



UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA

ANÁLISE DAS TENSÕES ATUANTES EM INTERSEÇÕES
ENTRE BOCAIS E VASOS DE PRESSÃO CILÍNDRICOS SEM E
COM CHAPA DE REFORÇO SOB PRESSÃO INTERNA

JORGE RICARDO FONSECA DE MIRANDA

Belo Horizonte/MG, Novembro de 2007.
JORGE RICARDO FONSECA DE MIRANDA

**ANÁLISE DAS TENSÕES ATUANTES EM INTERSEÇÕES
ENTRE BOCAIS E VASOS DE PRESSÃO CILÍNDRICOS SEM E
COM CHAPA DE REFORÇO SOB PRESSÃO INTERNA**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como requisito parcial à obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica

Área de Concentração: Projetos Mecânicos

Orientador: Prof. Carlos Alberto Cimini Júnior (UFMG)

Belo Horizonte/MG
Escola de Engenharia da UFMG
2007

AGRADECIMENTOS

Agradeço a DEUS pela vida! Pela energia e muita perseverança que me foram dadas para lutar e vencer todas as dificuldades.

Agradeço a toda minha família, em especial aos meus pais e meu irmão, pelo estímulo e apoio incondicional para suplantar todos os obstáculos encontrados.

Ao meu orientador Carlos Cimini, que me deu forças nas horas mais difíceis!

Finalmente, a todos os amigos e à Flávia que entenderam e compreenderam as faltas e torceram sempre pela minha vitória!

RESUMO

Neste trabalho o comportamento das tensões atuantes em intersecções entre bocais e costados de vasos de pressão cilíndricos foi avaliado usando modelos de elementos finitos. A ferramenta computacional ANSYS Workbench foi utilizada como plataforma para o desenvolvimento de modelos tridimensionais com elementos sólidos hexaédricos de 20 nós. Considerando a geometria das intersecções entre bocais e vasos de pressão, três modelos foram desenvolvidos: (i) intersecção entre o bocal e o costado do vaso não reforçado; (ii) intersecção entre o bocal e o costado do vaso reforçados com chapa de reforço integralmente colada (supõe-se a chapa de reforço integralmente soldada na intersecção entre o bocal e o costado do vaso); e (iii) intersecção entre o bocal e o costado do vaso reforçada com chapa parcialmente soldada (as bordas da chapa de reforço são consideradas coladas, simulando os cordões de solda, e a hipótese de contato por atrito é assumida entre as superfícies interna da chapa e externa do costado do vaso). As chapas de reforço foram projetadas de acordo com o Código de Projeto ASME – Método da Reposição de Área. Análises de tensões lineares (modelos i e ii) e não-linear (modelo iii) elásticas foram efetuadas. Resultados obtidos correlacionam bem com resultados experimentais obtidos na literatura para o modelo i. A influência da chapa de reforço é demonstrada. Comparações entre os modelos ii e iii mostraram diferenças consideráveis nos níveis de tensões encontrados. Enquanto as tensões tangenciais atingiram valores até 10% superiores aos do modelo ii, as tensões radiais saíram de valores de 2,5 MPa e alcançaram 19,2 MPa no modelo iii. Estes fatos sugerem que uma representação mais realística da estrutura deve ser feita.

Palavras-Chave: análise de tensões, elementos finitos, vasos de pressão, bocais, intersecções cilíndricas, chapa de reforço, contato.

ABSTRACT

In this work the stress fields on vessel/nozzle intersections of cylindrical pressure vessels were evaluated using finite element models. ANSYS Workbench finite element tool was used as platform to develop three-dimensional models with 20-node solid elements. Three models were developed, concerning the vessel/nozzle intersection: (i) unreinforced vessel/nozzle intersection; (ii) bonded pad reinforced vessel/nozzle intersection (pad is integrally welded on the vessel/nozzle intersection); and (iii) partially welded pad reinforced vessel/nozzle intersection (borders of the pad are considered bonded simulating welding lines and friction contact hypothesis is assumed in the pad/vessel contact surface). Reinforcement pads were designed according to ASME Code Criteria – Area Replacing Method. Linear (models i and ii) and nonlinear (model iii) elastic analysis were performed. Results obtained correlated well with experimental results obtained from the literature for model i. The influence of the reinforced pad is demonstrated. Comparisons between models ii and iii showed considerable differences on the stresses levels. While the tangential stresses reached values up to 10% higher than those levels of model ii, the radial ones augmented from 2,5 MPa to 19,2 MPa for model iii. This suggests that a more accurate representation of the real structure should be considered.

Keywords: stress analysis, finite element, pressure vessel, nozzle, cylindrical intersection, pad reinforcement, contact

SUMÁRIO

Lista de Símbolos	ix
Lista de Figuras	xiii
Lista de Tabelas	xix
1. Introdução	1
1.1) Considerações Iniciais	1
1.2) Conteúdo do Trabalho	3
2. Objetivo	5
3. Revisão Bibliográfica	6
3.1) Introdução	6
3.2) Conceitos Básicos nos códigos de projeto de vasos de pressão	7
3.2.1) Procedimentos de projeto de análise linear elástica	10
3.2.2) Critérios de projeto: norma x análise	10
3.2.3) Conceitos básicos de projeto por norma	11
3.2.4) Conceitos básicos de projeto por análise	18
3.3) Projeto de Bocais e Derivações	32
3.3.1) Formas de reforço de bocais e derivações	35
3.4) Metodologia de Análise de Tensões	37
4. Metodologia	43
4.1) Introdução	43

4.2)	Modelos Numéricos	43
4.3)	Modelo 1 – modelo incluindo interseção sem reforço	44
4.3.1)	Geometria	44
4.3.2)	Material e propriedades mecânicas	46
4.3.3)	Sistema de coordenadas para obtenção dos resultados	47
4.3.4)	Elementos utilizados e malha gerada	49
4.3.5)	Condições de Contorno	51
4.3.6)	Carregamentos	52
4.3.7)	Estudo de Sensibilidade da Malha e Convergência dos Resultados	53
4.3.8)	Análise de Qualidade da Malha	54
4.3.9)	Obtenção dos Resultados: Linearização de Tensões	54
4.4)	Modelo 2 – modelo incluindo interseção com reforço integral	54
4.4.1)	Determinação das dimensões da chapa de reforço	54
4.5)	Modelo 3 – modelo incluindo interseção com reforço parcialmente soldado	56
4.5.1)	Hipótese de contato	57
4.5.2)	Elementos finitos de contato	60
4.5.3)	Contato no modelo 3	61
4.6)	Comparação dos resultados das análises	62
5.	Resultados e Discussão	63
5.1)	Introdução	63
5.2)	Análise de sensibilidade de malha e convergência dos resultados	63

5.3)	Parâmetros de malha definidos para os modelos	65
5.4)	Obtenção dos Resultados: Linearização de tensões	71
5.5)	Modelo 1	74
5.6)	Modelo 2	82
5.7)	Modelo 3	89
6.	Conclusões	101
	Referências Bibliográficas	102

LISTA DE SÍMBOLOS

SCF	fator de concentração de tensões
MEF	método de elementos finitos
$ASME$	American Society of Mechanical Engineers
BS	British Standard
WRC	Welding Research Council
σ_s	tensões máximas
σ_m	tensões nominais de membrana
σ_b	tensões nominais de flexão
P_y	pressão de escoamento
P_s	pressão de <i>shakedown</i>
P_L	pressão limite
n	número de ciclos
N_i	número de ciclos para início da trinca
N_p	número de ciclos para propagação da trinca
$\Sigma(n/N)$	dano acumulado
K_{ic}	fator de intensidade de tensões a tenacidade
δ	deslocamento de abertura da ponta da trinca
δ_c	deslocamento de abertura da ponta da trinca crítico

f	tensões admissíveis de projeto
C_s	coeficiente de segurança
σ_{ult}	tensão limite de resistência do material
p	pressão interna
L	comprimento do cilindro considerado
r	raio do cilindro considerado “fino”
t	espessura do cilindro considerado
σ_θ	tensões circunferenciais atuantes no cilindro devido à pressão interna
σ_x	tensões axiais atuantes no cilindro devido à pressão interna
σ_r	tensões radiais atuantes no cilindro devido à pressão interna
r_i	raio interno do cilindro considerado espesso
r_o	raio externo do cilindro considerado espesso
D_i	diâmetro interno
D_m	diâmetro médio
$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$	tensões principais
σ_y	tensão de escoamento
P_m	tensões de membrana primárias gerais
P_l	tensões de membrana primárias locais
P_b	tensões de flexão primárias

Q	tensões secundárias
F	tensões de pico
σ_{sh}	tensões de <i>shakedown</i>
SCF	fator de concentração de tensões
K_f	fator de concentração de tensões em uma placa plana
K_c	fator de concentração de tensões em um cilindro com as tensões de membrana da placa plana
R_c	raio do cilindro
T_c	espessura do cilindro
r_f	raio do furo na placa plana
σ	tensão aplicada remotamente a placa
ρ	parâmetro geométrico equivalente a $r_f / \sqrt{R_c T_c}$
D_p	Diâmetro da chapa de reforço
C	sobre-espessura de corrosão
t_e	espessura da chapa de reforço
t_n	espessura do bocal sem a sobre-espessura de corrosão
t_m	espessura requerida do bocal
R_n	raio do bocal
t_r	espessura requerida do vaso de pressão

d	diâmetro do bocal sem a sobre-espessura de corrosão
A	área requerida para reforço da abertura
A_1	área disponível na parede do vaso para reforço da abertura
A_2	área disponível na parede do bocal para reforço da abertura
A_3	área disponível no prolongamento interno do <i>flush nozzle</i>
A_{41}	área disponível do cordão de solda externo
A_{43}	área disponível do cordão de solda interno
D	diâmetro do vaso de pressão
t	espessura de parede do bocal
T	espessura de parede do vaso de pressão
R	resistência
σ_{adm}	tensão admissível do material
F_n	força normal de contato
K_n	rigidez de contato
X_p	penetração de contato
λ	força de contato de pressão

LISTA DE FIGURAS

Figura 3.1 – Tensões circunferenciais (σ_θ) e axiais (σ_x) num cilindro de parede “fina” sob pressão interna (adaptado de SPENCE & TOOTH, 1994)	14
Figura 3.2 – Distribuição de tensões circunferenciais (σ_θ) e radiais (σ_r) ao longo da espessura de um vaso de parede ‘grossa’ (adaptado de SPENCE & TOOTH, 1994)	17
Figura 3.3 – Limites de projeto para evitar a distorção total (adaptado de SPENCE & TOOTH, 1994)	28
Figura 3.4 – Distribuição de tensões linearizadas ao longo da parede de equipamento (adaptado de SPENCE & TOOTH, 1994)	31
Figura 3.5 – Placa com furo circular com carga de tração uniaxial aplicada (adaptado de DONATO, 2003)	32
Figura 3.6 – Distribuição das tensões ao longo da placa nos planos de 90° e 180° (adaptado de DONATO, 2003)	33
Figura 3.7 – Placa plana furada com carregamento de tração nas direções x e y (adaptado de DONATO, 2003)	34
Figura 3.8 – Método da reposição de área conforme ASME VIII (2006)	36
Figura 3.9 – Distribuição das tensões na superfície interna de uma intersecção bocal/cilindro sob pressão interna (adaptado de SPENCE & TOOTH, 1994)	40
Figura 4.1 – Geometria do problema (adaptado de WRC 493, 2004)	45
Figura 4.2 – Modelo geométrico da intersecção cilíndrica (a) vaso inteiro, (b) corte longitudinal (Modelo 1)	46
Figura 4.3 – Definição do sistema de coordenadas locais “S” em um corte longitudinal da intersecção entre o vaso e o bocal	48

Figura 4.4 – Figura 4.4: Definição do sistema de coordenadas locais “S” em um corte transversal da interseção entre o vaso e o bocal	49
Figura 4.5 – Geometria do elemento SOLID186	50
Figura 4.6 – Malha de elementos finitos – Detalhe da interseção vaso/bocal (Modelo 1)	51
Figura 4.7 – Condições de contorno e carregamentos aplicados ao modelo (Modelo 1)	53
Figura 4.8 – Vista da chapa de reforço em perspectiva (Modelo 2)	56
Figura 4.9 – Interseção cilíndrica com chapa de reforço (a) corte longitudinal, (b) desenho em perspectiva (Modelo 2).	56
Figura 4.10 – Elementos finitos de contato na interface (a) sem penetração (b) com penetração	58
Figura 4.11 – Superfícies com rigidez de contato devido modelo real de intersecção vaso/ bocal reforçado	58
Figura 4.12 – Modelo real de intersecção vaso/ bocal reforçado	60
Figura 4.13 – Comportamento dos elementos de contato (adaptado de ANSYS, 2006)	61
Figura 4.14 - Contato de atrito entre as superfícies	62
Figura 4.15 – Contato colado entre os cordões de solda e vaso/ bocal	62
Figura 5.1 – Distribuição de tensões máximas tangenciais e radiais para 02 elementos na espessura	64
Figura 5.2 Distribuição de tensões máximas tangenciais e radiais para 03 elementos na espessura	64

Figura 5.3 – Distribuição de dois elementos na espessura na malha (Modelo 1)	66
Figura 5.4 – Distribuição das razões de aspecto dos elementos na região da interseção entre o bocal e o vaso (parte central selecionada em destaque)	67
Figura 5.5 – Distribuição das razões de aspecto dos elementos na região da interseção entre o bocal e o vaso (partes laterais selecionadas em destaque)	68
Figura 5.6 – Distribuição da razão do Jacobiano dos elementos na região da interseção entre o bocal e o vaso (partes laterais selecionadas em destaque)	69
Figura 5.7 – Distribuição da razão do Jacobiano dos elementos na região da interseção entre o bocal e o vaso (partes laterais selecionadas em destaque)	69
Figura 5.8 – Distribuição do fator de distorção de face dos elementos na região da interseção entre o bocal e o vaso (parte central selecionada em destaque)	70
Figura 5.9 – Distribuição do fator de distorção de face dos elementos na região da interseção entre o bocal e o vaso (parte central selecionada em destaque)	71
Figura 5.10 – Região de interesse: (a) tensões máximas tangenciais (b) pontos de linearização de tensões	72
Figura 5.11 – Região de interesse: (a) tensões máximas radiais, (b) ponto de linearização de tensões	72
Figura 5.12 – Gráfico de tensões linearizadas tangenciais ao longo da espessura do vaso	73
Figura 5.13 – Tensões linearizadas radiais ao longo da espessura do bocal	73
Figura 5.14 – Região de interseção no Modelo 1: (a) vista em perspectiva, (b) corte longitudinal, (c) corte transversal	75
Figura 5.15 – Distribuição de tensões tangenciais no plano longitudinal do vaso	76
Figura 5.16 – Distribuição de tensões radiais no plano longitudinal do vaso	76

Figura 5.17 – Distribuição de tensões tangenciais no plano longitudinal do bocal	77
Figura 5.18 – Distribuição de tensões radiais no plano longitudinal do bocal	77
Figura 5.19 – Distribuição de tensões tangenciais no plano transversal do vaso	78
Figura 5.20 – Distribuição de tensões radiais no plano transversal do vaso	78
Figura 5.21 – Distribuição de tensões tangenciais no plano transversal do bocal	79
Figura 5.22 – Distribuição de tensões radiais no plano transversal do bocal	79
Figura 5.23 – Distribuição das tensões tangenciais no vaso e bocal no plano longitudinal da intersecção	80
Figura 5.24 – Distribuição das tensões radiais no plano longitudinal do vaso	81
Figura 5.25 – Distribuição das tensões radiais no plano longitudinal do bocal	81
Figura 5.26 – Distribuição de tensões tangenciais no plano longitudinal do vaso sem (Modelo 1) e com (Modelo 2) reforço	82
Figura 5.27 – Distribuição de tensões radiais no plano longitudinal do vaso sem (Modelo 1) e com (Modelo 2) reforço	83
Figura 5.28 – Distribuição de tensões tangenciais no plano longitudinal do bocal sem (Modelo 1) e com (Modelo 2) reforço	83
Figura 5.29 – Distribuição de tensões radiais no plano longitudinal do bocal sem (Modelo 1) e com (Modelo 2) reforço	84
Figura 5.30 – Distribuição de tensões tangenciais no plano transversal do vaso sem (Modelo 1) e com (Modelo 2) reforço	84
Figura 5.31 – Distribuição de tensões radiais no plano transversal do vaso sem (Modelo 1) e com (Modelo 2) reforço	85

