh}(2\lambda)) \quad (2.19)$$

A origem do sistema de coordenadas longitudinal x é o meio do comprimento da área colada. A figura 2.15 mostra as distribuições de tensão de cisalhamento e *peel* de acordo com a formulação desenvolvida por Goland e Reissner.

Depois de determinar as cargas nas extremidades da área colada, Goland e Reissner calcularam as tensões de cisalhamento e *peel* na camada de adesivo, resolvendo um problema em estado plano de deformação. Ao invés de resolver um problema geometricamente não-linear devido a excentricidade do caminho da carga, eles resolveram um problema linear na área colada com a carga aplicada nas extremidades. Desta forma eles evitaram um problema mais complexo com a consideração do efeito da não-linearidade geométrica. O problema geometricamente não-linear foi resolvido através da determinação das cargas nas extremidades da área colada. Dois casos limites foram considerados para encontrar as tensões no adesivo. No primeiro caso, a

camada de adesivo foi assumida relativamente inflexível e a área colada total foi tratada como um único corpo deformável com as mesmas propriedades dos aderentes. No segundo caso, o adesivo foi considerado relativamente flexível e a flexibilidade da junta se deve principalmente a camada de adesivo. O primeiro caso é tipicamente aplicável à aderentes de madeira e de plástico grossos, e o segundo é aplicável à juntas de metal como no caso de estruturas aeronáuticas. No segundo caso, os aderentes foram tratados como placas cilíndricamente deformáveis, a deformação nos aderentes se deve somente às tensões normais longitudinais (σ_x). Como resultado da flexão no aderente, uma tensão normal transversal na direção da espessura será induzida na camada de adesivo, a então chamada tensão de *peel*. A camada de adesivo foi modelada como um número infinito de molas em cisalhamento e como um número infinito de molas em tração/compressão através da espessura, que dão origem às tensões de cisalhamento e transversalmente diretas na camada de adesivo. As tensões longitudinais diretas na camada de adesivo foram desprezadas. A camada de adesivo foi considerada desprezível comparada à espessura do aderente, de forma que as tensões no adesivo foram assumidas constantes através da espessura. Este segundo caso é aplicável a muitas juntas metálicas, quando elas satisfazem as seguintes condições:

$$\frac{hG_a}{t_a G} < 0,1 \text{ e } \frac{hE_a}{t_a E} < 0,1 \quad (2.20)$$

onde, G é o módulo de cisalhamento no aderente, G_a é o módulo de cisalhamento no adesivo e E_a é o módulo de Young do adesivo. Pode-se dizer que para juntas adesivas que satisfazem essas condições, as deformações cisalhantes e transversais (através da espessura) podem ser desprezadas quando comparadas com aquelas na camada de adesivo. As distribuições de tensão de cisalhamento e *peel* dadas por Goland e Reissner são ilustradas na figura 2.15 para o segundo caso. Comparando a figura 2.15 com a figura 2.13, pode ser visto que, para uma mesma *single lap joint*, Goland e Reissner e Volkersen produzem distribuições de tensão de cisalhamento no adesivo similares, embora a solução de Goland e Reissner preveja tensões de cisalhamento no adesivo, mais altas nas extremidades da área colada.

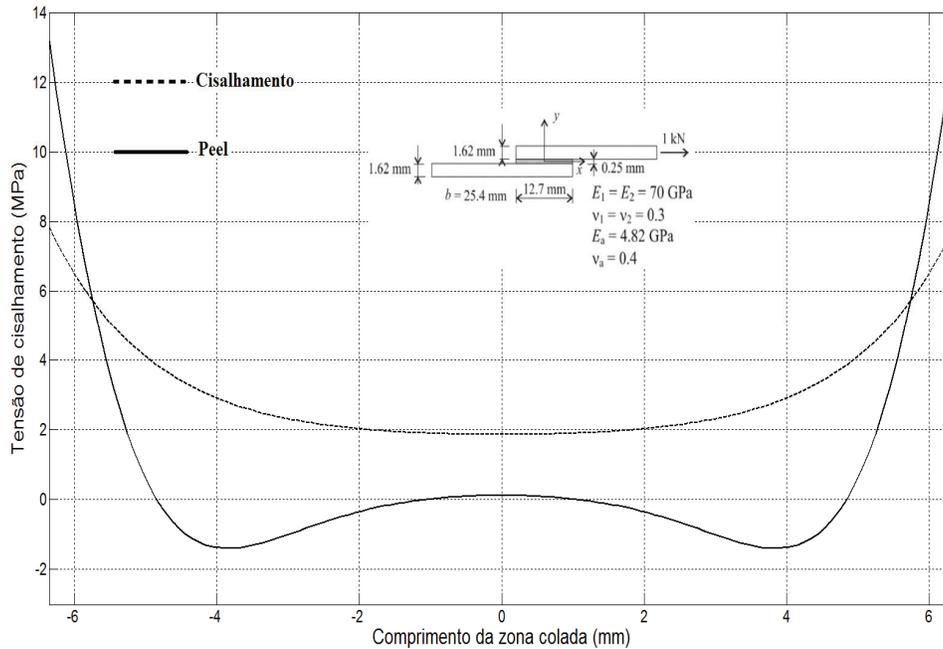


Figura 2.15 – Distribuição das tensões de cisalhamento e peel no adesivo de acordo com Goland e Reissner, para aderentes de liga de alumínio e um adesivo epoxy.

O trabalho de Goland e Reisser (1944) foi aprimorado por Hahn (1960, 1961) que leva em consideração a utilização de aderentes com espessuras diferentes. Kuenzi e Stevens (1963) estudaram a diferença no comportamento mecânico de juntas coladas do tipo sobreposta quando são utilizados adesivos rígidos e flexíveis. Kutscha (1969) implementou computacionalmente o trabalho de Goland e Reisser e fez estudos da variação de parâmetros de juntas, tais como: comprimento de colagem e espessura de aderentes e adesivos.

Os trabalhos mencionados acima contribuíram significativamente para o entendimento do comportamento mecânico da junta colada do tipo sobreposta, mas segundo Hart-Smith (1973a e 1973b) estes trabalhos apresentam deficiência na determinação das tensões de flexão nas extremidades da colagem. Segundo Hart-Smith, a teoria proposta por Goland e Reisser seria válida apenas para juntas coladas com comprimento de colagem curto e sujeitas a cargas leves.

Hart-Smith levou em consideração o efeito das grandes defleções, mas considerou a deformação individual dos aderentes superior e inferior na área colada, assim não desprezou a camada de adesivo. Hart-Smith apresentou uma expressão alternativa para o fator de momento fletor de Goland e Reissner, na forma:

$$k = \left(1 + \frac{t_a}{h}\right) \frac{1}{1 + \xi c + \frac{1}{6}(\xi c)^2} \quad (2.21)$$

onde t_a é a espessura do adesivo, D é rigidez a fleção do aderente e o parâmetro ξ é dado por:

$$\xi = \frac{\bar{P}}{D} \quad (2.22)$$

Hart-Smith fornece uma solução algébrica analítica para as tensões elásticas de cisalhamento e *peel* no adesivo. A origem de x é o meio da área colada. A tensão de cisalhamento no adesivo é dada por:

$$\tau = A_2 \cosh(2\lambda' x) + C_2 \quad (2.23)$$

onde,

$$\lambda' = \sqrt{\left[\frac{1+3(1-\nu^2)}{4} \right] \frac{2G_a}{t_a E h}} \quad (2.24)$$

$$A_2 = \frac{G_a}{t_a E h} \left[\bar{P} + \frac{6(1-\nu^2)M}{h} \right] \frac{1}{2\lambda' \sinh(2\lambda' c)} \quad (2.25)$$

$$C_2 = \frac{1}{2c} \left[\bar{P} - \frac{A_2}{\lambda'} \sinh(2\lambda' c) \right] \quad (2.26)$$

$$M = \bar{P} \left(\frac{h+t_a}{2} \right) \frac{1}{1 + \xi c + (\xi^2 c^2 / 6)} \quad (2.27)$$

$$D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)} \quad (2.28)$$

A tensão de *peel* no adesivo é dada por:

$$\sigma = A \cosh(\chi x) \cos(\chi x) + B \sinh(\chi x) \sin(\chi x) \quad (2.29)$$

onde,

$$\chi^4 = \frac{E_a}{2Dt_a} \quad (2.30)$$

$$A = -\frac{E_a M [\sin(\chi c) - \cos(\chi c)]}{t_a D \chi^2 e^{(\chi c)}} \quad (2.31)$$

$$B = \frac{E_a M [\sin(\chi c) + \cos(\chi c)]}{t_a D \chi^2 e^{(\chi c)}} \quad (2.32)$$

Hart-Smith também considerou a tensão de cisalhamento plástica no adesivo, mantendo a tensão de *peel* elástica. A tensão de cisalhamento é modelada usando uma aproximação bi-linear elástica perfeitamente plástica. A área colada é dividida em três regiões, uma região elástica central de comprimento d e duas regiões plásticas externas. O comprimento da área colada é l e para uma junta sobreposta balanceada, ambas as regiões não-lineares têm comprimento $(l-d)/2$. Coordenadas x e x' são definidas nessas regiões, como mostrado na figura 2.16. O problema é resolvido na região elástica em termos da tensão de cisalhamento de acordo com:

$$\tau = A_2 \cosh(2\lambda' x) + \tau_p (1 - K) \quad (2.33)$$

e a deformação cisalhante na região plástica é dada por:

$$\gamma = \gamma_e \left\{ 1 + 2K \left[(\lambda' x')^2 + \lambda' x' \tan(\lambda' d) \right] \right\} \quad (2.34)$$

onde, τ_p é a tensão de cisalhamento plástica no adesivo e,

$$A_2 = \frac{K \tau_p}{\cosh(\lambda' d)} \quad (2.35)$$

K e d podem ser resolvidos através de algum método iterativo usando as seguintes equações:

$$\frac{\bar{P}}{l \tau_p} (\lambda' l) = 2\lambda' \left(\frac{l-d}{2} \right) + (1-K)(\lambda' d) + K \tanh(\lambda' d) \quad (2.36)$$

$$\left[1 + 3k(1-\nu^2) \left(1 + \frac{t_a}{t} \right) \right] \frac{\bar{P}}{\tau_p} \lambda^2 \left(\frac{l-d}{2} \right) = 2 \left(\frac{\gamma_p}{\gamma_e} \right) + K \left[2\lambda' \left(\frac{l-d}{2} \right) \right]^2 \quad (2.37)$$

onde γ_e é a deformação cisalhante elástica no adesivo e γ_p a deformação cisalhante plástica no adesivo. Um valor inicial para o fator de momento fletor k é arbitrado, e o sistema é resolvido para \bar{P} , K e d . Esse processo é repetido até que ocorra convergência de k .

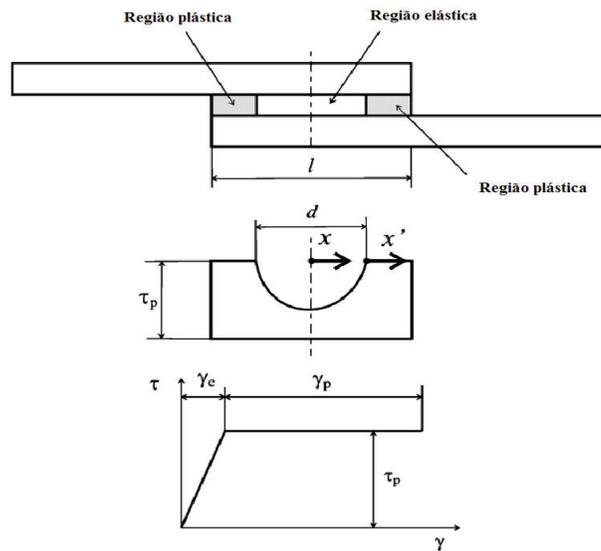


Figura 2.16 – Plasticidade no adesivo de acordo com Hart-Smith, Silva (2008).

Em seus trabalhos, Hart-Smith elimina a deficiência na determinação das tensões de flexão nas extremidades da colagem através da elaboração de novas equações de equilíbrio para diferentes setores da junta e de novas condições de contorno para as extremidades, apresentando o estudo sobre os principais fatores que devem ser considerados no projeto de uma junta colada do tipo sobreposta. Hart-Smith apresenta gráficos de eficiência da junta considerando diversos parâmetros, tais como: a razão entre a espessura dos aderentes e comprimento de colagem, a disposição das lâminas, para o caso de aderentes em material composto, e espessura de adesivo.

Segundo Hart-Smith, três modos de falha são predominantes em uma junta colada sobreposta. O primeiro modo, e o mais predominante, é a falha do aderente nas extremidades da colagem devida a tensões provocadas pela carga no plano e ao momento provocado pela excentricidade da junta. O segundo modo, e o menos predominante, é a falha da camada de adesivo devida a tensões cisalhantes. O terceiro modo pode ser manifestado por duas formas e está associado às tensões normais; para o caso de aderentes espessos em material metálico, a falha acontece pelo rompimento do adesivo nas extremidades da junta devido a tensões normais σ_z . Para o caso de aderentes em laminados de material composto, a resistência a tensões interlaminares é bem menor do que a resistência à tração do adesivo, sendo assim ocorre a falha dos aderentes nas extremidades de colagem por delaminação. O estudo feito por Hart-Smith mostra também o cuidado que se deve ter ao testar experimentalmente uma junta colada: não se

deve levar em conta como parâmetro principal de resistência da junta as tensões de cisalhamento calculadas simplesmente dividindo a carga de falha pela área colada, pois a carga de falha não é proporcional ao comprimento de colagem.

Oplinger (1994) apresentou uma análise mais detalhada. Partindo da análise de Goland e Reissner, ele considerou o efeito das grandes deflexões tanto dentro quanto fora da área colada, considerando também a deformação individual dos aderentes superior e inferior na área colada. Oplinger encontrou resultados similares aos de Goland e Reissner para razões grandes entre a espessura do aderente e a espessura da camada de adesivo, e diferenças substanciais para aderentes relativamente finos. Zhao (1991) desenvolveu uma equação simples para o fator de momento fletor que é precisa para aderentes grossos e rígidos, mas, tem limitações para áreas coladas curtas. Sua versão é muito mais simples e fácil de usar do que a de Hart-Smith ou de Goland e Reissner, e é dada por:

$$k = \frac{1}{1 + \xi c} \quad (2.38)$$

Bigwood e Crocombe (1989) inicialmente propuseram uma análise elástica de um espécime sanduiche sujeito a um carregamento geral. A origem de x é a extremidade esquerda da área colada. Foi feita uma análise elástica geral e simplificada das tensões de cisalhamento e *peel*. A tensão de *peel* simplificada no adesivo é dada por:

$$\begin{aligned} \sigma = & A_1 \cos(K_5 x) \cosh(K_5 x) + A_2 \cos(K_5 x) \sinh(K_5 x) + \dots \\ & \dots + A_3 \sin(K_5 x) \cosh(K_5 x) + A_4 \sin(K_5 x) \sinh(K_5 x) \end{aligned} \quad (2.39)$$

E a tensão de cisalhamento simplificada no adesivo é dada por:

$$\tau = C_1 \cosh(K_6 x) + C_2 \sinh(K_6 x) + C_3 \quad (2.40)$$

as constantes A_{1-4} , K_{5-6} e C_{1-3} podem ser encontradas no artigo original de Bigwood e Crocombe (1989).

Um ano depois Bigwood e Crocombe (1990) introduziram plasticidade no adesivo. O problema não linear de uma junta adesiva consiste de um sistema de seis equações diferenciais não-lineares de primeira ordem. Essas seis equações diferenciais juntamente com o modelo de escoamento do adesivo e um modelo matemático contínuo para representar a curva tensão-deformação do adesivo, são resolvidas numericamente usando uma técnica de diferenças finitas. Uma aproximação na forma de tangente hiperbólica foi usada para representar o comportamento não-linear do adesivo. O escoamento do adesivo foi modelado usando o critério de Von Mises. Sabe-se que a falha dos adesivos depende das tensões hidrostáticas, não consideradas no critério de Von Mises. Entretanto, Von Mises foi usado neste trabalho para simplificar o problema.

Wang *et al* (2003) estenderam o trabalho de Bigwood e Crocombe para levar em consideração a deformação cisalhante do aderente e prever a falha no adesivo em juntas arbitrárias sujeitas a um escoamento do aderente em larga escala. O problema é ainda governado por um sistema de seis equações diferenciais não-lineares de primeira ordem, mas algumas funções aparecem nesse sistema de forma implícita e possuem diferentes formas dependendo do tipo de carregamento, o que torna o problema mais complexo. A técnica das diferenças finitas foi usada para resolver o problema. Mais uma vez, uma aproximação em forma de tangente hiperbólica foi usada para representar o comportamento não-linear do adesivo. O comportamento não-linear do aderente foi aproximado por um modelo bi-linear. O escoamento do adesivo e do aderente foi modelado usando o critério de Von Mises.

No modelo de Adams e Mallick (1992), as tensões nas juntas adesivas (cisalhamento, τ , *peel*, σ , e longitudinal, σ_x) são definidas em termos de quatro funções independentes. Definindo a energia complementar em termos destas funções e minimizando a função energia, conduz a quatro equações diferenciais de quarta ordem acopladas que podem ser resolvidas pelo método dos elementos finitos, como foi feito por Allman (1977). A plasticidade no adesivo é implementada usando o modelo de escoamento de Von Mises ou o “módulo efetivo” discutido em Silva *et al* (2008).

No modelo de Adams *et al* (1997), para uma *single lap joint* com aderentes elásticos, a carga correspondente à deformação plástica total de um adesivo (ou seja, em qualquer ponto do escoamento) é dada por:

$$P_a = \tau_y b l \quad (2.41)$$

onde P_a é a carga de falha da junta adesiva e τ_y é o limite de escoamento em cisalhamento do adesivo. A tensão de tração direta (σ_t) agindo no aderente devido à carga aplicada P é:

$$\sigma_t = \frac{P}{bl} \quad (2.42)$$

Se existe flexão (como previsto por Goland e Reissner) a tensão na superfície interior do aderente (σ_s) devido ao momento fletor M é:

$$\sigma_s = \frac{6M}{bh^2} \quad (2.43)$$

onde $M = khP/2$ de acordo com Goland e Reissner (1944). A variável k é o fator de momento fletor que diminui (a partir da unidade) quando a área colada gira sob o efeito da carga. A tensão agindo no aderente é a soma da tensão direta com a tensão de flexão. Assim, a carga máxima que pode ser aplicada (P_s) sem que haja escoamento no aderente é:

$$P_s = \frac{\sigma_y bh}{(1+3k)} \quad (2.44)$$

onde σ_y é o limite de escoamento do aderente em tração. Para cargas baixas e áreas coladas curtas, k é aproximadamente 1. Assim, para este caso:

$$P_s = \frac{\sigma_y bh}{4} \quad (2.45)$$

Entretanto, para juntas que são longas comparadas com a espessura do aderente, ou seja, para as juntas que obedecem a relação $l/h \geq 20$, o valor de k diminui e tende a zero. Para aderentes de alta resistência, a resistência ao cisalhamento diminui quase linearmente com o

comprimento colado se o adesivo é suficientemente dúctil (10% ou mais de deformação cisalhante na falha).

Para Frostig *et al* (1999) a *single lap joint* é dividida em três regiões, como mostra a figura 2.17, as extremidades dos aderentes que não estão coladas (regiões 1 e 3) e a região colada (região 2). As equações governantes e as condições de contorno, assim com as exigências de continuidade são deduzidas para cada região usando o princípio dos deslocamentos virtuais:

$$\partial U + \partial V \equiv \partial W = 0 \quad (2.46)$$

onde ∂U e ∂V são os trabalhos virtuais interno e externo respectivamente e ∂W é o trabalho virtual total. Uma das principais vantagens do modelo de Frostig *et al* é a possibilidade de particionar facilmente a junta para a inclusão de mais de um adesivo ou variações na geometria do aderente. A expressão geral que fornece as condições de contorno naturais no ponto entre as regiões i e $i+1$ ($i=1,2$) é:

$$\begin{aligned} & \left(N_{jxxi} - N_{jxx(i+1)} - N_j \right) \delta u_{0j} + \left(-M_{jxxi} + M_{jxx(i+1)} - M_j \right) \phi_j + \dots \\ & \dots + \left(Q_{jxxi} - Q_{jxx(i+1)} - Q_j \right) \delta w_j + b \int_0^{l_a} \tau_a \delta w_a \Big|_{L_1}^{L_2} dz = 0 \end{aligned} \quad (2.47)$$

onde N_{xx} é a tensão normal longitudinal resultante no aderente, M_{xx} é o momento fletor, Q_{xx} é a tensão de cisalhamento transversal resultante, u_0 é o deslocamento longitudinal no plano médio dos aderentes, w é o deslocamento transversal dos aderentes, t_a é a tensão de cisalhamento no adesivo e w_a é o deslocamento transversal do adesivo. O sub-índice j se refere aos aderentes superior (*top*) ou inferior (*bottom*).

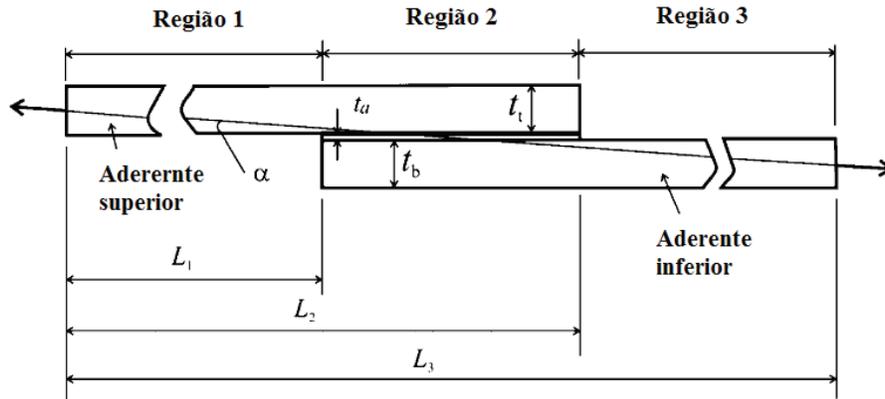


Figura 2.17 – Geometria e carregamento de uma típica *single lap joint* colada por adesivo com extremidades quadradas de acordo com Frostig *et al* (1999).

A rotação da junta devido a excentricidade da carga que cria um problema geometricamente não-linear não foi incluída no modelo de Frostig. Silva *et al* (2008) modificaram a análise de Frostig considerando o deslocamento transversal (na direção da espessura) do aderente na expressão do momento fletor no exterior da região colada. Considerando α como o ângulo feito pela linha de carga com a horizontal (figura 2.17):

$$\alpha = \frac{[(h_t + h_b) / 2 + t_a]}{L_3} \quad (2.48)$$

onde t_t é a espessura do aderente superior, t_b é a espessura do aderente inferior e L_3 é o comprimento total da área colada, O momento fletor total no aderente superior pode ser relacionado à carga de tração aplicada (N) e ao deslocamento vertical do aderente superior (w_{t1}) por:

$$M_{tx1} = N(\alpha x - w_{t1}) \quad (2.49)$$

As equações governantes nas regiões 1 e 3 possuem soluções analíticas que podem ser obtidas por integração simples. As equações governantes da região 2 (área colada) consistem de um sistema de sete equações diferenciais lineares com coeficientes constantes. Nesse caso a

solução analítica é mais complexa e é melhor resolver usando um código computacional matemático para obter as tensões de cisalhamento e *peel* no adesivo.

Grayley (1978) apresentou um procedimento baseado em dados experimentais de curvas de tensão-deformação cisalhante em adesivos para estimar a resistência da junta colada tipo sobreposta dupla. Este procedimento considera o adesivo trabalhando somente em cisalhamento e os aderentes somente em membrana, ambos em material isotrópico e linear elástico. Sendo assim, as tensões normais σ_z no adesivo não são consideradas, pois neste tipo de junta os efeitos destas tensões são insignificantes pelo fato de ser uma junta balanceada. Este método tem a vantagem de estimar rapidamente a carga máxima de tração ou compressão que a junta suporta para um determinado valor admissível de deformação cisalhante no adesivo, podendo este valor ser deformação permanente ou não. Tendo calculado a carga máxima admissível para um determinado valor de deformação, este valor deve ser verificado com o valor máximo admissível dos aderentes, não podendo ultrapassá-lo. A desvantagem deste método está na necessidade de se ter a curva tensão versus deformação cisalhante para cada tipo de adesivo e a limitação do uso do método somente a juntas duplas sobrepostas balanceadas.

Em outro trabalho, Graley (1980) elaborou curvas que possibilitam a determinação das tensões máximas de cisalhamento e normal σ_z , em regime elástico, em juntas coladas do tipo sobreposta dupla sujeitas a carregamento de tração ou compressão. Neste método tanto os aderentes quanto o adesivo são considerados de material isotrópico e linear elástico. A vantagem deste procedimento, além da rapidez de se determinar as tensões, é de não precisar de uma curva tensão versus deformação para cada tipo de adesivo, além da possibilidade de utilizar juntas sobrepostas duplas não-balanceadas.

King (1978) elaborou um procedimento para a determinação da distribuição da tensão de cisalhamento em adesivo de juntas sobreposta e sobreposta *multi-step*, sujeitas a carregamento de tração, compressão e cisalhamento, aplicados no plano da junta nos aderentes. A técnica leva em conta a propriedade plástica do adesivo e assume que os aderentes se comportam elasticamente em membrana e são rígidos em flexão, podendo também considerar os aderentes como laminados de material ortotrópico. Sendo os aderentes rígidos em flexão, as tensões normais σ_z não são consideradas e conseqüentemente a distribuição das tensões normais σ_x é uniforme ao longo da espessura dos aderentes, isto é, os aderentes apresentam apenas tensões de membrana. Pelo fato do método não considerar o efeito de flexão na junta devido a momento fletor aplicado ou devido

à excentricidade da carga, o método de análise proposto por King (1978) deve ser apenas utilizado em juntas balanceadas do tipo sobreposta dupla ou *multi-step*. Em juntas onde o efeito de flexão é importante, no caso de juntas sobrepostas, a técnica irá subestimar o nível de tensão para uma dada carga aplicada e, portanto, superestimar a capacidade de carga na junta.

Mortensen (1998) desenvolveu um método de análise de juntas coladas que foi implementado no programa comercial de cálculo de juntas ESAComp 2.2. Neste método os aderentes são modelados como vigas ou placas em flexão cilíndrica e utiliza a teoria clássica de laminação. Os aderentes são painéis laminados em material compósito, podendo também considerar o uso de aderentes em laminados assimétricos e não-balanceados. Para a modelagem do adesivo, duas opções de modelo constitutivo de material são consideradas, o modelo linear elástico e o modelo elastoplástico, sendo o último comum na maioria dos adesivos.

As equações que governam o problema são obtidas pelas relações constitutivas e cinemáticas dos aderentes (*Kirchhoff-Love*) e adesivo; estas equações são substituídas nas equações de equilíbrio deduzidas para a junta. As equações de equilíbrio são obtidas dividindo-se a junta em três regiões, a primeira e a segunda são as regiões dos aderentes fora da colagem e a terceira é a região de colagem que contém os dois aderentes e o adesivo. As equações que governam o problema são 16 equações diferenciais de primeira ordem que são integradas pelo método *multi-segment* (Mortensen, 1998) tendo como solução as tensões no adesivo, o campo de deslocamentos e os esforços ao longo da junta.

A validação do modelo de junta colada desenvolvido por Mortensen (1998) foi feita por comparação dos resultados obtidos com um modelo *2D* de elementos finitos, utilizando ambos os aderentes e o adesivo em material isotrópico e linear elástico. Os resultados comparados são as distribuições das tensões normais σ_z e cisalhantes no adesivo e o campo de deslocamentos ao longo da junta.

Em outro trabalho sobre juntas coladas, Thomsen e Mortensen (2002a; b) mostram a influência dos efeitos de acoplamento no projeto de juntas devido ao uso de aderentes feitos em laminados assimétricos e não balanceados. Este trabalho mostra também a comparação das tensões normais no adesivo quando considerado o aderente como vigas ou placas em flexão cilíndrica.

Chihdar e Pang (1993; 1996) baseados na teoria de placas laminadas ortotrópicas propuseram um modelo analítico para a determinação das tensões e deformações elásticas em

juntas coladas do tipo sobreposta. O modelo proposto considera a flexibilidade dos aderentes ao cisalhamento transversal, portanto aderentes espessos podem ser utilizados nesta técnica. Por assumirem estado plano de tensão-deformação tanto para os aderentes como para o adesivo, apenas laminados unidirecionais ou cruzados são considerados. Os resultados obtidos com este método foram comparados com modelos 2D feitos no programa comercial de elementos finitos Algor.

Conforme discutido anteriormente, em 1944 Goland e Reissner apresentaram uma teoria sobre o comportamento de juntas coladas, e esta teoria foi posteriormente modificada por outros autores. Outros trabalhos interessantes que partiram do trabalho de Goland e Reissner podem ser citados, por exemplo, Renton e Vinson (1974), que modificaram a formulação de Goland e Reissner para incluir alongamento na espessura e cisalhamento transversal nos aderentes, o qual permitiu empregar a condição de cisalhamento zero nos finais da região colada. Renton e Vison (1974) e outros trataram os aderentes como materiais anisotrópicos o que permitiu analisar aderentes de material compósito. Estas teorias posteriores em geral trataram o adesivo de forma similar a Goland e Reissner (1944).

Entretanto, Ojalvo e Eidinoff (1978) apontaram que a dedução das equações básicas usadas por Goland e Reissner (1944) foi baseada em uma relação de tensão de cisalhamento-deslocamento, para o adesivo, incompleta. Eles modificaram as equações básicas de Goland e Reissner (1944) e compararam a teoria original e revisada. Carpenter (1980) posteriormente apontou que ambos, Goland e Reissner (1944) e Ojalvo e Eidinoff (1978), na dedução das equações diferenciais de tensão no adesivo, fizeram escolhas arbitrárias de quais equações combinar a fim de obter essas equações diferenciais resultantes. Ele re-deduziu as equações diferenciais básicas. As deduções de Carpenter (1980) produziram equações diferenciais que através da escolha apropriada de coeficientes arbitrários se reduzem aquelas de Goland e Reissner (1944) e Ojalvo e Eidinoff (1978).

Ambas as teorias de Goland e Reissner e a teoria revisada de Ojalvo e Eidinoff são baseadas nas seguintes suposições:

1. As tensões diretas longitudinais no adesivo são desprezíveis quando comparadas com aquelas nos aderentes.

- Os aderentes deformam como materiais finos clássicos em estado plano de tensão ou em estado plano de deformação, ou seja, as seções planas permanecem planas e as seções transversais se deformam na direção normal às superfícies médias individuais.
- As deflexões longitudinais e transversais no adesivo variam linearmente através da espessura do adesivo entre os aderentes. Para um sistema de coordenadas $x-z$, como mostrado na figura 2.11, se u é o deslocamento na direção x , w é o deslocamento na direção z e o subscrito i se refere à quantidade na interface do adesivo com o aderente i , então $u = (u_1 + u_2)/2 + (u_1 - u_2)z/h$.

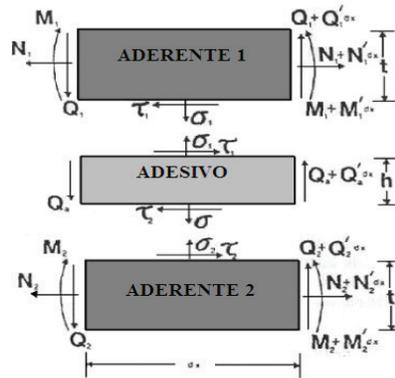


Figura 2.18 – Elemento diferencial de uma configuração adesivo-aderente

- A razão de Poisson para o adesivo é zero.

Carpenter (1980) deduziu as equações de equilíbrio e as equações de força-deslocamento (que podem ser encontradas no referido artigo), baseadas nas suposições acima para o elemento diferencial de uma configuração aderente-adesivo, como mostrado na figura 2.18.

Ele derivou e manipulou algebricamente essas equações obtendo a seguinte equação diferencial de quarta ordem que governa a tensão normal no adesivo:

$$\sigma_a^{iv} - \frac{6\alpha_2 \lambda^2 \beta}{c^2} \sigma_a'' + \frac{\rho^2}{c^4} \sigma_a = 0 \quad (2.50)$$

onde:

$$\rho^2 = \frac{24E_a c^4}{Et^3 h} \quad (2.51)$$

$$\lambda^2 = \frac{G_a c^2}{Eth} \quad (2.52)$$

$$\beta = \frac{h}{t} \quad (2.53)$$

$2c$ = comprimento da zona colada.

α_2 = uma constante que depende da equação de tensão-deslocamento usada para o adesivo.

A tensão de cisalhamento média no adesivo também pode ser expressa como:

$$\tau_0 = \frac{(\tau_1 + \tau_2)}{2} \quad (2.54)$$

Carpenter (1980) obteve também uma equação diferencial de segunda ordem que governa as tensões cisalhantes no adesivo:

$$\tau_a'' - \frac{\lambda^2}{c^2} \theta \tau_a' = 0 \quad (2.55)$$

onde:

$$\theta = 8 + 6\alpha_1 \beta + 6\alpha_3 \beta + 6\alpha_1 \alpha_3 \beta^2 \quad (2.56)$$

onde α_1 é uma constante que depende da suposição de tensão-deslocamento feita para o adesivo.

No caso de juntas coladas solicitadas em fadiga com nucleação e propagação de trinca na camada de adesivo (que é o enfoque principal deste trabalho), a literatura não é tão vasta como na simples análise de tensões, principalmente com relação a soluções analíticas. Entretanto, alguns trabalhos relevantes foram desenvolvidos nessa área. É interessante notar que quase todos os trabalhos sobre propagação de trinca em juntas coladas utilizam a chamada taxa de liberação de energia (G), ao invés do mais famoso fator de intensidade de tensão (K), uma vez que seu valor aplicado permanece o mesmo se a trinca se propaga coesivamente no meio do adesivo ou na interface entre o aderente e o adesivo. Dessa forma, a taxa de liberação de energia é o parâmetro chave para se trabalhar com propagação de trinca em juntas coladas por adesivo.

Kinloch e Osiyemi (1993) consideraram as tensões normais, ou tensões de *peel*, que agem nas extremidades de uma *single lap joint*, ou seja, eles consideraram a falha em modo I (tração) como o modo de falha de operação. Eles deduziram uma descrição para a variação da máxima taxa de liberação de energia aplicada, G_{\max} , para uma *single lap joint* com uma carga por unidade de largura aplicada, P_{\max} , e um comprimento de trinca, a , onde:

$$G_{\max} = \frac{12}{Eh^3} \left(\frac{P_{\max} (h+t_a)}{2} \right)^2 \left(\frac{1}{(1+\lambda(c-a))^2} \right) \quad (2.57)$$

onde $\lambda = \sqrt{P_{\max} / D}$; $D = Eh^3 / 12(1-\nu^2)$ é a rigidez à flexão do aderente, h é a espessura do aderente, t_a é a espessura da camada de adesivo e $2c$ é o comprimento da área colada.

A abordagem feita por Fernlund *et al* (1994) para obter a taxa de liberação de energia em uma *single lap joint* é baseada no método da integral J para grandes deformações, junto com a teoria de vigas em grandes deformações. Assume-se que as contribuições para a taxa de liberação de energia surgem da deformação axial, criada pela carga aplicada na junta e dos momentos fletores induzidos, causados pela rotação dos substratos.

A contribuição para a máxima taxa de liberação de energia de deformação, G_{\inf} , da deformação axial para uma junta com aderentes infinitamente longos é dada por:

$$G_{\inf} = \frac{P_{\max}^2}{4Eh} \quad (2.58)$$

onde E é o módulo de elasticidade do aderente. A taxa de liberação de energia de deformação total, G_{\max} , incluindo a contribuição dos momentos fletores induzidos, é dada por:

$$G_{\max} = G_{\text{inf}} \left(1 + \frac{3}{4} \frac{1 - \tanh^2(\lambda_1 c)}{[1/\sqrt{8} + \tanh(\lambda_1 c)]^2} \right) \quad (2.59)$$

onde $\lambda_1 = \sqrt{P_{\max} / D_{fc}}$; e a rigidez à flexão, D_{fc} , para a região colada é dada por:

$$D_{fc} = \frac{E(2h)^3}{12(1-\nu^2)} \quad (2.60)$$

A razão entre as componentes em modo II e modo I da taxa de liberação de energia total pode ser obtida da relação:

$$\frac{G_{II}}{G_I} = \frac{4}{3} + \frac{3\sqrt{2}}{3} \tanh(\lambda_1 c) + \frac{2}{3} \tanh^2(\lambda_1 c) \quad (2.61)$$

É interessante notar que não é levada em consideração a camada de adesivo uma vez que, em geral, $h \ll t_a$.

Para uma trinca propagando uma distância a , com um ligamento residual ainda de $(c-a)$ em ambos os lados da área colada, o máximo valor da taxa de liberação de energia, G_{\max} , obtido da equação (2.59) será dado por:

$$G_{\max} = G_{\text{inf}} \left(1 + \frac{3}{4} \frac{1 - \tanh^2(\lambda_1 (c-a))}{[1/\sqrt{8} + \tanh(\lambda_1 (c-a))]^2} \right) \quad (2.62)$$

No trabalho primeiro publicado por Krenk (1992), e depois por Hu (1995), a máxima taxa de liberação de energia, G_{\max} , é dada pela solução:

$$G_{\max} = \frac{t_a}{2} \left(\frac{\sigma_{\max}^2}{E_a} + \frac{\tau_{\max}^2}{G_a} \right) \quad (2.63)$$

onde E_a é o módulo de Young do adesivo, G_a é o módulo de cisalhamento do adesivo, σ_{\max} e τ_{\max} são a máxima tensão de *peel* e a máxima tensão de cisalhamento respectivamente, na *single lap joint* para uma carga por unidade de largura aplicada de P_{\max} .

Assim, ambos Krenk e Hu consideraram as contribuições em modo I e II. Entretanto, eles empregaram algumas análises diferentes para deduzir os valores de σ_{\max} e τ_{\max} para uma *single lap joint*. Krenk (1992) assumiu um modelo de viga elástica para calcular para a tensão de *peel* e então deduzir a tensão de cisalhamento das condições de equilíbrio nos dois substratos colados. Enquanto que, Hu (1995) usou o método da integral J de Cherepanov-Rice.

A principal diferença entre as análises feitas por Krenk e Hu, é que Hu leva em conta a redução do momento fletor devido à rotação dos substratos. Atualmente sabe-se que isso precisa ser incluído em qualquer análise de *single lap joint* e assim o método proposto por Hu é considerado como sendo um modelo mais preciso da distribuição de tensões de uma *single lap joint*. Os valores de σ_{\max} e τ_{\max} , para um correspondente ligamento residual $(c-a)$, são dados por:

$$\begin{aligned} \sigma_{\max} = & \lambda_{\sigma}^2 M_0 \frac{\sinh(2\lambda_{\sigma}(c-a)) - \sin(2\lambda_{\sigma}(c-a))}{\sinh(2\lambda_{\sigma}(c-a)) + \sin(2\lambda_{\sigma}(c-a))} + \dots \\ & \dots + \lambda_{\sigma} V_0 \frac{\cosh(2\lambda_{\sigma}(c-a)) - \cos(2\lambda_{\sigma}(c-a))}{\sinh(2\lambda_{\sigma}(c-a)) + \sin(2\lambda_{\sigma}(c-a))} \end{aligned} \quad (2.64)$$

$$\tau_{\max} = \frac{1}{8} \lambda_{\tau} \left(P_{\max} + \frac{6}{h} M_0 \right) \coth(\lambda_{\tau}(c-a)) - \frac{3}{8(c-a)} \left(P_{\max} - \frac{2M_0}{h} \right) \quad (2.65)$$

onde:

$$\lambda_{\sigma}^4 = \frac{E_a}{2t_a D} \quad (2.66)$$

$$\lambda_{\tau}^4 = \frac{8 G_a (1-\nu^2)}{ht_a E} \quad (2.67)$$

$$M_0 = \frac{1}{2} k P_{\max} h \quad (2.68)$$

$$V_0 = k P_{\max} \sqrt{3 \frac{P_{\max}}{hE}} \quad (2.69)$$

e k é o fator de momento fletor de Goland e Reissner (1944), calculado no trabalho de Zhao *et al* (1990):

$$k = [1 + \lambda(c-a)]^{-1} \quad (2.70)$$

onde:

$$\lambda = \sqrt{\frac{P_{\max}}{D}} \quad (2.71)$$

Nas análises de Krenk-Hu, os componentes em modo I e II de G_{\max} podem ser separados, e a contribuição em modo I para a máxima taxa de liberação de energia, $G_{I\max}$, é dada por:

$$G_{I\max} = \frac{t_a}{2} \frac{\sigma_{\max}^2}{E_a} \quad (2.72)$$

Shenoy *et al* (2010) investigaram o comportamento e a vida de juntas sobrepostas simples coladas por adesivo quando submetidas à fadiga com amplitude variável, sob a abordagem da mecânica da fratura e da mecânica do dano.

Lee *et al* (2011) investigaram a falha por delaminação de juntas coladas por adesivo multilaminadas em baixas temperaturas.

O'Mahoney *et al* (2013) usaram um modelo de dano com interface-adesivo combinado para analisar juntas coladas sobrepostas simples de material compósito. A influência da adesão interfacial entre o compósito e o adesivo e a resistência do adesivo em uma junta de compósito foram investigados numericamente.

Su & Gao (2014) desenvolveram um modelo analítico para juntas coladas por adesivo do tipo painel-flange baseados na teoria de vigas de Timoshenko. Este modelo foi desenvolvido usando-se as relações cinemáticas da teoria de vigas de Timoshenko e as equações constitutivas da elasticidade linear. As equações governantes são deduzidas para as tensões normal e de cisalhamento na camada de adesivo de uma junta de compósito contendo dois laminados simétricos ou assimétricos como aderentes com espessuras iguais ou diferentes.

2.3. Modelos em Estado Plano de Deformação

Andruet (1998) desenvolveu dois modelos de elementos finitos para análise de juntas coladas, sendo o primeiro 2D e o segundo 3D. Estes elementos foram formulados para serem implementados no programa comercial de elementos finitos ABAQUS, por apresentarem não linearidade geométrica em suas respectivas formulações. Ambos os elementos são formulados como sendo um elemento de junta completo, isto é, cada elemento possui os aderentes e o adesivo implementados. No elemento 2D, os aderentes são representados como viga de *Euler-Bernoulli* e a camada de adesivo utiliza a teoria de estado plano de deformação. Os nós dos aderentes estão ligados de forma rígida aos nós pertencentes ao adesivo através de equações de restrições. Já no modelo 3D, os aderentes são representados como placas de *Kirchoff-Love* e o adesivo como sólido, também no elemento 3D, equações de restrições foram utilizadas para a ligação dos nós dos aderentes aos nós do adesivo. Os materiais do adesivo e aderente, para ambos os elementos, são considerados isotrópicos e lineares elásticos. Por se tratar de um problema de não linearidade geométrica, visto que juntas coladas do tipo sobreposta apresentam em alguns casos grandes deslocamentos, as equações obtidas na formulação destes elementos são solucionadas pelo método de Newton-Raphson. A técnica possibilita a construção de modelos de juntas de quaisquer tipos, possibilitando ainda a simulação de trincas e delaminações.

Tahmasebi (2001) propôs uma técnica de modelagem de junta colada do tipo sobreposta utilizando o programa comercial de elementos finitos MSC. Nastran. Nesta técnica os aderentes podem ser considerados como laminados de material isotrópico e ortotrópico. Elementos de casca (CQUAD4) são utilizados para a modelagem dos aderentes e elementos de mola (CELAS) para a modelagem do adesivo. Dois tipos de rigidez são atribuídos aos elementos de mola que simulam o adesivo, a primeira rigidez é para a simulação das tensões normais σ_z e a segunda rigidez é para o cisalhamento. A ligação dos elementos de mola que simulam o adesivo aos elementos de placa que simulam os aderentes é feita através de equações de restrição.

Uma das aproximações utilizadas na simulação de juntas coladas por elementos finitos é o uso do estado plano de deformações. Esta teoria é utilizada quando uma das dimensões de um corpo é muito maior do que as outras duas, sendo assim, dependendo das dimensões da junta sua largura pode ser considerada infinita.

A modelagem de juntas coladas por elementos finitos que considera o estado plano de deformação tem a vantagem de ser um modelo *2D* de fácil construção e computacionalmente econômico. As desvantagens residem na impossibilidade da simulação de juntas onde a largura tem a mesma ordem de tamanho do comprimento, quando existe diferença entre os coeficientes de Poisson dos aderentes e adesivos e quando há cisalhamento no plano, presente em laminados não-balanceados.

O modelo consiste na utilização de elementos quadrilaterais ou triangulares para a modelagem dos aderentes e adesivos. A figura 2.19 mostra um modelo de elementos finitos feito em estado plano de deformação, utilizando o software ABAQUS, sujeito a um deslocamento relativo nos aderentes que provoca uma respectiva deformação, distribuição de tensões normais σ_y e cisalhamento τ_{xy} .

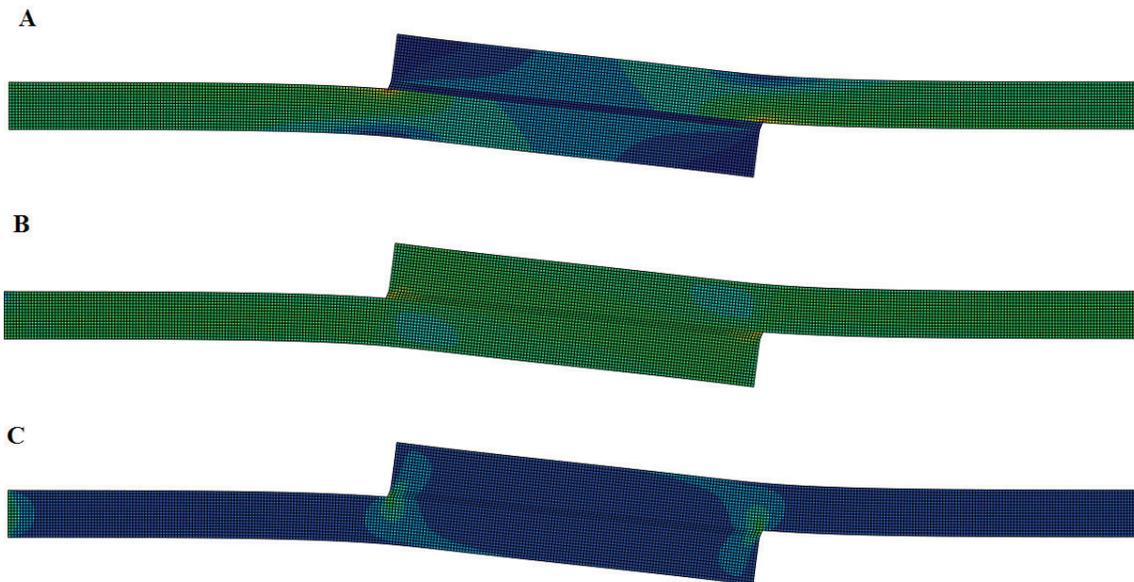


Figura 2.19 - Modelo 2D estado plano de deformação. (A) Tensões de Cisalhamento. (B) Tensões Principais na direção 1. (C) Tensões Normais na direção 2 (*peel*).

