

### 3.

## Modelagem Numérica

Neste capítulo realiza-se um estudo servindo-se de simulações numéricas com o método dos elementos finitos para conhecer o comportamento e otimizar o dimensionamento do reparo tipo luva, assim como, mediante a comparação de resultados, validar parte da modelagem analítica apresentada no capítulo seguinte. Os reparos tipo luva estudados são: reparo de chapas metálicas coladas e reparo de material compósito.

### 3.1

#### Introdução

A modelagem pelos elementos finitos se inicia pela discretização de uma dada geometria em um número finito de elementos. Esta discretização permite a resolução do problema impondo um sistema de equações aplicável a quase qualquer estrutura por mais complicada que seja, mediante um grande número de operações de natureza repetitiva adaptada a uma programação numérica para ser resolvida por um computador. Para cada elemento obtido da discretização encontra-se uma matriz de rigidez que relaciona as forças com os deslocamentos e se procede à montagem da matriz de rigidez total para a estrutura.

As cargas externas aplicadas à estrutura se substituem por sistemas de forças equivalentes concentradas nos nós. Os processos numéricos vão desde as análises lineares até as complicadas análises não lineares. Essas são necessárias para as aplicações nas quais se precisa avaliar a falha do componente após a ocorrência do escoamento. Nas análises não lineares utilizam-se métodos incrementais e iterativos com o objetivo de reduzir ao máximo as diferenças entre as forças internas e as externas nos elementos para que estas diferenças fiquem dentro de intervalos aceitáveis. Quando

isso acontece, uma próxima etapa de incremento de carga é realizada e, neste contexto, aplicam-se métodos de convergência numérica tais como o de Newton-Raphson, ou o método de comprimento de arco.

Para todas as simulações feitas nesta tese foi utilizado o software comercial ANSYS v.11.0.

## 3.2

### Detalhes dos Modelos Desenvolvidos

Este estudo tem como base a análise dos resultados obtidos de modelos em três dimensões (3D). A modelagem em 3D permitirá quantificar a influência de parâmetros tais como: o comprimento do defeito, o comprimento do reparo e a tensão axial (que influirá diretamente na tensão equivalente); estes parâmetros não podem ser totalmente quantificados nas modelagens 2D. Em contrapartida, estas análises representam um peso computacional maior. Para viabilizar um estudo mais abrangente, os modelos numéricos dos reparos de camadas metálicas foram simplificados, esta simplificação consiste na consideração de uma espessura de camada de reparo equivalente à soma das espessuras das camadas individuais. Tal consideração não representa a perda da exatidão nos resultados das análises que se pretende realizar, como é mostrado na referência [14].

Abaixo são apresentadas as variáveis mais relevantes de desenvolvimento nos modelos 3D realizados neste trabalho: (i) tipo de elemento, (ii) materiais, (iii) geometria do modelo, (iv) malha, (v) condições de contorno, (vi) aplicação do carregamento e controle da solução.

**Tipo de Elemento:** A característica principal do tipo de elemento utilizado é a sua capacidade de suportar grandes deformações. No programa comercial utilizado existem dois tipos principais de elementos sólidos para os modelos propostos: elementos de oito nós e três graus de liberdade por nó (com variante prismática e tetraédrica, que possui melhor desempenho quando utilizado em malhas regulares) e elementos de vinte nós, com três graus de liberdade por nó ( com variante prismática, piramidal e tetraédrica e

ótimo desempenho, inclusive quando utilizado em malhas irregulares). Resolveu-se utilizar o primeiro tipo de elemento, considerando que as malhas dos modelos desenvolvidos são regulares e representam menor peso computacional quando comparadas com o elemento de 20 nós. No ANSYS v11.0 foi escolhido o elemento Solid 95.

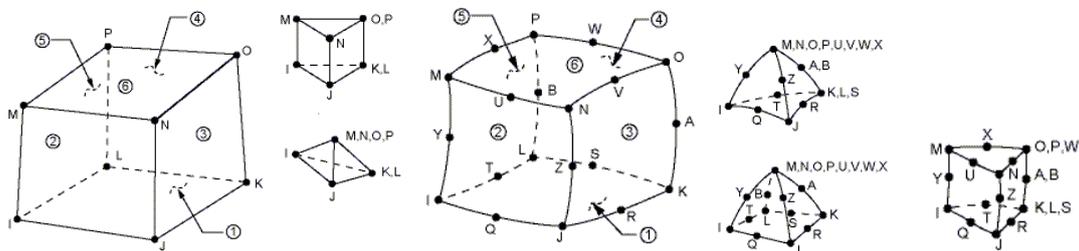


Figura 3.1 – Elementos 3D [14] [58]

**Materiais:** Duas opções para modelar o comportamento do material são apresentadas: a utilização de curvas bilineares, ou a utilização de curvas multilineares.

As curvas bilineares são obtidas prolongando a reta elástica com inclinação  $E$ , e a reta plástica com inclinação  $E'$ , como mostrado na figura 3.2.

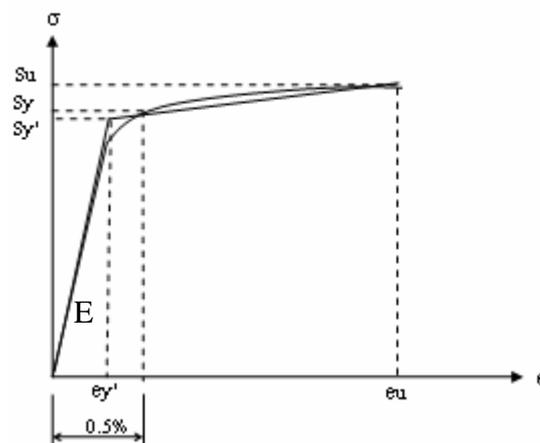


Figura 3.2 – Curvas bilineares tensão vs deformação

Nas tabelas 3.1 e 3.2 se apresentam os dados dos materiais utilizados:

Tabela 3.1 - Propriedades mecânicas do duto e chapa – bilinear [14]

Material	Sy' (MPa)	Su (MPa)	ey' (%)	eu (%)	E (GPa)
Duto	262	310	0.131	34	200
Camada metálica	176.2	295	0.08	35	200
Adesivo	42.3	42.3	0.9	36	4.7

O módulo de elasticidade dos aços foi considerado com valor  $E=200\text{GPa}$  e no adesivo foi  $E=4.7\text{GPa}$ . Os coeficientes de Poisson foram  $\mu=0.29$  para todos os aços e  $\mu=0.35$  para o adesivo [14] [40]. Para modelar o aço, pode ser utilizado o modelo de material elástico isotrópico [15].

Tabela 3.2 - Propriedades mecânicas do duto e chapa – multilinear [14]

Ponto	Duto		Camada metálica	
	e (%)	$\sigma$ (MPa)	e (%)	$\sigma$ (MPa)
1	0.0475	95,00	0.050	100,00
2	0.0742	148,40	0.139	140.55
3	0.109	219.73	0.34	171.18
4	0.127	228.92	0.5	177.66
5	0.173	242.53	2.8	220
6	0.253	253.28	4.3	240
7	0.321	257.19	13	280
8	0.40	260.12	26	295
9	0.500	262.64	35	295
10	3.57	280	-	-
11	17	310	-	-
12	34	310	-	-

Para os materiais do duto e do reparo foram desenvolvidos modelos considerando os dois tipos de curva: material elástico multilinear – ME, material elástico bilinear – BE (para o material do duto e o reparo). Já no adesivo, se utilizou uma curva bilinear elástico.

Na figura 3.3 faz-se uma comparação dos resultados alcançados utilizando os dois tipos de curvas.