Figura 5.32 – Distribuição de tensões tangenciais no plano transversal do bocal sem (Modelo 1) e com (Modelo 2) reforço	85
Figura 5.33 – Distribuição de tensões radiais no plano transversal do bocal sem (Modelo 1) e com (Modelo 2) reforço	86
Figura 5.34 – Detalhe do modo de deformação para o Modelo 1 – sem chapa de reforço (ampliação na deformação de 4000x)	88
Figura 5.35 – Detalhe do modo de deformação para o Modelo 2 – com chapa de reforço (ampliação na deformação de 4000x)	89
Figura 5.36 – Distribuição de tensões tangenciais no plano longitudinal do vaso sem reforço (Modelo 1), com reforço integral (Modelo 2) e soldado (Modelo 3)	90
Figura 5.37 – Distribuição de tensões radiais no plano longitudinal do vaso sem reforço (Modelo 1), com reforço integral (Modelo 2) e soldado (Modelo 3)	90
Figura 5.38 – Distribuição de tensões tangenciais no plano longitudinal do bocal sem reforço (Modelo 1), com reforço integral (Modelo 2) e soldado (Modelo 3)	91
Figura 5.39 – Distribuição de tensões radiais no plano longitudinal do bocal sem reforço (Modelo 1), com reforço integral (Modelo 2) e soldado (Modelo 3)	91
Figura 5.40 – Distribuição de tensões tangenciais no plano transversal do bocal sem reforço (Modelo 1), com reforço integral (Modelo 2) e soldado (Modelo 3)	92
Figura 5.41 – Distribuição de tensões radiais no plano transversal do bocal sem reforço (Modelo 1), com reforço integral (Modelo 2) e soldado (Modelo 3)	92
Figura 5.42 – Distribuição de tensões tangenciais no plano transversal do bocal sem reforço (Modelo 1), com reforço integral (Modelo 2) e soldado (Modelo 3)	93
Figura 5.43 – Distribuição de tensões radiais no plano transversal do bocal sem reforço (Modelo 1), com reforço integral (Modelo 2) e soldado (Modelo 3)	93

Figura 5.44 – Distribuição de tensões tangenciais no plano longitudinal do vaso com reforço integral (Modelo 2) e soldado (Modelo 3)	94
Figura 5.45 – Distribuição de tensões radiais no plano longitudinal do vaso com reforço integral (Modelo 2) e soldado (Modelo 3)	95
Figura 5.46 – Distribuição de tensões tangenciais no plano longitudinal do bocal com reforço integral (Modelo 2) e soldado (Modelo 3)	95
Figura 5.47 – Distribuição de tensões radiais no plano longitudinal do bocal com reforço integral (Modelo 2) e soldado (Modelo 3)	96
Figura 5.48 – Distribuição de tensões tangenciais no plano transversal do bocal com reforço integral (Modelo 2) e soldado (Modelo 3)	96
Figura 5.49 – Distribuição de tensões radiais no plano transversal do bocal com reforço integral (Modelo 2) e soldado (Modelo 3)	97
Figura 5.50 – Distribuição de tensões tangenciais no plano transversal do bocal com reforço integral (Modelo 2) e soldado (Modelo 3)	97
Figura 5.51 – Distribuição de tensões radiais no plano transversal do bocal com reforço integral (Modelo 2) e soldado (Modelo 3)	98
Figura 5.52 – Detalhe da intersecção cilíndrica integralmente soldada (Modelo 2) com deformação ampliada em 4000 vezes	99
Figura 5.53 – Detalhe da intersecção cilíndrica parcialmente soldada (Modelo 3) com deformação ampliada em 4000 vezes, mostrando a separação entre a chapa de reforço e a parede do vaso	99
Figura 5.54 – Comparação entre as tensões radiais na região da solda entre a chapa de reforço e o bocal. (a) Modelo 2 (reforço integral) e (b) Modelo 3 (reforço soldado com contato)	100

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 – Áreas de estudo e conceitos importantes para análise de vasos de pressão (adaptado de SPENCE & TOOTH, 1994).	09
Tabela 3.2 – Exemplo de valores de tensões admissíveis indicados no código ASME VIII (2006).	12
Tabela 3.3 – Relação das categorias de tensões com os valores admissíveis de projeto (ASME VIII, 2006).	30
Tabela 4.1 – Parâmetros geométricos do problema (adaptado de WRC 493, 2004)	45
Tabela 4.2 – Propriedades mecânicas do aço Q235-A	47
Tabela 4.3 – Valores de coeficientes de atrito entre superfícies de materiais (Adaptado do site MSPC)	61

CAPÍTULO 1

Introdução

1.1. Considerações Iniciais

Vasos de pressão cilíndricos possuem larga utilização nas várias aplicações de engenharia. Usinas térmicas, nucleares e a indústria petroquímica são alguns exemplos de indústrias que utilizam tais equipamentos.

Bocais e derivações são normalmente utilizados em vasos de pressão com o objetivo de transferir fluidos e fazer comunicação entre vasos. Integrais ou soldados, os bocais são conectados aos vasos, formando intersecções cilíndricas.

É bem conhecido que elevados níveis de tensões ocorrem na região da intersecção entre bocais e vasos de pressão devido à descontinuidade geométrica da estrutura (SPENCE & TOOTH, 1994). Adicionalmente, defeitos resultantes de falta de deposição ou penetração de solda proveniente da soldagem durante a fabricação fazem que a região das intersecções seja a parte mais fraca do vaso e conseqüentemente, possível fonte de falhas de toda a estrutura (XUE et al., 2003).

Para a garantia da vida útil e operação segura dos vasos de pressão, os inspetores de equipamentos constantemente atuam no monitoramento e controle de surgimento e propagação de trincas e falhas internas. Através de técnicas de ensaios não-destrutivos, (Raio-X, Ultra-som, etc.), defeitos internos e falhas de fabricação são medidos e controlados periodicamente para evitar que as trincas atinjam um tamanho crítico que possa comprometer a integridade total do equipamento. Assim, deve-se conhecer com bastante precisão o estado de tensões atuantes na região de intersecção entre o bocal e o vaso, a fim de estabelecer um critério para o tamanho máximo e formas admissíveis das descontinuidades internas (WERNECK & TINOCO, 2000).

Códigos de projeto e construção de vasos de pressão, tais como ASME (2006) e BS 5500 (2004) entre outros, categorizam e estabelecem valores admissíveis de fatores de concentração tensões (SCF – Stress Concentration Factor) para projetos de intersecções entre bocais e costados de vasos de pressão. Pela análise de tensões, com a utilização de métodos analíticos ou experimentais, pode-se calcular os valores dos SCFs atuantes no equipamento. Por fim, outra forma de avaliar os SCFs é realizar a análise numérica utilizando ferramentas computacionais, em particular, o método de elementos finitos (MEF).

Muitos estudos e projetos de pesquisa têm sido desenvolvidos na análise de tensões de intersecções entre bocais e vasos de pressão utilizando o MEF. Inúmeros artigos têm sido publicados mostrando resultados comparativos com soluções analíticas e/ou experimentais. Porém, a maioria deles considera as intersecções sem o reforço necessário (chapa de reforço) (WANG et al., 2006a; XUE et al., 2006; LIU et al., 2004; CHEN & SCHNOBRICH, 1980; DEKKER & STIKVOORT, 1997; NATARAJAN et al., 1987); e aqueles que consideram o reforço, não assumem o contato necessário na interface da chapa de reforço com a superfície externa do vaso (ZHANG et al., 2006; XUE et al., 2003), o que não representa a realidade. A razão disto é a simplificação na modelagem e redução de tempo de simulação computacional.

CHEN & CHAO (1993) propuseram uma análise via MEF de contato entre um vaso esférico e chapa de reforço soldada num bocal reforçado, porém adotaram um modelo bidimensional (2D), o que não pode ser assumido para modelos de vasos cilíndricos.

Assim, para considerar um modelo mais real de intersecção cilíndrica com chapa de reforço deve ser assumida uma modelagem tridimensional (3D) incluindo cordões de soldas e hipótese de contato entre as superfícies do vaso e da chapa de reforço.

Com a adoção da hipótese de contato, contudo, o problema se torna obviamente de natureza não-linear e conseqüentemente, a simulação se torna mais complexa e com maior tempo de processamento e solução.

1.2. Conteúdo do Trabalho

A divisão do trabalho foi planejada da seguinte forma:

- Capítulo 2 – Objetivos

Nesse capítulo foram abordados os principais objetivos e a motivação para realização deste projeto.

- Capítulo 3 – Bibliografia Consultada

Nesse capítulo foram abordados os conceitos e teorias convencionadas nos códigos de projeto de vasos de pressão, dentre eles: os procedimentos de análise linear elástica, a teoria de cascas aplicada, os mecanismos de falha e SCFs admissíveis e projetos de bocais e derivações em vasos de pressão. Uma referência a respeito de análise e categorização de tensões também foi tema de discussão nessa oportunidade.

A aplicação da metodologia de análise de tensões também foi objeto deste capítulo. As formas de metodologias existentes, analítica, numérica e experimental, foram apresentadas e discutidas. Porém, ênfase especial foi dada para os trabalhos e publicações existentes relativos ao desenvolvimento em análise de tensões de interseções bocais/ vasos de pressão cilíndricos, tema deste projeto.

- Capítulo 4 – Metodologia

Nesse capítulo foram descritas as considerações adotadas para a geração dos modelos de elementos finitos, incluindo uma definição dos parâmetros necessários para esta atividade. Foram também definidas as tensões relevantes, as coordenadas locais e algumas premissas de modelagem em elementos finitos.

- Capítulo 5 – Resultados e Discussão

O capítulo 5 foi reservado para a apresentação dos resultados da modelagem por elementos finitos e sua comparação entre si e com resultados obtidos da literatura.

Nesse capítulo também foram descritas considerações e comentários com respeito a tais comparações.

- Capítulo 6 – Conclusões

No capítulo 6 foram relatadas as conclusões obtidas e feita uma relação das mesmas com os objetivos propostos.

CAPÍTULO 2

Objetivo

O objetivo deste trabalho foi estudar os campos de tensões em intersecções entre bocais e costados cilíndricos de vasos de pressão sob carregamento de pressão interna, validando e apresentando modelos para simulação computacional por elementos finitos que representem uma forma mais realística que os existentes na literatura, o comportamento dos componentes reais.

As intersecções entre bocais e costados de vasos de pressão são geralmente reforçadas segundo o Código de Projeto e Construção *ASME SEC. XIII DIV.1 Part UG – General Requirements – UG-37*. O reforço é basicamente alcançado pela adição de uma chapa na forma de um colar ao redor da intersecção através de soldagem entre suas bordas internas e externas com o bocal e com o costado do vaso, respectivamente.

Os estudos e artigos hoje existentes apresentam resultados de modelos, na sua maioria não reforçados e, aqueles que analisam intersecções reforçadas, não assumem o contato existente na interface entre a chapa de reforço e o costado do vaso.

Especificamente, três modelos com diferentes níveis de complexidade foram desenvolvidos e analisados: um sem reforço, outro mais complexo, considerando reforço integral e um terceiro, com maior complexidade ainda, considerando as bordas do reforço soldadas ao bocal e ao costado do vaso e introduzindo hipóteses de contato entre a chapa de reforço e o costado do vaso. Adicionalmente, o modelo sem reforço foi comparado com resultados numéricos e experimentais da literatura.

CAPÍTULO 3

Revisão Bibliográfica

3.1. Introdução

O conhecimento das tensões atuantes em vasos de pressão e acessórios tem sido objeto de muitos estudos e pesquisas. O levantamento dos Fatores de Concentração de Tensões (SCF – Stress Concentration Factor) nas interseções entre bocais e costados cilíndricos tem sido foco de muito interesse. No entanto, há muito campo para desenvolvimento de metodologias para cálculo desses SCFs, principalmente quando se avalia tais interseções com chapas de reforço, como são normalmente a grande maioria das aplicações reais.

A rigor, qualquer vaso de pressão deve seguir uma Norma ou Código para projeto e construção. Estes códigos prevêm que os equipamentos sejam dimensionados de modo que as tensões atuantes permaneçam abaixo de determinados valores de tensões admissíveis. Além disto, as interseções cilíndricas, onde ocorre a concentração das tensões, devem possuir o reforço necessário, para reduzir o SCF na região. O reforço pode ser dimensionado pelo método da reposição de área previsto no código ASME VIII (2006). Apesar de ser um método comprovadamente eficaz devido ao seu elevado grau de conservatividade, pouco ainda se sabe sobre os valores das tensões atuantes locais e respectivos SCFs.

A análise das tensões atuantes em interseções cilíndricas pode ser realizada através de três metodologias: a analítica, a experimental e a numérica. Todas elas têm apresentado um bom grau de desenvolvimento. A metodologia numérica, porém, tem se destacado, devido não somente ao desenvolvimento das ferramentas computacionais e softwares de aplicação, resultando em análises cada vez mais confiáveis quando comparada à metodologia analítica, mas também ao seu baixo custo e elevada flexibilidade, quando comparada à metodologia experimental. Em especial, o Método dos Elementos (MEF) tem sido largamente aplicado como uma eficiente ferramenta para a análise numérica. Através do MEF, o campo de tensões atuantes pode ser determinado rápida e

eficientemente para diferentes simulações de geometria, carregamento e condições de contorno, com menores custos em investimentos.

Dessa forma, esse capítulo tem como principal função descrever os conhecimentos e teorias que orientam os requisitos existentes nos códigos de projeto, assim como indicar as formas de análise e categorização de tensões existentes para os vasos de pressão e mostrar um breve resumo da metodologia de projetos de bocais e derivações. Além disso, também foram destacados os aspectos principais e inovadores aplicados na simulação pelo MEF.

3.2. Conceitos básicos nos códigos de projeto de vasos de pressão

Projetar um vaso de pressão significa projetar o equipamento para garantir o adequado funcionamento ao serviço ao qual será submetido. Na indústria de projetos de vasos de pressão, isto irá quase sempre implicar em considerações de resistência mecânica estrutural.

O projeto de vasos de pressão deve ser entendido como uma filosofia básica de análise de resistência estrutural mecânica, pois cálculos relacionados às tensões atuantes no projeto irão facilitar a tomada de decisões de forma a dar ao projetista ferramentas para analisar se o equipamento resistirá ou não aos carregamentos aplicados e desempenhar adequadamente o serviço requerido (SPENCE & TOOTH, 1994).

O papel da engenharia mecânica no processo de análise estrutural é propiciar a avaliação do estado de tensões atuantes nos vasos de pressão e componentes e compará-las aos valores de resistência mecânica do material.

Define-se a resistência mecânica de uma estrutura como sua capacidade de suportar um determinado carregamento sem que ocorram nos materiais tensões excessivas (Beer & JOHNSTON, 1995). Portanto, deve-se conhecer, pela análise de tensões, os níveis das tensões atuantes nos vasos de pressão e compará-los aos valores de resistência admissíveis.

Apesar de complexo, o estado de tensões num vaso de pressão, por muitas vezes, é simplificado em termos de modelos matemáticos. Mesmo que ainda “simples”, tais

modelos envolvem termos matemáticos moderadamente complexos (SPENCE & TOOTH, 1994).

Em vários casos, aplicações inteligentes de princípios bem conhecidos levaram à simplificação de conceitos que facilitaram a tarefa do projetista. Assim, muitas das vezes, algumas regras colocadas nos códigos não são facilmente entendidas, visto que foram baseadas na experiência de projetos de sucesso desenvolvidos ao longo dos anos, não sendo possível elucidar por completo sua metodologia (SPENCE & TOOTH, 1994)

As normas e códigos de projeto foram estabelecidos não somente com a finalidade de padronizar e simplificar o cálculo e projeto dos vasos de pressão, mas também de, principalmente, garantir condições mínimas de segurança para sua operação. A experiência comprovou que a observância dessas normas torna muito baixa a probabilidade de ocorrência de falhas e acidentes. Por essa razão tais normas e códigos, embora muitas vezes não sejam de uso legal obrigatório, nem eximam de qualquer responsabilidade o projetista, são em geral exigidos como requisito mínimo de segurança por quase todos os projetistas e usuários de vasos de pressão (DONATO, 2003).

Uma norma de projeto representa um conjunto coerente de premissas que são características dessa norma, relacionando critérios de cálculo, coeficientes de segurança, padronização e especificação de materiais, detalhes de fabricação e inspeção (DONATO, 2003).

