



AVALIAÇÃO DE CONCENTRAÇÃO DE TENSÃO EM DUTOS DANIFICADOS
SOB PRESSÃO INTERNA APÓS REPARO

Sabrina de Almeida Pinto Regalla

Dissertação de Mestrado apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Civil, COPPE, da Universidade Federal do Rio de Janeiro, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Mestre em Engenharia Oceânica.

Orientadores: Ilson Paranhos Pasqualino

Bianca de Carvalho Pinheiro

Rio de Janeiro

Maio de 2017

AVALIAÇÃO DE CONCENTRAÇÃO DE TENSÃO EM DUTOS DANIFICADOS
SOB PRESSÃO INTERNA APÓS REPARO

Sabrina de Almeida Pinto Regalla

DISSERTAÇÃO SUBMETIDA AO CORPO DOCENTE DO INSTITUTO ALBERTO
LUIZ COIMBRA DE PÓS-GRADUAÇÃO E PESQUISA DE ENGENHARIA
(COPPE) DA UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE
DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE
EM CIÊNCIAS EM ENGENHARIA OCEÂNICA.

Examinada por:

Prof. Ilson Paranhos Pasqualino. D.Sc.

Profa. Bianca de Carvalho Pinheiro. D.Sc.

Prof. Celio Albano da Costa Neto. Ph.D.

Prof. José Luiz de França Freire. Ph.D.

RIO DE JANEIRO, RJ - BRASIL

MAIO DE 2017

Regalla, Sabrina de Almeida Pinto

Avaliação de Concentração de Tensão em Dutos Danificados sob Pressão Interna após Reparo/Sabrina de Almeida Pinto Regalla – Rio de Janeiro: UFRJ/COPPE, 2017

VIII, 117 p.: il.; 29,7 cm.

Orientadores: Ilson Paranhos Pasqualino

Bianca de Carvalho Pinheiro

Dissertação (mestrado) – UFRJ/ COPPE/ Programa de Engenharia Oceânica, 2017.

Referências Bibliográficas: p. 115-117.

1. Concentração de Tensão. 2. Dutos de Transporte de Hidrocarbonetos. 3. Danos Mecânicos. 4. Reparo de Dutos.
I. Pasqualino, Ilson Paranhos *et al.* II. Universidade Federal do Rio de Janeiro, COPPE, Programa de Engenharia Oceânica. III. Título.

AGRADECIMENTOS

À minha família, pelo carinho, apoio e incentivo.

Aos meus amigos, pelo apoio e compreensão fundamentais.

Aos meus orientadores, Ilson Paranhos Pasqualino e Bianca de Carvalho Pinheiro, por acreditarem no meu trabalho e na minha capacidade, me incentivando e apoiando sempre. A dedicação e paciência de ambos foram fundamentais para a realização desse trabalho.

Aos meus amigos do Laboratório de Tecnologia Submarina (LTS) da COPPE/UFRJ, pelo companheirismo e incentivo. Suas sugestões e contribuições foram muito importantes em vários momentos ao longo do desenvolvimento desse trabalho.

Ao corpo técnico do LTS, em especial, Reinaldo Merendaz e Antonio Robson Laurentino, pela realização dos testes experimentais, sem os quais não seria possível a conclusão desse trabalho.

Aos Engenheiros Dr. Valber Azevedo Perrut e Luiz Daniel Montenegro Lana da PETROBRAS e ao Engenheiro Eduardo Cesar Vilani da Rust Engenharia, pelas suas contribuições e sugestões.

Ao Programa de Recursos Humanos para o Setor de Petróleo e Gás da ANP, através dos Programas PRH-35, pelo apoio financeiro indispensável para a realização desse trabalho.

Ao LTS e à PETROBRAS (Financiadora de Estudos e Projetos), pelo apoio financeiro fundamental para o desenvolvimento desse trabalho.

Resumo da Dissertação apresentada à COPPE/UFRJ como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Mestre em Ciências (M.Sc.)

AVALIAÇÃO DE CONCENTRAÇÃO DE TENSÃO EM DUTOS DANIFICADOS
SOB PRESSÃO INTERNA APÓS REPARO

Sabrina de Almeida Pinto Regalla

Maio/2017

Orientadores: Ilson Paranhos Pasqualino

Bianca de Carvalho Pinheiro

Programa: Engenharia Oceânica

Este trabalho consiste em estudo numérico e experimental da concentração de tensão de dutos de transporte em hidrocarbonetos, provocada por defeitos do tipo moosa simples reparados sob pressão interna cíclica. O trabalho se concentra no desenvolvimento de um modelo numérico, baseado no método dos elementos finitos, para prover fatores de concentração de tensão associados a esses defeitos antes e depois da aplicação de reparos em materiais compósitos, fabricado com laminados em matriz de epóxi reforçada com fibra de vidro com diferentes espessuras. Amostras de tubos de aço em escala reduzida são submetidas à indentação e a concentração de tensão resultante na região danificada é estimada sob pressão interna cíclica. O modelo de elementos finitos desenvolvido é calibrado a partir de correlação numérico-experimental e utilizado em um estudo paramétrico para avaliar fatores de concentração de tensão em função da espessura do reparo. Esses fatores de concentração de tensão podem ser usados na avaliação de fadiga de dutos danificados, a partir da correção de curvas S-N.

Abstract of Dissertation presented to COPPE/UFRJ as a partial fulfillment of the requirements for the degree of Master of Science (M.Sc.)

STRESS CONCENTRATION ASSESSMENT OF DAMAGED PIPES UNDER
INTERNAL PRESSURE AFTER REPAIR

Sabrina de Almeida Pinto Regalla

May/2017

Advisors: Ilson Paranhos Pasqualino
Bianca de Carvalho Pinheiro

Department: Ocean Engineering

This study evaluates the stress concentration of plain dents due to mechanical damage in steel pipes under internal pressure before and after repair. The work is focused on the development of a numerical model, based on the finite element method, to produce stress concentration factors of plain dents before and after applying glass fiber reinforced epoxy matrix laminate repairs with varying thicknesses. Small-scale steel pipe samples are submitted to denting and the resulting stress concentration in the damaged region is estimated under cyclic internal pressure, before and after repair execution. The finite element model developed is calibrated and validated from correlation between numerical and experimental results. Finally, a parametric study is carried out to evaluate stress concentration factors as a function of the repair thicknesses. These factors can be used in the fatigue assessment of damaged pipes, from the correction of S-N curves.

ÍNDICE

INTRODUÇÃO	1
I.1 Objetivos e Aplicações do Trabalho	2
I.2 Estrutura da Dissertação	3
REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	5
II.1 Fadiga de Metais.....	5
II.1.1 A Curva S-N	8
II.1.2 – Efeito da Tensão Média na Vida à Fadiga.....	11
II.1.3 – Efeito do Tamanho na Fadiga.....	14
II.1.4 – Efeito das Tensões Residuais.....	15
II.1.5 – Concentração de Tensão e Fadiga	15
II.2 Danos mecânicos em Dutos.....	18
II.2.1 Exemplos de Defeitos	18
II.2.3 Fatores que influenciam no Comportamento à Fadiga de Mossas	20
II.3 Técnicas de Reparo.....	24
II.3.1 Reparos de Material Compósito	25
TESTES EXPERIMENTAIS.....	32
III.1 Introdução	32
III.2 Propriedades dos Materiais Utilizados	33
III.2.1 Nomenclatura dos Corpos de Prova do Material Compósito e da Resina (Reparo). 33	
III.2.2 Propriedades do Material Compósito e da Resina (Reparo)	34
III.2.3 Nomenclatura dos Corpos de Prova de Aço (Tubo).....	39
III.2.4 Propriedades do Aço (Tubo)	39
III.3 Testes de Simulação dos Danos e Pressão Interna	42
III.3.1 Nomenclatura e Propriedades Geométricas dos Modelos de Tubulares	42
III.3.2 Estudos Preliminares	44
III.3 Testes de Simulação de Danos.....	53
III.4 Teste de Pressão Interna Inicial.....	57
III.4.1 Instrumentação	58

III.4.2 Teste de Pressão Interna após Instrumentação	60
III.5 Laminação do Reparo.....	63
III.6 Testes de Pressão Interna após Reparo.....	67
MODELO NUMÉRICO	70
IV.1 Modelo Constitutivo	71
IV.2 Malha de Elementos Finitos.....	73
IV.2.1 Análise de Sensibilidade de Malha da Resina de Preenchimento	75
IV.3 Propriedades do Contato	80
IV.4 Condições de Contorno	83
IV.5 Carregamento	84
IV.6 Resultados Numéricos.....	85
IV.7 Correlação Numérico-Experimental	96
IV.7.1 Ajuste do Modelo Numérico.....	96
IV.7.2 Resultados da Correlação Numerico-Experimental.....	97
AVALIAÇÃO DA VIDA À FADIGA.....	108
SUMÁRIO, CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS	111
VI.1 Sumário	111
VI.2 Conclusões	112
VI.3 Sugestões de Trabalhos Futuros.....	113
REFERÊNCIAS	115

CAPÍTULO I

INTRODUÇÃO

A produção de petróleo em 2016 foi de mais de 2,6 milhões de barris equivalentes de petróleo por dia, segundo a ANP [1]. A maneira mais segura e econômica de escoar e distribuir essa produção é através de gasodutos e oleodutos, motivada por uma combinação de adequada resistência estrutural, propriedades necessárias para os materiais e boas práticas operacionais.

No entanto, durante a vida operacional, o duto fica exposto a interferências externas, que podem causar danos mecânicos ou corrosão. Essas são as maiores causas de falha de dutos de transporte de hidrocarbonetos [2], como podemos ver na Figura I.1.

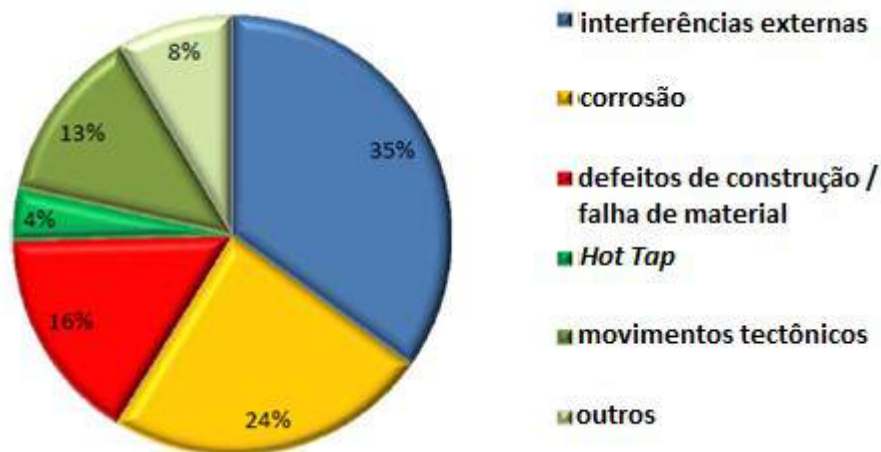


Figura I.1: Distribuição de Incidentes em Gasodutos Segundo sua Causa [3]

Os danos mecânicos podem ser causados, por exemplo, por impacto com rochas, âncoras ou equipamentos de escavação. Já a corrosão, ocorre devido ao próprio fluido transportado ou à ação do meio externo. A falha dessas estruturas é capaz de causar danos catastróficos ao meio ambiente, além de consideráveis prejuízos financeiros.

A falha devido à introdução de um dano pode não ocorrer de maneira imediata, podendo acontecer apenas após um longo tempo de operação da linha. Um dos possíveis modos de falha de dutos de transporte de hidrocarbonetos é a fadiga de alto ciclo associada à ação de solicitações cíclicas durante a sua vida útil. Essas solicitações

incluem variações da pressão e temperatura do fluido em escoamento. Este problema é acentuado na presença de concentradores de tensão, tais como mossas, ovalizações excessivas, flambagens localizadas e ondulações. As mossas podem assumir diversas formas, dependendo do corpo responsável pelo impacto.

Para assegurar uma operação segura do duto, deve-se realizar avaliações de defeitos decorrentes de danos mecânicos. A partir dessas avaliações, deve-se analisar a necessidade ou não de reparo dos danos, ou ainda a substituição dos trechos danificados evitando assim longas interrupções de operação da linha.

Os reparos de dutos de transporte de hidrocarboneto podem ser classificados como reparos de contingência, reparos temporários ou reparos permanentes. Os reparos de contingência são feitos para reduzir impactos sócio-ambientais negativos. Os reparos temporários são utilizados para reforçar a região com defeito, evitando uma parada operacional. Posteriormente, este tipo de reparo deve ser substituído por um reparo permanente. O uso de reparos permanentes busca desenvolver a integridade estrutural do duto. Uma técnica de reparo que vem sendo muito utilizada é o uso de materiais compósitos fabricados em matriz polimérica reforçada com fibras. Uma das principais vantagens desse tipo de reparo é a sua simplicidade. Essa técnica será estudada mais a fundo no escopo deste trabalho [4].

Este trabalho tem como objetivo o estudo da concentração de tensão de dutos com defeitos simples. Será analisada uma técnica de reparo em regiões danificadas de duto sob pressão interna para que seja evitada ou postergada a nucleação de trincas nesses locais.

I.1 Objetivos e Aplicações do Trabalho

O objetivo deste trabalho consiste no estudo numérico e experimental da concentração de tensão provocada por defeitos do tipo mossa simples, decorrentes de danos mecânicos, em dutos de aço sob pressão interna, após reparo. Neste caso, foram abordadas mossas simples de forma semi-esférica. O trabalho se concentra no desenvolvimento de um modelo numérico, baseado no método dos elementos finitos, para prover fatores de concentração de tensão associados a esses defeitos antes e depois da aplicação dos reparos laminados.

O modelo de elementos finitos desenvolvido será calibrado a partir de correlação numérico-experimental e utilizado em estudo paramétrico para avaliar fatores de concentração de tensão em função da espessura do reparo. Com a estimativa de fatores de concentração de tensão, é possível avaliar o dano por fadiga em dutos danificados, antes e após reparo a partir da correção de curvas S-N.

I.2 Estrutura da Dissertação

No Capítulo II é apresentada a revisão bibliográfica realizada acerca de conceitos, definições, parâmetros relevantes e resultados previamente obtidos no âmbito do presente estudo. Primeiramente, alguns conceitos e definições relevantes para o estudo de concentração de tensão e fadiga são apresentados. Em seguida, é abordado o defeito do tipo mocha e os fatores que influenciam no comportamento à fadiga de mochas. Finalmente, é feita uma revisão cuidadosa de alguns trabalhos disponíveis na literatura em que foram abordados reparos de materiais compósitos em dutos danificados.

O Capítulo III descreve os testes experimentais realizados. Inicialmente, são descritos os testes de simulação de danos (mochas) e subsequente aplicação de pressão interna em seis modelos em escala reduzida. Os resultados desses testes são apresentados e é feita uma avaliação do comportamento da deformação na região danificada ao longo dos processos de introdução do dano e aplicação de pressão interna. Posteriormente, reparos laminados com fibra de vidro e epóxi considerando três valores de espessura (t , $2t$, $3t$) são aplicados sobre as mochas introduzidas em seis amostras de tubo em escala reduzida, e estes submetidos a testes de pressão interna cíclica.

No Capítulo IV é apresentado o modelo numérico desenvolvido, com base no método dos elementos finitos, para simular um tubo com mocha, com e sem reparo, submetido a carregamento cíclico de pressão interna. O objetivo de calcular a concentração de tensões resultante nos dois casos. Inicialmente, é feita a descrição do modelo numérico, apresentando as suas propriedades geométricas e de material, a malha de elementos finitos adotada, as condições de contorno e os carregamentos considerados. Em seguida, é apresentado o estudo de sensibilidade de malha, realizado com o intuito de definir uma malha capaz de gerar resultados satisfatórios em um tempo

de processamento viável. Finalmente, é mostrada a correlação entre resultados numéricos e experimentais para a validação do modelo numérico desenvolvido.

O Capítulo V apresenta o estudo de avaliação da vida à fadiga com a influência da espessura do laminado (com fibra de vidro e epóxi). Três espessuras de laminado são consideradas em relação à espessura do tubo (t): t , $2t$ e $3t$.

No Capítulo VI são apresentados o sumário e as conclusões obtidas no presente trabalho. O uso da formulação analítica proposta é discutido. Finalmente, são apresentadas algumas sugestões de trabalhos futuros e perspectivas no âmbito deste trabalho.

CAPÍTULO II

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Este capítulo é dividido em três partes. A primeira parte (item II.1) é dedicada a alguns conceitos relevantes de falha por fadiga dentro do escopo do presente trabalho. Nessa parte, são apresentadas principalmente algumas definições de falha por fadiga de alto ciclo. Para a elaboração deste item, foram consideradas as referências [5-12]. O item (II.2) aborda os danos mecânicos em dutos. Nessa parte, são apresentados alguns exemplos de danos mecânicos e discutido, principalmente, o defeito do tipo moosa e a sua relação com a falha por fadiga. Para a elaboração desse item, foram consideradas as referências [13-18]. O último item (II.3) é dedicado à apresentação e discussão das principais técnicas de reparo apontadas na literatura. Para a elaboração desse item, foram consideradas as referências [6, 7, 13, 19-31].

II.1 Fadiga de Metais

Quando submetida a carregamentos cíclicos ou dinâmicos, uma estrutura metálica pode romper-se a uma tensão muito inferior do que aquela necessária para provocar a fratura devido a uma única aplicação de carga. Isso ocorre desde que a tensão máxima trativa, a flutuação da tensão e o número de ciclos sejam suficientemente elevados. Esse tipo de falha mecânica é referido como falha por fadiga e ocorre apenas após um considerável período de serviço no caso de fadiga de alto ciclo. Esse tipo de falha representa a maior parte dos casos de ruptura de materiais nas estruturas metálicas, conforme mostra a Figura II.1. Isso confirma a relevância do seu estudo.



Figura II.1: Principais Causas de Defeitos em Estruturas de Engenharia [6]

A vida à fadiga pode ser dividida em três fases sucessivas: iniciação de trincas, propagação de trincas e falha final. As falhas por fadiga se iniciam geralmente num ponto de concentração de tensão (macroscópico ou microscópico) na superfície ou subsuperfícies, como, por exemplo, um entalhe, um furo, um canto vivo ou um defeito produzido por dano mecânico. Descontinuidades geométricas são locais propícios para a iniciação de uma trinca por fadiga. Uma vez que a trinca por fadiga inicia-se em um elemento estrutural, são necessários ciclos adicionais de carregamento para a sua propagação, até que ela atinja um tamanho considerado crítico, capaz de conduzir à fratura do material. A superfície de fratura por fadiga é caracterizada por duas regiões distintas: a primeira associada ao desenvolvimento progressivo da trinca (aparência frágil) e a segunda se deve à fratura repentina ou monotônica (aparência dúctil). Em escala macroscópica, a superfície de fratura é usualmente plana e normal à direção da maior tensão principal tratativa.

A Figura II.2 ilustra alguns ciclos de tensão típicos de carregamentos dinâmicos. A Figura II.2(a) ilustra um ciclo de tensão senoidal completamente reverso, em que as tensões mínima (σ_{min}) e máxima (σ_{max}) possuem mesma magnitude e sentidos opostos, envolvendo uma amplitude de tensão (σ_a) e uma tensão média (σ_m) nula. A Figura II.2(b) ilustra um ciclo de tensão senoidal flutuante, com uma tensão média (σ_m) diferente de zero. Ciclos de tensão flutuante pode apresentar tensões médias positivas (tração) ou negativas (compressão). A Figura II.2(c) ilustra um ciclo de tensão não-senoidal.

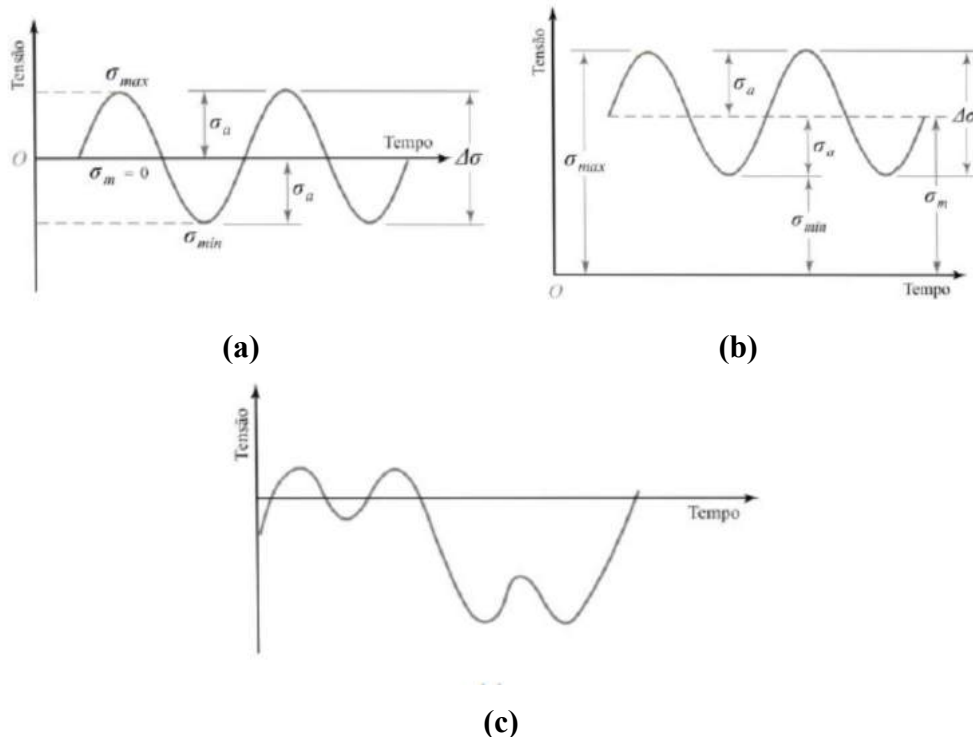


Figura II.2: Ciclos de tensão típicos. (a) Ciclo de tensão senoidal completamente reverso. (b) Ciclo de tensão senoidal flutuante. (c) Ciclo de tensão não-senoidal. [7]

Falhas que ocorrem entre 1 e 10^3 ciclos são classificadas como fadiga de baixo ciclo, quando a resistência à fadiga (S_f) é apenas ligeiramente inferior ao limite de resistência à tração (S_u) e envolve deformações plásticas macroscópicas. As deformações plásticas macroscópicas atingidas nos testes de fadiga de baixo ciclo tornam difícil a interpretação dos resultados em termos de tensões, o que faz com que esses testes sejam conduzidos com ciclos controlados de deformações elásticas e plásticas.

A falha por fadiga que ocorre entre 10^3 e 10^6 ciclos é classificada como fadiga de alto ciclo. Nesse caso, ainda que as tensões sejam elásticas em escala macroscópica, deformações plásticas extremamente localizadas são observadas no material. As tensões permanecem elásticas globalmente e os testes de fadiga podem ser conduzidos com prescrição (controle) de tensão ou deformação. O presente trabalho concentra no estudo desse tipo de falha.

II.1.1 A Curva S-N

A curva S-N, também conhecida como curva de Wöhler, é capaz de representar a vida à fadiga, ou seja, a capacidade de resistência de um material ou estrutura à ação de carregamentos cíclicos. Segundo a norma da ASTM, deve-se traçar no eixo das ordenadas a resistência à fadiga (S_f), em termos de amplitude de tensão em escala logarítmica ou linear, e no eixo das abscissas, o número de ciclos até a falha (N) em escala logarítmica. A Figura I.3 ilustra um exemplo de uma curva S-N obtida segundo este padrão.

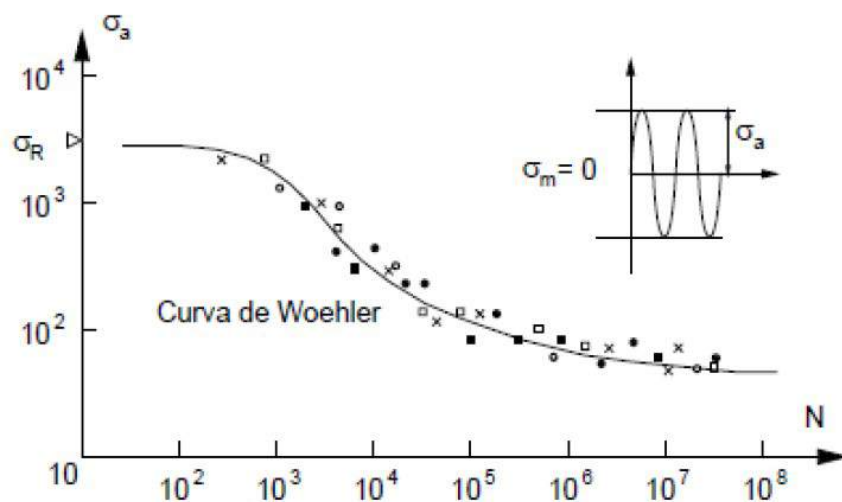


Figura II.3 – Curva S-N obtida A36 segundo o padrão ASTM [8].

Devido à grande variabilidade dos resultados de testes de fadiga, geralmente, a curva S-N é definida para uma probabilidade de falha específica. Para determinar experimentalmente uma curva S-N, o procedimento usual consiste em aplicar inicialmente uma tensão elevada, para a qual a falha do corpo de prova é esperada para um número reduzido de ciclos (i.e. 2/3 da tensão última). Nos testes subsequentes, reduz-se essa tensão sucessivamente até que um ou dois corpos de prova não falhem para um número de ciclos específico, geralmente entre 10^6 e 10^7 ciclos. A maior tensão para a qual um corpo de prova não falhe é considerada como o limite de resistência à fadiga (S'_e), a partir do qual a curva S-N torna-se horizontal para a maioria dos metais ferrosos. Para materiais sem um limite de fadiga bem definido, como a maioria dos metais não-ferrosos, os testes são usualmente encerrados para uma tensão baixa, para a qual a vida à fadiga corresponde a 10^8 ou $5 \cdot 10^8$ ciclos. Exemplos de curvas S-N de diferentes materiais são apresentados na Figura II.4.

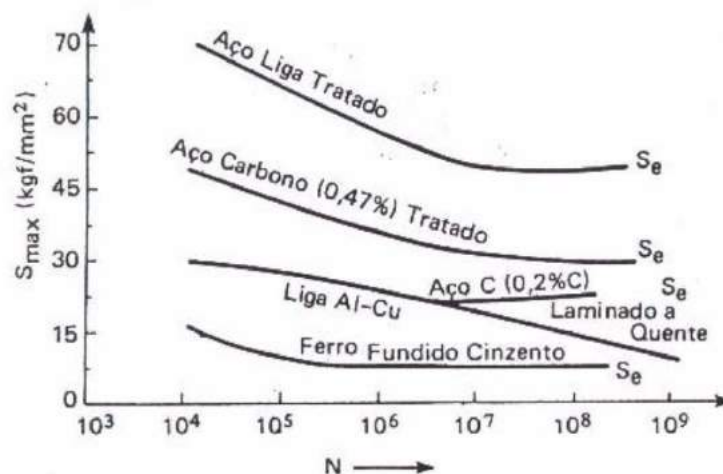


Figura II.4: Curvas S-N típicas obtidas para diferentes materiais [8]

A curva S-N pode ser determinada para um corpo de prova padronizado ou para um elemento estrutural real. No caso de um elemento estrutural, o limite de resistência à fadiga é referido como S_e , enquanto S'_e corresponde ao limite de resistência à fadiga do corpo de prova padronizado. Esses dois valores podem ser bem diferentes.

Na ausência de dados experimentais, o limite de resistência à fadiga (S'_e) dos aços pode ser obtido de forma aproximada. Normalmente, o limite de resistência à fadiga varia de 40 a 60% do limite de resistência à tração (S_u) para aços com até 1400 MPa (200 Kpsi) de limite de resistência à tração, aproximadamente. Para aços com $S_u > 200$ kpsi, o limite de resistência à fadiga pode ser adotado como 700 MPa (100 kpsi), aproximadamente.

A curva S-N pode ser descrita pela equação Basquin

$$S_f = CN^b \quad (\text{II.1})$$

onde S_f é a resistência à fadiga e b e C são constantes empíricas do material.

Uma forma aproximada de determinar uma curva S-N em escala log-log é a partir de uma reta entre os pontos (fS_u) em $N = 10^3$ ciclos e S_e em $N = 10^6$ ciclos. O valor de f varia com o valor do limite de resistência à tração (S_u), conforme pode ser visto na Tabela II.1. Para essa aproximação, as constantes C e b são dadas pelas equações [9]

$$C = \frac{(fS_u)^2}{S_e'} \quad (\text{II.2})$$

e

$$b = -\frac{1}{3} \log \left(\frac{fS_u}{S_e'} \right) \quad (\text{II.3})$$

onde S_e' é o limite de resistência à fadiga.

Tabela II.1: Variação de f com o Limite de Resistência à Tração

S_u (MPa)	f
414	0,93
621	0,86
828	0,82
1380	0,77

Apesar de ser muito usada na engenharia, a curva S-N apresenta algumas limitações, pois não permite avaliar os estados intermediários de propagação da trinca, pois os períodos de iniciação e propagação não podem ser considerados separadamente. A Mecânica da Fratura constitui a “ferramenta” mais importante para a análise do comportamento à fadiga sempre que a fase de propagação da trinca tenha grande importância.

Na ausência de um determinado elemento estrutural, são realizados testes de fadiga para determinar S_e' . O valor de S_e' utilizado num projeto deve ser corrigido por alguns fatores:

- Fator de correção de acabamento superficial (k_a);
- Fator de correção de tamanho (k_b);
- Fator de correção de carregamento (k_c);
- Fator de correção de temperatura (k_d), e
- Fator de correção devido a outros efeitos (k_e).

O Fator de correção por acabamento superficial pode ser estimado pela equação [9]:

$$K_a = aS_u^b \quad (\text{II.4})$$

onde S_u é o limite de resistência a tração e a e b são constantes que dependem do acabamento superficial do material. A Tabela II.2 apresenta os valores destas constantes para os diferentes tipos de acabamento superficial.

Tabela II.2: Valores das constantes a e b para os diferentes tipos de acabamento superficial

Acabamento Superficial	a		b
	(psi)	(Mpa)	
Retificado	1,34	1,58	-0,085
Usinado ou trefilado	2,70	4,51	-0,265
Laminado	14,4	57,7	-0,718
Forjado	39,9	272	-0,995

Dentro do escopo do presente trabalho, o fator de correção devido a outros efeitos (k_e) será abordado de forma a considerar o efeito da concentração de tensão na redução da resistência à fadiga. O fator de correção k_e é então definido pela equação [8]

$$K_e = \frac{1}{K_f} \quad \text{(II.5)}$$

onde k_f é o fator de redução da resistência à fadiga, abordado no item II.1.5.

II.1.2 – Efeito da Tensão Média na Vida à Fadiga

A presença de uma tensão média altera a resistência à fadiga de um material, conforme mostrado na Figura II.5. Para uma amplitude de tensão constante (σ_a), quanto maior a tensão média trativa, menor o número de ciclos (N) que o material é capaz de suportar antes de falhar. Por outro lado, sob a atuação de uma tensão média compressiva há o aumento da resistência à fadiga, uma vez que a tensão média atua de forma a fechar as trincas existentes.

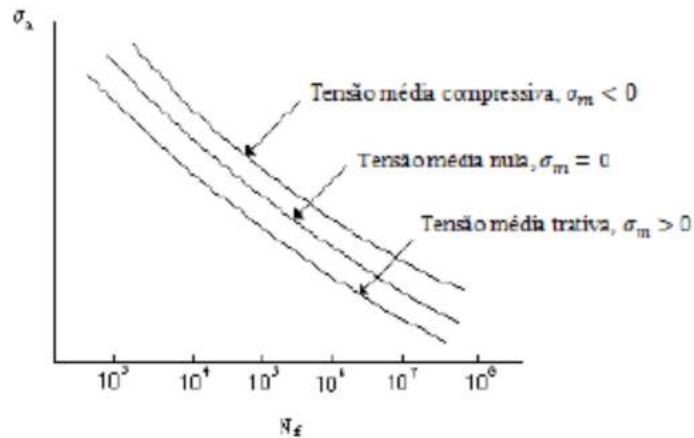


Figura II.5: Efeito da tensão média na vida à fadiga. [8]

Para cada valor de tensão média há um valor limite de amplitude de tensão que pode ser suportado para um determinado número de ciclos sem que haja a falha. A dependência entre a amplitude de tensão e a tensão média pode ser descrita através do diagrama de fadiga.

No diagrama de fadiga, temos a tensão média (S_m) representada no eixo das abscissas e a tensão alternada (S_a , amplitude de tensão) representada no eixo das ordenadas, com o sentido positivo correspondendo à tração. Dependendo do número de ciclos considerado, tem-se o limite de resistência à fadiga (e) ou a resistência à fadiga (S_f) representada no eixo das ordenadas, em termos de amplitude de tensão (S_a), como pode ser visto na Figura II.6. Percebe-se que, com o aumento da tensão média, a amplitude de tensão é reduzida, até que a amplitude de tensão nula corresponda ao limite de resistência à tração (S_u). No caso de testes de fadiga de alto ciclo, a tensão máxima não deve ultrapassar a tensão de escoamento (S_y). Um exemplo de diagrama de fadiga pode ser visto na Figura II.6.

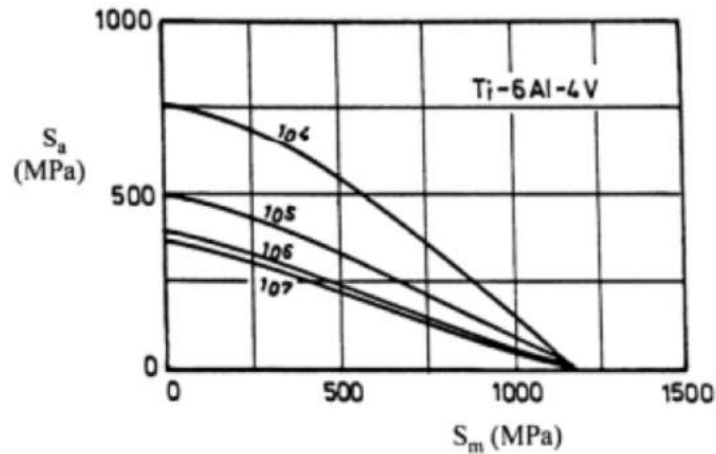


Figura II.6: Diagrama de fadiga para uma liga de titânio representando diferentes vidas em fadiga [10].

Além do diagrama de fadiga, outros critérios baseados na tensão limite foram propostos para avaliar o efeito da tensão média na vida à fadiga, segundo os quais a tensão última (S_u) ou o limite de escoamento (S_y) são usados como tensões limites. Os critérios de falha por fadiga para tensões alternadas com $\sigma_m \neq 0$ mais comumente adotados são indicados a seguir, representados por suas respectivas equações.

- Critério de Goodman (modificado): $\frac{\sigma_a}{S_f} + \frac{\sigma_m}{S_u} = 1$ (II.6)

- Critério de Gerber: $\frac{\sigma_a}{S_f} + \left(\frac{\sigma_m}{S_u}\right)^2 = 1$ (II.7)

- Critério de Soderberg: $\frac{\sigma_a}{S_f} + \frac{\sigma_m}{S_y} = 1$ (II.8)

- Critério de Escoamento: $\sigma_a + \sigma_m = S_y$ (II.9)

onde S_f representa o limite de resistência à fadiga para a condição de carregamento completamente reverso ($R=-1$). A Figura II.7 representa cada um destes critérios.

