

ANTÔNIO CAMILO BOARETTO GUIMARÃES

**AVALIAÇÃO SIMPLIFICADA DA CAPACIDADE DE CARGA DE
DUTOS CORROÍDOS**

**Dissertação apresentada como requisito parcial à
obtenção do grau de Mestre em Ciências. Programa
de Pós-Graduação em Métodos Numéricos em
Engenharia – Mecânica Computacional, Setores de
Ciências Exatas e de Tecnologia, Universidade
Federal do Paraná.**

Orientador: Prof. Roberto Dalledone Machado

Co-orientadora: Prof^a. Mildred Ballin Hecke

CURITIBA

2005

“A guerra é a coisa mais desprezível que existe. [...] Deveríamos fazer desaparecer o mais depressa possível este câncer da civilização.” (Albert Einstein)

Dedico esse trabalho às pessoas a quem devo
tudo o que sou, **meus pais**.

AGRADECIMENTOS

À minha mãe, Enedina Boaretto Guimarães, e ao meu pai, Miguel Hilgenberg Guimarães, pelo incentivo e amor dado durante toda a minha vida.

Aos meus irmãos, Pedro Gustavo Boaretto Guimarães e João Guilherme Boaretto Guimarães, pela fraternidade.

À minha futura esposa, Joannessa Lubian, pelo amor e paciência durante o curso de mestrado.

Ao professor Roberto Dalledone Machado pela excelente orientação neste trabalho e pelos conhecimentos transmitidos durante o curso de mestrado.

À professora Mildred Ballin Hecke pelo apoio, incentivo e conhecimentos transmitidos durante o curso.

Aos meus demais professores do curso de mestrado, pelos conhecimentos transmitidos.

A todos os amigos do Centro de Estudos de Engenharia Civil - CESEC, pela convivência agradável, troca de idéias, seções de cinema, saídas noturnas ou pela companhia nos almoços do Restaurante Universitário – RU.

Aos colaboradores do CESEC, em especial à Maristela e ao Luciano, por toda ajuda durante o curso.

À CAPES pelo apoio financeiro para o desenvolvimento da pesquisa.

Enfim, a todos aqueles que de uma forma ou de outra contribuíram para a realização deste trabalho.

RESUMO

Redes de dutos metálicos são amplamente utilizadas como o meio mais eficiente e seguro para o transporte de óleo ou gás. Recentemente, falhas devidas à corrosão têm sido uma das maiores preocupações no sentido de manter a integridade de uma linha. Assim, é grande a necessidade de se avaliarem, de forma mais precisa, defeitos de corrosão para evitar prejuízos econômicos e ambientais. A determinação da resistência de dutos corroídos é objeto de estudo de vários pesquisadores em todo o mundo. Existem alguns métodos empíricos ou semi-empíricos disponíveis para determinar a capacidade de carga desses dutos, baseados em ensaios experimentais. No entanto, esses métodos mostraram-se conservadores e muito restritos, uma vez que dependem das propriedades do material, da geometria do duto e da geometria do defeito. Isto implica na necessidade de executar uma série numerosa de experimentos para a atualização da solução toda vez que aquelas condições são modificadas. Para que seja possível obter melhores resultados na análise de uma estrutura qualquer, com um custo menor, cada vez mais, métodos numéricos têm sido empregados. Este trabalho tem como objetivo apresentar uma solução para a capacidade de carga de dutos corroídos feitos de aço X65. Para tanto, são feitas algumas simulações de ensaios experimentais de dutos, encontrados na literatura, através do método dos elementos finitos. Dessas simulações, determina-se um critério de falha apropriado. Em seguida, com base no critério de falha determinado, uma série de análises é realizada para obter uma solução para a pressão interna máxima, como função das características geométricas do duto e da corrosão, a partir de uma análise de regressão dos resultados numéricos.

ABSTRACT

Metallic pipelines are widely used as the most efficient and safest way of oil or gas transportation. Nowadays, failures due to corrosion have been one of the greatest concerns in maintaining the pipelines integrity. So, corrosion defects must to be accurately evaluated to avoid economic lost and environmental damages. The determination of the corroded pipes load capacity is the issue of several researchers in all over the world. There are some empiric or semi-empiric methods available to determine the load capacity of these pipes, based on experimental tests. However, these methods are known to be conservative and limited since they are dependent on material properties, pipelines geometries and defect geometry. This fact implies in the development of a large test set in order to update the solution every time those conditions are changed. The use of numerical methods to obtain better results from any structure analysis, with lower cost, has been increasing. The objective of this work is to present a limit load solution for corroded pipelines made of X65 steel. For this purpose, some pipe burst tests, founded at the literature, are simulated by finite element method. An appropriated failure criterion is determined, based on those simulations. Finally, a finite element analysis set is performed to obtain the solution of the maximum internal pressure as function of the corrosion and pipe geometry, by applying regression analysis on the numerical results.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS.....	x
LISTA DE TABELAS.....	xiv
LISTA DE SÍMBOLOS.....	xvi
LISTA DE ABREVIACÕES.....	xviii
CAPÍTULO 1 – INTRODUÇÃO.....	1
1.1 Motivação.....	1
1.2 Revisão bibliográfica.....	5
1.3 Objetivo do trabalho.....	10
1.4 Organização do trabalho.....	11
CAPÍTULO 2 – CORROSÃO EM DUTOS.....	13
2.1 Conceito.....	13
2.2 Mecanismos da corrosão.....	13
2.3 Formas de corrosão.....	15
2.3.1 Corrosão uniforme.....	15
2.3.2 Corrosão por placas.....	15
2.3.3 Corrosão alveolar.....	16
2.3.4 Corrosão puntiforme.....	16

2.3.5 Corrosão intergranular.....	16
2.3.6 Corrosão intragranular.....	16
2.3.7 Corrosão filiforme.....	16
2.3.8 Corrosão por esfoliação.....	17
2.3.9 Empolamento pelo hidrogênio.....	18
2.4 Meios de inspeção de dutos metálicos.....	18
2.4.1 Calibração.....	18
2.4.2 Levantamento geométrico.....	19
2.4.3 Levantamento do traçado do duto.....	20
2.4.4 Verificação da espessura da parede.....	21
CAPÍTULO 3 – FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	23
3.1 Critérios de escoamento e ruptura dos materiais.....	23
3.2 Tensões principais em dutos.....	25
3.2.1 Caso 1 – Duto de comprimento infinito ou de comprimento finito, mas tampado e fixo em suas extremidades.....	26
3.2.2 Caso 2 – Duto de comprimento finito, tampado e livre em suas extremidades.....	27
3.3 Análise da solução analítica para tensões principais em dutos.....	28
3.4 Aços utilizados na fabricação de dutos.....	33

CAPÍTULO 4 - MÉTODOS EMPREGADOS PARA AVALIAR A RESISTÊNCIA REMANESCENTE DE DUTOS CORROÍDOS.....	36
4.1 Métodos empíricos.....	36
4.1.1 – Método ASME B31G.....	39
4.1.2 – Método 085dL ou B31G modificado.....	39
4.1.3 – Método Effective Area.....	40
4.1.4 – Método RPA ou 085dL modificado.....	41
4.1.5 – Método DNV RP-F101.....	42
4.1.6 – Método PCORRC.....	42
4.2 Métodos experimentais.....	42
4.3 Métodos numéricos.....	45
CAPÍTULO 5 - ANÁLISE NUMÉRICA DE UM PROBLEMA EM DUTO QUE POSSUI SOLUÇÃO ANALÍTICA.....	53
5.1 Análise de duto sem corrosão com elemento de casca.....	54
5.2 Análise de duto sem corrosão com elemento de bloco.....	60
5.3 Análise de duto de parede grossa sem corrosão com elemento de casca.....	63
5.4 Conclusões do capítulo.....	63

CAPÍTULO 6 - ANÁLISE NUMÉRICA DE DUTO CORROÍDO PREVIAMENTE ENSAIADO.....	64
6.1 Considerações iniciais.....	64
6.2 Emprego do elemento de casca.....	68
6.3 Determinação do critério de falha.....	69
6.3.1 Processo para obter os resultados apresentados na tabela 6.1.....	69
6.3.2 Análise detalhada do espécime DB.....	71
6.3.3 Comparação de resultados considerando-se o critério de falha estabelecido.....	75
6.4 Análise de 32 modelos a partir do critério de falha estabelecido....	77
6.5 Justificativa da consideração de não linearidade geométrica.....	81
6.6 Construção da fórmula para a capacidade de carga de dutos corroídos.....	82
6.7 Estimativa do fator de segurança ao considerar qualquer corrosão como sendo de formato retangular.....	85
CAPÍTULO 7 – CONCLUSÕES.....	88
REFERÊNCIAS.....	91
ANEXOS.....	95
ANEXO 1 - Elaboração de algoritmo para modelagem automática de dutos corroídos.....	95
ANEXO 2 – Algoritmo para automatização da modelagem de dutos com corrosão retangular no ansys usando elemento de casca.....	100

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1.1 – ACIDENTES ENVOLVENDO DUTOS NO ESTADO DE SÃO PAULO ENTRE 1980 E 2004.....	3
FIGURA 1.2 - CAUSAS DE ACIDENTES ENVOLVENDO DUTOS NO ESTADO DE SÃO PAULO.....	4
FIGURA 2.1 – PROCESSO CORROSIVO.....	14
FIGURA 2.2 – FORMAS DE CORROSÃO.....	17
FIGURA 2.3 - PIG COM PLACA CALIBRADORA.....	19
FIGURA 2.4 - PIG GEOMÉTRICO.....	20
FIGURA 2.5 – PIGS PARA LEVANTAMENTO DO TRAÇADO DO DUTO.....	20
FIGURA 2.6 - PIG ULTRA-SÔNICO.....	21
FIGURA 2.7 - PIG ULTRASSÔNICO.....	22
FIGURA 3.1 – DISTRIBUIÇÃO DE TENSÕES RADIAL E TANGENCIAL AO LONGO DA PAREDE DO DUTO SUBMETIDO SOMENTE À PRESSÃO INTERNA.....	26
FIGURA 3.2 – CURVAS REFERENTES ÀS EQUAÇÕES 3.7, 3.8, 3.10 E 3.11.....	29
FIGURA 3.3 – CURVAS LOG X LOG REFERENTES ÀS EQUAÇÕES 3.7, 3.8, 3.10 E 3.11.....	30
FIGURA 3.4 – COMPARAÇÃO ENTRE A FUNÇÃO DE TENSÃO TANGENCIAL MÁXIMA PARA DUTOS EM GERAL COM A FUNÇÃO PARA DUTOS DE PAREDE FINA.....	32
FIGURA 3.5 – CURVA TENSÃO-DEFORMAÇÃO DO AÇO X65.....	34
FIGURA 4.1 – CORTE LONGITUDINAL ESQUEMÁTICO DA FATIA DE UM DUTO, MOSTRANDO A ÁREA CORROÍDA.....	38

FIGURA 4.2 - CONFIGURAÇÃO GEOMÉTRICA DOS ESPÉCIMES ENSAIADOS POR CHOI ET AL (2003).....	44
FIGURA 4.3 – MALHAS UTILIZADAS POR CHOI ET AL (2003).....	48
FIGURA 4.4 – COMPARAÇÃO DE P_{RUP} ENTRE ENSAIOS E AEF, PARA CORROSÃO ELÍPTICA.....	49
FIGURA 4.5 – COMPARAÇÃO DE $P_{MÁX}$ SEGUNDO B31G MODIFICADO, PCORRC, DNV E CHOI ET AL (2003), PARA R/T = 21,3.....	50
FIGURA 4.6 – COMPARAÇÃO DE $P_{MÁX}$ SEGUNDO B31G MODIFICADO, PCORRC, DNV E CHOI ET AL (2003), PARA R/T = 30.....	51
FIGURA 5.1 – CORTE TRANSVERSAL DO DUTO, MOSTRANDO A LOCALIZAÇÃO DOS ELEMENTOS DE CASCA.....	54
FIGURA 5.2 – MALHA DE 552 ELEMENTOS DE CASCA UTILIZADA NO PROBLEMA DE DUTO SEM CORROSÃO.....	57
FIGURA 5.3 – CURVA PRESSÃO INTERNA-DEFORMAÇÃO RADIAL MÁXIMA DA ANÁLISE NÃO LINEAR DE UM PROBLEMA DE DUTO SEM CORROSÃO.....	60
FIGURA 5.4 – MALHA DE 750 ELEMENTOS SÓLIDOS DE 20 NÓS UTILIZADA NO PROBLEMA DE DUTO SEM CORROSÃO.....	61
FIGURA 5.5 – DISTRIBUIÇÃO DE TENSÕES EFETIVAS DE VON MISES – ANÁLISE ELÁSTICA, COM ELEMENTO 3D, DE DUTO SEM CORROSÃO.....	62
FIGURA 5.6 – DETALHE DA FIGURA 5.5, MOSTRANDO A DISTRIBUIÇÃO DE TENSÕES AO LONGO DA PAREDE DO DUTO.....	62
FIGURA 6.1 – MALHA DOS ESPÉCIMES DA, DB OU DC COM A INDICAÇÃO DAS CONDIÇÕES DE CONTORNO.....	66
FIGURA 6.2 – DETALHE DA MALHA DOS ESPÉCIMES DA, DB OU DC NA REGIÃO CORROÍDA.....	67
FIGURA 6.3 – EVOLUÇÃO DA DISTRIBUIÇÃO DE TENSÕES EFETIVAS NO DECORRER DO CARREGAMENTO DO ESPÉCIME DB, ATÉ A APLICAÇÃO DE PRESSÃO INTERNA MÁXIMA DE 23,5MPA.....	72
FIGURA 6.4 – EVOLUÇÃO DO CARREGAMENTO E A TENSÃO EFETIVA NO NÓ MAIS SOLICITADO DO MODELO DB.....	74

FIGURA 6.5 – CURVA TENSÃO EFETIVA X DEFORMAÇÃO EFETIVA NO NÓ MAIS SOLICITADO DO MODELO DB.....	75
FIGURA 6.6 - CONFRONTO DE P_{adm} COM DNV, B31G, PCORRC, B31G MODIFICADO, AEF-3D (R/T=21,27 E D/T VARIANDO DE 0,4 A 0,8).....	79
FIGURA 6.7 - CONFRONTO DE P_{ADM} COM DNV, B31G, PCORRC, B31G MODIFICADO, AEF – 3D (R/T = 28,57 E D/T VARIANDO DE 0,4 A 0,8).....	80
FIGURA 6.8 – DISTRIBUIÇÃO DAS TENSÕES EFETIVAS E REPRESENTAÇÃO DA DEFORMADA DO MODELO 31, SIMULADO SEM A CONSIDERAÇÃO DE NÃO LINEARIDADE GEOMÉTRICA.....	82
FIGURA 6.9 – COMPARAÇÃO ENTRE RESULTADOS DOS ENSAIOS COM A SOLUÇÃO AQUI PROPOSTA.....	83
FIGURA 6.10 – COMPARAÇÃO ENTRE OS MÉTODOS DNV, 085dL, RPA, DE CHOI ET AL, E O DESENVOLVIDO NO PRESENTE TRABALHO, EM DEFEITOS PROFUNDOS E COMPRIDOS.....	84
FIGURA 6.11 – MALHA TÍPICA DE MODELO DE DUTO COM CORROSÃO ELÍPTICA.....	86
FIGURA 6.12 – DETALHE DA MALHA NA REGIÃO DO DEFEITO DE FORMATO ELÍPTICO.....	87
FIGURA 6.13 – VARIAÇÃO DA DISTRIBUIÇÃO DE TENSÕES DE VON MISES COM O AUMENTO DA PRESSÃO INTERNA APLICADA A DUTO COM DEFEITO ELÍPTICO.....	87
Figura A1.1 – passo 1.....	96
Figura A1.2 – passo 2.....	96
Figura A1.3 – passo 3.....	96
Figura A1.4 – passo 4.....	96
Figura A1.5 – passo 5.....	96
Figura A1.6 – passo 6.....	96
Figura A1.7 – passo 7.....	96
Figura A1.8 – passo 8.....	96

Figura A1.9 – passo 9	97
Figura A1.10 – passo 10	97
Figura A1.11 – passo 10	97
Figura A1.12 – passo 12	97
Figura A1.13 – passo 13	98
Figura A1.14 – passo 14	98
Figura A1.15 – passo 15	98

LISTA DE TABELAS

TABELA 1.1 – PRINCIPAIS ACIDENTES POR FALHAS EM DUTOS OCORRIDOS NO BRASIL DE 1983 A 2004.....	2
TABELA 3.1 - COMPARAÇÃO ENTRE A FUNÇÃO DA TENSÃO TANGENCIAL MÁXIMA PARA DUTOS EM GERAL COM A FUNÇÃO PARA DUTOS DE PAREDE FINA.....	31
TABELA 3.2 – CLASSES DE AÇOS UTILIZADOS EM DUTOS DE GRANDE DIÂMETRO.....	34
TABELA 3.3 – VALORES NUMÉRICOS DA CURVA TENSÃO-DEFORMAÇÃO DO AÇO X65.....	35
TABELA 4.1 – GEOMETRIA DOS ESPÉCIMES COM SUAS RESPECTIVAS PRESSÕES INTERNAS DE RUPTURA.....	45
TABELA 4.2 – RESULTADOS DAS ANÁLISES NUMÉRICAS DE CHOI ET AL (2003).....	47
TABELA 4.3 – SÉRIE DE 30 CASOS DE CORROSÕES ELÍPTICAS ANALISADOS POR J. B. CHOI ET AL.....	51
TABELA 5.1 – DADOS DE DUTOS ENSAIADOS POR CHOI ET AL (2003).....	53
TABELA 5.2 – RESULTADOS DA ANÁLISE ELÁSTICA LINEAR DE DUTO SEM CORROSÃO, COM ELEMENTO DE CASCA.....	55
TABELA 5.3 – INFLUÊNCIA DO RAIOS NA ANÁLISE ELÁSTICA DE DUTO SEM CORROSÃO.....	56
TABELA 5.4 – RESULTADOS DA ANÁLISE PLÁSTICA NÃO-LINEAR DE UM PROBLEMA DE DUTO SEM CORROSÃO – CASO 1 – DUTO COM OS TOPOS FECHADOS E FIXOS NAS EXTREMIDADES.....	58
TABELA 5.5 – RESULTADOS DA ANÁLISE PLÁSTICA NÃO-LINEAR DE UM PROBLEMA DE DUTO SEM CORROSÃO – CASO 2 – DUTO COM OS TOPOS FECHADOS, MAS SIMPLEMENTE APOIADO.....	59
TABELA 5.6 - RESULTADOS DA ANÁLISE ELÁSTICA LINEAR DE DUTO SEM CORROSÃO, COM ELEMENTO 3D.....	61
TABELA 5.7 – ANÁLISE ELÁSTICA LINEAR DE DUTO SEM CORROSÃO, COM PAREDE GROSSA, ATRAVÉS DE ELEMENTO DE CASCA.....	63

TABELA 6.1 – COMPARAÇÃO DE RESULTADOS NUMÉRICOS COM EXPERIMENTAIS.....	69
TABELA 6.2 – DETERMINAÇÃO DA PRESSÕES INTERNAS QUE LEVA O ESPÉCIME DB, NO NÓ MAIS CRÍTICO, A APRESENTAR TENSÃO EFETIVA EQUIVALENTE À TENSÃO DE REFERÊNCIA DE $0,8\sigma_u$	70
TABELA 6.3 – COMPARAÇÃO DE RESULTADOS EXPERIMENTAIS, NUMÉRICOS E EMPÍRICOS.....	76
TABELA 6.4 – ANÁLISE DE 32 MODELOS A PARTIR DO CRITÉRIO DE FALHA ESTABELICIDO NO PRESENTE TRABALHO.....	78
TABELA 6.5 – COMPARAÇÃO DE PRESSÕES MÁXIMAS ENTRE MODELOS COM CORROSÃO ELÍPTICA E MODELOS COM CORROSÃO RETANGULAR.....	86

LISTA DE SÍMBOLOS

$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$	Tensões principais
σ_e	Tensão efetiva
σ_y	Tensão de escoamento do material, observada em ensaio uniaxial
σ_r	Tensão radial
σ_θ	Tensão tangencial
σ_{zz}	Tensão axial
$(\sigma_r)_{\text{máx.}}$	Tensão radial máxima que ocorre na região mais solicitada do duto
$(\sigma_\theta)_{\text{máx.}}$	Tensão tangencial máxima que ocorre na região mais solicitada do duto
$(\sigma_e)_{\text{máx.}}$	Tensão efetiva máxima que ocorre na região mais solicitada do duto
σ_{ref}	Tensão de referência
σ_u	Tensão última do material
E	Módulo de elasticidade do material
ν	Coefficiente de Poisson
ϵ	Deformação específica
r_i	Raio interno do duto
r_e	Raio externo do duto
r	Coordenada cilíndrica referente à distância radial
r_m	Raio do modelo numérico
R	raio médio do duto
\bar{D}	Diâmetro médio do duto
D	Diâmetro externo do duto
L	Comprimento do duto
t	Espessura da parede do duto
A_1	Área efetivamente corroída
A_2	Retângulo circunscrito à área efetivamente corroída
a	Comprimento, ou extensão axial, da corrosão
a_{ef}	Comprimento efetivo da corrosão
c	Largura, ou extensão circunferencial, da corrosão
d	Profundidade máxima da corrosão

F	Fator adimensional que leva em conta as características gerais da corrosão
α	Fator empírico adimensional para estimar a tensão de referência em dutos corroídos
β	Fator adimensional que leva em conta o formato da corrosão
M	Fator adimensional que leva em conta a extensão axial da corrosão
F ₂	Fator empírico que quantifica a influência do comprimento da corrosão na resistência do duto
A	Fator adimensional definido por ASME B31G, que quantifica o comprimento da corrosão
p _L	Pressão de linha aplicada na extremidade do duto
p _i	Pressão interna no duto
P ₀	Pressão interna máxima admissível para duto íntegro
P _{rup}	Pressão interna de ruptura do duto observada em ensaios
P _{AEF}	Pressão interna máxima nas análises de elementos finitos
P _{máx}	Pressão interna máxima prevista em fórmulas da literatura
P_{AEF}^{ret}	Pressão máxima em modelos numéricos com corrosão de formato retangular
P_{AEF}^{elip}	Pressão máxima em modelos numéricos com corrosão de formato elíptico
P _{adm}	Pressão interna máxima admissível pela formulação do presente trabalho
CS	Coefficiente de segurança

LISTA DE ABREVIACOES

API	American Petroleum Institute
AEF	Análise por elementos finitos
ASME	American Society of Mechanical Engineers
CETESB	Companhia de Tecnologia de Saneamento Ambiental
DNV	Det Norske Veritas
MEF	Método dos elementos finitos
PETROBRAS	Petróleo Brasileiro S/A
REPAR	Refinaria Presidente Getúlio Vargas.

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

A demanda por dutos para o transporte de petróleo, de seus derivados e de gás natural deverá aumentar significativamente no Brasil, nos próximos anos. O aumento do consumo de combustíveis, aliado à crise energética e ao aumento do uso de gás, pelas indústrias, fará a malha crescer para estimados 25 mil quilômetros de tubos. Ao mesmo tempo, aumenta a necessidade de avaliar-se, de forma mais precisa, dutos com defeitos, para evitar prejuízos econômicos e ambientais. Um dos defeitos muito correntes é a corrosão. Nos pontos onde há corrosão, a parede do duto fica mais delgada, podendo comprometer a sua resistência mecânica. Empresas do setor de energia e mesmo o governo vêm manifestando interesse em investir em métodos que garantam maior confiabilidade e segurança operacional das linhas.

1.1 Motivação

Setores da indústria como os de petróleo ou de gás vêm cada vez mais a necessidade de avaliar a capacidade de carga remanescente de dutos corroídos. Deseja-se saber se a operação de um duto em certo estado de corrosão é segura ou se, para a sua utilização, faz-se necessária alguma intervenção. É fundamental o desenvolvimento de pesquisas nessa área para minimizar vazamentos em dutos causados, sobretudo, pela corrosão. Nas duas últimas décadas, o número de acidentes e sua gravidade, com prejuízos inestimáveis, são bastante preocupantes. A tabela 1.1 traz um resumo dos principais acidentes ocorridos no Brasil, todos por falhas em dutos.

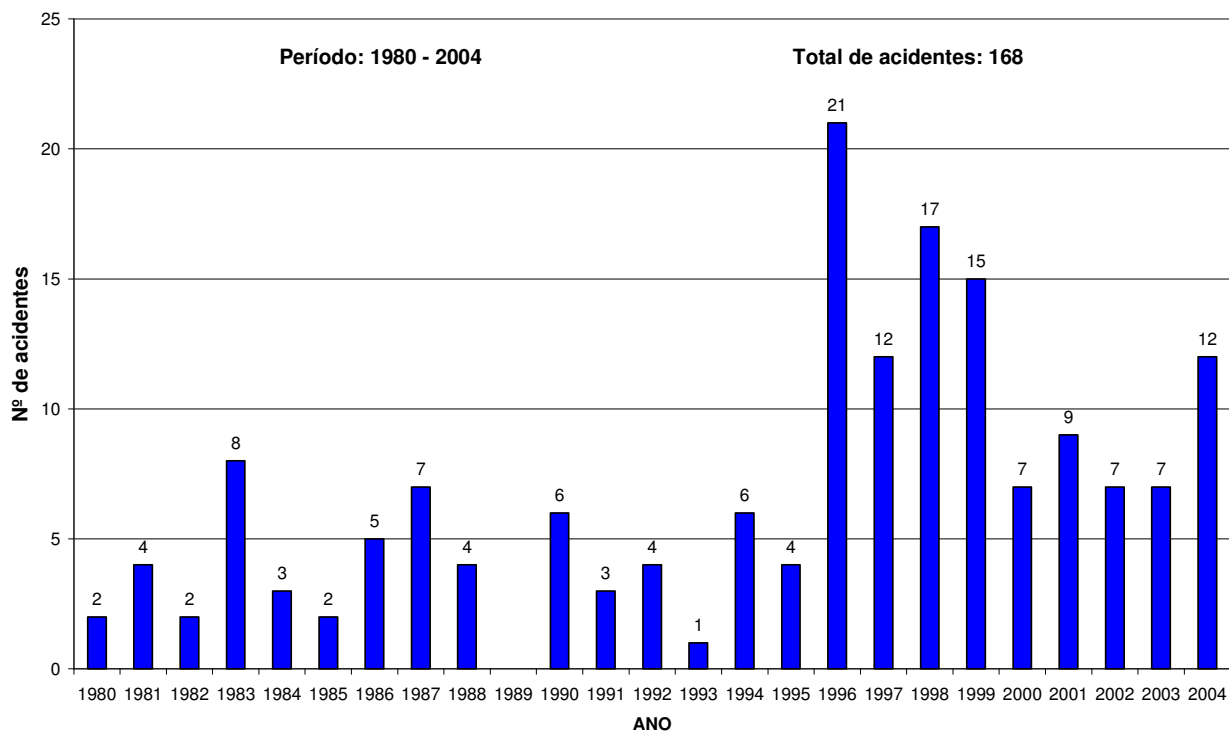
TABELA 1.1 – PRINCIPAIS ACIDENTES POR FALHAS EM DUTOS OCORRIDOS NO BRASIL DE 1983 A 2004

DATA	INCIDENTE
Outubro de 1983	3 milhões de litros de óleo vazam de um oleoduto em Bertioga.
Fevereiro de 1984	93 mortes e 2.500 desabrigados na explosão de um duto na favela Vila Socó, Cubatão – SP.
10 de março de 1997	O rompimento de um duto que liga a Refinaria de Duque de Caxias (RJ) ao terminal da Ilha D'Água provoca o vazamento de 2,8 milhões de óleo combustível em manguezais na Baía de Guanabara (RJ).
13 de outubro de 1998	Fissura em duto que liga a refinaria de São José dos Campos ao Terminal de Guararema, ambos em São Paulo, causa o vazamento de 1,5 milhão de litros de óleo combustível no rio Alambari.
6 de agosto de 1999	Vazamento de 3 mil litros de óleo no oleoduto da refinaria que abastece a Manaus Energia (Reman) atinge o Igarapé do Cururu (AM) e Rio Negro. Danos ambientais ainda não recuperados.
18 de janeiro de 2000	O rompimento de um duto que liga a Refinaria Duque de Caxias ao terminal da Ilha d'Água provocou o vazamento de 1,3 milhão de óleo combustível na Baía de Guanabara. A mancha se espalhou por 40 quilômetros quadrados.
28 de janeiro de 2000	Problemas em um duto entre Cubatão e São Bernardo do Campo (SP), provocam o vazamento de 200 litros de óleo diluente. O vazamento foi contido na Serra do Mar antes que contaminasse os pontos de captação de água potável no rio Cubatão.
16 de julho de 2000	Quatro milhões de litros de óleo foram despejados nos rios Barigüi e Iguaçu, no Paraná, por causa de uma ruptura da junta de expansão de uma tubulação da Refinaria Presidente Getúlio Vargas (Repar). O acidente levou duas horas para ser detectado, tornando-se o maior desastre ambiental da indústria petroquímica do Brasil em 25 anos.
16 de fevereiro de 2001	Rompe um duto, vazando 4.000 mil litros de óleo diesel no Córrego Caninana, afluente do Rio Nhundiaquara. Este vazamento trouxe grandes danos para os manguezais da região, além de contaminar toda a flora e fauna. O Ibama proibiu a pesca até o mês de março.
30 de maio de 2001	O rompimento de um duto em Barueri em São Paulo, ocasionou o vazamento de 200 mil litros de óleo que se espalharam por três residências de luxo do Condomínio Tamboré 1 e atingiram as águas do Rio Tietê e do Córrego Cachoeirinha.
07 de novembro de 2003	Cerca de 460 litros de óleo vazaram de uma linha de produção em Riachuelo (32 km de Aracajú), atingindo o rio Sergipe e parte da vegetação da região. A Petrobras foi multada em R\$ 1 milhão pela Adema - Administração Estadual do Meio Ambiente.
18 de fevereiro de 2004	Vazamento de óleo cru poluiu o rio Guaecá e a praia de mesmo nome em São Sebastião, litoral norte de São Paulo. O acidente aconteceu no oleoduto que liga o Tebar (Terminal Almirante Barroso), em São Sebastião, à refinaria Presidente Bernardes, em Cubatão. As causas do rompimento do oleoduto são desconhecidas. Ainda não se sabe a quantidade de óleo que vazou.

FONTE: <http://www.ambientebrasil.com.br/composer.php3?base=./agua/salgada/index.html&conteudo=./agua/salgada/vazamentos.html>

Desde os últimos anos, a indústria petrolífera brasileira está investindo muito em programas de prevenção de acidentes, sobretudo após a ocorrência de dois acidentes muito graves em 2000. O primeiro ocorreu em 18 de janeiro de 2000, com vazamento de 1,3 milhão de litros de óleo para a baía de Guanabara, de um oleoduto que levava petróleo do terminal da Ilha d'Água para a Refinaria de Duque de Caxias, no estado do Rio de Janeiro. O segundo acidente, que aconteceu em 16 de julho de 2000, foi o rompimento de uma das adutoras da Refinaria Getúlio Vargas – Repar, no município de Araucária, a 24 quilômetros de Curitiba, que deu origem a um vazamento de aproximadamente 4 milhões de litros de óleo que atingiram os rios Barigüi e Iguaçu, e que resultou numa das maiores catástrofes ambientais do Brasil (AMBIENTEBRASIL, 2002). Como providência para evitar futuros desastres semelhantes, naquele ano, a Petrobrás criou o PEGASO - Programa de Excelência em Gestão Ambiental e Segurança Operacional, que já recebeu R\$6,2 bilhões em investimentos entre 2000 e 2004 (Revista Petro & Química, 2004).

FIGURA 1.1 – ACIDENTES ENVOLVENDO DUTOS NO ESTADO DE SÃO PAULO ENTRE 1980 E 2004



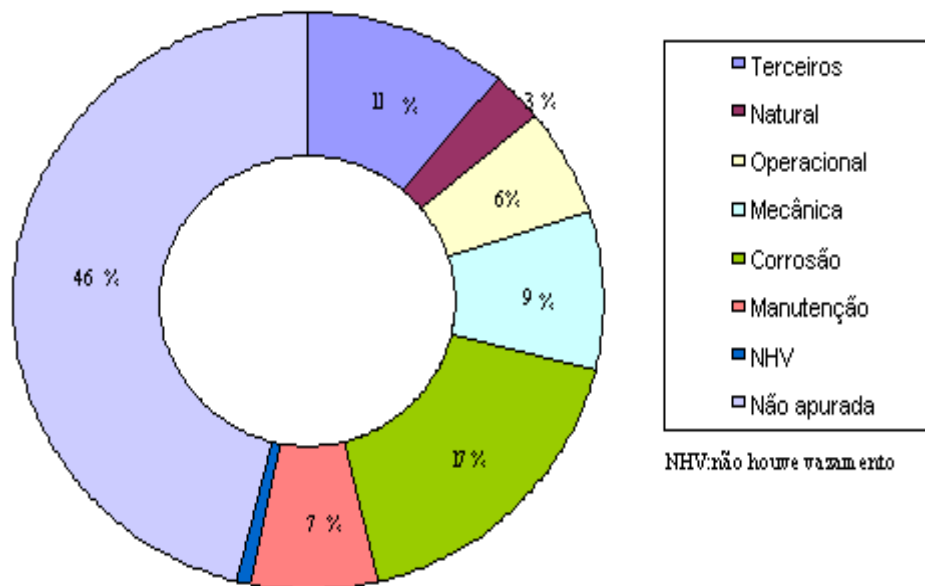
FONTE: <http://www.cetesb.sp.gov.br/emergencia/estatisticas/dutos.asp>

Apesar dos esforços em prevenção, pelo fato de a malha dutoviária estar crescendo muito atualmente no Brasil, o número de acidentes também tem aumentado. No estado de São Paulo, por exemplo, esse aumento se verifica a partir de meados da década de 1990, como mostra a figura 1.1. Observa-se também que a partir de 2000, o número de acidentes diminuiu de novo, coincidindo com o início das atividades do PEGASO, o que mostra a importância da continuidade e aprimoramento de programas desse tipo.

Uma pesquisa realizada pela CETESB - Companhia de Tecnologia de Saneamento Ambiental (2005), no período de 1980 a 2002, revela que a maioria desses acidentes é causada por falhas devido à corrosão. É o que se observa na figura 1.2. Nota-se que, das causas de acidentes apuradas no Estado de São Paulo, com vazamento do produto transportado, a corrosão é a principal, compondo 17% do total de 149 casos registrados.

Assim, é de vital importância o desenvolvimento de pesquisas que visem prevenção de acidentes com dutos que transportam óleo e gás, causados por falhas de corrosão, para minimizar vazamentos com prejuízos materiais, e, sobretudo, ambientais.

FIGURA 1.2 - CAUSAS DE ACIDENTES ENVOLVENDO DUTOS NO ESTADO DE SÃO PAULO



FONTE: http://www.cetesb.sp.gov.br/emergencia/acidentes/dutos/aa_causas.asp

Quando um duto apresenta um defeito por corrosão, é necessário saber se o mesmo pode continuar sendo operado normalmente ou se ele precisa ser reparado. Para isso, precisa-se de uma informação fundamental: qual carregamento leva a estrutura à falha mecânica. Sendo a pressão interna de fácil controle na operação das linhas, o responsável poderia querer saber a que valor de pressão o duto falhará. Se esse valor for maior ou igual à pressão de serviço original, acrescida de um fator de segurança adequado, pode-se continuar a operação normalmente. Nesse caso o resultado da análise é muito importante para garantir que a corrosão não irá comprometer o desempenho do duto, sem precisar de nenhum gasto com intervenções. Por outro lado, se o valor da pressão interna admissível para o duto corroído for menor que a pressão de serviço, faz-se necessária uma intervenção. Há duas alternativas. Pode-se reparar o dano, ou diminuir a pressão de serviço com conseqüente baixa na produção. Faz-se o que for mais viável economicamente. Fica clara a importância desse tipo de análise na tomada de decisões quando defeitos de corrosão em tubulações são detectados.

