



MESTRADO

**ANÁLISE NUMÉRICA DO COMPORTAMENTO
MECÂNICO DE DUTOS COM REPARO
COMPÓSITO**

Por
Flávio Silvestre de Alencar

Brasília, 28 de Setembro de 2018

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA

FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECANICA

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

ANÁLISE NUMÉRICA DO COMPORTAMENTO MECÂNICO
DE DUTOS COM REPARO COMPÓSITO

FLÁVIO SILVESTRE DE ALENCAR

ORIENTADOR: JORGE LUIZ DE ALMEIDA FERREIRA

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO EM CIÊNCIAS MECÂNICAS.

PUBLICAÇÃO: ENM DM - 297/2018

BRASÍLIA/DF: SETEMBRO – 2018

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
Faculdade de Tecnologia
Departamento de Engenharia Mecânica

MESTRADO

**ANÁLISE NUMÉRICA DO COMPORTAMENTO
MECÂNICO DE DUTOS COM REPARO
COMPÓSITO**

POR

Flávio Silvestre de Alencar

Dissertação submetida ao departamento de Engenharia Mecânica da Faculdade de Tecnologia da Universidade de Brasília como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Mestre em Ciências Mecânicas.

Banca Examinadora

Prof. Dr. Jorge Luiz de Almeida Ferreira (ENM-UnB) (Orientador)

Prof. Dr. Éder Lima de Albuquerque (ENM-UnB) (Examinador Interno)

Prof. Dr. Flamínio Levy Neto (Examinador Externo)

Prof. Dr. José Alexander Araújo (Suplente)

Brasília, 28 de Setembro de 2018

FICHA CATALOGRÁFICA

ALENCAR, FLÁVIO SILVESTRE DE

ANÁLISE NUMÉRICA DO COMPORTAMENTO MECÂNICO DE DUTOS COM REPARO COMPÓSITO [Distrito Federal] 2018.

xvii, 115p., 210 x 297mm (ENM/FT/UnB, Mestre, Ciências Mecânicas, 2018).

Dissertação de Mestrado – Universidade de Brasília. Faculdade de Tecnologia.

Departamento de Engenharia Mecânica.

1. *tubulações de aço*

2. *reparo compósito*

3. *análise numérica*

I. ENM/FT/UnB

II. Título (série)

REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

ALENCAR, F. S. (2018). Análise Numérica do Comportamento Mecânico de Dutos com Reparo Compósito. Dissertação de Mestrado em Ciências Mecânicas, Publicação ENM DM 297-2018, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, Brasília, DF, 115.p.

CESSÃO DE DIREITOS

AUTOR: FLÁVIO SILVESTRE DE ALENCAR

TÍTULO: ANÁLISE NUMÉRICA DO COMPORTAMENTO MECÂNICO DE DUTOS COM REPARO COMPÓSITO.

GRAU: Mestre

ANO: 2018

É concedida à Universidade de Brasília permissão para reproduzir cópias desta dissertação de mestrado e para emprestar ou vender tais cópias somente para propósitos acadêmicos e científicos. O autor reserva outros direitos de publicação e nenhuma parte dessa dissertação de mestrado pode ser reproduzida sem autorização por escrito do autor.

Flávio Silvestre de Alencar
SQSW 300 Bloco F Apartamento 505 – Sudoeste .
70.673-032 - Brasília – DF – Brasil.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus e aos Amigos espirituais por me proporcionar essa oportunidade de crescimento, bem como por toda proteção e inspiração para que esse trabalho pudesse ser concluído.

Agradeço aos meus pais, o Sr. Francisco José Rodrigues de Alencar, e da Sra. Vanda Lúcia de Oliveira Alencar por sempre terem me apoiado e me incentivado para a realização deste trabalho. Aos meus irmãos, Marina e João Marcos que me deram apoio e incentivo. À minha avó Maria (In Memoriam) que sempre foi a minha fonte inspiradora para a realização de todo trabalho científico e profissional.

À minha amada esposa Carlyne Campos da Silva Alencar, que desde o começo do nosso namoro me incentivou, apoiou e me deu forças para a conclusão deste trabalho. Diante das adversidades e dificuldades para a conclusão dessa dissertação, nunca deixou que desistisse. Obrigado por tudo. Te Amo!!!

Ao meu Amigo e Orientador, o Prof. Dr. Jorge Luiz de Almeida Ferreira pela sua paciência e pelo aprendizado nesses anos que estive sob sua orientação desde a Graduação. Obrigado pela minha formação, e saiba que sou eternamente grato não só pelos conhecimentos adquiridos, como também pela amizade.

Ao Professor Dr. Flamínio Levy Neto, a minha gratidão por me direcionar a essa área de estudo, pelos ensinamentos durante a graduação.

Aos meus amigos Marcus Vinícius da Costa Sá e Fagner de Oliveira Dias pela amizade, incentivo e apoio na realização desse trabalho.

Flávio Silvestre de Alencar

ANÁLISE NUMÉRICA DO COMPORTAMENTO MECÂNICO DE DUTOS COM REPARO COMPÓSITO**Autor: Flávio Silvestre de Alencar****Orientador: Jorge Luiz de Almeida Ferreira****Programa de Pós Graduação em Ciências Mecânicas**

As tubulações industriais possuem um papel fundamental em diversos ramos da indústria. Estas representam uma forma mais eficiente e de baixo custo para o transporte de materiais. Infelizmente, dependendo das condições ambientais, tubulações podem sofrer desgastes e corrosão devido à oxidação por parte de um excesso de umidade ou devido aos efeitos nocivos da maresia. Neste contexto, essas tubulações necessitam de inspeções e reparos periódicos. O Objetivo deste trabalho é estudar e analisar o comportamento mecânico de tubulações que foram reparadas com material plástico reforçado com fibras (MPRF), em especial fibras de carbono. Serão conduzidas análises numéricas das tensões e deformações dos dutos reparados. As análises numéricas serão de tubos de aço carbono ABNT 1010, totalmente engastados em uma das extremidades e tampados na outra extremidade com liberdade de deslocamento na direção axial. Possuem comprimento de 500 mm, diâmetro nominal de 105 mm e espessura de parede de 2,5 mm em três situações distintas: (i) tubos que consistem de cilindros de parede fina ($D/t \geq 20$) íntegros (i.e. com espessura uniforme); (ii) tubos tais quais as do item (i), porém com um trecho desbastado (de comprimento igual a 100 mm) na região central (i.e. equidistante das extremidades); e (iii) reparados circunferencialmente com resina epóxi e fibra de carbono. Os tubos desbastados na região central tem o objetivo de simular a situação crítica de desgaste, isto é, possuem 60% da espessura original do tubo. Para os tubos com reparo serão analisados a influência da espessura do reparo na região do desbaste e do comprimento do reparo (L_r) na região íntegra do tubo em cinco situações: (i) $L_r = 0\%$, onde a espessura do reparo coincide com o comprimento do desbaste; (ii) $L_r = 25\%$, onde o comprimento do reparo corresponde a 25% a mais o comprimento do desbaste; (iii) $L_r = 50\%$, onde o comprimento do reparo corresponde a 50% a mais o comprimento do desbaste; (iv) $L_r = 75\%$ onde o comprimento do reparo corresponde a 75% a mais o comprimento do desbaste; e (v) $L_r = 100\%$, onde o comprimento do reparo corresponde a 100% a mais o comprimento do desbaste. Dessa forma será possível analisar o processo de recuperação das propriedades mecânicas do tubo desbastado. As simulações numéricas foram feitas em softwares baseados no método dos elementos finitos, como o ANSYS e o COMPSHELL, e assim, selecionar a espessura e comprimento de reparo ideais que melhor recuperam as propriedades mecânicas na região do desbaste. Após as análises, a espessura de 3 mm e comprimento de sobre espessura de 50 mm ($L_r = 50\%$) de reparo compósito foi o reparo que melhor recuperou as propriedades mecânicas do tubo desbastado.

NUMERICAL ANALYSES OF MACHANICAL BEHAVIOR OF REPAIRED PIPES WITH COMPOSITES**Autor: Flávio Silvestre de Alencar****Orientador: Jorge Luiz de Almeida Ferreira****Programa de Pós Graduação em Ciências Mecânicas**

Industrial piping plays a key role in many industries. These represent a more efficient and low cost way to transport materials. Unfortunately, depending on environmental conditions, pipes can suffer wear and corrosion due to oxidation by excess moisture or due to the harmful effects of the air. In this context, these pipes require periodic inspections and repairs. The objective of this work is to study and analyze the mechanical behavior of pipes that were repaired with fiber reinforced plastic material (MPRF), in particular carbon fibers. Numerical analyzes of the stresses and deformations of the repaired ducts will be conducted. The numerical analyzes will be of ABNT 1010 carbon steel tubes, fully set at one end and capped at the other end with freedom of displacement in the axial direction. They have a length of 500 mm, a nominal diameter of 105 mm and a wall thickness of 2.5 mm in three distinct situations: (i) tubes consisting of fine-walled cylinders ($D / t \geq 20$) intact (ie uniform thickness) ; (ii) tubes such as those of item (i), but with a roughened section (of length equal to 100 mm) in the central region (i.e., equidistant from the ends); and (iii) circumferentially repaired with epoxy resin and carbon fiber. The roughened tubes in the central region have the objective of simulating the critical wear situation, that is, they have 60% of the original thickness of the tube. For the tubes with repair, the influence of the thickness of the repair in the region of the thinning and the length of the repair (L_r) in the whole region of the tube will be analyzed in five situations: (i) $L_r = 0\%$, where the thickness of the repair coincides with the thinning length; (ii) $L_r = 25\%$, where the length of the repair corresponds to 25% more the length of the thinning; (iii) $L_r = 50\%$, where the length of the repair corresponds to 50% more the length of the roughing; (iv) $L_r = 75\%$ where the length of the repair corresponds to 75% more the length of the thinning; and (v) $L_r = 100\%$, where the length of the repair corresponds to 100% more the length of the thinning. In this way it will be possible to analyze the recovery process of the mechanical properties of the roughened tube. Numerical simulations were carried out using software based on the finite element method, such as ANSYS and COMPSHELL, to select the optimum thickness and repair length that best recover the mechanical properties in the thinning region. After the analyzes, the thickness of 3 mm and length of over 50 mm thickness ($L_r = 50\%$) of composite repair was the repair that improved recovered the mechanical properties of the roughened tube.

SUMÁRIO

1 - INTRODUÇÃO	1
1.1 – Motivação	1
2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	3
2.1 – Reparo de Dutos	3
2.2 – Compósitos e Considerações Gerais	5
2.2.1 – Matriz	7
2.2.2 – Fibras de Carbono	9
2.2.3 – Micromecânica de uma Lâmina Compósita	11
2.2.4 – Macromecânica de uma Lâmina Compósita	13
2.2.5 – Estado de Tensões de Deformações de Materiais Isotrópicos	15
2.2.6 – Estado de Tensões e Deformações de Vasos de Pressão de Parede Fina	16
2.3 – Critérios de Falha	17
2.3.1 – Critério de Falha de Von Mises.....	17
2.3.2 – Critério da Máxima Tensão	18
2.3.3 – Critério da Máxima Deformação	18
2.3.4 – Critério de Tsai-Hill	18
2.3.5 – Critério de Hoffman.....	19
2.3.6 – Critério de Tsai-Wu Para Tensões.....	19
2.3.7 – Critério de Falha de Tsai-Wu Para Deformações:	20
2.3.8 – Critério de Owen:	20
2.3.9 – Analogia Matemática Entre os Critérios de Von Mises e Tsai-Hill:	21
2.3.10 – Analogia Entre os Critérios de Tsai-Hill e Hoffman	22
2.4 – Teoria das Cascas	23
2.5 – Teoria das Membranas	26
2.6 – Elementos Finitos	26
2.6.1 - Pré-Processamento (preprocessing)	29
2.6.2 - Solução (Solver)	29
2.6.2.1 - Obtenção da Matriz de Rigidez Elementar	29
2.6.2.2 - Montagem da Matriz de Rigidez Global e das Equações Algébricas.....	29
2.6.2.3 - Solução para os Deslocamentos Desconhecidos.....	30
2.6.3 - Pós-Processamento (postprocessing)	30
2.7 – Programa Compshell (Mistry e Levy Neto, 1991)	31
2.8 – Programa Ansys	33
3 - PROCEDIMENTOS NUMÉRICOS	35
3.1 – Análise Numérica no COMPSHELL	36
3.2 – Análise Numérica no ANSYS	39
4 - RESULTADOS	41
4.1 - Tubo Íntegro, “Modificado” e Desbastado.	42
4.2 – Tubo Reparado com Carbono/Epóxi ($L_r = 0\%$)	46
4.3 - Tubo Reparado com Carbono/Epóxi ($L_r = 25\%$)	50
4.4 - Tubo Reparado com Carbono/Epóxi ($L_r = 50\%$)	54
4.5 - Tubo Reparado com Carbono/Epóxi ($L_r = 75\%$)	58
4.6 - Tubo Reparado com Carbono/Epóxi ($L_r = 100\%$)	61
4.7 - Seleção da Espessura Ideal	65
4.7.1 – Análise Mecânica do Reparo Compósito	65
4.7.2 – Análise de Custos	68
4.7.2.1 - Custo da Fibra	69
4.7.2.2 – Custo da Resina Epóxi	70
4.7.2.3 – Custo Total	71
4.8 – Análise de Tensões	72
4.8.1 – Tubo Íntegro	73
4.8.2 – Tubo Íntegro “Modificado”	75
4.8.3 – Tubo Desbastado.....	77
4.8.4 – Tubo Reparado com Carbono Epóxi $L_r = 0\%$ e 3 mm	79
4.8.5 – Tubo Reparado com Carbono Epóxi $L_r = 25\%$ e 3 mm	80
4.8.6 – Tubo Reparado com Carbono Epóxi $L_r = 50\%$ e 3 mm	82
4.8.7 – Tubo Reparado com Carbono Epóxi $L_r = 75\%$ e 3 mm	83
4.8.8 – Tubo Reparado com Carbono Epóxi $L_r = 100\%$ e 3 mm	85

5 – ANÁLISE DOS RESULTADOS.....	87
6 - CONCLUSÕES.....	90
6 - BIBLIOGRAFIA	91
ANEXO I – Dados de Entrada do Tubo Íntegro Modificado no Compshell.....	94
ANEXO II – Dados de Entrada do Tubo Íntegro no Ansys.....	97
ANEXO III – Dados de Entrada do Tubo Desbastado e Reparado ($L_r=0\%$) no Ansys ..	102
ANEXO IV – Dados de Entrada do Tubo Reparado ($L_r=25\%$) no Ansys.....	108

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 - Causa de Danos em Dutos de 1971 a 2016 pela CONCAWE.....	1
Figura 2. 1 - Componentes do reparo da Clock Spring Company: 1) Camada de compósito de alta resistência; 2) Adesivo de cura rápida; 3) Produto de alta resistência utilizado para transferir esforços às camadas.....	4
Figura 2. 2 - Aplicação da manta compósita.....	4
Figura 2. 3 - Tubulação reparada.....	4
Figura 2. 4 - Classificação dos materiais de engenharia, (Fiorelli, 2002).....	5
Figura 2. 5 - Classificação dos materiais compósitos, (Levy Neto, 2006).....	6
Figura 2. 6 - Exemplo de compósitos reforçados: (a) Tecido balanceado; (b) Fibras descontínuas unidirecionais, (c) Fibras descontínuas aleatórias; (d) Fibras contínuas unidirecionais (Levy Neto, 2006).....	7
Figura 2. 7 - Reação da primeira resina epóxi (Levy Neto e Pardini, 2006).....	8
Figura 2. 8 - Estrutura da resina epóxi (Levy Neto e Pardini, 2006).....	9
Figura 2. 9 - Arranjo dos átomos da fibra de carbono (Fiorelli, 2002).....	10
Figura 2. 10 - Sistema de coordenadas de uma Lâmina de Compósito (Levy Neto, 2006).....	11
Figura 2. 11 - Conjunto de lâminas na formação de um laminado (Fiorelli, 2002).....	12
Figura 2. 12 - Sistemas de coordenadas geométricas e transversal ou longitudinal (Levy Neto, 2006).....	13
Figura 2. 13 - Tensão Unidirecional (1-D).....	15
Figura 2. 14 - Estado Plano de Tensões (2-D).....	16
Figura 2. 15 - Tensões atuantes em um elemento de casca (MAIA, 2003).....	24
Figura 2. 16 - Resultante de tensão e carregamento em um elemento de casca (MAIA, 2003).....	25
Figura 2. 17 - Malha de elementos finitos aplicados a um tubo (Alencar, 2006).....	27
Figura 2. 18 - Elementos finitos (Vianna, 1998).....	28
Figura 2. 19 - Processo de análise via elementos finitos (Silvestre Filho, 2001).....	28
Figura 2. 20 - Análise de tensões via Ansys. (Andrade, Cunha, 2000).....	31
Figura 2. 21 - Geometria de um elemento finito de uma casca assimétrica (Maia 2003).....	32
Figura 2. 22 - Elementos representativos, condições de contorno, e carregamento cilíndrico (Maia 2003).....	32
Figura 3. 1 - Tipos de tubos simulados no ANSYS e COMPSHELL.....	35
Figura 3. 2 - Condição de Contorno do Tubo Analisado.....	36
Figura 3. 3 - Distribuição de pressão.....	38
Figura 3. 4 - Solid95.....	39
Figura 3. 5 - Shell281.....	40
Figura 3. 6 - Tubo gerado no ANSYS.....	40
Figura 4. 1 - Tubo Desbastado (Ansys).....	42
Figura 4. 2 - Resultante de Tensão Tangencial e Axial do Tubo Íntegro.....	43
Figura 4. 3 - Resultantes de Tensão Tangencial e Axial do Tubo Desbastado.....	44
Figura 4. 4 - Deslocamento Radial (Compshell).....	44
Figura 4. 5 - Deslocamento Radial do Tubo Íntegro Modificado (Ansys).....	45
Figura 4. 6 - Deslocamento Axial.....	46
Figura 4. 7 - Deslocamento Axial no Ansys.....	46
Figura 4. 8 - Modelo do Tubo $L_r = 0\%$	46
Figura 4. 9 - Resultante de Tensão Axial para os Tubos Reparados com Carbo-Epóxi $L_r = 0\%$	48
Figura 4. 10 - Resultante de Tensão Tangencial para os Tubos Reparados com Carbo-Epóxi $L_r = 0\%$	48
Figura 4. 11 - Deslocamentos Radial das Espessuras para suas Respective Pressões de Falha ($L_r = 0\%$).....	49
Figura 4. 12 - Deslocamentos Radiais das Espessuras para as suas Respective Pressões de Falha ($L_r = 0\%$).....	50

Figura 4. 13 - Modelo do Tubo Lr = 25%.....	50
Figura 4. 14 - Resultante de Tensão Axial para os Tubos Reparados com Carbo-Epóxi Lr = 25%.....	52
Figura 4. 15 - Resultante de Tensão Tangencial para os Tubos Reparados com Carbo-Epóxi Lr = 25%.....	52
Figura 4. 16 - Deslocamento Radial das Espessuras para suas Respective Pressões de Falha Lr = 25%.....	53
Figura 4. 17 - Deslocamento Radial das Espessuras para suas Respective Pressões de Falha (Lr = 25%).....	54
Figura 4. 18 - Modelo do Tubo Lr = 50%.....	54
Figura 4. 19 - Resultante de Tensão Axial para os Tubos Reparados com Carbo-Epóxi Lr = 50%.....	55
Figura 4. 20 - Resultante de Tensão Tangencial para os Tubos Reparados com Carbo-Epóxi Lr = 50%.....	56
Figura 4. 21 - Deslocamento Radial das Espessuras para suas Respective Pressões de Falha Lr = 50%.....	57
Figura 4. 22 - Deslocamento Radial das Espessuras para suas Respective Pressões de Falha (Lr = 50%).....	57
Figura 4. 23 - Modelo do Tubo Lr = 75%.....	58
Figura 4. 24 - Resultante de Tensão Axial para os Tubos Reparados com Carbo-Epóxi Lr = 75%.....	59
Figura 4. 25 - Resultante de Tensão Tangencial para os Tubos Reparados com Carbo-Epóxi Lr = 75%.....	59
Figura 4. 26- Deslocamento Radial para as espessuras para suas respectivas pressões de falha Lr = 75%.....	60
Figura 4. 27 - Deslocamento Axial das Espessuras para suas Respective Pressões de Falha.....	61
Figura 4. 28 - Modelo do Tubo Lr = 100%.....	61
Figura 4. 29 - Resultante de Tensão Axial para os Tubos Reparados com Carbo-Epóxi Lr = 100%.....	63
Figura 4. 30 - Resultante de Tensão Tangencial para os Tubos Reparados com Carbo-Epóxi Lr = 100%.....	63
Figura 4. 31 - Deslocamento radial das 6 espessuras e suas respectivas pressões de falha Lr = 100%.....	64
Figura 4. 32 - Deslocamento radial das espessuras para suas respectivas pressões de falha.....	65
Figura 4. 33 - Deslocamento Radial do Tubo Lr = 0% a uma Pressão de 10 MPa.....	66
Figura 4. 34 - Deslocamento Radial do Tubo Lr = 25% a uma Pressão de 10 MPa.....	66
Figura 4. 35 - Deslocamento Radial do Tubo Lr = 50% a uma Pressão de 10 MPa.....	66
Figura 4. 36 - Deslocamento Radial do Tubo Lr = 75% a uma Pressão de 10 MPa.....	67
Figura 4. 37 - Deslocamento Radial do Tubo Lr = 100% a uma Pressão de 10 MPa.....	67
Figura 4. 38 - Comparativo da Espessura de 3 mm com o Tubo Íntegro Modificado a uma Pressão de 10MPa.....	68
Figura 4. 39 - Tensões Tangencial, Axial e Radial (De Aguiar, 2016).....	72
Figura 4. 40 - Cálculo das Tensões Tangencial e Axial (De Aguiar, 2016).....	73
Figura 4. 41 - Tensões Tangencial e Axial do Tubo Íntegro.....	73
Figura 4. 42 - Tensão Tangencial no Tubo Íntegro.....	74
Figura 4. 43 - Tensão Axial no Tubo Íntegro.....	74
Figura 4. 44 - Deslocamento Tangencial do Tubo Íntegro no Ansys.....	74
Figura 4. 45 - Tensões Tangencial e Axial do Tubo Íntegro "Modificado".....	75
Figura 4. 46 - Tensão Tangencial do Tubo Íntegro "Modificado".....	76
Figura 4. 47 - Tensão Axial do Tubo Íntegro "Modificado".....	76
Figura 4. 48 - Tensões Tangencial e Axial do Tubo Desbastado.....	77
Figura 4. 49 - Distribuição da Tensão Tangencial no Tubo Desbastado.....	77
Figura 4. 50 - Distribuição da Tensão Axial no Tubo desbastado.....	78
Figura 4. 51 - Deslocamento Tangencial do Tubo Desbastado no Ansys.....	78

Figura 4. 52 - Tensões Tangencial e Axial do Tubo Reparado com 3 mm Carbono Epóxi Lr = 0%.....	79
Figura 4. 53 - Tensão Tangencial no Tubo Reparado com 3 mm Carbono Epóxi Lr = 0%. ..	79
Figura 4. 54 - Deslocamento Tangencial do Tubo reparado com 3 mm Carbono Epóxi Lr = 0%.....	80
Figura 4. 55 - Tensões Tangencial e Axial do Tubo Reparado com 3 mm Carbono Epóxi Lr = 25%.....	81
Figura 4. 56 - Tensão Tangencial no Tubo Reparado com 3 mm Carbono Epóxi Lr = 25%..	81
Figura 4. 57 - Deslocamento Tangencial do Tubo reparado com 3 mm Carbono Epóxi Lr = 25%.....	81
Figura 4. 58 - Tensões Tangencial e Axial do Tubo Reparado com 3 mm Carbono Epóxi Lr = 50%.....	82
Figura 4. 59 - Tensão Tangencial no Tubo Reparado com 3 mm Carbono Epóxi Lr = 50%..	83
Figura 4. 60 - Deslocamento Tangencial do Tubo reparado com 3 mm Carbono Epóxi Lr = 50%.....	83
Figura 4. 61 - Tensões Tangencial e Axial do Tubo Reparado com 3 mm Carbono Epóxi Lr = 75%.....	84
Figura 4. 62 - Tensão Tangencial no Tubo Reparado com 3 mm Carbono Epóxi Lr = 75%..	84
Figura 4. 63 - Deslocamento Tangencial do Tubo reparado com 3 mm Carbono Epóxi Lr = 75%.....	84
Figura 4. 64 - Tensões Tangencial e Axial do Tubo Reparado com 3 mm Carbono Epóxi Lr = 100%.....	85
Figura 4. 65 - Tensão Tangencial no Tubo Reparado com 3 mm Carbono Epóxi Lr = 100%. ..	86
Figura 4. 66 - Deslocamento Tangencial do Tubo reparado com 3 mm Carbono Epóxi Lr = 100%.....	86

LISTA DE TABELAS

Tabela 2. 1 - Comparação das faixas de valores das propriedades das matrizes poliméricas (Silvestre Filho, 2001).....	7
Tabela 2. 2 - Propriedades Mecânicas de Importantes Materiais de Engenharia (Levy Neto e Pardini, 2006).....	10
Tabela 3. 1 - Propriedades mecânicas do aço AISI 1010 (Dato, 1989).....	37
Tabela 3. 2 - Propriedades Mecânicas do Aço AISI 1010 Modificado.....	37
Tabela 3. 3 - Propriedades Mecânicas do Tecido Balanceado de Carbono/Epóxi $v_f = 50\%$ (Levy Neto, 1991).....	37
Tabela 4. 1 - Pressão de Ruptura (Compshell).....	42
Tabela 4. 2 - Local/Camada de Falha Respectivo às Pressões de Falha (Compshell).	42
Tabela 4. 3 - Resultante de Tensão Tangencial na Posição 250 mm.	43
Tabela 4. 4 - Resultante de Tensão Axial na Posição 250 mm.....	43
Tabela 4. 5 - Deslocamento Radial na Posição 250 mm Respectivo às Pressões de Falha.	44
Tabela 4. 6 - Deslocamento Radial Máximo.	45
Tabela 4. 7 - Deslocamento Axial.	45
Tabela 4. 8 - Pressão de Ruptura ($L_r = 0\%$).	47
Tabela 4. 9 - Local/Camada de Falha do Reparo ($L_r = 0\%$).....	47
Tabela 4. 10 - Resultante de Tensão Tangencial na Posição 250mm ($L_r = 0\%$).....	47
Tabela 4. 11 - Resultante de Tensão Axial na Posição 250 mm ($L_r = 0\%$).	47
Tabela 4. 12 - Deslocamento Radial na Posição 250 mm Referente às Pressões de Falha ($L_r = 0\%$).	48
Tabela 4. 13 - Deslocamento Radial Máximo para as Pressões de Falha ($L_r = 0\%$).....	49
Tabela 4. 14 - - Deslocamentos Axiais para as Pressões de Falha ($L_r = 0\%$).....	50
Tabela 4. 15 - Pressão de Ruptura ($L_r = 25\%$).	51
Tabela 4. 16 - Local/Camada de Falha do Reparo ($L_r = 25\%$).....	51
Tabela 4. 17 - Resultante de Tensão Tangencial na Posição 250mm ($L_r = 25\%$).....	51
Tabela 4. 18 - Resultante de Tensão Axial na Posição 250 mm ($L_r = 25\%$).	51
Tabela 4. 19 - Deslocamento Radial na Posição 250 mm Referente às Pressões de Falha ($L_r = 25\%$).....	52
Tabela 4. 20 - Deslocamento Radial Máximo para as Pressões de Falha ($L_r = 25\%$).....	53
Tabela 4. 21 - Deslocamentos Axiais para as Pressões de Falha ($L_r = 25\%$).....	53
Tabela 4. 22 - Pressão de Ruptura ($L_r = 50\%$).	54
Tabela 4. 23 - Local/Camada de Falha do Reparo ($L_r = 50\%$).....	55
Tabela 4. 24 - Resultante de Tensão Tangencial na Posição 250mm ($L_r = 50\%$).....	55
Tabela 4. 25 - Resultante de Tensão Axial na Posição 250 mm ($L_r = 50\%$).	55
Tabela 4. 26 - Deslocamento Radial na Posição 250 mm Referente às Pressões de Falha ($L_r = 50\%$).....	56
Tabela 4. 27 - Deslocamento Radial Máximo para as Pressões de Falha ($L_r = 50\%$).....	56
Tabela 4. 28 - Deslocamento Axial para as Pressões de Falha ($L_r = 50\%$).	57
Tabela 4. 29 - Pressão de Ruptura ($L_r = 75\%$).	58
Tabela 4. 30 - Local/Camada de Falha do Reparo ($L_r = 75\%$).....	58
Tabela 4. 31 - Resultante de Tensão Radial na Posição 250mm ($L_r = 75\%$).....	59
Tabela 4. 32 - Resultante de Tensão Axial na Posição 250 mm ($L_r = 75\%$).	59
Tabela 4. 33 - Deslocamento Radial na Posição 250 mm Referente às Pressões de Falha ($L_r = 75\%$).....	60
Tabela 4. 34 - Deslocamento Radial Máximo para as Pressões de Falha ($L_r = 75\%$).....	60
Tabela 4. 35 - Deslocamento Axial para as respectivas Pressões de Falha.	61
Tabela 4. 36 - Pressão de Ruptura ($L_r = 100\%$).	62
Tabela 4. 37 - Local/Camada de Falha do Reparo ($L_r = 100\%$).....	62
Tabela 4. 38 - Resultante de Tensão Tangencial na Posição 250mm ($L_r = 100\%$).....	62
Tabela 4. 39 - Resultante de Tensão Axial na Posição 250 mm ($L_r = 75\%$).	62
Tabela 4. 40 - Deslocamento Radial na Posição 250 mm Referente às Pressões de Falha ($L_r = 100\%$).....	63

Tabela 4. 41 - Deslocamento Radial Máximo para as Pressões de Falha ($L_r = 100\%$).....	64
Tabela 4. 42 - Deslocamentos Axiais para as Pressões de Falha.	64
Tabela 4. 43 - Comparação das Pressões de Ruptura com o Tubo Íntegro Modificado.....	68
Tabela 4. 44 - Custo do tecido balanceado e da Resina Epóxi [www.e-composites.com.br, setembro de 2018].	69
Tabela 4. 45 - Custo da resina epóxi [www.e-composites.com.br, setembro de 2018].	69
Tabela 4. 46 - Área da Camada Interna e Externa, Número de Camadas e Área Total.....	70
Tabela 4. 47 - Custo do Tecido Balanceado.....	70
Tabela 4. 48 - Volume de Reparo, Volume de Matriz e Custo da Resina.	71
Tabela 4. 49 - Custos dos Reparos do Tubo.	71
Tabela 4. 50 - Massa dos Reparos.....	71

LISTA DE SÍMBOLOS

A_t : Área total [m^2];
 A_d : Área da camada do desbaste [m^2];
 A_r : Área da camada extensão do reparo [m^2];
 γ : Deformação Cisalhante;
 C_f : Custo da fibra [R\$];
 CF : Custo da fibra por m^2 [R\$];
 C_r : Custo da Resina [R\$];
 CR : Custo da resina por kilo [R\$/kg];
 δ : Deformação;
 E : Módulo de Elasticidade;
 E_1 : é o módulo de elasticidade da lâmina na direção 1 (Longitudinal às fibras);
 E_2 : é o módulo de elasticidade da lâmina na direção 2 (Paralelo às fibras);
 E_f : é o módulo de elasticidade da fibra;
 E_m : é o módulo de elasticidade da matriz;
 e_d : Espessura do desbaste [mm];
 e_{rep} : Espessura do reparo [mm];
 e_{tec} : Espessura do tecido [mm];
 G : Módulo de Cisalhamento.
 G_{12} : é o módulo de cisalhamento associado ao plano (1,2);
 G_m : é o módulo de cisalhamento da matriz;
 G_f : é o módulo de cisalhamento da fibra;
 L_d : Comprimento do desbaste [m].
 L_r : Comprimento da extensão do reparo [m].
 m : massa do reparo [kg];
 n_{cd} : Número de camadas do desbaste;
 n_{ce} : Número de camadas externas;
 P : Pressão;
 r_d : Raio do desbaste [m];
 r_i : Raio região íntegra [m];
 ρ : Densidade da resina [g/mm^3];
 ρ_{rep} : Densidade do reparo [kg/mm^3].
 SLL : Tensão Axial [MPa];
 STT : Tensão Tangencial [MPa];
 σ_a : Tensão Axial;
 τ : Tensão Cisalhante;
 V_f : é a fração volumétrica da fibra;
 V_m : é a fração volumétrica da matriz;
 ν_f : é o coeficiente de Poisson da fibra,
 ν_m : é o coeficiente de Poisson da matriz;
 ν_{12} : é o coeficiente de Poisson no qual a deformação transversal ocorre na direção 2 devido à tensão atuando na direção 1 (Longitudinal às fibras);
 ν_{21} : é o coeficiente de Poisson no qual a deformação transversal ocorre na direção 1 devido à tensão atuando na direção 2 (Paralelo às fibras);
 v_f : Fração volumétrica da manta de fibra;
 V_m : Volume da matriz [mm^3];
 V_{rep} : Volume do reparo [mm^3].
 V_{rep} : Volume do reparo [mm^3];

1 - INTRODUÇÃO

1.1 – MOTIVAÇÃO

Atualmente, as tubulações têm-se destacado como a melhor opção para o transporte de fluidos e gases, tanto pela sua versatilidade, como pelo seu baixo custo, em todos os ramos industriais. Contudo, dependendo de como as tubulações são utilizadas, ou expostas, estas podem sofrer danos (corrosões, erosões internas ou externas, amassamentos, etc.). A ampla utilização de dutos no transporte de fluidos deve-se a duas características: custo e segurança. Apesar do elevado investimento inicial para a construção e instalação das linhas, foi constatado por COSHAM (2002) que o transporte de combustíveis fósseis por meio de malhas de dutos é consideravelmente mais barato do que as demais alternativas de transporte (avião, navio, trem ou caminhão) (Queiroz, 2006).

O Grupo de Gerenciamento de Oleodutos da *Conservation of Clean Air and Water in Europe* (CONCAWE), organização europeia que congrega diversas companhias petrolíferas, elaborou um relatório com estudos estatísticos sobre acidentes em linhas de gás e óleo ocorridos entre 1971 e 2016, relacionando informações de 21 países da Europa Ocidental, em dutos de comprimento superior a 2 km de extensão, excluindo sistemas submarinos, e registrou 741 casos de acidentes, com volume de vazamento superior a 1 m³ em cada ocorrência, conforme apresentado a figura 1.1

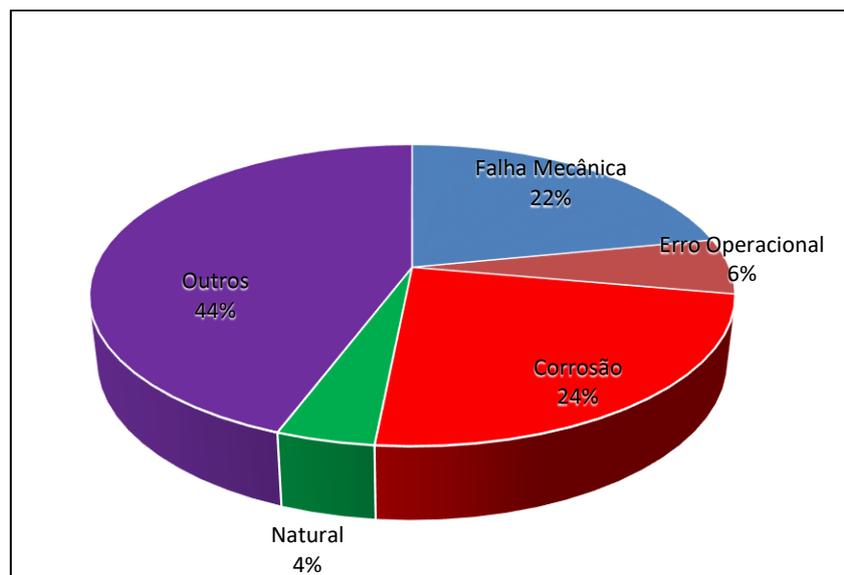


Figura 1.1 - Causa de Danos em Dutos de 1971 a 2016 pela CONCAWE.

Para a realização de reparos em tubulações, muitas vezes opta-se pela substituição por uma nova tubulação, porém, via de regra, acarreta em prejuízos econômicos, pois há a

interrupção do escoamento para se fazer a troca, e dessa forma, para muitas situações, o reparo de tubulações é o mais indicado (Maia, 2003). O método convencional de reparo de tubulações consiste nas seguintes etapas: (i) interrupção do escoamento do duto; (ii) detecção e localização do problema; (iii) cortar o trecho danificado e substituí-lo por um novo; e (iv) revestir a tubulação por uma luva metálica. Contudo, o método convencional acarreta prejuízos econômicos referentes à interrupção e substituição do trecho danificado (Cuenod, 2002).

Devido a essas desvantagens, a utilização de materiais compósitos para o reparo de tubulações tem sido amplamente utilizada, pois esse tipo de reparo proporciona grandes vantagens como: o reparo pode ser efetuado com uma mínima ou sem nenhuma redução do escoamento; menores custos se forem levado em conta à substituição da tubulação e a interrupção do escoamento e o reparo, é feito de forma rápida e eficiente (Maia, 2003).

A utilização de materiais compósitos em substituição aos metálicos era inevitável, por apresentarem uma característica ímpar que, atrelada à versatilidade, ao contrário dos metálicos (materiais isotrópicos), possibilitando-se obter estruturas com características das mais variadas, através das modificações dos seus parâmetros básicos, reforços e resina, na quantidade, tipo e orientação dos reforços. Assim sendo, os compósitos permitem que as propriedades como resistência e rigidez, sejam maximizadas nas direções preferenciais de maior solicitação (Maia, 2003).

Este trabalho estudará o comportamento mecânico de tubulações reparadas com material compósito, em especial, carbono/epóxi. Este estudo consiste nas simulações numéricas utilizando dois programas baseados no método dos elementos finitos, COMPSHELL (Levy Neto, 1991) e o ANSYS (Lawrence, 2002) de tubos de aço ABNT 1010 íntegros, desbastados e de tubos reparados (carbono/epóxi) variando-se as espessuras de 1 a 6 mm e comprimentos de 0 a 50 mm de forma a selecionar qual a espessura e comprimento de reparo apropriado que restaure as propriedades mecânicas do tubo danificado. Será realizado um estudo do custo do reparo, de forma a obter as espessuras “ótimas” que leve em consideração a relação custo/reparo mecânico, bem como uma análise de tensões.

Neste trabalho, o capítulo 2 haverá uma revisão bibliográfica sobre os temas relacionados a esse trabalho, no capítulo 3 será descrito os procedimentos numéricos empregados; no capítulo 4 serão apresentados os resultados, no capítulo 5 serão feitas as análises, e no capítulo 6, as conclusões finais e sugestões de trabalhos futuros.

2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 – REPARO DE DUTOS

A crescente utilização de dutos para o transporte de líquidos e gases obrigou que técnicas de reparo fossem desenvolvidas, pois muitos destes dutos encontram-se sob condições adversas, como desgastes com o tempo, oxidação devido à umidade, etc., e a substituição desses dutos poderiam causar prejuízos econômicos.

Até alguns anos atrás, os reparos de tubulações eram feitos da seguinte maneira: (i) detecção e localização do problema; (ii) cortar o trecho danificado e substituí-lo por um novo trecho; (iii) revestir a tubulação danificada por uma luva metálica (Cuenod, 2002).

Apesar deste processo não substituir por completo o duto, este tipo de reparo presumia a interrupção do escoamento de fluidos e gases e isso acabava gerando prejuízos econômicos.

Em 1987, o Instituto de Pesquisa Gás Research Institute (GRI) montou uma equipe de pesquisadores, cientistas, engenheiros e especialistas em dutos para avaliarem uma técnica alternativa no reparo de dutos. Tal alternativa deveria incluir compósitos no reparo. O resultado do trabalho concluiu que a técnica desenvolvida pela Clock Spring Company constituía um sistema de reparo permanente e altamente eficiente (Maia, 2003).

O reparo desenvolvido pela Clock Spring Company constitui de três componentes fundamentais: (i) manta de fibras; (ii) um produto adesivo; e (iii) produto responsável pela transferência parcial da carga no local do dano para o compósito, devido à sua alta resistência à compressão. O processo de reparo consiste em: (a) limpar e escarear a região afetada; (b) regularizar a superfície externa do duto, pela aplicação do produto transferidor de carga; (c) enrolar a região afetada com mantas de fibras e impregnadas com adesivo; e (d) aguardar a cura do laminado. Desta forma, a tubulação voltaria a ter as suas características originais, por tempo indeterminado. Vale citar, que dependendo do dano, mesmo durante a colocação do reparo, a pressão da tubulação e o fluxo permaneciam inalterados, ou apenas reduzidos parcialmente. A ideia central dos reparos da Clock Spring é que, quanto maior for a perda da parede do duto ou o comprometimento da pressão de operação da tubulação, maior será o número de voltas da manta, aumentando com isso a espessura do reparo. As figuras 2.1 a 2.3 ilustram o reparo realizado pela Clock Spring (Porter, 2000).

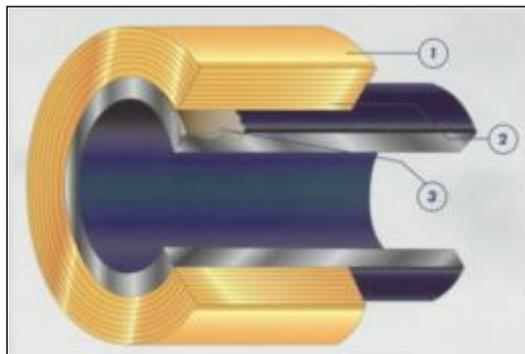


Figura 2. 1 - Componentes do reparo da Clock Spring Company: 1) Camada de compósito de alta resistência; 2) Adesivo de cura rápida; 3) Produto de alta resistência utilizado para transferir esforços às camadas.



Figura 2. 2 - Aplicação da manta compósita.



Figura 2. 3 - Tubulação reparada.

A ideia básica do reparo é aplicar um reforço no tubo capaz de suportar a parcela de carregamento relativa à espessura retirada. O reparo compósito aplicado sobre a superfície desgastada suportará a carga aplicada à região onde há a diminuição da espessura, e, desta forma, a rigidez da tubulação será restabelecida aos limites de tensão suportáveis, agindo como se a espessura tivesse sido restaurada (Maia, 2003).

Os procedimentos básicos para reparo de dutos com material compósito são:

- 1º) Reduzir a pressão de operação ao limite permitido;
- 2º) Limpar e escarear o metal a ser reparado;
- 3º) Preencher as depressões com resina epóxi de alta resistência à compressão;
- 4º) Estender o reparo além da região do reparo; e
- 5º) Aguardar a cura antes de restaurar totalmente a pressão.

Em sistemas de baixa pressão é possível reparar dutos que apresentem vazamento, através da aplicação direta de um simples revestimento de fibra de vidro impregnado com resina, diretamente sobre o orifício de vazamento. E, em apenas 30 minutos, ocorre à cura do reparo, de natureza permanente. Nesses casos, não sendo possível a interrupção do fluxo do líquido, o vazamento tem que ser interrompido, através da inserção de tampão no local, à base de produto resistente à compressão, para posterior aplicação do reparo (Alexander, 1999).

2.2 – COMPÓSITOS E CONSIDERAÇÕES GERAIS

Atualmente, existem diversos tipos de materiais de engenharia que possuem várias aplicações, sendo que estes materiais se classificam nas seguintes classes: metais, cerâmicos, polímeros e compósitos, conforme o diagrama da figura 2.4.

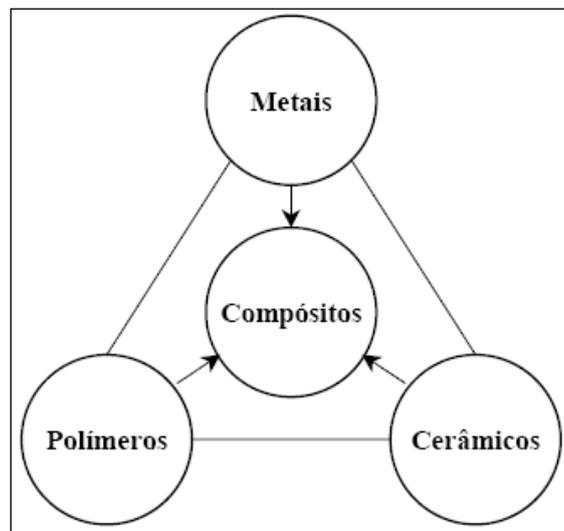


Figura 2. 4 - Classificação dos materiais de engenharia, (Fiorelli, 2002).

Os materiais compósitos são definidos como a união ou a combinação macroscópica de dois ou mais materiais distintos, sendo que cada material possui suas características, e com isso o conjunto possui propriedades superiores se comparado com cada material separado.

Para a formação do material compósito, há a necessidade de um aglomerante, que tem a função de unir os diversos tipos de materiais e transmitir solicitações mecânicas aplicadas no compósito.

De modo geral, os compósitos possuem duas fases envolvidas: uma fase contínua representada pelo aglomerante ou matriz, e uma fase descontínua representada pelo reforço, sendo este fibroso ou particulado. Desta forma, os compósitos são classificados: Compósitos reforçados por fibras e compósitos reforçados por partículas, conforme a figura 2.5. Lembrando que os compósitos podem ser naturais ou sintéticos.