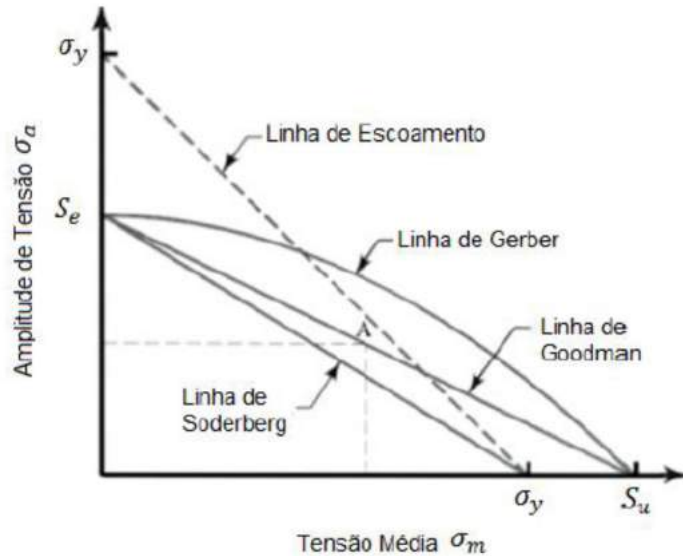


Figura II.7: Critério de falhas por fadiga representando um número específico de ciclos de vida à fadiga.[11]

Para cada critério considerado, pontos sobre ou acima da respectiva linha (equação) correspondem à falha. As expressões de cada critério são definidas para uma dada vida à fadiga (número de ciclos) e descrevem combinações de σ_a e σ_m correspondentes à falha para o número de ciclos (N) correspondente.

De forma geral, o critério de Gerber (parábola) é capaz de representar melhor o efeito da tensão média no caso de materiais dúcteis e para elevados números de ciclos. No entanto, o critério de Goodman pode ser usado visando a um maior conservadorismo.

Dentro do escopo deste trabalho, o efeito da tensão média ainda não foi abordado. Contudo, como continuação do estudo, serão realizados testes de experimentais de fadiga sob pressão interna em modelos tubulares, em que o efeito da tensão média será levado em consideração.

II.1.3 – Efeito do Tamanho na Fadiga

A resistência à fadiga é influenciada pelo tamanho do corpo de prova. Geralmente, verifica-se que a resistência à fadiga de grandes componentes ou estruturas é menor que a encontrada em corpos de prova do mesmo material, mas com dimensões reduzidas. Com o aumento do tamanho da estrutura, sua área superficial torna-se maior,

o que exerce um efeito negativo sobre a vida à fadiga. Isso se torna importante, pois as falhas por fadiga normalmente se iniciam a partir da superfície.

Outro fator relevante é que, com o aumento das dimensões do corpo de prova, ocorre a redução do gradiente de tensão ao longo da seção do corpo de prova e o aumento do volume do material submetido a altas tensões quando expostos a carregamentos de flexão ou torção [12].

II.1.4 – Efeito das Tensões Residuais

Tensões residuais são aquelas que permanecem nas peças quando todas as solicitações externas são removidas, como resultado da introdução de deformações plásticas não uniformes na peça.

Essas tensões podem agir de forma favorável ou desfavorável em relação à resistência à fadiga, dependendo de sua ação, magnitude e estabilidade, assim como do carregamento aplicado e das condições do meio externo. Uma forma de aumentar a resistência à fadiga de um material é induzir tensões residuais compressivas na sua superfície, como no caso de jateamentos com granalhas, capazes de provocar o escoamento (endurecimento) localizado do material, o que faz com que a iniciação de trincas seja retardada. A tensão residual compressiva na superfície do material se comporta como uma tensão estática capaz de favorecer a resistência à fadiga do material. Por outro lado, tensões residuais macroscópicas de tração possuem efeito prejudicial sobre a resistência à fadiga, causando a redução da vida à fadiga e do limite de fadiga.

Dentro do escopo deste trabalho, o efeito da tensão residual foi considerado no modelo numérico, abordado no Capítulo IV, para que os resultados numéricos e experimentais pudessem ser comparados.

II.1.5 – Concentração de Tensão e Fadiga

A introdução de um concentrador de tensão pode reduzir significativamente a resistência à fadiga. Exemplos de concentradores de tensão macroscópicos são: entalhes, furos e descontinuidades geométricas. A iniciação de trincas ocorre preferencialmente em regiões de concentração de tensão. A Figura II.8 apresenta a distribuição de tensão em uma seção com descontinuidade geométrica sob tração. Pode-se observar o aumento da tensão no local da descontinuidade.

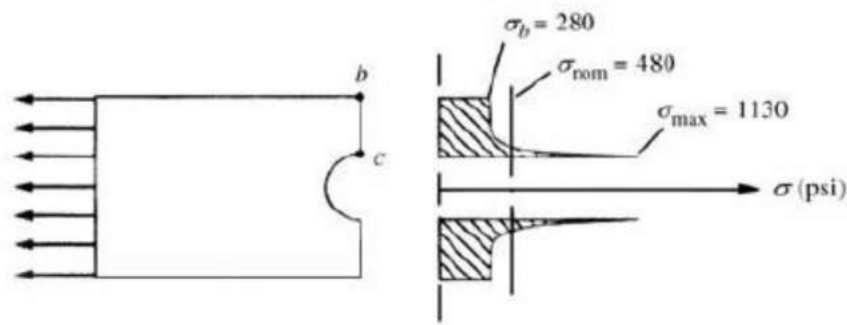


Figura II.8: Distribuição de tensão em uma seção com descontinuidade geométrica sob tração [11]

A concentração de tensão é estimada através do fator de concentração de tensão teórico (K_t). Esse fator é dado pela razão entre a tensão máxima causada pela introdução do concentrador de tensão (σ_{max}) e a tensão nominal no tubo intacto (σ_{nom})¹ para a mesma solitação

$$K_t = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{nom}} \quad (\text{II.10})$$

Esse fator é definido no regime elástico e depende da geometria do corpo e do tipo de carregamento.

Sabe-se que, para estruturas reais, o valor do fator de concentração deixa de ser teórico e passa a assumir um valor efetivo. Assim, foi introduzido o fator de concentração de tensão efetivo (k_e), definido por

$$K_e = \frac{P}{P'} \quad (\text{II.11})$$

¹ A tensão nominal é aquela que ocorreria no local do dano, caso este não estivesse presente. No escopo do presente trabalho, calcula-se a tensão nominal pelo critério de Von Mises, pois a tensão nominal longitudinal para tubo aberto seria igual a zero. Contudo, dutos utilizados no campo, têm a tensão nominal longitudinal diferente de zero.

Além disso, a tensão nominal é calculada para a maior pressão utilizada. Sendo assim, deve-se observar que o fator de concentração de tensão teórico depende da pressão máxima utilizada.

onde P é a carga de ruptura do corpo de prova sem entalhe e P' é a carga de ruptura do corpo de prova com entalhe.

O efeito de entalhes na redução do limite de resistência à fadiga é determinado através da comparação de curvas S-N de corpos de prova com e sem entalhes. Esse efeito é expresso pelo fator de concentração de tensão efetivo, considerado então como fator de redução da resistência à fadiga (K_f):

$$K_f = \frac{S_f}{S_{nf}} \quad (\text{II.12})$$

onde S_f e S_{nf} são, respectivamente, os limites de resistência à fadiga de corpos de prova sem e com entalhe.

Para materiais que não possuem um limite de resistência à fadiga, K_f é baseado na resistência à fadiga para um número de ciclos específico.

Em testes de fadiga, em geral os entalhes produzem um efeito de concentração de tensão menor do que o previsto pela análise elástica teórica, de forma que geralmente K_f é menor do que K_t . Esses dois fatores são relacionados pela expressão

$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1} \quad (\text{II.13})$$

onde q representa o fator de sensibilidade do entalhe.

Se $q = 0$, então $K_f = 1$, indicando que a concentração de tensão não influencia a resistência à fadiga da estrutura. Se $q = 1$, então $K_f = K_t$ e o fator de concentração de tensão teórico deve ser exclusivamente considerado. Essa consideração é conservadora, já que o fator de concentração de tensão efetivo é sempre menor ou igual ao fator de concentração teórico. O valor de K_f se aproxima de K_t para um raio de entalhe maior ou para materiais de resistência mecânica elevada.

O fator de sensibilidade ao entalhe (q) varia com a severidade e tipo do entalhe, tamanho do corpo de prova, tipo de material, tipo de carregamento e nível de tensão.

Para fins de projeto, quando a tensão nominal é composta por uma componente alternada e uma componente média, K_f deve ser aplicado às duas componentes. Essa

recomendação pode ser utilizada desde que o estado de tensões permaneça no regime elástico.

II.2 Danos mecânicos em Dutos

A integridade de um duto pode ser ameaçada por defeitos introduzidos nas fases de projeto ou fabricação, associados à ação de terceiros, ao envelhecimento natural do material, ou à ação de produtos corrosivos. Podemos definir dano como qualquer das variações do duto que pode vir a degradar ou reduzir a habilidade do mesmo de funcionar como previsto.

II.2.1 Exemplos de Defeitos

Os defeitos em dutos podem ser classificados em três grupos. O primeiro grupo está relacionado à perda de material metálico e são chamados de defeitos volumétricos tais como corrosão interna ou externa do duto, cava e sulco. O segundo grupo compreende defeitos planares, abrangendo trincas, dupla laminação e desalinhamento de soldas. Finalmente, o terceiro grupo está associado aos defeitos geométricos, que representam uma mudança de forma. Exemplos desses defeitos são amassamentos e moças, ovalização excessiva, enrugamento e ondulações e flambagem local. O escopo do presente trabalho pretende estudar os defeitos do tipo moça [13].

Danos mecânicos são decorrentes de impactos acidentais com âncoras, rochas ou qualquer tipo de objeto pesado, no caso de dutos submarinos, e por equipamentos de escavação, no caso de dutos terrestres [7]. O escopo do presente trabalho trata de defeitos do tipo moça.

II.2.2 Defeitos do Tipo Moça

Uma moça pode ser definida como uma depressão causada pelo contato de um corpo estranho (conhecido como ‘indentador’) contra o duto, resultando em deformação plástica na sua parede [14]. De forma mais abrangente, a norma API 579-1 / ASME FFS-1 [15] define moça como sendo um desvio de uma seção transversal em relação à sua geometria ideal.

Uma moessa provoca uma concentração local de tensão e deformação e uma redução local do diâmetro do duto, acompanhada ainda por acentuada ovalização localizada. Defeitos desse tipo estão diretamente relacionados à alta concentração de tensão com deformação plástica da seção transversal do duto. O presente trabalho estudará moessas simples, que além de suaves, não provocam redução de espessura da parede do duto e estão livres da influência de outros tipos de defeitos ou imperfeições, como trincas ou sulcos [7].

A Figura II.9 ilustra moessas em dutos provocadas pelo impacto de equipamentos de escavação.

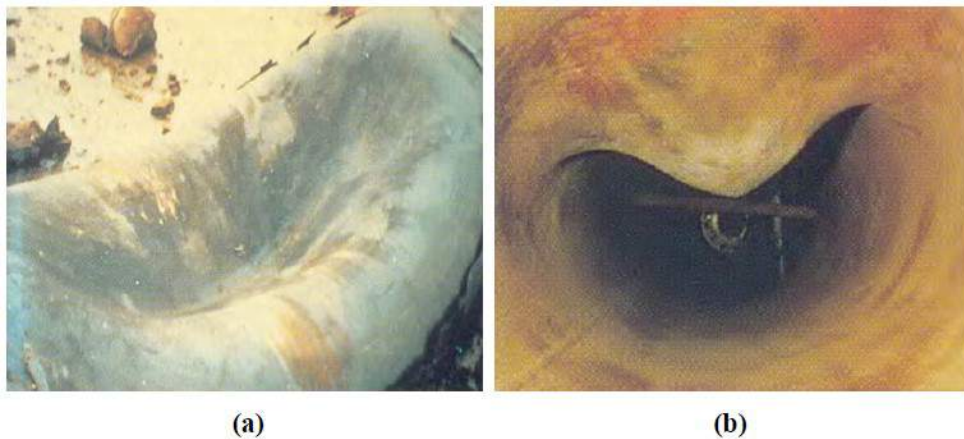


Figura II.9: Exemplos de moessas em dutos. (a) e (b) Moessas provocadas por impacto com equipamentos de escavação. [16]

A profundidade de uma moessa (d) é a máxima redução no diâmetro do duto em comparação com o diâmetro original. A Figura II.10 mostra de forma esquemática a definição da profundidade da moessa.

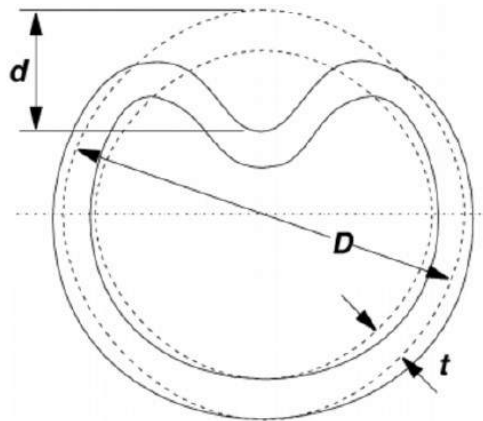


Figura II.10: Esquema mostrando a profundidade da moça [7]

Em dutos submetidos à pressão interna cíclica, a concentração de tensão causada pela introdução de uma moça pode reduzir a sua vida à fadiga abaixo das especificações de projeto. Alguns fatores que influenciam no comportamento à fadiga de moças serão discutidos.

II.2.3 Fatores que influenciam no Comportamento à Fadiga de Moças

O comportamento à fadiga das moças é influenciado por diversos fatores. A seguir são descritos os efeitos: das dimensões e geometria da moça, da condição de restrição da moça, da rigidez do duto, do material do duto, das tensões residuais decorrentes do processo de introdução da moça, da tensão média, do espectro da pressão de operação da linha e de concentradores de tensão localizados.

Efeito das Dimensões e Geometria da Moça

Em uma moça simples, a profundidade é o principal fator de influência sobre sua vida à fadiga. A concentração de tensão e deformação resultante aumenta com o crescimento da profundidade da moça, reduzindo, assim, sua vida à fadiga.

Além disso, o comprimento da moça também influencia extremamente o seu comportamento à fadiga, e as moças podem ser classificadas de acordo com seu comportamento à fadiga como longas ou curtas. Em moças, a máxima concentração de tensão ocorre em sua periferia (nos bordos). Já nas moças longas, a máxima concentração de tensão ocorre no seu centro. Além disso, para uma mesma profundidade concentração de tensão em uma moça longa é maior do que aquela em

uma moossa curta. Assim, as moossas longas mostram-se muito mais críticas quanto à fadiga quando comparadas a moossas curtas de mesma profundidade.

Outro fator relevante é a ovalização do tubo devido à introdução da moossa, representada na Figura II.11. Quanto menor for a ovalização da seção do duto, menor será a vida à fadiga do mesmo. Isto ocorre, pois quanto menos ovalizado, maiores serão as tensões de flexão induzidas no ponto de maior profundidade, devido às variações de curvatura mais abruptas (aumento da acuidade), aumentando a concentração de tensão.

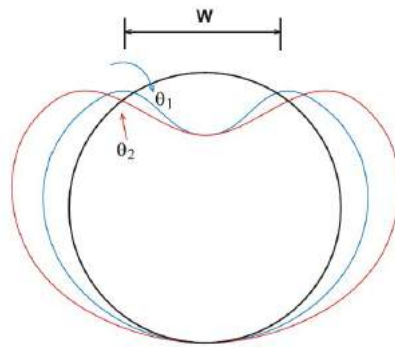


Figura II.11: Ovalização da seção danificada.

Efeito do Material do Duto

As propriedades do material do duto influenciam a vida à fadiga de moossas em relação à sua capacidade de recuperação da circularidade sob pressão interna. Quanto maior a resistência do material, menor será a vida à fadiga, pois haverá um menor retorno plástico da moossa devido à recuperação da circularidade. A Figura II.12 mostra a variação da pressão de ruptura do duto em função das propriedades geométricas e de material descritas anteriormente.

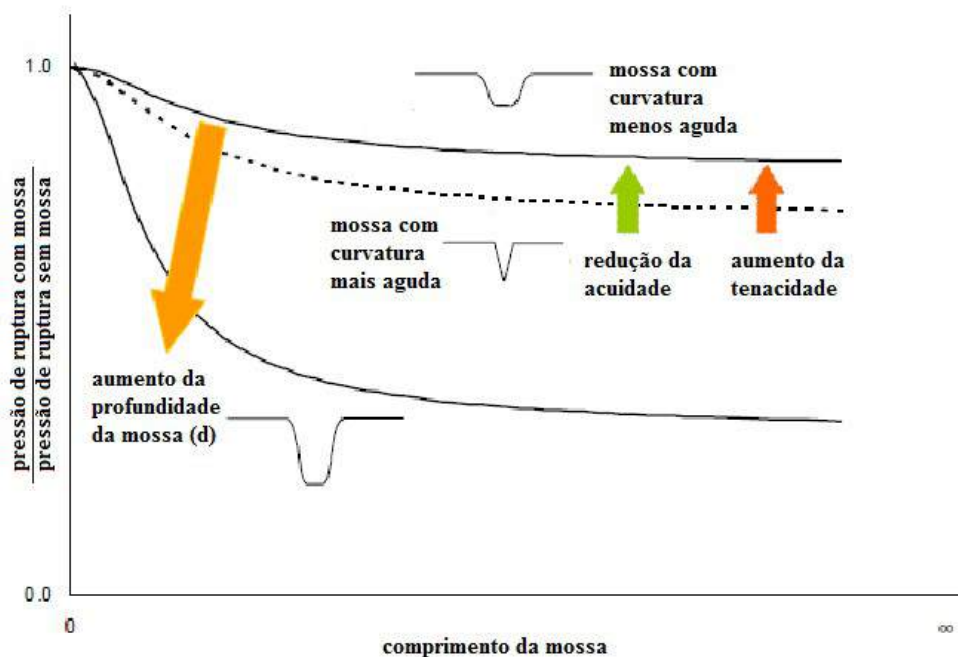


Figura II.12: Efeito da tenacidade do material e do comprimento, profundidade e acuidade da moesa na tensão de ruptura (modificada) [14]

Efeito da Restrição da Mossa

A condição de contorno de uma moesa referente à sua restrição influencia na vida à fadiga da mesma. Uma moesa não restringida é livre para sofrer o retorno elástico, conhecido na literatura como “*spring back*” [17]: quando o objeto responsável pelo impacto é removido e há recuperação parcial da circularidade sob pressão interna. Já uma moesa restringida é impedida de sofrer o retorno elástico e a recuperação da circularidade, pois o objeto responsável pelo impacto, geralmente uma rocha, permanece em contato com o duto. Mossas não restringidas são tipicamente encontradas na metade superior do duto, enquanto mossas induzidas pelo impacto com rochas (restringidas) são mais comuns na metade inferior do duto[18].

Efeito da Rigidez do Duto

Para uma mesma profundidade inicial da moesa, quanto menor a rigidez do duto, menor a profundidade da moesa após recuperação da circularidade, e sendo assim, maior é sua vida à fadiga. Ao mesmo tempo, comparando mossas com a mesma

profundidade residual, após recuperação da circularidade, quanto menor a rigidez do duto, maior a concentração de tensão devido à mocha, portanto, sua vida à fadiga será menor.

Efeito das Tensões Residuais Decorrentes do Processo de Introdução da Mocha

As deformações plásticas atingidas no processo de introdução da mocha geram tensões residuais na região danificada. As tensões residuais se apresentam compressivas na superfície externa do duto e trativas na superfície interna. O efeito dessas tensões deve ser considerado.

Efeito da Tensão Média

Quanto maior for a tensão média (estática), resultante da pressão interna causada pelo fluido no interior do duto, maior será a recuperação parcial da circularidade da região danificada. Essa recuperação é chamada de “*rerounding*” na literatura [17]. Nesse caso, para uma mesma variação de tensão (pressão interna cíclica), quanto maior a tensão média (pressão constante), maior a redução da profundidade inicial da mocha (não restringida) com o número de ciclos (“*ratcheling*”), o que tem um efeito favorável, resultante em maior vida à fadiga.

A Figura II.13 representa o retorno elástico (“*spring back*”) e o arredondamento (“*rerounding*”). A profundidade inicial da mocha é dada por H_p na figura, e as profundidades após o retorno elástico e o arredondamento são dadas respectivamente por H_r e H_o .

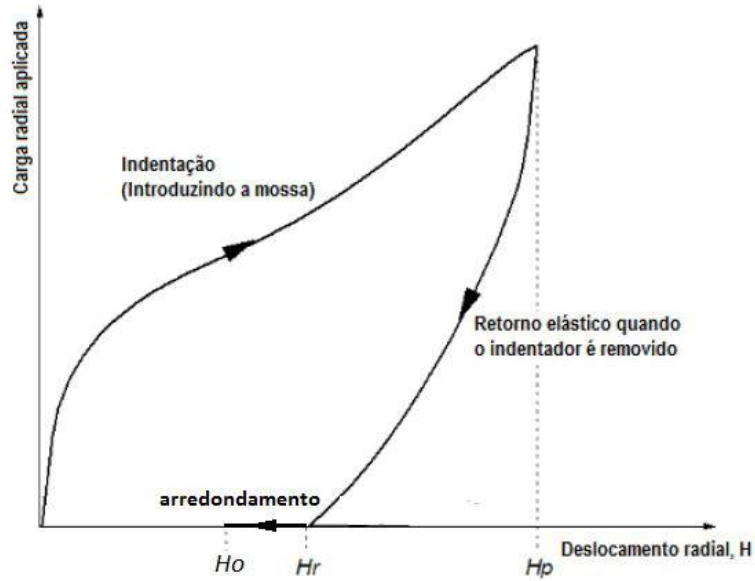


Figura II.13: Deslocamento radial da moesa após retorno elástico e arredondamento (modificada) [11]

Efeito do Espectro da Pressão de Operação da Linha

A vida à fadiga é essencialmente afetada pela frequência de ocorrência dos ciclos de pressão máxima do espectro da pressão de operação da linha, onde de ciclos de pressões baixas ou intermediárias influenciam pouco a vida à fadiga da moesa. O acúmulo do dano por fadiga deve-se majoritariamente aos ciclos de pressão máxima.

Efeito de Concentradores de Tensão Localizados

A combinação de uma moesa com outro defeito ou concentrador de tensão adicional pode reduzir significativamente a vida à fadiga devido à amplificação da concentração de tensão.

II.3 Técnicas de Reparo

Quando um defeito é encontrado em um duto, inicialmente deve-se avaliar o cenário e o tipo de defeito para verificar a necessidade de reparo ou não, assim como o tipo de reparo mais indicado.

Os reparos normalmente são agrupados em três cenários [19]:

- reparo para defeitos de perda de espessura externa (causados por corrosão ou dano mecânico);
- reparo para defeitos de perda de espessura interna (causados por corrosão ou erosão), e
- reparo para defeitos com trinca, impedindo vazamentos do fluido interno.

Além disso, os reparos podem ser classificados como permanentes ou temporários. No primeiro caso, o reparo tem um tempo de vida igual ao tempo de vida remanescente da linha. Embora sejam considerados permanentes, devem ser periodicamente inspecionados [20]. Já no segundo caso, o reparo deve ser removido e substituído por algum reparo permanente na próxima operação de manutenção da linha [21], sendo recomendado um tempo de operação de no máximo dois anos para os reparos temporários [20].

Exemplos de tipos de reparo são: corte e substituição da seção danificada, lixamento no defeito e ao redor do defeito, proporcionando contornos mais suaves, uso de calhas soldadas envolvendo o defeito, uso de braçadeiras mecânicas e uso de materiais compósitos. O presente trabalho se concentra nesse último tipo de reparo.

II.3.1 Reparos de Material Compósito

Este tipo de reparo consiste em envolver o trecho danificado com mangas de materiais compósitos, fabricados com uma matriz de resina reforçada com fibra. Por fazer parte do escopo do presente trabalho, o uso de materiais compósitos para reparo de dutos danificados será mais detalhado.

A Figura II.14 ilustra um reparo de duto feito com material compósito laminado com fibra de vidro e matriz polimétrica em epóxi.



Figura II.14: Material compósito formado por sucessivas camadas de tecidos e mantas de fibra de vidro ou fibra de vidro impregnados com matriz polimérica em epóxi [22]

Essa técnica de reparo geralmente compreende as seguintes etapas: [13]

- preparo da superfície danificada;
- caso o duto esteja corroído, a superfície deve ser regularizada com a resina *primer*;
- emprego de resina no local do dano (geralmente a mesma usada na matriz do compósito) para facilitar a aderência do reparo com o duto;
- aplicação do material compósito, revestindo o duto até a espessura requerida do reparo, e
- caso seja necessário, aplicação de uma camada extra para proteção do reparo de intempéries.

As propriedades do material compósito dependem das propriedades mecânicas da matriz e da resina utilizada, das suas proporções relativas, do tamanho, forma e orientação das fibras e da interface fibra-matriz. Um método bastante empregado no estudo da micromecânica dos compósitos para o cálculo das suas propriedades é conhecido como a Regra das Misturas, dada pela equação [13]

$$K_{c.i} = K_m V_m + K_f V_f \quad (\text{II.14})$$

onde $K_{c,i}$, K_m , K_f são respectivamente o valor de determinada propriedade do compósito (na direção i), da matriz e da fibra, e V_m e V_f são respectivamente a fração volumétrica da matriz e da fibra.

Normalmente, procura-se produzir materiais que possuam elevada resistência para suportar os carregamentos e alta ductilidade para evitar falhas catastróficas. A rigidez é dada pela fibra e a ductilidade é dada pela matriz.

As fibras mais utilizadas são:

- fibra de vidro (*Glass Reinforced Polyester - GRP*),
- fibra de carbono (*Carbon Fiber Reinforced Polyester - CFRP*) e
- fibra de Aramida (*Aramid Fiber Reinforced Polyester - AFRP*).

Na Figura II.15, faz se uma comparação da resistência mecânica as entre fibras normalmente encontradas [29].

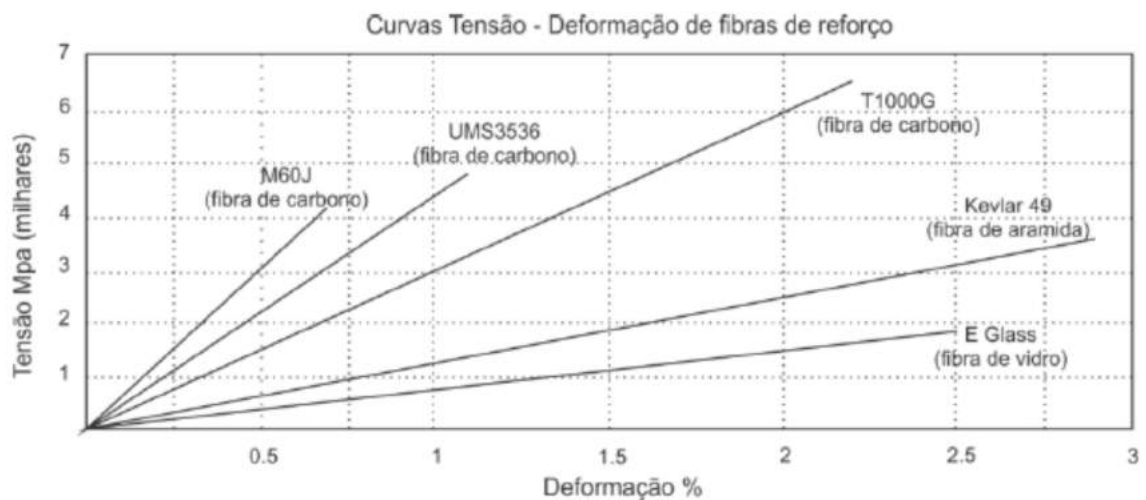


Figura II.15: Comparação entre as resistências mecânicas de fibras comerciais [23]

Materiais compósitos fabricados com fibra de carbono têm melhor desempenho e proporcionam ao duto uma maior capacidade de carga, quando comparados aos reforçados com fibras de vidro ou aramida [24], como podemos observar na Figura II.15.

As fibras no compósito podem estar orientadas de três formas:

- uni-direcionalmente (fibras em uma única direção),
- bi-direcionalmente (quando as fibras formam um ângulo de 90° em relação às outras), e

- randomicamente (quando são distribuídas aleatoriamente) [25].

A Tabela II.3 apresenta as propriedades dos três principais tipos de fibra.

A matriz (que junto com as fibras compõem o material compósito) pode ser de:

- poliéster,
- vinil-éster, e
- epóxi (mais utilizada) [27].

Na Tabela II.4, são apresentadas as propriedades de algumas resinas [28].

Tabela II.3: Resumo das Propriedades das Fibras [26]

Propriedade	Vidro		Carbono	Aramida
	E-glass	S-2 Glass®	T700SC	K49
Densidade (g/cc)	2,58	2,46	1,8	1,45
Resistência à Tração (MPa)	3445	4890	4900	3000
Módulo de Elasticidade (GPa)	72,3	86,9	230	112,4
Resistência à Compressão (MPa)	1080	1600	1570	200
Deformação até a Falha (%)	4,8	5,7	1,5	2,4
Vantagens	baixo custo; facilmente disponível; mais compatível com o meio ambiente		baixa densidade; altas resistência e rigidez; bom desempenho em fadiga	alto desempenho em impacto, resistência à chama e resistência a produtos químicos
Desvantagens	suscetível à fadiga; fluência e tensão de ruptura baixa		alto custo, disponibilidade e compatibilidade com o meio ambiente	baixa resistência transversal e compressiva, suscetível a raios UV, suscetível à degradação

Tabela II.4: Propriedades de Resinas

Tipo de Resina	P (g/cm ³)	E (GPa)	$\sigma_{\text{tração}}$ (MPa)	$\epsilon_{\text{ruptura}}$ (%)
Epóxi	1,2	4,5	130	3-6
Fenólica	1,3	3	40	-
Poliéster	1,2	4	80	5
Poliamida	1,2	2,7	75	17

Na Tabela II.5, é feita uma comparação entre as principais vantagens e desvantagens dos tipos de resina mais utilizados.

Tabela II.5: Comparação entre as Resinas mais Utilizadas [28]

Resina	Vantagens	Desvantagens
Epóxi	Propriedades físicas e mecânicas superiores, baixa contração na cura, melhor aderência, ampla gama de forma adaptativa, melhor compatibilidade com fibras de carbono, boa umidade e resistência química	O custo mais elevado, pode possuir conteúdo corrosivo e pode degradar sob UV
Poliéster	Baixo custo, disponíveis e de fácil aplicação	Resistência moderada, baixa durabilidade, alta retração na cura, baixa tensão antes da falha e menos compatível com fibras de carbono
Viniléster	Melhor desempenho tensão e deformação que a resina de poliéster e baixo custo	Alta retração e temperatura exotérmica durante a cura, pode exigir cura posterior, baixa deformação e menor compatibilidade com fibras de carbono que a resina de epóxy

Reparos com materiais compósitos podem ser temporários ou permanentes. Para validar um reparo como temporário, basta realizar um teste hidrostático em escala real com um defeito usinado. Para validar um reparo como permanente, é preciso demonstrar que este cumprirá os requisitos do teste hidrostático ao longo de toda vida da linha. Em [29] é indicado que para determinar o desempenho do reparo ao longo do tempo deve-se considerar a tensão de ruptura, a fluência e a resistência à fadiga.

Há alguns anos, o problema de fadiga nas tubulações não era considerado. Com as mudanças nos regulamentos e mudanças nas operações, fez-se necessário um estudo sobre a fadiga [29]. Na referência [24] encontramos os resultados de testes de fadiga em dutos reparados com material compósito, nos quais se demonstra um acréscimo considerável na vida à fadiga dos tubos reparados com fibra de carbono.

O comportamento de reparos reforçados com fibra de vidro são mostrados nas Figuras II.16 e II.17. Na Figura II.16, vemos a relação entre a pressão de operação e a espessura do reparo com o aumento do diâmetro do defeito (corrosão). Quanto mais espesso for o reparo, mais alta poderá ser a pressão de operação. Na Figura II.17, vemos a relação entre a pressão de operação e o tempo de vida da linha com o aumento da

espessura do reparo. Quanto maior for o tempo de operação desejado da linha, menor deverá ser a pressão de operação. [5]

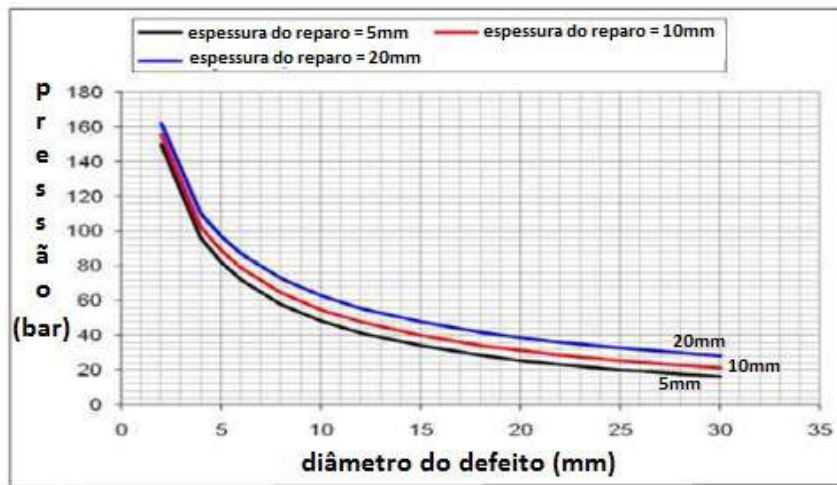


Figura II.16: Pressão de Operação vs. Diâmetro do Defeito (corrosão) [5]

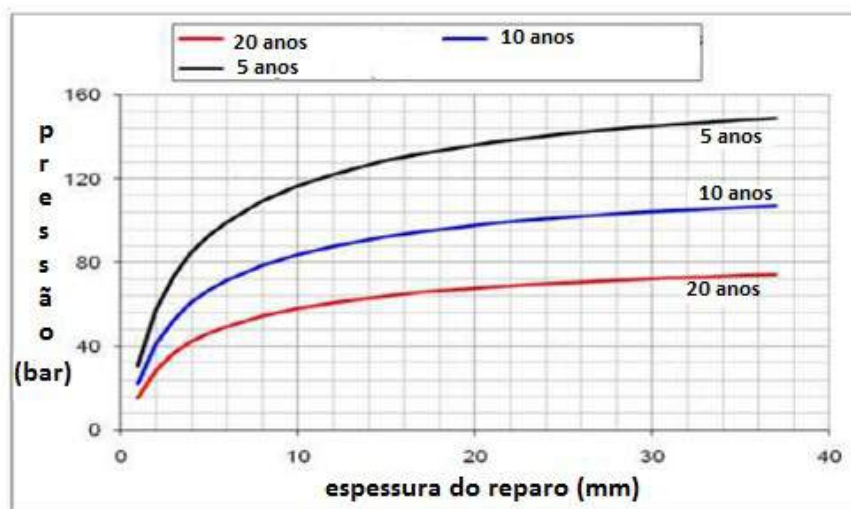


Figura II.17: Pressão de Operação vs. Espessura do Reparo [5]

Deve-se ainda considerar a possível degradação do compósito devido à ação de ambientes externos agressivos, como por exemplo, a exposição a temperaturas elevadas, à luz UV, a ambientes úmidos e secos, a produtos químicos e à água do mar, no caso de dutos submarinos.