1.2 Revisão bibliográfica

A determinação da resistência de dutos corroídos é objeto de estudo de vários pesquisadores em todo o mundo, com a implementação de métodos cada vez mais precisos, que continuam em processo de evolução.

Um dos pioneiros e que teve a maior aplicação prática na avaliação de dutos com defeitos isolados, é o B31G da ASME (1984). Uma série extensiva de testes em dutos corroídos reais, que haviam sido tirados de serviço, havia sido realizada, submetendo-os a pressão interna até a ruptura. Com base nos resultados dos experimentos, expressões matemáticas para calcular a pressão máxima em dutos corroídos foram desenvolvidas. Essas expressões, embora semi-empíricas, basearam-se no princípio da mecânica da fratura. A partir dos ensaios realizados, um critério baseado apenas na geometria da corrosão foi desenvolvido para recusar dutos excessivamente corroídos. Assim, por exemplo, um duto seria automaticamente descartado se sua corrosão possuísse relação d/t (profundidade máxima da corrosão em relação à espessura da parede do duto) igual a 0,7 e relação a/\sqrt{Rt} (comprimento da corrosão em relação à raiz quadrada do raio médio pela espessura

da parede do duto) maior que a unidade. O método, cuja formulação é apresentada no capítulo 4, generaliza a corrosão para o formato parabólico e considera que a ruptura é controlada pela tensão de escoamento do material acrescida em 10%. Mostrando-se muito conservador, foi modificado por Kiefner e Vieth (1989), também se considerando que a ruptura é controlada pela tensão de escoamento do material, porém acrescida de 69MPa (valor determinado experimentalmente). A geometria de uma corrosão real foi aproximada para um formato entre o parabólico e o retangular, traduzida por um fator igual a 0,85 introduzido na formulação, que deu o nome de 085dL ao método. Como resultado das pesquisas, um programa, denominado RSTRENG (Vieth e Kiefner, 1993), foi desenvolvido.

Observando-se que a modelagem de dutos corroídos pelos métodos anteriores, que consideram os defeitos isoladamente, não é suficiente quando os mesmos manifestam-se muito próximos, Chouchaoui e Pick (1996) estudaram a interferência entre pontos próximos de corrosão. Em seu artigo, resumiram os resultados de uma série de ensaios de ruptura de dutos contendo pontos de corrosão alinhados em seus eixos longitudinais. Usaram o MEF para simular os ensaios e compararam os resultados numéricos com os experimentais, além de investigarem numericamente parâmetros geométricos não considerados experimentalmente.

Posteriormente, Grigory e Smith (1996) realizaram ensaios experimentais em treze dutos corroídos artificialmente, em escala real, submetidos a esforços combinados de efeito térmico, flexão e pressão interna. Em cada espécime introduziu-se, por meio de desgaste mecânico, uma corrosão retangular de dimensão diferente, variando-se também sua localização que podia ser tanto no bordo tracionado como no comprimido. Os ensaios tinham como objetivo fornecer uma base de dados para confirmar ou calibrar modelos numéricos de avaliação da capacidade de carga de dutos corroídos sujeitos a esforços combinados realizados por Couque et al (1996).

Os espécimes ensaiados por Grigory e Smith (1996) foram simulados numericamente, através de AEF, por Roy et al (1997). Por meio do programa ABAQUS, versão 4.9, o elemento hexaédrico híbrido de 20 nós foi utilizado nas análises. Foi levado em conta o comportamento elasto-plástico do material, bem como a presença de grandes deformações plásticas. Os valores obtidos numericamente foram validados pela

comparação com os resultados experimentais. Uma série de análises numéricas foi feita variando-se parâmetros de carregamento para avaliar a sua influência na resistência do duto.

A partir de uma adaptação do método RSTRENG 085dL, Ahammed (1997) propôs uma solução simples para avaliar a resistência remanescente de dutos com corrosão isolada, ao longo do tempo. Partiu do pressuposto, com base em trabalhos da literatura, que depois de um certo período de exposição ao meio (de um a cinco anos), a velocidade da corrosão, ou seja, a variação de sua profundidade ao longo do tempo, tende a ser constante. A velocidade pode ser medida por duas medições da mesma corrosão separadas pelo maior intervalo de tempo viável. Assim, a formulação de Ahammed (1997) é a mesma do método 085dL, sendo que o fator 0,85 foi substituído pela unidade, para simular corrosão retangular, e a profundidade, d , da corrosão tornou-se função de sua velocidade, da profundidade inicial e do intervalo de tempo.

Posteriormente, para obter resultados mais realísticos em dutos feitos de aço de alta resistência, cuja ruptura, como foi observado pelas pesquisas de Stephens e Leis (1997), é controlada a partir da tensão última do material, esses mesmos pesquisadores desenvolveram uma formulação, baseada em AEF (análise de elementos finitos), chamada de PCORRC (Stephens et al, 1999).

Dando continuidade aos experimentos de Grigory e Smith (1996), Smith et al (1998) realizaram um estudo com o objetivo de se determinar a formação do enrugamento em dutos submetidos a esforços combinados. Alguns ensaios foram realizados para a validação de um modelo de elementos finitos. O programa ABAQUS foi utilizado nas análises. O elemento empregado foi o de casca S4R, um elemento linear, com quatro nós e um ponto de integração. Com o modelo validado o mesmo foi utilizado para investigar os efeitos no enrugamento quando se variam parâmetros de carregamento e de geometria da corrosão. Descobriram que os parâmetros de carregamento que mais influenciam no enrugamento são a pressão interna e a diferença de temperatura, e os parâmetros da corrosão são sua profundidade e sua largura.

Em 1998, um modelo para prever condições de ruptura de dutos corroídos enterrados, feitos de aço de grande ductilidade, sujeitos à pressão interna, flexão lateral, cargas térmicas e tensões residuais, foi apresentado por Wang et al (1998). O modelo foi

baseado num total de 17 ensaios realizados por Grigory e Smith (1996) e Smith et al (1998). Os dutos foram modelados pelo MEF utilizando-se do elemento de casca S4R do programa ABAQUS. Uma descrição detalhada do procedimento para as análises por elementos finitos pode ser encontrado em Smith et al (1998).

No ano seguinte, a partir de uma cooperação entre a BG Technology e a DNV (Det Norske Veritas), surge o método DNV RP-F101 (DNV, 1999). Esta recomendação baseia-se numa série de ensaios de laboratório de amostras em escala real conjuntamente com análises por elementos finitos. Em sua formulação (parcialmente apresentada no capítulo 4), fruto de análise tridimensional não-linear, permite-se a inclusão de cargas axiais e de flexão, além da pressão interna e interação entre defeitos. Uma introdução ao método é dada por Bjornoy et al (1999) e uma explanação focada em sua utilização para defeito isolado é feita por Sigurdsson et al (1999).

Paralelamente, Chen et al (1998) apresentaram um método de solução numérica para carregamento radial, além de um procedimento numérico para determinar a carga limite de dutos com defeitos sujeitos a sistemas de carregamentos múltiplos. O procedimento para a modelagem baseou-se no teorema cinemático clássico de plasticidade, combinando o método dos elementos finitos com técnicas de programação matemática. Também propuseram um algoritmo iterativo direto para determinar a tensão de referência, necessária para a determinação da carga limite, com base em seu trabalho anterior (Chen et al, 1997). Dando seqüência aos trabalhos, Chen e Shu (2001) determinaram a capacidade de carga de dutos com três defeitos em quatro configurações e dimensões diferentes por meio de um método numérico simplificado, que combina MEF com programação matemática, previamente desenvolvido em seu trabalho anterior (Chen et al, 1998).

Atendendo a necessidade da Bureau Veritas, Saldanha e Bucherie (2001) apresentaram e testaram um algoritmo, denominado FEASYP (Fast Finit Element Assessment Service For the Integrity on Non-Cracked Corroded Pipelines) para a geração automática de malhas de modelos tridimensionais de elementos finitos de dutos com defeitos isolados de corrosão, a partir de elementos quadráticos de 20 nós.

No ano de 2002, Alves (2002) simula os ensaios realizados por Grigory e Smith (1996), através de AEF. O elemento finito utilizado foi o de casca S4R do programa ABAQUS. Os resultados dos modelos numéricos foram comparados com os resultados

experimentais e com os obtidos por Roy et al (1997). Alves (2002) também realizou um estudo paramétrico nos modelos numéricos, variando-se o comprimento e a profundidade da corrosão para um dos espécimes ensaiados por Grigory e Smith (1996).

No mesmo ano, Diniz (2002) realiza modelagem numérica em dutos com defeitos longos isolados de corrosão, baseada em ensaios realizados na PETROBRAS. O defeito é longo segundo o critério do método ASME B31G, com a relação entre o quadrado do comprimento do defeito e o produto do diâmetro externo do duto pela espessura de sua parede, $a^2/(Dt)$, variando de 21,2 a 90,2. Nas análises utilizou-se do elemento sólido de oito nós. Foi considerada não linearidade física, introduzindo-se as propriedades reais do material de cada duto. Os resultados obtidos nas análises foram confrontados com os experimentais, validando-se o modelo numérico.

A partir de estudos que mostraram que o método 085dL é não conservativo para defeitos longos e profundos, Benjamin e Andrade (2003) propuseram sua versão modificada, com base em ensaios realizados no laboratório da PETROBRAS (Benjamin et al, 2000). Nove espécimes tubulares contendo um defeito externo isolado de corrosão artificial foram submetidos ao carregamento até a ruptura. Uma nova formulação (adaptada no capítulo 4) foi apresentada para defeitos cujo comprimento é maior que $\sqrt{20Dt}$, denominando-se método RPA, ou método 085dL modificado. Ao invés de 0,85, um novo fator foi proposto. Ele varia de 0,85, para formato metade retangular e metade parabólico, quando o defeito é curto, até a unidade, simulando corrosão de formato retangular, quando o defeito é excessivamente longo. As pressões de ruptura medidas no laboratório de testes da PETROBRAS foram comparadas com as obtidas por meio dos métodos RPA, ASME B31G, RSTRENG 085dL e DNV RP-F101 para defeitos isolados.

Mais recentemente, para a melhoria de precisão, as soluções têm sido mais específicas em relação ao tipo de corrosão e ao material do duto. Atendendo a necessidade de uma solução mais precisa, especialmente para aços de alta resistência, Choi et al (2003), propuseram uma nova formulação específica para dutos API (American Petroleum Institute) X65, baseada em alguns ensaios de dutos em escala real, corroídos mecanicamente, e em análises por elementos finitos, utilizando elemento isoparamétrico de 20 nós.

Como resultado de uma dissertação de mestrado, Costa (2004) apresentou uma metodologia para estimar a pressão interna de ruptura de dutos com defeitos causados por um defeito isolado de corrosão. Realizou simulações numéricas por meio do MEF, utilizando-se dos programas MARC e PATRAN, cuja linguagem de programação foi usada na elaboração de um algoritmo para a geração automática das malhas de elementos finitos, introdução das condições de contorno e do carregamento. Os modelos possuíam geometria de forma combinada entre superfícies elípticas e cilíndricas. O duto foi modelado por meio de elementos sólidos na região corroída e por elementos de casca na região íntegra. Na região do defeito foram utilizados dois tipos de elementos: hexaédrico arbitrário, isoparamétrico de oito nós e hexaédrico arbitrário, isoparamétrico de vinte nós. Fora do defeito utilizaram-se os seguintes elementos: elemento de casca fina de quatro nós, com três graus de liberdade de translação e três graus de liberdade de rotação por nó e elemento de casca grossa de oito nós, também com três graus de liberdade de translação e três graus de liberdade de rotação por nó. Duas maneiras foram utilizadas para fazer a transição sólido-casca. A partir da primeira, inseriram-se elementos de casca na região sólida. A outra foi feita pelo uso de *Multi-Point Constraints* (MPC's) que associa os graus de liberdade de translação e rotação dos elementos de casca aos graus de liberdade de translação dos elementos sólidos na região da transição. Os resultados das análises numéricas foram comparados com os métodos B31G, 085dL e DNV RP-F101. Além disso, Costa (2004) fez também um estudo paramétrico da geometria do defeito.

1.3 Objetivo do trabalho

No presente trabalho, soluções para determinar a capacidade de carga, especificamente para dutos API X65, com um ponto de corrosão submetido apenas à pressão interna, são desenvolvidas a partir de comparações de dados experimentais com resultados de análises numéricas. A utilização do aço API X65 se deu apenas para que ensaios de dutos feitos com esse material, encontrados na literatura, pudessem ser comparados com os modelos desenvolvidos neste trabalho. As análises são elasto-plásticas, utilizando-se o MEF (método dos elementos finitos), com o emprego de elementos de casca, que se mostrou mais vantajoso que o elemento 3D.

1.4 Organização do trabalho

A dissertação está dividida em sete capítulos. No presente capítulo é feita uma introdução, mostrando a necessidade de avaliar a capacidade de carga de dutos corroídos. Uma revisão bibliográfica é realizada, o objetivo do trabalho é mostrado, além de ser apresentada a sua organização.

No capítulo 2 é explicado como se processa a corrosão em dutos metálicos e de que forma pode se manifestar. Também é mostrado como são feitas as inspeções em dutos, através de PIGs, para verificação de defeitos.

O capítulo 3 dá subsídio teórico básico para a determinação de tensões em dutos nas direções principais, explica alguns critérios de escoamento, sobretudo o de von Mises, que será utilizado neste trabalho e apresenta a solução analítica para dutos íntegros submetidos à pressão interna, a partir da qual é feita uma série de análises gráficas das quais resultam algumas conclusões, úteis para o desenvolvimento do trabalho. O aço X65, que será utilizado nas análises no decorrer do trabalho, tem suas características mais importantes descritas também nesse capítulo.

No capítulo 4 é explicada a formulação geral dos métodos empíricos, estando a de alguns deles lá transcrita. Além disso, o artigo de Choi et al (2003), no qual são apresentados ensaios em dutos em escala real, submetidos apenas à pressão interna, com subsequente análise numérica com elementos finitos, é interpretado e detalhado. Os ensaios e métodos desse artigo servem de base para as análises desenvolvidas no capítulo 6.

Os mesmos dutos ensaiados por Choi et al (2003), porém sem corrosão, são analisados numericamente, por meio de elementos de casca e de elemento 3D, no capítulo 5. Esses dutos são também analisados pelas fórmulas analíticas do capítulo 3. Comparando-se os resultados analíticos com os numéricos, faz-se uma análise de convergência e concluiu-se a validade dos métodos numéricos.

No sexto capítulo, é dada a maior contribuição do presente trabalho. Os dutos ensaiados por Choi et al (2003), são analisados por elementos finitos de casca, considerando-se não linearidades física e geométrica, e os resultados numéricos são comparados com os experimentais. A partir dessa comparação é determinado um critério de ruptura para dutos com corrosão de forma retangular. A utilização do elemento de casca,

em vez do elemento sólido, foi justificada mostrando-se sua vantagem. Na seqüência, dutos com corrosões retangulares de diversas dimensões são analisados, determinando-se a pressão máxima pelo critério de ruptura estabelecido. Os resultados são comparados com as previsões de outros métodos encontrados na literatura, aproximando-se da solução apresentada por Choi et al (2003). É feita também uma análise numérica sem considerar a não linearidade geométrica para mostrar a importância de sua inclusão nos modelos. Além disso um dos modelos numéricos é analisado detalhadamente para ilustrar o processo de plastificação na região corroída. Fazendo-se uma regressão, a partir dos resultados obtidos, propõe-se uma solução geral para determinar a carga limite de dutos corroídos, sujeitos apenas a pressão interna. Por último, é estimado o fator de segurança ao generalizar qualquer corrosão para o formato retangular, que é o mais crítico. Em anexo, encontram-se algoritmos para a geração automática de modelos de elementos de casca para dutos com corrosão de formato retangular e de formato elíptico, desenvolvido para as análises do presente trabalho.

Para finalizar, no capítulo 7 são feitas as considerações finais e sugestões para trabalhos futuros.

CAPÍTULO 2

CORROSÃO EM DUTOS

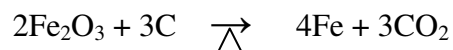
Neste capítulo serão abordados os principais aspectos relativos ao processo de corrosão em metais, com ênfase na corrosão de dutos. Procurar-se-á apresentar o conceito fundamental de corrosão, explicar os seus mecanismos e como ela pode se manifestar. Além disso, serão apresentados alguns tipos de PIGs, que são instrumentos utilizados para inspecionar dutos metálicos.

2.1 Conceito

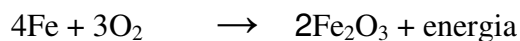
Por definição, corrosão é a destruição de um metal causada por reações químicas ou eletroquímicas com seu meio ambiente (GENTIL, 1982).

2.2 Mecanismos da corrosão

A corrosão pode ser entendida como a reação inversa do processo metalúrgico (ABRACO, 2004). O metal, ao oxidar-se (sofrer corrosão), transforma-se em um óxido semelhante ao do início do processo metalúrgico. O óxido de ferro encontrado na natureza com mais frequência é a hematita, cujo símbolo é Fe_2O_3 . A hematita é a matéria prima para a produção de ferro. A ferrugem, produto da corrosão do ferro, é nada mais do que esse mesmo composto hidratado, ou seja, $\text{Fe}_2\text{O}_3 \cdot n\text{H}_2\text{O}$. Uma maneira de produzir ferro é expor a hematita a temperaturas elevadas pela queima do carvão. É uma reação endotérmica (que consome energia):

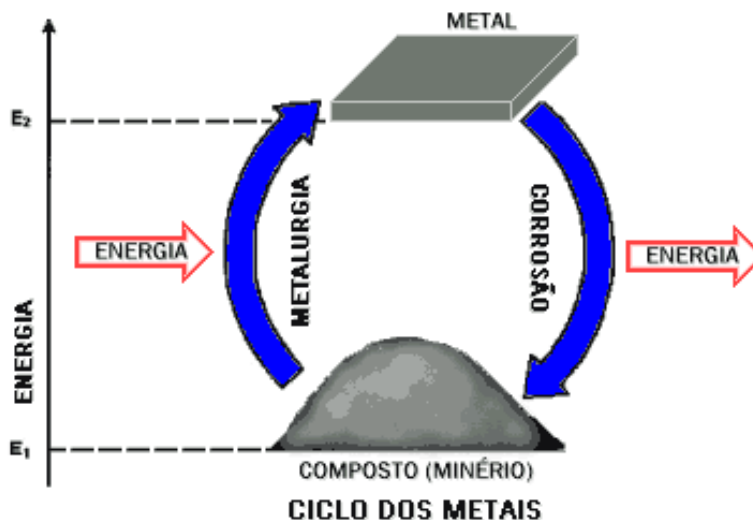


em que Δ indica o aquecimento. Essa é uma reação reversível. O produto Fe (ferro) é instável à temperatura ambiente. A volta do elemento à forma original, acontece naturalmente:



Essa última reação é espontânea, com desprendimento de energia para o meio ambiente. Esse processo corrosivo está ilustrado através da figura 2.1.

FIGURA 2.1 – PROCESSO CORROSIVO



FONTE: www.abraco.org.br/corros11.htm

A corrosão também pode ser resultante de uma reação eletroquímica (GENTIL, 1982). Uma tubulação de ferro, equipada com uma válvula de latão (liga de zinco e cobre), conduzindo água salgada, apresenta o cenário perfeito para a ocorrência de corrosão eletroquímica. Esse sistema, caracterizado pelo contato de dois metais diferentes, imersos num mesmo eletrólito (água salgada), é conhecido como pilha galvânica. Nesse exemplo, o ferro, por possuir um potencial de redução (0,771V) superior ao do cobre presente no latão (0,337V), perde elétrons. Seus átomos Fe transformam-se em íons Fe^{2+} que são atraídos para a solução de água salgada e a tubulação vai sendo corroída. Também é uma reação espontânea com produção de energia elétrica.

A corrosão de um metal pode se manifestar de diversas formas como será visto a seguir.

2.3 Formas de corrosão

A corrosão pode ocorrer sob diversas formas e o conhecimento das mesmas é muito importante no estudo e modelagem de um processo corrosivo. Assim, a corrosão poderá ser, segundo GENTIL (1982):

- uniforme;
- por placas;
- alveolar;
- puntiforme;
- intergranular (ou intercrystalina);
- intragranular (ou transgranular ou transcrystalina);
- filiforme;
- por esfoliação.

As diversas formas de corrosão estão esquematizadas na figura 2.2.

2.3.1 Corrosão uniforme

Quando toda a superfície metálica sofre a corrosão uniformemente, com igual perda de espessura, depara-se com a corrosão uniforme. É também conhecida como corrosão generalizada.

2.3.2 Corrosão por placas

A corrosão por placas é aquela que ocorre em grandes extensões da superfície metálica, mas não de forma generalizada, de modo a formar placas corroídas de profundidade constante.

2.3.3 Corrosão alveolar

A corrosão alveolar é aquela que se manifesta por meio de pequenas cavernas: alvéolos de fundo arredondado e profundidade menor que seu diâmetro.

2.3.4 Corrosão puntiforme

Quando a corrosão caracteriza-se pelo surgimento de cavidades em pequenas áreas da superfície metálica, apresentando o fundo em forma angulosa e profundidade maior que seu diâmetro, denomina-se corrosão puntiforme. Essas pequenas cavernas são chamadas de pites, de modo que a corrosão também é conhecida como *pitting*.

2.3.5 Corrosão intergranular

A corrosão pode se processar entre os grãos da rede cristalina do material metálico, o qual perde suas propriedades mecânicas e pode fraturar quando solicitado por esforços mecânicos, tendo-se então a corrosão sob tensão fraturante (Stress Corrosion Cracking – SCC). Esse tipo de corrosão é conhecido por corrosão intergranular.

2.3.6 Corrosão intragranular

Diferente da intergranular, quando a corrosão se processa no interior dos grãos da rede cristalina do material metálico, o qual, perdendo suas propriedades mecânicas, poderá fraturar à menor solitação mecânica, tendo-se também a corrosão sob tensão fraturante (Stress Corrosion Cracking – SCC), tem-se a corrosão intragranular.

2.3.7 Corrosão filiforme

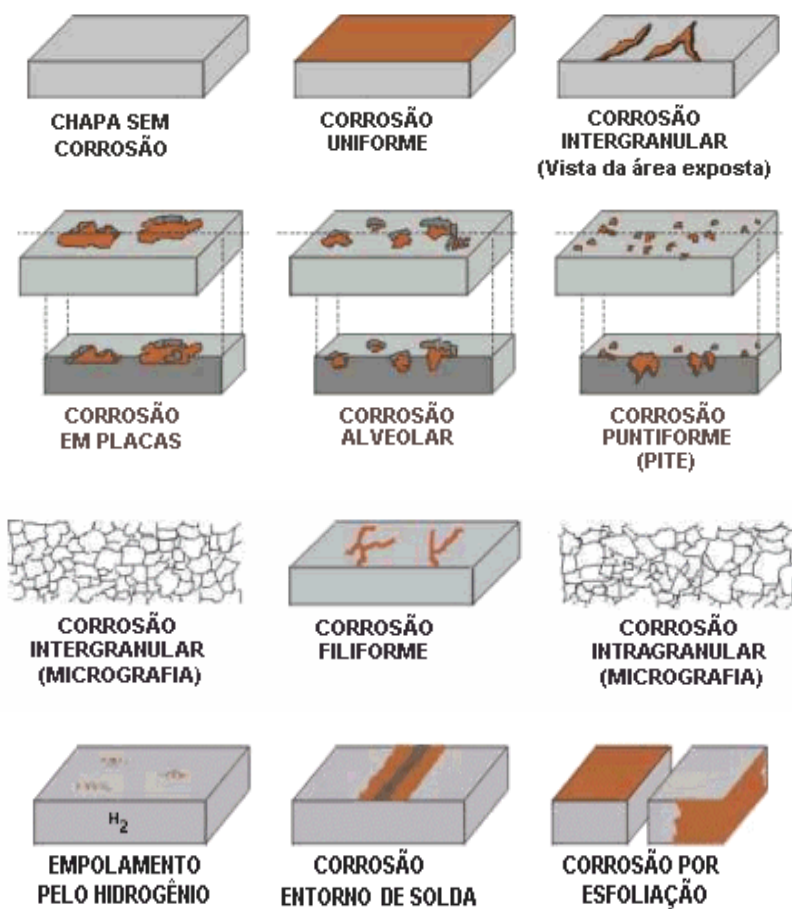
A corrosão, quando se processa sob a forma de finos filamentos que se propagam em diferentes direções e que não se cruzam, é chamada de filiforme. Ocorre geralmente em superfícies metálicas revestidas com tintas ou com metais, onde se dá o deslocamento do

revestimento. Observa-se o problema com mais freqüência quando a umidade relativa do ar supera 85%, e principalmente em revestimentos mais permeáveis à penetração de oxigênio e de água, ou ainda, quando o revestimento apresenta imperfeições.

2.3.8 Corrosão por esfoliação

Diversas camadas do metal, paralelas à superfície metálica, podem sofrer corrosão simultaneamente. Quando isso ocorre, manifesta-se a corrosão por esfoliação. O produto da corrosão, formado entre a estrutura de grãos alongados, separa as camadas resultando no inchamento do material metálico.

FIGURA 2.2 – FORMAS DE CORROSÃO



FONTE: www.abraco.org.br/corros11.htm

2.3.9 Empolamento pelo hidrogênio

Há algumas situações nas quais o hidrogênio, no estado atômico, pode ser gerado na superfície do metal, migrando para o interior e acumulando-se em defeitos existentes. Esse hidrogênio pode ser resultante da decomposição da água de cristalização, contida em alguns tipos de revestimento de eletrodo, em processos de soldagem. Pode ser também produto de alguns tipos de reações de corrosão, ou ainda, pode ser gerado pela ação de gases ricos em hidrogênio, ou também por meio de outros processos. O hidrogênio acumulado passa da forma atômica a molecular e provoca o aparecimento de altas pressões no interior da falha, com o aparecimento de empolamentos.

Para detectar as formas, as dimensões e a localização de corrosões em dutos metálicos, eles devem ser inspecionados. É do que trata a seção seguinte.

2.4 Meios de inspeção de dutos metálicos

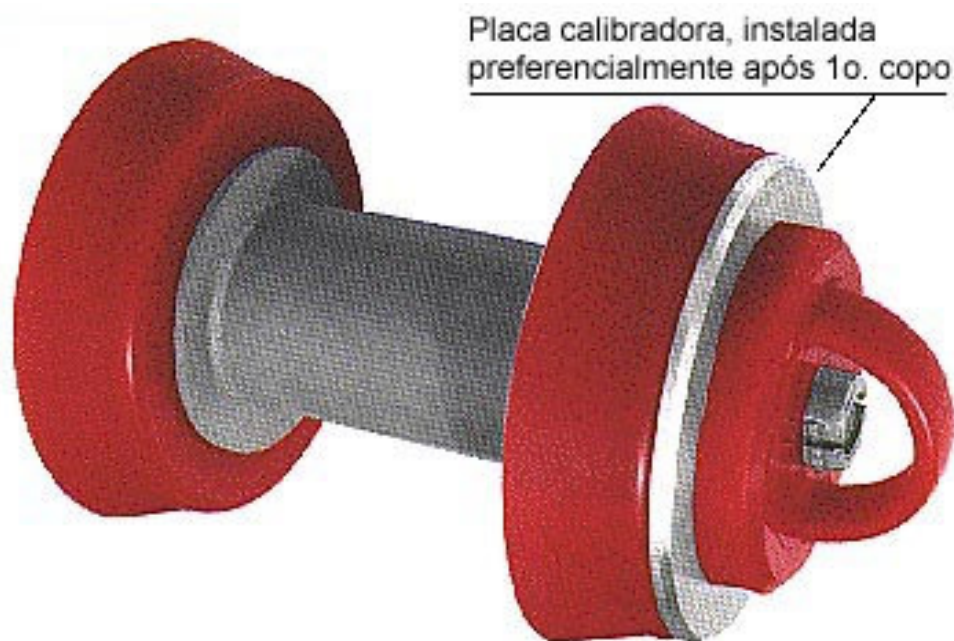
Para avaliar possíveis corrosões e outros defeitos em dutos, atendendo níveis mais elevados de segurança e continuidade operacional, eles devem ser periodicamente inspecionados. O PIG instrumentado é uma ferramenta indispensável nessas situações, pois permite obter informações seguras quanto à perda de material na parede interna ou externa e defeitos localizados, com pequeno transtorno à rotina operacional. O PIG é um dispositivo que se encaixa internamente na tubulação, onde é lançado, movimentando-se pela pressão que sofre do fluido. Há diversos tipos de PIGs, variando de acordo com sua finalidade, como é mostrado a seguir.

2.4.1 Calibração

Quando é necessário verificar a continuidade do diâmetro interno de um duto, faz-se a operação denominada de calibração. Isso pode ser realizado utilizando-se um PIG equipado com placa calibradora ou um PIG geométrico. Com a utilização de um PIG de copos com placa calibradora é possível verificar a existência de obstruções ou amassamentos, por meio das deformações sofridas pela placa. Verificada a existência de

algum desses problemas é necessário conhecer sua dimensão e posicionamento e, para isso, faz-se necessária a utilização de um PIG geométrico. Essa verificação é pré-requisito para operações com outros PIGs instrumentados.

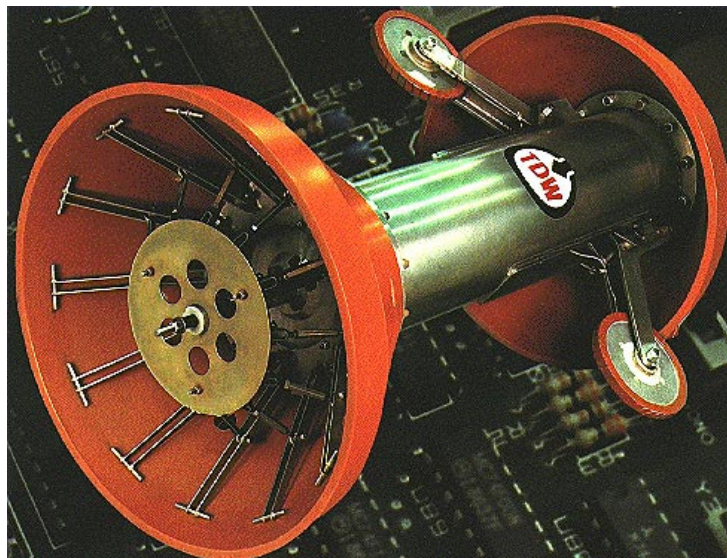
FIGURA 2.3 - PIG COM PLACA CALIBRADORA



2.4.2 Levantamento geométrico

Quando se deseja verificar a existência de defeitos em um duto (amassamentos) e determinar a sua localização, utiliza-se um PIG geométrico instrumentado que registrará essas informações permitindo identificar o trecho em que existe problema.

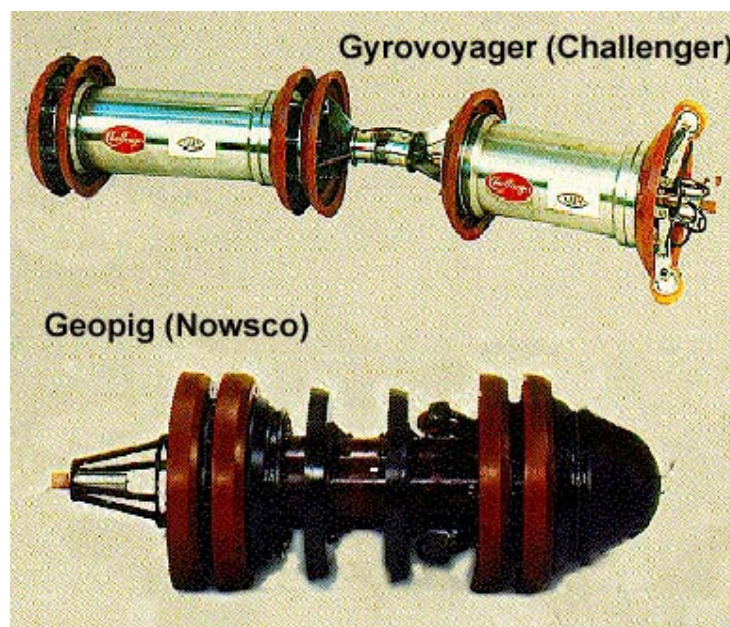
FIGURA 2.4 - PIG GEOMÉTRICO



2.4.3 Levantamento do traçado do duto

Existem PIGs que são ferramentas para levantamento da configuração espacial de um duto, permitindo conhecer também os raios de curvatura.

FIGURA 2.5 – PIGS PARA LEVANTAMENTO DO TRAÇADO DO DUTO



2.4.4 Verificação da espessura da parede

Para determinação da perda de espessura de parede de dutos, utiliza-se PIGs inteligentes, magnéticos ou ultra-sônicos, capazes até de detectar e determinar as dimensões de pequenos defeitos como pites e trincas, informando também a sua localização. Esse é, portanto, o instrumento utilizado para avaliar corrosões internas em dutos.

O princípio de inspeção ultra-sônica é muito simples: um transdutor emite um pulso que viaja a uma velocidade conhecida. O pulso parte do PIG, choca-se à parede do duto e volta como um eco. Com o tempo total do eco o PIG calcula o raio interno do duto. A diferença entre o raio interno original do duto com o raio interno calculado é o resultado da profundidade de um possível defeito. No entanto, apesar de sua simplicidade, o processo tem suas desvantagens. A mais importante é o fato de a velocidade do som ser constante apenas em meios homogêneos. No caso do líquido ou gás, que está sendo conduzido por meio do duto, conter bolhas de gás ou partículas sólidas, os resultados perdem sua precisão. Outra desvantagem é a condição de que os transdutores precisam estar perpendiculares à parede do duto, pois com qualquer desvio angular perde-se o pulso. Isto é inconveniente principalmente em curvas.

FIGURA 2.6 - PIG ULTRA-SÔNICO



A Pipetronix colocou no mercado o PIG Ultrascan e, apesar do seu projeto ser uma caixa preta, ele é provavelmente o maior desenvolvimento nessa área. A maioria dos fabricantes NKK, TDW e AMS adota uma distância entre o transdutor e a parede do duto chamado "stand-off" medindo aproximadamente vinte e cinco milímetros ou mais. No caso da Pipetronix, os transdutores foram embutidos em um copo flexível de poliuretano fixado no corpo do PIG que mantém contato permanente com a parede do duto, o que ameniza o efeito da não homogeneidade do líquido. Vêm sendo despendidos grandes esforços no sentido de aprimorar essa técnica principalmente para estendê-la à verificação de linhas de gás.

FIGURA 2.7 - PIG ULTRASSÔNICO



CAPÍTULO 3

FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

A seguir são apresentados e analisados aspectos teóricos relativos à mecânica de dutos metálicos, que irão basear as análises numéricas do presente trabalho.

3.1 Critérios de escoamento e ruptura dos materiais

Há materiais que possuem propriedades elásto-plásticas, ou seja, diante uma sollicitação de esforços crescentes se comportam como elásticos até um certo limite, a cima do qual, passam a se comportar como plásticos. A teoria matemática desse comportamento pode ser encontrada em trabalhos de diversos autores, como por exemplo THE M. W. Kellogg Company (1957), CHEN (1988), SHAMES (1989), BATHE (1996) ou HAN (1999). De um modo geral, dá-se o limite elástico quando uma determinada função dos componentes de tensão atinge um valor crítico. Esse valor leva a estrutura ao escoamento. Para prever quando a estrutura entra em regime plástico é preciso saber então:

- a) como determinar o campo de tensões a partir do carregamento aplicado;
- b) qual é a combinação crítica de tensões que leva o material ao escoamento.

O objetivo do presente trabalho é estudar falhas por colapso em dutos. Sendo o duto constituído de material metálico dúctil, e como o mesmo será analisado no limite do colapso, certamente sofrerá plastificação. As condições para que esse fenômeno ocorra precisam ser determinadas. Se um estado triaxial de tensões é apresentado (resolução do item (a) a cima), com tensões principais $\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3$, o escoamento do material ocorre quando uma função, que depende das tensões principais, atinge um valor crítico (resolução do item (b) a cima). Essa função representará a tensão efetiva, σ_e , a qual o material estará submetido, e o valor crítico será a tensão de escoamento, σ_y , observada no ensaio uniaxial do material. Essa situação será chamada de critério de plastificação ou escoamento, sendo expressa por:

$$\sigma_e = f(\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3) = \sigma_y \quad (3.1)$$

Em outras palavras, de acordo com a eq. (3.1), o escoamento do material ocorrerá quando a tensão efetiva σ_e , atingir a tensão de escoamento σ_y .