O objetivo dos códigos de projeto é produzir um vaso de espessura suficiente e numa geometria tal que irá suportar com segurança os carregamentos esperados em serviço.

Para garantia disto, três áreas de estudo devem ser consideradas:

- i. análise de tensões elásticas;
- ii. plasticidade; e
- iii. fadiga.

Já para um vaso existente, a integridade estrutural é o principal aspecto que deve ser considerado. Além das áreas de estudo mencionadas anteriormente, deve-se levar em

consideração a mecânica da fratura, através dos fenômenos de iniciação e propagação de trincas.

A Tabela 3.1 faz um resumo das áreas de estudo para análise de projeto e de integridade estrutural de vasos de pressão, destacando os conceitos e critérios de proposta de análises. Os tópicos apresentados sugerem uma abordagem útil para o estudo de vasos de pressão, pois identificam o tipo de informação e parâmetros que são deduzidos dos vários níveis de análises.

Tabela 3.1: Áreas de estudo e conceitos importantes para análise de vasos de pressão (adaptado de SPENCE & TOOTH, 1994)

<i>Áreas de Estudo</i>	<i>Conceitos</i>	<i>Parâmetros característico(s) / Critério</i>
Análise de Tensões Elástica	Fatores de Concentração de Tensões (SCF)	Tensões Máximas, σ_f Tensões Nominais ou de Membrana, σ_m SCF = σ / σ_m
Plasticidade	Primeiro Escoamento Shakedown Carregamento Limite	Pressão de Escoamento, P_y Pressão de Shakedown (fator), P_s (K_s) Pressão Limite, P_L
Fadiga	Número de ciclos (n) Iniciação da Trinca Propagação Dano acumulado	Número Ciclos p/ Início da trinca, N_i Número de ciclos para propagação da trinca, N_p Dano Acumulado, $\Sigma(n/N)$
Propagação de Trincas	LEFM (Mecânica da Fratura Linear-Elastica) GYFM (Mecânica da fratura escoamento total)	Fator de Intensidade de Tensões, K Toughness, K_{Ic} Deslocamento de abertura da ponta da trinca (CTOD), δ CTOD Crítico, δ_c

É importante salientar que a Tabela 3.1 procura simplificar e unificar conceitos que surgiram das várias teorias e identificar parâmetros característicos que podem ser prontamente comparados numa forma racional com valores de referência de propriedades de materiais relevantes.

3.2.1) Procedimentos de projeto de análise linear elástica

Muitas das metodologias nas normas de projeto atualmente utilizadas, tais como ASME VIII (2006) e BS 5500 (2004) entre outras, são baseadas fundamentalmente na análise de tensões linear elástica admitindo-se pequenas deformações. Mesmo que haja um pequeno comportamento inelástico local, este é permitido até um certo limite, de forma que o projeto permaneça na sua quase integralidade no regime linear elástico.

A expressão “análise de tensões” é normalmente utilizada para referenciar a determinação do campo de tensões no componente. Porém, na realidade, ela compreende uma área maior, pois serve para descrever o comportamento completo do corpo, podendo abranger, em certas ocasiões, a distribuição de carregamentos, tensões, deslocamentos, deformações e temperatura por todo o corpo, quando ações externas, tais como forças, momentos, deslocamentos prescritos ou gradientes de temperatura agem sobre o corpo (SPENCE & TOOTH, 1994).

A justificativa para se fazer a análise de tensões é que esta é uma das principais atividades que pode dar ao projetista um parâmetro inicial do projeto e ajudar na previsibilidade de falha em serviço.

A análise de tensões torna-se, então, um estágio necessário para o início de um projeto racional na maioria dos componentes de engenharia. Por muitas vezes, devido a condições de geometria e carregamentos mais complexos, torna-se necessário fazer simplificações durante o modelamento. Assim, mesmo com estas simplificações, a análise de tensões é usualmente uma boa ferramenta de aproximação. A menos que os carregamentos e a geometria dos componentes sejam muito simples e bem definidos, a análise de tensões necessita freqüentemente ser avaliada criteriosamente com um bom julgamento teórico de engenharia (SPENCE & TOOTH, 1994).

3.2.2) Critérios de projeto: Norma x Análise

Dentro dos códigos de projeto de vasos de pressão e de seus componentes (ASME VIII, 2006; BS 5500, 2004) há duas abordagens de projeto amplamente reconhecidas:

- projeto por norma: envolve o uso de fórmulas e regras para o cálculo da espessura básica do costado do vaso a fim de manter as tensões nominais abaixo dos valores

das tensões tabeladas; no que diz respeito aos componentes, materiais e outros detalhes, é mandatória a conformidade com as recomendações dadas pelo código;

- projeto por análise: envolve o uso da análise de tensões diretamente a fim de manter as tensões calculadas abaixo dos níveis de tensões admissíveis simples ou combinadas, estabelecidas no código.

3.2.3) Conceitos básicos do projeto por norma

O conceito de projeto por norma é a principal filosofia dos códigos de projeto. De fato, esta abordagem tem sido praticada nas normas e códigos de sistemas de pressão por tanto tempo que se tornou cultura da indústria de projetos.

Em essência, o projeto pela norma envolve formas de cálculo relativamente simples para determinação da espessura mínima requerida, através de tensões de projeto admissíveis padronizadas (f). Detalhes de acessórios e componentes são determinados por estrita aderência às regras específicas delineadas no código. As origens dessas regras não são sempre óbvias, mas usualmente incorporam considerável experiência de fabricação e de operação (SPENCE & TOOTH, 1994).

Assim como para outras normas internacionais, fórmulas simples são dadas para geometrias padronizadas que, utilizadas com as tensões de projeto admissíveis (f), levam à espessura mínima do vaso ou componente. A idéia básica do projeto por norma é que, uma vez que os parâmetros diretivos são fixados no código, o projetista simplesmente obedeça às regras ditadas nos procedimentos, inclusive para componentes específicos tais como bocais, tampos, flanges, etc. (SPENCE & TOOTH, 1994).

A abordagem do projeto por norma tem a grande vantagem da simplicidade, tendo como base a longa experiência de usuários em inúmeros casos. Porém, a grande desvantagem é que a sua aplicação não pode facilmente ser estendida para outras geometrias ou para carregamentos adicionais, tendo em vista o seu grau de simplificação.

Além disso, devido ao desconhecimento dos campos de tensões e deformações, há dificuldades em conduzir, nesse caso específico, uma análise de fadiga.

- **Propriedades de material e tensões admissíveis de projeto (f)**

Os códigos ASME VIII (2006) e BS 5500 (2004), entre outros, fornecem valores tabelados de tensões admissíveis de projeto (f) para vários materiais e faixas de temperatura de projeto. A Tabela 3.2 mostra um exemplo dos valores indicados pelo código ASME VIII (2006), que também apresenta propriedades mecânicas para os diversos materiais, tais como tensão de escoamento, tensão de ruptura, módulo de elasticidade e coeficiente de Poisson.

Tabela 3.2: Exemplo de valores de tensões admissíveis indicados no código ASME VIII(2006).

TABLE 1A (CONT'D)
SECTION I; SECTION III, CLASS 2 AND 3;* AND SECTION VIII, DIVISION 1
MAXIMUM ALLOWABLE STRESS VALUES S FOR FERROUS MATERIALS
 (*See Maximum Temperature Limits for Restrictions on Class)

Line No.	Maximum Allowable Stress, ksi (Multiply by 1000 to Obtain psi), for Metal Temperature, °F, Not Exceeding													
	-20 to 100	150	200	250	300	400	500	600	650	700	750	800	850	900
1	14.3	...	14.3	...	14.3
2	14.3	14.3	14.3	...	14.3	14.3	14.3	13.8	13.3
3	14.3	...	14.3	...	14.3	14.3	14.3	13.8	13.3	12.5	11.0	9.4	7.3	5.0
4	14.3	14.3	14.3	...	14.3	14.3	14.3	13.8	13.3	12.5	11.2	9.6	8.1	5.9
5	14.3	...	14.3	...	14.3	14.3	14.3	13.8	13.3	12.5
6	14.3	14.3	14.3	...	14.3	14.3	14.3	14.3	14.3	12.5	11.2	9.6	8.1	5.9
7	15.7	15.7	15.7	...	15.7	15.7	14.9	14.1	13.6	13.1	12.7	10.8	8.7	5.9
8	15.7	...	15.7	...	15.7	15.7	14.9	14.1	13.6
9	15.7	...	15.7	...	15.7
10	15.7	15.7	15.7	...	15.7	15.7	15.7	15.3	14.8
11	15.7	15.7	15.7	...	15.7	15.7	15.7	15.3	14.8	14.3	13.0	10.8	8.7	5.9
12	15.7	...	15.7	...	15.7	15.7	15.7	15.3	14.8	14.3
13	15.7	...	15.7	...	15.7	15.7	15.7	15.3	14.8	14.3
14	13.4	13.4	13.4	...	13.4	13.4	13.4	13.0	12.6
15	15.7	15.7	15.7	...	15.7	15.7	15.7	15.3	14.8	14.3	13.0	10.8	8.7	5.9
16	15.7	15.7	15.7	...	15.7	15.7	15.7	15.3	14.8	14.3	13.0	10.8	8.7	5.9
17	15.7	...	15.7	...	15.7	15.7	15.7	15.3	14.8	14.3
18	15.7	...	15.7	...	15.7	15.7	15.7	15.3	14.8	14.3
19	15.7	...	15.7	...	15.7	15.7	15.7	15.3	14.8	14.3
20	15.7	...	15.7	...	15.7	15.7	15.7	15.3	14.8	14.3
21	15.7	...	15.7	...	15.7	15.7	15.7	15.3	14.8	14.3
22	15.7	...	15.7	...	15.7	15.7	15.7	15.3	14.8	14.3
23	15.7	15.7	15.7	...	15.7	15.7	15.7	15.7	15.7	15.6	13.0	10.8	8.7	5.9

Os fundamentos das tensões admissíveis que constam nos códigos de projeto são derivados de dados obtidos de ensaios mecânicos realizados nos materiais. Considera-se uma tensão admissível atuante inferior à resistência última do material. Para isto, a relação designada por coeficiente de segurança (Eq. 3.1) é estabelecida como:

$$C_s = \frac{\sigma_{ult}}{f} \quad (3.1)$$

onde:

C_s é o coeficiente de segurança;

σ_{ult} é a tensão limite de resistência do material;

f é a tensão admissível.

Segundo POPOV (1984), alguns fatores justificam a necessidade de aplicação dos coeficientes de segurança:

- os valores exatos dos esforços que poderão atuar sobre a estrutura raramente são conhecidos;
- os materiais não são inteiramente uniformes;
- alguns materiais se deformam de valores não permissíveis antes da ruptura real;
- alguns materiais podem ser seriamente corroídos;
- alguns materiais escoam plasticamente sob a ação de uma carga de longa duração, segundo o fenômeno denominado fluência.

• Teoria de cascas

Tanto para o projeto por norma quanto por análise, a teoria de projeto inicialmente foi desenvolvida com base na teoria de cascas. Assim, todo o conhecimento desenvolvido e até hoje existente nas normas e para a análise de tensões tem como base a teoria de cascas finas.

Nos códigos de projeto de vasos de pressão, as espessuras básicas dos elementos principais (cascos) são calculadas através de formulações matemáticas baseadas em métodos bastante simples de análise de tensões juntamente com as tensões admissíveis de projeto (SPENCE & TOOTH, 1994).

Este fato pode ser ilustrado na demonstração que se segue. Considere o caso de uma casca fina cilíndrica e longa de raio (r) e espessura (t) submetida a um carregamento de pressão interna (p). Como seria esperado, forças e tensões surgirão na parede cilíndrica na direção circunferencial e, se o cilindro for fechado nas extremidades, também surgirão tensões na direção axial.

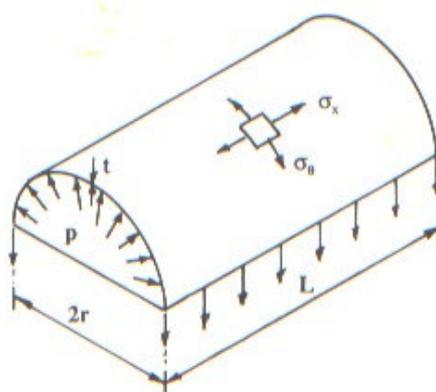


Figura 3.1 – Tensões circunferenciais (σ_θ) e axiais (σ_x) num cilindro de parede “fina” sob pressão interna (adaptado de SPENCE & TOOTH, 1994).

O desenho esquemático de um cilindro cortado longitudinalmente é apresentado na Figura 3.1. Nele, o comprimento, raio e espessura são denotados respectivamente por L , r e t . As tensões circunferenciais, devido à aplicação da pressão interna p , são denotadas por σ_θ e as tensões axiais, por σ_x . Ambas são assumidas uniformes através de toda a espessura e ao longo do comprimento, desde que o cilindro seja considerado “longo” e “fino”.

Por cilindro “longo”, entende-se que os tampos estejam distantes o suficiente, para que não provoquem distúrbios nas tensões na parte principal do cilindro. É evidente que próximo às extremidades, o comportamento do campo de tensões será diferente

podendo haver elevados gradientes. Nesse caso, se necessário, uma espessura diferente deve ser empregada nestes locais.

Por cilindro “fino”, entende-se que o raio do cilindro seja muito maior que sua espessura de parede, de modo que não haja necessidade de identificar o raio como sendo associado como uma superfície de parede em especial (interna, externa ou média).

As forças devem estar em equilíbrio na forma das Eqs. 3.2 e 3.3.

$$2tL\sigma_{\theta} = 2rLp \Rightarrow \sigma_{\theta} = \frac{pr}{t} \quad (3.2)$$

Similarmente, considerando a seção diametral e fazendo o equilíbrio longitudinal, encontra-se a tensão longitudinal:

$$2\pi rt\sigma_x = \pi r^2 p \Rightarrow \sigma_x = \frac{pr}{2t} \quad (3.3)$$

Estas tensões são normalmente conhecidas como tensões de membrana, desde que não haja variação da tensão através de espessura, por exemplo, pela ação de tensões de flexão.

Vale salientar que, as tensões foram obtidas considerando apenas as condições de equilíbrio.

É muito útil considerar as tensões de membrana como atuando na superfície média da casca. Na prática, no entanto, na maioria das vezes os vasos de pressão têm as espessuras significativas, comparadas aos raios.

A complexidade de lidar com cascas “espessas” é usualmente considerada muito complicada para as normas de projeto de vasos de pressão. Conseqüentemente, em quase todos os casos, a importância da espessura é desconsiderada e a teoria relacionada às cascas finas é empregada.

De fato, as Eqs. 3.2 e 3.3 são válidas se $r \geq 10t$ e são freqüentemente utilizadas para $r \geq 5t$ (SPENCE & TOOTH, 1994).

Equações mais precisas ou exatas estão disponíveis nas normas que consideram a influência da espessura em relação ao diâmetro. Por exemplo, para um cilindro longo e de espessura “grossa”, as equações de Lamé devem ser consideradas (SPENCE & TOOTH, 1994). As Eqs. 3.4, 3.5 e 3.6 representam tal condição, considerando o carregamento de pressão interna.

$$\sigma_{\theta} = p \left(1 + (r_o/r)^2 \right) / \left((r_o/r_i)^2 - 1 \right) \quad (3.4)$$

$$\sigma_r = p \left(1 - (r_o/r)^2 \right) / \left((r_o/r_i)^2 - 1 \right) \quad (3.5)$$

$$\sigma_x = p / \left((r_o/r_i)^2 - 1 \right) \quad (3.6)$$

onde:

σ_{θ} é a tensão circunferencial;

σ_r é a tensão radial;

σ_x é a tensão axial;

r_i é o raio interno;

r_o é o raio externo; e

r é qualquer valor do raio dentro da espessura do cilindro ($r_i \leq r \leq r_o$).

Novamente, a solução somente é válida na parte plana do cilindro distante de qualquer distúrbio e descontinuidade geométrica.

O comportamento típico das tensões em um tubo de parede “espessa” é mostrado na Figura 3.2.