O uso de materiais compósitos para reparo de dutos já vem sendo utilizado pela indústria. Denominado de RESIDUTO®, este tipo de reparo tem sido exaustivamente testado e sistematicamente aprovado pelo CENPES para reparos de tubos com perda de

espessura, mossas suaves, tubos com mossas sobre soldas, além de tubos com mossas graves (enrugamentos, ou “*buckles*”). Segundo [30], esta é uma solução segura (serviço executado a frio e com aplicação extremamente segura, garantindo risco reduzido de acidentes), prática (aplicação com o duto em operação ou parado e até mesmo em condições ambientais adversas), adaptável (grande facilidade de aplicação, podendo ser produzido sobre peças de geometria complexa), ecológica (produto inofensivo ao meio ambiente, baixa emissão de compostos orgânicos voláteis (*Volatile organic compounds* – VOC), resistente (material de grande desempenho químico e mecânico, garantindo alto desempenho e durabilidade extrema) e eficaz (reparo de longo prazo realizado com agilidade, sem troca de duto, assegurando total eficácia).

Reparos em material compósito possui diversas vantagens:

- É bastante simples, não necessitando de pessoal altamente qualificado para sua aplicação;
- É feito em um tempo relativamente curto;
- Pode-se reparar longos comprimentos de duto aplicando reparos múltiplos [30];
- Não apresenta nenhum risco de explosão, já que prescinde de soldagem;
- É mais barato que reparos de dupla calha soldada e que a substituição da seção danificada [31];
- Pode ser utilizado em dutos com geometrias variadas, como apresentado na Figura I.18.

Como desvantagens, podemos citar a degradação com o tempo. Além disso, o reparo não é recomendável para conter vazamentos e não oferece resistência axial [27].



Figura I.18: Reparos utilizando a marca comercial Armor Plate Pipe Wrap [4]. (a) Curvatura STD 6” (50% corrosão). Sem reparo: 4532 psi. Reparado: 6780 psi. (b) Te STD 6” (50% corrosão). Sem reparo: 6546 psi. Reparado: 7500 psi

CAPÍTULO III

TESTES EXPERIMENTAIS

III.1 Introdução

Neste capítulo são descritos os testes experimentais conduzidos no Laboratório de Tecnologia Submarina (LTS) da COPPE/UFRJ, com o objetivo de avaliar fatores de concentração de tensão em dutos danificados sob pressão interna com e sem reparo, laminado com fibra de vidro e matriz de resina epóxi.

Inicialmente, foram executados testes de caracterização dos materiais (resina, laminado e aço). Em seguida, foram realizados testes de simulação de danos (mossas) e subsequente aplicação de pressão interna em seis modelos em escala reduzida. A Figura III.1 mostra uma ilustração esquemática dos passos de carga aos quais as amostras de tubo foram submetidas durante os ensaios experimentais: a) indentação; b) retorno elástico da mocha ("*spring back*"); c) aplicação de três ciclos de pressão interna ("*rerounding*"); d) novo retorno elástico; e) laminação dos reparos e f) aplicação de pressão interna cíclica.

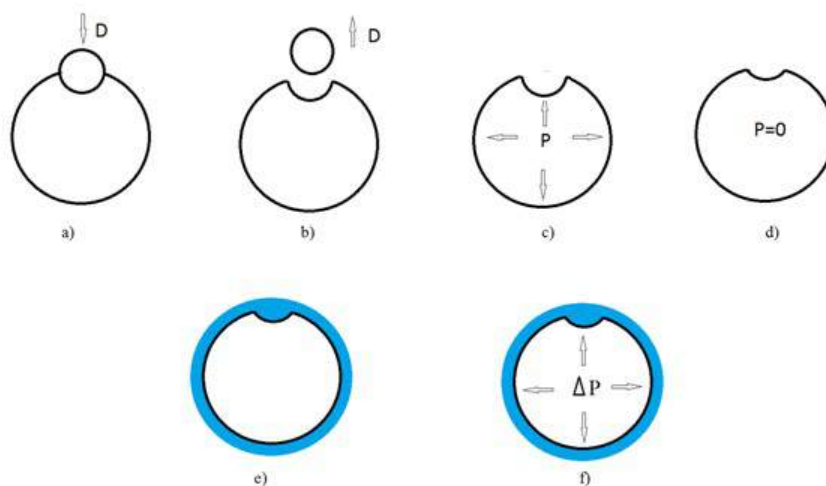


Figura III.1: Esquema dos Procedimentos. a) Indentação. b) “Spring back” (retorno elástico). c) Aplicação de um Ciclo de Pressão Interna. d) Arredondamento (“Rerounding”). e) Aplicação do Reparo. f) Aplicação de Pressão Interna Cíclica.

A partir dos resultados desses testes, é feita uma avaliação do comportamento da deformação na região danificada ao longo do processo de aplicação de pressão interna com o uso de *strain gages*. Posteriormente, reparos laminados com fibra de vidro e resina de epóxi considerando três valores de espessura (t , $2t$, $3t$) serão aplicados sobre as mossas introduzidas em seis amostras de tubo em escala reduzida de espessura t . Por último, as seis amostras serão submetidas a testes de fadiga sob pressão interna cíclica, de forma a avaliar a influência do reparo na concentração de tensão gerada pela mossa.

Em seguida, foram realizados ensaios experimentais em amostras de tubos de aço inoxidável em escala reduzida sob pressão interna cíclica.

III.2 Propriedades dos Materiais Utilizados

III.2.1 Nomenclatura dos Corpos de Prova do Material Compósito e da Resina

(Reparo)

Os corpos de prova de material compósito foram retirados de placas de três diferentes espessuras aproximadas: 2, 4 e 6 mm. Como o laminado utilizado é bidirecional com quantidade de fibras de vidro diferentes em cada direção, os corpos de prova foram cortados de forma conveniente para adquirir as propriedades das fibras nas duas direções nos testes de caracterização dos materiais.

Os corpos de prova de resina foram retirados de placas de aproximadamente 6,5 mm.

A nomenclatura XPYZW usada para os corpos de prova de material compósito identifica o tipo de teste como X, podendo ser T para testes de tração, C para testes de cisalhamento convencional e TR para testes *Two-Rail*, placa PY que os corpos de prova foram retirados, podendo ser P1 ou P2 placas com aproximadamente 2 mm de espessura (t_1), P3 ou P4 para placas com aproximadamente 4 mm (t_2), e P5 ou P6 para placas com aproximadamente 6mm (t_3). Z indica a direção das fibras, onde 1 indica a direção das fibras menos espessas e 2 indica a direção das fibras mais espessas, e o número do corpo de prova W.

A nomenclatura utilizada para os corpos de prova de resina RTPY, onde R indica que o teste foi feito com a resina, T corresponde a teste de tração e PY indica o número da placa, podendo ser P1 ou P2.

III.2.2 Propriedades do Material Compósito e da Resina (Reparo)

Propriedades mecânicas do material compósito foram determinadas através de testes de tração e de cisalhamento, utilizando corpos de prova fabricados a partir de placas laminadas com fibra de vidro e resina epóxi, com três espessuras diferentes. Foram fabricados vinte e quatro (24) corpos de prova para os testes de tração, quinze (15) corpos de prova para o teste de cisalhamento convencional e quatro (4) corpos de prova para os testes de cisalhamento *Two-Rail*.

Os testes foram realizados em uma máquina servo-hidráulica (Instron - série 8802), prescrevendo-se os deslocamentos de forma a assegurar uma taxa de deformação de aproximadamente $5 \times 10^{-5} \text{ s}^{-1}$. Os testes de tração foram conduzidos de acordo com a norma ASTM D3039 [32], os testes de cisalhamento convencional foram realizados conforme a norma ASTM D3518 [33] e os testes de cisalhamento *Two-Rail* foram realizados segundo a norma ASTM D4255 [34].

Para que os parâmetros elásticos do material fossem levantados com precisão foram fixados extensômetros elétricos (“*strain gages*”) sobre os corpos de prova. Os extensômetros elétricos utilizados são da série *KFRP* e *KFP* (5 mm) do fabricante Kyowa. Todos os extensômetros utilizados nos testes experimentais foram colados com o adesivo instantâneo LOCTITE 496 (composição: cianoacrilato de metilo). O comportamento do material também foi avaliado com o uso de “*clip gage*” com abertura inicial de 25 mm, posicionado na região central dos corpos de prova.

A Figura III.2 mostra um dos testes de tração realizado com o compósito.

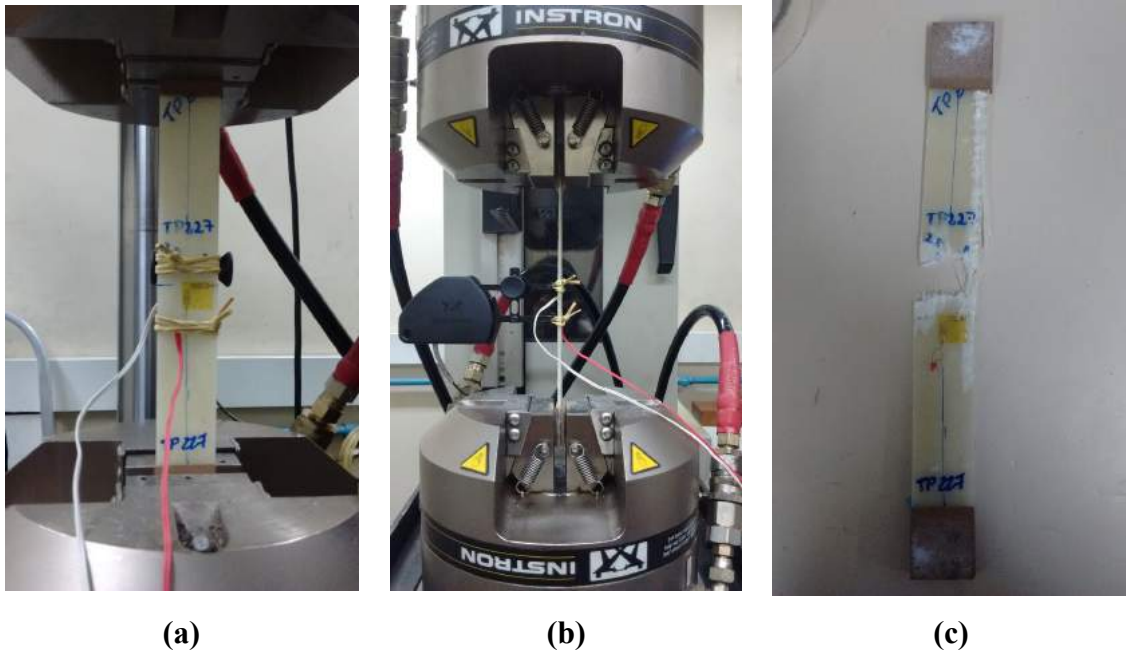


Figura III.2: Teste de tração com material compósito laminado com fibra de vidro e matriz de resina epóxi. (a) visão frontal do corpo de prova antes do teste. (b) visão lateral do corpo de prova antes do teste. (c) visão frontal do corpo de prova após o teste

As propriedades médias do material compósito nas direções 1 e 2 obtidas nos testes de tração são apresentadas na Tabela III.1, onde E é o módulo de elasticidade, ν é o coeficiente de Poisson, UTS é a tensão última.

Tabela III.1: Propriedades Mecânicas dos Laminados Adquiridas nos Testes de Tração

Propriedades Médias	Laminado t_1		Laminado t_2		Laminado t_3	
	Média	Desvio Padrão	Média	Desvio Padrão	Média	Desvio Padrão
E_1 (GPa)	10	1,3	9	0,7	10	0,3
E_2 (GPa)	16	0,5	14	0,4	15	0,2
ν_{12}	0,13	0,02	0,15	0,04	0,15	0,02
ν_{21}	0,25	0,02	0,31	0,02	0,29	0,01
UTS_1 (MPa)	93	5	79	12	90	7
UTS_2 (MPa)	254	17	194	21	-	-

Para realização do teste de cisalhamento convencional, foram fabricados corpos de prova de forma que as fibras ficassem posicionadas a + ou - 45° do sentido longitudinal do corpo de prova.

A Figura III.3 mostra um dos testes de cisalhamento convencional realizado com o compósito.

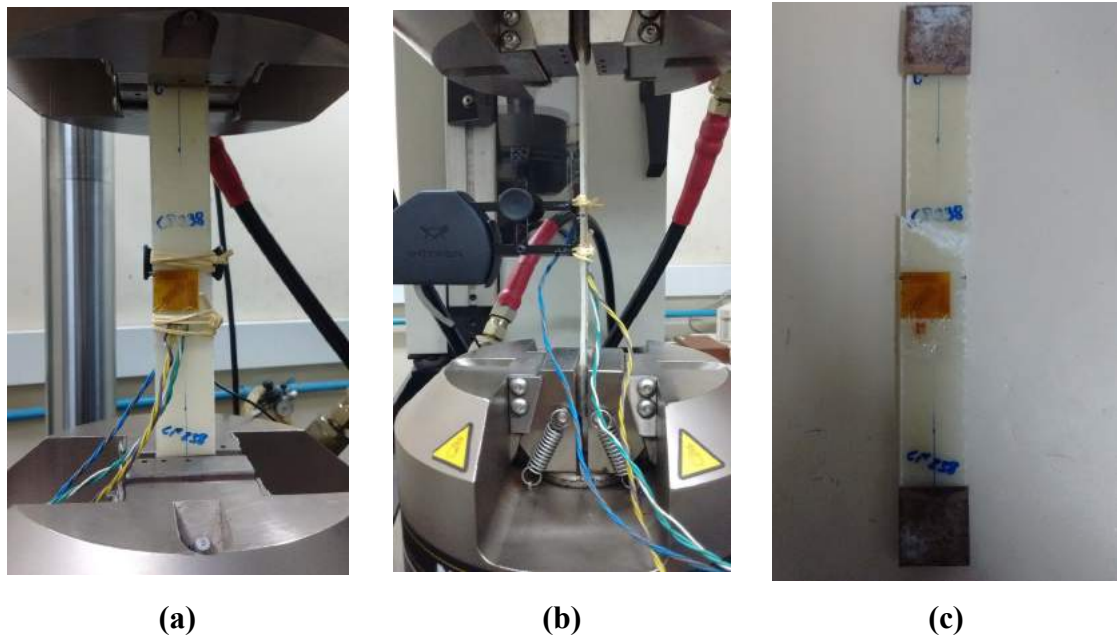


Figura III.3: Teste de cisalhamento convencional com material compósito laminado com fibra de vidro e matriz de resina epóxi. (a) visão frontal do corpo de prova antes do teste. (b) visão lateral do corpo de prova antes do teste. (c) visão frontal do corpo de prova após o teste

As propriedades médias de material compósito nas direções 1 e 2 obtidas nos testes de cisalhamento convencional são apresentadas na Tabela III.2, onde G é o módulo de cisalhamento e $\tau_{máx}$ é a tensão máxima de cisalhamento .

Tabela III.2: Propriedades Mecânicas dos Laminados Adquiridas nos Testes de Cisalhamento

Propriedades Médias	Laminado t_1		Laminado t_2		Laminado t_3	
	Média	Desvio Padrão	Média	Desvio Padrão	Média	Desvio Padrão
G (GPa)	2,7	0,2	5,3	0,5	5,9	0,6
$\tau_{máx}$ (MPa)	44	3	51	4	56	2

A Figura III.4 mostra um dos testes *Two-rail* realizado com o compósito.

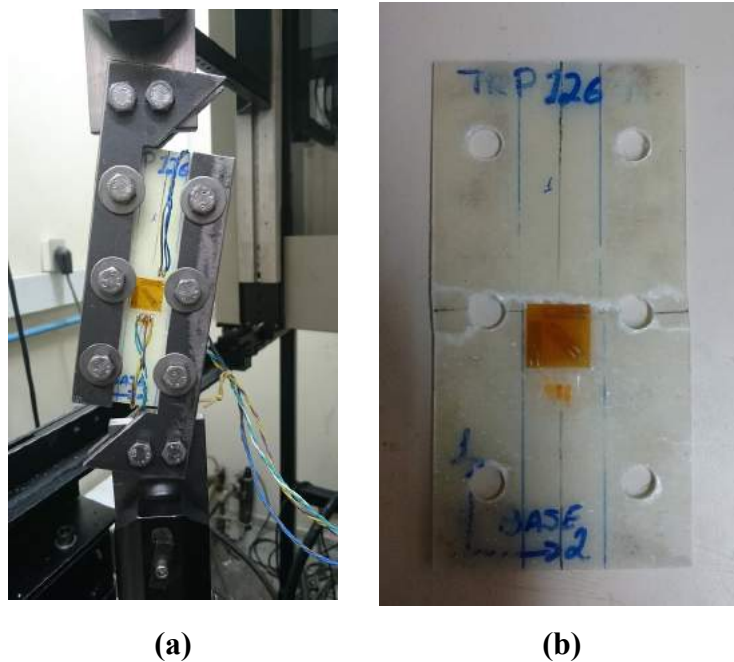


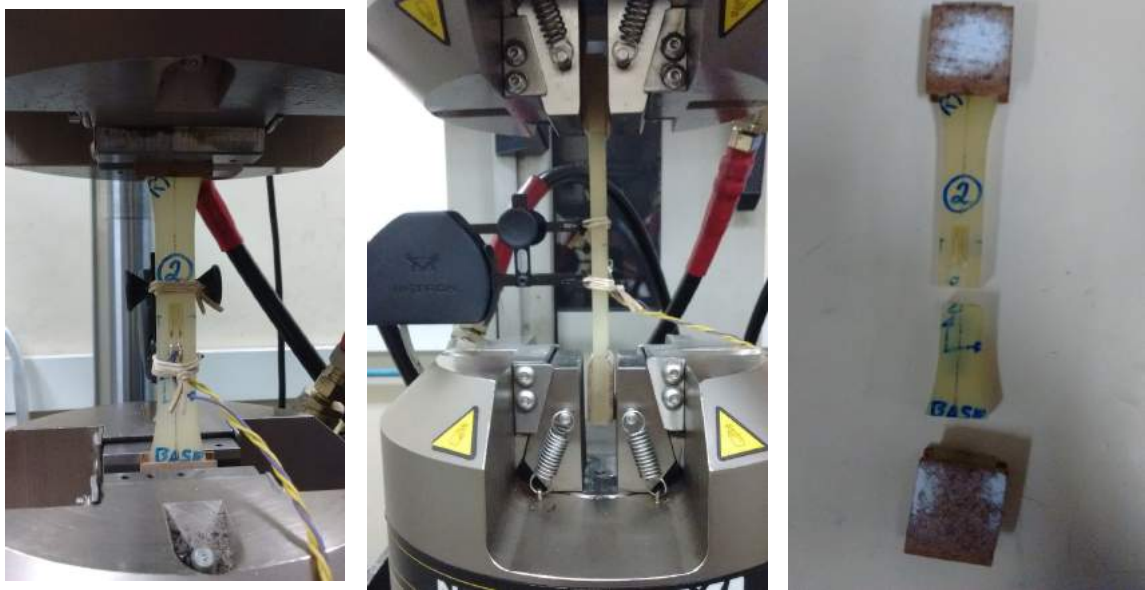
Figura III.4: Teste *Two-rail* com material compósito laminado com fibra de vidro e matriz de resina epóxi. (a) visão frontal do corpo de prova antes do teste. (b) visão frontal do corpo de prova após o teste

As propriedades médias de material compósito nas direções 1 e 2 obtidas nos testes *Two-Rail* são apresentadas na Tabela III.3, onde G é o módulo de cisalhamento. Este teste foi realizado apenas com os corpos de prova de menor espessura devido às especificações de espessura máxima de 3,2 mm sugerida pela norma.

Tabela III.3: Propriedades Mecânicas dos Laminados Adquiridas nos Testes *Two-Rail*

Propriedades Médias	Laminado t_1	
	Média	Desvio Padrão
G (GPa)	2,7	0,4

A Figura III.5 mostra um dos testes de tração realizado com a resina.



(a)

(b)

(c)

Figura III.5: Teste de Tração com a resina epóxi. (a) visão frontal do corpo de prova antes do teste. (b) visão lateral do corpo de prova antes do teste. (c) visão frontal do corpo de prova após o teste

As propriedades médias da resina obtidas nos testes de tração são apresentadas na Tabela III.4, onde E é o módulo de elasticidade, ν é o coeficiente de Poisson, UTS é a tensão última.

Tabela III.4: Propriedades Mecânicas da Resina Adquiridas nos Testes de Tração

Propriedades Médias	Resina	
	Média	Desvio Padrão
E (GPa)	3,4	0,1
ν_{12}	0,37	0,03
UTS (MPa)	26,5	3,5

Desta forma, temos as propriedades médias do laminado listadas na Tabela III.5, onde os subíndices *lam* e *res* designam propriedades do laminado e da resina, respectivamente.

Tabela III.5: Propriedades Médias do Laminado

E_1 lam (GPa)	E_2 lam (GPa)	E res (GPa)	G_{12} lam (GPa)	G res (GPa)	ν_{12} lam	ν_{21} lam	ν res	UTS_1 lam (MPa)	UTS_2 lam (MPa)	UTS res (MPa)
9,8	15,0	3,4	4,6	1,1	0,14	0,28	0,37	87	224	26,5

Além das propriedades mecânicas do laminado, foram determinadas as proporções de fibra e matriz através de um processo de queima, especificado pela norma ASTM D2584 [35].

Foram utilizados seis corpos de prova de compósito com três espessuras diferentes. Primeiramente, todos eles foram pesados e em seguida submetidos ao processo de queima. Após a queima, em que toda a resina presente é evaporada, sendo os resíduos pesados novamente, obtendo-se então o peso de fibra. Subtraindo-se o peso da fibra do peso total, obtém-se o peso da resina. Sendo assim, é possível calcular as frações mássicas de fibra e matriz no compósito utilizado.

Além disso, sabendo-se que a densidade da fibra de vidro utilizada é de $2,55 \text{ g/cm}^3$ e a densidade da matriz de resina epóxi utilizada é de $1,09 \text{ g/cm}^3$, é possível calcular as frações volumétricas de fibra e matriz no compósito utilizado. Na Tabela III.6, estão listados os resultados dos testes, onde V_f , V_m , M_f , M_m são, respectivamente, a fração volumétrica de fibra, a fração volumétrica de matriz, a fração mássica de fibra e a fração mássica de matriz no compósito utilizado.

Tabela III.6: Proporções Volumétricas e Mássicas de Fibra e Matriz

V_f (%)	V_m (%)	M_f (%)	M_m (%)
26,6	73,4	45,9	54,1

III.2.3 Nomenclatura dos Corpos de Prova de Aço (Tubo)

A nomenclatura usada para os corpos de prova de aço é definida como TX-Y, onde TX indica o tubo do qual o corpo de prova foi retirado, podendo variar de 1 a 5, e Y indica o número do corpo de prova de determinado tubo, podendo variar de 1 a 3.

III.2.4 Propriedades do Aço (Tubo)

As propriedades mecânicas do aço foram determinadas através de testes de tração, utilizando corpos de prova fabricados a partir do corte de tubos de aço inoxidável. O aço inoxidável é uma liga de vários elementos químicos, sendo os

principais o ferro e o carbono. Esse tipo de aço contém pelo menos 10,5% de cromo, com composição química balanceada para ter uma melhor resistência à corrosão. Neste trabalho foi usado um aço inoxidável 316L A312. Foram fabricados quinze (15) corpos de prova para os testes de tração.

Os testes foram realizados em uma máquina servo-hidráulica (Instron - série 8802), prescrevendo-se os deslocamentos de forma a assegurar uma taxa de deformação de aproximadamente $2,64 \times 10^{-4} s^{-1}$. Os testes de tração foram conduzidos de acordo com a norma ASTM E8M [36].

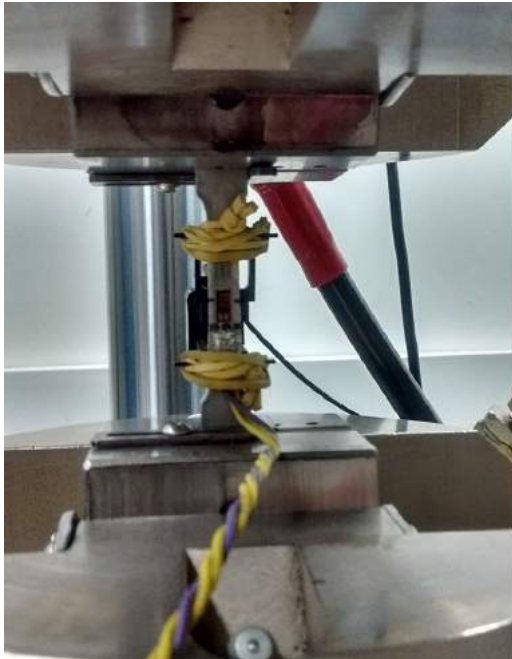
Para que os parâmetros elásticos do material fossem levantados com precisão foram fixados extensômetros elétricos (“*strain gages*”) sobre os corpos de prova. Os extensômetros elétricos utilizados são da série *KFG* (2 mm) do fabricante Kyowa. O comportamento do material também foi avaliado com o uso de “*clip gage*” com abertura inicial de 25 mm, posicionado na região central dos corpos de prova.

A Figura III.6 mostra um dos testes de tração realizado com o aço.

As propriedades médias de cada tubo de aço obtidas nos testes de tração são apresentadas na Tabela III.7, onde E é o módulo de elasticidade, UTS é a tensão última, alongamento é a deformação do corpo de prova no ponto de maior tensão do teste, σ_p é limite de proporcionalidade e σ_y é o limite de escoamento.



(a)



(b)



(c)



(d)

Figura III.6: Teste de Tração o Aço. (a) corpo de prova antes do teste (b) visão frontal do corpo de prova antes do teste. (c) visão lateral do corpo de prova antes do teste. (d) visão frontal do corpo de prova após o teste

Tabela III.7: Propriedades Mecânicas do Aço

Propriedades Médias	E (GPa)	UTS (MPa)	Alongamento (%)	σ_p (MPa)	σ_y (MPa)
T1	223	636	47,4	263	305
T2	206	646	49,3	272	322
T3	213	647	51,9	290	328
T4	183	636	52,1	273	297
T5	195	711	68,7	263	302
Média	204	655	53,9	272	311
Desvio Padrão	15	31	8,5	11	14

III.3 Testes de Simulação dos Danos e Pressão Interna

A simulação dos danos e os testes de pressão interna foram realizados com o objetivo de aferir a pressão do modelo numérico desenvolvido na reprodução da resposta em termos de deformação durante os processos de endentação e aplicação de pressão interna. Sendo assim, foi feita uma correlação entre resultados numéricos e experimentais, apresentada no item IV.7. Essa correlação foi realizada com base na história de deformação ocorrida durante os processos de introdução da mocha e aplicação de pressão interna antes e após o procedimento do reparo. Dessa forma, foi possível verificar a capacidade do modelo numérico de estimar fatores de concentração de tensão com a precisão desejada.

III.3.1 Nomenclatura e Propriedades Geométricas dos Modelos de Tubulares

Foram produzidos seis modelos tubulares (A, B, C, D, E e F) reduzidos a partir do tubo (T1) de aço inoxidável (“*schedule*” 10) com 6 m de comprimento e com espessura e diâmetro externo nominais de 2,77 mm e 60,33 mm, respectivamente. A nomenclatura adotada para identificar os modelos é definida como TX-Y, sendo X referente ao tubo de que foi retirado o modelo, podendo variar de 1 a 5, e Y identifica o modelo retirado de cada tubo, podendo ser A, B, C, D, E ou F.

Antes da realização dos testes, foram medidos o diâmetro externo (D) e a espessura (t) de cada modelo. O diâmetro externo foi medido com um paquímetro em duas posições defasadas de 90 graus (0° - 180° e 90° - 270°) em torno da circunferência de sete seções transversais, afastadas 150 mm uma das outras a partir do centro. Um

micrômetro foi usado para medir as espessuras nas duas seções das extremidades, para as mesmas posições em que os diâmetros foram medidos. Além disso, um equipamento de ultrassom foi usado para medir as espessuras das sete (7) seções espaçadas igualmente, nas mesmas posições em que os diâmetros serão medidos, totalizando quatro medições de espessura para cada seção transversal. O esquema mostrado na Figura III.7 indica as seções consideradas no mapeamento dos modelos.

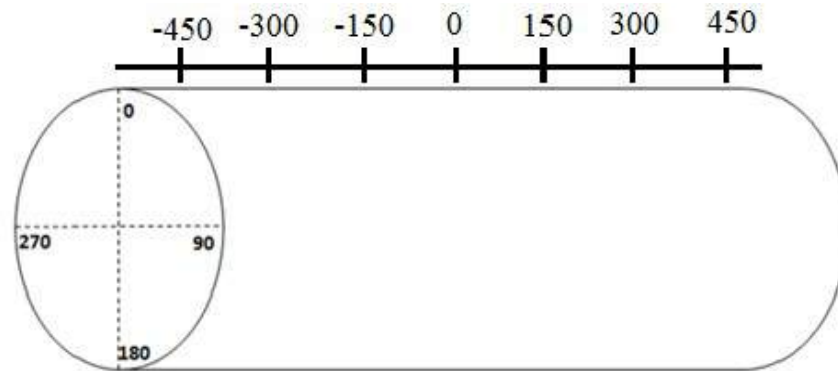


Figura III.7: Esquema das Seções Consideradas no Mapeamento dos Modelos Tubulares

As dimensões médias obtidas são mostradas na Tabela III.8. Os modelos possuem um comprimento longitudinal (L) de 925 mm, correspondente aproximadamente $15D$.

Tabela III.8: Dimensões médias dos modelos.

Modelo	<i>D</i> (mm)	<i>t</i> (mm)	<i>D/t</i>
T1-A	60,40	2,81	21,5
T1-B	60,45	2,86	21,1
T1-C	60,38	2,83	21,3
T1-D	60,45	2,85	21,2
T1-E	60,28	2,87	21,0
T1-F	60,36	2,86	21,1
T2-A	60,42	2,88	21,0
T2-B	60,34	2,83	21,3
T2-C	60,33	2,85	21,2
T2-D	60,33	2,85	21,2
T2-E	60,35	2,84	21,3
T2-F	60,31	2,80	21,5
T3-A	60,38	2,70	22,3
T3-B	60,32	2,71	22,3
T3-C	60,33	2,69	22,4
T3-D	60,36	2,68	22,5
T3-E	60,31	2,68	22,5
T3-F	60,35	2,67	22,6
T4-A	60,37	2,71	22,3
T4-B	60,20	2,71	22,2
T4-C	60,16	2,71	22,2
T4-D	60,17	2,73	22,1
T4-E	60,37	2,72	22,2
T4-F	60,23	2,73	22,0

III.3.2 Estudos Preliminares

III.3.2.1 Análises Numéricas Preliminares

Para determinar os parâmetros dos testes experimentais foi necessário realizar análises numéricas preliminares, utilizando-se o modelo numérico desenvolvido. Os resultados dessas análises foram utilizados na determinação dos deslocamentos do punção na a simulação dos danos.

As análises numéricas para determinar os deslocamentos do punção foram realizadas com o objetivo de definir os deslocamentos necessários para introduzir mossas que atingissem profundidades de 5% e 10% do diâmetro externo dos modelos após a aplicação da pressão interna inicial. A pressão interna inicial foi adotada como sendo 10,34 MPa.

As dimensões e as propriedades de material do modelo numérico foram adotadas de forma a reproduzir os modelos tubulares em escala reduzida. O diâmetro externo e a espessura foram adotados como médias das dimensões medidas. Assim, o diâmetro externo (D) e a espessura (t) foram adotados como 60,36 mm e 2,78 mm, respectivamente. As propriedades mecânicas de material adotadas foram obtidas a partir das propriedades médias dos tubos utilizados para a produção dos modelos reduzidos (Tabela III.7). Para a definição do comportamento plástico do material foi adotada uma curva típica representativa de tensão verdadeira versus deformação logarítmica. Essa curva é apresentada na Figura III.8.

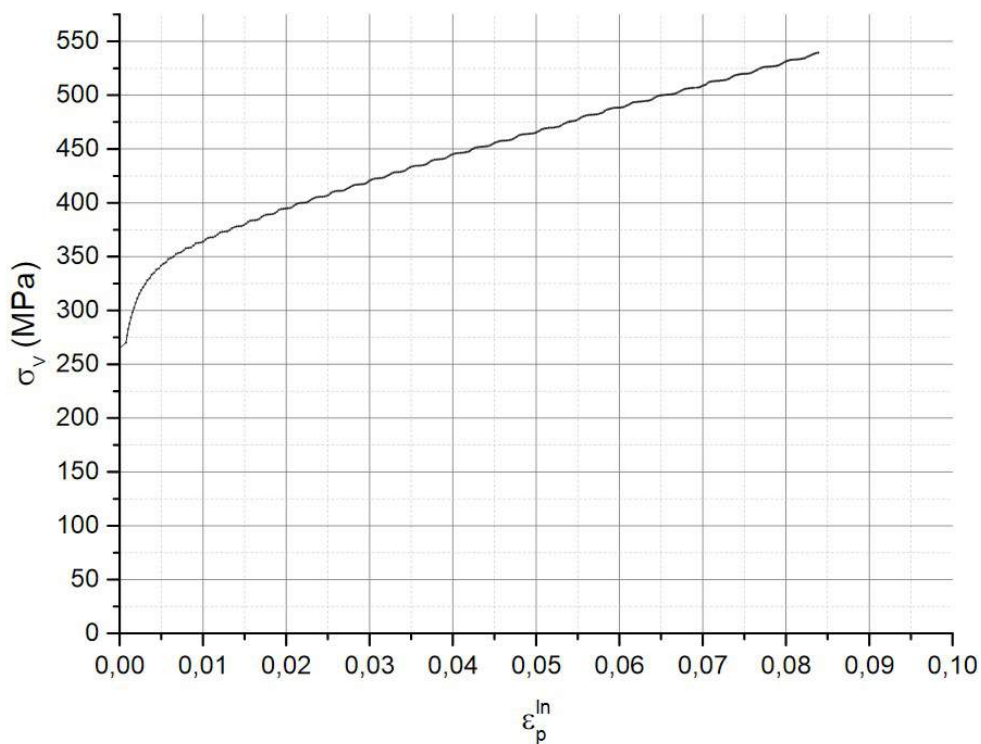


Figura III.8: Curva de tensão real versus deformação plástica logarítmica adotada no modelo numérico.

Determinação do Deslocamento do Punção

Antes da aplicação da pressão interna cíclica, os modelos foram submetidos à simulação dos danos seguida pela aplicação de uma pressão interna inicial. A princípio, a pressão interna inicial foi definida como sendo igual a 10,34 MPa. A profundidade da mocha, de 5% ou 10% do diâmetro externo, deveria ser obtida após a aplicação e alívio da pressão interna inicial.

Foram então realizadas análises preliminares, utilizando-se o modelo numérico desenvolvido, para determinar os deslocamentos do punção necessários para introduzir mossas que atingissem essas profundidades nominais. Os resultados dessas análises são apresentados na Tabela III.9, onde d é a profundidade da mossa e p_i é pressão inicial.

Tabela III.9: Resultados das análises numéricas para determinar o deslocamento do punção.

d/D (%)	p_i (MPa)	Deslocamento do Punção (mm)
5	10,34	3,90
10	10,34	7,20

III.3.2.2 Testes Experimentais Preliminares

Testes Preliminares de Simulação dos Danos

Foram conduzidos testes de indentação preliminares para calibração e ajuste do modelo numérico a partir de correlação numérico-experimental das respostas de deslocamento e força durante o processo de introdução do dano. Em um segmento do tubo T5 de 1 metro de comprimento, chamado de T5-A, foram introduzidos danos com profundidades iniciais de 7, 8, 9, 10 e 11 mm, espaçados igualmente. Para essa simulação foi montado um aparato experimental composto de uma máquina servo-hidráulica (Instron – série 8802) provida de uma barra cilíndrica com extremidade esférica, com 63,2 mm de diâmetro, e uma mesa de suporte rígida.