A figura 2.20 mostra a distribuição de tensões de cisalhamento e de tensões normais (*peel*), respectivamente, na camada de adesivo. Pode-se notar que os dois gráficos possuem o mesmo perfil que os gráficos dos modelos analíticos.

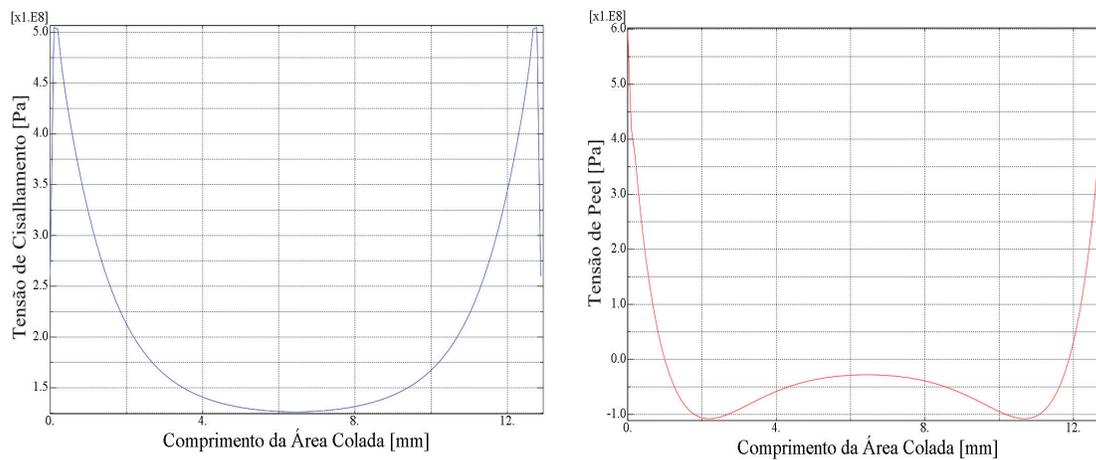


Figura 2.20 – Distribuição das tensões de cisalhamento e *peel* na camada de adesivo calculadas através do MEF (ABAQUS).

As propriedades mecânicas dos materiais utilizadas nessa simulação ilustrativa são dadas na tabela 2.1 abaixo.

Tabela 2.1 – Propriedades Mecânicas

Propriedade	Aderente	Adesivo
Módulo de Elasticidade, E [GPa]	70	4,82
Coefficiente de Poisson, ν	0,3	0,4

Pelas figuras 2.19 e 2.20 fica claro que a distribuição das tensões normais σ_y e cisalhantes τ_{xy} não são uniformes ao longo da superfície de colagem e apresentam valores máximos nas extremidades.

2.4. Modelo 3D em Elementos Sólidos

A modelagem de juntas coladas utilizando elementos sólidos $3D$ tem a vantagem de simular qualquer tipo de junta mostrada nas figuras anteriores, pois a geometria da junta é inteiramente representada por elementos $3D$, tanto na largura quanto no comprimento. Este tipo de modelagem também possibilita a captura de efeitos de borda. Em contrapartida, este tipo de modelagem de elementos finitos apresenta elevado número de graus de liberdade, principalmente quando os aderentes são laminados, pois as camadas são muito finas tornando o modelo extremamente refinado para evitar problemas de razão de aspecto de elementos (razão entre a maior e menor dimensão do elemento). A figura 2.21 apresenta um modelo de elementos finitos $3D$ de elementos sólidos com a distribuição das tensões normais σ_y e cisalhantes τ_{xy} .

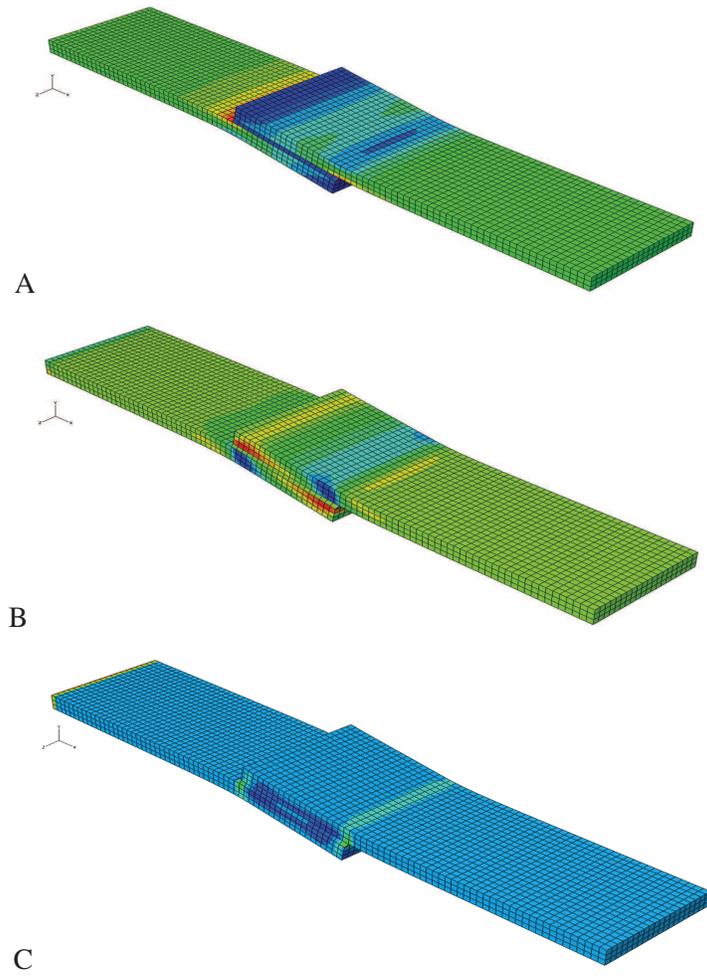


Figura 2.21 - Modelo 3D. (A) Tensões de Cisalhamento. (B) Tensões Normais (peel). (C) Deformação na direção 1.

Capítulo 3

O Fenômeno da Fadiga

3.1. Introdução

Por volta da metade do século XIX percebeu-se que os componentes e estruturas de engenharia frequentemente falham quando sujeitos a cargas flutuantes repetidas cuja magnitude está bem abaixo da carga crítica sob carregamento monotônico. As primeiras pesquisas foram voltadas principalmente para falhas de eixos e pontes as quais ocorriam com cargas cíclicas com níveis menores que a metade da magnitude de sua carga monotônica correspondente. Falhas devido a carregamento repetido foram então chamadas de “falhas por fadiga”.

Os primeiros estudos sobre fadiga não levavam em consideração os detalhes sobre o modo de falha nem a existência e o crescimento de imperfeições no material, mas tentavam determinar a vida em fadiga em termos de quantidades globais mensuráveis como tensão, deformação, tensão média, etc. Os resultados de ensaios realizados em laboratórios em pequenos corpos de prova sujeitos a cargas flutuantes repetidas senoidalmente, foram interpretados em diagramas expressando a tensão amplitude versus o número de ciclos até a falha, conhecidos como curvas *S-N*. Desses ensaios pôde-se concluir que a vida em fadiga aumenta com a diminuição do nível de tensão, e abaixo de um certo nível de tensão, conhecido como limite de fadiga, a falha não ocorre para nenhum número de ciclos de carregamento. O nível de tensão média, definido como a média entre a tensão máxima e mínima do ciclo de carregamento, desempenha um importante papel na vida em fadiga. Foi descoberto que a vida em fadiga diminui com o aumento da tensão média para um dado nível de tensão máximo aplicado.

Algumas relações empíricas para a vida em fadiga, deduzidas dos ajustes de curvas dos dados dos ensaios, foram propostas na literatura. O método da curva $S-N$ e outros procedimentos disponíveis baseados em quantidades de espécimes brutos conduzem a uma previsão imprecisa da vida em fadiga dos componentes de engenharia devido a grande dispersão dos resultados experimentais influenciados pelo tamanho e geometria do espécime, material e natureza da carga flutuante. Além disso, o fenômeno físico e os mecanismos governantes do processo de fadiga são completamente ignorados.

Um melhor entendimento do fenômeno da fadiga pode ser obtido modelando-se a iniciação de trinca por fadiga e os processos de propagação. A iniciação da trinca é analisada no nível microscópico, enquanto a abordagem da Mecânica do Contínuo é usada para a propagação da trinca. A necessidade de abordar estes dois processos separadamente surge da incapacidade da teoria atual de preencher as lacunas entre os danos do material que ocorrem em nível microscópico e os danos que ocorrem em nível macroscópico. É geralmente aceito que, quando a estrutura está sujeita a cargas externas repetidas, energia é acumulada nas vizinhanças de vazios e os defeitos microscópicos os quais crescem e coalescem, formam trincas microscópicas. Eventualmente, trincas maiores macroscópicas são formadas. Uma macrotrinca pode ser definida como uma trinca que é grande o suficiente para permitir a aplicação dos princípios da Mecânica do Contínuo homogênea. Uma macrotrinca é normalmente referida como uma trinca de fadiga. O número de ciclos necessários para iniciar uma trinca de fadiga é a vida de iniciação da trinca em fadiga N_i .

Após a iniciação de uma trinca em fadiga, começa a propagação lenta e estável da trinca, até a mesma alcançar um tamanho crítico correspondendo ao início da instabilidade global, levando à falha catastrófica. Assim, a vida em fadiga de um componente de engenharia pode ser considerada como composta por três estágios: a iniciação ou estágio I; a propagação ou estágio II; e a fratura ou estágio III, no qual a taxa de crescimento da trinca aumenta rapidamente conforme a instabilidade global é alcançada. O número de ciclos necessários para propagar uma trinca em fadiga até ela alcançar seu tamanho crítico é a vida de propagação da trinca em fadiga, N_p . Dependendo do material, da amplitude da carga flutuante e das condições ambientais, a vida de iniciação da trinca em fadiga pode tomar uma pequena ou uma grande parte da vida em fadiga total. Há muito que se reconheceu que a resistência dos sólidos depende grandemente do ambiente no qual eles estão localizados. Sob a influência do meio ambiente, um corpo pode se

comportar de uma maneira frágil ou dúctil, e sua resistência pode aumentar ou diminuir. A falha de componentes de engenharia sujeitos a um ambiente agressivo pode ocorrer sob tensões aplicadas com um nível bem abaixo da resistência do material. Condições ambientais influenciam grandemente o processo de falha local na ponta de uma trinca e causam um crescimento subcrítico da trinca e uma falha gradual dos componentes estruturais. Falhas sob tais condições envolvem uma interação entre complexos processos químicos, mecânicos e metalúrgicos. Os mecanismos básicos de crescimento de trinca subcrítico incluem corrosão sob tensão, fragilização por hidrogênio e fragilização por líquido. Um ambiente agressivo tem um efeito prejudicial sobre a vida em fadiga de um componente de engenharia. O comportamento fadiga-corrosão de um sistema estrutural sujeito a uma carga flutuante na presença de um ambiente agressivo é extremamente complicado.

Devido a sua importância prática, os problemas de fadiga e crescimento de trinca assistida pelo meio têm tido bastante importância na literatura. Existe um grande número de dados disponível, e várias teorias diferentes têm sido propostas, baseadas principalmente em correlações de dados experimentais. A figura 3.1 mostra uma curva típica do comprimento de trinca versus o número de ciclos para um carregamento cíclico de amplitude constante.

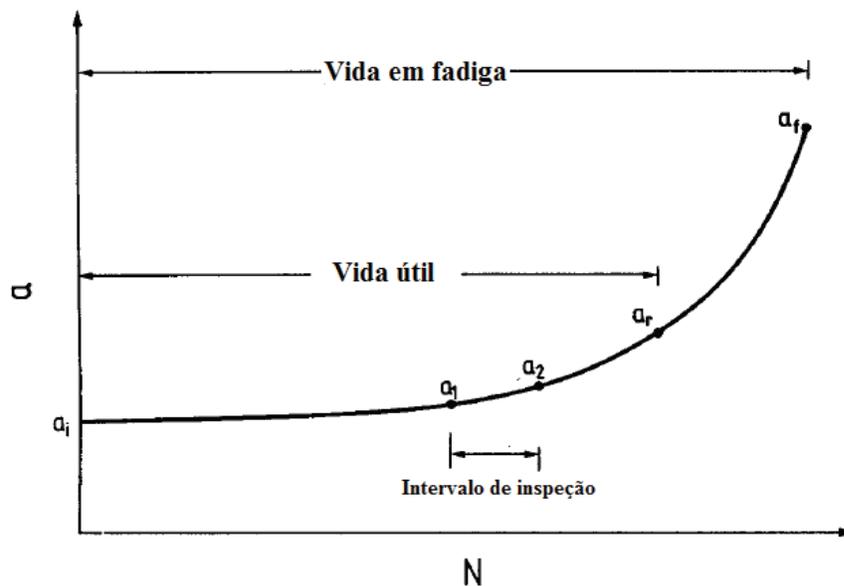


Figura 3.1 – Curva do comprimento de trinca versus o número de ciclos (Gdoutos, 2005)

Atualmente existe um volume considerável de pesquisas com materiais estruturais visando obter materiais (ou microestruturas) com altos níveis de resistência mecânica (limites de escoamento e de resistência à tração), associados a altos níveis de tenacidade à fratura. Os materiais metálicos possuem, em geral, uma relação inversa entre resistência mecânica e tenacidade à fratura, conforme ilustra a figura 3.2; a otimização das propriedades envolve necessariamente o deslocamento dessa curva para cima/direita, na direção da seta mostrada na figura.

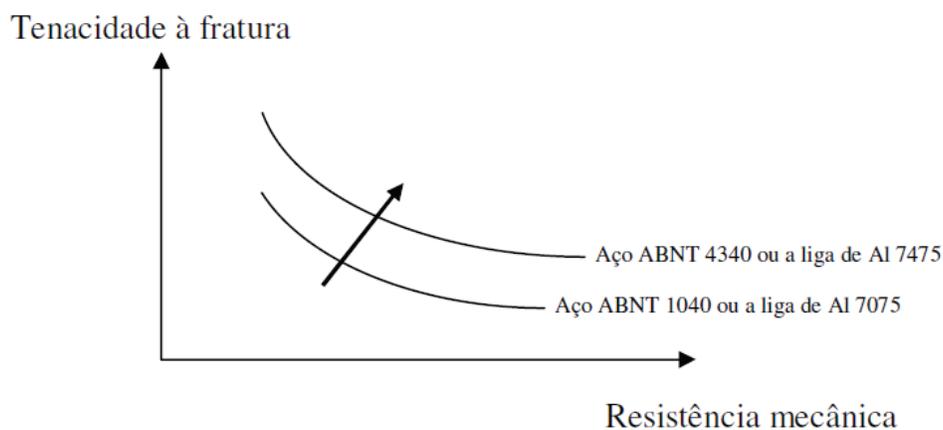


Figura 3.2 – Esquema da relação inversa entre tenacidade à fratura e resistência mecânica, Ferreira (2004)

É interessante observar que o aço ABNT 1040 possui níveis menores de tenacidade à fratura, quando comparado com o aço ABNT 4340, para um dado nível de resistência mecânica; isso ocorre porque o aço 4340 é “otimizado” pela composição química. O mesmo ocorre com as ligas de alumínio; a liga 7475 possui menores níveis das impurezas ferro e silício, o que a torna mais nobre.

Entretanto, como citado anteriormente, a existência de fenômenos como fadiga, fluência, irradiação de nêutrons e fratura assistida pelo meio (corrosão sob tensão, fragilização por hidrogênio e fragilização por metal líquido) fazem com que o desempenho de um dado componente estrutural dependa não somente da resistência mecânica e da tenacidade à fratura como também da resistência do material associada a esses fenômenos. Dentre esses fenômenos a fadiga é um dos mais importantes, pois é considerada responsável por pelo menos 90% de todas

as falhas em serviço devido a causas mecânicas. Obviamente, a importância de cada um desses fenômenos depende da aplicação.

Fadiga é um processo de “alteração estrutural” permanente, localizada e progressiva, que ocorre em um material solicitado por tensões e deformações cíclicas em um ou mais pontos do material e que pode culminar em trincas ou fratura completa após um número de ciclos suficientemente grande.

Como o fenômeno da fadiga envolve pelo menos três estágios; nucleação de uma trinca, crescimento da trinca até um determinado comprimento e fratura final do espécime; da definição anteriormente citada tem-se que a “alteração estrutural” representa a presença de uma trinca, que é “permanente e localizada”, e “progressiva” representa a propagação da trinca.

O estudo da fadiga pode ser dividido em três enfoques:

1º. Fadiga em alto ciclo ou *fadiga controlada por tensões cíclicas*. As principais características de componentes classificados dentro desse enfoque são dadas pelas inequações (3.1). As curvas $S - N$ (curvas de tensão em função do número de ciclos até a fratura) são as curvas características deste enfoque.

$$\begin{cases} \sigma_N < \sigma_e \\ N_f > 10000 \text{ ciclos} \end{cases} \quad (3.1)$$

Nas inequações (3.1), σ_N é a tensão nominal (tensão aplicada no componente mecânico ou espécime), σ_e é o limite de escoamento do material do componente mecânico ou espécime e N_f é a vida em fadiga (número de ciclos até a fratura).

2º. Fadiga em baixo ciclo ou *fadiga controlada por deformações cíclicas*. Nesse enfoque os níveis de tensão nominal, dados pelas inequações (3.2), são superiores ao limite de escoamento e o número de ciclos até a fratura inferior a 10000 ciclos. As curvas $\epsilon - N$ (curvas da deformação em função do número de ciclos até a fratura) são características fundamentais deste enfoque.

$$\begin{cases} \sigma_N > \sigma_e \\ N_f < 10000 \text{ ciclos} \end{cases} \quad (3.2)$$

3º. Propagação de trinca por fadiga. Esta abordagem utiliza a metodologia da mecânica da fratura. Neste caso, a curva característica é a taxa de propagação da trinca por fadiga (da/dN) em função da variação do fator de intensidade de tensão (ΔK) ou da taxa de liberação de energia (ΔG).

É importante observar que os dois primeiros enfoques, alto e baixo ciclos, envolvem os estágios de nucleação e propagação da trinca; por isso, são também designados por “iniciação”; por outro lado, o terceiro enfoque, propagação de trinca por fadiga, envolve apenas o estágio do crescimento da trinca. Dessa forma, a fadiga pode ser estudada em termos de “iniciação” e “propagação” da trinca.

Quando se trata de fadiga, existem muitos fatores a serem considerados, mesmo para casos de carregamentos bem simples. Os métodos de análise de falha por fadiga representam uma combinação de engenharia e ciência. Com frequência, a ciência falha em prover as respostas completas que se fazem necessárias. Ainda assim, por exemplo, um avião deve ser construído para voar, e com segurança. Um automóvel, por sua vez, deve ser fabricado com uma confiabilidade que assegure uma vida longa e livre de problemas, ao mesmo tempo, que produza lucros para os seus acionistas. Dessa forma, mesmo que a ciência ainda não explique completamente o mecanismo da fadiga, o engenheiro deve continuar a projetar coisas que não irão falhar. Em certo sentido, esse é um exemplo clássico do significado real das engenharias, em contraste com a ciência. Os engenheiros utilizam a ciência para resolver seus problemas, caso ela esteja disponível. Porém, disponível ou não, o problema ainda assim deve ser resolvido, e, independentemente da forma como a solução se apresente sob tais condições, ela é denominada *engenharia*.

3.2. Fadiga em Juntas Coladas por Adesivo

A fadiga, no sentido da engenharia, também pode ser definida como a falha de uma estrutura sob um regime de carregamento repetitivo ou cíclico no qual as cargas envolvidas são consideravelmente menores que aquelas envolvidas em falha instantâneas ou quase-estáticas. A fadiga é um assunto significativo para estudo por muitas razões. Primeiramente, carregamentos em fadiga são vistos em quase todas as grandes estruturas de engenharia, ou seja, aviões, navios,

carros, prédios, pontes, assim como em muitas outras aplicações, tais como equipamentos esportivos e até mesmo partes do corpo humano, como joelhos por exemplo. Devido a isso, a fadiga pode resultar em súbitas falhas catastróficas depois de anos de serviço aparentemente seguro. Longos períodos podem ser gastos na fase de iniciação do dano por fadiga, no qual pode não haver sinais de dano, e então a falha pode acelerar rapidamente nos estágios finais. O dano por fadiga pode ser iniciado ou acelerado por muitos fatores tais como impacto accidental, *overloading*, corrosão, abrasão, etc. Outro agravante é que a falha por fadiga é notoriamente difícil de prever com precisão. Um problema composto pelo fato de que o carregamento em serviço e o meio ambiente são raramente conhecidos com um ótimo grau de precisão. Consequentemente, é muito difícil projetar contra falhas por fadiga sem recorrer a altos fatores de segurança, e dessa forma incorrer em ineficiências estruturais. O monitoramento de dano por fadiga pode também ser difícil, particularmente se o início estiver em um local inacessível ou se o tamanho crítico da trinca antes da fratura rápida for muito pequeno. Pode-se resumir, portanto, que a previsão de falha por fadiga em uma estrutura é extremamente importante assim como difícil.

As vantagens de colagem por adesivo comparada com outras técnicas de união são agora bem reconhecidas e dois dos benefícios frequentemente citados é que as concentrações de tensões são mais uniformemente distribuídas do que nas juntas rebitadas ou parafusadas e que o processo de colagem não enfraquece explicitamente os aderentes (embora existam prováveis concentrações de tensão no aderente na área da junta). Pode-se esperar, dessa forma, que as juntas coladas tenham uma boa performance em fadiga, e de fato isso frequentemente é o caso. Entretanto, um número de problemas potenciais para juntas adesivas sujeitas à fadiga deve ser reconhecido. Adesivos são, como a maioria dos materiais, suscetíveis a fadiga e por isso se for esperado carregamento por fadiga em uma aplicação, então a resistência à fadiga do adesivo deve ser investigada. É bem conhecido que os adesivos e a região interfacial entre adesivo e aderente são sensíveis ao meio ambiente e isso irá afetar a resistência à fadiga da junta. Adesivos são também suscetíveis à fluência sob certas condições, e combinado com fadiga isso pode levar a uma falha acelerada. Deve também ser lembrado que a falha em uma junta colada pode ocorrer no adesivo, no aderente ou na região interfacial entre os dois e que a resistência relativa dos vários componentes é dependente de muitos fatores, tais como geometria, meio ambiente e carregamento, e pode variar com o progresso do dano.

3.2.1. Carregamento de fadiga

Vale a pena considerar um pouco mais detalhadamente o que exatamente significa um carregamento por fadiga. A principal característica é que a carga varia com o tempo e isso é útil para caracterizar o espectro de carga em picos e vales no carregamento variável, com um ciclo sendo definido como o tempo entre picos adjacentes (ou vales) e a frequência sendo o número de ciclos por unidade de tempo. O espectro de fadiga pode ser caracterizado em termos da carga ou do deslocamento aplicados para amostras simples, mas, em estruturas mais complexas é mais útil pensar em termos de tensões cíclicas (ou outro parâmetro, tal com a taxa de liberação de energia) em um ponto de interesse. É comum em laboratório experimentos representarem a fadiga com amplitude constante, ondas na forma senoidal, como mostrado na figura 3.3. Os parâmetros chave de fadiga são definidos na tabela 3.1 (notando que parâmetros similares podem ser definidos em termos de carga, deslocamento, fator de intensidade de tensão, etc).

Somente a frequência e mais dois outros parâmetros da tabela 3.1 são necessários para caracterizar um espectro de amplitude constante. Duas considerações importantes para juntas coladas por adesivo são a tensão média e a frequência. Como adesivos tendem a ser viscoelásticos ou viscoplásticos por natureza, então a carga média de tração pode conduzir a uma fluência progressiva da junta sobre o tempo. Isso é exacerbado em baixas frequências, onde o tempo de carregamento pode torna-se tão significativo quanto o número de ciclos na definição da falha. Entretanto, em altas frequências, um aquecimento histerético pode também conduzir a uma falha prematura. A maioria das juntas coladas são projetadas para carregamento de tração e se a junta for submetida acidentalmente a um carregamento compressivo então pode ocorrer flambagem, da qual altas forças de *peel* surgem ocasionando uma fratura rápida.

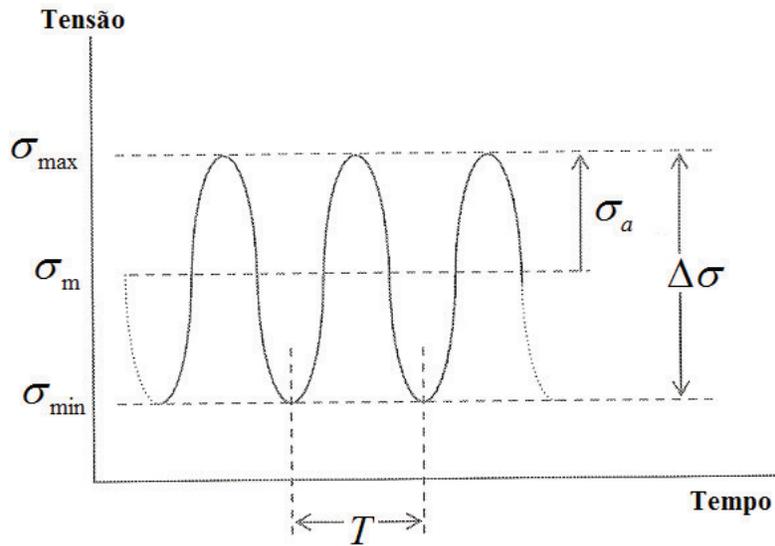


Figura 3.3 – Onda na forma senoidal, com frequência e amplitude constantes, Shigley (2005)

Tabela 3.1 – Parâmetros usados para descrever um espectro de fadiga

Tensão Máxima	σ_{\max}
Tensão Mínima	σ_{\min}
Tensão Amplitude	$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}$
Tensão Média	$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}$
Intervalo de Tensão	$\Delta\sigma = \sigma_{\max} - \sigma_{\min}$
Razão de Carga	$R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$
Período	$T (seg)$
Frequência	$f = \frac{1}{T} (Hz)$

Outras formas de carregamento por fadiga que podem ser usadas em laboratório para investigar o comportamento sob condições específicas são mostradas na figura 3.4.

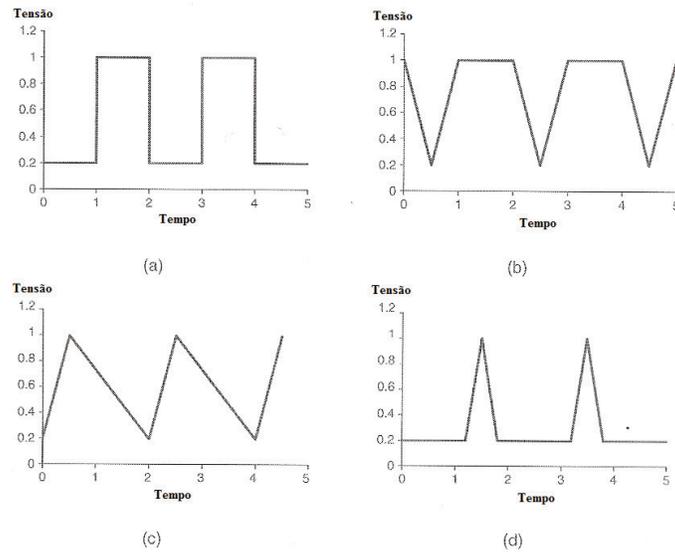


Figura 3.4 – Formas de onda alternativas: (a) quadrada, (b) trapézio, (c) dente de serra, (d) prego, Silva & Ochsner (2010)

Por exemplo, uma onda na forma de dente de serra assimétrica pode ser usada para investigar a importância relativa dos segmentos de carregamento e descarregamento de um ciclo de fadiga. O crescimento da trinca tende a ocorrer somente na parte de carregamento da onda, entretanto, considerando que fluência pode ocorrer sempre que uma carga suficiente é aplicada, conclui-se que uma onda com segmentos com carregamento e descarregamento variáveis, junto com segmentos com carregamentos constantes podem ajudar a investigar a importância relativa entre fluência e fadiga. Em aplicações reais é raro que os tipos de carregamentos idealizados mostrados nas figuras 3.3 e 3.4 ocorram. É mais provável que a frequência, a amplitude e a forma da onda variem com o tempo, como ilustrado na figura 3.5.

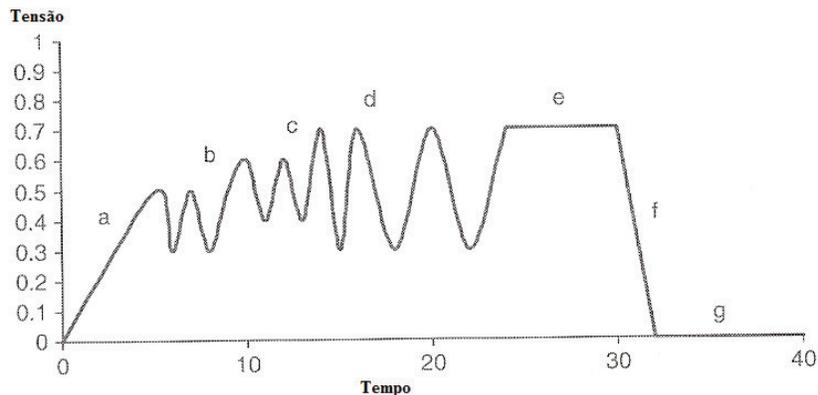


Figura 3.5 – Espectro ilustrando várias características vistas em serviço, Silva & Ochsner (2010)

Além disso, é provável que existam diferentes tipos de carregamento associados com diferentes eventos, por exemplo, em um carro pode haver uma alta frequência variável e uma carga de fadiga de baixa amplitude associada com a interação dos pneus com a estrada, isso sobreposto com uma baixa frequência e uma alta amplitude fadiga associada com manobras comuns tais como curvas ou frenagens. Existe um grande número de meios para lidar com tais carregamentos complexos. Um deles é instalar um dispositivo de medição em uma peça em serviço para caracterizar os eventos típicos e então criar um espectro a partir dessa informação para representar, por exemplo, um típico voo de avião, incluindo a decolagem, manobras no ar e aterrissagem. O espectro resultante pode então ser rodado repetidamente para considerar o efeito múltiplo de tais eventos. A principal desvantagem deste método é que os experimentos tendem a ser muito longos e podem ainda ser inúteis se os “eventos fora do comum” não forem considerados. Por isso é geralmente preferível reduzir o espectro. Em metais, onde os materiais são geralmente insensíveis à frequência, um método fácil de acelerar os testes é comprimir o espectro e testar em alta frequência, embora nenhum efeito dependente do tempo, tal como a corrosão, possa ser representado com precisão em tais testes.

3.2.2. Iniciação e propagação por fadiga

O estudo da fadiga é geralmente dividido nas fases de iniciação e propagação. Em juntas coladas por adesivo a diferenciação entre essas duas fases, e mesmo se realmente existem essas duas fases, ainda é uma questão controversa. Entretanto, no nível de modelagem para previsão

existe uma distinção entre como uma trinca propagando é analisada e como o número de ciclos antes que uma macrotrinca se forme pode ser previsto, e isso pode ser usado para diferenciar as fases de iniciação e propagação. É claro que a iniciação na fadiga em adesivos é complexa e mecanicamente diferente do que em metais. Ela pode também variar com o material, geometria e meio ambiente. Adesivos tendem a ser sistemas com múltiplos componentes, com partículas infiltradas tipicamente adicionadas e a falha pode envolver muitos mecanismos, incluindo microtrinca na matriz (iniciação, crescimento e coalescência). Uma parte intrínseca da falha por fadiga em uma junta colada pode também envolver falha, ou dano, no aderente ou na região interfacial entre aderente e adesivo, e dessa forma esses possíveis modos de falha devem também ser considerados em qualquer modelo de previsão. Uma dificuldade adicional em caracterizar falhas por fadiga em juntas coladas de um ponto de vista mecanicista é que o dano inicial tende a ser interno o que torna a detecção e a caracterização experimental difícil, especialmente quando se tenta fazer isso de forma não destrutiva. Em termos de uma inspeção em serviço, a iniciação pode ser ligada à detectabilidade de falhas. Em muitos casos uma definição puramente mecanicista das fases de iniciação e propagação pode ser irrealista, e uma abordagem mais pragmática deve ser adotada. Em termos do modelador uma diferenciação útil é tratar o dano por fadiga como uma fase de iniciação até que uma trinca suficiente tenha se formado e cujo seu crescimento possa ser previsto pela mecânica da fratura. Em termos de modelagem por elementos finitos, o dano é frequentemente modelado reduzindo-se as propriedades do material (a abordagem da mecânica do dano contínua) normalmente a rigidez, do elemento, e a trinca é modelada separando-se os elementos nos nós, depois do qual os métodos da mecânica da fratura podem ser usados para modelar a propagação da trinca. Na modelagem de zona coesiva, ambos o dano e o crescimento da trinca são representados usando-se elementos especializados para unir elementos contínuos adjacentes.

3.2.3. Ensaios experimentais

Embora esta seção esteja concentrada principalmente em como modelar fadiga em juntas coladas, é impossível fazer isso sem falar de ensaios experimentais. Primeiramente, os ensaios são necessários para gerar as propriedades mecânicas para cada componente da junta. A propriedade requerida irá depender do modelo constitutivo do material considerado apropriado

para cada componente. Uma potencial dificuldade aqui é que adesivos tendem a ter taxas de deformação dependentes das propriedades mecânicas e a taxa de deformação experimental de um adesivo em uma junta irá variar significativamente tanto temporalmente (devido ao carregamento cíclico e ao dano progressivo) e espacialmente. Tentar incluir esse efeito no modelo pode ser difícil e normalmente um valor de compromisso é usado. Isso pode ser perfeitamente adequado quando a temperatura estiver bem abaixo do ponto de transição vítrea, mas, pode ser menos aceitável em altas temperaturas.

Ensaaios experimentais são também necessários para fornecer os parâmetros associados com o modelo de dano por fadiga particular que está sendo aplicado. Por exemplo, se um modelo de crescimento de trinca estiver sendo aplicado então um ensaio de fratura terá que ser feito para fornecer as constantes que relacionam o parâmetro de fratura escolhido (tipicamente a taxa de liberação de energia, G) e a taxa de propagação da trinca. Diferentes testes podem ter que ser feitos para falha no adesivo, no aderente e na interface entre os dois. Além disso, pode ser necessário realizar esses testes sob diferentes condições ambientais. Os corpos de prova para esses testes são similares àqueles usados para determinar os parâmetros de fratura em carregamento quase-estático, ou seja, para carregamento em modo I uma *double cantilever beam* (DCB), como mostrada na figura 3.6a é tipicamente usada. Nestes testes é essencial a medição precisa do crescimento da trinca como uma função dos ciclos durante o teste e isso pode ser alcançado por meios ópticos pelo uso de *crack gauges*. Inclusive, uma das contribuições deste trabalho foi o desenvolvimento de uma técnica capaz de medir com razoável precisão o comprimento de uma trinca na camada de adesivo em uma DCB solicitada em fadiga. Também pode ser útil medir o deslocamento no ponto de aplicação da carga se o ensaio estiver sendo feito com controle de carga.

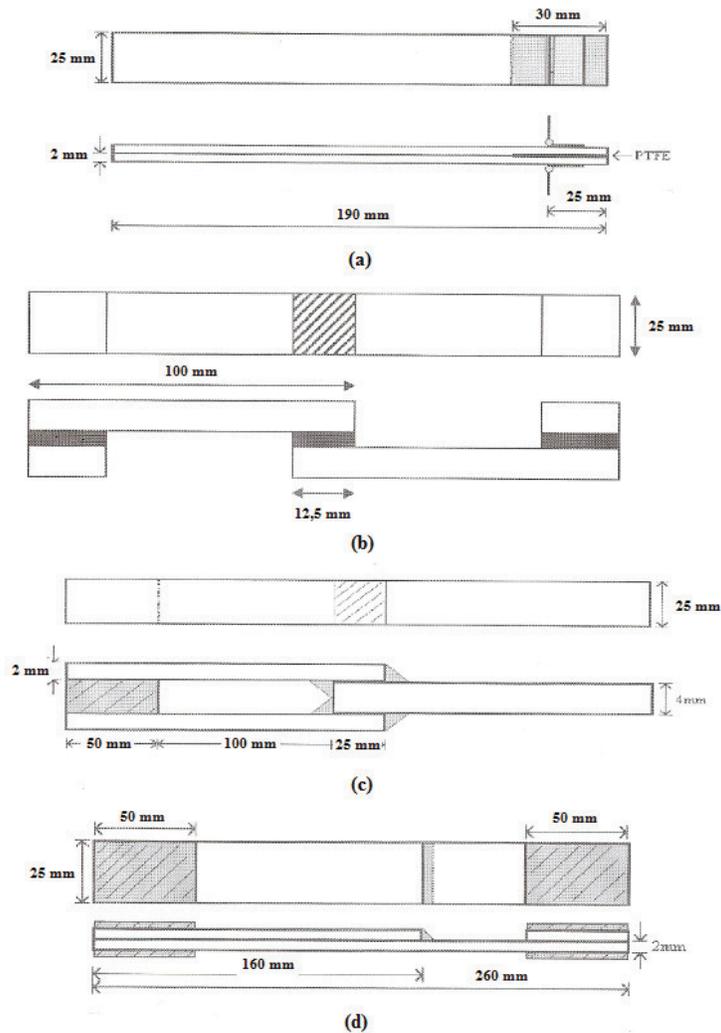


Figura 3.6 – Típicos CDP's de fadiga: (a) DCB, (b) SLJ, (c) DLJ, (d) LSJ

Outra classe de ensaios são aqueles usados para validar a modelagem de fadiga. Esses testes podem também ser similares àqueles usados em ensaios quase-estáticos padrão, como os de *single lap joint (SLJ)* e de *double lap joint (DLJ)* mostrados na figura 3.6b e c respectivamente. Nestes ensaios o número de ciclos até a falha pode ser simplesmente armazenado ou pode ser feita uma tentativa de monitorar o progresso da trinca (ou dano). Um espécime de ensaio comum usado para visualizar a iniciação e propagação sob fadiga em juntas coladas por adesivo é o *lap-strap joint* mostrado na figura 3.6d. Este CDP tende a ser mais representativo para aplicações

com áreas coladas longas, tais como reforçadores em asas de aeronaves, do que as *single lap joints*.

O ensaio de fadiga em juntas coladas por adesivo é coberto pelas normas BS EN ISO 9664:1995 e ASTM D3166-99. Estas normas recomendam que no mínimo quatro espécimes devem ser testados em três diferentes amplitudes de tensão para uma dada tensão média, de forma que a falha ocorra entre 10^4 e 10^6 ciclos. Estas normas também aconselham uma análise estatística dos dados. Em geral, os dados de fadiga exibem uma dispersão bem maior do que os dados quase-estáticos, e isso deve ser levado em consideração quando se usa fatores de segurança com dados de fadiga.

Capítulo 4

Materiais e Métodos

Conforme mencionado no Capítulo 1, este trabalho foi desenvolvido para atender uma parte de um projeto de pesquisa denominado *Projeto Colagem Estrutural* iniciado em 2009.

Devido as exigências do projeto, o trabalho atacou o problema de propagação de trinca em fadiga em juntas coladas sob três enfoques:

♦ **Modelos Analíticos** – onde se procurou estudar modelos matemáticos com soluções fechadas para o cálculo das distribuições de tensão e vida em fadiga de juntas coladas com uma trinca na camada de adesivo. Estes modelos geraram uma equação para o cálculo da vida em fadiga assim como um *software* em linguagem Matlab[®] que serve como uma ferramenta de primeira análise no projeto de juntas coladas.

♦ **Modelos Numéricos** – foram criados modelos numéricos utilizando o Método dos Elementos Finitos (MEF) através do *software* comercial ABAQUS[®], para simular o comportamento dos corpos de prova colados utilizados nos ensaios experimentais. Além disso, foram projetados e desenvolvidos modelos numéricos para um tipo de subcomponente aeronáutico com um *doubler* colado para retardar o crescimento de uma trinca no *skin*. *Doublers* são chapas de reparo coladas na estrutura da aeronave com o objetivo de fornecer maior resistência estrutural em uma certa região ou para retardar o crescimento de microtrincas na fuselagem. *Skin* seria a estrutura base onde está colado o doubler, ou seja, no caso de um avião pode ser a própria fuselagem, a asa ou qualquer outra superfície onde se deseja aplicar o reparo.

♦ *Ensaaios Experimentais* – foram realizados quatro tipos de ensaios de juntas coladas, dois deles baseados nas normas ASTM e cujos resultados serviram para obter propriedades do adesivo e projetar os subcomponentes. Os outros dois foram feitos com metodologias desenvolvidas neste trabalho e fazem parte da contribuição do mesmo.

4.1. Adesivo Cyttec FM73

O adesivo empregado para fabricar os corpos de prova utilizados neste trabalho foi o Cyttec FM73. O filme adesivo FM73 é um resistente adesivo *epoxy* para aplicações aeroespaciais, projetado para fornecer excelente performance estrutural entre -55°C e 82°C. O FM73 é formulado para fornecer boa durabilidade em colagem de metais e é também adequado para a colagem de muitos sistemas de compósitos estruturais.

Vários testes têm provado que o adesivo FM73 atende as exigências de resistência ao meio ambiente e durabilidade em colagens. Para obter máxima resistência ao meio ambiente e durabilidade na colagem de componentes metálicos é recomendado o uso de um *primer* inibidor de corrosão, como o BR127 por exemplo. Com relação às principais características e benefícios do FM73, podemos citar:

- ♦ Demonstra excelente performance estrutural e resistência ao *peel* entre -55°C e 82°C.
- ♦ Resistente à exposição de umidade durante a pré-colagem.
- ♦ Boa resistência à corrosão em alta umidade.
- ♦ Vida útil durante o armazenamento de 15 dias a 24°C.

Como principais aplicações podemos citar:

- ♦ Colagem Metal/Metal.
- ♦ Colagem Compósito/Compósito.
- ♦ Colagem Compósito/Metal.

Com relação às aplicações realizadas neste trabalho, pode-se dizer que o adesivo FM73 cumpriu bem a sua função de união estrutural de substratos de metal, apresentando bom desempenho inclusive nos ensaios de fadiga, onde apresentou valores de vida em fadiga considerados altos para um material polimérico.

Diante do exposto, pode-se concluir que esta classe de adesivos estruturais são adequados para aplicações aeronáuticas e aeroespaciais de alta tecnologia.

4.2. Aderentes de Alumínio 2024T3

O material empregado para fabricar os aderentes dos corpos de prova utilizados neste trabalho, assim como os subcomponentes foi a liga de alumínio 2024T3. Neste material o cobre é empregado como elemento de liga principal. Normalmente é utilizado em aplicações que requerem uma elevada relação Resistência/Peso, o que explica sua utilização em aplicações aeronáuticas. O 2024T3 possui também uma boa resistência à fadiga, porém não pode ser soldado e possui uma usinabilidade média.

Esta liga tem baixa resistência à corrosão, e por isso muitas vezes as peças feitas deste material são revestidas com algum tipo de aditivo, como *Al-Zn* por exemplo, para protegê-las; no entanto esta prática pode reduzir a resistência à fadiga.

O 2024T3 possui uma resistência à tração de 400 – 427 MPa e uma resistência à deformação de pelo menos 269 – 276 MPa. Possui um alongamento entre 10 e 15%.

Devido à sua elevada tenacidade e resistência à fadiga, o 2024T3 é comumente utilizado em aeronaves, principalmente na estrutura da asa e fuselagem. Além disso, uma vez que o material esteja sujeito a choques térmicos, a liga pode ser empregada na certificação de testes de penetração de líquidos fora dos padrões normais de temperatura.

4.3. Processo de Colagem

Os processos para colagem de metais por adesivos normalmente são dados por técnicas de manufatura complexas que fogem ao escopo deste trabalho que é focado na área de análise e projeto de juntas coladas. Nesta seção será dada uma breve introdução sobre o processo de colagem mais comum utilizado em juntas metálicas coladas.

Primeiramente, as superfícies dos aderentes devem estar perfeitamente limpas e livres de óleos e gorduras, por isso a preparação das superfícies antes da colagem é um dos mais importantes fatores no processo de colagem por adesivo. Tratamentos pré-colagem são aplicados para deixar as superfícies coesivamente mais fortes e com maior facilidade de adesão pelo

adesivo. A resistência de uma junta adesiva aumenta significativamente quando resíduos tais como ferrugem, detritos, descamação de pintura e contaminantes orgânicos são removidos da superfície de forma que o adesivo possa aderir mais facilmente ao substrato.

No caso de aderentes de alumínio colados com um adesivo *epoxy*, que é o caso dos corpos de prova usados neste trabalho, os substratos recebem um vapor desengordurante, seguido de um jateamento de areia e um ataque ácido.

Uma vez que os aderentes foram tratados adequadamente, deve-se aplicar o adesivo *epoxy* na área colada cuidadosamente. Os adesivos dos tipo *epoxy* são materiais poliméricos vendidos na forma de termoplásticos que são polímeros sensíveis à temperatura porque não possuem ligações cruzadas entre suas moléculas. Por isso após a aplicação correta do adesivo a junta deve passar por um processo de cura através de um equipamento conhecido como autoclave.

Uma vez dentro da autoclave, a junta colada será submetida à elevada pressão e temperatura, desencadeando uma reação química no adesivo *epoxy* que o transformará em um polímero termofixo, que são resistentes a altas temperaturas e possuem as ótimas propriedades mecânicas descritas na seção 4.1 para o FM73. Isso se deve à formação de ligações cruzadas entre as macromoléculas dos polímeros termofixos.

Após esse processo, a junta colada estará pronta para uso depois de um breve período de armazenamento em temperatura adequada.