Dos diversos critérios de escoamento disponíveis, dois deles são compatíveis com observações experimentais e ao mesmo tempo são simples o suficiente para a utilização prática:

- critério de Tresca, ou da tensão cisalhante máxima;
- critério de Von Mises ou da tensão octaédrica máxima.

O critério de Tresca assume que o escoamento ocorre quando a condição da eq.(3.1) se satisfizer, definindo-se para a tensão efetiva, σ_e , a tensão cisalhante máxima, igual à diferença entre a maior e a menor tensão principal, em módulo. Isto é expresso por:

$$\sigma_e = |\sigma_1 - \sigma_3| \quad (3.2)$$

Pelo critério de Tresca, a tensão principal intermediária não interfere na plastificação.

O critério de von de Mises assume que o escoamento ocorre quando a tensão cisalhante “efetiva” atinge o valor crítico da tensão de escoamento no cisalhamento puro, isto é, metade da tensão de escoamento, σ_y na tração. Assim, a tensão efetiva de Von Mises é expressa por:

$$\sigma_e = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2} \quad (3.3)$$

Dessa forma, tem-se, para qualquer critério adotado, as seguintes situações em um estado triaxial de tensões:

- $\sigma_e < \sigma_y$: o material está em regime elástico;
- $\sigma_e = \sigma_y$: atinge-se o limite elástico, para início da plastificação;

No presente trabalho será considerada uma terceira desigualdade, tomando-se σ_y fixo e igual a tensão de escoamento original do material. Conforme a relação tensão-deformação

do aço X65 (ver figura 3.5), que é utilizada nas simulações feitas no decorrer deste trabalho, em condições próximas da ruína é possível haver tensões efetivas superiores à tensão de escoamento original do ensaio uniaxial do material, σ_y , implicando em regime plástico. Assim tem-se:

- quando $\sigma_e > \sigma_y$: o material encontra-se em regime plástico.

Uma característica importante do critério de Mises é o fato de a tensão principal intermediária ter influência na plastificação. Somente se σ_2 for igual a σ_1 ou a σ_3 é que a eq. (3.3) torna-se equivalente à equação (3.2). A maior divergência entre os dois critérios apresentados se dá quando σ_2 assume o valor médio de σ_1 e σ_3 , ou seja, $\sigma_2 = (\sigma_1 + \sigma_3)/2$.

Neste caso, a eq.(3.3) torna-se: $\sigma_e = \frac{\sqrt{3}}{2} |\sigma_1 - \sigma_3| \cong \frac{|\sigma_1 - \sigma_3|}{1,15}$

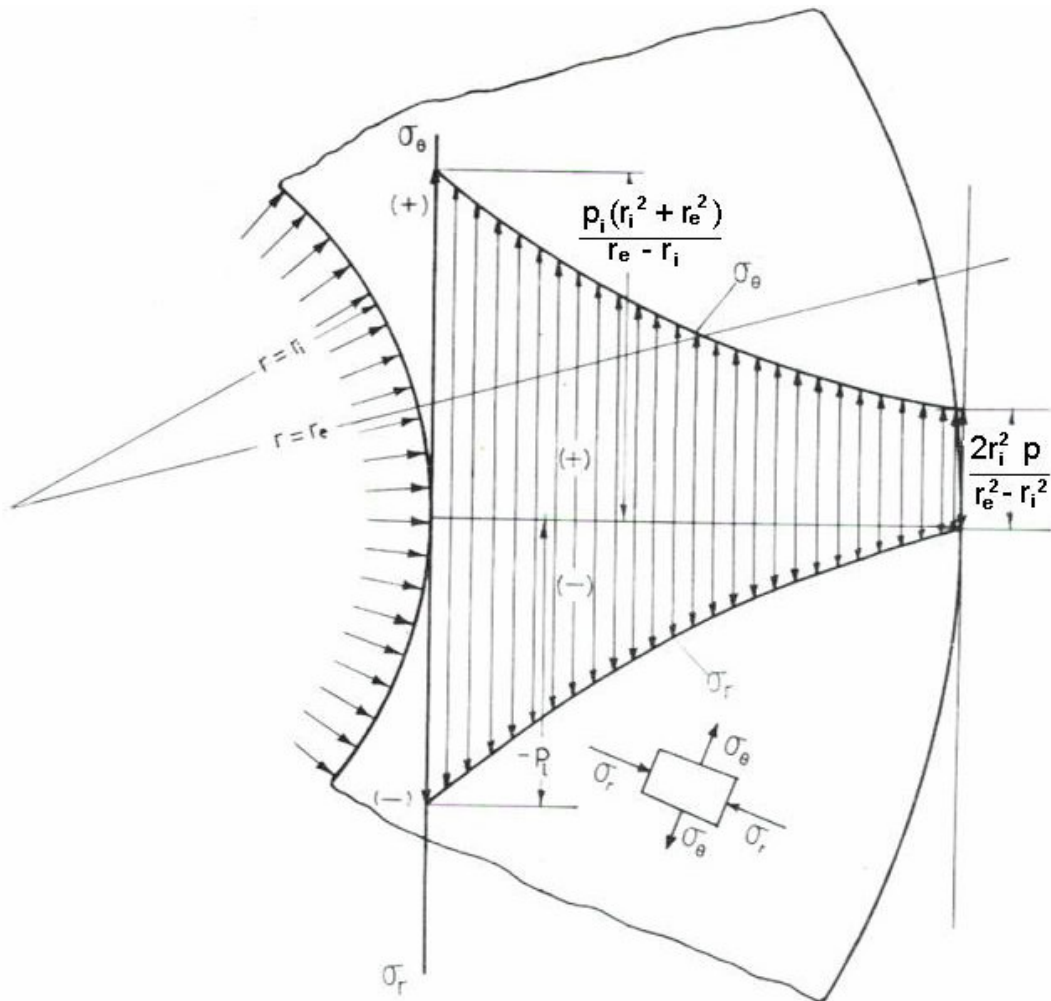
Isto é o mesmo que dizer que, para este caso crítico, a tensão efetiva de von Mises é 15% menor que a dada pelo critério de Tresca. A experiência indica que os materiais, sem um ponto de escoamento com pico de tensão, em geral, seguem uma lei intermediária entre os critérios de Tresca e de Von Mises, mais frequentemente aproximando-se do último. Para investigação matemática de distribuição de tensões e deformações plásticas, particularmente para metais, o critério de escoamento de Mises é, muitas vezes, mais adequado, sendo assim, o escolhido nas análises do presente trabalho.

3.2 Tensões principais em dutos

Como explicado na seção anterior, para saber quando o escoamento dos materiais tem início, é necessário determinar as tensões principais e, a partir delas, calcular a tensão efetiva, segundo um critério de plastificação e finalmente compará-la à tensão de escoamento verificada no ensaio uniaxial. Como já mencionado, será utilizado, neste trabalho, o critério de Von Mises. As tensões principais, em cilindros regulares submetidos somente à pressão interna, podem ser obtidas analiticamente, como será mostrado em dois casos a seguir. O primeiro diz respeito a um duto de comprimento infinito (equivalente a um duto tampado e fixo em suas extremidades) e o segundo trata de um duto de comprimento finito, tampado e livre em suas extremidades. A distribuição das tensões

radial e circunferencial ao longo da parede do duto, que independe do caso tratado, está representada na figura 3.1.

FIGURA 3.1 – DISTRIBUIÇÃO DE TENSÕES RADIAL E CIRCUNFERENCIAL AO LONGO DA PAREDE DO DUTO SUBMETIDO SOMENTE À PRESSÃO INTERNA



FONTE: BRANCO (1985)

3.2.1 Caso 1 – Duto de comprimento infinito ou de comprimento finito, mas tampado e fixo em suas extremidades

A distribuição de tensões em um duto submetido apenas à pressão interna e suficientemente comprido de tal forma que não haja deformação longitudinal, de acordo com Branco (1985), é expressa por meio das funções:

$$\sigma_r = \frac{r_i^2 p_i}{r_e^2 - r_i^2} \left(1 - \frac{r_e^2}{r^2}\right) \quad (3.4)$$

$$\sigma_\theta = \frac{r_i^2 p_i}{r_e^2 - r_i^2} \left(1 + \frac{r_e^2}{r^2}\right) \quad (3.5)$$

$$\sigma_{zz} = \frac{2\nu r_i^2 p_i}{r_e^2 - r_i^2} \quad (3.6)$$

em que r_i e r_e são os raios interno e externo, respectivamente; p_i é a pressão interna e ν é o coeficiente de Poisson. A variável r pode variar de r_i até r_e e indica a coordenada radial do ponto no qual as tensões são calculadas.

As três funções acima representam, respectivamente, a distribuição das três tensões principais: radial, circunferencial, e axial, ao longo da espessura do duto. Quando $r = r_i$, avalia-se as tensões na parede interna do duto e tanto a tensão circunferencial (σ_θ), como a tensão radial (σ_r), atingem seus valores máximos:

$$(\sigma_r)_{máx.} = -p_i \quad (3.7)$$

$$(\sigma_\theta)_{máx.} = \frac{p_i (r_e^2 + r_i^2)}{r_e^2 - r_i^2} \quad (3.8)$$

Na parede externa do duto, $r = r_e$, a tensão radial (σ_r) torna-se nula e a tensão circunferencial (σ_θ) é expressa por:

$$(\sigma_\theta)_{mín.} = \frac{2r_i^2 p_i}{r_e^2 - r_i^2} \quad (3.9)$$

A variação das tensões, tanto radial, como circunferencial, quando r varia de r_i até r_e , pode ser mais bem visualizada na figura 3.1.

A tensão axial é constante, independente do valor de r , de acordo com a eq. (3.6).

3.2.2 Caso 2 – Duto de comprimento finito, tampado e livre em suas extremidades

Ainda segundo Branco (1985), quando o duto tem pequeno comprimento e possui os topos fechados em suas extremidades, as tensões tangenciais e radiais são as mesmas das do caso 1. Já a tensão axial é constante e expressa por:

$$\sigma_{zz} = \frac{P_i}{\left(\frac{r_e}{r_i}\right)^2 - 1} \quad (3.10)$$

Pode-se expressar a tensão efetiva de von Mises, adaptando-se a eq. (3.2) para coordenadas cilíndricas, conforme Chen et al (1997), pelas função abaixo:

$$\sigma_e = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_\theta - \sigma_{zz})^2 + (\sigma_{zz} - \sigma_r)^2 + (\sigma_r - \sigma_\theta)^2} \quad (3.11)$$

Assim, segundo o critério de escoamento de von Mises, o escoamento do duto ocorre quando a tensão σ_e , da equação 3.11, atinge a tensão de escoamento σ_y .

Uma fórmula simplificada, própria para dutos de parede fina, para substituir a eq. (3.8), será deduzida na seção seguinte. Será elaborada uma definição de duto de parede fina e importantes conclusões serão feitas a partir de uma análise da solução analítica apresentada na presente seção.

3.3 Análise da solução analítica para tensões principais em dutos

Um parâmetro importante ao se analisar dutos, é a relação entre a espessura, t , da parede e o diâmetro médio, \bar{D} : a relação t/\bar{D} , um parâmetro eficiente que irá informar o quão fino a parede de um duto é. Adotando r_e para o raio externo e r_i para o raio interno do duto, é intuitivo que $t = r_e - r_i$ e $\bar{D} = r_e + r_i$. Por enquanto, admitir-se-á que um duto será de parede fina quando t/\bar{D} for pequeno, não se preocupando com o seu valor.

Em dutos de parede fina, o raio externo é aproximadamente igual ao raio interno, sendo ambos aproximadamente iguais ao raio médio do duto, R , e a equação 3.8 pode ser simplificada como a seguir:

$$\bar{D}^2 = (r_e + r_i)^2 = r_e^2 + 2r_e r_i + r_i^2 \rightarrow r_e^2 + r_i^2 = \bar{D}^2 - 2r_e r_i, \text{ e como } r_e \approx r_i \approx R, \text{ então}$$

$$r_e r_i \approx R^2 = \bar{D}^2 / 4, \text{ e } r_e^2 + r_i^2 = \bar{D}^2 - 2\bar{D}^2 / 4, \text{ implicando em:}$$

$$r_e^2 + r_i^2 = \frac{\bar{D}^2}{2} \quad (3.12)$$

Desenvolvendo o denominador da eq. 3.8, vem: $r_e^2 - r_i^2 = (r_e + r_i)(r_e - r_i) = \bar{D}t$,
então:

$$r_e^2 - r_i^2 = \bar{D}t \quad (3.13)$$

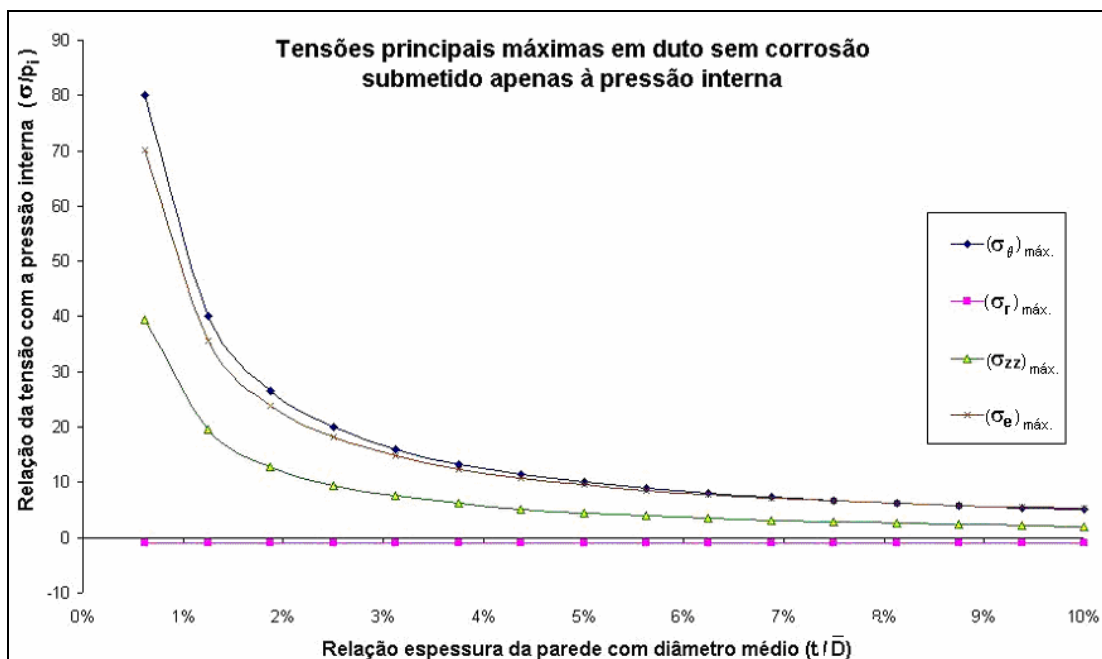
Finalmente, substituindo as equações 3.12 e 3.13 na 3.8 e fazendo as simplificações devidas, vem:

$$(\sigma_\theta)_{m\acute{a}x.} = \frac{p_i \bar{D}}{2t} \quad (3.14)$$

Essa última equação calcula a tensão circunferencial máxima para dutos de parede fina.

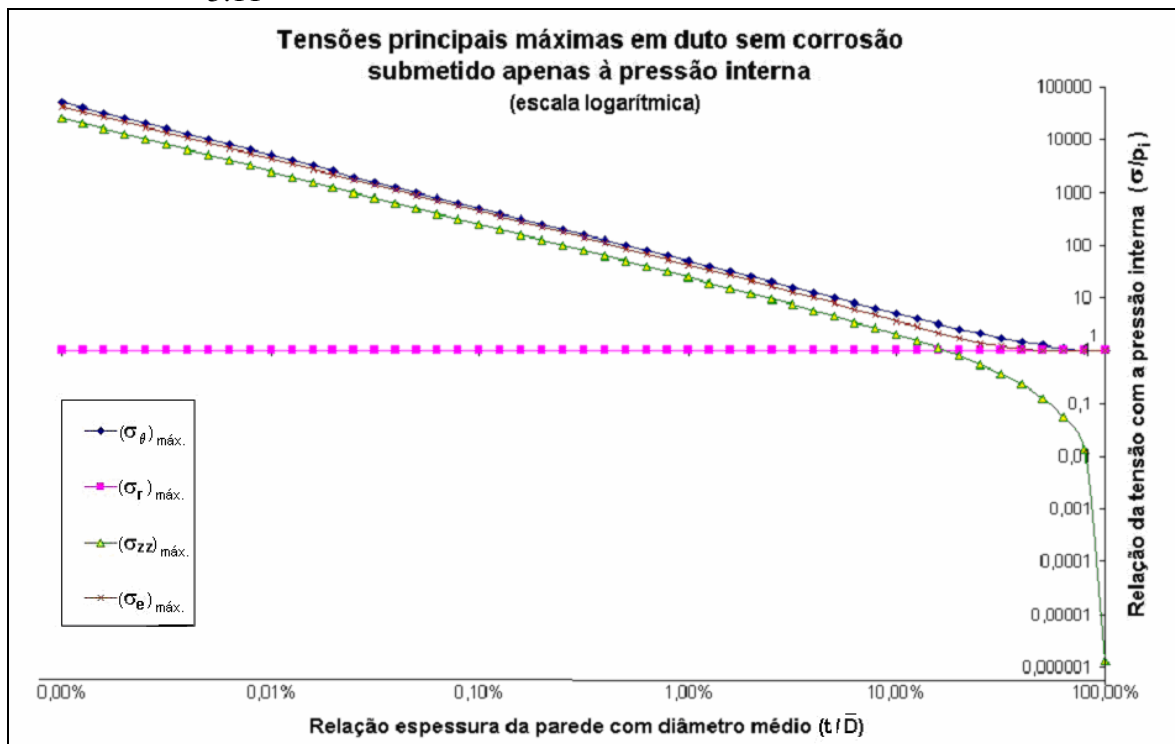
A partir das equações 3.7, 3.8, 3.10 e 3.11, fazendo-se variar seus parâmetros, chega-se ao gráfico da figura 3.2. Esse gráfico mostra a variação das tensões principais e da tensão efetiva de von Mises, ao variar a relação t/\bar{D} . A relação t/\bar{D} mínima possível é o limite quando tende a zero, mas nunca igual a zero, pois do contrário o duto não existiria. Tanto as equações 3.6, 3.8 como a 3.10 podem ser verificadas por meio dessa condução. Ao igualarem-se, nas expressões, os raios externos e internos, ou seja, fazendo $t = 0$, anulam-se os denominadores e as equações ficam sem solução.

FIGURA 3.2 – CURVAS REFERENTES ÀS EQUAÇÕES 3.7, 3.8, 3.10 E 3.11



Quando a relação t/\bar{D} se aproxima tanto de zero como da unidade, a visualização dos valores de tensão só é possível por meio de um gráfico com escala logarítmica em ambos os eixos, como o ilustrado na figura 3.3. Neste último gráfico, os valores de tensão radial foram tomados em módulo, para poderem ser representados, já que não existe logaritmo de número negativo. Observando-se os gráficos, tem-se uma sensibilidade, tanto de magnitude, como da forma que variam as três tensões principais além da tensão efetiva de von Mises, ao variar a relação t/\bar{D} .

FIGURA 3.3 – CURVAS LOG X LOG REFERENTES ÀS EQUAÇÕES 3.7, 3.8, 3.10 E 3.11



É importante notar que as grandezas dos gráficos das figuras 3.2 e 3.3 são adimensionais, já que são resultantes das relações de grandezas equivalentes. Com isso, os gráficos são gerais, sendo válidos para dutos cilíndricos de dimensões quaisquer. Assim, quaisquer conclusões que porventura sejam tomadas desses gráficos serão universais.

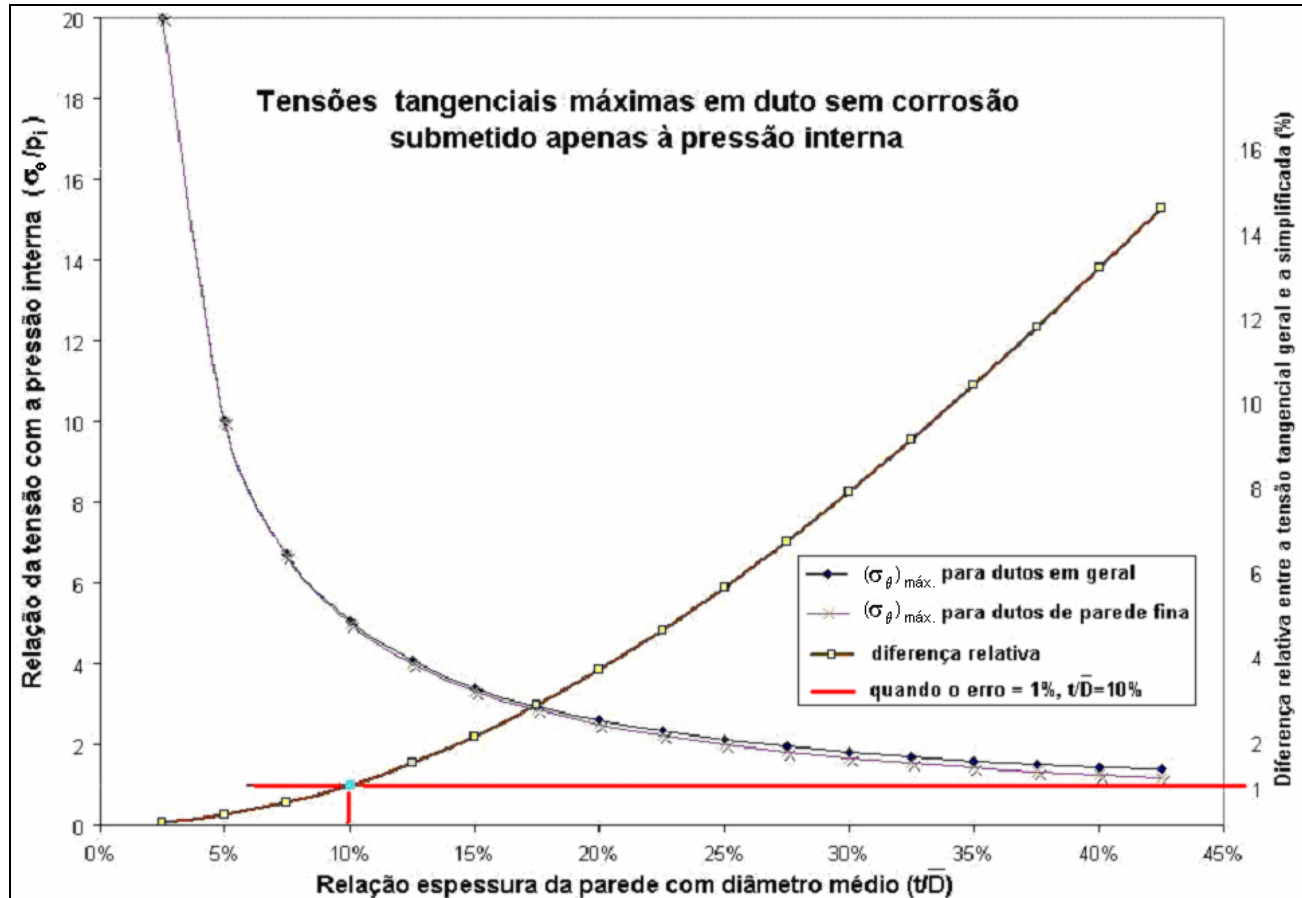
TABELA 3.1 - COMPARAÇÃO ENTRE A FUNÇÃO DA TENSÃO CIRCUNFERENCIAL MÁXIMA PARA DUTOS EM GERAL COM A FUNÇÃO PARA DUTOS DE PAREDE FINA

\bar{D}/t	t/\bar{D}	σ_{θ}/p_i geral	σ_{θ}/p_i parede fina	Erro relativo
40,0	2,5%	20,01	20,00	0,06%
20,0	5,0%	10,03	10,00	0,25%
13,3	7,5%	6,70	6,67	0,56%
10,0	10,0%	5,05	5,00	0,99%
8,0	12,5%	4,06	4,00	1,54%
6,7	15,0%	3,41	3,33	2,20%
5,7	17,5%	2,94	2,86	2,97%
5,0	20,0%	2,60	2,50	3,85%
4,4	22,5%	2,33	2,22	4,82%
4,0	25,0%	2,13	2,00	5,88%
3,6	27,5%	1,96	1,82	7,03%
3,3	30,0%	1,82	1,67	8,26%
3,1	32,5%	1,70	1,54	9,55%
2,9	35,0%	1,60	1,43	10,91%
2,7	37,5%	1,52	1,33	12,33%
2,5	40,0%	1,45	1,25	13,79%
2,4	42,5%	1,39	1,18	15,30%

Pode-se também comparar a função da eq. (3.8) com a da (3.14), por meio de um gráfico, como o ilustrado na figura 3.4. Construindo-se no mesmo gráfico uma curva que expresse o erro relativo entre as duas funções, tem-se a sensibilidade do momento no qual a diferença entre as mesmas torna-se significativa. O gráfico, ilustrado na figura 3.4, foi construído a partir dos dados da tabela 3.1, gerados pelas equações (3.8) e (3.14).

Analisando-se este último gráfico, juntamente com a tabela 3.1 que lhe deu origem, nota-se que o erro entre as duas funções para uma relação t/\bar{D} de 10% é menor que 1%. Esse erro aumenta quase quatro vezes ao dobrar a relação t/\bar{D} . Assim a equação 3.14 pode ser utilizada sem problemas quando t/\bar{D} for menor que 10% ao admitir erros de até 1%. Observa-se também que o erro é a favor da segurança. Com isso, será definido dutos de parede fina como sendo aqueles cuja relação t/\bar{D} é menor que 10%.

FIGURA 3.4 – COMPARAÇÃO ENTRE A FUNÇÃO DE TENSÃO TANGENCIAL MÁXIMA PARA DUTOS EM GERAL COM A FUNÇÃO PARA DUTOS DE PAREDE FINA



Pode-se concluir a partir da análise das equações do presente capítulo e da análise das figuras 3.2 e 3.3:

- a) a tensão radial máxima independe da geometria do duto, é constante e tem magnitude igual a da pressão interna;
- b) as tensões circunferencial e axial máximas, e conseqüentemente a tensão efetiva de von Mises, aumentam à medida que a relação t/\bar{D} diminui, tendendo a infinito quando essa relação tende a zero;
- c) como conseqüência das conclusões anteriores, a tensão radial máxima torna-se cada vez mais desprezível quanto menor for t/\bar{D} . Para dutos de parede fina, a tensão radial máxima é menor que 28% da tensão efetiva, chegando a ser menor que 5% quando $t/\bar{D} = 2\%$;

- d) para todo o intervalo, a tensão circunferencial (σ_θ) tem valor próximo da tensão efetiva (σ_e), sendo a primeira, no máximo, 28% maior que a última, em dutos de parede fina com $t/\bar{D} = 10\%$;
- e) a menor diferença entre a tensão axial (σ_{zz}) e a efetiva (σ_e) se dá para dutos de parede fina, chegando a 80% de diferença quando $t/\bar{D} = 10\%$, com σ_{zz} valendo um pouco mais que a metade de σ_e ;
- f) das conclusões c), d) e e), tem-se que a tensão circunferencial é bastante significativa na composição da tensão efetiva; a tensão axial é muito pouco significativa; e a tensão radial é desprezível, em dutos de paredes finas;
- g) quando t/D tende à unidade:
- o valor da tensão circunferencial tende ao da pressão interna;
 - a tensão axial tende a zero;
 - a tensão efetiva tende a ser 73% da tensão circunferencial.

3.4 Aços utilizados na fabricação de dutos

Para dutos de grande diâmetro, são utilizados aços de média a alta resistência com limite de escoamento de até 551 MPa (USIMINAS, 2005). Podem ser divididos em quatro grupos de resistências, como se verifica na tabela 3.2. As especificações são regidas pela norma API – American Petroleum Institute. As características deste grupo de aço são boa conformabilidade, tenacidade e soldabilidade. Os aços para tubos são indicados para aplicações em oleodutos, gasodutos e polidutos para o transporte de óleo, gás e derivados.

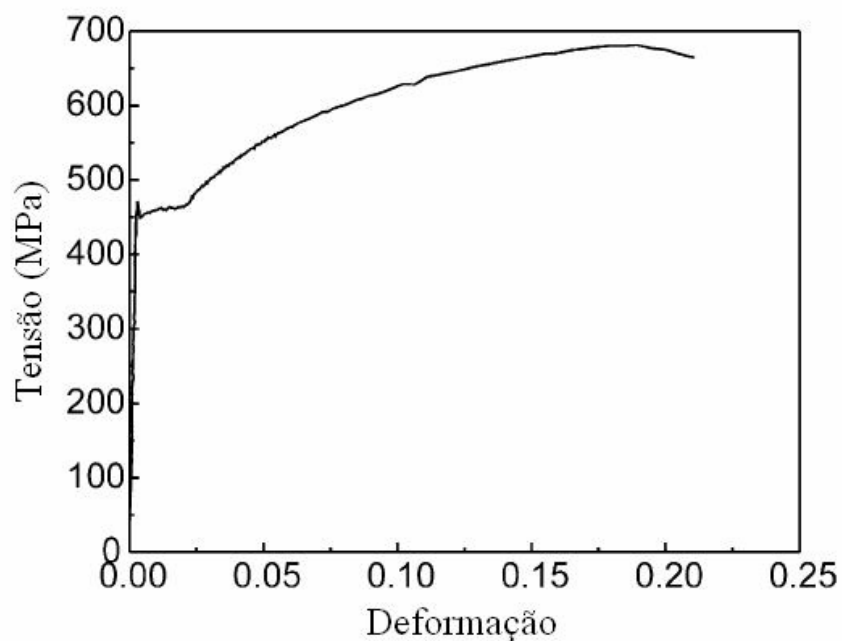
TABELA 3.2 – CLASSES DE AÇOS UTILIZADOS EM DUTOS DE GRANDE DIÂMETRO

Classe (LE)	Graus Típicos	Uso
Min 217 MPa	API-5L- A / B / X42 / X46 / X52 / X56	Dutos não submetidos à pressão e onde a economia em peso não é importante.
Min 453 MPa	API-5L-X60 / X65	Dutos submetidos à média e alta pressão e onde a preocupação com economia em peso é considerada.
Min 522 MPa	API-5L-X70	Dutos submetidos a alta pressão onde a economia em peso é importante para o projeto.
Min 551 MPa	API-5L-X80	Dutos submetidos a alta pressão onde a economia em peso é muito importante para o projeto.

FONTE: www.usiminas.com.br

No presente trabalho, ensaios de dutos em escala real, encontrados na literatura, serão simulados por análise numérica. O aço que constitui os dutos desses ensaios é o API X65. A seguir é apresentada a curva tensão-deformação, do ensaio de tração uniaxial, desse tipo de aço, extraída do artigo de Choi et al (2003).

FIGURA 3.5 – CURVA TENSÃO-DEFORMAÇÃO DO AÇO X65



FONTE: Choi et al (2003)

Para a utilização dessa curva nas simulações que serão realizadas neste trabalho, foram determinadas as coordenadas de alguns de seus pontos significativos, através do programa de computador Auto CAD, e os seus valores estão apresentados na tabela 3.3.

TABELA 3.3 – VALORES NUMÉRICOS DA CURVA TENSÃO-DEFORMAÇÃO DO AÇO X65

ε %	0,0	0,23	0,33	1,1	2,1	2,4	4,2	6,6	10,1	11,2	16,3	18,7	20,1
σ MPa	0,0	468	445	457	460	476	530	579	621	631	667	673	668

CAPÍTULO 4

MÉTODOS EMPREGADOS PARA AVALIAR A RESISTÊNCIA REMANESCENTE DE DUTOS CORROÍDOS

Diversos pesquisadores já se dedicaram ao estudo de dutos com defeitos de corrosão. Ao longo do tempo, desenvolveram-se métodos empíricos, experimentais e numéricos para avaliar a capacidade de carga com dutos corroídos. No presente capítulo serão revistos alguns desses métodos e discutidas suas limitações e seus campos de aplicações.

4.1 Métodos empíricos

A metodologia utilizada para criar um método empírico para o cálculo da resistência de dutos corroídos é a seguinte. O duto terá resistência máxima quando estiver íntegro e, portanto, é razoável partir de uma fórmula como a descrita no capítulo 3 e ajustá-la de acordo com a corrosão. Como explicado anteriormente, admite-se que o duto íntegro entra em processo de plastificação quando a tensão efetiva de von Mises atinge a tensão de escoamento do material. De acordo com as conclusões da seção 3.3, a tensão principal mais perto da tensão efetiva, em dutos de parede fina, é a circunferencial. Assim, para um modelo de método empírico, parte-se da equação 3.14, deduzida anteriormente. Ao isolar-se o termo p_i , alterando-o para P_0 , substituindo $(\sigma_\theta)_{\text{máx}}$ por σ_y , e alterando o termo \bar{D} para D (diâmetro externo do duto), vem:

$$P_0 = \frac{\sigma_y 2t}{D} \quad (4.1)$$

sendo que:

P_0 = pressão interna que “quase” leva, ao escoamento, o duto de parede fina sem corrosão. Não leva ao escoamento, efetivamente, porque a tensão σ_θ que foi substituída por σ_y é um pouco maior que a tensão efetiva de von Mises.

Acrescentando-se fatores adimensionais que levem em conta a geometria da corrosão, a capacidade de carga do duto corroído é expressa por:

$$P_{m\acute{a}x} = P_0 F \quad (4.2)$$

onde $P_{m\acute{a}x}$ = pressão interna máxíma prevista para a capacidade do duto.

Sendo que,

$$F = \alpha \left[\frac{1 - \beta \left(\frac{d}{t} \right)}{1 - \beta \left(\frac{d}{t} \right) M^{-1}} \right] \quad (4.3)$$

em que:

α = fator empírico que leva em conta que o duto irá romper depois do escoamento por possuir uma reserva plástica. É de majoração;

β = fator adimensional que leva em conta a forma da corrosão. Definindo-se como A_1 a área corroída, referente a um corte longitudinal do duto, e como A_2 o retângulo que circunscribe A_1 , o fator β será igual a relação A_1/A_2 . Isso pode ser melhor entendido através da figura 4.1. Assim sendo, $\beta = 1$ se a corrosão for retangular, $2/3$ se for parabólica, $\pi/4$ se for elíptica e assim por diante;

d = profundidade da corrosão;

d/t = fator adimensional que leva em conta a profundidade da corrosão;

M = fator adimensional que leva em conta o comprimento da corrosão, sendo expresso por:

$$M = \sqrt{1 + F_2 \frac{a^2}{Dt}} \quad (4.4)$$

em que:

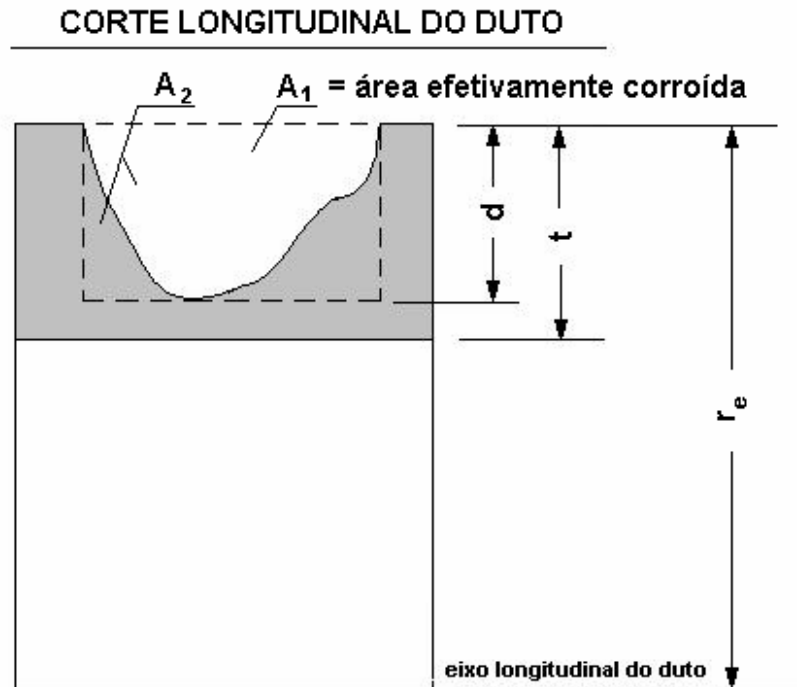
F_2 = fator empírico que quantifica a influência do comprimento da corrosão na resistência do duto;

a = comprimento da corrosão.