O modelo era posicionado sobre a mesa rígida de forma que a mossa fosse introduzida na direção radial. Durante a realização do teste, o punção (barra cilíndrica) era mantido fixo enquanto a mesa rígida era deslocada verticalmente. O deslocamento da mesa rígida era controlado e monitorado pela máquina servo-hidráulica através de um transdutor eletrônico de deslocamento (LVDT). O contato entre o punção e o modelo era estabelecido em 0° na seção média, de forma que a mossa fosse introduzida, na direção radial, no sentido de 0° a 180° .

Ao longo dos testes, os sinais do transdutor eletrônico de deslocamento (LVDT) da máquina eram transferidos para um sistema computadorizado de aquisição de dados. Na Figura III.9 (a), é mostrado um modelo antes de ser danificado. Ao final do teste, a

mesa rígida era deslocada até a sua posição inicial e a profundidade da moesa era medida com o uso de um micrômetro tipo B, ilustrado na Figura III.10. O micrômetro utilizado foi fabricado pela Mitutoyo e era capaz de fazer medidas de 50 mm a 75 mm, com resolução de 0,01 mm. A moesa gerada com o deslocamento do punção de 11 mm é mostrada na Figura III.9 (b).

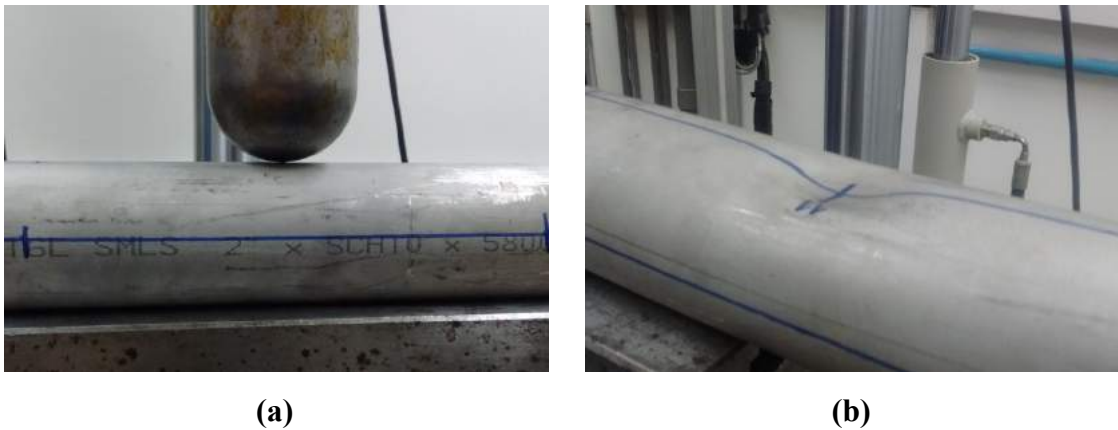


Figura III.9: Simulação de introdução de dano. (a) modelo T5-A antes de ser danificado. (b) modelo T5-A após o dano de 11 mm.

A Figura III.11 mostra o modelo T5-A após o teste preliminar de simulação de danos de diferentes profundidades.



Figura III.10: Micrômetro tipo B.

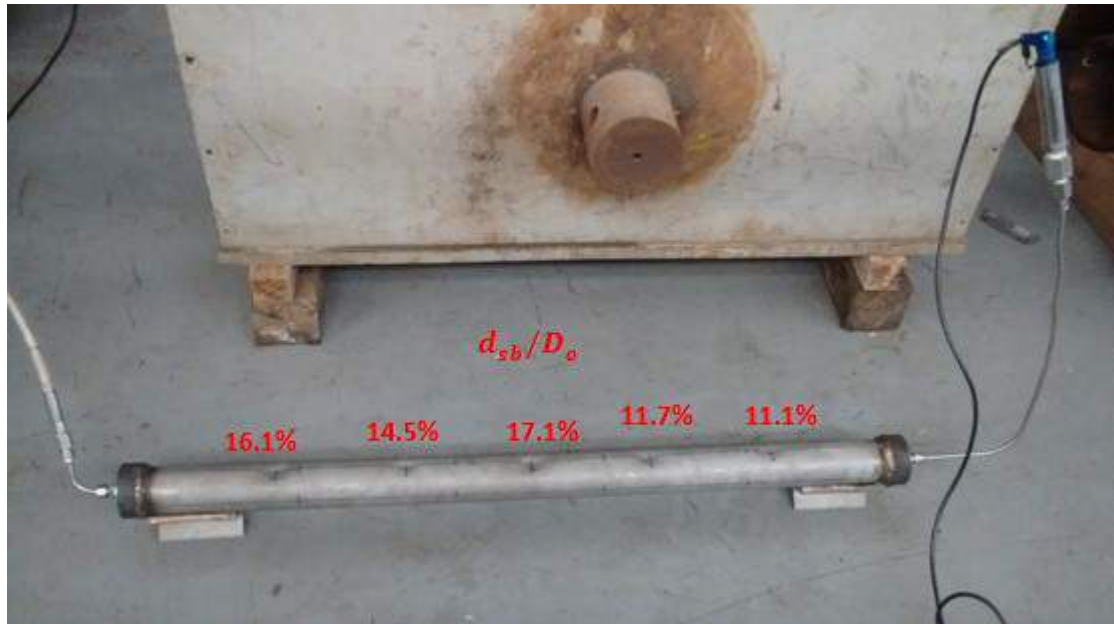


Figura III.11: T5-A após a introdução das mossa de diferentes profundidades.

Os resultados dos testes de simulação dos danos são apresentados na Tabela III.10 para os modelos destinados a simular mossa de 10%, onde d é o deslocamento do punção, F é a força imposta sobre o modelo, D_o é o diâmetro externo antes da introdução da mossa, D_{sb} é o diâmetro externo após o *spring back* e d_{sb} é a profundidade da mossa após o *spring back*. As profundidades das mossa são consideradas após o retorno elástico (“*spring back*”) da região danificada. A mesma simulação foi feita numericamente. Na Tabela III.11, são apresentados os resultados numéricos. As diferenças percentuais entre as profundidades da mossa após o *spring back* obtidas através dos testes experimentais e das simulações numéricas são pequenas, conforme mostra a Tabela III.12.

Tabela III.10: Resultados dos testes experimentais preliminares da introdução de danos.

d (mm)	D_o (mm)	D_{sb} (mm)	d_{sb} (mm)	F (kN)	d_{sb}/D_o (%)
7	60,43	53,72	6,71	12,7	11,1
8	60,30	53,19	7,11	14,0	11,8
9	60,55	51,78	8,77	14,5	14,5
10	60,55	50,78	9,77	15,3	16,1
11	60,38	50,06	10,32	16,3	17,1

Tabela III.11: Resultados das análises numéricas preliminares da introdução dos danos.

d (mm)	D_o (mm)	D_{sb} (mm)	d_{sb} (mm)	F (kN)	d_{sb}/D_o (%)
7	60,36	54,24	6,14	20,0	10,2
8	60,36	53,29	7,09	22,7	11,7
9	60,36	52,34	8,03	24,1	13,3
10	60,36	51,39	8,99	25,5	14,9
11	60,36	50,43	9,94	27,0	16,5

Tabela III.12: Diferença entre a profundidade da mocha após o *spring back* entre os testes experimentais preliminares e as análises numéricas preliminares.

d (mm)	d_{sb} experimental (mm)	d_{sb} numérico (mm)	Diferença (%)
7	6,71	6,14	8,5
8	7,11	7,09	0,4
9	8,77	8,03	8,4
10	9,77	8,99	8,0
11	10,32	9,94	3,7

Teste Preliminar de Pressão Interna

Após a simulação dos danos, o modelo T5-A foi submetido ao teste preliminar de pressão interna inicial. Foram aplicados três ciclos de pressão interna. O aparato experimental compreende uma mangueira para injeção de fluido hidráulico e uma

bomba hidráulica de operação manual. A Figura III.11 mostra o tubo pronto para a realização do teste. Por se tratar apenas de um teste preliminar para definir a profundidade do dano, foram usadas tampas de aço soldadas ao tubo para vedação das extremidades.

A pressão interna era aplicada com a injeção de fluido hidráulico no interior do modelo através de uma mangueira ligada a um cilindro hidráulico. A pressão interna foi aplicada com a injeção de fluido hidráulico no interior do modelo através de uma bomba de operação manual, mostrada na Figura III.12 (a). Um transdutor eletrônico acoplado a uma das tampas de vedação monitorava a pressão no interior do modelo. A Figura III.12 (b) mostra o detalhe da conexão em uma das tampas de vedação para o acoplamento da mangueira hidráulica e do transdutor de pressão. Ao longo dos testes, o sinal do transdutor de pressão era transferido para um sistema de aquisição de dados ligado a um computador.



(a)



(b)

Figura III.12: (a) bomba de operação manual. (b) detalhe da vedação do tubo.

Após o alívio da pressão interna inicial aplicada, a profundidade da moosa era medida com o uso de um micrômetro tipo B. A Figura III.13 mostra o tubo T5-A após o teste preliminar de pressão interna com os danos de diferentes profundidades. Na Tabela

III.13, são apresentados o diâmetro externo inicial D_o , o deslocamento do punção d , o diâmetro externo D_i após o a aplicação do ciclo de pressão i e d_r é a profundidade da moosa após o *rerounding*. A pressão interna utilizada nos testes foi de 10,34 MPa. Tendo em vista os resultados, observa-se que nos ciclos de pressão interna aplicados após o primeiro ciclo, praticamente não há mais variação do diâmetro externo na região do dano, ficando claro que o retorno da moosa nos ciclos D_1 e D_2 é essencialmente elástico.

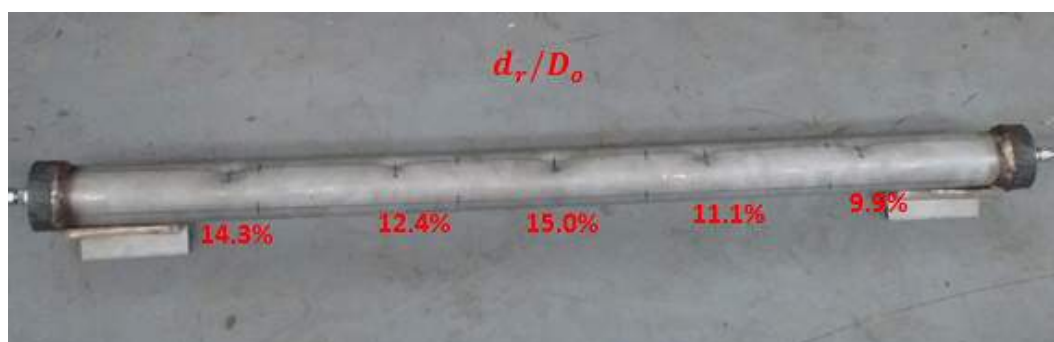


Figura III.13: T5-A após o teste preliminar de pressão interna com moosas de diferentes profundidades.

Tabela III.13: Resultados dos testes experimentais preliminares de aplicação de pressão interna.

d (mm)	D_o (mm)	D_1 (mm)	D_2 (mm)	D_3 (mm)	d_r (mm)	d_r/D_o (%)
7	60,43	54,33	54,38	54,46	5,97	9,9
8	60,30	53,61	53,63	53,63	6,67	11,1
9	60,55	52,96	53,00	52,93	7,62	12,4
10	60,55	51,81	51,88	51,88	8,67	14,3
11	60,38	51,30	51,29	51,35	9,03	15,0

Na Tabela III.14, são apresentados o diâmetro externo inicial, o diâmetro externo após a aplicação de cada ciclo de pressão, a profundidade da moosa após o *rerounding* e a razão entre o diâmetro externo inicial e a profundidade da moosa após o *rerounding* das análises numéricas para as diferentes profundidades iniciais de dano.

Tabela III.14: Resultados das análises numéricas preliminares de aplicação de pressão interna.

d (mm)	D_o (mm)	D_1 (mm)	D_2 (mm)	D_3 (mm)	d_r (mm)	d_r/D_o (%)
7	60,36	54,51	54,51	54,51	5,85	9,69
8	60,36	53,61	53,61	53,61	6,75	11,18
9	60,36	52,72	52,72	52,72	7,64	12,66
10	60,36	51,83	51,83	51,83	8,53	14,13
11	60,36	50,95	50,95	50,95	9,41	15,59

Na Tabela III.15, são apresentadas também as diferenças percentuais entre as razões da profundidade da mocha após o *reround* e do diâmetro externo inicial dos testes experimentais e das análises numéricas. Para melhor visualização dos resultados, a Figura III.14 apresenta um gráfico com os resultados experimentais e numéricos.

Tabela III.15: Diferença entre a profundidade da mocha após o *reround* entre os testes experimentais preliminares e as análises numéricas preliminares.

d (mm)	d_r experimental (mm)	d_r numérico (mm)	Diferença (%)
7	5,97	5,85	1,9
8	6,67	6,75	-1,1
9	7,62	7,64	-0,6
10	8,67	8,53	1,3
11	9,03	9,41	-4,2

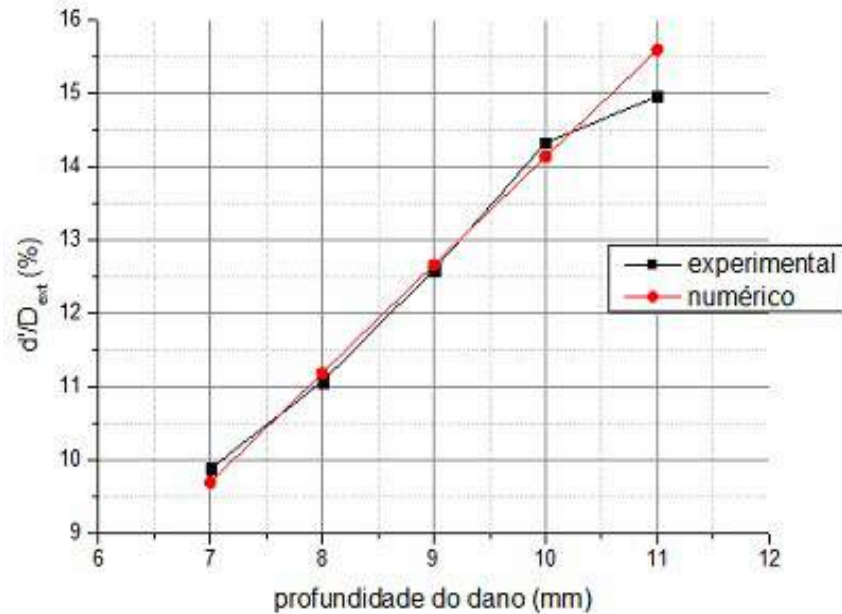


Figura III.14: Profundidade da moça após o *rerounding* x deslocamento do punção para os resultados dos testes experimentais preliminares e as análises numéricas preliminares.

III.3 Testes de Simulação de Danos

Os testes de simulação de danos foram realizados com o objetivo de introduzir moças similares às provocadas pelo impacto de um objeto sobre um duto. Para estes testes, foi montado o mesmo aparato experimental usado no teste preliminar de introdução de danos. A introdução dos danos foi feita nos modelos T1A – F.

Para evitar a flexão do tubo durante a introdução do dano, foi utilizada uma barra de tração interna e cabeças de vedação, que serão importantes para o teste de pressão interna. As cabeças de vedação são mostras na Figura III.15. A barra interna de tração não transmite carga para o tubo. Desta forma, trabalha-se com a condição de bordos livres, pois não há tração axial.



Figura III.15: Utilização de barra de tração interna e cabeças de vedação.

Para aproveitar o comprimento do tubo, foram feitos dois danos em cada modelo tubular com objetivo de atingir as profundidades de 5% e 10% do diâmetro externo dos modelos após a aplicação da pressão interna inicial. A distância entre os danos foi definida a partir de análises numéricas anteriores, a fim de evitar a interação entre os campos de tensões dos danos.

A partir dos resultados dos testes experimentais preliminares, observou-se uma boa correlação numérico-experimental para os testes de simulação de danos e de pressão inicial. Sendo assim, decidiu-se usar o mesmo deslocamento do punção (7,2 mm) simulado no modelo numérico, mostrado na Tabela III.9.

Ao final do teste, a profundidade da moosa era medida com o uso de um micrômetro tipo B. A Tabela III.16 apresenta, para cada modelo, o deslocamento do punção, a profundidade da moosa após o retorno elástico (*spring back*) e a relação d_{sb}/D_o em valor percentual. A Figura III.16 apresenta o modelo T1-A após o teste de simulação de danos.



Figura III.16: Modelo tubular T1-A após os testes de simulação dos danos.

Nas Figuras III.17 e III.18, são apresentados gráficos da força imposta sobre o modelo versus o deslocamento do punção para cada profundidade de moesa. Esse deslocamento corresponde ao avanço do punção sobre o modelo, onde u_2 é o deslocamento do punção em mm e r_{f2} é a força exercida pelo punção em kN.

Na indentação do modelo T1-B, com objetivo de atingir a relação d_r/D_o igual a 5%, inadvertidamente, o punção foi deslocado até 4,25 mm. Portanto a curva correspondente está um pouco diferente das demais.

Observa-se nos gráficos apresentados que a resposta obtida (rigidez) nos modelos testados é muito próxima.

Tabela III.16: Deslocamentos do punção, profundidades das moesas e a relação d_{sb}/D_o .

Modelo	d (mm)	d_{sb} (mm)	d_{sb}/D_o (%)
T1-A	3,9	3,28	5,4
	7,2	6,61	10,9
T1-B	4,25	3,56	5,9
	3,9	6,50	10,8
T1-C	3,9	3,30	5,5
	7,2	6,70	11,1
T1-D	3,9	3,12	5,2
	7,2	6,48	10,7
T1-E	3,9	3,21	5,3
	7,2	6,49	10,8
T1-F	3,9	3,07	5,1
	7,2	6,51	10,8

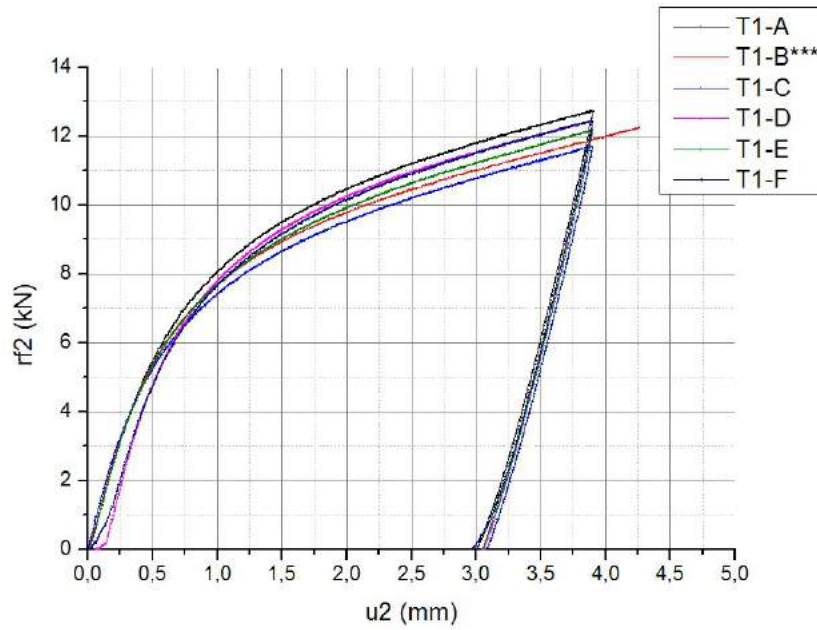


Figura III.17: Força versus deslocamento do punção para os modelos com danos de profundidade nominal d_r/D_o de 5%.

***Na indentação do modelo T1-B, com objetivo de atingir a relação d_r/D_o igual a 5%, inadvertidamente, o punção foi deslocado até 4,25 mm.

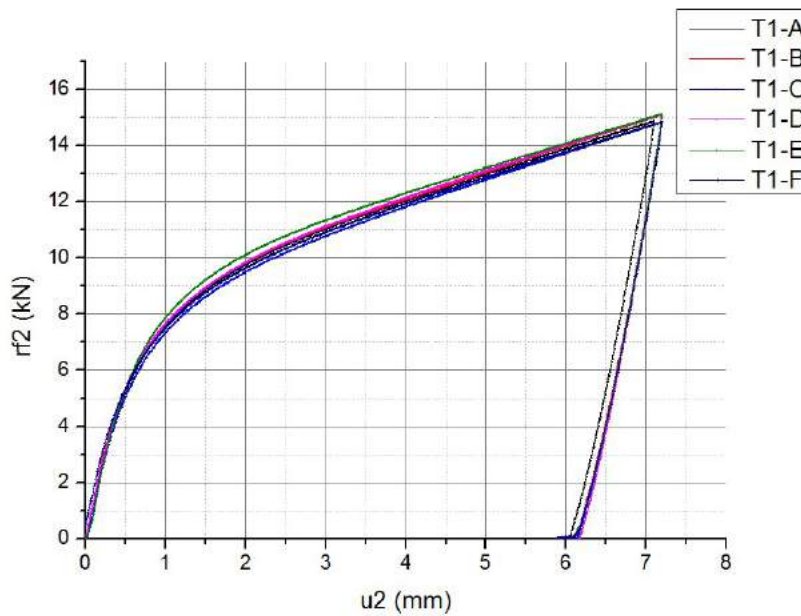


Figura III.18: Força versus deslocamento do punção para os modelos com danos de profundidade nominal d_r/D_o de 10%.

III.4 Teste de Pressão Interna Inicial

Após os testes de simulação dos danos, os modelos T1 (A – F) foram submetidos aos testes de pressão interna inicial. Para a realização desses testes foi montado o mesmo aparato experimental do teste de pressão interna preliminar. Além disso, foram usadas também duas cabeças de vedação. Então, o aparato compreende duas cabeças de vedação, uma mangueira para injeção de fluido hidráulico e uma bomba hidráulica de operação manual. As cabeças de vedação possuem uma barra de tração interna que vedam o bordo do modelo, simulando a condição de bordos livres. O sistema de vedação do modelo é apresentado anteriormente na Figura III.15. Os testes foram realizados com a aplicação de três ciclos de pressão. A variação de pressão foi de 0 a 10,34 MPa.

Ao final do teste, a profundidade da moosa era medida com o uso de um micrômetro tipo B. Na Tabela III.17, são apresentados o diâmetro externo inicial D_o , o diâmetro externo após a aplicação de cada ciclo de pressão, a profundidade da moosa após o *rerounding* e a razão entre a profundidade da moosa após o *rerounding* para as diferentes profundidades de dano e o diâmetro externo inicial.

Tabela III.17: Profundidade dos danos após aplicação de pressão interna.

Modelo	D_o (mm)	D_1 (mm)	D_2 (mm)	D_3 (mm)	d_r (mm)	d_r/D_o (%)
T1-A	60,50	57,36	57,33	57,30	3,20	5,3
	60,50	54,39	54,36	54,46	6,04	10,0
T1-B	60,24	56,83	56,88	56,91	3,33	5,5
	60,41	54,41	54,40	54,47	5,94	9,8
T1-C	60,30	57,12	57,13	57,13	3,17	5,3
	60,24	54,13	54,16	54,16	6,08	10,1
T1-D	60,37	57,41	57,45	57,49	2,88	4,8
	60,32	54,32	54,32	54,34	5,98	9,9
T1-E	60,14	57,10	57,10	57,10	3,04	5,1
	60,34	54,38	54,38	54,38	5,96	9,9
T1-F	60,23	57,30	57,23	57,34	2,89	4,8
	60,22	54,21	54,24	54,24	5,98	9,9

III.4.1 Instrumentação

Para investigar o comportamento da deformação ao longo da aplicação de pressão interna foram fixados extensômetros elétricos sobre a superfície externa dos modelos ao redor da região danificada. A instrumentação foi feita após a aplicação da pressão interna inicial para evitar que com o *rerounding* houvesse descolamento de algum extensômetro. Os extensômetros elétricos utilizados são da série *KFG* (5 mm) do fabricante Kyowa.

Foram realizadas simulações numéricas, utilizando-se o modelo de elementos finitos desenvolvido, para determinar o posicionamento adequado dos extensômetros. Com base nos resultados dessas simulações foram determinados pontos em que fossem atingidas as tensões máximas. Esses pontos foram escolhidos para posicionar os extensômetros sobre os modelos.

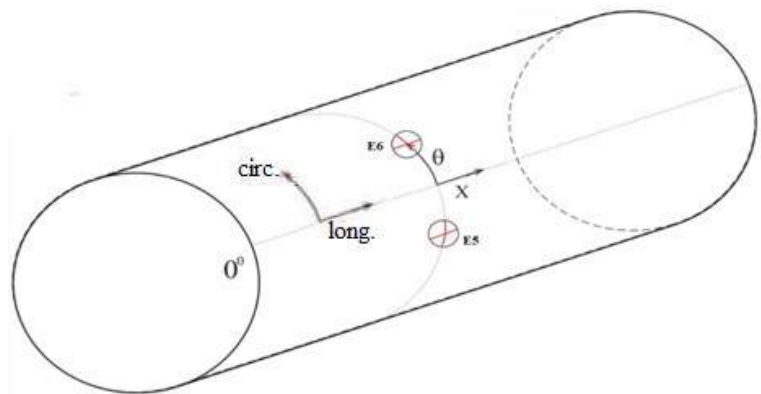
Nas simulações, o diâmetro e a espessura do modelo numérico foram adotados como médias das dimensões medidas. As propriedades dos materiais foram adotadas de acordo com as propriedades médias obtidas nos testes de tração e cisalhamento. Para a definição do comportamento plástico do aço foi adotada uma curva média de tensão real versus deformação logarítmica considerando as curvas de tensão-deformação obtidas nos testes de tração. Essa curva é apresentada na Figura III.8.

Cada modelo de tubo foi instrumentado com seis extensômetros triaxiais do tipo roseta, em que os três eixos ângulos de 45° entre si.

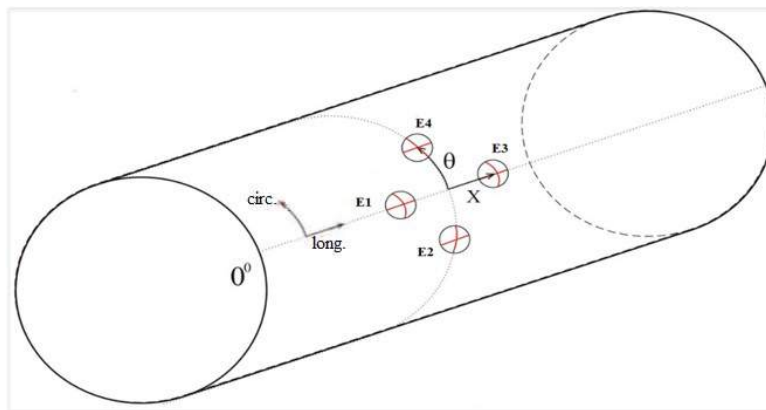
A instrumentação do dano com profundidade de 10% do diâmetro externo compreendeu quatro extensômetros triaxiais (E1, E2, E3 e E4) dispostos ao redor da região a ser danificada. A distância x indica a posição dos extensômetros E1 e E3, enquanto o ângulo θ indica a posição dos extensômetros E2 e E4. Os quatro extensômetros foram posicionados simetricamente, segundo as direções longitudinal e circunferencial, em relação ao centro da região a ser danificada.

A instrumentação do dano com profundidade de 5% do diâmetro externo compreendeu apenas dois extensômetros triaxiais (E5 e E6) dispostos ao redor da região a ser danificada. O ângulo θ indica a posição dos extensômetros E5 e E6. Os dois extensômetros foram posicionados simetricamente, em relação ao centro da região a ser danificada, segundo a direção circunferencial. Foram usados apenas dois extensômetros, devido à limitação do espaço disponível.

As Figuras III.19 (a) e III.19 (b) mostram um desenho esquemático da instrumentação de cada um dos danos.



(a)



(b)

Figura III.19: Instrumentação dos modelos com danos de (a) 5% e (b) 10% do diâmetro externo do tubo.

Através da simulação dos danos pretendia-se introduzir mochas com duas profundidades diferentes, correspondentes a 5 e 10% do diâmetro externo dos modelos. Essas profundidades são consideradas após o *rerounding* da região danificada. O posicionamento dos extensômetros foi então determinado para cada profundidade de mocha considerada, buscando-se regiões de elevadas tensões com base nos resultados das análises numéricas. Na Tabela III.18, são apresentadas a profundidade da mocha e as posições dos extensômetros. A Figura III.18 mostra a instrumentação do modelo T1-A com os seis extensômetros triaxiais.

Tabela III.18: Profundidades das mossas e posições dos extensômetros.

d_r/D_o (%)	x (mm)	θ (°)
5	8,64	16,64
10	14,41	28,52



Figura III.18: Instrumentação do modelo T1-A.

III.4.2 Teste de Pressão Interna após Instrumentação

Após a instrumentação, os modelos T1A – F foram submetidos aos testes de pressão interna com o objetivo de investigar o comportamento da deformação na região danificada sob a atuação de pressão interna e posterior cálculo do fator de concentração de tensão dos modelos danificados sem reparo.

Para a realização destes testes foi utilizado o mesmo aparato dos testes de pressão interna inicial. Os testes foram realizados com a aplicação de três ciclos de pressão, variando de 0 a 10,34 MPa.

Ao longo dos testes, os sinais dos extensômetros e do transdutor de pressão eram transferidos para um sistema de aquisição de dados ligado a um computador.

A partir dos sinais transferidos pelos extensômetros triaxiais ilustrados no desenho esquemático da Figura III.19, foram calculadas as deformações em cada uma das direções, dadas pelas equações

$$\varepsilon_{xx} = \varepsilon_a = \varepsilon_1 \quad \text{(III.1)}$$

$$\varepsilon_{yy} = \varepsilon_c = \varepsilon_2 \quad \text{(III.2)}$$

$$\frac{\gamma_{m\acute{a}x}}{2} = \frac{\gamma_{12}}{2} = \frac{1}{2} \sqrt{(\varepsilon_a - \varepsilon_c)^2 + (2\varepsilon_b - \varepsilon_a - \varepsilon_c)^2} = \varepsilon_{12} \quad (\text{III.3})$$

onde ε_1 e ε_2 são as deformações longitudinal e circunferencial, respectivamente. ε_{12} é a deformação de cisalhamento no plano xy, e γ_{12} é a deformação angular correspondente e $\gamma_{m\acute{a}x}$ é a deformação angular máxima.

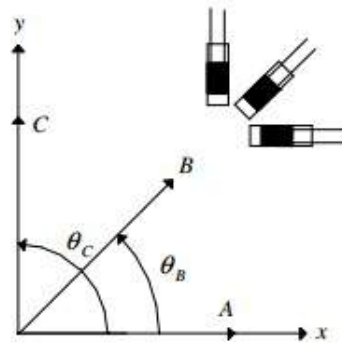


Figura III.19: Desenho esquemático dos *strain gages* triaxiais.

Os fatores de concentração de tensão foram calculados com base nas tensões equivalentes de uma casca fina isotrópica, dadas pelas equações

$$\sigma_{vme} = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2 + 3\sigma_{12}^2} \quad (\text{III.4})$$

onde

$$\begin{bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \sigma_{12} \end{bmatrix} = \frac{E}{(1-\nu^2)} \begin{bmatrix} 1 & \nu & 0 \\ \nu & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1-\nu}{2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ 2\varepsilon_{12} \end{bmatrix} \quad (\text{III.5})$$

onde E é o módulo de Young e ν , o é o coeficiente de Poisson retirados da Tabela III.7.

O fator de concentração de tensão é calculado pela Equação II.10, onde a tensão nominal é igual a 88,26 MPa. Na Tabela III.19, são apresentadas as deformações, tensões e fatores de concentração de tensão para cada tubo sem reparo.

Tabela III.19 : Fatores de Concentração de Tensão após a Aplicação de Pressão
Interna sem Reparo

Tubo	Dano	Gage	ϵ_1	ϵ_2	ϵ_{12}	σ_1 (MPa)	σ_2 (MPa)	σ_{12} (MPa)	σ_{vm} (MPa)	K_t
T1-A	5%	5	0,00026	0,00037	-0,00030	148,45	105,94	48,81	131,86	1,49
		6	0,00022	0,00065	0,00043	204,68	168,47	70,85	189,75	2,15
	10%	1	-0,00015	0,00220	0,00099	481,33	506,52	154,67	494,88	5,61
		2	0,00056	0,00016	-0,00035	168,69	77,37	58,25	145,66	1,65
		3	-0,00015	0,00211	0,00094	501,58	518,89	201,53	511,05	5,79
		4	0,00057	0,00040	0,00055	229,42	134,95	89,74	200,38	2,27
T1-B	5%	5	0,00057	0,00097	-0,00013	345,38	255,28	21,02	310,20	3,51
		6	0,00056	0,00106	0,00082	364,69	276,09	129,14	330,04	3,74
	10%	1	-0,00016	0,00181	0,00084	368,98	394,51	132,15	382,90	4,34
		2	0,00044	-0,00001	-0,00024	96,54	27,46	37,54	85,50	0,97
		3	-0,00017	0,00222	0,00118	459,08	486,11	184,70	473,76	5,37
		4	0,00089	0,00075	0,00081	366,83	227,18	127,64	321,28	3,64
T1-C	5%	5	0,00011	0,00055	-0,00053	148,02	130,00	82,59	139,00	1,57
		6	0,00011	0,00061	0,00034	163,04	145,02	54,06	155,34	1,76
	10%	1	-0,00025	0,00241	0,00105	484,82	523,86	165,18	505,96	5,73
		2	0,00052	0,00019	-0,00058	158,75	77,66	-91,60	136,49	1,55
		3	-0,00030	0,00247	0,00108	486,97	533,52	169,69	512,33	5,80
		4	0,00039	0,00029	0,00044	152,31	90,74	69,08	133,49	1,51
T1-D	5%	5	0,00018	0,00060	-0,00036	175,91	147,38	57,06	163,00	1,85
		6	0,00016	0,00069	-0,00001	190,92	165,40	1,50	179,51	2,03
	10%	1	-0,00064	0,00189	0,00049	278,88	379,49	76,58	340,86	3,86
		2	0,00003	-0,00053	-0,00091	111,55	116,06	142,66	111,98	1,27
		3	-0,00062	0,00185	-0,00011	274,59	372,20	18,02	334,18	3,79
		4	0,00056	0,00059	0,00056	257,43	170,33	87,10	227,36	2,58
T1-E	5%	5	0,00024	0,00055	-0,00039	175,91	138,37	61,57	159,89	1,81
		6	0,00022	0,00071	0,00001	208,09	173,55	1,50	193,16	2,19
	10%	1	-0,00069	0,00167	0,00043	220,96	329,08	67,57	290,87	3,30
		2	-0,00007	-0,00047	-0,00097	-120,13	-109,62	151,67	113,25	1,28
		3	-0,00082	0,00171	-0,00013	199,51	328,65	21,02	286,67	3,25
		4	0,00056	0,00047	0,00056	231,68	143,09	88,60	203,14	2,30
T1-F	5%	5	0,00013	0,00050	-0,00025	148,45	126,41	40,94	138,30	1,57
		6	0,00020	0,00078	0,00056	229,42	196,36	91,32	215,44	2,44
	10%	1	-0,00011	0,00226	0,00108	506,07	523,39	177,91	515,47	5,84
		2	0,00056	0,00036	0,00051	215,92	124,61	83,45	188,40	2,13
		3	-0,00013	0,00244	0,00113	542,06	564,10	185,79	553,91	6,28
		4	0,00058	0,00039	0,00044	229,42	133,38	72,42	200,10	2,27

A partir dos resultados, calculou-se a média dos fatores de concentração de tensão dos *strain gages* E2, E4, E5 e E6 (dispostos a direção circunferencial) e E1 e E3

(dispostos na direção longitudinal) do tubo sem reparo. Os resultados são apresentados na Tabela III.20. A partir da análise desta tabela, fica clara a dispersão acentuada dos resultados. Uma possível razão para a dispersão ser acentuada é o tamanho *strain gage* utilizado, que provavelmente é grande quando comparado a região analisada.