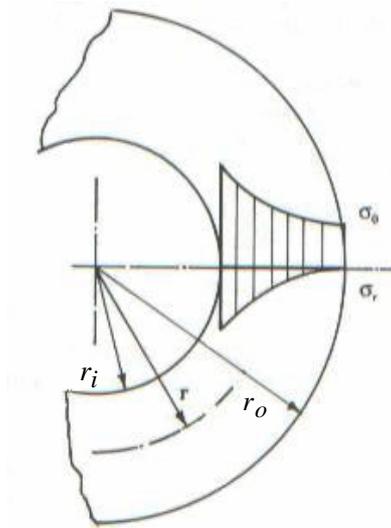


Figura 3.2 – Distribuição de tensões circunferenciais (σ_{θ}) e radiais (σ_r) ao longo da espessura de um vaso de parede ‘grossa’ (adaptado de SPENCE & TOOTH, 1994).

As Eqs. 3.4, 3.5 e 3.6 são úteis para aplicações em vasos submetidos à alta pressão, porém outras considerações devem ser seguidas. No entanto, para um cilindro moderadamente “espesso”, uma aproximação razoável para a tensão circunferencial, a qual é usualmente a maior, é empregar a teoria da casca fina utilizando o raio médio ou diâmetro médio conforme Eq. 3.7.

$$D_m = D_i + t \quad (3.7)$$

onde:

D_m é o diâmetro médio,

D_i é o diâmetro interno e

t é a espessura.

Nesse caso, a Eq. 3.2 fica reduzida à Eq. 3.8.

$$\sigma_{\theta} = \frac{p D_m}{2t} = \frac{p(D_i + t)}{2t} \quad (3.8)$$

Se a tensão circunferencial admissível σ_{θ} é igualada à tensão do código admissível de projeto f , então a Eq. 3.8 pode ser reescrita como Eq. 3.9.

$$t = \frac{pD_i}{2f - p} \quad (3.9)$$

A Eq. 3.9 é típica nas equações básicas nas normas de vasos de pressão. Este é um tipo de equação empregado para a avaliação e estimativa das espessuras das cascas e como ponto de partida para o projeto.

A máxima diferença entre as tensões principais, conhecida como Intensidade de Tensões, pode ser, neste caso, definida para o cilindro como sendo $\sigma_\theta - \sigma_r$. A tensão radial σ_r varia desde o valor da pressão na superfície interna até zero na superfície externa. Se for considerada aproximadamente $p/2$ e denotada como negativa (tensão compressiva), a intensidade de tensões ($\sigma_\theta - \sigma_r$) igualada à tensão admissível de projeto f pode ser então escrita segundo a Eq. 3.10, que pode ser reescrita de acordo com Eq. 3.11, que assume forma idêntica à Eq. 3.9.

$$f = \sigma_\theta - \sigma_r = \frac{pD_i}{2t} - \left(-\frac{p}{2} \right) \quad (3.10)$$

$$t = \frac{pD_i}{2f - p} \quad (3.11)$$

Porém, deve ser ressaltado que, onde esse modelo analítico simplificado do cilindro sofre um distúrbio, o padrão das tensões de membrana fica totalmente alterado. Por exemplo, onde a parte cilíndrica for soldada a um tampo de fechamento ou a uma derivação, a distribuição de tensões se torna mais complexa (SPENCE & TOOTH, 1994).

É o caso de bocais soldados ao costado cilíndrico dos vasos. A distribuição de tensões resultantes para um dado carregamento é mais complexa que a análise simples feita anteriormente e os resultados dependerão tanto da razão raio-espessura tanto do bocal como do cilindro, como também do tamanho do bocal.

3.2.4) Conceitos básicos do projeto por análise

A filosofia do projeto por análise se originou na década de 60, nos EUA. A motivação se deu inicialmente, pela necessidade de trabalho em projetos mais detalhados e

sofisticados, conduzidos para a indústria nuclear. Havia muitos tipos característicos de vasos de pressão não previstos nem cobertos pelos métodos existentes nos códigos disponíveis na época (SPENCE & TOOTH, 1994). Conseqüentemente, houve uma grande demanda de investimentos no aprofundamento do estudo de metodologias de análise de tensões.

Essencialmente, o projeto por análise é baseado na idéia de que, se uma análise de tensões adequada pode ser conduzida, então também pode ser efetuada uma melhor avaliação e, conseqüentemente, um projeto mais otimizado pode ser feito. Isto evita a utilização da abordagem mais usual do projeto por norma, que é mais conservativa (SPENCE & TOOTH, 1994).

- **Conceitos básicos**

Geralmente, em qualquer análise de tensões, há certos requisitos fundamentais que têm de ser satisfeitos. Conforme SPENCE & TOOTH, 1994, eles podem ser assim listados:

1. Equilíbrio – quando um corpo está em estado de repouso (ou movimento uniforme) os carregamentos, ambos externa ou internamente, devem estar em equilíbrio.
2. Compatibilidade dos deslocamentos de deformação – quando um corpo se deforma, isto deve ocorrer de tal maneira que o deslocamento dos elementos adjacentes no material sejam compatíveis entre si e com as condições de contorno externas. Por exemplo, os elementos devem se manter juntos no seu formato deformado sem nenhuma descontinuidade ou sobreposição de material. Corpos com trincas ou defeitos requerem considerações especiais.
3. Relações Constitutivas – o comportamento do material tem de ser conhecido com detalhes, de tal forma que a relação entre os carregamentos e a deformação resultante possa ser graficamente reproduzida. Sabe-se que estas variáveis dependem das grandezas físicas de tensões, deformações, tempo e temperatura, onde as duas últimas podem ser desconsideradas no escopo desse trabalho. O termo tensão-deformação é bastante comum para definir tais relações constitutivas,

que inicialmente podem ser encontradas experimentalmente, mas devem ser idealizadas para permitir que a análise seja efetuada.

Quando as três condições anteriores são satisfeitas matematicamente em todo o corpo, tem-se então o que é usualmente conhecido, em termos aplicados de mecânica, como uma “solução exata” ou “solução analítica”. No entanto, o problema como idealizado, (modelo matemático) raramente é idêntico ao problema físico real, e deve-se ficar claro o que significa o termo “exato”. Assim, se as idealizações supostas são muito restritivas, tem-se então, uma solução exata que é somente uma representação aproximada da condição real.

Igualmente, pode ser necessário se fazer simplificações matemáticas para a solução das equações de modelagem. Na maioria das vezes, a análise de tensões está mais preocupada com soluções aproximadas de cada simplificação, seja no modelamento físico ou no matemático.

Há formas alternativas, mas similares de se resolver o problema. Por exemplo, métodos que assumem o balanço de energia podem ser usados. Um grande número de teorias envolvendo energia tem sido publicado, principalmente para materiais elásticos que, quando desenvolvidos com as relações constitutivas apropriadas, permitem que as soluções sejam encontradas por minimização da energia total.

Usualmente, esta teoria é empregada para alcançar soluções aproximadas. Mas ela apresenta algumas vantagens sobre os outros métodos de aproximação, uma das quais é o fato de ser possível, às vezes, mostrar o quão próximo o resultado obtido (para carregamento ou deslocamento) está próximo do valor real. Interações matemáticas devem ser efetuadas para, então, permitir que a resposta exata seja determinada com uma margem de erro tão pequena quanto se deseje.

Deve ser notado que utilizar esta metodologia não é uma tarefa fácil. Na sua melhor forma, a abordagem de energia pode tornar-se idêntica, ou muito próxima, à solução exata, se forem feitas interações suficientes e obedecidas todas as regras e condições de compatibilidade. Porém, na realidade, esta teoria é normalmente utilizada como uma poderosa ferramenta de aproximação.

- **Estado multi-axial de tensões (Critérios de falha baseados em escoamento)**

Nos vasos e estruturas reais, os estados de tensões serão usualmente bi- ou tri-dimensionais, com tensões em duas ou três direções. É bem conhecido que, na presença do estado multi-axial de tensões, o escoamento não é governado pelos componentes individuais de tensões, mas pela combinação de todos os componentes de tensões.

As teorias de falha baseadas em escoamento mais comuns para materiais metálicos são:

- critério de Von Mises (também conhecido como teoria da energia de distorção ou deformação); e
- critério de Tresca (conhecido como teoria de tensão cisalhante máxima).

A maioria das abordagens do projeto por norma usa simplesmente o valor de tensão máxima, assumindo estado bi-axial de tensões. Porém, a fim de alcançar valores próximos ao escoamento, a abordagem do projeto por análise utiliza uma representação mais correta do estado multi-axial de tensões.

Se σ_1 , σ_2 e σ_3 são as tensões principais num determinado ponto do componente, o critério de Von Mises estabelece que o escoamento nesse ponto ocorre segundo a Eq. 3.12.

$$\left((\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 \right)^{1/2} = \pm \sigma_y / 2 \quad (3.12)$$

O mesmo ocorre para o critério de Tresca, segundo Eq. 3.13.

$$(\sigma_1 - \sigma_2)/2 \quad \text{ou} \quad (\sigma_2 - \sigma_3)/2 \quad \text{ou} \quad (\sigma_3 - \sigma_1)/2 = \pm \sigma_y / 2 \quad (3.13)$$

onde os termos $(\sigma_i - \sigma_j)/2$ do critério de Tresca são conhecidos como tensões máximas cisalhantes.

Apesar de geralmente ser reconhecido como melhor para vasos de pressão de aço de uso comum, o critério de Von Mises não é recomendado pelo código ASME VIII

(2006), que preferiu escolher o critério de Tresca como base para a metodologia do projeto por análise. A razão disto é que o critério de Tresca é mais conservativo e também foi considerado mais fácil de aplicar no cálculo (SPENCE & TOOTH, 1994).

Foi sugerido que os diferentes tipos de tensões tinham diferentes graus de importância e isto levou à idéia da categorização de tensões. Uma vez categorizadas, as tensões podem ser computadas na forma de intensidades de tensões. Assim, elas refletirão o critério de escoamento de Tresca e então, poderão ser comparadas aos limites de tensões específicos (SPENCE & TOOTH, 1994). Estes limites são definidos em diferentes níveis para os tipos de categorias existentes.

- **Categorização de tensões**

Quando o projeto é baseado na análise elástica, diferentes tipos de carregamentos ou tensões requerem limites de tensões admissíveis diferentes. Desde que os termos “membrana”, “flexão” e “pico” sejam usados da forma apropriada, o código ASME VIII (2006) escolheu definir estritamente categorias de tensões diferentes para as quais diferentes limites fossem aplicados (MACKENZIE & BOYLE, 1993).

Em face disto, parece apropriado que certos tipos de tensões devam ser mais significantes que outros e estes devem ser atribuídos a categorias distintas com diferentes níveis de importância, tendo diferentes limites de tensões.

O código ASME VIII (2006) define as seguintes categorias de tensões:

- (1) Tensões Primárias:
 - (a) Tensões de membrana primárias gerais, (P_m);
 - (b) Tensões de membrana primárias locais, (P_l);
 - (c) Tensões de flexão primárias, (P_b);
- (2) Tensões Secundárias, (Q);
- (3) Tensões de Pico, (F).

(1) Tensão Primária

É a tensão desenvolvida por um carregamento imposto, necessária para satisfazer as leis de equilíbrio das forças internas e externas e dos momentos atuantes.

A característica básica da tensão primária é que ela não é auto-limitante. Se a tensão primária exceder o limite de escoamento do material através de toda a espessura, a prevenção da falha irá depender inteiramente da capacidade de encruamento do material.

(2) Tensão Secundária

É a tensão desenvolvida pela auto-restrição da estrutura. Deve ser satisfeito um padrão de deformação imposto ao invés de equilíbrio com carregamentos externos.

A característica básica da tensão secundária é que ela é auto-limitante. Escoamentos locais e pequenas deformações podem satisfazer as condições de descontinuidade e dilatação térmica que causaram o surgimento da tensão (SPENCE & TOOTH, 1994).

(3) Tensão de Pico

É a maior tensão numa região considerada. A característica básica da tensão de pico é que ela não provoca distorções significativas, por ser muito localizada. Sua importância está, na maioria das vezes, ligada à sua utilização como fonte de falha por fadiga.

De uma forma geral, a idéia de separar as tensões em categorias é prontamente entendida. A definição das tensões primárias gerais de membrana é auto-evidente. Elas são identificadas pelas tensões uniformes devido à pressão interna (ou externa) num simples casco cilíndrico ou esférico.

O conceito de tensões secundárias é caracterizado pelas tensões térmicas ou tensões auto-limitantes em descontinuidades geométricas.

Similarmente, a idéia das tensões de pico localizadas que podem somente afetar o comportamento à fadiga parece racional. Porém, ao trabalhar com este fenômeno, detalhes merecem discussões adicionais.

A subdivisão da categoria primária em membrana e flexão é justificada com base no nível das tensões admissíveis que podem ser maiores para o caso de flexão, desde que a distorção total (*gross distortion*) não seja iminente. É o caso de quando o nível de tensões na superfície média de um costado atinge o valor de escoamento do material.

Tensões de flexão primária surgem, por exemplo, numa estrutura tipo placa plana sujeita a um carregamento de pressão, tal qual um tampo plano de um vaso de pressão cilíndrico.

Tensões locais de membrana primárias são mais difíceis de examinar. Elas podem surgir de um carregamento local. É o exemplo de um carregamento externo ou momento aplicado ao bocal ou suporte soldado ao costado. Porém, elas podem também aparecer devido ao carregamento de pressão nas descontinuidades geométricas.

Há limites de distância específicos para que as tensões primárias de membrana possam ser consideradas localizadas. Elas são pequenas e normalmente concentram-se ao redor das descontinuidades geométricas.

A diferença básica entre as tensões primárias e as tensões secundárias é que as últimas são normalmente auto-limitantes.

Tensões térmicas não são normalmente consideradas como primárias. O escoamento local e pequenas distorções podem satisfazer ou eliminar as condições que causam a ocorrência dessas tensões. Isto simplesmente significa que se o carregamento estiver continuamente aumentando, os níveis de tensão não subirão na mesma proporção. Ocorre o escoamento local, que redistribui as tensões até um dado valor. A mudança progressiva na geometria é tal que, devido aos efeitos da plasticidade, a taxa do crescimento da tensão poderá continuamente reduzir.

Na maioria dos componentes dos vasos de pressão, durante a fase de projeto, e até no teste hidrostático, os níveis de tensões não são suficientes para que estas mudanças sejam significativas. Porém, o ponto é que, por causa deste comportamento de acomodação, as tensões serão, neste sentido, auto-equilibráveis.

Ocorrência de falha direta vinda da aplicação das tensões secundárias não é então, esperada.

Já para a categoria das tensões primárias, estes fenômenos não ocorrem. Elas não são auto-limitantes e tão pouco não se redistribuem. Tensões primárias que excederem o escoamento consideravelmente resultarão em falha ou distorção total.

- **Derivação dos limites de tensões admissíveis**

O código ASME VIII (2006) inicialmente identificou os vários modos de falhas possíveis que o projetista de vasos de pressão deve levar em consideração. Estes são claramente familiares e incluem o seguinte:

- deformação elástica excessiva incluindo instabilidade elástica;
- deformação plástica excessiva;
- fratura frágil;
- deformação e tensões a altas temperaturas (fluência);
- instabilidade plástica (colapso incremental);
- fadiga de baixo ciclo;
- corrosão sob tensão;
- corrosão-fadiga.

Estes mecanismos de falha acima são evitados para equipamentos novos com a adoção de tensões admissíveis e critérios de dimensionamento, substanciados por coeficientes de segurança adequados (DONATO, 2003).

Para o caso de deformação elástica excessiva e instabilidade elástica, não apenas a tensão atuante no equipamento deve ser limitada, mas também considerações sobre a rigidez do componente são fundamentais para que estes mecanismos de falha não ocorram (DONATO, 2003).

A fratura frágil é melhor evitada com a seleção e qualificação de materiais com maior tenacidade, não susceptíveis a uma fratura brusca.

A fadiga de baixo ciclo, corrosão sob tensão e corrosão-fadiga estão relacionadas à seleção adequada dos materiais base e junta soldada, requisitos de fabricação, detalhes de projeto, etc.

A deformação plástica excessiva e o colapso plástico incremental são evitados através do dimensionamento dos componentes, considerando os diversos tipos de tensões e seus efeitos.

Ao estabelecer os limites de tensões, porém, atenção especial é concentrada em três pontos importantes (SPENCE & TOOTH, 1994):

- (1) distorção total ou ruptura brusca;
- (2) colapso incremental (*ratcheting*); e
- (3) fadiga.

Estes pontos são evitados através da limitação de faixas de tensões. Em seguida, é apresentado como se faz o tratamento de cada um desses pontos.