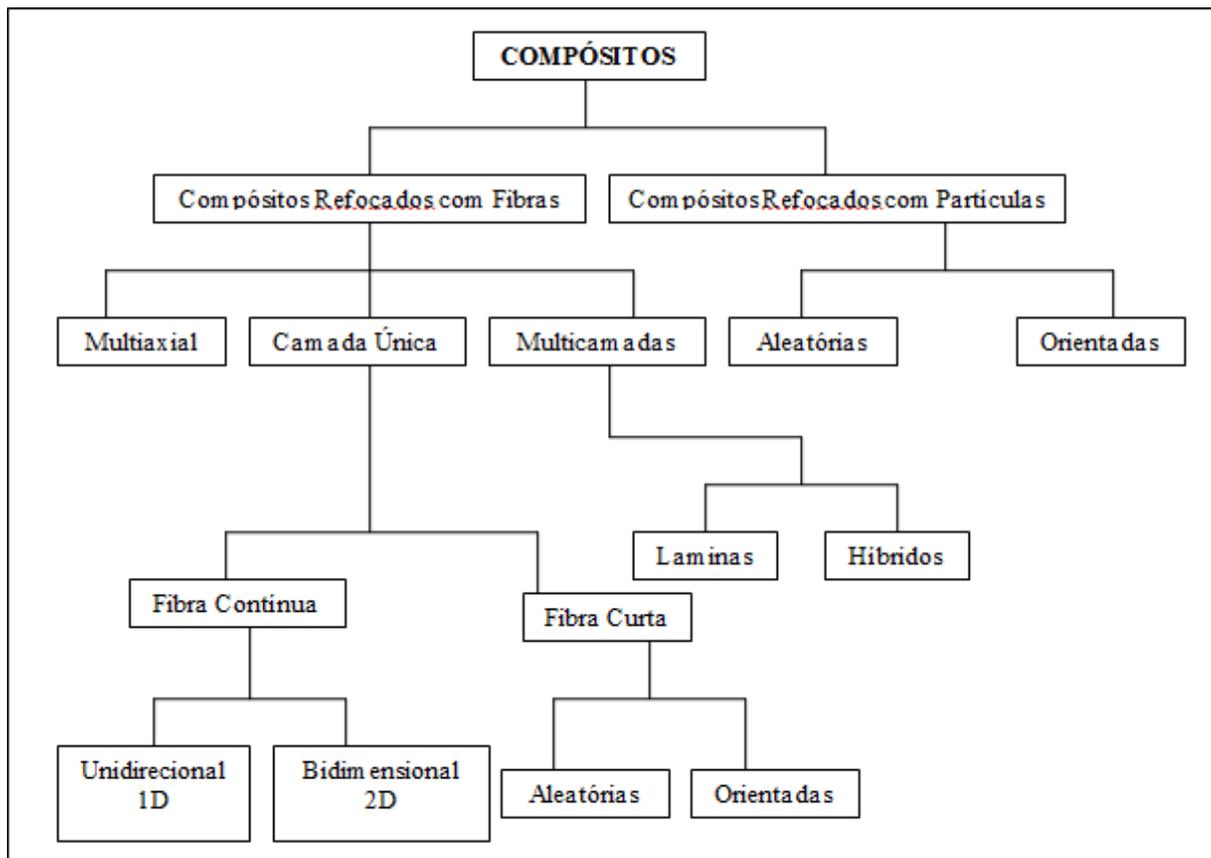


Figura 2.5 - Classificação dos materiais compósitos, (Levy Neto, 2006).

Uma característica marcante dos compósitos é a influência da distribuição e interação das propriedades dos constituintes no conjunto. Assim, o conjunto de materiais diferentes (matriz e fibras) transforma dois materiais homogêneos em um material heterogêneo ortotrópico, conforme a figura 2.6. A grande vantagem desse tipo de material em relação aos metais (isotrópico) está no fato de que nos metais, todas as propriedades mecânicas, em geral, são as mesmas em qualquer direção, e nos materiais compósitos podem-se configurar as propriedades mecânicas de modo que sejam melhores na direção de um carregamento ou solicitação mecânica.

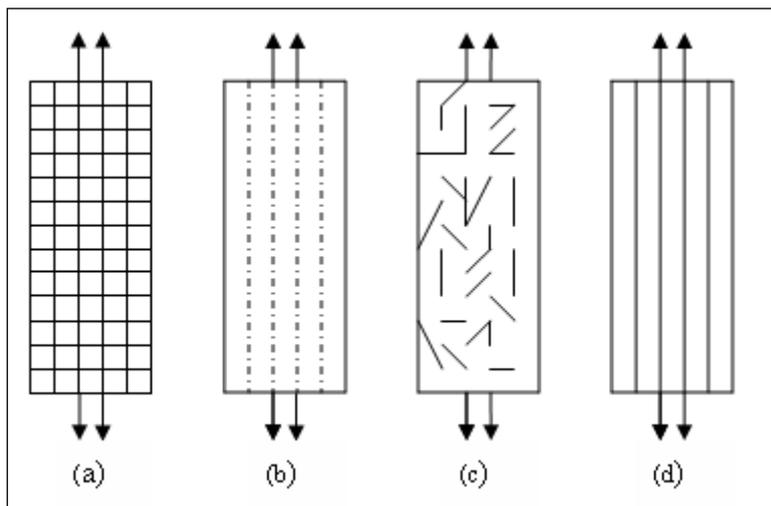


Figura 2. 6 - Exemplo de compósitos reforçados: (a) Tecido balanceado; (b) Fibras descontínuas unidirecionais, (c) Fibras descontínuas aleatórias; (d) Fibras contínuas unidirecionais (Levy Neto, 2006).

Uma outra característica dos materiais compósitos é a sua alta durabilidade, pois uma perfeita colagem entre a matriz e as fibras proporciona uma elevada resistência e integridade física do material. Assim, é possível obter estruturas compósitas até duas vezes mais resistentes que o aço, além do mais, os compósitos possuem uma elevada resistência à corrosão se comparado aos materiais metálicos.

2.2.1 – Matriz

As matrizes são definidas como um aglomerante que tem como função distribuir e transferir carregamentos, proteger e unir dois ou mais materiais para formar a estrutura compósita (Silvestre Filho, 2001). As matrizes podem ser de materiais poliméricos, cerâmicos ou metálicos, sendo que a sua escolha depende das propriedades mecânicas, térmicas e químicas exigidas, bem como do processo de fabricação e do custo envolvido.

Atualmente, as matrizes de material polimérico são mais usadas devido ao seu baixo custo, fácil moldagem e baixo peso específico. Os materiais poliméricos utilizados como matriz são comumente chamados de resinas. As matrizes poliméricas são divididas em dois tipos: termofixas e termoplásticas. A tabela 2.1 apresenta as faixas típicas de valores das propriedades das matrizes poliméricas.

Tabela 2. 1 - Comparação das faixas de valores das propriedades das matrizes poliméricas (Silvestre Filho, 2001).

PROPRIEDADES	TERMOFIXAS	TERMOPLÁSTICAS
Módulo de Elasticidade (E) (GPa)	1,3 – 6,0	1,0 – 4,8
Resistência à Tração (GPa)	0,02 – 0,18	0,04 – 0,19
Temperatura Máxima de Serviço (°C)	50 – 450	25 – 230

As resinas termofixas passam por uma reação química irreversível durante a polimerização, conhecida como processo de cura. Neste processo, após a formação de longas

cadeias moleculares, ligações covalentes cruzadas são formadas entre as cadeias moleculares adjacentes; e à medida que essas ligações são formadas há uma diminuição da mobilidade das cadeias moleculares e assim solidificando-se. O tempo de cura pode ser acelerado pela adição de calor e pressão controlados, bem como pelo uso de agentes de cura, por meio de autoclaves ou por meio de catalisadores. Uma vez solidificados, sendo aquecido o material, este entrará em combustão, deste modo não podem ser reutilizado.

As resinas termoplásticas consistem em cadeias moleculares contínuas ou ramificadas, de modo que uma vez aquecidas estas se fundem e podem ser reutilizadas.

Comumente, utilizam-se as resinas termofixas para uso em materiais compósitos devido ao seu baixo custo em relação aos polímeros termoplásticos. Contudo há outras vantagens na utilização dos termofixos (Silvestre Filho, 2001):

- Estabilidade térmica;
- Rigidez;
- Baixo peso específico;
- Altas propriedades de isolamento térmico e elétrico.

Neste trabalho será dada uma ênfase à resina epóxi. Estas resinas são polímeros caracterizados pela presença de grupos glicida, além de outros grupos funcionais, como por exemplo os grupos oxirano ou etoxilina (Silvestre Filho, 2001).

A primeira resina epóxi sintetizada foi realizada na Alemanha em 1933 por Schlack a partir da reação de epicloridrina com bisfenol A, ilustrado na figura 2.7.

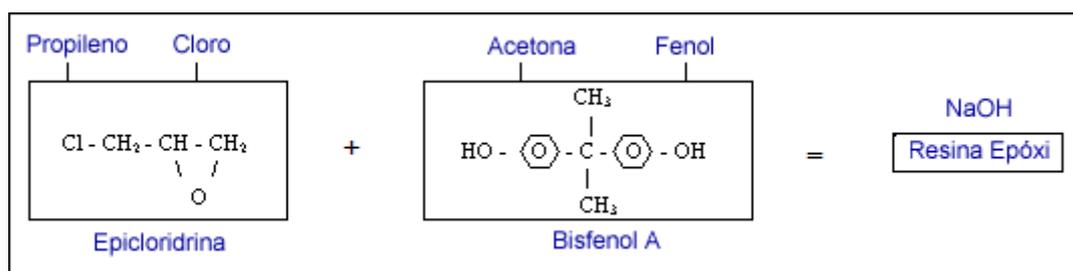


Figura 2. 7 - Reação da primeira resina epóxi (Levy Neto e Pardini, 2006).

Atualmente, as resinas epóxi mais utilizadas tem como base o diglicidil éter do bisfenol A (DGEBA), cuja estrutura básica é sintetizada a partir de uma reação entre a epicloridrina e o bisfenol-A (Ellis, 1993. Apud. Levy Neto, 2006), conforme ilustrado na figura 2.8.

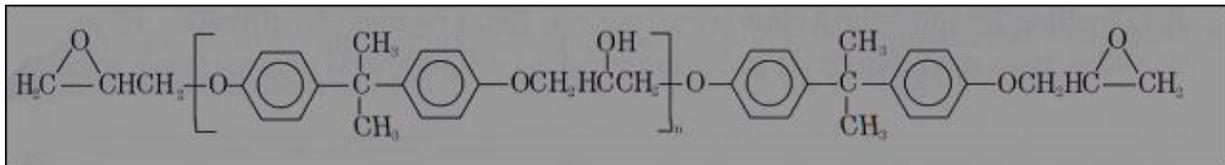


Figura 2. 8 - Estrutura da resina epóxi (Levy Neto e Pardini, 2006).

2.2.2 – Fibras de Carbono

Desde a década de 60 a utilização das fibras de carbono para formar materiais compósitos foi ampla nos diversos ramos industriais, como destaque à indústria aeroespacial, militar e automotivo (Fiorelli, 2002).

Muitas fibras de carbono são formadas a partir de um precursor chamado poliacrilonitrila (PAN), e dependendo do tipo de tratamento (mecânica, carbonização, oxidação e grafitação) é possível obter fibras com diferentes graus de resistência e de módulo de elasticidade, podendo até em alguns casos superar as propriedades mecânicas do aço. As fibras de carbono podem ser classificadas em relação ao tipo de precursor, ao módulo de elasticidade, resistência mecânica e quanto à temperatura de tratamento térmico (Levy Neto, 2006). O precursor é a fibra ao qual se forma a fibra de carbono, e estas podem ser de vários tipos: Poliacrilonitrila (PAN), rayon e piche; onde as fibras de poliacrilonitrila (PAN), como dito anteriormente, são as mais comuns para fabricação das fibras de carbono. Em relação ao módulo de elasticidade, as fibras de carbono se classificam em (Levy Neto, 2006):

- Ultra-alto módulo (UHM): com fibras com módulo de elasticidade superior a 500 GPa;
- Alto módulo (HM): fibras com módulo de elasticidade entre 300 - 500 GPa, tendo a razão resistência/módulo de $5 - 7 \times 10^{-3}$;
- Módulo Intermediário (IM): Fibras com módulo de elasticidade até 300 GPa, tendo razão resistência/módulo acima de 10^{-2} ;
- Baixo Módulo (LM): Fibras com módulo de elasticidade inferior a 100 GPa, e tendo baixo valor de resistência à tração.

Em relação a resistência à tração, as fibras de carbono se classificam em dois tipos (Levy Neto, 2006):

- Ultra-Alta Resistência (UHS): Fibras com resistência à tração superior a 5,0 GPa, e razão resistência/rigidez entre $2 - 3 \times 10^{-2}$;
- Alta Resistência (HS): Fibras com resistência à tração superior a 2,5 GPa, e razão resistência/rigidez entre $1,5 - 2 \times 10^{-2}$.

Considerando a temperatura de tratamento térmico final, as fibras de carbono se classificam em (Levy Neto, 2006):

- Tipo I: Temperatura de tratamento térmico final acima de 2000°C, sendo associadas com fibras de alto módulo de elasticidade;
- Tipo II: Temperatura de tratamento térmico final em torno de 1500°C, sendo associada com fibras de alta resistência;
- Tipo III: Temperatura de tratamento térmico final inferior a 1000°C, sendo associada a fibras de baixo módulo e baixa resistência.

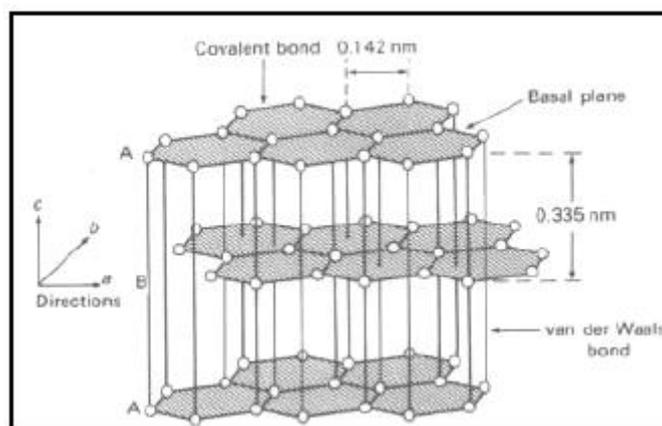


Figura 2. 9 - Arranjo dos átomos da fibra de carbono (Fiorelli, 2002).

As fibras de carbono possuem peculiaridades em relação aos outros tipos de fibras como baixo peso, grande durabilidade, facilidade de assumir formas complexas, alta resistência e alta rigidez. Segundo Hull (1995), a alta resistência à tração e o alto módulo de elasticidade se devem ao paralelismo entre os eixos das fibras. Entre os átomos de carbono as ligações são covalentes (ligações fortes) e entre os planos existem ligações de Van der Waals (ligações fracas).

Segue abaixo a tabela 2.2 na qual se mostra a comparação de propriedades mecânicas da fibra de carbono com as fibras de kevlar e vidro.

Tabela 2. 2 - Propriedades Mecânicas de Importantes Materiais de Engenharia (Levy Neto e Pardini, 2006).

MATERIAL	ρ (g/cm ³)	E (GPa)	X _T (MPa)
Aço ABNT 1010	7,8	200	400
Fibras de Vidro/E	2,5	72	> 3000
Fibras de Carbono	1,8	> 200	> 3000
Fibras de Kevlar	1,4	130	> 3000
Tecido Balanceado Vidro-E/Epóxi($v_f=50\%$)	1,9	25	440
Tecido Balanceado Carbono/Epóxi($v_f=50\%$)	1,6	70	600
Tecido Balanceado Kevlar/Epóxi($v_f=50\%$)	1,4	30	480

As fibras de carbono utilizadas nos reparos compósitos e analisados serão as fibras de alta resistência e com alto módulo de elasticidade.

2.2.3 – Micromecânica de uma Lâmina Compósita

Para fins de projeto é necessário determinar as propriedades mecânicas do compósito de forma a modelá-lo corretamente. A análise micromecânica do compósito se torna importante, pois a mesma proporciona o cálculo das propriedades elásticas do compósito a partir das frações volumétricas da matriz, das fibras e dos vazios.

Antes de iniciar a análise micromecânica do compósito é importante comentar sobre o sistema de coordenadas adotado. Para uma lâmina com fibras unidirecionais contínuas ilustradas na figura 2.10, define-se como a direção 1, a paralela às fibras e a direção 2, a perpendicular às fibras.

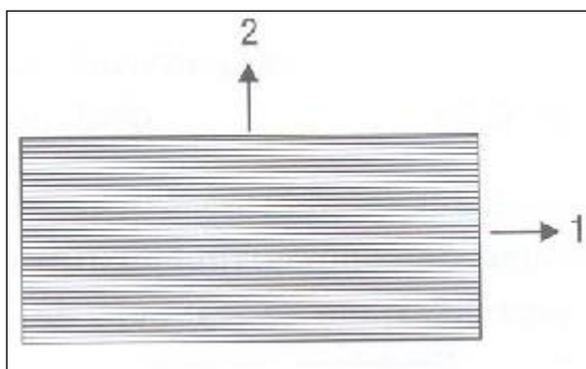


Figura 2. 10 - Sistema de coordenadas de uma Lâmina de Compósito (Levy Neto, 2006).

Segundo Levy Neto, normalmente as fibras são mais rígidas do que a matriz e conseqüentemente a lâmina possui um módulo de elasticidade maior, E_1 , na direção 1, e um segundo módulo, E_2 , este menor na direção 2. A aplicação de um esforço mecânico faz com que as fibras e a matriz se comportem, analogamente, como um arranjo de molas. Desta forma, uma sollicitação mecânica na direção 1 faz com que as fibras e a matriz se assemelhem a um conjunto de molas em paralelo; e na direção 2, as mesmas assemelham a um conjunto de molas em série (Levy Neto, 2006).

As propriedades elásticas dos compósitos podem ser determinadas por meio da fração volumétrica dos seus constituintes (v), ou por meio da fração em massa (w), definidas como:

$$v_f = \frac{V_f}{V_c} \quad (1)$$

$$v_m = \frac{V_m}{V_c} \quad (2)$$

$$\omega_m = \frac{W_m}{W_c} \quad (3)$$

$$\omega_f = \frac{W_f}{W_c} \quad (4)$$

Onde os subscritos f, m e c referem-se à fibra, matriz e compósito, respectivamente, V ao volume e W à massa. É importante notar as seguintes relações:

$$v_f + v_m = 1 \quad (5)$$

$$\omega_f + \omega_m = 1 \quad (6)$$

Assim, dependendo da fabricação, várias camadas de lâminas são empilhadas, formando laminados, de forma a propiciar as características necessárias às direções de solicitação do compósito. A figura 2.11 ilustra bem a montagem do laminado.

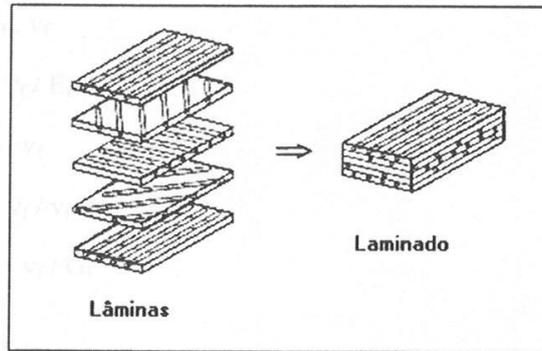


Figura 2. 11 - Conjunto de lâminas na formação de um laminado (Fiorelli, 2002).

Sendo uma lâmina reforçada unidirecionalmente sujeita a solicitações normais e cisalhantes nas direções paralela e transversal às fibras, a partir dos módulos de elasticidade da matriz (E_m), das fibras (E_f) e das frações volumétricas dos mesmos e assumindo as eqs. (5) e (6), chega-se aos módulos de elasticidade de uma lâmina conforme abaixo (Jones, 1975):

$$E_1 = E_m \cdot v_m + E_f \cdot v_f \quad (7)$$

$$\frac{1}{E_2} = \frac{v_m}{E_m} + \frac{v_f}{E_f}, \quad (8)$$

$$v_{12} = v_m \cdot V_m + v_f \cdot V_f \quad (9)$$

$$\frac{1}{v_{21}} = \frac{v_m}{V_m} + \frac{v_f}{V_f} \quad (10)$$

$$\frac{1}{G_{12}} = \frac{v_m}{G_m} + \frac{v_f}{G_f}, \quad (11)$$

2.2.4 – Macromecânica de uma Lâmina Compósita

Conforme dito na seção anterior, a análise micromecânica de uma lâmina compósita é importante para a determinação das propriedades elásticas de um compósito. Determinado essas propriedades, o próximo passo é descobrir as relações entre tensão e deformação de uma lâmina compósita, e dessa forma, a análise macromecânica do compósito se faz necessária.

No estudo do comportamento de estruturas compósitas há a necessidade de utilizar dois sistemas de coordenadas, sendo que um dos sistemas serve para descrever os carregamentos e a geometria do componente compósito, e o segundo serve para localizar as fibras em relação ao componente estrutural. Neste trabalho, definem-se as coordenadas (x,y,z) como as coordenadas geométricas de um dado componente estrutural e os números $(1,2,3)$ como coordenadas das direções paralelas ou transversal às fibras utilizadas como reforço, como ilustrado na figura 2.12.

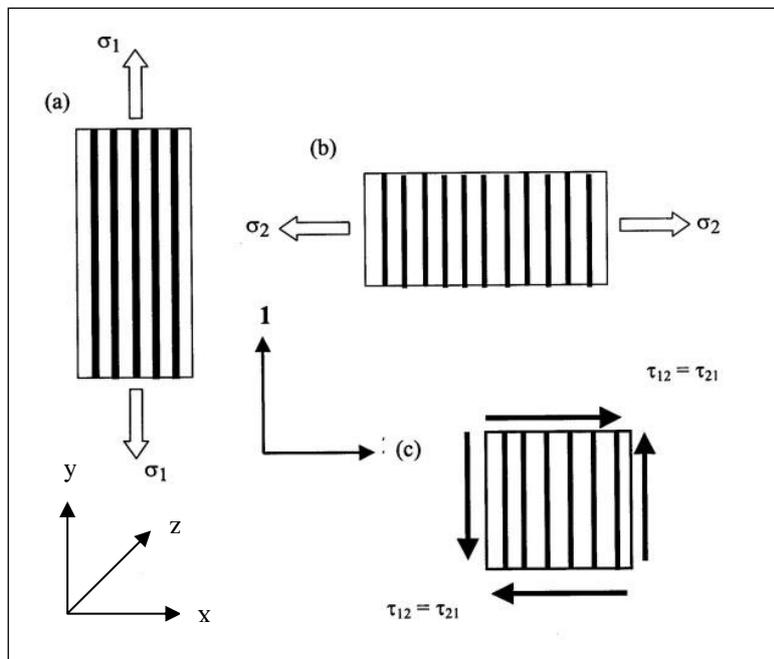


Figura 2.12 - Sistemas de coordenadas geométricas e transversal ou longitudinal (Levy Neto, 2006).

Na análise Macromecânica de uma lâmina, geralmente, faz-se primeiramente uma análise bidimensional (2-D), sendo esta, um caso particular do caso tridimensional (3-D). O caso bidimensional (2-D) é empregado quando uma das dimensões do componente é desprezível em relação às demais (Levy Neto, 2006). Para o caso de uma lâmina ortotrópica com reforço unidirecional, onde 1 refere-se à direção paralela às fibras, e 2 à direção perpendicular, conforme a figura 2.12 têm-se as seguintes relações entre tensão e deformação (Gibson, 1994; Jones, 1975; Levy Neto, 2006):

$$\begin{Bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \gamma_{12} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1/E_1 & -\nu_{21}/E_2 & 0 \\ -\nu_{12}/E_1 & 1/E_2 & 0 \\ 0 & 0 & 1/G_{12} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \tau_{12} \end{Bmatrix} = [S] \cdot \begin{Bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \tau_{12} \end{Bmatrix} \quad (12)$$

Para que se obtenham as tensões referentes nas direções 1 e 2 em função das deformações, é necessário uma relação matricial inversa de [S] seja feita, sendo esta, definida pela matriz [Q] (Gibson, 1994; Jones, 1975; Levy Neto, 2006), na equação 13:

$$\begin{Bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \tau_{12} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} Q_{11} & Q_{12} & 0 \\ Q_{21} & Q_{22} & 0 \\ 0 & 0 & Q_{66} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \tau_{12} \end{Bmatrix} = [Q] \cdot \begin{Bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \tau_{12} \end{Bmatrix} \quad (13)$$

onde $[Q] = [S]^{-1}$ e os componentes Q_{ij} da matriz [Q] são:

$$Q_{11} = \frac{E_1}{1-(\nu_{12} \cdot \nu_{21})} \quad (14)$$

$$Q_{12} = \frac{\nu_{12} \cdot E_2}{1-(\nu_{21} \cdot \nu_{12})} = Q_{21} = \frac{\nu_{21} \cdot E_1}{1-(\nu_{12} \cdot \nu_{21})} \quad (15)$$

$$Q_{22} = \frac{E_2}{1-(\nu_{21} \cdot \nu_{12})} \quad (16)$$

$$Q_{66} = G_{12} \quad (17)$$

Para a obtenção dos valores de E_1 , E_2 , G_{12} , ν_{12} e ν_{21} , experimentalmente, há a necessidade de que esforços mecânicos sejam aplicados a corpos de prova (cdps) e instrumentados com medidores de deformação (strain gages) orientados nas direções 1 e 2 do ensaio (Levy Neto, 2006).

Contudo, para a obtenção de ν_{21} , o procedimento experimental não fornece valores precisos e confiáveis. Assim, em decorrência das matrizes [Q] e [S] serem simétricas, é obtida a seguinte relação para a obtenção de ν_{21} (Levy Neto, 2006):

$$\frac{E_1}{\nu_{12}} = \frac{E_2}{\nu_{21}} \quad (18)$$

As equações (1) a (18) são válidas para o sistema de coordenadas (1,2) bidimensional, sendo que são envolvidas 3 tensões e 3 deformações e reforços unidirecionais. Para o caso tridimensional, as relações entre tensões e deformações são análogas ao caso 2-D, contudo, são envolvidos 6 tensões e 6 deformações. Assim, por exemplo, a matriz [Q] teria a seguinte forma:

$$[Q]_{6 \times 6} = \begin{bmatrix} Q_{11} & Q_{12} & Q_{13} & 0 & 0 & 0 \\ Q_{12} & Q_{22} & Q_{23} & 0 & 0 & 0 \\ Q_{13} & Q_{23} & Q_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & Q_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & Q_{55} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & Q_{66} \end{bmatrix} \quad (19)$$

Nota-se que a matriz $[Q]_{6 \times 6}$ difere da matriz $[Q]_{3 \times 3}$ por causa dos elementos Q_{13} , Q_{23} , Q_{33} , Q_{44} e Q_{55} , não nulos, e isto é devido a esses elementos não serem considerados na análise 2-D. Esta matriz só é necessária quando há um estudo das tensões e deformações de cascas e placas de grande espessura.

2.2.5 – Estado de Tensões de Deformações de Materiais Isotrópicos

Para um estado de tensão unidirecional (1-D), tração ou compressão pura, em um material isotrópico e homogêneo, a tensão é diretamente proporcional à deformação, e a Lei de Hooke assim define:

$$\sigma = E \cdot \varepsilon \quad (20)$$

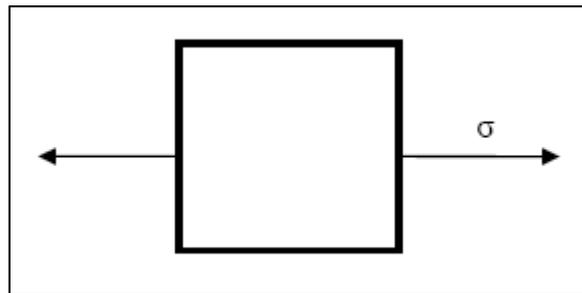


Figura 2. 13 - Tensão Unidirecional (1-D).

A deformação normal transversal à tensão aplicada será igual a $-\nu\varepsilon$. Para um material isotrópico, E e ν são independentes da direção da tensão aplicada. Assim, o módulo de cisalhamento G é definido como (Silva, R. F., 2009):

$$\tau = G \cdot \gamma \quad (21)$$

Onde γ é igual a deformação angular total. Para um material isotrópico têm-se (Silva, R. F., 2009):

$$G = \frac{E}{2 \cdot (1 + \nu)} \quad (22)$$

Para um estado de plano de tensões (2-D), a Lei de Hooke expande-se para um sistema de 03 equações assim definidos (Archer et al., 1978):

$$\sigma_x = \frac{E}{(1 - \nu^2)} \cdot \varepsilon_x + \frac{\nu \cdot E}{(1 - \nu^2)} \cdot \varepsilon_y \quad (23)$$

$$\sigma_y = \frac{\nu E}{(1-\nu^2)} \cdot \varepsilon_x + \frac{E}{(1-\nu^2)} \cdot \varepsilon_y \quad (24)$$

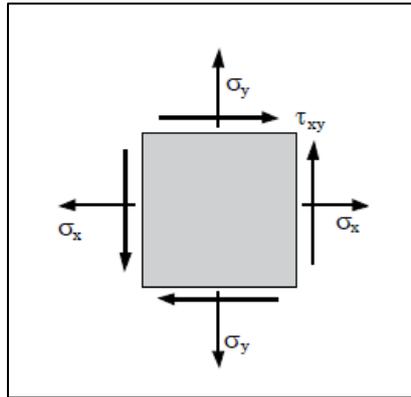


Figura 2. 14 - Estado Plano de Tensões (2-D).

Para um estado tridimensional de tensões, a Lei de Hooke relaciona 06 tensões e 06 deformações em um sistema de 06 equações, definidos como (Archer et al., 1978):

$$\begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \tau_{xz} \\ \tau_{yz} \\ \tau_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} A & \nu A & \nu A & 0 & 0 & 0 \\ \nu A & A & \nu A & 0 & 0 & 0 \\ \nu A & \nu A & A & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & G & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & G & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & G \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \\ \gamma_{xz} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{xy} \end{Bmatrix} \quad (25)$$

onde

$$A = \frac{E}{(1-\nu^2)} \quad (26)$$

2.2.6 – Estado de Tensões e Deformações de Vasos de Pressão de Parede Fina

Para um vaso cilíndrico de material isotrópico e homogêneo, como por exemplo uma tubulação de transporte de líquidos e gases, submetido a uma pressão interna manométrica, isto é, aplicado uniformemente nas suas paredes internas, este está sujeita a tensões normais σ_1 no sentido circunferencial ou tangencial, e σ_2 no sentido axial ou longitudinal. As tensões radiais (σ_r) e axial (σ_a) são definidas como:

$$\sigma_r = \frac{P \cdot r}{t} \quad (27)$$

$$\sigma_a = \frac{P \cdot r}{2 \cdot t} \quad (28)$$

A deformação radial em função da variação δ_r no raio vale:

$$\varepsilon_r = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot r} \cdot [2 \cdot \pi (r + \delta_r) - 2 \cdot \pi \cdot r] = \frac{\delta_r}{r} \quad (29)$$

Aplicando a Lei de Hooke têm-se:

$$\varepsilon_r = \frac{1}{E} \cdot (\sigma_r - \nu \cdot \sigma_a) \quad (30)$$

$$\varepsilon_a = \frac{1}{E} \cdot (\sigma_a - \nu \cdot \sigma_r) \quad (31)$$

2.3 – CRITÉRIOS DE FALHA

Nessa sessão serão abordados os critérios de falha tanto para materiais isotrópicos que escoam, ou seja, os metais (von Mises) como para materiais ortotrópico que permanecem no regime elástico até próximo da fratura. Essa relação será importante, pois o programa Compsell utiliza somente critérios de falha para materiais compósitos, contudo fazendo algumas modificações nos dados de entrada é possível simular materiais isotrópicos.

A previsão de falha em materiais submetidos a tensões já é há algum tempo de grande interesse para projetistas, no tempo em que ainda os materiais isotrópicos tinham maior importância na Engenharia. Foram então surgindo critérios para prever falha neste tipo de material. Porém, de uns anos para cá, os materiais ortotrópicos vêm ganhando grande importância, surgindo então, a necessidade de desenvolvimento de novos critérios ou até mesmo adaptações a critérios de falhas já existentes.

Os critérios de falha para materiais isotrópicos, por não levarem em consideração a dependência das propriedades (resistência à tração, resistência à compressão, resistência ao cisalhamento) em relação à orientação das fibras, não podem ser usados para materiais ortotrópicos, pois apresentarão baixa confiabilidade.

Serão apresentados a seguir o critério de falha de von Mises e os critérios de falha para materiais ortotrópicos existentes no programa COMPSHELL: Máxima Tensão, Máxima Deformação, Tsai-Hill, Hoffman, Tsai-Wu para tensões, Tsai-Wu para deformações, Owen.

2.3.1 – Critério de Falha de von Mises

O critério de escoamento von Mises ou o critério da tensão cisalhante octaédrica, também denominado critério da máxima energia de distorção, é baseado na observação experimental de que a pressão hidrostática, responsável pela variação de volume de um sólido, não provoca falha. Como a deformação plástica se dá a volume constante, a componente hidrostática existente num dado estado complexo de tensões aplicado a um corpo, não influencia a tensão para o qual a falha principia (Dowling,1998).

Desta forma, para um estado plano de tensões, para que não ocorra a falha, o critério de von Mises é definido como (Juvinal, 2000):

$$\left(\frac{\sigma_x}{\sigma_{esc}}\right)^2 - \frac{\sigma_x \cdot \sigma_y}{\sigma_{esc}^2} + \left(\frac{\sigma_y}{\sigma_{esc}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{xy}}{\frac{\sigma_{esc}}{\sqrt{3}}}\right)^2 < 1 \quad (32)$$

2.3.2 – Critério da Máxima Tensão

O Critério da Máxima Tensão parte do princípio que ocorrerá falha caso qualquer uma das tensões aplicadas nas direções axiais e circunferencial de um cilindro sob pressão uniforme e interna seja maior que a resistência na respectiva direção. Logo, para que não ocorra falha, e adotando a convenção de que a tensão de compressão possui sinal negativo e a de tração sinal positivo, as seguintes condições deverão ser atendidas (Levy Neto e Pardini, 2006):

$$\sigma_i < X_{iT} \quad (33)$$

$$|\sigma_i| < X_{iC} \quad (34)$$

$$|\tau_{ij}| < S_{ij} \quad (35)$$

Onde: i, j são as direções principais do cilindro.

2.3.3 – Critério da Máxima Deformação

O Critério da Máxima Deformação é análogo ao da Tensão Máxima, com a diferença que, ao invés de tensões, são os limites de deformações nas direções principais que determinarão a ocorrência de falha. Os limites a serem atendidos são (Levy Neto e Pardini, 2006):

$$\varepsilon_i < \varepsilon_{iT} \quad (36)$$

$$|\varepsilon_i| < \varepsilon_{iC} \quad (37)$$

$$|\gamma_{ij}| < S_{ij} \quad (38)$$

2.3.4 – Critério de Tsai-Hill

O critério de Tsai-Hill, em circunstâncias especiais, pode ser obtido a partir da equação de Von Mises bidimensional. A diferença fundamental, entre esses dois critérios está no fato de que Tsai-Hill leva em consideração os limites de resistência do material e no critério de Von Mises levam em consideração os limites de escoamento. O critério de Tsai-Hill é definido como (Levy Neto e Pardini, 2006):

$$\left(\frac{\sigma_1}{X_1}\right)^2 - \frac{\sigma_1 \cdot \sigma_2}{X_1^2} + \left(\frac{\sigma_2}{X_2}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{12}}{S_{12}}\right)^2 = 1 \quad (39)$$

Onde: $X_I = X_{IT}$ ou $X_I = X_{IC}$ e $X_2 = X_{2T}$ ou $X_2 = X_{2C}$, dependendo do sinal das tensões principais σ_1 e σ_2 , conforme convenção adotada:

+ (positivo) para tração;

- (negativo) para compressão.

2.3.5 – Critério de Hoffman

O critério de Hoffman possui uma proximidade com o critério de Tsai-Hill, diferenciando apenas as resistências à tração e à compressão por meio da adição de termos lineares. Hoffman obteve, no limiar da falha, a seguinte equação para uma lâmina ortotrópica num estado plano de tensões (Levy Neto e Pardini, 2006):

$$\sigma_1 \cdot F_1 + \sigma_2 \cdot F_2 + \sigma_1^2 \cdot F_{11} + \sigma_2^2 \cdot F_{22} + \tau_{12}^2 \cdot F_{33} + 2 \cdot \sigma_1 \cdot \sigma_2 \cdot F_{12} = 1 \quad (40)$$

onde

$$F_1 = \frac{1}{X_{1T}} - \frac{1}{X_{1C}} \quad (41)$$

$$F_2 = \frac{1}{X_{2T}} - \frac{1}{X_{2C}} \quad (42)$$

$$F_{11} = \frac{1}{X_{1T} \cdot X_{1C}} \quad (43)$$

$$F_{22} = \frac{1}{X_{2T} \cdot X_{2C}} \quad (44)$$

$$F_{33} = \frac{1}{S_{12}^2} \quad (45)$$

$$F_{12} = -\frac{1}{2 \cdot X_{1T} \cdot X_{1C}} \quad (46)$$

2.3.6 – Critério de Tsai-Wu Para Tensões

De modo a aproximar os resultados teóricos aos experimentais, Tsai e Wu propuseram o aumento no número de termos na equação (38) do critério de falha de Hill.

No entanto, a fim de reduzir a complexidade na obtenção das constantes, pois necessitam cada uma, de um diferente ensaio mecânico, foram feitas algumas restrições e considerações: consideraram-se apenas os termos de 2º grau; restringiu-se ao caso plano de tensões; considerou-se que no sistema principal de coordenadas a resistência ao cisalhamento independe do sinal da tensão cisalhante. Conseguiu-se assim, reduzir a expressão (Levy Neto e Pardini, 2006):

$$\sigma_1 \cdot F_1 + \sigma_2 \cdot F_2 + \sigma_1^2 \cdot F_{11} + \sigma_2^2 \cdot F_{22} + \tau_{12}^2 \cdot F_{33} + 2 \cdot \sigma_1 \cdot \sigma_2 \cdot F_{12} = 1 \quad (47)$$

Onde $F_1, F_2, F_{11}, F_{22}, F_{33}$ são os mesmos do Critério de Hoffman. O termo F_{12} é definido como:

$$F_{12} = \frac{F_{12}^*}{\sqrt{X_{1T} \cdot X_{1C} \cdot X_{2T} \cdot X_{2C}}} = F_{12}^* \cdot \sqrt{F_{12} \cdot F_{22}} \quad (48)$$

De forma que $-0,5 \leq F_{12}^* \leq 0,5$, e para sua determinação, são necessárias várias iterações experimentais. Para muitos materiais ortotrópicos, este termo pode ser igualado a zero, obtendo-se erros aceitáveis para este critério de falha (Narayanaswami and Adelman, 1977).

2.3.7 – Critério de Falha de Tsai-Wu Para Deformações:

Análogo ao Critério de Tsai-Wu para Tensões, com as alterações dos termos de tensões para os de deformações e das constantes, que passam a considerar os termos da matriz $[Q]$, tem-se (Levy Neto e Pardini, 2006):

$$\varepsilon_1 \cdot G_1 + \varepsilon_2 \cdot G_2 + \varepsilon_1^2 \cdot G_{11} + \varepsilon_2^2 \cdot G_{22} + \gamma_{12}^2 \cdot G_{33} + 2 \cdot \varepsilon_1 \cdot \varepsilon_2 \cdot G_{12} = 1 \quad (49)$$

onde

$$G_1 = F_1 \cdot Q_{11} + F_2 \cdot Q_{12} \quad (50)$$

$$G_2 = F_1 \cdot Q_{12} + F_2 \cdot Q_{22} \quad (51)$$

$$G_{11} = F_{11} \cdot Q_{11}^2 + 2 \cdot F_{12} \cdot Q_{11} \cdot Q_{12} + F_{22} \cdot Q_{12}^2 \quad (52)$$

$$G_{22} = F_{11} \cdot Q_{12}^2 + 2 \cdot F_{12} \cdot Q_{12} \cdot Q_{22} + F_{22} \cdot Q_{22}^2 \quad (53)$$

$$G_{33} = F_{33} \cdot Q_{66}^2 \quad (54)$$

$$G_{12} = F_{11} \cdot Q_{11} \cdot Q_{12} + F_{12} \cdot (Q_{11} \cdot Q_{22} + Q_{12}^2) + F_{22} \cdot Q_{12} \cdot Q_{22} \quad (55)$$

onde, $Q_{11}, Q_{12}, Q_{22}, Q_{66}$ elementos da matriz $[Q]$ e $F_1, F_2, F_{12}, F_{11}, F_{22}, F_{33}$ são os mesmos dos Critérios de Hoffman e Tsai-Wu para Tensões.

2.3.8 – Critério de Owen:

Para a análise de lâminas compósitas, Owen desenvolveu, para diferentes casos, as seguintes expressões (Levy Neto e Pardini, 2006):

$$(i) \sigma_1 \geq 0, \sigma_2 \geq 0$$

$$\left(\frac{\sigma_1}{X_{1T}}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_2}{X_{2T}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{12}}{S_{12}}\right)^2 = 1 \quad (56)$$

$$(ii) \sigma_1 \leq 0, \sigma_2 \leq 0$$

$$\left(\frac{\sigma_1}{X_{1C}}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_2}{X_{2C}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{12}}{S_{12}}\right)^2 = 1 \quad (57)$$

$$(iii) \sigma_1 \geq 0, \sigma_2 \leq 0$$

$$\left(\frac{\sigma_1}{X_{1T}}\right)^2 - \frac{\sigma_1 \cdot \sigma_2}{|X_{1T} \cdot X_{2C}|} + \left(\frac{\sigma_2}{X_{2C}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{12}}{S_{12}}\right)^2 = 1 \quad (58)$$

$$(iv) \sigma_1 \leq 0, \sigma_2 \geq 0$$

$$\left(\frac{\sigma_1}{X_{1C}}\right)^2 + \frac{\sigma_1 \cdot \sigma_2}{|X_{1C} \cdot X_{2T}|} + \left(\frac{\sigma_2}{X_{2T}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{12}}{S_{12}}\right)^2 = 1 \quad (59)$$

2.3.9 – Analogia Matemática Entre os Critérios de Von Mises e Tsai-Hill:

Como citado anteriormente, o Compshell utiliza somente critérios de falha de resistência para materiais compósitos. Contudo, é possível fazer simulações de tubos isotrópicos metálicos utilizando o critério de falha para materiais compósitos de Tsai-Hill.

O critério de falha que de Tsai-Hill quando analisado metais, possui analogia matemática ao critério de Von Mises. Segundo o critério de Tsai-Hill para um estado plano de tensões, tem-se (Levy Neto e Pardini, 2006):

$$\left(\frac{\sigma_1}{X_1}\right)^2 - \frac{\sigma_1 \cdot \sigma_2}{X_1^2} + \left(\frac{\sigma_2}{X_2}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{12}}{S_{12}}\right)^2 < 1 \quad (60)$$

onde,

- Se σ_1 e σ_2 for > 0 então $X_1 = X_{1T}$ e $X_2 = X_{2T}$;
- Se σ_1 e σ_2 for < 0 então $X_1 = X_{1C}$ e $X_2 = X_{2T}$;

onde

- X_{1T} : Resistência à tração na direção 1;
- X_{1C} : Resistência à compressão na direção 1;
- X_{2T} : Resistência à tração na direção 2;
- X_{2C} : Resistência à compressão na direção 2;
- S_{12} : Resistência ao cisalhamento

Um duto submetido à pressão hidrostática interna e considerando que não há cisalhamento no plano, a equação (60) se torna:

$$\left(\frac{\sigma_1}{X_{1T}}\right)^2 - \frac{\sigma_1 \cdot \sigma_2}{X_{2T} \cdot X_{1T}} + \left(\frac{\sigma_2}{X_{2T}}\right)^2 < 1 \quad (61)$$

Assumindo as resistências à tração ou compressão pela tensão de escoamento, onde:

$$X_{1T} = \sigma_{esc1}$$

$$X_{2T} = \sigma_{esc2}$$

onde

σ_{esc1} : Tensão de escoamento na direção 1;

σ_{esc2} : Tensão de escoamento na direção 2.

Assim, a equação (61) se torna:

$$\left(\frac{\sigma_1}{\sigma_{esc1}}\right)^2 - \frac{\sigma_1 \cdot \sigma_2}{\sigma_{esc1} \cdot \sigma_{esc2}} + \left(\frac{\sigma_2}{\sigma_{esc2}}\right)^2 < 1 \quad (62)$$

Para materiais isotrópicos e considerando que não há cisalhamento no plano, a equação (62) se torna:

$$\left(\frac{\sigma_x}{\sigma_{esc}}\right)^2 - \frac{\sigma_x \cdot \sigma_y}{\sigma_{esc}^2} + \left(\frac{\sigma_y}{\sigma_{esc}}\right)^2 < 1 \quad (63)$$

Sendo a equação (63) o critério de Von Mises sem a presença da tensão de cisalhamento.