4.4. Modelos Analíticos Utilizados como Base

Nos últimos anos modelos simples baseados na representação dos aderentes como vigas foram desenvolvidos. Conforme discutido no Capítulo 2, no primeiro desses modelos, Volkersen (1939), somente a extensão dos aderentes é levada em consideração, e o adesivo é assumido como estando em estado de cisalhamento puro. Na prática, a maioria das geometrias de junta conduz a alguma medida da tensão normal, conhecida como tensão *peel*, nas extremidades da camada de adesivo. Modelos de viga para a *single lap joint* com flexão e tensão normal foram desenvolvidos por Goland & Reissner (1944).

A partir destes primeiros modelos muitas extensões foram feitas, como por exemplo, juntas assimétricas, teoria de viga com flexibilidade ao cisalhamento e gradientes de tensão através da camada de adesivo. O principal efeito dessas extensões da teoria é a mudança de

magnitude envolvida, enquanto as características básicas permanecem. As características básicas são concentrações de tensão finitas tanto das tensões de cisalhamento quanto das tensões normais no adesivo, cada uma governada por sua própria escala de comprimento dependendo das propriedades da junta.

Com o sucesso da Mecânica da Fratura, e o uso do conceito associado dos fatores de intensidade de tensão definindo uma singularidade de tensão local, a relevância das concentrações de tensão finitas tipo viga tem sido questionada. Apesar disso, espécimes de teste simples tal como o *Double Cantilever Beam (DCB)*, são usados com sucesso junto com o resultado teórico baseado na flexão de vigas simples, desconsiderando até mesmo as propriedades elásticas do adesivo. O efeito da elasticidade do adesivo foi incluído por Kanninen (1973) e Ouezdou e Chudnovsky (1988). A chave para o sucesso é o uso de uma equação de balanço de energia expressa em termos da taxa de liberação de energia. A energia disponível para a propagação da trinca é expressa em termos da variação de energia de deformação das vigas quando o comprimento da trinca aumenta sob uma carga constante. No uso padrão da *DCB* a carga está em modo *I* puro, ou seja, somente tensões de *peel* são introduzidas no adesivo. A correspondente carga em modo *II* puro da *DCB* foi investigada por Wernersson (1990), e um espécime de teste tipo viga dupla em modo *II* para flexão foi proposto por Moussiaux *et al* (1987). Características comuns desses modelos são que um estado de tensão em modo *I* puro ou em modo *II* puro é estabelecido e que a aproximação da flexão da viga aparece como sendo bem satisfeita além das zonas locais nos finais da camada de adesivo.

Os principais resultados utilizados como base neste trabalho, desenvolvidos por Krenk (1992), são expressões simples para a taxa de liberação de energia no adesivo, determinadas pela teoria de viga. Depois de uma breve descrição da relação entre taxa de liberação de energia e flexibilidade a *DCB* é analisada em modo *I* e modo *II*. O propósito é introduzir os parâmetros relevantes no contexto mais simples possível e demonstrar que a taxa de liberação de energia pode ser expressa em termos de concentrações de tensão finitas.

A fórmula para a taxa de liberação de energia em termos das concentrações de tensão finitas é similar em forma à expressão em termos dos fatores de intensidade de tensão, conhecidos da teoria da elasticidade bidimensional. Se a trinca se propaga no adesivo, essa equivalência permite a dedução de simples fórmulas explícitas para os fatores de intensidade de tensão K_I e K_{II} em termos das concentrações de tensão finitas da teoria de viga. A implicação é

que se as aproximações para viga são boas o suficiente para manter o controle do balanço de energia total da junta, então os fatores de intensidade de tensão associados com o comportamento local da ponta da trinca podem ser calculados com precisão a partir dos resultados da teoria de viga. Isso sugere que mesmo para algumas configurações de juntas adesivas em modo misto, cálculos extensivos de elementos finitos não são necessários para a determinação dos campos de tensão locais característicos. Naturalmente a possibilidade de trincas na interface precisa ser considerada, mas a única divisão das contribuições em modo *I* e modo *II* com respeito à linha de simetria sugere que a razão entre as tensões finitas de *peel* e cisalhamento pode ser usada para descrever a razão entre o modo *I* e o modo *II* em um campo próximo.

4.4.1. Energia e Flexibilidade

A taxa de liberação de energia associada com o crescimento de uma trinca é a energia que se torna disponível por um aumento unitário da área da trinca A quando a carga é mantida constante. A relação entre a taxa de liberação de energia e a flexibilidade do corpo trincado é mostrada a seguir. O princípio é ilustrado na figura 4.1.

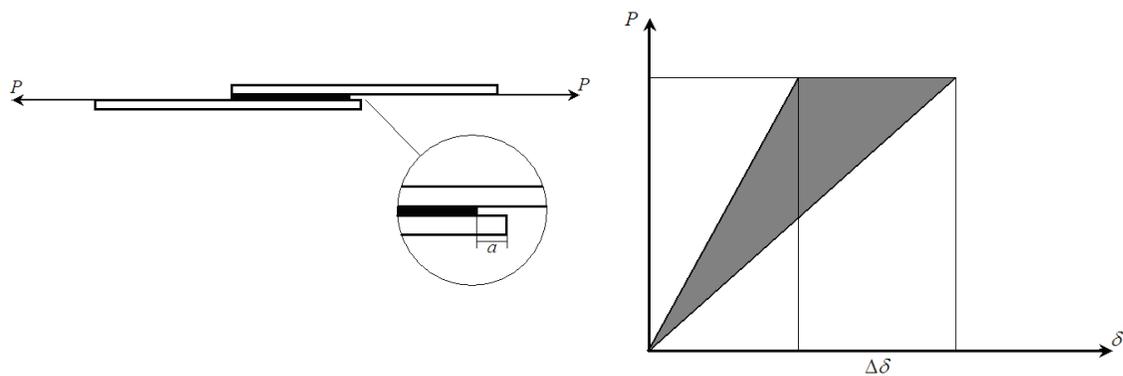


Figura 4.1 – Taxa de liberação de energia e flexibilidade, Krenk (1992)

Por questão de argumento a carga consiste de duas forças opostas P . Com a área original da trinca A o deslocamento mútuo devido às duas forças é dado por:

$$\delta = C(A)P \quad (4.1)$$

onde C é a flexibilidade. Se a área da trinca é estendida de ΔA o deslocamento adicional é:

$$\Delta \delta = (C(A + \Delta A) - C(A))P = \frac{\partial C}{\partial A} \Delta A P \quad (4.2)$$

O trabalho externo associado é $P\Delta\delta$, enquanto a variação associada da energia interna, mostrada como a área cinza na figura 4.1, é $\frac{1}{2}P\Delta\delta$. Assim a taxa de liberação de energia é:

$$G = \frac{\partial}{\partial A}(V - U) = \frac{1}{2} \frac{\partial C}{\partial A} P^2 \quad (4.3)$$

É fácil demonstrar que a mesma fórmula se mantém para o crescimento da trinca sob um deslocamento relativo δ fixo.

A equação (4.3) é uma ferramenta bem conhecida da Mecânica da Fratura experimental. Casos especiais para muitas geometrias simples têm sido usados para juntas adesivas. Entretanto, em nenhum desses casos foi feita a relação entre a taxa de liberação de energia e uma concentração de tensão local finita.

A seguir o adesivo é representado como uma distribuição contínua de molas independentes, enquanto os aderentes são modelados pela teoria de vigas. Esta aproximação conduz a concentrações de tensão, σ e τ , bem definidas no adesivo. Este modelo de propagação de trinca é equivalente para um comprimento curto do adesivo. Assim o modelo de molas contínuas não inclui uma representação explícita dos campos de tensão próximos, conhecida da teoria da elasticidade bidimensional. Entretanto, o propósito da análise é estabelecer um balanço de energia global no qual somente mudanças no campo de tensões são importantes. A função da rigidez da mola é representar a extensão da concentração de tensão e assim descrever a influência do comprimento da junta.

4.4.2. Double Cantilever Beam – Modo I

O espécime de teste clássico para *DCB* é mostrado na figura 4.2. Duas vigas idênticas de seção transversal retangular com altura h e largura b são unidas por uma fina camada de adesivo

de espessura t . O comprimento colado do adesivo é l , deixando duas vigas em balanço de comprimento a . A figura mostra o carregamento simétrico (modo I) dado pelas duas forças opostas de magnitude P .

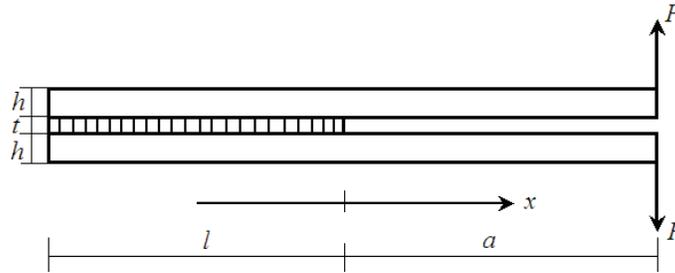


Figura 4.2 – DCB em modo I

A camada de adesivo é aproximada por molas com rigidez E'_a/t por unidade de área, onde o valor em estado plano de deformação, $E'_a = E_a/(1-\nu^2)$, do módulo de elasticidade do adesivo é usado por causa das restrições. Devido à simetria do problema cada viga pode ser tratada separadamente como uma viga elástica. A rigidez à flexão da viga individual é $EI = \frac{1}{12}Ebh^3$ e a rigidez de mola associada é $k = 2E'_a b/t$. A equação diferencial correspondente é:

$$\frac{d^4 w}{dx^4} + 4\lambda_\sigma^4 w = 0 \quad (4.4)$$

onde o parâmetro λ_σ é definido por:

$$\lambda_\sigma^4 = \frac{k}{4EI} = \frac{6}{h^3 t} \frac{E'_a}{E} \quad (4.5)$$

o parâmetro λ_σ^{-1} serve como uma escala de comprimento do problema em modo I.

Uma apresentação detalhada de vigas em fundação elástica foi dada por Hetényi (1946), e assim somente as partes relevantes da solução serão usadas neste trabalho. Por simplicidade o comprimento da área colada l é assumido como sendo longo, ou seja, $\lambda_\sigma l > 3$. O resultado principal também é válido para comprimento colado finito, mas a análise é mais elaborada. Ao longo do comprimento colado da viga, $x \leq 0$, o deslocamento é:

$$w(x) = \frac{2P\lambda_\sigma}{k} e^{(\lambda_\sigma x)} \cdot ((1 + \lambda_\sigma a) \cos(\lambda_\sigma x) + \lambda_\sigma a \cdot \sin(\lambda_\sigma x)), \quad x \leq 0 \quad (4.6)$$

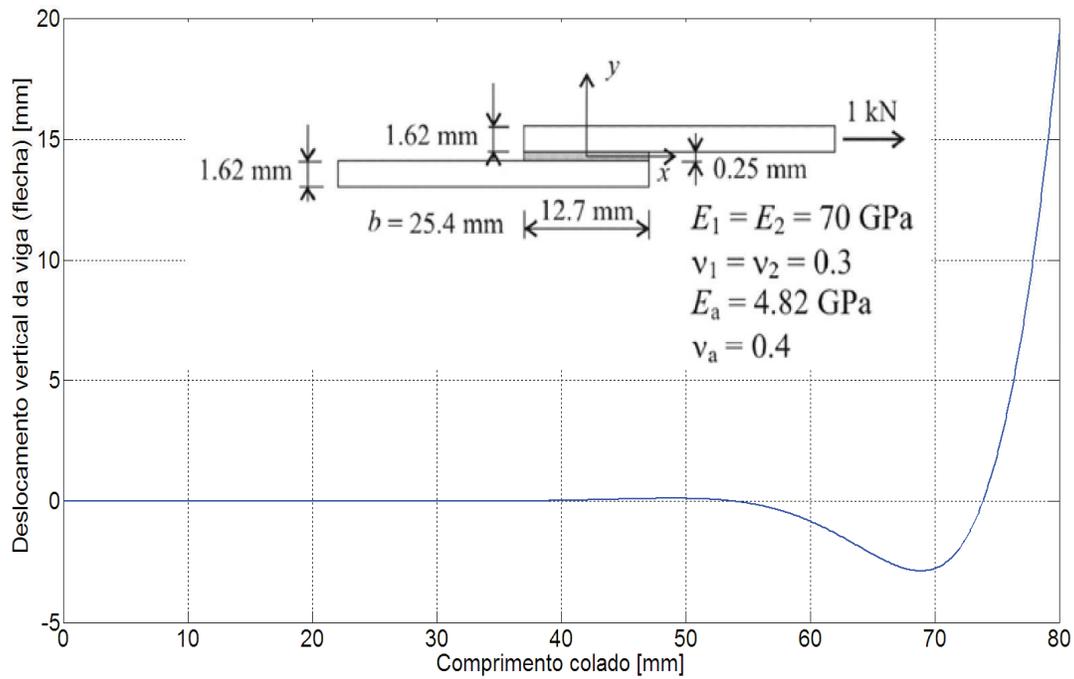


Figura 4.3 – Comportamento da solução (4.6)

Esta solução fornece as condições de contorno cinemáticas para a viga em balanço:

$$w(0) = \frac{2P\lambda_\sigma}{k} (1 + \lambda_\sigma a) \quad (4.7)$$

$$\frac{dw(0)}{dx} = \frac{2P\lambda_\sigma^2}{k} (1 + 2\lambda_\sigma a) \quad (4.8)$$

A máxima tensão *peel* que ocorre no final da linha colada também segue de (4.6):

$$\sigma_{\max} = \frac{k}{b} w(0) = \frac{2P\lambda_{\sigma}}{b} (1 + \lambda_{\sigma}a) \quad (4.9)$$

Para juntas rígidas o parâmetro λ_{σ} é grande, e a tensão de *peel* é grande e concentrada em uma zona estreita próxima ao final da camada de adesivo. No limite de uma camada de adesivo infinitamente fina a tensão de *peel* determinada por (4.9) torna-se infinita. Entretanto, o limite fornece resultados consistentes quando usado em conexão com a taxa de liberação de energia.

A taxa de liberação de energia é deduzida da relação de flexibilidade (4.3). Existem três contribuições para o deslocamento mútuo devido às duas forças: a abertura em $x=0$, a rotação em $x=0$ e a deformação dos balanços:

$$\delta = 2 \left(w(0) + a \frac{dw(0)}{dx} + \frac{Pa^3}{3EI} \right) \quad (4.10)$$

Substituindo as equações (4.7) e (4.8) e usando a equação (4.5) obtemos:

$$\delta = \frac{4P\lambda_{\sigma}}{k} \left(1 + 2\lambda_{\sigma}a + 2(\lambda_{\sigma}a)^2 + \frac{2}{3}(\lambda_{\sigma}a)^3 \right) \quad (4.11)$$

A taxa de liberação de energia G_I para o problema em modo *I* agora surge da diferenciação:

$$G_I = \frac{1}{2b} \frac{\partial \delta}{\partial a} P = \frac{(2\lambda_{\sigma}P)^2}{kb} (1 + \lambda_{\sigma}a)^2 \quad (4.12)$$

Substituindo a rigidez da mola k obtemos a seguinte expressão para a taxa de liberação de energia em modo *I*, G_I , em termos da concentração de tensão finita local σ_{\max} :

$$G_I = \frac{1}{2} \frac{t}{E_a} \sigma_{\max}^2 \quad (4.13)$$

Normalmente, a taxa de liberação de energia da *DCB* é expressa diretamente em termos do momento Pa e da rigidez à flexão dos balanços EI . A equação (4.12) pode ser escrita na forma:

$$G_I = \frac{(Pa)^2}{bEI} \left(1 + \frac{1}{\lambda_{\sigma} a} \right)^2 \quad (4.14)$$

No caso de uma camada de adesivo rígida $\lambda_{\sigma} a \gg 1$, o último fator se torna quase unitário. O ponto importante aqui é que a representação local (4.13) permanece válida neste limite, embora σ_{\max} possa não fornecer uma representação muito precisa da concentração de tensão atual no adesivo. As implicações da representação local (4.13) para o uso da teoria de viga para prever o crescimento da trinca e a falha de juntas adesivas serão detalhadas mais a frente neste capítulo. A figura 4.4 ilustra o comportamento da taxa de liberação de energia em modo I:

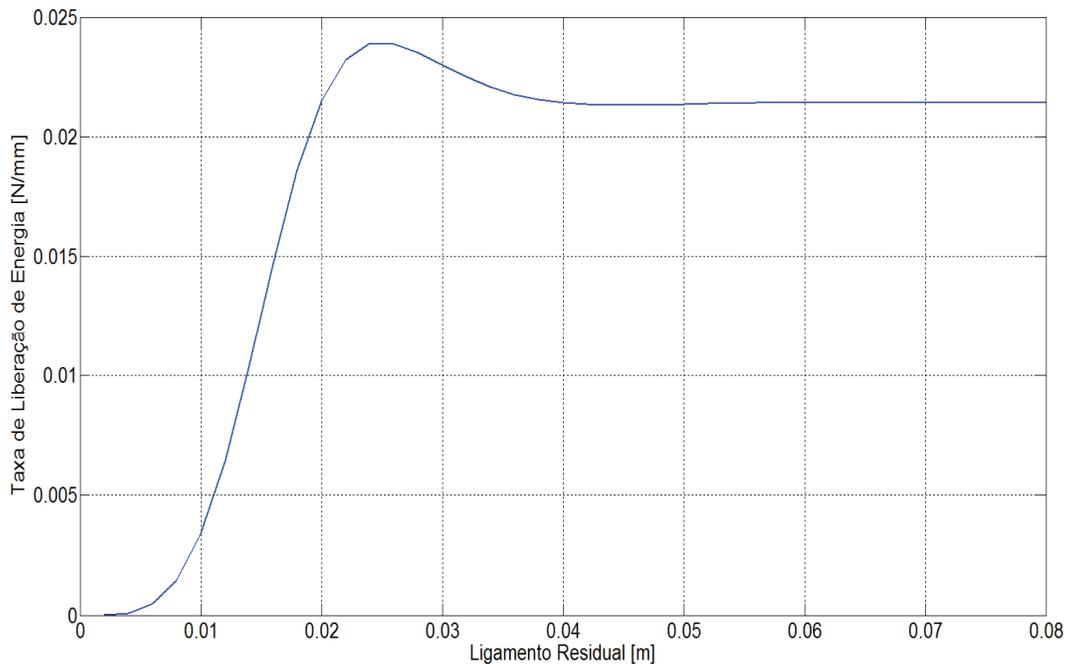


Figura 4.4 – Taxa de liberação de energia em modo I

As propriedades utilizadas para gerar esta curva foram obtidas de Pironi & Moroni (2009) e são dadas na tabela 4.1 abaixo.

Tabela 4.1 – Propriedades Mecânicas, Pironi & Moroni (2009)

Propriedade	Aderente	Adesivo
Módulo de Elasticidade, $E [MPa]$	70.10^3	878
Coefficiente de Poisson, ν	0,32	0,16

4.4.3. Double Cantilever Beam – Modo II

A figura 4.5 mostra a DCB carregada em modo II. Esse tipo de espécime de teste foi analisado por Wernesson (1990) e usado para determinar as cargas de falha por cisalhamento. Um espécime alternativo para flexão em modo II foi desenvolvido por Moussiaux *et al* (1987). Aqui e no que se segue, a espessura t da camada de adesivo é assumida como sendo pequena com relação à espessura h dos aderentes. Devido à assimetria da carga as tensões *peel* desaparecem idênticamente.

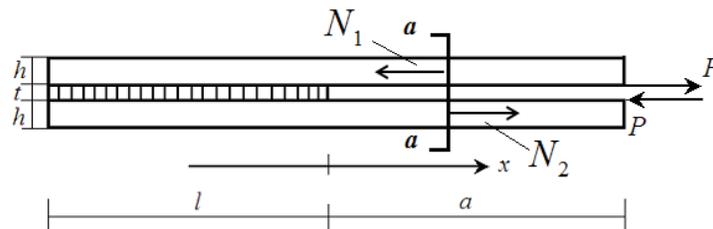


Figura 4.5 – DCB em modo II

Assim os aderentes são carregados somente por uma tensão de cisalhamento $b\tau(x)$ na linha colada. Com as forças normais N_1 e N_2 nos dois aderentes as condições de equilíbrio são:

$$b\tau = \frac{dN_1}{dx} = -\frac{dN_2}{dx} \quad (4.15)$$

Quando $M_1 = N_1 \cdot h / 2$ é o momento fletor no aderente 1 ao redor da linha central, a deformação axial no aderente 1 na linha colada é:

$$\varepsilon_1 = \frac{dN_1}{Ebh} + \frac{M_1}{EI} \frac{h}{2} = \frac{4N_1}{Ebh} \quad (4.16)$$

com uma expressão similar para ε_2 . A excentricidade da carga com relação ao centro dos aderentes conduz a um fator de 4 na flexibilidade dos aderentes comparado ao modelo original de Volkersen como reconhecido por Hart-Smith (1981). A compatibilidade sobre a camada de adesivo exige:

$$u_1 - u_2 = \frac{t}{G_a} \tau \quad (4.17)$$

onde G_a é o módulo de cisalhamento do adesivo. Derivando (4.17) e usando (4.15) e (4.16) obtemos:

$$\frac{d^2 \tau}{dx^2} - \lambda_\tau^2 \tau = 0 \quad (4.18)$$

onde λ_τ é definido por:

$$\lambda_\tau^2 = \frac{8}{th} \frac{G_a}{E} \quad (4.19)$$

O parâmetro λ_τ desempenha a mesma função no problema do cisalhamento que o λ_σ no problema da tensão normal. A flexão associada com a excentricidade das cargas cisalhantes conduz a um fator de 2 no parâmetro λ_τ com relação ao valor previsto pela teoria original de Volkersen. Isso por sua vez conduz a uma tensão de cisalhamento mais alta e localizada na formulação de modo II. A solução é dada por:

$$N_1(x) = -N_2(x) = P \frac{\sinh \lambda_\tau (l+x)}{\sinh(\lambda_\tau l)}, \quad -l < x < 0 \quad (4.20)$$

da qual:

$$\tau(x) = \frac{P \lambda_\tau}{b} \frac{\cosh \lambda_\tau (1+x)}{\sinh(\lambda_\tau l)}, \quad -l < x < 0 \quad (4.21)$$

A máxima tensão de cisalhamento ocorre no final da linha colada e é dada por:

$$\tau_{\max} = \frac{P \lambda_\tau}{b} \coth(\lambda_\tau l) \quad (4.22)$$

No caso de uma linha colada longa a concentração de tensão de cisalhamento em modo *II* é dupla conforme previsto pela teoria original de Volkersen.

Neste caso o deslocamento mútuo devido às duas forças consiste no cisalhamento no final da linha colada mais a extensão e contração dos dois balanços:

$$\delta = \frac{t}{G_a} \tau_{\max} + 2a \frac{4P}{Ebh} \quad (4.23)$$

A rigidez dos aderentes Eh é eliminada usando a equação (4.19), dessa forma:

$$\delta = \frac{t}{G_a} \frac{P \lambda_\tau}{b} (\coth(\lambda_\tau l) + \lambda_\tau a) \quad (4.24)$$

A extensão da trinca corresponde a $dl = -da$, onde a taxa de liberação de energia em modo *II* G_{II} se torna:

$$G_{II} = \frac{1}{2b} \frac{\partial \delta}{\partial a} P = \frac{t}{2G_a} \frac{(\lambda_\tau P)^2}{b^2} \coth^2(\lambda_\tau l) \quad (4.25)$$

A partir da equação (4.25) pode-se deduzir a taxa de liberação de energia em modo II em termos da concentração de tensão de cisalhamento local τ_{\max} :

$$G_{II} = \frac{1}{2} \frac{t}{G_a} \tau_{\max}^2 \quad (4.26)$$

Também neste caso a taxa de liberação de energia pode ser expressa com ênfase principal nas propriedades das vigas em balanço:

$$G_{II} = \frac{4h}{E} \left(\frac{P}{bh} \right)^2 \coth^2(\lambda_r l) \quad (4.27)$$

Quando a linha colada é longa, ou seja, $\lambda_r l > 3-4$, e a é curto o suficiente para justificar o uso da geometria indeformada, o campo de tensão próximo ao final da linha colada é transladado sem mudança durante a propagação da trinca. Neste caso o uso da teoria de viga para estabelecer o balanço de energia global é rigorosamente justificado, e a representação local de G_{II} em termos de τ_{\max} é vista como válida apesar de qualquer deficiência na descrição do campo de tensão local. A figura 4.6 ilustra o comportamento da taxa de liberação de energia em modo II:

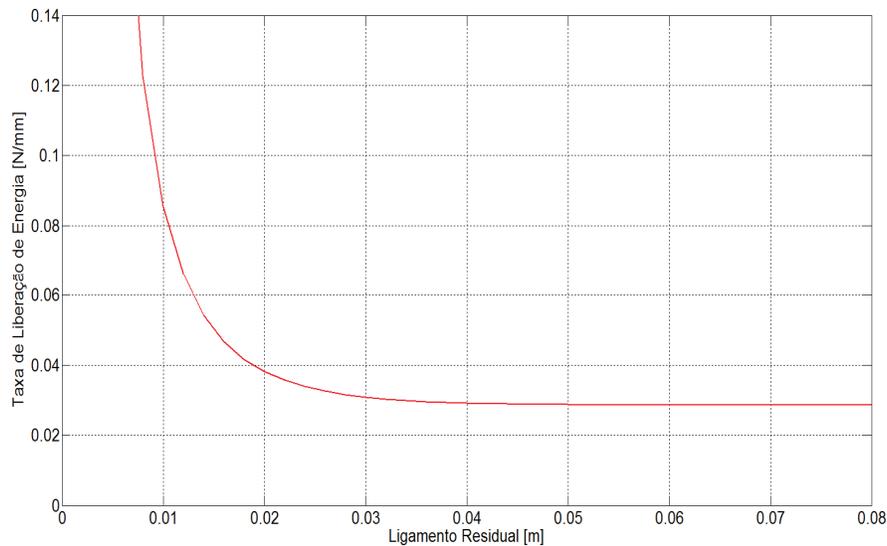


Figura 4.6 – Taxa de liberação de energia em modo II

As propriedades utilizadas foram as mesmas dadas na tabela 4.1.

4.4.4. Single Lap Joint – Modo Misto

Na prática a geometria e o carregamento da maioria das juntas adesivas conduzem a uma mistura do modo *I* e modo *II*. Nesses casos é importante obter uma taxa de liberação de energia estimada assim como a razão entre as contribuições do modo *I* e do modo *II*. A figura 4.7 mostra uma *lap joint* simétrica centralmente carregada. Este é um simples, porém típico, exemplo de uma junta adesiva em modo misto.

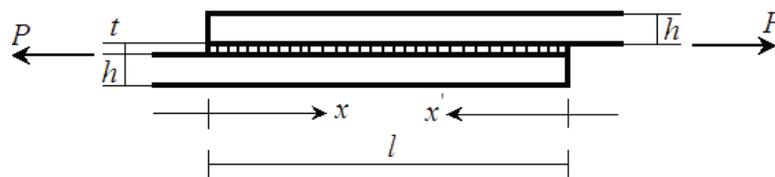


Figura 4.7 – *Lap joint* simétrica axialmente carregada

É conveniente dividir a carga em uma parte simétrica e outra assimétrica correspondentes ao modo *I* e modo *II* respectivamente, conforme ilustrado na figura 4.8.

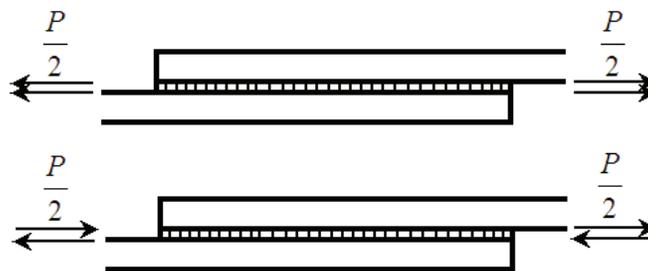


Figura 4.8 – Separação da carga em modo *I* e modo *II*

Cada parte do problema pode agora ser resolvida independentemente procedendo-se da mesma forma que nas seções anteriores.

Na parte do problema em modo *I* a carga corresponde a uma extensão uniforme da junta com uma deformação axial de magnitude:

$$\varepsilon_0 = \frac{P}{2Ebh} \quad (4.28)$$

mais um problema de flexão para uma viga elástica com um momento de magnitude $M_0 = P.h/4$ aplicado em ambos os finais da junta. A solução deste problema foi dada por Hetényi (1946):

$$w(x) = \frac{Ph\lambda_\sigma^2}{2k} \frac{1}{\sinh(\lambda_\sigma l) + \sen(\lambda_\sigma l)} (\sinh(\lambda_\sigma l)\cos(\lambda_\sigma x') + \senh(\lambda_\sigma x')\cos(\lambda_\sigma x) - \cosh(\lambda_\sigma x)\sen(\lambda_\sigma x') - \cosh(\lambda_\sigma x')\sen(\lambda_\sigma x)) \quad (4.29)$$

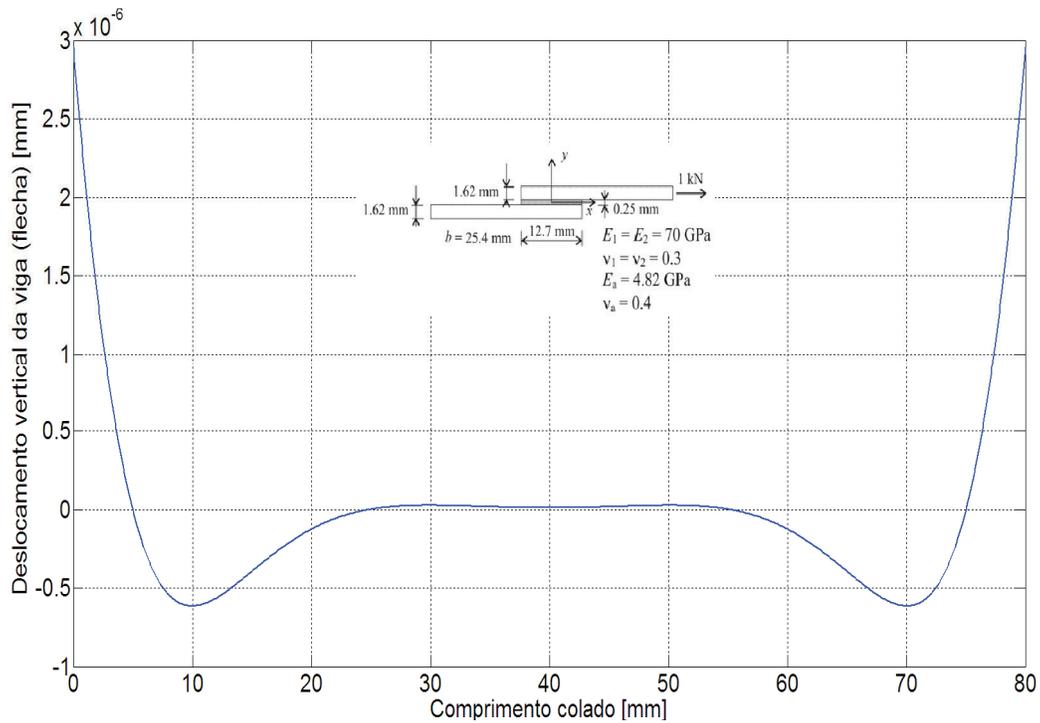


Figura 4.9 – Comportamento da solução (4.29)

onde $x' = l - x$ é a distância do final direito da linha colada. Essa solução nos dá a tensão *peel* quando multiplicada pela rigidez das molas k/b . O valor máximo é:

$$\sigma_{\max} = \frac{Ph}{2b} \lambda_{\sigma}^2 \frac{\sinh(\lambda_{\sigma}l) - \sin(\lambda_{\sigma}l)}{\sinh(\lambda_{\sigma}l) + \sin(\lambda_{\sigma}l)} \quad (4.30)$$

É interessante que na interpretação da tensão *peel* em termos de um momento externo, o momento $M_0 = P.h/4$ é independente das propriedades do adesivo e do comprimento da junta. Para uma junta longa a tensão *peel* máxima pode ser escrita na forma:

$$\sigma_{\max}^{\infty} = \frac{Ph}{2b} \lambda_{\sigma}^2 \quad (4.31)$$

Este resultado é similar à contribuição de flexão para σ_{\max} no carregamento em modo I da *DCB* em (4.9) com $a = h/4$.

A parte do problema em modo *II* é governada pela equação diferencial (4.18) com o parâmetro λ_{τ} dado por (4.19). A solução para o presente caso é:

$$N_{1,2}(x) = \pm \frac{P}{2} \frac{\sinh(\lambda_{\tau}x) - \sinh(\lambda_{\tau}x')}{\sinh(\lambda_{\tau}l)}, \quad 0 < x < l \quad (4.32)$$

A distribuição de tensão de cisalhamento surge da diferenciação de (4.32):

$$\tau(x) = \frac{P\lambda_{\tau}}{2b} \frac{\cosh(\lambda_{\tau}x) - \cosh(\lambda_{\tau}x')}{\sinh(\lambda_{\tau}l)}, \quad 0 < x < l \quad (4.33)$$

A partir da equação (4.33) podemos determinar a tensão de cisalhamento máxima:

$$\tau_{\max} = \frac{P\lambda_{\tau}}{2b} \coth\left(\frac{\lambda_{\tau}l}{2}\right) \quad (4.34)$$

Pode-se notar que a equação (4.34) é idêntica à equação (4.22) para a *DCB*, quando λ_{τ} é trocado por $\lambda_{\tau}/2$.

A taxa de liberação de energia em modo misto é obtida da elongação δ da *lap joint*. A elongação δ é calculada como a integral da deformação axial resultante na interface superior do adesivo mais a contribuição de cisalhamento concentrada no final da linha colada. A parte do problema em modo *I* dá uma contribuição de deformação constante (4.28) mais a contribuição da flexão. A parte do problema em modo *II* não contribui para a elongação ao longo da interface, mas, dá uma contribuição concentrada no final esquerdo da junta devido à descontinuidade de deslocamento na camada de adesivo. Dessa forma obtemos:

$$\delta = \frac{t}{G_a} \tau_{\max} + \int_0^l \varepsilon_0 dx + \int_0^l \frac{h}{2} \frac{d^2 w}{dx^2} dx \quad (4.35)$$

Depois da integração, a expressão para a elongação fica na forma:

$$\delta = \frac{1}{2} \frac{Pl}{Ebh} + \frac{t}{G_a} \frac{P\lambda_\tau}{2b} \coth\left(\frac{\lambda_\tau l}{2}\right) + \frac{t}{E_a} \frac{Ph^2 \lambda_\sigma^3}{2b} \frac{\cosh(\lambda_\sigma l) - \cos(\lambda_\sigma l)}{\sinh(\lambda_\sigma l) + \sin(\lambda_\sigma l)} \quad (4.36)$$

A partir da equação (4.36) para o deslocamento mútuo devido às cargas, podemos obter uma expressão para a flexibilidade fazendo algumas manipulações algébricas:

$$C = \frac{\delta}{P} = \frac{1}{2} \frac{l}{Ebh} + (L-l) \frac{4}{Ebh} + \frac{t}{G_a} \frac{\lambda_\tau}{2b} \coth\left(\frac{\lambda_\tau l}{2}\right) + \frac{t}{E_a} \frac{h^2 \lambda_\sigma^3}{2b} \frac{\cosh(\lambda_\sigma l) - \cos(\lambda_\sigma l)}{\sinh(\lambda_\sigma l) + \sin(\lambda_\sigma l)} \quad (4.37)$$

onde $l = L - 2a$ é o ligamento residual ilustrado na figura 4.10 abaixo, juntamente com o gráfico da flexibilidade da junta:

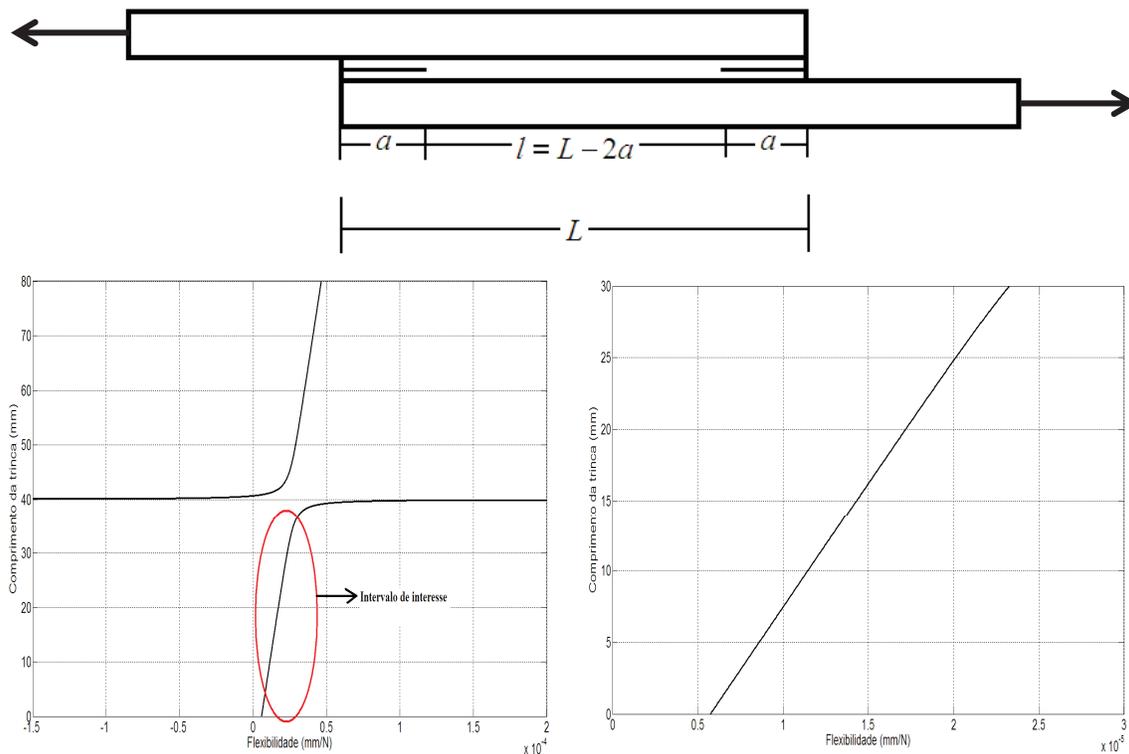


Figura 4.10 – Flexibilidade de uma junta com uma trinca coesiva no adesivo

No presente modelo, a propagação da trinca corresponde ao encurtamento do comprimento l do adesivo. Assim $dl = -da$, enquanto o comprimento do aderente livre é aumentado de da . A elongação do aderente livre é dada por (4.16). A taxa de liberação de energia em modo misto é então determinada por:

$$G_{mix} = \frac{1}{2b} \left(\frac{4P}{Ebh} - \frac{\partial \delta}{\partial l} \right) P \tag{4.38}$$

A equação (4.38) fornece a taxa de liberação de energia em modo misto para uma *lap joint* carregada axialmente na forma:

$$G_{mix} = \frac{1}{2} \frac{t}{E_a'} \sigma_{max}^2 + \frac{1}{2} \frac{t}{G_a} \tau_{max}^2 \tag{4.39}$$

A figura 4.11 ilustra o comportamento da taxa de liberação de energia em modo misto:

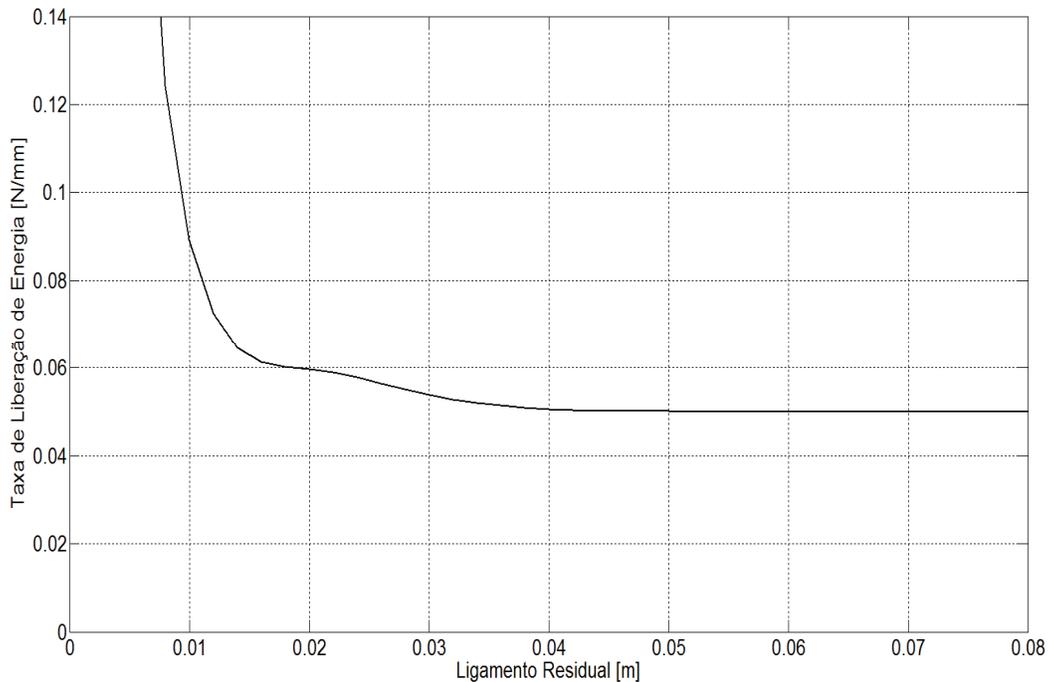


Figura 4.11 – Taxa de liberação de energia em modo misto

As propriedades utilizadas foram as mesmas dadas na tabela 4.1.

A equação (4.38) é uma generalização natural das equações (4.13) e (4.26) para o modo *I* e modo *II* da *DCB*. A taxa de liberação de energia é igual à energia de deformação no adesivo por unidade de área na ponta da trinca.

Para juntas longas o campo de tensões próximo ao final da linha colada não muda durante a propagação da trinca, e assim o uso da teoria de viga é válido neste limite. Para juntas mais curtas a validade depende da precisão com a qual a teoria de viga pode prever a mudança na rigidez global da junta. Medições de deformação feitas por Berdah *et al* (1987) ao longo da parte externa dos aderentes de uma *lap joint* com $l \approx 5h$ e $\lambda_r \approx 5$ mostram boa concordância com os resultados da teoria de viga e assim também sustentam o uso da teoria de viga para juntas de comprimento finito.

A equação (4.38) fornece a taxa de liberação de energia como a soma das contribuições em modo *I* e modo *II*. A magnitude relativa dessas duas partes depende de uma forma sistemática

do comprimento da junta. A tensão principal nos aderentes na parte externa da junta é $\sigma_0 = P/bh$. Para uma junta longa os valores limites da tensão *peel* e de cisalhamento podem ser expressos por:

$$\sigma_{\max}^{\infty} = \frac{1}{2}(\lambda_{\sigma}h)^2\sigma_0 = \sigma_0\sqrt{\left(\frac{3}{2}\frac{h}{t}\frac{E_a'}{E}\right)} \quad (4.40)$$

$$\tau_{\max}^{\infty} = \frac{1}{2}(\lambda_{\tau}h)\sigma_0 = \sigma_0\sqrt{\left(2\frac{h}{t}\frac{G_a}{E}\right)} \quad (4.41)$$

Assumindo uma razão de Poisson para o adesivo aproximadamente 1/3, a razão entre a tensão *peel* e a tensão de cisalhamento é $\sigma_{\max}^{\infty} / \tau_{\max}^{\infty} \approx 1.5$, independente da rigidez e da espessura do adesivo. Pode ser visto que a tensão aumenta conforme a espessura da camada de adesivo diminui na ordem de $t^{-1/2}$. Para juntas curtas a tensão de cisalhamento aumenta, enquanto a tensão *peel* diminui.

Para juntas longas axialmente carregadas, a taxa de liberação de energia é:

$$G_{\max}^{\infty} = G_I^{\infty} + G_{II}^{\infty} = \frac{3}{4}\frac{h}{E}\sigma_0^2 + \frac{h}{E}\sigma_0^2 = \frac{7}{4}\frac{h}{E}\sigma_0^2 \quad (4.42)$$

É interessante observar que para juntas longas ambas as contribuições em modo *I* e modo *II* para G são independentes das propriedades e espessura do adesivo e que as duas contribuições possuem magnitudes próximas, apesar do fato de que a teoria de vigas fornece $\sigma_{\max} \approx 1.5\tau_{\max}$. Os dois valores limites G_I^{∞} e G_{II}^{∞} podem ser estabelecidos diretamente da teoria de vigas sem considerar o adesivo. É necessário apenas trocar o comprimento unitário da parte central da junta na figura 4.5 por um comprimento unitário de aderentes separados ocasionando uma força normal excêntrica. Assim as taxas de liberação de energia para juntas longas são independentes das suposições que consideram o adesivo como uma distribuição de molas agindo localmente. Pode-se ainda avaliar muitos diferentes critérios baseados em resistência, dos quais alguns são listados abaixo:

- Tensão de cisalhamento local (viga elástica):

$$\tau(l_f) = \frac{P_{\max}}{bl_f} \left\{ \frac{\lambda_\tau l_f}{2} \left[\tanh\left(\frac{\lambda_\tau l_f}{2}\right) \right]^{-1} \right\} = \tau_c \quad (4.43)$$

- Tensão de *peel* (viga elástica):

$$\sigma(l_f) = \frac{P_{\max}}{bl_f} \frac{\lambda_\sigma h}{2} \lambda_\sigma l_f \frac{\sinh(\lambda_\sigma l_f) - \sin(\lambda_\sigma l_f)}{\sinh(\lambda_\sigma l_f) + \sin(\lambda_\sigma l_f)} = \sigma_c \quad (4.44)$$

- Tensão de cisalhamento local (Modelo de Volkersen):

$$\tau(l_f) = \frac{P_{\max}}{bl_f} \left\{ \frac{\omega l_f}{2} \left[\tanh\left(\frac{\omega l_f}{2}\right) \right]^{-1} - \frac{\psi - 1}{\psi + 1} \frac{\omega l_f}{2} \tanh\left(\frac{\omega l_f}{2}\right) \right\} = \tau_c \quad (4.45)$$

onde, $\omega = \lambda_\tau / \sqrt{2}$; $\psi = h_1 / h_2$

- Tensão de cisalhamento média:

$$\tau(l_f) = \frac{P_{\max}}{bl_f} = \tau_c \quad (4.46)$$

As equações (4.43) a (4.46) foram implementadas e a solução é mostrada na figura 4.12:

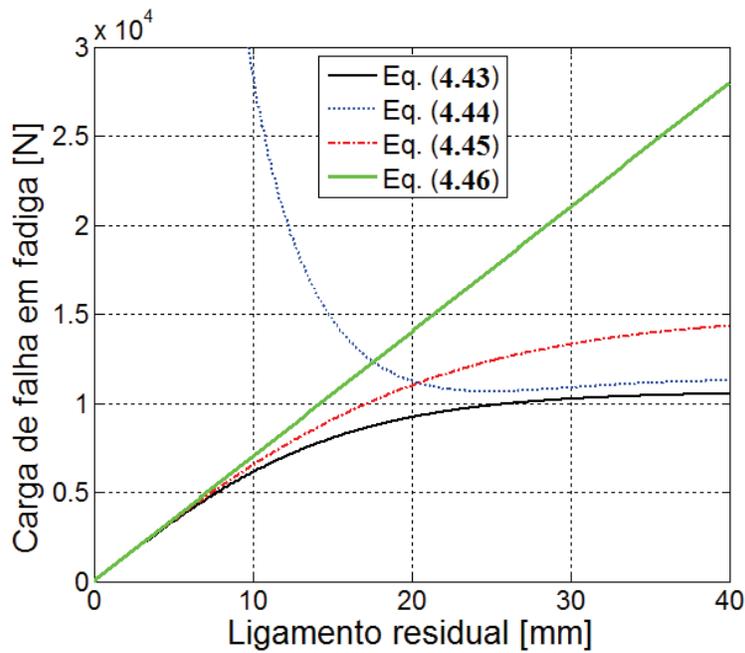


Figura 4.12 – Cargas de falha para critérios baseados em resistência

As propriedades utilizadas foram as mesmas dadas na tabela 4.1.