- (1) Evitar a distorção total ou ruptura brusca

Para evitar a distorção total, deve-se impedir que uma porção significativa da parede do vaso se torne completamente plástica. No caso de um vaso de pressão, cilíndrico ou esférico, sob pressão interna, surge uma tensão de membrana uniforme, assumida constante ao longo da espessura. Assumindo comportamento elástico perfeitamente plástico do material, a parede do vaso estaria completamente plastificada quando a tensão de membrana atingisse o patamar de escoamento do material (curva tensão-deformação).

Compreensivelmente, a maioria dos códigos e normas de projeto estabelece uma margem de segurança razoável para evitar esta situação e a tensão de membrana máxima nas condições de projeto é governada pela tensão admissível (f) que, em geral, é limitada por $2/3 \sigma_y$.

Este é o primeiro limite de tensão, apresentado na Eq. 3.14.

$$f \leq \sigma_y / 1,5 \tag{3.14}$$

Quando há tensões de membrana e de flexão presentes, impedir a distorção total ou ruptura se torna um trabalho um pouco mais complexo. O objetivo é ter uma margem razoável de segurança para que não se atinja a condição de plasticidade total da seção reta da parede do vaso.

Para análise de tensões combinadas, membrana mais flexão, o código ASME VIII (2006) usa a abordagem do elemento de viga retangular simples com esforços de tração e momento de flexão combinados, aplicados nas extremidades do elemento e o relaciona ao que acontece na parede de um vaso de pressão (SPENCE & TOOTH, 1994).

Assumindo as tensões de membrana (σ_m) e de flexão (σ_b), o código ASME VIII (2006) apresenta o diagrama mostrado na Figura 3.3, onde as tensões podem estar isoladas ou ser combinadas de tal forma que a soma não ultrapasse o valor da tensão de escoamento do material (σ_y).

Observando a Figura 3.3, conservativamente o código ASME VIII (2006) limita a região de projeto a 2/3 do valor do escoamento quando se assume somente a ação de tensões de membrana (Eq. 3.15), e ao valor do escoamento quando existe ação combinada de tensões de membrana e de flexão (Eq. 3.16).

$$\sigma_m \leq \frac{2}{3} \sigma_y \quad (3.15)$$

$$(\sigma_m + \sigma_b) \leq \sigma_y \quad (3.16)$$

Os limites de tensão admissível das equações acima têm a intenção de prevenir contra a plasticidade total ou ruptura. O código ASME VIII (2006) aplica estes valores como limite de tensão primária. Na terminologia de categorias de tensões, estas tensões são denominadas P_m e (P_m+P_b) , respectivamente.

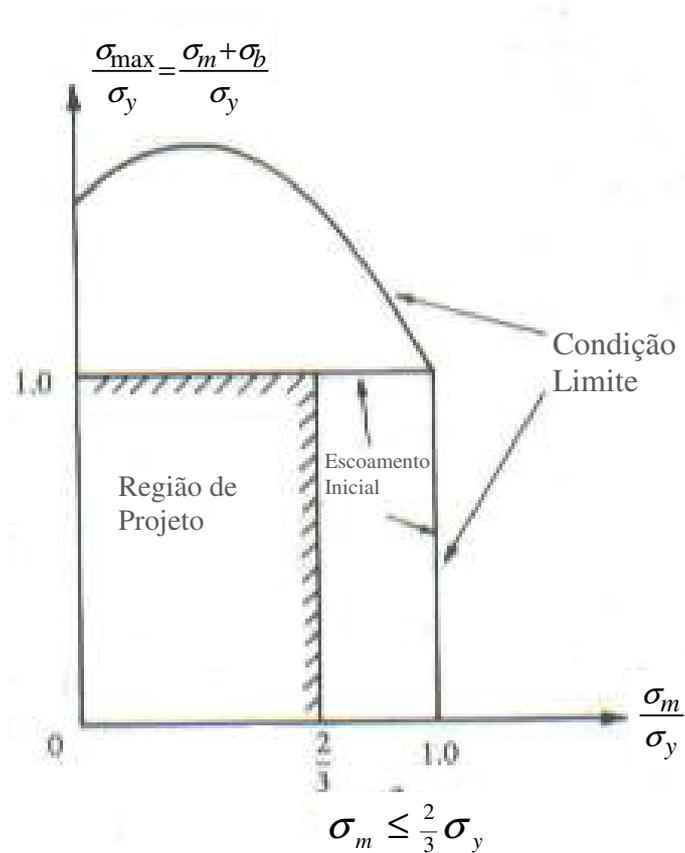


Figura 3.3 – Limites de projeto para evitar a distorção total (adaptado de SPENCE & TOOTH, 1994).

(2) Evitar a deformação plástica incremental ou *ratcheting*

Os níveis admissíveis das tensões secundárias estão relacionados com o fenômeno do *ratcheting* ou deformação plástica incremental, o qual é simplesmente conhecido como colapso incremental.

Se a estrutura é repetidamente solicitada a níveis progressivamente mais altos de carregamento, pode-se considerar que, em alguma região de concentração de tensão, o regime elástico será ultrapassado e será atingido um estágio tal que deformações permanentes ocorrerão (regime plástico) e acumularão a cada ciclo de carregamento (SPENCE & TOOTH, 1994). Exceto para casos muito especiais, esta situação deve ser evitada.

Porém, pequenas deformações plásticas em pontos concentrados são julgadas admissíveis durante os primeiros poucos ciclos de carregamento, desde que esta condição se extinga e passe para o comportamento elástico nos ciclos de carregamento subsequentes.

Este processo é conhecido como comportamento de plasticidade reversa (*shakedown*). E o maior valor de carregamento ou de tensão onde este comportamento ainda ocorre é usado como condição limite para as tensões secundárias.

No contexto de projeto, o código ASME VIII (2006) considera que o valor de $2\sigma_y$ para as tensões secundárias poderia ser considerado o limiar máximo, além do qual alguma ação de plasticidade pode progredir.

Portanto, ficou decidido que a faixa de tensão elástica calculada, nomeada como σ_{sh} , poderia ser admissível e deveria ser igual ao limite de *shakedown*, conforme Eq. 3.17.

$$\sigma_{sh} \leq 2\sigma_y \quad (3.17)$$

Foi considerado que este nível poderia ser utilizado para todos os tipos de tensões secundárias independentemente se elas sejam de flexão ou de membrana (SPENCE & TOOTH, 1994).

As Eqs. 3.15, 3.16 e 3.17 definem os três principais limites de tensão no código ASME VIII (2006).

(3) Evitar a falha por fadiga

Conforme já mencionado, as tensões de pico são as tensões máximas numa região considerada. A parte das tensões de pico adicionada aos níveis de tensão avaliados pela teoria de cascas, por exemplo, pode se originar de efeitos geométricos locais, tais como cordões de solda ou pequenos furos ou entalhes. Considerando que geralmente estes efeitos são ignorados no projeto, é importante que eles sejam considerados para o estudo de fadiga.

No código ASME VIII (2006) foi considerado que as intensidades de tensões provenientes das tensões de pico devem ser limitadas nos valores obtidos nas curvas S-N de fadiga fornecidas para o material.

- **Relação entre as tensões limites e as categorias de tensões**

As tensões admissíveis nos códigos de projeto não são expressas em termos de resistência ao escoamento, como indicado anteriormente, mas em valores múltiplos dos valores da tensão de projeto (f) (SPENCE & TOOTH, 1994).

Os valores admissíveis estão mostrados na Tabela 3.3.

Tabela 3.3: Relação das categorias de tensões com os valores admissíveis de projeto (ASME VIII, 2006).

Intensidade de Tensões	Tensões Admissíveis	Escoamento Equivalente
Primárias, Membrana Gerais (P_m)	f	$2/3 \sigma_y$
Primárias, Membrana Locais, (P_l)	$1,5 f$	σ_y
Primárias, Membrana+Flexão ($P_m+P_l+P_b$)	$1,5 f$	σ_y
Primárias + Secundárias, ($P_m+P_l+P_b+Q$)	$3 f$	$2\sigma_y$

Finalmente, onde a fadiga for importante, as tensões combinadas, primárias mais secundárias, cuja soma total será ($P_m+P_l+P_b+Q$) e deverão ser menores que a amplitude total de tensões de fadiga admissíveis de $2f_a$, onde f_a é conhecida como a amplitude, ou metade do ciclo completo de fadiga.

Há também restrições adicionais para acessórios, suportes e bocais, os quais podem estar sujeitos a cargas externas, em adição à pressão interna do vaso.

Para bocais e aberturas, o limite de tensão atuante é definido pela Eq. 3.18.

$$\sigma_m + \sigma_b \leq 2,25 f (1,5 \sigma_y) \quad (3.18)$$

Este limite pretende ser consistente com a idéia de se manter o valor máximo para o SCF (Fator de Concentração de Tensões) de 2,25.

- **Linearização de tensões**

A abordagem do projeto por análise esta intimamente relacionada com sua origem, que é baseada na análise por descontinuidade de casca fina.

Mesmo que a teoria de casca seja usada, dificuldades aparecerão em muitos casos. Com o uso de métodos de análise de tensões mais desenvolvidos, tais como o método dos elementos finitos (MEF), estas dificuldades aparecem. Com a utilização dos elementos sólidos contínuos, o analista pode produzir informações de tensões razoavelmente acuradas para geometrias complexas. Estas tensões podem variar não linearmente através da espessura. Por razões de avaliação, é usualmente necessário linearizar a distribuição das tensões e separar os efeitos de membrana, flexão e pico.

Assim, a menos que modelos de casca fina sejam adotados na modelagem, uma análise de tensões por elementos finitos para projetos de vasos de pressão só estará completa quando os resultados do modelo analisado forem linearizados.

No caso mostrado na Figura 3.4, as tensões foram separadas em suas categorias através da linearização de tensões.

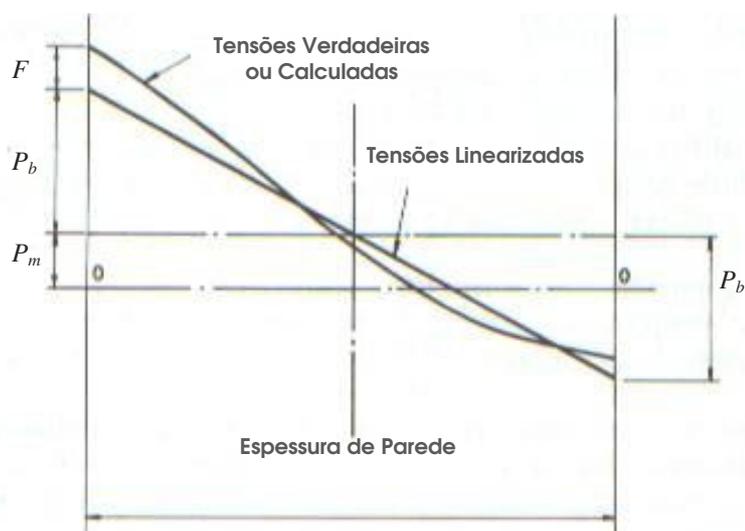


Figura 3.4 – Distribuição de tensões linearizadas ao longo da parede de equipamento (adaptado de SPENCE & TOOTH, 1994).

3.3. Projeto de bocais e derivações

É bem conhecido que uma abertura em um vaso de pressão provoca uma elevação e intensificação no campo de tensões ao redor da borda do furo de abertura do bocal e, portanto, pode ser um potencial ponto de fraqueza (SPENCE & TOOTH, 1994).

A análise de aberturas em costados de vasos de pressão e cálculo dos SCFs tem atraído consideráveis esforços ao longo dos anos. Vários aspectos são sumarizados no artigo de DEKKER & STIKVOORT (1997), que fazem um resumo de várias metodologias de cálculo analíticos existentes na literatura e os compara a resultados de simulação numérica obtidos pelo método de elementos finitos (MEF).

Na sua forma mais básica, o estudo do Fator de Concentração de Tensões (SCF) em aberturas começa pela análise do caso mais simples, um furo circular numa placa plana sujeita a uma carga de tração uniaxial remotamente aplicada, conforme Figura 3.5.

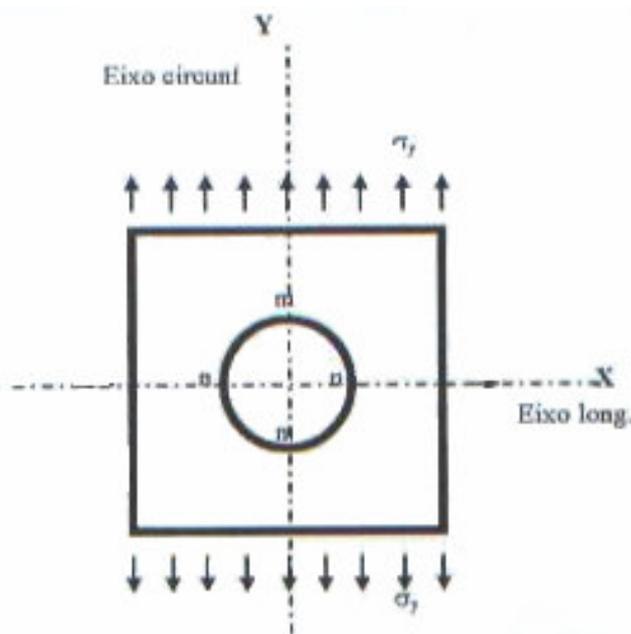


Figura 3.5 – Placa com furo circular com carga de tração uniaxial aplicada (adaptado de DONATO, 2003).

A tensão máxima ocorrerá na borda do furo na seção transversal da placa e seu valor será conforme a Eq. 3.19.

$$K_f \sigma = (\sigma/2) \left(2 + a^2/r_f^2 + 3a^4/r_f^4 \right) \quad (3.19)$$

Onde:

K_f é o fator de concentração de tensões;

σ é a tensão aplicada remotamente a placa;

a é a coordenada interna ao furo, que varia de zero até o valor do raio do furo; e

r_f é o raio do furo.

Aplicando a Eq. 3.19 com a coordenada a igual ao raio r do furo, obtém-se a tensão máxima na borda do furo igual a 3 vezes o valor da tensão uniforme aplicada na placa. Assim, o K_f da abertura será igual a 3. A Figura 3.6 apresenta a distribuição das tensões nos planos longitudinal (m-m) e transversal (n-n) da placa.

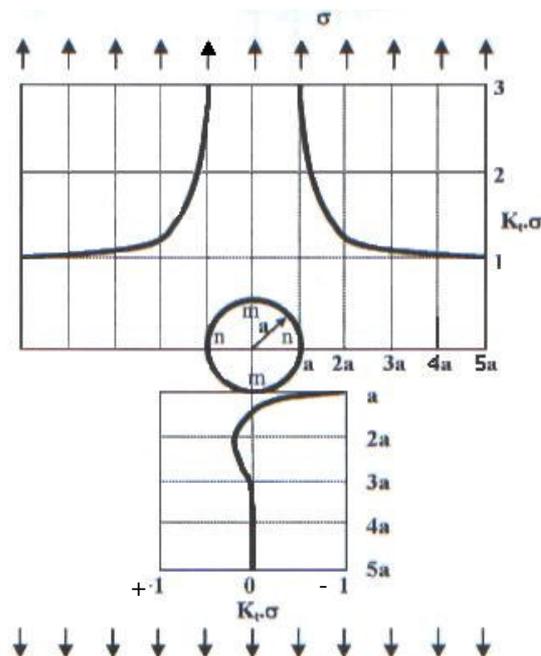


Figura 3.6 – Distribuição das tensões ao longo da placa nos planos de 90° e 180°
(adaptado de DONATO, 2003).

Pode-se observar na Figura 3.6 que o efeito do furo é rapidamente atenuado, e que na seção m-m surge uma tensão de compressão igual a $-\sigma$.

O valor de concentração de tensões causado por um furo circular num cilindro ou esfera sujeito a pressão interna ou externa pode ser obtido por superposição de efeitos, a partir das considerações anteriores.

No caso de um cilindro sob pressão interna, tem-se estado biaxial de tensões. A Figura 3.7 apresenta uma placa plana sob esforços de tração nas direções x e y .