Dessa forma, substituindo-se (4.4) em (4.3), seguido da substituição de (4.1) e (4.3) em (4.2), a fórmula geral de métodos empíricos para o cálculo da pressão interna de ruptura, em dutos corroídos, é:

$$P_{m\acute{a}x} = \frac{\alpha\sigma_y 2t}{D} \left[\frac{1 - \beta \left(\frac{d}{t} \right)}{1 - \beta \left(\frac{d}{t} \right) M^{-1}} \right] \quad (4.5)$$

FIGURA 4.1 – CORTE LONGITUDINAL ESQUEMÁTICO DA FATIA DE UM DUTO, MOSTRANDO A ÁREA CORROÍDA



Dentre os diversos métodos empíricos encontrados na literatura, o ASME B31G (1984), o RSTRENG 085dL e o RSTRENG Effective Área (Kiefner e Vieth, 1989), o RPA (Benjamin e Andrade, 2003), o DNV RPF101 (1999) e o Battelle PCORRC (Stephens et al, 1999) terão suas formulações expostas a seguir.

O método B31G da ASME (1984), apesar de ser o mais utilizado, é também, o que apresenta resultados mais conservadores, sobretudo quando o defeito for longo, podendo ser bastante antieconômico. Esse método, que avalia dutos submetidos apenas à pressão interna, foi posteriormente modificado por Kiefner e Vieth (1989) com a implementação dos métodos RSTRENG 085dL, e o Effective Área, menos conservativos que o B31G, mas ainda assim, as pressões máximas recomendadas ficam abaixo das pressões de ruptura que se observam em ensaios. Através de diversos ensaios e análises numéricas desenvolvidas

pela BG Technology e a Det Norske Veritas - DNV (1999), surge o método DNV RP-F101, que além da pressão interna, admite tensões de compressão longitudinais, e apresenta resultados mais realísticos que os demais métodos. Este último método apresenta resultados próximos aos do PCORRC. A partir de pesquisas realizadas na PETROBRAS, no intuito de melhorar o resultado desses métodos quando aplicados em dutos com defeitos longos, Benjamin e Andrade (2003) desenvolvem o RPA.

A seguir é mostrada a formulação de cada método.

4.1.1 – Método ASME B31G

Primeiramente deve-se calcular o fator adimensional A:

$$A = 0,893 \left(\frac{a}{\sqrt{Dt}} \right) \quad (4.6)$$

a) para $A \leq 4$

$$P_{máx} = \frac{1,1\sigma_y 2t}{D} \left[\frac{1 - \frac{2}{3} \left(\frac{d}{t} \right)}{1 - \frac{2}{3} \left(\frac{d}{t\sqrt{A^2 + 1}} \right)} \right] \quad (4.7)$$

b) para $A > 4$

$$P_{máx} = \frac{1,1\sigma_y 2t}{D} \left(1 - \frac{d}{t} \right) \quad (4.8)$$

4.1.2 – Método 085dL ou B31G modificado

Este método utiliza um fator empírico (0,85) para representar um formato de corrosão entre o parabólico e o retangular.

$$P_{m\acute{a}x} = (\sigma_y + 69MPa) \frac{2t}{D} \left[\frac{1 - 0,85 \left(\frac{d}{t} \right)}{1 - 0,85 \left(\frac{d}{t} \right) M^{-1}} \right] \quad (4.9)$$

em que,

a) para $A \leq 6,3$

$$M = \sqrt{1 + 0,6275 \frac{a^2}{Dt} - 0,003375 \left(\frac{a^2}{Dt} \right)^2} \quad (4.10)$$

b) para $A > 6,3$

$$M = 3,3 + 0,032 \frac{a^2}{Dt} \quad (4.11)$$

sendo A definido na eq. (4.6)

4.1.3 – Método Effective Area

Esse método é muito semelhante ao anterior mas, para utilizá-lo, deve-se determinar a área e o comprimento efetivos da corrosão:

$$P_{m\acute{a}x} = (\sigma_y + 69MPa) \frac{2t}{D} \left[\frac{1 - \left(\frac{A_1}{A_2} \right)}{1 - \left(\frac{A_1}{A_2} \right) M^{-1}} \right] \quad (4.12)$$

em que,

a) para $A \leq 6,3$

$$M = \sqrt{1 + 0,6275 \frac{a_{ef}^2}{Dt} - 0,003375 \left(\frac{a_{ef}^2}{Dt} \right)^2} \quad (4.13)$$

b) para $A > 6,3$

$$M = 3,3 + 0,032 \frac{a_{ef}^2}{Dt} \quad (4.14)$$

em que a_{ef} = comprimento efetivo da corrosão.

4.1.4 – Método RPA ou 085dL modificado

Esse método aplica o fator β de forma variável para aumentar a margem de segurança em dutos com corrosões muito compridas, com $a > \sqrt{20Dt}$, ou seja, quando o fator A, definido em 4.6 for maior que 4. A sua formulação adaptada para apresentação no presente trabalho é a seguinte:

a) para $A \leq 4$

$$P_{m\acute{a}x} = (\sigma_y + 69MPa) \frac{2t}{D} \left[\frac{1 - 0,85 \left(\frac{d}{t} \right)}{1 - 0,85 \left(\frac{d}{t} \right) M^{-1}} \right] \quad (4.15)$$

em que M é expresso por:

$$M = \sqrt{1 + 0,6275 \frac{a^2}{Dt} - 0,003375 \left(\frac{a^2}{Dt} \right)^2} \quad (4.16)$$

b) para $A > 4$

$$P_{m\acute{a}x} = (\sigma_y + 69MPa) \frac{2t}{D} \left[\frac{1 - \beta \left(\frac{d}{t} \right)}{1 - \beta \left(\frac{d}{t} \right) M^{-1}} \right] \quad (4.17)$$

em que:

$$\beta = 1 - \frac{2,5 \cdot 10^6}{A^{12}} \quad (4.18)$$

e M é expresso por:

$$M = 2,1 + 0,088A^2 \quad (4.19)$$

4.1.5 – Método DNV RP-F101

Apesar deste método admitir carregamentos axiais, por não ser objeto do presente trabalho, será apresentada somente a sua formulação referente ao cálculo da pressão máxima de dutos sujeitos apenas à pressão interna.

$$P_{\max} = \frac{\sigma_u 2t}{D-t} \left[\frac{1 - \frac{d}{t}}{1 - \frac{d}{t \sqrt{1 + 0,31 \frac{a^2}{Dt}}}} \right] \quad (4.20)$$

4.1.6 – Método PCORRC

Esse último método apresenta a seguinte formulação:

$$P_{\max} = \frac{\sigma_u 2t}{D} \left[1 - \frac{d}{t} M \right] \quad (4.21)$$

em que:

$$M = 1 - \exp \left[-0,157 \frac{a}{\sqrt{\frac{D}{2}(t-d)}} \right] \quad (4.22)$$

4.2 Métodos experimentais

Os métodos experimentais consistem no ensaio de dutos corroídos, artificialmente ou não, e, preferencialmente, em escala real. Os resultados dos experimentos são importantes no desenvolvimento de métodos empíricos, para testar suas eficácias, bem como determinar os fatores empíricos de suas formulações. Além disso, são importantes também, em testes e calibrações de modelos numéricos, que serão explorados mais adiante.

Os ensaios são realizados em laboratório com a utilização de equipamentos para a aplicação e medição dos carregamentos, além de instrumentos que medem deformações pontuais (“strain gages”).

Em 1996, Grigory e Smith (1996) ensaiaram treze dutos corroídos em escala real, com a aplicação de carregamentos múltiplos. A corrosão foi simulada por meio de desgaste mecânico e possuía forma retangular. Os dutos eram simplesmente apoiados em seus extremos e submetidos a uma pressão interna e a cargas concentradas a uma certa distância dos apoios, de modo a provocar momento constante entre as cargas. Os dutos foram instrumentados com 50 “strain gages”, o que possibilitava uma boa medição da distribuição de deformações.

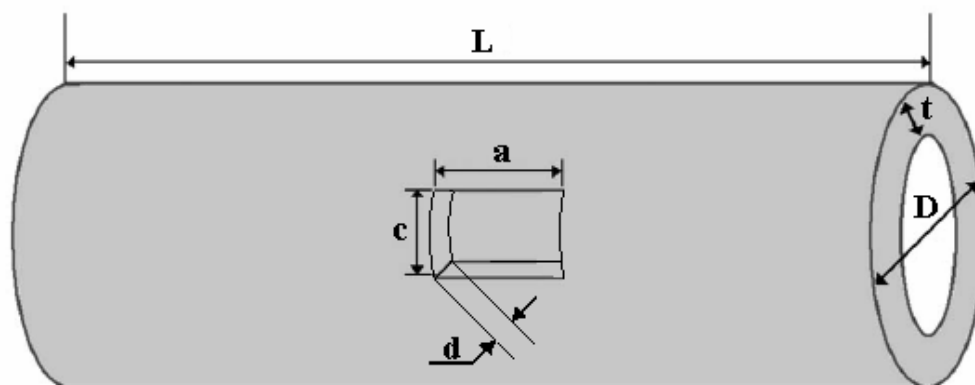
Em 1998, dando continuidade aos experimentos de Grigory e Smith (1996), Smith et al (1998), realizaram ensaios com o objetivo de determinar a formação de enrugamentos em dutos submetidos a carregamentos combinados.

Mais tarde, ensaios no laboratório da PETROBRAS, cujos detalhes podem ser encontrados em Benjamin et al (2000) ou Diniz (2002), foram realizados. Nove espécimes tubulares contendo um defeito externo isolado de corrosão artificial foram submetidos ao carregamento até a ruptura. Os espécimes, feitos de aço API 5L X60, tinham 323,9mm de diâmetro e 9,53mm de espessura de parede. Realizaram-se ensaios para se determinar as propriedades do material. Os defeitos de todos os espécimes eram de formato retangular e tinham aproximadamente a mesma profundidade em torno de 6,67mm e a mesma largura de 95,3mm. Todos os defeitos eram longos, segundo o critério do método ASME B31G, com a relação entre o quadrado do comprimento do defeito e o produto do diâmetro externo do duto pela espessura de sua parede, $a^2/(Dt)$, variando de 21,2 a 90,2.

Choi et al realizaram em 2003, uma série de ensaios experimentais em dutos, fabricados com aço tipo X65, com vários tipos de corrosões produzidas mecanicamente. Um duto com comprimento total de 12m foi dividido em peças de 2,3m de comprimento. Os dutos resultantes (espécimes) eram submetidos à pressão interna, gradualmente crescente, até que fosse atingida a ruptura. Cada espécime teve sua extremidade tampada e soldada para permitir elevada pressão interna. A configuração geométrica dos espécimes ensaiados está ilustrada na figura 4.2. As dimensões dos espécimes, com os resultados das pressões máximas estão resumidas na tabela 4.1. O defeito de corrosão foi produzido

mecanicamente em forma retangular, com os cantos arredondados para evitar alta concentração de tensões, como mostrado na figura 4.2. Para que a variação das deformações havidas durante a pressurização pudesse ser avaliada, seis “strain gages” foram instalados em cada espécime. Todos os espécimes apresentaram deformação saliente ao redor do defeito, e a falha ocorreu na base do defeito na forma de uma fissura longitudinal. Os espécimes foram pressurizados gradativamente, sendo que, uma hora após o início dos ensaios, já se atingia 80% da pressão máxima. A pressurização se completava somente três horas depois. A variação da geometria do defeito influencia a pressão de ruptura como pode ser observado na tabela 4.2. A largura do defeito, c , no entanto, causa um efeito insignificante na pressão de ruptura. Como a pressão interna produz tensão circunferencial muito maior que a tensão axial, (ver capítulo 3) esta tendência fica compreensível (esse fenômeno será melhor explicado na seção 6.4). A ruptura foi precedida por uma deformação em forma de bolha em torno do defeito, a qual é típica para materiais de dutos de média a alta resistência, caso do aço X65. Na área do defeito, observou-se uma redução significativa de sua espessura ao longo da fissura, provavelmente causada por uma estricção local antes do colapso. Em nenhum espécime houve fratura. Todos apresentaram colapso plástico. Nos espécimes, foram posicionados seis “strain gages” para a captação de deformações.

FIGURA 4.2 - CONFIGURAÇÃO GEOMÉTRICA DOS ESPÉCIMES ENSAIADOS POR CHOI ET AL (2003)



FONTE: Choi et al (2003)

NOTA: Figura adaptada de Choi et al (2003)

TABELA 4.1 – GEOMETRIA DOS ESPÉCIMES COM SUAS RESPECTIVAS PRESSÕES INTERNAS DE RUPTURA

espécime	a (mm)	c (mm)	d (mm)	Pressão de ruptura (Mpa)
DA	200	50	4,4 (25%)	24,11
DB	200	50	8,8 (50%)	21,76
DC	200	50	13,1 (75%)	17,15
LA	100	50	8,8 (50%)	24,3
LC	300	50	8,8 (50%)	19,8
CB	200	100	8,8 (50%)	23,42
CC	200	200	8,8 (50%)	22,64

L=2,3m; D=762mm; t=17,5mm

FONTE: Choi et al (2003)

Além desses, muitos outros experimentos foram e continuam sendo realizados, apresentando resultados úteis e acessíveis para pesquisas futuras.

4.3 Métodos numéricos

Lança-se mão dos métodos numéricos quando um problema é complexo demais para ser resolvido analiticamente. Nesse caso, a solução numérica poderá ser mais simples e precisa que a analítica. O problema, objeto do presente trabalho, pode ser modelado por equações diferenciais. Essas equações simulam o comportamento do material quando solicitados por esforços mecânicos. Para que as variáveis das equações sejam determinadas, é necessário incluir as condições de contorno, como a geometria da estrutura, suas restrições ao movimento além das condições de carregamento. A solução analítica de tais equações é muito complexa ou até mesmo impossível. Elas podem ser resolvidas, então, por meio de métodos numéricos. Para a solução dos problemas do presente trabalho, utilizou-se o método dos elementos finitos. Uma explanação detalhada desse método tão difundido pode ser apreciada, por exemplo, consultando Bathe (1996).

O método dos elementos finitos foi ferramenta fundamental para possibilitar a conclusão de diversos trabalhos relacionados com resistência de dutos corroídos, como por

exemplo, os de: Couque et al (1996), Roy et al (1997), Stephens e Leis (1997), Smith et al (1998), Wang et al (1998), DNV (1999), Alves (2002), Diniz (2002), Choi et al (2003), e os de Costa (2004). Desses, o procedimento feito por Choi et al (2003), por ter servido de base para o capítulo 6 do presente trabalho, será detalhado a seguir.

Choi et al (2003) propuseram uma fórmula para determinar a carga limite de dutos corroídos, feitos de aço X65. Com o intuito de obter o critério de falha para defeitos de corrosão, os pesquisadores, por elementos finitos, realizaram análises plásticas, tridimensionais, simulando seus próprios ensaios de ruptura, descritos em 4.2. Para tais análises, utilizou-se o programa comercial de elementos finitos ABAQUS. Considerando-se dois planos de simetria, somente um quarto do duto foi modelado. A corrosão, produzida mecanicamente, foi simulada em forma retangular (ver a figura 4.3-a), de acordo com os ensaios. O modelo foi concebido com elemento 3D isoparamétrico com 20 nós, sendo o número total de elementos e nós 1129 e 5713, respectivamente.

Como o colapso, de acordo com as experiências, ocorre sempre na área do defeito, o mesmo foi modelado a partir de um número suficiente de elementos determinado por meio de uma análise prévia de convergência. A pressão hidrostática foi aplicada na superfície inferior do modelo. Na extremidade do modelo foi aplicada uma força axial correspondendo à força resultante da pressão exercida nas tampas laterais dos espécimes. A curva tensão-deformação verdadeira foi obtida através dos resultados de ensaio de tração que foi realizado com o mesmo material dos espécimes. Essa curva é mostrada na figura 3.2. Em toda a análise de elementos finitos foi aplicada teoria de plasticidade incremental com grandes deformações, para simular a deformação local da área com defeito.

Os resultados da análise numérica, conjuntamente com os resultados experimentais, estão ordenados na tabela 4.2. Como em todos os testes de carga, houve falha local na área com defeito, o critério de falha é introduzido considerando-se a tensão local nessa área. Os valores de tensão efetiva de Von Mises (ver capítulo 3) foram calculados para a área com defeito e foram comparados com os resultados experimentais.

Primeiramente, foram adotadas como tensões de referência: tensão de escoamento σ_y , tensão última σ_u , 80 e 90% da tensão última. Assume-se que a falha ocorra quando a distribuição de tensões de von Mises ao longo de toda a espessura do duto, no ponto mais

crítico do defeito, atinja a tensão de referência. Para cada espécime foi feita a análise numérica, obedecendo ao critério de falha de cada tensão de referência.

Observando a tabela 4.2, para o espécime DA, por exemplo, ocorre o seguinte: a tensão efetiva de Von Mises σ_e atinge a tensão de escoamento do material σ_y , ao longo de toda a espessura do defeito, quando a pressão interna aplicada no modelo é 81% da pressão de ruptura do espécime. Outro exemplo da tabela 4.2: para o espécime CC, a tensão σ_e atinge σ_u , quando a pressão no modelo é 1,02 vezes maior que a pressão de ruptura do ensaio. Comparando-se as pressões de ruptura dos ensaios experimentais com as pressões das análises numéricas, que levam à ocorrência das tensões de referência na região do defeito, observou-se que 90% de σ_u é a tensão de referência mais adequada, como se verifica na tabela 4.2.

Em outras palavras, para que fique bem claro, ao aplicar-se no modelo numérico, uma pressão interna no duto, aproximadamente igual à pressão de ruptura observada no ensaio, verifica-se, no modelo, que σ_e atinge 90% de σ_u . Exatamente por isso, que $0,9\sigma_u$ foi escolhida para ser a tensão de referência para o critério de falha.

Assim, os pesquisadores estabeleceram o critério de falha do duto com corrosão retangular: a falha ocorre quando a tensão efetiva de von Mises (eq. 3.2), ao longo de toda a espessura do duto, no ponto mais solicitado da corrosão, atinge 90% da tensão última σ_u do material.

TABELA 4.2 – RESULTADOS DAS ANÁLISES NUMÉRICAS DE CHOI ET AL (2003)

espécime	Pressão de ruptura (MPa)	P_{AEF} / P_{ENSAIO}			
		σ_y	$0,8\sigma_u$	$0,9\sigma_u$	σ_u
DA	24,11	0,81	0,99	1,01*	1,01*
DB	21,76	0,66	0,95	1,04	1,10
DC	17,15	0,42	0,86	0,95	1,05
LA	24,30	0,68	0,95	1,00	1,01*
LC	19,80	0,61	0,88	0,98	1,06
CB	23,42	0,57	0,86	0,93	1,00
CC	22,64	0,59	0,88	0,95	1,02

* A análise parou antes do critério de ruptura ter sido atingido.

FONTE: Choi et al (2003)

O passo seguinte foi estabelecer o critério de falha de dutos com um ponto de corrosão de formato semi-elíptico. Esse formato é usado no lugar do retangular, para que se possa modelar um ponto de corrosão de forma mais geral e arbitrária, como é encontrado na prática. O formato retangular, utilizado nos espécimes, apresenta as condições mais severas, ou seja, é o pior caso, no qual a capacidade de carga do duto é a menor possível. Assim, o critério de falha encontrado para o caso de corrosão retangular ($90\% \sigma_u$) deve ser modificado para o caso da corrosão semi-elíptica. Os modelos de elementos finitos com corrosão retangular foram então adaptados para os com corrosão semi-elíptica. Uma malha típica é mostrada na figura 4.3-b.

FIGURA 4.3 – MALHAS UTILIZADAS POR CHOI ET AL (2003)

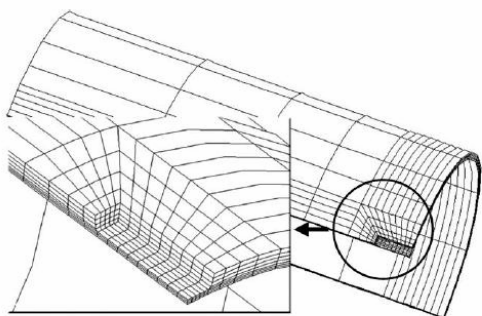


Figura 4.3-a – corrosão retangular

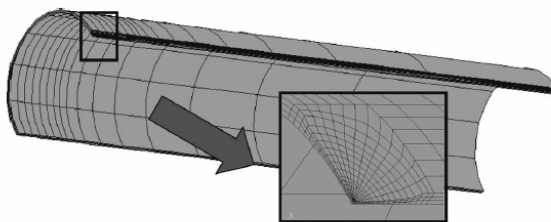


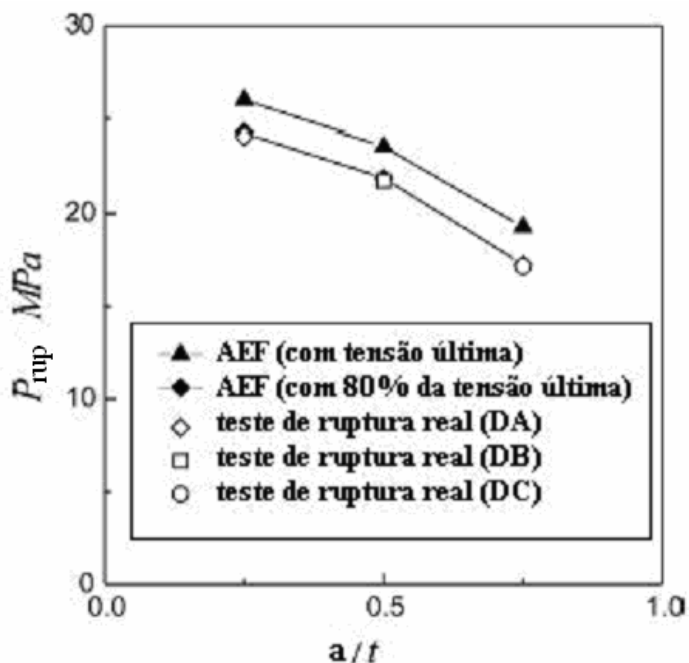
Figura 4.3-b – corrosão semi-elíptica

FONTE: Choi et al (2003)

As análises de dutos, com essa nova configuração, foram desenvolvidas para os espécimes DA, DB e DC. A figura 4.4 mostra a comparação dos resultados numéricos com os experimentais. Como tensão de referência, foram utilizadas σ_u , e $0,8\sigma_u$. Quando a tensão de von Mises atinge σ_u , as pressões de ruptura são superestimadas em 10%. Por outro lado, ao se aplicar as pressões dos ensaios no modelo, a tensão de von Mises atinge $0,8\sigma_u$. Dessa forma, $0,8\sigma_u$, torna-se a tensão de referência mais adequada para o modelo com corrosão semi-elíptica. Como era de se esperar, essa tensão é menor que aquela adotada para o modelo de corrosão retangular: para uma mesma pressão de ruptura de qualquer ensaio, atinge-se um valor menor de σ_e no modelo de corrosão semi-elíptica. Ou seja, esse último possui maior capacidade de carga. Fica claro que a corrosão retangular é a mais severa, e

adotando-se $0,8\sigma_u$, como critério de falha para dutos com corrosão em forma semi-elíptica, tem-se uma solução conservativa, a favor da segurança.

FIGURA 4.4 – COMPARAÇÃO DE P_{RUP} ENTRE ENSAIOS E AEF, PARA CORROSÃO ELÍPTICA



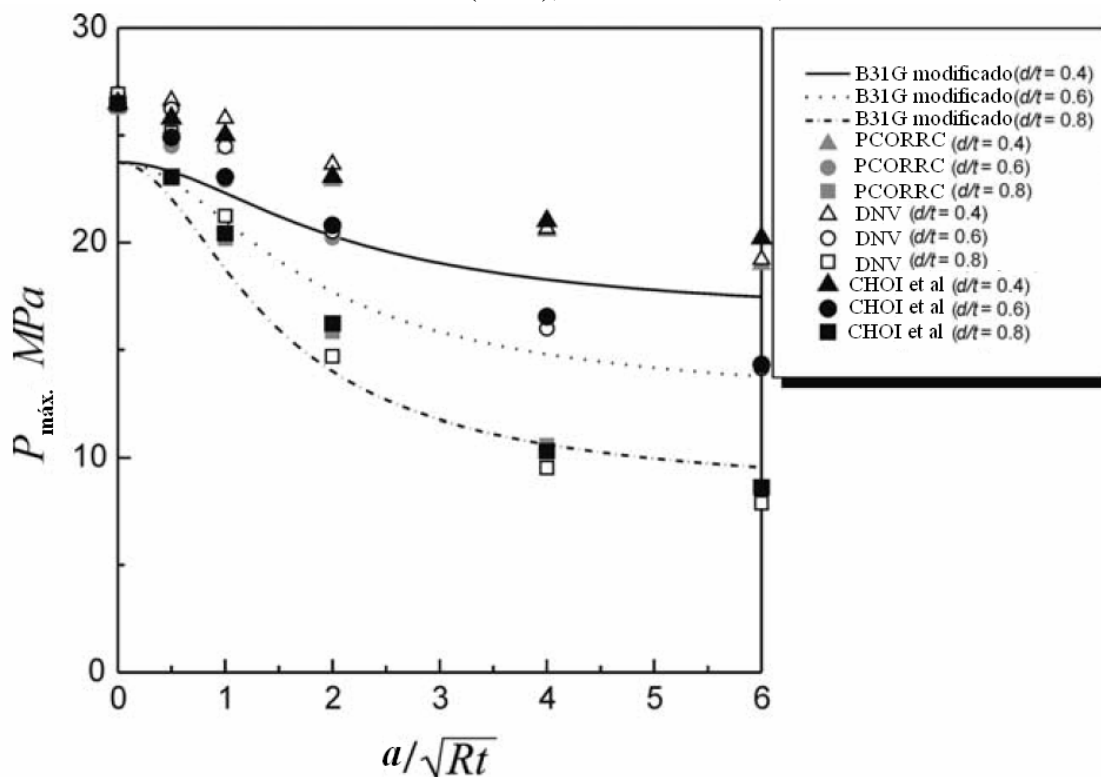
FONTE: Choi et al (2003)

NOTA: Figura adaptada de Choi et al (2003)

Utilizando-se esse critério, vários modelos, de mesmo material e elementos finitos já citados anteriormente, foram executados, variando-se suas geometrias num total de 30 tipos de corrosões de formato semi-elíptico. Variaram-se três diferentes parâmetros: R/t , d/t e a/\sqrt{Rt} . Os valores de R/t adotados foram 21,3 e 30, considerando-se as reais dimensões do gasoduto. Os valores de d/t foram definidos como 0,4, 0,6 e 0,8. Cinco valores de a/\sqrt{Rt} , variando de 0,5 até 6, foram considerados. Os 30 casos analisados estão resumidos na tabela 4.3. A variação da largura, c , não seria significativa já que rupturas axiais são mais críticas que as circunferenciais, como observado nos ensaios, e assim sendo, $c/\pi R$ foi fixado em 1/10 para todo o grupo de análise. Para todos os casos, a máxima tensão de von Mises foi observada no ponto mais inferior do defeito. Assumiu-se, no entanto, que a falha ocorria quando a tensão de von Mises, ao longo da parede do defeito, atingia $0,8 \sigma_u$ como

estabelecido anteriormente. A máxima pressão permitida, $P_{\text{máx}}$, era determinada como sendo a pressão interna para a qual o critério de falha era satisfeito.

FIGURA 4.5 – COMPARAÇÃO DE $P_{\text{MÁX}}$ SEGUNDO B31G MODIFICADO, PCORRC, DNV E CHOI ET AL (2003), PARA $R/T = 21,3$

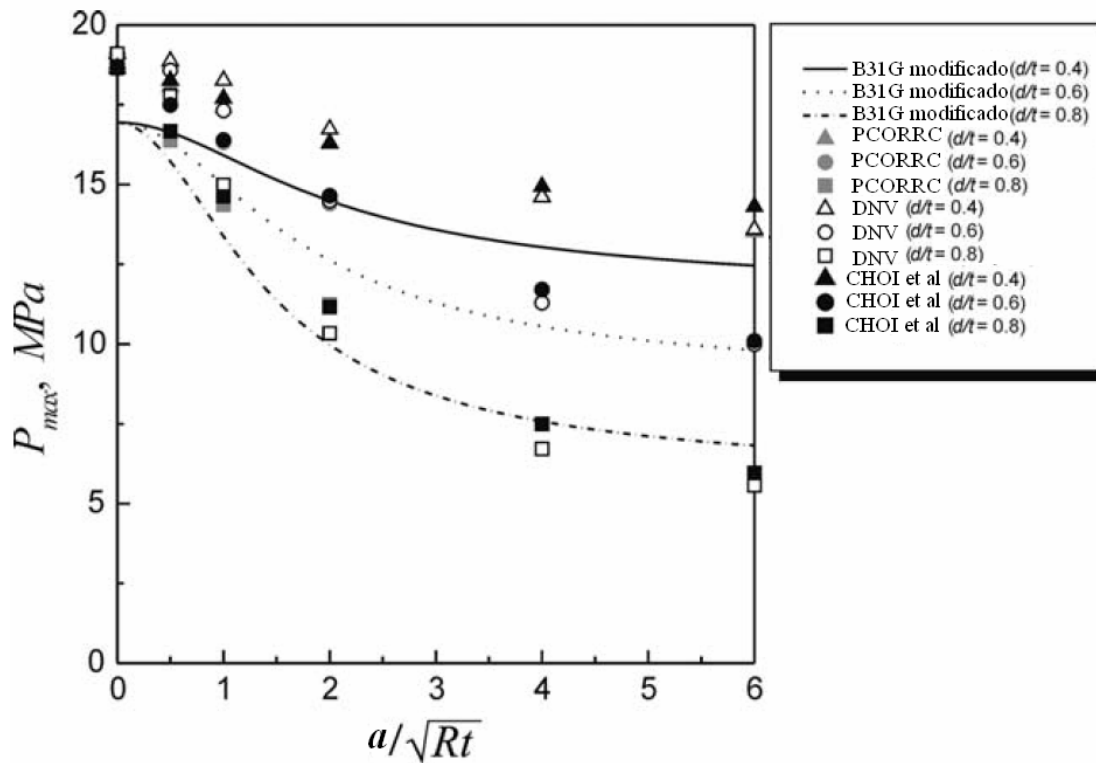


FONTE: Choi et al (2003)

NOTA: Figura adaptada de Choi et al (2003)

As figuras 4.5 e 4.6 mostram os resultados para as máximas pressões admissíveis, das análises numéricas, quando $R/t = 21,3$ e 30 , respectivamente, em comparação com resultados de métodos empíricos, tais como B31G modificado, Battelle PCORRC e BG/DNV. Quando R/t cresce, a pressão admissível máxima decresce. Para casos de $d/t = 0,4$ e $0,6$, a AEF gera valores aproximadamente 10 a 20% maiores que os obtidos pelo método B31G modificado. Para defeitos profundos, com $d/t = 0,8$, os resultados da AEF vão apresentando valores menores que os do B31G modificado, na medida que o comprimento do defeito aumenta. Isto implica que o B31G modificado é conservativo para todos os defeitos rasos, mas pode ser não-conservativo para defeitos compridos e profundos. Esta tendência se verifica também para os outros métodos.

FIGURA 4.6 – COMPARAÇÃO DE $P_{MÁX}$ SEGUNDO B31G MODIFICADO, PCORRC, DNV E CHOI ET AL (2003), PARA $R/T = 30$



FONTE: Choi et al (2003)

NOTA: Figura adaptada de Choi et al (2003)

TABELA 4.3 – SÉRIE DE 30 CASOS DE CORROSÕES ELÍPTICAS ANALISADA POR J. B. CHOI ET AL

$c/\pi R_0$	R/t	d/t	$a/(Rt)^{0,5}$	R/t	d/t	$a/(Rt)^{0,5}$
0,1	21,3	0,4	0,5	30	0,4	0,5
			1			1
			2			2
			4			4
			6			6
			0,6			0,6
		1	1			
		2	2			
		4	4			
		6	6			
		0,8	0,8	0,5		
		1	1			
2	2					
4	4					
6	6					

FONTE: Choi et al (2003)

Aplicando análise de regressão nos resultados de AEF, os pesquisadores propõem uma solução de carga limite como uma função de R/t , d/t e a/\sqrt{Rt} como a seguir:

para $\frac{a}{\sqrt{Rt}} < 6$,

$$P_{m\acute{a}x} = 0,9 \times \frac{2t}{D} \sigma_u \left[C_2 \left(\frac{a}{\sqrt{Rt}} \right)^2 + C_1 \left(\frac{a}{\sqrt{Rt}} \right) + C_0 \right] \quad (4.18)$$

$$C_2 = 0,1163 \left(\frac{d}{t} \right)^2 - 0,1053 \left(\frac{d}{t} \right) + 0,0292$$

$$C_1 = -0,6913 \left(\frac{d}{t} \right)^2 + 0,4548 \left(\frac{d}{t} \right) - 0,1447$$

$$C_0 = 0,06 \left(\frac{d}{t} \right)^2 - 0,1035 \left(\frac{d}{t} \right) + 1,0$$

para $\frac{a}{\sqrt{Rt}} \geq 6$,

$$P_{m\acute{a}x} = \frac{2t}{D} \sigma_u \left[C_1 \left(\frac{a}{\sqrt{Rt}} \right) + C_0 \right] \quad (4.19)$$

$$C_1 = 0,0071 \left(\frac{d}{t} \right) - 0,0126$$

$$C_0 = -0,9847 \left(\frac{d}{t} \right) + 1,1101$$

CAPÍTULO 5

ANÁLISE NUMÉRICA DE UM PROBLEMA EM DUTO QUE POSSUI SOLUÇÃO ANALÍTICA

No presente capítulo é feita a modelagem pelo método dos elementos finitos, dos dutos ensaiados por J. B. Choi et al (2003), sem considerar a corrosão. Esse problema tem solução analítica (ver capítulo 3), de tal forma que os resultados numéricos possam ser comparados com os teóricos. O material considerado é o aço X65 cujo módulo de elasticidade foi extraído da tabela 3.3, dividindo-se a tensão de escoamento (468MPa) pela deformação correspondente (0,23%).

Os dados do problema estão organizados na tabela 5.1 abaixo:

TABELA 5.1 – DADOS DE DUTOS ENSAIADOS POR CHOI ET AL (2003)

Símbolo	Significado	Valor	Unidade
L	Comprimento do duto	2300	Mm
D	Diâmetro externo do duto	762	Mm
t	Espessura da parede do duto	17,5	Mm
r_e	Raio externo	381	Mm
r_i	Raio interno	363,5	Mm
r_m	Raio do modelo	372,25	Mm
ν	Coefficiente de Poisson	0,3	-
E	Modulo de elasticidade do aço X65	203,5	GPa
σ_y	Tensão de escoamento do aço X65	468	MPa
σ_u	Tensão última	673	MPa
p_i	Pressão interna	1	MPa

Serão analisados dois casos:

- a) caso 1 - duto com os topos fechados e fixos nas extremidades
- b) caso 2 - duto com os topos fechados, mas simplesmente apoiado.