4.4.5. Equação da Vida em Fadiga – Desenvolvimento Matemático em Modo I

A vida em fadiga é obtida através da integração da equação clássica de Paris, conhecida como Lei de Paris:

$$\frac{da}{dN} = C.(\Delta G)^m \quad (4.47)$$

logo:

$$N_f = \int_{a_0}^{a_f} \left(\frac{da}{dN} \right)^{-1} da \quad (4.48)$$

onde, a , é o comprimento da trinca, N , é o número de ciclos em fadiga, G , é a taxa de liberação de energia, C e m , são constantes obtidas experimentalmente, a_0 , é o comprimento inicial da trinca e a_f é o comprimento da trinca na fratura.

A taxa de liberação de energia, G , é preferencialmente usada no caso de juntas adesivas em vez do mais comumente usado fator de intensidade de tensão, K , uma vez que seu valor aplicado permanece o mesmo se a trinca se propaga coesivamente no meio do adesivo ou na interface entre o aderente e o adesivo.

Fazendo algumas manipulações algébricas, é possível escrever e aplicar a equação (4.12), desenvolvida por Krenk (1992), para modo I da seguinte forma:

$$G_{I_{MAX}} = \frac{1}{2} \frac{t}{E'_a} \left(\frac{P_{max} h}{2b} \lambda_\sigma^2 \frac{\sinh(\lambda_\sigma l) - \sin(\lambda_\sigma l)}{\sinh(\lambda_\sigma l) + \sin(\lambda_\sigma l)} \right)^2 \quad (4.49)$$

$$G_{I_{MAX}} = \frac{P_{max}^2 h^2}{8b^2} \frac{\lambda_\sigma^4 t}{E'_a} \left(\frac{\sinh(\lambda_\sigma l) - \sin(\lambda_\sigma l)}{\sinh(\lambda_\sigma l) + \sin(\lambda_\sigma l)} \right)^2 \quad (4.50)$$

onde:

$$E'_a = \frac{E_a}{1-\nu_a^2}, \quad \lambda_\sigma = \sqrt[4]{\frac{6E'_a}{th^3E}} \quad \text{e } l = L - 2a.$$

G_I é a taxa de liberação de energia em modo I , P_{max} é a amplitude máxima da carga no ciclo de fadiga, h é a espessura dos aderentes, t é a espessura do adesivo, b é a largura da junta, E_a é o módulo de elasticidade do adesivo, E'_a é o módulo de elasticidade do adesivo em deformação plana, E é o módulo de elasticidade dos aderentes e l é o ligamento residual.

Sabemos que a razão de carga é $R = P_{min} / P_{max}$, portanto:

$$P_{min} = R.P_{max} \quad (4.51)$$

logo:

$$G_{I_{MIN}} = \frac{1}{2} \frac{t}{E'_a} \left(\frac{R.P_{max} h}{2b} \lambda_\sigma^2 \frac{\sinh(\lambda_\sigma l) - \sin(\lambda_\sigma l)}{\sinh(\lambda_\sigma l) + \sin(\lambda_\sigma l)} \right)^2 \quad (4.52)$$

$$G_{I_{MN}} = \frac{R^2 \cdot P_{\max}^2 h^2 \lambda_{\sigma'}^4 t}{8b^2 E_a'} \left(\frac{\sinh(\lambda_{\sigma'} l) - \operatorname{sen}(\lambda_{\sigma'} l)}{\sinh(\lambda_{\sigma'} l) + \operatorname{sen}(\lambda_{\sigma'} l)} \right)^2 \quad (4.53)$$

$$\Delta G = G_{I_{\max}} - G_{I_{\min}} = \frac{P_{\max}^2 h^2 \lambda_{\sigma'}^4 t}{8b^2 E_a'} \left(\frac{\sinh(\lambda_{\sigma'} l) - \operatorname{sen}(\lambda_{\sigma'} l)}{\sinh(\lambda_{\sigma'} l) + \operatorname{sen}(\lambda_{\sigma'} l)} \right)^2 - \frac{R^2 \cdot P_{\max}^2 h^2 \lambda_{\sigma'}^4 t}{8b^2 E_a'} \left(\frac{\sinh(\lambda_{\sigma'} l) - \operatorname{sen}(\lambda_{\sigma'} l)}{\sinh(\lambda_{\sigma'} l) + \operatorname{sen}(\lambda_{\sigma'} l)} \right)^2$$

$$\Delta G = G_{I_{\max}} (1 - R^2) \quad (4.54)$$

Substituindo (4.54) em (4.47):

$$\frac{da}{dN} = C \cdot (G_{I_{\max}} (1 - R^2))^m \quad (4.55)$$

$$\frac{da}{dN} = C \cdot (1 - R^2)^m (G_{I_{\max}})^m \quad (4.56)$$

Substituindo (4.50) em (4.56):

$$\frac{da}{dN} = C \cdot (1 - R^2)^m \left(\frac{P_{\max}^2 h^2 \lambda_{\sigma'}^4 t}{8b^2 E_a'} \left(\frac{\sinh(\lambda_{\sigma'} l) - \operatorname{sen}(\lambda_{\sigma'} l)}{\sinh(\lambda_{\sigma'} l) + \operatorname{sen}(\lambda_{\sigma'} l)} \right)^2 \right)^m \quad (4.57)$$

$$\frac{da}{dN} = C \cdot (1 - R^2)^m \left(\frac{P_{\max}^2 h^2 \lambda_{\sigma'}^4 t}{8b^2 E_a'} \right)^m \left(\frac{\sinh(\lambda_{\sigma'} l) - \operatorname{sen}(\lambda_{\sigma'} l)}{\sinh(\lambda_{\sigma'} l) + \operatorname{sen}(\lambda_{\sigma'} l)} \right)^{2m} \quad (4.58)$$

Substituindo (4.58) em (4.48) e manipulando algebricamente:

$$N_f = \int_{a_0}^{a_f} \left(C \cdot (1 - R^2)^m \left(\frac{P_{\max}^2 h^2 \lambda_{\sigma'}^4 t}{8b^2 E_a'} \right)^m \left(\frac{\sinh(\lambda_{\sigma'} l) - \operatorname{sen}(\lambda_{\sigma'} l)}{\sinh(\lambda_{\sigma'} l) + \operatorname{sen}(\lambda_{\sigma'} l)} \right)^{2m} \right)^{-1} da \quad (4.59)$$

$$N_f = \int_{a_0}^{a_f} \left(\frac{1}{C \cdot (1-R^2)^m \left(\frac{P_{\max}^2 h^2 \lambda_{\sigma}^4 t}{8b^2 E_a'} \right)^m \left(\frac{\sinh(\lambda_{\sigma} l) - \operatorname{sen}(\lambda_{\sigma} l)}{\sinh(\lambda_{\sigma} l) + \operatorname{sen}(\lambda_{\sigma} l)} \right)^{2m}} \right) da \quad (4.60)$$

$$N_f = \frac{(8b^2 E_a')^m}{C \cdot (1-R^2)^m (P_{\max}^2 h^2 \lambda_{\sigma}^4 t)^m} \int_{a_0}^{a_f} \left(\frac{1}{\left(\frac{\sinh(\lambda_{\sigma} l) - \operatorname{sen}(\lambda_{\sigma} l)}{\sinh(\lambda_{\sigma} l) + \operatorname{sen}(\lambda_{\sigma} l)} \right)^{2m}} \right) da \quad (4.61)$$

$$N_f = \frac{(8b^2 E_a')^m}{C \cdot (1-R^2)^m (P_{\max}^2 h^2 \lambda_{\sigma}^4 t)^m} \int_{a_0}^{a_f} \left(\frac{\sinh(\lambda_{\sigma} l) + \operatorname{sen}(\lambda_{\sigma} l)}{\sinh(\lambda_{\sigma} l) - \operatorname{sen}(\lambda_{\sigma} l)} \right)^{2m} da \quad (4.62)$$

$$N_f = \frac{1}{C} \left(\frac{8b^2 E_a'}{(1-R^2)(P_{\max}^2 h^2 \lambda_{\sigma}^4 t)} \right)^m \int_{a_0}^{a_f} \left(\frac{\sinh(\lambda_{\sigma} l) + \operatorname{sen}(\lambda_{\sigma} l)}{\sinh(\lambda_{\sigma} l) - \operatorname{sen}(\lambda_{\sigma} l)} \right)^{2m} da \quad (4.63)$$

$$N_f = \frac{1}{C} \left(\frac{8b^2 E_a'}{(1-R^2)(P_{\max}^2 h^2 \lambda_{\sigma}^4 t)} \right)^m \int_{a_0}^{a_f} \left(\frac{\sinh(\lambda_{\sigma} l) + \operatorname{sen}(\lambda_{\sigma} l)}{\sinh(\lambda_{\sigma} l) - \operatorname{sen}(\lambda_{\sigma} l)} \right)^{2m} da \quad (4.64)$$

Fazendo:

$$\zeta_l = \frac{8b^2 E_a'}{(1-R^2)(P_{\max}^2 h^2 \lambda_{\sigma}^4 t)} \quad (4.65)$$

Substituindo $E_a' = \frac{E_a}{1-v_a^2}$ e $\lambda_{\sigma}^4 = \frac{6E_a'}{th^3 E}$ em (4.65):

$$\begin{aligned}
\zeta_I &= \frac{8b^2 \left(\frac{E_a}{1-\nu_a^2} \right)}{(1-R^2) \left(P_{\max}^2 h^2 \left(\frac{6 \left(\frac{E_a}{1-\nu_a^2} \right)}{th^3 E} \right) t \right)} = \frac{\frac{8b^2 E_a}{1-\nu_a^2}}{\frac{(1-R^2) 6P_{\max}^2 h^2 E_a t}{th^3 E (1-\nu_a^2)}} = \frac{\frac{8b^2 E_a}{1-\nu_a^2}}{\frac{(1-R^2) 6P_{\max}^2 E_a}{hE (1-\nu_a^2)}} = \\
&= \frac{8b^2 E_a}{1-\nu_a^2} \cdot \frac{hE (1-\nu_a^2)}{(1-R^2) 6P_{\max}^2 E_a} = \frac{8b^2 hE}{6P_{\max}^2 (1-R^2)} = \frac{4b^2 hE}{3P_{\max}^2 (1-R^2)} \\
\zeta_I &= \frac{4}{3} \frac{Ehb^2}{P_{\max}^2 (1-R^2)} \tag{4.66}
\end{aligned}$$

Logo a equação (4.64) pode ser escrita como:

$$N_f = \frac{\zeta_I^m}{C} \int_{a_0}^{a_f} \left(\frac{\sinh(\lambda_\sigma l) + \operatorname{sen}(\lambda_\sigma l)}{\sinh(\lambda_\sigma l) - \operatorname{sen}(\lambda_\sigma l)} \right)^{2m} da \tag{4.67}$$

4.4.6. Equação da Vida em Fadiga – Desenvolvimento Matemático em Modo II

Aplicando agora, a equação (4.27), em modo II:

$$G_{II_{\max}} = \frac{1}{2} \frac{t}{G_a} \left(\frac{P_{\max} \lambda_\tau}{2b} \coth \left(\frac{\lambda_\tau l}{2} \right) \right)^2 \tag{4.68}$$

$$G_{II_{\max}} = \frac{P_{\max}^2 t \lambda_\tau^2}{8b^2 G_a} \coth^2 \left(\frac{\lambda_\tau l}{2} \right) \tag{4.69}$$

onde:

$$\lambda_\tau = \sqrt[2]{\frac{8G_a}{thE}} \text{ e } l = L - 2a.$$

Aplicando novamente a equação (4.51) em (4.68) obtemos:

$$G_{II_{\min}} = \frac{P^2 t \lambda_{\tau}^2}{8b^2 G_a} \coth^2 \left(\frac{\lambda_{\tau} l}{2} \right) \quad (4.70)$$

$$G_{II_{\min}} = \frac{(R P_{\max})^2 t \lambda_{\tau}^2}{8b^2 G_a} \coth^2 \left(\frac{\lambda_{\tau} l}{2} \right) \quad (4.71)$$

$$G_{II_{\min}} = \frac{R^2 P_{\max}^2 t \lambda_{\tau}^2}{8b^2 G_a} \coth^2 \left(\frac{\lambda_{\tau} l}{2} \right) \quad (4.72)$$

$$\Delta G = G_{II_{\max}} - G_{II_{\min}} = \frac{P^2 t \lambda_{\tau}^2}{8b^2 G_a} \coth^2 \left(\frac{\lambda_{\tau} l}{2} \right) - \frac{R^2 P_{\max}^2 t \lambda_{\tau}^2}{8b^2 G_a} \coth^2 \left(\frac{\lambda_{\tau} l}{2} \right)$$

$$\Delta G = G_{II_{\max}} (1 - R^2) \quad (4.73)$$

Substituindo (4.73) em (4.47):

$$\frac{da}{dN} = C. \left(G_{II_{\max}} (1 - R^2) \right)^m \quad (4.74)$$

$$\frac{da}{dN} = C. (1 - R^2)^m (G_{II_{\max}})^m \quad (4.75)$$

Substituindo (4.69) em (4.75):

$$\frac{da}{dN} = C. (1 - R^2)^m \left(\frac{P^2 t \lambda_{\tau}^2}{8b^2 G_a} \coth^2 \left(\frac{\lambda_{\tau} l}{2} \right) \right)^m \quad (4.76)$$

$$\frac{da}{dN} = C.(1-R^2)^m \left(\frac{P^2 t \lambda_{\tau}^2}{8b^2 G_a} \right)^m \left(\coth \left(\frac{\lambda_{\tau} l}{2} \right) \right)^{2m} \quad (4.77)$$

Substituindo (4.77) em (4.48) e manipulando algebricamente:

$$N_f = \int_{a_0}^{a_f} \left(C.(1-R^2)^m \left(\frac{P^2 t \lambda_{\tau}^2}{8b^2 G_a} \right)^m \left(\coth \left(\frac{\lambda_{\tau} l}{2} \right) \right)^{2m} \right)^{-1} da \quad (4.78)$$

$$N_f = \int_{a_0}^{a_f} \left(\frac{1}{C.(1-R^2)^m \left(\frac{P^2 t \lambda_{\tau}^2}{8b^2 G_a} \right)^m \left(\coth \left(\frac{\lambda_{\tau} l}{2} \right) \right)^{2m}} \right) da \quad (4.79)$$

$$N_f = \frac{(8b^2 G_a)^m}{C.(1-R^2)^m (P^2 t \lambda_{\tau}^2)^m} \int_{a_0}^{a_f} \left(\frac{1}{\left(\coth \left(\frac{\lambda_{\tau} l}{2} \right) \right)^{2m}} \right) da \quad (4.80)$$

$$N_f = \frac{1}{C} \left(\frac{8b^2 G_a}{(1-R^2) P^2 t \lambda_{\tau}^2} \right)^m \int_{a_0}^{a_f} \left(\tanh \left(\frac{\lambda_{\tau} l}{2} \right) \right)^{2m} da \quad (4.81)$$

Lembrando que $l = L - 2a$, obtemos:

$$N_f = \frac{1}{C} \left(\frac{8b^2 G_a}{(1-R^2) P^2 t \lambda_{\tau}^2} \right)^m \int_{a_0}^{a_f} \left(\tanh \left(\frac{\lambda_{\tau} l}{2} \right) \right)^{2m} da \quad (4.82)$$

Fazendo:

$$\zeta_{II} = \frac{8b^2 G_a}{(1-R^2) P_{\max}^2 t \lambda_{\tau}^2} \quad (4.83)$$

Substituindo $G_a = \frac{E_a}{2(1+\nu_a)}$ e $\lambda_{\tau}^2 = \frac{8G_a}{thE}$

$$\begin{aligned} \zeta_{II} &= \frac{8b^2 \left(\frac{E_a}{2(1+\nu_a)} \right)}{(1-R^2) P_{\max}^2 t \left(\frac{8 \left(\frac{E_a}{2(1+\nu_a)} \right)}{thE} \right)} = \frac{\frac{8b^2 E_a}{2(1+\nu_a)}}{\frac{8E_a P_{\max}^2 t (1-R^2)}{2thE(1+\nu_a)}} = \frac{\frac{4b^2 E_a}{(1+\nu_a)}}{\frac{4E_a P_{\max}^2 t (1-R^2)}{thE(1+\nu_a)}} = \\ &= \frac{4b^2 E_a}{(1+\nu_a)} \cdot \frac{hE(1+\nu_a)}{4E_a P_{\max}^2 (1-R^2)} = \frac{Ehb^2}{P_{\max}^2 (1-R^2)} \\ \zeta_{II} &= \frac{Ehb^2}{P_{\max}^2 (1-R^2)} \quad (4.84) \end{aligned}$$

Conclui-se que vale a seguinte relação:

$$\zeta_I = \frac{4}{3} \zeta_{II} \quad (4.85)$$

Logo a equação (4.82) pode ser escrita como:

$$N_f = \frac{\zeta_{II}^m}{C} \int_{a_0}^{a_f} \left(\tanh \left(\frac{\lambda_{\tau} l}{2} \right) \right)^{2m} da \quad (4.86)$$

4.4.7. Implementação Computacional

Foi implementado um programa aplicando a formulação desenvolvida acima cujo fluxograma está mostrado na figura 4.13 e os resultados para um exemplo genérico e para o corpo de prova *DCB* serão apresentados no Capítulo 5.

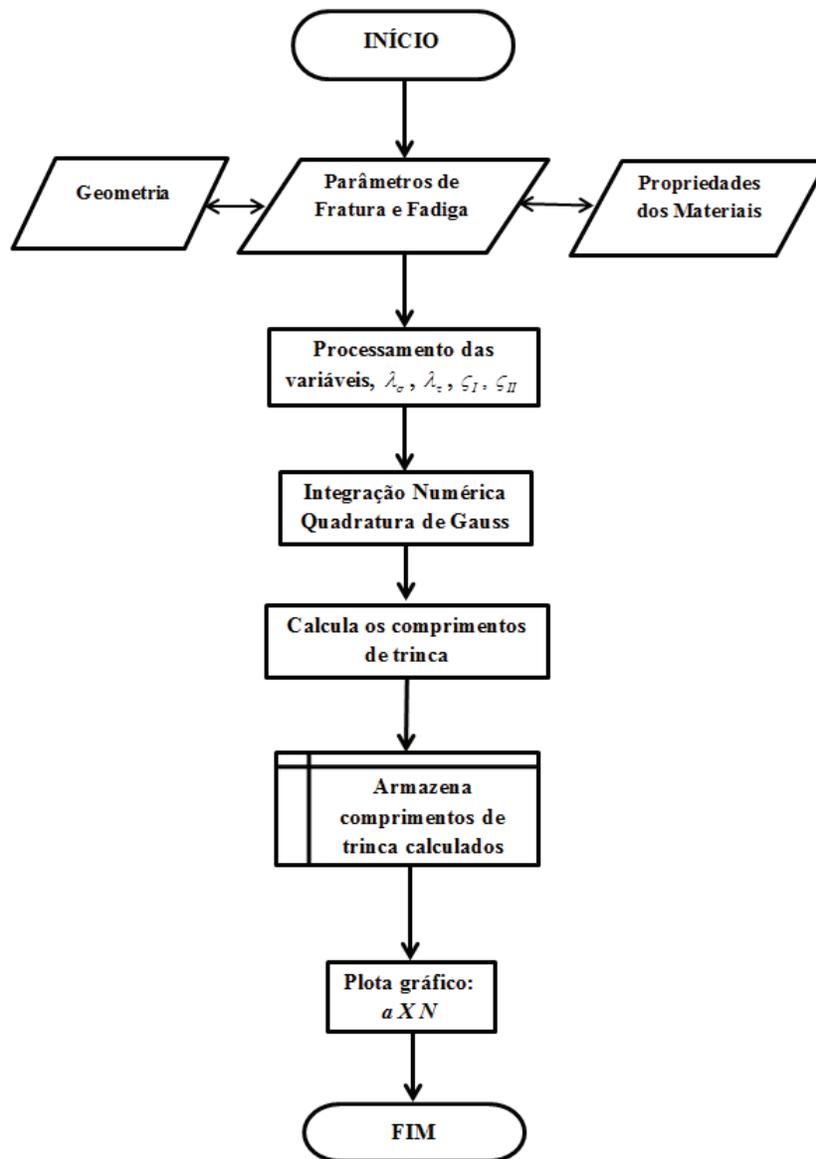


Figura 4.13 – Fluxograma do programa de vida em fadiga

4.5. Modelos Numéricos – Método dos Elementos Finitos

Foram feitos modelos numéricos utilizando o Método dos Elementos Finitos através do *software* comercial ABAQUS para comparar com os modelos analíticos e com os resultados experimentais.

4.5.1. Simulação Numérica do Ensaio ASTM D1062

A área de aplicação da força é a superfície cilíndrica de contato entre o pino e o CDP conforme mostra a figura 4.14 abaixo:

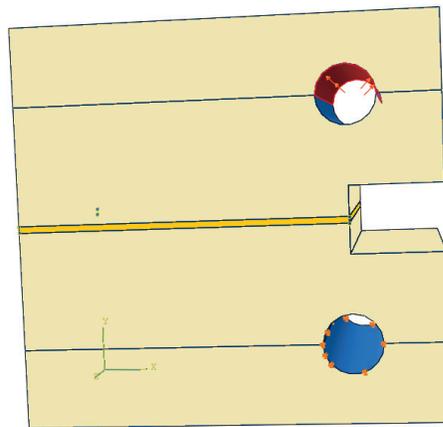


Figura 4.14 – Área de aplicação da tensão remota

Dessa forma a tensão remota é dada por:

$$\sigma_{remota} = \frac{F_{média}}{A} = \frac{F}{\pi \cdot r \cdot b} = \frac{12625}{\pi \cdot 2,25 \cdot 25} \Rightarrow \sigma_{remota} \cong 71,44 MPa$$

onde r é o raio do furo, e b é a largura do espécime. Esta tensão foi aplicada no modelo computacional conforme mostra a figura 4.15:

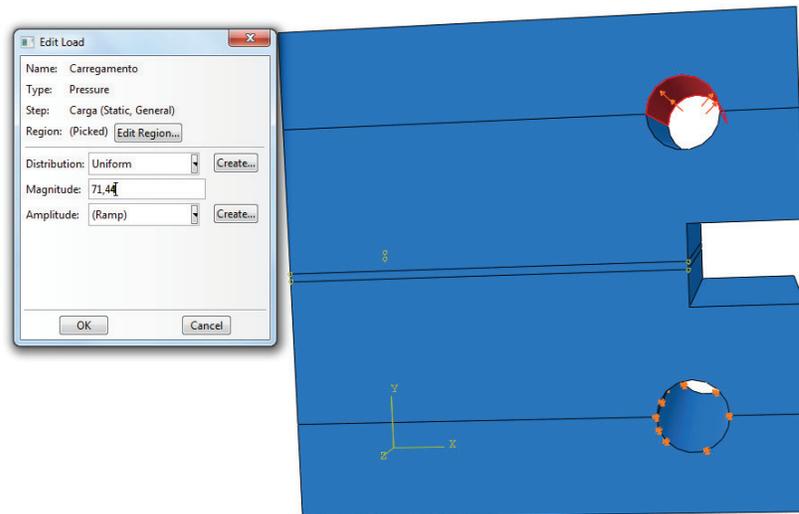


Figura 4.15 – Aplicação da tensão remota no modelo

Sabe-se da literatura que as propriedades mecânicas do adesivo e do aderente são dadas na tabela 4.2, como pode ser constatado em *Cytec Datasheet* (1998), *MIL-HDBK-5H* (1998) e *Hojjati et al* (2003).

Tabela 4.2 – Propriedades mecânicas dos materiais

	Adesivo CYTEC FM-73	Alumínio 2024-T3
Módulo de Elasticidade (E)	2357 MPa	73,1 GPa
Razão de Poisson (ν)	0,4	0,33
Tensão de Escoamento (σ_e)	-	338 MPa
Tensão de Ruptura (σ_r)	47,9 MPa	-

Logo, aplicando-se a carga de 71,44 MPa na superfície de contato do pino (aproximando-se dessa forma, o máximo possível do real) espera-se obter no adesivo uma tensão próxima de 47,9 MPa.

4.5.2. Simulação Numérica do Ensaio Arcan

Utilizando as forças críticas obtidas no ensaio Arcan foi feita uma análise por elementos finitos a fim de comparar com os resultados experimentais, mesmo comprometidos. Mais uma vez foi utilizado o *software* ABAQUS para simular o ensaio e neste caso foi utilizado a técnica da

integral J para modelar o campo de tensões na ponta da trinca. O conceito matemático da integral J está detalhado no Apêndice A.

Primeiramente foi criada uma geometria o mais próxima possível do CDP real, modelando-se inclusive o dispositivo de Arcan. A figura 4.16 mostra essas geometrias criadas no próprio ABAQUS.

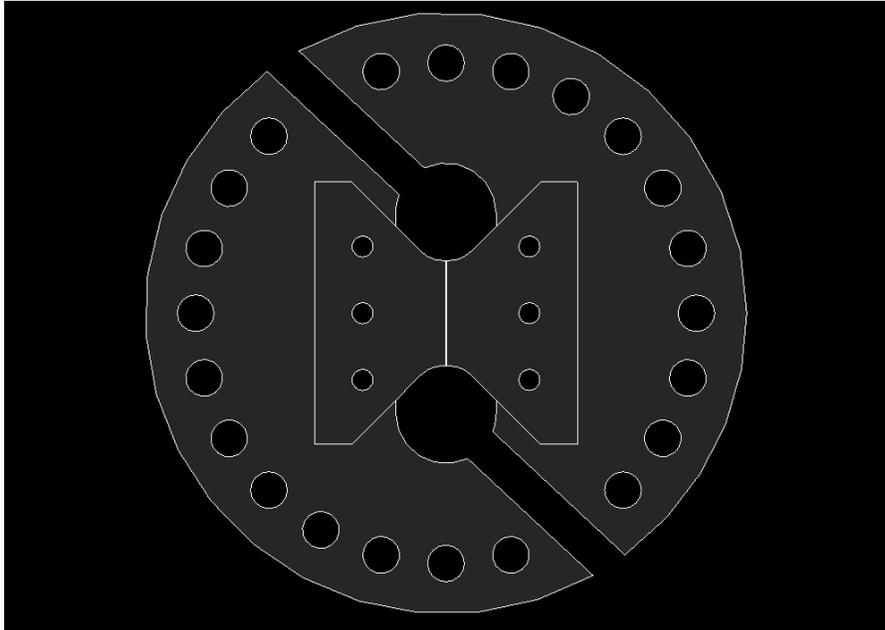


Figura 4.16 – Corpo de prova e dispositivo de Arcan criados no ABAQUS CAE

Depois foi feita uma malha utilizando-se elementos quadrilaterais, quadráticos de oito nós, tanto do CDP quanto do dispositivo Arcan que transmite os esforços para o mesmo. Tomou-se o cuidado de refinar a malha ao redor da ponta da trinca aplicando uma técnica de varredura com a intenção de obter uma melhor visualização do campo de tensões e resultados mais precisos. Este procedimento está ilustrado na figura 4.17.

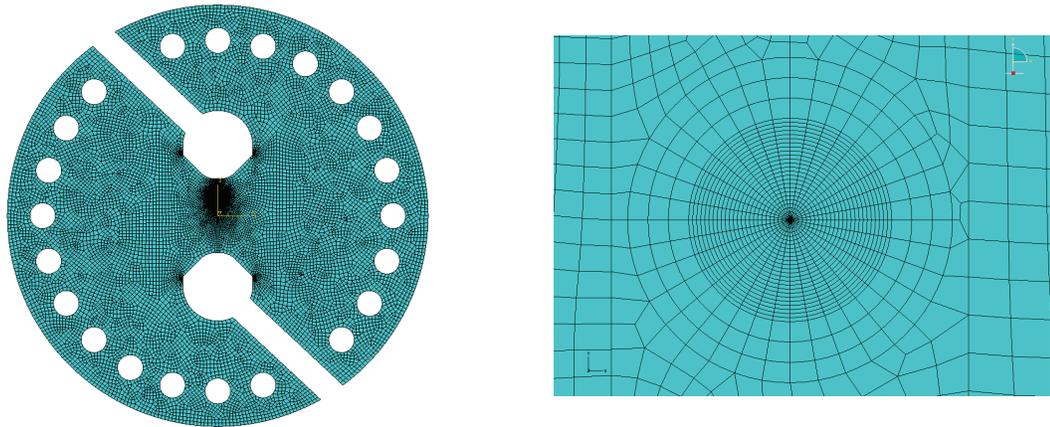
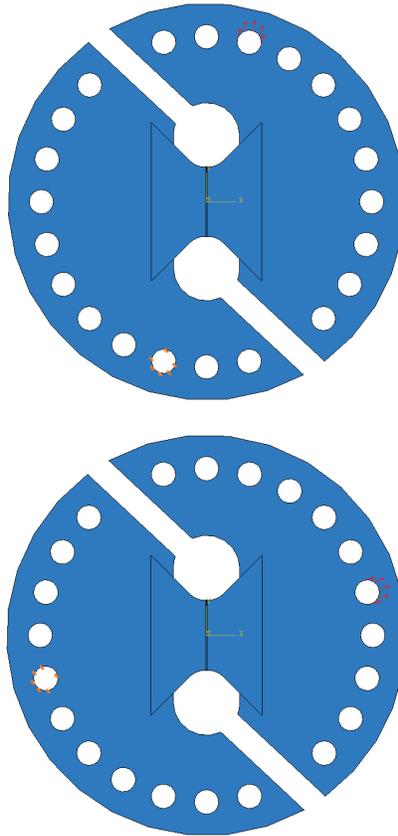


Figura 4.17 – Malha do modelo e refinamento na ponta da trinca

A direção das cargas e das restrições foram sendo variadas da mesma forma que foi feito no ensaio experimental, conforme mostra a figura 4.18.



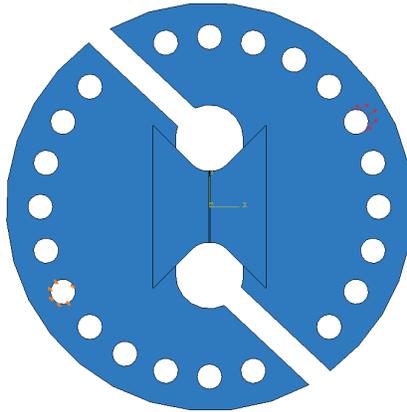


Figura 4.18 – Variação do carregamento de acordo com o ensaio experimental

4.5.3. Simulação Numérica do Subcomponente

As análises numéricas realizadas neste trabalho seguiram as condições de contorno do ensaio experimental do subcomponente, simulando a área de *grip* utilizada no ensaio experimental e restringindo os deslocamentos no eixo y e a rotação com respeito ao eixo z da borda correspondente à garra. A carga aplicada foi considerada como uma carga superficial e aplicada nas bordas.

É importante salientar que os efeitos das grandes deformações e os comportamentos não-lineares elásticos e plásticos dos materiais foram considerados nas análises de elementos finitos. Ao definir os dados de plasticidade no ABAQUS, foram utilizados os dados experimentais da curva tensão/deformação verdadeira. O ABAQUS exige esses valores para interpretar os dados corretamente. A curva utilizada de tensão/deformação da liga de alumínio 2024-T3 está mostrada na figura 4.19 (MIL – HDBK – 5H, 1998).

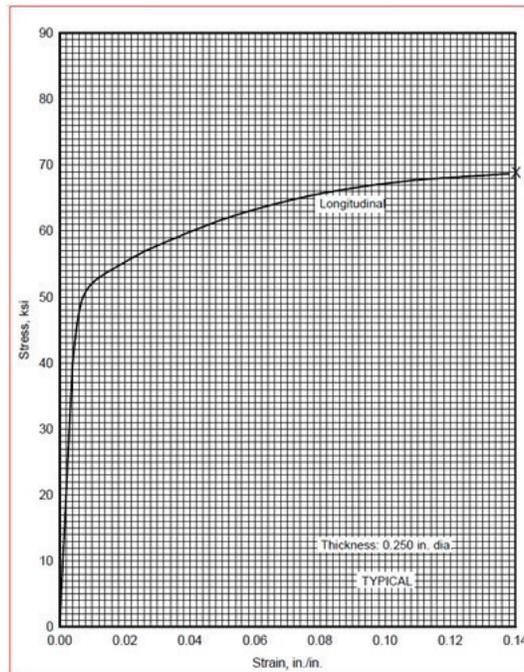


Figura 4.19 - Curva tensão-deformação da liga de alumínio 2024-T3 utilizada nas simulações (MIL – HDBK – 5H, 1998).

A quantidade de elementos utilizados para esta análise está descrita a seguir, e a malha formada com refinamento no local do furo e no adesivo está mostrada na figura 4.20.

- Chapa base (*Skin*): 82728 elementos;
- Adesivo: 32700 elementos;
- Reparo (*Doubler*): 7920 elementos.

Para a simulação numérica a trinca foi modelada com comportamento singular em sua ponta, devido à necessidade de uma atenção especial. A inclusão da singularidade no ABAQUS foi obtida usando “*seam geometry*”, obtendo assim valores da integral J com maior exatidão.

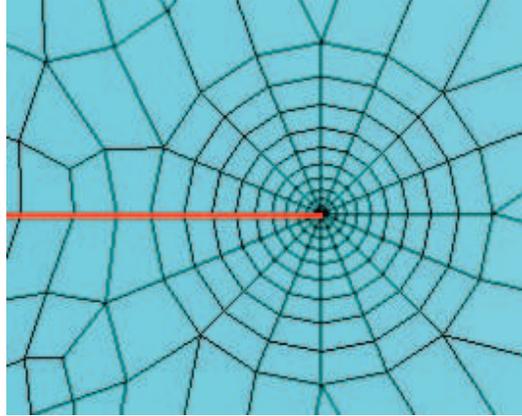


Figura 4.20 - Trinca modelada usando *seam geometry*

Além disso, com a trinca modelada como uma partição no subcomponente, as faces ao longo da trinca tiveram nós duplicados de tal forma que os elementos do lado oposto da face não tiveram nós compartilhados.

Devido à singularidade na ponta da trinca, foram utilizados elementos do tipo paralelepípedo (*brick*) de 20 nós com face colapsada de modo a criar um campo singular. Assim, foram utilizados elementos de 20 nós colapsados, código C3D20. Adicionalmente, os planos dos elementos tridimensionais perpendiculares à linha da trinca foram coplanares para obter resultados mais exatos. Se isto não fosse feito o Jacobiano poderia tornar-se negativo em alguns pontos da integração.

Para a comparação com os valores experimentais partiu-se do modelo do subcomponente com a pré-trinca, tal qual utilizado nos ensaios e foi analisado o valor da integral J . O valor da integral J teria que ser igual ao valor do G_c (valor crítico da taxa de liberação de energia de deformação elástica) para a trinca começar a se propagar. O valor do ângulo de propagação também foi obtido na simulação. O comprimento da trinca em cada passo de propagação foi considerado como sendo similar ao medido nos ensaios experimentais, isto para efeitos de comparação. Maiores detalhes sobre o procedimento utilizado para esta simulação são dados no Apêndice A.

4.6. Metodologia Utilizada nos Ensaios Experimentais

4.6.1. Ensaio de Fadiga – ASTM D3166

Foram realizados ensaios de fadiga em *single lap joints* de acordo com o planejado no projeto. Foi seguida nesses ensaios a norma ASTM D3166-99, denominada “*Standard Test Method for Fatigue Properties of Adhesives in Shear by Tension Loading (Metal/Metal)*”. Esta norma cobre a medição da resistência à fadiga em cisalhamento pelo carregamento em tração de adesivos em um espécime padrão e sob condições especificadas de preparação, carregamento e teste.

4.6.1.1. Parâmetros de ensaio e equipamentos

Foram selecionados 5 níveis de carregamento em fadiga de acordo com a resistência ao cisalhamento do adesivo obtido no *technical data sheet da Cytec*, tentando cobrir o que foi sugerido pela norma. No total foram ensaiados 25 CDP’s, 5 para cada nível de carga. A tabela 4.3 abaixo mostra os principais parâmetros que foram programados na máquina de ensaios da MTS.

Tabela 4.3 – Parâmetros de Teste em Fadiga

Teste	Nº de CDP’s	%Carga	Razão de Carga	Carga média	Amplitude	Frequência
1	5	80%	0,1	4985 N	4079 N	30 Hz
2	5	70%	0,1	4382 N	3585 N	30 Hz
3	5	55%	0,1	3458 N	2829 N	30 Hz
4	5	40%	0,1	2493 N	2039 N	30 Hz
5	5	25%	0,1	1568 N	1283 N	30 Hz

A figura 4.21 mostra o projeto de CDP sugerido pela norma e que foi seguido para a fabricação dos mesmos.

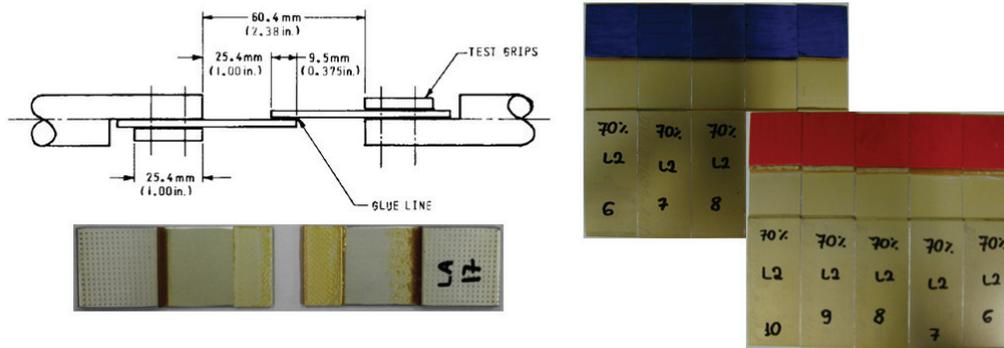


Figura 4.21 – Espécime de teste em fadiga (ASTM D3166)

A figura 4.22 mostra a disposição dos corpos de prova na máquina de ensaios e a figura 4.23 mostra o sistema de controle onde foi utilizado um compensador PVC para manter as amplitudes de carga corretas no ciclo de fadiga.



Figura 4.22 – Montagem dos CDP's na MTS

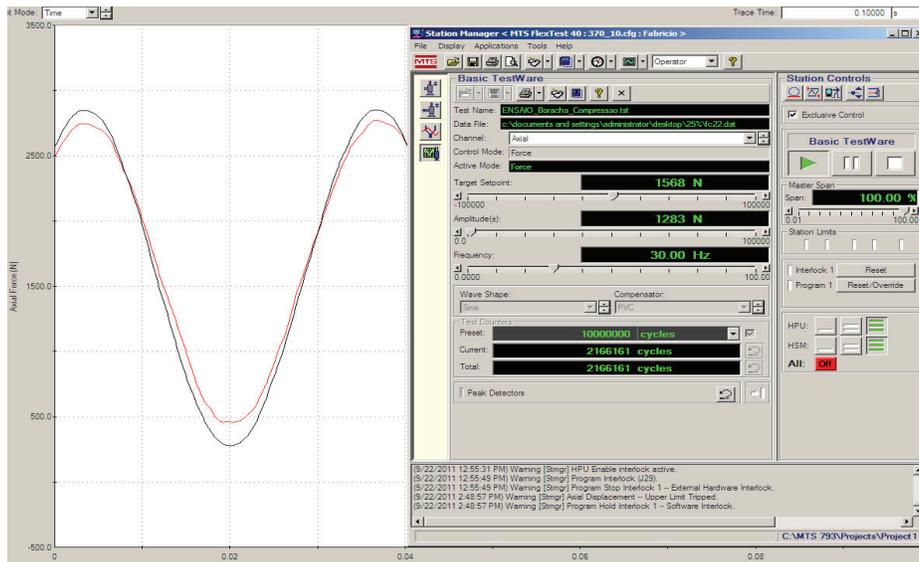


Figura 4.23 – Sistema de controle

Foram medidas a temperatura e a humidade relativa do ar do ambiente de teste, de acordo com a recomendação da norma. Devido ao fato de não contarmos com um ambiente controlado, específico para a realização de ensaios experimentais, esses valores variaram bastante no decorrer dos vários ensaios, como ilustra a figura 4.24.



Figura 4.24 – Medidas de temperatura e umidade

4.6.2. Ensaio de Resistência à Clivagem – ASTM D1062

Os ensaios de resistência à clivagem de adesivos para colagem metal-metal cujos resultados são apresentados nesta seção foram realizados segundo a norma ASTM D1062-08, denominada “*Standard Test Method for Cleavage Strength of Metal-to-Metal Adhesive Bonds*”. Esta norma cobre a determinação comparativa das propriedades de clivagem de adesivos quando testados com a utilização de CDPs metálicos de geometria padronizada, sob condições específicas de preparação e ensaio. Também pode ser utilizado para comparar a resistência do adesivo quando empregado para a colagem de diferentes aderentes metálicos ou diferentes tratamentos superficiais. O objetivo da realização do ensaio é determinar o comportamento de clivagem do adesivo Cytec FM73.

4.6.2.1. Dispositivos e Equipamentos

Para a fixação dos CDPs à máquina de ensaios foi utilizado um conjunto de adaptadores articulados do tipo junta universal com o objetivo de assegurar que a carga aplicada gerasse somente esforços em Modo *I*, conforme mostra a figura 4.25.



Figura 4.25 - Fixação do CDP de clivagem à máquina de ensaios

4.6.2.2. Metodologia e Parâmetros de Ensaio

Os CDPs utilizados no ensaio foram fabricados seguindo as recomendações da norma ASTM D1062. A figura 4.26 reproduz a geometria e as dimensões do CDP.

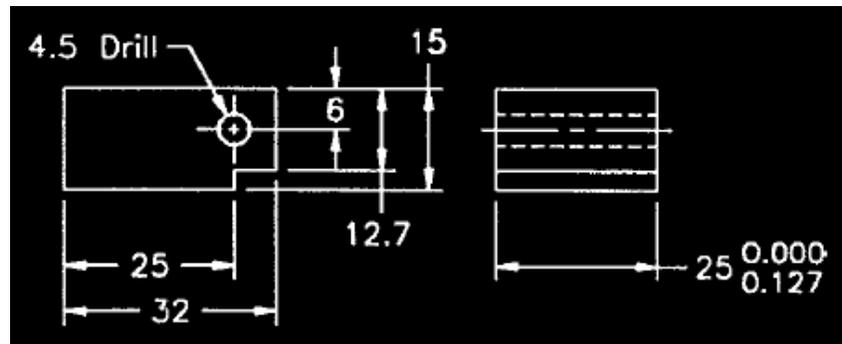


Figura 4.26 - Geometria e dimensões do CDP de clivagem (ASTM D1062-08)

Foram registradas as condições de temperatura e umidade relativa do ar do ambiente de teste, de acordo com a recomendação da norma, para todos os CDPs, conforme mostrado na figura 4.17. Devido ao fato de não contarmos com um ambiente controlado, específico para a realização de ensaios experimentais, esses valores variaram no decorrer dos ensaios.

4.6.3. Ensaio de Propagação de Trinca – DCB

Para o ensaio de propagação de trinca em fadiga de juntas coladas não há uma norma específica como nos testes anteriores. Logo uma das contribuições deste trabalho foi desenvolver uma técnica que possibilite medir com boa precisão a propagação da trinca em função do número de ciclos de forma viável e prática. Para isso foi desenvolvido um programa baseado em um modelo matemático que se fundamenta na teoria clássica de vigas em meio elástico.

4.6.3.1. Modelo Matemático

Considere uma viga em uma fundação elástica sujeita a um carregamento variável, conforme mostrado na figura 4.27. A força q por unidade de comprimento, que resiste ao

deslocamento da viga, é igual a $-kv$. Onde v é a deflexão da viga. Considerada positiva para baixo como na figura. A quantidade k representa uma constante, normalmente chamada de *módulo da fundação*, possuindo as dimensões de força por unidade de comprimento da viga por unidade de deflexão (por exemplo, newtons por metro quadrado ou pascal). Esse modelo é conhecido como modelo de *Winkler*.