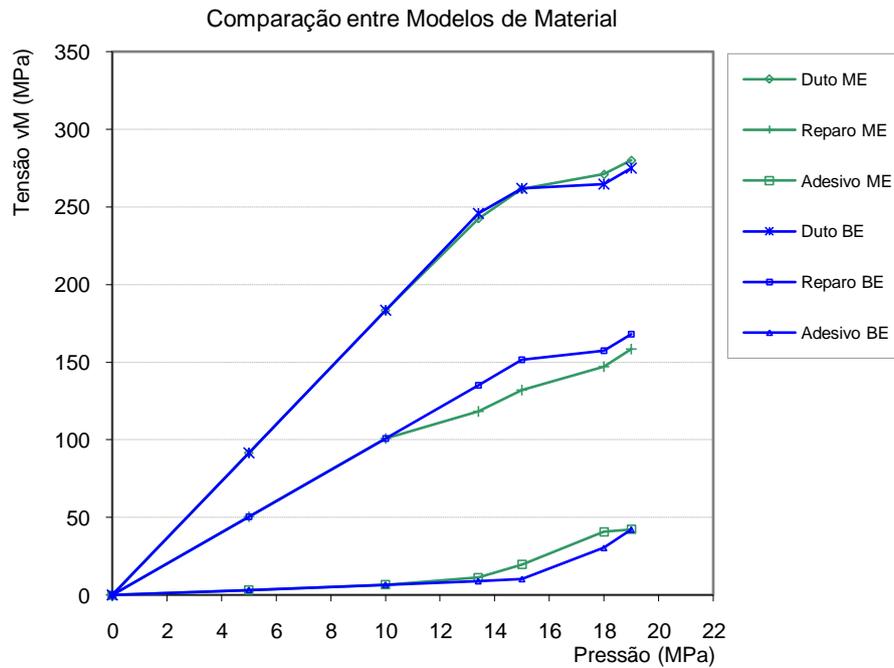


Figura 3.3 – Comparação entre modelos de material BE e ME

Fazendo uma análise dos resultados da figura 3.3, pode-se ver que existe uma diferença máxima de 14% na tensão a uma pressão de 15MPa na curva para o reparo entre os modelos com material BE e o modelo que utiliza material ME

Na figura 3.4, pode se visualizar a diferença que ocorre entre o material bilinear e multilinear usado para o duto, diferença gerada pela própria discretização das curvas. Na região de transição elasto-plástica pode chegar a ser de até 13%.

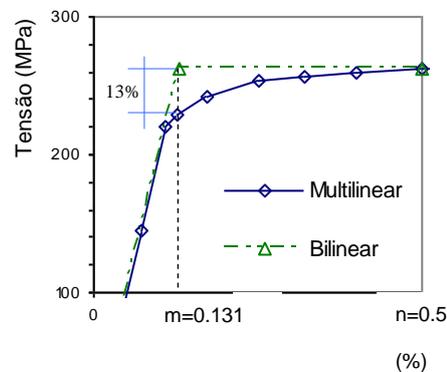


Figura 3.4 – Curvas de material BE e ME

**Geometria:** As dimensões utilizadas para a construção dos modelos são apresentadas na figura 3.5. Os três componentes: duto, reparo e adesivo foram simulados com a

opção de “colados”. Considera-se assim, que nos modelos apresentados não existe deslizamento entre as partes. Desta forma, um possível descolamento das camadas metálicas aconteceria quando o adesivo atingisse seu limite de ruptura ao cisalhamento, ao qual se interpreta como falha do modelo. No estudo feito a partir da referência [14], comprovou-se, numérica e experimentalmente, que uma falha por descolamento é difícil de acontecer sob a influência da pressão interna. Uma possível concentração de tensões causada pela mudança abrupta da geometria entre as regiões com e sem defeito não será considerada, dado que, como já observado neste trabalho e na referência [47], esta concentração não tem relevância quando se faz um estudo do colapso plástico. O modelo foi realizado considerando-se um  $\frac{1}{4}$  de simetria.

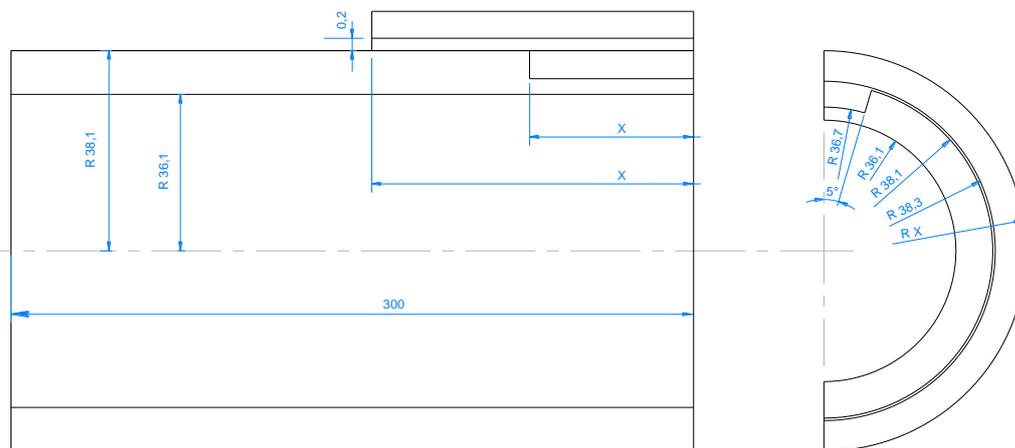


Figura 3.5 – Dimensões (mm) dos modelos numéricos

Modelou-se  $\frac{1}{4}$  do duto (simetria longitudinal e simetria transversal), considerando-se uma terminação do reparo sem escalonamento. As dimensões que podem variar nas análises posteriores são: o comprimento do reparo, o comprimento do defeito e a espessura do reparo. As outras dimensões permaneceram inalteradas.

**Malha:** Na figura 3.6, mostram-se os erros das malhas testadas, sendo que os resultados têm uma diferença de 1.5% do modelo de 23040 em relação ao modelo de 3849 elementos. Existe uma diferença de, aproximadamente, 20 horas na convergência destes modelos.

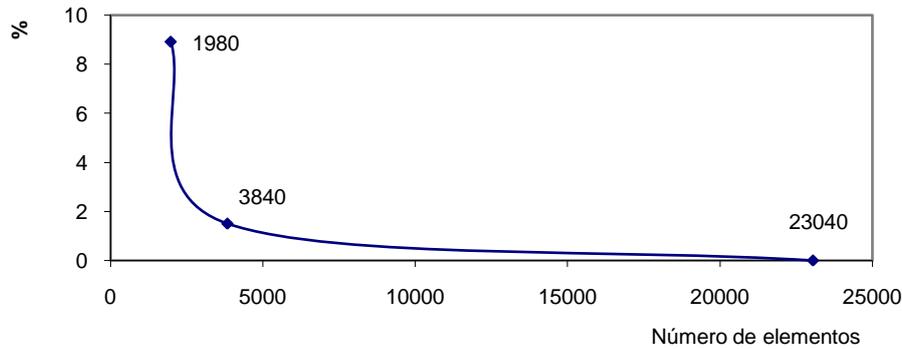


Figura 3.6 – Seleção do número de elementos utilizados

**Condições de Contorno:** As restrições impostas ao modelo 3D são mostrados na figura 3.7. A tensão axial imposta é proporcional à pressão interna. Esta tensão axial juntamente com as restrições  $U_x$  e  $U_y$  simulam o comportamento de um tampo [47].