2.3.10 – Analogia Entre os Critérios de Tsai-Hill e Hoffman

Para materiais metálicos isotrópicos, os critérios de falha de Tsai-Hill e Hoffman possuem resultados muito próximos. Admitindo um tubo íntegro de aço carbono com resistência à tração ($X_1 = X_{1T} = X_{2T} = 400$ MPa); resistência à compressão ($X_2 = X_{1C} = X_{2C} = 400$ MPa); resistência ao cisalhamento ($S_{12} = 200$ MPa); tensão principal na direção 1 ($\sigma_1 = 452,6$ MPa); tensão principal na direção 2 ($\sigma_2 = 135,8$ MPa) e tensão cisalhante ($\tau_{12} = 0$ MPa) será calculada o índice de falha para os dois critérios e posteriormente comparado.

O índice de falha do critério de Hoffman é definido como pela eq. (64):

$$index = \sigma_1 \cdot F_1 + \sigma_2 \cdot F_2 + \sigma_1^2 \cdot F_{11} + \sigma_2^2 \cdot F_{22} + \tau_{12}^2 \cdot F_{33} + 2 \cdot \sigma_1 \cdot \sigma_2 \cdot F_{12} \quad (64)$$

sendo este índice $Index < 1$ para que a falha do material não ocorra. Com os parâmetros indicados acima, tem-se:

$$\sigma_1 \cdot F_1 = 0;$$

$$\sigma_2 \cdot F_2 = 0;$$

$$\sigma_1^2 \cdot F_{11} = 1,28029225;$$

$$\sigma_2^2 \cdot F_{22} = 0,11526025;$$

$$\tau_{12}^2 \cdot F_{33} = 0;$$

$$2 \cdot \sigma_1 \cdot \sigma_2 \cdot F_{12} = -0,38414425;$$

somando os termos, obtém-se o seguinte índice de falha:

$$\mathbf{index = 1,0114}$$

O índice de falha do critério de Tsai-Hill para um estado plano de tensões e considerando que não há cisalhamento no plano, este é definido como:

$$index = \left(\frac{\sigma_1}{X_{1T}}\right)^2 - \frac{\sigma_1 \cdot \sigma_2}{X_{2T} \cdot X_{1T}} + \left(\frac{\sigma_2}{X_{2T}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{12}}{S_{12}}\right)^2 \quad (65)$$

Onde, para que não ocorra à falha do material o índice deve ser menor que 1 (um). Com os parâmetros indicados tem-se:

$$\left(\frac{\sigma_1}{X_{1T}}\right)^2 = 1,28029225;$$

$$-\frac{\sigma_1 \cdot \sigma_2}{X_{2T} \cdot X_{1T}} = -0,38414425;$$

$$\left(\frac{\sigma_2}{X_{2T}}\right)^2 = 0,11526025;$$

$$\left(\frac{\tau_{12}}{S_{12}}\right)^2 = 0;$$

Somando os termos obtém-se o seguinte índice de falha:

$$\mathbf{Index = 1,0144}$$

Assim, conforme o exemplo, para materiais isotrópicos os critérios de falha de Tsai-Hill e Hoffman são coincidentes, sendo assim a justificativa para a similaridade dos resultados encontrados, sendo que as falhas dos tubos se encontram na primeira camada, isto é, no tubo de aço (isotrópico).

2.4 – TEORIA DAS CASCAS

Uma casca é definida como um corpo delimitado por duas superfícies curvas sendo que a distância entre essas superfícies é pequena se comparado com as dimensões do corpo. A

superfície média é definida como o lugar geométrico dos pontos igualmente espaçados entre as superfícies limitadoras da casca, e a espessura é definida como um segmento de reta limitado por essas superfícies e normal à superfície média (Alencar, 2006, apud, Kraus, 1967).

Dependendo do material, a relação entre o raio de curvatura da superfície média (R) e a espessura (t) da casca exerce um papel importante no estudo das cascas e no tipo de abordagem a ser feita na análise das tensões atuantes e resultantes. Quando $R \gg t$ a casca cilíndrica se diz fina ou delgada, do contrário, ela é classificada espessa (Maia, 2003).

Analisando a literatura, observam-se várias definições em torno do valor da relação R/t , para classificar uma casca como fina ou espessa. Entretanto, as diferenças dos valores das tensões e das deformações das cascas, calculadas pelas duas teorias, aproxima-se de 5%, para $D/t \geq 20$ e pelas condições definidas pela equação 22, favorecendo a se trabalhar com a formulação mais simples, que é a das cascas delgadas (Alencar, 2006, apud, Pereira, 1986).

As cascas são amplamente utilizadas em projetos de estruturas, como por exemplo paredes de um tanque de armazenamento de gases, fuselagem de aviões, etc., isso devido ao fato desse tipo de geometria ser possível analisar momentos fletores, tensões de cisalhamento transversal e forças atuantes no plano ao longo da espessura de maneira mais simples e mais precisa.

Na análise de forças, as tensões atuantes são consideradas agindo no plano médio da superfície, dando origem a resultantes de tensões e momentos. As figuras 2.15 e 2.16 ilustram o plano médio, as tensões atuantes e as resultantes num elemento de casca (Flugge, 1973; Kraus, 1967).

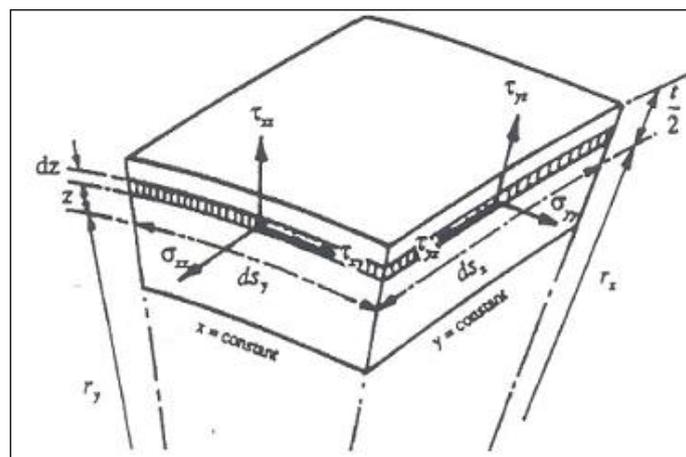


Figura 2. 15 - Tensões atuantes em um elemento de casca (MAIA, 2003).

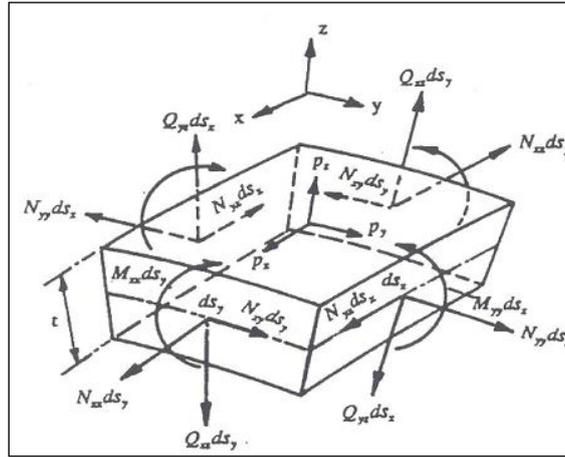


Figura 2. 16 - Resultante de tensão e carregamento em um elemento de casca (MAIA, 2003).

De acordo com Flugge (1973), para cascas finas, utilizando-se as equações de equilíbrio em conformidade com as variáveis apresentadas nas figuras 2.15 e 2.16 chega-se às seguintes integrais (Flugge, 1973):

Resultantes de tensão nas direções x e y, respectivamente:

$$N_{xx} = \int_{-t/2}^{t/2} \sigma_{xx} \cdot \frac{(r_y+z)}{r_y} dz \quad (66)$$

$$N_{yy} = \int_{-t/2}^{t/2} \sigma_{yy} \cdot \frac{(r_x+z)}{r_x} dz \quad (67)$$

Resultantes de tensão de cisalhamento nos planos yz e xz, respectivamente:

$$N_{xy} = \int_{-t/2}^{t/2} \tau_{xy} \cdot \frac{(r_y+z)}{r_y} dz \quad (68)$$

$$N_{yx} = \int_{-t/2}^{t/2} \tau_{xy} \cdot \frac{(r_x+z)}{r_x} dz \quad (69)$$

Resultantes de tensão de cisalhamento transversal nos planos xz e yz, respectivamente:

$$Q_{yx} = - \int_{-t/2}^{t/2} \tau_{yz} \cdot \frac{(r_x+z)}{r_x} dz \quad (70)$$

$$Q_{xx} = - \int_{-t/2}^{t/2} \tau_{xz} \cdot \frac{(r_y+z)}{r_y} dz \quad (71)$$

Resultantes de momento fletor nas direções x e y, respectivamente:

$$M_{xx} = - \int_{-t/2}^{t/2} \sigma_{xx} \cdot \frac{(r_y+z)}{r_y} \cdot z dz \quad (72)$$

$$M_{yy} = - \int_{-t/2}^{t/2} \sigma_{yy} \cdot \frac{(r_x+z)}{r_x} \cdot z dz \quad (73)$$

Resultantes de momento torçor nas direções x e y, respectivamente:

$$M_{xy} = - \int_{-t/2}^{t/2} \tau_{xy} \cdot \frac{(r_y+z)}{r_y} \cdot z dz \quad (74)$$

$$M_{yx} = - \int_{-t/2}^{t/2} \tau_{yx} \cdot \frac{(r_x+z)}{r_x} \cdot z dz \quad (75)$$

Observando as equações acima, pode-se inferir que as resultantes de tensões e de momentos são valores de força e momento, respectivamente, por unidade de comprimento da espessura (Flugge, 1973).

Esta equação tem por objetivo mostrar as considerações sobre as tensões atuantes e das resultantes consideradas, já que os cálculos das mesmas dependem da geometria da casca. A teoria da membrana simplifica estes cálculos a partir de considerações particulares (Neto, Levy, 2006).

2.5 – TEORIA DAS MEMBRANAS

Para cascas finas ($R \gg t$), por exemplo em cilindros sob pressão uniforme interna, e considerando pequenas deformações, a teoria das membranas simplifica a teoria das cascas, tendo a vista que não são levados em consideração os momentos fletores e torçores (Flugge, 1973).

Uma vez tendo sido considerados nulos os momentos fletores e torsões, a casca estaria sujeita apenas a tensões contidas no plano da casca, decorrentes das componentes normais e cisalhantes no plano que agem na superfície da membrana. Assim é o estado de membrana na casca, e as tensões surgidas são chamadas de tensões de membrana.

Portanto, considerando a teoria das membranas (Kraus, 1967), em elementos de cascas e admitindo que as deformações são pequenas, restariam apenas as equações (66) a (69), onde $N_{xy} = N_{yx}$, simplificando a análise (Flugge, 1973).

2.6 – ELEMENTOS FINITOS

Os problemas teóricos de engenharia normalmente são resolvidos, principalmente, por três formas distintas: (i) por equações diferenciais (envolvendo a solução geral, a particular, bem como as condições iniciais e de contorno); (ii) pelo método das diferenças finitas e (iii) pelo método dos elementos finitos (MEF). Entretanto, há situações nas quais, devido à complexidade do problema ou pela dificuldade de se lidar com as condições de contorno ou condições iniciais, bem como a descrição da geometria do problema, devido à

mesma não ser simples, não se pode obter soluções exatas. Nestes casos, a solução deve ser aproximada, e um dos métodos indicados é o dos elementos finitos (Moaveni, 1999).

O método dos elementos finitos surgiu como uma nova possibilidade para a solução de problemas da teoria da elasticidade. O método comumente utilizado é o método de Rayleigh – Ritz e este prevê a divisão do domínio de integração, contínuo, em um número finito de pequenas regiões denominadas elementos finitos, aproximando o meio contínuo em discreto.

A essa divisão do domínio dá-se o nome de rede ou malha de elementos finitos. A precisão da malha deste reticulado pode ser aumentada ou diminuída variando o tamanho dos elementos finitos. Os pontos de intersecção das linhas dessa rede são, via de regra, denominados nós. Segue abaixo, na figura 2.17, uma ilustração de uma malha aplicada a uma tubulação.

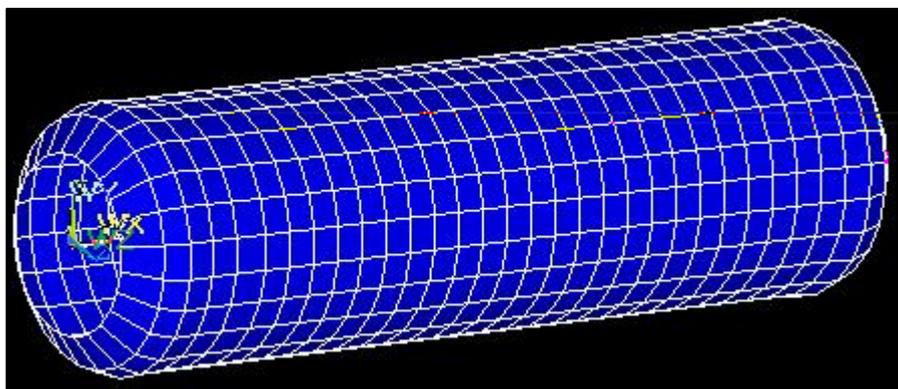


Figura 2. 17 - Malha de elementos finitos aplicados a um tubo (Alencar, 2006).

Este processo de divisão do domínio de integração resulta em sistemas com várias equações algébricas, tornando necessária a implementação em computadores. Assim, o comportamento individual de cada elemento pode ser descrito por um conjunto de equações algébricas. Desta forma, uma grande quantidade de equações, via de regra sob a forma matricial, irá descrever o comportamento de uma estrutura como um todo, devido a deslocamentos e ações de forças.

A aplicação dos métodos dos elementos finitos pode envolver diversos tipos de elementos (1D, 2D ou 3D). Contudo, os modelos 3D são os mais difíceis de serem analisados, devido à sua dificuldade de se preparar suas malhas, bem como por demandarem um custo computacional maior e em função da sua significativa dificuldade de analisar seus erros. Geralmente, os elementos adotados são triangulares ou quadriláteros, para modelos 2D, e tetraédricos para modelos 3D. Segue abaixo, na figura 2.18, uma ilustração de um elemento hexaetraédrico.

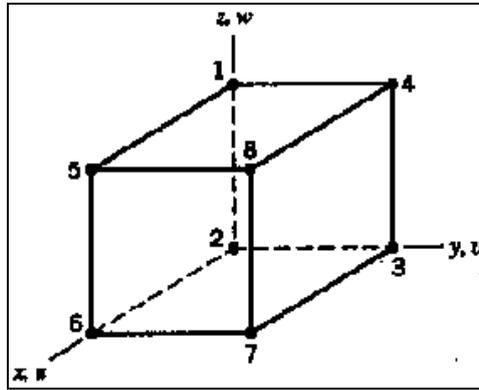


Figura 2. 18 - Elementos finitos (Vianna, 1998).

Segundo (BATHE, 1996) o processo de análise pelo método de elementos finitos se dá pelo esquema, ilustrado pelo diagrama da figura 2.19:

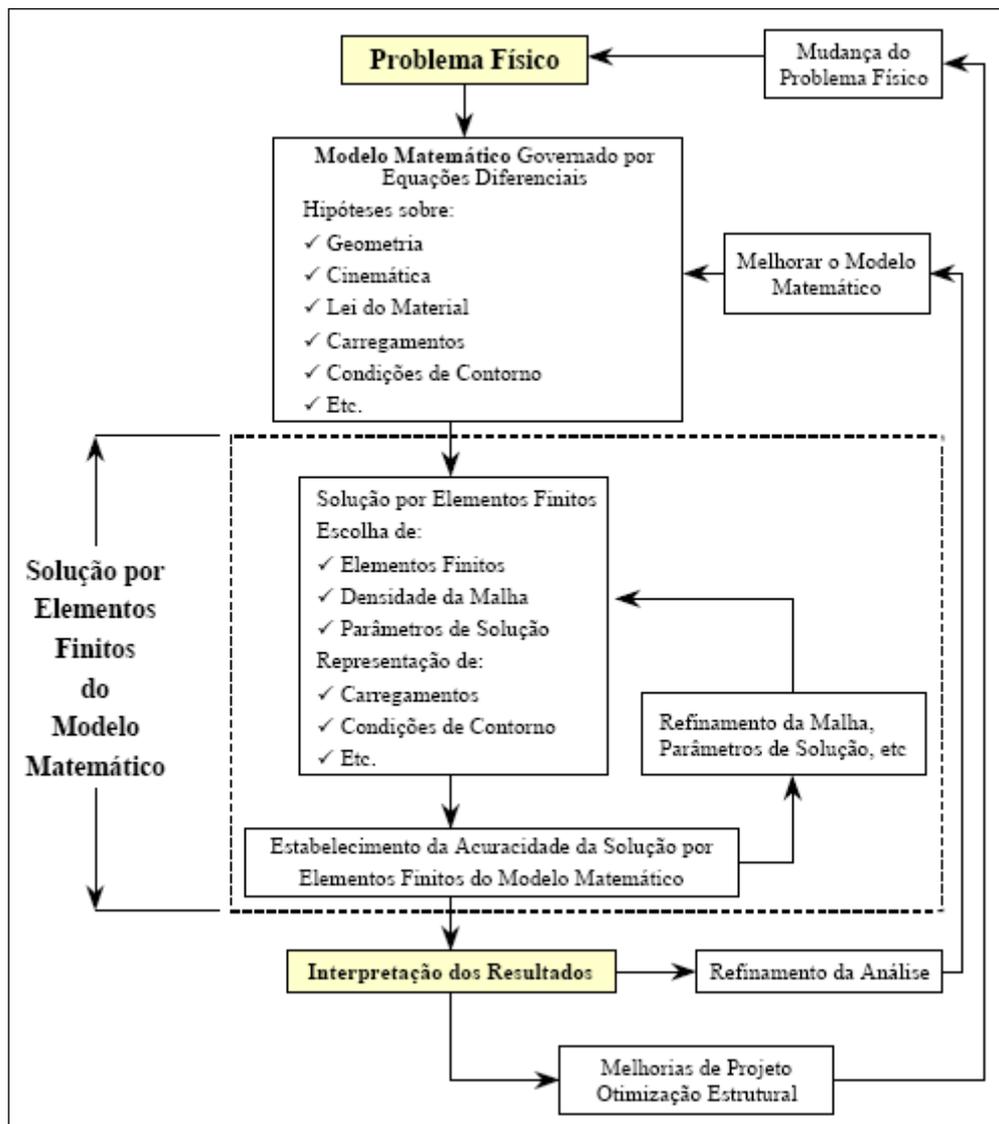


Figura 2. 19 - Processo de análise via elementos finitos (Silvestre Filho, 2001).

O processo de análise e solução de problemas de engenharia via elementos finitos é feito em três etapas: (i) pré-processamento; (ii) solução e (iii) pós-processamento.

2.6.1 - Pré-Processamento (preprocessing)

Esta é a etapa inicial do problema na qual serão feitas: a modelagem do problema, a determinação do tipo de material (isotrópico ou ortotrópico), seleção do tipo de elemento, a determinação da geometria, a aplicação do tipo de carregamento e a determinação das condições de contorno.

2.6.2 - Solução (Solver)

A solução é baseada em um algoritmo numérico que tem como finalidade resolver o problema imposto da forma mais rápida e precisa com base nos dados impostos na etapa de pré-processamento. Desta forma, é imprescindível que todos os parâmetros iniciais sejam muito bem determinados na fase de pré-processamento. Essa etapa é dividida nas seguintes sub-etapas:

2.6.2.1 - Obtenção da Matriz de Rigidez Elementar

A matriz de rigidez de cada elemento é calculada utilizando-se de tensores constitutivos, que contém as propriedades dos materiais e as funções de interpolação características para cada elemento definido. Desta forma, obtém-se (Alves Filho, 2000):

$$[K]^{(e)} = \int_V [B]^T \cdot [D] \cdot [B] dV \quad (76)$$

onde

$[K]^{(e)}$: Matriz de rigidez elementar;

$[B]$: Matriz ou vetor que relaciona a deformação com o deslocamento;

$[D]$: Tensor constitutivo.

2.6.2.2 - Montagem da Matriz de Rigidez Global e das Equações Algébricas

Para a solução dos problemas elásticos lineares é imprescindível a montagem da matriz de rigidez global e do vetor de força global, sendo estes feitos a partir das matrizes de rigidez elementar e dos vetores de forças elementares, respectivamente (Alves Filho, 2000).

A rigidez global da estrutura relaciona os deslocamentos nodais às forças aplicadas nos nós. A relação de equilíbrio entre a matriz de rigidez global $[K]$, o vetor de força nodal $\{F\}$, e o vetor de deslocamentos nodais $\{u\}$ é representada por:

$$\{F\} = [K] \cdot \{u\} \quad (77)$$

Incorporando todos os nós de todos os elementos tem-se para a estrutura, de forma similar, o sistema de equações $\{F\} = [K]\{u\}$. E como os coeficientes de rigidez são intrínsecos à estrutura, a partir do conhecimento das forças externas, ou deslocamentos, condições de contorno e valores iniciais, chega-se à solução do sistema matricial. E, a partir das soluções dos sistemas de equações podem-se achar as reações nos apoios, os deslocamentos, as forças internas e as tensões nos elementos e na estrutura como um todo (Alves Filho, 2000).

2.6.2.3 - Solução para os Deslocamentos Desconhecidos

A solução de problemas de engenharia baseados no método dos deslocamentos, via elementos finitos, segue o princípio dos deslocamentos virtuais. Este princípio estabelece que o equilíbrio de um corpo submetido a pequenos deslocamentos sobre o estado de equilíbrio do mesmo, requer que o trabalho virtual interno seja igual ao trabalho virtual externo total. Para problemas estruturais lineares, a solução para os deslocamentos desconhecidos é uma aplicação direta das técnicas de álgebra matricial. Contudo, para problemas estruturais não lineares, a solução se dá por métodos iterativos. Uma maneira de solução para problemas não lineares é a discretização do domínio e considerar que há a atuação de forças externas. Assim, obtém-se (Alves Filho, 2000):

$$[K(u)] \cdot \{u\} = -\{f\} \quad (78)$$

onde

[K]: Matriz de rigidez global;

{u}: Vetor de incógnitas;

{f}: Vetor de forças externas.

Quando os valores de K_{ij} dependem dos valores do vetor incógnita {u} ou das suas derivadas, o problema é dito não linear. Assim, como dito anteriormente, métodos iterativos são necessários para a solução dos problemas não lineares.

2.6.3 - Pós-Processamento (postprocessing)

Esta é a etapa final na análise via elementos finitos, na qual se podem observar determinados parâmetros como: deslocamentos nodais, tensões nos elementos, gradientes de temperaturas, gradientes de tensão de acordo com o critério de resistência adotado, etc.

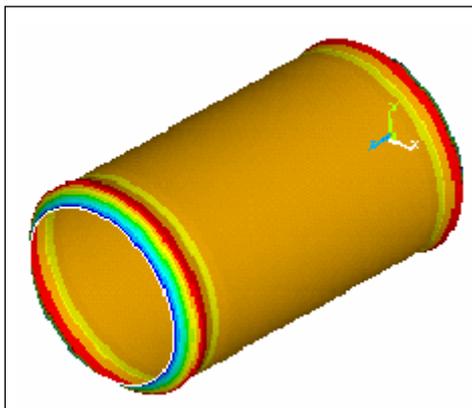


Figura 2. 20 - Análise de tensões via Ansys. (Andrade, Cunha, 2000).

2.7 – PROGRAMA COMPSHELL (MISTRY E LEVY NETO, 1991)

O programa Compsshell é um programa de elementos finitos baseado na teoria das cascas finas axissimétricas geometricamente não lineares. O fato de o Compsshell basear-se na teoria das cascas finas de geometria não linear permite deformações moderadamente grande admitindo que o material seja ortotrópico e laminado. Para casca fina admite-se que a relação entre o diâmetro (D) da casca e a espessura (t) seja superior a 20, isto é ($D/t > 20$), desta forma, o estado de tensões tridimensionais pode ser reduzido a um estado bidimensional equivalente. Esse programa possui um número limitado de 199 elementos.

O programa assume que a casca é axissimétrica e composta por camadas. As camadas possuem características próprias e podem ter qualquer orientação de reforço. O elemento básico do programa é um anel axissimétrico com nós nas extremidades (Levy Neto, 1991).

Os dutos são divididos em segmentos com um número conveniente de elementos, que são anéis de espessura constante ao longo da direção axial do segmento; e cada elemento é composto de dois nós, um em cada extremidade e cada nó possui quatro graus de liberdade, sendo três de translação (axial (u), circunferencial (v) e radial ou normal (w)); e um de rotação (β) que indica a magnitude de rotação no plano formado pelas direções meridional e radial. A figura 2.21 ilustra os graus de liberdade dos nós.

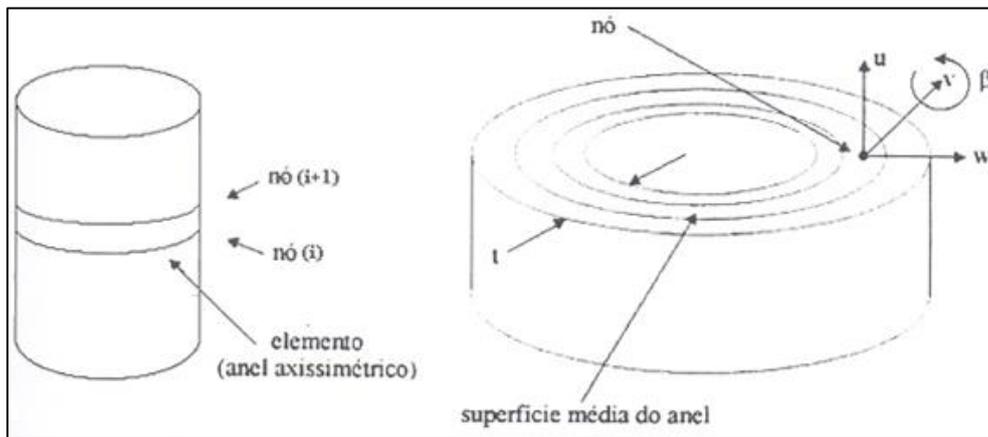


Figura 2. 21 - Geometria de um elemento finito de uma casca assimétrica (Maia 2003).

Os segmentos, por sua vez, são unidos por junções. A parede da casca é idealizada pela superposição ao longo da espessura das camadas. Sendo a primeira camada situada à esquerda em relação ao sentido positivo da coordenada meridional S , conforme a figura 2.22, que ilustra os diversos elementos representativos da casca pelo Compshell (Levy Neto, 1991).

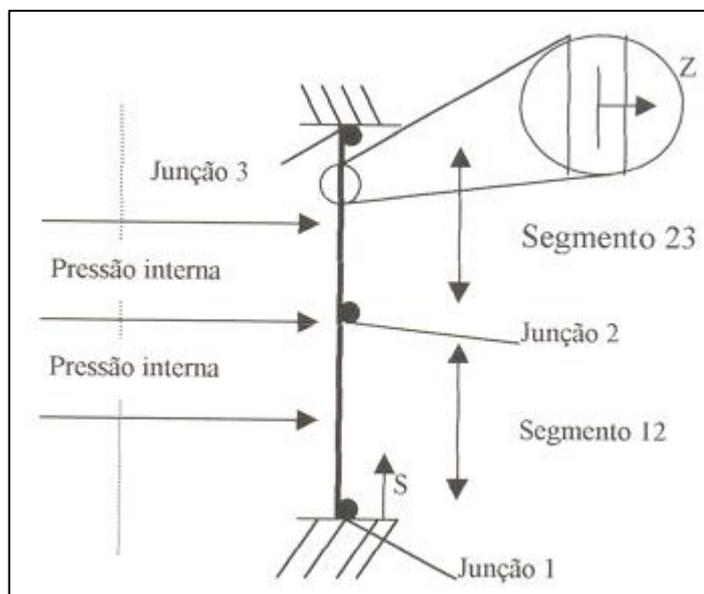


Figura 2. 22 - Elementos representativos, condições de contorno, e carregamento cilíndrico (Maia 2003).

O Compshell despreza o cisalhamento transversal, assim como a deformação normal na direção da espessura da parede da casca, e admite a superposição arbitrária de camadas com espessura constante. Assim, as camadas são perfeitamente coladas, homogêneas, elásticas e ortotrópicas ao longo da espessura, representada por Z , conforme a figura 2.22. O algoritmo de Newton-Raphson é utilizado para a solução do sistema de equações não lineares. As funções de interpolação são cúbicas para (w) , quadráticas para (b) e lineares para (u) e (v) (Maia 2003).

Quanto aos critérios de falha, o Compshell apresenta sete critérios para a determinação da falha do material em cada camada, sendo eles: (i) Máxima tensão; (ii)

Máxima deformação; (iii) Tsai-Hill; (iv) Hoffman; (v) Tsai-Wu para tensões; (vi) Tsai-Wu para deformações; (vii) Owen.

O critério de falha adotado para as simulações foi de Tsai-Hill, sendo que este critério pode também ser adaptado para materiais isotrópicos que escoam, conforme demonstrado no tópico 2.3.9.

As geometrias utilizadas pelo programa podem ser: cilíndricas, cônicas, esféricas ou toroidais, combinadas ou não. O programa também permite uma análise elástica de estabilidade ou flambagem.

Na análise estática de tensões, o programa determina a pressão na qual ocorre FPF (“First Ply Failure”, ou seja, falha de primeira camada), fornecendo a posição longitudinal (s) aonde a falha ocorre e a camada na qual a mesma ocorreu.

O arquivo de saída do Compshell fornece os deslocamentos de translação (u , v e w), o de rotação (β), as resultantes de tensões e de momentos ao longo da estrutura, calculados em relação à superfície média da casca, para cada nó dos elementos. Entretanto, como a deformação é resultante do deslocamento de uma medida original, de posse dos deslocamentos e desses comprimentos originais consegue-se chegar aos valores das deformações. Desta forma, com os deslocamentos radiais (w) e axiais (u), bem como os comprimentos dos segmentos definidos no Compshell, chega-se às deformações radiais e axiais respectivamente. Portanto, é possível a obtenção das deformações através do programa Compshell (Maia 2003).

2.8 – PROGRAMA ANSYS

O Ansys é um programa computacional que utiliza o MEF. Sua primeira versão surgiu em 1971. A grande vantagem na utilização do Ansys reside na amigabilidade com o usuário, desde que este tenha conhecimento do MEF. Cada comando pode ser revisado, permitindo um acompanhamento melhor da análise e interpretação dos resultados (Ansys Inc., 2002).

O programa possui três etapas básicas: pré-processamento, a solução e o pós-processamento. No pré-processamento há a escolha dos tipos de análises (estática, dinâmica, térmica, eletromagnética, etc.); escolha do tipo de elemento; definição das propriedades dos materiais; forma e na quantidade dos elementos do modelo; e elaboração das malhas dos elementos finitos.

No Ansys, os nós definem os vértices dos elementos, as linhas definem as arestas, as áreas representam os objetos bidimensionais, bem como as superfícies dos objetos tridimensionais, e os volumes representam objetos tridimensionais. Essas “entidades” obedecem a uma hierarquia que se inicia nos nós e culmina nos volumes. Portanto, os volumes são formados por áreas, as quais são formadas por linhas, sendo estas formadas por nós. Este conceito é importante, pois no caso de se deletar um volume, o usuário deve saber que permaneceram as entidades: áreas, linhas, e nós, a menos que estas também sejam removidas (Maia, 2003).

No processamento devem-se aplicar corretamente as condições de contorno, isto é, as restrições de deslocamentos e a aplicação dos carregamentos. No pós-processamento o programa fornece inúmeras formas de análise dos resultados tanto por meios de gráficos, como por meio de animações.

Uma das grandes vantagens e facilidades do Ansys está no fato do mesmo registrar todos os comandos efetuados pelo o usuário em um arquivo “log”. Desta forma, é possível copiar esses comandos e salvá-los em um arquivo de texto, tipo “txt”. Assim, pode-se utilizá-lo como entrada no programa evitando a repetição exaustiva dos passos.

O programa oferece em torno de mais de 100 diferentes tipos de elementos, os quais, devem ser escolhidos conforme o modelo estrutural desejado. Devem-se evitar diferentes tipos de elementos numa mesma estrutura a fim de que a ocorrência de erros seja diminuída.

O Ansys permite que se selecione individualmente, em cada estrutura gerada: volume; área; linha; ou nó. Desta forma, cada uma dessas entidades pode ser analisada independentemente das outras, em qualquer local da estrutura. E, paralelamente, é possível a representação dos resultados através de imagens coloridas, gráficas ou tabelas de dados. Como todo o programa de elementos finitos, o Ansys permite análise no domínio elástico ou plástico, neste caso, define-se o critério de falha desejado (Maia, 2003).

Neste trabalho, as simulações numéricas se restringiram no domínio elástico do Ansys, onde serão analisados as tensões, deformações e deslocamentos a partir de pressões pré-estabelecidas dos seguintes tipos de tubos: (i) tubo íntegro; (ii) tubo desbastado; (iii) tubo reforçado com material compósito.

3 - PROCEDIMENTOS NUMÉRICOS

Neste trabalho, como dito anteriormente, serão feitas simulações numéricas em dois programas de elementos finitos, Compshell e Ansys, onde serão analisados os comportamentos de tubos de aço de baixo carbono AISI 1010, com diâmetro nominal (D) de 105 mm, comprimento (L) de 500 mm e espessura (t) de 2,5 mm; submetidos à pressão interna para os seguintes casos: (i) tubos que consistem de cilindros de parede fina ($D/t \geq 20$) íntegros (i.e. com espessura uniforme); (ii) tubos tais quais as do item (i), porém com um trecho desbastado (de comprimento $t_d = 100$ mm) na região central (i.e. equidistante das extremidades) e profundidade do desbaste de 60% da espessura do tubo, isto é, 1,5 mm; (iii) reparados circunferencialmente com resina epóxi e fibras de carbono, como ilustrado na Figura 3.1.

Para as simulações numéricas serão realizadas as seguintes condições de contorno: Tubos com total restrição das condições de contorno em uma de suas extremidades, e na outra extremidade, há uma tampa com liberdade de deslocamento na direção axial e com restrição na direção radial, como ilustrado na figura 3.2. Esse modelo foi escolhido baseado em outros trabalho já realizados, inclusive experimentalmente, como nos trabalhos realizados por (FELIPPES, B. A., 2010) e (SILVA, R. F.,2009) em tubos de aço e alumínio reparados com material compósito.

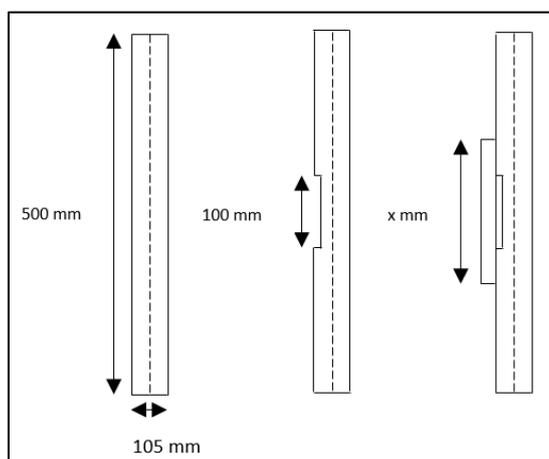


Figura 3. 1 - Tipos de tubos simulados no ANSYS e COMPSHELL.

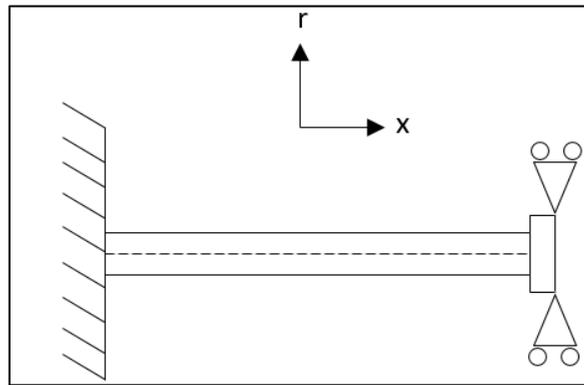


Figura 3. 2 - Condição de Contorno do Tubo Analisado.

As simulações numéricas serão efetuadas segundo o seguinte procedimento: (i) primeiramente serão feitas simulações no Compshell de forma que se possa obter a pressão de falha do duto para os três tipos de dutos; (ii) em seguida, com os valores das pressões de falha, serão feitas as simulações no Ansys de forma que se possam comparar os deslocamentos axiais (x) e radiais (r) com os obtidos no Compshell, além de realizar uma análise das tensões.

3.1 – ANÁLISE NUMÉRICA NO COMPSHELL

As simulações efetuadas no Compshell assemelham-se às realizadas no Ansys, as diferenças residem no tipo de elemento e nas saídas dos dois programas. O programa Compshell fornece como saída um arquivo de dados com deslocamentos e rotações dos nós, bem como resultantes de tensões e momentos, com os quais se podem montar tabelas e gráficos (Levy Neto, 1991).

Como dito anteriormente, serão feitos as simulações para três tipos de tubos, contudo, no Compshell será incluído mais um tipo de tubo: tubo modificado. Para evitar que momentos fletores próximos ao engastamento interfiram nos resultados na região central com desgaste do duto, será feito uma “modificação mecânica” nos segmentos próximos dos engastamentos. Estas modificações são os aumentos dos valores de resistência à tração, à compressão e de cisalhamento do material do duto de forma a garantir que o duto não falhe no engastamento e com uma pressão inferior. Serão analisados: a pressão, o local de falha; os deslocamentos axiais e radiais; as resultantes de tensão axial e tangencial para os tubos em questão, e para isso serão utilizados os critérios de falha de Tsai-Hill.

Nas simulações dos tubos reparados com resina epóxi e fibras de carbono de alta resistência e alto módulo de elasticidade serão utilizados tecidos balanceados com 50% de volume de fibra (v_f), com fibras orientadas a $0^\circ/90^\circ$ e as espessuras do reparo variaram de 1 a

6 mm de forma a se obter uma espessura ótima para a recuperação da rigidez do tubo. As tabelas 3.1 a 3.3 ilustram as propriedades mecânicas dos materiais utilizados nas simulações.

Tabela 3. 1 - Propriedades mecânicas do aço AISI 1010 (Dato, 1989).

AÇO CARBONO AISI 1010	
Propriedades Mecânicas	
Resistência à Tração	325 MPa
Resistência ao Escoamento	200 MPa
Módulo de Elasticidade	200 GPa
Coefficiente de Poisson	0.29
Modulo de Cisalhamento	80 GPa

Tabela 3. 2 - Propriedades Mecânicas do Aço AISI 1010 Modificado.

AÇO CARBONO ABNT 1010 (Modificado)	
Propriedades Mecânicas	
Resistência à Tração	3250 MPa
Resistência ao Escoamento	2000 MPa
Módulo de Elasticidade	2000 Gpa
Coefficiente de Poisson	0.29
Modulo de Cisalhamento	80 Gpa

Tabela 3. 3 - Propriedades Mecânicas do Tecido Balanceado de Carbono/Epóxi $v_f = 50\%$ (Levy Neto, 1991).

TECIDO BANCEADO DE CARBONO/EPÓXI $v_f = 50\%$	
Propriedades Mecânicas	
Módulo de Elasticidade Longitudinal	70 GPa
Módulo de Elasticidade Transversal	70 GPa
Módulo de Cisalhamento no plano	5 GPa
Coefficiente de Poisson	0.10
Resistência à Tração Longitudinal	600 MPa
Resistência à Compressão Longitudinal	570 MPa
Resistência à Tração Transversal	600 MPa
Resistência à Compressão Transversal	570 MPa
Resistência ao Cisalhamento	90 MPa

No tubo desbastado, o desbaste terá um comprimento de 100 mm e uma profundidade de 60% do valor da espessura do tubo (2,5 mm), desta forma, na região do desbaste, o tubo apresentará uma espessura de 1,5 mm, conforme figura 3.1. Segundo as normas (Petrobras N2737 - Norma de manutenção de oleoduto e gasoduto terrestre; em conformidade com a ST 703090; ASME B31.4 e B31.8 - Normas de construção de Dutos; e API 1160 e DOT 49 CFR 195 - Normas de gerenciamento de Dutos) pode-se reparar o duto com até 60% da espessura. Acima desta danificação, o duto necessariamente deve ser trocado por outro. Além disso, este valor máximo permitido de redução de 60% da espessura original do tubo também foi obtida diretamente com a PETROBRÁS, a qual considera este defeito extremamente severo e afirma que é o máximo de tolerância por ela permitida. (Soares; Lisboa, 1999)

Em relação à distribuição de pressão, os tubos analisados neste trabalho seguem o esquema representado na figura 3.3. Haverá uma distribuição uniforme de pressão nas paredes internas do tubo, e, na extremidade livre na direção axial, como se houvesse uma tampa.

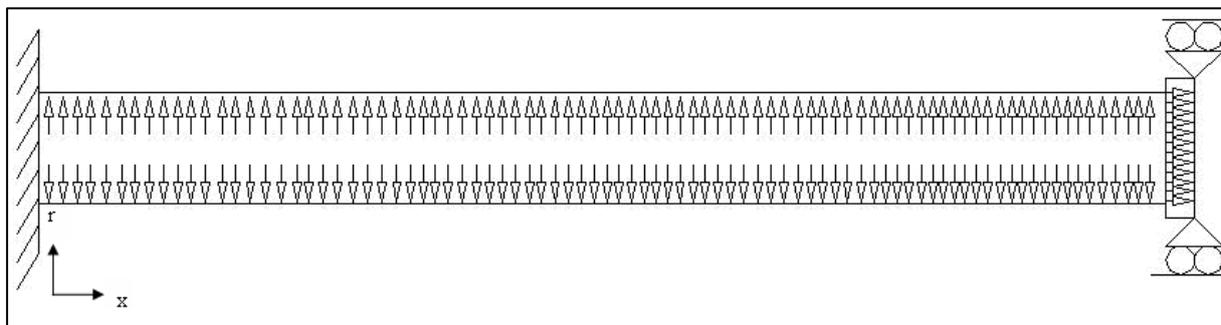


Figura 3. 3 - Distribuição de pressão.

A sequência abaixo, resume a criação dos modelos no Compshell:

- Escolha do tipo de análise (estática ou estabilidade);
- Escolha do número de segmentos;
- Definição do raio do cilindro;
- Definição das coordenadas radiais (r) e axiais (x), iniciais e finais de cada segmento;
- Definição do número de camadas de cada segmento;
- Definição da espessura e propriedades de cada camada mecânica;
- Aplicação do carregamento, razão de carga e incrementos;
- Aplicação das condições de contorno;
- Processamento, e
- Visualização dos resultados.

Quanto ao número de segmentos, tem-se para os seguintes casos: (i) para o tubo íntegro há dois segmentos (um referente ao tubo e outro à tampa), (ii) para o tubo modificado houve quatro segmentos, sendo que no primeiro e no terceiro há o aumento das propriedades mecânicas do tubo; (iii) para o tubo desbastado houve seis segmentos, sendo o primeiro e o quinto para a modificação mecânica, e o terceiro para a região desbastada; (iv) para o tubo reparado houve oito segmentos, sendo o primeiro e o sétimo para a modificação e os outros quatro divididos para a região do reparo.

Nos pontos de junção dos segmentos, tem-se a liberdade nos quatro graus de liberdade (u,v,w,b). Para os tubos analisados neste trabalho há a restrição dos quatro graus de

liberdade em uma extremidade e restrição do deslocamento radial (w) e liberdade em (u), (v) e (b) na outra extremidade.

Nos anexos serão adicionados a cópia dos arquivos de entrada de dados do COMPSHELL.

3.2 – ANÁLISE NUMÉRICA NO ANSYS

Com os valores das pressões de falha obtidos no Compshell, pode-se fazer a análise dos tubos no Ansys. Os elementos utilizados foram o Solid95 e o Shell281 (Ansys). Ambos os elementos são tridimensionais (3D), o que difere das análises numéricas feitas pelo Compshell que utilizam elementos bidimensionais (2D).

O Solid95 é um elemento tridimensional (3-D) formado por 20 (vinte) nós, com 03 (três) graus de liberdade, com translação nas direções x,y,z (sistema cartesiano). Esse elemento possui uma grande compatibilidade para modelos curvos e cilíndricos, e será utilizado na parte metálica dos tubos.

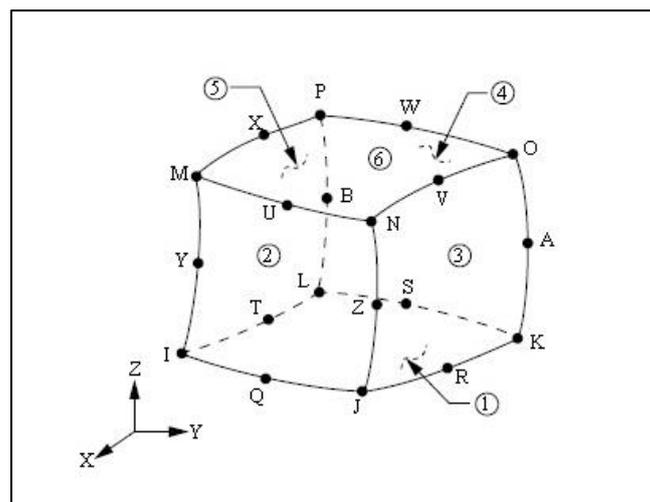


Figura 3. 4 - Solid95.

O Shell281 é um elemento específico para análises numéricas de superfícies curvas, e que possuam pequenas espessuras. Caracterizam-se por possuir 08 (oito) nós com seis graus de liberdade cada, sendo três de translação nos eixos (x,y,z) e três de rotação também com relação aos eixos (x,y,z). Este elemento será utilizado no reparo composto dos tubos com defeito na região mediana.