Tabela III.20: Média dos fatores de concentração de tensão experimental sem reparo.

Dano	Posição do Gage	$K_{t\ exp}$	Desvio Padrão
5%	circunferencial	1,89	0,31
10%	longitudinal	4,91	0,12
	circunferencial	1,95	0,73

III.5 Laminação do Reparo

A laminação dos reparos foi feita pela empresa RUST Engenharia Ltda.

Antes da realização do processo de laminação, os *strain gages* foram protegidos com borracha nitrílica de um milímetro de espessura e adesivo instantâneo Loctite 496 (composição: cianoacrilato de metilo), de forma que a laminação do reparo não os danificasse, sem que fosse prejudicada a performance do reparo. A Figura III.20 mostra a proteção dos extensômetros antes da laminação no modelo T1-A.

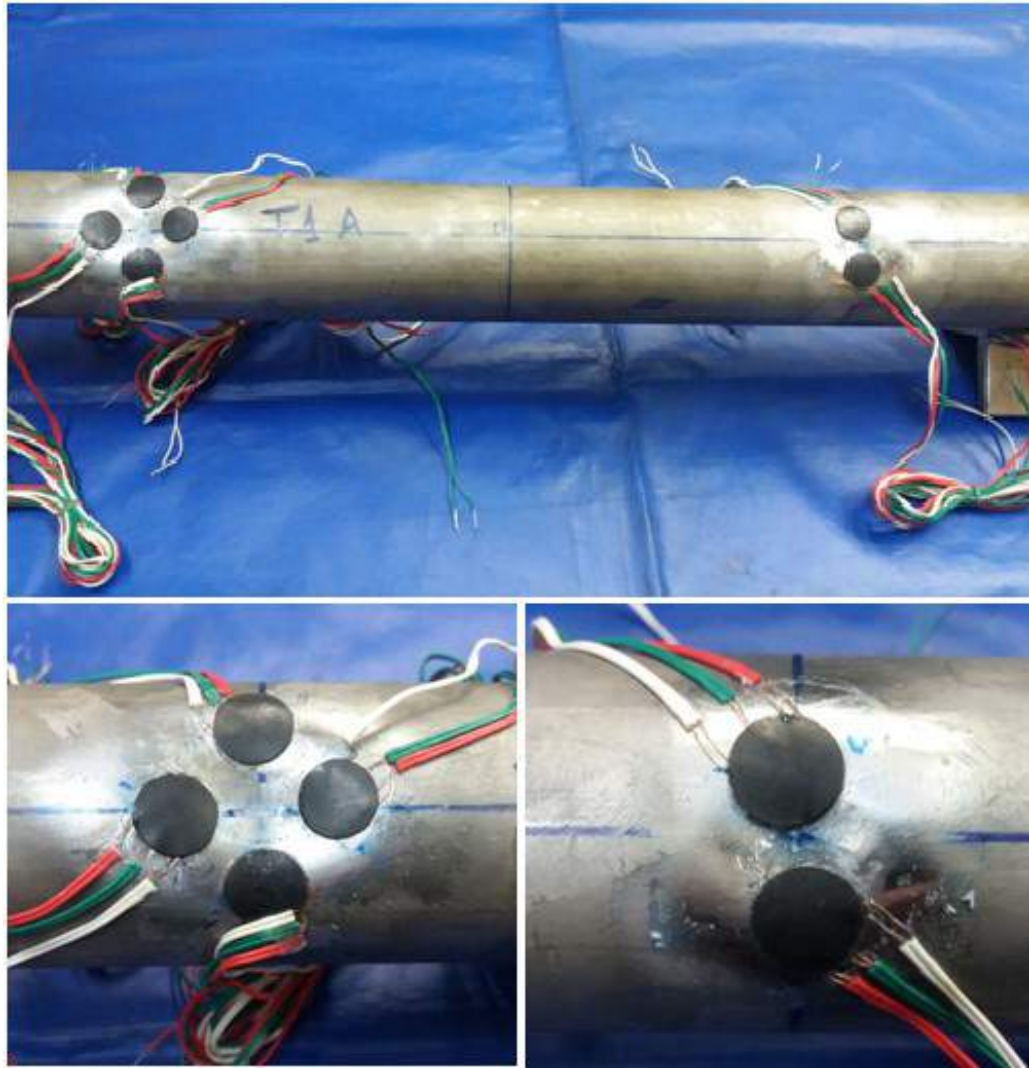


Figura III.20: Proteção dos *strain gages* antes da laminação no modelo T1-A.

Inicialmente, a superfície de metal foi preparada para a aplicação do reparo. Para isto, foi usado o equipamento eletromecânico MBX 32000, produzido pela empresa alemã Monti, com o objetivo de aumentar a rugosidade da superfície. Depois, foi efetuada a limpeza da superfície com um solvente chamado RESILIMP, até que a superfície estivesse isenta de oleosidade e impurezas.

Após a preparação da superfície, foi aplicado o Primer PU 20 com rolos para perfeita ancoragem do reforço. Esse material é fabricado em resina poliuretânica.

Enquanto o Primer PU 20 ainda estava secando, foi aplicada uma camada de resina de laminação Glasscote EM, com espessura média de 1 mm, cobrindo irregularidades, cavidades, *strain gages* e fios, com objetivo de regularizar a superfície, eliminando e minimizando imperfeições. O Glasscote EM é feito com resina epóxi.

Após o tecido de fibra de vidro ser cortado no comprimento desejado, aplicou-se manualmente a manta e o tecido de fibra de vidro de forma a se obter uma laminação contínua, comprimindo com vigor para remover o excesso de resina de laminação (Glasscote EM). A manta e o tecido devem ser impregnados com resina epóxi, chamada Resilam EM, com a utilização de rolos de lã, eliminando-se bolhas de ar com rolos metálicos. Observou-se, que o tecido deve ser aplicado com o urdume no sentido circunferencial, pois é o sentido que atuam as tensões mais elevadas. Deve-se controlar o número de voltas aplicadas de acordo com a espessura de reparo desejada. Para concluir o reparo, cortou-se primeiramente o tecido e adicionou-se uma última camada de manta de fibra de vidro.

Após a laminação das camadas de reforço, deveria ser instalado o dispositivo de pós-cura. O procedimento de aquecimento deveria inicialmente elevar a temperatura até atingir 45°C, permanecendo por 30 minutos e, em seguida, aumentar a temperatura para 90°, permanecendo por 4 horas. Contudo, não foi possível realizar esse procedimento, pois as temperaturas elevadas danificariam os *strain gages*. Por este motivo, apesar de levar mais tempo, a pós-cura foi realizada a temperatura ambiente.

Algumas das etapas descritas são mostradas na Figura III.21.

Foram fabricados reparos com três espessuras diferentes em seis amostras tubulares, resultantes em três grupos de amostras separadas, com uma determinada espessura.

Após a laminação, as amostras foram novamente mapeadas, para se obterem as espessuras médias resultantes da camada de material compósito. Na Tabela III.21, são listadas espessuras obtidas para cada grupo de amostras. A intenção inicial era que se obtivessem espessuras das camadas de material compósito t_c iguais a t , $2t$ e $3t$, ou seja, de um a três vezes a espessura da camada de aço ($t = 2,78$ mm / $2t = 5,56$ mm / $3t = 8,34$ mm). Porém as medidas finais após o processo de laminação mostraram variações (em geral) de até aproximadamente $\pm 20\%$ em relação aos valores nominais, conforme mostra a tabela abaixo.



(a)



(b)



(c)



(d)

Figura III.21: Laminação do reparo no modelos de tubo T1-A . (a) preparação da superfície com uso do equipamento eletromecânico MBX 3200, (b) aplicação do Glasscote EM, (c) aplicação do laminado composto de fibra de vidro e resina epóxi e (d) tubo após a cura do laminado.

Tabela III.21: Espessuras médias das camadas de material compósito.

Espessura do Reparo	Tubo	Dano	t_c (mm)	Dif. (%)	Média (mm)	Desvio Padrão (mm)
t	T1-A	5%	2,70	-2,9	3,38	0,75
		10%	2,78	0,0		
	T1-B	5%	4,15	49,3		
		10%	3,90	40,3		
$2t$	T1-C	5%	6,10	9,7	6,17	0,39
		10%	6,58	18,4		
	T1-D	5%	6,32	13,7		
		10%	5,66	1,8		
$3t$	T1-E	5%	9,18	10,1	8,77	0,29
		10%	8,55	2,5		
	T1-F	5%	8,58	2,9		
		10%	8,75	4,9		

III.6 Testes de Pressão Interna após Reparo

Após a laminação dos reparos, os modelos foram submetidos aos testes de pressão interna com o objetivo de investigar o comportamento da deformação na região danificada sob a atuação de pressão interna e posterior cálculo do fator de concentração de tensão dos modelos danificados com reparos.

Para a realização destes testes foi utilizado o mesmo aparato dos testes de pressão interna inicial. Os testes foram realizados com a aplicação de três ciclos de pressão, variando de 0 a 10,34 MPa.

Os fatores de concentração de tensão foram calculados de forma similar aos calculados no teste de pressão interna sem reparo. Nas Tabelas III.22, III.23 e III.24, são apresentadas as deformações, tensões e fatores de concentração de tensão para cada tubo com reparo de espessura t , $2t$ e $3t$, respectivamente.

Infelizmente, os *strain gages* E2 do modelo T1-B e E4 do modelo T1-E foram danificados durante o processo de laminação do reparo. Por tanto, não foi possível calcular o fator de concentração de tensões nesses pontos.

Além disso, vale lembrar que o dano de 5% do diâmetro externo do T1-B não entrou no cálculo da média do fator de concentração de tensões, pois na indentação do modelo, inadvertidamente, o punção foi deslocado até 4,25 mm.

**Tabela III.22: Fatores de Concentração de Tensão após a Aplicação de Pressão
Interna com Reparo de Espessura t**

Tubo	Dano	gage	ϵ_1	ϵ_2	ϵ_{12}	σ_1 (MPa)	σ_2 (MPa)	σ_{12} (MPa)	σ_{vm} (MPa)	K_t
T1-A	5%	5	0,00014	0,00057	-0,00020	160,9	138,4	31,5	150,6	1,71
		6	0,00013	0,00045	-0,00001	130,9	109,8	1,5	121,7	1,38
	10%	1	0,00006	0,00127	0,00066	298,2	289,2	103,6	294,3	3,33
		2	0,00023	0,00044	-0,00022	150,2	114,1	-34,5	135,4	1,53
		3	0,00124	0,00007	0,00072	293,9	98,7	112,6	259,7	2,94
		4	0,00005	0,00063	0,00027	126,6	78,5	1,5	110,6	1,25
T1-B	5%	5	4,78E-05	0,000469	0,00023	115,8	108,3	36,0	112,8	1,28
		6	-0,00233	-0,00186	-0,002057	-939,6	-573,2	-322,9	819,7	9,29
	10%	1	-3,8E-05	0,001416	0,000689	308,9	314,9	108,1	312,5	3,54
		2	-	-	-	-	-	-	-	-
		3	-7,7E-05	0,001388	0,000746	293,9	305,9	117,1	300,7	3,41
		4	0,000182	0,000268	0,00023	100,8	72,3	36,0	90,6	1,03

**Tabela III.23: Fatores de Concentração de Tensão após a Aplicação de Pressão
Interna com Reparo de Espessura 2t**

Tubo	Dano	gage	ϵ_1	ϵ_2	ϵ_{12}	σ_1 (MPa)	σ_2 (MPa)	σ_{12} (MPa)	σ_{vm} (MPa)	K_t
T1-C	5%	5	0,00004	0,00040	0,00055	98,7	92,7	85,6	97,1	1,10
		6	0,00004	0,00048	0,00030	115,8	109,8	46,6	113,6	1,29
	10%	1	0,00002	0,00133	0,00063	302,5	299,5	99,1	301,5	3,42
		2	0,00015	0,00023	0,00017	85,8	61,8	27,0	77,2	0,87
		3	-0,00005	0,00126	0,00061	272,4	280,0	96,1	276,8	3,14
		4	0,00016	0,00027	0,00022	96,5	71,0	34,5	87,2	0,99
T1-D	5%	5	0,00005	0,00046	0,00024	113,7	106,2	37,5	110,6	1,25
		6	-0,00019	0,00043	0,00027	53,6	83,7	42,0	74,3	0,84
	10%	1	-0,00002	0,00138	0,00065	304,6	307,6	102,1	306,6	3,47
		2	0,00022	0,00010	0,00018	70,8	36,3	28,5	62,0	0,70
		3	0,00002	0,00140	0,00074	317,5	314,5	115,6	316,6	3,59
		4	0,00018	0,00041	0,00029	133,0	104,5	45,0	121,8	1,38

Tabela III.24: Fatores de Concentração de Tensão após a Aplicação de Pressão Interna com Reparo de Espessura 3t.

Tubo	Dano	gage	ϵ_1	ϵ_2	ϵ_{12}	σ_1 (MPa)	σ_2 (MPa)	σ_{12} (MPa)	σ_{vm} (MPa)	K_t
T1-E	5%	5	4,78E-05	0,000383	0,00022	96,5	89,0	34,5	93,6	1,06
		6	4,78E-05	0,000488	0,000278	120,1	112,6	43,5	117,1	1,33
	10%	1	0	0,001215	0,000584	272,4	272,4	91,6	272,9	3,09
		2	0,000134	0,000153	0,000134	64,4	43,3	21,0	57,4	0,65
		3	-2,9E-05	0,001187	0,000555	259,6	264,1	87,1	262,4	2,97
		4	-	-	-	-	-	-	-	-
T1-F	5%	5	-0,00033	0,00040	0,00049	15,0	67,6	76,6	63,3	0,72
		6	-0,00035	-0,00031	0,00047	148,0	-92,5	73,6	130,4	1,48
	10%	1	-0,00027	0,00112	0,00030	190,9	233,0	46,6	215,4	2,44
		2	0,00022	0,00010	0,00018	70,8	36,3	28,5	62,0	0,70
		3	0,00025	0,00152	0,00035	396,9	357,8	55,6	379,1	4,29
		4	0,00018	0,00041	0,00029	133,0	104,5	45,0	121,8	1,38

A partir dos resultados, calculou-se a média dos fatores de concentração de tensão dos *strain gages* E2, E4, E5 e E6 (dispostos na direção circunferencial) e E1 e E3 (dispostos na direção longitudinal) do tubo sem reparo. Os resultados são apresentados na Tabela III.25.

Tabela III.25: Média dos fatores de concentração de tensões experimental com Reparo de diferentes espessuras.

Espessura do Reparo (mm)	Dano	Posição do Gage	$K_{t\ exp}$	Desvio Padrão
t	5%	circunferencial	1,54	0,23
	10%	longitudinal	3,31	0,23
			circunferencial	1,27
2t	5%	circunferencial	1,12	0,20
	10%	longitudinal	3,40	0,19
			circunferencial	0,99
3t	5%	circunferencial	1,15	0,54
	10%	longitudinal	3,20	1,07
			circunferencial	0,91

CAPÍTULO IV

MODELO NUMÉRICO

Foram realizadas simulações numéricas com base no método dos elementos finitos, usando o software comercial ABAQUS [37], para determinar os fatores de concentração de tensão em um modelo de tubo com mocha, com e sem reparo, submetido a carregamento cíclico de pressão interna. As simulações numéricas foram realizadas em duas análises sucessivas.

Na primeira análise, foram simulados os processos de indentação, “spring back” (retorno elástico), e “*rerounding*” com a aplicação de três ciclos de pressão interna e “*rerounding*” no tubo. Foram analisados danos com profundidades iguais a 5% e 10% do diâmetro externo do tubo após o “*rerounding*”. Na segunda análise, a geometria deformada do tubo resultante da primeira análise foi importada do primeiro modelo e o reparo foi aplicado sobre o dano.

Por simplificação, as dimensões do tubo no modelo numérico foram definidas a partir de médias das dimensões dos modelos utilizados nos testes experimentais. A Tabela IV.1 apresenta as dimensões do tubo no modelo numérico para a correlação numérico-experimental, onde D é o diâmetro externo, t é a espessura e L é o comprimento longitudinal.

Tabela IV.1: Dimensões do tubo no modelo numérico para a correlação numérico-experimental.

D (mm)	t (mm)	D/t	L (mm)
60,36	2,78	21,7	925

Para reproduzir os modelos reduzidos utilizados nos testes experimentais, o comprimento do tubo foi adotado como $15D$. Entretanto, considerando a condição de simetria na direção longitudinal, apenas metade do comprimento foi modelada.

O reparo é composto por uma resina de preenchimento no local da mocha e um laminado de fibra de vidro e matriz de resina epóxi. Para modelar o laminado, foram utilizados elementos de casca contínua. O comprimento do reparo foi definido conforme

a ISO 24817/2011 [38]. Sendo assim, o comprimento do laminado para o dano com profundidade de 5% do diâmetro externo é de 64 mm, enquanto o comprimento do laminado para o dano com profundidade de 10% do diâmetro externo é de 132 mm. Considerou-se que o reparo de material compósito laminado com fibra de vidro e matriz de resina epóxi pode ser modelado como material ortotrópico. Para modelar a resina de preenchimento foram usados elementos sólidos.

Foram analisadas três espessuras de reparo, equivalentes: à espessura do tubo (t), a duas vezes a espessura do tubo ($2t$) e a três vezes a espessura do tubo ($3t$).

IV.1 Modelo Constitutivo

Com base em evidências experimentais e numéricas, após o primeiro ciclo de pressão interna (*rerounding*), as seções danificadas do tubo sob pressão interna cíclica podem ser consideradas como deformadas elasticamente se a pressão máxima aplicada no primeiro ciclo não for excedida [3, 9, 11, 31, 32]. Além disso, embora os fatores de concentração de tensão (K_t) possam ser afetados por tensões residuais, análises preliminares mostraram que sua influência não é significativa, uma vez que estas sofrem relaxamento com a ciclagem. Portanto, para os ciclos de pressão subsequentes, o K_t pode ser obtido a partir de análises elásticas lineares simples e as tensões residuais podem ser negligenciadas. K_t é então relacionados somente aos parâmetros geométricos da mocha e do duto às condições de contorno, dentro do regime elástico.

Consequentemente, as simulações numéricas compreenderam uma análise elasto-plástica não-linear, para simular o processo de indentação e gerar a geometria do tubo deformado, e uma análise elástica subsequente, para determinar o fator de concentração de tensão. A metodologia adotada filtra os efeitos do encruamento do material e das tensões residuais nos fatores de concentração de tensão.

A análise elasto-plástica compreendeu os passos de carga de indentação e retorno elástico da mocha (*spring back*) e aplicação de três ciclos de pressão interna. Para modelar com precisão a resposta do tubo de aço inoxidável à indentação e ao retorno elástico, adotou-se um comportamento constitutivo plástico segundo a regra do fluxo potencial (Teoria de Fluxo J2), assumindo a função de escoamento de von Mises sob o encruamento combinado (isotrópico e cinemático). Como o retorno da mocha confere deformação plástica reversa para o tubo, o efeito Bauschinger deve ser levado

em conta [19]. Uma vez que não foram realizados ensaios de tração-compressão uniaxial cíclicos, adotou-se uma rotina em que os resultados de testes de tração uniaxial são usados como dados de meio ciclo para estimar esse efeito dentro da abordagem teórica de encruamento cinemático [30]. A curva tensão verdadeira versus deformação plástica logarítmica é mostrada na Figura III.8, sendo esta utilizada para modelar o comportamento plástico do aço inoxidável no programa ABAQUS [37].

O módulo de Young (E) foi obtido nos ensaios de tração (Tabela III.7), e o coeficiente de Poisson (ν) foi adotado como sendo igual a 0,3, enquanto que na parte plástica as tensões nominais são convertidas em tensões verdadeiras através da equação IV.1, e as deformações plásticas são obtidas através da equação IV.2.

$$\sigma_v = \sigma_{nom} (1 + \varepsilon_{nom}) \quad (\text{IV.1})$$

$$\varepsilon_p = \ln(1 + \varepsilon_{nom}) - \frac{\sigma_v}{E} \quad (\text{IV.2})$$

onde σ_{nom} refere-se à tensão nominal e ε_{nom} representa a deformação nominal.

A camada de material compósito (reparo) é modelada como um material elástico linear e ortotrópico. No caso de material ortotrópico, existem três planos de simetria perpendiculares com relação ao alinhamento das fibras, sendo necessária a definição de doze constantes elásticas para o modelo tridimensional ($E_1, E_2, E_3, G_{12}, G_{13}, G_{23}, \nu_{12}, \nu_{21}, \nu_{13}, \nu_{31}, \nu_{23}$ e ν_{32}), onde E_1, E_2, E_3 referem-se aos módulos de Young nas direções 1, 2 e 3, respectivamente. Os módulos de cisalhamento transversais nos planos 12, 13 e 23, são representados pelas constantes G_{12}, G_{13} e G_{23} e os coeficientes de Poisson nestes planos são representados pelas constantes $\nu_{12}, \nu_{21}, \nu_{13}, \nu_{31}, \nu_{23}$ e ν_{32} . As direções dos eixos do material seguem a orientação de um sistema de coordenadas cilíndricas.

Como o laminado utilizado é bidirecional, com quantidade de fibras de vidro diferentes em cada direção, não há uma isotropia transversal em dois planos transversalmente ortotrópicos. Sendo assim, não há simetria entre as propriedades mecânicas elásticas. Os módulos de elasticidade E_1, E_2 e E_3 , o módulo de cisalhamento no plano 1-2 (G_{12}) e o coeficiente de Poisson no plano 1-2 (ν_{12}) foram obtidos diretamente dos testes experimentais, onde E_1 é o módulo de elasticidade (Módulo de Young) do laminado na direção 1 (longitudinal), E_2 é o módulo de

elasticidade na direção 2 (circunferencial), E_3 é o módulo de elasticidade da resina epóxi e ν_{12} é o coeficiente de Poisson do laminado obtido no teste de tração. Os coeficientes de Poisson ν_{23} e ν_{13} foram obtidos a partir de uma ponderação pela regra de misturas, levando em consideração o volume de fibras em cada direção. Os coeficientes de Poisson ν_{32} e ν_{31} foram obtidos de forma a atender à seguinte relação:

$$\frac{\nu_{ij}}{E_i} = \frac{\nu_{ji}}{E_j} \quad (\text{IV.3})$$

Por fim, os módulos de cisalhamento G_{13} e G_{23} foram obtidos a partir da equação IV.4.

$$G_{ij} = \frac{E_i}{2(1+\nu_{ij})} \quad (\text{IV.4})$$

Na Tabela IV.2, estão listadas as propriedades do compósito adotado na modelagem numérica.

Tabela IV.2: Propriedades Médias do Material Compósito

E_1 (GPa)	E_2 (GPa)	E_3 (GPa)	G_{12} (GPa)	G_{13} (GPa)	G_{23} (GPa)
10,0	15,0	3,4	4,6	1,4	1,5
ν_{12}	ν_{21}	ν_{13}	ν_{31}	ν_{23}	ν_{32}
0,14	0,28	0,36	0,12	0,34	0,08

A resina de preenchimento é modelada como um material elástico linear e isotrópico. O módulo de Elasticidade (E) e o coeficiente de Poisson (ν) foram obtidos nos ensaios de tração (Tabela III.4).

IV.2 Malha de Elementos Finitos

A malha de elementos finitos do tubo foi feita de acordo com a referência [7], na qual foi realizado um estudo de sensibilidade de malha cuidadoso, apresentando resultados satisfatórios. A região central do tubo, na qual ocorre o contato com o

punção, é a região de interesse das análises numéricas e, por isso, configura a região da malha mais refinada. A Figura IV. 2 apresenta a malha utilizada.

Para modelar o tubo, foram utilizados elementos quadráticos com oito nós (*S8R5*) e cinco graus de liberdade por nó (deslocamentos axiais nas direções 1, 2 e 3).

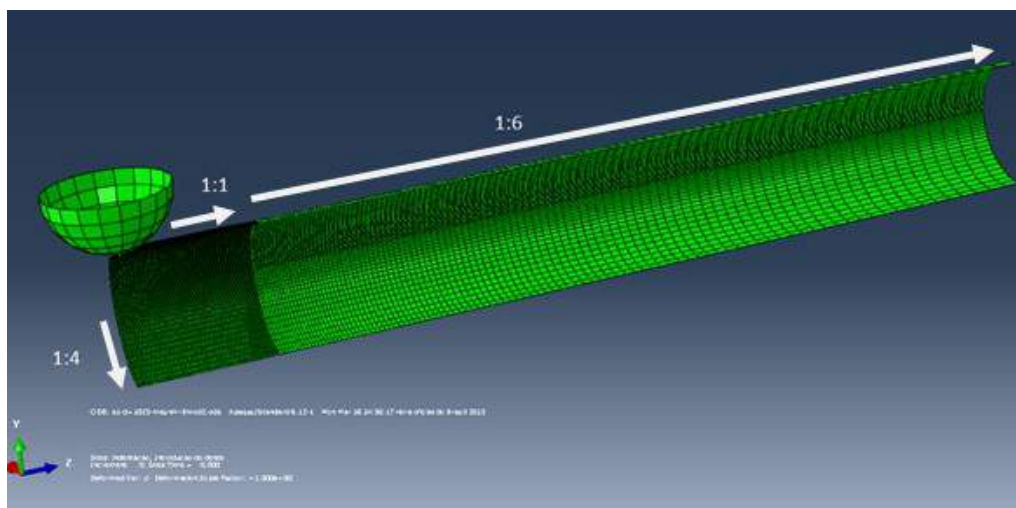


Figura IV.2: Malha Utilizada para o Tubo

Para modelar o reparo de material compósito, também foram utilizados elementos do tipo casca contínua com formulação quadrática com oito nós (*SC8R5*) e cinco graus de liberdade por nó (deslocamentos axiais nas direções 1, 2 e 3). A formulação deste tipo de elemento assume grandes rotações e plasticidade infinitesimal. As alterações de espessura com a deformação são ignoradas neste elemento, convergindo para a teoria de casca fina à medida que a espessura diminui. A malha do reparo segue o mesmo refinamento da malha do tubo. Para o dano de 5%, a malha na direção longitudinal é composta por 46 elementos e na direção circunferencial por 75 elementos. Para o dano de 10%, foram utilizados 92 elementos na direção longitudinal e na direção circunferencial foram utilizados 75 elementos.

A malha abaixo da região de interesse e próxima à seção central do duto foi elaborada com 20 elementos na direção circunferencial, assumindo um refinamento no qual o comprimento do elemento nesta direção sofre um aumento gradual até atingir uma razão de aspecto de 1:2. O refinamento dessa região na direção longitudinal acompanha o refinamento da malha da região de interesse.

O refinamento da malha da espessura do reparo é proporcional ao aumento da mesma. O reparo com espessura t (2,78 mm) é discretizado em 2 elementos. O reparo

com espessura $2t$ (5,56 mm) é discretizado em 4 elementos. O reparo com espessura $3t$ (8,34 mm) é discretizado em 6 elementos.

A Figura IV.3 ilustra a malha do reparo para o dano de 10% com espessura $3t$.

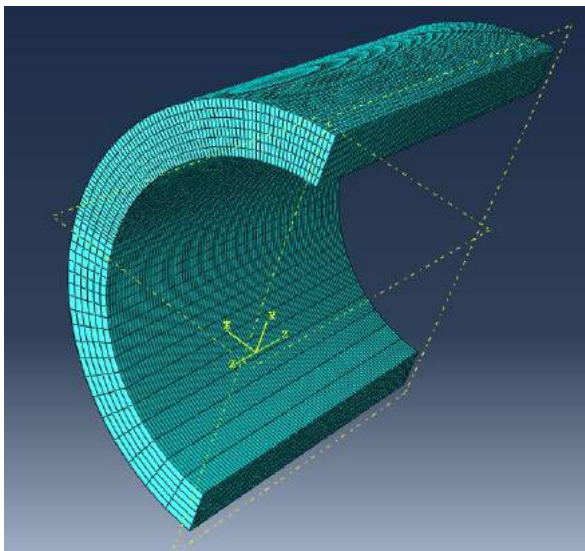


Figura IV.3: Malha Utilizada para o Reparo ($3t$)

Para modelar a resina de preenchimento, foram utilizados elementos lineares com oito nós ($C3D8R$) e três graus de liberdade por nó (deslocamentos axiais nas direções 1, 2 e 3). Para definir o refinamento da malha da resina, foi feita uma análise de sensibilidade de malha.

IV.2.1 Análise de Sensibilidade de Malha da Resina de Preenchimento

Um estudo de sensibilidade de malha da resina de preenchimento foi realizado com o objetivo de obter-se uma malha capaz de gerar resultados satisfatórios em um tempo de processamento viável. Sabe-se que o grau de refinamento da malha de elementos finitos exerce grande influência na precisão do resultado de uma análise numérica. Contudo, se o grau de refinamento for excessivo, a análise pode ser inviabilizada devido ao tempo de CPU e à quantidade de memória necessários.

O estudo realizado avaliou o efeito do refinamento da malha sobre a concentração de tensão causada pelo dano. A concentração de tensão foi avaliada em termos do fator de concentração de tensão (K_t) em relação à tensão equivalente de von Mises. O fator de concentração de tensão foi obtido por

$$K_t = \frac{\Delta\sigma_{max}}{\Delta\sigma_{nom}} \quad (IV.5)$$

onde $\Delta\sigma_{max}$ e $\Delta\sigma_{nom}$ são, respectivamente, à máxima variação da tensão equivalente de von Mises no modelo danificado e a variação de tensão equivalente de Von Mises no tubo intacto.

Essa variação de tensão real foi determinada após um segundo ciclo de pressão (variação elástica). A variação de tensão nominal é dada pela equação

$$\sigma_{vm} = \frac{\sqrt{2}}{2} \sqrt{[(\sigma_\theta - \sigma_z)^2 + (\sigma_\theta - \sigma_r)^2 + (\sigma_r - \sigma_z)^2]} \quad (IV.6)$$

onde σ_θ é a tensão circunferencial, σ_z é a tensão longitudinal e σ_r é a tensão radial.

Considerando um estado plano de tensões com a condição de bordos livres, tem-se:

$$\sigma_r = 0 \quad (IV.7)$$

$$\sigma_\theta = \frac{PR}{t} \quad (IV.8)$$

$$\sigma_z = 0 \quad (IV.9)$$

Considerando um estado plano de tensões e vaso de pressão, tem-se:

$$\sigma_r = 0 \quad (IV.10)$$

$$\sigma_\theta = \frac{PR}{t} \quad (IV.11)$$

$$\sigma_z = \frac{PR}{2t} \quad (IV.12)$$

onde P é a pressão interna máxima, R é o raio médio (superfície média) e t é a espessura do tubo.

Considerando que o tubo tem um raio médio de 30,2 mm, espessura de 2,85 mm e a pressão interna máxima foi de 10,34 MPa, temos que σ_{θ} é igual a 109,6 MPa e σ_z é igual a 54,8 MPa. Logo, usando a equação III.6, uma tensão nominal σ_{vm} de 94,9 MPa é adotada em todos os casos.

O estudo de sensibilidade de malha avaliou o grau de refinamento da resina de preenchimento. Foram geradas quatro malhas com diferentes graus de refinamento para as três espessuras de reparo (t, 2t e 3t). Os refinamentos dessas malhas foram definidos de forma a obter um elemento de tamanho aproximado de 0,3, 0,7, 0,9 e 1,2 mm.

As análises numéricas realizadas no estudo de sensibilidade de malha envolveram o preenchimento de mossas com profundidades em torno de 10% do diâmetro externo do duto.

Os resultados dessas análises são apresentados na Tabela IV.3, onde na penúltima e última colunas são indicadas as diferenças percentuais do fator de concentração de tensão e do tempo de CPU obtidos em cada análise em relação àquela realizada com a malha mais refinada (elemento de tamanho aproximado de 0,3mm).

Gráficos do fator de concentração de tensão (K_t) e do tempo computacional de processamento versus o número de elementos da malha são mostrados nas Figuras IV.4, IV.5 e IV.6 para cada espessura de reparo. Os resultados apresentados se referem ao número de elementos da região analisada.

Tabela IV.3: Resultados do estudo de sensibilidade de malha.

Espessura do Reparo	Malha	Número de Elementos	Tensão de von Mises Máxima (MPa)	K_t	Tempo de CPU (s)	Diferença do K_t (%)	Diferença do tempo de CPU (%)
t	0,3	67672	261,61	2,75	43337	-	-
	0,7	47568	262,80	2,77	17128	0,7	-60,5
	0,9	42168	263,30	2,78	14032	0,9	-67,6
	1,2	40,284	265,80	2,80	12407	1,9	-71,4
2t	0,3	89545	201,62	2,13	74887	-	-
	0,7	65048	202,20	2,13	29062	0	-61,2
	0,9	59707	202,50	2,13	24443	0	-67,4
	1,2	57764	203,90	2,15	21268	0,9	-71,6
3t	0,3	102632	175,83	1,85	94801	-	-
	0,7	82528	176,20	1,86	58646	0,3	-38,1
	0,9	76935	176,00	1,86	44718	0,3	-52,8
	1,2	75244	177,30	1,87	35767	1,0	-62,3

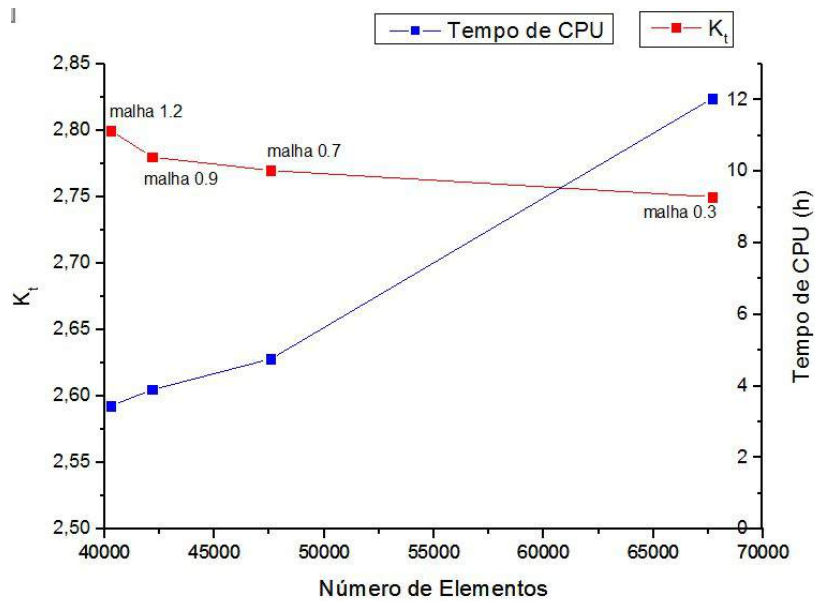


Figura IV.4: Fator de concentração de tensão (K_t) e tempo de CPU versus o número total de elementos da malha para o reparo de espessura t .