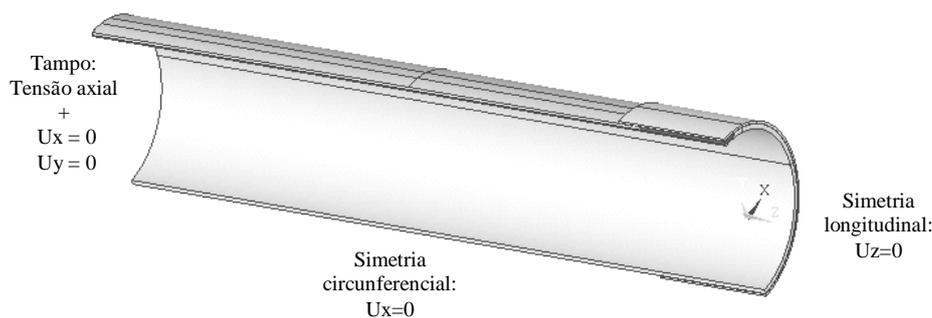


Figura 3.7 – Condições de contorno

**Aplicação do carregamento e controle da solução:** Cada carga aplicada foi dividida em 30 passos e cada passo foi dividido em 1000 sub-passos, com a opção de tempo ativada para que o programa não faça todos os passos, caso isso não seja necessário [34]. Ele foi programado para fazer até 1000 interações em cada um dos sub-passos para tentar convergir. Isto se traduz em termos de saltos ou incrementos de pressão ( $\Delta P$ ) muito pequenos na região elasto-plástica e na região próxima à ruptura. Desta forma  $\Delta P_{\max} = P/30000$ . A falha será representada pela não convergência do modelo [3], a qual acontece quando todos os elementos de uma seção atingem sua tensão de ruptura, tensão na qual não podem suportar mais carga provocando a instabilidade do modelo.

Em simulações 2D feitas num duto sem defeito e sem reparo, com propriedades geométricas e de material apresentadas na tabela 3.1 e na figura 3.5, mostrou-se que a

relação entre as pressões quando o primeiro nó da espessura de parede do duto alcança  $S_u$  e quando todos os elementos alcançam  $S_u$ , é de 99.6 %

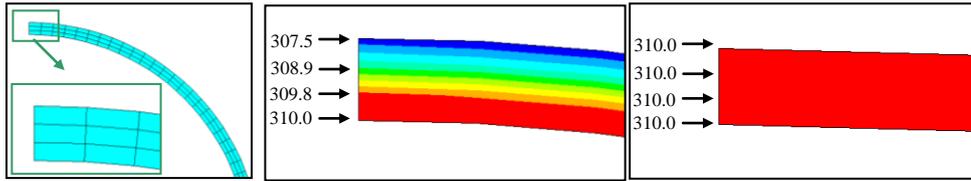


Figura 3.8 – Relação quando os nós da espessura da parede alcança o  $S_u$

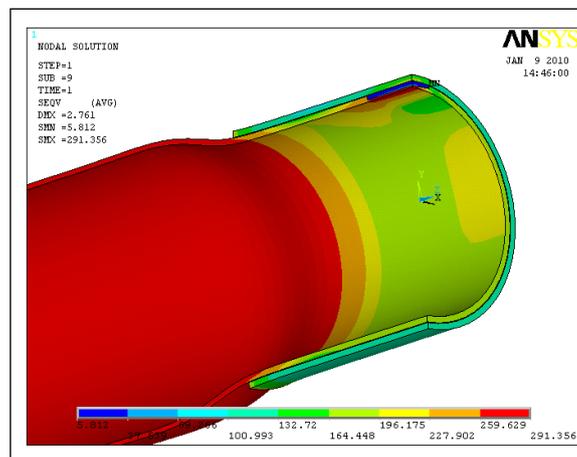


Figura 3.9 – Modelo analisado no ANSYS v.11.0

### 3.3

#### Variação da Espessura do Reparo

Nesta seção faz-se uma análise do comportamento do duto com defeito em relação à espessura do reparo. Para isto foram desenvolvidos modelos numéricos em 3D, seguindo as especificações da seção 3.2 (onde a geometria e os materiais utilizados são mostrados na figura 3.5 e na tabela 3.2), tendo o defeito um comprimento de 80mm. Três espessuras de reparo foram modeladas, de 1mm, 1.5mm e 2mm. Na figura 3.10 se mostram as curvas da tensão equivalente (von Mises), medidas no defeito vs. pressão interna e na tabela 3.3, se apresentam os valores das pressões que provocaram o escoamento e a falha dos modelos.

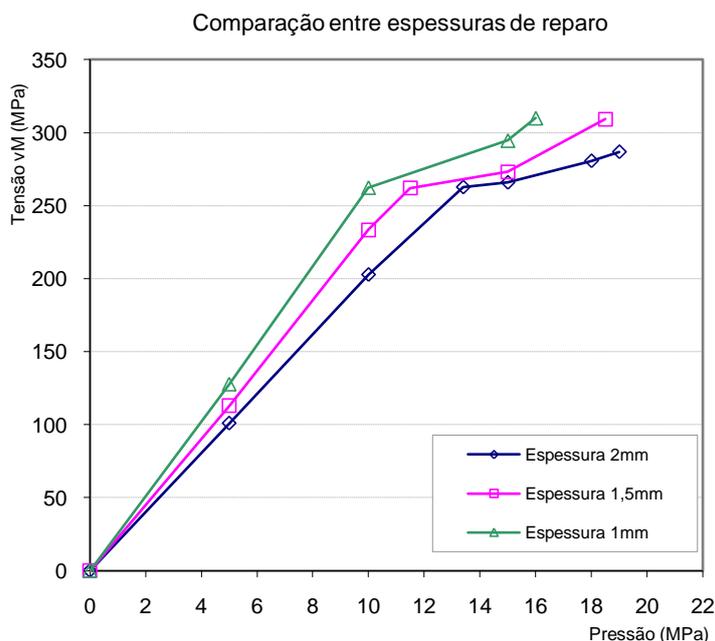


Figura 3.10 – Comprimento e distribuição das camadas metálicas

Tabela 3.3 Pressões que originam o escoamento e a falha dos modelos

Pressões (MPa)	Espessura 1mm	Espessura 1.5mm	Espessura 2mm
Pressão de Escoam.	10.0	11.1	13.2
Pressão de Falha	16.0	18.9	19.0*

\*A falha acontece fora do reparo

Pode-se ver que no reparo de 2mm de espessura a falha acontece fora do defeito, a uma pressão de 19MPa. Considera-se que a menor espessura de reparo é aquela que permite obter-se a mesma pressão de falha que um duto sem defeito. A mínima espessura de reparo seria igual a 2 mm, já que nos outros dois reparos, de 1mm e 1.5mm, a falha acontece no defeito. Seguindo o critério de aceitação das API 579 [48], apresentado na seção 2.5, os reparos de 1.5mm e 2mm são aceitos, já que os valores de RSF de ambos reparos são de 0.99 e 1 respectivamente.

### 3.3.1 Comparação de Resultados:

Para a comparação dos resultados foram calculadas as espessuras de reparo conforme três recomendações teóricas: (i) segundo a norma ISO/TS 24817 [18], apresentada na seção 2.2.1 e (ii) segundo a equação desenvolvida por J.L. Freire,

apresentada nas referências [49] e [38]. Cabe assinalar que estas equações foram desenvolvidas para reparos de material compósito formado por resina e reforçado com fibra não metálica. Os resultados também são comparados com os resultados experimentais da referência [14].

**(i) ISO/TS 24817:**

$$t_{\min} = \frac{D}{2.S} \cdot \left( \frac{E_s}{E_c} \right) \cdot (P_{eq} - P_s) \quad (3.1)$$

A equação (3.1) será utilizada para duas condições, de projeto e de falha.