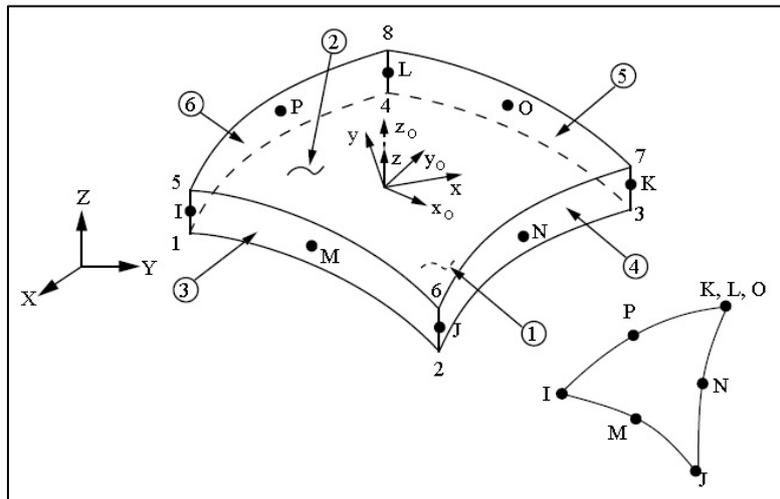


Figura 3. 5 - Shell281.

Com o elemento definido, juntamente com as pressões de falha, iniciou-se a formação da geometria do tubo e aplicando os valores das pressões de ruptura obtêm-se os valores dos deslocamentos radiais para que se possa compará-los com os deslocamentos obtidos no Compshell. Por estar utilizando elementos tridimensionais (3-D) o custo computacional para realizar as análises se torna muito grande, e de forma a ter uma redução, o modelo a ser analisado se restringe a $\frac{1}{2}$ do tubo, sem que haja nenhum prejuízo às análises numéricas. A figura 3.6 abaixo ilustra o tubo gerado no Ansys.

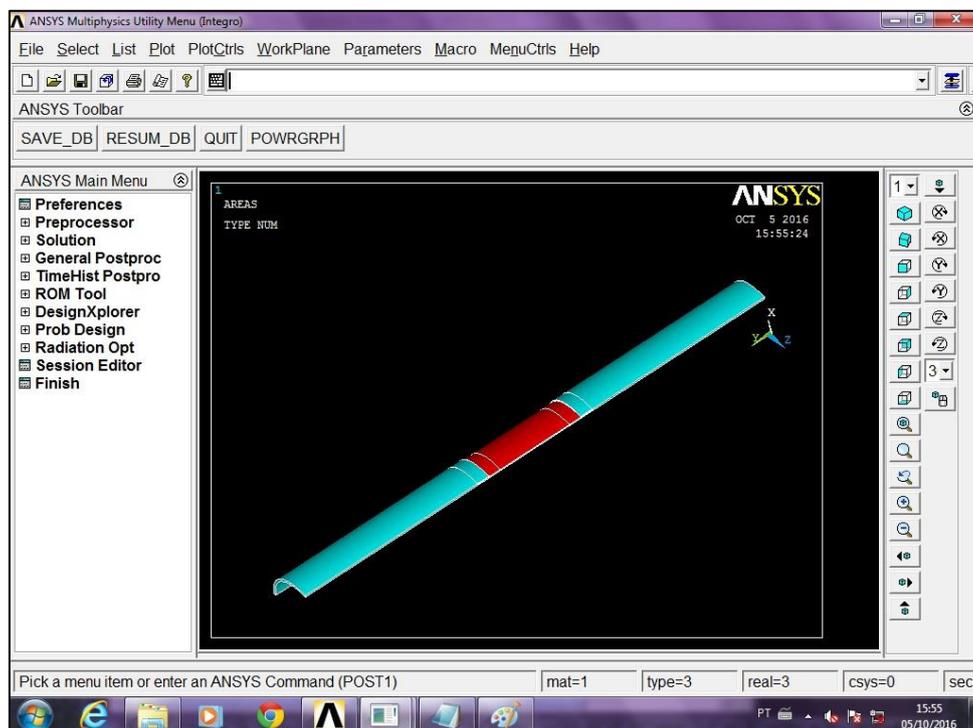


Figura 3. 6 - Tubo gerado no ANSYS.

4 - RESULTADOS

Os resultados do Compshell e Ansys serão apresentados na forma de tabelas e gráficos onde serão mostrados os valores dos deslocamentos axiais e radiais referente aos tubos: íntegro; íntegro modificado; desbastado; reparado com carbono/epóxi.

Serão apresentadas as pressões de falha obtidos no programa Compshell, bem como os locais de falha, os deslocamentos radiais na posição mediana do tubo (250 mm), os deslocamentos radiais máximos e os deslocamentos axiais. Obtidos esses dados, esses serão comparados com os resultados obtidos no Ansys.

Os resultados analisados serão de um tubo tampado em uma das extremidades e engastado na outra, isto é, com restrição em todos os graus de liberdade. As tampas possuem uma espessura de dez vezes o valor da espessura do tubo. Conforme dito anteriormente, no Compshell serão feitas análises de falha utilizando-se o critério de falha de Tsai-Hill.

Para a aplicação do reparo compósito no tubo desbastado haverá a aplicação de reparo compósito sobre a região íntegra do tubo de aço, isto é, sobre o tubo com espessura de 2,5mm. Para a seleção desse comprimento de sobre espessura (L_r), será analisado os valores de 0% (o comprimento do reparo coincide com o tamanho do desbaste), 25% (o comprimento da sobre espessura será de 12,5mm em cada extremidade da região desbastada), 50% (o comprimento da sobre espessura será de 25mm em cada extremidade da região desbastada), 75% (o comprimento da sobre espessura será de 37,5mm em cada extremidade da região desbastada) e 100% (o comprimento da sobre espessura será de 50mm em cada extremidade da região desbastada).

Para a seleção da espessura ótima do reparo, será aplicado uma pressão fixa de 10MPa, em regime elástico, para os tubos reparados dos casos L_r de 0 a 100%, e serão comparados seus respectivos deslocamentos radiais com o do tubo íntegro modificado. Além disso, será realizado uma análise de custo dos reparos, de forma que, o reparo ideal será aquele com o menor custo e que melhor recupera a rigidez mecânica do tubo desbastado. Após a seleção da espessura ótima será feita uma análise de tensões de forma a observar os efeitos e compará-los entre os tubos selecionados.

Os resultados obtidos nas simulações do Compshell e Ansys serão divididos em: i) tubo íntegro; (ii) tubo íntegro modificado; (iii) tubo desbastado; iv) Tubo reparado com Carbo-epoxi ($L_r = 0\%$); v) Tubo reparado com Carbono-epóxi ($L_r = 25\%$); vi) Tubo reparado

com Carbono-epóxi ($L_r = 50\%$); vii) Tubo reparado com Carbo-epóxi ($L_r = 75\%$) e viii) Tubo reparado com Carbono-epóxi ($L_r = 100\%$).

4.1 - TUBO ÍNTEGRO, “MODIFICADO” E DESBASTADO.

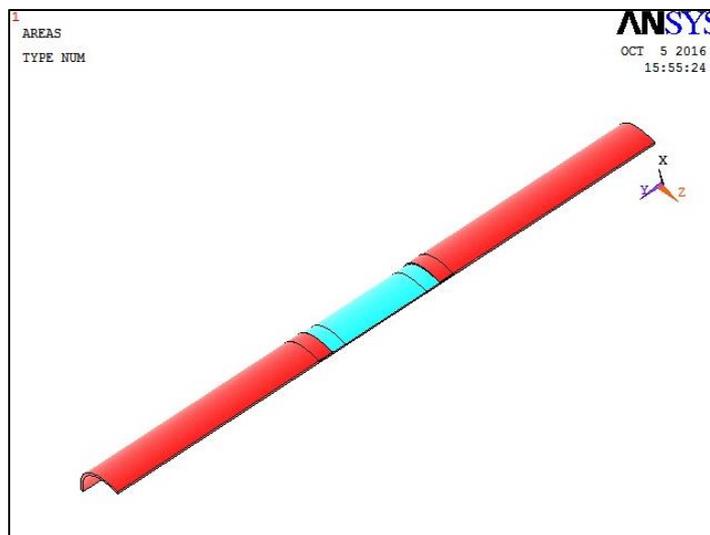


Figura 4. 1 - Tubo Desbastado (Ansys).

Tabela 4. 1 - Pressão de Ruptura (Compshell).

TIPO DE TUBULAÇÃO	PRESSÃO DE RUPTURA (MPa)
Tubo Íntegro	9,56
Tubo Íntegro Modificado	17,82
Tubo Desbastado	10,57

Tabela 4. 2 - Local/Camada de Falha Respectivo às Pressões de Falha (Compshell).

TIPO DE TUBULAÇÃO	LOCAL(mm)
Tubo Íntegro	500 - 1ª Camada
Tubo Íntegro Modificado	450,0 - 1ª Camada
Tubo Desbastado	215,0 - 1ª Camada

Como pode ser observado, o modelo de tubo íntegro apresenta uma pressão de falha inferior aos modelos “íntegro modificado” e desbastado, e o local da falha ocorre na posição 500 mm devido as resultantes de momento axial e radial nas posições 0 mm e 500 mm (figura 4.2). A falha ocorrerá em uma dessas posições e com pressões de ruptura que não refletem a realidade, e dessa forma, há a necessidade de se aumentar os valores das resistências de tração, compressão e escoamento nessas regiões para que esses efeitos não influenciem no valor da pressão de ruptura.

Com o aumento das resistências à tração, compressão e escoamento no tubo “íntegro modificado” há um aumento do valor da pressão de ruptura do tubo, evitando dessa forma, uma pressão de falha que não reflete a situação de uma tubulação real. Diferente do “tubo íntegro” o local de falha ocorreu na posição 450 mm e com uma pressão de falha maior.

Para o tubo desbastado, que possui a mesma configuração do tubo “modificado”, o desbaste na região mediana causa uma pressão de falha superior ao do “tubo íntegro” e o local de falha ocorreu na região onde houve o desbaste, na posição 215 mm, região esta, próxima a região de transição entre a espessura de 2,5 mm e do desbaste, 1,5 mm. Essa região possui um concentrador de tensões, que é responsável pela falha do tubo. Segundo a Eqs. (66 e 67) as resultantes de tensão tangencial e axial podem ser calculadas, e assim, obtêm-se os seguintes valores:

Tabela 4. 3 - Resultante de Tensão Tangencial na Posição 250 mm.

TIPO	COMPSHELL	TEÓRICO	Diferença
Tubo Íntegro	501,30 MPa.mm	498,88 MPa.mm	0,49%
Tubo Íntegro Modificado	934,00 MPa.mm	934,40 MPa.mm	0,04%
Tubo Desbastado	553,80 MPa.mm	551,75 MPa.mm	0,37%

Tabela 4. 4 - Resultante de Tensão Axial na Posição 250 mm.

TIPO	COMPSHELL	TEÓRICO	Diferença
Tubo Íntegro	250,70 MPa.mm	249,44 MPa.mm	0,51%
Tubo Íntegro Modificado	467,60 MPa.mm	465,10 MPa.mm	0,54%
Tubo Desbastado	277,3 MPa.mm	275,88 MPa.mm	0,51%

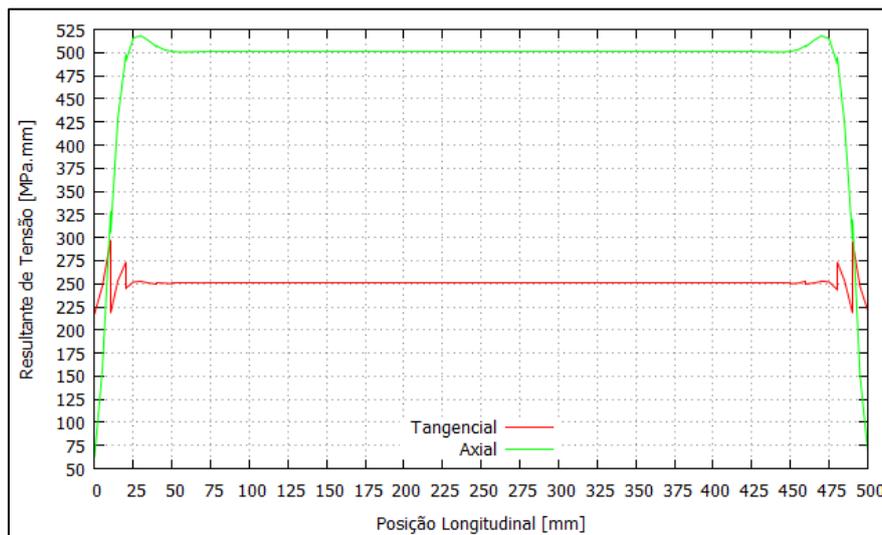


Figura 4. 2 - Resultante de Tensão Tangencial e Axial do Tubo Íntegro.

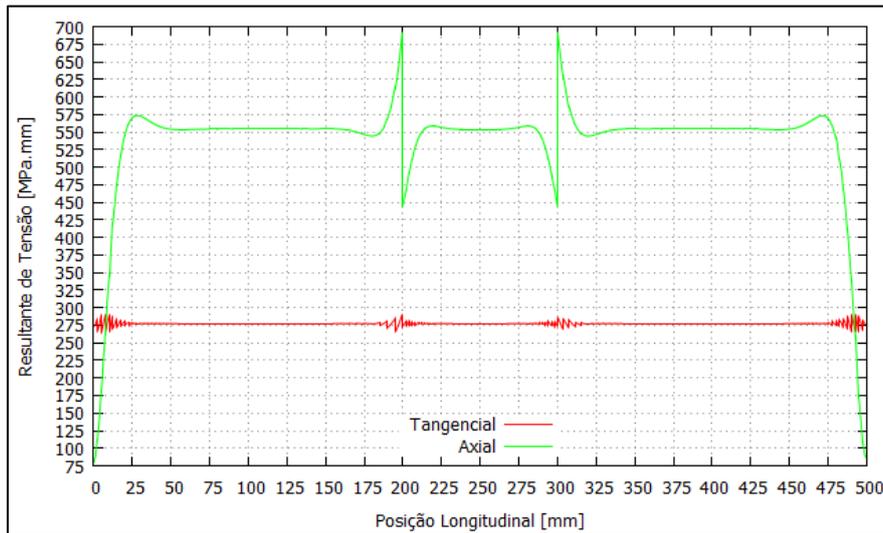


Figura 4.3 - Resultantes de Tensão Tangencial e Axial do Tubo Desbastado.

Tabela 4.5 - Deslocamento Radial na Posição 250 mm Respeito às Pressões de Falha.

TIPO	ANSYS	COMPSHELL	TEÓRICO	Dif. Ansys	Dif Compshell
Tubo Íntegro	0,046 mm	0,045 mm	0,045 mm	2,22%	0,00%
Tubo Íntegro Modificado	0,085 mm	0,084 mm	0,083 mm	2,41%	1,19%
Tubo Desbastado	0,082 mm	0,083 mm	0,083 mm	1,22%	0,00%

Como pode ser observada, a diferença dos resultados entre os programas Ansys e Compshell, e o valor teórico são pequenos. Para os tubos íntegro, íntegro modificado e desbastado, a diferença de resultados é menor do que 2,5%. Na região do desbaste do tubo desbastado a redução da espessura gera uma diminuição da rigidez e dessa forma há um maior valor do deslocamento radial, sendo este próximo ao valor do deslocamento do tubo íntegro modificado, mesmo para um valor de pressão inferior, como pode ser observado na figura 4.4.

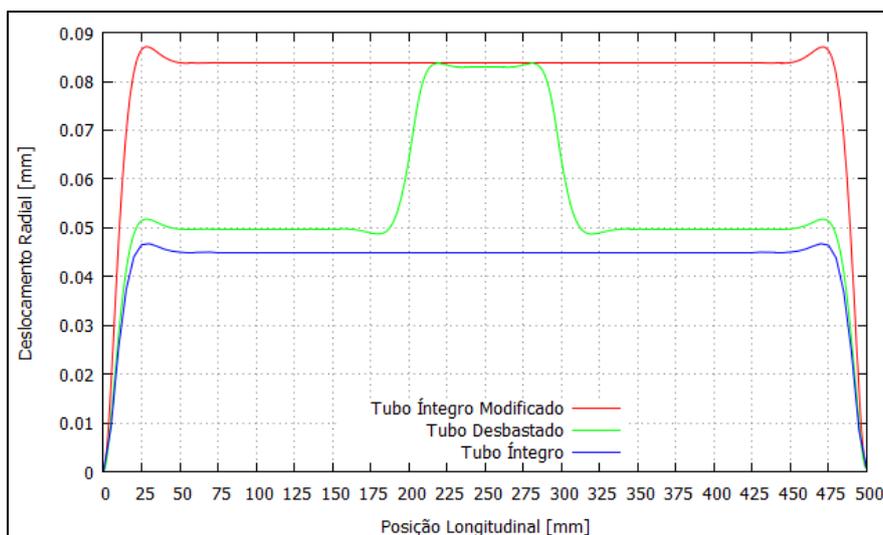


Figura 4.4 - Deslocamento Radial (Compshell).

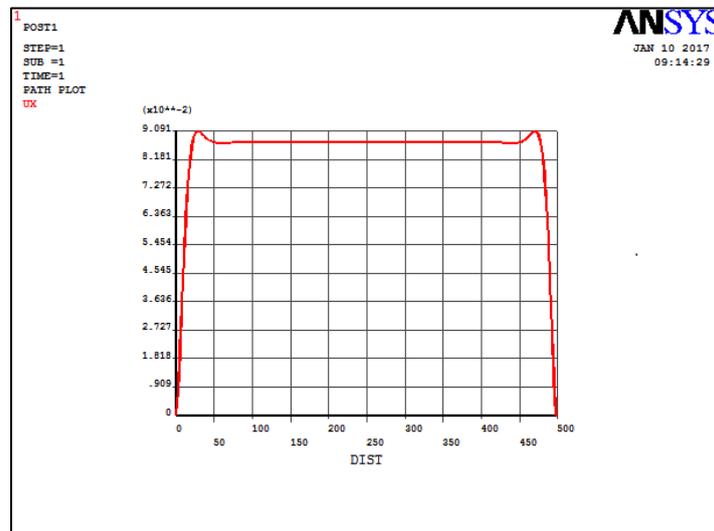


Figura 4. 5 - Deslocamento Radial do Tubo Íntegro Modificado (Ansys).

Tabela 4. 6 - Deslocamento Radial Máximo.

TIPO	ANSYS	COMPSHELL	Diferença
Tubo Íntegro	0,049 mm	0,047 mm	4,26%
Tubo Íntegro Modificado	0,091 mm	0,087 mm	4,60%
Tubo Desbastado	0,085 mm	0,084 mm	1,19%

De acordo com a tabela 4.6, para o deslocamento radial máximo, as diferenças dos resultados são ligeiramente maiores, porém são menores do que 5%. A maior diferença de resultados foi observada para o tubo íntegro modificado, da ordem de 4,6%. Para uma pressão de falha de 9,56 MPa o tubo íntegro apresenta um deslocamento radial máximo nas posições 30 mm e 470 mm. Para uma pressão de falha de 17,82 MPa, o tubo íntegro modificado apresenta um deslocamento radial máximo nas posições 283,3 mm e 471,7 mm. O tubo desbastado, para uma pressão de falha de 10,57 MPa, apresenta um deslocamento radial máximo nas posições 219 e 281 mm.

Tabela 4. 7 - Deslocamento Axial.

TIPO	ANSYS	COMPSHELL	TEÓRICO	Erro Ansys	Erro Compshell
Tubo Íntegro	0,112 mm	0,110 mm	0,100 mm	12,00%	10,00%
Tubo Íntegro Modificado	0,209 mm	0,205 mm	0,187 mm	11,76%	9,63%
Tubo Desbastado	0,141 mm	0,137 mm	0,126 mm	11,90%	8,73%

Segundo a tabela 4.7, quanto maior a pressão de falha, maior será os deslocamentos axiais, pois conforme o modelo descrito há aplicação de pressão nas paredes das tampas do tubo, e assim um deslocamento na direção axial.

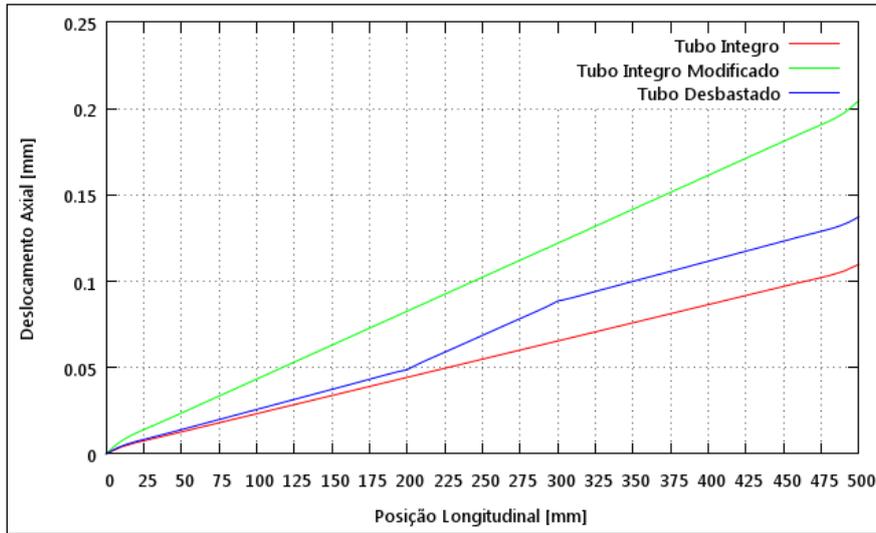


Figura 4. 6 - Deslocamento Axial.

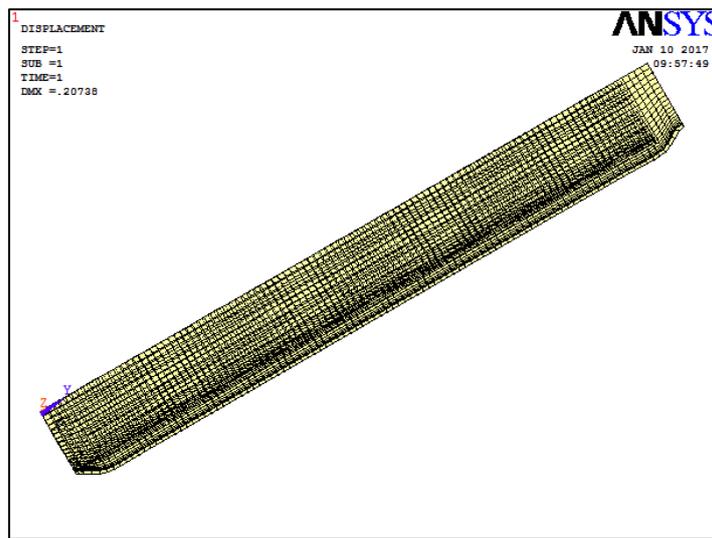


Figura 4. 7 - Deslocamento Axial no Ansys.

4.2 – TUBO REPARADO COM CARBONO/EPÓXI ($L_R = 0\%$)

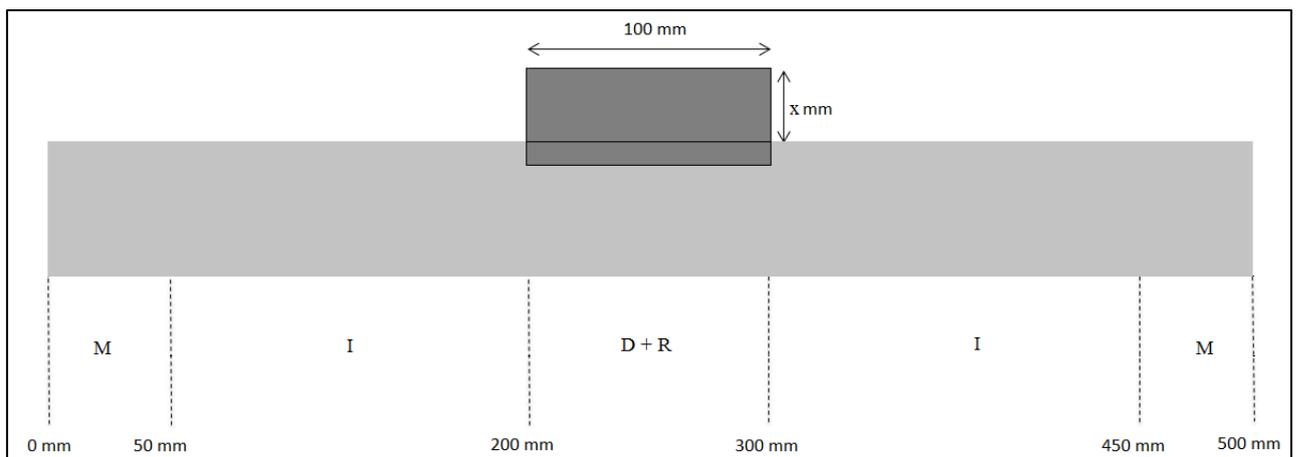


Figura 4. 8 - Modelo do Tubo $L_r = 0\%$.

Tabela 4. 8 - Pressão de Ruptura (Lr = 0%).

ESPESSURA	PRESSÃO DE RUPTURA (MPa)
Espessura = 1 mm	13,15
Espessura = 2 mm	13,38
Espessura = 3 mm	14,64
Espessura = 4 mm	15,54
Espessura = 5 mm	16,52
Espessura = 6 mm	17,46

Como pode ser observado pela tabela 4.8, a medida que se aumenta o valor da espessura do reparo, o tubo apresenta maiores valores de pressões de ruptura.

Tabela 4. 9 - Local/Camada de Falha do Reparo (Lr = 0%).

ESPESSURA	LOCAL (mm)
Espessura = 1 mm	300,0 - 1ª Camada
Espessura = 2 mm	300,0 - 1ª Camada
Espessura = 3 mm	300,0 - 1ª Camada
Espessura = 4 mm	300,0 - 1ª Camada
Espessura = 5 mm	300,0 - 1ª Camada
Espessura = 6 mm	190,0 - 1ª Camada

Como pode ser analisado pela tabela 4.9, o local da falha está ocorrendo na região próxima do desbaste, nas posições 300 mm e 190 mm. E como não há a extensão do reparo sobre a espessura íntegra do tubo, os concentradores de tensão, bem como as resultantes de tensão e momento são elevados fazendo com que o local de falha seja nesses locais. As resultantes de tensão tangencial e axial foram calculadas e foram obtidos os seguintes valores nas tabelas 4.10 e 4.11:

Tabela 4. 10 - Resultante de Tensão Tangencial na Posição 250mm (Lr = 0%).

TIPO	COMPSHELL	TEÓRICO	Diferença
Espessura = 1 mm	690,90 MPa.mm	690,38 MPa.mm	0,08%
Espessura = 2 mm	727,50 MPa.mm	702,45 MPa.mm	3,57%
Espessura = 3 mm	768,30 MPa.mm	768,60 MPa.mm	0,04%
Espessura = 4 mm	810,10 MPa.mm	815,85 MPa.mm	0,71%
Espessura = 5 mm	852,4 MPa.mm	867,30 MPa.mm	1,74%
Espessura = 6 mm	890,20 MPa.mm	916,65 MPa.mm	2,97%

Tabela 4. 11 - Resultante de Tensão Axial na Posição 250 mm (Lr = 0%).

TIPO	COMPSHELL	TEÓRICO	Diferença
Espessura = 1 mm	345,10 MPa.mm	345,19 MPa.mm	2,61%
Espessura = 2 mm	362,80 MPa.mm	351,23 MPa.mm	3,29%
Espessura = 3 mm	384,10 MPa.mm	384,30 MPa.mm	0,05%
Espessura = 4 mm	407,8 MPa.mm	407,93 MPa.mm	0,03%
Espessura = 5 mm	433,5 MPa.mm	433,65 MPa.mm	0,04%
Espessura = 6 mm	458,2 MPa.mm	458,33 MPa.mm	0,03%

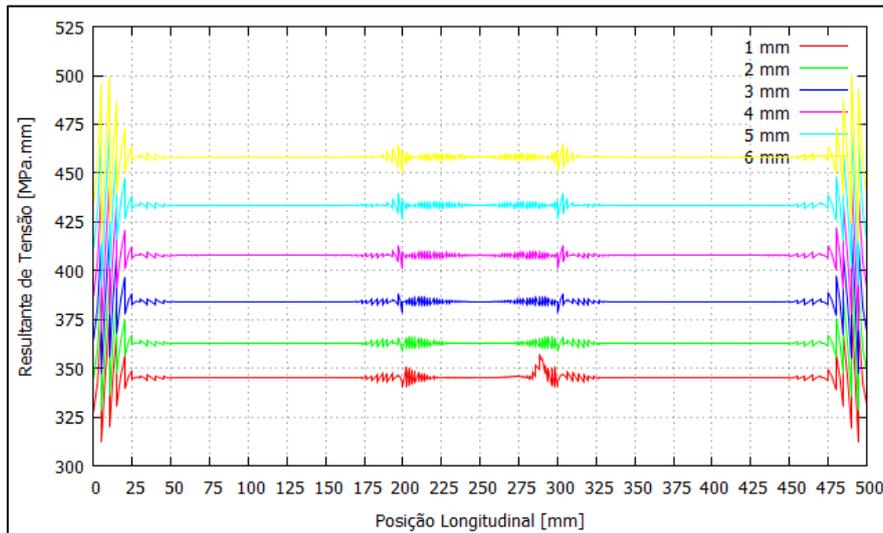


Figura 4. 9 - Resultante de Tensão Axial para os Tubos Reparados com Carbo-Epóxi $L_r = 0\%$.

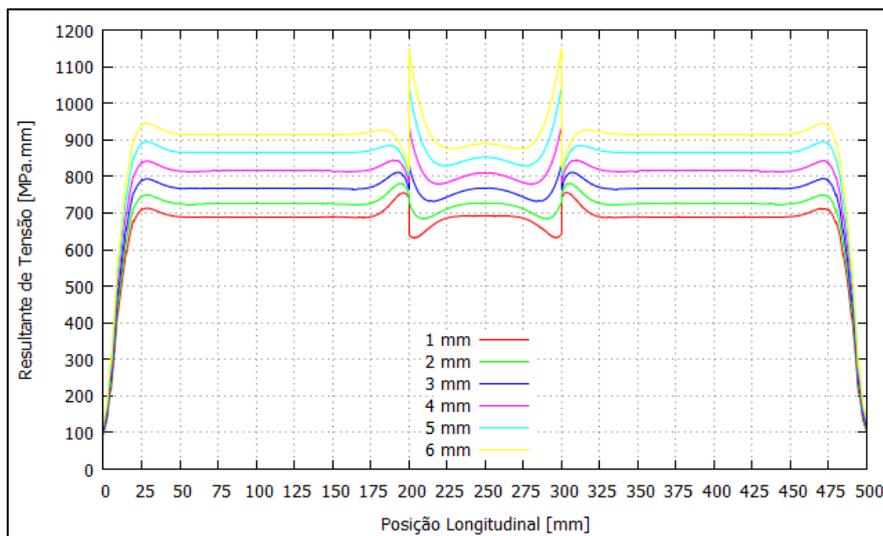


Figura 4. 10 - Resultante de Tensão Tangencial para os Tubos Reparados com Carbo-Epóxi $L_r = 0\%$.

Tabela 4. 12 - Deslocamento Radial na Posição 250 mm Referente às Pressões de Falha ($L_r = 0\%$).

ESPESSURA	ANSYS	COMPSHELL	Diferença
Espessura = 1 mm	0,073 mm	0,072 mm	1,39%
Espessura = 2 mm	0,065 mm	0,066 mm	1,54%
Espessura = 3 mm	0,063 mm	0,062 mm	1,61%
Espessura = 4 mm	0,060 mm	0,059 mm	1,69%
Espessura = 5 mm	0,058 mm	0,056 mm	3,57%
Espessura = 6 mm	0,058 mm	0,056 mm	3,57%

Conforme a tabela 4.12, à medida que se aumenta o valor da espessura do reparo, há um acréscimo da rigidez, que por consequência, mesmo para maiores valores de pressão, há um decréscimo no valor do deslocamento radial. Observa-se também, que a diferença dos resultados varia entre 1,39% para a espessura de 1 mm, e 3,57% para as espessuras de 5 e 6 mm.

Para as espessuras de reparo, segue os seus respectivos deslocamentos radiais máximos e suas posições longitudinais na tabela 4.13:

Tabela 4.13 - Deslocamento Radial Máximo para as Pressões de Falha ($L_r = 0\%$).

ESPESSURA	ANSYS	COMPSHELL	LOCAL	Diferença
Espessura = 1 mm	0,075 mm	0,072 mm	241,0 mm	4,16%
Espessura = 2 mm	0,070 mm	0,071 mm	195,0 mm	1,43%
Espessura = 3 mm	0,076 mm	0,073 mm	193,0 mm	4,10%
Espessura = 4 mm	0,081 mm	0,076 mm	190,0 mm	6,58%
Espessura = 5 mm	0,086 mm	0,081 mm	27,5 mm	6,17%
Espessura = 6 mm	0,091 mm	0,085 mm	27,5 mm	7,05%

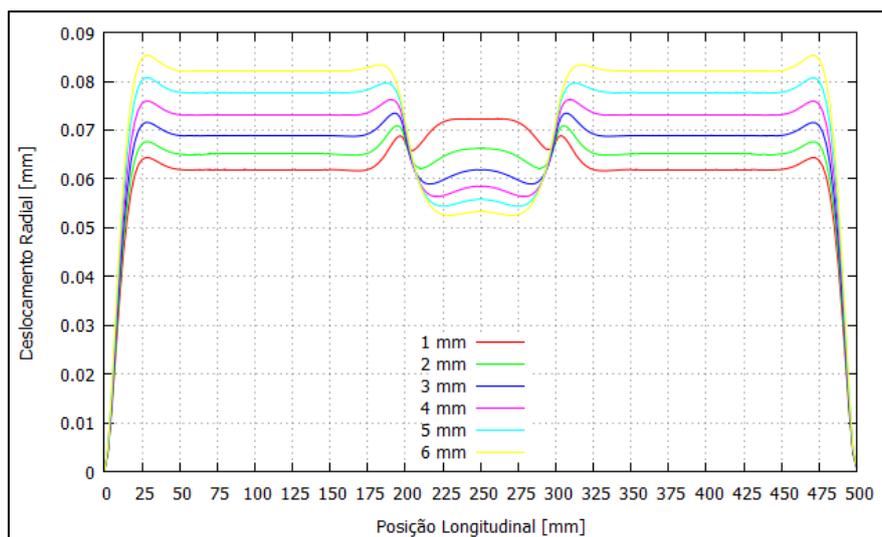


Figura 4.11 - Deslocamentos Radial das Espessuras para suas Respectivas Pressões de Falha ($L_r = 0\%$).

Ao analisar a tabela 4.13 e a figura 4.11, percebe-se que a medida que se aumenta o valor das pressões de falha há um aumento no valor dos deslocamentos radiais máximos. A partir da espessura de 2 mm, percebe-se um aumento significativo da rigidez do reparo, e como consequência, há um estrangulamento na região do reparo, e isso fica claro quando os valores dos deslocamentos radiais máximos, dos reparos de 2 a 4 mm se localizam em posições do tubo próximos a região do reparo, e de 5 e 6 mm afastados da região do reparo. Em relação a diferença dos resultados do Ansys e Compshell, essas variam de 1,43%, para a espessura de 2 mm, a 7,05% para a espessura de 6 mm.

Para as espessuras de reparo, segue os seus respectivos deslocamentos axiais na tabela 4.14:

Tabela 4. 14 - - Deslocamentos Axiais para as Pressões de Falha ($L_r = 0\%$).

TIPO	ANSYS	COMPSHELL	TEÓRICO	Dif. Ansys	Dif. Compshell
Espessura = 1 mm	0,170 mm	0,165 mm	0,156 mm	8,97%	5,76%
Espessura = 2 mm	0,170 mm	0,170 mm	0,159 mm	6,92%	6,92%
Espessura = 3 mm	0,182 mm	0,177 mm	0,174 mm	0,46%	1,72%
Espessura = 4 mm	0,190 mm	0,185 mm	0,185 mm	2,70%	0,00%
Espessura = 5 mm	0,200 mm	0,194 mm	0,197 mm	1,52%	1,55%
Espessura = 6 mm	0,210 mm	0,203 mm	0,208 mm	0,96%	2,46%

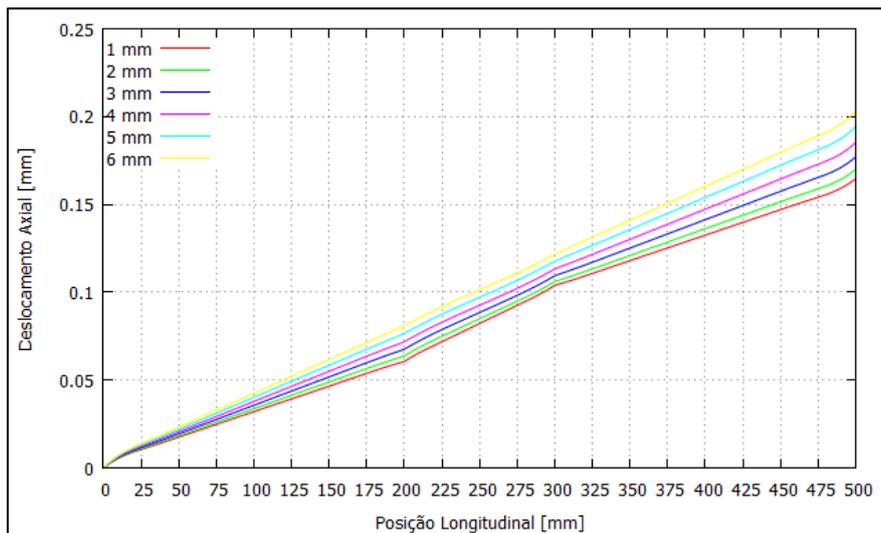


Figura 4. 12 - Deslocamentos Radiais das Espessuras para as suas Respectivas Pressões de Falha ($L_r = 0\%$).

A medida que o tubo é submetido a um aumento do valor da pressão de falha, há um acréscimo do valor do deslocamento axial, visto que há a aplicação de pressão nas paredes das tampas do tubo, e nesse local não há restrição para o deslocamento na direção axial. Em relação a diferença dos resultados obtidos no Ansys e no Compshell, esses variam de 0% (espessura de 2 mm) a 3,45% (6 mm).

4.3 - TUBO REPARADO COM CARBONO/EPÓXI ($L_R = 25\%$)

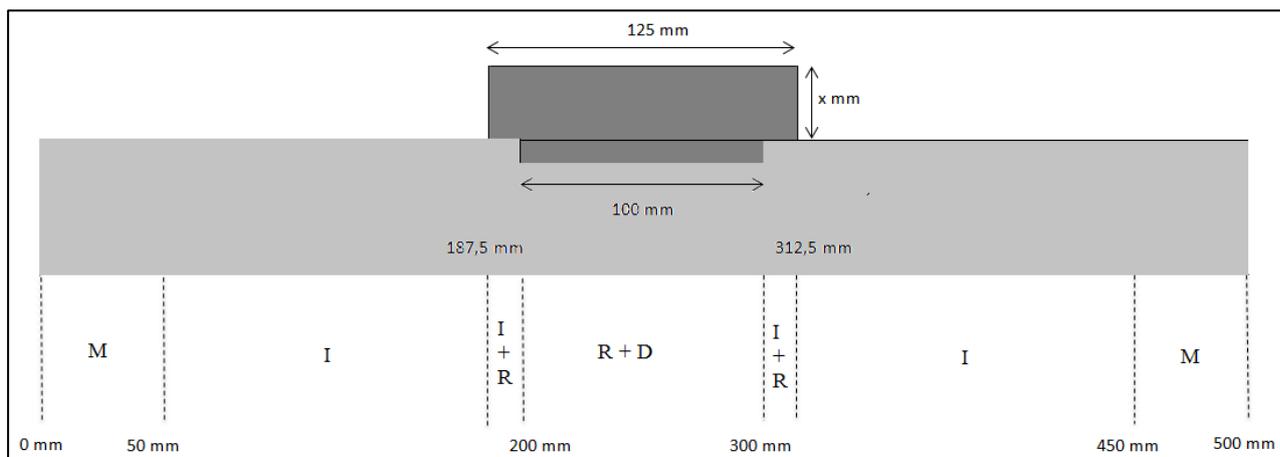


Figura 4. 13 - Modelo do Tubo $L_r = 25\%$.

Tabela 4. 15 - Pressão de Ruptura (Lr = 25%).

ESPESSURA	PRESSÃO DE RUPTURA (MPa)
Espessura = 1 mm	12,66
Espessura = 2 mm	15,06
Espessura = 3 mm	15,87
Espessura = 4 mm	15,99
Espessura = 5 mm	16,55
Espessura = 6 mm	17,35

Como pode ser observado pela tabela 4.15, a medida que se aumenta o valor da espessura do reparo, o tubo apresenta maiores valores de pressões de ruptura.

Tabela 4. 16 - Local/Camada de Falha do Reparo (Lr = 25%).

ESPESSURA	LOCAL (mm)
Espessura = 1 mm	200,0 - 1ª Camada
Espessura = 2 mm	233,3 - 1ª Camada
Espessura = 3 mm	312,5 - 1ª Camada
Espessura = 4 mm	187,5 - 1ª Camada
Espessura = 5 mm	312,5 - 1ª Camada
Espessura = 6 mm	312,5 - 1ª Camada

Observando a tabela 4.16, a presença de uma extensão de reparo sobre o tubo íntegro influencia nos locais de falha dos tubos reparados, já que nos locais onde há a sobre espessura, há um aumento de rigidez. Para uma espessura de 1 mm, o local de falha ocorre no ponto onde há a transição da espessura do tubo íntegro com o desbaste. Para o reparo de 2 mm a falha ocorre na região do reparo. Para as espessuras de 3 a 6 mm, o acréscimo de rigidez causado pela extensão do reparo, causa a falha do tubo nos locais onde começa e/ou termina a extensão do reparo na espessura íntegro do tubo, devido à concentração de tensões, bem como pelas resultantes de tensão. As resultantes de tensão tangencial e axial foram calculadas e foram obtidos os seguintes valores nas tabelas 4.17 e 4.18:

Tabela 4. 17 - Resultante de Tensão Tangencial na Posição 250mm (Lr = 25%).

TIPO	COMPSHELL	TEÓRICO	Erro
Espessura = 1 mm	663,50 MPa	664,65 MPa	0,17%
Espessura = 2 mm	790,10 MPa	790,65 MPa	0,07%
Espessura = 3 mm	834,70 MPa	833,18 Mpa	0,18%
Espessura = 4 mm	843,40 Mpa	839,48 MPa	0,47%
Espessura = 5 mm	873,50 MPa	868,88 MPa	0,53%
Espessura = 6 mm	914,00 MPa	910,88 MPa	0,34%

Tabela 4. 18 - Resultante de Tensão Axial na Posição 250 mm (Lr = 25%).

TIPO	COMPSHELL	TEÓRICO	Erro
Espessura = 1 mm	332,20 MPa	332,33 MPa	0,04%
Espessura = 2 mm	395,20 MPa	395,33 MPa	0,03%
Espessura = 3 mm	416,40 MPa	416,59 MPa	0,05%
Espessura = 4 mm	419,70 MPa	419,74 MPa	0,01%
Espessura = 5 mm	434,30 MPa	434,44 MPa	0,03%
Espessura = 6 mm	455,20 MPa	455,44 MPa	0,05%

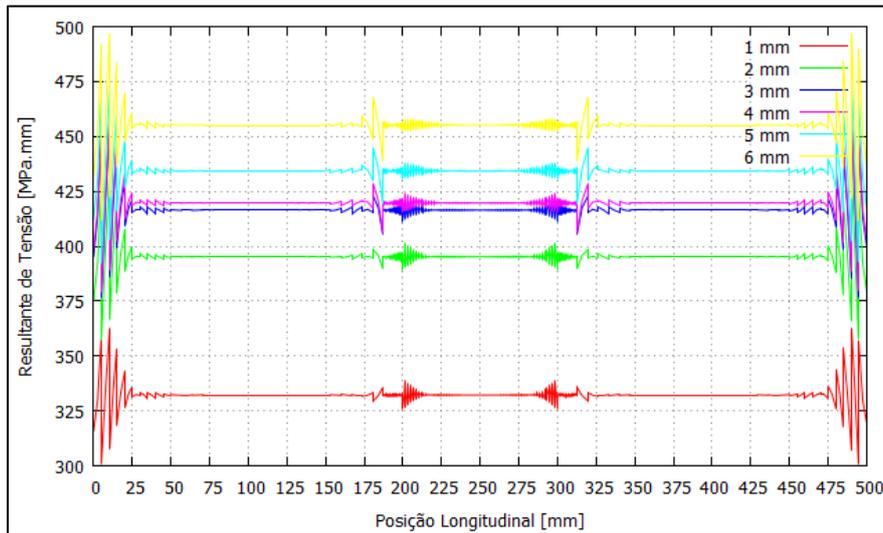


Figura 4. 14 - Resultante de Tensão Axial para os Tubos Reparados com Carbo-Epóxi $L_r = 25\%$.