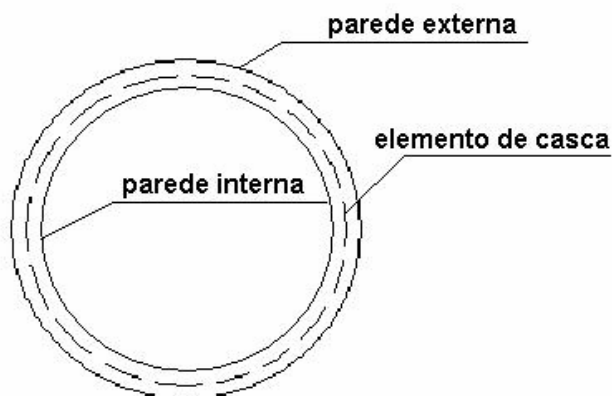
Para a pressão interna foi escolhido o valor de 1MPa apenas, para gerar resultados teóricos que possam ser comparados com os numéricos e, é certo que a essa pressão o material está bem longe do escoamento (ver tabela 4.1). Os resultados teóricos expressos nas tabelas que seguem no decorrer do capítulo, foram obtidos pelas equações 3.6, 3.7, 3.8, 3.10 e 3.11 do capítulo 3.

Para cada um dos dois casos, 1 e 2, a cima, é feita uma análise numérica linear elástica e uma não linear elastoplástica, através do programa computacional ANSYS (2003), utilizando-se elementos de casca. O mesmo é feito com os elementos de bloco de 20 nós. Nas análises não lineares, são consideradas não linearidades física e geométrica com grandes deformações. Para todas as análises foram empregados três planos de simetria, perpendiculares entre si, de forma que somente um oitavo do duto foi modelado.

5.1 Análise de duto sem corrosão com elemento de casca

O elemento de casca usado na análise linear, foi o SHELL63 do ANSYS (2003), que possui 4 nós, e 6 graus de liberdade por nó. Para a análise não linear, foi utilizado o elemento SHELL43, semelhante ao anterior, mas com propriedades plásticas.

FIGURA 5.1 – CORTE TRANSVERSAL DO DUTO, MOSTRANDO A LOCALIZAÇÃO DOS ELEMENTOS DE CASCA



Os elementos de casca são bidimensionais, porém aceitam a inclusão de uma espessura. O elemento deve estar localizado no interior da parede do duto real, como mostra a figura 5.1. Por esse motivo, o raio do modelo é único e igual à média dos raios externo e interno do duto real, denominado raio médio do duto, R.

Uma das malhas utilizadas, com as indicações das restrições no contorno, está representada na figura 5.2. Para o caso 1, nas linhas L3 e L2, da figura 5.2, foram aplicadas as condições de contorno devido aos planos de simetria, impedindo-se o movimento na direção x, na L3, e na direção y na L2. Nas linhas L1 e L4 as condições de contorno são o impedimento de se deslocar na direção z e de rotacionar em torno do eixo z. Embora as condições de contorno em L1 e L4 sejam as mesmas, as suas razões não são. Enquanto que a restrição ao movimento na direção z da L1 é devida à simetria, em L4 a restrição se dá pelo fato do topo estar fixo na extremidade, característica do caso 1.

Para o caso 2, as condições de contorno são as mesmas, exceto para L4, para a qual é retirada a restrição ao movimento axial e adicionada uma pressão de linha p_L , equivalente à pressão exercida na tampa lateral. Essa pressão pode ser calculada dividindo-se a força total exercida na tampa ($p_i \cdot \pi r_i^2$) pelo comprimento da circunferência do modelo ($2\pi r_m$). No caso, $p_L=177,48$ N/mm. Vale lembrar que a circunferência do modelo inscreve-se na espessura média do duto real. Esse tipo de modelagem é a que será utilizado para simular as experiências de Choi et al (2003).

TABELA 5.2 – RESULTADOS DA ANÁLISE ELÁSTICA LINEAR DE DUTO SEM CORROSÃO, COM ELEMENTO DE CASCA

		Nº de elementos	$(\sigma_\theta)_{\text{máx}}$ (MPa)	$(\sigma_r)_{\text{máx}}$ (MPa)	σ_{zz} (MPa)	$(\sigma_e)_{\text{máx}}$ (MPa)	Erro de σ_e (%)
CASO 1	TEÓRICO	-	21,28	-1,00	6,08	19,72	
	NUMÉRICO 1	552	21,23	-1,00	6,37	19,61	0,56
	NUMÉRICO 2	2208	21,26	-1,00	6,38	19,64	0,41
	NUMÉRICO 3	13570	21,27	-1,00	6,38	19,65	0,36
CASO 2	TEÓRICO	-	21,28	-1,00	10,14	19,30	0,25
	NUMÉRICO	552	21,23	-1,00	10,14	19,25	

Os resultados das análises lineares são mostrados na tabela 5.2. A tabela 5.4 mostra os resultados das análises elastoplásticas. Na tabela 5.2, o “Erro de σ_e (%)” é o erro da tensão efetiva de von Mises do resultado numérico em relação ao teórico. Para o caso 1 a malha foi refinada duas vezes, com a conseqüente diminuição do erro, mostrando-se a convergência do modelo.

O problema também foi resolvido, numericamente, para o caso 1, fazendo o raio do modelo igual ao raio externo e ao raio interno. Os resultados estão apresentados a seguir:

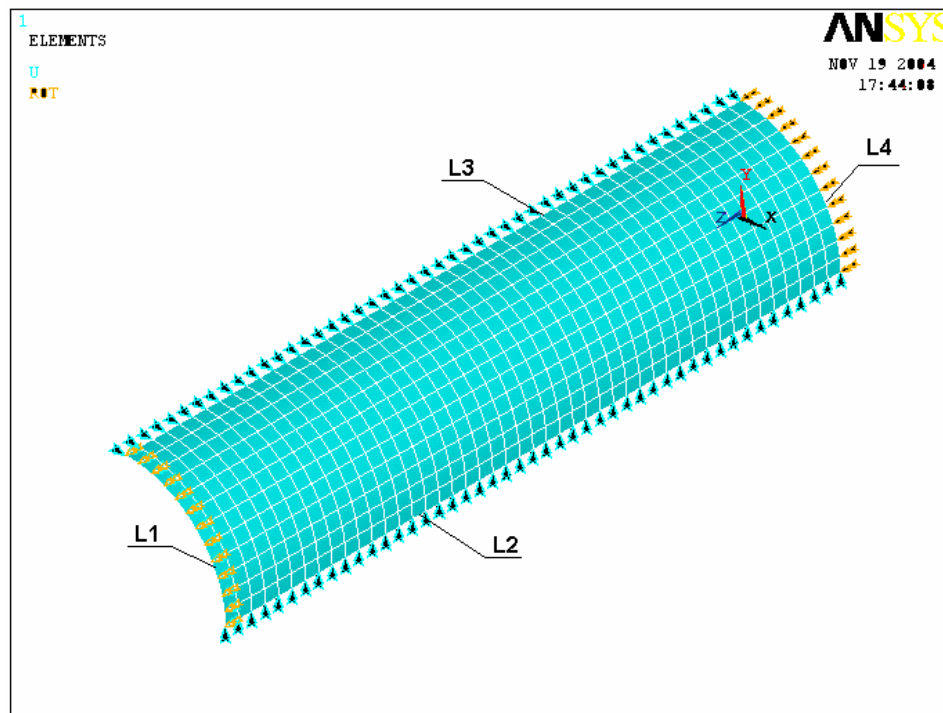
TABELA 5.3 – INFLUÊNCIA DO RAIOS NA ANÁLISE ELÁSTICA DE DUTO SEM CORROSÃO

CASO 1	RAIO DO MODELO	$(\sigma_\theta)_{\text{máx}}$ (MPa)	$(\sigma_r)_{\text{máx}}$ (MPa)	σ_{zz} (MPa)	$(\sigma_e)_{\text{máx}}$ (MPa)	Erro de σ_e (%)
TEÓRICO	-	21,28	-1,00	6,08	19,72	
NUMÉRICO	Raio médio	21,23	-1,00	6,37	19,61	0,56
NUMÉRICO	Raio externo	21,72	-1,00	6,52	20,05	-1,40
NUMÉRICO	Raio interno	20,73	-1,00	6,22	19,17	2,71

Os resultados da tabela 5.3 reforçam as conclusões da seção 3.3 (quanto maior a relação t/\bar{D} , menores serão as tensões) e a idéia de que, para o raio do modelo, é correto utilizar o raio médio do duto.

Como explicado anteriormente, o problema também foi simulado no ANSYS (2003), utilizando o elemento SHELL43, para a análise elastoplástica. Os resultados estão nas tabelas 5.4 e 5.5 a seguir. O problema foi resolvido de forma iterativa, por meio de passos de carga, aumentando-se a pressão interna, gradualmente, até a instabilidade do modelo. O limite elástico do modelo foi determinado verificando-se até quando a derivada da pressão interna em relação à deformação radial máxima é constante (tabela 5.4).

FIGURA 5.2 – MALHA DE 552 ELEMENTOS DE CASCA UTILIZADA NO PROBLEMA DE DUTO SEM CORROSÃO



Para o caso 1, o regime elástico se dá enquanto $dp_i / d(\epsilon_r)_{\text{máx}} \approx 10$. Já para o segundo caso, o modelo mantém-se no regime elástico enquanto $dp_i / d(\epsilon_r)_{\text{máx}} \approx 10,7$. Em ambos os casos é nítido o limite elástico: a derivada (inclinação da curva) cai bruscamente. Isso pode ser mais bem visualizado através dos gráficos da figura 5.3, que aliás, é interessante notar também, possuem perfil muito semelhante à curva tensão-deformação do aço X65 (fig. 3.2).

Conclui-se das análises não lineares, com elementos de casca que, para os dois casos, o modelo atinge seu limite quando a tensão efetiva de von Mises atinge cerca de 664MPa, ou 97,4% da tensão última do material.

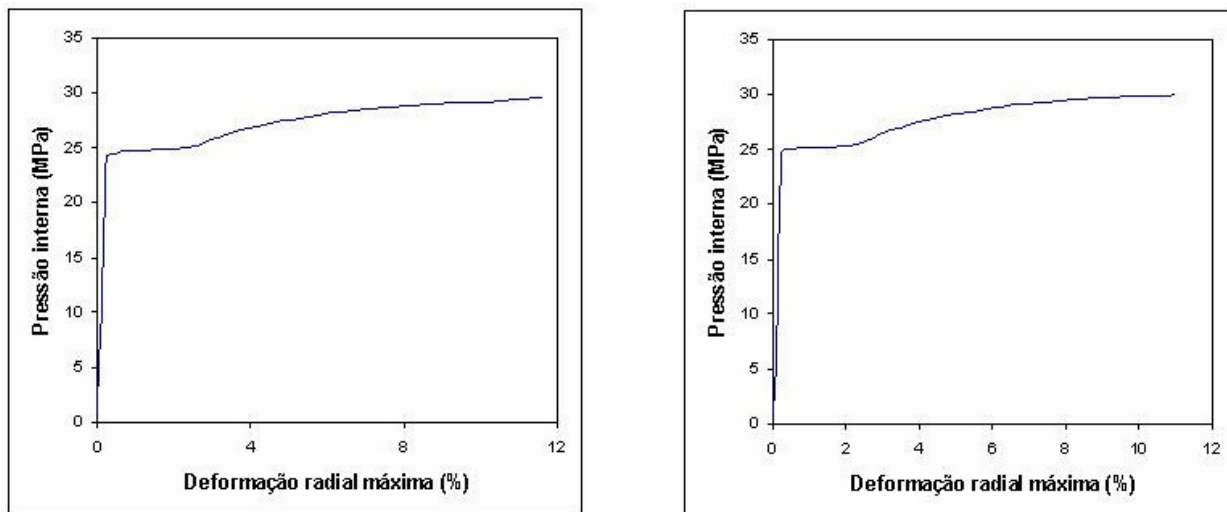
TABELA 5.4 – RESULTADOS DA ANÁLISE PLÁSTICA NÃO-LINEAR DE UM PROBLEMA DE DUTO SEM CORROSÃO – CASO 1 – DUTO COM OS TOPOS FECHADOS E FIXOS NAS EXTREMIDADES

p_i (Mpa)	TEÓRICO	NUMÉRICO			Desvio	Situação
	σ_e (MPa)	$(\epsilon_r)_{\text{máx}}$ (%)	σ_e (MPa)	$dp_i / d\epsilon_r$ (GPa)	de σ_e (%)	
1	19,7	0,010	19,6	10,15	0,6	regime elástico
10	197,2	0,099	196,4	10,14	0,4	
20	394,4	0,198	393,2	10,10	0,3	
22,87	451,0	0,226	449,8	10,11	0,3	limite de elasticidade teórico
23,75	468,3	0,235	467,2	10,11	0,2	
24,2	473,3	0,239	469,0	10,00	0,9	limite de elasticidade do modelo
24,25	478,2	0,246	469,2	0,769	1,9	regime plástico
24,5	483,1	0,407	471,7	0,155	2,4	
24,75	488,1	0,858	478,5	0,055	2,0	
25	493,0	2,41	495,4	0,016	-0,5	
25,5	502,8	2,80	511,3	0,129	-1,7	
26	512,7	3,13	523,9	0,149	-2,2	
26,5	522,6	3,63	536,7	0,102	-2,7	
27	532,4	4,20	551,7	0,087	-3,6	
27,5	542,3	4,83	566,7	0,079	-4,5	
28	552,1	5,74	584,4	0,055	-5,8	
28,5	562,0	6,65	601,4	0,055	-7,0	
29	571,9	8,75	629,2	0,024	-10,0	
29,5	581,7	11,64	664,0	0,017	-14,1	limite do modelo

TABELA 5.5 – RESULTADOS DA ANÁLISE PLÁSTICA NÃO-LINEAR DE UM PROBLEMA DE DUTO SEM CORROSÃO – CASO 2 – DUTO COM OS TOPOS FECHADOS, MAS SIMPLEMENTE APOIADO

p_i (Mpa)	TEÓRICO	NUMÉRICO		Desvio de σ_e (%)	$dp_i / d\varepsilon_r$ (GPa)	Situação
	σ_e (MPa)	$(\varepsilon_r)_{\text{máx}}$ (%)	σ_e (MPa)			
1	19,3	0,009	19,3	0,2	10,79	regime elástico
10	193,0	0,093	192,7	0,1	10,76	
20	386,0	0,186	386,0	0,0	10,74	
23,37	451,0	0,218	451,2	-0,1	10,70	limite de elasticidade teórico
24	463,1	0,223	463,4	-0,1	10,67	limite de elasticidade do modelo
24,5	472,8	0,228	472,1	0,2	10,64	
24,75	477,6	0,231	472,3	1,1	8,929	regime plástico
25	482,4	0,327	474,0	1,8	0,259	
25,5	492,1	2,309	497,4	-1,1	0,025	
26	501,7	2,663	512,5	-2,1	0,141	
26,5	511,4	2,989	525,8	-2,8	0,154	
27	521,0	3,479	539,0	-3,4	0,102	
27,5	530,7	3,980	552,4	-4,1	0,100	
28	540,3	4,553	567,2	-5,0	0,087	
28,5	550,0	5,445	584,9	-6,3	0,056	
29	559,6	6,394	603,5	-7,8	0,053	
29,5	569,3	8,421	630,8	-10,8	0,025	
29,75	574,1	9,985	650,7	-13,3	0,016	
30	578,9	11,00	663,9	-14,7	0,025	limite do modelo

FIGURA 5.3 – CURVA PRESSÃO INTERNA-DEFORMAÇÃO RADIAL MÁXIMA DA ANÁLISE NÃO LINEAR DE UM PROBLEMA DE DUTO SEM CORROSÃO



a) caso 1 - topos fechado e fixos

b) caso 2 – topos fechados, mas simplesmente apoiados

5.2 Análise de duto sem corrosão com elemento sólido

Para a análise tridimensional, foi usado o elemento sólido SOLID95 de 20 nós, com 3 graus de liberdade em cada nó, com capacidade plástica e de grandes deformações.

A figura 5.4 representa a malha utilizada nas análises. As condições de contorno e carregamento foram aplicadas como na análise com elemento de casca, já explicada no item anterior. Para o caso 2, na extremidade direita, que está livre e sofre o esforço resultante da pressão exercida na tampa, foi aplicada pressão, distribuída na parede, com valor igual à tensão axial (equação 3.10).

Os resultados das análises com elemento sólido estão organizados na tabela 5.6.

FIGURA 5.4 – MALHA DE 750 ELEMENTOS SÓLIDOS DE 20 NÓS UTILIZADA NO PROBLEMA DE DUTO SEM CORROSÃO

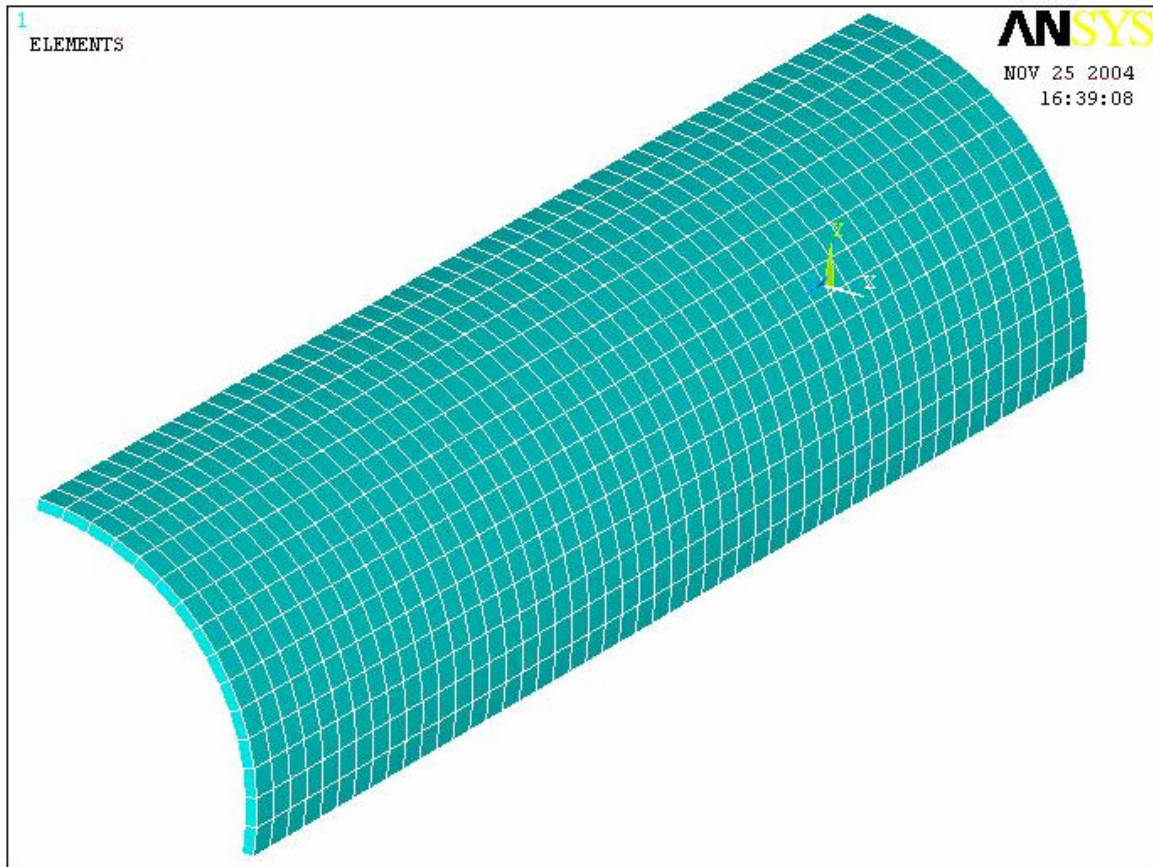


TABELA 5.6 - RESULTADOS DA ANÁLISE ELÁSTICA LINEAR DE DUTO SEM CORROSÃO, COM ELEMENTO 3D

		$(\sigma_{\theta})_{\min}$ (MPa)	$(\sigma_{\theta})_{\max}$ (MPa)	$(\sigma_r)_{\max}$ (MPa)	σ_{zz} (MPa)	$(\sigma_e)_{\max}$ (MPa)	Erro de σ_e (%)
CASO 1	TEÓRICO	20,28	21,28	-1,00	6,08	19,72	0,15
	NUMÉRICO	20,30	21,30	-1,01	6,09	19,75	
CASO 2	TEÓRICO	20,28	21,28	-1,00	10,14	19,30	0,37
	NUMÉRICO	20,30	21,30	-1,01	10,14	19,37	

FIGURA 5.5 – DISTRIBUIÇÃO DE TENSÕES EFETIVAS DE VON MISES – ANÁLISE ELÁSTICA, COM ELEMENTO 3D, DE DUTO SEM CORROSÃO

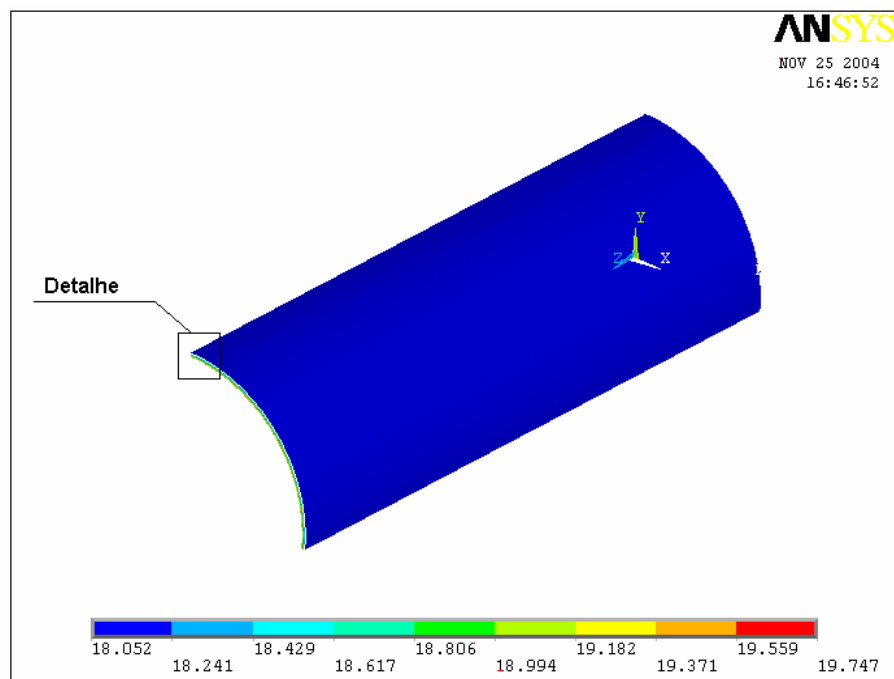
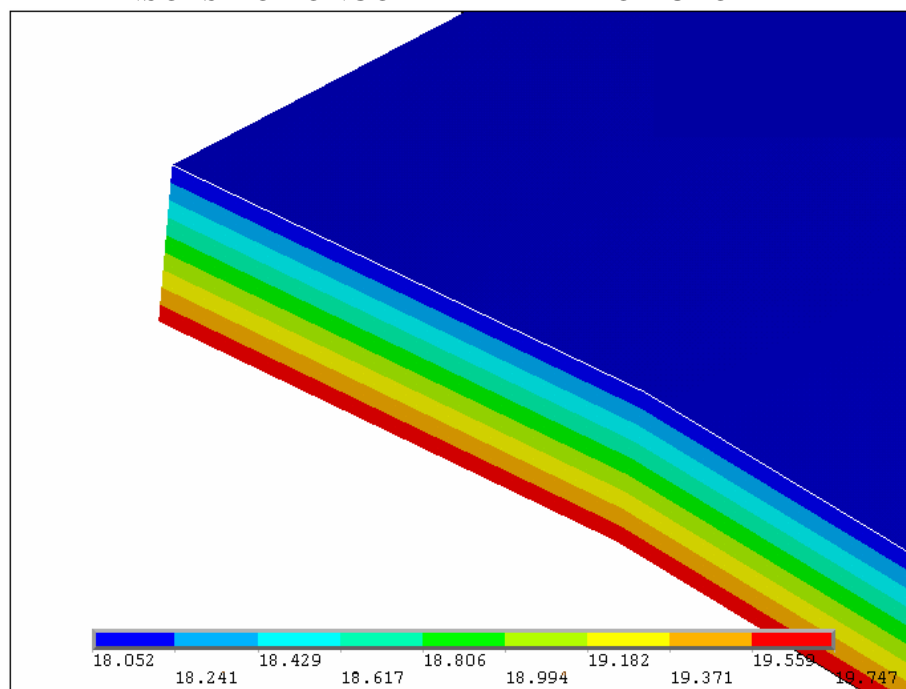


FIGURA 5.6 – DETALHE DA FIGURA 5.5, MOSTRANDO A DISTRIBUIÇÃO DE TENSÕES AO LONGO DA PAREDE DO DUTO



5.3 Análise de duto de parede grossa sem corrosão com elemento de casca

Os exemplos anteriores são de dutos de parede fina. A seguir é feita uma análise linear idêntica a do item 5.1, exceto que agora o duto possui parede grossa, ou seja, a relação espessura da parede pelo raio do duto é maior que 10%. No caso, exagerou-se a espessura para 217,5mm, com relação espessura pelo raio igual a 58%, para ficar evidente o erro numérico. O número de elementos do modelo é de 552 elementos, o mesmo que anteriormente apresentou erro de 0,56% para as tensões de von Mises. Os resultados são mostrados na tabela 5.7 a seguir:

TABELA 5.7 – ANÁLISE ELÁSTICA LINEAR DE DUTO SEM CORROSÃO, COM PAREDE GROSSA, ATRAVÉS DE ELEMENTO DE CASCA

		$(\sigma_{\theta})_{\text{máx}}$ (MPa)	$(\sigma_r)_{\text{máx}}$ (MPa)	σ_{zz} (MPa)	$(\sigma_e)_{\text{máx}}$ (MPa)	Erro de σ_e (%)
CASO 1	TEÓRICO	44,40	-23,90	6,15	59,29	5,56
	NUMÉRICO	40,60	-23,90	12,24	55,99	
CASO 2	TEÓRICO	44,40	-23,90	10,25	59,15	5,23
	NUMÉRICO	40,82	-23,90	7,93	56,05	

5.4 Conclusões do capítulo

Pelos exemplos anteriores, constata-se que o elemento de casca não capta adequadamente a variação de tensões ao longo da espessura do duto (radial e circunferencial, já que a tensão axial é constante). Assim, só se tem resposta das tensões circunferencial e radial máximas (que ocorrem na superfície interna do duto) e da tensão radiais mínima (que ocorre na superfície externa do duto e é sempre igual a zero). Diferente do que ocorre com o elemento 3D, o qual apresenta corretamente os resultados de tensões tangencias máximas e mínimas, como pode ser apreciado na tabela 5.6. Além disso, ficou claro que apenas dutos de parede fina podem ser analisados por meio do elemento de casca.

CAPÍTULO 6

ANÁLISE NUMÉRICA DE DUTO CORROÍDO PREVIAMENTE ENSAIADO

Para atingir os objetivos do presente trabalho, foi aplicada a metodologia descrita a seguir. Tendo em vista a necessidade de realizar diversas análises em dutos com defeitos de diferentes dimensões, desenvolveu-se um algoritmo para a modelagem automática de dutos corroídos. Elaborou-se um refinamento adequado da malha por meio de uma prévia análise de convergência. O refinamento foi feito, convergindo-se para área corroída. Para a previsão das condições para as quais um duto corroído entra em colapso, utilizou-se um critério de falha apropriado. O primeiro passo foi determinar uma tensão de referência, σ_{ref} , que traduza o limite de resistência do duto, com base em ensaios experimentais. O critério de falha é então satisfeito, o limite de carga é atingido, quando a seguinte condição é estabelecida: $\sigma_e = \sigma_{ref}$. Como a corrosão retangular (já vista anteriormente no capítulo 4) é a mais severa, utiliza-se esse critério para dutos em geral, tendo-se, dessa forma, um critério a favor da segurança. A partir desse critério, uma série de trinta modelos é analisada, variando-se a geometria do duto e da corrosão, determinando-se a pressão máxima admissível em cada modelo. A partir dos resultados das análises, fez-se uma regressão para obtenção de uma fórmula para o cálculo da pressão interna máxima admissível em dutos feitos de aço X65.

Neste capítulo são realizadas análises por elementos finitos, por meio do programa de computador ANSYS (2003), dos espécimes ensaiados por Choi et al (2003). O problema está descrito no capítulo 4. A seguir são apresentadas as características dos modelos numéricos.

6.1 Considerações iniciais

Para a realização de todas as análises, elaborou-se um algoritmo, com o fim de automatizar as modelagens de dutos com corrosão de formato retangular, submetidos

apenas à pressão interna. O algoritmo encontra-se reproduzido integralmente no anexo 1. Os passos detalhados das modelagens estão explicados no anexo 2.

As análises realizadas são não lineares elastoplásticas, tridimensionais, por meio de elementos de casca. São consideradas não linearidades física e geométrica, com grandes deslocamentos e deformações. A não linearidade física está em função da relação constitutiva do material. A partir de σ_y , a curva tensão-deformação do material é não linear. A não linearidade geométrica se dá pelo fato das condições de contorno, ou seja, a geometria do duto, muda à medida que a estrutura vai se deformando. Foram empregados dois planos de simetria, perpendiculares entre si, de forma que somente um quarto do duto foi modelado. Em todas as análises, o elemento de casca usado foi o SHELL43 do ANSYS (2003), que possui 4 nós, e 6 graus de liberdade por nó, com propriedades plásticas. Cada malha de elementos finitos foi construída, procurando-se ter um refinamento maior em torno do defeito, em cuja região, como visto no capítulo 4, ocorre a falha ao aplicar-se a pressão de ruptura no duto. Sendo assim, essa é a região crítica, onde haverá concentração de tensões. O número de elementos e de nós de cada malha varia de acordo com as dimensões da corrosão de cada espécime, tendo sido determinado através de uma análise prévia de convergência. A análise de convergência possibilitou também, determinar o número suficiente de passos de carga. As propriedades do material foram levadas em conta, ao informar ao programa sua relação constitutiva, traduzida pela curva tensão-deformação verdadeira reproduzida na figura 3.4.

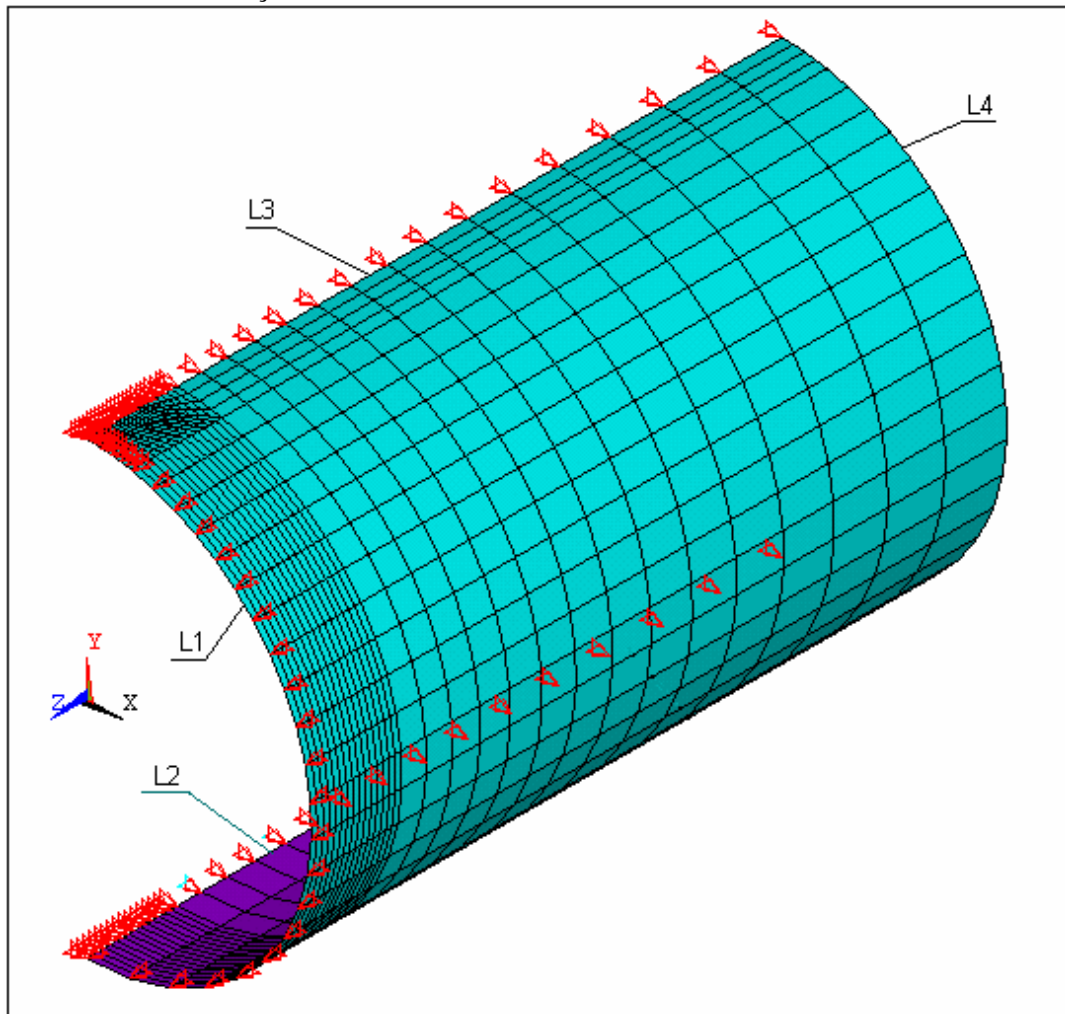
A figura 6.1 apresenta a malha construída para os espécimes DA, DB ou DC, as condições de contorno impostas e o sistema de eixos adotado. Como, para os três espécimes, muda apenas a profundidade da corrosão, a malha utilizada é a mesma.

As condições de contorno inseridas nos modelos são as seguintes:

- dimensões, do duto e da corrosão, através da malha de elementos finitos;
- espessura do duto e da corrosão, através da espessura do elemento de casca;
- restrição ao movimento, na direção x, dos bordos médios superior e inferior (L2 e L3 na figura 6.1) do duto, devido à simetria em relação ao plano yz;
- restrição ao movimento na direção z da seção transversal localizada no meio do vão (L1 na figura 6.1), devido à simetria em relação ao plano xy;

- a restrição ao movimento na direção y de um nó qualquer para evitar o deslocamento de corpo rígido não é necessária, já que o carregamento é totalmente simétrico em relação ao eixo longitudinal do duto. Assim, a resultante das forças na direção y é igual a zero.