A **condição de projeto** é a indicada pela norma ISO/TS 24817 para cálculo da espessura de reparo. Para esta condição tem-se:

$$S = SMYS$$

$$P_{eq} = P_d = \frac{2.t.SMYS}{D} \cdot F.E.T \quad (\text{segundo a ASME B31.4})$$

$$P_s = P_{\text{defeito}} = 1.1 SMYS \cdot \frac{2.t}{D} \cdot \left( 1 - \frac{d}{t} \right) \cdot F.E.T \quad (\text{segundo a ASME B31.G})$$

Substituindo estas expressões na equação (3.1), sendo  $E_s$  igual a  $E_c$  e onde  $d=1.4\text{mm}$ ,  $t=2\text{mm}$  e  $F=0.72$ ,  $E=1$  e  $T=1$  tem-se

$$t_{\min} = t \cdot \left( 1 - 1.1 \left( 1 - \frac{d}{t} \right) \right) \cdot F.E.T \quad (3.2)$$

$$t_{\min} = 0.96 \text{ mm}$$

A espessura de reparo recomendada pela norma ISO/TS 24817, para atender condições de projeto, é de **0.96mm**

Para a **condição de falha**, trabalha-se com a resistência ao colapso plástico,  $S_{flow}$ , o qual é igual a 1.1 SMYS segundo a ASME B31.G. Para esta condição tem-se:

$$S = S_{flow} = 1.1 SMYS$$

$$P_{eq} = \frac{2.t.(1.1 SMYS)}{D}$$

$$P_s = P_{\text{defeito}} = 1.1 SMYS \cdot \frac{2.t}{D} \cdot \left(1 - \frac{d}{t}\right) \quad (\text{segundo a ASME B31.G})$$

Substituindo estas expressões na equação (3.1), sendo  $E_s$  igual a  $E_c$ , tem-se:

$$t_{\min} = d = 1.4 \text{ mm}$$

A espessura de reparo utilizando a norma ISO/TS 24817, para condições de falha é de **1.4mm**

**(ii) Referências [38] e [49]:**

$$\frac{p.D}{2} = \sigma_{\text{steel}} . t . C + \sigma_R . t_R \quad (3.2)$$

Onde:

p : pressão de falha de um duto com defeito e reparado

D: diâmetro do duto

$\sigma_{\text{steel}}$  : tensão no duto

t : espessura do duto

$\sigma_R$ : tensão no reparo

$$C = \frac{1 - \frac{d}{t}}{1 - \frac{d}{t \sqrt{1 + 0.31 L^2 / D t}}}$$

Esta equação pode ser utilizada para o cálculo de uma espessura mínima e/ou uma espessura máxima. A espessura calculada é mínima quando se utiliza o valor  $S_u$  do duto e  $S_{\text{flow}}$  do reparo na equação (3.2) no lugar de  $\sigma_{\text{steel}}$  e  $\sigma_R$  ( $S_{\text{flow}}$  é um valor entre  $S_y$  e  $S_u$ , neste caso se utilizará o valor de  $S_u$ ). A espessura calculada é máxima, quando se utiliza  $\sigma_{\text{steel}}$  igual a zero e  $\sigma_R$  é substituído por um valor entre  $0.001E_R$  e  $0.004E_R$ , onde 0.001 e 0.004 que são as deformações máximas sugeridas para o material compósito, formado por resina epóxi e fibra de vidro, especificada na norma ISO/TS 24817 [18]. Considerando que o material do reparo é aço, estes limites poderiam ser mudados. Uma possibilidade destes é limitar as deformações no reparo ao valor da deformação de escoamento, que segundo API 5L [25] é de 0.5%, ou 0.005. Contudo, neste valor já existe uma porcentagem de deformação plástica, pelo qual a deformação utilizada pode ser calculada como feito na seção 3.2 para a construção da curva bilinear dos materiais,

onde se prolonga a reta elástica (com inclinação  $E$ ) e a reta plástica (com inclinação  $Et$ ), figura 3.2, obtendo o valor de 0.131% ou 0.00131.

Os valores utilizados são:  $\sigma_{steel} = S_u = 310\text{MPa}$ ,  $\sigma_R = S_{UR} = 340\text{MPa}$ ,  $p = 19\text{MPa}$ ,  $D = 74.2\text{mm}$ ,  $C = 0.37$ ,  $E_R = 200\text{GPa}$

- espessura mínima:

$$t_{R\max} = \frac{\frac{p \cdot D}{2} - \sigma_{steel} \cdot t \cdot C}{\sigma_R} = 1.61\text{mm}$$

- espessura máxima utilizando um valor limite de 0.001:

$$t_{R\max} = \frac{p \cdot D}{2(0.001E_R)} = 3.52\text{mm}$$

- espessura máxima utilizando um valor limite de 0.00131:

$$t_{R\max} = \frac{p \cdot D}{2(0.00131E_R)} = 2.69\text{mm}$$

A espessura mínima e a máxima de reparo recomendadas na referencias [49] e [38] é de 1.61mm e 3.52mm, respectivamente. Com a mudança do limite de deformação permitida para os reparos de chapas metálicas, a espessura máxima de reparo é de 2.69mm.

### (iii) Resultados experimentais

Na tabela 3.4 mostram-se as pressões que provocaram o colapso plástico de três espécimes tubulares reparados com duas, três e quatro camadas metálicas de 0,5mm de espessura cada uma. As propriedades dos materiais e as características geométricas dos espécimes são as mesmas apresentadas na seção 3.2. Os defeitos usinados têm 75mm de comprimento.

Tabela 3.4 Comparação entre as pressões de escoamento e de ruptura obtidas numérica e experimentalmente

Pressões (MPa)	Espessura 1mm (2 camadas)	Espessura 1.5mm (3 camadas)	Espessura 2mm (4 camadas)
P. Escoamento Experimental	8.4	11.0	12.4
P. Escoamento Numérica	10.0	11.1	13.2
P. Falha Experimental	13.2	18.3	18.6*
P. Falha Numérica	16.0	18.9	19.0*

\*A falha acontece fora do reparo

Os resultados experimentais e numéricos são bastante próximos, com exceção do reparo com duas camadas de reparo onde o erro máximo é de 21% quando as pressões de falha são comparadas. Nos reparos de 3 e 4 camadas o erro máximo é de 6%

#### Observações:

- O cálculo da espessura do reparo pela norma ISO/TS 24817 [18] apresenta os seguintes resultados:
  - Considerando condições de projeto, a espessura calculada foi de 0.96mm. Segundo os resultados experimentais, um duto reparado com 1mm de espessura de reparo escoou no defeito a uma pressão de 8.4MPa, pressão menor a pressão de projeto (10.2MPa). Aparentemente estes resultados são não conservativos. Acredita-se que não deveriam ser incluídos os parâmetros *F.E.T* para o cálculo da espessura mínima, isto pode ser corroborado aproximando  $l.I \approx l$  na equação (3.2), desta forma  $t_{\min} = d.(F.E.T)$ . O esperado é ter  $t_{\min} = d$  (espessura mínima de reparo igual a profundidade do defeito), pelo qual não precisaria ainda ser reduzido com os parâmetros *F.E.T*.
  - Considerando condições de falha, a espessura foi de 1.4mm. Segundo os resultados experimentais, um duto reparado com 1mm de espessura de reparo suporta uma pressão máxima de 13.2MPa, pressão inferior a aquela que suporta um duto sem defeito para seu colapso plástico

(19MPa). O valor do fator de resistência remanescente (RSF) é igual a 0.69, valor menor que 0.9, pelo qual este tipo de reparo não estaria adequado a operar segundo a API 579 [48], como foi apresentado na secção 2.5.