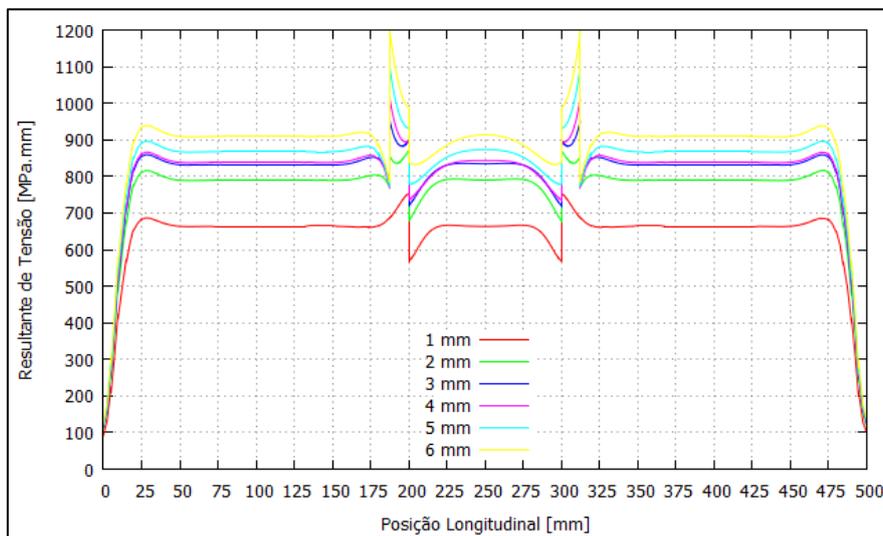


Figura 4. 15 - Resultante de Tensão Tangencial para os Tubos Reparados com Carbo-Epóxi $L_r = 25\%$.

Tabela 4. 19 - Deslocamento Radial na Posição 250 mm Referente às Pressões de Falha ($L_r = 25\%$).

ESPESSURA	ANSYS	COMPSHELL	Diferença
Espessura = 1 mm	0,082 mm	0,082 mm	0,00%
Espessura = 2 mm	0,083 mm	0,083 mm	0,00%
Espessura = 3 mm	0,077 mm	0,076 mm	1,32%
Espessura = 4 mm	0,069 mm	0,068 mm	1,47%
Espessura = 5 mm	0,064 mm	0,063 mm	1,59%
Espessura = 6 mm	0,061 mm	0,060 mm	1,67%

Da mesma forma da análise do tubo $L_r = 0\%$, analisando a tabela 4.19, a medida que se aumenta a espessura do reparo há um acréscimo da rigidez, e conseqüentemente, uma diminuição do deslocamento radial. Em relação a diferença dos resultados obtidos do Ansys e Compshell, verifica-se que esses variam de aproximadamente 0% ,para as espessuras de 1 e 2 mm, a 1,67%, para a espessura de 6 mm.

Para as espessuras de reparo, segue os seus respectivos deslocamentos radiais máximos e suas posições longitudinais conforme a tabela 4.10:

Tabela 4. 20 - Deslocamento Radial Máximo para as Pressões de Falha ($L_r = 25\%$).

ESPESSURA	ANSYS	COMPSHELL	LOCAL	Diferença
Espessura = 1 mm	0,085 mm	0,082 mm	227,5 mm	3,66%
Espessura = 2 mm	0,087 mm	0,083 mm	231,7 mm	4,82%
Espessura = 3 mm	0,083 mm	0,076 mm	27,5 mm	9,21%
Espessura = 4 mm	0,084 mm	0,078 mm	27,5 mm	7,69%
Espessura = 5 mm	0,087 mm	0,081 mm	27,5 mm	7,41%
Espessura = 6 mm	0,091 mm	0,085 mm	27,5 mm	7,06%

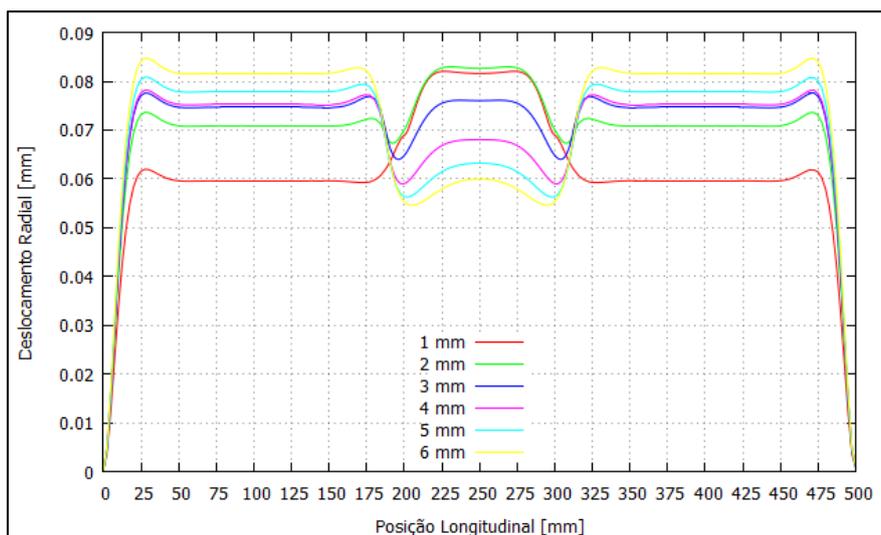


Figura 4. 16 - Deslocamento Radial das Espessuras para suas Respectivas Pressões de Falha $L_r = 25\%$.

Ao analisar a tabela 4.20 e a figura 4.16, na medida em que se aumenta o valor das pressões de falha há um aumento no valor dos deslocamentos radiais máximos, porém com a influência do reparo e da sobre espessura sobre a região íntegra do tubo, os locais onde ocorre o deslocamento radial máximo possuem diferentes localizações a medida que se aumenta o valor da espessura do reparo. A partir da espessura de 3 mm, há um estrangulamento na região do reparo, e com a influência da camada de sobre espessura, esses deslocamentos máximos ocorrem distantes das regiões do reparo.

Para as espessuras de reparo, segue os seus respectivos deslocamentos axiais, conforme a tabela 4.21:

Tabela 4. 21 - Deslocamentos Axiais para as Pressões de Falha ($L_r = 25\%$).

TIPO	ANSYS	COMPSHELL	TEÓRICO	Dif. Ansys	Dif. Compshell
Espessura = 1 mm	0,164 mm	0,161 mm	0,151 mm	8,61%	6,62%
Espessura = 2 mm	0,191 mm	0,188 mm	0,179 mm	6,09%	5,03%
Espessura = 3 mm	0,197 mm	0,194 mm	0,189 mm	4,23%	2,65%
Espessura = 4 mm	0,195 mm	0,193 mm	0,190 mm	2,63%	0,16%
Espessura = 5 mm	0,199 mm	0,196 mm	0,197 mm	1,02%	0,51%
Espessura = 6 mm	0,206 mm	0,203 mm	0,206 mm	0,00%	1,48%

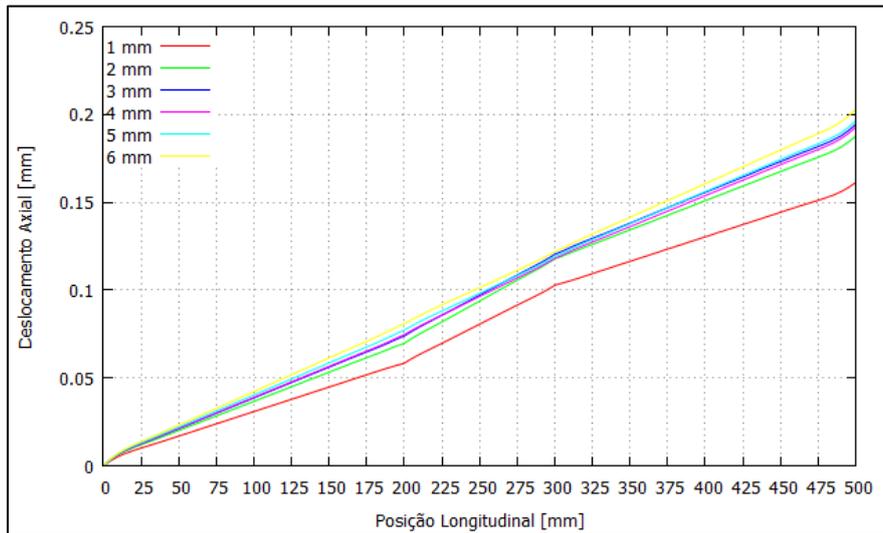


Figura 4. 17 - Deslocamento Radial das Espessuras para suas Respetivas Pressões de Falha ($L_r = 25\%$).

4.4 - TUBO REPARADO COM CARBONO/EPÓXI ($L_R = 50\%$)

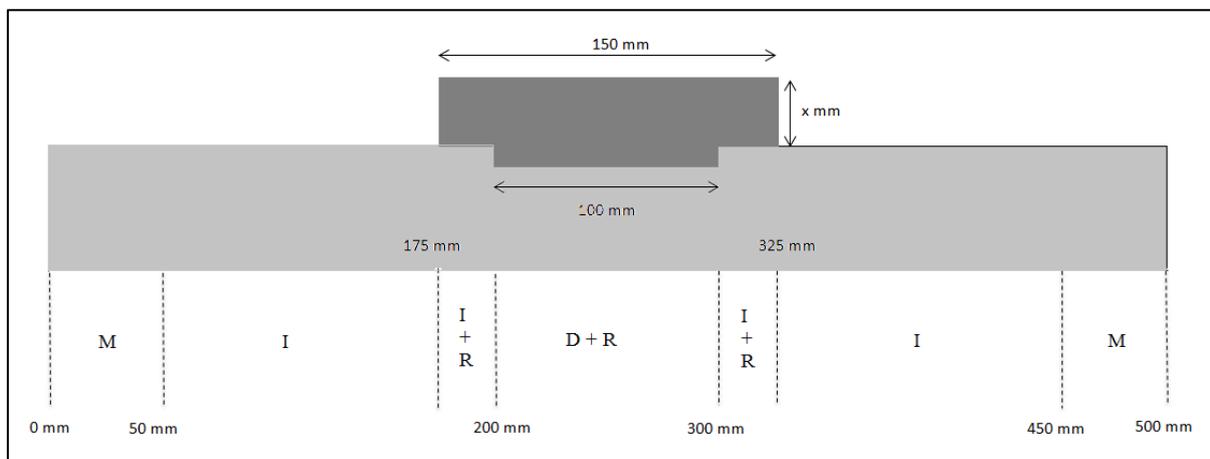


Figura 4. 18 - Modelo do Tubo $L_r = 50\%$.

Tabela 4. 22 - Pressão de Ruptura ($L_r = 50\%$).

ESPESSURA	PRESSÃO DE RUPTURA (MPa)
Espessura = 1 mm	15,06
Espessura = 2 mm	16,25
Espessura = 3 mm	16,26
Espessura = 4 mm	16,75
Espessura = 5 mm	17,38
Espessura = 6 mm	17,48

Como pode ser observado pela tabela 4.22, a medida que se aumenta o valor da espessura do reparo, o tubo apresenta maiores valores de pressões de ruptura.

Tabela 4. 23 - Local/Camada de Falha do Reparo (Lr = 50%).

ESPESSURA	LOCAL (mm)
Espessura = 1 mm	231,7 - 1ª Camada
Espessura = 2 mm	325,0 - 1ª Camada
Espessura = 3 mm	175,0 - 1ª Camada
Espessura = 4 mm	325,0 - 1ª Camada
Espessura = 5 mm	337,5 - 1ª Camada
Espessura = 6 mm	337,5 - 1ª Camada

Analisando a tabela 4.23, para uma espessura de 1 mm, o local de falha ocorre na região do reparo. Para os reparos de 2 mm, 3 mm e 4 mm, a falha ocorre no local começa e/ou termina a extensão do reparo pela influência de concentradores de tensão e pelas influências das resultantes de tensão. Para as espessuras de 5 mm e 6 mm, a falha ocorre na região íntegra do tubo. As resultantes de tensão radial e axial foram calculadas e foram obtidos os seguintes valores conforme as tabelas 4.24 e 4.25:

Tabela 4. 24 - Resultante de Tensão Tangencial na Posição 250mm (Lr = 50%).

TIPO	COMPSHELL	TEÓRICO	Diferença
Espessura = 1 mm	789,90 MPa	790,65 MPa	0,09%
Espessura = 2 mm	853,70 MPa	853,13 MPa	0,07%
Espessura = 3 mm	856,30 MPa	853,65 MPa	0,31%
Espessura = 4 mm	884,60 MPa	879,38 MPa	0,59%
Espessura = 5 mm	919,20 MPa	912,45 MPa	0,74%
Espessura = 6 mm	925,20 MPa	917,70 MPa </td <td>0,82%</td>	0,82%

Tabela 4. 25 - Resultante de Tensão Axial na Posição 250 mm (Lr = 50%).

TIPO	COMPSHELL	TEÓRICO	Diferença
Espessura = 1 mm	395,20 MPa	395,33 MPa	0,03%
Espessura = 2 mm	426,40 MPa	436,56 MPa	2,38%
Espessura = 3 mm	426,70 MPa	426,83 MPa	0,03%
Espessura = 4 mm	439,60 MPa	439,69 MPa	0,02%
Espessura = 5 mm	456,00 MPa	456,23 MPa	0,05%
Espessura = 6 mm	458,70 MPa	458,85 MPa	0,03%

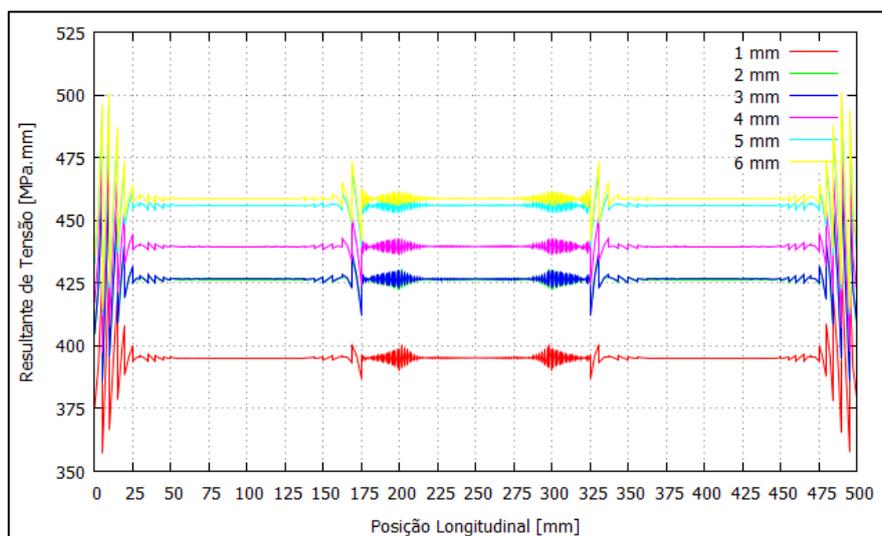


Figura 4. 19 - Resultante de Tensão Axial para os Tubos Reparados com Carbo-Epóxi Lr = 50%.

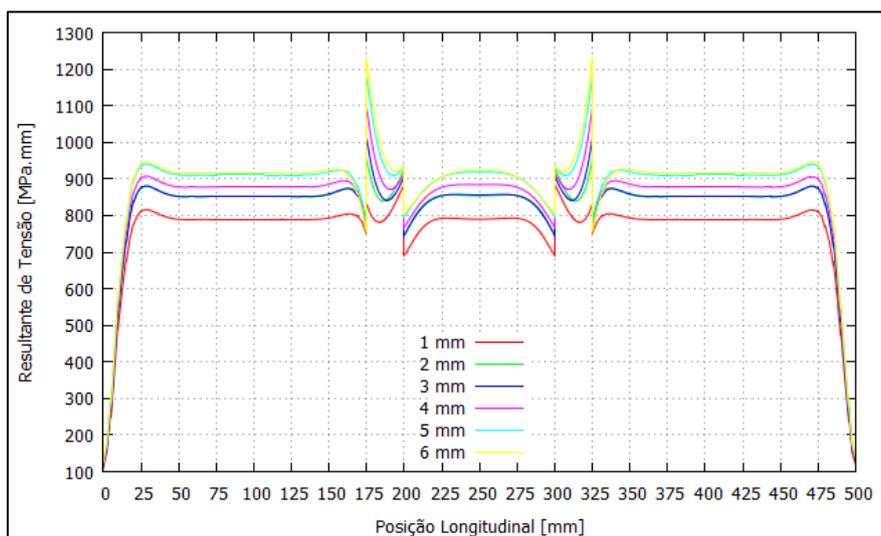


Figura 4. 20 - Resultante de Tensão Tangencial para os Tubos Reparados com Carbo-Epóxi $L_r = 50\%$.

Tabela 4. 26 - Deslocamento Radial na Posição 250 mm Referente às Pressões de Falha ($L_r = 50\%$).

ESPESSURA	ANSYS	COMPSHELL	Diferença
Espessura = 1 mm	0,083 mm	0,083 mm	0,00%
Espessura = 2 mm	0,079 mm	0,078 mm	1,28%
Espessura = 3 mm	0,070 mm	0,069 mm	1,45%
Espessura = 4 mm	0,065 mm	0,064 mm	1,56%
Espessura = 5 mm	0,061 mm	0,060 mm	1,67%
Espessura = 6 mm	0,056 mm	0,056 mm	0,00%

Analisando a tabela 4.26, na medida em que se aumentam as espessuras de reparo, há uma diminuição dos deslocamentos radiais na posição 250 mm, em virtude do aumento da rigidez mecânica. A diferença dos resultados obtidos entre o Ansys e o Compshell variou aproximadamente de 0%, para as espessuras de 1 mm e 6 mm, a 1,67%, para a espessura de 5 mm.

Para as espessuras de reparo, segue os seus respectivos deslocamentos radiais máximos e suas posições longitudinais conforme a tabela 4.27:

Tabela 4. 27 - Deslocamento Radial Máximo para as Pressões de Falha ($L_r = 50\%$).

ESPESSURA	ANSYS	COMPSHELL	LOCAL	ERRO
Espessura = 1 mm	0,087 mm	0,083 mm	230,0 mm	4,82%
Espessura = 2 mm	0,085 mm	0,079 mm	27,5 mm	7,59%
Espessura = 3 mm	0,085 mm	0,079 mm	27,5 mm	7,59%
Espessura = 4 mm	0,088 mm	0,082 mm	27,5 mm	7,31%
Espessura = 5 mm	0,091 mm	0,085 mm	27,5 mm	7,06%
Espessura = 6 mm	0,092 mm	0,085 mm	27,5 mm	8,24%

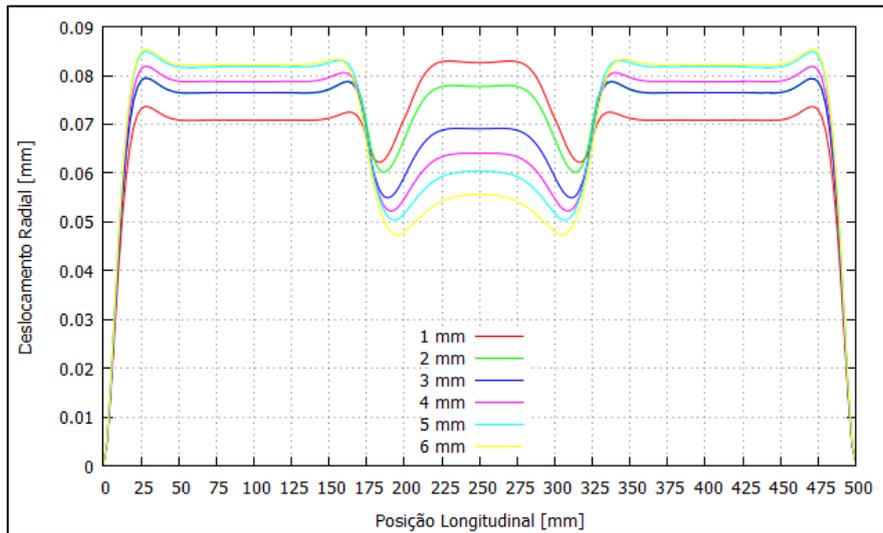


Figura 4. 21 - Deslocamento Radial das Espessuras para suas Respectivas Pressões de Falha $L_r = 50\%$.

Analisando a figura 4.21, a partir da espessura de 2 mm percebe-se um aumento considerável da rigidez do reparo de forma que os locais onde ocorrem os deslocamentos máximo são na posição 27,5 mm do tubo.

Para as espessuras de reparo, segue os seus respectivos deslocamentos axiais conforme a tabela 4.28:

Tabela 4. 28 - Deslocamento Axial para as Pressões de Falha ($L_r = 50\%$).

TIPO	ANSYS	COMPSHELL	TEÓRICO	Dif. Ansys	Dif. Compshell
Espessura = 1 mm	0,191 mm	0,188 mm	0,179 mm	6,70%	5,02%
Espessura = 2 mm	0,202 mm	0,199 mm	0,193 mm	4,66%	3,11%
Espessura = 3 mm	0,199 mm	0,195 mm	0,193 mm	3,11%	1,03%
Espessura = 4 mm	0,202 mm	0,198 mm	0,199 mm	1,51%	0,51%
Espessura = 5 mm	0,207 mm	0,202 mm	0,207 mm	0,00%	0,00%
Espessura = 6 mm	0,206 mm	0,200 mm	0,208 mm	0,97%	4,00%

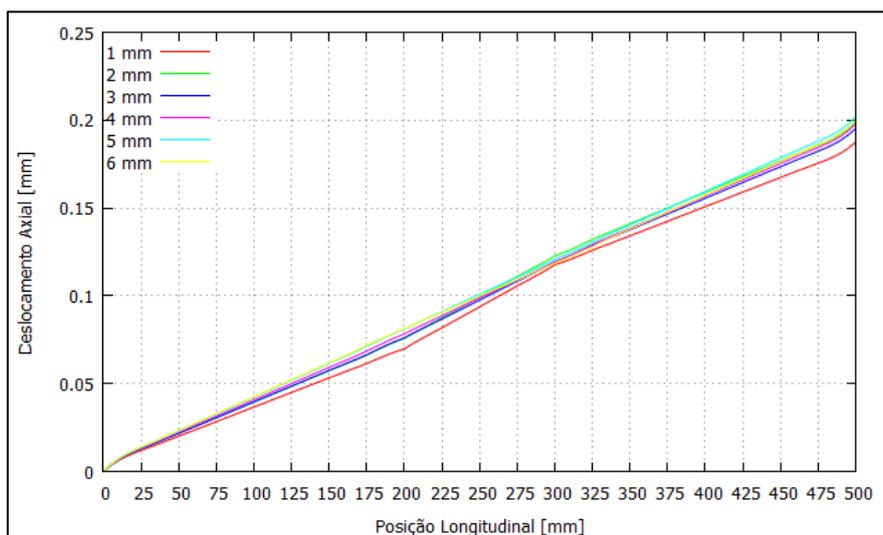


Figura 4. 22 - Deslocamento Radial das Espessuras para suas Respectivas Pressões de Falha ($L_r = 50\%$).

Como as pressões de falha possuem valores próximos, os deslocamentos axiais também vão possuir pequenas diferenças entre as espessuras de reparo.

4.5 - Tubo Reparado com Carbono/Epóxi ($L_R = 75\%$)

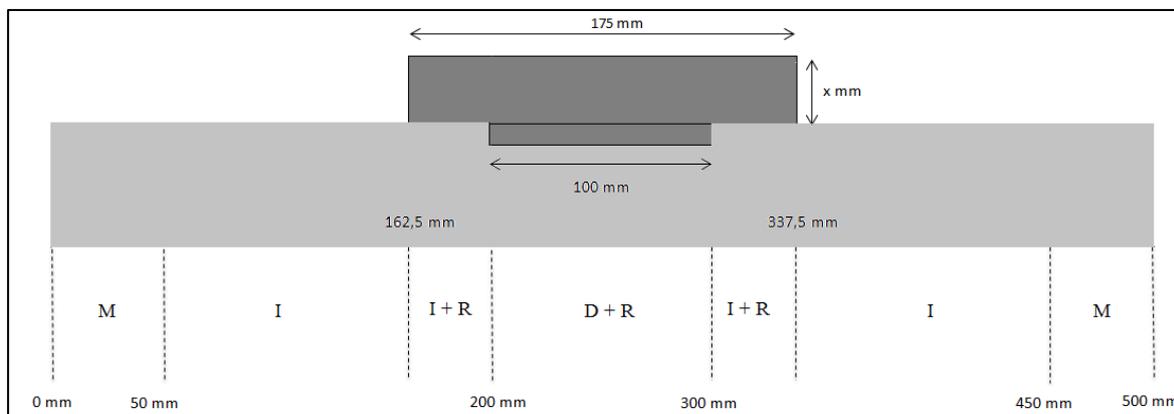


Figura 4. 23 - Modelo do Tubo $L_r = 75\%$.

Tabela 4. 29 - Pressão de Ruptura ($L_r = 75\%$).

ESPESSURA	PRESSÃO DE RUPTURA (MPa)
Espessura = 1 mm	15,06
Espessura = 2 mm	16,34
Espessura = 3 mm	16,31
Espessura = 4 mm	16,77
Espessura = 5 mm	17,32
Espessura = 6 mm	17,47

Como pode ser observado pela tabela 4.29, a medida que se aumenta o valor da espessura do reparo há um aumento no valor das pressões de ruptura.

Tabela 4. 30 - Local/Camada de Falha do Reparo ($L_r = 75\%$).

ESPESSURA	LOCAL (mm)
Espessura = 1 mm	233,3 - 1ª Camada
Espessura = 2 mm	162,5 - 1ª Camada
Espessura = 3 mm	162,5 - 1ª Camada
Espessura = 4 mm	337,5 - 1ª Camada
Espessura = 5 mm	348,7 - 1ª Camada
Espessura = 6 mm	351,6 - 1ª Camada

Analisando a tabela 4.30, para uma espessura de 1 mm, o local de falha ocorre na região do reparo. Para os reparos de 2 mm, 3 mm e 4 mm, a falha ocorre no local começa e/ou termina a extensão do reparo pela influência de concentradores de tensão e pelas influências das resultantes de tensão. Para as espessuras de 5 mm e 6 mm, a falha ocorre na região íntegra do tubo. As resultantes de tensão tangencial e axial foram calculadas e foram obtidos os seguintes valores conforme as tabelas 4.31 e 4.32:

Tabela 4. 31 - Resultante de Tensão Radial na Posição 250mm (Lr = 75%).

TIPO	COMPSHELL	TEÓRICO	Erro
Espessura = 1 mm	790,10 MPa	790,65 MPa	0,07%
Espessura = 2 mm	858,10 MPa	857,85 MPa	0,03%
Espessura = 3 mm	858,20 MPa	856,28 MPa	0,22%
Espessura = 4 mm	884,30 MPa	880,43 MPa	0,44%
Espessura = 5 mm	915,00 MPa	909,30 MPa	0,63%
Espessura = 6 mm	925,10 MPa	917,18 MPa	0,86%

Tabela 4. 32 - Resultante de Tensão Axial na Posição 250 mm (Lr = 75%).

TIPO	COMPSHELL	TEÓRICO	Erro
Espessura = 1 mm	395,30 MPa	395,33 MPa	0,01%
Espessura = 2 mm	428,70 MPa	428,93 MPa	0,05%
Espessura = 3 mm	428,10 MPa	428,14 MPa	0,01%
Espessura = 4 mm	440,20 MPa	440,21 MPa	0,00%
Espessura = 5 mm	454,40 MPa	454,65 MPa	0,06%
Espessura = 6 mm	458,40 MPa	458,59 MPa	0,04%

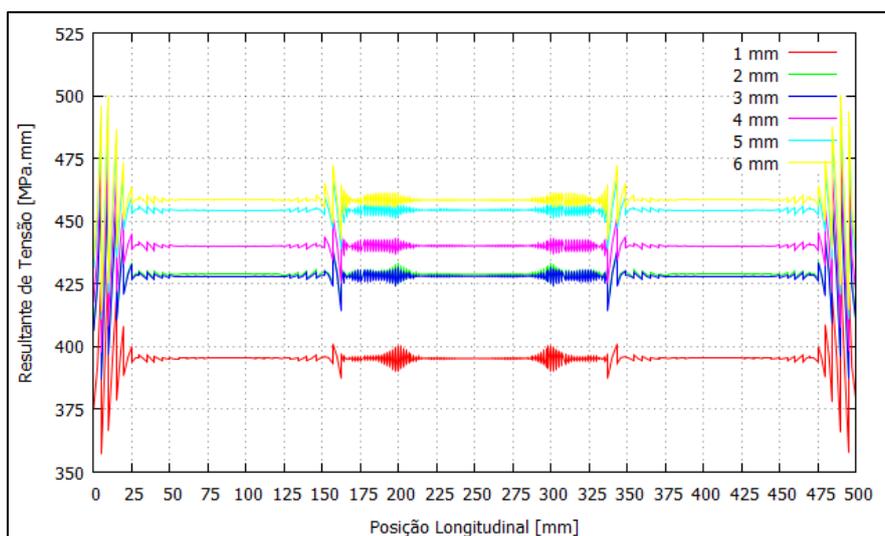


Figura 4. 24 - Resultante de Tensão Axial para os Tubos Reparados com Carbo-Epóxi Lr = 75%.

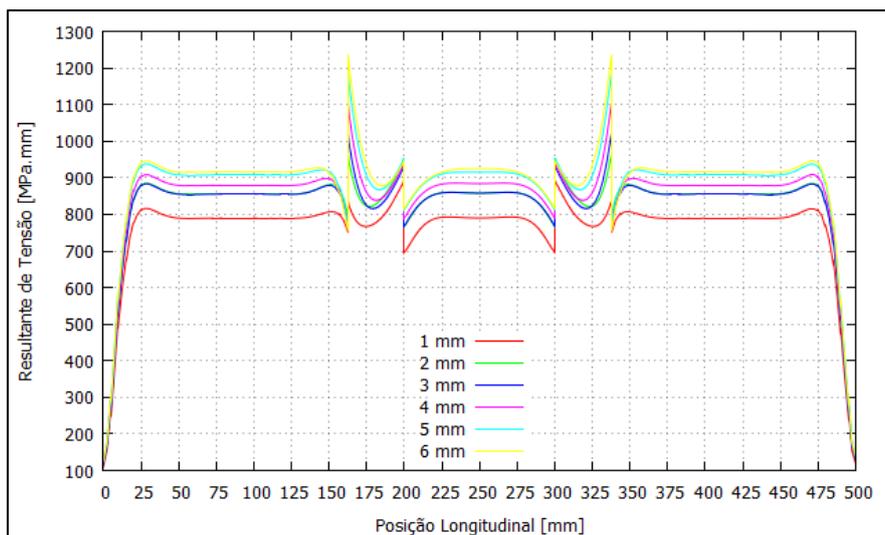


Figura 4. 25 - Resultante de Tensão Tangencial para os Tubos Reparados com Carbo-Epóxi Lr = 75%.

Tabela 4. 33 - Deslocamento Radial na Posição 250 mm Referente às Pressões de Falha (Lr = 75%).

ESPESSURA	ANSYS	COMPSHELL	Diferença
Espessura = 1 mm	0,083 mm	0,083 mm	0,00%
Espessura = 2 mm	0,079 mm	0,078 mm	1,28%
Espessura = 3 mm	0,070 mm	0,069 mm	1,45%
Espessura = 4 mm	0,065 mm	0,064 mm	1,56%
Espessura = 5 mm	0,061 mm	0,060 mm	1,67%
Espessura = 6 mm	0,056 mm	0,056 mm	0,00%

Analisando a tabela 4.33, e como nos casos anteriores, a medida que se aumenta a espessura do reparo há uma diminuição do deslocamento radial.

Para as espessuras de reparo, segue os seus respectivos deslocamentos radiais máximos e suas posições longitudinais conforme a tabela 4.34:

Tabela 4. 34 - Deslocamento Radial Máximo para as Pressões de Falha (Lr = 75%).

ESPESSURA	ANSYS	COMPSHELL	LOCAL	Diferença
Espessura = 1 mm	0,086 mm	0,083 mm	233,3	3,61%
Espessura = 2 mm	0,085 mm	0,080 mm	27,5	6,25%
Espessura = 3 mm	0,085 mm	0,080 mm	27,5	6,25%
Espessura = 4 mm	0,088 mm	0,082 mm	27,5	7,32%
Espessura = 5 mm	0,091 mm	0,085 mm	27,5	7,06%
Espessura = 6 mm	0,085 mm	0,085 mm	27,5	0,00%

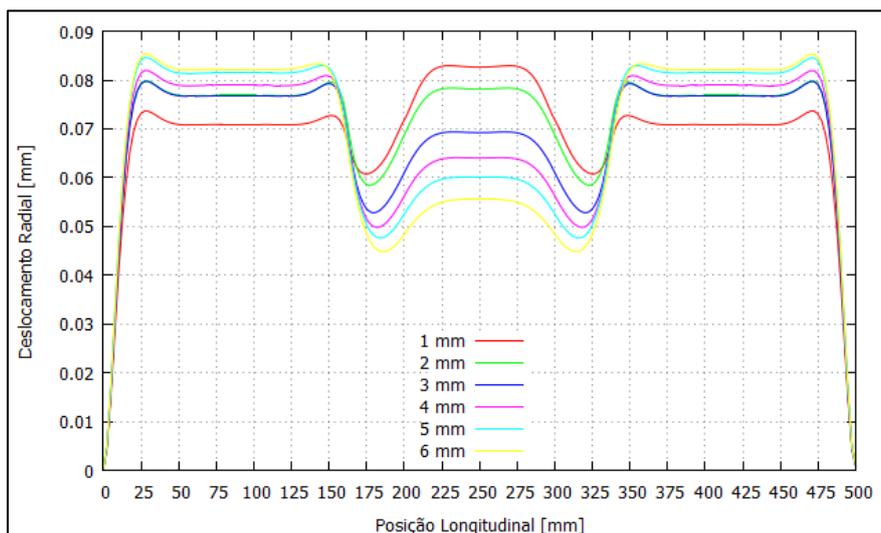


Figura 4. 26- Deslocamento Radial para as espessuras para suas respectivas pressões de falha Lr = 75%.

Conforme a figura 4.26, à partir da espessura de 2 mm percebe-se um aumento considerável da rigidez do reparo de forma que os locais onde ocorrem os deslocamentos máximo são na posição 27,5 mm do tubo.

Para as espessuras de reparo, segue os seus respectivos deslocamentos axiais conforme a tabela 4.35:

Tabela 4. 35 - Deslocamento Axial para as respectivas Pressões de Falha.

TIPO	ANSYS	COMPSHELL	TEÓRICO	Dif. Ansys	Dif. Compshell
Espessura = 1 mm	0,195 mm	0,187 mm	0,179 mm	8,94%	4,45%
Espessura = 2 mm	0,207 mm	0,199 mm	0,194 mm	6,70%	2,58%
Espessura = 3 mm	0,203 mm	0,195 mm	0,194 mm	4,64%	0,52%
Espessura = 4 mm	0,205 mm	0,197 mm	0,200 mm	2,50%	1,52%
Espessura = 5 mm	0,205 mm	0,199 mm	0,206 mm	0,488%	3,52%
Espessura = 6 mm	0,208 mm	0,198 mm	0,208 mm	0,00%	5,05%

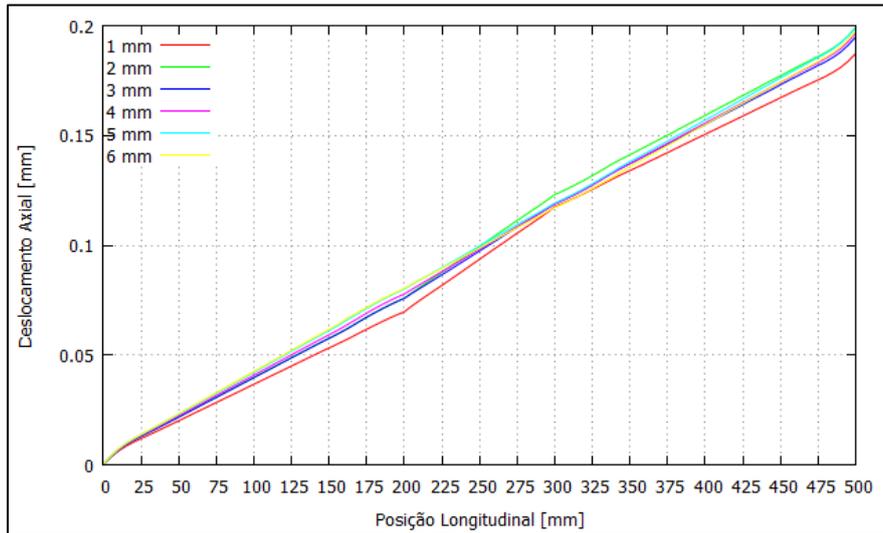


Figura 4. 27 - Deslocamento Axial das Espessuras para suas Respectivas Pressões de Falha.

Analisando a figura 4.27, percebe-se que o tamanho da sobre espessura de reparo sobre a parte íntegra do tubo interfere no deslocamento axial dos tubos com reparo, de forma que não é totalmente retilínea.

4.6 - Tubo Reparado com Carbono/Epóxi ($L_R = 100\%$)

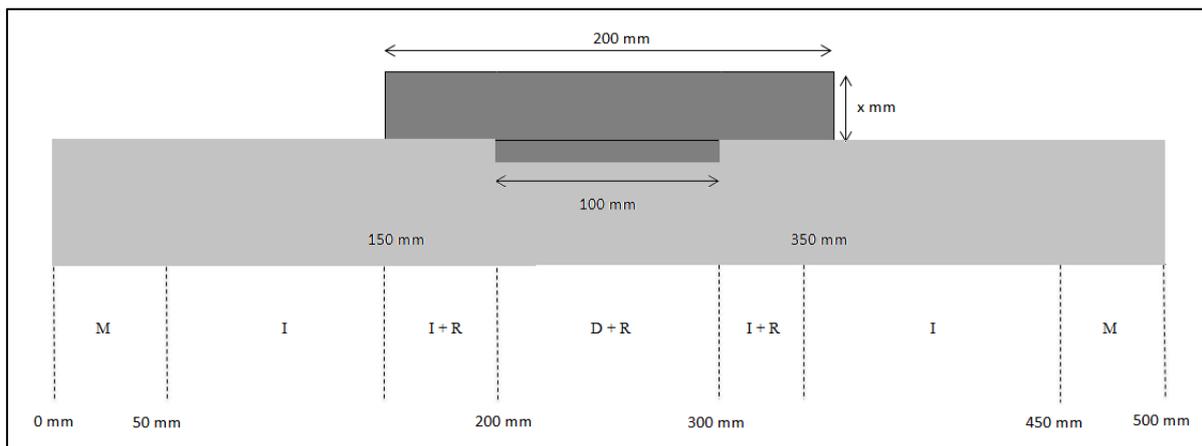


Figura 4. 28 - Modelo do Tubo $L_r = 100\%$.

Tabela 4. 36 - Pressão de Ruptura (Lr = 100%).

ESPESSURA	PRESSÃO DE RUPTURA (MPa)
Espessura = 1 mm	15,06
Espessura = 2 mm	16,32
Espessura = 3 mm	16,29
Espessura = 4 mm	16,74
Espessura = 5 mm	17,29
Espessura = 6 mm	17,45

Como pode ser observado pela tabela 4.36, a medida que se aumenta o valor da espessura do reparo há um aumento no valor das pressões de ruptura, e com o excessivo aumento de rigidez, a variação das pressões de ruptura das espessuras de 1 a 6 mm é pequena.

Tabela 4. 37 - Local/Camada de Falha do Reparo (Lr = 100%).

ESPESSURA	LOCAL (mm)
Espessura = 1 mm	266,7 - 1ª Camada
Espessura = 2 mm	150,0 - 1ª Camada
Espessura = 3 mm	150,0 - 1ª Camada
Espessura = 4 mm	150,0 - 1ª Camada
Espessura = 5 mm	360,0 - 1ª Camada
Espessura = 6 mm	365,0 - 1ª Camada

Analisando a tabela 4.37, para uma espessura de 1 mm, o local de falha ocorre na região do reparo. Para os reparos de 2 mm, 3 mm e 4 mm, a falha ocorre no local começa e/ou termina a extensão do reparo pela influência de concentradores de tensão e pelas influências das resultantes de tensão. Para as espessuras de 5 mm e 6 mm, a falha ocorre na região íntegra do tubo, porém próximo da extensão do reparo. As resultantes de tensão radial e axial foram calculadas e foram obtidos os seguintes valores:

Tabela 4. 38 - Resultante de Tensão Tangencial na Posição 250mm (Lr = 100%).

TIPO	COMPSHELL	TEÓRICO	Erro
Espessura = 1 mm	790,10 MPa	790,65 MPa	0,07%
Espessura = 2 mm	857,10 MPa	856,80 MPa	0,04%
Espessura = 3 mm	856,70 MPa	855,23 MPa	0,17%
Espessura = 4 mm	881,60 MPa	878,85 MPa	0,31%
Espessura = 5 mm	912,50 MPa	907,73 MPa	0,53%
Espessura = 6 mm	922,60 MPa	916,13 MPa	0,71%

Tabela 4. 39 - Resultante de Tensão Axial na Posição 250 mm (Lr = 75%).

TIPO	COMPSHELL	TEÓRICO	Erro
Espessura = 1 mm	395,30 MPa	395,33 MPa	0,01%
Espessura = 2 mm	428,20 MPa	428,40 MPa	0,05%
Espessura = 3 mm	427,40 MPa	427,61 MPa	0,96%
Espessura = 4 mm	439,20 MPa	439,33 MPa	0,03%
Espessura = 5 mm	453,80 MPa	453,86 MPa	0,01%
Espessura = 6 mm	457,90 MPa	458,06 MPa	0,03%

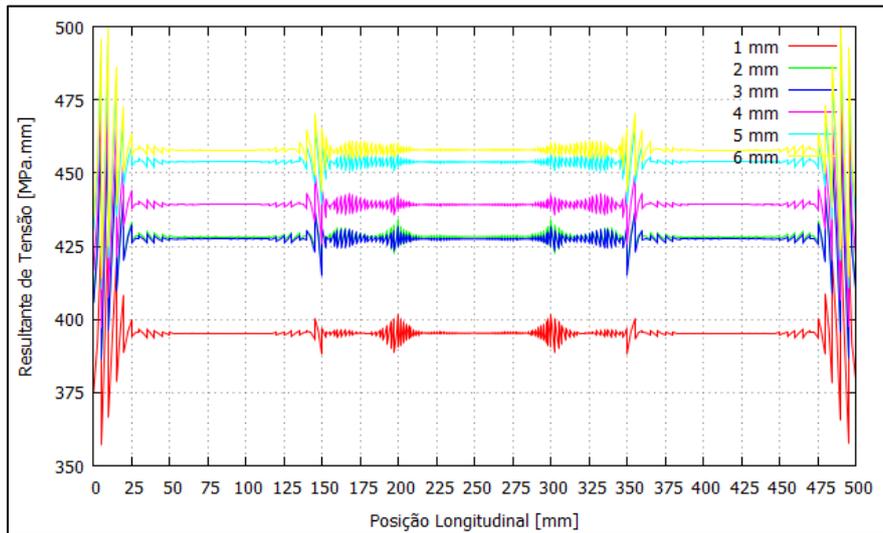


Figura 4. 29 - Resultante de Tensão Axial para os Tubos Reparados com Carbo-Epóxi Lr = 100%.

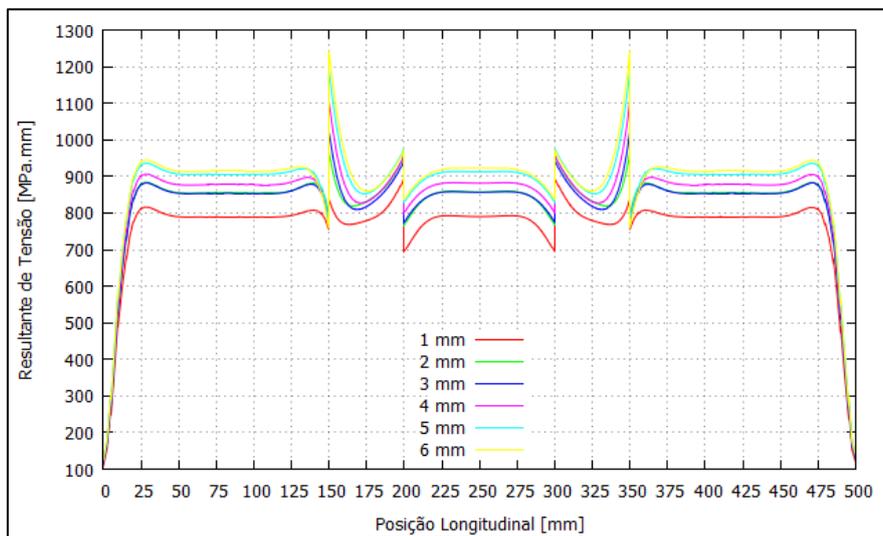


Figura 4. 30 - Resultante de Tensão Tangencial para os Tubos Reparados com Carbo-Epóxi Lr = 100%.

Tabela 4. 40 - Deslocamento Radial na Posição 250 mm Referente às Pressões de Falha (Lr = 100%).

ESPESSURA	ANSYS	COMPSHELL	Erro
Espessura = 1 mm	0,083 mm	0,083 mm	0,00%
Espessura = 2 mm	0,079 mm	0,078 mm	1,28%
Espessura = 3 mm	0,070 mm	0,069 mm	1,45%
Espessura = 4 mm	0,065 mm	0,064 mm	1,56%
Espessura = 5 mm	0,060 mm	0,060 mm	0,00%
Espessura = 6 mm	0,056 mm	0,055 mm	1,82%

Para as espessuras de reparo, segue os seus respectivos deslocamentos radiais máximos e suas posições longitudinais conforme a tabela 4.41:

Tabela 4. 41 - Deslocamento Radial Máximo para as Pressões de Falha (Lr = 100%).