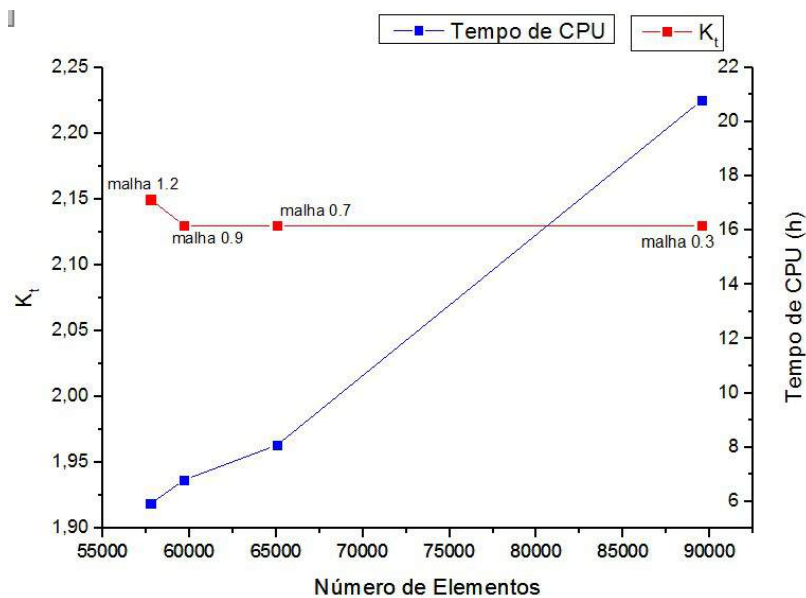


Figura IV.5: Fator de concentração de tensão (K_t) e tempo de CPU versus o número total de elementos da malha para o reparo de espessura $2t$.

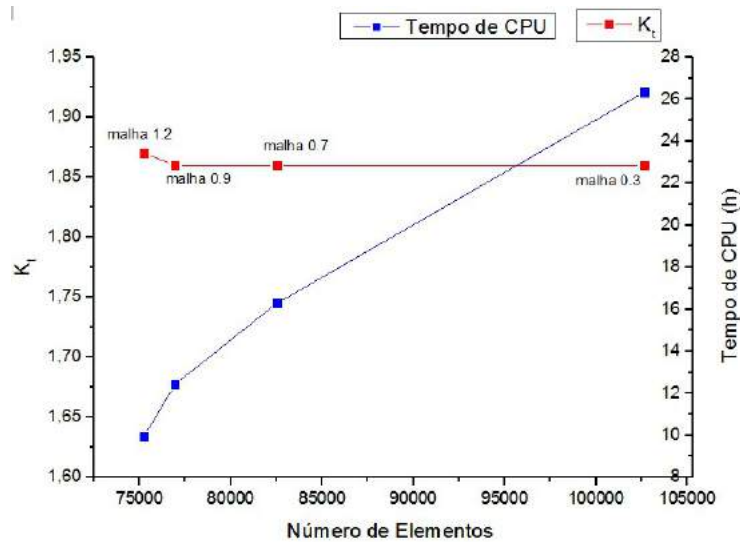


Figura IV.6: Fator de concentração de tensão (K_t) e tempo de CPU versus o número total de elementos da malha para o reparo de espessura $3t$.

Com base nos resultados obtidos, pode-se considerar que a malha com elementos de tamanho aproximado igual a 0,9 é capaz de fornecer resultados satisfatórios do fator de concentração de tensão sem que seja necessário um tempo computacional excessivo para o processamento das análises. O fator de concentração de tensão obtido por esta malha apresenta uma diferença de 0,9% para o reparo de espessura t , 0% para o reparo de espessura $2t$ e 0,3% para o reparo de espessura $3t$ quando comparados com o resultado obtido pela malha mais refinada para as três espessuras de reparo. Além disso, o tempo de processamento é bastante reduzido quando comparado com a malha mais refinada. Para o reparo de espessura t , $2t$ e $3t$, o tempo de CPU é 67,6%, 67,4% e 52,8% menor, respectivamente. Sendo assim, foi escolhida a malha com elementos de tamanho global aproximado igual a 0,9. A Figura IV.7 apresenta a malha escolhida.

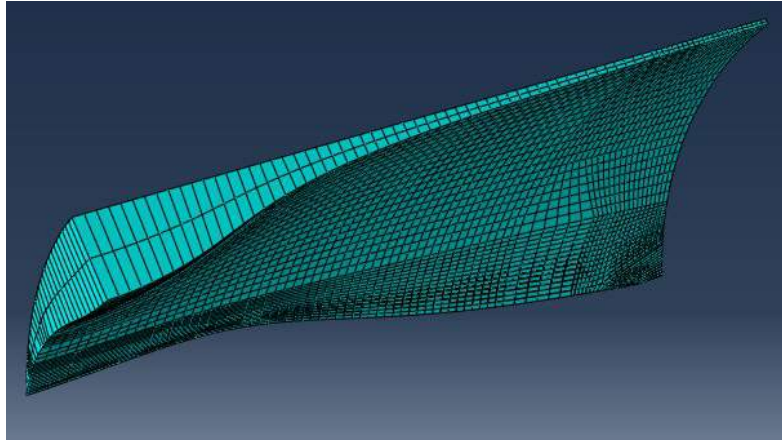


Figura IV.7: Malha escolhida para a resina de preenchimento.

IV.3 Propriedades do Contato

O contato entre o duto e o punção foi simulado com o uso de superfícies de contato, ilustradas na Figura IV.8. A superfície de contato no duto foi definida em uma região próxima à seção central do duto, na parte superior, com um comprimento longitudinal de 32 mm para o dano de 5% e de 66 mm para o dano de 10%, a partir da seção de simetria longitudinal (plano 1-2).

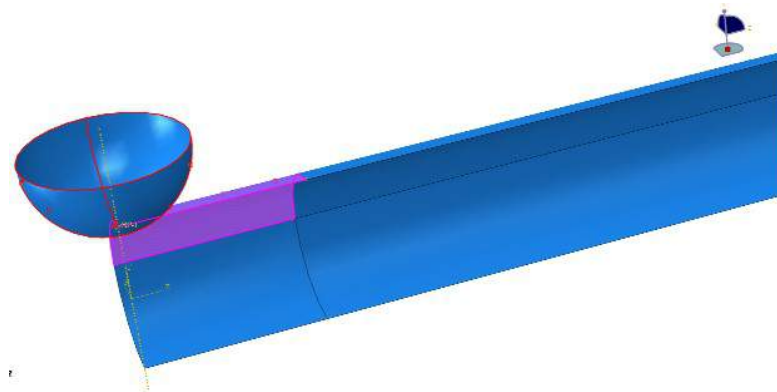


Figura IV.8: Contato punção-tubo.

Como o punção é definido como uma superfície analítica rígida, o contato entre as duas superfícies ocorre de forma que o duto se deforma localmente em relação à superfície do punção. Isso acontece, pois a rigidez relativa do punção é muito maior do que a rigidez do duto.

Uma das superfícies deve ser definida como “mestre” e a outra como a “escrava”. Na definição do contato entre as duas superfícies, a superfície analítica rígida foi definida como sendo a superfície mestre e o duto foi definido como a superfície escrava. Assim, na existência do contato entre as duas superfícies, o duto se deforma em relação ao deslocamento do punção, de acordo com a relação entre a sua rigidez e a do punção. A formulação assume que as superfícies podem sofrer rotações arbitrárias, mas cada nó da superfície escrava deve interagir com uma mesma área da superfície mestre ao longo de toda a análise.

A interação entre as duas superfícies foi definida como um contato de comportamento normal, sendo o movimento relativo entre elas é governado por um modelo que estabelece a relação entre a pressão de contato e a distância entre as superfícies. Esse modelo considera que a pressão de contato é definida por uma função exponencial da distância entre as superfícies. São definidas a pressão de contato para uma distância nula entre as duas superfícies (p_0) e a distância de contato inicial (c_0) a partir da qual a pressão de contato passa a ser transmitida entre as superfícies. Dessa forma, as superfícies passam a transmitir a pressão de contato uma vez que a distância entre elas, medida na direção normal ao contato, se reduz a c_0 . A partir desse momento, a pressão de contato passa a aumentar exponencialmente com a redução da distância entre as duas superfícies.

Para simular os contatos entre o duto e o reparo, o duto e a resina e a resina e o reparo foram analisadas duas abordagens: o uso de superfícies de contato e o uso de um acoplamento entre as superfícies (*tie*), ilustradas respectivamente na Figura IV.8 e IV.9 para a maior profundidade de dano analisado. No primeiro caso, é representada a condição de baixa aderência entre as superfícies. Já no segundo caso, é representada a condição de aderência perfeita entre as superfícies.

Na primeira abordagem, a superfície de contato do duto com a resina foi definida em uma região próxima à seção central do duto, na parte superior, com um comprimento longitudinal de 32 mm para o dano de 5% e de 66 mm para o dano de 10%, a partir da seção de simetria longitudinal (plano 1-2). A superfície de contato do duto com o reparo foi definida em uma região próxima à seção central do duto, na parte superior e inferior, com um comprimento longitudinal de 32 mm para o dano de 5% e de 66 mm para o dano de 10%, a partir da seção de simetria longitudinal (plano 1-2).

A superfície de contato da resina com tubo foi definida na parte interna da resina, enquanto a superfície de contato da resina com o reparo foi definida na parte externa da resina.

A superfície de contato do reparo com a resina foi definida na parte externa da resina, com um comprimento longitudinal de 32 mm para o dano de 5% e de 66 mm para o dano de 10%, a partir da seção de simetria longitudinal (plano 1-2). A superfície de contato do reparo com o tubo foi definida na parte interna do reparo, com um comprimento longitudinal de 66 mm, a partir da seção de simetria longitudinal (plano 1-2).

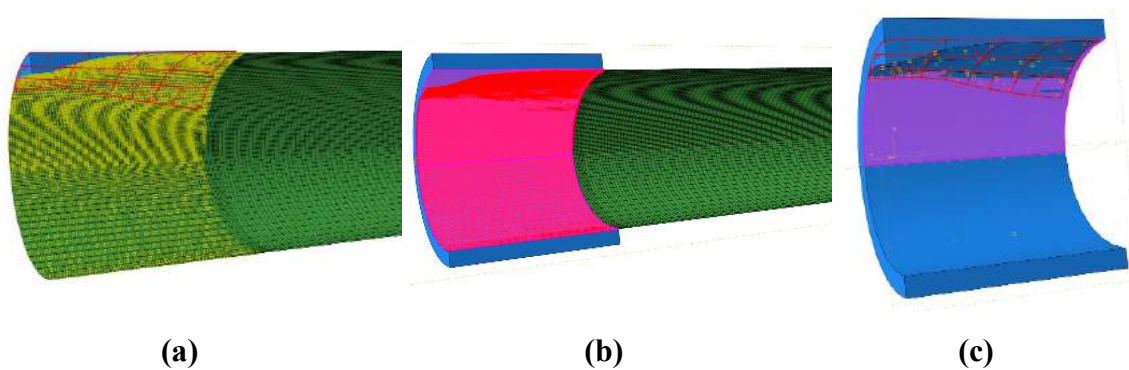


Figura IV.8: Contato entre as superfícies da segunda análise. (a) tubo-resina. (b) tubo-reparo. (c) resina-reparo.

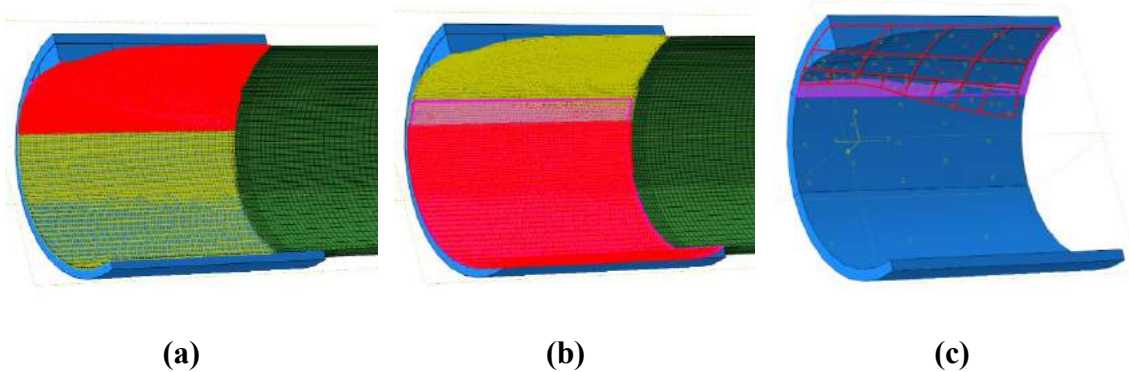


Figura IV.9: Acoplamento entre as superfícies da segunda análise (tie). (a) tubo-resina. (b) tubo-reparo. (c) resina-reparo.

Assim como na primeira análise, uma das superfícies deve ser definida como “mestre” e outra como “escrava”. Na definição do contato entre o tubo e a resina, o tubo foi definido como sendo a superfície mestre e a resina foi definida como superfície

escrava. Na definição do contato entre o tubo e o reparo, o tubo foi definido como sendo a superfície mestre e a reparo foi definido como superfície escrava. Na definição do contato entre o reparo e a resina, a resina foi definida como sendo a superfície mestre e o reparo foi definido como superfície escrava.

A interação entre as superfícies foi definida como um contato de comportamento coesivo entre as superfícies em uma análise de contato mecânico. Esse modelo permite que o contato entre as superfícies se mantenha mesmo após a falha.

Em ambas as análises, o contato entre as duas superfícies foi modelado adotando-se uma formulação de pequenos deslizamentos. Sendo assim, mesmo que os corpos sofram grandes movimentos, as superfícies de contato devem sofrer deslizamentos relativamente pequenos, uma em relação à outra. Além disso, a superfície escrava foi ajustada apenas para remover possíveis sobreposições. Ou seja, no início da análise, essa superfície é ajustada para estar precisamente em contato com a superfície mestra.

Na segunda abordagem, com acoplamento entre as superfícies as definições de superfície mestra e escrava foram as mesmas utilizadas na primeira abordagem. O contato foi modelado entre superfícies e a superfície escrava foi ajustada apenas para remover possíveis sobreposições.

IV.4 Condições de Contorno

Na primeira análise, os graus de liberdade de translação dos nós na parte inferior do tubo (plano 2-3) são restritos na direção 2. Essa condição de apoio impede que o tubo se desloque verticalmente.

Ainda na primeira análise (antes do reparo) foram testadas duas condições de bordo: bordo tamponado e bordo livre. A condição de bordo tamponado simula a condição de vaso de pressão através da aplicação de uma força de tração axial correspondente àquela atuando em uma extremidade tamponada de um vaso de pressão. Essa força é calculada em função da pressão interna aplicada e da área da seção transversal da tampa.

Na segunda análise, são admitidas as mesmas condições de contorno para o tubo, porém como condição de bordo, foi simulado apenas o caso sem carregamento no bordo, pois desta forma representar-se-ia melhor e mais fielmente o uso de uma barra

interna de tração nos testes experimentais. Para o reparo de material compósito, os graus de liberdade de translação dos nós na parte inferior (plano 2-3) também são restritos na direção 2.

Em ambas as análises, condições de simetria foram usadas, reduzindo o problema a um quarto do original.

IV.5 Carregamento

Na primeira análise, são aplicados os passos de carga de introdução da mossa, remoção do punção, aplicação três ciclos de pressão interna e alívio da pressão aplicada.

Na introdução da mossa, o carregamento foi aplicado com a prescrição do deslocamento de translação na direção 2 do nó de referência ao qual o punção (superfície analítica rígida) está associado. Os demais graus de liberdade do nó de referência são mantidos restritos.

No segundo passo de carga, o indentador é removido e ocorre o retorno elástico da estrutura, após o qual o tubo permanece parcialmente deformado, assumindo deformações plásticas.

No terceiro, no quarto e no quinto passo de carga, três ciclos de pressão interna são aplicados sobre a superfície interna do duto e posteriormente, o alívio da mesma é obtido.

Com o intuito de avaliar o comportamento do duto sob pressão interna cíclica, os passos de carga de pressão interna e de subsequente alívio da pressão podem ser aplicados repetidas vezes. Na análise em estudo, foram aplicados três ciclos de pressão interna.

Na segunda análise, a geometria deformada do tubo é importada e considerada como geometria inicial. Em conjunto com esta, as tensões e deformações residuais também são importadas da primeira análise. No ABAQUS [37], esse comando é chamado de *Predefined Field*. Nessa análise são aplicados os passos de carga de aplicação e alívio da pressão no interior do tubo com o reparo. São aplicados apenas dois ciclos de pressão interna no regime elástico do comportamento do material do tubo.

IV.6 Resultados Numéricos

Foram adotadas duas profundidades diferentes de moessa: 5% e 10% do diâmetro externo do tubo. Para cada um dos casos, foi calculado o fator de concentração de tensão sem reparo e com reparo com três espessuras diferentes (t , $2t$ e $3t$).

Inicialmente, foi analisada a moessa de 5% do diâmetro do tubo. Na Figura IV.10 pode-se observar a distribuição de tensão de von Mises após o “rerounding” no tubo sem reparo com tração no bordo. Na Figura IV.11 pode-se observar a distribuição de tensão de von Mises após o “rerounding” no tubo sem reparo sem tração no bordo. Nas Figuras IV.12 a IV.17, vemos as distribuições da tensão de von Mises após a aplicação do reparo com 2,78 mm, 5,56mm e 8,34mm de espessura e dois ciclo de pressão interna para as duas abordagens de contato entre as superfícies tubo, reparo e resina de preenchimento.

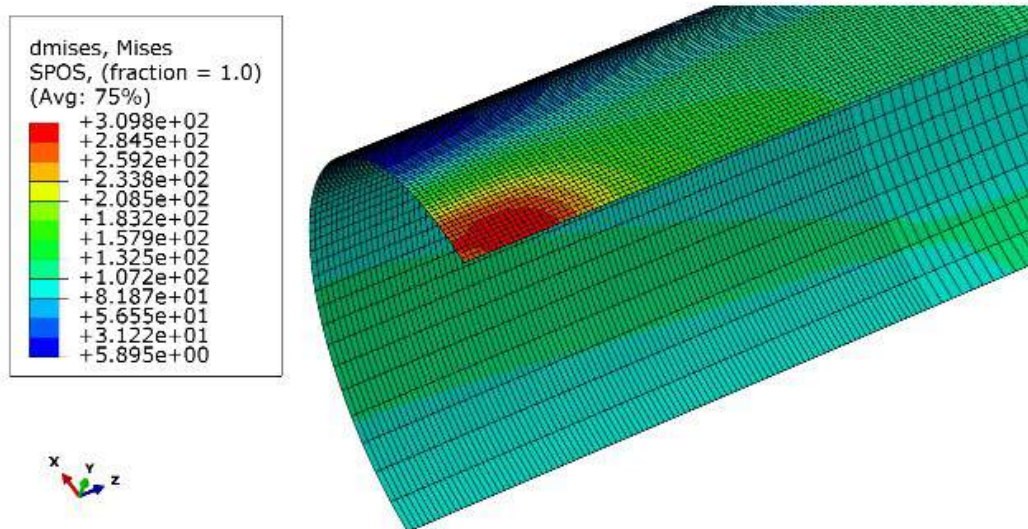


Figura IV.10: Distribuição de tensões de von Mises após “rerounding” para para a moessa de 5% do diâmetro do tubo com tração no bordo (MPa).

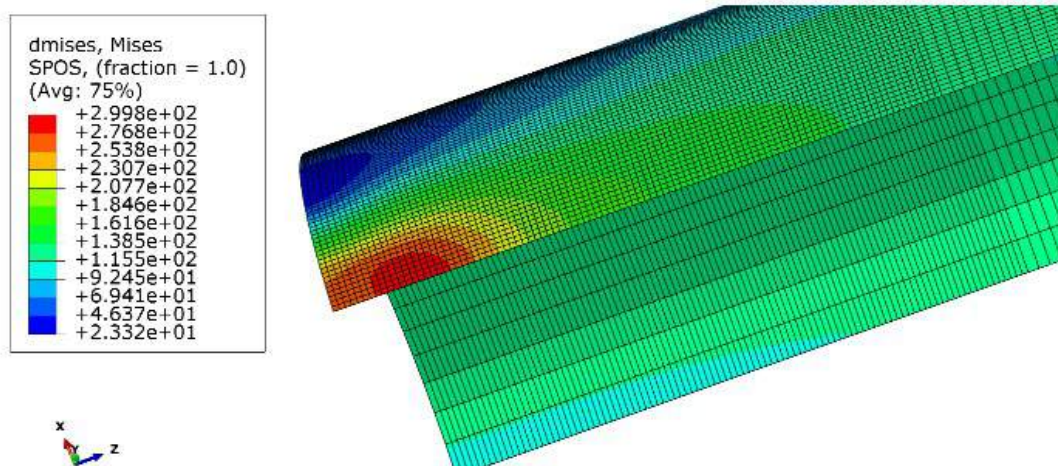


Figura IV.11: Distribuição de tensões de von Mises após “rerounding” para a mocha de 5% do diâmetro do tubo sem tração no bordo (MPa).

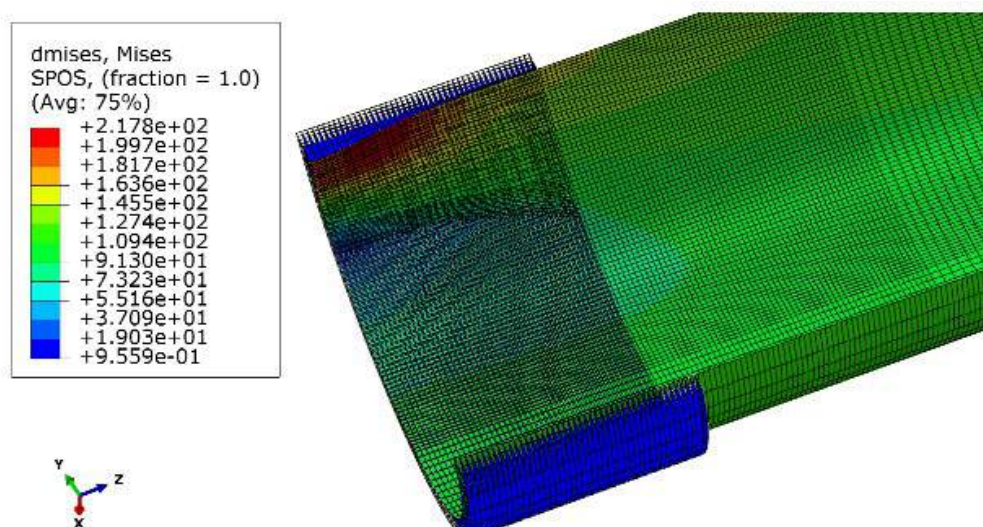


Figura IV.12: Distribuição da tensão de von Mises após a aplicação do reparo com espessura de 2,78 mm e dois ciclos de pressão interna para a mocha de 5% do diâmetro do tubo com uso de superfícies de contato (MPa).

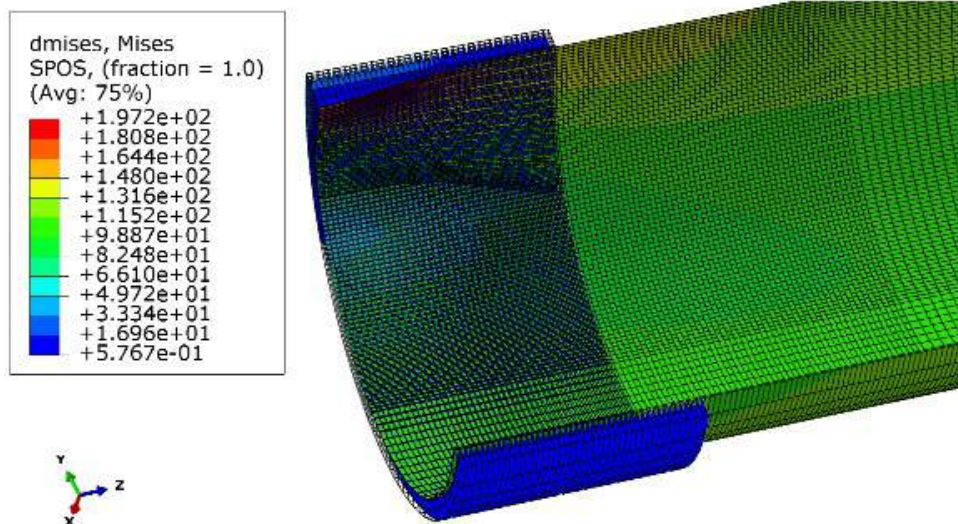


Figura IV.13: Distribuição da tensão de von Mises após a aplicação do reparo com espessura de 2,78 mm e dois ciclos de pressão interna para a massa de 5% do diâmetro do tubo com uso de acoplamento (*tie*) entre as superfícies (MPa).

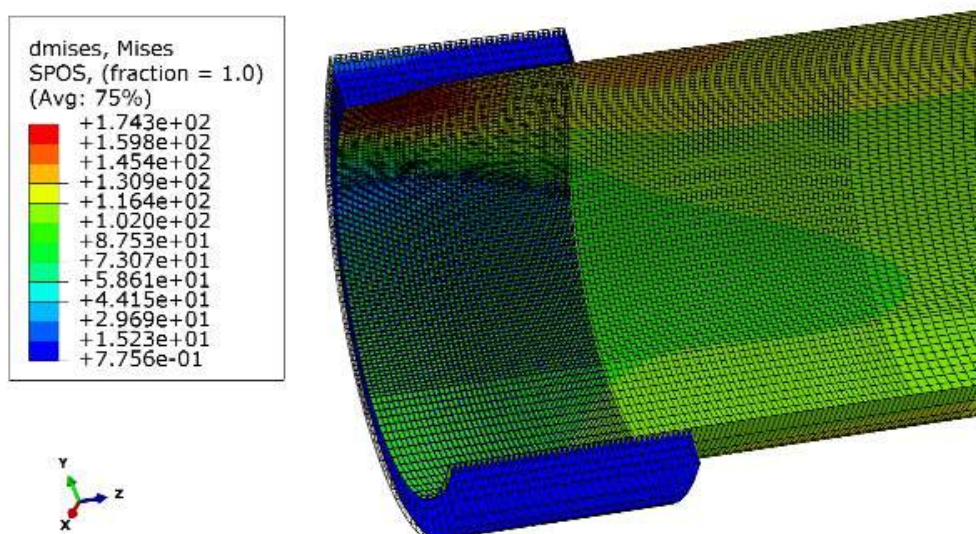


Figura IV.14: Distribuição da tensão de von Mises após a aplicação do reparo com espessura de 5,56 mm e dois ciclos de pressão interna para a massa de 5% do diâmetro do tubo com uso de superfícies de contato (MPa).

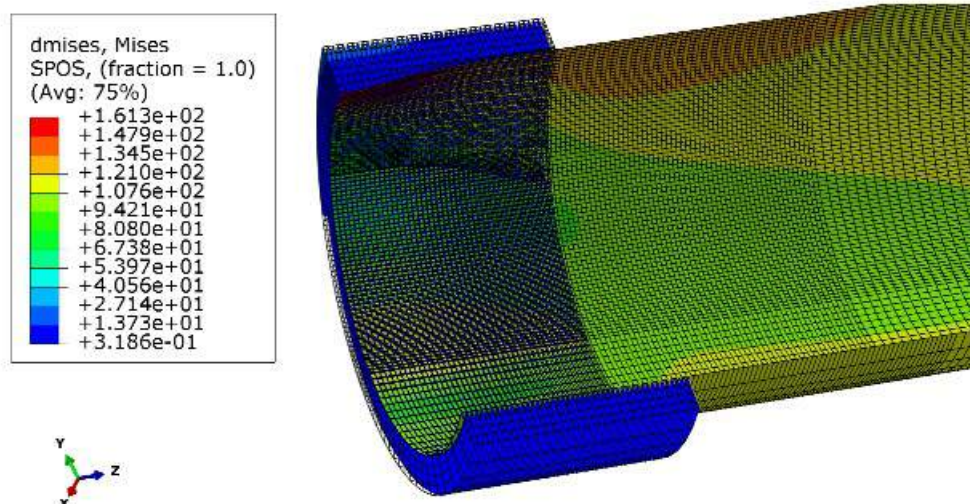


Figura IV.15: Distribuição da tensão de von Mises após a aplicação do reparo com espessura de 5,56 mm e dois ciclos de pressão interna para a massa de 5% do diâmetro do tubo com uso de acoplamento (*tie*) entre as superfícies (MPa).

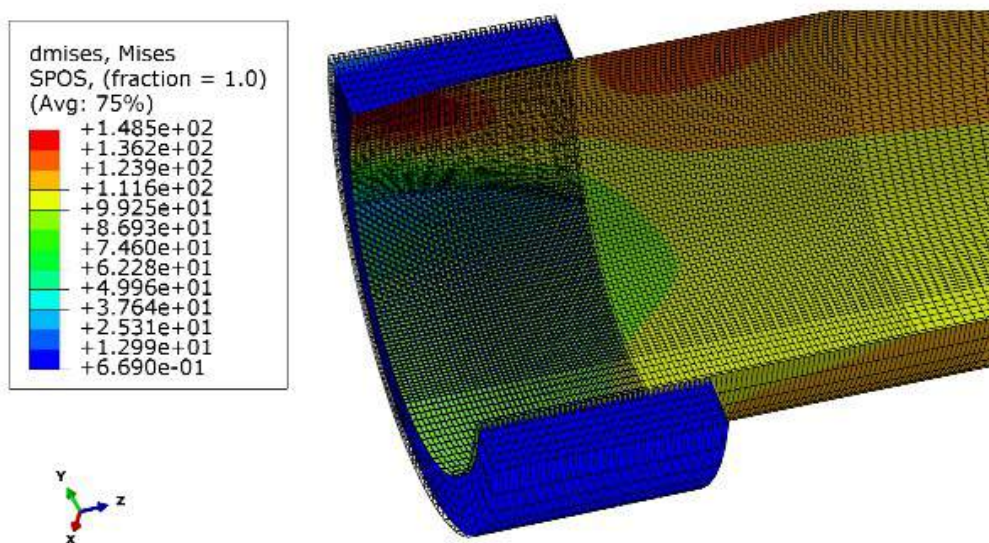


Figura IV.16: Distribuição da tensão de von Mises após a aplicação do reparo com espessura de 8,34 mm e dois ciclos de pressão interna para a massa de 5% do diâmetro do tubo com uso de superfícies de contato (MPa).

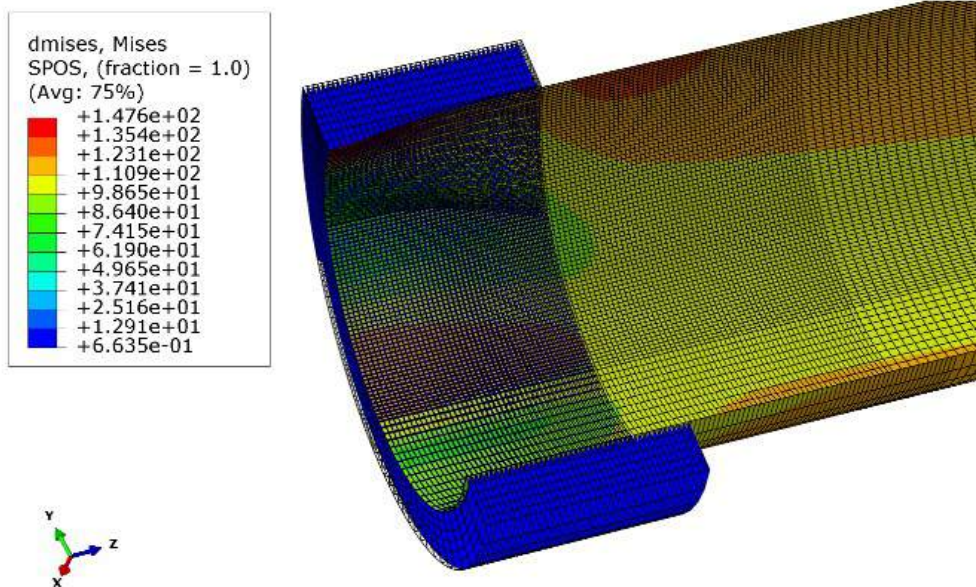


Figura IV.17: Distribuição da tensão de von Mises após a aplicação do reparo com espessura de 8,34 mm e dois ciclos de pressão interna para a mocha de 5% do diâmetro do tubo com uso de acoplamento (*tie*) entre as superfícies (MPa).

Em seguida, foi analisada a mocha de 10% do diâmetro do tubo. Na Figura IV.18 pode-se observar a distribuição de tensão de von Mises após o “rerounding” no tubo sem reparo com tração no bordo. Na Figura IV.19 pode-se observar a distribuição de tensão de von Mises após o “rerounding” no tubo sem reparo sem tração no bordo. Nas Figuras IV.20 a IV.25, vemos as distribuições da tensão de von Mises após a aplicação do reparo com 2,78 mm, 5,56mm e 8,34mm de espessura e três ciclo de pressão interna para as duas abordagens de contato entre as superfícies tubo, reparo e resina de preenchimento.

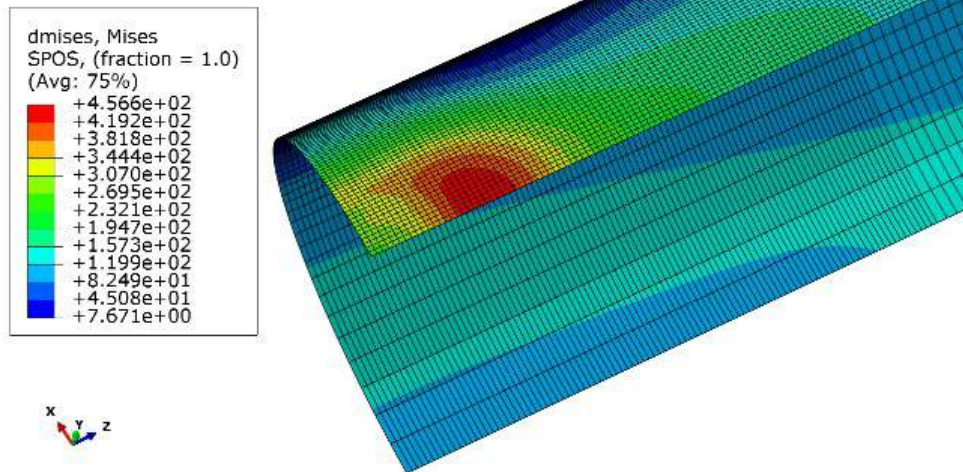


Figura IV.19: Distribuição de tensões de von Mises após “rerounding” para a mossa de 10% do diâmetro do tubo com tração no bordo (MPa).

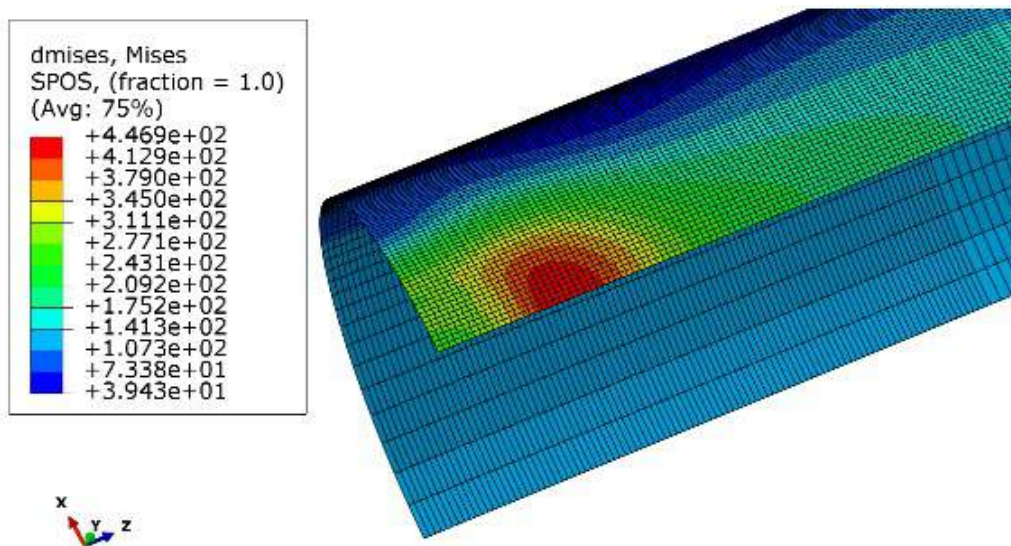


Figura IV.19: Distribuição de tensões de von Mises após “rerounding” para a mossa de 10% do diâmetro do tubo sem tração no bordo (MPa).