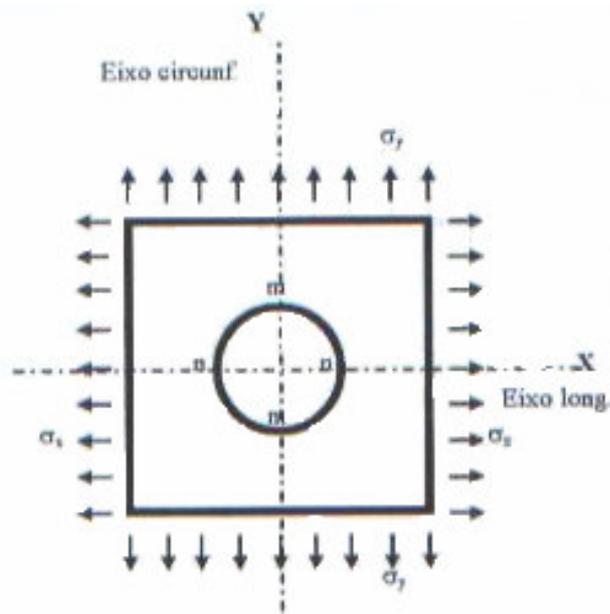


Figura 3.7 – Placa plana furada com carregamento de tração nas direções x e y (adaptado de DONATO, 2003).

Como a tensão circunferencial (σ_y) é o dobro da tensão longitudinal (σ_x), tem-se que a tensão máxima ocorrerá na seção n-n, apresentada na Figura 3.6, e é dada pela Eq. 3.20.

$$K_f \sigma = 3\sigma_y - \sigma_x = 2,5\sigma_y \quad (3.20)$$

O efeito da curvatura do vaso nas tensões para um pequeno furo circular não-reforçado, de raio r , pode ser obtido aproximadamente utilizando os valores sugeridos por Lur'e e citado por Hicks (SPENCE & TOOTH, 1994).

Se K_f é o fator de concentração de tensões para um furo em uma placa plana sujeita a um campo de tensões de membrana (uniaxial ou biaxial), então o fator de concentração

de tensão (KC) correspondente para um cilindro com as mesmas tensões de membrana será dado pela Eq. 3.21.

$$K_c \sigma = K_f \left(1 + 2,3 r_f^2 / R_c T_c \right) \quad (3.21)$$

onde:

R_c é o raio do cilindro; e

T_c é a espessura do cilindro.

A combinação de $r_f^2 / R_c T_c$ ocorre freqüentemente nas análises de aberturas em costados dos vasos de pressão, e a sua raiz quadrada é comumente referida como o parâmetro ρ .

A formulação acima está limitada aos casos em que só há ações de membrana no vaso. Na realidade isso não ocorre, devendo ser também consideradas tanto as tensões de flexão geradas pela curvatura do vaso quanto às ações de membrana e flexão locais devido à descontinuidade gerada pela abertura do vaso. Assim, por ser um ponto ainda em desenvolvimento, vários artigos têm sido publicados mostrando os diversos aspectos no estudo de tensões em bocais em vasos de pressão.

3.3.1) Formas de reforço de bocais e derivações

A forma tradicional de redução da concentração dos campos de tensões na junção entre bocais e vasos de pressão é a adição de material ao redor do furo para reforçar a abertura feita no casco. Normalmente, esta adição é feita pela utilização de material com espessura superior ao valor da espessura do casco ou pela solda de uma chapa de reforço ao redor do bocal.

- **Método da reposição de área**

O método da reposição de área, previsto no código ASME VIII (2006), recomenda que seja feito o provimento de material próximo ao furo, em excesso, tendo no mínimo a área do material retirado para abertura do furo. São considerados os planos através do centro da abertura e normais à superfície do vaso. E a área retirada pela

abertura do furo (no plano) deve ser repostada com material, de tal forma que se supra esta perda de área reposicionando-a ao redor da descontinuidade geométrica (SPENCE & TOOTH, 1994).

A formulação utilizada no código ASME VIII (2006) está ilustrada na Figura 3.8 e exemplifica dois modelos de bocais:

- *protruding nozzles* (bocais com ressalto interno); e
- *flush nozzles* (bocais sem ressalto).

A Figura 3.8 foi simplificada pela remoção da sobre-espessura de corrosão e assume que todos os materiais têm o mesmo valor de tensão admissível de projeto.

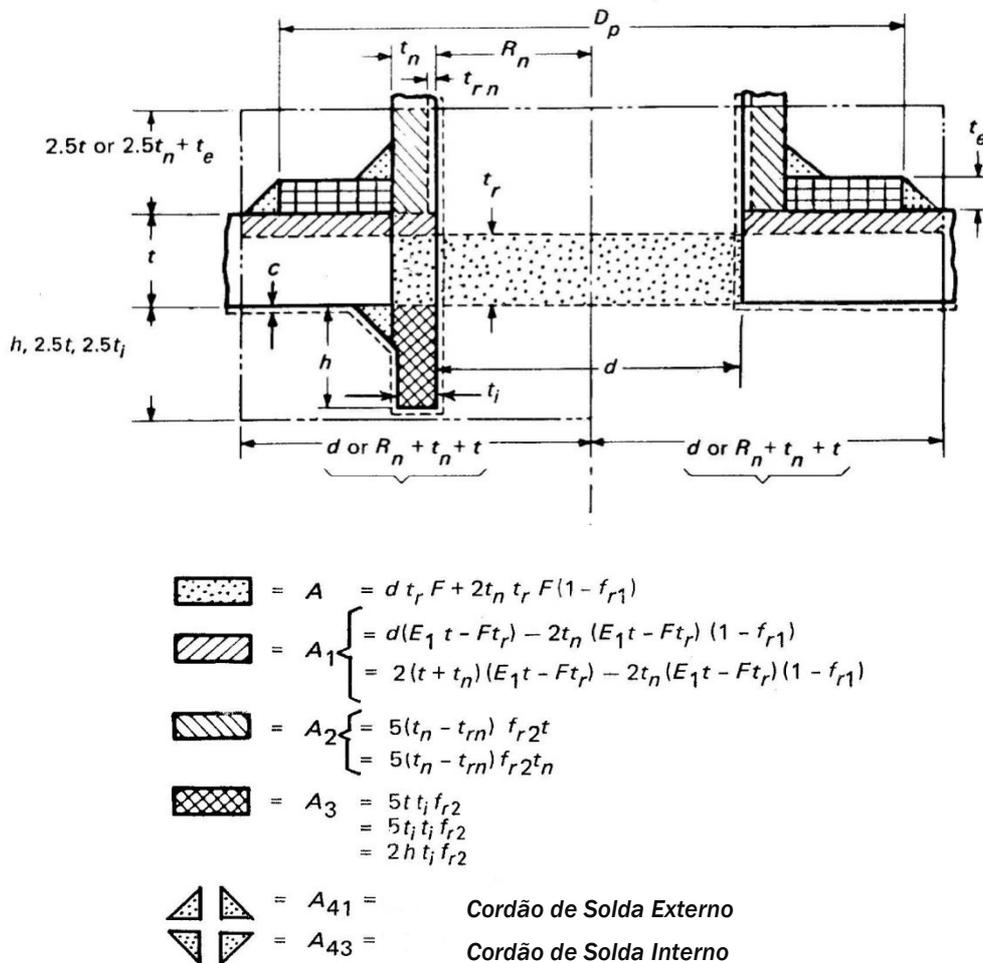


Figura 3.8 – Método da reposição de área conforme ASME VIII (2006)

Se $A \geq A_1 + A_2 + A_3 + A_{41} + A_{43}$, então o bocal está adequadamente reforçado.

O código ASME VIII (2006) indica a aplicação do método de reposição de área, tradicionalmente utilizado na indústria de construção de vasos de pressão.

XUE et al. (2003) e SANG et al. (1996) apontaram que o método de reposição de área é atualmente muito utilizado por causa de sua fácil aplicação, baixo custo, estrutura simples e efetivo resultado.

Uma das principais desvantagens da abordagem de reposição de área é que não se tem nenhuma informação sobre as tensões atuantes. E isto pode variar consideravelmente de um projeto para outro, resultando em desempenhos diferenciados especialmente em condições de fadiga.

É muito importante ser capaz de se obter a magnitude e localização das tensões que podem causar a falha dessas estruturas (WIDERA & XUE, 2004).

3.4. Metodologias de análise de tensões

Três metodologias para levantamento e análise das tensões em bocais e vasos de pressão são bem conhecidas na literatura. São elas: a analítica, a experimental e a numérica.

A metodologia analítica, que fornece equações e soluções baseadas na teoria de cascas finas, possui vários artigos que propõem soluções matemáticas para cálculo dos Fatores de Concentração de Tensões (SCFs) e as comparam a outras metodologias.

XUE et al. (2006), por exemplo, propuseram uma nova metodologia de análise de tensões em bocais em cascos cilíndricos sujeitos a pressão interna e carregamentos externos, com base na teoria de casca fina. Foram adotadas condições de continuidade precisas na curva de intersecção, que é uma curva complicada no espaço. A solução teórica pôde ser aplicada para $d/D \leq 0,8$, e $t/T \leq 2$. Os resultados foram comparados a valores obtidos pela técnica de elementos finitos e apresentaram boa concordância com os resultados publicados no WRC 297, quando a razão de diâmetros é pequena.

DEKKER & BOS (1997) fizeram uma comparação dos métodos de cálculo de SCFs e mostraram consideráveis diferenças entre eles. Adicionalmente, eles investigaram as

tensões atuantes não só no casco, como também na parede do bocal, através da metodologia de elementos finitos. Eles mostraram que, algumas vezes, as tensões nos bocais são muito maiores que no vaso. Isto os levou à formulação e proposição de um método modificado de anel contraído melhorado (*modified improved shrink ring method*). Finalmente, eles propuseram gráficos paramétricos para determinação de tensões locais em bocais induzidos por tensões de carregamento e pressão interna nos vasos.

MOKHTARIAN & ENDICOTT (1991), através do WRC Bulletin 368, propõem um guia para a avaliação de tensões em bocais e costados de vasos de pressão sujeitos a pressão interna. Equações são apresentadas com base em estudos paramétricos realizados com a ajuda de uma plataforma computacional FAST2. Eles incluem estudos comparativos com equações correlativas desenvolvidas anteriormente e resultados experimentais.

Já a metodologia experimental, que apresenta resultados de ensaios com protótipos de vasos de pressão com bocais, se baseia em leituras de instrumentos de medição de deformação (*strain-gauges*) que são posteriormente transformadas em tensões. Esta metodologia apresenta resultados realísticos para um determinado projeto que normalmente são apresentados como parâmetros comparativos para validação de resultados analíticos e numéricos.

Mais recentemente, artigos com resultados experimentais têm mostrado uma nova tendência. Bocais tangenciais e análises de reforços têm sido estudados e publicados. E também, estudos de pressões-limites e de ruptura nestes bocais são mostrados pelo método experimental.

WANG et al. (2006a), investigaram os resultados de tensões e deformações elásticas em cilindros pressurizados com bocais tangenciais. Dois modelos em tamanho real foram projetados e fabricados especialmente para o teste. Uma análise por elementos finitos também foi realizada. A distribuição das tensões elásticas, assim como faixas de concentração de tensões, características de deformação e Fatores de Concentração de Tensões (SCFs) foram obtidos. Os resultados elásticos mostraram que concentradores de tensão distintos ocorrem na intersecção de bocais angulares e a

intersecção se contrai no sentido longitudinal do cilindro, enquanto um abaulamento aparece na secção transversal. A faixa de concentração de tensões da intersecção angular na seção transversal do cilindro é maior que os valores da seção longitudinal. Finalmente, eles propuseram que os resultados sejam utilizados como base para o desenvolvimento de um guia para projetos de cilindros pressurizados com vários ângulos de bocais.

WANG et al. (2006b) investigaram as cargas de pressão limite de vasos cilíndricos com bocais tangenciais sujeitos a pressão interna. Três modelos em escala real com bocais tangenciais em ângulos diferentes foram projetados e fabricados especialmente para o teste utilizando *strain-gauges*. Foi realizada simulação numérica 3D via elementos finitos dos modelos experimentais. Os resultados indicaram que as pressões limite crescem com o incremento do ângulo de inclinação do bocal, e comparados com os bocais radiais em cilindros, os bocais tangenciais têm pressões-limite mais elevadas.

XUE et al. (2003) produziram resultados experimentais das pressões-limite em interseções bocal/ vaso sob pressão interna com e sem chapa de reforço na abertura ($d/D=0,526$). Dois métodos, dupla-curvatura elástica e da intersecção tangencial, foram empregados para determinar as pressões-limite experimentais. Foram comparados os valores das pressões-limite e de colapso de intersecção cilíndrica com e sem chapa de reforço. Os resultados experimentais apresentados indicaram que a chapa de reforço melhora significativamente as pressões limite e de colapso. Finalmente, eles concluíram que a chapa de reforço é um método realmente eficiente de reforço de intersecção bocais / vasos de pressão.

Por último, a metodologia numérica, em especial, o Método dos Elementos Finitos (MEF) tem sido uma ferramenta valiosa e importante para conhecimento dos valores e localizações das tensões atuantes nas interseções cilíndricas (WIDERA & XUE, 2004).

SPENCE & TOOTH (1994) afirmaram que já é possível executar análises elásticas de certa complexidade utilizando modelos computacionais tridimensionais por elementos finitos. Há vários programas disponíveis. Como exemplo, são apresentados na Figura

3.9, os resultados da análise de tensões por elementos finitos de uma intersecção cilíndrica sob pressão interna, mostrando os valores de SCF ao longo das superfícies internas do bocal e costado do vaso. Eles enfatizaram, conforme a figura mostra, a concentração de tensões na aresta interna da intersecção bocal/ vaso no plano longitudinal do vaso. Os resultados obtidos foram comparados com os valores retirados das curvas (para vasos esféricos) de Penny-Leckie adaptadas para vasos cilíndricos e mostraram que o valor do SCF máximo concorda bem e é aproximadamente igual a 3.

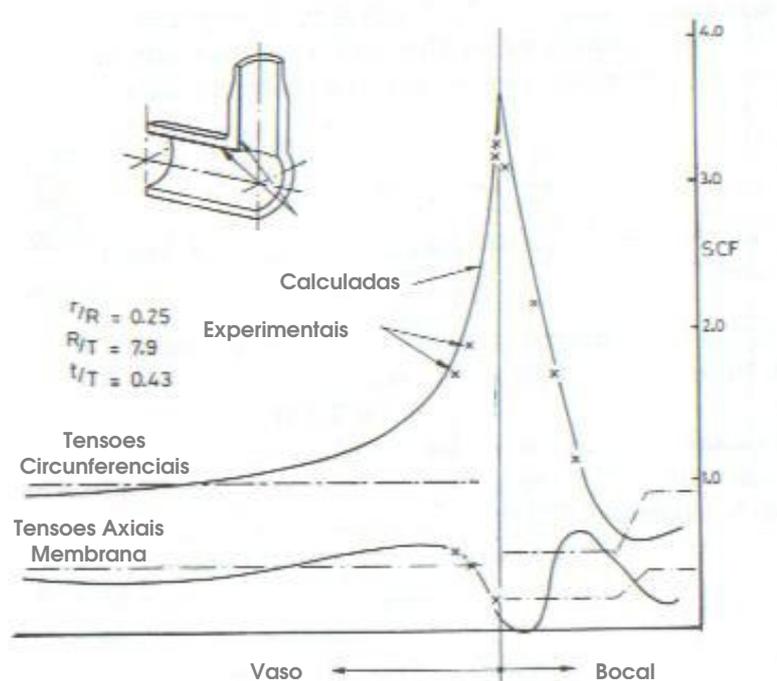


Figura 3.9 – Distribuição das tensões na superfície interna de uma intersecção bocal/ cilindro sob pressão interna (adaptado de SPENCE & TOOTH, 1994).

Durante a fase de projeto, a análise numérica via MEF constitui uma ferramenta poderosa para redução de custos com fabricação de protótipos, e também na redução do tempo despendido com análises experimentais.

Liu et al. (2004) fazem uma avaliação das pressões-limite e os correspondentes Fatores de Concentração de Tensões (SCFs) máximos para intersecções cilíndricas ortogonais de parede fina sujeitas a pressão interna. Eles calculam as pressões-limite

de 81 modelos usando o MEF (3D) e assumindo o comportamento elástico perfeitamente plástico do material. As pressões de colapso plástico obtidas pelo MEF apresentam boa concordância com resultados experimentais de autores anteriores. Eles mostram também, que os SCFs decrescem significativamente à medida que a razão D/T cresce, e varia pouco a medida que d/\sqrt{DT} cresce quando t/T é constante. O critério do fator de concentração de tensões de projeto, $SCF \leq 2,2$, para o projeto de reforço de bocais em vasos de pressão cilíndricos sujeitos a pressão interna, pode ser aceito de uma maneira geral, exceto para poucos casos de grandes razões de espessura t/T e pequenas razões de abertura $\rho(D/d)$.