Segundo os resultados anteriores, se poderia dizer que utilizando a norma ISO/TS 24817 [18] para cálculo da espessura de reparo de camadas metálicas, podem-se obter resultados não conservativos.

- O cálculo da espessura de reparo que utiliza a equação das referencias [38] e [49] apresenta os seguintes resultados:
  - A espessura mínima calculada foi de 1.61mm. Segundo os resultados experimentais e numéricos, um duto reparado com 1.5mm de espessura de reparo, apresenta falha na região do defeito, mas suporta pressões praticamente iguais às que suportam um duto sem defeito, o que representa um RSF igual a 1. A deformação equivalente máxima na região do defeito para uma pressão interna igual a 10MPa (pressão de projeto igual 10.2MPa) é de 0.17%.
  - A espessura máxima calculada, limitando a deformação do reparo a 0.131%, foi de 2.69mm. Segundo os resultados numéricos, num duto reparado com 2.5mm de espessura a falha acontece fora do reparo, o que representa um RSF maior que 1. A deformação equivalente máxima, para uma pressão interna de 10MPa, então, é a de 0.089% .

### 3.4

#### Varição do Comprimento do Defeito

Nesta seção faz-se uma análise do comportamento do duto reparado em relação ao comprimento do defeito. Para isto foram desenvolvidos modelos numéricos em 3D seguindo as especificações da seção 3.2, onde a geometria e os materiais utilizados são mostrados na figura 3.5 e na tabela 3.2.

Na primeira parte foram analisados dois modelos numéricos, um com defeito de 40mm de comprimento e outro com 120mm de comprimento. Ambos os modelos têm a espessura de reparo de 2mm. Na figura 3.11 mostra-se o comportamento da tensão equivalente com a variação da pressão, a seta indica a tendência das curvas à medida que o defeito é mais longo. Na tabela 3.5, mostram-se as pressões que provocaram o escoamento e a falha dos modelos, sendo que em ambos casos, a falha aconteceu fora do reparo.

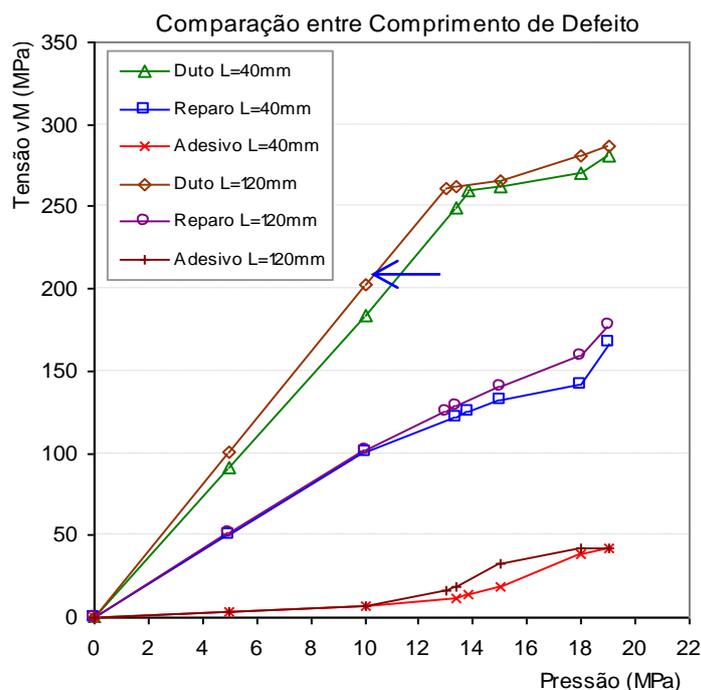


Figura 3.11 – Comparação entre dutos reparados com defeitos de 40 e 120 mm de comprimento, utilizando reparo de 2mm de espessura em ambos os casos.

Tabela 3.5 Pressões que originam o escoamento e a falha dos modelos

Pressões (MPa)	Defeito de 40mm de comprimento	Defeito de 120mm de comprimento
Pressão de Escoam.	13.8	13.0
Pressão de Falha	19.0*	18.9

\*A falha acontece fora do reparo

A diferença nas pressões que provocaram o escoamento dos modelos foi de 6.2%.

Na segunda parte foram analisados dois modelos numéricos, com defeitos de 40mm e 80mm de comprimento, ambos modelos com a espessura de reparo de 1mm. Na figura 3.12, mostra-se o comportamento da tensão equivalente com a variação da pressão e na tabela 3.6, mostram-se as pressões que provocaram o escoamento e a falha dos modelos.

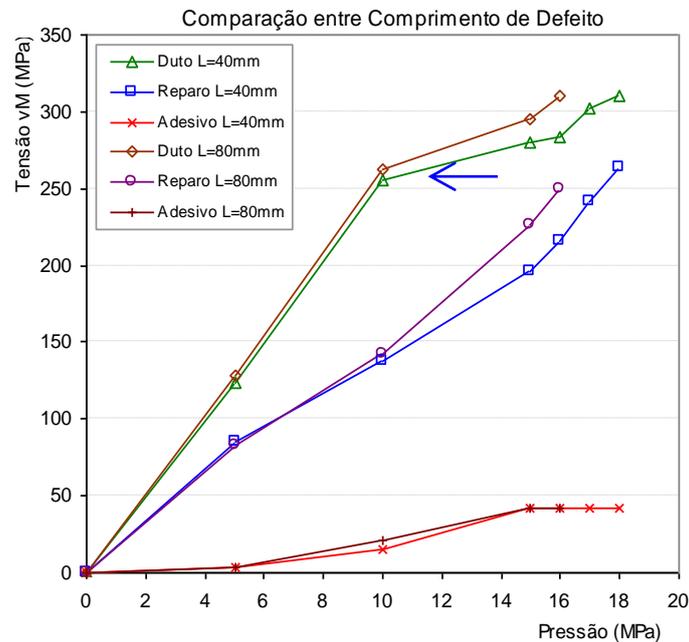


Figura 3.12 – Comparação entre modelos com defeitos de 40 e 80 mm de comprimento, utilizando o reparo de 1mm de espessura em ambos os casos

Tabela 3.6 Pressões que originam o escoamento e a falha nos modelos numéricos

Pressões (MPa)	Defeito de 40mm de comprimento	Defeito de 80mm de comprimento
Pressão de Escoam.	10.4	10.0
Pressão de Falha	18.0	16.0

A diferença nas pressões que provocaram o escoamento dos modelos foi de 4% e de 12.5% para a pressão de falha.

### 3.5

#### Variação do Comprimento do Reparo

Nesta seção analisa-se a variação do comprimento do reparo que se estende além dos extremos do defeito ( $L_s$ ). Avalia-se como isto afeta o comportamento das tensões na região que o contém, quando o mesmo atua unicamente sob pressão interna. Nos estudos prévios de reparos de chapas metálicas coladas [14] [50], recomenda-se uma extensão 1.5 vezes maior que o comprimento do defeito em cada um dos lados extremos deste defeito. Assim, a extensão total do reparo devia ser igual a 4 vezes o comprimento do defeito (figura 4.1). Também, mostrou-se, em [14] [50] que a utilização de reparos com extremos não escalonados, não apresentou concentração de tensões relevante que pudesse atingir a integridade do duto. Por esta razão, foram desenvolvidos modelos com reparos não escalonados, por serem considerados mais versáteis ao serem aplicados. Um dos objetivos desta seção é demonstrar que o comprimento do reparo pode ser reduzido sem atingir a integridade estrutural do duto reparado.