ESPESSURA	ANSYS	COMPSHELL	LOCAL	ERRO
Espessura = 1 mm	0,087 mm	0,083 mm	230,0	4,82%
Espessura = 2 mm	0,085 mm	0,080 mm	27,5	6,25%
Espessura = 3 mm	0,084 mm	0,080 mm	27,5	5,00%
Espessura = 4 mm	0,087 mm	0,082 mm	27,5	6,10%
Espessura = 5 mm	0,090 mm	0,085 mm	27,5	5,88%
Espessura = 6 mm	0,090 mm	0,085 mm	27,5	5,88%

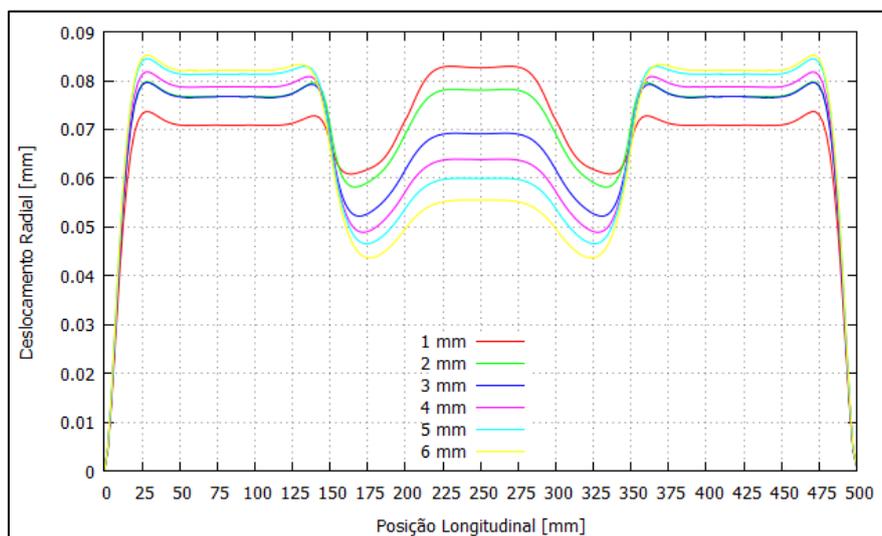


Figura 4. 31 - Deslocamento radial das 6 espessuras e suas respectivas pressões de falha Lr = 100%.

Conforme a figura 4.31, à partir da espessura de 2 mm percebe-se um aumento considerável da rigidez do reparo de forma que os locais onde ocorrem os deslocamentos máximo são na posição 27,5 mm do tubo.

Para as espessuras de reparo, segue os seus respectivos deslocamentos axiais conforme a tabela 4.42:

Tabela 4. 42 - Deslocamentos Axiais para as Pressões de Falha.

TIPO	ANSYS	COMPSHELL	TEÓRICO	Erro Ansys	Erro Compshell
Espessura = 1 mm	0,194 mm	0,187 mm	0,179 mm	8,38%	4,47%
Espessura = 2 mm	0,206 mm	0,198 mm	0,194 mm	6,19%	2,06%
Espessura = 3 mm	0,202 mm	0,193 mm	0,194 mm	4,12%	0,52%
Espessura = 4 mm	0,204 mm	0,195 mm	0,199 mm	5,15%	2,05%
Espessura = 5 mm	0,208 mm	0,197 mm	0,206 mm	0,97%	4,57%
Espessura = 6 mm	0,208 mm	0,195 mm	0,208 mm	0,00%	6,67%

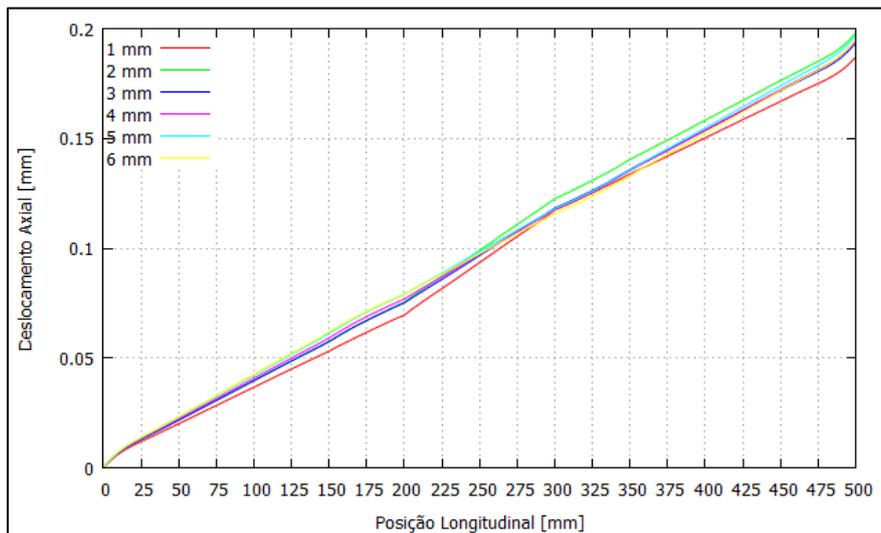


Figura 4.32 - Deslocamento radial das espessuras para suas respectivas pressões de falha.

Analisando a figura 4.32, percebe-se que o tamanho da sobre espessura de reparo sobre a parte íntegra do tubo interfere no deslocamento axial dos tubos com reparo, de forma que não é totalmente retilínea.

4.7 - SELEÇÃO DA ESPESSURA IDEAL

Para a seleção da espessura ideal, serão levados em consideração dois fatores: (i) a espessura de reparo compósito que melhor recupera as propriedades mecânicas do tubo desgastado; e (ii) a espessura de reparo que possui o menor custo. Assim, serão realizadas essas análises de forma a obter o reparo ideal.

4.7.1 – Análise Mecânica do Reparo Compósito

Para a análise mecânica do reparo compósito, os tubos reparados com as 06 (seis) espessuras e para cada comprimento da extensão de reparo (L_r) serão submetidos a uma pressão de 10 MPa, de forma que todos os tubos estejam no regime elástico, e depois serão comparados com o tubo íntegro modificado, de forma que a melhor espessura de reparo será aquela em que o comportamento mecânico mais se aproxima do tubo íntegro modificado.

Para as extensões de reparo $L_r = 0\%$, 25% , 50% , 75% e 100% , têm-se os seguintes gráficos para uma pressão de 10 MPa:

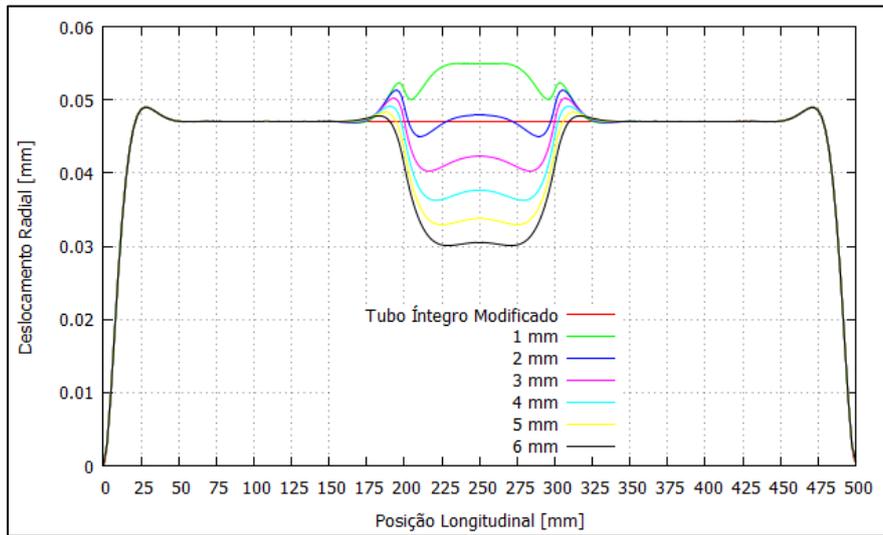


Figura 4. 33 - Deslocamento Radial do Tubo $L_r = 0\%$ a uma Pressão de 10 MPa.

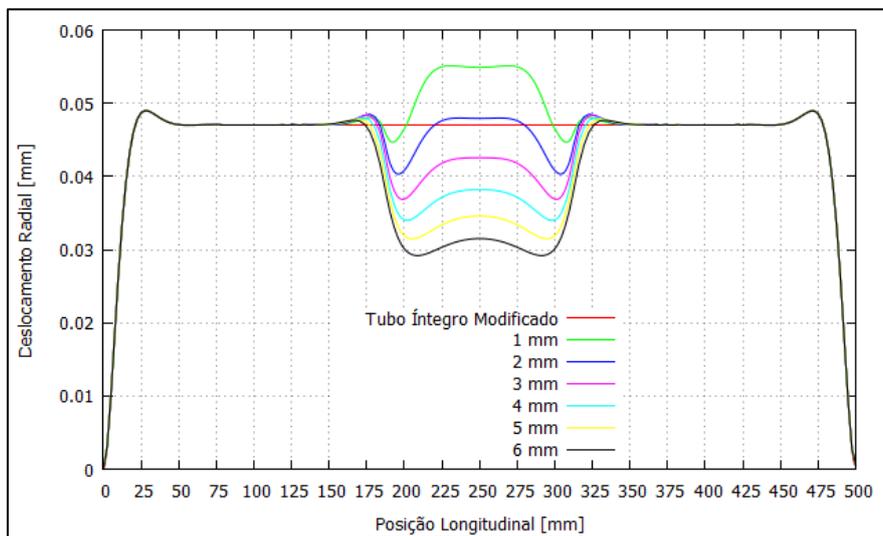


Figura 4. 34 - Deslocamento Radial do Tubo $L_r = 25\%$ a uma Pressão de 10 MPa.

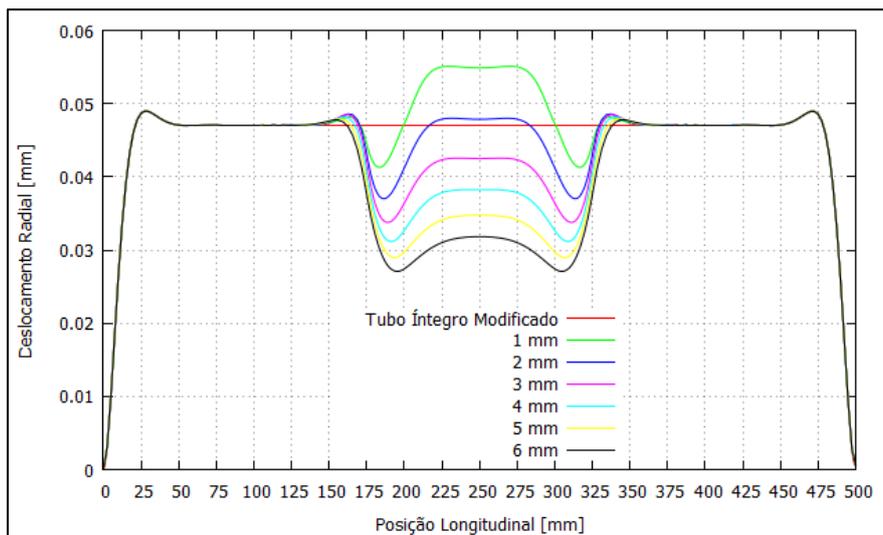


Figura 4. 35 - Deslocamento Radial do Tubo $L_r = 50\%$ a uma Pressão de 10 MPa.

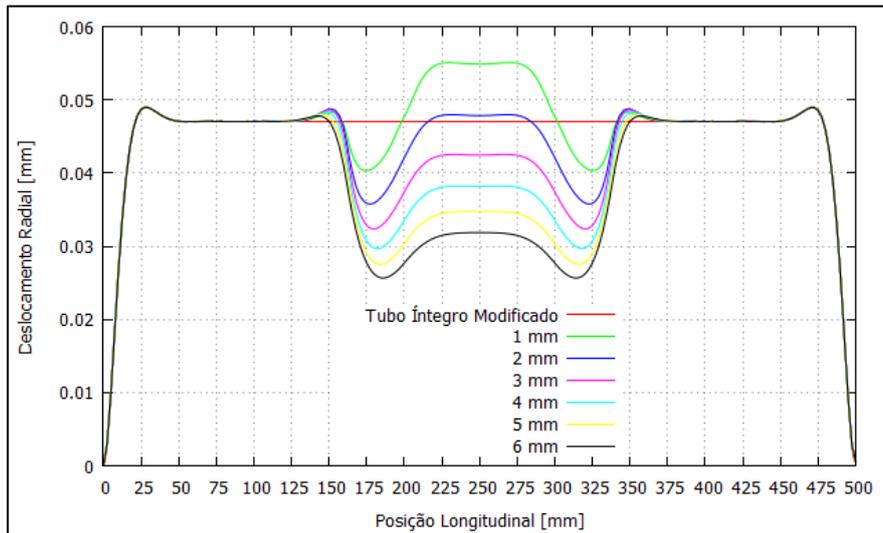


Figura 4. 36 - Deslocamento Radial do Tubo $L_r = 75\%$ a uma Pressão de 10 MPa.

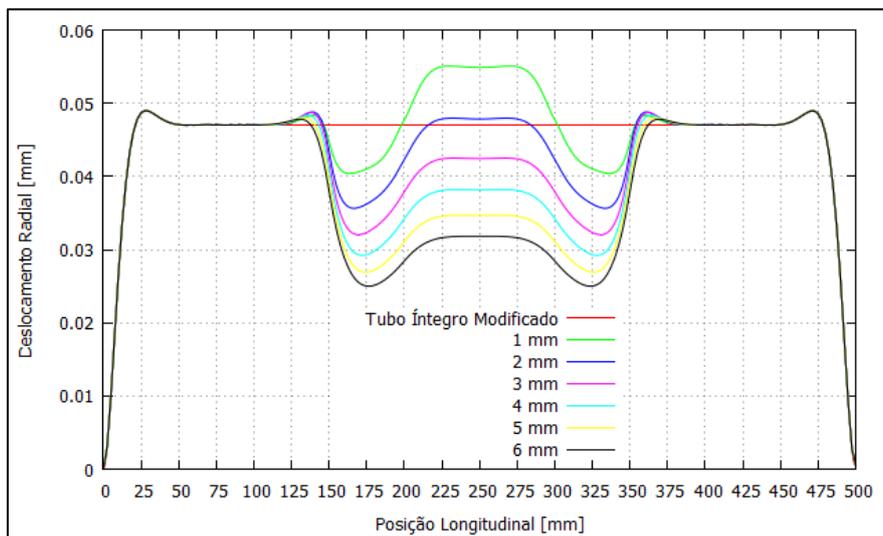


Figura 4. 37 - Deslocamento Radial do Tubo $L_r = 100\%$ a uma Pressão de 10 MPa.

Como pode ser observado nas figuras 4.33 a 4.37, a espessura que mais se aproxima do comportamento mecânico do tubo íntegro modificado, para os casos $L_r = 0\%$, 25%, 50%, 75% e 100% é a espessura de 3 mm. Para fins práticos, o comprimento do reparo compósito coincidente com o comprimento da extensão do desbaste ($L_r = 0\%$) não se aplica, visto que sem a extensão de reparo, há concentradores de tensão na região de transição do tubo íntegro com o a parte do desbaste, o que torna esse tipo de modelo inviável.

Para a espessura de 3 mm dos casos $L_r = 0\%$, 25%, 50%, 75% e 100% comparados com o tubo íntegro modificado a uma pressão de 10MPa, tem-se o seguinte gráfico:

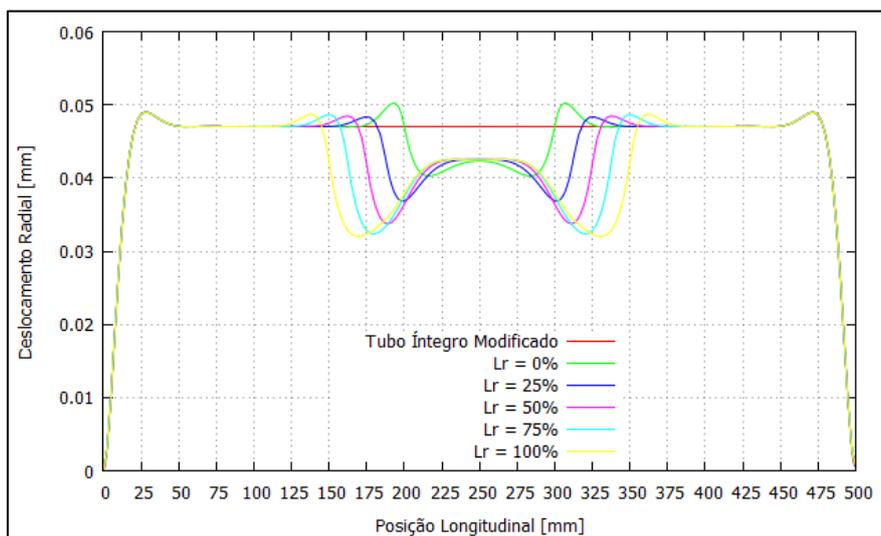


Figura 4. 38 - Comparativo da Espessura de 3 mm com o Tubo Íntegro Modificado a uma Pressão de 10MPa.

Ao analisar a figura 4.38, verifica-se que a extensão de reparo pouco influi no deslocamento radial na posição 250mm, sendo que para os casos $L_r = 0\%$ a 100% o deslocamento radial é praticamente o mesmo. A extensão do reparo interfere diretamente no aumento de rigidez, e conseqüentemente, há um “estrangulamento” do tubo nessa região.

Um fator que deve ser levado em consideração, é o fato que a medida que aumenta a extensão do reparo há um aumento da pressão de ruptura do tubo. Comparando as pressões de ruptura da espessura de 3 mm dos casos $L_r = 0\%$, 25% , 50% , 75% e 100% com o tubo íntegro modificado tem-se os resultados na tabela 4.43:

Tabela 4. 43 - Comparação das Pressões de Ruptura com o Tubo Íntegro Modificado.

TIPO	PRESSÃO DE RUPTURA	Diferença
Íntegro Modificado	17,82 MPa	0%
Espessura = 3 mm ($L_r = 0\%$)	14,64 MPa	17,84%
Espessura = 3 mm ($L_r = 25\%$)	15,87 MPa	10,94%
Espessura = 3 mm ($L_r = 50\%$)	16,26 MPa	8,75%
Espessura = 3 mm ($L_r = 75\%$)	16,31 MPa	8,47%
Espessura = 3 mm ($L_r = 100\%$)	16,29 MPa	8,59%

Como pode ser observado, para uma extensão de reparo a partir de 50% há uma diferença de pressões de ruptura abaixo dos 10%, comparados com a pressão de ruptura do tubo íntegro modificado, que é uma diferença aceitável. Verifica-se também, que para o caso $L_r = 100\%$ há um excesso de rigidez o que leva a uma pressão de ruptura menor do o caso $L_r = 75\%$.

4.7.2 – Análise de Custos

Análise de custos é um fator importante para projetos de engenharia, já dentre diversas opções para solução de determinados problemas, o custo é um fator limitante. Dessa

forma, a análise de custo será determinante para a escolha entre os casos $L_r = 0\%$ a 100% que melhor recupera as propriedades mecânicas, possui uma pressão de ruptura próxima ao do tubo íntegro e que possui o menor custo.

O custo do reparo é dividido em duas partes, sendo elas o custo do tecido de fibra por m^2 , sendo a espessura do tecido de $0,25\text{ mm}$ e o custo da resina. O custo final é o somatório dos dois custos (fibra e resina).

Os valores dos custos são obtidos pela empresa e-Composites e estão listados nas tabelas abaixo.

Tabela 4. 44 - Custo do tecido balanceado e da Resina Epóxi [www.e-composites.com.br, setembro de 2018].

Tecido Balanceado	Custo [R\$/m ²]
Carbono	165,00

Tabela 4. 45 - Custo da resina epóxi [www.e-composites.com.br, setembro de 2018].

Resina	Custo [R\$/kg]
Epóxi	76,00

4.7.2.1 - Custo da Fibra

O custo da fibra de reparo (C_f) de alta resistência e alto módulo de elasticidade pode ser calculado pela seguinte expressão [Thomazi, 2006]:

$$C_f = A_t \cdot CF \cdot v_f \quad (79)$$

$$A_t = A_d \cdot n_{cd} + A_r \cdot n_{ce} \quad (80)$$

$$n_{cd} = \frac{e_d}{e_{tec}} \quad (81)$$

$$n_{ce} = \frac{e_{rep}}{e_{tec}} \quad (82)$$

$$A_d = 2 \cdot \pi \cdot r_d \cdot L_d \quad (83)$$

$$A_{ce} = 2 \cdot \pi \cdot r_i \cdot L_r \quad (84)$$

Onde

C_f : Custo da Fibra no Reparo;

A_t : Área Total;

v_f : Fração Volumétrica;

A_d : Área do Desbaste;

A_r : Área do Reparo;

n_{cd} : Número de Camadas do Desbaste;

n_{ce} : Número de Camadas da Espessura de Reparo;

r_d : Raio do Desbaste;

r_i : Raio Interno;

L_d : Comprimento do Desbaste;

L_r : Comprimento da Sobre Espessura.

Admitindo $r_i = 0,055$ m; $r_d = 0,054$ m; $L_d = 0,1$ m; $L_r0\% = 0$ m; $L_r25\% = 0,025$ m; $L_r50\% = 0,05$ m; $L_r75\% = 0,075$ m; $L_r100\% = 0,1$ m; $e_d = 0,001$ m; $e_{rep} = 0,003$ m; $e_{tec} = 0,25$ mm; e $v_f = 0,5$, obtém-se os seguintes valores:

Tabela 4. 46 - Área da Camada Interna e Externa, Número de Camadas e Área Total.

TIPO	A_{ci} [m ²]	n_{ci}	A_{ce} [m ²]	n_{ce}	A_t [m ²]
$L_r = 0\%$	0,03392928	4	0,0	12	0,13571712
$L_r = 25\%$	0,03392928	4	0,0086394	12	0,23938992
$L_r = 50\%$	0,03392928	4	0,0172788	12	0,34306272
$L_r = 75\%$	0,03392928	4	0,0259182	12	0,44673552
$L_r = 100\%$	0,03392928	4	0,0345576	12	0,55040832

Tabela 4. 47 - Custo do Tecido Balanceado.

TIPO	Custo do Tecido [R\$]
$L_r = 0\%$	R\$ 11,20
$L_r = 25\%$	R\$ 19,75
$L_r = 50\%$	R\$ 28,30
$L_r = 75\%$	R\$ 36,86
$L_r = 100\%$	R\$ 45,41

4.7.2.2 – Custo da Resina Epóxi

O custo da resina de reparo (C_r) é obtido por [Thomazi, 2006]:

$$C_r = \rho \cdot V_m \cdot CR \quad (85)$$

$$V_m = (1 - v_f) \cdot V_{rep} \quad (86)$$

$$V_{rep} = (2 \cdot \pi \cdot r_d \cdot L_d) \cdot e_d + (2 \cdot \pi \cdot r_i \cdot L_r) \cdot e_{rep} \quad (87)$$

Onde

C_r : Custo da Resina no Reparo;

ρ : Densidade da Resina;

CR: Custo da Resina;

V_m : Volume da Resina;

v_f : Fração Volumétrica;

V_{rep} : Volume do Reparo

Admitindo $\rho = 0,0018 \text{ g/mm}^3$ (www.matweb.com, agosto de 2018) obtém-se os seguintes valores:

Tabela 4. 48 - Volume de Reparo, Volume de Matriz e Custo da Resina.

TIPO	$V_{\text{rep}} [\text{mm}^3]$	$V_m [\text{mm}^3]$	C_r
$L_r = 0\%$	33929,28	16964,64	R\$ 2,32
$L_r = 25\%$	59847,48	29923,74	R\$ 4,09
$L_r = 50\%$	85765,68	42882,84	R\$ 5,87
$L_r = 75\%$	111683,88	55841,94	R\$ 7,64
$L_r = 100\%$	137602,08	68801,04	R\$ 9,41

4.7.2.3 – Custo Total

Como dito anteriormente, a obtenção do custo final é o somatório dos custos do tecido de fibra mais os custos da resina. Assim o custo total é obtido por:

$$C_t = C_f + C_r \quad (88)$$

Tabela 4. 49 - Custos dos Reparos do Tubo.

TIPO	C_r
$L_r = 0\%$	R\$ 13,52
$L_r = 25\%$	R\$ 23,84
$L_r = 50\%$	R\$ 34,17
$L_r = 75\%$	R\$ 44,49
$L_r = 100\%$	R\$ 54,82

Um outro fator importante a ser considerado é a massa que cada reparo. Para grandes massas de reparo, este pode gerar esforços como momentos fletores e tensões cisalhantes que podem comprometer a integridade do tubo. A massa do reparo é obtida por:

$$m = V_{\text{rep}} \cdot \rho_{\text{rep}} \quad (89)$$

Admitindo para o carbono/epóxi $\rho_{\text{rep}} = 0,0016 \text{ g/mm}^3$ (Levy Neto e Pardini, 2006), obtém-se as seguintes massas:

Tabela 4. 50 - Massa dos Reparos.

TIPO	$m [\text{g}]$
$L_r = 0\%$	54,29
$L_r = 25\%$	95,76
$L_r = 50\%$	137,23
$L_r = 75\%$	178,69
$L_r = 100\%$	220,16

Analisando os valores da tabela 4.50, verifica-se que mesmo para o reparo $L_r = 100\%$ que há o maior valor de massa, 220,16 g, esse valor se torna pequeno se comparado com o valor de massa de uma tubulação de aço com densidade de $7,8 \text{ g/cm}^3$.

4.8 – ANÁLISE DE TENSÕES

Nos tópicos anteriores foram analisadas as resultantes de tensão, porém não houve uma análise detalhada dos efeitos das tensões na região do desbaste, e tão pouco na área do reparo compósito. Assim, serão analisadas no Ansys as tensões dos tubos íntegro, tubo íntegro “modificado”, tubo desbastado e dos tubos $L_r = 0\%$, $L_r = 25\%$, $L_r = 50\%$, $L_r = 75\%$ e $L_r = 100\%$ de espessura de 3 mm, pois foi essa espessura que melhor se aproximou do comportamento mecânico do tubo íntegro “modificado”.

Vale ressaltar que haverá diferenças nos resultados entre os programas Ansys e Compshell. No Compshell, como dito anteriormente, para que se obtenha as pressões de falha houve a necessidade de realizar a “modificação” mecânica nas extremidades do tubo, e para a análises das tensões e deslocamentos essa modificação mecânica não interfere nos resultados. No programa Ansys como não há a necessidade de fazer “modificações” mecânicas, os resultados são livres de interferências. Outra diferença na análise de tensões entre os programas Ansys e Compshell está no tipo de elementos utilizados no sistema de elementos finitos. Enquanto o Compshell utiliza elementos bidimensionais (2D), os elementos utilizados no Ansys são tridimensionais (3D), e assim, utiliza-se o sistema de coordenadas cilíndricas 3D. No programa Compshell utiliza-se a teoria de cascas finas axissimétricas, e dessa forma, há uma análise da diferença de rigidez do tubo, porém devido a teoria utilizada, não há como analisar, de uma forma mais detalhada, concentradores de tensões.

Para um sistema tridimensional de tensões em um tubo de parede fina submetido a uma pressão interna tem-se as componentes de tensões tangencial, axial e radial, ilustrada na figura 4.39.

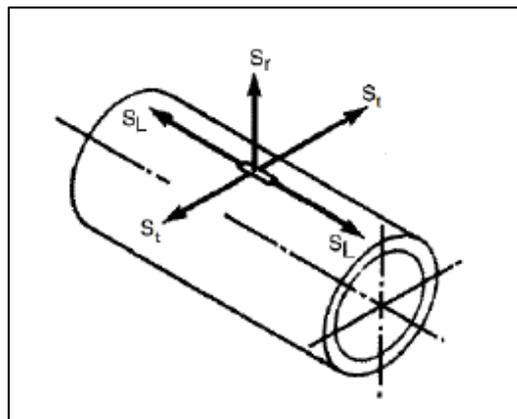


Figura 4. 39 - Tensões Tangencial, Axial e Radial (De Aguiar, 2016).

A tensão tangencial tende a romper a tubulação ao longo de sua geratriz e a tensão Axial tende a romper o tubo ao longo de sua circunferência. A tensão radial é causada

exclusivamente por causa da pressão interna e seu valor, geralmente, é baixo em comparação com as tensões tangencial e axial (De Aguiar, 2016), dessa forma, os valores das tensões radiais não serão analisados.

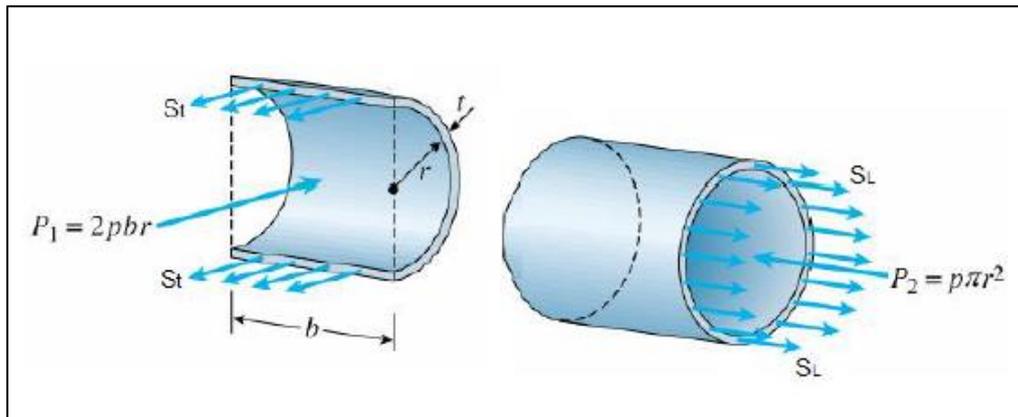


Figura 4. 40 - Cálculo das Tensões Tangencial e Axial (De Aguiar, 2016).

4.8.1 – Tubo Íntegro

Para o tubo íntegro, as componentes de tensões tangencial (STT) e axial (SLL) obtidos no Ansys são ilustrados na figura 4.41.

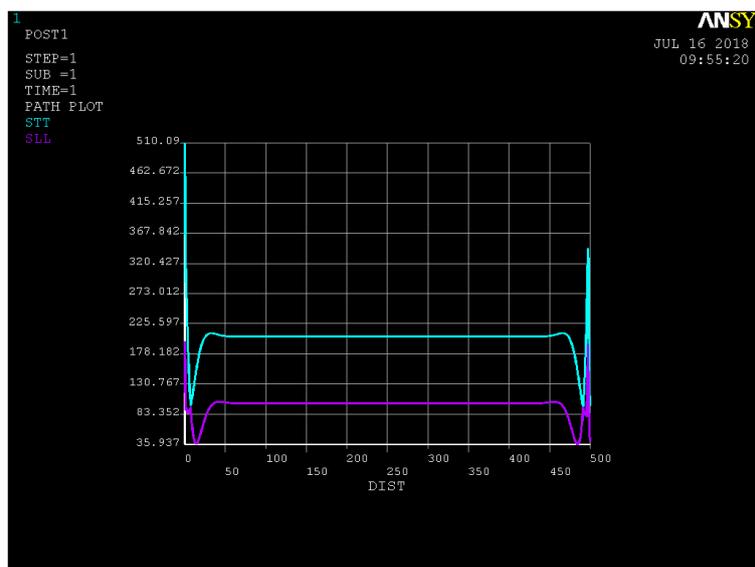


Figura 4. 41 - Tensões Tangencial e Axial do Tubo Íntegro.

Comparando com a Figura 4.2, percebe-se que o comportamento das tensões e das resultantes de tensões são próximos. Devido à restrição de todos os graus de liberdade na extremidade direita do tubo há maiores valores de tensão tangencial e axial nessa região. A distribuição das tensões tangencial e axial ao longo do tubo e o deslocamento radial são ilustrados nas figuras 4.42 a 4.44.

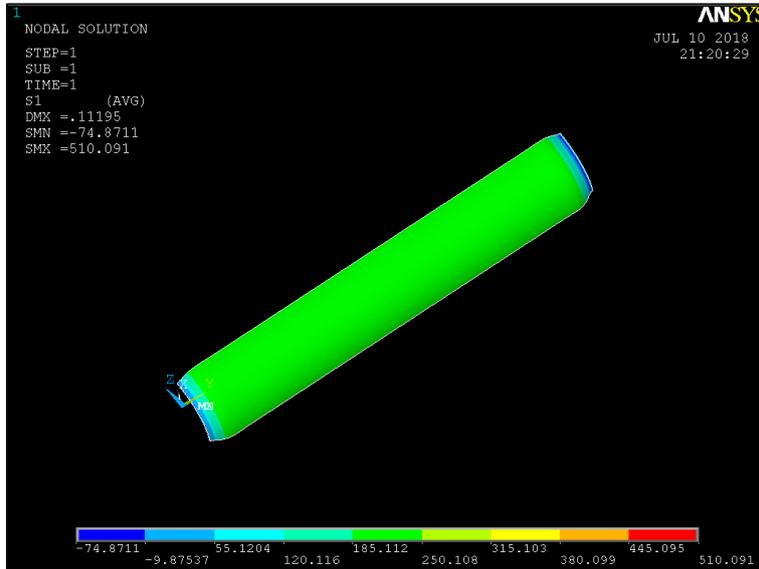


Figura 4. 42 - Tensão Tangencial no Tubo Íntegro.

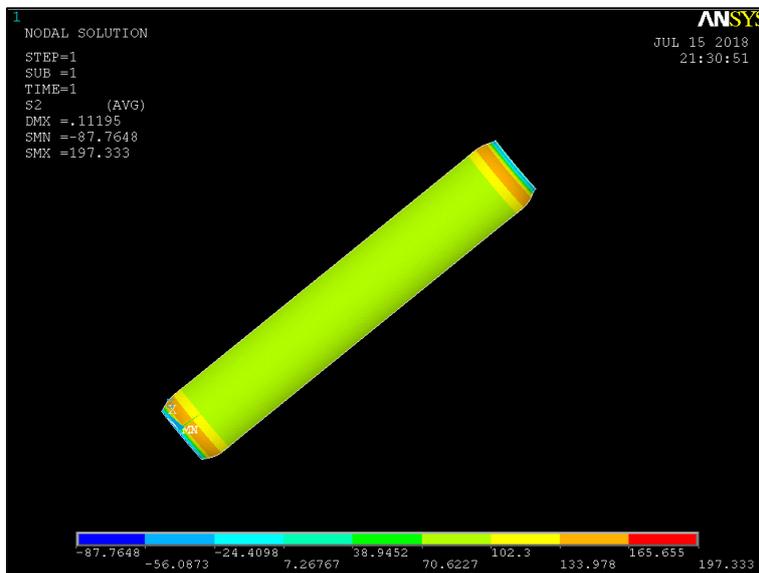


Figura 4. 43 - Tensão Axial no Tubo Íntegro.

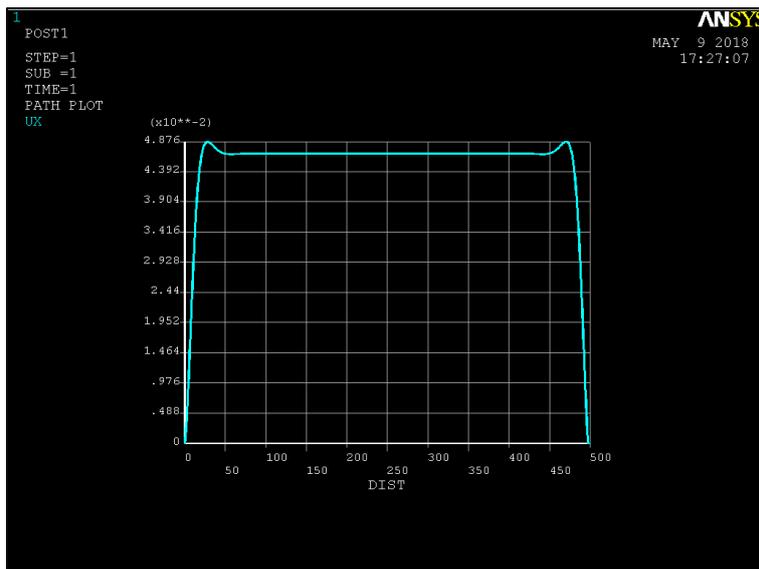


Figura 4. 44 - Deslocamento Tangencial do Tubo Íntegro no Ansys.

Conforme dito no parágrafo anterior, o valor da tensão tangencial é maior do que as tensões axial e radial. Para o tubo íntegro, o valor máximo da tensão tangencial é de 510,09 MPa na extremidade onde há restrição total dos graus de liberdade. Entre as posições 50 mm e 450 mm a tensão se mantém praticamente constante com valor de 205,72 MPa.

Para a tensão axial, o valor máximo também se assemelha ao comportamento ao da tensão tangencial, onde o valor máximo é de 197,33MPa na extremidade em que há restrição total dos graus de liberdade. Entre a posição 50 mm e 450 mm a tensão se mantém constante no valor de 100,35 MPa.

4.8.2 – Tubo Íntegro “Modificado”

O tubo íntegro “modificado” terá o mesmo comportamento do tubo íntegro, porém, com o aumento da pressão de falha há o aumento dos valores das tensões. Como dito anteriormente, comparando o comportamento das tensões principais e das resultantes de tensões, estes são próximos. Segue nas figuras 4.45 a 4.47 os gráficos das tensões e a distribuição da tensão tangencial e axial no tubo íntegro “modificado”.

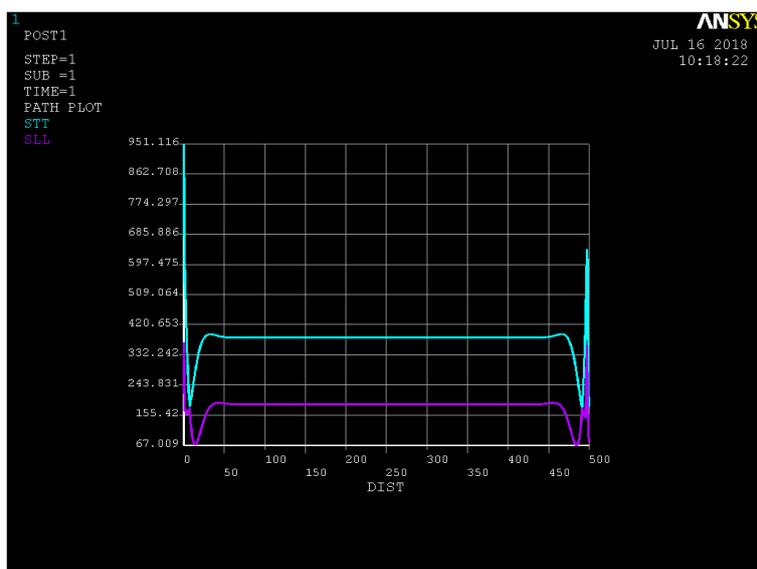


Figura 4. 45 - Tensões Tangencial e Axial do Tubo Íntegro "Modificado".

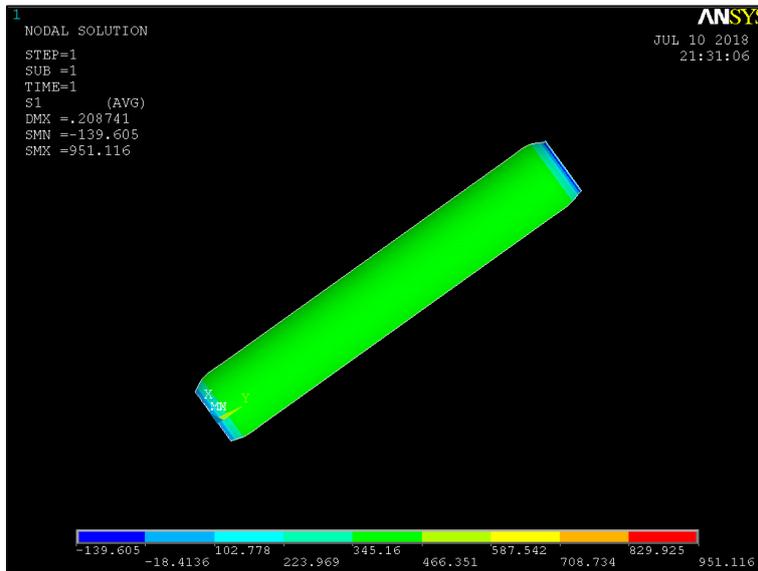


Figura 4. 46 - Tensão Tangencial do Tubo Íntegro "Modificado".

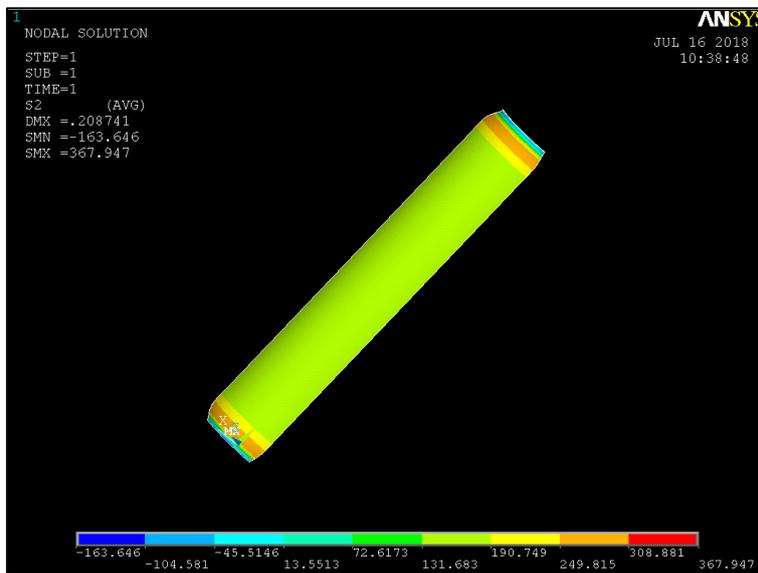


Figura 4. 47 - Tensão Axial do Tubo Íntegro "Modificado".

O tubo íntegro “modificado” apresenta o valor máximo da tensão tangencial de 951,12 MPa na extremidade onde há restrição total dos graus de liberdade, isto é na posição 0 mm. Entre as posições 50 mm e 450 mm a tensão se mantém praticamente constante com valor de 383,59 MPa.

Para a tensão axial, o valor máximo o valor máximo é de 367,95 MPa na extremidade em que há restrição total dos graus de liberdade. Entre a posição 50 mm e 450 mm a tensão se mantém constante no valor de 187,12 MPa.

Deve-se levar em consideração, que nas simulações realizadas no Ansys não há a “modificação” mecânica, como fora realizado no Compshell, e dessa forma, a localização dos valores de tensão tangencial e axial máximos se localizarão e posições diferentes nos programas Ansys e Compshell.

4.8.3 – Tubo Desbastado

Para o tubo desbastado, na região com redução da espessura pode-se verificar maiores valores das tensões devido a redução da rigidez nessa região, bem como a presença de concentradores de tensões.

Os valores das tensões tangencial e axial possuem o mesmo comportamento das resultantes de tensão para o tubo desbastado, como pode ser verificado na figura 4.3. Assim, os gráficos das tensões, e distribuição de tensões no tubo são ilustrados nas figuras 4.48 a 4.51.

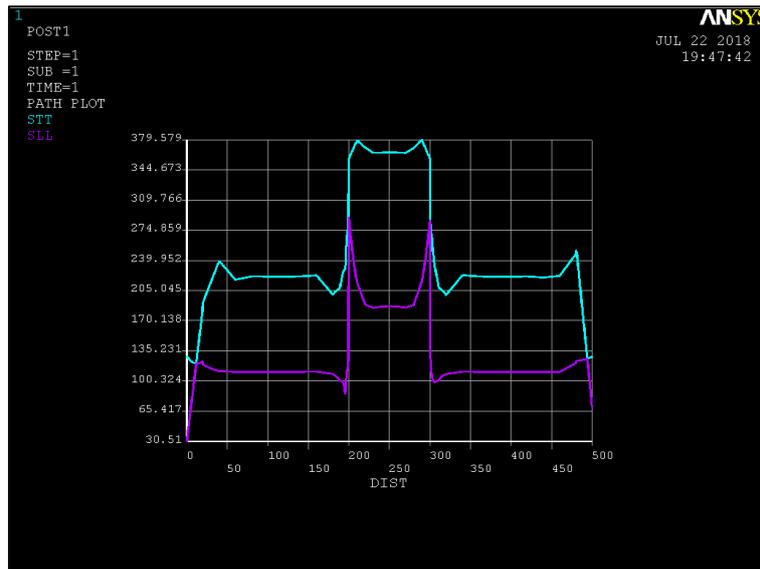


Figura 4. 48 - Tensões Tangencial e Axial do Tubo Desbastado.

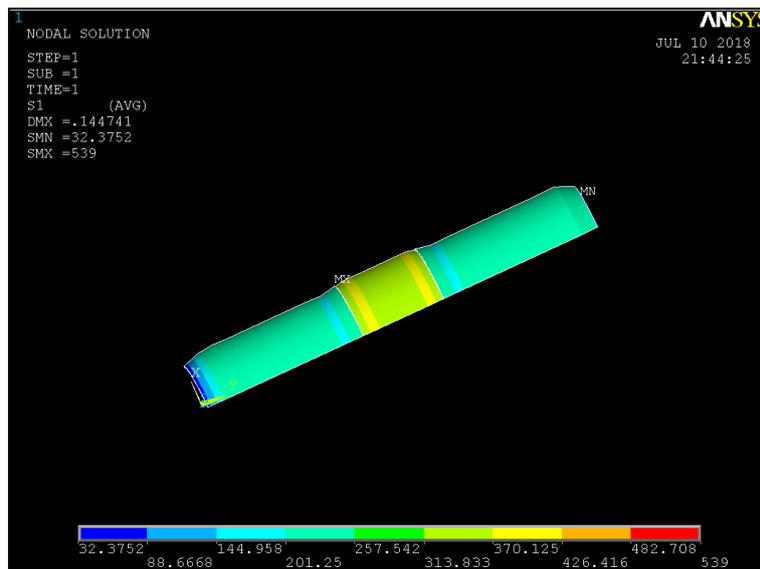


Figura 4. 49 - Distribuição da Tensão Tangencial no Tubo Desbastado.