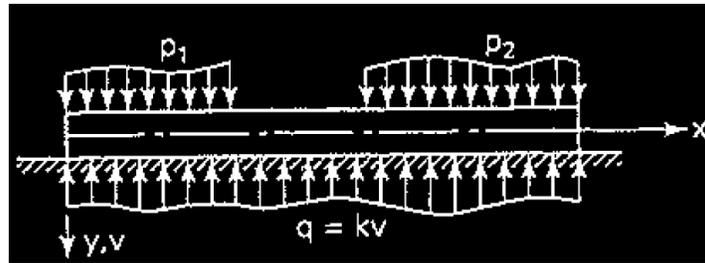


Figura 4.27 – Viga em fundação elástica (*Winkler*)

A análise de uma viga cujo comprimento é muito maior que a sua espessura e largura serve como base para o tratamento de todas as vigas em fundação elástica. Mais uma vez olhando para a figura 4.27, a qual mostra uma viga de seção constante suportada por uma fundação elástica, o eixo x passa através do centroide e o eixo y é um eixo principal da seção transversal. A deflexão v , sujeita a reação q e a carga aplicada por unidade de comprimento p , para uma condição de pequena inclinação, deve satisfazer a equação da viga:

$$EI \frac{d^4 v}{dx^4} + kv = p \quad (4.87)$$

Para as partes da viga nas quais não há carga distribuída, $p = 0$, e a equação (4.87) toma a forma:

$$EI \frac{d^4 v}{dx^4} + kv = 0 \quad (4.88)$$

Será suficiente considerar apenas a solução geral da equação (4.88), requerendo apenas a adição de uma integral particular para satisfazer a equação (4.87). Selecionando $v = e^{ax}$ como uma solução trivial, pode-se deduzir que a equação (4.88) é satisfeita se:

$$\left(a^4 + \frac{k}{EI}\right)v = 0 \quad (4.89)$$

Sendo necessário que:

$$a = \pm\beta(1 \pm i) \quad (4.90)$$

onde:

$$\beta = \left(\frac{k}{4EI}\right)^{1/4} \quad (4.91)$$

A solução geral da equação (4.88) pode agora ser escrita como:

$$v = e^{\beta x} [A \cos \beta x + B \sin \beta x] + e^{-\beta x} [C \cos \beta x + D \sin \beta x] \quad (4.92)$$

onde A , B , C e D são constantes de integração.

Uma vez que o objetivo deste ensaio é estudar as características da taxa de propagação da trinca em fadiga em uma *DCB*, é necessário relacionar a taxa de crescimento da trinca com o histórico de cargas cíclicas do ensaio. Dessa forma, desenvolver uma relação entre a flexibilidade do espécime e o comprimento da trinca é a chave para a automação. Para o espécime *DCB*, a flexibilidade é simplesmente a razão entre a carga e o deslocamento na linha de carregamento de ambos os braços das vigas. Em vez de depender de uma calibração da flexibilidade puramente empírica, um modelo matemático baseado na mecânica dos materiais foi desenvolvido para a *DCB* que considera a flexão tradicional das vigas ao longo de uma fundação elástica. Este modelo foi primeiramente criado para uma *DCB* de compósito por Erdman & Starbuck (2009).

Considere a metade do espécime *DCB* mostrado na figura 4.28. O modelo é então dividido em duas regiões, antes e depois da ponta da trinca. Na região 1, uma fundação elástica é empregada para levar em consideração deslocamentos e rotações que podem ocorrer devido a tensões normais e de flexão no aderente e no adesivo. Na região 2, uma vez que as duas metades do espécime são separadas pela trinca, a contribuição para o deslocamento na linha de carga pode ser calculado da flexão da viga. Deve ser notado que esta abordagem difere de muitas outras que consideram a região atrás da ponta da trinca como uma fundação rigidamente fixa o que subestima o deslocamento na direção da carga.

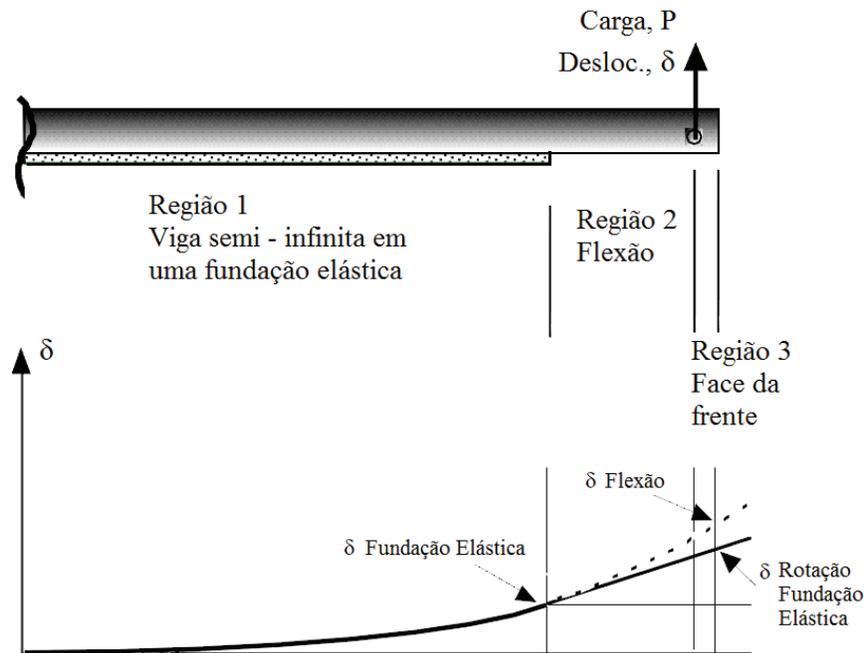


Figura 4.28 – Modelo de flexibilidade de uma *DCB* e correspondentes curvas de deslocamento, Erdman & Starbuck (2009)

Dentro da região 1, o deslocamento da ponta da trinca pode ser calculado considerando a carga resultante e o momento como mostrado na figura 4.29:

$$\delta_1 = \frac{2\beta}{k}(1 + \beta M) = \frac{2\beta P}{k}(1 + \beta a) \quad (4.93)$$

onde, β foi definido pela equação (4.105), k é o módulo da fundação, EI , é a rigidez à flexão das vigas.

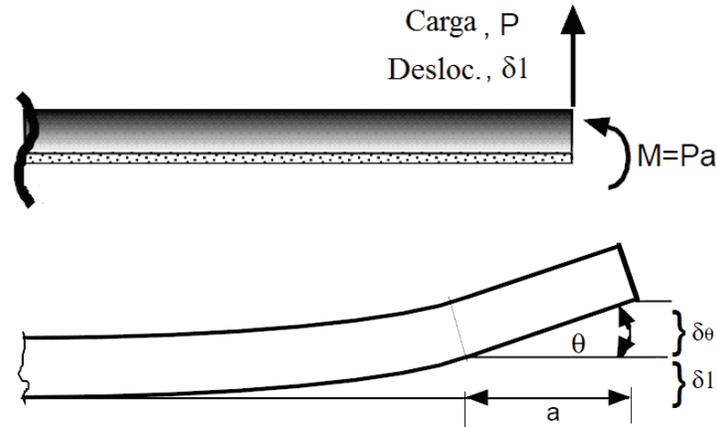


Figura 4.29 – Modelo em fundação elástica, região 1, Erdman & Starbuck (2009)

A rotação da viga no final da fundação elástica (ponta da trinca) deve também ser levada em consideração, por que produz uma rotação de corpo rígido na região 2 que contribui para o deslocamento na linha de carga. O ângulo de rotação, θ , é dado por:

$$\theta = \frac{2\beta^2}{k}(1 + 2\beta a) \quad (4.94)$$

E o deslocamento na linha de carga devido a rotação é dado por:

$$\delta_\theta = a \left(\tan \left[\frac{2\beta^2 P}{k}(1 + 2\beta a) \right] \right) \quad (4.95)$$

As deduções das equações (4.94) e (4.95) são cobertas em detalhes por Ugural & Fenster (1987). Agora considerando apenas a região 2 conforme mostra a figura 4.30:

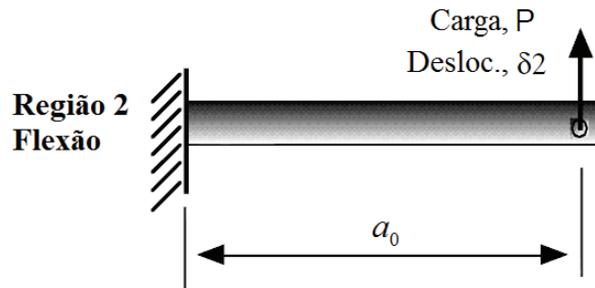


Figura 4.30 – Deslocamento devido à flexão, Erdman & Starbuck (2009)

Na região o deslocamento devido à flexão na linha de carga é dado por:

$$\delta_2 = \frac{Pa_0^3}{3EI} \quad (4.96)$$

Combinando as equações (4.93), (4.95) e (4.96), assumindo pequenas rotações e escrevendo a rigidez à flexão, EI , para as regiões antes e depois da ponta da trinca em termos de k , a flexibilidade total do espécime (incluindo ambas as vigas) é dada por:

$$C = \frac{4\beta + 8\beta^2 a + 8\beta^3 a^2 + \frac{8}{3}\beta^4 a^3}{k} \quad (4.97)$$

O resultado na equação (4.97) fornece a relação desejada para medir indiretamente o comprimento da trinca no espécime *DCB* em cada ciclo durante um ensaio de fadiga. Para obter o comprimento da trinca basta calcular as raízes do polinômio e selecionar a raiz real positiva.

4.6.3.2. Dispositivos e Equipamentos

Assim como no ensaio de clivagem, foi utilizado um conjunto de adaptadores articulados do tipo junta universal com o objetivo de assegurar que a carga aplicada gerasse somente esforços em Modo *I*. Além disso, foi também criada uma forma de filmar tanto o comprimento da trinca

quanto o número de ciclos para tal comprimento, com a finalidade de validar a técnica de medição descrita acima. Todo o aparato utilizado é mostrado na figura 4.31.

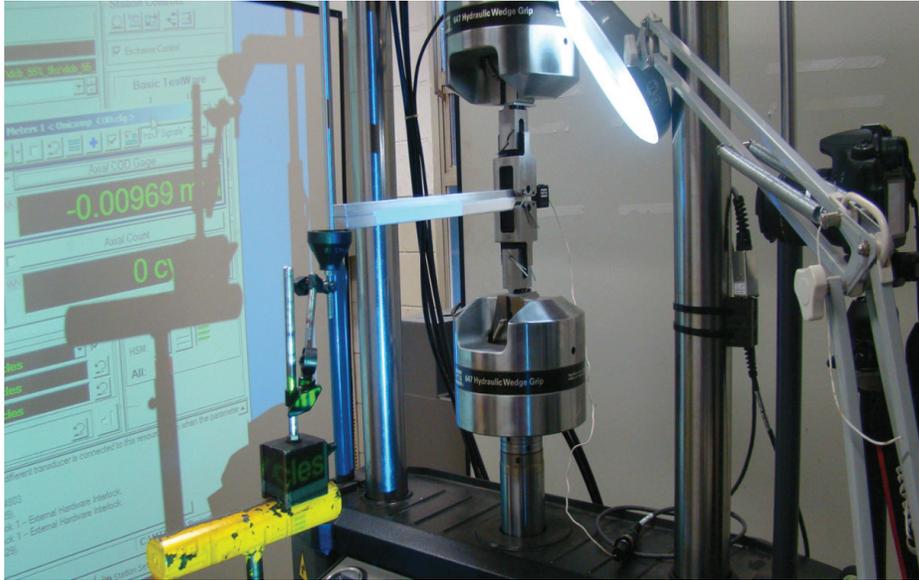


Figura 4.31 – Fixação da *DCB* à máquina e aparato utilizado para validar visualmente a técnica

Para adquirir o sinal do *COD* (*Crack Opening Displacement*) foi utilizado um *clip gage* da *MTS* mostrado na figura 4.32.

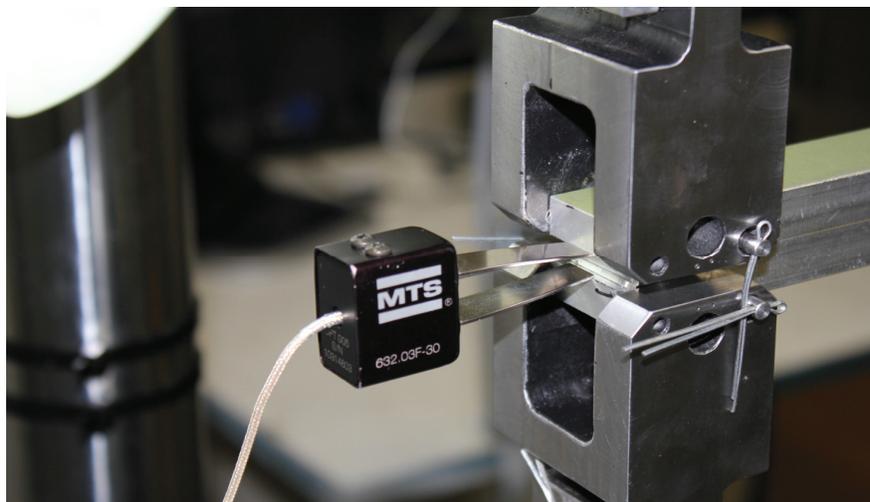


Figura 4.32 – *Clip Gage* utilizado para medir o *COD* da junta

Apesar deste ensaio não possuir uma norma específica para sua realização os CDPs utilizados foram fabricados seguindo as recomendações da norma ASTM D3433. A figura 4.33 reproduz a geometria e as dimensões do CDP.

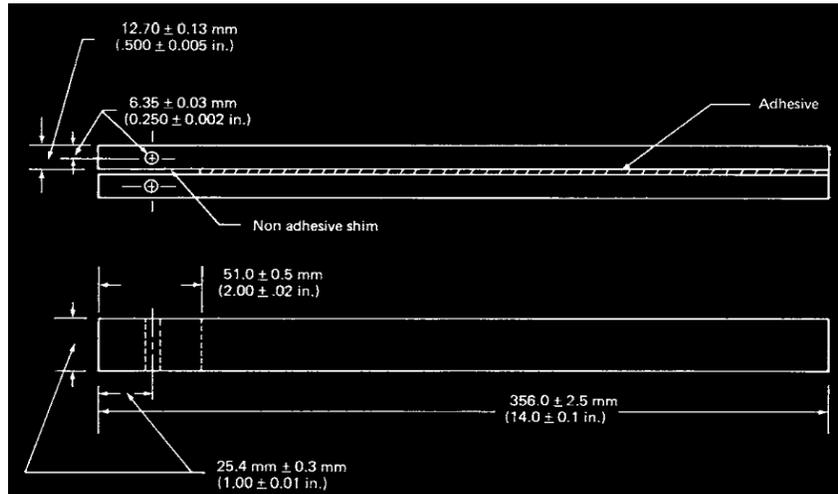


Figura 4.33 - Geometria e dimensões do espécime *DCB* (ASTM D3433)

Como este ensaio foi praticamente desenvolvido do zero, foram utilizados alguns CDP's de teste para calibrar a técnica de medição da trinca antes de ensaiar as *DCB's* oficiais. A figura 4.34 mostra a foto de um destes CDP's.



Figura 4.34 – *DCB's* improvisadas para calibração da técnica de medição de trinca

4.6.3.3. Metodologia e Parâmetros de Ensaio

Primeiramente foi realizado um ensaio estático em uma das *DCB*'s com o objetivo de conhecer a carga de falha estática da mesma. O resultado deste ensaio é mostrado na figura 4.35.

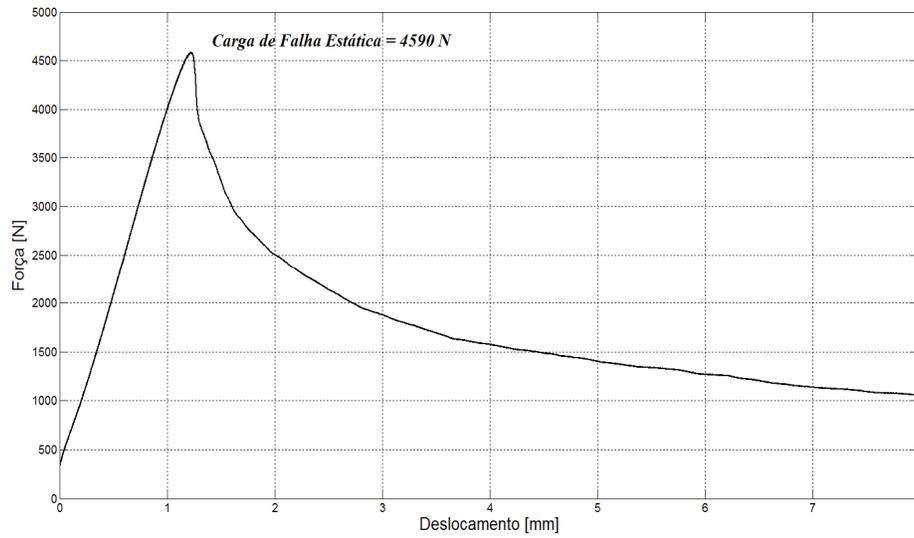


Figura 4.35 – Resultado do ensaio estático de uma *DCB*

A partir desta carga de falha estática foi montado o ciclo de fadiga com os parâmetros requeridos pela máquina, conforme ilustrado na figura 4.36 e na tabela 4.4.

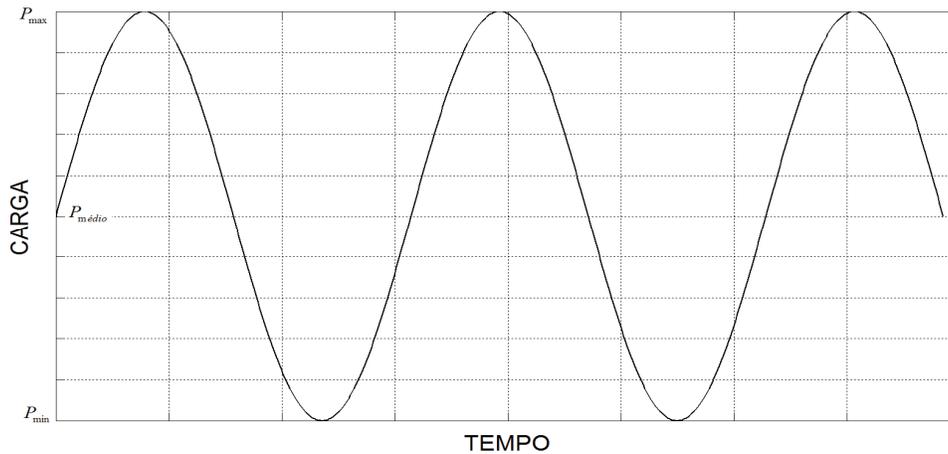


Figura 4.36 – Ciclo de fadiga criado a partir da carga de falha estática

Tabela 4.4 – Parâmetros de Ensaio

P_{\max}	% da carga de falha estática
P_{\min}	$R X P_{\max}$
$P_{\text{médio}}$	$\frac{P_{\max} + P_{\min}}{2}$
$P_{\text{amplitude}}$	$\frac{P_{\max} - P_{\min}}{2}$
<i>Frequência</i>	1, 2 ou 5Hz

4.6.3.4. Implementação Computacional

Para aplicar a técnica desenvolvida acima para todo o volume de dados gerado pelo ensaio de fadiga foi implementado um programa computacional que processa os dados, aplica a técnica de medição e gera os resultados na forma de gráfico. O fluxograma do programa está ilustrado na figura 4.37.

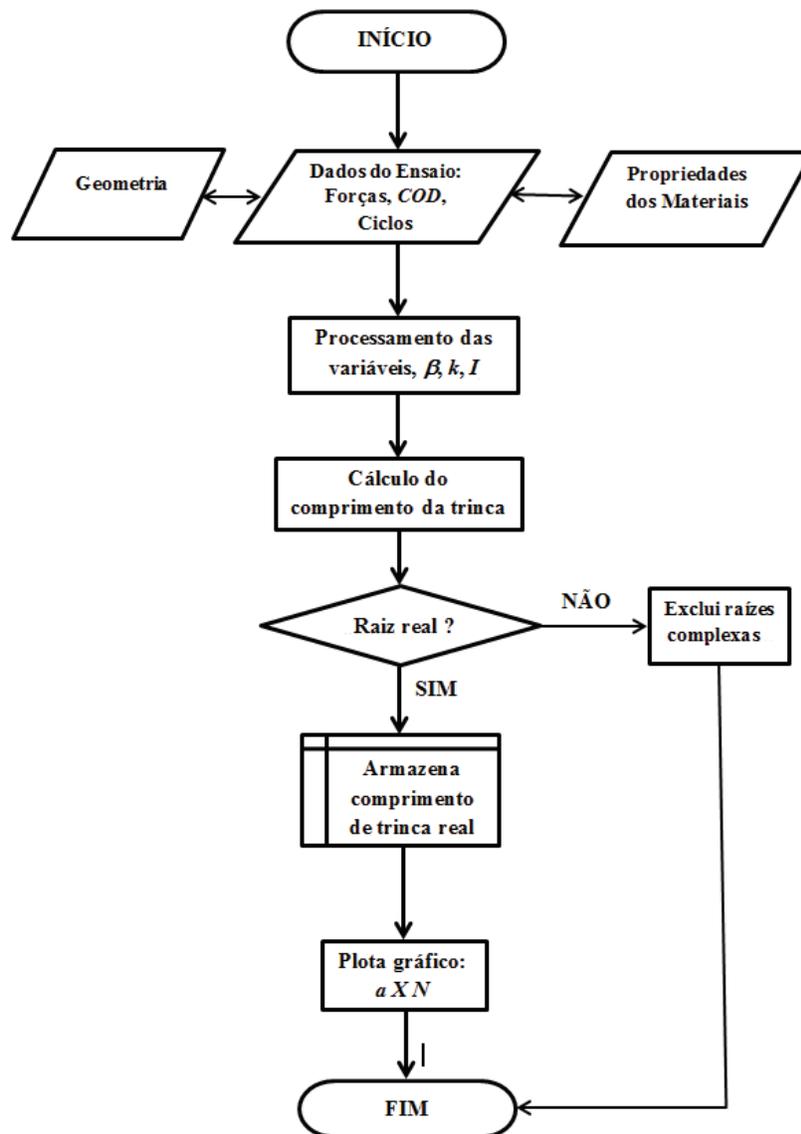


Figura 4.37 – Fluxograma da técnica de medição de trinca implementada

4.6.4. Ensaio Arcan

Com a finalidade de obter a taxa de liberação de energia em modos I, II e misto foram realizados ensaios baseados no método de Arcan, que está adquirindo boa popularidade nos últimos tempos devido à facilidade de realizar ensaios em modo misto de solitação de trinca. Este ensaio também não possui uma norma específica para sua realização, sendo que neste

trabalho ele foi desenvolvido com base em procedimentos da literatura, como os de Choupani *et al* (2006).

4.6.4.1. Equipamentos e Set Up

Foi utilizada a mesma máquina da MTS para realizar os ensaios. Os CDP's e o dispositivo de Arcan foram projetados de forma a permitir a fácil variação dos ângulos de sollicitação. A figura 4.38 mostra alguns dos CDP's utilizados e a figura 4.39 mostra a montagem de um CDP na máquina de ensaios.



Figura 4.38 – Corpos de prova Arcan



Figura 4.39 – Montagem na máquina de ensaios

4.6.4.2. Procedimento

Foram ensaiados 17 CDPs, sendo 3 para cada ângulo de 0° , 45° e 90° e 2 para cada ângulo de 15° , 30° , 60° e 75° . Os ensaios foram realizados em temperatura ambiente. Ao aplicar a carga de forma monotônica foi considerado um controle de deslocamento de $1,27 \text{ mm/min}$. Foi registrada a carga máxima suportada por cada um dos CDPs e observou-se que não houve propagação estável de trinca em nenhum CDP, ou seja, todos falharam de forma catastrófica ao atingirem a carga crítica de ruptura do material. A figura 4.40 mostra o momento da falha em um CDP.

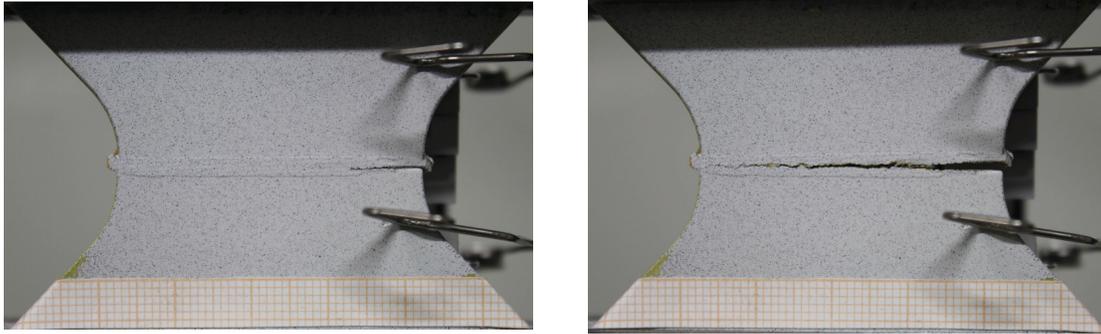


Figura 4.40 – Momento da fratura em um CDP solicitado a 0° (Modo I puro)

As taxas de liberação de energia para materiais isotrópicos podem ser calculadas pelas seguintes relações provenientes da Mecânica da Fratura Elástica Linear:

$$G_I = \frac{K_I^2}{\bar{E}}, \quad G_{II} = \frac{K_{II}^2}{\bar{E}} \quad (4.98)$$

onde \bar{E} é o módulo de elasticidade para o estado plano de deformação, $\bar{E} = E / (1 - \nu^2)$, e K_I e K_{II} são os fatores de intensidade de tensão em modo I e modo II, respectivamente.

Os fatores de intensidade de tensão na ponta da trinca do espécime Arcan foram calculados usando-se as seguintes equações:

$$K_I = \frac{P_c \sqrt{\pi a}}{wt} \cdot \cos \alpha \cdot f_1(a/w), \quad K_{II} = \frac{P_c \sqrt{\pi a}}{wt} \cdot \sin \alpha \cdot f_2(a/w) \quad (4.99)$$

onde P_c é a carga crítica na fratura, α é o ângulo de solitação, w é o comprimento do espécime, t é a espessura do espécime e a é o comprimento da trinca. Os fatores geométricos foram obtidos da literatura para substratos de alumínio modificando-se a geometria (a/w) para os espécimes utilizados neste trabalho. Eles são dados pelos seguintes polinômios de quarto grau:

$$\begin{aligned} f_1 &= -46,629(a/w)^4 + 122,6(a/w)^3 - 99,632(a/w)^2 + 33,767(a/w) - 3,7013 \\ f_2 &= 45,822(a/w)^4 - 90,463(a/w)^3 + 65,834(a/w)^2 - 20,617(a/w) + 2,6447 \end{aligned} \quad (4.100)$$

A figura 4.41 ilustra o comportamento destes polinômios no domínio a/w , com $w = 40$ mm e a variando entre 10 e 40 mm.

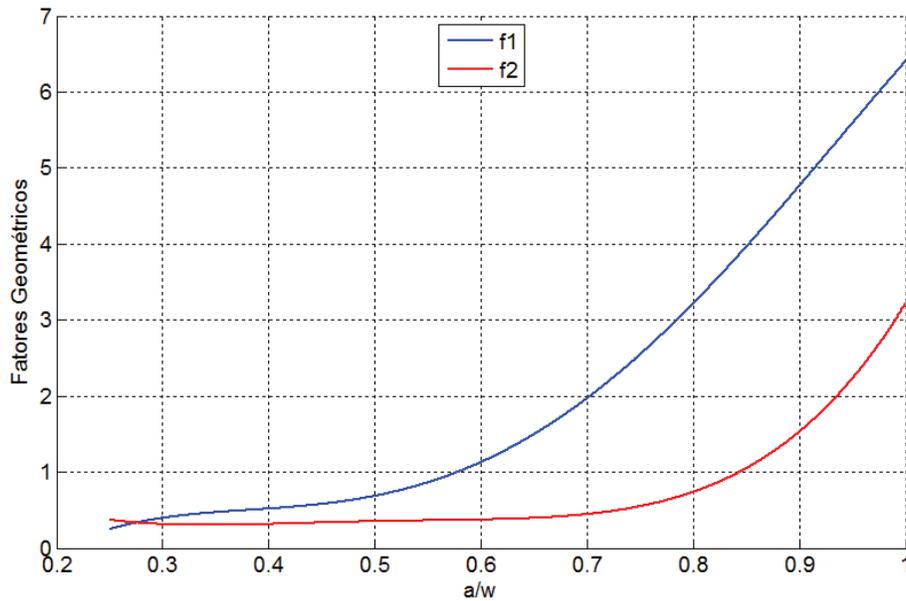


Figura 4.41 – Comportamento dos polinômios de quarto grau utilizados como fatores geoméricos para o cálculo de K_I e K_{II} .

4.6.5. Ensaio dos Subcomponentes

Para a obtenção dos resultados experimentais do subcomponente foram realizadas inspeções visuais, inspeções por ultrassom e aquisição de dados por extensometria. Os posicionamentos dos extensômetros nos ensaios realizados estão mostrados na figura 4.42 e na figura 4.43.

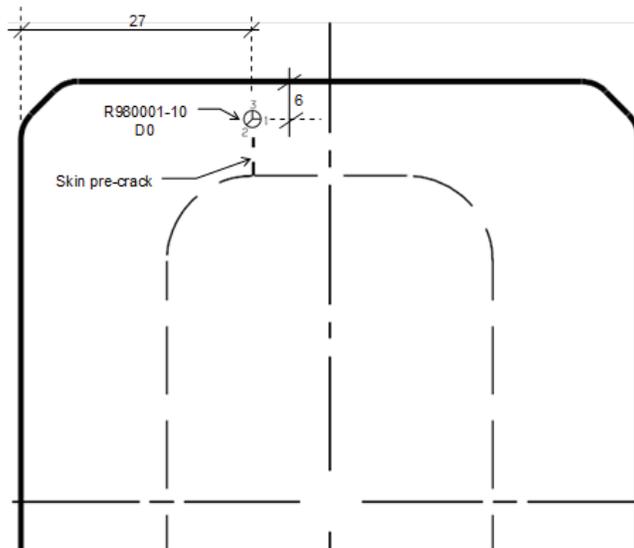


Figura 4.42 - Instrumentação do subcomponente, extensômetro colado no doubler (Fanton, 2012).

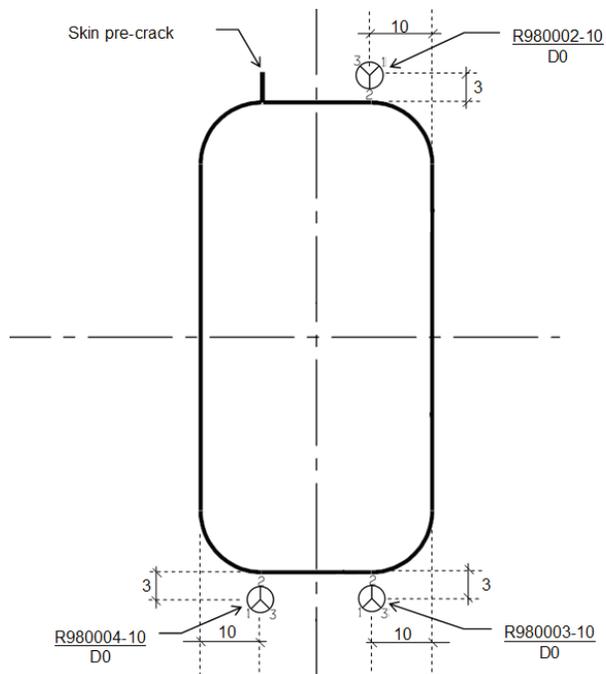


Figura 4.43 - Instrumentação do subcomponente, extensômetros colados no *skin* (Fanton, 2012)

Os ensaios foram realizados com as seguintes cargas atuantes e número de ciclos:

- Carga mínima: 2102 N;
- Carga máxima: 42042 N;
- Razão de carga: $R = 0,05$;
- Modo de aplicação da carga: senoidal;
- Frequência máxima de aplicação da carga: 10 Hz;
- 120000 ciclos.

Capítulo 5

Resultados e Discussões

Neste Capítulo serão apresentados e discutidos os resultados obtidos através da aplicação das metodologias desenvolvidas neste trabalho e apresentadas no Capítulo 4.

Apenas por questão de organização, os resultados serão apresentados na mesma sequência do Capítulo 4.

♦ **Modelo Analítico** – será apresentado o resultado da implementação computacional da equação semi-analítica desenvolvida (equação (4.67)). Esta equação é dita semi-analítica porque requer uma integração numérica para sua avaliação. O resultado é uma típica curva do comprimento de trinca em função do número de ciclos em fadiga ($a \times N$).

♦ **Modelos Numéricos** – serão apresentados os modelos de elementos finitos criados para alguns corpos de prova com o objetivo de comparação com os resultados experimentais e o modelo simples de propagação de trinca 3D para um subcomponente aeronáutico com uma trinca no *skin*.

♦ **Ensaaios Experimentais** – serão apresentados e discutidos os resultados de todos os ensaios experimentais realizados, dos quais o mais importante é o ensaio de propagação em corpos de prova *DCB* que deu origem à técnica de monitoramento de trinca desenvolvida neste trabalho.

5.1. Modelo Analítico - Cálculo da Vida em Fadiga

Implementando a equação (4.66) de acordo com o fluxograma apresentado na figura 4.13 obtém-se a curva típica apresentada na figura 5.1. Esta curva foi gerada utilizando-se as propriedades da tabela 4.1.

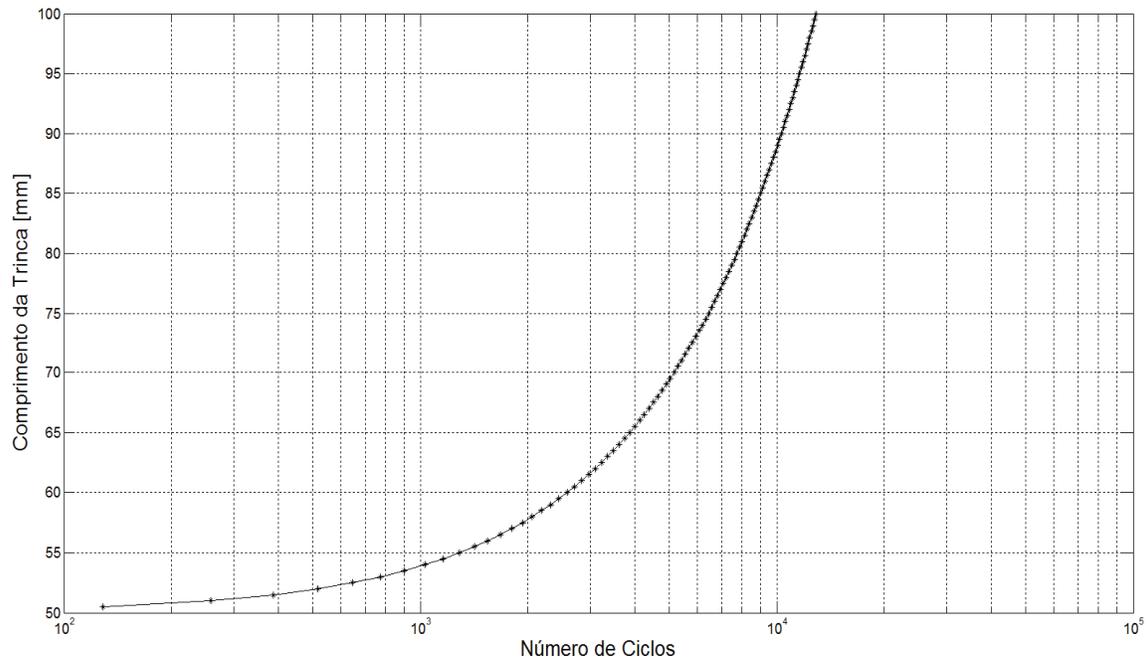


Figura 5.1 – Curva de propagação gerada pelo programa de vida em fadiga

Posteriormente esta curva será gerada aplicando-se as dimensões do corpo de prova DCB utilizado nos ensaios de propagação, assim como as propriedades do adesivo e dos aderentes utilizados, com o objetivo de validar este resultado com os resultados experimentais.

5.1.1. Trinca Emanando de Furos

Como uma primeira ferramenta de análise para os subcomponentes em fadiga foi implementado um programa que simula a propagação de uma trinca que nucleia a partir de um furo em uma chapa de metal. Neste programa foi utilizado o mesmo integrador implementado no

programa anterior de juntas coladas. A figura 5.2 mostra os resultados para alguns valores do diâmetro do furo.

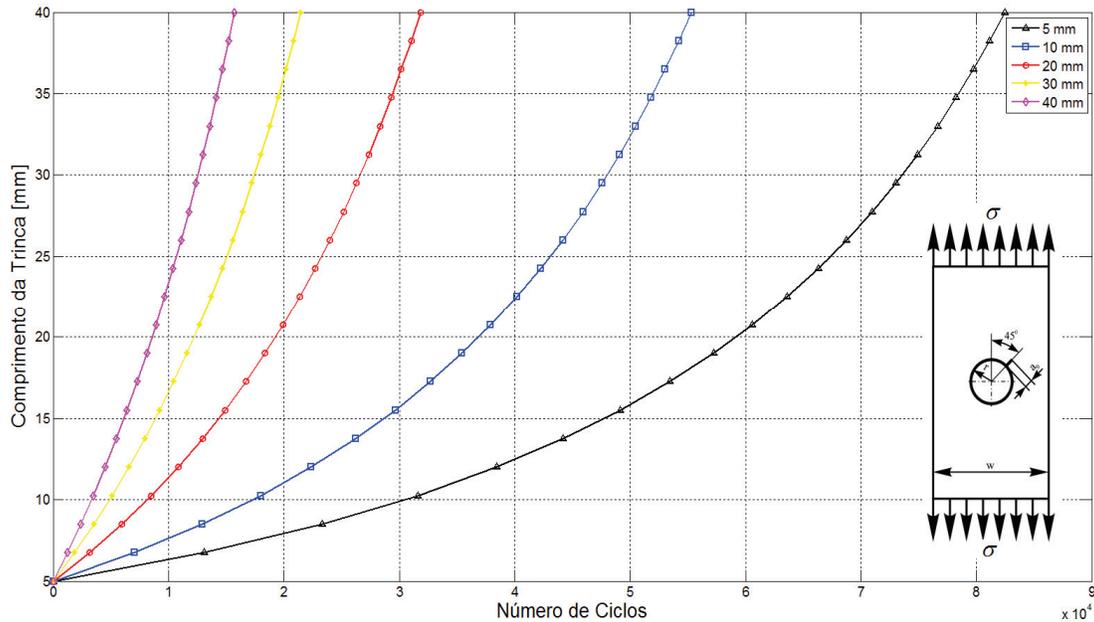


Figura 5.2 – Curvas de propagação de trinca emanando de um furo

Estes resultados apresentam boa concordância com resultados encontrados na literatura, como em Broek (1986), por exemplo, e pode ser usado como base para um possível desenvolvimento de um modelo analítico para reparos colados.

5.1.2. Software NABJS – Numerical and Analytical Bonded Joints Solutions

O Projeto Colagem Estrutural acabou gerando um produto intitulado *NABJS* (*Numerical and Analytical Bonded Joints Solutions*). Este *software* inicialmente criado em linguagem Matlab[®] tem por objetivo sintetizar todos os programas desenvolvidos no projeto, referentes aos trabalhos de Rodriguez (2011), Fanton (2012) e este trabalho.

O *NABJS* possui uma amigável interface gráfica com o usuário, o que facilita bastante a variação de parâmetros e possíveis análises de sensibilidade na análise de juntas coladas. O *software* possui três módulos e este trabalho contribuiu com o módulo referente à fadiga e

propagação de trinca, inclusive com a técnica de medição indireta do tamanho da trinca que será explicado na seção 4.6.3. As figuras (5.3), (5.4) e (5.5) ilustram o módulo referente a este trabalho com um exemplo da implementação da taxa de liberação de energia e uma análise de sensibilidade.

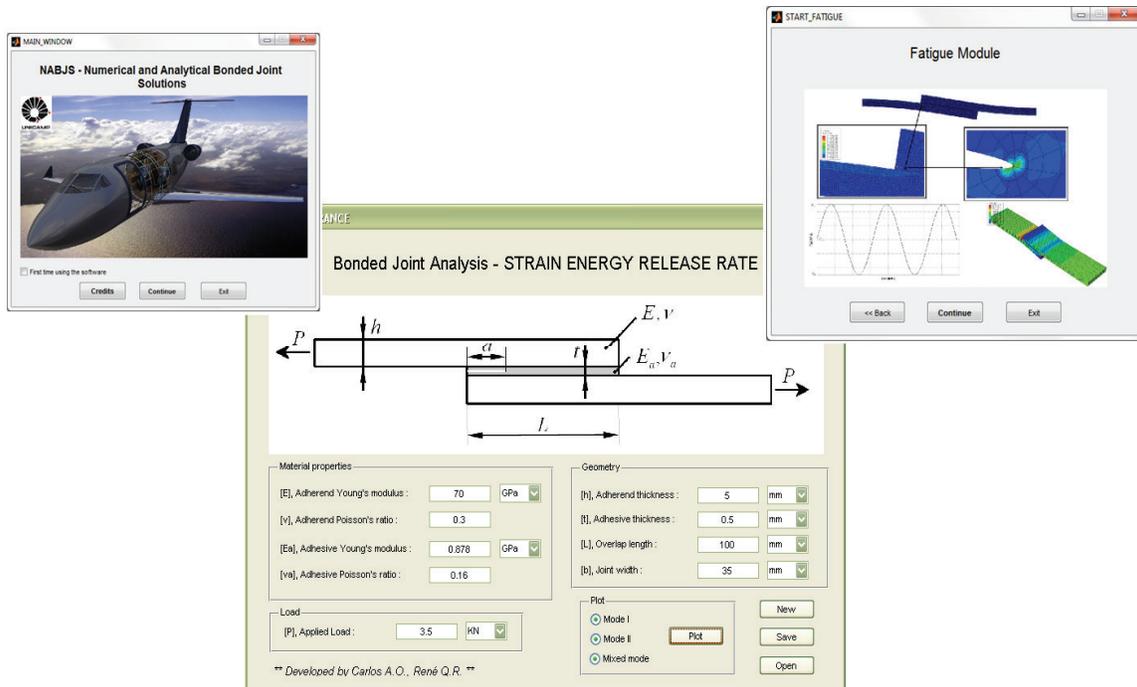


Figura 5.3 – Interface gráfica do software NABJS

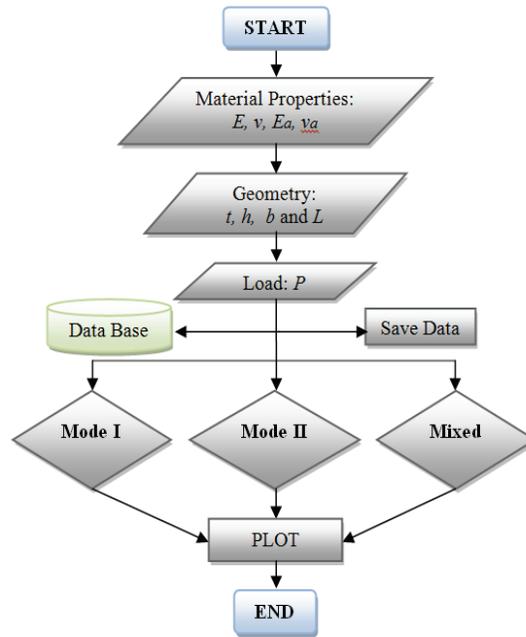
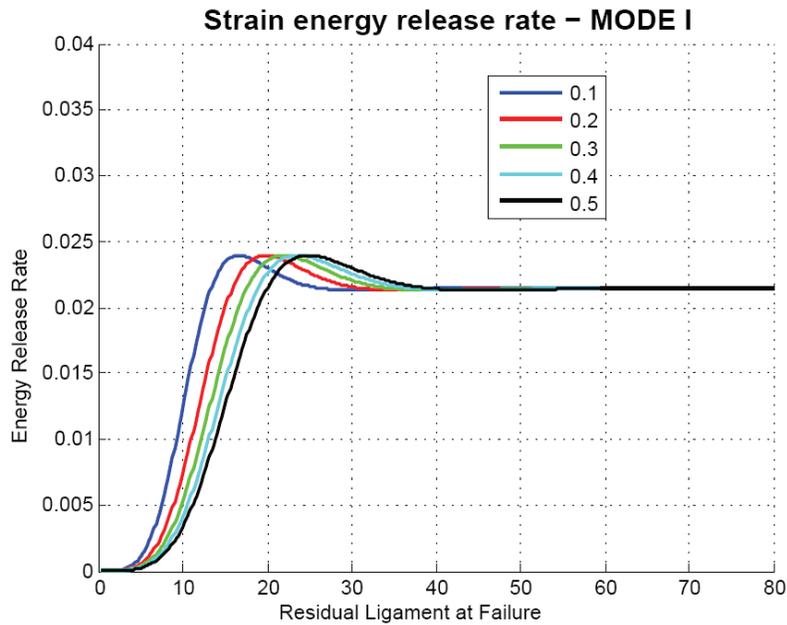


Figura 5.4 – Fluxograma referente à implementação da taxa de liberação de energia no NABJS



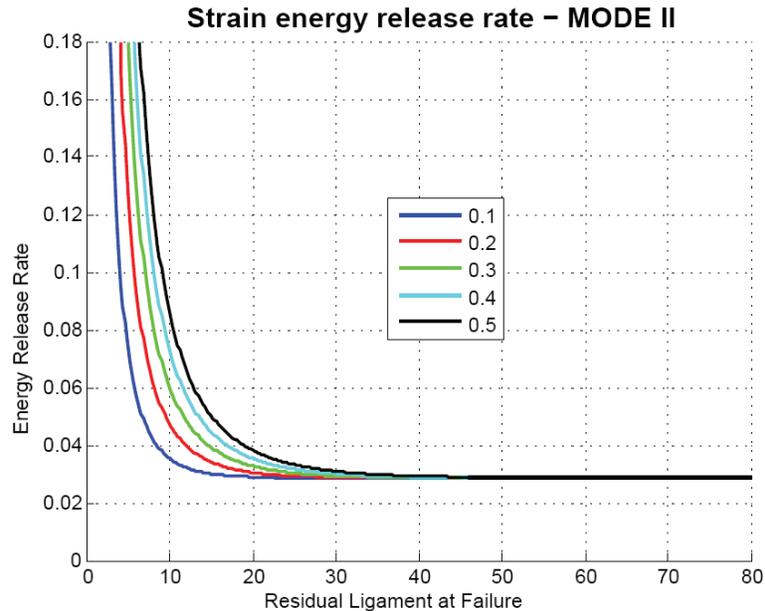


Figura 5.5 – Análise de sensibilidade da taxa de liberação de energia com relação à variação da espessura do adesivo

5.2. Modelos Numéricos – Método dos Elementos Finitos

Esta seção apresenta os resultados modelos numéricos utilizando o Método dos Elementos Finitos através do *software* comercial ABAQUS para comparar com os modelos analíticos e com os resultados experimentais.

5.2.1. Resultados Numéricos do Ensaio ASTM D1062

Foram criados dois modelos para os corpos de prova de clivagem do ensaio ASTM D1062. Um modelo *3D* utilizando elementos sólidos e um modelo *2D* com uma malha bem mais refinada.