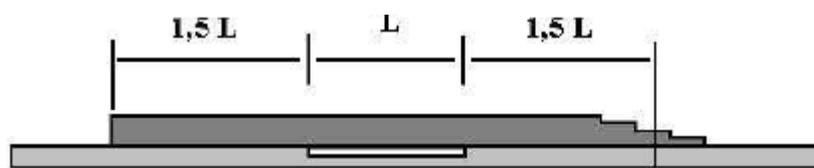


Figura 3.13 – Comprimento e distribuição das camadas metálicas. À direita mostra-se o reparo com extremos escalonados

As análises foram feitas para duas pressões:

- (i) Para a pressão de projeto segundo a ASME B31.4 [20]

$$P_d = \frac{2.t.SMYS}{D} . F.E.T = 10.19 MPa \approx 10 MPa$$

- (ii) Para uma pressão igual a 18MPa, pressão próxima à falha, onde todos os componentes do duto-reparo se encontram em seu regime plástico.

Dado que a influência do comprimento do defeito pode ser relevante neste estudo, foram desenvolvidos modelos com dois comprimentos de defeito diferentes, de

40mm, considerados curtos, segundo a ASME B31.G (onde  $0,893.L/\sqrt{Dt} = 2.89 < 4$ ) e, de 120mm, considerados longos (onde  $0,893.L/\sqrt{Dt} = 8.69 > 4$ ).

Os modelos analisados são:

1. Modelo com defeito de 40mm e reparo de 160mm ( $L_s = 60\text{mm}$  ou  $L' = L_s/\sqrt{Dt} = 5$ )
2. Modelo com defeito de 40mm e reparo de 60mm ( $L_s = 10\text{mm}$  ou  $L' = L_s/\sqrt{Dt} = 0.8$ )
3. Modelo com defeito de 40mm e reparo de 40mm ( $L_s = 0\text{mm}$  ou  $L' = L_s/\sqrt{Dt} = 0$ )
4. Modelo com defeito de 120mm e reparo de 480mm ( $L_s = 180\text{mm}$  ou  $L' = L_s/\sqrt{Dt} = 15$ )
5. Modelo com defeito de 120mm e reparo de 130mm ( $L_s = 5\text{mm}$  ou  $L' = L_s/\sqrt{Dt} = 0.4$ )

Os modelos com comprimento da luva de reparo de 160mm e 480mm obedecem a recomendação da referência [14] [50]. Os outros modelos são desenvolvidos para avaliar a possível redução do comprimento da luva. Todas as análises são feitas considerando a distribuição das tensões equivalentes ao longo do comprimento do defeito e até 20 mm além do defeito. As análises mostraram que estas regiões são as mais críticas e, nelas se apresentam as maiores variações de tensão por consequência da redução da luva.

#### a. Modelos com defeito de 40mm de comprimento

As distribuições das tensões normalizadas para a pressão de 10MPa são mostradas na figura 3.14 para comprimentos de reparo de 160mm, 60mm e 40mm. Nesta figura a tensão normalizada de von Mises é igual à tensão de von Mises obtida numericamente (EFE), dividida pela tensão de von Mises obtida, teoricamente, para uma pressão interna de 10MPa. Para o cálculo da tensão teórica se considerou a tensão circunferencial igual a  $PD/2t$ , a tensão longitudinal igual a  $PD/4t$ , e a tensão radial igual a  $-P$ .

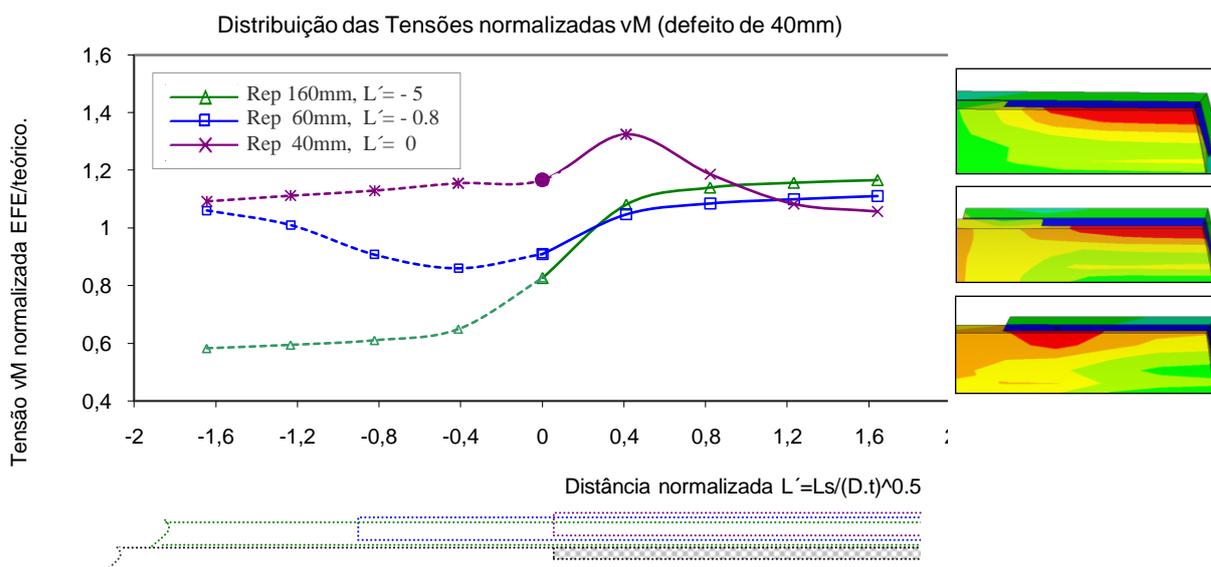


Figura 3.14 – Distribuição das tensões normalizadas  $v_M$  para uma pressão de 10MPa (defeito de 120mm).

Como demonstrado na figura 3.14, o duto com reparo de 40mm ( $L_s = L' = 0$ mm, igual ao comprimento do defeito e do reparo) apresenta uma região de concentração de tensões perto do extremo do defeito, com um valor pico de 25% maior que a tensão no centro no defeito. Os modelos numéricos com reparos de 160mm ( $L_s = 60$ mm,  $L' = 5$ ) e 60mm ( $L_s = 10$ mm,  $L' = 0.8$ ) têm uma distribuição de tensões bastante homogênea e não apresentam diferenças relevantes entre estes dois reparos.

Foi realizada a análise da **distribuição das tensões para uma pressão de 18MPa**, obtendo comportamentos similares para os três comprimentos de reparos, sem identificar algum tipo de concentração de tensões. O nível de tensões no reparo de 40mm foi de 7% maior que o nível das tensões dos reparos de 60mm e 160mm de comprimento. Na tabela 3.7, se apresentam alguns resultados presentes no centro do defeito. Pode-se ver a grande diferença no nível das deformações presentes no reparo de 40mm com relação a os reparos de 160mm e 60mm.

Tabela 3.7 – Tensões e deformações no centro dos defeitos a  $P=18$ MPa

Reparo	$\sigma_{vM} / S_y$	$\sigma_{vM} / S_u$	Deformação circunf.
160mm	1.02	0.86	1.15 %
60mm	1.03	0.87	2.02 %
40mm	1.10	0.93	7.87 %

## b. Modelos com defeito de 120mm de comprimento

A distribuição das tensões para uma pressão interna de 10MPa, se apresenta na figura 3.15. A tensão e a distância normalizadas são calculadas, conforme explicado na seção 3.5.a.