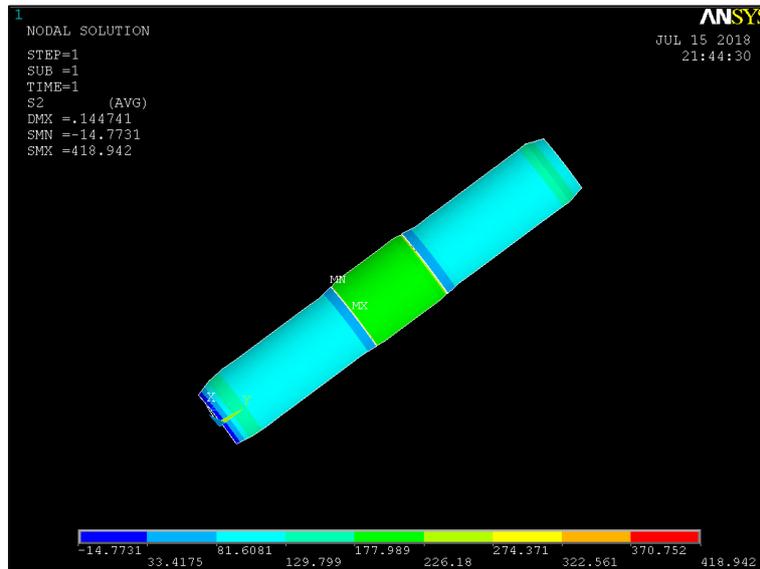


Figura 4. 50 - Distribuição da Tensão Axial no Tubo desbastado.

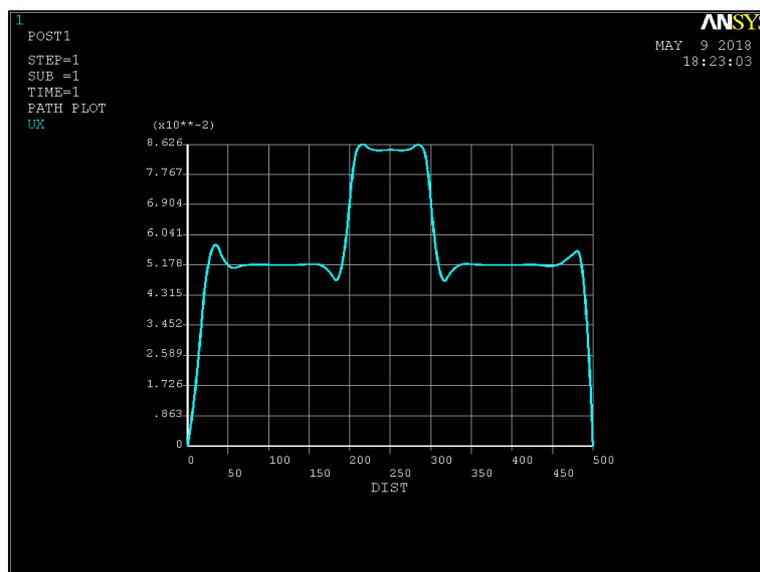


Figura 4. 51 - Deslocamento Tangencial do Tubo Desbastado no Ansys.

Como pode ser observado na região do desbaste (posição entre 200 e 300 mm) há maiores valores de tensões, obtendo o valor de tensão tangencial máximo de 379,34 MPa e de 184,60 MPa para a tensão axial. Vale lembrar que o valor máximo da tensão tangencial supera o valor da tensão de escoamento do tubo de aço ABNT 1010, e dessa forma, a região citada é onde ocorre a falha do tubo (posição 215 mm). Na região de transição entre a parte íntegra e o desbaste são os locais onde há os picos de tensões, como podem ser observados nas distribuições de tensões no tubo desbastado. Na região entre 229 e 271 mm o valor das tensões tangencial e axial se mantem praticamente constantes no valor de 365 MPa e 186,98 MPa respectivamente.

4.8.4 – Tubo Reparado com Carbono Epóxi Lr = 0% e 3 mm

Conforme tópico 4.7.1, o tubo reparado com 0 mm de sobre espessura não é, na prática, o reparo ideal devido aos altos concentradores de tensão, tanto que não foi levado em consideração na análise do reparo ideal, porém, será feito uma análise para observar como a falta de sobre espessura inviabiliza o reparo. Segue nas figuras 4.52 a 4.54 os gráficos das tensões tangencial e axial, bem como a distribuição de das tensões e o deslocamento radial.

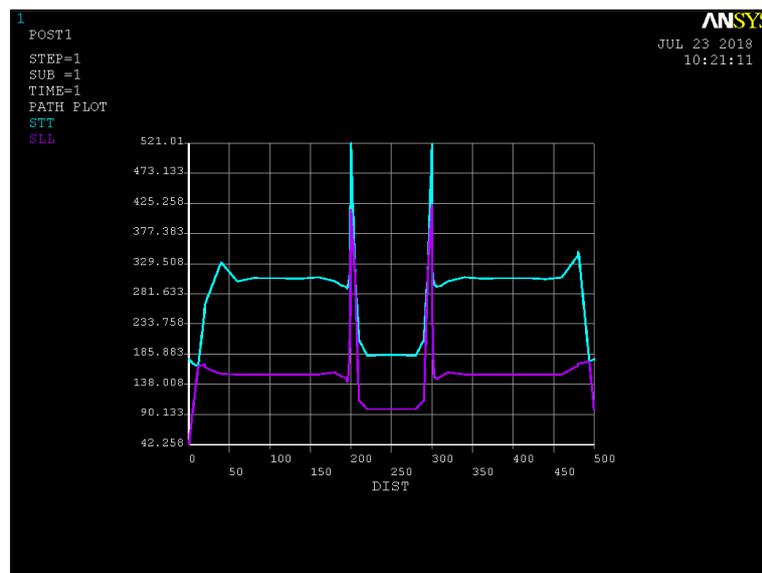


Figura 4. 52 - Tensões Tangencial e Axial do Tubo Reparado com 3 mm Carbono Epóxi Lr = 0%

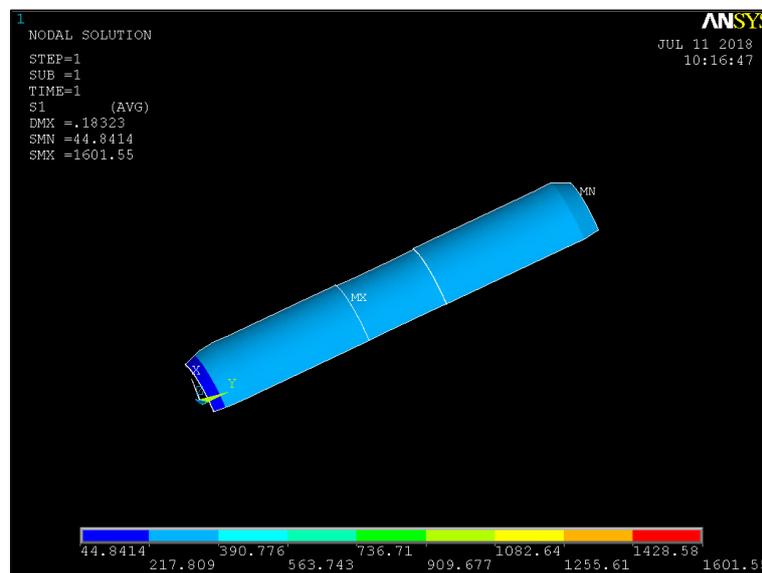


Figura 4. 53 - Tensão Tangencial no Tubo Reparado com 3 mm Carbono Epóxi Lr = 0%.

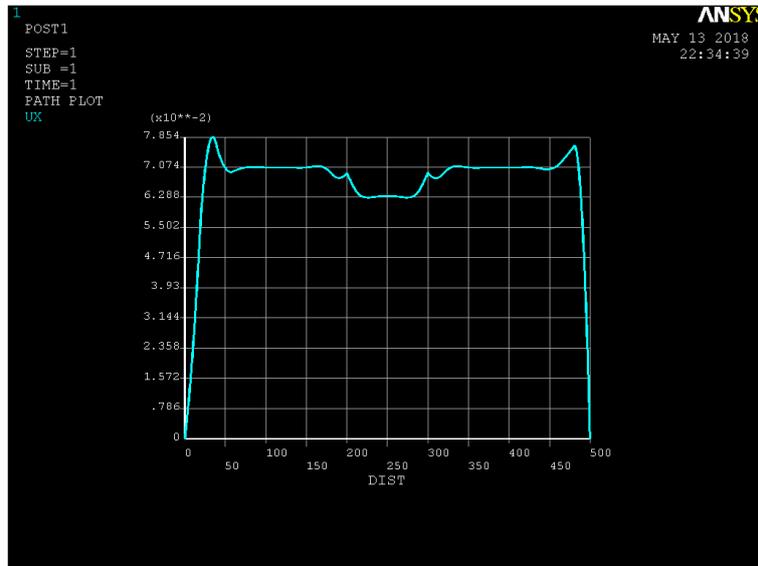


Figura 4. 54 - Deslocamento Tangencial do Tubo reparado com 3 mm Carbono Epóxi $L_r = 0\%$.

A presença do reparo causa um aumento da rigidez como pode ser observado pela estrição do tubo na região do reparo, contudo, a falta da sobre espessura leva a altos concentradores de tensão nas regiões de transição entre o tubo íntegro e o reparo (200 mm e 300 mm). Nessas regiões foram observadas tensões tangenciais e axiais máximos de 521,01 MPa e 415,41 MPa respectivamente, e esses valores superam o valor da tensão de escoamento do tubo, de forma que pelo programa Compshell, a falha ocorre na posição 300 mm. Entre as posições 220 mm e 280 mm os valores das tensões tangencial e axial se mantém praticamente constante nos valores de 184,85 MPa e 98,68 MPa.

4.8.5 – Tubo Reparado com Carbono Epóxi $L_r = 25\%$ e 3 mm

Para o tubo reparado com 3 mm de carbono epóxi e sobre espessura de 12,5 mm em cada extremidade ($L_r = 25\%$) têm-se os seguintes gráficos das tensões tangencial e axial, bem como a distribuição de tensões e deslocamento radial.

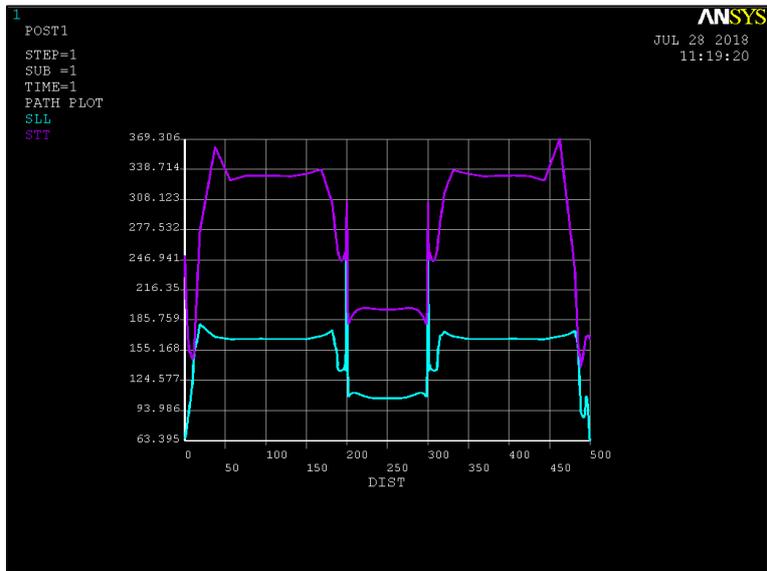


Figura 4. 55 - Tensões Tangencial e Axial do Tubo Reparado com 3 mm Carbono Epóxi Lr = 25%.

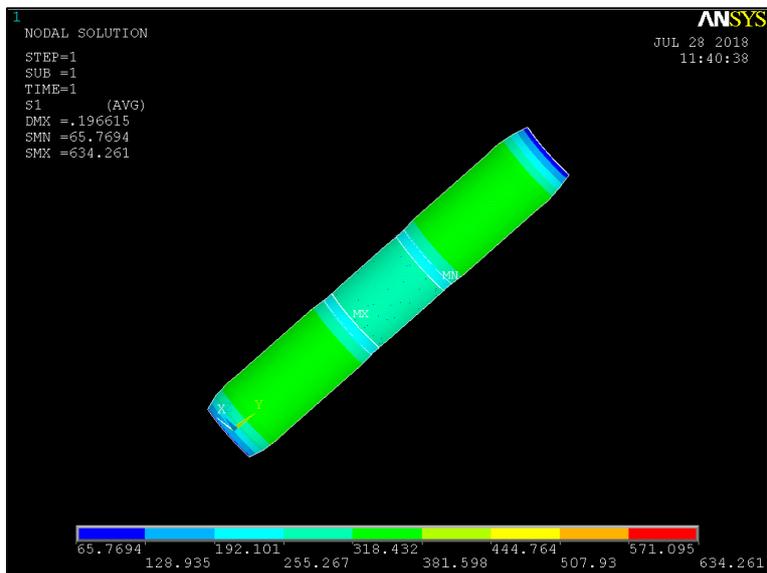


Figura 4. 56 - Tensão Tangencial no Tubo Reparado com 3 mm Carbono Epóxi Lr = 25%.

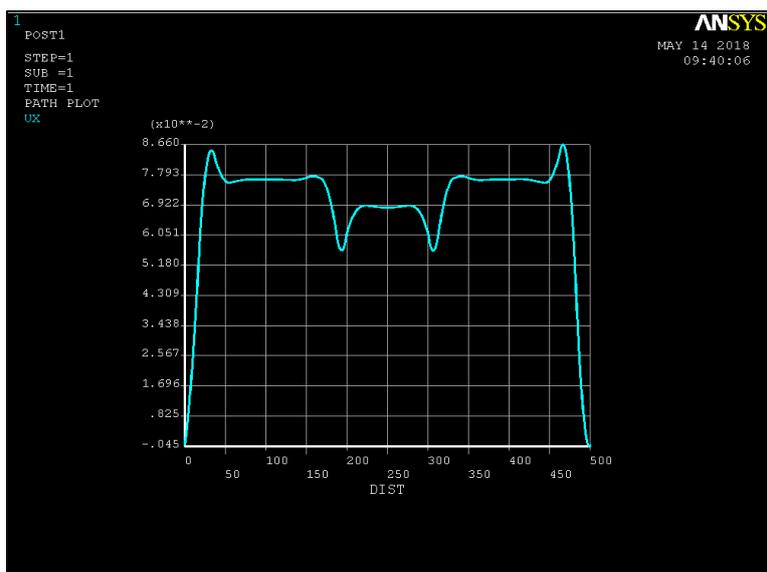


Figura 4. 57 - Deslocamento Tangencial do Tubo reparado com 3 mm Carbono Epóxi Lr = 25%.

Assim como no caso $L_r = 0\%$, a presença do reparo causa uma constrição na região do desbaste, e com a presença da sobre espessura sobre a região íntegra, causa uma diminuição dos efeitos dos concentradores de tensão nas posições 200 mm e 300 mm, como pode ser observado na figura 4.55. Os valores máximos de tensão tangencial são de 369,31 MPa, na posição 462,5 mm; e axial de 293,38 MPa nas posições 200 mm e 300 mm. Entre as posições 229 mm e 279 mm os valores de tensão tangencial e axial se mantêm próximos de 196,37 MPa e 106,36 MPa respectivamente.

4.8.6 – Tubo Reparado com Carbono Epóxi $L_r = 50\%$ e 3 mm

Para o tubo com 3 mm de reparo de carbono epóxi e 25 mm de sobre espessura em cada extremidade do reparo, têm-se os gráficos das tensões tangencial e axial, bem como a distribuição de tensão e deslocamento radial.

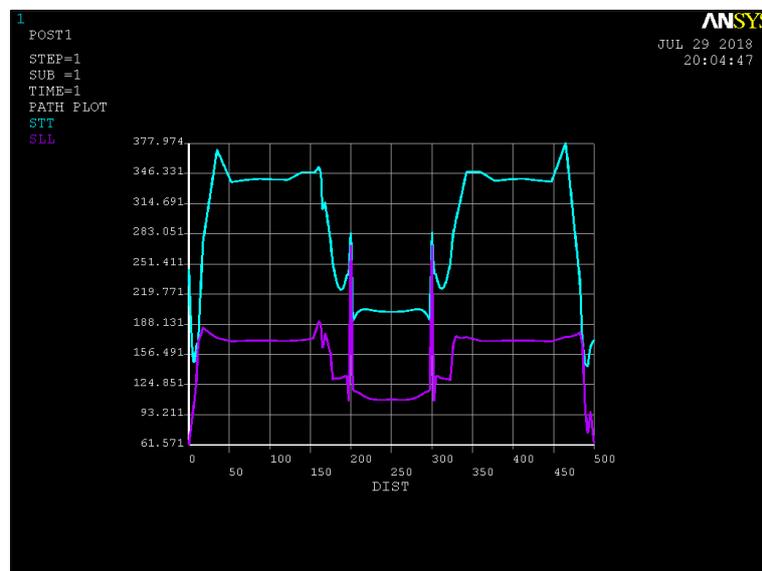


Figura 4. 58 - Tensões Tangencial e Axial do Tubo Reparado com 3 mm Carbono Epóxi $L_r = 50\%$.

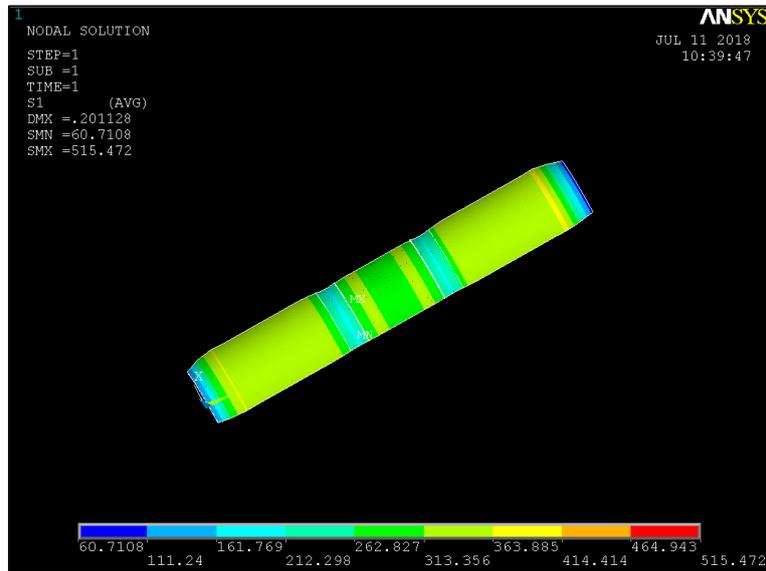


Figura 4. 59 - Tensão Tangencial no Tubo Reparado com 3 mm Carbono Epóxi $L_r = 50\%$.

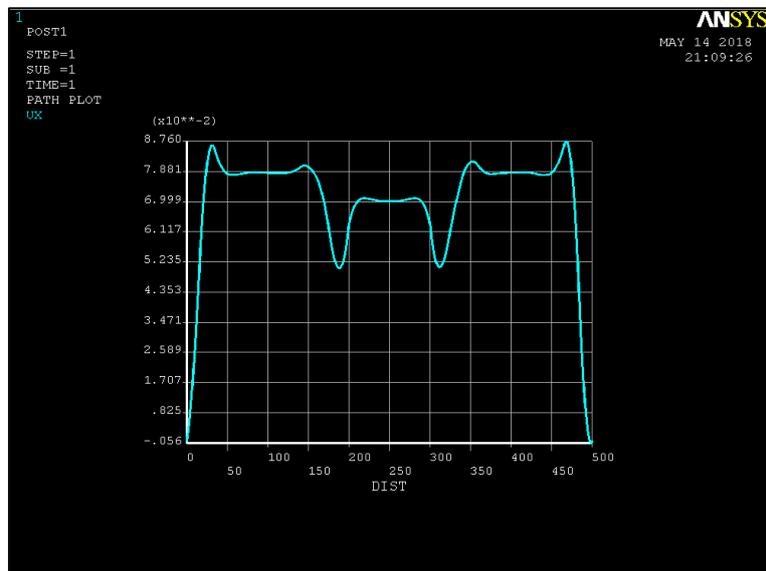


Figura 4. 60 - Deslocamento Tangencial do Tubo reparado com 3 mm Carbono Epóxi $L_r = 50\%$.

Como pode ser observado, a medida em que se aumenta o valor da sobre espessura há uma diminuição dos valores de tensão. A tensão tangencial máxima possui o valor de 377,97 MPa na posição 495 mm, e a tensão axial máxima é de 270,64 MPa nas posições 200 mm e 300 mm. Na região do reparo, entre as posições 232 mm e 268 mm as tensões tangencial e axial se tornam constantes nos valores de 201,11 MPa e 109,30 MPa respectivamente.

4.8.7 – Tubo Reparado com Carbono Epóxi $L_r = 75\%$ e 3 mm

Para o tubo com 03 mm de reparo de carbono epóxi e sobre espessura de 37,5 mm em cada extremidade do reparo ($L_r = 75\%$) têm-se os seguintes gráficos das tensões tangenciais e axiais, bem como a distribuição de tensão e deslocamento tangencial:

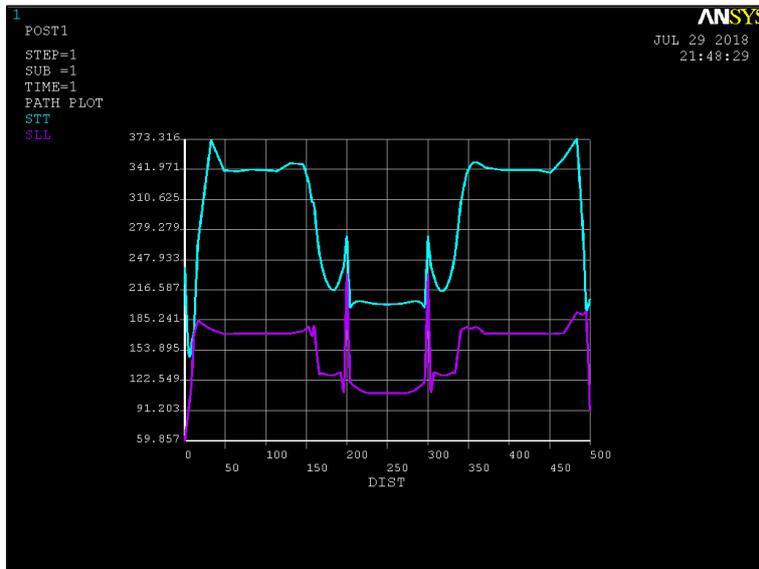


Figura 4. 61 - Tensões Tangencial e Axial do Tubo Reparado com 3 mm Carbono Epóxi Lr = 75%.

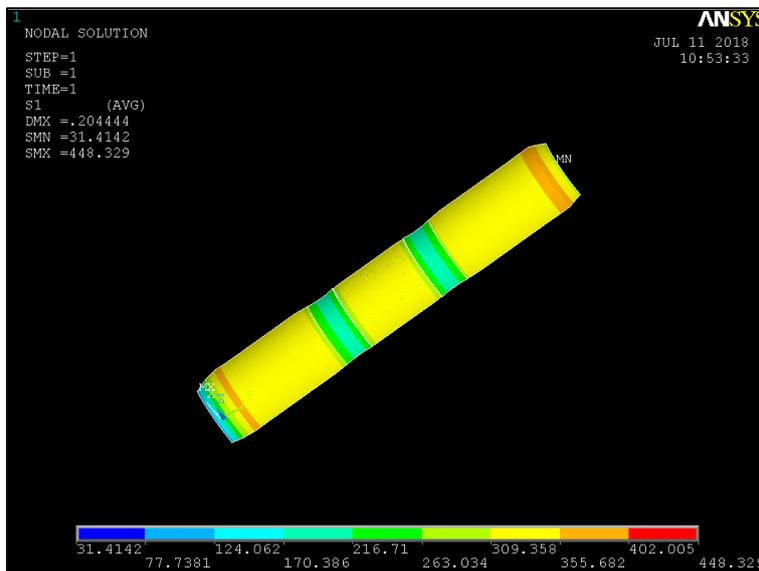


Figura 4. 62 - Tensão Tangencial no Tubo Reparado com 3 mm Carbono Epóxi Lr = 75%.

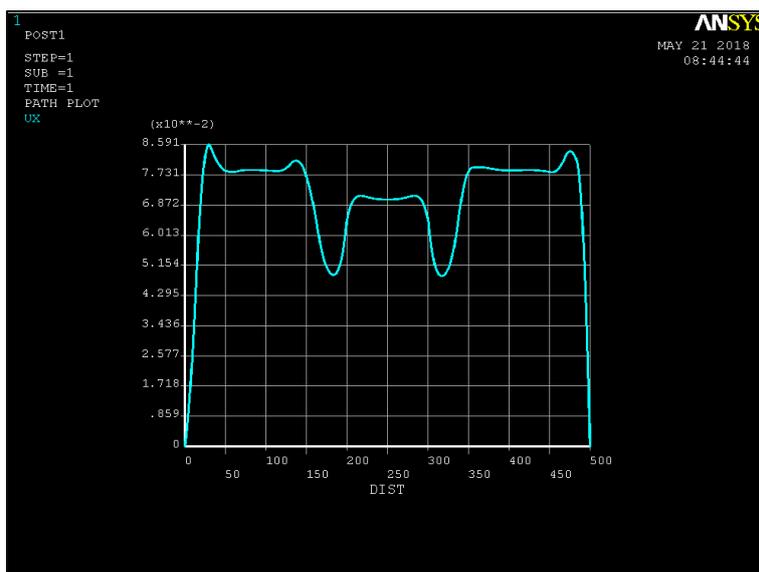


Figura 4. 63 - Deslocamento Tangencial do Tubo reparado com 3 mm Carbono Epóxi Lr = 75%.

A medida em que se aumenta o comprimento da sobre espessura do reparo há um aumento significativo da rigidez do reparo e conseqüentemente uma diminuição dos valores das tensões tangencial e axial na região do reparo. Para o tubo $L_r = 75\%$, o valor da tensão tangencial máxima foi de 373,32 MPa na posição 483,5 mm; e a tensão axial máxima foi de 233,42 MPa na posição 300 mm. Na região onde houve o desbaste, as tensões tangenciais e axiais se tornam aproximadamente constantes entre as posições 237,50 mm e 262,50 mm assumiram os valores de 201,70 MPa e 109,41 MPa respectivamente.

4.8.8 – Tubo Reparado com Carbono Epóxi $L_r = 100\%$ e 3 mm

Para o tubo com 3 mm de reparo de carbono epóxi e sobre espessura de 50 mm ($L_r = 100\%$) têm-se os seguintes gráficos das tensões tangencial e axial, bem como da distribuição de tensão e deslocamento tangencial.

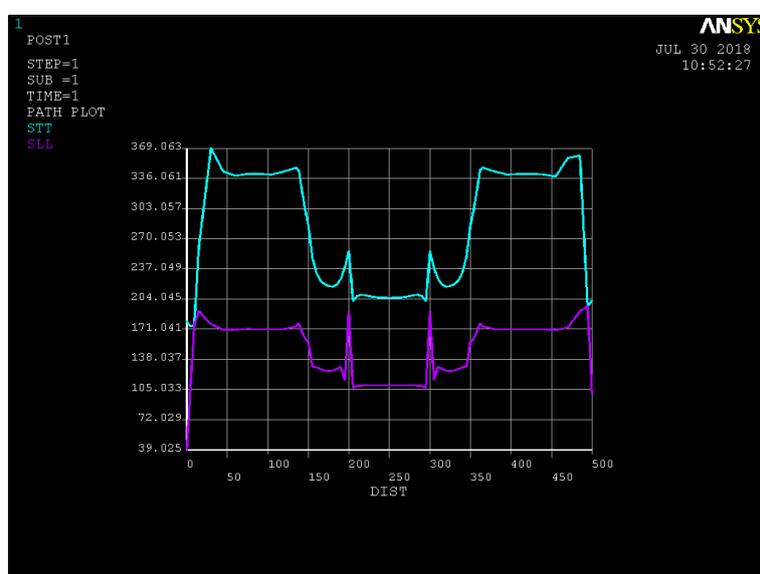


Figura 4. 64 - Tensões Tangencial e Axial do Tubo Reparado com 3 mm Carbono Epóxi $L_r = 100\%$.

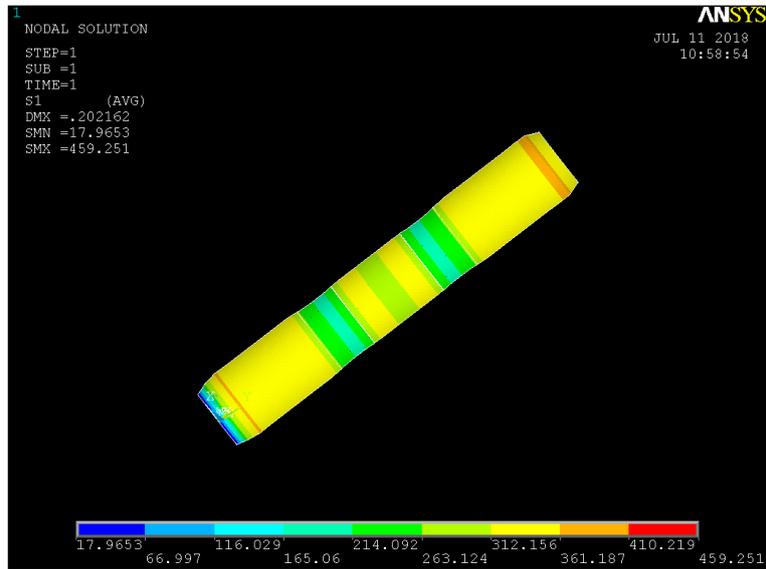


Figura 4. 65 - Tensão Tangencial no Tubo Reparado com 3 mm Carbono Epóxi $L_r = 100\%$.

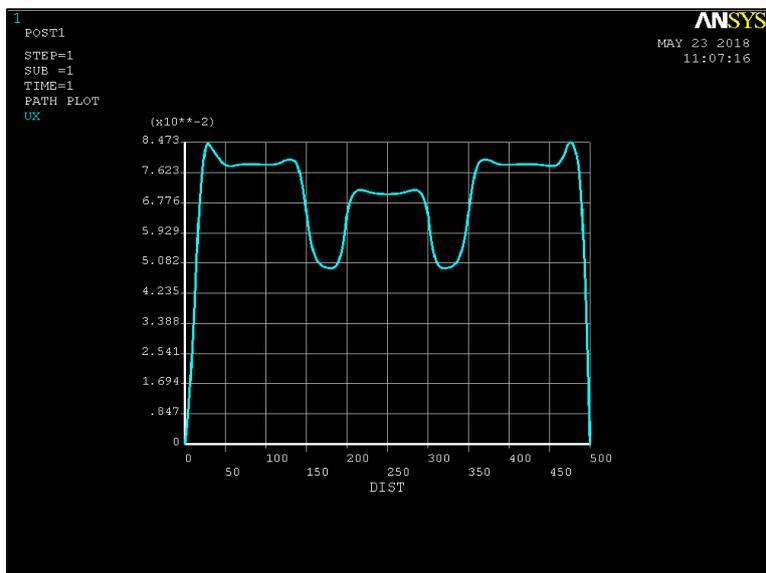


Figura 4. 66 - Deslocamento Tangencial do Tubo reparado com 3 mm Carbono Epóxi $L_r = 100\%$.

Assim como nos casos anteriores, para uma sobre espessura do comprimento do reparo (100 mm) o aumento de rigidez se torna demasiadamente elevado, fazendo que tanto a pressão de falha como as tensões tangencial e axial se tornem menores do que o caso $L_r = 75\%$. Como analisado no tópico sobre a seleção da espessura ideal, o caso $L_r = 100\%$ se torna mecanicamente e economicamente inviável. Porém, analisando esse caso, têm-se os valores de tensão tangencial máxima igual a 369,06 MPa na posição 30 mm; e tensão axial máxima de 190,18 MPa nas posições 200 mm e 300 mm. Na região do desbaste, as tensões tangencial e axial se tornam praticamente constantes entre as posições 234 mm e 266 mm, nos valores de 205,35 MPa e 109,86 MPa respectivamente.

5 – ANÁLISE DOS RESULTADOS

Os resultados do Compshell e Ansys foram apresentados na forma de tabelas e gráficos onde foram mostrados os valores dos deslocamentos axiais e radiais/tangenciais referente aos tubos: íntegro; íntegro modificado; desbastado; reparado com carbono/epóxi. Para o tubo reparado, foram também apresentados os resultados das espessuras do reparo.

Em relação ao tubo íntegro, íntegro modificado e desbastado percebe-se a necessidade de realizar o “reforço mecânico” nas extremidades do tubo nas simulações no Compshell. De acordo com as figuras 4.2 e 4.41, os efeitos das resultantes de tensão axial e radial; e tensões tangencial e axial nas extremidades do tubo ocasionam uma pressão de ruptura com valor que não reflete a realidade. Com o “reforço mecânico” a pressão de falha do tubo íntegro modificado apresenta um valor de pressão de ruptura 86,40% maior do que o tubo íntegro. Corroborando, verifica-se na tabela (07) que o local de falha do tubo íntegro ocorre na posição 500 mm, ou seja, na extremidade do tubo, enquanto no tubo íntegro modificado e desbastado, a falha ocorre na posição 450 mm e 215 mm respectivamente. Os deslocamentos radiais (tangenciais), axiais e radiais (tangenciais) máximos se aproximam se comparados com os programas Ansys e Compshell, bem como com os valores teóricos, e dessa forma, há a validação dos modelos utilizados nos dois programas computacionais.

Para o tubo reparado com carbono/epóxi e sobre espessura igual a 0 mm ($L_r = 0\%$), verifica-se que esse modelo não deve ser utilizado, visto que o comprimento do reparo coincide com o tamanho do desbaste, e dessa forma há elevados valores de tensão tangencial e axial nas extremidades do reparo que possuem valores superiores à tensões de escoamento do aço ANSI 1010. De acordo com a tabela 4.9, todas as espessuras de reparo possuem falha na posição 300 mm, sendo este local uma das extremidades do desbaste. Outra constatação desse fato, é a pressão de falha. Comparando as pressões de falha, verifica-se que quando há sobre espessura $L_r > 0$ mm, as pressões de falha são maiores do que no caso $L_r = 0\%$. Para o caso $L_r = 25\%$ (12,5 mm de reparo sobre o tubo íntegro em cada lado do desbaste) foram verificados valores de pressão de falha próximos ao caso $L_r = 0\%$, mas isso se justifica pelo pequeno valor do comprimento do reparo que pouco diminui os efeitos das tensões tangencial e axial em cada extremidade do desbaste.

À medida que se aumenta a espessura de reparo para os casos $L_r = 0\%$, $L_r = 25\%$, $L_r = 50\%$, $L_r = 75\%$ e $L_r = 100\%$ há uma diminuição dos deslocamentos radiais na posição 250 mm, isso devido ao aumento da rigidez do reparo, como pode ser observado nas figuras 4.11,

4.16, 4.21, 4.26 e 4.31. Nos casos em que há sobre espessura, verifica-se também um “estrangulamento” nessas regiões devido ao aumento de rigidez da sobre espessura do reparo, como pode ser observado nas figuras 4.11, 4.16, 4.21, 4.26 e 4.31. Outro fator observado nos resultados foi o aumento dos valores das pressões de falha com o aumento do comprimento da sobre espessura. Assim, conclui-se que apesar do aumento da rigidez do reparo e do “estrangulamento”, o aumento do comprimento do reparo diminui os efeitos dos concentradores de tensões, e conseqüentemente, o acréscimo no valor das pressões de ruptura. Além dos efeitos nas pressões de falha, o acréscimo de rigidez tanto com o aumento das espessuras de reparo tanto com o aumento do comprimento do reparo implica em deslocamentos axiais não uniformes, como pode ser observado nas figuras 4.12, 4.17, 4.22, 4.27 e 4.32.

Para a seleção da espessura de reparo ideal, foi levado em consideração duas hipóteses: (i) recuperação das propriedades mecânicas; e (ii) custo. Para analisá-la a recuperação das propriedades mecânicas, todas espessuras foram submetidas a uma pressão de 10 MPa em regime elástico, e foram comparados com tubo íntegro modificado, que também foi submetido a essa pressão em regime elástico. A espessura que melhor recuperar as propriedades mecânicas é aquela que possui seu deslocamento radial próximo ao deslocamento radial do tubo íntegro modificado. O caso $L_r = 0\%$ foi analisado, porém como dito anteriormente, na prática esse caso não é levado em consideração. Para todos os casos ($L_r = 0\%$, $L_r = 25\%$, $L_r = 50\%$, $L_r = 75\%$ e $L_r = 100\%$) a espessura de 3 mm de reparo é a que melhor se aproximou do deslocamento radial do tubo íntegro modificado, o que leva a concluir que o aumento do comprimento do reparo pouco influi no deslocamento radial na posição mediana (250 mm), como pode ser observado na figura 4.38.

Porém, como foi dito anteriormente, o aumento do comprimento do reparo há um acréscimo no valor das pressões de falha, assim para o casos $L_r = 0\%$, $L_r = 25\%$, $L_r = 50\%$, $L_r = 75\%$ e $L_r = 100\%$ apresentam as seguintes pressões de falha para a espessura de reparo de 3 mm, respectivamente: 14,64 MPa, 15,87 MPa, 16,26 MPa, 16,31 MPa e 16,29 MPa. Para o caso $L_r = 100\%$ verifica-se um aumento de rigidez tão grande que há concentradores de tensão na posição 150 mm, local que começa a sobre espessura do reparo, e conseqüentemente começa a haver a partir dessa espessura um decréscimo do valor das pressões de falha.

Pela análise de custos, quanto maior o comprimento do reparo, maior o custo. Assim, a seleção do reparo ideal, deve-se analisar a recuperação das propriedades mecânicas, a pressão de ruptura que mais se aproxima do tubo íntegro modificado e custos. Assim, o reparo

de 3 mm e sobre espessura de 50 mm (25 mm em cada extremidade do desbaste) é o comprimento ideal. Com relação a recuperação mecânica, os casos $L_r = 0\%$ e $L_r = 100\%$ não se aplicam na prática, e o reparo $L_r = 50\%$ com 3 mm de reparo apresenta um “estrangulamento” intermediário entre os casos $L_r = 25\%$ e $L_r = 75\%$. Como o caso $L_r = 25\%$ apresenta uma sobre espessura pequena, se aproximando dos resultados do caso $L_r = 0\%$, esse caso não se torna o ideal. O caso $L_r = 75\%$ apresenta um estrangulamento elevado na região da sobre espessura, aproximando do caso $L_r = 100\%$.

Com relação a pressão de falha, os casos $L_r = 50\%$ e $L_r = 75\%$ apresentam pressões de falha muito próximos, porém, como foi abordado no parágrafo anterior, levando em consideração ao “estrangulamento” na região da sobre espessura, a pressão de falha do caso $L_r = 50\%$ se torna a melhor opção.

Em relação ao custo, e levando em consideração a pressão de ruptura e recuperação das propriedades mecânicas, novamente a espessura de 3 mm do caso $L_r = 50\%$ leva vantagem em relação aos demais casos.

6 - CONCLUSÕES

- 1) Apesar do programa Compshell apresentar uma limitação na quantidade de elementos para gerar a malha de elementos finitos (199 elementos), os resultados apresentados aproximam dos resultados obtidos pelo programa Ansys, e assim, o Compshell é um programa muito útil e eficiente para a análise do comportamento mecânico de estruturas de casca de parede fina;
- 2) Pelos resultados obtidos, o reparo compósito de comprimento igual ao comprimento do desbaste ($L_r = 0\%$) se torna inviável, em virtude da falta de sobre espessura não há a diminuição dos efeitos dos concentradores de tensão;
- 3) À medida em que se aumenta o valor da espessura do reparo, a partir de 2mm, há um acréscimo de rigidez na tubulação, e uma diminuição dos deslocamentos radiais (tangenciais), bem como um aumento da pressão de falha;
- 4) Após análise dos casos $L_r = 0\%$, $L_r = 25\%$, $L_r = 50\%$, $L_r = 75\%$ e $L_r = 100\%$, a espessura de 3 mm de reparo foi a que mais se aproximou do comportamento mecânico do tubo íntegro “modificado”;
- 5) O comprimento do reparo compósito, acima de 100 mm, não influi no deslocamento radial, como pode ser verificado aplicando uma pressão constante de 10 MPa, porém, interfere na pressão de falha;
- 6) Após uma análise, levando em consideração as pressões de falha, análise de custos, deslocamentos radiais (tangenciais) e análise de tensões, o reparo de 3 mm com sobre espessura de 25 mm ($L_r = 50\%$) é o reparo ideal;
- 7) Como sugestão para trabalhos futuros, sugere-se a realização de experimentos práticos levando em consideração os modelos utilizados nas simulações numéricas, bem como a simulação computacional e experimental de outros tipos de reparos, como por exemplo a aplicação de reparos compósitos de kevlar/epóxi, vidro/epóxi e híbridos.

6 - BIBLIOGRAFIA

- ALVES FILHO, A. **Elementos Finitos: A Base da Tecnologia CAE**, Editora Érica, 2000
- ALENCAR, F. S. (2006) “**Análise Numérica de Tubos Reparados com Material Compósito.**” Brasília, 2006. 142p. Projeto de graduação – Faculdade de Tecnologia – FT, Universidade de Brasília (UNB).
- ALEXANDER, C. R., “**Repair of Mechanically-Damaged Pipes Using Armor Plate Pipe Wrap**”, Stress Engineering Services, Inc. Disponível em <http://www.sespipeline.com/documents/mechdamg.pdf> .
- ASME B31 - Standards of Pressure Piping.
- ASME B31 G – 1991: Manual for Determining the Remaining Strength of Corroded Pipelines (Supplement to ASME B31 Code for Pressure Piping).
- BERNARDI, S. T. (2003). “**Avaliação do Comportamento de Materiais Compósitos de Matrizes Cimentícias Reforçadas com Fibra de Aramida Kevlar**”. Porto Alegre, 2003. 179p. Dissertação (Mestrado) – Escola de Engenharia, Universidade Federal do Rio Grande do Sul.
- CONCAWE. “Western European Cross-Country Oil Pipelines 30 – Year Performance Statistic”. Conservation of Clean Air and Water in Europe, 2002.
- CONCAWE. “Performance of European cross-country oil pipelines Statistical summary of reported spillages in 2016 and since 1971, 2018”.
- COSHAM, A. “**The Assessment of Pipeline Defects**” Tutorial Course. 4th International Pipeline Conference (IPC2002), 2002.
- DE AGUIAR, T. B. (2016) “**Análise estrutural de uma tubulação de óleo um navio plataforma.**” Rio de Janeiro, 2016. 62p. Projeto de Graduação – Escola Politécnica, Universidade Federal do Rio de Janeiro (UFRJ).
- FALUHELYI, P. (2006). “**Análise de Tensões em Tubulações com e sem Reparo Compósito, Submetidas a Pressões Hidrostáticas Internas**”. Brasília, 2006, 138p. Dissertação (Mestrado) – Faculdade de Tecnologia – FT, Universidade de Brasília (UNB).
- FELIPPES, B. A. DE (2010). **Estudo do Comportamento Mecânico de Dutos de Aço com Reparos Compósitos Híbridos**”. Brasília, 2010. 116p. Dissertação (Mestrado) – Faculdade de Tecnologia – FT, Universidade de Brasília (UNB).
- FIORELLI, J. (2002). **Utilização de fibras de carbono e de fibras de vidro para reforço de vigas de madeira.** São Carlos, 2002. 134p. Dissertação (mestrado) – Escola de Engenharia de São Carlos, São Paulo.
- FLUGGE, W., “**Stress in Shells**” Springer-Verlag – New York – Heidelberg-Berlin, Second Edition, 1973.
- GONÇALVES, V. P., “**Avaliação do Comportamento Mecânico de Tubos Compósitos Fabricados por Enrolamento Filamentar Submetidos à Pressão Interna**”

- HIBBELER, R. C., “Resistência dos Materiais”, LTC Editora, 3ª Edição, 1997.
- HOA, S. V., “*Analysis for Design of Fiber Reinforced Plastic Vessels and Pipings*”, Technomic Publishing AG, 1.991, page 216-225.
- Hull, D., 1981, “**An Introduction to Composite Materials**”, Cambridge University Press
- JONES, R. M., “**Mechanic of Composite Materials**”, MC Graww Hill, New York, 1975.
- KRAUS, H. “**Thin Elastic ShellsN**”, John Wiley & Sns Inc., 1967
- LEVY NETO, F.; PARDINI, L. C., **Compósitos Estruturais: Ciência e Tecnologia**. 2ª ed. São Paulo: Edgard Blücher, 2006.
- LEVY NETO, Flaminio, “*The Behaviour of Externally-Pressurised Composite Domes*”, P.h.D. Thesis, University of Liverpool, U.K., 1.991.
- MAIA, G.C. (2003). **Comportamento elástico de cilindros com e sem reparo circunferencial de carbono/epóxi**. Brasília, 2003. 229p. Dissertação (mestrado) – Universidade de Brasília – Faculdade de Tecnologia - Departamento de Engenharia Mecânica, Brasília, Distrito Federal.
- MATTER, “<http://www.matter.org.uk/glossary/detail.asp?dbid=426>”, 27/04/2005.
- MATWEB, www.matweb.com. Acesso em 7/09/2014.
- MENDONÇA, Paulo de Tarso R., “*Materiais Compostos e Estruturas Sanduíche – Projeto e Análise*”, Editora Manole, pág. 105-118.
- NARAYANASWAMI, R. and ADELMAN, Howard M., “**Evaluation of the Tensor Polynomial and Hoffman Strength Theories for Composite Materials**”, 1.977.
- OWEN, M. J., “*Biaxial Failure of GRP – Mechanisms, Modes and Theories*”, University of Nottingham.
- PORTER, P. C., “**Composite Pipeline Repairs – Clock Spring is Different**”. In: FIFTH INTERNATIONAL PIPELINE EXPOSITION & CONFERENCE 2000, Morelia, México, 2000.
- QUEIROZ, M. S. M. de, “**Modelagem Numérica de Reforço de Dutos com Emprego de Materiais Compósitos**”. Rio de Janeiro, 2006. 114 f. Dissertação (Mestrado) – PUC-Rio, Departamento de Engenharia Civil.
- ROWLANDS, R. E., “**Flow and Failure of Biaxially Loaded Composites: Experimental-Theoretical Correlation**”, 1.975.
- SILVESTRE FILHO, G.D. (2001), **Comportamento Mecânico do Poliuretano Derivado de Óleo de Mamona Reforçado por Fibra de Carbono: Contribuição para o Projeto de Hastes de Implante de Quadril**. São Carlos, 2001. 136p. Dissertação (Mestrado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

SILVA, R. F. (2009), “**Análise de Tensões em Tubulações Compósitas Híbridas**”. Brasília, 2009. 121p. Dissertação (Mestrado) – Faculdade de Tecnologia – FT, Universidade de Brasília (UNB).