NATARAJAN et al. (1987) propuseram o estudo via o MEF de tensões atuantes na região de intersecção cilindro-cilindro. Em particular, eles focaram em intersecções com a razão de diâmetros maior que 0,5 devido à pouca informação disponível nos códigos de projeto e na literatura sobre SCFs para estas geometrias. Vários estudos paramétricos por elementos finitos foram conduzidos com o objetivo de validar tais modelos para o carregamento de pressão interna. Os resultados foram adicionalmente comparados com soluções analíticas obtidas usando a teoria de cascas.

Para a análise da vida residual e integridade estrutural de equipamentos, o MEF tem larga aplicação. Estudos publicados mostram o desenvolvimento de guias para o levantamento, avaliação e conhecimento dos fatores mais relevantes na simulação de intersecções de bocais e vasos de pressão cilíndricos.

WIDERA & XUE (2004) através do “*WRC Bulletin 493: Guidelines for Modeling Cylinder to Cylinder Intersections*” (WRC 493, 2004) apresentaram o desenvolvimento de um guia com os parâmetros mais importantes para a modelagem de intersecções cilíndricas, a fim de qualificar bocais em vasos de pressão e derivações em sistemas de tubulações. Composto de várias partes, o estudo investigou resultados de estudos publicados pela replicação das análises via MEF feitas anteriormente e também outros aspectos de simulação de intersecções cilíndricas. Finalmente, eles apresentaram várias recomendações a respeito do tamanho dos elementos na simulação e produziram uma compreensão clara dos fenômenos da distribuição das tensões em intersecções cilíndricas.

Com os recentes avanços nas técnicas numéricas e plataformas computacionais mais desenvolvidas, a metodologia por elementos finitos permitiu a modelagem de geometrias mais realísticas.

CHEN & CHAO (1993) reportaram os resultados de uma análise bidimensional por elementos finitos de um bocal com chapa de reforço em um vaso de pressão esférico, assumindo a força de contato entre a chapa de reforço e o vaso. Eles fazem a comparação dos resultados obtidos com valores calculados pela teoria de cascas e resultados experimentais e mostraram que o modelo via o MEF com a suposição de contato produz um prognóstico teórico mais preciso para a distribuição de tensões.

Finalmente, assumir os cordões de solda no modelo se mostrou um ponto importante. KUMAR & SINGH (1998) fizeram a simulação de uma junção bocal/ vaso de pressão esférico com cordão de solda e mostram que os valores das tensões começam a reduzir na região da solda, sugerindo que a presença do cordão de solda altera significativamente o perfil de distribuição de tensões.

CAPÍTULO 4

Metodologia

4.1. Introdução

A metodologia de trabalho utilizada neste projeto se baseou em análises de tensões via Método dos Elementos Finitos para a modelagem da interseção entre o bocal e o vaso de pressão. Tais análises foram realizadas considerando hipóteses de isotropia, homogeneidade e linearidade do material utilizando a plataforma computacional ANSYS WORKBENCH versão 11.0 (ANSYS, 2006).

Por isotrópico, admitiu-se que o material possui os mesmos valores das propriedades mecânicas em todas as direções. Por homogêneo, foi assumido que o material não apresentou nenhuma descontinuidade ou falha interna e finalmente, por comportamento linear, foi admitido que a durante toda a análise, os níveis de tensões não ultrapassaram o limite de escoamento do material.

A formulação do problema pode ser definida segundo o modelo apresentado por WIDERA & XUE (2004). No entanto, foi aplicado somente o caso de aplicação do carregamento de pressão interna. Tal problema foi escolhido por apresentar geometria, material e condições de contorno comuns para aplicações de vasos de pressão.

Dessa forma, os resultados numéricos das simulações do presente trabalho podem ser comparados com valores experimentais e numéricos obtidos por WIDERA & XUE (2004).

4.2. Modelos numéricos

Foram desenvolvidos três modelos tridimensionais de elementos finitos com um aumento no grau de complexidade na representação da região de interseção entre o bocal e o vaso – Modelos 1, 2 e 3. O Modelo 1 apresenta maior simplicidade, apenas

representando o vaso e o bocal como estruturas continuamente conectadas, sem chapa de reforço na interseção entre o bocal e o vaso. O Modelo 2 considera a chapa de reforço existente na região de interseção entre o bocal e o vaso como continuamente incorporada à espessura do vaso. O Modelo 3 considera a chapa de reforço soldada nas suas bordas, com condição de contato entre essa chapa e o costado do vaso. Assim os modelos podem ser listados como:

- i. Modelo 1 – modelo incluindo interseção sem reforço;
- ii. Modelo 2 – modelo incluindo interseção com reforço integral;
- iii. Modelo 3 – modelo incluindo interseção com reforço parcialmente soldado.

4.3. Modelo 1 – modelo incluindo interseção sem reforço

As características de formulação do Modelo 1 seguem na seqüência:

- (1) geometria;
- (2) material e propriedades mecânicas;
- (3) sistema de unidades;
- (4) sistema de coordenadas para obtenção dos resultados;
- (5) elementos utilizados e malha gerada;
- (6) condições de contorno;
- (7) carregamentos.

4.3.1. Geometria

A geometria do modelo de interseção cilíndrica, cujos parâmetros de interesse são $t/T=0,5$, $d/D=0,5$ e $D/T=98$, é apresentada na Figura 4.1, com os parâmetros geométricos definidos na Tabela 4.1.

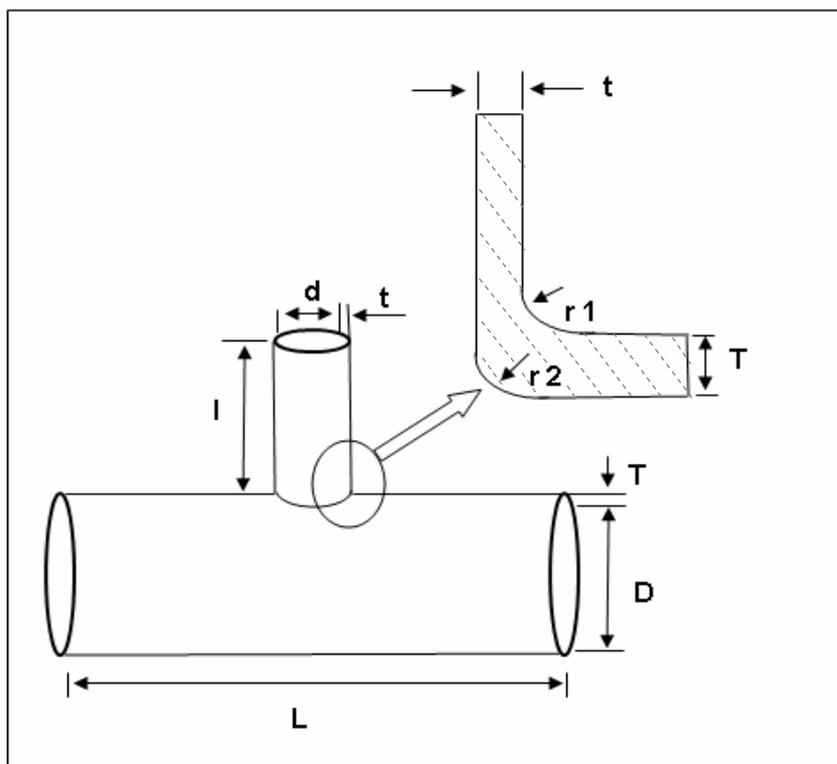


Figura 4.1: Geometria do problema (adaptado de WRC 493, 2004)

Tabela 4.1: Parâmetros geométricos do problema (adaptado de WRC 493, 2004)

Descrição	Valor	
	(in)	(mm)
Diâmetro Interno do Vaso (D)	9,8	248,9
Espessura do Vaso (T)	0,1	2,54
Comprimento do Vaso (L)	80	2032
Diâmetro Interno do Bocal (d)	4,9	124,46
Espessura do Bocal (t)	0,05	1,27
Comprimento do Bocal (l)	14,5	368,3
Raio de Concordância Interno (r_1)	0,05	1,27
Raio de Concordância Externo (r_2)	0,05	1,27

Parâmetros de modelagem já desenvolvidos em trabalhos existentes na literatura foram adotados de maneira a se obter uma base de comparação tanto com resultados numéricos quanto com resultados experimentais.

WIDERA & XUE (2004) investigaram o comportamento das tensões atuantes em uma interseção cilíndrica entre o bocal e o vaso sob pressão interna através de análise numérica, comparando seus valores com resultados experimentais e numéricos publicados anteriormente. Os parâmetros de simulação e formulação mostrados na Tabela 4.1 são os mesmos utilizados no modelo de WIDERA & XUE (2004).

A Figura 4.2 mostra o modelo geométrico desenvolvido conforme as dimensões estabelecidas pelo WRC 493 (2004), mostradas na Tabela 4.1.

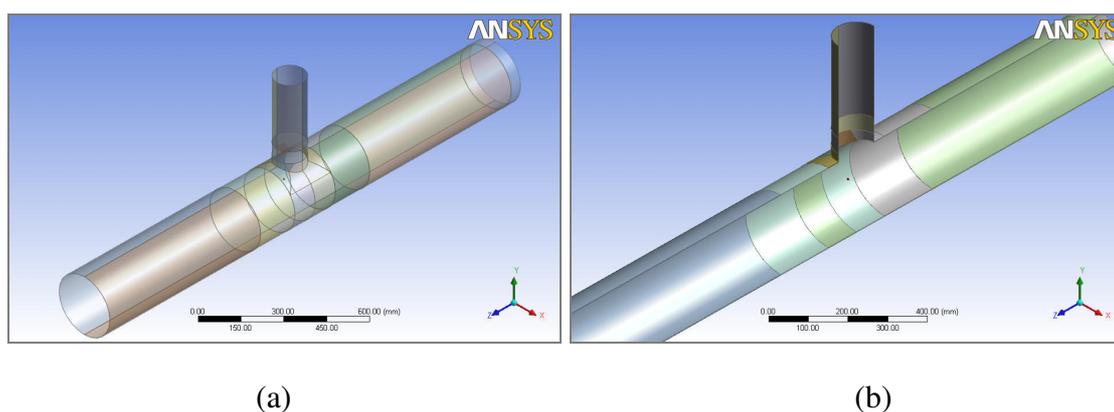


Figura 4.2: Modelo geométrico da interseção cilíndrica (a) vaso inteiro, (b) corte longitudinal (Modelo 1).

4.3.2. Material e propriedades mecânicas

O material utilizado foi o Q235-A (aço baixo carbono similar ao A36-77), o mesmo adotado no trabalho de WIDERA & XUE (2004), cujas propriedades mecânicas são apresentadas na Tabela 4.2.

Tabela 4.2: Propriedades mecânicas do aço Q235-A.

Ensaio de Tração			
Tensão de ruptura σ_u (MPa) (ksi)	Tensão de escoamento σ_y (MPa) (psi)	Alongamento δ_5 (%)	Módulo de Elasticidade E (GPa) (msi)
490	332	23,1	202
71	48		29,3

4.3.3. Sistema de coordenadas para obtenção dos resultados

Para obtenção das direções das tensões atuantes, foi definido o sistema de coordenadas locais “S”. Assumindo um corte no plano longitudinal do vaso, o sistema de coordenadas locais “S” foi posicionado de forma que sua origem seja, exatamente, na superfície externa da interseção entre o vaso e o bocal, conforme esquema mostrado na Figura 4.3 (detalhe ampliado da Figura 4.1).

Desta forma, as tensões na direção do eixo S ao longo do vaso são denominadas tensões radiais no plano longitudinal ao vaso. Do mesmo modo, as tensões direção do eixo S ao longo do bocal serão as tensões radiais no plano longitudinal do bocal.

Similarmente, as tensões perpendiculares ao eixo S no plano do vaso e do bocal serão as tensões tangenciais no plano longitudinal do vaso e do bocal, respectivamente.

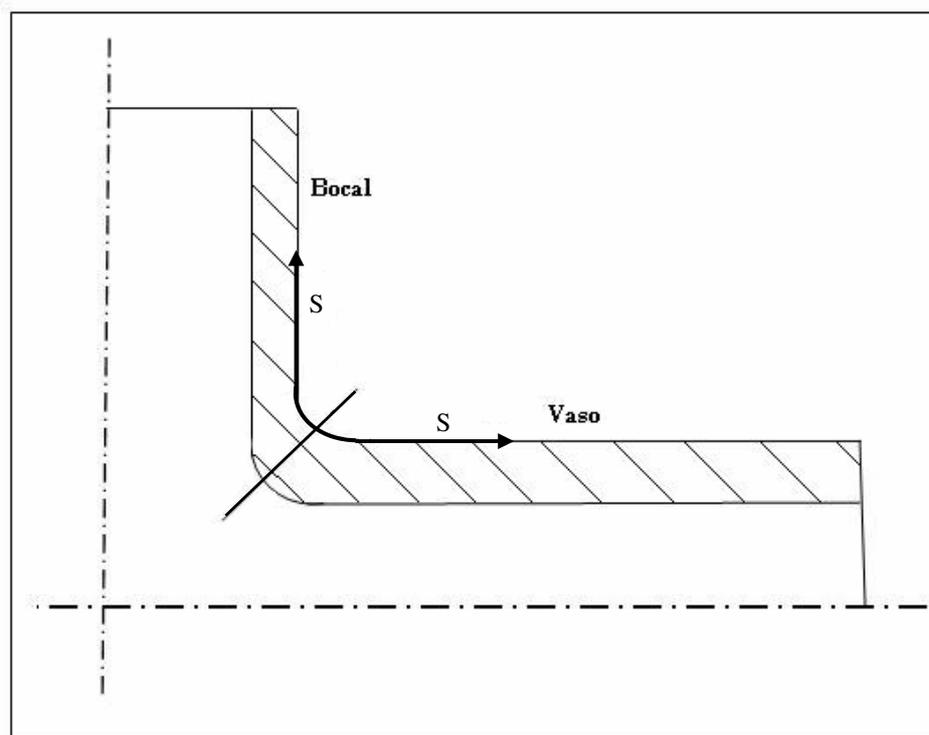


Figura 4.3: Definição do sistema de coordenadas locais “S” em um corte longitudinal da interseção entre o vaso e o bocal.

De maneira análoga, para obtenção das tensões no plano transversal da interseção, o sistema de coordenadas “S” foi posicionado de forma que sua origem ficou na junção entre o bocal e o vaso, na sua superfície externa, só que desta vez, em um corte transversal ao equipamento, conforme Figura 4.4.

Assim, as tensões com a mesma direção do eixo “S” serão as tensões radiais no plano transversal do bocal e do vaso, respectivamente; e na direção perpendicular ao eixo “S”, as tensões serão consideradas tangenciais, igualmente.

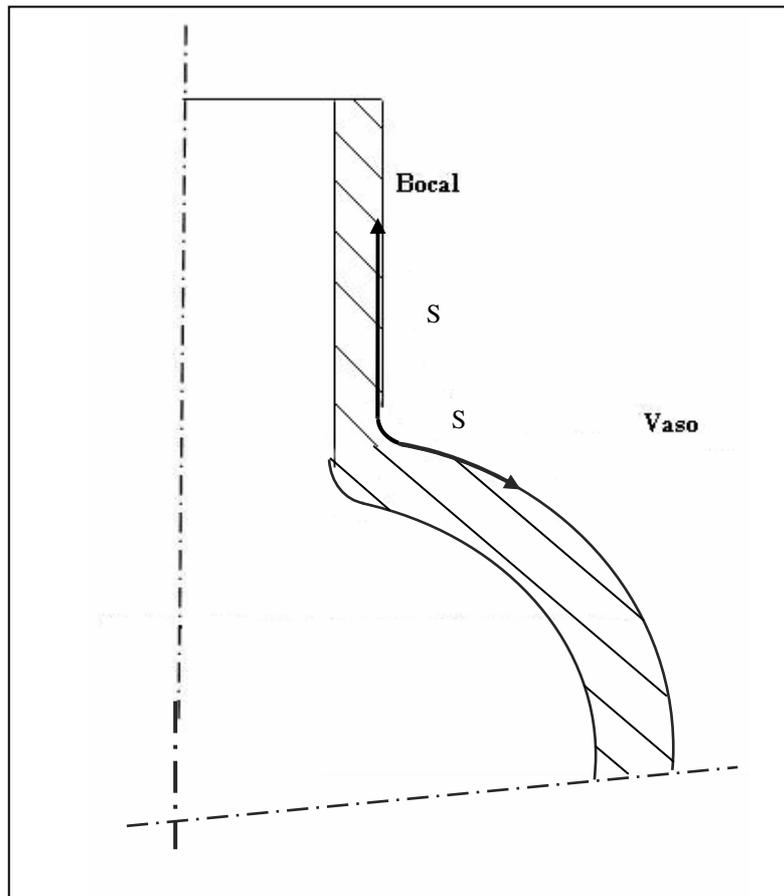


Figura 4.4: Definição do sistema de coordenadas locais “S” em um corte transversal da interseção entre o vaso e o bocal.