FIGURA 6.1 – MALHA DOS ESPÉCIMES DA, DB OU DC COM A INDICAÇÃO DAS CONDIÇÕES DE CONTORNO



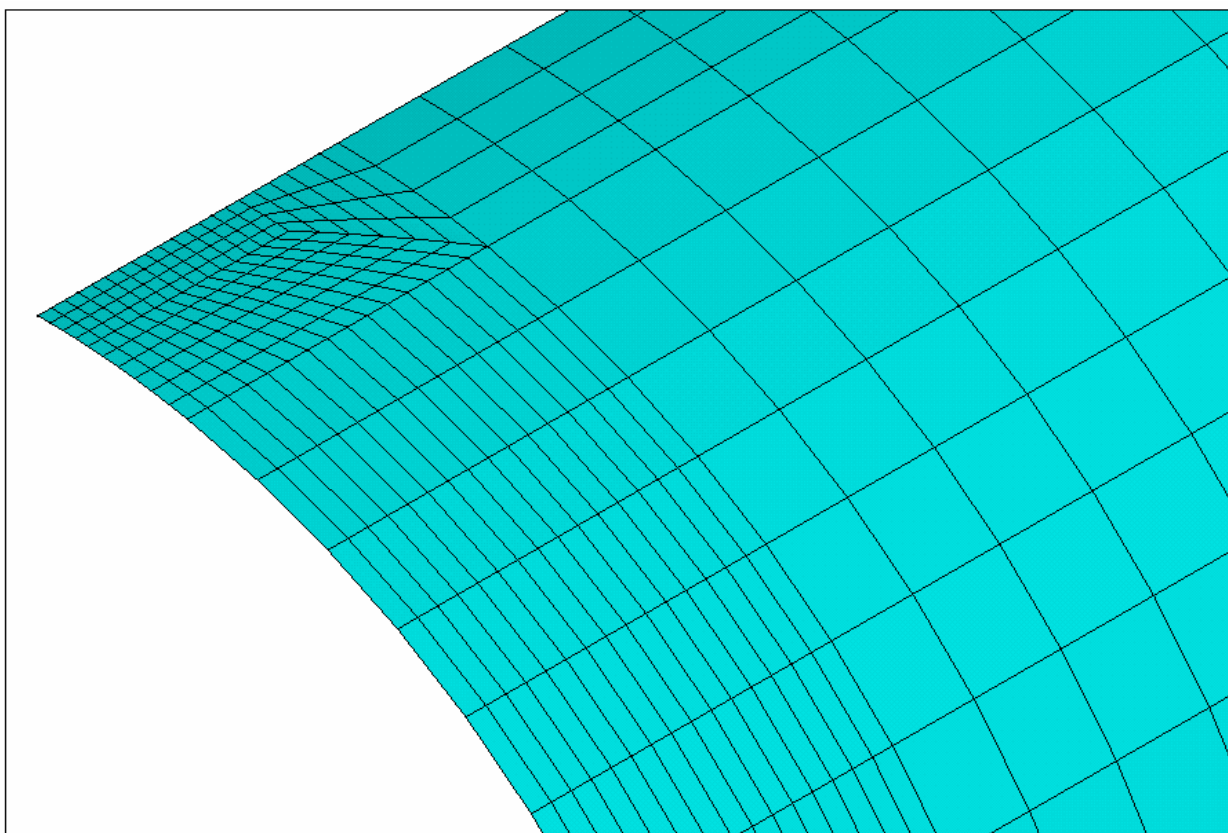
O carregamento considerado nas análises é a pressão interna aplicada de forma igualmente distribuída em todos os elementos de casca. Além da pressão interna, aplicou-se a pressão de linha P_L na extremidade direita do duto (L4 na figura 6.1) de forma já explicada na seção 5.1. Como foram utilizados, para cada espécime, 50 passos de carga cada modelo correspondente foi executado 50 vezes, de forma iterativa. Na primeira vez

aplica-se 2% do carregamento (tanto pressão interna, como pressão de linha na extremidade). Na segunda vez, aplica-se outra parcela de 2% do carregamento, e assim por diante, de forma a estar sempre atualizando não só a rigidez da estrutura, que varia de acordo com a relação constitutiva do material (não linearidade física), bem como as condições de contorno, que variam conforme o duto vai se deformando (não linearidade geométrica).

Enquanto a curva tensão-deformação do material é linear, a rigidez da estrutura é constante e as deformações e deslocamentos ainda são pequenos. A partir do ponto de escoamento do material é que os passos de carga, em intervalos pequenos, passam a ser mais importantes. O fracionamento do carregamento em passos de carga é feito de forma automática pelo programa, bastando ao usuário informar o carregamento total e o número de passos de carga.

Um detalhe da malha na região da corrosão é apresentado na figura 6.2.

FIGURA 6.2 – DETALHE DA MALHA DOS ESPÉCIMES DA, DB OU DC NA REGIÃO CORROÍDA



Todas as análises são feitas por meio de elementos de casca, sendo seus resultados confrontados com outros da literatura, inclusive com aqueles provenientes de análises tridimensionais. A seção seguinte visa justificar o emprego de elementos de casca nas análises, além de esclarecer seus limites.

6.2 Emprego do elemento de casca

Como visto na conclusão do capítulo 5, não é possível avaliar a distribuição de tensões ao longo da parede do duto, ou seja, na direção radial, por meio do elemento de casca. No entanto, ao se tratar de dutos corroídos de parede fina, necessita-se determinar apenas a tensão efetiva no nó mais solicitado da região corroída. Nesse caso, o emprego do elemento de casca leva a resultados suficientes para uma primeira avaliação da pressão interna máxima admissível em dutos corroídos, como será demonstrado nas seções subseqüentes.

Apesar de a análise realizada no presente trabalho ter utilizado, para a modelagem dos espécimes DA, DB e DC, menos elementos e nós (864 e 926, respectivamente) em comparação com análises tridimensionais (1129 e 5713, respectivamente) de Choi et al (2003), os resultados obtidos foram muito semelhantes, como mostrará a tabela 3. Isso porque a análise, com elemento de casca, permite um refinamento melhor da área do defeito, já que pode ser feito em apenas duas direções. A vantagem da utilização do elemento de casca está na simplicidade da modelagem além do baixo custo computacional. A importância disso se dá na possibilidade de modelar dutos com corrosão de geometria específica e complexa, além da modelagem de dutos com diversos pontos de corrosão que se influenciam entre si, encontrando-se um critério de falha específico para o caso, pela execução dos procedimentos que serão aqui descritos, a começar pela determinação do critério de falha apropriado.

6.3 Determinação do critério de falha

Cada espécime ensaiado por J. B. Choi é modelado e analisado, simulando-se a corrosão retangular. Adota-se, inicialmente, como possíveis tensões de referência, σ_y , $0,8\sigma_u$, $0,9\sigma_u$ e σ_u . Os resultados das análises estão tabulados a seguir (tabela 6.1).

TABELA 6.1 – COMPARAÇÃO DE RESULTADOS NUMÉRICOS COM EXPERIMENTAIS

RESULTADOS DE SIMULAÇÕES NO ANSYS (ELEMENTO DE CASCA)									
RESULTADOS DOS ENSAIOS		GEOMETRIA DA CORROSÃO			Pressão interna aplicada ao modelo numérico (MPa)				Diferença entre Pr e $0,9\sigma_u$
Espécime	Pressão de ruptura (MPa)	a (mm)	c (mm)	d (mm)	σ_y	$0,8\sigma_u$	$0,9\sigma_u$	σ_u	
DA	24,11	200	50	4,4	18,23	23,5	24,51	*	1,63%
DB	21,76	200	50	8,8	12,7	20,41	21,68	24,3	0,37%
DC	17,15	200	50	13,1	6,41	13,92	16,53	18,67	3,75%
LA	24,3	100	50	8,8	14,16	22,46	23,86	24,52	1,84%
LC	19,8	300	50	8,8	12,15	17,87	19,8	21,98	0,00%
CB	23,42	200	100	8,8	12,13	19,53	21,71	23,66	7,88%
CC	22,64	200	200	8,8	11,68	17,94	20,68	22,99	9,48%

NOTA: * indica que a análise encerrou-se antes de atingir o critério correspondente

Em cada modelo determinou-se o valor de pressão interna que gera uma tensão efetiva de von Mises igual ao valor da possível tensão de referência, no nó mais solicitado da região do defeito. Como exemplo, toma-se o espécime DB e a tensão de referência $0,8\sigma_u$. Interpretando-se os resultados da tabela 6.1, tem-se: ao aplicar 20,41MPa de pressão interna no duto, o ponto mais crítico sofrerá uma tensão efetiva de von Mises igual a 538,4MPa, que é a tensão de referência $0,8\sigma_u$. A seguir será explicado o processo realizado para chegar a esses resultados.

6.3.1 Processo para obter os resultados apresentados na tabela 6.1

Ainda tomando-se o espécime DB como exemplo, para determinar que valor de pressão interna solicita o nó mais crítico com uma tensão efetiva igual a $0,8\sigma_u$. Para exemplificar, fez-se as análises apresentadas na tabela 6.2.

TABELA 6.2 – DETERMINAÇÃO DA PRESSÕES INTERNAS QUE LEVA O ESPÉCIME DB, NO NÓ MAIS CRÍTICO, A APRESENTAR TENSÃO EFETIVA EQUIVALENTE À TENSÃO DE REFERÊNCIA DE $0,8\sigma_u$

ESPÉCIME DB, TENSÃO DE REFERÊNCIA $0,8\sigma_u = 538,4$ Mpa

ITERAÇÃO	Pressão interna aplicada ao modelo (Mpa)	σ_e (Mpa)	Diferença entre σ_e e $0,8\sigma_u$
1	21,00	581,13	7,94%
2	19,32	531,04	-1,37%
3	19,51	538,33	-0,01%
Relação linear com as duas últimas iterações	19,52	538,4	

Para cada iteração, o modelo é analisado por meio de 50 passos de carga como descrito anteriormente. Na primeira iteração aplica-se uma pressão interna próxima à pressão de ruptura observada no ensaio. Para o exemplo, essa pressão foi de 21MPa. A tensão efetiva de Von Mises no nó mais solicitado foi de 581,13MPa, 7,94% maior que $0,8\sigma_u$. Assim, para a segunda iteração, aplicou-se uma pressão 7,94% menor: 19,32MPa, obtendo-se 531,04MPa de tensão efetiva, que por sua vez é 1,37% menor que $0,8\sigma_u$. Na terceira iteração aplicou-se, então, uma pressão 1,37% maior e igual a 19,51MPa e obteve-se $\sigma_e = 538,33$ com diferença em relação a $0,8\sigma_u$ menor que 0,1%. Finalmente determina-se a pressão interna, que leva σ_e a atingir $0,8\sigma_u$, por meio de uma relação linear dos resultados das duas últimas iterações. Esse processo foi realizado 28 vezes para fornecer os resultados para cada tensão de referência de cada espécime, apresentados na tabela 6.1. Na seção 6.3.2 seguinte, é feita uma análise mais detalhada do espécime DB.

Para o espécime DA, a análise parou antes que σ_u fosse atingida, porque ultrapassou-se o limite de estabilidade do modelo, não sendo possível determinar-se a pressão interna correspondente.

Em seguida, o critério de falha é determinado a partir da análise direta da tabela 6.1. Observa-se que a tensão efetiva de von Mises (σ_e) atingirá $0,9\sigma_u$ quando a pressão interna aplicada for aproximadamente igual à pressão de ruptura observada nos ensaios. Com exceção dos espécimes CB e CC, a diferença é menor que 3,8 %. Isso significa que a tensão

de referência mais apropriada para o critério de falha é a de 90% da tensão de ruptura do material ($0,9\sigma_u$). Observa-se ainda, que os modelos analisados possuem corrosão retangular, estando o critério de falha a favor da segurança, uma vez que em situações reais as corrosões não apresentam cantos vivos.

Para os dois últimos espécimes, a diferença entre os resultados numéricos e experimentais, para a tensão de referência de $0,9\sigma_u$, chega a 9,48%. A tendência de uma diferença mais acentuada, também se verifica nas análises de Choi et al (2003), e pode ser justificada como um possível erro nos resultados dos ensaios. Observa-se que a diferença da geometria dos espécimes DB, CB, e CC está apenas na largura c da corrosão, sendo igual a 50mm no caso de DB e chegando a 200mm, no caso de CC. Era de se esperar com isso, que a resistência do último espécime fosse a menor entre os três. Não é o que os resultados experimentais mostram, contradizendo o óbvio de que quanto maior a corrosão, menor será a pressão interna que o duto deve suportar.

A partir desse critério de falha, pode-se generalizar, para o modelo numérico já descrito na seção 6.1 de dutos corroídos de geometria qualquer e prever: qualquer duto de aço X65, com um ponto de corrosão, suportará uma pressão interna até a tensão de referência atingir 90% da tensão de ruptura do material, medida na região mais solicitada. Fica estabelecido esse critério de falha para o desenvolvimento das análises da seção 6.4.

Para complementar, descreve-se a seguir, uma análise detalhada do espécime DB, mostrando-se a reação do material, por meio da distribuição de tensões efetivas, no decorrer da aplicação da pressão interna.

6.3.2 Análise detalhada do espécime DB

Foi feita uma análise numérica do espécime DB até atingir o limite de estabilidade do modelo. A análise tem por fim observar o comportamento do duto durante a plastificação do material. A figura 6.3 seguinte, dividida em 14 partes, ilustra o processo de plastificação que se inicia na região corroída e começa a se alastrar até atingir o limite do modelo com uma pressão interna aplicada de 23,5MPa.

FIGURA 6.3 – EVOLUÇÃO DA DISTRIBUIÇÃO DE TENSÕES EFETIVAS NO DECORRER DO CARREGAMENTO DO ESPÉCIME DB, ATÉ A APLICAÇÃO DE PRESSÃO INTERNA MÁXIMA DE 23,5MPa

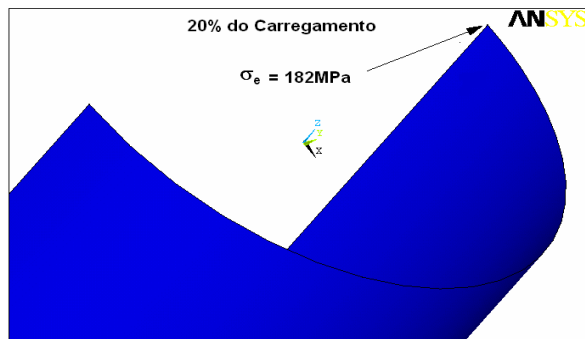


Figura 6.3 (a) $P_i = 4,7\text{MPa}$

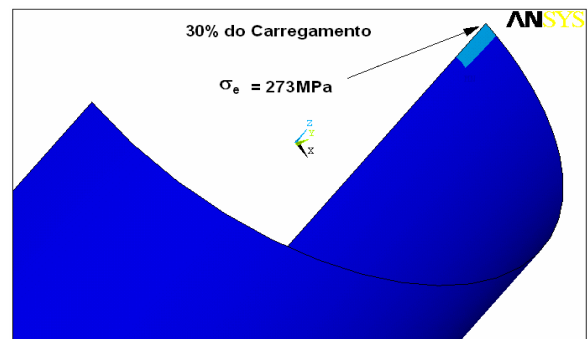


Figura 6.3 (b) $P_i = 7,1\text{MPa}$

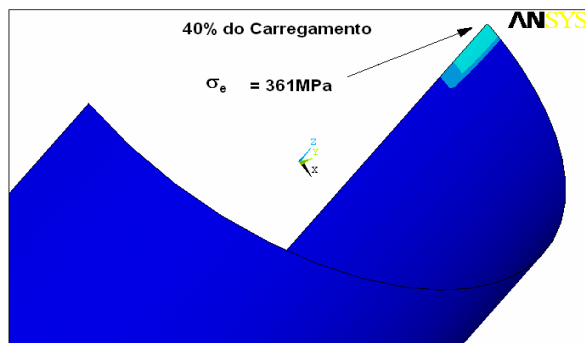


Figura 6.3 (c) $P_i = 9,4\text{MPa}$

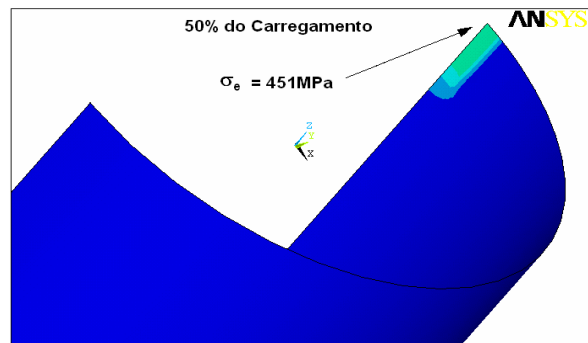


Figura 6.3 (d) $P_i = 11,7\text{MPa}$

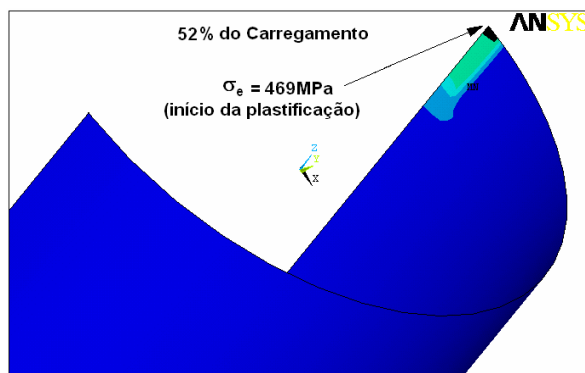


Figura 6.3 (e) $P_i = 12,2\text{MPa}$

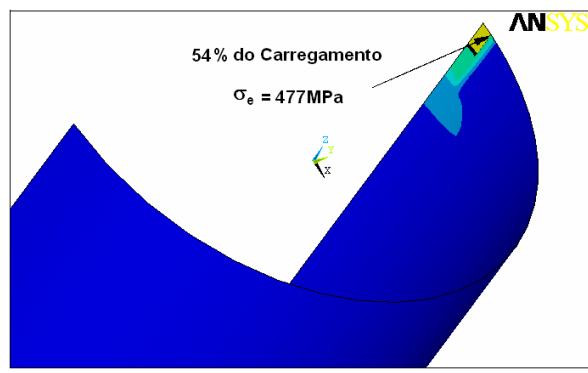


Figura 6.3 (f) $P_i = 12,7\text{MPa}$

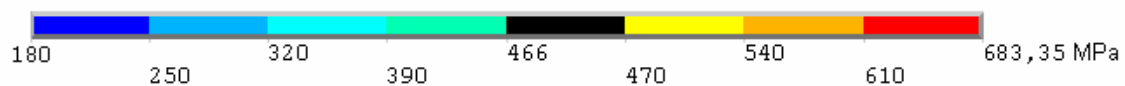


Figura 6.3 (p) - legenda da figura 6.3

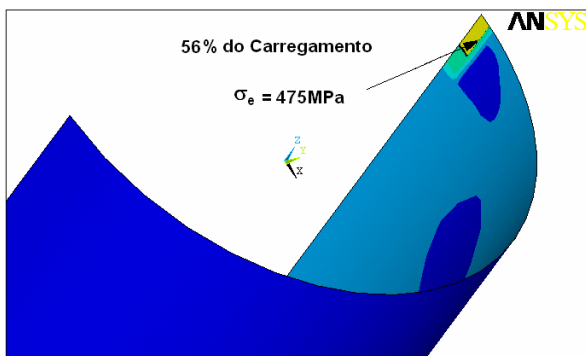
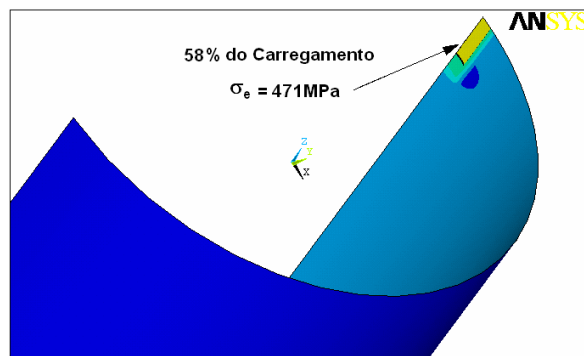
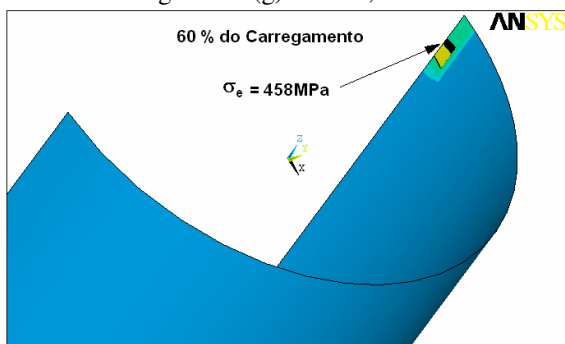
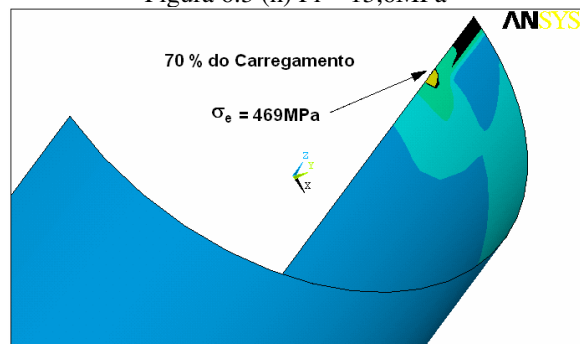
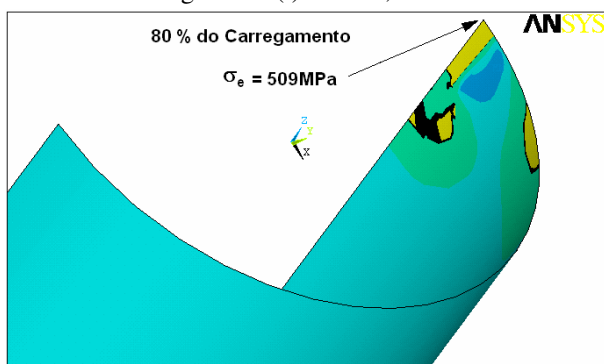
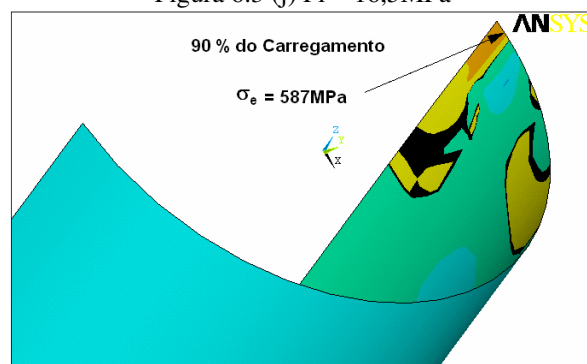
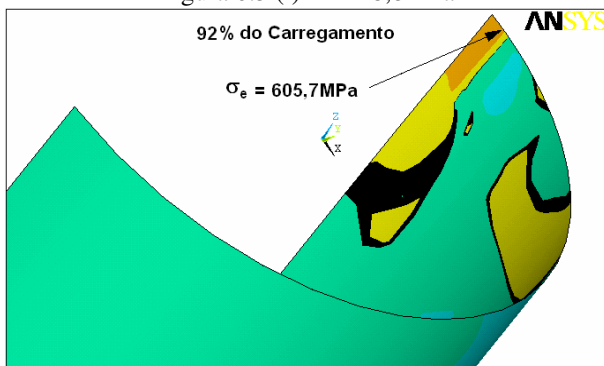
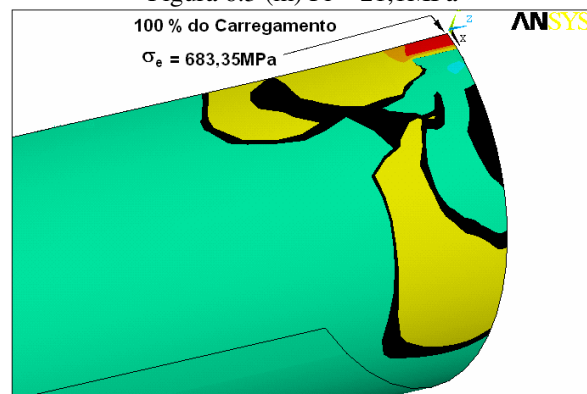
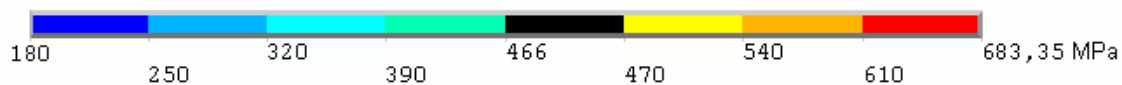
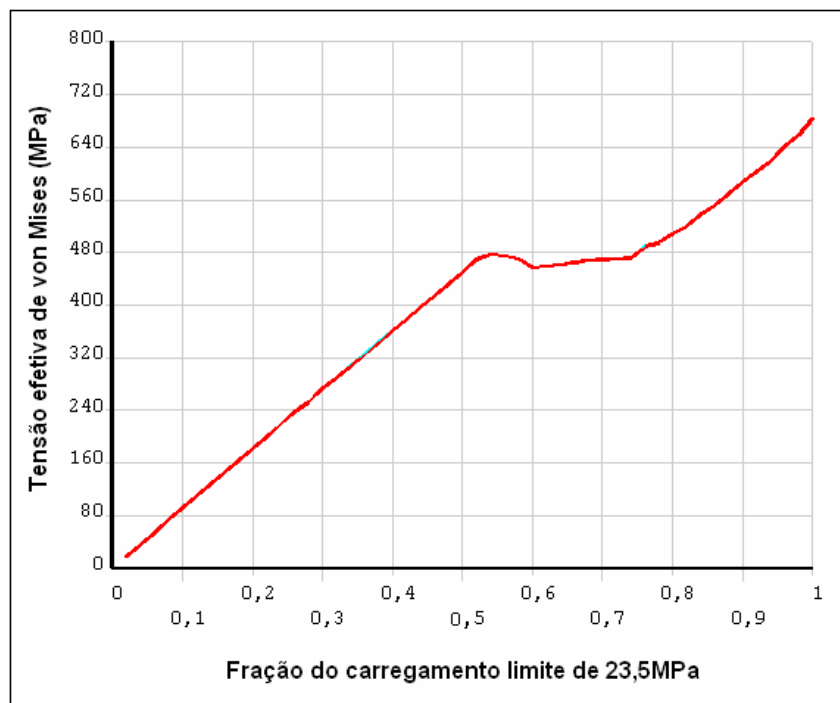
Figura 6.3 (g) $P_i = 13,2\text{MPa}$ Figura 6.3 (h) $P_i = 13,6\text{MPa}$ Figura 6.3 (i) $P_i = 14,1\text{MPa}$ Figura 6.3 (j) $P_i = 16,5\text{MPa}$ Figura 6.3 (l) $P_i = 18,8\text{MPa}$ Figura 6.3 (m) $P_i = 21,1\text{MPa}$ Figura 6.3 (n) $P_i = 21,6\text{MPa}$ Figura 6.3 (o) $P_i = 23,5\text{MPa}$ 

Figura 6.3 (p) legenda da figura 6.3

Nas figuras, está representada a distribuição de tensões efetivas de von Mises. A seta indica o nó mais solicitado com o respectivo valor da tensão efetiva. A face interna do duto, onde ocorrem as maiores tensões, é a que está sendo visualizada nas figuras.

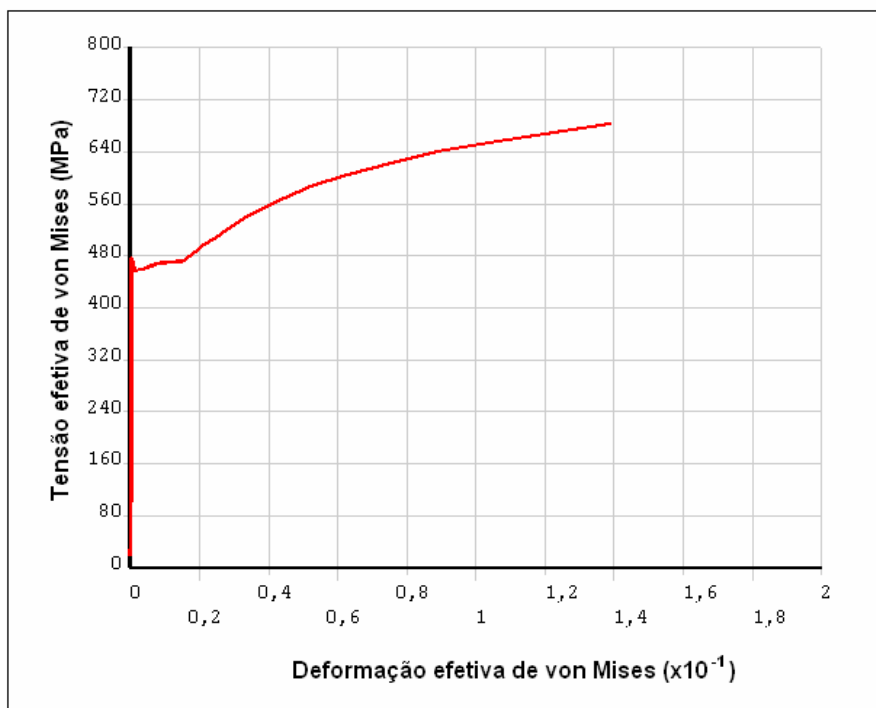
A figura 6.3 (e) representa o duto no momento do início da plastificação. A figura 6.3 (n) está mostrando a distribuição de tensões efetivas no duto, quando atinge-se o critério de falha aqui estabelecido (pressão interna aplicada de 21,68MPa e $\sigma_e = 605,7\text{MPa}$). As figuras 6.3 (e), (f), (g), (h), (i) e (j) ilustram a distribuição de tensões quando o duto está solicitado por uma pressão que varia de 52% a 70% do carregamento total, com a tensão efetiva no nó mais solicitado em torno dos 470MPa, correspondendo ao patamar de escoamento da relação constitutiva do material. Por último, a figura 6.3 (o) ilustra o limite da modelagem (ou seja, o carregamento máximo para o qual a análise converge), com pressão interna aplicada igual 23,5MPa e tensão efetiva no nó mais solicitado igual a 683,35MPa.

FIGURA 6.4 – EVOLUÇÃO DO CARREGAMENTO E A TENSÃO EFETIVA NO NÓ MAIS SOLICITADO DO MODELO DB



A evolução do carregamento e da deformação efetiva, respectivamente, no nó mais solicitado da corrosão, em relação às tensões de von Mises, é mostrado pelos gráficos das figuras 6.4, e 6.5. Nota-se claramente o início do escoamento, quando se encerra o trecho linear da curva. Observa-se também, que a curva da figura 6.5 tem formato muito similar ao da relação constitutiva do material (ver figura 3.4).

FIGURA 6.5 – CURVA TENSÃO EFETIVA X DEFORMAÇÃO EFETIVA NO NÓ MAIS SOLICITADO DO MODELO DB



6.3.3 Comparação de resultados considerando-se o critério de falha estabelecido

Aqui serão comparados os resultados da aplicação do critério de falha, estabelecidos na seção anterior, os resultados de Choi et al (2003), e de fórmulas empíricas com os resultados dos ensaios (tabela 6.3).

TABELA 6.3 – COMPARAÇÃO DE RESULTADOS EXPERIMENTAIS, NUMÉRICOS E EMPÍRICOS

ESPÉCIME	Pressão de ruptura dos ensaios (MPa)	RAZÃO ENTRE PRESSÃO MÁXIMA SEGUNDO UM DOS MÉTODOS E A PRESSÃO DE RUPTURA DOS ENSAIOS				
		Critério desenvolvido no presente trabalho	Critério de J. B. Choi et al	Fórmula DNV	Fórmula PCORRC	Fórmula B31G
DA	24,11	1,02	1,01	1,23	1,22	0,92
DB	21,76	1,00	1,04	1,16	1,17	0,90
DC	17,15	0,96	0,95	1,02	1,12	0,97
LA	24,3	0,98	1,00	1,21	1,17	0,90
LC	19,8	1,00	0,98	1,14	1,18	0,94
CB	23,42	0,93	0,93	1,08	1,09	0,84
CC	22,64	0,91	0,95	1,11	1,13	0,87

Observa-se que dentre os cinco métodos, os dois numéricos são os que mais se aproximam dos resultados experimentais, com erro menor que 9%. Os métodos DNV e PCORRC apresentam resultados semelhantes, sendo ambos não conservativos, principalmente quando o defeito é pequeno, caso do espécime DA. O método B31G é o mais conservativo, podendo ser bastante antieconômico: se para o caso dos espécimes com corrosão retangular, o método já recomenda uma pressão interna em torno de 10% menor do que realmente o duto suporta, para os casos reais, onde não há corrosão com arestas vivas, a resistência do duto será mais subestimada ainda.

Da análise da tabela 6.3, conclui-se que o critério desenvolvido no presente trabalho é tão consistente quanto ao de Choi et al (2003), com a vantagem de ser mais simplificado. Essa metodologia com elemento de casca pode ser perfeitamente utilizada para analisar dutos com defeitos mais complexos, ou com diversos pontos de corrosão que interferem entre si, com um custo computacional muito inferior, em relação à análise com elemento tridimensional. A partir do critério aqui desenvolvido, uma série de trinta e dois modelos é analisada, variando-se a geometria do duto e da corrosão, determinando-se a pressão máxima admissível em cada modelo.

6.4 Análise de 32 modelos a partir do critério de falha estabelecido

Uma série de 32 modelos numéricos, todos com um ponto de corrosão de formato retangular, de dimensões variadas, foram analisadas determinando-se para cada um deles a pressão de ruptura, de acordo com o critério de falha determinado na seção 6.3. O modelo de elementos finitos adotado é o mesmo já descrito na seção 6.1. Os resultados de pressões de ruptura, com as dimensões dos defeitos, estão organizados na tabela 6.4. São utilizados como parâmetros as relações R/t , d/t (variando de 0,4 a 0,8), e a/\sqrt{Rt} (variando de 0,5 a 7). Considerando dimensões de dutos usuais, os valores de R/t foram tomados iguais a 21,27 (o mesmo dos ensaios) e 28,57.

Em dutos sob pressão, as tensões circunferenciais são muito mais importantes que as axiais (ver conclusão (f) da seção 3.3). Assim, largura do defeito (dimensão circunferencial), sendo grande ou pequena, não terá muito efeito na perda de resistência do duto. Se um duto estiver 100% corroído ao longo de sua circunferência, mas ao longo do eixo axial a corrosão for bem pequena, sua seção de corte longitudinal, para resistir aos esforços tangenciais, estará quase íntegra. Por outro lado se um duto apresentar 100% de corrosão ao longo da direção axial, mesmo que o comprimento circunferencial da corrosão seja bem pequeno, haverá uma perda substancial da área da seção de corte longitudinal, na região do defeito, debilitando a resistência aos esforços mais importantes, que são os tangenciais. Com tudo isso, a relação $c/\pi R$, foi mantida constante em toda a análise e igual a 0,1.

Para cumprir com o critério de falha estabelecido é feito o mesmo procedimento já explicado na seção 6.3 e exemplificado na tabela 6.2. Assim, determina-se para cada modelo, qual é a pressão interna que gera tensão máxima efetiva igual à tensão de referência de $0,8\sigma_u$. Essa pressão interna será a máxima permitida para o duto em questão, acima da qual, admite-se que o duto irá apresentar ruptura na área do defeito.

TABELA 6.4 – ANÁLISE DE 32 MODELOS A PARTIR DO CRITÉRIO DE FALHA ESTABELICIDO NO PRESENTE TRABALHO

Modelo	$c/\pi R_0$	R/t	d/t	a/\sqrt{Rt}	P_{AEF}	nº de nós	nº de elementos					
1	0,1	21,27	0,4	1	24,83	749	690					
2				2	23,85	1000	936					
3				3	22,91	1306	1233					
4				4	22,12	1444	1368					
5				5	21,45	1786	1701					
6				6	20,69	478	434					
7				7	20,33	2266	2169					
8	28,57		0,6	0,5	24,70	678	624					
9				1	23,50	749	690					
10				3	18,55	1306	1233					
11				5	16,20	1786	1701					
12				7	14,69	2266	2169					
13				0,8		0,5	0,5	24,00	678	624		
14							1	21,62	749	690		
15			3				12,97	1306	1233			
16			5				10,20	1786	1701			
17			7				8,47	2266	2169			
18			0,4					0,4	1	17,84	902	840
19									3	17,00	1564	1485
20				5	16,45	2022			1932			
21				6	15,43	2302			2205			
22	7	15,38		2768	2661							
23	0,6			0,5	0,5	17,57			782	723		
24					1	17,11			902	840		
25			2		15,19	1182	1113					
26			5		11,80	2022	1932					
27			7		10,91	2768	2661					
28			0,8			0,5	0,5	17,57	782	723		
29							1	14,85	902	840		
30	3	9,98		1564			1485					
31	5	7,35		2022			1932					
32	7	6,96		2768			2661					

Os resultados da tabela 6.4 estão representados em forma gráfica na figura 6.6, em confronto com os métodos de DNV (1999), da ASME B31G (1984), de Stephens e Leis – PCORRC (1999), de Kiefner e Vieth – B31G modificado (1989) e de Choi et al – AEF 3D (2003).