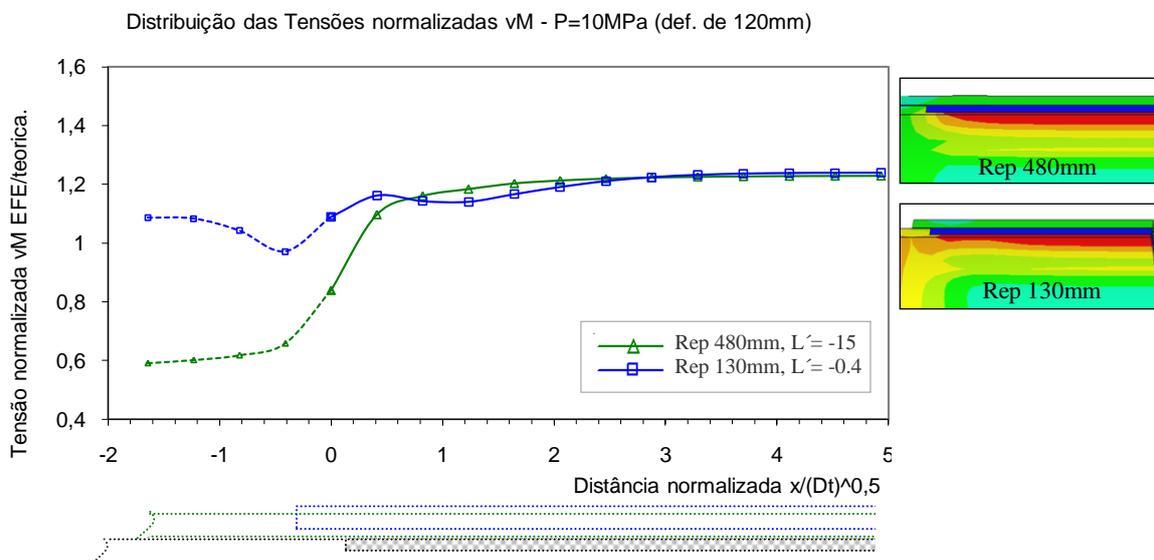


Figura 3.15 – Distribuição das tensões normalizadas  $v_M$  a uma pressão de 10MPa (defeito de 40mm).

No reparo de 130mm ( $L_s = 5\text{mm}$ ,  $L' = 0,4$ ) existem pequenas inflexões na distribuição das tensões, o que poderia indicar insuficiente comprimento de reparo, além dos extremos do defeito. O reparo de 480mm ( $L_s = 180\text{mm}$ ,  $L' = 15$ ) apresenta uma distribuição homogênea de tensões.

Também foi feito a análise da **distribuição das tensões para uma pressão de 18MPa**, obtendo comportamentos similares para os dois comprimentos de reparos, sem apresentar concentração de tensões. Na tabela 3.8, se apresentam alguns resultados presentes no centro do defeito.

Tabela 3.8 – Tensões e deformações no centro dos defeitos a P=18MPa (2)

Reparo	$\sigma_{vM}/S_y$	$\sigma_{vM}/S_u$	Deformação circunf.
480mm	1.15	0.98	2.30 %
130mm	1.07	0.90	3.13 %

Um modelo simulando um **duto com defeito e sem reparo** foi desenvolvido. Este segue as indicações da seção 3.2 e o defeito tem comprimento de 80mm. O objetivo desta análise é determinar a distância “x” (ver figura 3.16) em que se estende a influência do defeito.

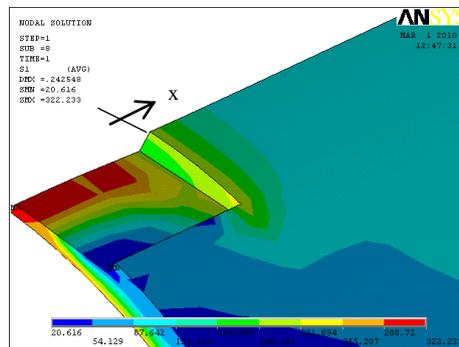


Figura 3.16 – Modelo de duto com defeito e sem reparo

Na figura 3.17, mostra-se a distribuição das tensões circunferenciais normalizadas vs. a distância  $x$  normalizada. Para isto foi dividida a tensão circunferencial obtida nos EFE<sup>4</sup> pela tensão circunferencial teórica ( $PD/2t$ ) para as pressões de 3, 5 e 7.8MPa. A distância normalizada foi calculada dividindo a distância  $x$  por  $\sqrt{D.t}$ .

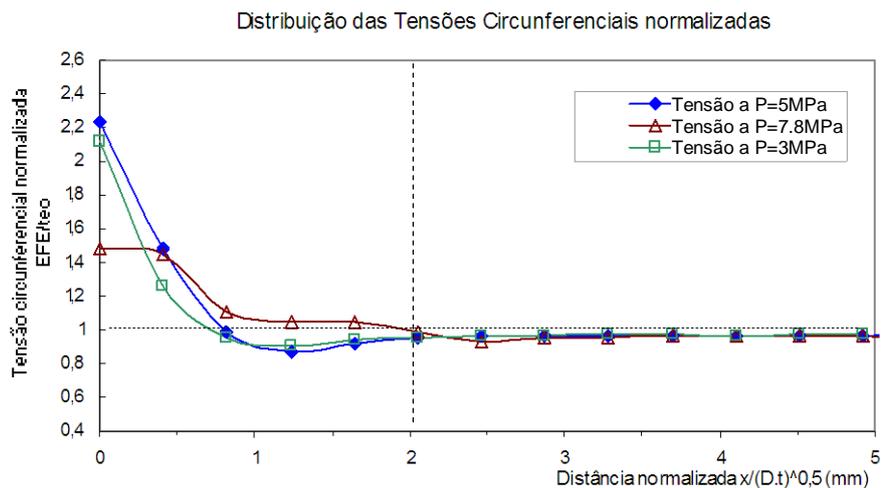


Figura 3.17 – Distribuição das tensões circunferenciais normalizadas

<sup>4</sup> A tensão obtida pelos elementos finitos utilizada na construção da figura 3.16, é a tensão circunferencial média, a qual foi calculada somando as tensões circunferenciais na parede interna e na parede externa do duto dividido por dois.

As normas ISO/TS 24817 [18] e ASME PCC-2 [37], normas para reparos de material compósito, indica que a distância  $L_s$  mínima pode ser calculada pela equação  $L_s \geq 2\sqrt{D_I}$ , que pode ser representada em uma distância mínima normalizada  $L' \geq 2$ . Na figura 3.17, pode-se visualizar que o valor de  $L_s$ , mínimo, no qual as tensões têm o mesmo valor que a tensão teórica (distância influenciada pelo defeito), para os três níveis de pressão, é aproximadamente igual a 2. Isto poderia indicar que a distância  $L_s$  mínima recomendada por estas normas, poderia ter sido estabelecida como sendo a distancia  $x$  até onde existe a influência do defeito.

Já as análises dos modelos com defeitos reparados, apresentados nesta seção, parecem indicar que um comprimento de  $L' = 0.4$  é insuficiente e, nos comprimentos  $L' \geq 0.8$  não são observadas diferenças na distribuição das tensões.

### Tensões Cisalhantes:

As **tensões cisalhantes** na camada de adesivo não mostraram diferença relevante em relação ao comprimento do defeito. Na figura 3.18 mostram-se as tensões cisalhantes máximas, localizadas nos extremos do reparo e coletadas em três pontos da circunferência dos modelos numéricos (a  $0^\circ$ ,  $90^\circ$  e  $180^\circ$ ).