5.2.1.1. Análise *3D*

A figura 5.30 mostra o resultado para a análise *3D* para o CDP e somente para o adesivo. A tabela 5.1 mostra as características dos elementos utilizados.

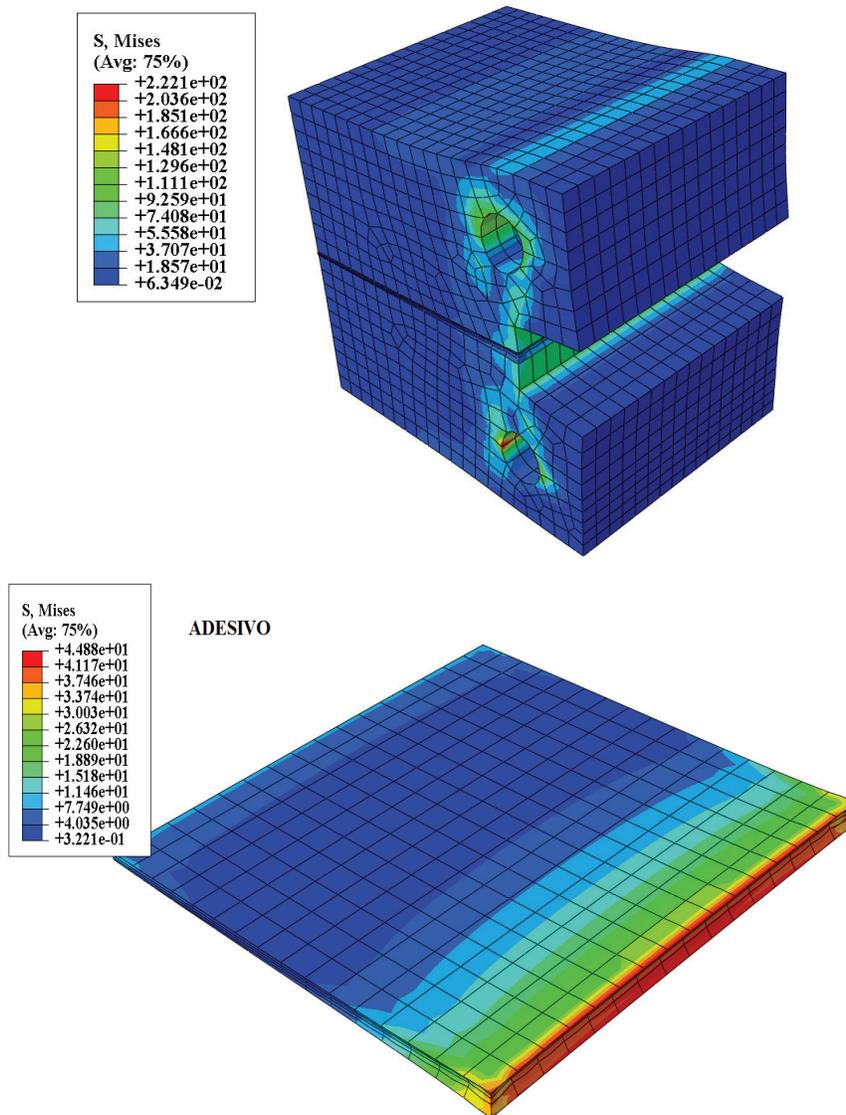


Figura 5.6 – Simulação 3D do ensaio ASTM D1062

Tabela 5.1 – Características dos Elementos utilizados

Elemento ABAQUS	C3D20R
Ordem	Quadrático com 20 nós
Família	3D Stress
Integração	Reduzida

A tabela 5.2 mostra a comparação entre o valor da tensão de falha encontrada na literatura e a obtida na simulação.

Tabela 5.2 – Comparação Literatura - Numérico

Critérios de Falha			
Adesivo	Literatura	Simulação	Erro
CYTEC FM-73	$\sigma_r = 47,9MPa$	$\sigma_r = 44,9MPa$	6,2 %

Percebe-se que a tensão de ruptura na simulação ficou bem próxima do valor experimental encontrado na literatura, o que é bem difícil de acontecer. Desta forma já se validaria o ensaio, porém, foi feita também uma simulação 2D com uma malha bem mais refinada, utilizando elementos lineares para tentar se aproximar mais do valor encontrado na literatura.

5.2.1.2. Análise 2D

A figura 5.7 mostra o resultado para a análise 2D para o CDP e somente para o adesivo. A tabela 5.3 mostra as características dos elementos utilizados.

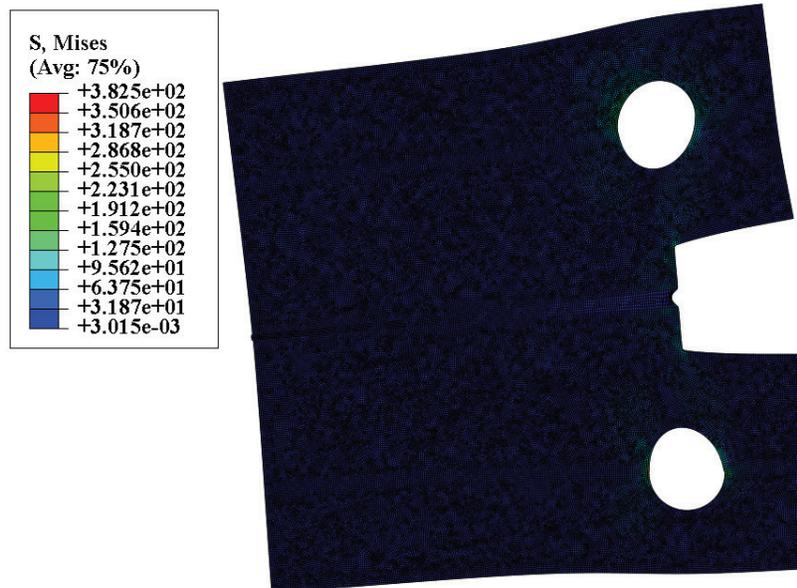




Figura 5.7 – Simulação 2D do ensaio ASTM D1062

Tabela 5.3 – Características dos Elementos utilizados

Elemento ABAQUS	CPE4R
Ordem	Bilinear com 4 nós
Família	<i>Plane Strain</i>
Integração	Reduzida

A tabela 5.4 mostra a comparação entre o valor da tensão de falha encontrada na literatura e a obtida na simulação.

Tabela 5.4 – Comparação Literatura - Numérico

Critérios de Falha			
Adesivo	Real	Simulação	Erro
CYTEC FM-73	$\sigma_r = 47,9MPa$	$\sigma_r = 46MPa$	3,9 %

Percebe-se que o modelo 2D aproximou-se ainda mais do valor experimental encontrado na literatura devido ao grande refinamento da malha e por trabalhar em estado plano de deformação que representa melhor este tipo de problema. Lembrando que foi considerada como tensão de ruptura real a tensão média obtida nos ensaios.

5.2.2. Resultados Numéricos do Ensaio Arcan

A figura 5.8 mostra a visualização do campo de tensões com o detalhe na ponta da trinca. As figura 5.9 e 5.10 mostram os gráficos das taxas de liberação de energia em modos I e II e em modo misto respectivamente.

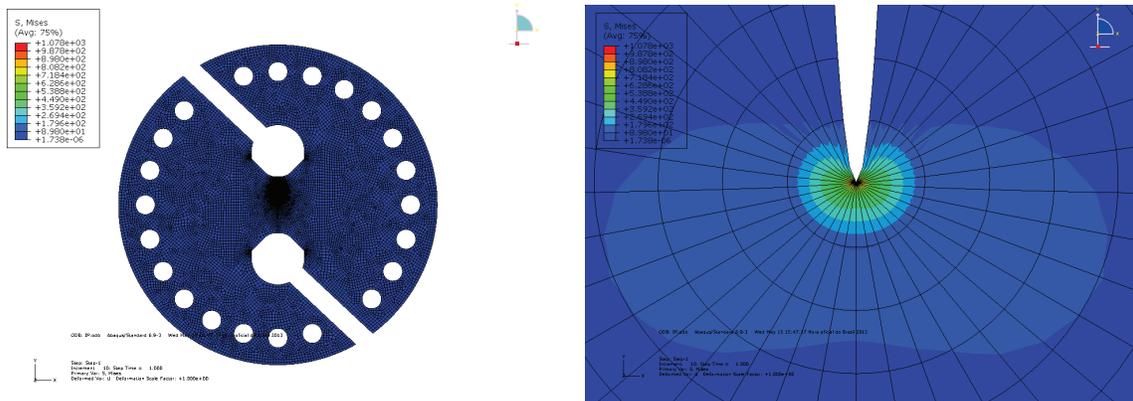


Figura 5.8 – Campo de tensões na ponta da trinca

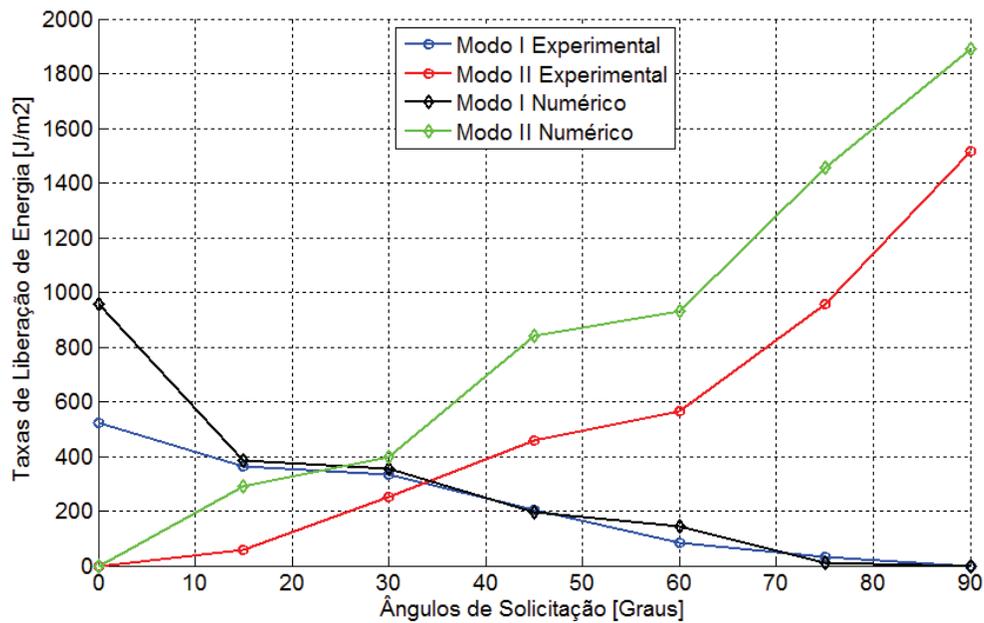


Figura 5.9 – Taxas de Liberação de Energia em modos I e II

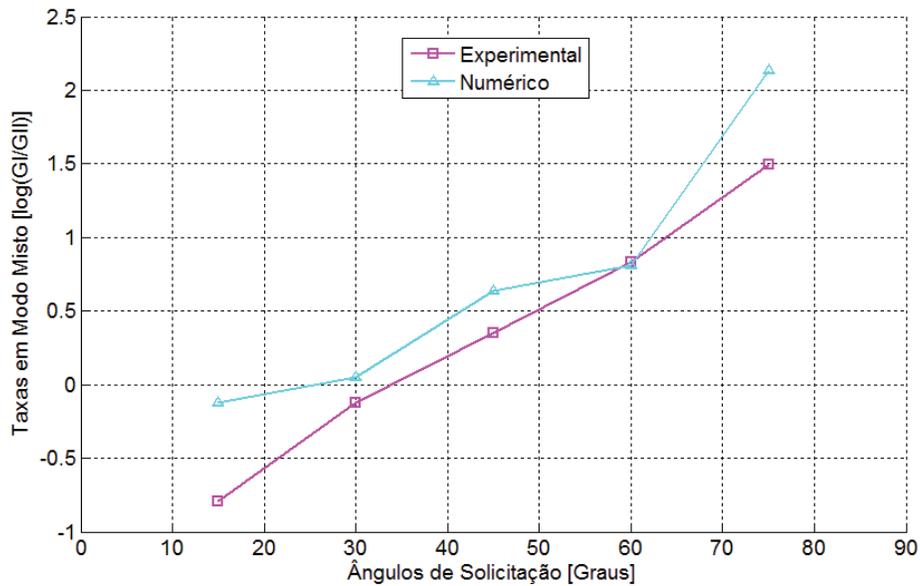


Figura 5.10 – Taxas de Liberação de Energia em modo misto

Nos gráficos acima os resultados numéricos obtidos com as simulações foram comparados com os resultados experimentais, obtendo-se uma concordância razoável entre os dois. Desta forma pode-se concluir que a metodologia aplicada pode ser usada para ensaiar corpos de prova do tipo Arcan e obter as taxas de liberação de energia para vários ângulos de solicitação.

5.2.3. Resultados Numéricos do Subcomponente

A figura 5.11 e a figura 5.12 mostram o pós-processamento com a trinca propagada através do modelo numérico, detalhando a forma esquemática da zona plástica baseado no critério de von Mises, mostrando o campo de tensão plana na superfície e deformação plana na faixa central.

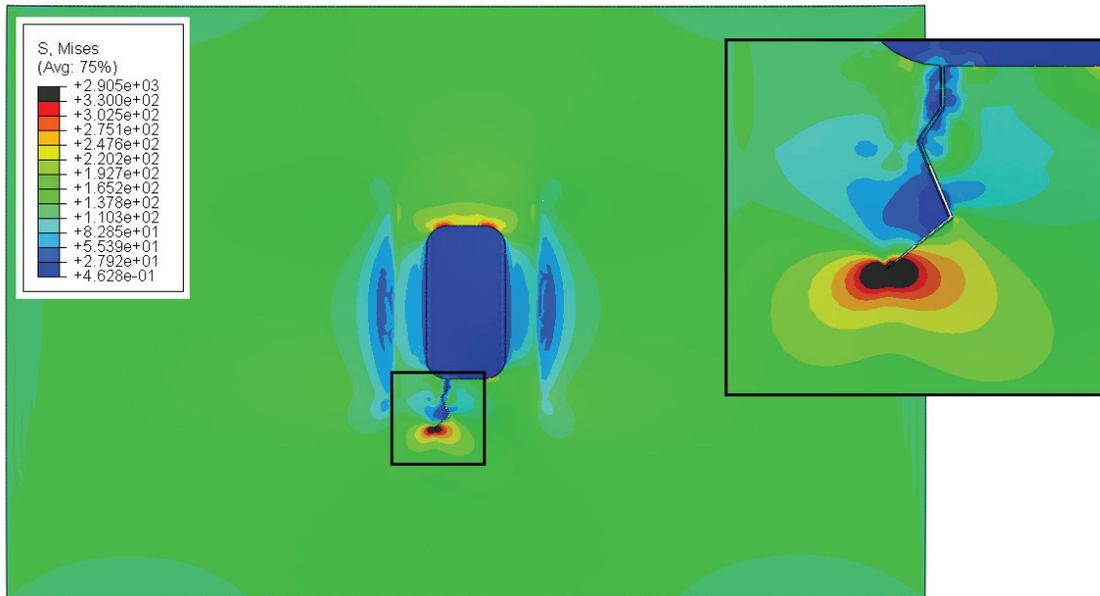


Figura 5.11 - Propagação da trinca no subcomponente 3 (vista inferior).

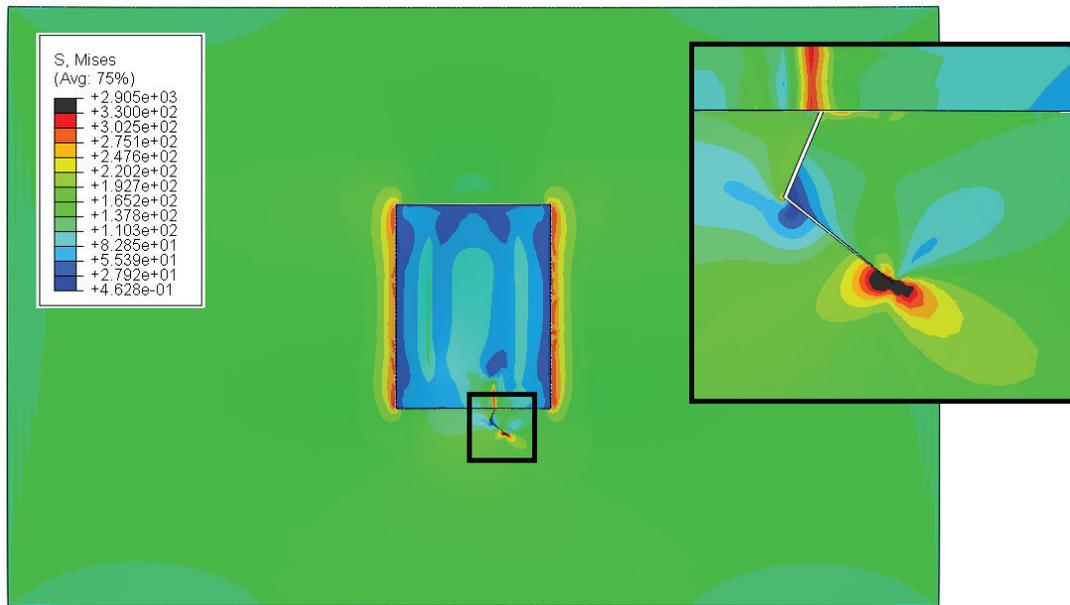


Figura 5.12 - Propagação da trinca no subcomponente 3 (vista superior).

A tabela 5.5 mostra os resultados das análises numéricas realizadas neste trabalho e os resultados por inspeção visual realizados no ensaio experimental. Na primeira coluna estão os

nomes dados para cada comprimento de trinca, indicados na segunda coluna. Na terceira coluna estão os valores da taxa de dissipação de energia de deformação elástica em modo I. Na quarta coluna estão os valores dos ângulos de propagação proporcionados pelo ABAQUS. Na quinta coluna estão os números de ciclos obtidos nos ensaios correspondentes ao comprimento da trinca e na sexta coluna estão os números de ciclos calculados neste trabalho correspondentes ao comprimento da trinca.

Tabela 5.5 - Resultados da análise numérica.

Nome	a [mm]	G_I [J / mm ²]	θ	nº de ciclos (Experimental)	nº de ciclos (Numérico)
Pré-Trinca	5	26,48	34°	30000	30000
Trinca 1	10	49,65	22.5°	60000	56250
Trinca 2	20	72,82	- 51°	90000	82500
Trinca 3	30	92,68	48°	100000	105000

A figura 5.13 mostra a comparação entre a curva obtida experimentalmente e a curva obtida do modelo numérico.

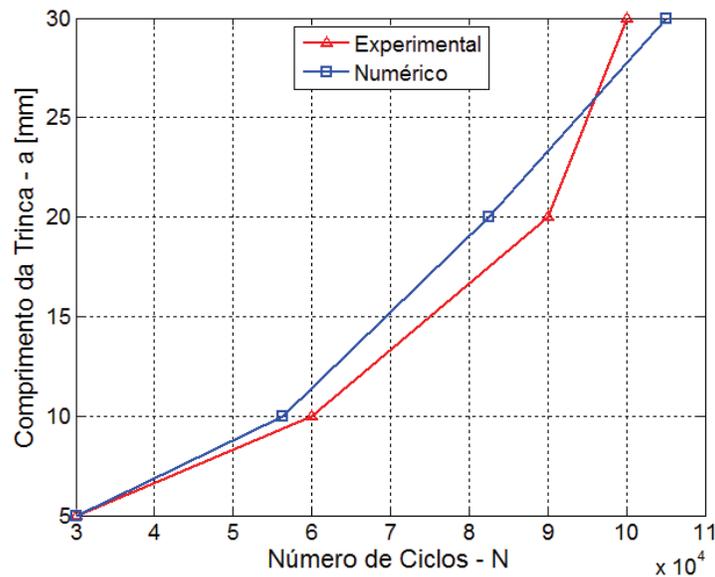


Figura 5.13 - Gráfico comprimento da trinca x número de ciclos.

Pela análise experimental de ultrassom, não foi detectado descolamento do *doubler*, mas esta análise foi considerada com detecção de no mínimo 3 mm de descolamento. Na análise numérica, foram detectados descolamentos do adesivo na região da trinca e na extremidade do adesivo mais próxima da trinca para 100000 ciclos, onde se ultrapassou a tensão de ruptura do adesivo, como mostrado na figura 5.14.

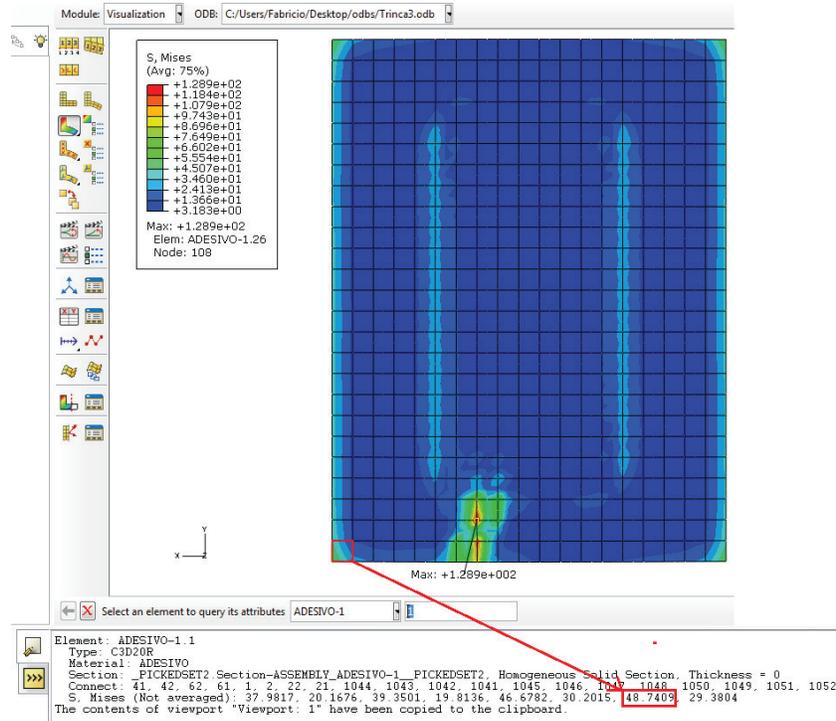


Figura 5.14 - Análise do adesivo do subcomponente

A validação do modelo numérico implementado e mostrado anteriormente pode ser feita pela comparação das deformações obtidas pelos extensômetros R98000X-10 com as deformações obtidas numericamente nestas mesmas localizações. Os extensômetros escolhidos para esta validação foram os extensômetros da série R980001-10 (posicionado no *doubler*) e R980002-10 (posicionado no *skin* ao lado da pré-trinca) Os valores medidos por esses extensômetros são mostrados na figura 5.15. A validação foi realizada para o subcomponente 3 com a pré-trinca de 5 mm e submetido estaticamente a carga máxima do primeiro ciclo do ensaio experimental.

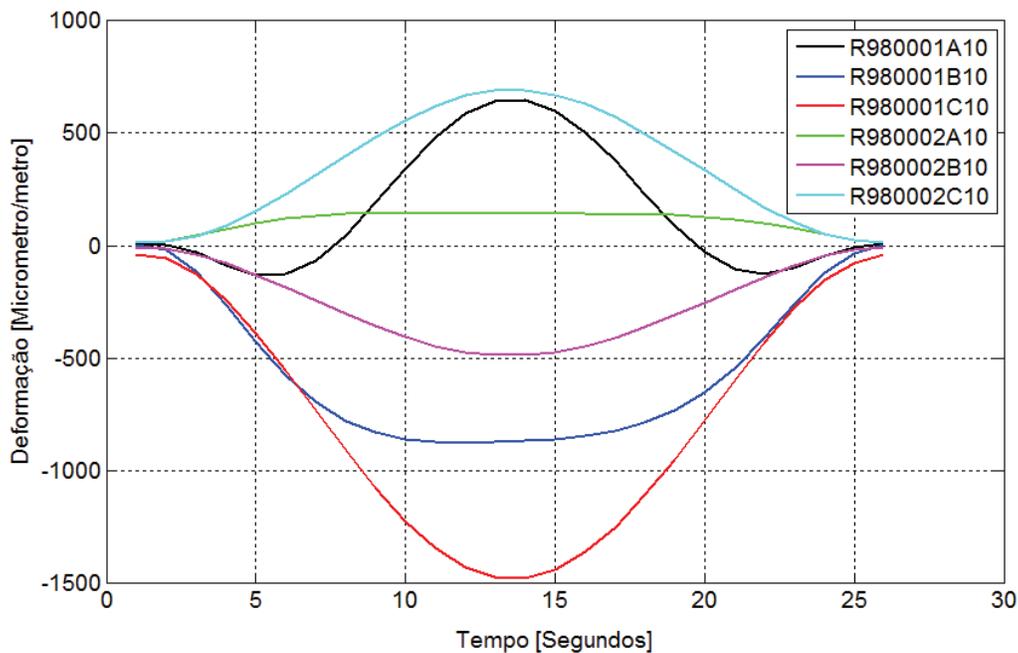


Figura 5.15 – Deformações medidas pelos extensômetros

Na figura 5.16 está mostrando a carga aplicada durante os ensaios experimentais no subcomponente 3.

Calculando as tensões de von Mises obtidas nas rosetas 1 e 2 (série de extensômetros R98000ij10, $i = 1, 2$ e $j = A, B, C$), obtém-se uma tensão de von Mises de 138,63 MPa para a roseta 2 e 65,99 MPa para a roseta 1. Estes valores foram validados numericamente pela média dos valores da tensão de von Mises nos pontos de Gauss para os elementos seleccionados nas posições das rosetas 1 e 2.

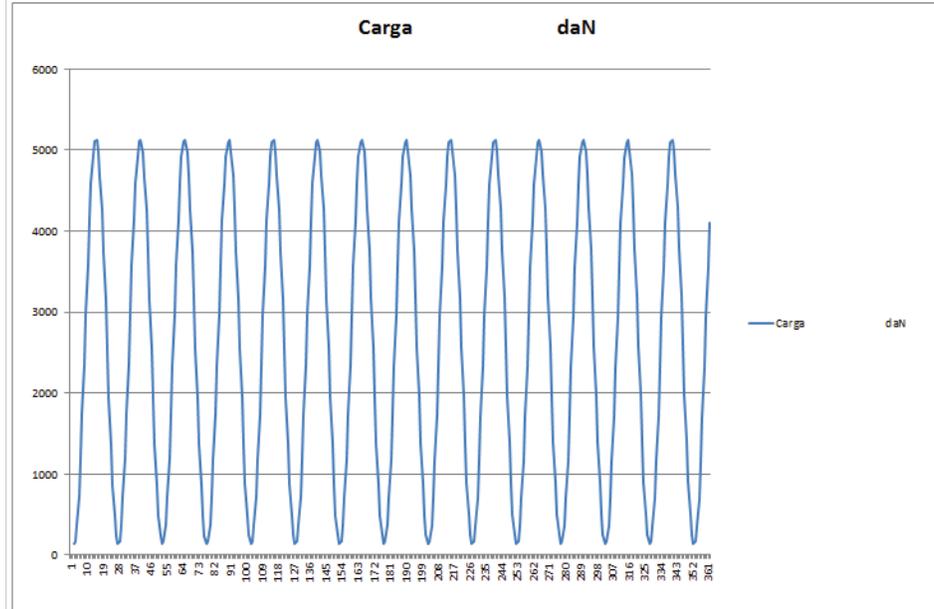


Figura 5.16 - Carga aplicada no subcomponente

A figura 5.17 mostra a análise numérica para a obtenção da tensão de von Mises na posição da roseta 2, obtendo-se um valor para a tensão de von Mises de 138,74 MPa, próximo a tensão obtida experimentalmente de 138,63 MPa.

A figura 5.18 mostra a análise numérica para a obtenção da tensão de von Mises na posição da roseta 1, obtendo-se um valor de 81,29 MPa e 15,3 MPa acima do valor experimental.

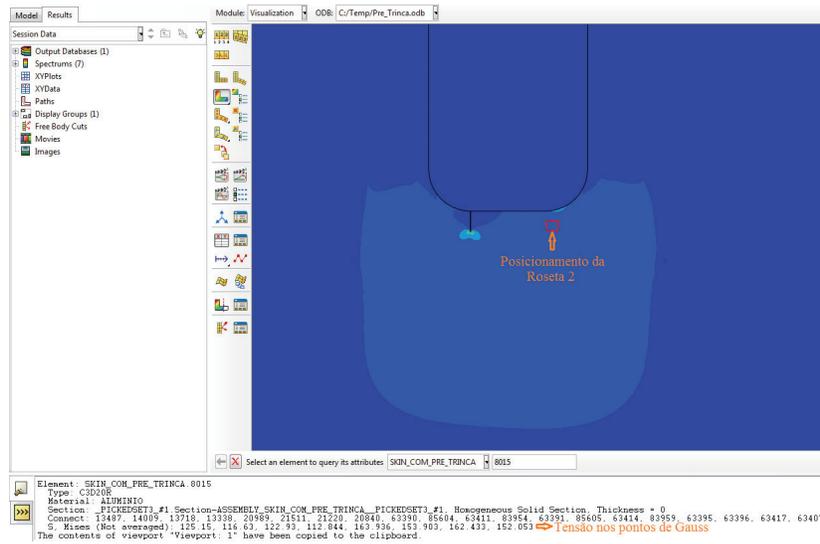


Figura 5.17 - Tensão de von Mises do elemento na posição da roseta 2

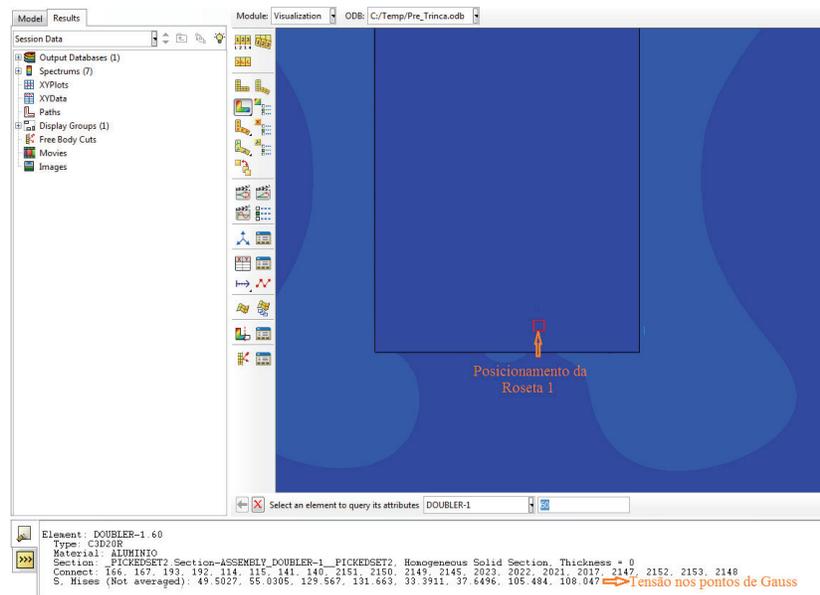


Figura 5.18 - Tensão de von Mises do elemento na posição da roseta 1.

Portanto, as análises numéricas realizadas para a obtenção da propagação da trinca no subcomponente podem ser consideradas aceitáveis pois os resultados numéricos das tensões de von Mises obtidos nas posições das rosetas 1 e 2 ficaram próximos dos resultados experimentais.

5.2.4. Resultados Numéricos do Ensaio *DCB*

Utilizando um procedimento similar ao usado no subcomponente foi feita uma simulação de propagação do corpo de prova *DCB*, conforme mostrado na figura 5.19. Por se tratar de um modelo *2D* bem mais simples, foi possível obter um maior número de pontos, o que possibilitou suavizar a curva para uma melhor comparação com os outros modelos. Essa comparação será apresentada em detalhes na próxima seção.

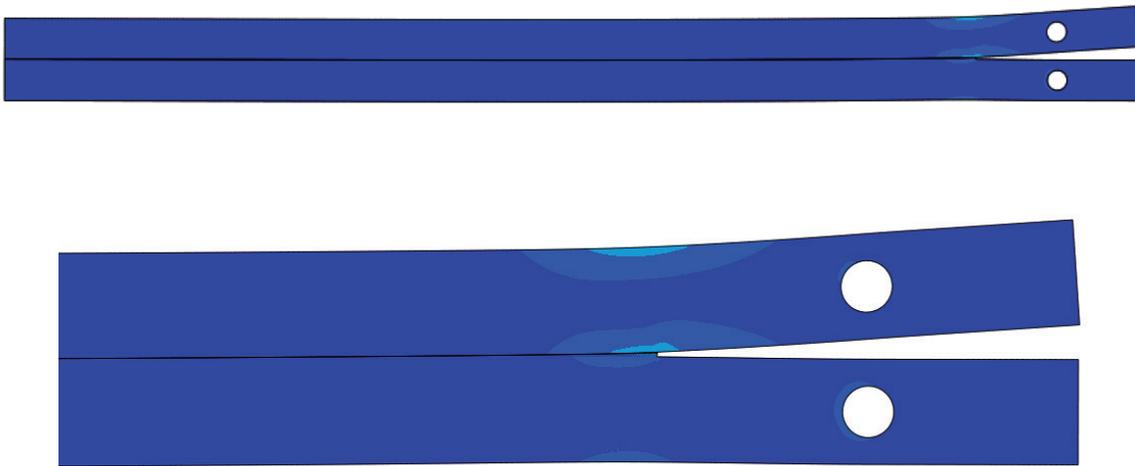


Figura 5.19 – Simulação numérica do corpo de prova *DCB*

5.3. Ensaios Experimentais

5.3.1. Ensaio de Fadiga – ASTM D3166

A norma recomenda que o ensaio siga até 10.000.000 de ciclos, quando então, é considerada vida infinita. Nesses ensaios todos os CDP's falharam antes desse limite, exceto o CDP 21, e foram registrados o número de ciclos até a falha para a elaboração de uma curva *S-N*. A figura 5.20 mostra um dos CDP's depois da falha.

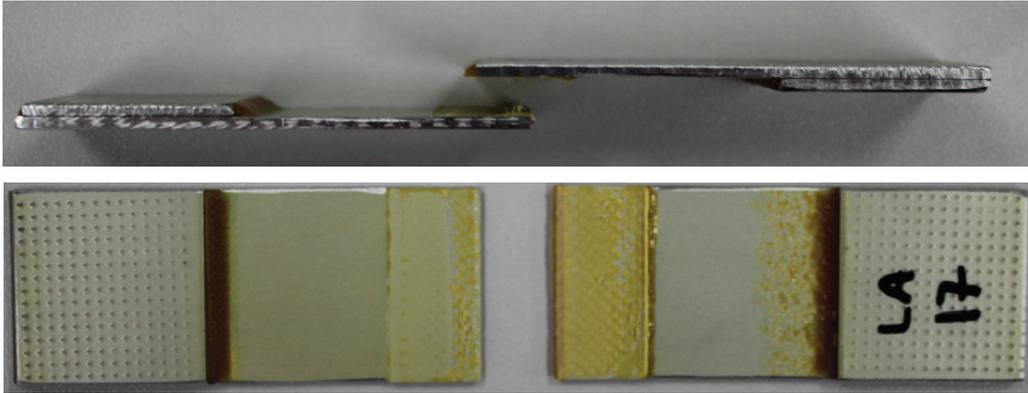


Figura 5.20 – CDP rompido por fadiga, carga de 40% da resistência do adesivo.

As tabelas 5.6 mostra a vida em fadiga de cada CDP e uma média para cada lote de 5 representando cada um dos 5 níveis de carregamento.

Tabela 5.6 – Resultados do ensaio ASTM D3166

Lote 1 – 80% ($P_{\max} = 9064N$)			
CDP	Nº de ciclos até a falha	Média	Desvio Padrão
1	1959	1852	120,74
2	1691		
3	1867		
4	1971		
5	1771		
Lote 2 – 70% ($P_{\max} = 7967N$)			
6	4693	4025	615,47
7	3666		
8	4629		
9	3287		
10	3850		
Lote 2 – 55% ($P_{\max} = 6287N$)			
11	24600	21634	2141,44
12	21914		
13	22303		
14	20500		
15	18853		
Lote 2 – 40% ($P_{\max} = 4532N$)			
16	208982	164741	47872.94
17	221482		
18	122647		
19	119730		
20	150864		
Lote 2 – 25% ($P_{\max} = 2851N$)			
21	1000000	6281800	2412158.12
22	3759796		
23	6418046		
24	6660147		
25	4571010		

Dos dados gerados foi desenvolvido um programa de ajuste de curvas baseado em interpolação simples, com o qual foi possível construir a curva $S-N$ deste ensaio. A figura 5.21 mostra essa curva.

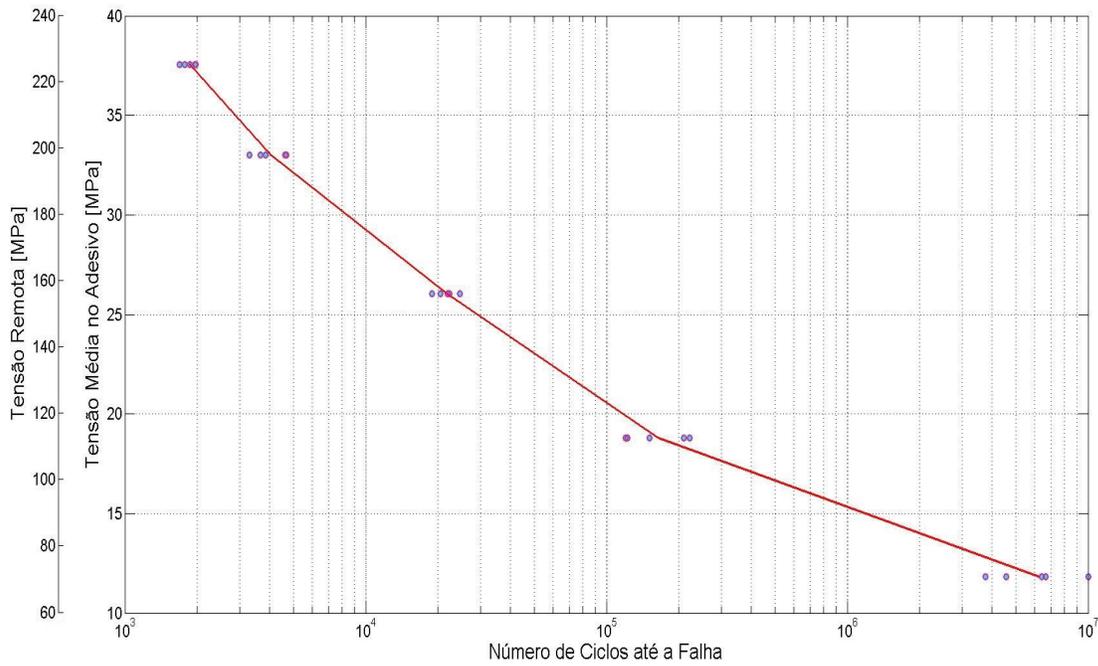


Figura 5.21 – Curva S-N.

Essa foi a segunda campanha de ensaios que realizamos segundo a norma ASTM D3166. Na primeira campanha, foi observado uma maior dispersão para os CDP's carregados com 40% da resistência do adesivo. Concluímos que isso ocorreu devido a dois destes espécimes terem falhado no aderente e não no adesivo. Mais especificamente o CDP 18 nucleou e propagou uma trinca no aderente, mas, ainda assim falhou no adesivo, já o CDP 19 falhou por fratura frágil no aderente, conforme ilustra a figura 5.22.

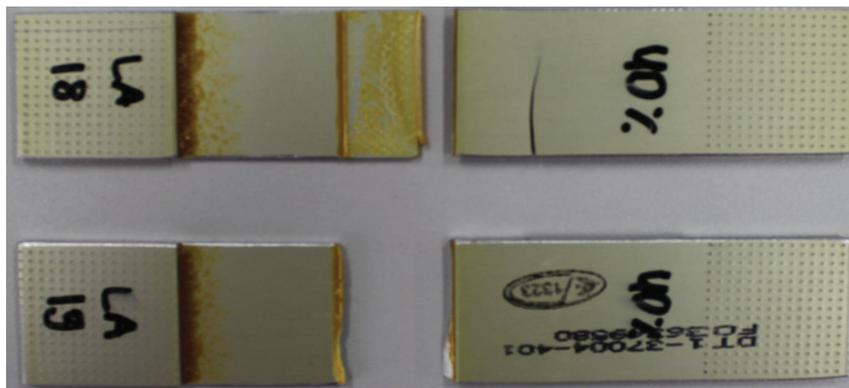


Figura 5.22 – CDP's que apresentaram falha no aderente.

Nós concluímos que isso ocorreu devido a defeitos de fabricação dos corpos de prova, que geraram altas concentrações de tensão nos locais onde nucleou a trinca. Por esse motivo nós realizamos esta segunda campanha de ensaios com novos CDP's e obtivemos os resultados descritos acima.

5.3.2. Ensaio de Resistência à Clivagem – ASTM D1062

Seguindo a norma, foram ensaiados 10 CDPs. Os ensaios foram realizados em temperatura ambiente. Ao aplicar a carga foi considerado um controle de deslocamento de 1,27 mm/min. Foi registrada a carga máxima suportado por cada um dos CDPs e a porcentagem de falha adesiva apresentado por eles.

A figura 5.23 mostra a curva força-deslocamento para cada um dos CDPs ensaiados.

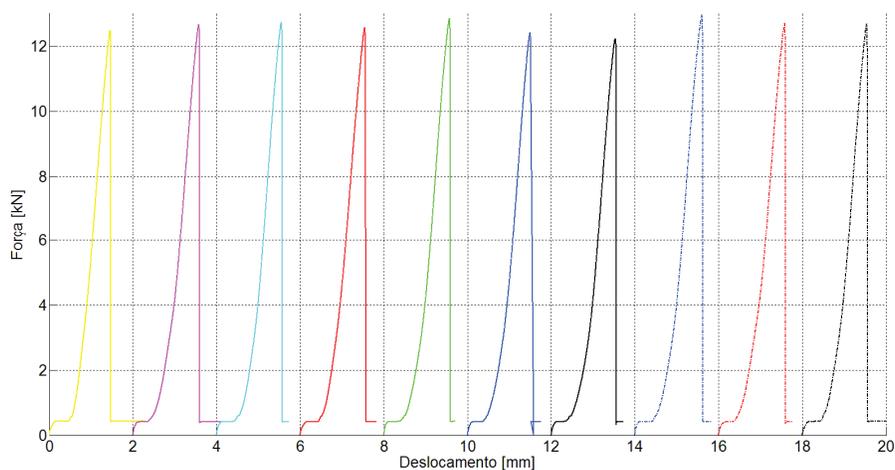
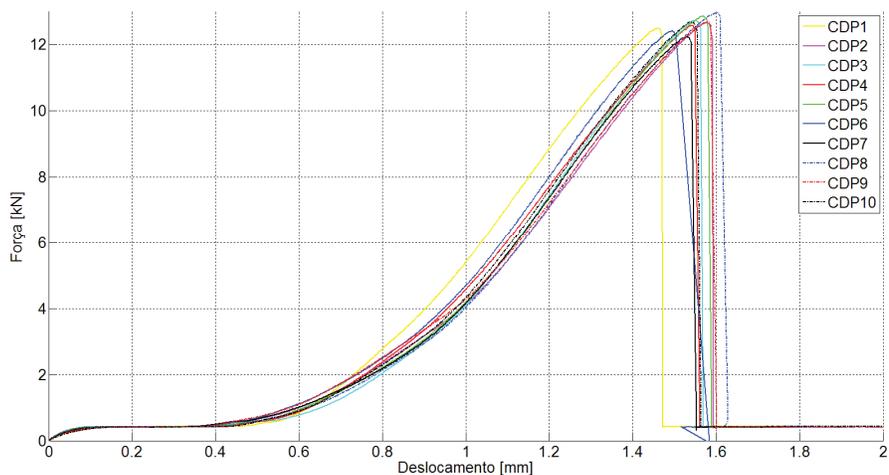


Figura 5.23 - Gráfico força-deslocamento (abertura) do ensaio de clivagem

Esta seção apresenta os resultados obtidos para cada CDP individualmente. A tabela 5.7 mostra o valor da carga de falha de cada CDP de clivagem. Mostra também o maior e o menor valor de carga de falha e o CDP onde esses valores ocorreram. A figura 5.24 apresenta os CDPs rompidos. Na parte superior da figura pode-se ver a imagem normal dos CDPs fotografados. Na parte inferior da figura estão destacadas as áreas onde ocorreu falha adesiva.

Tabela 5.7 – Resultados do ensaio ASTM D1062

CDP	Resistência à Clivagem	Média	Resistência Máxima	Resistência Mínima
1	12,4 kN	12,6 kN	CDP 8 12,9 kN	CDP 7 12,2 kN
2	12,6 kN			
3	12,7 kN			
4	12,5 kN			
5	12,8 kN			
6	12,4 kN			
7	12,2 kN			
8	12,9 kN			
9	12,6 kN			
10	12,6 kN			

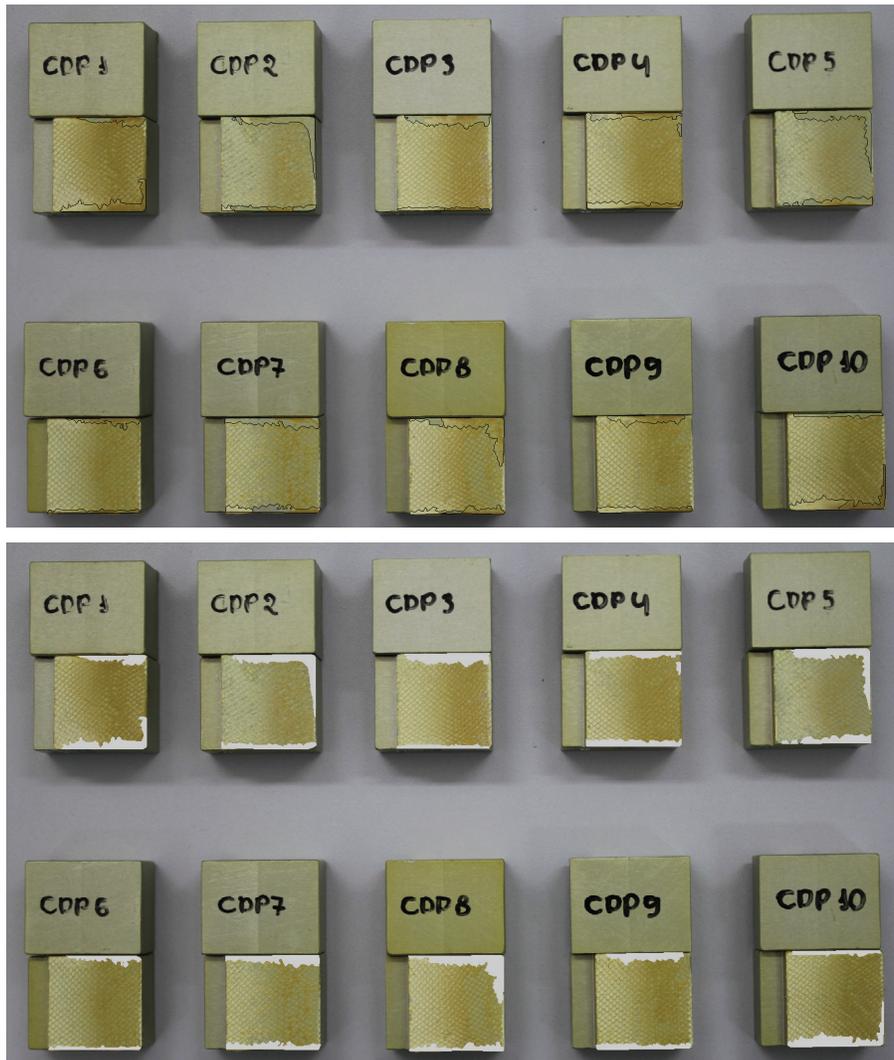


Figura 5.24 - Área apresentando falha adesiva.