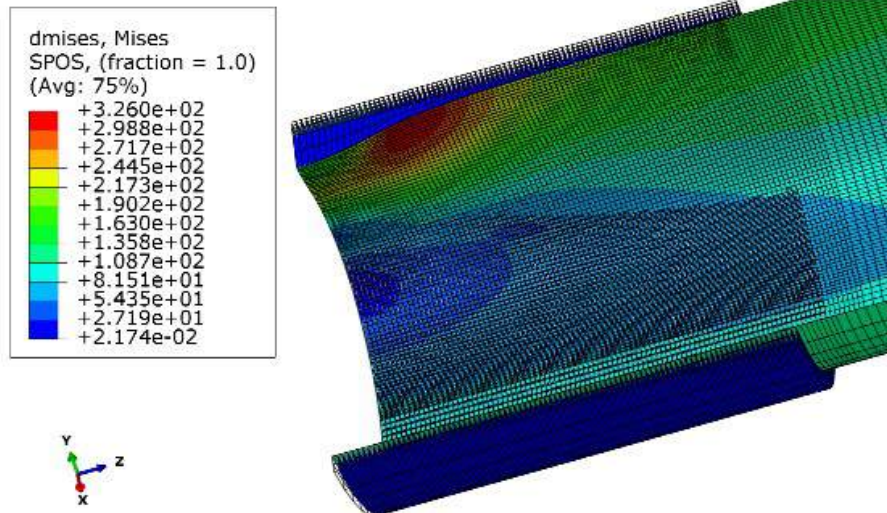


Figura IV.20: Distribuição da tensão de von Mises após a aplicação do reparo com espessura de 2,78 mm e dois ciclos de pressão interna para a mocha de 10% do diâmetro do tubo com uso de superfícies de contato (MPa).

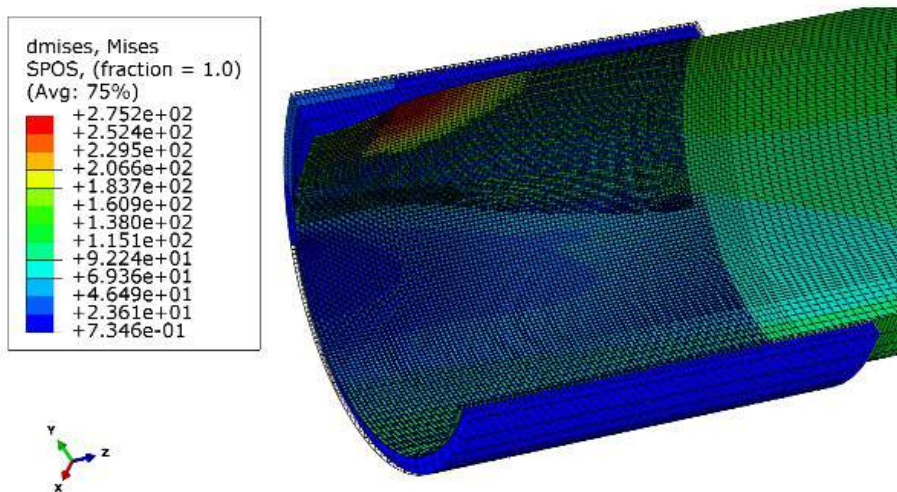


Figura IV.21: Distribuição da tensão de von Mises após a aplicação do reparo com espessura de 2,78 mm e dois ciclos de pressão interna para a mocha de 10% do diâmetro do tubo com uso de acoplamento (*tie*) entre as superfícies (MPa).

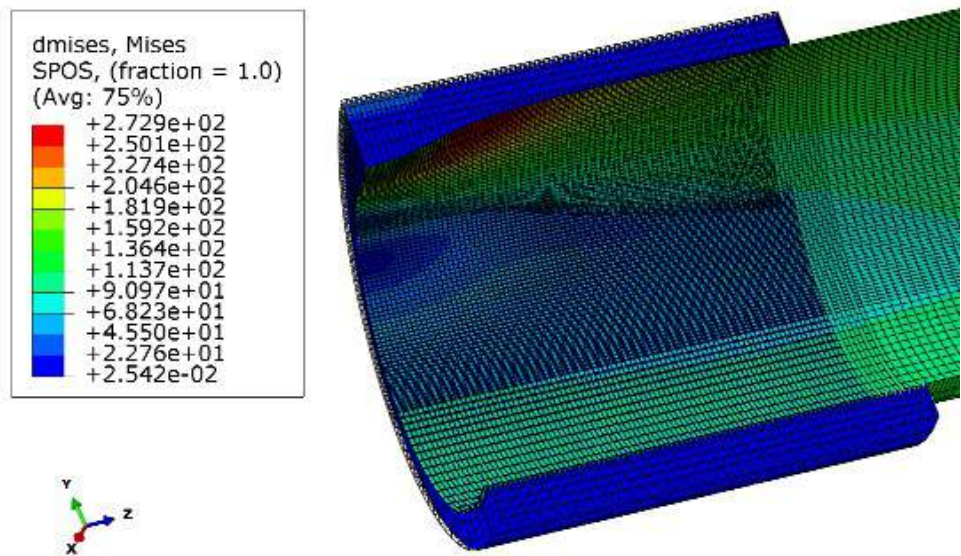


Figura IV.22: Distribuição da tensão de von Mises após a aplicação do reparo com espessura de 5,56 mm e dois ciclos de pressão interna para a massa de 10% do diâmetro do tubo com uso de superfícies de contato (MPa).

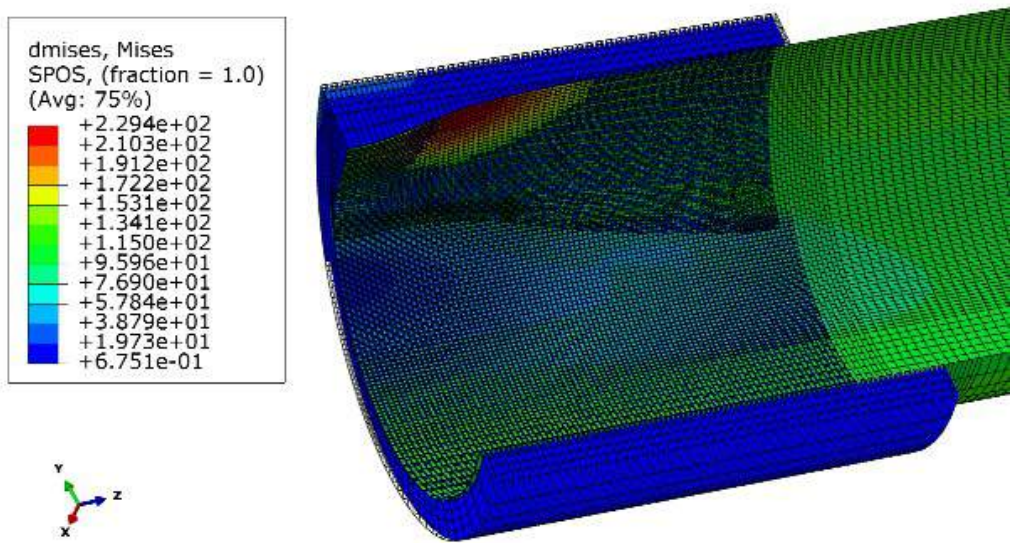


Figura IV.23: Distribuição da tensão de von Mises após a aplicação do reparo com espessura de 5,56 mm e dois ciclos de pressão interna para a massa de 10% do diâmetro do tubo com uso de acoplamento (*tie*) entre as superfícies (MPa).

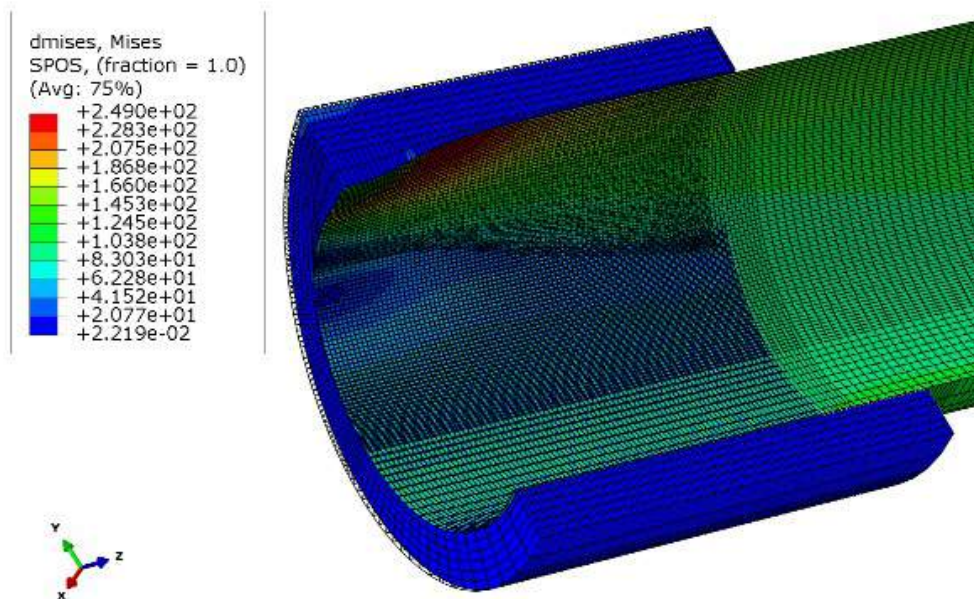


Figura IV.24: Distribuição da tensão de von Mises após a aplicação do reparo com espessura de 8,34 mm e dois ciclos de pressão interna para a mocha de 10% do diâmetro do tubo com uso de superfícies de contato (MPa).

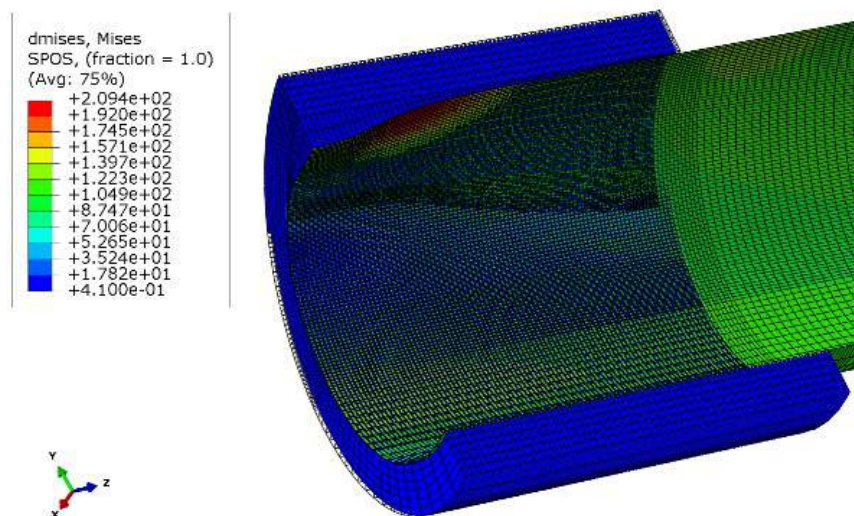


Figura IV.25: Distribuição da tensão de von Mises após a aplicação do reparo com espessura de 8,34 mm e dois ciclos de pressão interna para a mocha de 10% do diâmetro do tubo com uso de acoplamento (*tie*) entre as superfícies (MPa).

Após obter os resultados do modelo numérico para todos os casos, foram calculados os fatores de concentração de tensão. A tensão nominal foi calculada em termos da tensão equivalente de von Mises. Considerando que o tubo possui um raio de 30,18 mm, espessura de 2,78 mm e a pressão interna máxima é de 10,34 MPa, usando a

Equação IV.6, temos que σ_{vm} é de 88,26 MPa, sendo esta a tensão nominal para todos os casos. Na Tabela IV.4, é apresentado o resumo dos resultados para as mossas de 5% e 10% do diâmetro do tubo.

Tabela IV.4: Resumo dos resultados numéricos obtidos.

Tubo	Condição no Bordo	Contato entre superfícies	Dano	Tensão de von Mises Máxima (MPa)	K_t	Elemento	Dif (%)
Intacto	-	-	-	88,26	-	-	-
Sem reparo	com tração	-	5%	309,81	3,51	16100	-
			10%	456,60	5,17	15500	-
	sem tração	-	5%	299,85	3,40	16025	-
			10%	446,87	5,06	15425	-
Com reparo de espessura t	sem tração	contato	5%	217,79	2,47	15875	-27,4
			10%	325,99	3,69	15200	-27,1
		acoplamento (<i>tie</i>)	5%	197,16	2,23	16025	-34,3
			10%	275,24	3,12	15125	-38,4
Com reparo de espessura $2t$	sem tração	contato	5%	174,28	1,97	16019	-41,9
			10%	272,85	3,09	15050	-38,9
		acoplamento (<i>tie</i>)	5%	161,26	1,83	16175	-46,2
			10%	229,35	2,60	15050	-48,7
Com reparo de espessura $3t$	sem tração	contato	5%	148,54	1,68	15943	-50,5
			10%	249,04	2,82	14975	-44,3
		acoplamento (<i>tie</i>)	5%	147,64	1,67	16250	-50,8
			10%	209,37	2,37	14975	-53,2

Para melhor visualização dos resultados, as Figuras IV.26 e IV.27 apresentam a correlação entre o fator de concentração de tensões e a espessura do reparo para cada profundidade de dano.

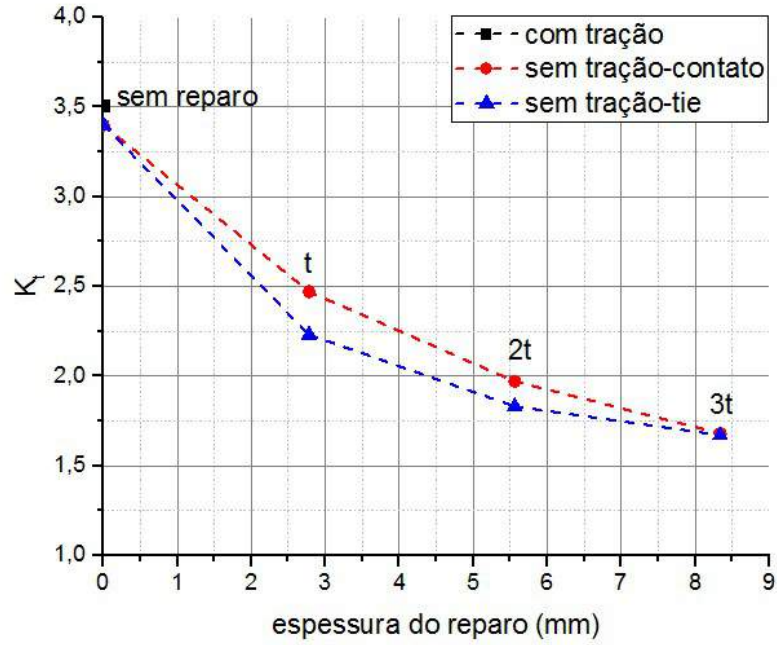


Figura IV.26: Correlação entre o fator de concentração de tensão (K_t) e a espessura do reparo para a massa de 5% do diâmetro do tubo.

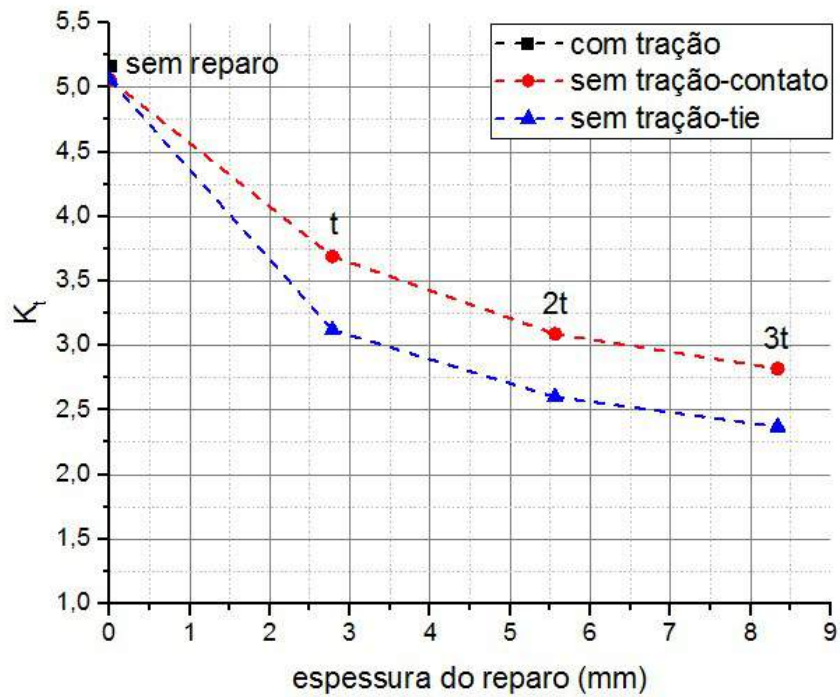


Figura IV.27: Correlação entre o fator de concentração de tensão (K_t) e a espessura do reparo para a massa de 10% do diâmetro do tubo.

A partir da análise dos resultados, pode-se observar que houve uma redução no fator de concentração teórico com a aplicação do reparo para todas as espessuras, para as duas diferentes profundidades de moessa. Observa-se ainda que, conforme a espessura do reparo aumenta, a redução do fator de concentração de tensão é menor quando comparado à espessura anterior. Assim, conclui-se que o custo-benefício do aumento da espessura do reparo deve ser considerado. Ou seja, deve-se avaliar para qual a espessura de reparo, pode-se obter uma redução do fator de concentração de tensão satisfatória associada a um custo que não seja excessivamente alto.

Além disso, o uso de duas diferentes abordagens de contato entre as superfícies gera resultados um pouco diferentes. A redução dos fatores de concentração de tensões é maior para o uso do acoplamento (*tie*) conforme esperado, já que este simula o caso de aderência perfeita entre as superfícies.

IV.7 Correlação Numérico-Experimental

IV.7.1 Ajuste do Modelo Numérico

Para realizar a correlação numérico-experimental, o modelo numérico foi ajustado para que as análises numéricas pudessem reproduzir os testes experimentais. Assim, as propriedades do material, condições de contorno e dimensões médias dos modelos utilizados nos testes experimentais foram incorporadas no modelo numérico. Além disso, os passos de carga foram definidos de forma a reproduzir os procedimentos experimentais.

As dimensões do duto no modelo numérico foram definidas a partir de médias das dimensões dos modelos utilizados nos testes experimentais, conforme foi apresentado na Tabela IV.1. As condições de simetria também foram consideradas.

As propriedades do material dos modelos utilizados nos testes experimentais foram determinadas através de testes de tração axial, cisalhamento convencional e cisalhamento *Two-rail*. O item III.1 apresenta os resultados obtidos nesses testes. Na Figura III.8 é apresentada a curva de tensão verdadeira versus deformação plástica logarítmica do aço definida para representar o comportamento dos modelos no regime plástico. Essa curva foi utilizada como dado de entrada no modelo numérico para a correlação numérico-experimental.

O comportamento do material no regime linear-elástico foi caracterizado no modelo numérico com a inserção das propriedades elásticas médias obtidas a partir dos testes de tração e cisalhamento. Essas propriedades foram apresentadas no item III.1.

O apoio na parte inferior do tubo restringe o seu deslocamento vertical, reproduzindo a condição de apoio existente no aparato de teste experimental.

No passo de carga de introdução do dano, os deslocamentos do punção foram definidos de forma a reproduzir os danos introduzidos nos testes experimentais. Para simular o punção utilizado nos testes, a superfície analítica rígida foi definida com um diâmetro de 63,20 mm.

No passo de carga de aplicação da pressão interna foi considerada a condição de bordos livres, simulando o sistema de vedação do aparato montado para os testes de pressão interna. De forma a reproduzir os testes experimentais, os passos de carga de aplicação da pressão interna e de subsequente alívio da pressão foram aplicados três vezes. Foi aplicada uma variação de pressão de 0 a 10,34 MPa.

IV.7.2 Resultados da Correlação Numérico-Experimental

Após a realização das simulações numéricas, foi realizada a comparação entre os resultados numéricos e experimentais.

Para comparar os resultados dos testes experimentais e das simulações numéricas da introdução de danos e do teste de pressão interna inicial, foi considerado apenas o caso de bordo livre, de forma a reproduzir os testes experimentais nos quais uma barra interna de tração foi usada no interior dos modelos.

Introdução de Danos

Inicialmente, as profundidades dos danos dos modelos dos testes experimentais foram comparadas com os resultados correspondentes obtidos numericamente.

A comparação entre esses resultados é mostrada na Tabela IV.5, onde a profundidade relativa do dano após o "spring back" (d_{sb}/D_o) é apresentada.

Analisando os resultados apresentados na Tabela IV.5, observa-se que a maioria dos resultados numéricos apresentou uma boa correlação com os resultados experimentais. Em muitos casos, os valores de profundidade obtidos numericamente

estão muito próximos dos valores experimentais. Foi obtida uma diferença média absoluta de 5,7% entre as profundidades obtidas numérica e experimentalmente.

Algumas das discrepâncias observadas podem ser atribuídas à rigidez da estrutura no modelo numérico, que está diretamente relacionada ao refinamento da malha de elementos finitos. Um outro fator que pode ter contribuído para esse comportamento se deve à imprecisão na avaliação do módulo de elasticidade do material a partir dos testes de tração.

Tabela IV.5: Resultados numéricos e experimentais das profundidades dos danos na região danificada.

Modelo	d (mm)	Experimental		Numérico		Dif (%)
		d_{sb} (mm)	d_{sb}/D_o (%)	d_{sb} (mm)	d_{sb}/D_o (%)	
T1-A	3,9	3,28	5,42	3,06	5,07	-6,9
	7,2	6,61	10,93	6,15	10,19	-7,3
T1-B	4,25	3,56	5,91	3,37	5,58	-5,9
	3,9	6,50	10,76	6,15	10,19	-5,6
T1-C	3,9	3,30	5,48	3,06	5,07	-8,1
	7,2	6,70	11,11	6,15	10,19	-9,0
T1-D	3,9	3,12	5,17	3,06	5,07	-2,0
	7,2	6,48	10,74	6,15	10,19	-5,4
T1-E	3,9	3,21	5,34	3,06	5,07	-5,3
	7,2	6,49	10,76	6,15	10,19	-5,6
T1-F	3,9	3,07	5,10	3,06	5,07	-0,6
	7,2	6,51	10,81	6,15	10,19	-6,1

Nas Figuras IV.28 e IV.29 são apresentados os gráficos de deslocamento do punção versus a força exercida pelo punção, para as diferentes profundidades de dano, comparando os resultados numéricos e experimentais, onde u_2 é o deslocamento do punção em mm e rF_2 é a força exercida pelo punção, em kN.

Na indentação do modelo T1-B, com objetivo de atingir a relação d_{sb}/D_o igual a 5%, inadvertidamente, o punção foi deslocado até 4,25 mm. Nesse caso, o resultado obtido apresenta discrepâncias em relação aos demais. As discrepâncias observadas na correlação numérico-experimental da força exercida pelo punção podem estar atribuídas à anisotropia do material utilizado. Para que o efeito da anisotropia pudesse ser considerado, seria necessário fabricar corpos de prova orientados no sentido circunferencial do tubo. Um outro fator que pode estar causando estas discrepâncias é o

encruamento do material, que provavelmente não está sendo levado em consideração no modelo numérico.

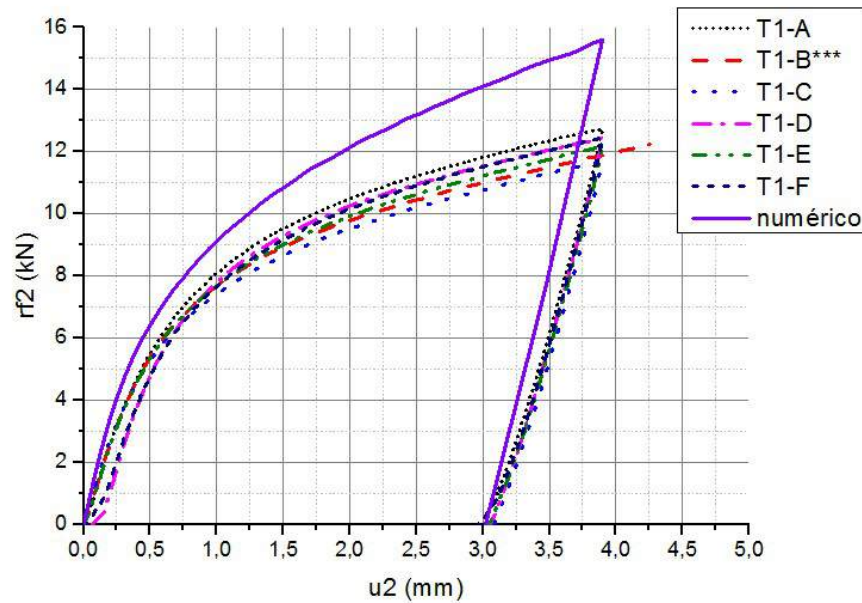


Figura IV.28: Força versus deslocamento do punção para os modelos com danos de profundidade nominal d_r/D_o de 5%.

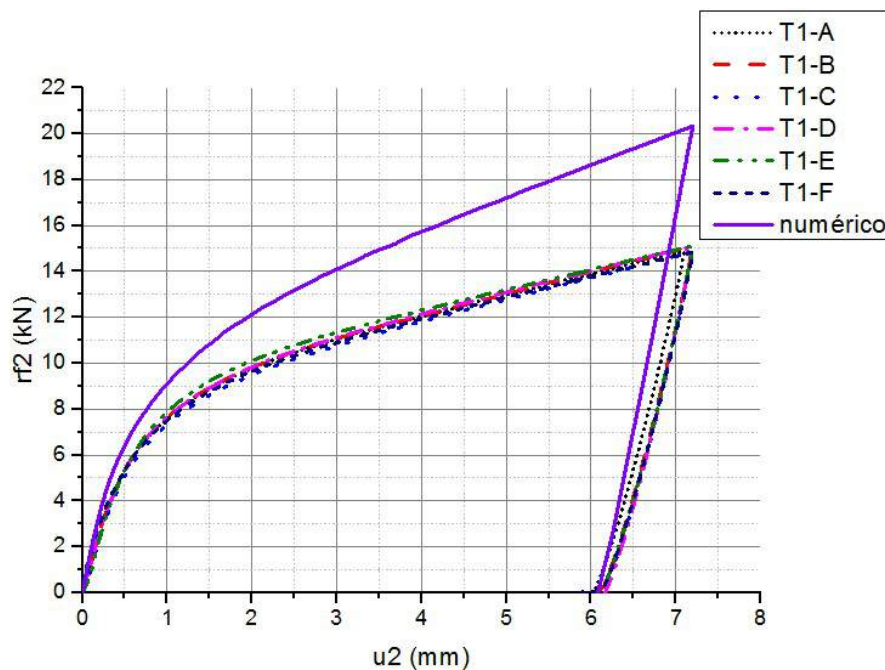


Figura IV.29: Força versus deslocamento do punção para os modelos com danos de profundidade nominal d_r/D_o de 10%.

Pressão Interna Inicial

O comportamento do deslocamento do tubo na região danificada sob pressão interna nos testes experimentais e nas simulações numéricas é comparado na Tabela IV.6.

Analisando os resultados apresentados na Tabela IV.6, observa-se que a maioria dos resultados numéricos apresentou uma boa correlação com os resultados experimentais. Em muitos casos, os valores de profundidade obtidos numericamente estão muito próximos dos valores experimentais. Foi obtida uma diferença média absoluta de 2,2% entre os resultados numéricos e experimentais de profundidade.

Tabela IV.6: Resultados numéricos e experimentais das profundidades dos danos na região danificada sob pressão interna.

Modelo	Dano (%)	D_o	d_r exp (mm)	d_r/D_o exp	d_r num (mm)	d_r/D_o num	Dif. (%)
T1-A	5	60,5	3,2	5,3	3,0	5,0	5,0
	10	60,5	6,0	10,0	6,0	10,0	0,1
T1-B	5	60,2	3,3	5,5	3,3	5,6	0,9
	10	60,4	5,9	9,8	6,0	10,0	1,5
T1-C	5	60,3	3,2	5,3	3,0	5,0	4,1
	10	60,2	6,1	10,1	6,0	10,0	0,8
T1-D	5	60,4	2,9	4,8	3,0	5,0	5,6
	10	60,3	6,0	9,9	6,0	10,0	0,9
T1-E	5	60,1	3,0	5,1	3,0	5,0	0,0
	10	60,3	6,0	9,9	6,0	10,0	1,2
T1-F	5	60,2	2,9	4,8	3,0	5,0	5,2
	10	60,2	6,0	9,9	6,0	10,0	0,9

Pressão Interna após Instrumentação sem Reparo

O comportamento dos fatores de concentração de tensão do tubo na região danificada sob pressão interna nos testes experimentais e nas simulações numéricas com e sem tração no bordo é comparado na Tabela IV.7. Foram calculados os fatores de concentração de tensão nos pontos onde os *strain gages* foram posicionados nos testes experimentais. Para o caso com tração no bordo, foi obtida uma diferença média

absoluta de 13,3% entre os resultados numéricos e experimentais. Já para o caso sem a tração no bordo, esta diferença é de 4,6%.

Tabela IV.7: Resultados numéricos com e sem tração no bordo e experimentais dos fatores de concentração de tensão dos danos na região danificada sob pressão interna sem reparo.

Dano	Bordo	Posição do Gage	$K_{t\ exp}$	$K_{t\ num}$	Dif. (%)
5%	Com tração	Circ	1,89	2,22	17,7
10%		Long	4,91	5,17	5,2
		Circ	1,95	2,44	25,0
5%	Sem tração	Circ	1,89	1,87	-0,9
10%		Long	4,91	5,05	2,9
		Circ	1,95	1,69	-13,4

Observando-se a Tabela VI.7, é possível perceber uma boa correlação numérico-experimental para os *strain gages* longitudinais (E1 e E3) e uma discrepância um pouco maior para os *strain gages* circunferenciais (E2, E4, E5 e E6).

Para verificar o porquê da discrepância ser maior ao longo da circunferência, fez-se um estudo de como o K_t varia ao longo da direção circunferencial e longitudinal. As Figuras IV.30 e IV.31 mostram a região analisada para o dano de 5% e 10% do diâmetro externo, respectivamente. As Figuras IV.32 e IV.33 mostram o fator de concentração de tensão em função da posição (a partir do centro da mocha) obtido nas simulações numéricas, onde também são representados os resultados experimentais. Pode-se perceber que nas proximidades dos pontos onde os *strain gages* foram posicionados, k_t varia consideravelmente na direção circunferencial, o que justifica as discrepâncias entre os resultados numéricos e experimentais. Já na direção longitudinal, a variação do k_t é menos acentuada, resultando em menores diferenças entre os resultados numéricos e experimentais são menores. Além disso, a partir da análise dos gráficos, fica clara a dispersão acentuada dos resultados experimentais. Uma possível razão para a dispersão ser acentuada é o tamanho *strain gage* utilizado, que provavelmente é grande quando comparado a região analisada.

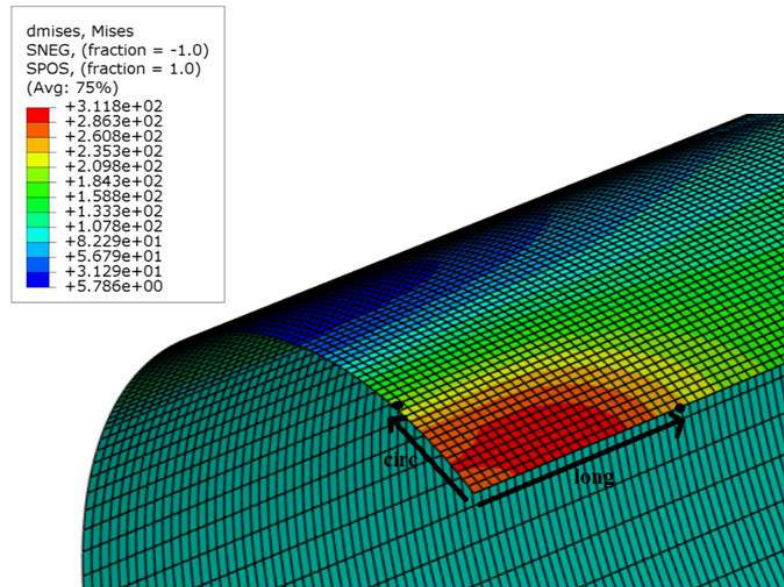


Figura IV.30: Região de estudo do K_t para o dano de 5% do diâmetro externo do tubo.

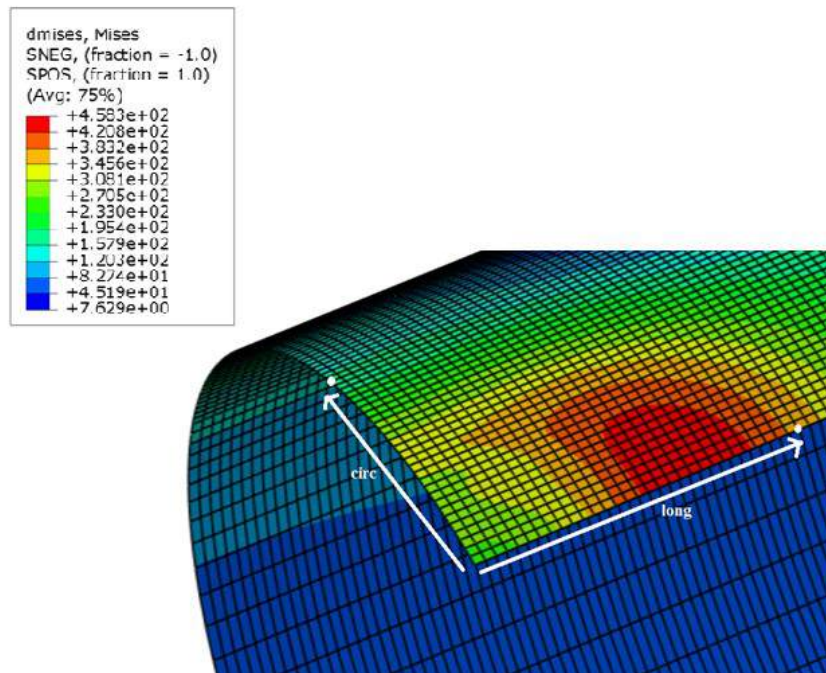


Figura IV.31: Região de estudo do K_t para o dano de 10% do diâmetro externo do tubo.