FIGURA 6.6 - CONFRONTO DE P_{AEF} COM DNV, B31G, PCORRC, B31G MODIFICADO, AEF-3D ($R/T=21,27$ E d/T VARIANDO DE 0,4 A 0,8)

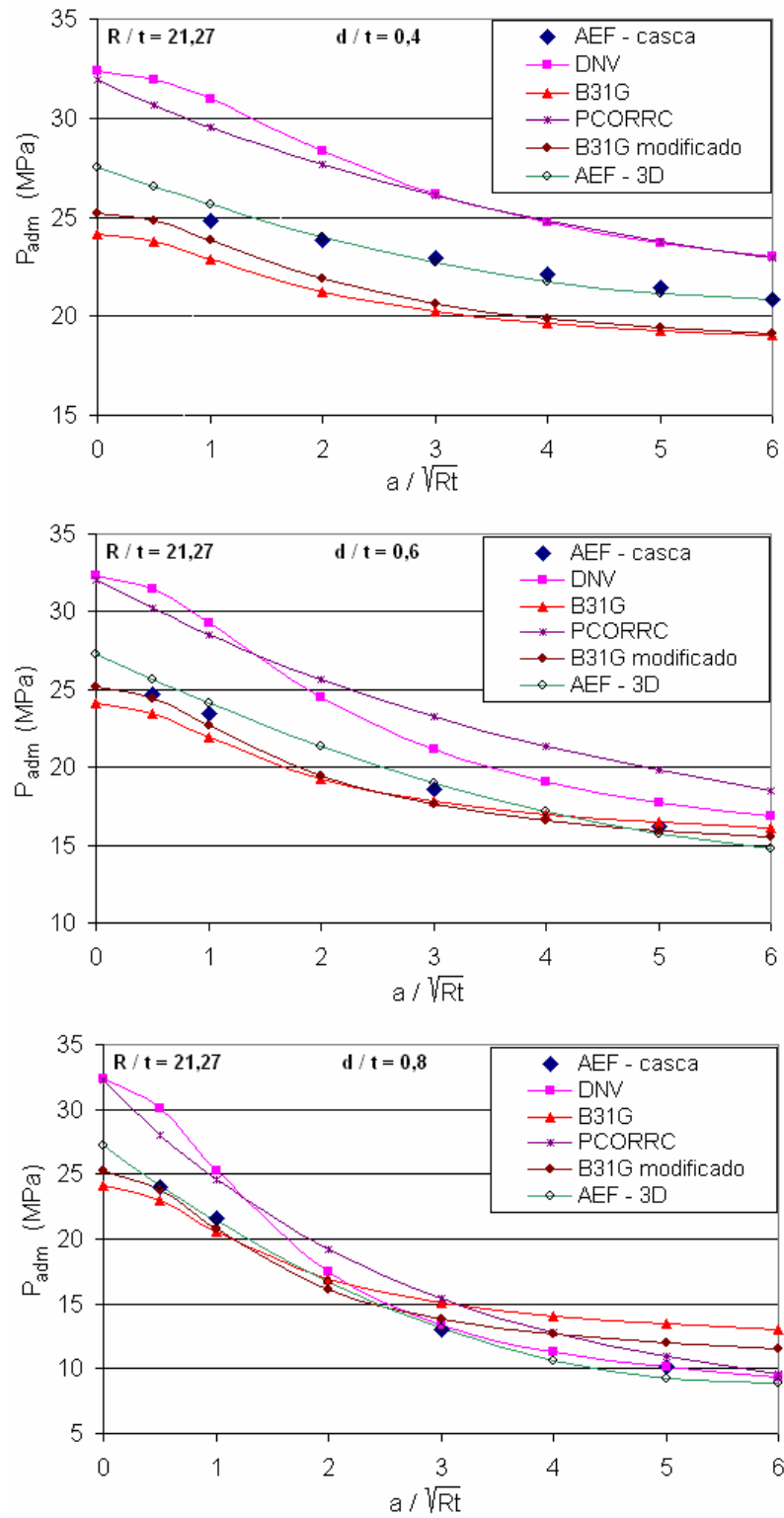
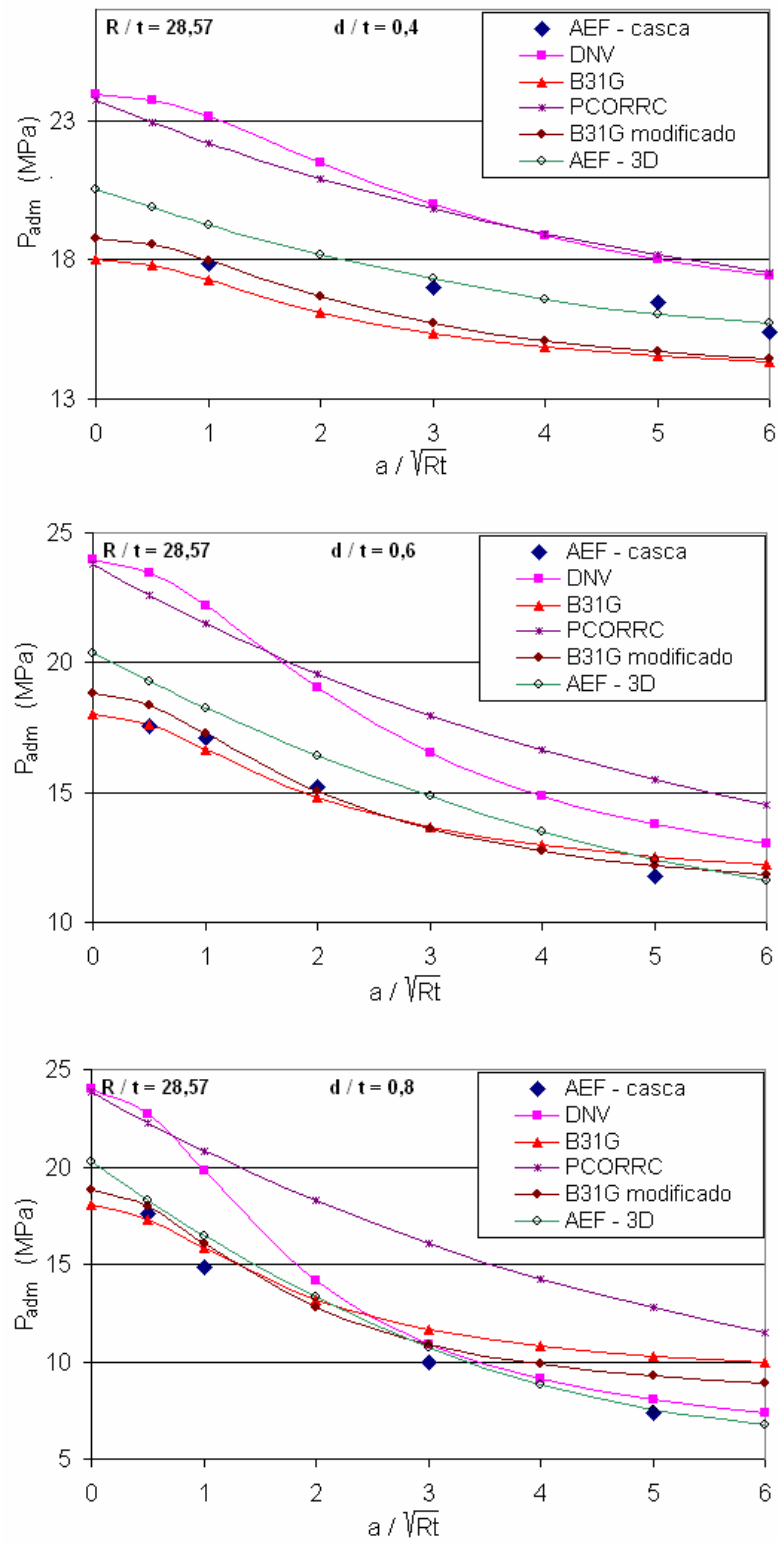


FIGURA 6.7 - CONFRONTO DE P_{AEF} COM DNV, B31G, PCORRC, B31G MODIFICADO, AEF - 3D ($R/T = 28,57$ E d/T VARIANDO DE 0,4 A 0,8)



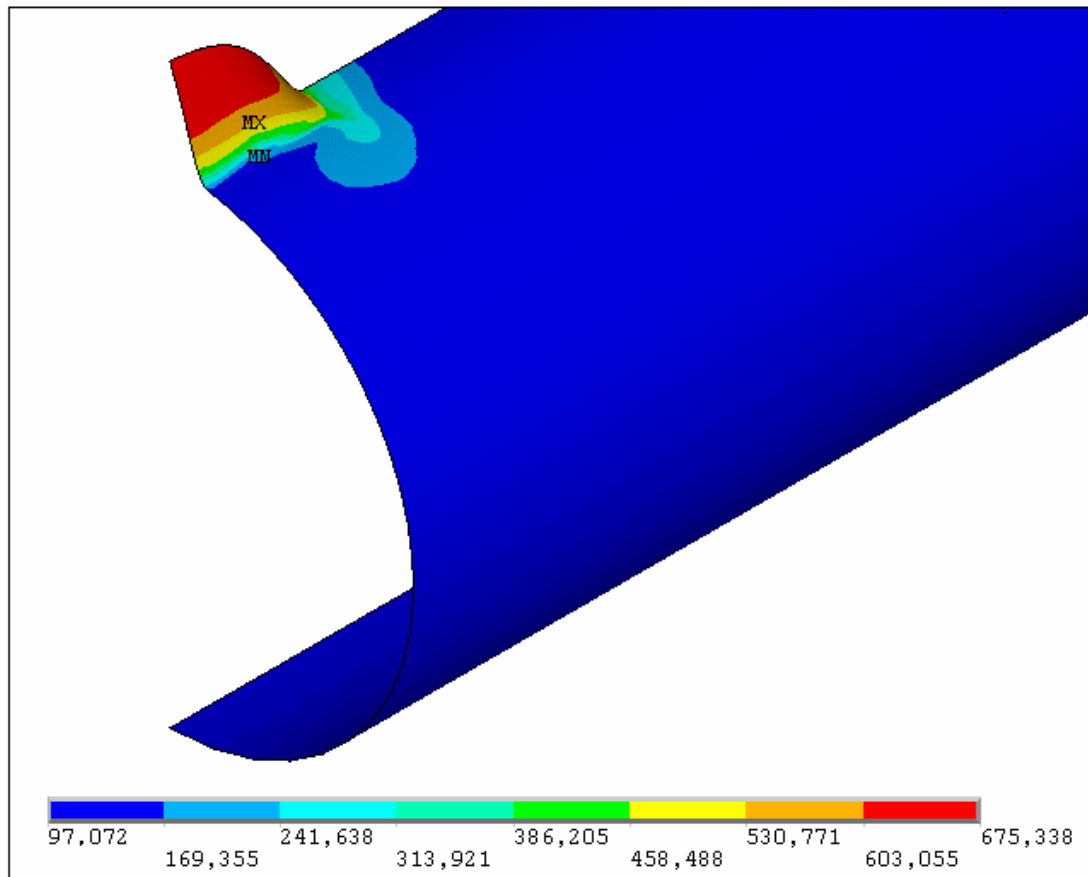
Pelos gráficos, observa-se que a pressão admissível sempre diminui à medida que quaisquer das relações, R/t , d/t ou a/\sqrt{Rt} , aumentam. Em qualquer dos casos, os valores de AEF com elementos de casca, são muito próximos dos de Choi et al, sendo no máximo 3% inferiores (a favor da segurança), quando $d/t = 0,4$ e $a/\sqrt{Rt} = 1$. Para $d/t = 0,4$ ou $0,6$, AEF com elementos de casca apresentam valores 12% superiores aos obtidos por B31G e B31G modificado. Já para $d/t = 0,8$, ocorre o inverso, com a diferença aumentando quanto maior for a extensão axial do defeito. Isso implica que os métodos B31G e B31G modificado são conservadores para defeitos com pequena profundidade e podem estar contra a segurança para defeitos profundos e compridos. Em relação aos métodos DNV e PCORRC essa tendência também se verifica de forma menos acentuada.

Os resultados obtidos e apresentados na tabela 6.4 foram utilizados para a construção da fórmula para o cálculo da pressão interna máxima admissível em dutos feitos de aço X65.

6.5 Justificativa da consideração de não linearidade geométrica

Para ilustrar a importância de se considerar a não linearidade geométrica nas análises, o modelo 31 da tabela 6.4 foi analisado, considerando-se apenas pequenas deformações e pequenos deslocamentos. Foi aplicada uma pressão interna de 7,35MPa (pressão máxima estabelecida para o modelo 31). O resultado esperado da análise é tensão efetiva igual 605,7MPa (critério de falha estabelecido) no nó mais solicitado do modelo. A distribuição de tensões efetivas e a representação da estrutura deformada dessa simulação pode ser visualizada por meio da figura 6.8. Fica evidente uma deformação exagerada na região do defeito, totalmente diferente das análises anteriores (ver figura 6.3). Além disso, o resultado de tensão efetiva no nó mais solicitado, nessa simulação, é igual a 675,3MPa, expressivamente maior que o esperado. Assim, nas análises de dutos de paredes finas, no limite da ruptura, submetidos tão somente à pressão interna, é essencial que se considere a influência de grandes deslocamentos e grandes deformações.

FIGURA 6.8 – DISTRIBUIÇÃO DAS TENSÕES EFETIVAS E REPRESENTAÇÃO DA DEFORMADA DO MODELO 31, SIMULADO SEM A CONSIDERAÇÃO DE NÃO LINEARIDADE GEOMÉTRICA



6.6 Construção da fórmula para a capacidade de carga de dutos corroídos

Por meio de uma análise matemática de regressão, aplicada aos resultados obtidos e apresentados na tabela 4, partindo-se da solução analítica para avaliar tensões em dutos íntegros (Branco, 1992) e considerando que em dutos API X65 a ruptura é controlada pela tensão última, construiu-se uma fórmula para calcular a pressão interna admissível, P_{adm} , em dutos com defeitos de corrosão de formato qualquer. A fórmula, com P_{adm} em função dos parâmetros R/t , d/t e a/\sqrt{Rt} , é apresentada a seguir:

para $\frac{a}{\sqrt{Rt}} < 6$,

$$P_{adm} = 0,9 \times \frac{2t}{D} \sigma_u \left[C_2 \left(\frac{a}{\sqrt{Rt}} \right)^2 + C_1 \left(\frac{a}{\sqrt{Rt}} \right) + 0,9552 \right] \quad (6.1)$$

$$C_2 = 0,1142 \left(\frac{d}{t} \right)^2 - 0,0984 \left(\frac{d}{t} \right) + 0,0267$$

$$C_1 = -0,6601 \left(\frac{d}{t} \right)^2 + 0,3981 \left(\frac{d}{t} \right) - 0,1242$$

para $\frac{a}{\sqrt{Rt}} \geq 6$,

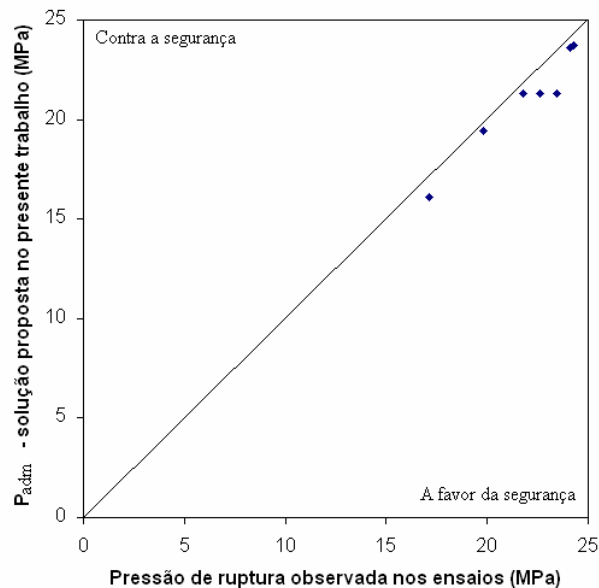
$$P_{adm} = 0,9 \times \frac{2t}{D} \sigma_u \left[C_1 \left(\frac{a}{\sqrt{Rt}} \right) + C_0 \right] \quad (6.2)$$

$$C_1 = 0,00022 \left(\frac{d}{t} \right) - 0,00135$$

$$C_0 = -1,04274 \left(\frac{d}{t} \right) + 1,13981$$

em que a é a extensão axial máxima e d é a profundidade máxima da corrosão de formato qualquer, ou seja, a e d são respectivamente o comprimento e a profundidade do paralelepípedo circunscrito à corrosão real.

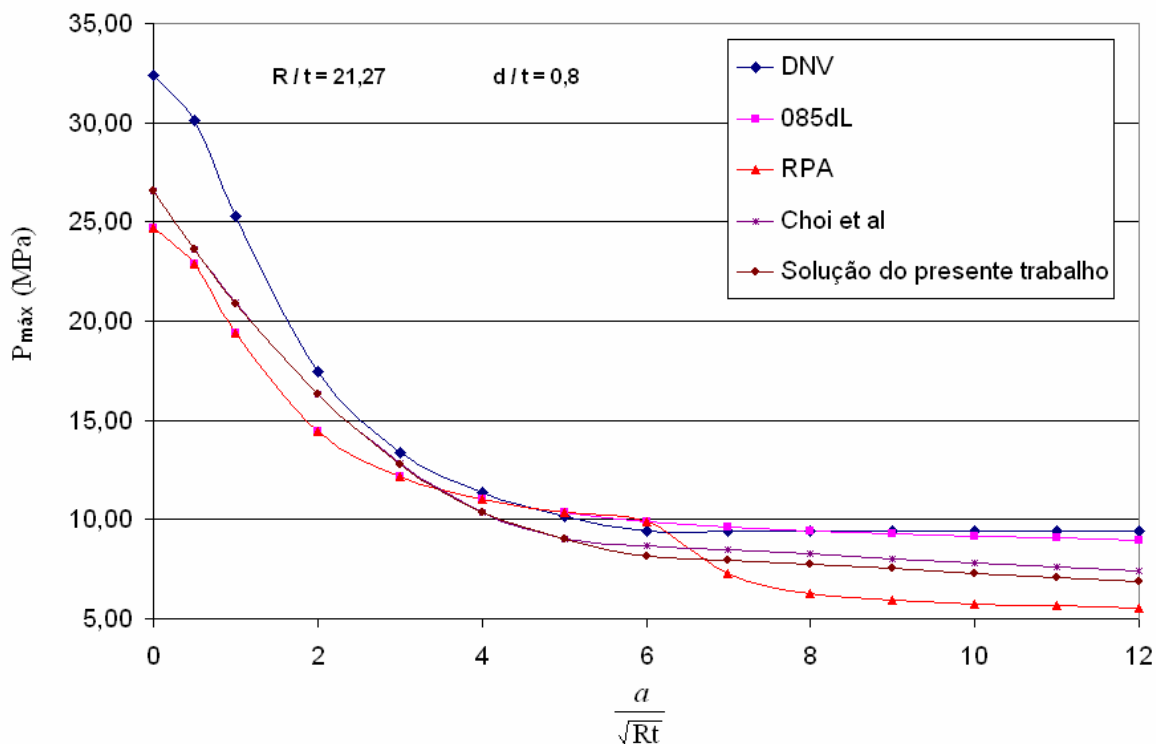
FIGURA 6.9 – COMPARAÇÃO ENTRE RESULTADOS DOS ENSAIOS COM A SOLUÇÃO AQUI PROPOSTA



A figura 6.9 ilustra a comparação entre as pressões de ruptura observadas nos ensaios realizados por Choi et al (2003) e as pressões previstas pela solução aqui proposta, observando-se coerência entre os resultados. Nota-se que a solução proposta no presente trabalho (solução por casca) é levemente a favor da segurança em relação aos resultados dos testes experimentais.

Uma comparação entre as soluções DNV, 085dL, RPA, de Choi et al (2003), incluindo aquela desenvolvida no presente trabalho, é apresentada pela figura 6.10, considerando-se os seguintes parâmetros: $R/t = 21,27$; $d/t = 0,8$; a/\sqrt{Rt} variando de 0 a 12. Os valores dos dois últimos parâmetros permitem comparar as diversas soluções quando o defeito é profundo e comprido.

FIGURA 6.10 – COMPARAÇÃO ENTRE OS MÉTODOS DNV, 085dL, RPA, DE CHOI ET AL, E O DESENVOLVIDO NO PRESENTE TRABALHO, EM DEFEITOS PROFUNDOS E COMPRIDOS



Nota-se que o método DNV é o menos conservador em quase todo o intervalo. As soluções de Choi et al (2003) e a do presente trabalho são quase idênticas, sendo a última um pouco mais a favor da segurança quando $a/\sqrt{Rt} > 6$, com uma boa concordância da curva em todo o intervalo. Tanto o método 085dL quanto o RPA são os mais conservadores

enquanto $a/\sqrt{Rt} < 4$. Para defeitos mais compridos o método 085dL revela-se o menos conservador. Essa tendência é seguida pelo método RPA enquanto $a/\sqrt{Rt} < 6$. Quando o defeito é mais comprido que $6/\sqrt{Rt}$, esse último método passa rapidamente a ser o mais conservador.

6.7 Estimativa do fator de segurança ao considerar qualquer corrosão como sendo de formato retangular

Análises numéricas dos espécimes, por meio de modelos de elementos de casca, com corrosão elíptica, foram desenvolvidas para estimar o fator de segurança que surge ao simplificar corrosões reais para o formato retangular. Como o elemento de casca dificulta a variação da geometria ao longo da espessura, a corrosão será idealizada para um prisma reto de base elíptica, ao invés de um elipsóide tridimensional que seria mais próximo da realidade.

Quanto mais raso for o defeito, menor será o coeficiente de segurança, pois nesse caso a corrosão de formato retangular aproxima-se da corrosão de formato elíptico.

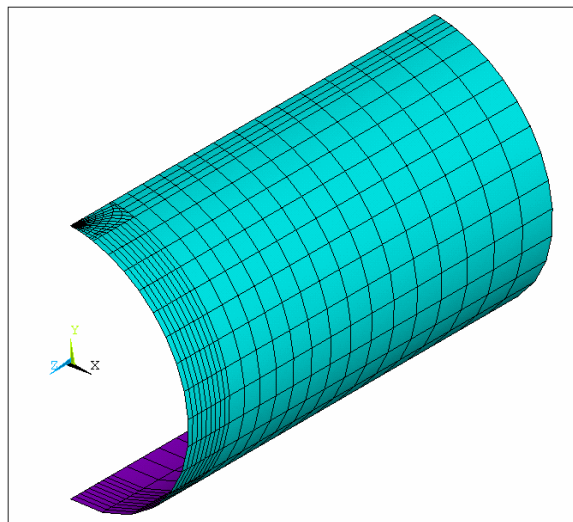
A tabela 6.4 apresenta os resultados de pressões máximas dos modelos com corrosão retangular, P_{AEF}^{ret} . Já foi visto que na ocorrência da pressão de ruptura de ensaios, P_{rup} , a tensão efetiva, no ponto crítico da corrosão, atinge $0,9\sigma_u$, no caso do duto de aço X65, analisado por meio de elementos de casca.

Portanto, ao se determinar numericamente a pressão máxima de dutos com corrosão elíptica, P_{AEF}^{elip} com base no critério de falha estabelecido em 6.3, o coeficiente de segurança CS é dado por:

$$CS = \frac{P_{AEF}^{ret}}{P_{AEF}^{elip}} \quad (6.3)$$

Foram usados nas análises os mesmos elementos de casca, as mesmas condições de contorno e carregamento e as mesmas propriedades de material, todos já descritos em 6.3. Devido à simetria, somente um quarto do duto foi modelado. A figura 6.11 apresenta uma malha típica do modelo com corrosão elíptica, e a figura 6.12 mostra a região da corrosão no detalhe, sendo o defeito evidenciado com cor mais escura.

FIGURA 6.11 – MALHA TÍPICA DE MODELO DE DUTO COM CORROSÃO ELÍPTICA

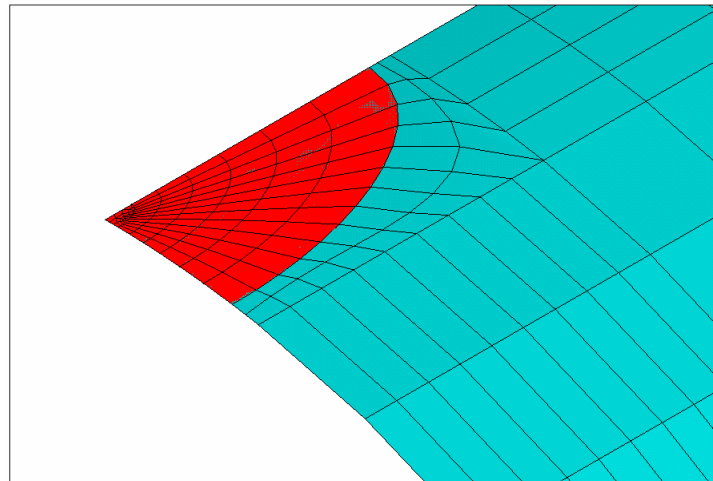


Doze modelos foram analisados, variando-se os parâmetros R/t , d/t e a/\sqrt{Rt} . O parâmetro $c/\pi R$ foi mantido constante e igual a 0,1. Os resultados das análises estão apresentados na tabela 6.5. Observando-se a tabela 6.5, percebe-se que quanto maior for o defeito, maior será o coeficiente de segurança, ou seja, a diferença de resultados entre o modelo de corrosão retangular e o modelo de corrosão elíptica. Esse fato é muito compreensível já que, quanto maior o defeito, maior será a diferença de volume da corrosão entre os dois modelos. Além disso, o alívio de concentração de tensões, ao modelar a corrosão em formato elíptico, será cada vez mais marcante quanto maior for o defeito.

TABELA 6.5 – COMPARAÇÃO DE PRESSÕES MÁXIMAS ENTRE MODELOS COM CORROSÃO ELÍPTICA E MODELOS COM CORROSÃO RETANGULAR

Modelo	R/t	d/t	a/\sqrt{Rt}	nº de nós	nº de elementos	P_{AEF}^{elip}	P_{AEF}^{ret}	CS	
1	21,27	0,4	3	612	575	23,16	22,91	1,01	
2			5	711	675	21,73	21,45	1,01	
3		0,6	1	432	398	23,95	23,50	1,02	
4			3	612	575	19,72	18,55	1,06	
5			0,8	3	612	575	15,01	12,97	1,16
6			5	711	675	12,17	10,20	1,19	
7	28,57	0,4	3	620	598	17,38	17,00	1,02	
8			5	593	555	16,70	16,45	1,02	
9		0,6	2	615	581	16,62	15,19	1,09	
10			5	593	555	12,83	11,80	1,09	
11			0,8	1	492	445	16,88	14,85	1,14
12			3	620	598	11,36	9,85	1,15	

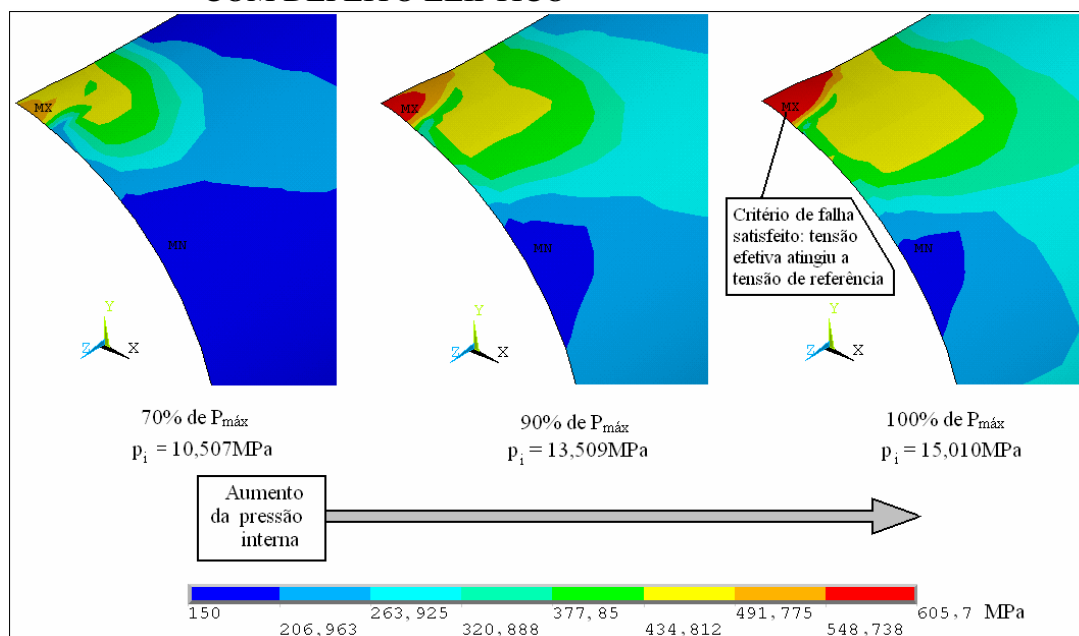
FIGURA 6.12 – DETALHE DA MALHA NA REGIÃO DO DEFEITO DE FORMATO ELÍPTICO



A figura 6.13 ilustra a distribuição de tensões efetivas de von Mises no modelo 5 da tabela 6.5, em três momentos: quando é aplicado 70, 90 e 100% da pressão máxima para a qual o critério de falha é satisfeito. Observa-se que ao aplicar 100% da pressão máxima, a tensão efetiva atinge a tensão de referência.

O anexo 3 traz o algoritmo criado para automatizar as modelagens de dutos com defeitos de formato elíptico, realizadas nesta seção.

FIGURA 6.13 – VARIAÇÃO DA DISTRIBUIÇÃO DE TENSÕES DE VON MISES COM O AUMENTO DA PRESSÃO INTERNA APLICADA A DUTO COM DEFEITO ELÍPTICO



CAPÍTULO 7

CONCLUSÕES

O presente trabalho mostrou a importância de programas de prevenção e estudos em dutos corroídos, no sentido de avaliar sua resistência remanescente, para minimizar acidentes catastróficos, sem que com isso seja necessário realizar trocas e reparos precipitados nas linhas. Para o sucesso de tais programas é fundamental a inspeção periódica da linha através de PIGs, atualizando-se frequentemente os dados de geometria das corrosões. Com esses dados é possível verificar, com certo grau de certeza, se os dutos ainda resistem às condições de serviço a partir de soluções que vem sendo desenvolvidas. O presente trabalho propôs uma solução desse tipo.

Para atingir o objetivo do trabalho seguiu-se uma rotina sistemática semelhante à apresentada por Choi et al (2003). Primeiramente obteve-se um critério de falha apropriado para dutos de aço X65 corroídos. Para tanto, compararam-se os resultados de modelos de elementos finitos com os de ensaios realizados por aquele autor. O critério obtido foi que a tensão de referência é igual a 90% da tensão última do ensaio uniaxial do material, ou seja 605 MPa. Esse valor é o mesmo obtido por Choi et al (2003), apesar de ter sido usado elemento de casca no lugar de elemento sólido. Segundo o critério estabelecido, a ruptura do modelo é prevista para ocorrer quando o seu nó mais solicitado atingir a tensão de referência de von Mises. Esse critério foi utilizado tanto para corrosões de formato retangular, como para as de formato elíptico. Para esse último caso, observou-se que a tensão efetiva, no nó mais solicitado, demora mais para ser atingida quando são comparados dois modelos análogos sujeitos ao mesmo carregamento, com mesma relação t/D , e constituídos do mesmo material: um com corrosão retangular e outro com corrosão elíptica, porém de mesmas profundidades, comprimentos e larguras máximas. Isso demonstra a maior capacidade de carga dos dutos com corrosão de formato elíptico.

Com base no critério estabelecido, foram determinadas as pressões interna máximas de uma série de 32 modelos numéricos, em que variou-se os parâmetros R/t , d/t , e a/\sqrt{Rt} . Os resultados foram comparados com previsões de pressão interna máxima propostas por outros métodos da literatura, mostrando-se bastante coerentes.

Observou-se que as soluções dos métodos B31G e 085dL (ou B31G modificado), apresentam resultados conservadores quando o defeito é raso e curto. Por outro lado, quando o defeito é profundo e comprido, esses métodos mostram-se contra a segurança. Esse problema foi corrigido por Benjamin e Andrade (2003), como mostrou a figura 6.10.

Por meio da regressão matemática dos resultados daqueles 32 modelos numéricos, obtidos por meio de análises numéricas com elementos de casca, uma solução simplificada para avaliar a capacidade de carga de dutos API X65 corroídos foi apresentada.

A formulação apresentada tem como base a equação (3.14) da tensão circunferencial máxima para dutos íntegros de parede fina, deduzida no capítulo 3. A escolha dessa tensão principal, em detrimento das outras, se deu pelo fato de ter sido demonstrado que a tensão radial é desprezível em dutos de parede fina e a tensão axial não é tão relevante, sendo a tensão circunferencial a mais próxima da tensão efetiva de von Mises. A solução obtida, muito semelhante à de Choi et al (2003), mostrou-se perfeitamente de acordo com os resultados experimentais.

Mostrou-se, no presente trabalho, que modelos de elementos de casca também podem ser empregados para simular dutos corroídos de parede fina, com resultados confiáveis, desde que adotado critério de falha compatível. Tal modelagem, por sua simplicidade, tem um custo computacional menor, em comparação com modelos 3D, podendo ser empregada em avaliações preliminares da capacidade de carga de dutos corroídos.

Em relação aos métodos empíricos ou analíticos existentes, há um ganho em precisão e generalidade. O critério proposto está condicionado ao tipo de material empregado e a tubos de paredes finas, devendo ser reavaliado em situações diferentes dessas.

Foram feitas algumas modelagens numéricas de dutos corroídos com formato elíptico e seus resultados foram comparados com os de formato retangular, confirmando-se a maior capacidade de carga dos primeiros.

Vale lembrar que a utilização do aço API X65 nas análises se deu apenas para que ensaios de dutos feitos com esse material, realizados por Choi et al (2003), pudessem ter sido modelados numericamente. A mesma metodologia para a determinação do critério de

falha aqui descrita, poderá ser utilizada para outros tipos de aço, chegando, em geral, a tensões de referência e soluções diferentes.

A metodologia empregada no presente trabalho baseou-se na revisão bibliográfica aqui realizada. A literatura mostrou-se bastante rica e variada, abrindo um espaço enorme para novas pesquisas. O assunto aqui tratado é bastante amplo, complexo e importante, não ficando de forma alguma esgotado. A linha de pesquisa aqui desenvolvida precisa ser continuada.

A seguir são citadas algumas sugestões para trabalhos futuros:

- estudar a possibilidade de modelar dutos corroídos com elementos unidimensionais, considerando uma inércia equivalente na região do defeito e fatores de concentração de tensões;
- modelagem de dutos com diversos pontos de corrosão que se interagem entre si;
- modelagem de dutos com defeitos de geometria específica e complexa;
- modelagem de dutos corroídos reforçados com materiais de reparo;
- avaliar dutos com diversos defeitos submetidos a carregamentos combinados;
- determinar uma solução geral para dutos corroídos submetidos a carregamentos combinados.

REFERÊNCIAS

ABRACO. Disponível em < www.abraco.org.br/corros11.htm> Acesso em: 10 nov. 2004.

AHAMMED, M. **Prediction of remaining strength of corroded pressurized pipelines.** International Journal of Pressure Vessels and Piping, Newcastle, v.71, p.213-217, 1997.

ALVES, J. L. **Avaliação numérica da capacidade de carga de dutos corroídos.** Pós-Graduação em Engenharia Civil, PUC/RIO, Dissertação de Mestrado, 89p., Rio de Janeiro, 2002.

AMBIENTEBRASIL, 2002. **Principais acidentes da indústria petrolífera no mundo.** Disponível em <<http://www.ambientebrasil.com.br/composer.php3?base=./agua/salgada/index.html&conteudo=./agua/salgada/vazamentos.html>> Acesso em: 18 jul. 2005.

ANSYS Release 8.0 Documentation, 2003.

ASME - American Society of Mechanical Engineers. **Manual for determining the remaining strength of corroded pipelines, ASME B31G.** New York, 1984.

BATHE, K. J. **Finite Element Procedures.** Prentice-Hall, New Jersey, 1996.

BENJAMIN, A. C.; ANDRADE, E. Q. **Modified method for the assessment of the remaining strength of corroded pipelines.** Rio Pipeline Conference & Exposition 2003, Rio de Janeiro, 2003.

BENJAMIN, A. C.; VIEIRA, R. D.; FREIRE, J. L. F.; CASTRO, J. T. P. **“Burst tests on pipeline with long external corrosion”.** 3rd International Pipeline Conference, ASME IPC 2000, v. 2, p. 793-799, 2000.