A tabela 5.8 mostra os valores aproximados das áreas onde se verifica falha adesiva, para cada um dos CDP's. Indica também a porcentagem aproximada dessa área em relação à área colada.

Tabela 5.8 – Área e relação percentual de falha adesiva.

CDP	Área [mm ²]	% de Falha Adesiva
1	87	14
2	99	16
3	79	13
4	86	14
5	103	16
6	46	7
7	94	15
8	120	19
9	75	12
10	94	15

Fazendo uma análise da área onde ocorreu falha adesiva, embora os valores em porcentagem tenham ficado acima de 10% em quase a totalidade dos CDPs ensaiados, observa-se que essas áreas se concentraram nas bordas dos CDPs e, talvez, tenham surgido a partir de defeitos introduzidos na remoção dos *spew fillets*. Comparando os resultados de carga máxima suportada com a porcentagem de falha coesiva verifica-se que não há relação entre esses fatores.

5.3.3. Ensaio de Propagação de Trinca – DCB

Conforme descrito em detalhes no Capítulo 4, foi implementado um programa computacional em Matlab que processa os dados obtidos dos ensaios de propagação de trinca em fadiga em corpos de prova *DCB* aplicando um modelo matemático baseado na teoria de vigas em fundação elástica de *Winkler*. Este programa foi ilustrado na figura 4.37 através de um fluxograma.

A figuras 5.25, 5.26 e 5.27 mostram os resultados para os CDP's de calibração mostrados na figura 4.34

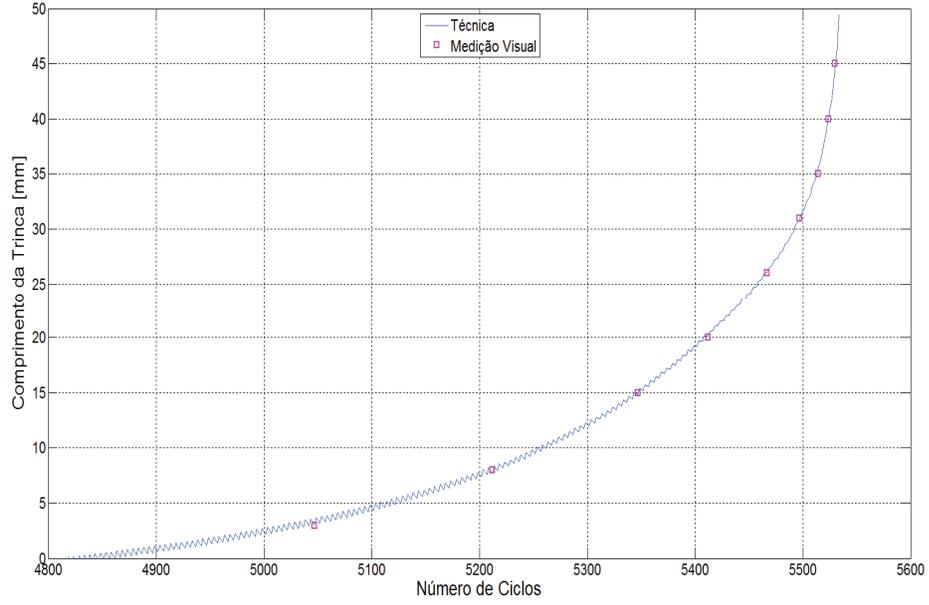


Figura 5.25 - CDP de calibração 1 – 55% - 5 Hz

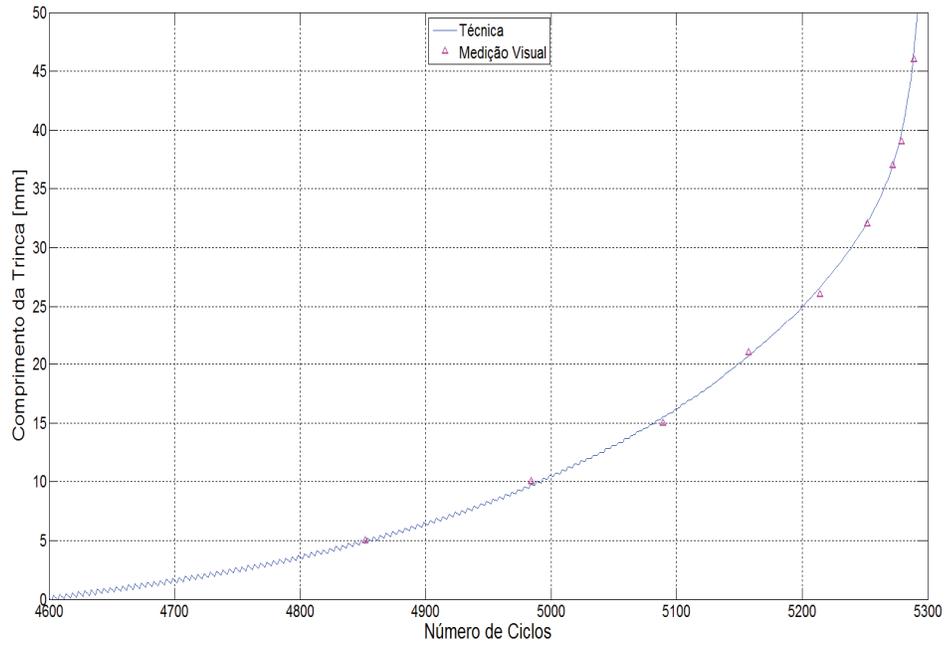


Figura 5.26 – CDP de calibração 2 – 55% - 5 Hz

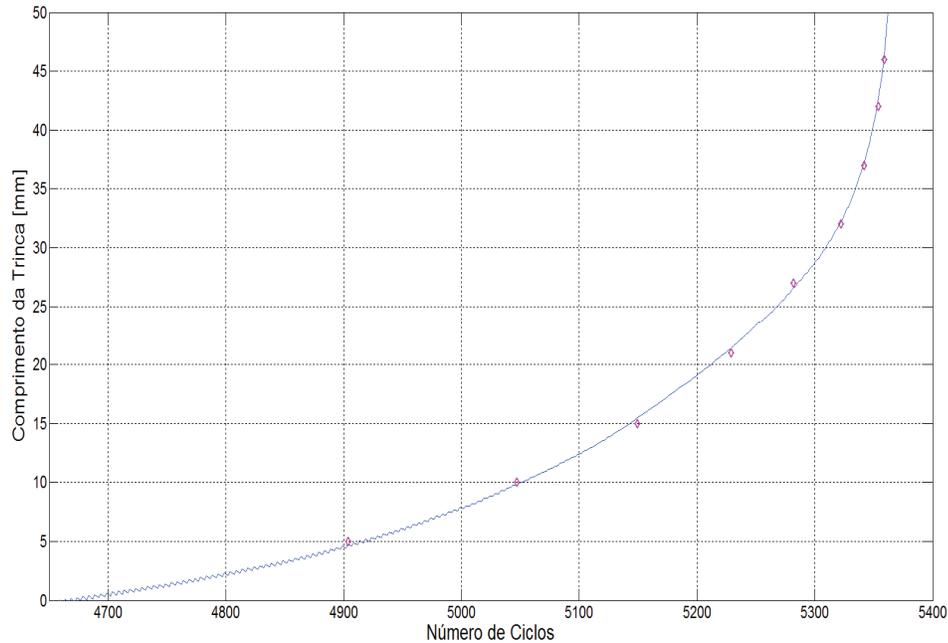


Figura 5.27 - CDP de calibração 3 – 55% - 5 Hz

Conforme pode ser constatado pelos gráficos as medições visuais ficaram bem próximas das curvas produzidas pela técnica mesmo para os espécimes de calibração. Porém como a pré-trinca feita nesses CDP's é muito grosseira, o programa não reconhece a mesma, plotando o gráfico apenas quando a trinca já nucleou e está se propagando rapidamente devido à alta carga de 55% da carga de falha estática aplicada nesses CDP's.

As figuras 5.28, 5.29 e 5.30 mostram os resultados para as DCB's oficiais ensaiadas em fadiga com uma carga de 25% da carga de falha estática e frequência de 5 Hz. Para o primeiro CDP foi feita uma validação visual utilizando equipamentos de vídeo conforme foi mostrado na figura 4.31. Assim como nos CDP's de calibração, as medições visuais ficaram bem próximas da curva gerada pela técnica desenvolvida. Para gerar as outras curvas, foi feito um ajuste polinomial na curva experimental, obtendo-se uma função polinomial para a mesma, o que possibilitou gerar as outras curvas matematicamente. A figura 5.31 mostra os mesmos resultados de forma comparativa.

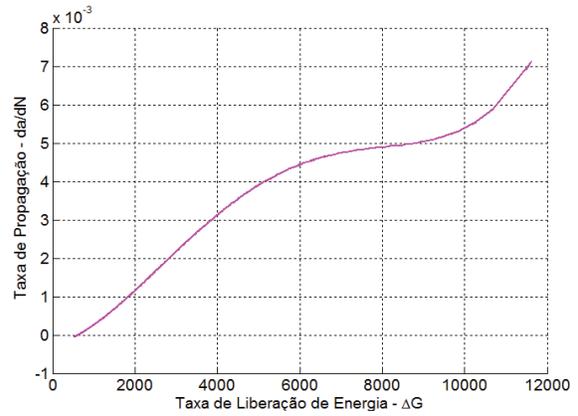
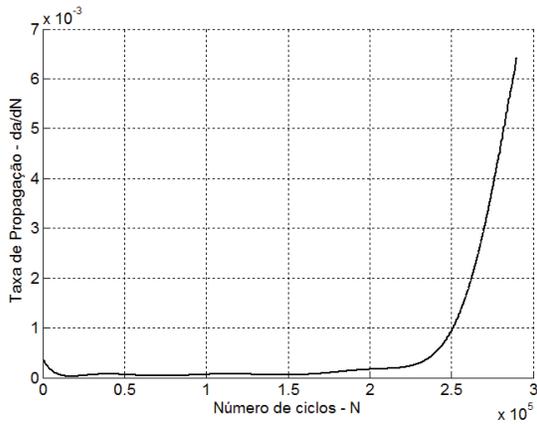
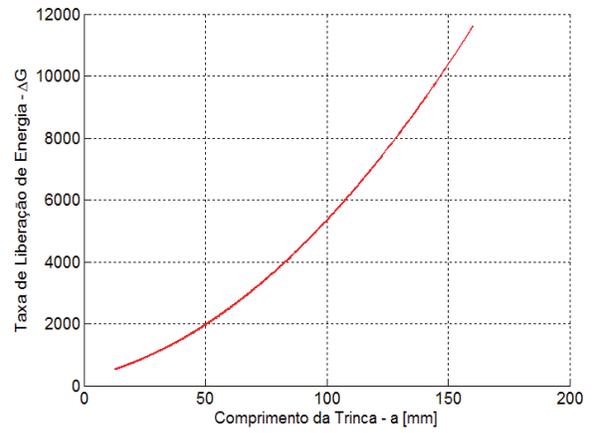
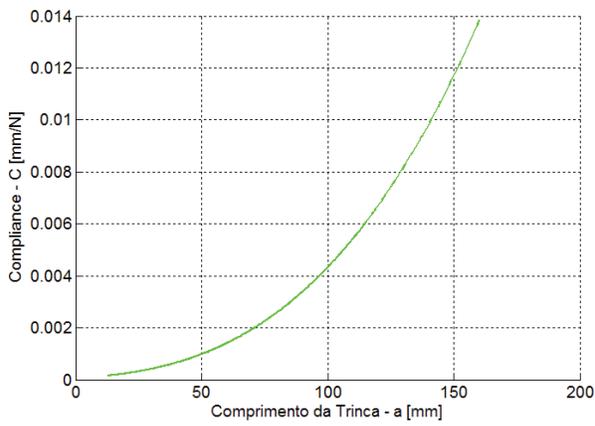
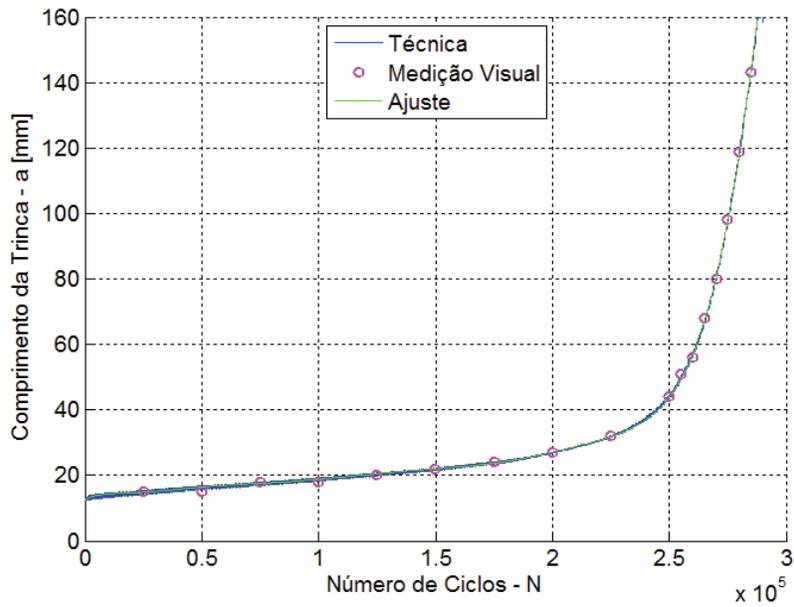


Figura 5.28 – DCB 1 – 25% - 5 Hz

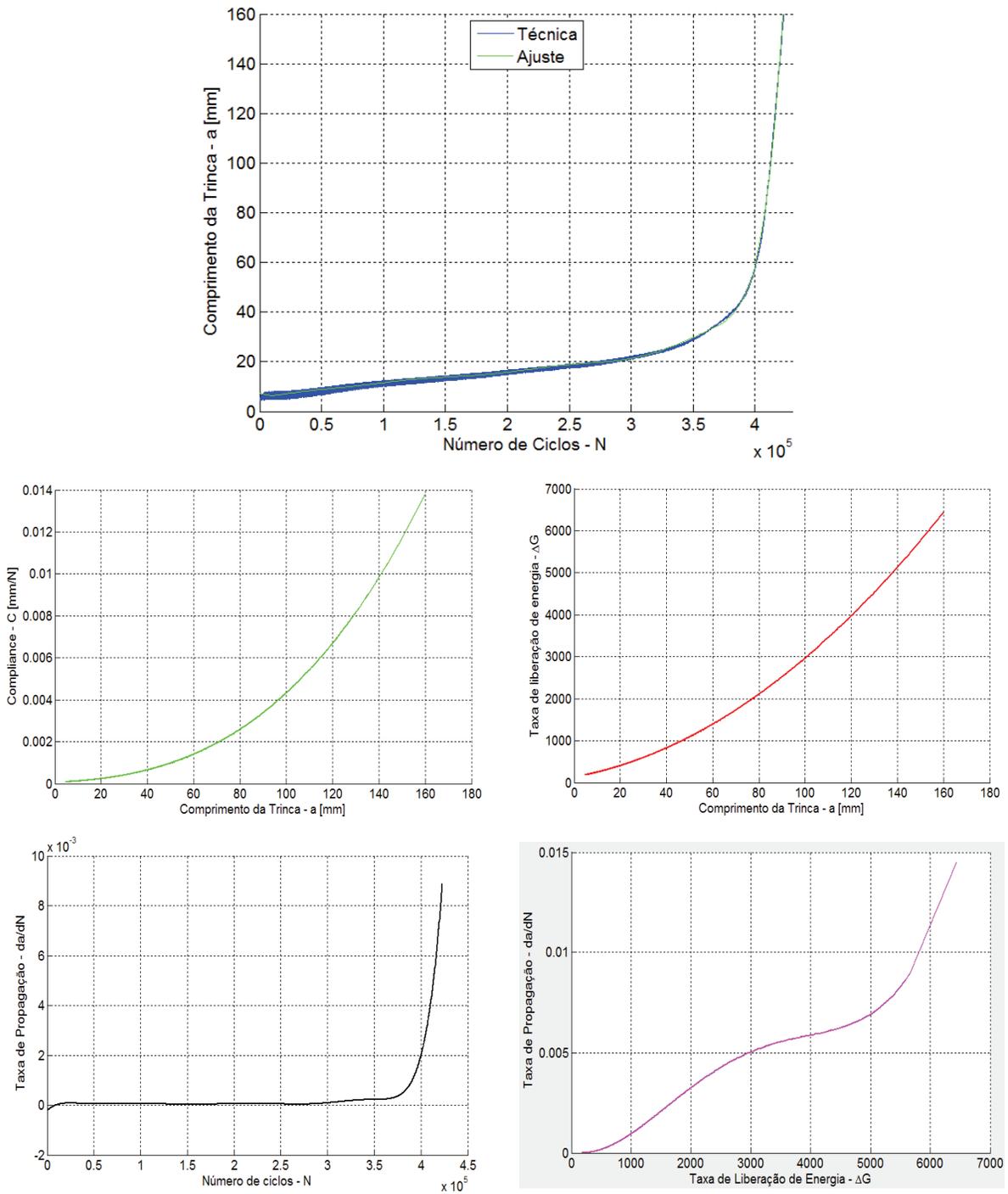


Figura 5.29 – DCB 2 – 25% - 5 Hz

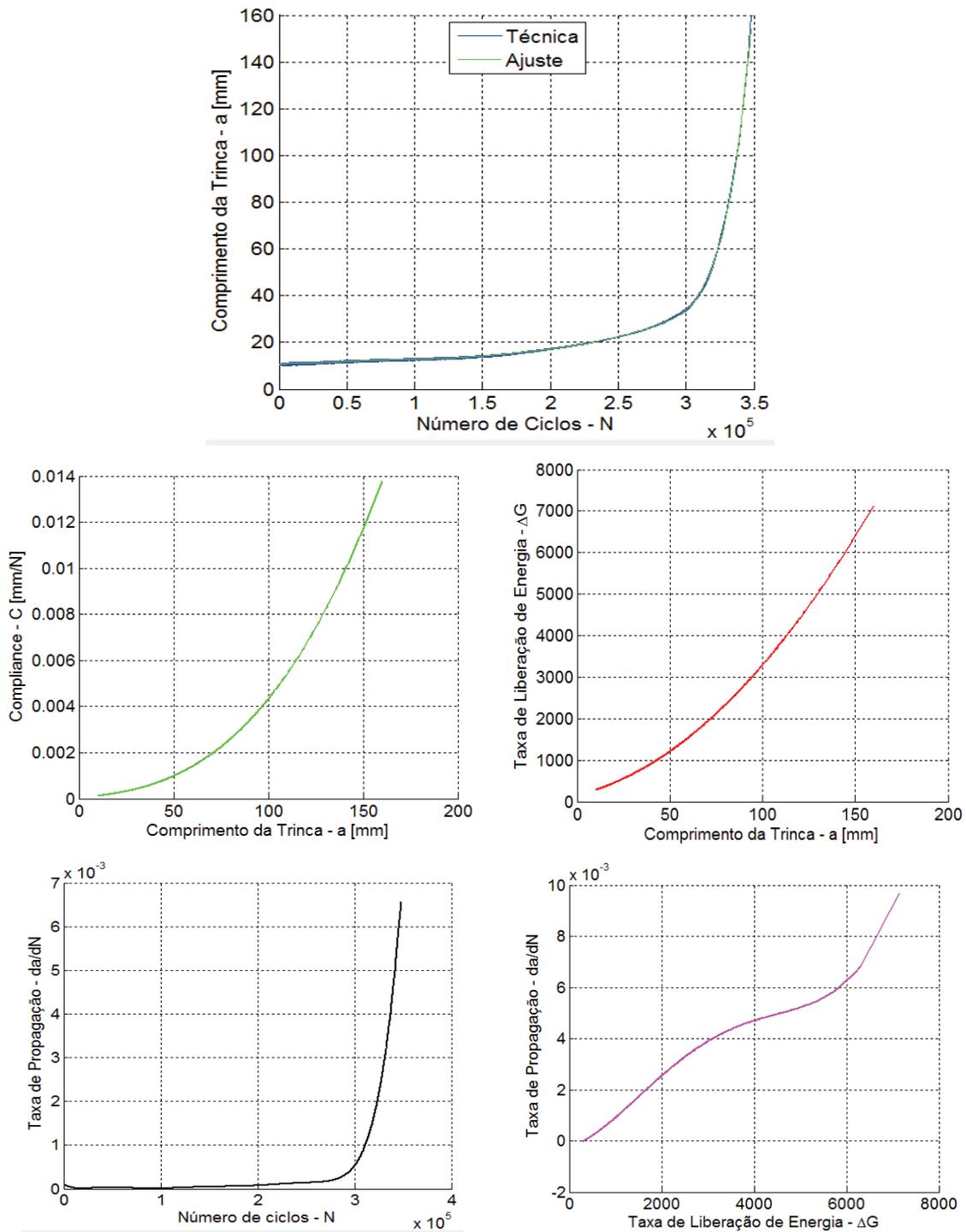


Figura 5.30 – DCB 2 – 25% - 5 Hz

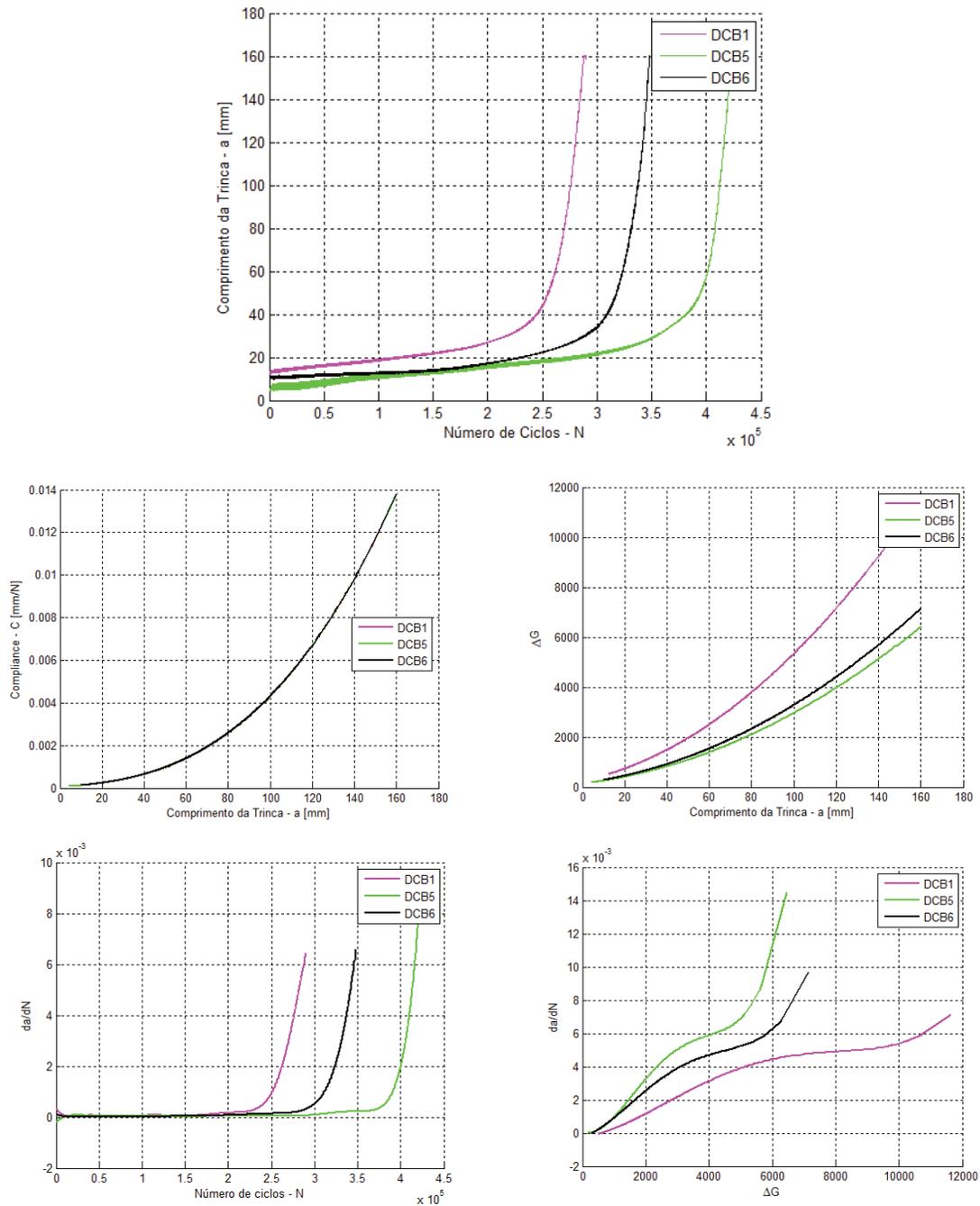


Figura 5.31 – DCB's 1, 2 e 3 – Estudo comparativo

Nestes resultados consegue-se ver claramente que o programa reconhece a pré-trinca de *teflon* e consegue pegar toda a fase de propagação estável da trinca. Assim como nos CDP's de

calibração, as medições visuais ficaram bem próximas da curva gerada pela técnica de medição desenvolvida, validando desta forma o método. Além disso, a repetibilidade dos ensaios se mostrou boa, com os três CDP's falhando por volta de 10^5 ciclos, o que é bom por se tratar de um ensaio de fadiga.

5.3.4. Ensaio Arcan

Aplicando a o procedimento descrito na seção 4.6.4.2 obteve-se os seguintes resultados para os ensaios estáticos dos corpos de prova Arcan, para cada ângulo de solicitação.

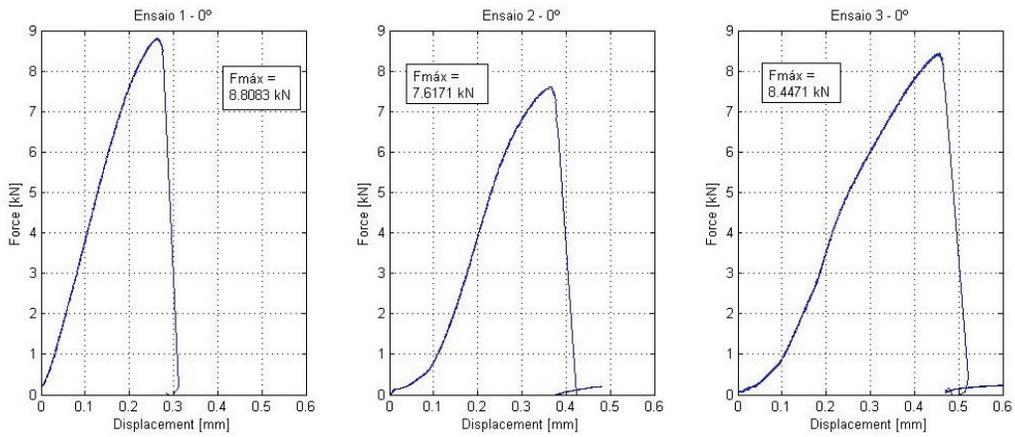


Figura 5.32 – Curvas força – deslocamento para para os CDP's solicitados a 0°

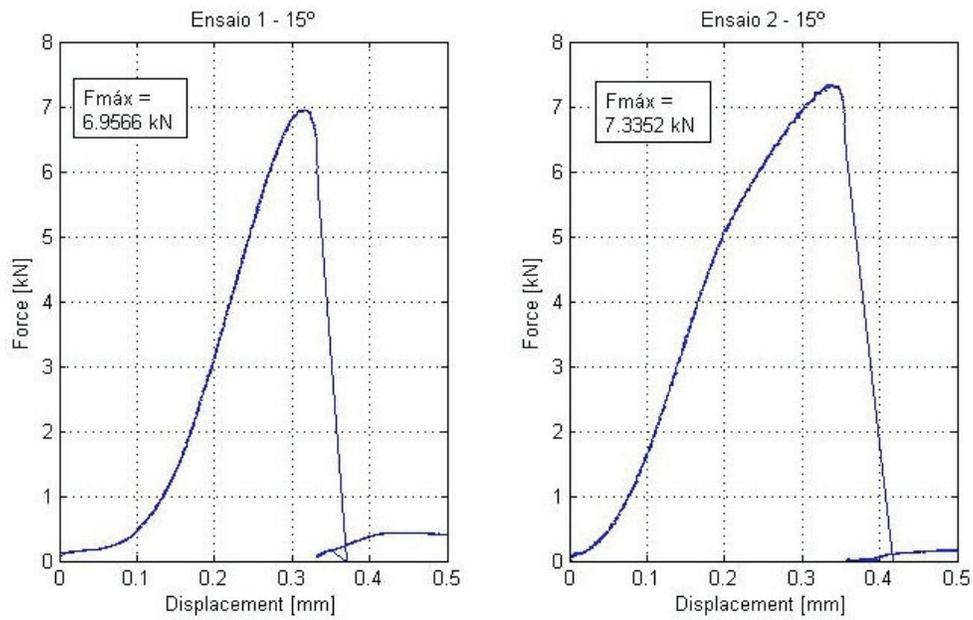


Figura 5.33 – Curvas força – deslocamento para para os CDP's solicitados a 15°

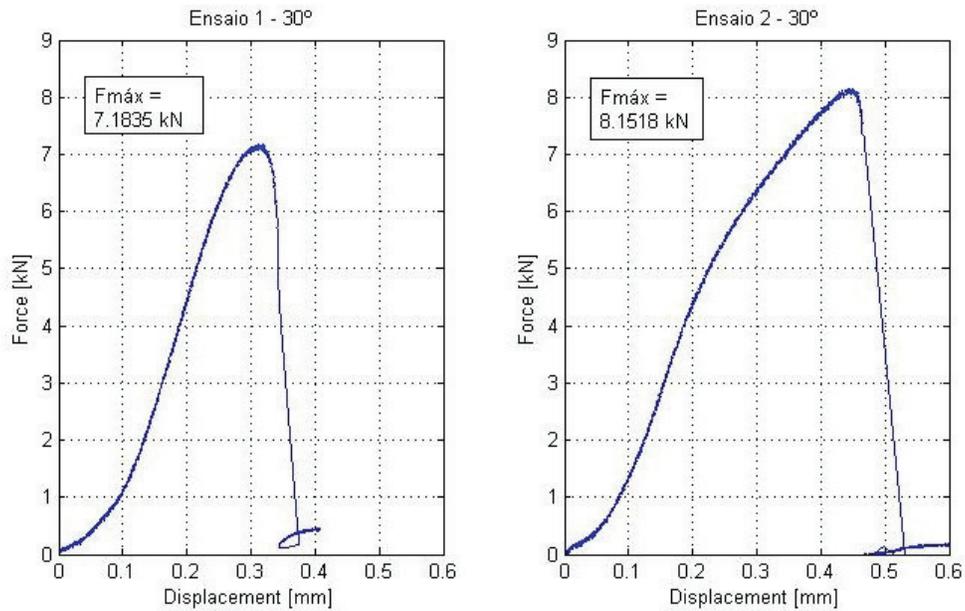


Figura 5.34 – Curvas força – deslocamento para para os CDP's solicitados a 30°

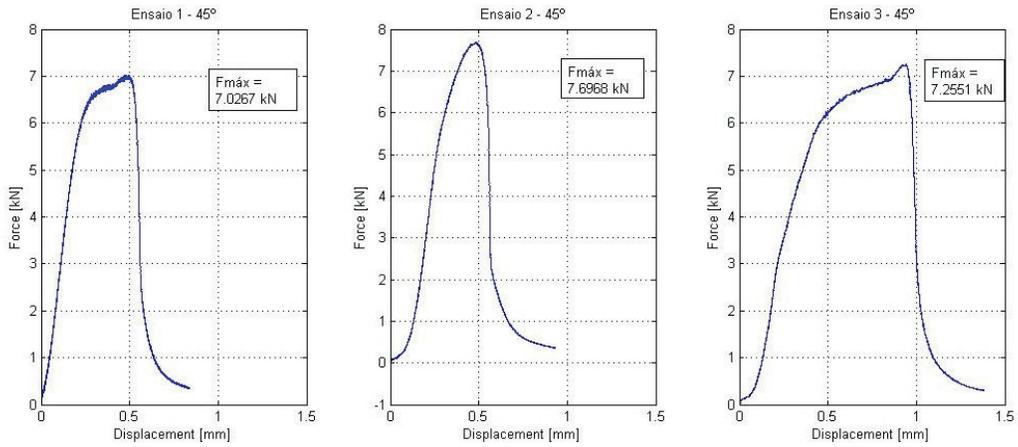


Figura 5.35 – Curvas força – deslocamento para para os CDP's solicitados a 45°

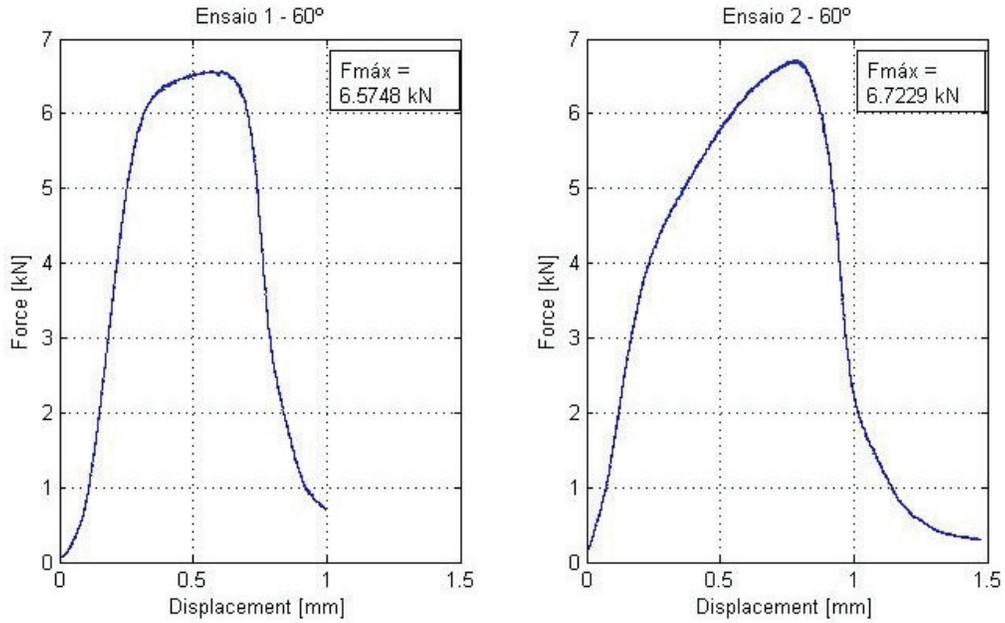


Figura 5.36 – Curvas força – deslocamento para para os CDP's solicitados a 60°

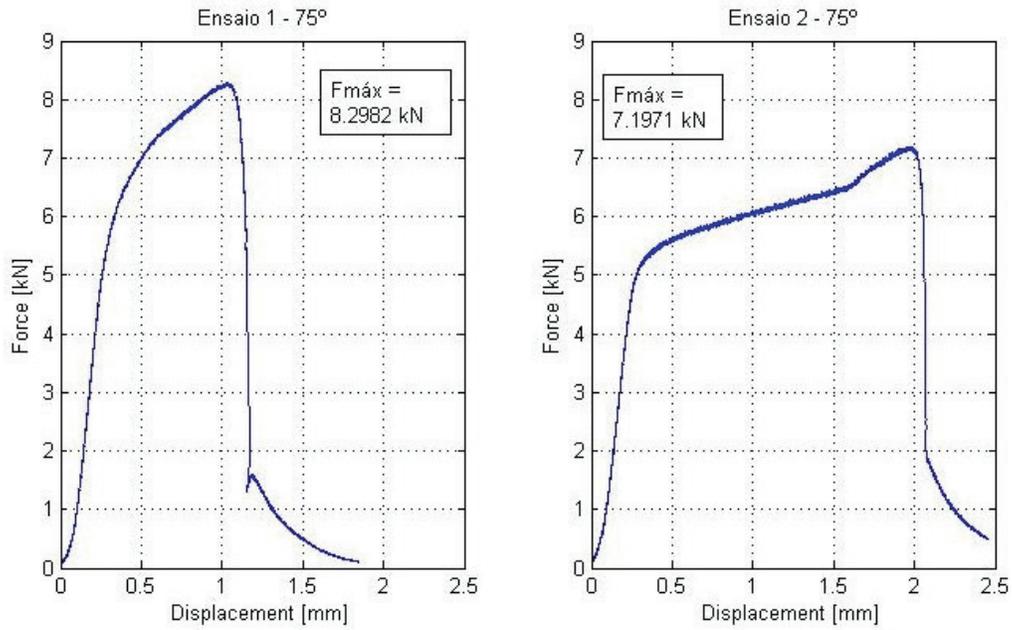


Figura 5.37 – Curvas força – deslocamento para para os CDP's solicitados a 75°

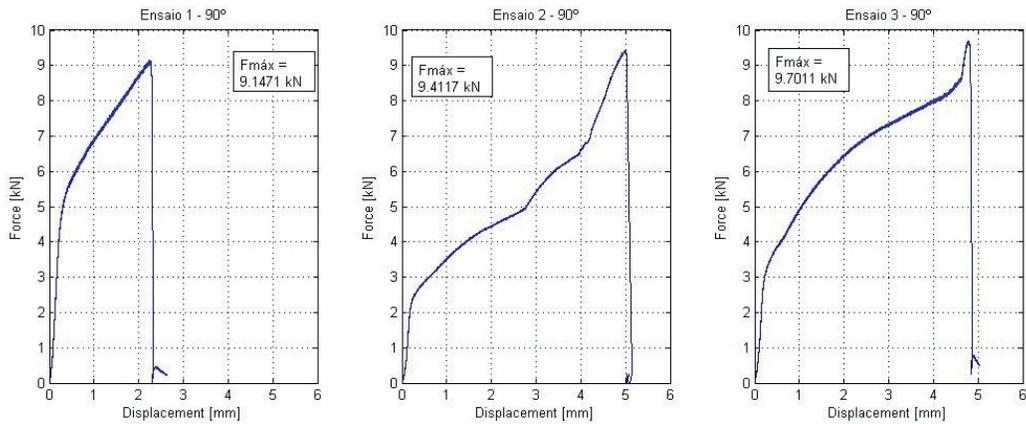


Figura 5.38 – Curvas força – deslocamento para para os CDP's solicitados a 90°

Foram calculadas as forças críticas médias para cada ângulo de solicitação. Essa forças são mostradas na tabela 5.9.

Tabela 5.9 – Forças críticas médias para cada ângulo de solicitação

Ângulo de Solicitação	Força Máxima Média
0°	8290 <i>N</i>
15°	7145 <i>N</i>
30°	7667 <i>N</i>
45°	7325 <i>N</i>
60°	6648 <i>N</i>
75°	7747 <i>N</i>
90°	9419 <i>N</i>

As taxas de liberação de energia para materiais isotrópicos foram calculadas pelas relações provenientes da Mecânica da Fratura Elástica Linear também mencionadas na seção 4.6.4.2.

Considerando as informações citadas, foi implementado um programa simples em Matlab para processar esses resultados experimentais. E foram obtidos os seguintes resultados ilustrados nas figuras 5.25 e 5.26:

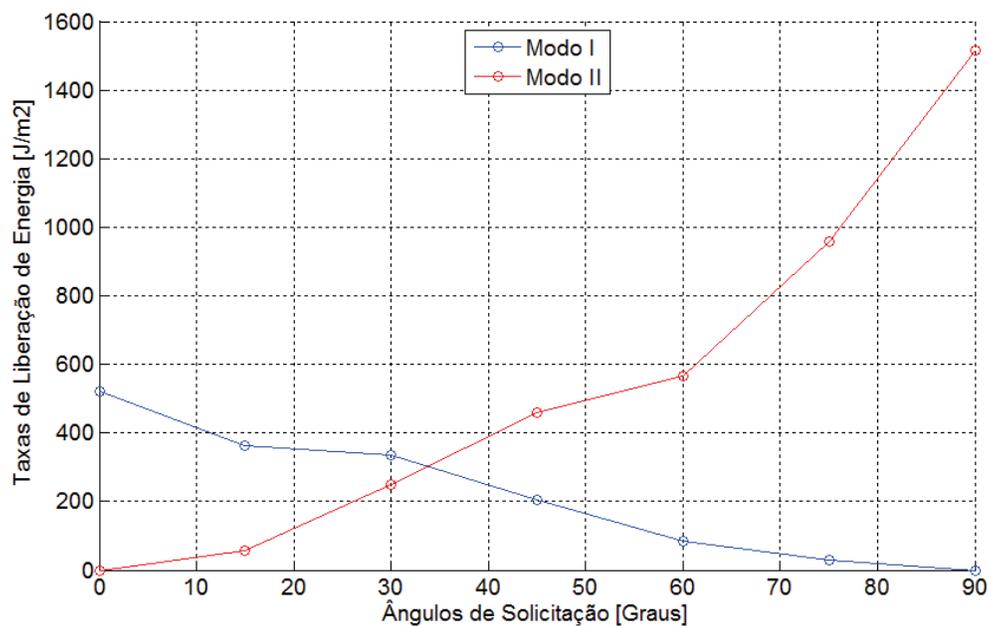


Figura 5.39 – Taxas de Liberação de Energia em modos I e II

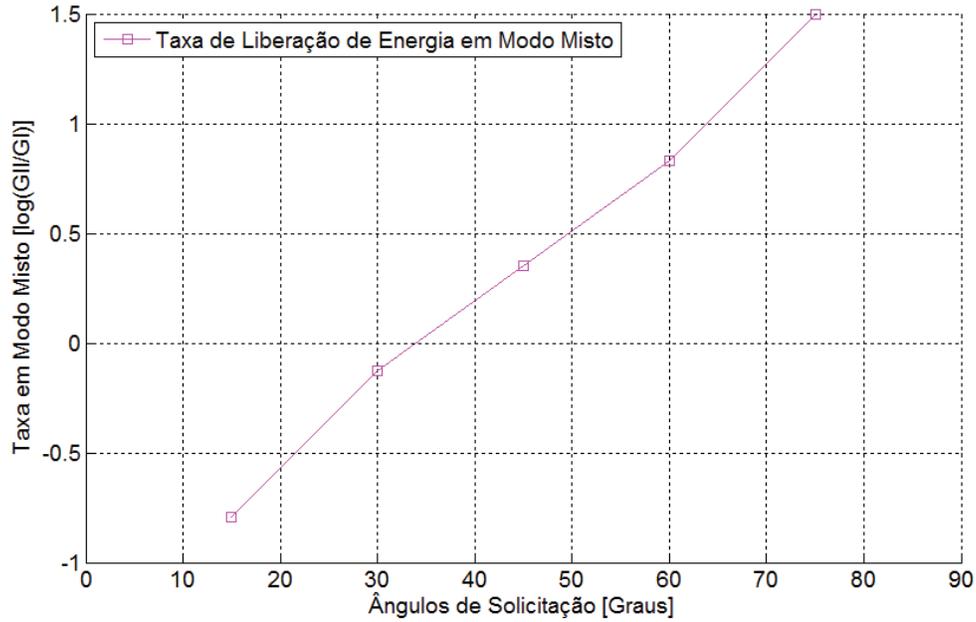


Figura 5.40 – Taxa de Liberação de Energia em modo misto

Esses resultados ficaram comprometidos devido a problemas na colagem dos CDP's, o que impossibilita compará-los com a literatura. A figura 5.41 mostra os grandes vazios na camada de adesivo que provavelmente foram ocasionados devido à algum problema no processo de colagem dos mesmos.

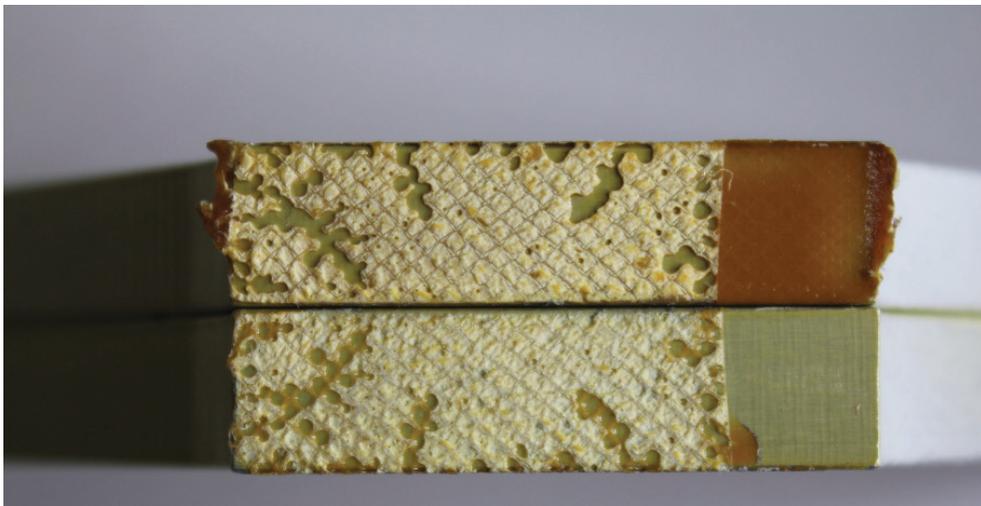


Figura 5.41 – Vazios presentes na camada de adesivo dos CDP's Arcan

Porém, independente dos resultados, o objetivo é apresentar uma metodologia de ensaio para os corpos de prova Arcan que possibilite obter as taxas de liberação de energia em modo misto.