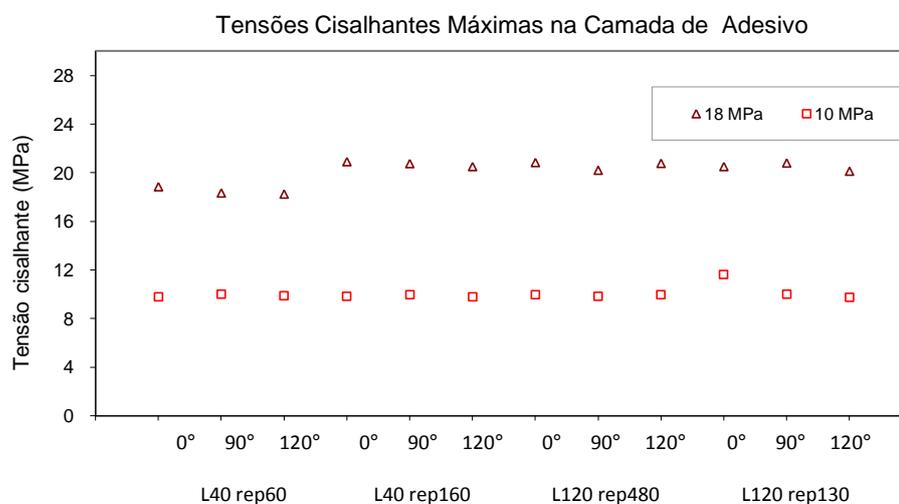


Figura 3.18 – Tensões cisalhantes máximas no adesivo

### 3.5.1 Reparo de Defeitos Longos com Reparos Adjacentes

Nesta seção analisa-se o reparo de defeitos longos utilizando mangas consecutivas. Para isto são considerados dois modelos numéricos, desenvolvidos segundo as indicações da seção 3.2, no qual é simulado um duto com defeito de 120mm de comprimento reparado, com três mangas de 40mm de comprimento que estão separadas 5mm uma da outra e têm uma espessura de 2mm. Num dos modelos foi simulado um reforço de 20mm de comprimento e de 1mm de espessura sobre as mangas adjacentes, tampando assim o espaço de 5mm existente entre estas.



Figura 3.19 – Modelos com e sem reforço entre as mangas adjacentes

A distribuição das tensões para a pressão de 10MPa é demonstrada na figura 3.20. No modelo sem reforço, pode se observar a existência de uma região com concentração de tensões localizadas no defeito, embaixo da junção entre as mangas, a qual apresenta um valor pico de 28,3% superior ao valor da tensão no centro no defeito. A uma pressão de 18MPa, não se apresentam concentrações de tensões.

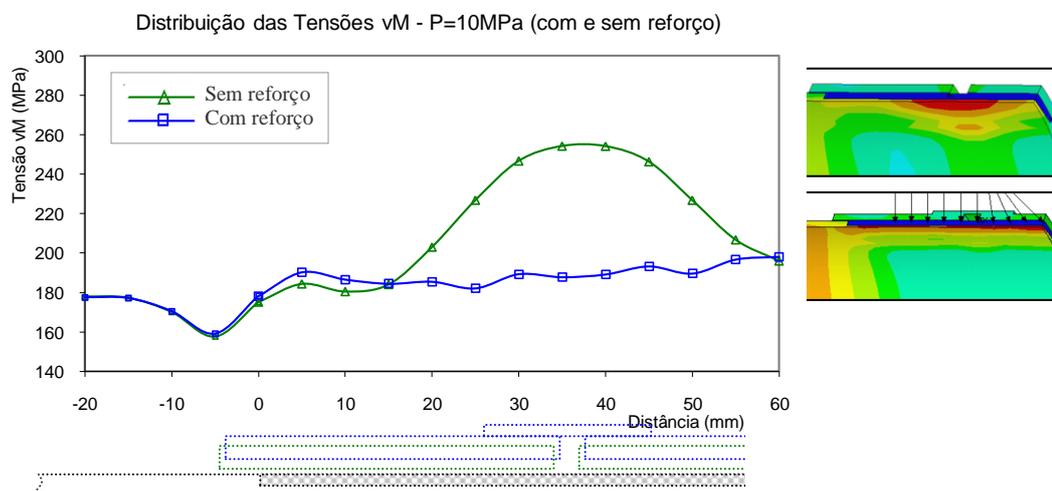


Figura 3.20 – Comprimento e distribuição das camadas metálicas

### 3.6

#### Simulação de um Duto Reparado com Material Compósito

Para fins de comparação com os resultados a serem obtidos no capítulo 4, nesta seção se apresentam os resultados obtidos na simulação de dutos reparados com material compósito. As variáveis mais relevantes no desenvolvimento do modelo, são apresentadas na seção 3.2. Uma das diferenças com os modelos anteriormente desenvolvidos se encontra em que o material compósito é modelado como sendo um material ortotrópico elástico ideal [15] e suas propriedades são apresentadas na tabela 3.9. Devido ao comportamento ortotrópico e aos tipos de análise que serão feitos, decidiu-se trabalhar com modelos axissimétricos. As propriedades do material do duto e adesivo estão apresentadas na tabela 3.1. O comprimento do defeito é de 80mm e a espessura do reparo de material compósito é de 2mm.

Tabela 3.9 Propriedades do material compósito [15]

Módulo de Elasticidade (MPa)	Coefficiente de Poisson	Módulo Cisalhante (MPa)
$E_x = 5500$	$\mu_{xy} = 0.3$	$G_{xy} = 690$
$E_y = 7500$	$\mu_{xz} = 0.196$	$G_{xz} = 13880^5$
$E_z = 23000^5$	$\mu_{yz} = 0.3$	$G_{yz} = 690$

Os resultados destas simulações são apresentados no gráfico de tensão equivalente vs pressão interna

<sup>5</sup> Valores da referencia [60], onde são obtidas algumas propriedades de reparos de material compósito com fibra de vidro

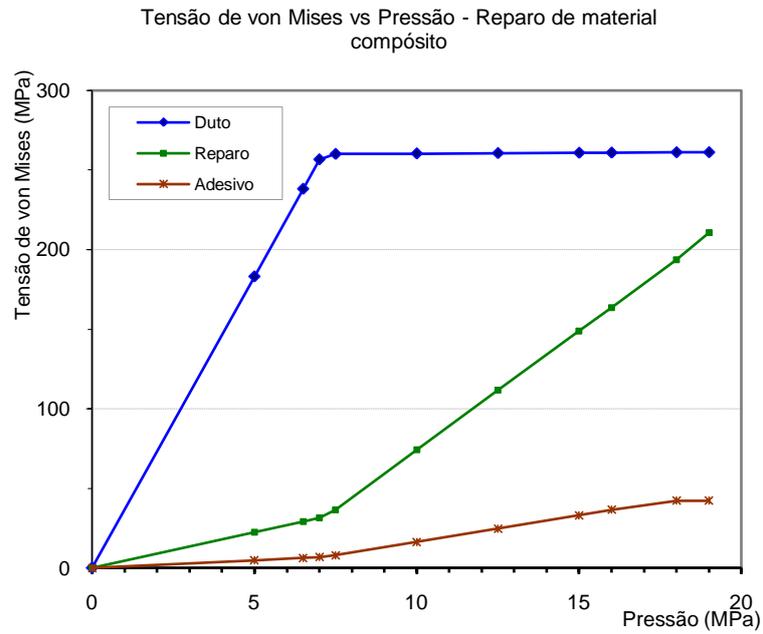


Figura 3.21 – Tensão von Mises variando com a pressão interna no duto reparado com material compósito

A pressão que origina o escoamento no material do duto (na região do defeito) é igual a 7.1 MPa e a falha acontece fora do reparo a 19MPa.