SOLUTION, Materials, “<http://www.admc.aeat.co.uk/Background/Failure/#Background>”, 27/04/2015.

SHUGUANG, Li, “**Failure Criteria of Composites**”, November 2012.

THEORIES, Failure, “<http://www.dpa.unina.it/download/zip/Composit4.pdf>”, 23/04/2005.

THOMAZI, C.T.C.L. (2006), “**Comportamento Mecânico de Dutos Mecânicos Reparados com Material Compósito**”. Brasília, 2006. 135p. Dissertação (Mestrado) – Faculdade de Tecnologia – FT, Universidade de Brasília (UNB).

TSAI, Stephen W., “*Composites Design*”, Think Composites, Third Edition, 1.986, page 11-2 until 11-5.

TSAI, Stephen W. And WU, Edward M., “**A General Theory of Strength for Anisotropic Materials**”, 1.970.

WILDE, W. P. and BLAIN, W. R., “*Composite Material Design and Analysis*”, Computational Mechanics Publications & Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 1.990, page 341-359.

ANEXO I – Dados de Entrada do Tubo Íntegro Modificado no Compshell

```
1      Analysis (1:static, 2:stability, 3:buckling, 4:fequency) ?
  N      Do you want to print strains & stresses (Y/N) ?
        Failure criterion ? (1:Max. stress, 2:Max. strain,
          3:Tsai-Hill, 4:Hoffman, 5:Tsai-Wu stress,
          6:Tsai-Wu strain, 7:Owen, 8:All) ?
  3
  4      Number of segments ?
0.000000E+00 Starting x co-ord. of the structure ?
5.250000E+01 Starting r co-ord. of the structure ?
          *****Segment No. 1*****
  1.0    Type (1: cone/cylinder, 2: toroid/sphere) ?
  30.0   Number of elements in the segment ?
1.000000E+00 Step ratio (>1 for incr. and <1 for decr) ?
5.000000E+01 x co-ord. of the end of the segment ?
5.250000E+01 r co-ord. of the end of the segment ?
  Y      Is the composition of this segment new (Y/N) ?
  1      Number of layers ?
  Y      Layer : 1 New properties (Y/N) ?
7.870000E-03 Density ?
2.500000E+00 Thickness ?
2.000000E+05 Youngs Modulus, E11 ?
2.000000E+05 Youngs Modulus, E22 ?
2.900000E-01 Poissons ratio (nu12, smaller of the two) ?
8.000000E+04 Shear Modulus, G12 ?
3.250000E+03 Ultimate strength in tension, X1T ?
3.250000E+03 Ultimate strength in compression, X1C ?
3.250000E+03 Ultimate strength in tension, X2T ?
3.250000E+03 Ultimate strength in compression, X2C ?
2.000000E+03 Shear strength, S12 ?
1.000000E+00 Ultimate strain in tension, E1T ?
1.000000E+00 Ultimate strain in compression E1C ?
1.000000E+00 Ultimate strain in tension, E2T ?
1.000000E+00 Ultimate strain in compression, E2C ?
1.000000E+00 Ultimate in-plane shear strain, E12 ?
0.000000E+00 Winding angle ?
          *****Segment No. 2*****
  1.0    Type (1: cone/cylinder, 2: toroid/sphere) ?
  70.0   Number of elements in the segment ?
1.000000E+00 Step ratio (>1 for incr. and <1 for decr) ?
4.500000E+02 x co-ord. of the end of the segment ?
5.250000E+01 r co-ord. of the end of the segment ?
  Y      Is the composition of this segment new (Y/N) ?
  1      Number of layers ?
  Y      Layer : 1 New properties (Y/N) ?
7.870000E-03 Density ?
2.500000E+00 Thickness ?
2.000000E+05 Youngs Modulus, E11 ?
2.000000E+05 Youngs Modulus, E22 ?
2.900000E-01 Poissons ratio (nu12, smaller of the two) ?
8.000000E+04 Shear Modulus, G12 ?
3.250000E+02 Ultimate strength in tension, X1T ?
3.250000E+02 Ultimate strength in compression, X1C ?
3.250000E+02 Ultimate strength in tension, X2T ?
3.250000E+02 Ultimate strength in compression, X2C ?
2.000000E+02 Shear strength, S12 ?
1.000000E+00 Ultimate strain in tension, E1T ?
1.000000E+00 Ultimate strain in compression E1C ?
```

1.000000E+00 Ultimate strain in tension, E2T ?
 1.000000E+00 Ultimate strain in compression, E2C ?
 1.000000E+00 Ultimate in-plane shear strain, E12 ?
 0.000000E+00 Winding angle ?
 *****Segment No. 3*****
 1.0 Type (1: cone/cylinder, 2: toroid/sphere) ?
 30.0 Number of elements in the segment ?
 1.000000E+00 Step ratio (>1 for incr. and <1 for decr) ?
 5.000000E+02 x co-ord. of the end of the segment ?
 5.250000E+01 r co-ord. of the end of the segment ?
 N Is the composition of this segment new (Y/N) ?
 1 Same as which segment ?
 *****Segment No. 4*****
 1.0 Type (1: cone/cylinder, 2: toroid/sphere) ?
 30.0 Number of elements in the segment ?
 1.000000E+00 Step ratio (>1 for incr. and <1 for decr) ?
 5.000000E+02 x co-ord. of the end of the segment ?
 0.000000E+00 r co-ord. of the end of the segment ?
 Y Is the composition of this segment new (Y/N) ?
 1 Number of layers ?
 Y Layer : 1 New properties (Y/N) ?
 7.870000E-03 Density ?
 2.500000E+01 Thickness ?
 2.000000E+05 Youngs Modulus, E11 ?
 2.000000E+05 Youngs Modulus, E22 ?
 2.900000E-01 Poissons ratio (nu12, smaller of the two) ?
 8.000000E+04 Shear Modulus, G12 ?
 3.250000E+03 Ultimate strength in tension, X1T ?
 3.250000E+03 Ultimate strength in compression, X1C ?
 3.250000E+03 Ultimate strength in tension, X2T ?
 3.250000E+03 Ultimate strength in compression, X2C ?
 2.000000E+03 Shear strength, S12 ?
 1.000000E+00 Ultimate strain in tension, E1T ?
 1.000000E+00 Ultimate strain in compression E1C ?
 1.000000E+00 Ultimate strain in tension, E2T ?
 1.000000E+00 Ultimate strain in compression, E2C ?
 1.000000E+00 Ultimate in-plane shear strain, E12 ?
 0.000000E+00 Winding angle ?
 *****Segment 1*****
 1.000000E+00 Pressure multiplier (at start) ?
 1.000000E+00 Pressure multiplier (at finish) ?
 *****Segment 2*****
 1.000000E+00 Pressure multiplier (at start) ?
 1.000000E+00 Pressure multiplier (at finish) ?
 *****Segment 3*****
 1.000000E+00 Pressure multiplier (at start) ?
 1.000000E+00 Pressure multiplier (at finish) ?
 *****Segment 4*****
 1.000000E+00 Pressure multiplier (at start) ?
 1.000000E+00 Pressure multiplier (at finish) ?
 Ring load multipliers at junction 1
 0.000000E+00 Axial load multiplier ?
 0.000000E+00 Circum. load multiplier ?
 0.000000E+00 Radial load multiplier ?
 0.000000E+00 Moment load multiplier ?
 Ring load multipliers at junction 2
 0.000000E+00 Axial load multiplier ?
 0.000000E+00 Circum. load multiplier ?
 0.000000E+00 Radial load multiplier ?
 0.000000E+00 Moment load multiplier ?
 Ring load multipliers at junction 3

0.000000E+00 Axial load multiplier ?
 0.000000E+00 Circum. load multiplier ?
 0.000000E+00 Radial load multiplier ?
 0.000000E+00 Moment load multiplier ?
 Ring load multipliers at junction 4
 0.000000E+00 Axial load multiplier ?
 0.000000E+00 Circum. load multiplier ?
 0.000000E+00 Radial load multiplier ?
 0.000000E+00 Moment load multiplier ?
 Ring load multipliers at junction 5
 0.000000E+00 Axial load multiplier ?
 0.000000E+00 Circum. load multiplier ?
 0.000000E+00 Radial load multiplier ?
 0.000000E+00 Moment load multiplier ?
 2 Number of Load/pressure history points ?
 9.000000E+00 Point 1 load
 20.0 Increments ?
 2.500000E+01 Point 2 load
 50.0 Increments ?
 0.000000E+00 Rotational speed (rad/s) of the shell about the axis ?
 Y Are there any constraints at junction 1 ?
 0 u :(1 free, 0 constrained) ?
 0.000000E+00 Prescribed value of u ?
 0 v :(1 free, 0 constrained) ?
 0.000000E+00 Prescribed value of v ?
 0 w :(1 free, 0 constrained) ?
 0.000000E+00 Prescribed value of w ?
 0 Rotation :(1 free, 0 constrained) ?
 0.000000E+00 Prescribed value of Rotation ?
 N Are there any constraints at junction 2 ?
 N Are there any constraints at junction 3 ?
 N Are there any constraints at junction 4 ?
 Y Are there any constraints at junction 5 ?
 1 u :(1 free, 0 constrained) ?
 0 v :(1 free, 0 constrained) ?
 0.000000E+00 Prescribed value of v ?
 0 w :(1 free, 0 constrained) ?
 0.000000E+00 Prescribed value of w ?
 0 Rotation :(1 free, 0 constrained) ?
 0.000000E+00 Prescribed value of Rotation ?

ANEXO II – Dados de Entrada do Tubo Íntegro no Ansys

```
/PREP7
!PROPRIEDADES INICIAIS DO TUBO
!-----
*ask,D,Digite o valor do Diâmetro do Tubo [mm],D      !Diâmetro do tubo.
*ask,L,Digite o Comprimento do Tubo [mm],L          !Comprimento do tubo
*ask,T,Digite a espessura do Tubo [mm],T            !Espessura do tubo.
R = D/2      !Raio do Tubo.
A = 100      !Comprimento da Região Desbastada
!H = 0.6*T   !Espessura da região desbastada.
!ESP = 1     !Espessura da camada de tecido
!INT = (L-A)/2 !Comprimento da Região Integra
!ESQ = -5*T  !Comprimento da Região Integra - Malha Refinada
!DIR = 5*T   !Comprimento da Região Integra - Malha Refinada
*ask,P,Digite a Pressão de Trabalho [MPa],P        !Pressão de Trabalho MPa
ET,1,PLANE82
ET,2,SOLID95
UIMP,1,EX, , ,200E3,
UIMP,1,DENS, , , ,
UIMP,1,NUXY, , ,.3,
!TESTE
!-----
ASEL,ALL
ALLSEL,ALL,
!-----
SA = P*D/(2*T)
SB = P*D/(4*T)
!CONSTRUÇÃO DOS PONTOS
!-----
K,1,R,,
K,2,R,L,,
K,3,R+T,L,,
K,4,R+T,,,
K,1000,,,,
K,1001,,2*(R+T)
!CONSTRUÇÃO DAS LINHAS DO TUBO
!-----
L,1,2
L,2,3
L,3,4
L,4,1
!CONTRUÇÃO DAS AREAS DO TUBO
!-----
AL,1,2,3,4
!COLAGEM DAS AREAS DO TUBO
!-----
!AGLUE,1,2
!AGLUE,1,3
!AGLUE,2,3
!AGLUE,3,4
!AGLUE,4,5
!AGLUE,6,5
!AGLUE,6,7
!AGLUE,7,8
!AGLUE,7,9
!AGLUE,8,9
DT = 50
DL = 1
!LESIZE,1,,DL
!LESIZE,2,,DL
```

```

!LESIZE,3,,DT
!LESIZE,4,,DT
DL = 1
AESIZE,ALL,DL,
MSHKEY,0
AMESH,1
!MSHAPE,0,2D
!MSHKEY,2
/GRA,POWER
/GST,ON
/AUTO, 1
/REP
!/VIEW, 1 ,1,1,1
/ANG, 1
/REP,FAST
TYPE, 2
ESIZE,0,20,
VROTAT,ALL,,,,,1000,1001,90
ESEL,U,ENAME,,PLANE82
RADIAL = P
NORMAL = RADIAL*(R*R)/((R+T)*(R+T)-(R*R))
SFA,1,,PRES,RADIAL,
SFA,2,,PRES,RADIAL,
SFA,3,,PRES,RADIAL,
!SFA,4,,PRES,RADIAL,
SFA,5,,PRES,RADIAL,
SFA,6,,PRES,RADIAL,
!RESTRIÇÃO DOS DESLOCAMENTO NA FACE LATERAL DA CASCA (POSICIONADA EM Z = 0)
ASEL,ALL
ASEL,S,LOC,Z,0
DA,ALL,SYMM
!RESTRIÇÃO DOS DESLOCAMENTO NA FACE LATERAL DA CASCA (POSICIONADA EM X = 0)
ASEL,ALL
ASEL,S,LOC,X,0
DA,ALL,SYMM
!RESTRIÇÃO DOS DESLOCAMENTOS EM TODAS AS DIREÇÕES NA EXTREMIDADE DO TUBO
(POSICIONADA EM Y = 0)
ASEL,ALL
NSEL,S,LOC,Y,0
D,ALL,ALL
!RESTRIÇÃO DOS DESLOCAMENTO NAS DIREÇÕES X E Z NA EXTREMIDADE DO TUBO
(POSICIONADA EM Y = L)
NSEL,ALL
NSEL,S,LOC,Y,L
D,ALL,UZ,0
D,ALL,UX,0
!APLICAÇÃO DE PRESSÃO QUE SIMULE A TENSAO LOGITUDINAL DEVIDO A PRESENÇA DAS
TAMPAS (POSICIONADA EM Y = L)
S_LOG = -P*D/(4*T)
NSEL,ALL
ASEL,S,LOC,Y,L
SFA,ALL,,PRES,S_LOG,
ASEL,ALL
ALLSEL,ALL,
ESEL,U,ENAME,,PLANE82
/SOL
/STATUS,SOLU
EQSLV,FRONT
SOLVE
FINISH
!NSEL,S,LOC,Y,L/2

```

```

!NSEL,R,LOC,X,(D/2)+H
!NSEL,R,LOC,Z,0
!AAA = NODE((D/2)+H,L/2,0)
AAA = NODE((D/2)+T,L/2,0)
*GET,SMISES,NODE,AAA,S,EQV
*GET,Sx,NODE,AAA,S,X
*GET,SY,NODE,AAA,S,Y
*GET,SZ,NODE,AAA,S,Z
*GET,UZ,NODE,AAA,U,Z
*GET,UX,NODE,AAA,U,X
*GET,UY,NODE,AAA,U,Y
/POST1
!-----
! LISTAGEM DOS DADOS REFERENTE AO RAI DO TUBO
!-----
PATH,SS,2,30,1000,
PPATH,1,,R,0,0,
PPATH,2,,R,L,0,
AVPRIN,0, ,
!Comprimento do Tubo
!-----
PDEF, ,S,Z,AVG
/PBC,PATH, ,1
AVPRIN,0, ,
PDEF,STAT
AVPRIN,0, ,
!Tensão Radial
!-----
PDEF,srr1,S,X,AVG
/PBC,PATH, ,0
AVPRIN,0, ,
!Tensão Axial
!-----
PDEF,sll1,S,Y,AVG
/PBC,PATH, ,0
AVPRIN,0, ,
!Tensão Tangencial
!-----
PDEF,sqq1,S,z,AVG
/PBC,PATH, ,0
!PDEF, ,S,Y,AVG
!/PBC,PATH, ,1
!AVPRIN,0, ,
!PDEF, ,S,EQV,AVG
/PBC,PATH, ,1
!PCALC,ADD,KT,SZ, ,1/SA,1, ,
!PCALC,ADD,RESTRES,SZ, ,1/T,1, ,
!PLPATH,KT
!Deslocamento Radial
!-----
PDEF,Ux,U,X,AVG
/PBC,PATH, ,0
PLPATH,UX
!Deslocamento Axial
!-----
PDEF,Uy,U,Y,AVG
/PBC,PATH, ,0
PLPATH,UY
!Tensão Principal Direção Radial S1
!-----
PDEF,Srr,S,1,AVG

```

```

/PBC,PATH, ,0
AVPRIN,0, ,
!Tensão Principal Direção Axial S2
!-----
PDEF,SII,S,2,AVG
/PBC,PATH, ,0
AVPRIN,0, ,
!Tensão Principal Direção Tangencial S3
!-----
PDEF,Sqq,S,3,AVG
/PBC,PATH, ,0
!-----
!LISTAGEM DOS DADOS REFERENTE A REGIÃO DESBASTADA
!-----
PATH,GNUPLT,2,30,1000,
PPATH,1,,R+(H),0,,
PPATH,2,,R+(H),L,,
PDEF,STAT
AVPRIN,0, ,
*
!Tensão Radial
!-----
PDEF,srr,S,X,AVG
/PBC,PATH, ,0
AVPRIN,0, ,
!Tensão Axial
!-----
PDEF,sII,S,Y,AVG
/PBC,PATH, ,0
AVPRIN,0, ,
!Tensão Tangencial
!-----
PDEF,sqq,S,z,AVG
/PBC,PATH, ,0
!Deslocamento Radial
!-----
PDEF,Ux,U,X,AVG
/PBC,PATH, ,0
PLPATH,UX
!Deslocamento Axial
!-----
PDEF,Uy,U,Y,AVG
/PBC,PATH, ,0
PLPATH,UY
!Tensão Principal Direção Radial S1
!-----
PDEF,Srr,S,1,AVG
/PBC,PATH, ,0
AVPRIN,0, ,
!Tensão Principal Direção Axial S2
!-----
PDEF,SII,S,2,AVG
/PBC,PATH, ,0
AVPRIN,0, ,
!Tensão Principal Direção Tangencial S3
!-----
PDEF,Sqq,S,3,AVG
/PBC,PATH, ,0
!-----
!LISTAGEM DOS DADOS REFERENTE A REGIÃO ÍNTEGRA
!-----

```

```

PATH,GNUPLOT1,2,30,1000,
!PPATH,1,,R,0,0,
!PPATH,2,,R,L,0,
PPATH,1,,R+(T),0,,
PPATH,2,,R+(T),L,,
PDEF,STAT
AVPRIN,0, ,
*
!Tensão Principal Direção Radial S1
!-----
PDEF,Srr,S,1,AVG
/PBC,PATH, ,0
AVPRIN,0, ,
!Tensão Principal Direção Axial S2
!-----
PDEF,Sll,S,2,AVG
/PBC,PATH, ,0
AVPRIN,0, ,
!Tensão Principal Direção Tangencial S3
!-----
PDEF,Sqq,S,3,AVG
/PBC,PATH, ,0

```

ANEXO III – Dados de Entrada do Tubo Desbastado e Reparado ($L_r=0\%$) no Ansys

```
/PREP7
!PROPRIEDADES INICIAIS DO TUBO
!-----
*ask,D,Digite o valor do Diâmetro do Tubo [mm],D      !Diâmetro do tubo.
*ask,L,Digite o Comprimento do Tubo [mm],L          !Comprimento do tubo
*ask,T,Digite a espessura do Tubo [mm],T            !Espessura do tubo.
R = D/2      !Raio do Tubo.
A = 100      !Comprimento da Região Desbastada
H = 0.6*T    !Espessura da região desbastada.
ESP = 1      !Espessura da camada de tecido
INT = (L-A)/2 !Comprimento da Região Integra
!ESQ = -5*T   !Comprimento da Região Integra - Malha Refinada
!DIR = 5*T    !Comprimento da Região Integra - Malha Refinada
*ask,P,Digite a Pressão de Trabalho [MPa],P         !Pressão de Trabalho MPa
ET,1,PLANE82
ET,2,SOLID95
UIMP,1,EX, , ,200E3,
UIMP,1,DENS, , , ,
UIMP,1,NUXY, , ,3,
!TESTE
!-----
ASEL,ALL
ALLSEL,ALL,
-----
SA = P*D/(2*T)
SB = P*D/(2*H)
!CONSTRUÇÃO DOS PONTOS
!-----
K,1,R,,,
K,2,R,INT,,
K,3,R,INT+A,,
K,4,R,2*INT+A,,
K,5,R+T,2*INT+A,,
K,6,R+T,INT+A,,
K,7,R+T-H+0.5,INT+A,, !Adição de 0.5 mm para que a Espessura do Desbaste fique com 1.5 mm.
K,8,R+T-H+0.5,INT,, !Adição de 0.5 mm para que a Espessura do Desbaste fique com 1.5 mm.
K,9,R+T,INT,,
K,10,R+T,,,
K,1000,,,,
K,1001,,2*INT+A
!CONSTRUÇÃO DAS LINHAS DO TUBO
!-----
L,1,2
L,2,3
L,3,4
L,4,5
L,5,6
L,6,7
L,7,8
L,8,9
L,9,10
L,10,1
L,2,8
L,3,7
!CONTRUÇÃO DAS AREAS DO TUBO
!-----
AL,1,11,8,9,10
AL,2,12,7,11
AL,3,4,5,6,12
```

!COLAGEM DAS AREAS DO TUBO

```
!-----
AGLUE,1,2,3
DT = 10
DL = 10
LESIZE,1,,DT
LESIZE,2,,DL
LESIZE,3,,DT
LESIZE,5,,DT
LESIZE,6,,DL
LESIZE,7,,DL
LESIZE,8,,DL
LESIZE,9,,DT
LESIZE,11,,DL
LESIZE,12,,DL
!MSHAPE,0,2D
!MSHKEY,2
AMESH,1
AMESH,2
AMESH,3
MSHAPE,0,2D
MSHKEY,1
/GRA,POWER
/GST,ON
/AUTO, 1
/REP
!/VIEW, 1, 1,1,1
/ANG, 1
/REP,FAST
TYPE, 2
ESIZE,0,20,
VROTAT,ALL,,,,,1000,1001,90
ESEL,U,ENAME,,PLANE82
RADIAL = P
NORMAL = RADIAL*(R*R)/((R+T)*(R+T)-(R*R))
SFA,10,,PRES,RADIAL,
SFA,4,,PRES,RADIAL,
SFA,14,,PRES,RADIAL,
! INÍCIO DA CONSTRUÇÃO DA CAMADA DE COMPOSITO
PERGUNTA = 2
*ASK,PERGUNTA,Introduzir o Reparo ? [1 - Sim e 2 - Não]:,PERGUNTA
*if,PERGUNTA,EQ,1,THEN
!CAMADAS = 2
*ASK,CAMADAS,Informe o N?mero de Camadas:,CAMADAS
*ASK,esp,Informe a Espessura do Tecido [mm]:,esp
ET,3,SHELL281,,,,,1 ! SUPPRESS SHELL99 PRINTOUT
KEYOPT,3,2,0
KEYOPT,3,3,4
KEYOPT,3,4,0
KEYOPT,3,5,2
KEYOPT,3,6,1
KEYOPT,3,8,1
KEYOPT,3,9,0
KEYOPT,3,10,0
KEYOPT,3,11,0
MP,EX,2,70E3
MP,EY,2,70E3
MP,EZ,2,70E3
MP,NUXY,2,.1
MP,NUYZ,2,.1
MP,NUXZ,2,.1
```

```

!MP,GXY,2,5E3
!MP,GYZ,2,5E3
!MP,GXZ,2,5E3
MP,DENS,2,1
!--GERAÇÃO DAS CAMADAS DE REPARO-----
SECT,I,SHELL,,
*DO,I,1,CAMADAS,
SECDATA,esp+1,2,0,0
*ENDDO
!--FIM DA GERAÇÃO-----
TYPE,3
REAL,3
AMESH,12
*ENDIF
!FINAL DA CONSTRUÇÃO DA CAMADA DE COMPOSITO
!RESTRIÇÃO DOS DESLOCAMENTO NA FACE LATERAL DA CASCA (POSICIONADA EM Z = 0)
ASEL,ALL
ASEL,S,LOC,Z,0
DA,ALL,SYMM
!RESTRIÇÃO DOS DESLOCAMENTO NA FACE LATERAL DA CASCA (POSICIONADA EM X = 0)
ASEL,ALL
ASEL,S,LOC,X,0
DA,ALL,SYMM
!RESTRIÇÃO DOS DESLOCAMENTOS EM TODAS AS DIREÇÕES NA EXTREMIDADE DO TUBO
(POSICIONADA EM Y = 0)
ASEL,ALL
NSEL,S,LOC,Y,0
D,ALL,ALL
!RESTRIÇÃO DOS DESLOCAMENTO NAS DIREÇÕES X E Z NA EXTREMIDADE DO TUBO
(POSICIONADA EM Y = L)
NSEL,ALL
NSEL,S,LOC,Y,L
D,ALL,UZ,0
D,ALL,UX,0
!APLICAÇÃO DE PRESSÃO QUE SIMULE A TENSAO LOGITUDINAL DEVIDO A PRESENÇA DAS
TAMPAS (POSICIONADA EM Y = L)
S_LOG = -P*D/(4*T)
NSEL,ALL
ASEL,S,LOC,Y,L
SFA,ALL,,PRES,S_LOG,
ASEL,ALL
ALLSEL,ALL,
ESEL,U,ENAME,,PLANE82
/SOL
/STATUS,SOLU
EQSLV,FRONT
SOLVE
FINISH
!NSEL,S,LOC,Y,L/2
!NSEL,R,LOC,X,(D/2)+H
!NSEL,R,LOC,Z,0
AAA = NODE((D/2)+H,L/2,0)
!*
*GET,SMISES,NODE,AAA,S,EQV
!*
*GET,Sx,NODE,AAA,S,X
!*
*GET,Sy,NODE,AAA,S,Y
!*
*GET,Sz,NODE,AAA,S,Z
!*

```

```

*GET,UZ,NODE,AAA,U,Z
*GET,UX,NODE,AAA,U,X
*GET,UY,NODE,AAA,U,Y
/POST1
!-----
! LISTAGEM DOS DADOS REFERENTE AO RAO DO TUBO
!-----
PATH,SS,2,30,1000,
PPATH,1,,R,0,0,
PPATH,2,,R,L,0,
AVPRIN,0, ,
!*
!Comprimento do Tubo
!-----
PDEF, ,S,Z,AVG
/PBC,PATH, ,1
!*
AVPRIN,0, ,
!*
PDEF,STAT
AVPRIN,0, ,
!*
!Tensão Radial
!-----
PDEF,srr1,S,X,AVG
/PBC,PATH, ,0
!*
AVPRIN,0, ,
!*
!Tensão Axial
!-----
PDEF,sll1,S,Y,AVG
/PBC,PATH, ,0
AVPRIN,0, ,
!*
!Tensão Tangencial
!-----
PDEF,sqq1,S,z,AVG
/PBC,PATH, ,0
!PDEF, ,S,Y,AVG
!/PBC,PATH, ,1
!*
!AVPRIN,0, ,
!*
!PDEF, ,S,EQV,AVG
/PBC,PATH, ,1
!*
!PCALC,ADD,KT,SZ, ,1/SA,1, ,
!PCALC,ADD,RESTRES,SZ, ,1/T,1, ,
!PLPATH,KT
!Tensão Principal Direção Radial S1
!-----
PDEF,Srr,S,1,AVG
/PBC,PATH, ,0
!*
AVPRIN,0, ,
!Tensão Principal Direção Axial S2
!-----
PDEF,Sll,S,2,AVG
/PBC,PATH, ,0
AVPRIN,0, ,

```

```

!Tensão Principal Direção Tangencial S3
!-----
PDEF,Sqq,S,3,AVG
/PBC,PATH, ,0
!PDEF, ,S,Y,AVG
!/PBC,PATH, ,1
!AVPRIN,0, ,
!PDEF, ,S,EQV,AVG
/PBC,PATH, ,1
!Deslocamento Radial
!-----
PDEF,Ux,U,X,AVG
/PBC,PATH, ,0
PLPATH,UX
!Deslocamento Axial
!-----
PDEF,Uy,U,Y,AVG
/PBC,PATH, ,0
PLPATH,UY
!-----
!LISTAGEM DOS DADOS REFERENTE A REGIÃO DESBASTADA
!-----
PATH,GNUPLOT,2,30,1000,
PPATH,1,,R+(H),0,,
PPATH,2,,R+(H),L,,
PDEF,STAT
AVPRIN,0, ,
*
!Tensão Radial
!-----
PDEF,srr,S,X,AVG
/PBC,PATH, ,0
!*
AVPRIN,0, ,
!*
!Tensão Axial
!-----
PDEF,sll,S,Y,AVG
/PBC,PATH, ,0
AVPRIN,0, ,
!*
!Tensão Principal Direção Radial S1
!-----
PDEF,Srr,S,1,AVG
/PBC,PATH, ,0
!*
AVPRIN,0, ,
!*
!Tensão Principal Direção Axial S2
!-----
PDEF,Sll,S,2,AVG
/PBC,PATH, ,0
AVPRIN,0, ,
!*
!Tensão Principal Direção Tangencial S3
!-----
PDEF,Sqq,S,3,AVG
/PBC,PATH, ,0
!Tensão Tangencial
!-----
PDEF,sqq,S,z,AVG

```

```

/PBC,PATH, ,0
!Deslocamento Radial
!-----
PDEF,Ux,U,X,AVG
/PBC,PATH, ,0
PLPATH,UX
!Deslocamento Axial
!-----
PDEF,Uy,U,Y,AVG
/PBC,PATH, ,0
!*
PLPATH,UY
!-----
!LISTAGEM DOS DADOS REFERENTE A REGIÃO ÍNTEGRA
!-----
PATH,GNUPLT1,2,30,1000,
!PPATH,1,,R,0,0,
!PPATH,2,,R,L,0,
PPATH,1,,R+(T),0,,
PPATH,2,,R+(T),L,,
PDEF,STAT
AVPRIN,0, ,
*
!Tensão Principal Direção Radial S1
!-----
PDEF,Srr,S,1,AVG
/PBC,PATH, ,0
AVPRIN,0, ,
!Tensão Principal Direção Axial S2
!-----
PDEF,Sll,S,2,AVG
/PBC,PATH, ,0
AVPRIN,0, ,
!*
!Tensão Principal Direção Tangencial S3
!-----
PDEF,Sqq,S,3,AVG
/PBC,PATH, ,0

```

ANEXO IV – Dados de Entrada do Tubo Reparado ($L_r=25\%$) no Ansys

```
/PREP7
!PROPRIEDADES INICIAIS DO TUBO
!-----
*ask,D,Digite o valor do Diâmetro do Tubo [mm],D      !Diâmetro do tubo.
*ask,L,Digite o Comprimento do Tubo [mm],L          !Comprimento do tubo
*ask,T,Digite a Espessura do Tubo [mm],T            !Espessura do tubo.
R = D/2      !Raio do Tubo.
A = 100      !Comprimento da Região Desbastada
H = 0.6*T    !Espessura da região desbastada.
SP = 1      !Espessura da camada de tecido
INT = (L-A)/2 !Comprimento da Região Inteira
ESQ = -5*T   !Comprimento da Região Inteira - Malha Refinada
DIR = 5*T    !Comprimento da Região Inteira - Malha Refinada
*ask,P,Digite a Pressão de Trabalho [MPa],P        !Pressão de Trabalho MPa
ET,1,PLANE82
ET,2,SOLID95
UIMP,1,EX, , ,200E3,
UIMP,1,DENS, , , ,
UIMP,1,NUXY, , ,3,
!TESTE
!-----
ASEL,ALL
ALLSEL,ALL,
-----
SA = P*D/(2*T)
SB = P*D/(2*H)
!CONSTRUÇÃO DOS PONTOS
!-----
K,1,R,,
K,2,R,INT+ESQ,,
K,3,R,INT,,
K,4,R,INT+DIR,,
K,5,R,INT+A+ESQ,,
K,6,R,INT+A,,
K,7,R,INT+A+DIR,,
K,8,R,2*INT+A,,
K,9,R+T,2*INT+A,,
K,10,R+T,INT+A+DIR,,
K,11,R+T,INT+A,,
K,12,R+T-H+0.5,INT+A,, !Adição de 0.5 mm para que a Espessura do Desbaste fique com 1.5 mm.
K,13,R+T-H+0.5,INT+A+ESQ,, !Adição de 0.5 mm para que a Espessura do Desbaste fique com 1.5 mm.
K,14,R+T-H+0.5,INT+DIR,, !Adição de 0.5 mm para que a Espessura do Desbaste fique com 1.5 mm.
K,15,R+T-H+0.5,INT,, !Adição de 0.5 mm para que a Espessura do Desbaste fique com 1.5 mm.
K,16,R+T,INT,,
K,17,R+T,INT+ESQ,,
K,18,R+T,,
K,19,R+T-H+0.5,INT+ESQ,, !Adição de 0.5 mm para que a Espessura do Desbaste fique com 1.5 mm.
K,20,R+T-H+0.5,INT+A+DIR,, !Adição de 0.5 mm para que a Espessura do Desbaste fique com 1.5 mm.
K,1000,,
K,1001,,2*INT+A
!CONSTRUÇÃO DAS LINHAS DO TUBO
!-----
L,1,2
L,2,3
L,3,4
L,4,5
L,5,6
L,6,7
L,7,8
L,8,9
```

L,9,10
L,10,11
L,11,12
L,12,13
L,13,14
L,14,15
L,15,16
L,16,17
L,17,18
L,18,1
L,2,19
L,17,19
L,15,19
L,3,15
L,4,14
L,5,13
L,6,12
L,12,20
L,7,20
L,10,20

!CONTRUÇÃO DAS AREAS DO TUBO

!-----

AL,1,19,20,17,18
AL,15,16,20,21
AL,2,22,21,19
AL,22,3,23,14
AL,23,4,24,13
AL,24,5,25,12
AL,25,6,27,26
AL,26,28,10,11
AL,28,27,7,8,9

!COLAGEM DAS AREAS DO TUBO

!-----

AGLUE,1,2
AGLUE,1,3
AGLUE,2,3
AGLUE,3,4
AGLUE,4,5
AGLUE,6,5
AGLUE,6,7
AGLUE,7,8
AGLUE,7,9
AGLUE,8,9
DT = 3
DL = 10
LESIZE,1,,DL
LESIZE,17,,DL
LESIZE,18,,DT
LESIZE,19,,DT
LESIZE,20,,DT
LESIZE,7,,DL
LESIZE,9,,DL
LESIZE,8,,DT
LESIZE,27,,DT
LESIZE,28,,DT
!MSHAPE,0,2D
!MSHKEY,2
AMESH,1
AMESH,9
MSHAPE,0,2D
MSHKEY,1

```

LESIZE,2,,DL
LESIZE,21,,DL
LESIZE,19,,DT
LESIZE,22,,DT
AMESH,3
LESIZE,16,,DL
LESIZE,21,,DL
LESIZE,15,,DT
LESIZE,20,,DT
AMESH,2
LESIZE,3,,DL
LESIZE,14,,DL
LESIZE,22,,DT
LESIZE,23,,DT
AMESH,4
LESIZE,4,,DL
LESIZE,13,,DL
LESIZE,23,,DT
LESIZE,24,,DT
AMESH,5
LESIZE,5,,DL
LESIZE,12,,DL
LESIZE,24,,DT
LESIZE,25,,DT
AMESH,6
LESIZE,6,,DL
LESIZE,26,,DL
LESIZE,25,,DT
LESIZE,27,,DT
AMESH,7
LESIZE,10,,DL
LESIZE,26,,DL
LESIZE,11,,DT
LESIZE,28,,DT
AMESH,8
/GRA,POWER
/GST,ON
/AUTO, 1
/REP
!/VIEW, 1 ,1,1,1
/ANG, 1
/REP,FAST
TYPE, 2
ESIZE,0,20,
VROTAT,ALL,,,,,1000,1001,90
ESEL,U,ENAME,,PLANE82
RADIAL = P
NORMAL = RADIAL*(R*R)/((R+T)*(R+T)-(R*R))
SFA,10,,PRES,RADIAL,
SFA,20,,PRES,RADIAL,
SFA,25,,PRES,RADIAL,
SFA,29,,PRES,RADIAL,
SFA,33,,PRES,RADIAL,
SFA,37,,PRES,RADIAL,
SFA,43,,PRES,RADIAL,
! INÍCIO DA CONSTRUÇÃO DA CAMADA DE COMPOSITO
PERGUNTA = 2
*ASK,PERGUNTA,Introduzir o Reparo ? [1 - Sim e 2 - NÃO]:,PERGUNTA
*if,PERGUNTA,EQ,1,THEN
!CAMADAS = 2
*ASK,CAMADAS,Informe o N?mero de Camadas:,CAMADAS

```

```

*ASK,esp,Informe a Espessura do Tecido [mm]:,esp
ET,3,SHELL281,,,,,1    ! SUPPRESS SHELL99 PRINTOUT
KEYOPT,3,2,0
KEYOPT,3,3,4
KEYOPT,3,4,0
KEYOPT,3,5,2
KEYOPT,3,6,1
KEYOPT,3,8,1
KEYOPT,3,9,0
KEYOPT,3,10,0
KEYOPT,3,11,0
MP,EX,2,70E3
MP,EY,2,70E3
MP,EZ,2,70E3
MP,NUXY,2,.1
MP,NUYZ,2,.1
MP,NUXZ,2,.1
!MP,GXY,2,5E3
!MP,GYZ,2,5E3
!MP,GXZ,2,5E3
MP,DENS,2,1
!--GERAÇÃO DAS CAMADAS DE REPARO-----
SECT,I,SHELL,,
*DO,I,1,CAMADAS,
SECDATA,esp+1,2,0,0
*ENDDO
!--FIM DA GERAÇÃO-----
TYPE,3
REAL,3
AMESH,23
AMESH,27
AMESH,31
AMESH,17
AMESH,40
*ENDIF
!FINAL DA CONSTRUÇÃO DA CAMADA DE COMPOSITO
!RESTRIÇÃO DOS DESLOCAMENTO NA FACE LATERAL DA CASCA (POSICIONADA EM Z = 0)
ASEL,ALL
ASEL,S,LOC,Z,0
DA,ALL,SYMM
!RESTRIÇÃO DOS DESLOCAMENTO NA FACE LATERAL DA CASCA (POSICIONADA EM X = 0)
ASEL,ALL
ASEL,S,LOC,X,0
DA,ALL,SYMM
!RESTRIÇÃO DOS DESLOCAMENTOS EM TODAS AS DIREÇÕES NA EXTREMIDADE DO TUBO
(POSICIONADA EM Y = 0)
ASEL,ALL
NSEL,S,LOC,Y,0
D,ALL,ALL
!RESTRIÇÃO DOS DESLOCAMENTO NAS DIREÇÕES X E Z NA EXTREMIDADE DO TUBO
(POSICIONADA EM Y = L)
NSEL,ALL
NSEL,S,LOC,Y,L
D,ALL,UZ,0
D,ALL,UX,0
!APLICAÇÃO DE PRESSÃO QUE SIMULE A TENSAO LOGITUDINAL DEVIDO A PRESENÇA DAS
TAMPAS (POSICIONADA EM Y = L)
S_LOG = -P*D/(4*T)
NSEL,ALL
ASEL,S,LOC,Y,L
SFA,ALL,,PRES,S_LOG,

```

```

ASEL,ALL
ALLSEL,ALL,
ESEL,U,ENAME,,PLANE82
/SOL
/STATUS,SOLU
EQSLV,FRONT
SOLVE
FINISH
!NSEL,,S,LOC,Y,L/2
!NSEL,R,LOC,X,(D/2)+H
!NSEL,R,LOC,Z,0
AAA = NODE((D/2)+H,L/2,0)
!*
*GET,SMISES,NODE,AAA,S,EQV
!*
*GET,Sx,NODE,AAA,S,X
!*
*GET,SY,NODE,AAA,S,Y
!*
*GET,SZ,NODE,AAA,S,Z
!*
*GET,UZ,NODE,AAA,U,Z
*GET,UX,NODE,AAA,U,X
*GET,UY,NODE,AAA,U,Y
/POST1
!-----
! LISTAGEM DOS DADOS REFERENTE AO RAO DO TUBO
!-----
PATH,SS,2,30,1000,
PPATH,1,,R,0,0,
PPATH,2,,R,L,0,
AVPRIN,0, ,
!Comprimento do Tubo
!-----
PDEF, ,S,Z,AVG
/PBC,PATH, ,1
AVPRIN,0, ,
PDEF,STAT
AVPRIN,0, ,
!Tensão Radial
!-----
PDEF,srr1,S,X,AVG
/PBC,PATH, ,0
AVPRIN,0, ,
!Tensão Axial
!-----
PDEF,sll1,S,Y,AVG
/PBC,PATH, ,0
AVPRIN,0, ,
!Tensão Tangencial
!-----
PDEF,sqq1,S,z,AVG
/PBC,PATH, ,0
!PDEF, ,S,Y,AVG
!/PBC,PATH, ,1
!AVPRIN,0, ,
!PDEF, ,S,EQV,AVG
/PBC,PATH, ,1
!PCALC,ADD,KT,SZ, ,1/SA,1, ,
!PCALC,ADD,RESTRES,SZ, ,1/T,1, ,
!PLPATH,KT

```

```

!Tensão Principal Direção Radial S1
!-----
PDEF,Srr,S,1,AVG
/PBC,PATH, ,0
AVPRIN,0, ,
!Tensão Principal Direção Axial S2
!-----
PDEF,Sll,S,2,AVG
/PBC,PATH, ,0
AVPRIN,0, ,
!Tensão Principal Direção Tangencial S3
!-----
PDEF,Sqq,S,3,AVG
/PBC,PATH, ,0
!Deslocamento Radial
!-----
PDEF,Ux,U,X,AVG
/PBC,PATH, ,0
PLPATH,UX
!Deslocamento Axial
!-----
PDEF,Uy,U,Y,AVG
/PBC,PATH, ,0
PLPATH,UY
!-----
!LISTAGEM DOS DADOS REFERENTE A REGIÃO DESBASTADA
!-----
PATH,GNUPLOT,2,30,1000,
PPATH,1,,R+(H),0,,
PPATH,2,,R+(H),L,,
PDEF,STAT
AVPRIN,0, ,
*
!Tensão Radial
!-----
PDEF,srr,S,X,AVG
/PBC,PATH, ,0
AVPRIN,0, ,
!*
!Tensão Axial
!-----
PDEF,sll,S,Y,AVG
/PBC,PATH, ,0
AVPRIN,0, ,
!*
!Tensão Tangencial
!-----
PDEF,sqq,S,z,AVG
/PBC,PATH, ,0
!Tensão Principal Direção Radial S1
!-----
PDEF,Srr,S,1,AVG
/PBC,PATH, ,0
AVPRIN,0, ,
!*
!Tensão Principal Direção Axial S2
!-----
PDEF,Sll,S,2,AVG
/PBC,PATH, ,0
AVPRIN,0, ,
!*

```

```

!Tensão Principal Direção Tangencial S3
!-----
PDEF,Sqq,S,3,AVG
/PBC,PATH, ,0
!Deslocamento Radial
!-----
PDEF,Ux,U,X,AVG
/PBC,PATH, ,0
!*
PLPATH,UX
!Deslocamento Axial
!-----
PDEF,Uy,U,Y,AVG
/PBC,PATH, ,0
!*
PLPATH,UY
!-----
!LISTAGEM DOS DADOS REFERENTE A REGIÃO ÍNTEGRA
!-----
PATH,GNUPLLOT1,2,30,1000,
!PPATH,1,,R,0,0,
!PPATH,2,,R,L,0,
PPATH,1,,R+(T),0,,
PPATH,2,,R+(T),L,,
PDEF,STAT
AVPRIN,0, ,
*
!Tensão Principal Direção Radial S1
!-----
PDEF,Srr,S,1,AVG
/PBC,PATH, ,0
AVPRIN,0, ,
!*
!Tensão Principal Direção Axial S2
!-----
PDEF,Sll,S,2,AVG
/PBC,PATH, ,0
AVPRIN,0, ,
!*
!Tensão Principal Direção Tangencial S3
!-----
PDEF,Sqq,S,3,AVG
/PBC,PATH, ,0

```