5.3.5. Ensaio dos Subcomponentes

O ensaio foi interrompido devido à alta taxa de propagação da trinca no alumínio, que poderia levar a falha do painel, descaracterizando-o para inspeções finais e aquisição de dados.

Na inspeção por ultrassom, não foram detectados descolamentos do *doubler*. No entanto, devido a dimensão mínima detectável de descolamento do ultrassom ser de 3 mm é provável que tenha ocorrido descolamento local próximo a trinca, com largura menor de 3 mm.

Para a inspeção visual, verificou-se apenas o crescimento da trinca induzida. A tabela 5.10 mostra os resultados da inspeção visual, com o tamanho da trinca em cada número de ciclos.

Tabela 5.10 - Crescimento da trinca induzida

Número de ciclos	Tamanho da trinca - a (mm)
0	5*
10000	5
20000	5
30000	5
40000	6
50000	8
60000	10
70000	14
80000	16
90000	21
100000	29
110000	39
115000	47
120000	67

* Entalhe de 5 mm por 0,2 mm de espessura, produzido com serra.

As figuras 5.42 e 5.43 mostram o subcomponente instrumentado e montado na máquina de ensaios e o detalhe do reparo colado para tentar retardar a propagação da trinca no *skin*.

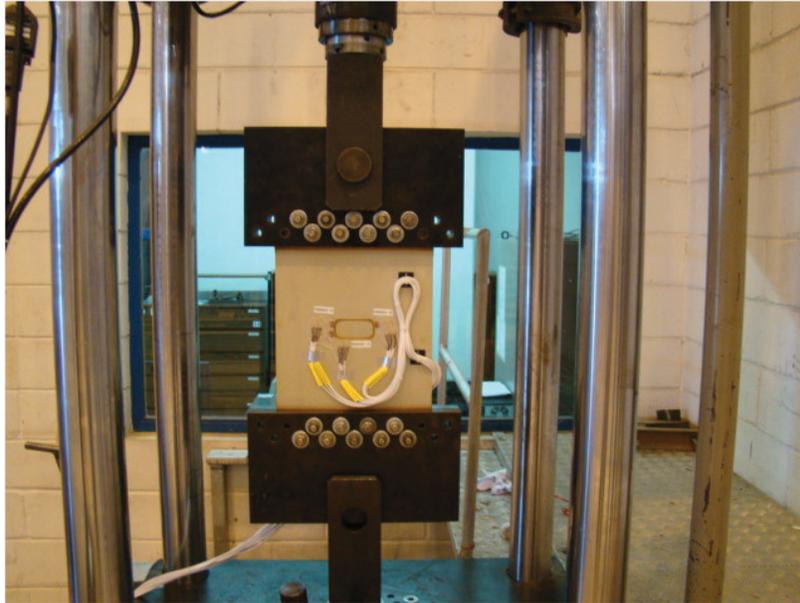


Figura 5.42: Subcomponente instrumentado para ensaio



Figura 5.43 - Detalhe do reparo colado

5.4. Comparação entre os Modelos *DCB* de Propagação

Através de tudo que foi exposto anteriormente, é possível perceber que o modelo *DCB* gerou as principais contribuições deste trabalho. Principalmente devido à técnica de monitoramento da propagação da trinca no adesivo e ao modelo analítico desenvolvido. Logo, é natural e necessário fazer uma comparação entre os mesmos a fim de validá-los para uma posterior utilização em projetos de juntas coladas em fadiga. A figura 5.44 mostra a comparação entre os três modelos desenvolvidos.

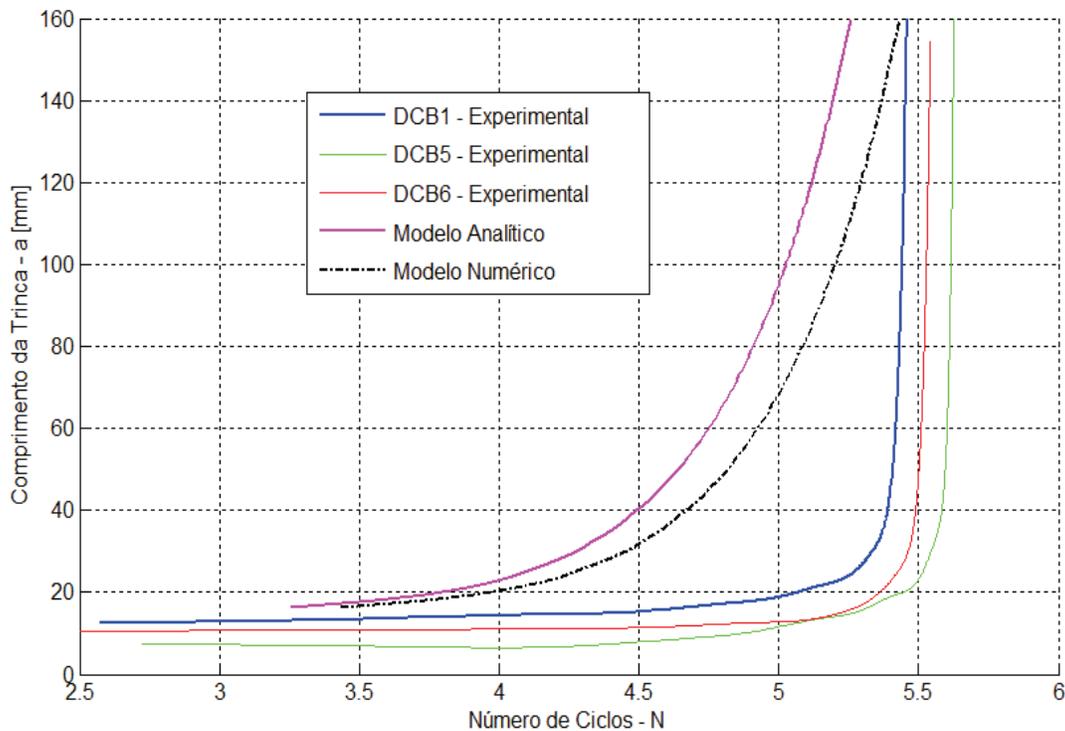


Figura 5.44 – Comparação entre os modelos analítico, numérico e experimental de propagação nos corpos de prova *DCB*

Destes resultados é possível concluir que o modelo analítico desenvolvido neste trabalho possui um caráter conservador quando comparado aos resultados experimentais, ou seja, apresenta uma vida útil em fadiga bem menor que a dos corpos de prova reais. Isso é bom, uma vez que viabiliza a utilização deste modelo como uma ferramenta de pré-projeto de juntas com

segurança. O modelo numérico apesar de ter se aproximado mais dos resultados experimentais, como era de se esperar, ficou bem próximo do modelo analítico, servindo desta forma como mais uma ferramenta de validação do mesmo.

É importante salientar que as diferenças nas curvas se devem a vários fatores. No caso das curvas experimentais, cada CDP possui características próprias que influenciam na vida em fadiga, características essas que são introduzidas durante a fabricação dos mesmos e até mesmo devido ao processo de colagem, isso sem contar os fatores ambientais como temperatura e umidade, por exemplo. No caso da diferença entre a curva analítica e as experimentais, isso se deve às várias simplificações inerentes a um modelo matemático.

Capítulo 6

Considerações Finais

6.1. Conclusões

Conforme mencionado no Capítulo 4, este trabalho abordou o problema de propagação de trinca em fadiga de juntas coladas sob três enfoques: analítico, numérico e experimental. Do ponto de vista de uma tese de doutorado pode-se concluir que este trabalho deu sua contribuição na parte analítica e experimental.

Na parte analítica foi desenvolvida uma equação semi-analítica para o cálculo da vida em fadiga de juntas coladas baseada em uma formulação da teoria de vigas e na lei de Paris. Além das constantes usuais da lei de Paris, que são obtidas experimentalmente, foi possível sintetizar duas constantes que são função da geometria e das propriedades dos materiais para modo I e para modo II. Esta equação é dita semi-analítica por exigir uma integração numérica para sua avaliação.

Na parte experimental, foram realizados alguns ensaios baseados nas normas ASTM. Porém o ensaio mais importante deste trabalho, que é o ensaio de propagação de trinca em corpos de prova *DCB* em fadiga, não possui norma específica para sua realização. Além disso, não havia uma técnica viável e confiável para monitorar a propagação da trinca na camada de adesivo. Normalmente utilizam-se medições visuais que requerem a interrupção do ensaio, além de muitas vezes serem inviáveis uma vez que certos ensaios de fadiga podem durar muitas horas. A maior contribuição deste trabalho foi o desenvolvimento de uma técnica de medição indireta do

comprimento da trinca baseada em um modelo matemático e validada através de medições visuais feitas com equipamentos de vídeo que possibilitou maior precisão nas medições. Conforme foi apresentado, a técnica e as medições visuais mostraram boa concordância. Além disso, toda a metodologia de ensaio foi desenvolvida praticamente do zero. Com essa metodologia desenvolvida, não é mais necessário parar o ensaio que por sua vez pode durar o tempo necessário. Uma vez que o ensaio seja finalizado, basta alimentar o programa que foi desenvolvido com os dados gerados pelo ensaio para obter os resultados na forma de gráficos, principalmente as curvas $a \times N$ e $da/dN \times \Delta G$.

Os códigos computacionais gerados neste trabalho foram incorporados ao *software NABJS (Numerical and Analytical Bonded Joints Solutions)* desenvolvido no trabalho de Rodriguez (2010), o qual possui interfaces gráficas com o usuário que facilitam bastante a aplicação dos programas por pessoas que não estejam familiarizadas com o código e a formulação, e confere a este trabalho um bom potencial de aplicação por parte da indústria aeronáutica.

Através de tudo que foi exposto anteriormente, é possível perceber que o modelo *DCB* gerou as principais contribuições deste trabalho. Principalmente devido à técnica de monitoramento da propagação no adesivo e ao modelo analítico desenvolvido. E através da comparação feita no Capítulo 5, na figura 5.44, é possível concluir que o modelo analítico desenvolvido neste trabalho possui um caráter conservador quando comparado aos resultados experimentais, ou seja, apresenta uma vida útil em fadiga bem menor que a dos corpos de prova reais. Isso é bom, uma vez que viabiliza a utilização deste modelo como uma ferramenta de pré-projeto de juntas com segurança. O modelo numérico apesar de ter se aproximado mais dos resultados experimentais, como era de se esperar, ficou bem próximo do modelo analítico, servindo desta forma como mais uma ferramenta de validação do mesmo.

6.2. Sugestões para Trabalhos Futuros

Para continuação dos trabalhos nesta linha de pesquisa, sugerem-se os seguintes temas:

- ◆ Reescrever o código do *software* NABJS em uma linguagem mais eficiente, como Fortran, C ou C++, visando melhorar o tempo de cálculo e criar um programa executável sem depender de um *software* comercial.
- ◆ Estudar o problema aplicando outras potencialidades do *software* ABAQUS como por exemplo o XFEM.
- ◆ Estudar o problema de nucleação da trinca em fadiga através da Mecânica do Dano.
- ◆ Aplicar outros tipos de métodos numéricos para solução dos problemas, como o Método dos Elementos de Contorno por exemplo
- ◆ Realizar ensaios experimentais que permitam validar os modelos solicitados em modo II e em modo misto.

Referências Bibliográficas

Andruet, R. H. (1998). *Special 2-D and 3-D Geometrically Nonlinear Finite Elements for Analysis of Adhesively Bonded Joints, Phd Thesis*, Virginia Polytechnic Institute, Blacksburg-Virginia.

Adams, R. D. and Mallick, V. (1992). *A method for the stress analysis of lap joints*. International Journal of Adhesion and Adhesives; 30:415.

Adams, R. D., Comyn, J., Wake, W. C. (1997). *Structural adhesive joints in engineering*. 2nd ed. London: Chapman & Hall; 1997.

Allman, R. D. (1977). *A theory for the elastic stresses in adhesive bonded lap joints*. Quarterly Journal of Mechanics and Applied Mathematics; 39:199.

Anderson, T. L. (1995). *Fracture Mechanics – Fundamentals and Applications*. CRC Press LLC.

ASTM D3166-99 (1999). *Standard Test Method for Fatigue Properties of Adhesives in Shear by Tension Loading (Metal/Metal)*. American Society for Testing and Materials.

ASTM D1062-08 (2008). *Standard Test Method for Cleavage Strength of Metal-to-Metal Adhesive Bonds*. American Society for Testing and Materials.

ASTM E813-87 (1987). *Standard Test Method for JIC, a Measure of Fracture Toughness*. American Society for Testing and Materials.

Bigwood, D. A. and Crobombe, A. D. (1989), *Elastic analysis and engineering design formulae for bonded joints*. International Journal of Adhesion and Adhesives; 9:229.

Bigwood, D. A. and Crobombe, A. D. (1990), *Non-linear adhesive bonded joint design analyses*. International Journal of Adhesion and Adhesives; 10:31.

Berdah, C., Gilibert, Y. and Rigolot, A. (1987). *Single-lap adhesive bonded joint with axial and transverse symmetries: a theoretical and experimental analysis*. Mechanical Behavior of Adhesive Joints; pp. 199-206.

Broek, D. (1986). *Elementary Engineering Fracture Mechanics*. Kluwer Academic Publishers.

Chihdar, Y., and Pang, S. (1993). *Stress-Strain Analysis of Adhesive-Bonded Single-Lap Composite Joints Under Cylindrical Bending*. Composite Engineering, Vol. 8, pp. 1051- 1063.

Chihdar, Y., and Pang, S. (1996). *Stress-Strain Analysis of Single-Lap Composite Joints Under Tension*. Journal of Engineering Materials and Technology, Vol. 118, pp. 247- 255.

Carpenter, W. C. (1980). *Stresses in bonded connections using Finite Elements*. International Journal for Numerical Methods in Engineering.

Cytec Engineering Materials. (1998). *Technical Datasheet FM 73 Toughened Epoxy Film*.

Erdman, D. L. and Starbuck, J. M. (2009). *Fatigue crack growth in adhesive joints*. Oak Ridge National Laboratory.

Ferreira, I. (2004). *Fadiga dos Materiais*. Apostila, DEMA/FEM/UNICAMP.

Frostig, Y., Thomsen, O. T., Mortensen, F. J. (1999). *Analysis of adhesive-bonded joints, square-end, and spew-fillet – High-order theory approach*. Journal of Engineering Mechanics-ASCE, Vol. 125, pp. 1298- 1307.

Fernlund, G., Papini, M., McCammond, D. and Spelt, J. K. (1994). *Fracture load predictions for adhesive joints*. Composite Science and Technology, 51:587.

Goland, M. and Reissner, E. (1944). *The stresses in cemented joints*. Journal of Applied Mechanics, Vol. 66, pp. A17-A27.

Fanton, F. (2012). *Análise de estruturas aeronáuticas reforçadas por doublers colados*. Master's thesis, Universidade Estadual de Campinas (UNICAMP).

Grayley, M. E. (1978). *Shear stresses in the adhesives in bonded joints. Single step double Lap joints loaded in tension*. ESDU 78042.

Grayley, M. E. (1980). *Elastic stresses in the adhesive in single step double lap bonded joints*. ESDU 80011.

Griffith, A. A. (1921). *The phenomena of rupture and flows in solids*. Philosophical Transactions, 221:163.

Gdoutos, E. E. (2005). *Fracture Mechanics an Introduction*. Springer.

Gehlen, P. C. and Kanninen, M. F. (1970). *An atomic model for cleavage crack propagation in a iron*. Inelastic Behavior of Solids, McGraw-Hill, New York, pp. 587-603.

Hart-Smith, L. J. (1973a). *Adhesive-bonded double lap joints*. NASA CR112237, Douglas Aircraft Company, Long Beach.

Hart-Smith, L. J. (1973b). *Adhesive-bonded double lap joints*. NASA CR 112236, Douglas Aircraft Company, Long Beach.

Hart-Smith, L. J. (1981). *Stress analysis: a continuum mechanics approach, in developments adhesives*. Applied Science Publishers, pp. 1-44, London.

Hahn, K. (1960). *Photostress investigation of bonded lap joints, Part I – Theoretical Analysis*. Douglas Aircraft Company, Research Report SM-40001.

Hahn, K. & Fouser, D. F. (1961). *Stress Distribution in Adherends of Bonded lap Joints, Part I - Theoretical analysis and Part II – Analysis of experimental data*. Douglas Aircraft Company, Research Report SM-40010.

Hughes, T. J. R. (2000). *The Finite Element Method: Linear and Dynamic Finite Element Analysis*. Dover Science.

Hu, H. (1995). *Analytical determination of energy release rate and mode mix for interfacial cracks*. Ph.D. Thesis, Department of Mechanical, Aerospace and Manufacturing Engineering, Syracuse University.

Hetényi, M. (1946). *Beams on elastic foundation*. University of Michigan Press, Ann Arbor.

Hojjati, M., Johnston, A., Hoa, S. V., Denault, J. (2003). *Viscoelastic Behavior of Cytec FM73 Adhesive During Cure*. Journal of Applied Polymer Science, Vol. 91, 2548-2557.

Irwin, G. R. (1956). *Onset of fast crack propagation in high strength steel and aluminum alloys*. Sagamore Research Conference Proceedings, 2:289.

Irwin, G. R. (1957). *Analysis of stresses and strains near the end of a crack traversing a plate*. Journal of Applied Mechanics, 24:361.

Irwin, G. R. (1948). *Fracture Dynamics*. Fracture of Metals, American Society for Metals, Cleveland, pp 147-166.

Inglis, C. E. (1913). *Stresses in a plate due to the presence of cracks and sharp corners*. Transactions of the Institute of Naval Architects, 55:219.

Jesus, A. (2003). *Modelo de Elementos Finitos para Simulação de Juntas Sobrepostas Coladas em Compósitos Laminados*. Master's thesis, Instituto Tecnológico de Aeronáutica (ITA).

Kuenzi, E. W. and Stevens, G. H. (1963). *Determination of mechanical properties of adhesives for use in the design of bonded joints*. U.S Forest Service, Research Note FPL-011.

Kutscha, D. and Hofer, K. E. (1969). *Feasibility of joining advanced composite flight vehicle structures*. IIT Research Institute, Technical Report AFML-TR-68-391.

King, C. (1978). *Inelastic shear stresses and strains in the adhesives bonding lap joints loaded in tension or shear*. ESDU 79016.

Kinloch, A. J. and Osiyemi, S. O. (1993). *Predicting the fatigue life of adhesively bonded joints*. Journal of Adhesion, 43:79.

Krenk, S. (1992). *Energy release rate of symmetric adhesive joints*. Engineering Fracture Mechanics.

Kanninen, M. F. (1973). *An augmented double cantilever beam model for studying crack propagation and arrest*. International Journal of Fracture, 9:83.

Lemaitre, J. (1990). *A course on damage mechanics*. 2nd edition, Springer.

Lee, S. C., Chun, M. S., Kim, M. H., Lee, J. M. (2011). *Delamination failure of multilaminated adhesively bonded joints at low temperatures*. Cryogenics, vol. 51, pp. 429-437.

Mortensen, F. (1998). *Development of Tools for Engineering Analysis and Design of High-Performance FRP-Composite Structural Elements*. Phd Thesis, Aalborg University, Aalborg East.

Mortensen, F. & Thomsen, O. T. (2002a). *Analysis of adhesive bonded joints: a unified approach*. Composite Science and Technology, Vol. 62, pp. 1011-1031.

Mortensen, F. & Thomsen, O. T. (2002b). *Coupling effects in adhesive bonded joints*. Composite Science and Technology, Vol. 56, pp. 165-174.

Moussiaux, E., Cardon, A. H. and Brinson, H. F. (1987). *Bending of a bonded beam as a test method for adhesive properties*. Mechanical Behavior of Adhesive Joints, pp. 163-174.

MIL-HDBK-5H (1998). Military Handbook: Metallic Materials and Elements for Aerospace Vehicle Structures.

Oplinger, D. W. (1994). *Effects of adherend deflections in single lap joints*. International Journal of Solids and Structures; 31:2565.

Ojalvo, I. & Eidinoff, H. (1978). *Bond thickness effects upon stresses in single-lap adhesive joints*. AIAA J.

Orowan, E. (1948). *Fracture and Strength of Solids*. Reports on Progress in Physics, Vol. XII, p 185.

Ouezdou, M. B. and Chudnovsky, A. (1988). *Stress and energy analysis of toughness measurements for adhesive bonds*. Engineering Fracture Mechanics, 29:253.

O'Mahoney, D. C., Katnan, K. B., O'Dowd, N. P., McCarthy, C. T., Young, T. M. (2013). *Tagushi analysis of bonded composite single-lap joints using a combined interface-adhesive damage model*. International Journal of Adhesion and Adhesives, vol. 40, pp. 168-174.

Petrie, E. M. (2000). *Handbook of Adhesives and Sealants*. McGraw-Hill.

Pirondi, A., Moroni, F. (2009). *An Investigation of Fatigue Prediction of Adhesively Bonded Metal/Metal Joints*. International Journal of Adhesion & Adhesives.

Renton, W. J. & Vison, J. R. (1974). *The Analysis and Design of Anisotropic bonded Joints*. Journal of Applied Mechanics, Air Force Office of Sci. Res.

Rice, J. R. (1968). *A path independent integral and the approximate analysis of strain concentration by notches and cracks*. Journal of Applied Mechanics, 35:379.

Rodriguez, R. Q. (2011). *Análise de tensões e critérios de falha para juntas de estruturas aeronáuticas metálicas coladas*. Master's thesis, Universidade Estadual de Campinas (UNICAMP).

Shigley, J. E. (2005). *Projeto de Engenharia Mecânica*. Bookman, 7^o edição.

Silva, L. F. M., Neves, P. J. C., Adams, R. D., Spelt, J. K. (2008). *Analytical models of adhesively bonded joints-Part I: Literature survey*. International Journal of Adhesion and Adhesives, 29:319.

Silva, L. F. M., Neves, P. J. C., Adams, R. D., Wang, A., Spelt, J. K. (2008). *Analytical models of adhesively bonded joints-Part II: Comparative study*. International Journal of Adhesion and Adhesives, 29:331.

Silva, L. F. M. and Ochsner, A. (2010). *Modeling of adhesively bonded joints*. Springer.

Shenoy, V., Ashcroft, I. A., Critshlow, G. W., Crocombe, A. D. (2010). *Fracture mechanics and damage mechanics based fatigue lifetime prediction of adhesively bonded joints subjected to variable amplitude fatigue*. Engineering Fracture Mechanics, vol 77, páginas 1073 – 1090.

Su, Y. Y., and Gao, X. L. (2014). *Analytical model for adhesively bonded composite panel-flange joints based on the Timoshenko beam theory*. Composite Structures, vol. 107, pp. 112-118.

Tahmasebi, F. (2001). *Software tools for analysis of bonded joints*. NASA/GSFCCode 542.

Volkersen, O. (1938). *Die niet kraftverteilung in zugbeanspruchten nietverbindungen mit konstanten laschenquerschnitten*. Luftfahrtforschung, 15:41.

Wang, R. X., Cui, J., Sinclair, A. N., Spelt, J. K. (2003). *A calibrated finite element model of adhesive peeling*. International Journal of Adhesion and Adhesives, 23:199.

Whitworth, H. A (1990). *Cumulative damage in composites*, Journal of Engineering Materials Technology. 112:358.

Wells, A. A. (1961). *Unstable crack propagation in metals: cleavage and fast fracture*. Proceedings of the Crack Propagation Symposium, Vol. 1, Paper 84, Cranfield, UK.

Wernersson, H. (1990). *Wood adhesive bonds*. Report TVSM-3012, Division of Structural Mechanics, Lund Institute of Technology, Lund Sweden.

Zhao, X., Adams, R.D. and Pavier, M.J. (1990). *A new approach to determining the bending moment factors in single lap joints*. In Proceedings of Adhesion 90, Plastics and Rubber Institute, London, 35/1–35/6.

Zhao, X. (1991). *Stress and failure analysis of adhesively bonded lap joints*. PhD thesis, University of Bristol.

Apêndice A

Metodologia de simulação de trinca aplicando a integral J através do *software* comercial ABAQUS

Neste trabalho foi feito um modelo numérico de elementos finitos de um subcomponente aeronáutico com uma trinca que se propaga no *skin*. Devido a complexidade de modelar uma trinca em $3D$ numa geometria não trivial como um doubler colado, e também pelo fato de estas simulações não fazerem parte das contribuições desta tese, optou-se por utilizar o *software* comercial ABAQUS como ferramenta para tal finalidade.

As equações da MFEL são limitadas ao caso de comportamento linear elástico, sem considerar a plasticidade na ponta da trinca. Se existe plasticidade apreciável, G não pode ser determinado a partir do campo de tensões elástico, uma vez que G pode ser afetado consideravelmente pela zona plástica na ponta da trinca. Soluções para o comportamento elastoplástico não são fáceis de obter, entretanto, dentro de certas limitações a integral J fornece um meio de determinar a taxa de liberação de energia para casos onde os efeitos da plasticidade não são desprezíveis.

Conforme discutido em detalhes no Capítulo 3, considerando um caminho arbitrário no sentido anti-horário (Γ) ao redor da ponta da trinca, como ilustrado na figura A.1, a integral J é dada por:

$$J = \int_{\Gamma} \left(w dy - T_i \frac{\partial u_i}{\partial x} ds \right) \quad (\text{A.1})$$

onde w é a densidade de energia de deformação, T são as componentes do vetor de tração, u_i são os componentes do vetor de deslocamento e ds é um incremento do comprimento ao longo do contorno Γ . A densidade de energia de deformação é definida como:

$$w = \int_0^{\epsilon_{ij}} \sigma_{ij} d\epsilon_{ij} \quad (\text{A.2})$$

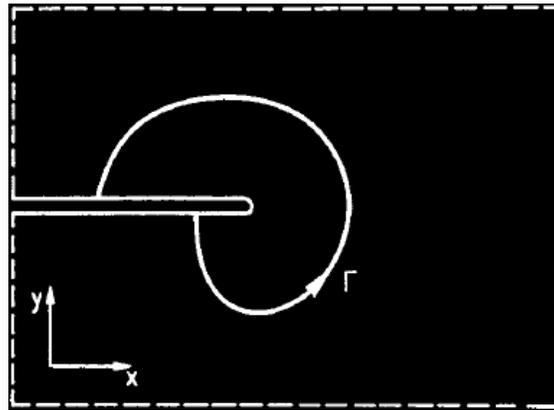


Figura A.1 – Contorno arbitrário ao redor da ponta de uma trinca (Gdoutos, 2005)

onde σ_{ij} e ϵ_{ij} são os tensores de tensão e de deformação, respectivamente. A tração é um vetor de tensão normal ao contorno. Isto é, se fosse construído um diagrama de corpo livre no material dentro do contorno, T_i definiria as tensões normais agindo nos contornos. As componentes do vetor tração são dadas por:

$$T_i = \sigma_{ij} n_j \quad (\text{A.3})$$

onde n_j são as componentes do vetor unitário normal a Γ . Rice (1968) mostrou que o valor da integral J é independente do caminho de integração ao redor da ponta da trinca, assim J é uma integral *independente do caminho*.

Como a base para obter a equação (A.1) é o teorema da conservação de energia, a integral J é uma quantidade relacionada à energia. Os dois termos no integrando, nomeados W e $T\partial u / \partial x$, têm a dimensão de $\sigma\epsilon$, que é energia de deformação. Rice (1968) também mostrou que

a integral J quando definida ao longo de um contorno ao redor da ponta da trinca equivale à variação da energia potencial para um crescimento de trinca virtual da :

$$J = -\frac{\partial U}{\partial a} \quad (\text{A.4})$$

onde U é a energia potencial.

Para um material elástico sabe-se que $-\partial U / \partial a = G$, o que significa que:

$$J = G \quad (\text{A.5})$$

para o caso linear elástico. A equação (A.4) também se mantém para um material não linear elástico, para o qual pode-se fazer uma analogia com o caso linear elástico como se segue:

$$J = \left(\frac{\partial U}{\partial a} \right)_P = - \left(\frac{\partial U}{\partial a} \right)_v \quad (\text{A.6})$$

dessa forma, o mesmo resultado é obtido independente das condições de contorno (deslocamento fixo, v , ou carregamento constante, P). Entretanto, no caso linear elástico pode-se escrever imediatamente:

$$- \left(\frac{\partial U}{\partial a} \right)_P = \frac{1}{2} P \frac{\partial v}{\partial a} \quad (\text{A.7})$$

e

$$- \left(\frac{\partial U}{\partial a} \right)_v = \frac{1}{2} v \frac{\partial P}{\partial a} \quad (\text{A.8})$$

Já no caso não linear elástico, essas equações se tornam:

$$J = \left(\frac{\partial U}{\partial a} \right)_p = \int_0^p \left(\frac{dv}{da} \right)_p dP \quad (\text{A.9})$$

e

$$J = - \left(\frac{\partial U}{\partial a} \right)_v = - \int_0^v \left(\frac{\partial P}{\partial a} \right)_v dv \quad (\text{A.10})$$

Partindo da lei da conservação de energia pode-se escrever a seguinte relação:

$$\frac{dE}{da} = \frac{dU}{da} + \frac{dW_s}{da} = 0 \quad (\text{A.11})$$

logo,

$$- \frac{dU}{da} = \frac{dW_s}{da} \quad (\text{A.12})$$

onde E é a energia total, U é a energia potencial fornecida pela energia de deformação interna e forças externas, e W_s é o trabalho necessário para criar as novas superfícies da trinca. Griffith usou a análise de tensões de Inglis para mostrar que:

$$U = - \frac{\pi \sigma^2 a^2}{E} \quad (\text{A.13})$$

Portanto, de acordo com a equação (A.4) pode-se escrever a seguinte relação:

$$- \frac{dU}{da} = \frac{\pi \sigma^2 a}{E} = J \quad (\text{A.14})$$

que estabelece uma relação linear entre J e a , conforme ilustra esquematicamente a figura A.2.

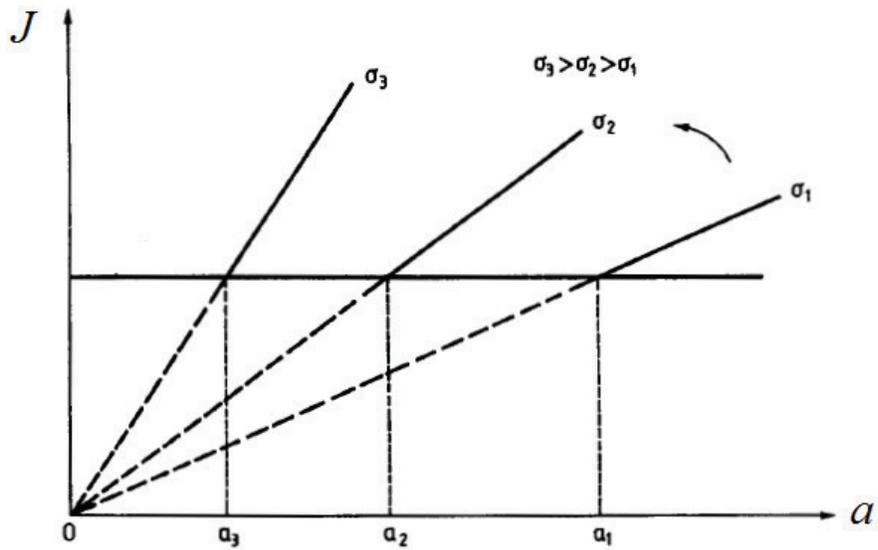


Figura A.2 – Relação linear entre a J e a (Gdoutos, 2005).

A figura A.3 ilustra uma técnica para a obtenção experimental de J e também mostra uma linearidade entre J e a , apesar de a reta mudar de inclinação em um certo ponto.

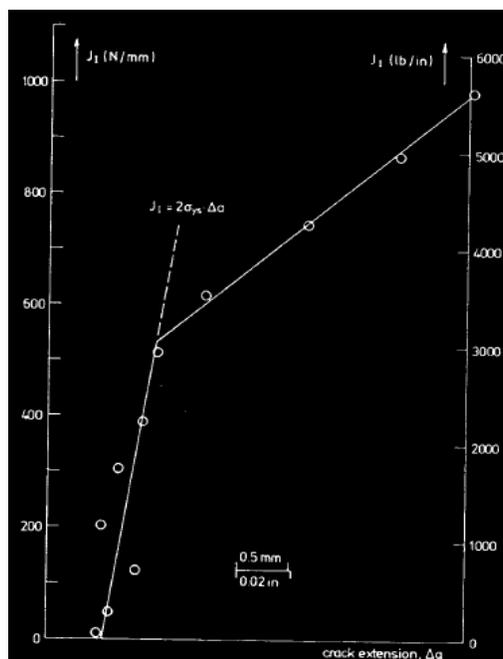


Figura A.3 – Determinação experimental de J_{IC} (Broek, 1984).

A norma ASTM E813-87 que serve para obter J_{IC} experimentalmente, estabelece a relação entre J e a através de uma lei de potência, mas, afirma que em um certo intervalo esta relação pode ser considerada linear conforme ilustra a figura A.4.

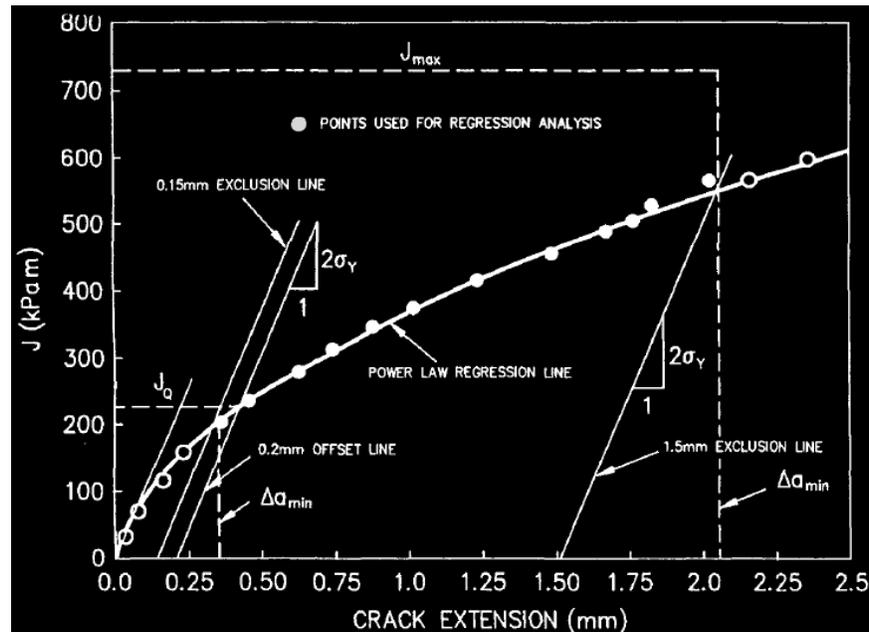


Figura A.4 – Determinação experimental de J_{IC} (ASTM E813-87, 1987).

Como o termo w da equação (A.1) cresce conforme o crescimento da trinca pode-se estabelecer uma relação linear entre os valores da integral J e o comprimento de trinca. Como o comprimento da trinca aumenta com o número de ciclos, esse raciocínio foi usado para estimar o número de ciclos para o modelo.

O ABAQUS trabalha com o Método dos Elementos Finitos que integra numericamente estas equações integrais para cada elemento utilizando nesse caso quadratura de Gauss. A geometria foi particionada com uma circunferencia centrada na ponta da trinca; essa estratégia facilita a geração de uma malha focada na ponta da trinca onde há uma grande concentração de tensão. A ponta da trinca é então malhada usando-se um anel de elementos quadrilaterais quadráticos colapsados. Elementos de segunda ordem são feralmente usados para obter uma malha singular na ponta da trinca.

A especificação do nó médio no elemento quadrático e da degeneração do elemento na ponta da trinca permitem definir diferentes tipos de singularidade. Neste trabalho um valor de 0,25 foi usado para o parâmetro do nó médio. Esta definição move os nós médios dos lados dos elementos juntando os nós colapsados a um quarto dos nós médios dos lados adjacentes. Na ponta da trinca os elementos são colapsados com a função *single-node-type degenerate element control*. Esta configuração serve para criar uma singularidade de tipo $1/\sqrt{r}$ na deformação.

As áreas particionadas circulares são malhadas usando a técnica “*swept meshing*”; este método permite que a malha seja regular e focada na ponta da trinca. A inclusão da geometria *seam* e a definição da singularidade faz com que o ABAQUS crie automaticamente elementos colapsados com as definições de conectividade corretamente.

A porção restante do modelo é malhada livremente usando-se o algoritmo gerador de malha do “eixo médio”. A ferramenta *edge-based* para especificar os nós na malha facilita o desenvolvimento de uma malha concentrada ao redor da ponta da trinca. A figura A.5 mostra um fluxograma simples do procedimento para modelar trinca no ABAQUS.

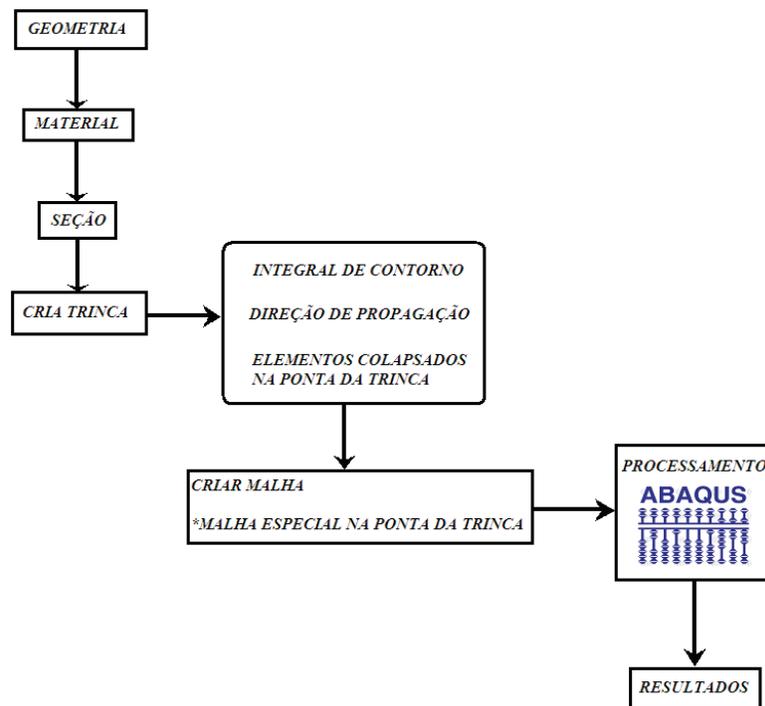


Figura A.5 – Procedimento para modelar trinca no ABAQUS

Essa análise pode ser feita de forma iterativa através de um script Python através de uma sub-rotina que incrementa o tamanho da trinca. Para a comparação com os valores experimentais partiu-se do modelo do subcomponente com a pré-trinca, tal qual utilizado nos ensaios e foi analisado o valor da integral J . O valor da integral J teria que ser igual ao valor do G_c (valor crítico da taxa de liberação de energia de deformação elástica) para a trinca começar a se propagar. O valor do ângulo de propagação também foi obtido na simulação.

Vários critérios têm sido propostos para prever o ângulo no qual uma trinca pré-existente irá se propagar. Dentre esses critérios, os principais são o Critério da máxima Tensão Tangencial, Critério da Máxima Tensão Principal, Critério da Máxima Taxa de Liberação de Energia, Critério da Mínima Densidade de Energia Elástica e o Critério T . Estes critérios prevêm ângulos ligeiramente diferentes para a propagação inicial da trinca.

O ABAQUS utiliza basicamente dois critérios para calcular a direção de propagação de uma trinca em um material elástico-linear e isotrópico: o critério da máxima tensão tangencial e o critério da máxima taxa de liberação de energia.

No Critério da Máxima Tensão Tangencial o campo de tensões próximo à ponta da trinca para uma material homogêneo, isotrópico e linear elástico é dado por:

$$\sigma_{\theta\theta} = \frac{1}{\sqrt{2\pi r}} \cos\left(\frac{\theta}{2}\right) \left[K_I \cos^2\left(\frac{\theta}{2}\right) - \frac{3}{2} K_{II} \sin(\theta) \right] \quad (\text{A.15})$$

$$\tau_{r\theta} = \frac{1}{2\sqrt{2\pi r}} \cos\left(\frac{\theta}{2}\right) \left[K_I \sin(\theta) + K_{II} (3\cos(\theta) - 1) \right] \quad (\text{A.16})$$

onde r e θ são coordenadas polares centradas na ponta da trinca em um plano ortogonal a frente de trinca. A direção de propagação pode ser obtida usando uma das seguintes condições:

$\partial\sigma_{\theta\theta} / \partial\theta = 0$ ou $\tau_{r\theta} = 0$; ou seja:

$$\hat{\theta} = \cos^{-1} \left(\frac{3K_{II}^2 + \sqrt{K_I^4 + 8K_I^2 K_{II}^2}}{K_I^2 + 9K_{II}^2} \right) \quad (\text{A.17})$$

onde o ângulo de propagação da trinca, $\hat{\theta}$, é medido com respeito ao plano da trinca. Se $\hat{\theta} = 0$ significa que a trinca irá se propagar em linha reta. Normalmente $\hat{\theta} < 0$ se $K_{II} > 0$, enquanto que $\hat{\theta} > 0$ se $K_{II} < 0$.

Neste trabalho foi utilizado o Critério da Máxima Taxa de Liberação de Energia. Para entender esse critério deve-se considerar um segmento de trinca de comprimento a saindo do plano da trinca em um ângulo $\hat{\theta}$, conforme ilustrado na figura A.6.

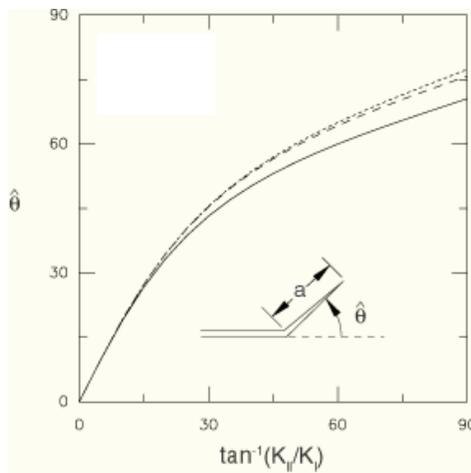


Figura A.6 – Mudança de direção da trinca, ABAQUS Theory Manual (Versão 6.8)

Quando a é infinitamente pequeno comparado com todas as outras dimensões (incluindo o comprimento da pré-trinca), os fatores de intensidade de tensão K_I^k e K_{II}^k na ponta da trinca que se propagou podem ser expressos como combinações lineares de K_I e K_{II} que são os fatores de intensidade de tensão previamente existentes na pré-trinca:

$$\begin{cases} K_I^k = c_{11}K_I + c_{12}K_{II} \\ K_{II}^k = c_{21}K_I + c_{22}K_{II} \end{cases} \quad (\text{A.18})$$

Os coeficientes c_{ij} são dependentes de $\hat{\theta}$ e foram calculados por Hayashi & Nemat-Nasser (1981) e por He & Hutchinson (1989).

Finalmente, para o segmento de trinca que se propagou pode-se escrever a seguinte relação:

$$G^k = \frac{1}{E} \left[(K_I^k)^2 + (K_{II}^k)^2 \right] \quad (\text{A.19})$$

O Critério da Máxima Taxa de Liberação de Energia postula que a trinca inicial se propaga na direção que maximiza G^k , ou seja, na direção onde há maior taxa de liberação de energia.

O comprimento da trinca em cada passo de propagação foi considerado como sendo similar ao medido nos ensaios experimentais, isto para efeitos de comparação. Sabe-se que a relação entre a integral J e o número de ciclos não é exatamente linear, porém, os resultados ficaram razoavelmente próximos do experimental, indicando que é possível obter previsões cada vez melhores com modelos mais sofisticados. A figura A.7 mostra um fluxograma simples que ilustra essa metodologia.

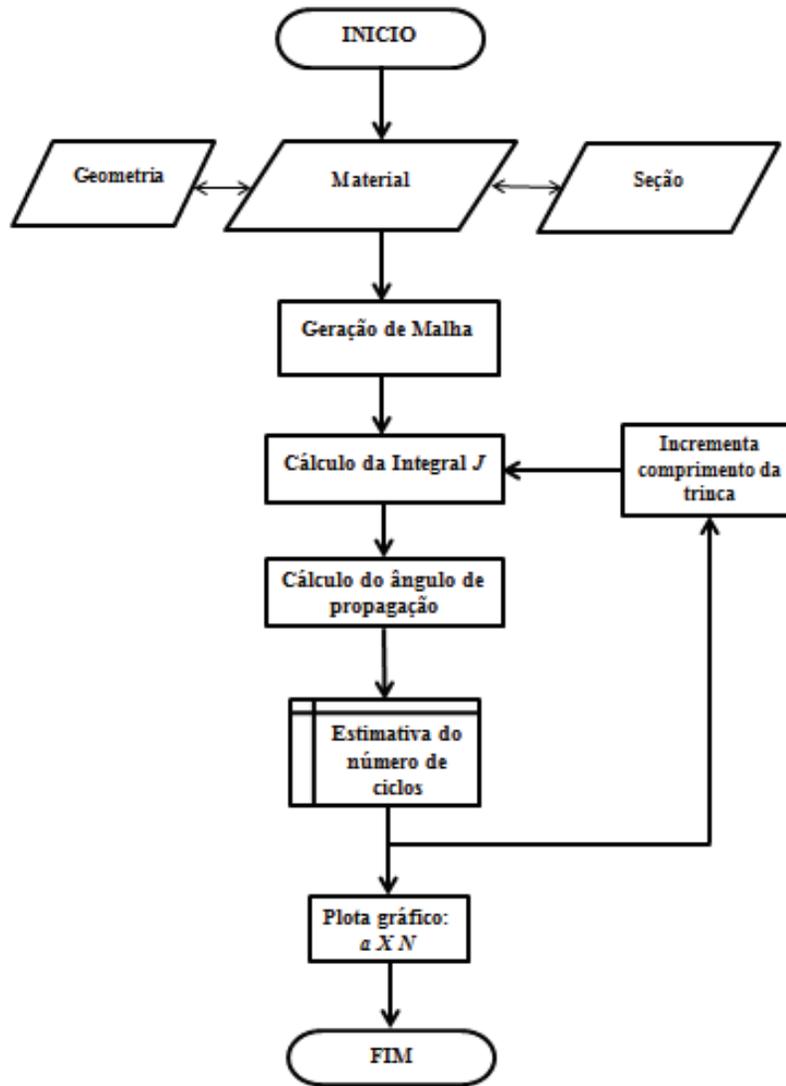


Figura A.7 – Procedimento simplificado para simular propagação de trinca