BJORNOY, O. H. et al. **Introduction to DNV RP-F101 “Corroded pipelines”**. Proc. Of OMAE’99: 18th International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering, St. Johns, Newfoundland, 1999.

BRANCO, C. A. G. **Mecânica dos materiais**. Fundação Calouste Gulbenkian, Lisboa, 1992.

CETESB (Companhia de Tecnologia de Saneamento Ambiental), 2002. Emergências químicas. **Acidentes ambientais**. Disponível em: <http://www.cetesb.sp.gov.br/emergencia/acidentes/dutos/aa_causas.asp> Acesso em: 18 jul. 2005.

CHEN, H. F.; CEN, Z. Z.; XU, B. Y. **A numerical method for reference stress in the evaluation on structure integrity**. International Journal of Pressure Vessels and Piping, Beijing, v.71, p.47-53, 1997.

CHEN, H. F.; LIU, Y. H.; CEN, Z. Z. et al. **Numerical analysis of limit load and reference stress of defective pipelines under multi-loading systems**. International Journal of Pressure Vessels and Piping, Beijing, v.75, p.105-114, 1998.

CHEN, H. F.; SHU, D. **Simplified limit analysis of pipelines with multi-defects**. Engineering Structures, Singapore, v.23, p.207-213, 2001.

CHEN, W. F.; HAN, D. J. **Plasticity for structural engineers**. Springer-Verlag, New York, 1988.

CHOI, J. B.; GOO, B. K.; KIM, J.C. et al. **Development of limit load solutions for corroded gas pipelines**. International Journal of Pressure Vessels and Piping, Kyonggi-do, v.80, p.121-128, 2003.

CHOUCHAOUI, B. A.; PICK, R. J. **Behaviour of longitudinally aligned corrosion pits**. International Journal of Pressure Vessels and Piping, Ontario, v.67, p.17-35, 1996.

COSTA, F. A. **Geração automática e análise de modelos de dutos com defeitos causados por corrosão.** Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, UFPE, Dissertação de Mestrado, 56p., Recife, 2004.

COUQUE, H. R. et al. **The development of methodologies for evaluating the integrity of corroded pipelines under combined loading – part 2: engineering model and PC program development.** Energy Week' 96, Book 2, Terminals and Storage, p. 67-76, 1996.

DINIZ, J. L. C. **Resistência de dutos com defeitos usinados.** Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, PUC/RIO, Dissertação de Mestrado, 97p., Rio de Janeiro, 2002.

DNV. **Corroded pipelines-recommended practice RP-F101.** Det Norske Veritas, Norway, 1999.

GENTIL, V. **Corrosão.** Guanabara Dois, Rio de Janeiro, 1982.

GRIGORY, S. C; SMITH, M. Q. **Residual strength of 48-inch diameter corroded pipe determined by full scale combined loading experiments.** International Pipeline Conference, ASME 1996, v.1, p.377-386., 1996.

HAN, W.; REDDY, B. D. **Plasticity – Mathematical theory and numerical analysis.** Springer-Verlag, New York, 1999.

KIEFNER, J. F.; VIETH, P. H. **A modified criterion for evaluating the remaining strength of corroded pipe.** Final Report on Project PR 3-805, Battelle Memorial Institute, Columbus, 1989.

PETRO & QUÍMICA. **Petrobras, sob controle.** Valete, n.259, abr. 2004.

ROY, S. et al. **Numerical simulations of full-scale corroded pipe tests with combined loading.** Journal of Pressure Vessel Technology, v. 119, p. 457-466, 1997.

SALDANHA, S.; BUCHERIE, C. **Integrity of non crack like corroded pipelines submitted to internal pressure. A methodology by Bureau Veritas, based upon elastic-plastic 3-D finite element analysis.** 3rd Seminar on Pipeline – IBP09001, Rio de Janeiro, 2001.

SHAMES, I. H. **Introduction to solid mechanics.** Prentice-Hall, New Jersey, 1989.

SIGURDSSON, G. et al. **Background to DNV RP-F101 “Corroded pipelines”.** Proceedings of OMAE99, 18th International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering, St. Johns, 1999.

SMITH, M. Q., et al. **Full-scale wrinkling tests and analyses of large diameter corroded pipes.** International Pipeline Conference, ASME 1998, v.1, p.543-551, 1998.

STEPHENS D. R. et al. **Development of an alternative failure criterion for residual strength of corrosion defects in moderate- to high-toughness pipe.** Battelle report to PRC International Report, AGA Catalog Number L51794, 1999.

STEPHENS, D. R.; LEIS B. N. **Material and geometry factors controlling the failure of corrosion defects in piping.** ASME Pressure Vessels and Piping Conference, Orlando, FL, 1997.

THE M. W. KELLOGG COMPANY. **Design of piping systems.** 1957.

USIMINAS. **Chapas grossas – Estrutural para tubos de grande diâmetro.** Disponível em: < <http://www.usiminas.com.br/produtos/>> Acesso em: 18 fev. 2005.

VIETH P. H.; KIEFNER J. F. **RSTRENG user’s manual.** Pipeline Research Supervisory Committee, American Gas Association, 1993.

WANG, W. et al. **A new rupture prediction model for corroded pipelines under combined loadings.** International Pipeline Conference, ASME 1998, v.1, p.563-572, 1998.

ANEXOS

ANEXO 1 - Elaboração de algoritmo para modelagem automática de dutos corroídos

A modelagem dos dutos foi automatizada na construção de um algoritmo feito em linguagem APDL. Esse algoritmo funciona como um programa auxiliar nas modelagens dos dutos. Para utilizá-lo, necessita-se inicialmente criar um arquivo no ANSYS e definir a relação constitutiva do material de acordo com a tabela 3.3. O programa auxiliar tem como função então, criar a malha, inserir as condições de contorno e aplicar o carregamento.

Para a criação da malha, necessita-se primeiro ter-se uma superfície cilíndrica, separada por áreas, como ilustrada na figura A1.12. É claro que somente as áreas A3, A8, A13, A18, A21 e A25, serão utilizadas na geração da malha.

Em particular, as áreas A21 e A25, são de obtenção mais complexa. Cada uma delas é resultante da intersecção de um cilindro com um prisma. Os dois prismas são obtidos na execução dos passos de 1 a 4. As áreas A21 e A25 da figura A1.12 são geradas ao concluir o passo 8. Os passos até a geração da malha, colocação das condições de contorno e carregamento, são explicados a seguir.

- PASSO 1: criação de dois trapézios, que são função das dimensões da corrosão. Os trapézios são as bases dos prismas. Essas figuras vão permitir um refinamento gradual da malha, de forma a convergir os elementos para a área corroída (fig. A1.1).

- PASSO 2: cópia dos trapézios para formar os topos dos prismas (fig. A1.2);

- PASSO 3: criação das áreas laterais dos prismas (fig.3);

- PASSO 4: criação dos prismas (fig. A1.4);

- PASSO 5: criação de um semi-cilindro com raio igual ao do modelo (fig. A1.5);

- PASSO 6: é subtraído o semi-cilindro dos prismas, resultando dois quase prismas cujas superfícies das bases são cilíndricas (fig. A1.6);

- PASSO 7: os volumes remanescentes são excluídos, para restar apenas as superfícies (fig. A1.7);

- PASSO 8: todas as superfícies planas são excluídas, restando apenas as superfícies cilíndricas, ou seja, as áreas A21 e A25 da figura 12 (fig. A1.8);

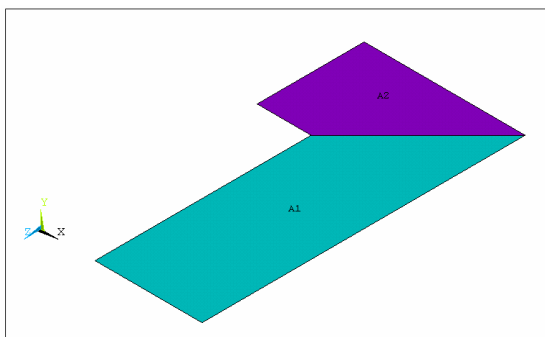
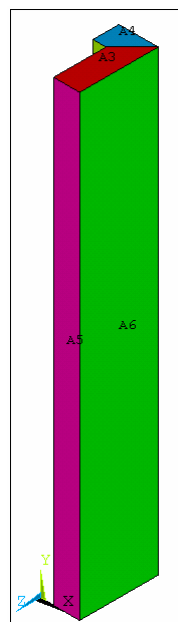


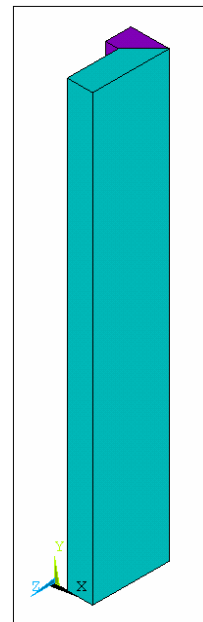
Figura A1.1 – passo 1



**Figura A1.2
passo 2**



**Figura A1.3
passo 3**



**Figura A1.4
passo 4**

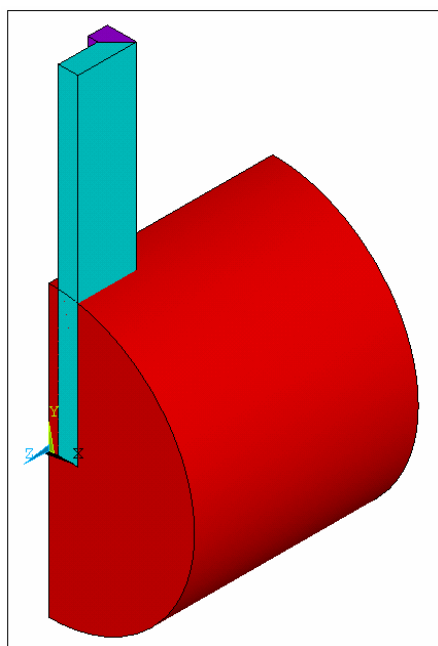
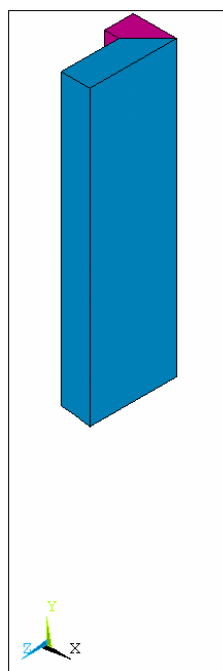
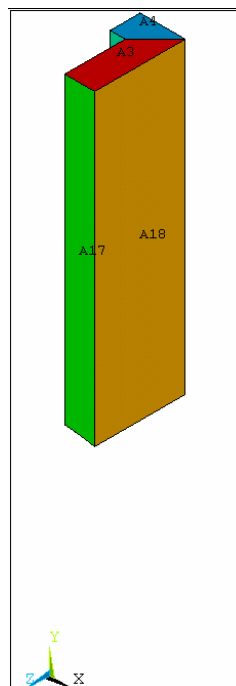


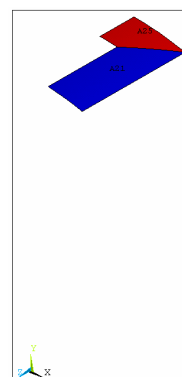
Figura A1.5 – passo 5



**Figura A1.6
passo 6**



**Figura A1.7
passo 7**



**Figura A1.8
passo 8**

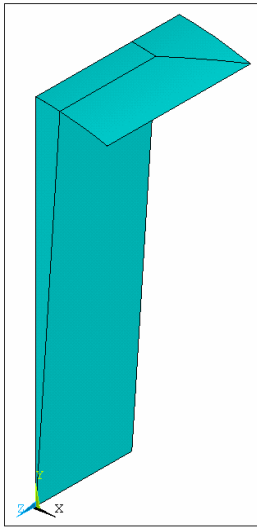


Figura A1.9
passo 9

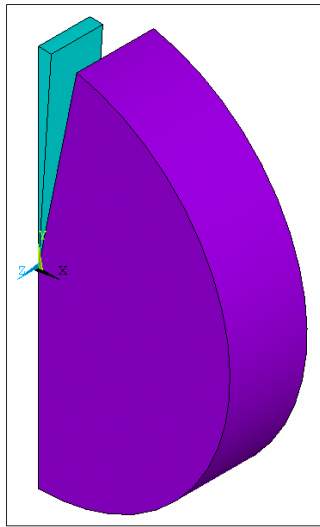


Figura A1.10
passo 10

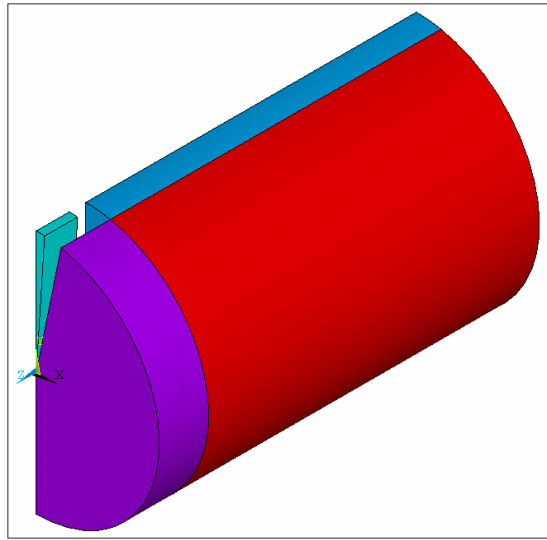


Figura A1.11 – passo 10

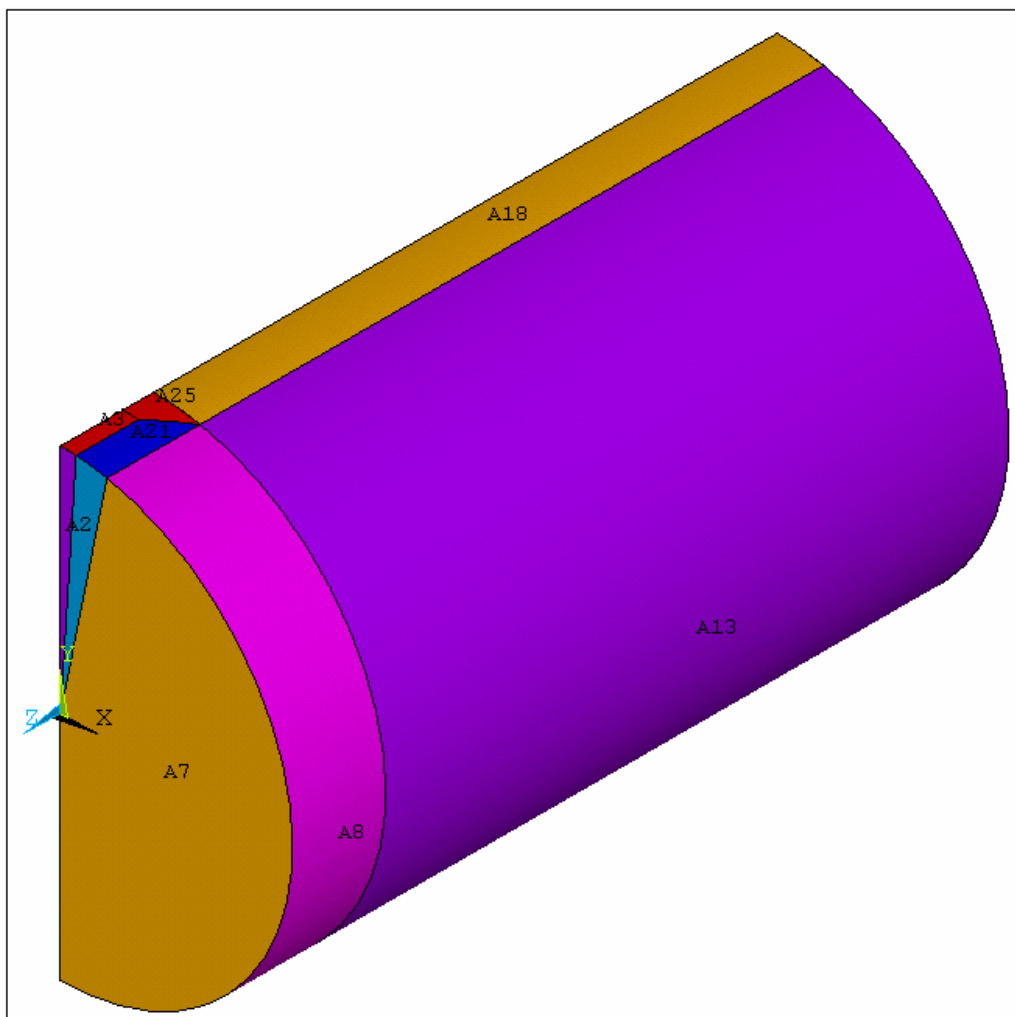


Figura A1.12 – passo 12

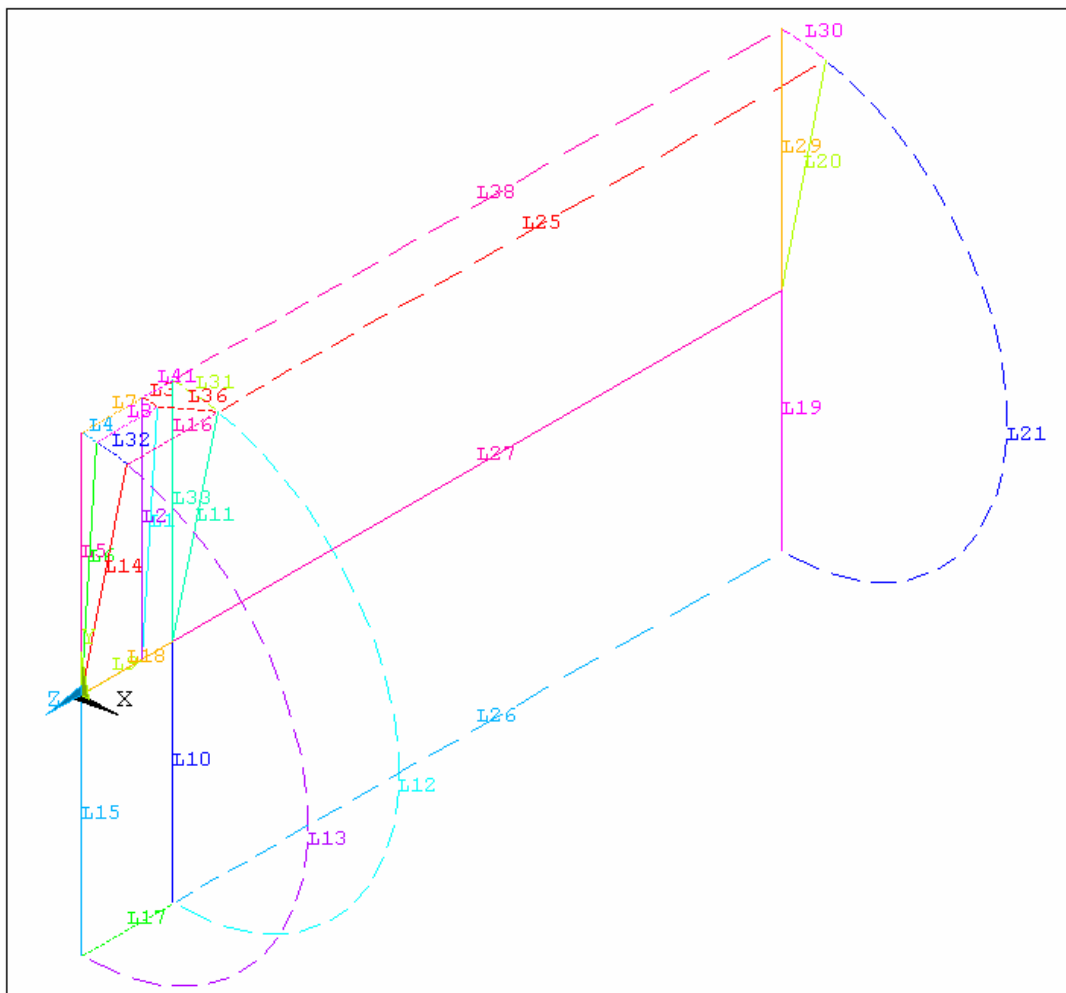


Figura A1.13 – passo 13

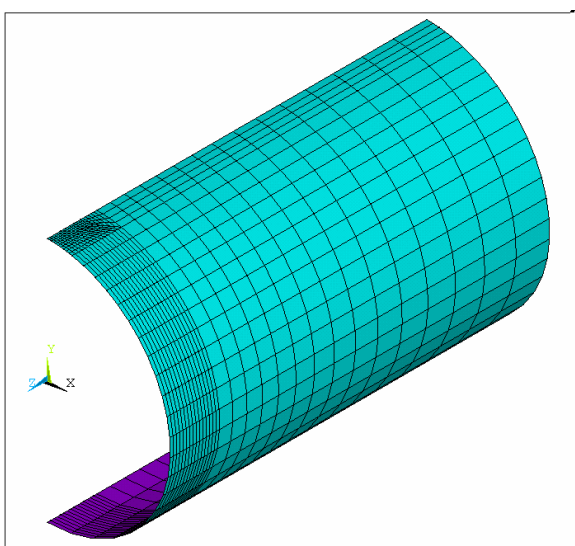


Figura A1.14 – passo 14

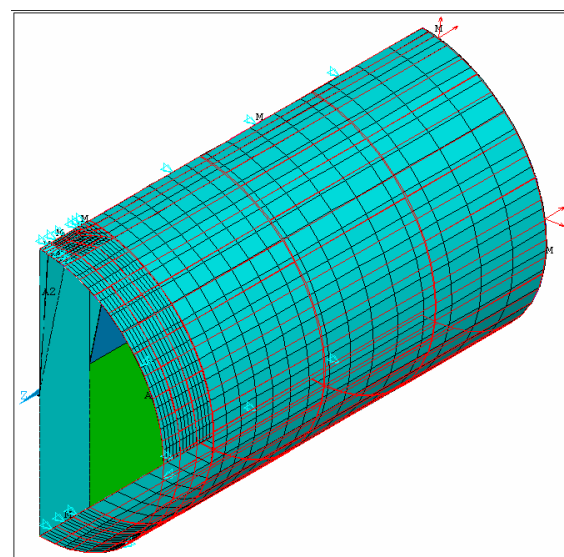


Figura A1.15 – passo 15

- PASSO 9: construção de um segmento cilíndrico, cuja superfície cilíndrica será aproveitada para a região corroída (fig. A1.9);
- PASSO 10: construção dos demais segmentos cilíndricos, cujas superfícies cilíndricas serão aproveitadas para a modelagem do duto (fig.10 e fig 11);
- PASSO 11: instrução para que o programa torne único cada ponto, linha ou área coincidente, eliminando duplicidades;
- PASSO 12: inserção dos atributos nas áreas. Para todas as áreas programa-se a espessura do elemento de casca para que seja igual à espessura do duto. Em seguida modifica-se a espessura dos elementos da área A3 da figura A1.12 como sendo igual à espessura do duto na área corroída (fig. A1.12).
- PASSO 13: divisão das linhas, função do refinamento de malha escolhido (fig. A1.13);
- PASSO 14: geração da malha (fig. A1.14);
- PASSO 15: colocação das restrições e dos carregamentos (fig. A1.15).

Anexo 2 – Algoritmo para automatização da modelagem de dutos com corrosão retangular no ansys usando elemento de casca

```

/prep7
! Pede ao usuário os dados geométricos do duto e da corrosão
  *ASK,R,raio medio do duto,372.25
  *ASK,t,espessura do duto,17.5
  *ASK,c,dimensao circunferencial da corrosao,50
  *ASK,a,dimensao axial da corrosao,200
  *ASK,d,profundidade da corrosao,4.4
! Solicita ao usuário a finura da malha geral do duto
  *ASK,n1,finura da malha de 1 a 5,3
! Solicita ao usuário a finura da malha em torno da corrosão
  *ASK,n2,finura interna da malha de 1 a 5,2
! Solicita a pressão interna a ser aplicada
  *ASK,P,pressao interna,17.5

!Calcula as coordenadas dos vértices dos trapézios auxiliares
  *SET,alfa,(c/2)/R
  *IF,c,GT,a,THEN
    *SET,beta,alfa+0.5*(c/2)/R
  *ELSE
    *SET,beta,alfa+0.5*(a/2)/R
  *ENDIF
  *SET,x1,R*sin(alfa)
  *SET,x2,R*sin(beta)
  *SET,z1,-a/2
  *SET,z2,z1-x2+x1

!Definição da espessura do duto
  R,1,t

!Definição da espessura na área corroída
  R,2,t-d

!Cria a geometria
  !cria os vértices do trapézio auxiliar
    K,,x1,0,0
    K,,x2,0,0
    K,,x2,0,z2
    K,,x1,0,z1
    K,,0,0,z1
    K,,0,0,z2
  !cria os trapézios
    A,1,2,3,4
    A,3,4,5,6
  !copia os trapézios
    agen,2,all,,0,R+500,0,0,1,0
  !criação das áreas laterais dos prismas
    A,1,7,8,2
    A,2,8,9,3
    A,3,9,10,4
    A,4,10,7,1
    A,4,10,11,5

```

```

A,5,11,12,6
A,6,12,9,3
!criação dos prismas
VA,1,5,6,7,8,3
VA,2,7,9,10,11,4
!criação do cilindro auxiliar
CYLIND,R,0,0,-(R+200),90,-90
!Subtrai o cilindro auxiliar dos prismas
VSBV,all,3
!Apaga todos os volumes
VDELE,all
!Apaga todas as áreas, exceto a de superfície cilíndrica
ADELE,17,20,1,1
ADELE,3,4,1,1
ADELE,22,24,1,1
!Criação dos volumes que compõe o duto
CYLIND,R,0,0,z1,90,(90-(alfa*180/3.1416))
CYLIND,R,0,0,z2,(90-(beta*180/3.1416)),90
CYLIND,R,0,z2,-1150,(90-(beta*180/3.1416)),90
CYLIND,R,0,z2,-1150,90,(90-(beta*180/3.1416))

!Fusão das estruturas comuns para eliminar duplicidades
NUMMRG,KP,2,0,0,HIGH

!Colocação dos atributos nas área definindo-se a área corroída
ASEL,,,,,3
AATT,1,2,1
ASEL,,,,,all

!Divisão das linhas para a finura de malha definida pelo usuário
LESIZE,7,,,(z1)/(-20)*n1
LESIZE,8,,,(z1)/(-20)*n1
LESIZE,16,,,(z1)/(-20)*n1
LESIZE,17,,,(z1)/(-20)*n1
LESIZE,4,,,(x1)/20*n1
LESIZE,3,,,(x1)/20*n1
LESIZE,31,,,(x1)/20*n1
LESIZE,30,,,(x1)/20*n1
LESIZE,32,,n2*n1,1.25
LESIZE,36,,n2*n1,0.8
LESIZE,41,,n2*n1,1.25
LESIZE,25,,n1*5,0.4
LESIZE,26,,n1*5,0.4
LESIZE,38,,n1*5,0.4
LESIZE,12,,n1*7,0.5
LESIZE,13,,n1*7,0.5
LESIZE,21,,n1*7,0.5

! Criação da malha
AMESH,3,18,5
AMESH,21,25,4

!Fusão de nós comuns eliminando-se duplicidades
NUMMRG,NODE,2,0,0,HIGH
NUMMRG,NODE,2,0,0,HIGH
NUMMRG,NODE,2,0,0,HIGH

```


!Inclusão das restrições

DL,7,,UX
DL,17,,UX
DL,26,,UX
DL,38,,UX
DL,41,,UX
DL,4,,UZ
DL,32,,UZ
DL,13,,UZ

!Inclusão do carregamento

!Pressão interna aplicada às áreas

SFA,3,1,PRES,P
SFA,21,1,PRES,P
SFA,25,1,PRES,P
SFA,18,1,PRES,P
SFA,13,1,PRES,P
SFA,8,1,PRES,P

!Pressão de linha na lateral do duto

SFL,21,PRESS,-177.47784*P
SFL,30,PRESS,-177.47784*P

finish

Anexo 3 – Algoritmo para automatização da modelagem de dutos com corrosão elíptica no ansys usando elemento de casca

/prep7

!!!Dados de entrada

```
*ASK,R,raio medio do duto,372.25
*ASK,t,espessura do duto,17.5
*ASK,c,dimensao circunferencial da corrosao,116.9458
*ASK,a,dimensao axial da corrosao,403.5584
*ASK,d,profundidade da corrosao,14
*ASK,n1,finura da malha de 10 a 50,30
*ASK,P,pressao interna,10
*ASK,F,Fator de ajuste do ponto medio da linha auxiliar da elipse(0.95 a 1.05),1
*ASK,F1,Fator de ajuste da malha no sentido axial(0.4 a 0.9),0.7
*ASK,F2,Fator de ajuste da malha no sentido circunferencial(0.4 a 0.9),0.7
*ASK,F3,Fator de ajuste do segundo ponto da linha auxiliar(3 a 8),5
*ASK,F4,Fator de ajuste dos pontos extremos da linha auxiliar(3 a 8),5
```

!!!Cria variáveis auxiliares

```
*SET,alfa,(c/2)/R
*IF,c,GT,a,THEN
    *SET,beta,alfa+0.1*(c/2)/R
*ELSE
    *SET,beta,alfa+0.1*(a/2)/R
*ENDIF
*SET,x1,R*sin(alfa)
*SET,x2,R*sin(beta)
*SET,z1,-a/2
*SET,a1,-a/2
*SET,z2,z1+(-x2+x1)*0.8
*SET,b1,x1
*SET,z1,0
*set,x1,b1
```

!!!Define espessura do duto

```
R,1,t
R,2,t-d
```

!!!Cria a geometria

!Cria a elipse externa

```
K,,0,0,0
*SET,gama,0
*DO,i,1,10
    K,,x1,0,z1
    *SET,gama,3.1416/20+gama
    *SET,z1,-b1/(1/(tan(gama))**2+b1**2/a1**2)**0.5
    *SET,x1,b1*(1-(z1**2/a1**2))**0.5
*ENDDO
K,,0,0,a1
```

```
SPLINE,2,3,4,5,6,7
SPLINE,7,8,9,10,11,12
LCOMB,ALL
```

```
!Cria a elipse interna
```

```
*SET,a0,a1/10
*SET,b0,b1/10
*SET,z1,0
*SET,x1,b0
*SET,gama,0
*DO,i,1,10
    K,,x1,0,z1
    *SET,gama,3.1416/20+gama
    *SET,z1,-b0/(1/(tan(gama))**2+b0**2/a0**2)**0.5
    *SET,x1,b0*(1-(z1**2/a0**2))**0.5
*ENDDO
K,,0,0,a0
SPLINE,3,4,5,6,7,8
SPLINE,8,9,10,11,13,14
LSEL,,2,11
LCOMB,ALL
LSEL,ALL
```

```
!Cria a linha auxiliar
```

```
*IF,a,GT,c,THEN
    *SET,a0,a1*(1+F4/100)
    *SET,b0,b1*(1-a1/b1/20)
*ELSE
    *SET,a0,a1*(1-b1/a1/30)
    *SET,b0,b1*(1+F4/100)
*ENDIF
```

```
!primeiro ponto
```

```
*SET,z1,0
*SET,x1,b0
K,,x1,0,z1
```

```
!segundo ponto
```

```
*SET,z1,a1/F3
*SET,x1,1.02*b0*(1-(z1**2/a0**2))**0.5
K,,x1,0,z1
```

```
!ponto do meio
```

```
*SET,z1,F*(a1/(2**0.5)+a0)/2
*SET,x1,F*(b1/(2**0.5)+b0)/2
K,,x1,0,z1
```

```
!último ponto
```

```
K,,0,0,a0
SPLINE,4,5,6,7
LSEL,,3,5
LCOMB,ALL
LSEL,ALL
```

!Cria o primeiro prisma auxiliar

```
L,2,3
L,12,14
AL,1,2,4,5
L,1,3
L,1,14
AL,6,2,7
L,2,4
L,12,7
AL,1,8,3,9
AGEN,2,1,,,0,R+200,0,0,1,0
A,3,2,5,9
A,8,6,12,14
AL,1,14,10,16
AL,12,17,2,15
VA,1,4,5,6,7,8
```

!Cria o segundo prisma auxiliar

```
AGEN,2,2,,,0,-100,0,0,1,0
AGEN,2,9,,,0,R+400,0,0,1,0
A,10,11,16,15
A,15,17,13,10
AL,22,24,19,26
vA,9,10,11,12,13
```

!Cria o terceiro prisma auxiliar

```
AGEN,2,3,,,0,-100,0,0,1,0
AGEN,2,14,,,0,R+400,0,0,1,0
A,18,21,25,22
A,23,24,20,19
AL,31,36,27,38
AL,33,35,29,37
vA,19,15,16,17,14,18
```

!Cria o cilindro auxiliar e faz operações entre volumes

```
CYLIND,R,0,0,Z2,90,-90
VSBV,4,ALL,,KEEP,KEEP
VSEL,,,,1,4
VSBV,ALL,4
VSEL,,,,6,8
VDELE,ALL
VSEL,ALL
```

!Apaga áreas excedentes

```
ASEL,,,,35,39
ADELE,ALL,,,1
ASEL,,,,41,44
ADELE,ALL,,,1
ASEL,ALL
ADELE,4,,,1
ADELE,10,,,1
ADELE,15,,,1
ADELE,33,,,1
ADELE,34,,,1
```

```
!Cria os demais volumes necessários
CYLIND,R,0,0,Z2,90-1.0*beta*180/3.1416,-90
VSBV,5,1,,,KEEP
CYLIND,R,0,Z2,-1150,90,90-1.0*beta*180/3.1416
CYLIND,R,0,Z2,-1150,90-1.0*beta*180/3.1416,-90
```

```
!Elimina duplicidades
NUMMRG,KP,2,0,0,HIGH
```

```
!Coloca os atributos nas areas
ASEL,,,,32,40,8
AATT,1,2,1
ASEL,,,,all
```

```
!!Cria a malha
```

```
!Divide as linhas
LESIZE,70,,,n1*(a+c)/1700,0.4
LESIZE,73,,,n1*(a+c)/1700,0.4
LESIZE,62,,,n1*(a+c)/850
LESIZE,68,,,n1*(a+c)/850
LESIZE,57,,,n1*(a+c)/850
LESIZE,24,,,1
LESIZE,81,,,1
LESIZE,78,,,1
LESIZE,53,,,1
LESIZE,60,,,n1/10
LESIZE,61,,,n1/10
LESIZE,16,,,n1*a/850
LESIZE,19,,,n1*c/850
LESIZE,17,,,n1*a/850
LESIZE,18,,,n1*c/850
LESIZE,28,,,0.5*n1,0.5
LESIZE,29,,,0.5*n1,0.5
LESIZE,39,,,0.5*n1,0.5
LESIZE,13,,,0.5*n1,0.5
LESIZE,12,,,0.5*n1,0.5
LESIZE,34,,,0.5*n1,0.5
```

```
!Elimina duplicidades
NUMMRG,KP,1,0,0,HIGH
```

```
!Cria a malha
AMESH,40
AMESH,45
AMESH,6
AMESH,20
AMESH,14
AMESH,15
AMESH,32
```

```
!Elimina duplicidades de nós
NUMMRG,NODE,0.1,0,0,HIGH
NUMMRG,NODE,0.1,0,0,HIGH
```

!!!Coloca as restrições

DL,61,,UX
DL,70,,UX
DL,78,,UX
DL,53,,UX
DL,28,,UX
DL,17,,UX
DL,39,,UX
DL,73,,UZ
DL,60,,UZ
DL,81,,UZ
DL,24,,UZ
DL,13,,UZ
DL,34,,UZ
DL,18,,UZ
D,409,UY

!!!Insere o carregamento

SFA,14,1,PRES,P
SFA,20,1,PRES,P
SFA,6,1,PRES,P
SFA,40,1,PRES,P
SFA,15,1,PRES,P
SFA,32,1,PRES,P
SFA,45,1,PRES,P
SFL,18,PRESS,-177.47784*P
SFL,34,PRESS,-177.47784*P

Finish