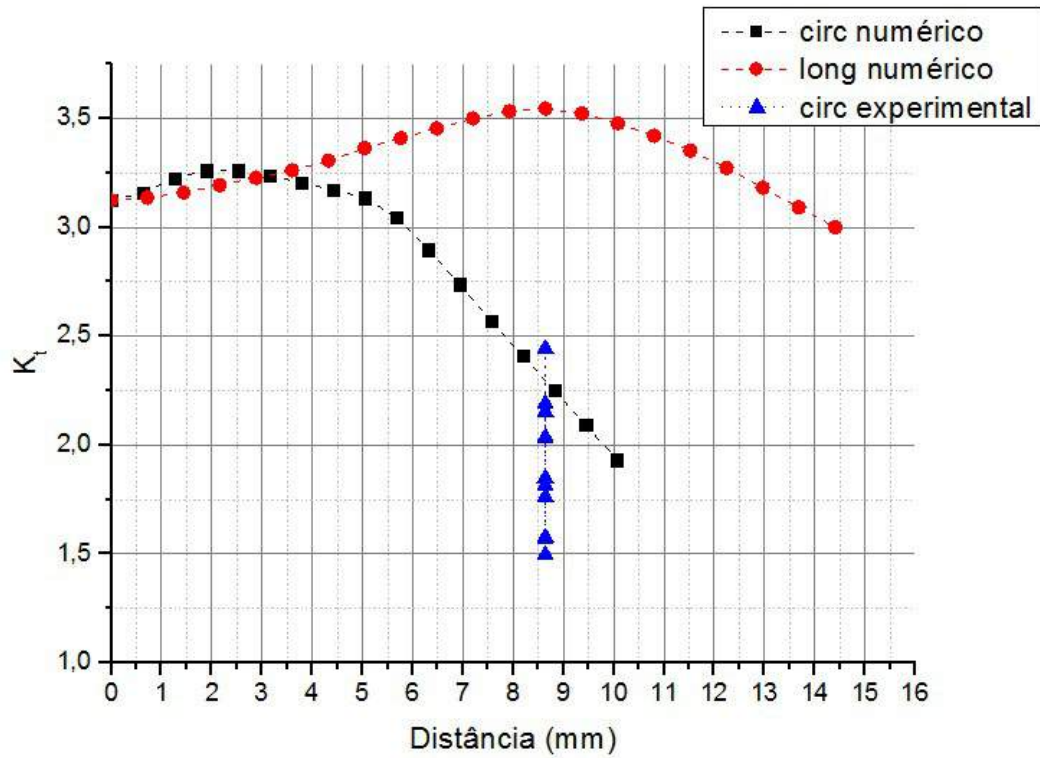


Figura IV.32: Gráfico K_t versus posição para o dano de 5% do diâmetro externo do tubo.

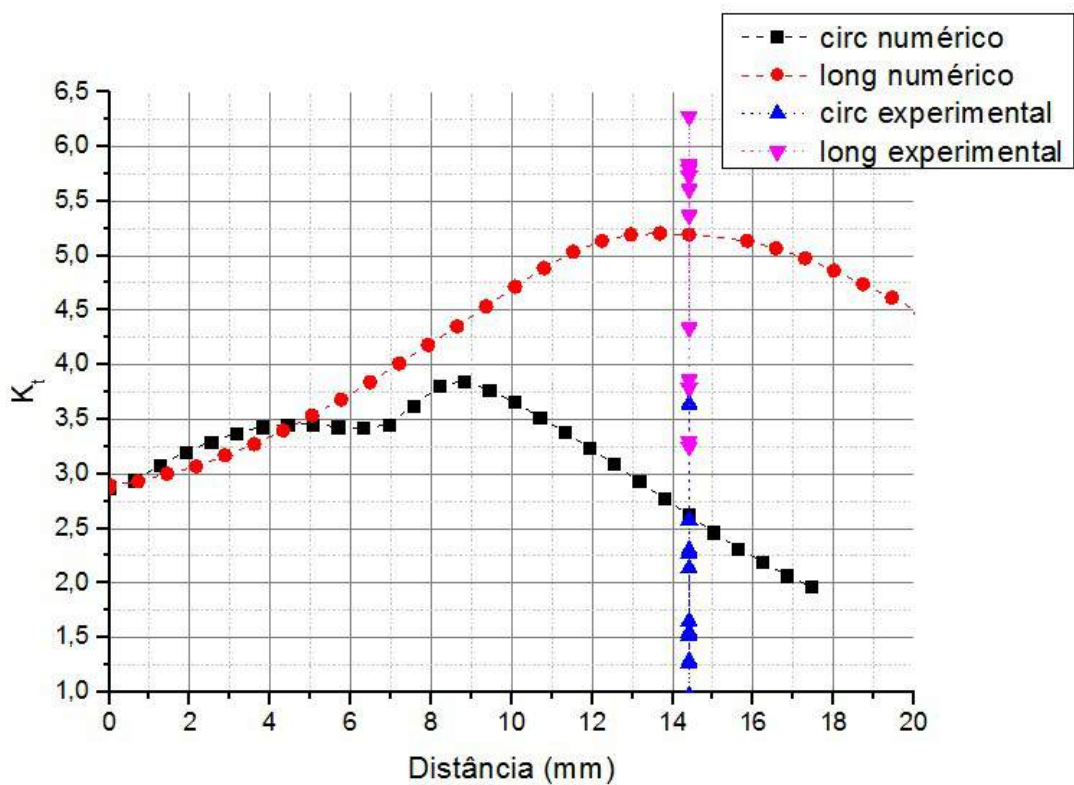


Figura IV.33: Gráfico K_t versus posição para o dano de 10% do diâmetro externo do tubo.

Pressão Interna após Instrumentação com Reparo de Diferentes Espessuras

Os fatores de concentração de tensão dos tubos na região danificada após a laminação dos reparos com espessura t , $2t$ e $3t$ sob pressão interna obtidos nos testes experimentais e nas simulações numéricas são comparados, respectivamente, nas Tabelas IV.8, IV.9 e IV.10 para os dois modelos de contato entre as superfícies. Foram calculados os fatores de concentração de tensão nos pontos onde os *strain gages* foram posicionados nos testes experimentais.

Tabela IV.8: Resultados numéricos e experimentais dos fatores de concentração de tensão dos danos na região danificada sob pressão interna com reparo de espessura t .

Tração no Bordo	Contato entre Superfícies	Dano	Posição do Gage	$K_{t\ exp}$	$K_{t\ num}$	Dif (%)
com tração	contato	5%	circ	1,54	1,77	14,8
		10%	long	3,31	2,82	-14,7
			circ	1,27	1,67	31,3
sem tração	contato	5%	circ	1,54	1,53	-0,8
		10%	long	3,31	3,49	5,6
			circ	1,27	1,10	-13,4
	acoplamento (<i>tie</i>)	5%	circ	1,54	1,26	-18,3
		10%	long	3,31	2,92	-11,7
			circ	1,27	1,05	-17,4

Tabela IV.9: Resultados numéricos e experimentais dos fatores de concentração de tensão dos danos na região danificada sob pressão interna com reparo de espessura $2t$.

Tração no Bordo	Contato entre	Dano	Posição do Gage	$K_{t\ exp}$	$K_{t\ num}$	Dif (%)
-----------------	---------------	------	-----------------	--------------	--------------	---------

	Superfícies					
sem tração	contato	5%	circ	1,12	1,35	20,5
		10%	long	3,40	2,76	-18,9
			circ	0,99	0,80	-19,0
	acoplamento (<i>tie</i>)	5%	circ	1,12	1,00	-10,8
		10%	long	3,40	2,37	-30,4
			circ	0,99	0,75	-24,0

Tabela IV.10: Resultados numéricos e experimentais dos fatores de concentração de tensão dos danos na região danificada sob pressão interna com reparo de espessura $3t$.

Tração no Bordo	Contato entre Superfícies	Dano	Posição do Gage	$K_{t\ exp}$	$K_{t\ num}$	Dif (%)
sem tração	contato	5%	circ	1,15	1,22	-6,1
		10%	long	3,20	2,40	33,3
			circ	0,91	0,72	26,5
	acoplamento (<i>tie</i>)	5%	circ	1,15	0,90	27,3
		10%	long	3,20	2,14	49,5
			circ	0,91	0,63	44,6

Observando-se as Tabelas IV.8, IV.9 e IV.10, é possível perceber uma boa correlação numérico-experimental. Nota-se que as diferenças entre os resultados numéricos e experimentais são menores quando usado o modelo sem tração no bordo e contato entre as superfícies, como já era de se esperar, já que a aderência entre as superfícies não é perfeita. Além disso, pode-se observar que as discrepâncias aumentam com o aumento da espessura do reparo. Isto pode estar associado ao fato de que o reparo é composto por camadas e, quanto maior a espessura do reparo, maior é o número de camadas utilizadas na laminação. Já nas análises numéricas, o reparo é modelado como uma estrutura sólida, aumentando a rigidez do mesmo quando comparado ao reparo do laminado.

As discrepâncias apresentadas também podem estar associadas à diferença entre a espessura teórica e real do laminado usado no reparo, conforme mostra a Tabela III.21. Um outro fator que pode ter contribuído para esse comportamento se deve ao posicionamento dos *strain gages*, conforme explicado anteriormente. Além disso, algumas das discrepâncias observadas podem ser atribuídas à rigidez da estrutura no modelo numérico, que está diretamente relacionada ao refinamento da malha de

elementos finitos. O tamanho reduzido da amostra de dados também pode ser considerado um fator que contribui para a diferença nos resultados numéricos e experimentais. Foram testados apenas dois tubos para cada espessura de reparo.

Para melhor visualização dos resultados numéricos e experimentais, as Figuras IV.34, IV.35 e IV.36 apresentam a correlação entre o fator de concentração de tensão e a espessura do reparo para cada profundidade de dano. A partir da análise dessas figuras é possível perceber que os resultados experimentais apresentam melhor correlação com o uso de contato entre superfícies.

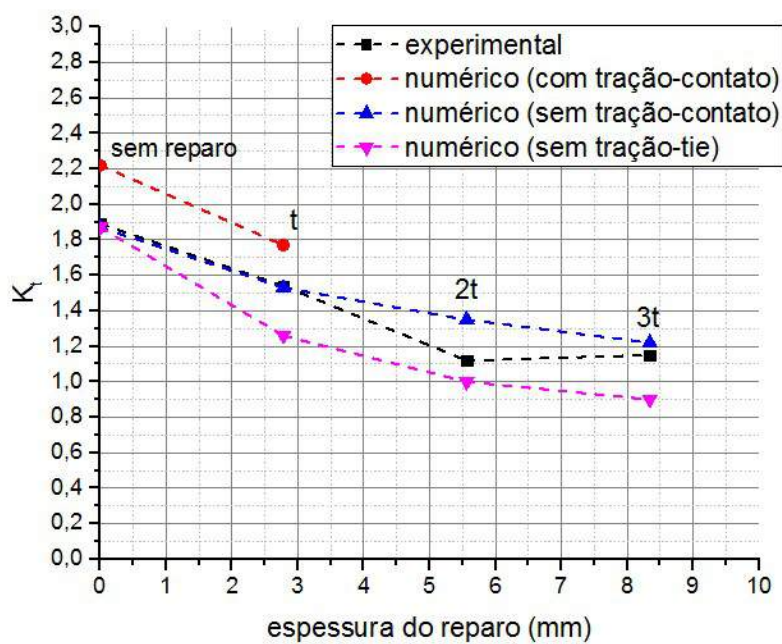


Figura IV.34: Gráfico K_t versus espessura do reparo para o dano de 5% do diâmetro externo do tubo (strain gage circunferencial).

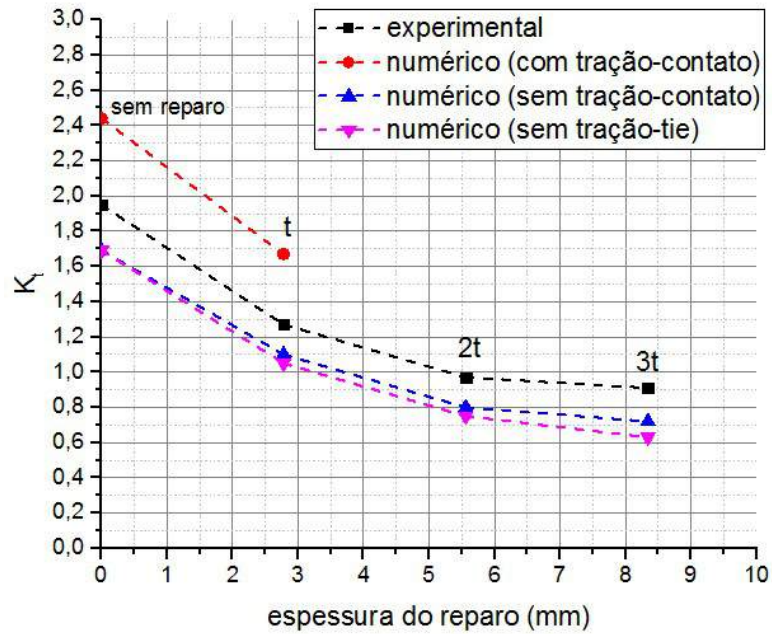


Figura IV.35: Gráfico K_t versus espessura do reparo para o dano de 10% do diâmetro externo do tubo (strain gage circunferencial).

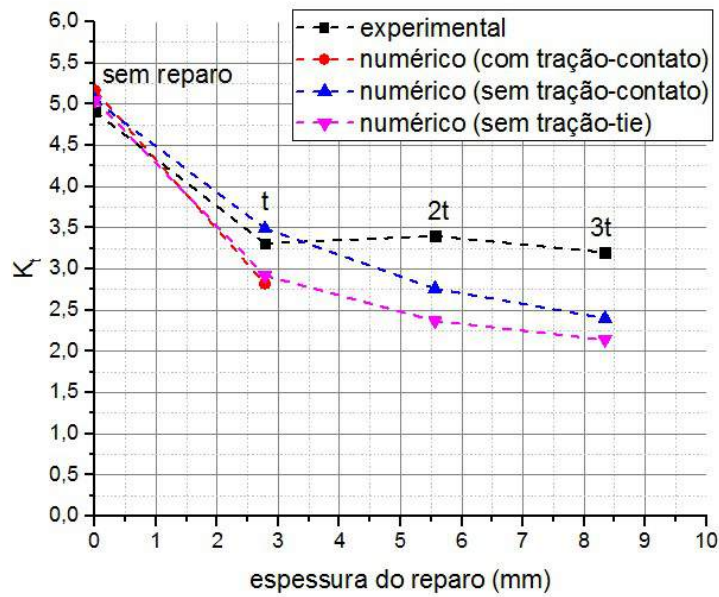


Figura IV.36: Gráfico K_t versus espessura do reparo para o dano de 10% do diâmetro externo do tubo (strain gage longitudinal).

Na Tabela IV.11, são apresentados os resultados da correlação numérico-experimental apenas do caso com contato e sem tração no bordo. A partir desta tabela,

podemos ver que a diferença entre os resultados é baixa, mostrando uma boa correlação entre os resultados.

Tabela IV.11: Resultados numéricos (contato entre superfícies sem tração no bordo) e experimentais dos fatores de concentração de tensão dos danos na região danificada sob pressão interna com reparo.

Espessura do Reparo	Dano	Posição do Gage	$K_{t\ exp}$	$K_{t\ num}$	Dif (%)
-	5%	circ	1,89	1,87	-0,9
	10%	long	4,91	5,05	2,8
		circ	1,95	1,69	-13,4
t	5%	circ	1,54	1,53	-0,8
	10%	long	3,14	3,49	11,2
		circ	1,39	1,10	-21,0
2t	5%	circ	1,12	1,35	20,5
	10%	long	3,40	2,76	-18,9
		circ	0,99	0,80	-19,0
3t	5%	circ	1,10	1,22	-6,1
	10%	long	3,37	2,40	33,3
		circ	1,04	0,72	26,5

CAPÍTULO V

AVALIAÇÃO DA VIDA À FADIGA

Uma curva S-N analítica foi estimada para o tubo intacto com base na tensão de resistência a tração média das amostras de tubos de aço inoxidável obtida a partir de ensaios de tensão uniaxial e condições de acabamento de superfície [31].

Em seguida, realizou-se uma avaliação da vida à fadiga de tubos danificados com mossas de profundidades de 5% e 10% através de correção da curva S-N analítica a partir dos fatores de concentração de tensão obtidos das simulações numéricas, considerando condições com e sem reparo. Foram analisadas três diferentes espessuras (t, 2t e 3t) e uma aderência parcial entre a superfície do reparo e a superfície do tubo foi assumida.

As Figuras V.1 e V.2 apresentam as curvas S-N analíticas resultantes para tubos intactos e tubos danificados com mossas de 5% e 10%, respectivamente, sob diferentes condições de reparo. Em todas as condições de reparo, houve um aumento considerável

na vida à fadiga de tubos danificados. Além disso, verificou-se que a vida à fadiga aumenta com o aumento da espessura do reparo. No entanto, este aumento tende a tornar-se menos eficiente a partir de uma certa espessura, próxima de 3t. Então, é importante avaliar as questões de custo-benefício do aumento da espessura do reparo.

A Tabela V.1 exemplifica uma avaliação da vida à fadiga de tubos danificados com diferentes condições de reparo sob uma amplitude de tensão de 100 MPa. No caso de profundidades de moessa de 5%, os reparos com espessura de 2t e 3t levam a uma vida à fadiga infinita, isto é, números de ciclos maiores que 10^6 .

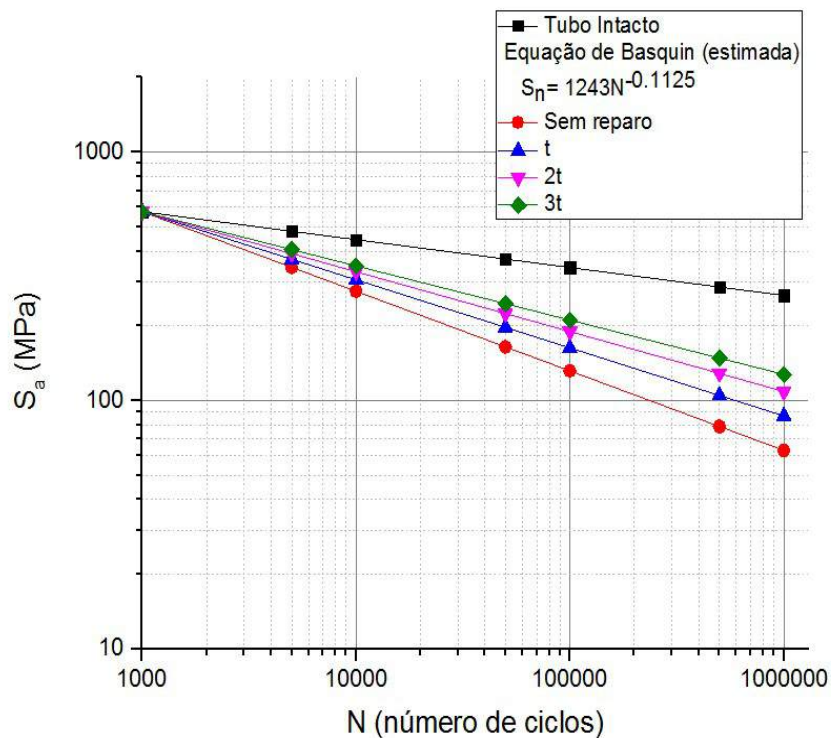


Figura V.1: Curvas S-N analíticas para um tubo intacto e tubos danificados com moesas de 5% com diferentes condições de reparo.

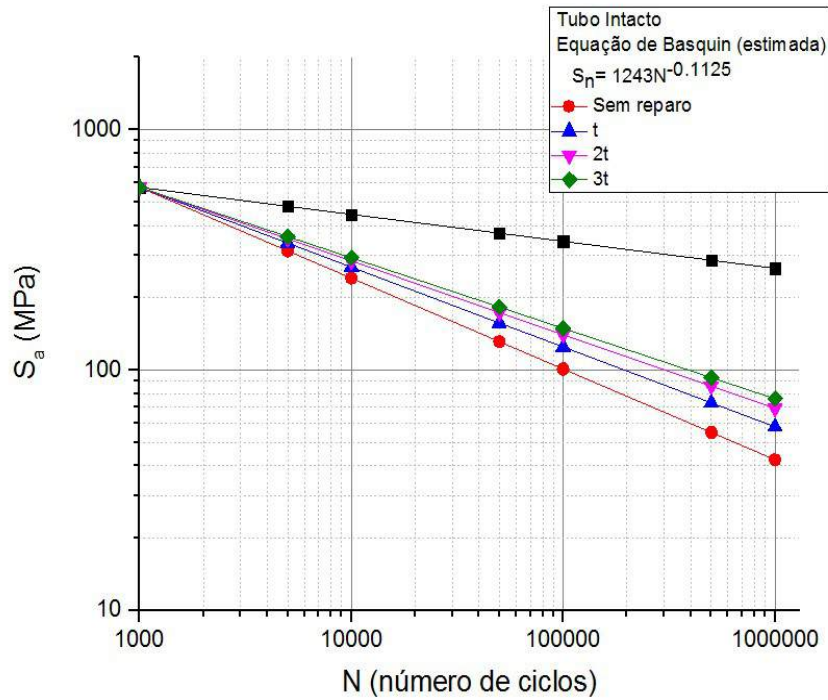


Figura V.2: Curvas S-N analíticas para um tubo intacto e tubos danificados com mossas de 10% com diferentes condições de reparo.

Tabela V.1: Avaliação da vida à fadiga de tubos danificados com diferentes condições de reparo sob uma amplitude de tensão de 100 MPa.

Reparo	Profundidade do Dano			
	5%		10%	
	N (ciclos)	Dif. (%)	N (ciclos)	Dif. (%)
-	237895	-	103018	-
t	596087	+152	195922	+89
2t	> 10 ⁶	+499	303229	+194
3t	> 10 ⁶	+1188	392442	+281

CAPÍTULO VI

SUMÁRIO, CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS

VI.1 Sumário

Foi realizado um estudo numérico e experimental com o objetivo de avaliar a concentração de tensão em mossa simples devido a danos mecânicos em tubos de aço sob pressão interna após a execução de reparos de material compósito feitos de laminados de matriz epóxi reforçada com fibras de vidro e definir a espessura de reparo mais adequada com base em desempenho estrutural e custos.

Inicialmente, foi realizada uma cuidadosa revisão bibliográfica de conceitos e definições relevantes ao estudo do fenômeno da fadiga dentro do escopo do trabalho, efeito das geometrias do duto e do defeito sobre a vida à fadiga de dutos danificados e técnicas de reparo. O comportamento em fadiga de dutos submetidos a danos mecânicos e as técnicas de reparo foram estudadas com base em alguns trabalhos disponíveis na literatura. Enfoque maior foi dado ao estudo dos reparos feitos com material compósito.

O trabalho experimental envolveu a realização de testes de simulação de danos em seis modelos tubulares em escala reduzida e subsequente aplicação de pressão interna com e sem reparo. Os resultados desses testes foram úteis para investigar o comportamento da deformação na região danificada ao longo dos processos de introdução do dano e aplicação de pressão interna. Nesse estudo experimental foram considerados dois níveis de profundidade da mossa (5 e 10% do diâmetro externo) e três espessuras de reparo (t , $2t$ e $3t$). A concentração de tensão resultante na região danificada foi estimada sob pressão interna cíclica antes da execução do reparo.

Foi desenvolvido um modelo numérico, com base no método dos elementos finitos, com o objetivo de determinar fatores de concentração de tensão em dutos danificados submetidos à pressão interna antes e após aplicação de reparo laminado de matriz de epóxi reforçado com fibra de vidro com espessuras variadas. O modelo é capaz de simular a introdução do dano e subsequente aplicação de pressão interna. Para aferir a precisão do modelo numérico foi realizada uma correlação entre resultados numéricos e experimentais da deformação na região danificada e dos fatores de concentração de tensão. Nessa etapa, ajustes executados na malha de elementos finitos,

nos incrementos de carga e no modelo constitutivo propiciaram uma boa correlação entre resultados numéricos e experimentais.

Por fim, os fatores de concentração de tensão obtidos no modelo numérico foram usados na avaliação de fadiga de dutos danificados, a partir da correção de curvas S-N.

VI.2 Conclusões

O comportamento da deformação na região danificada foi investigado a partir de resultados numéricos e experimentais. Observou-se que a região danificada sofre deformações plásticas no primeiro ciclo de pressão interna e se comporta elasticamente nos ciclos seguintes. No primeiro ciclo, o dano sofre o retorno elástico, associado à recuperação da circularidade, correspondente à pressão máxima aplicada. No entanto, no segundo ciclo não há mais acúmulo de deformação plástica, caso a pressão interna não exceda o valor máximo aplicado. Pode-se então considerar que a região danificada se deforma elasticamente se a pressão interna não for excedida.

A partir da boa correlação numérico-experimental obtida, o modelo numérico desenvolvido mostrou-se capaz de estimar fatores de concentração de tensão em dutos danificados com precisão de engenharia. Verificou-se uma redução no fator de concentração teórico com a aplicação do reparo para todas as espessuras, para as duas profundidades de moisa diferentes. Observa-se ainda que, conforme a espessura do reparo aumenta, a redução do fator de concentração de tensão é menor quando comparado à espessura anterior. Além disso, o uso de duas diferentes abordagens na modelagem do contato entre as superfícies gera resultados um pouco diferentes. A redução dos fatores de concentração de tensões é maior para o uso do acoplamento (*tie*) conforme esperado, já que este simula o caso de aderência perfeita entre as superfícies. Nota-se que as diferenças entre os resultados numéricos e experimentais são menores quando usado o modelo sem tração no bordo e contato entre as superfícies, como já era de se esperar, já que a aderência entre as superfícies não é perfeita. Deve-se observar também que as discrepâncias entre os resultados numéricos e experimentais aumentam com o aumento da espessura do reparo.

O aumento residual da vida à fadiga de dutos danificados após a execução de reparos foi então avaliado a partir dos resultados de um estudo paramétrico. Esse estudo compreende simulações numéricas onde o efeito da espessura do reparo sobre a vida à

fadiga das amostras de tubos danificados é abordado com base na comparação dos fatores de concentração de tensão nas seções danificadas antes e após a execução do reparo.

Os fatores de concentração de tensão em tubos danificados ser usados em uma metodologia de avaliação da vida à fadiga por correção de curvas S-N. O efeito da espessura do reparo na redução de fatores de concentração de tensão é avaliado tendo em vista o aumento residual da vida à fadiga de tubos danificados após execução do reparo. Com base nas curvas S-N analíticas definidas para tubos intactos e tubos danificados com mossa de 5% e 10% sob diferentes condições de reparo observa-se que, em todas as condições, houve um aumento considerável na vida à fadiga. Além disso, verificou-se que a mesma aumenta com o acréscimo de espessura do reparo. No entanto, isto tende a tornar-se menos eficiente a partir de uma certa espessura, perto de 3t. Sendo assim, o custo-benefício do aumento da espessura do reparo deve ser considerado. Ou seja, deve-se avaliar para qual espessura de reparo, pode-se obter uma redução do fator de concentração de tensão satisfatória associada a um custo que não seja muito alto.

VI.3 Sugestões de Trabalhos Futuros

Em trabalhos futuros, diferentes formas de encruamento podem ser testadas nas simulações numéricas, com objetivo de melhorar a correlação numérico-experimental da força *versus* deslocamento do punção nos testes de simulação de danos.

A malha do modelo numérico desenvolvido pode ser modificada de forma a considerar elementos que comportem, além de grandes rotações, grandes deformações. Dessa forma, é possível que seja obtida uma correlação numérico-experimental ainda melhor, aumentando a precisão do modelo numérico. No entanto, os elementos disponíveis no programa ABAQUS que possuem essa característica são lineares, e o seu uso torna necessário a adoção de uma malha mais refinada.

Também visando ao aperfeiçoamento da correlação numérico-experimental, pode-se investigar o efeito da anisotropia do material dos tubos utilizados para produzir os modelos dos testes experimentais.

A forma de modelar numericamente o material compósito usado no reparo de danos também pode melhorar a correlação numérico-experimental. Em trabalhos

futuros, o reparo pode ser modelado considerando as camadas de laminado utilizadas. Pode-se ainda ajustar as espessuras do reparo (t , $2t$ e $3t$) para a espessura real média medida.

O modelo numérico desenvolvido pode ser facilmente ajustado de forma a considerar diferentes geometrias de objeto responsável pelo impacto. Dessa forma, é possível estimar fatores de concentração de tensão devido a diversos tipos de defeitos associados a danos mecânicos.

Com base nos estudo paramétrico, pode ser proposta uma formulação analítica para estimar os fatores de concentração de tensão em dutos danificados após reparo sob pressão interna.

Como continuação deste trabalho, mais tubos podem ser testados visando a um aumento na amostra de dados e provavelmente, uma redução da diferença média entre os resultados numéricos e experimentais. Nos próximos testes em modelos tubulares, as mossas com profundidade de 5% do diâmetro externo do tubo serão instrumentados na direção longitudinal a partir do centro do dano, para que o fator de concentração de tensão teórico seja adquirido e comparado com os resultados das simulações numéricas. Além disso, serão realizados testes experimentais de fadiga para avaliar o uso dos fatores de concentração de tensão estimados através do modelo numérico na correção da curva S-N. Nessa fase do estudo, serão considerados os efeitos da tensão média na vida à fadiga.

REFERÊNCIAS

- [1] Disponível em: <http://www.anp.gov.br/wwwanp/dados-estatisticos>, Acesso em: 09 de maio, 2017, 12:30:30
- [2] COSHAM, A.; HOPKINS, P., “The effect of dents in pipelines-guidance in the pipeline defect assessment manual”, *International Journal of Pressure Vessels and Piping* 81, p.127-139, 2004
- [3] Report of the European Gas Pipeline Incident Data Group, “Gas Pipeline Incidents”, 9th Report of the European Gas Pipeline Incident Data Group (período 1970 – 2013), Fevereiro 2015
- [4] PERRUT, V.; MENICONO, L.; FILHO, B; “Evaluation of Composite sleeves for Reinforcement of Dented Pipelines”; 6th International Pipeline Conference; Setembro 25–29, Calgary, Alberta, Canada, IPC2006–10561, 2005
- [5] PINHEIRO, B. C., *Fadiga de Estruturas Oceânicas*. Notas de aula, Departamento de Engenharia Oceânica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro 2014.
- [6] MURAD, M., *An Integrated Structural Health Monitoring Approach to Composite-Based Pipeline Repair*, Tese de Doutorado, Offshore, Process and Energy Engineering Department, Universidade de Cranfield, 2011
- [7] PINHEIRO, B., *Avaliação de Dutos de Transporte de Hidrocarbonetos Submetidos a Danos Mecânicos*, Tese de M.Sc., COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil, 2006
- [8] FERREIRA, C., 2014, *Fadiga de Painéis Planos Danificados de Navios Plataformas de Produção*, Projeto de Graduação, Escola Politécnica/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil
- [9] SHIGLEY, J. E., MISCHKE, C. R., *Mechanical Engineering Design*, 5 ed, New York, McGraw-Hill, 1989
- [10] SCHIJVE, J., *Fatigue of Structures and Materials*, 2 ed., Springer, 2009
- [11] AZEVEDO, N., *Avaliação de Fadiga em Risers Rígidos Com Dano Mecânico do Tipo Mossa*, Projeto de Graduação, Escola Politécnica/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil, 2015
- [12] DIETER, G. E., *Mechanical Metallurgy*, 3 ed, Boston, McGraw-Hill, 1986
- [13] Disponível em: http://www.maxwell.vrac.puc-rio.br/9448/9448_3.PDF, Acesso em: 14 dez, 2014, 17:30:30
- [14] COSHAM, A.; HOPKINS, P., *The Pipeline Defect Assessment Manual (PDAM) – A Report to the PDAM Joint Industry Project*, Newcastle, UK, May 2003, Chapter 25

- [15] API 579-1/ASME FFS-1, Fitness-For-Service, API 579 Second Edition, June 2007, Part 12
- [16] COSHAM, A.; HOPKINS, P., “The Pipeline Defect Assessment Manual” (PDAM), *4 International Pipeline Conference*, 27067, Alberta, Canadá, Setembro, 2002
- [17] COSHAM, A.; HOPKINS, P., “The effect of dents in pipelines-guidance in the pipeline defect assessment manual”, *International Journal of Pressure Vessels and Piping* 81, 2004, p.127-139
- [18] RINEHART, A.; KEATING, P., “Predicting the Fatigue Life of Long Dents in Petroleum Pipelines”, *21 International Conference on Onshore Mechanics and Arctic Engineering*, 28015, Oslo, Noruega, Junho, 2002
- [19] Temporary/permanent pipe repair – Guidelines, Prepared by AEA Technology Consulting for the Health and Safety Executive, 2001, Publicação Eletrônica: <http://www.shellnews.net/brent/brent2.pdf>
- [20] ISO/TS 24817 – Petroleum, petrochemical and natural gas industries –Composite repair for pipework – Qualification and design, installation, testing and inspection, First edition, 2006
- [21] API 570 Piping Inspection Code: In-service Inspection, Repair, and Alteration of Piping Systems, Third Edition, American Petroleum Institute, 2016
- [22] KNOX, E., COWLING, M., HASHIM, S., Creep analysis of adhesively bonded connections in GRE pipes including the effect of defects, Glasgow 175, 2000
- [23] BRUCE, W., MISCHLER, H., KIEFNER, J., Repair of Pipelines by Direct Deposition of Weld Metal, American Gas Association, Contract PR-185-9110, 1993
- [24] THOMAZI, C, NETO, F, Análise das Deformações em Tubos de Aço Reparados com Compósitos Tipo Carbono/Epóxi, *Revista Matéria*, Vol. 11, n. 3, p. 278 – 286, 2006, Publicação Eletrônica:<http://www.materia.coppe.ufrj.br/sarra/artigos/artigo10821>
- [25] SHAMSUDDOHA, MD, ISLAN, M. MD, Effectiveness of using fibre-reinforced polymer composites for underwater steel pipeline repairs, 2017, Publicação eletrônica: www.elsevier.com/locate/compstruct
- [26] ANSI/API Spec 5L, Specification for Line Pipe, Forty-fourth Edition, Includes Errata and Addendums 1 (2009) and 2 (2010),
- [27] OTEGUI, J., CISILINO, A., RIVAS, A., CHAPETTI, M., SOULA, G., Influence of multiple sleeve repairs on the structural integrity of gas pipelines, *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, Vol. 79, p. 759-765, 2002

- [28] FLAMÍNIO, L. N., PARDINI, L., *Compósitos Estruturais: Ciência e Tecnologia*, ed, Edgar Blunche, São Paulo, 2006, ISBN 85-212-0373-9
- [29] KIEFNER, J.; BRUCE, W.; STEPHENS, D., Pipeline Repair Manual, PRCI, Technology for Energy Pipelines, 1994
- [30] Disponível em: <http://www.rust.com.br/servicos/reabilitacao-de-dutos-residuo>, Acesso em: 11 ago, 2015, 17:30:30
- [31] Disponível em: <http://www.gruporustresinar.com.br/servicos/reabilitacao-de-dutos-residuo>, Acesso em: 14 dez, 2014, 16:30:30
- [32] ASTM D 3039/D 3039M, “Standard Test Method for Tensile Properties of Polymer Matrix Composite Materials”, ASTM International, 2008
- [33] ASTM D 3518/D 3518M “Standard Test Method for In-Plane Shear Response of Polymer Matrix Composite Materials by Tensile Test of a $\pm 45^\circ$ Laminate”, ASTM International, 2007
- [34] ASTM D 4255/D 4255M “Standard Test Method for In-Plane Shear Properties of Polymer Matrix Composite Materials by the Rail Shear Method”, ASTM International, 2007
- [35] ASTM D2584-1985, “Standard Test Method for Ignition Loss of Cured Reinforced Resins”, In: *Annual Book of ASTM Standards*, v. 08, American Society for Testing and Materials
- [36] ASTM E8M, “Standard Test Methods for Tension Testing of Metallic Materials [Metric]”, ASTM International, 2001
- [37] ABAQUS, *User's and Theory Manuals*, Release 6.13, Hibbitt, Karlsson, Sorensen, Inc., 2013
- [38] DD CEN ISO/TS 24817, “Petroleum, petrochemical and natural gas industries - Composite repairs for pipework - Qualification and design, installation, testing and inspection”, ISO International, 2011