4.3.4. Elementos utilizados e malha gerada

Elementos sólidos tridimensionais quadráticos de 20 nós com 3 graus de liberdade por nó foram utilizados para a geração da malha do vaso e bocal. Esse tipo de elemento foi recomendado por WIDERA & XUE (2004) em seu trabalho e foi confirmado por uma comparação entre elementos sólidos de 8 nós, sólidos de 20 nós e com resultados experimentais no Modelo 1, conforme item 4.7. Dessa forma, o elemento SOLID186 da plataforma computacional ANSYS WORKBENCH (ANSYS, 2006) foi utilizado para geração das malhas.

O elemento SOLID186 é um elemento tridimensional com três graus de liberdade por nó (translação segundo X, Y e Z) e quadrático. Ele é composto por 20 nós distribuídos

conforme o esquema mostrado na Figura 4.5, permitindo a formulação de materiais com plasticidade, encruamento, fluência e capacidade de grandes deformações.

Além de sua configuração com base hexaédrica, o elemento SOLID186 pode ter uma configuração piramidal, prismática ou tetraédrica, o que permite adaptar-se à geometria do modelo.

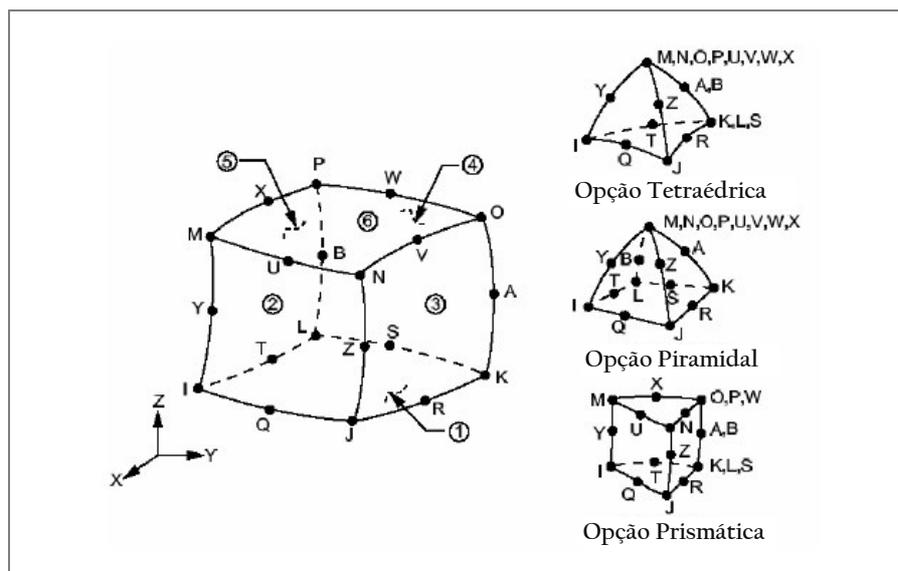


Figura 4.5: Geometria do elemento SOLID186 (ANSYS, 2006)

Os elementos sólidos hexaédricos são próprios para analisar o estado tri-axial de tensões (ALVES FILHO, 2000). Eles são indicados para analisar os efeitos de flexão combinados com as tensões de membrana geral, o que acontece no problema aqui estudado devido à curvatura do costado do vaso e à descontinuidade geométrica com o bocal.

Em relação à densidade de malha, as seguintes recomendações para a simulação numérica e modelagem via MEF (WIDERA & XUE, 2004) foram consideradas:

- número de elementos ao longo da circunferência na transição entre o bocal e vaso de, no mínimo, 96 (um elemento a cada $3,75^\circ$) são desejados para uma determinação precisa do campo de tensões no caso de carregamento de pressão interna;

- a malha deve ser refinada na região próxima à transição bocal/costado – o tamanho da aresta dos elementos não deve exceder aos valores de $3,0\sqrt{RT}$ e $3,0\sqrt{rt}$ para o vaso e bocal, respectivamente;
- o uso de 3 elementos na espessura do vaso/bocal resulta em um campo de tensões bastante preciso – no entanto, sob um ponto de vista prático, 2 elementos por espessura levam a resultados suficientemente precisos;
- o tamanho dos elementos na interseção deve ser de, no máximo, $0,02\sqrt{RT}$ e $0,02\sqrt{rt}$ para o vaso e bocal, respectivamente;
- fora da região de refinamento, o tamanho do elemento na direção perpendicular à transição deve ser de, no máximo, $1,0\sqrt{RT}$ e $1,0\sqrt{rt}$ para o vaso e bocal, respectivamente.

A Figura 4.6 mostra detalhe da malha de elementos finitos gerada segundo as recomendações descritas.

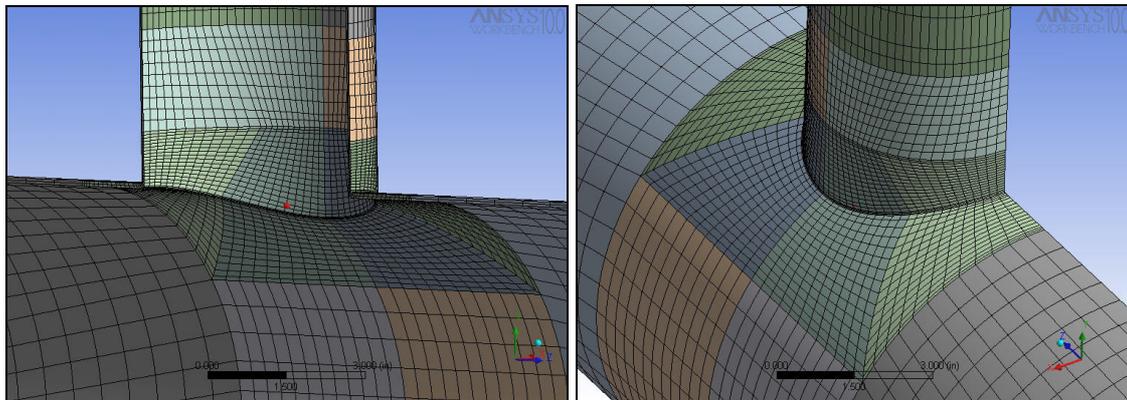


Figura 4.6: Malha de elementos finitos – Detalhe da interseção vaso/bocal (Modelo 1).

4.3.5. Condições de contorno

Devido à simetria de geometria e dos carregamentos no plano longitudinal da interseção, somente metade do vaso foi modelada. Assim, as condições de contorno refletindo o plano de simetria foram impostas em todos os nós localizados na face desse plano.

Uma das extremidades do modelo foi assumida como suporte fixo, enquanto que a outra ficou livre axialmente, sendo suportada somente por um apoio do tipo cilíndrico.

A extremidade do bocal também foi modelada como livre. A Figura 4.7 mostra as condições de contorno aplicadas nos modelos.

4.3.6. Carregamentos

A pressão interna de 0,35 MPa (50 psi) foi aplicada no vaso e bocal.

Para efeitos de validação do modelo, a influência do peso próprio da estrutura do vaso não foi considerada nas simulações. E também, por se tratar de um modelo em escala laboratorial, o peso próprio não é considerável.

Com o objetivo de simular os efeitos da pressão interna nas bordas do modelo, esforços de tração axiais foram impostos nas extremidades do vaso e do bocal. Os carregamentos aplicados podem ser observados na Figura 4.7.

As Eqs. 4.1 e 4.2 mostram o cálculo dos esforços axiais impostos nas secções circulares das bordas do bocal e vaso quando a pressão interna é aplicada.

- No vaso:

$$\sigma_x = \frac{P \times R}{2 \times T} = \frac{0,35 \times 124,5}{2 \times 2,54}$$

$$\sigma_x = 8,45 \text{ MPa (1,225 psi)}$$

$$F_a = \sigma_x \Pi(D_o^2 - D_i^2) / 4x2 = 8,45 \times \Pi(0,254^2 - 0,096^2) / 4x2$$

$$F_a = 8.469,5N$$

(4.1)

- No bocal:

$$\sigma_x = \frac{P \times r}{2 \times t} = \frac{50 \times 62,23}{2 \times 01,27}$$

$$\sigma_x = 8,45 \text{ MPa (1,225 psi)}$$

$$F_a = \sigma_x \Pi(D_o^2 - D_i^2) / 4x2 = 8,45 \times \Pi(0,127^2 - 0,048^2) / 4x2$$

$$F_a = 2.118,5N$$

(4.2)

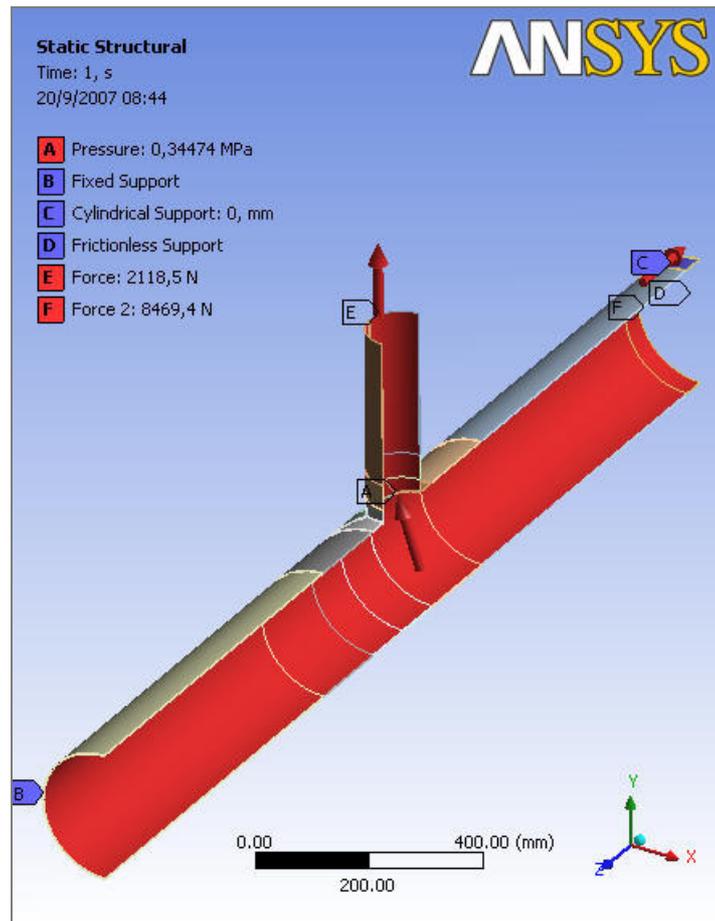


Figura 4.7: Condições de contorno e carregamentos aplicados ao modelo (Modelo 1).

4.3.7. Estudo de sensibilidade da malha e convergência dos resultados

Apesar dos parâmetros de simulação anteriormente descritos recomendados por WIDERA & XUE (2004) para análise de intersecções cilíndricas, foi realizado um estudo de convergência e sensibilidade da malha de elementos finitos.

Para isso, o modelo foi simulado assumindo a variação do número de elementos na direção da espessura. Com dois e três elementos, foram levantadas as tensões atuantes máximas tangenciais e radiais no plano longitudinal da intersecção bocal/ vaso, ponto mais crítico do modelo.

O efeito do número de elementos na direção da espessura pode detectar as variações de tensão nas regiões de descontinuidade geométrica do modelo e assim, detectar as tensões de pico e flexão localizadas.

4.3.8. Análise da qualidade da malha

De forma a corroborar com a densidade de malha escolhida no estudo de sensibilidade e convergência, foi efetuada uma análise da qualidade da malha. A malha selecionada foi então, testada para três indicadores de distorção de elementos (razão de aspecto, razão do Jacobiano e fator de deformação de face).

4.3.9. Obtenção dos resultados: Linearização de tensões

Para efeitos de comparação com os resultados existentes na literatura, as tensões obtidas foram as primárias de interesse: tensões de membrana e flexão, pela técnica de linearização de tensões.

4.4. Modelo 2 – modelo incluindo interseção com reforço integral

Aumentando a complexidade na modelagem da região de interesse, o Modelo 2 foi gerado incluindo a chapa de reforço na interseção entre o bocal e o vaso no Modelo 1. Nesse modelo, a chapa foi considerada como sendo integralmente colada ao modelo anterior. A hipótese assumida foi de contato do tipo colado (*bonded*), que não envolve o comportamento não-linear, uma vez que não existe movimento relativo entre as superfícies. Assim, no Modelo 2, para efeitos de comparação e simplificação, foi assumida a hipótese de contato do tipo colado, ou seja, com a chapa de reforço completamente aderida ao costado cilíndrico do vaso e ao bocal. O material, condições de contorno e carregamentos utilizados foram os mesmos do Modelo 1.

4.4.1. Determinação das dimensões da chapa de reforço

O modelo da interseção entre bocal e o vaso de pressão WIDERA & XUE (2004) foi reforçado segundo os critérios do ASME VIII (2006), através do critério de reposição de área.

Os cálculos da área de reforço necessária são apresentados a seguir, conforme ASME (2006).

- Área requerida para reforço

$$A = dt_r F + 2t_n t_r F(1 - f_{r1}) \quad (4.3)$$

$$A = 124,46 \times 2,54 \times 1 + 2 \times 1,27 \times 1 \times (1 - 1) = 316,13 \text{ mm}^2$$

- Espessura máxima da chapa de reforço

$$e_{max} = (2,5t) \text{ ou } (2,5t_n + t_e) - \text{menor valor entre eles.} \quad (4.4)$$

$$e_{max} = (2,5 \times 2,54) \text{ ou } (2,5 \times 1,27 + 6,35) = 6,35 \text{ mm}$$

- Diâmetro máximo da chapa de reforço

$$d_{max} = (2d) \text{ ou } (2(R_n + t_n + t)) - \text{maior valor entre eles.} \quad (4.5)$$

(4.5)

$$d_{max} = (2 \times 124,46) \text{ ou } 2 \times (62,23 + 2,54 + 1,27) = 248,92 \text{ mm}$$

- Área resistente da chapa de reforço

$$A_p = (D_p - d - 2t_n)t_e f_{r4}$$

(4.6)

$$A_p = (191 - 124,48 - 2 \times 1,27) 5,0 \times 1 = 320,0 \text{ mm}$$

Se A_p (área resistente da chapa de reforço) excede A (área requerida pela abertura) o bocal está adequadamente reforçado.

Portanto, a chapa de reforço ficou com as seguintes dimensões:

- Chapa de 5,0 mm de espessura, com diâmetro interno de 127 mm e externo de 191 mm.

A Figura 4.8 apresenta o modelo tridimensional da chapa de reforço.

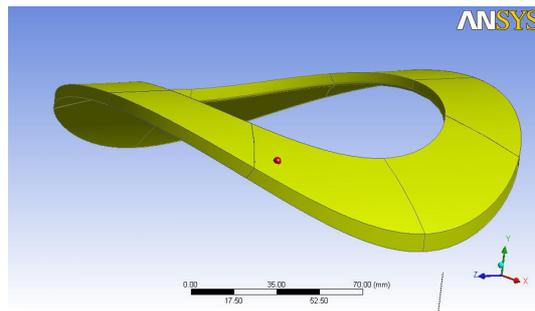


Figura 4.8: Vista da chapa de reforço em perspectiva (Modelo 2).

As áreas de solda não foram consideradas no cálculo, tendo em vista que o bocal já se encontra devidamente reforçado.

Também não foram considerados os efeitos de tensões residuais de soldagem nos cordões de solda do modelo.

A Figura 4.9 apresenta detalhe da interseção cilíndrica modelada com a chapa de reforço.

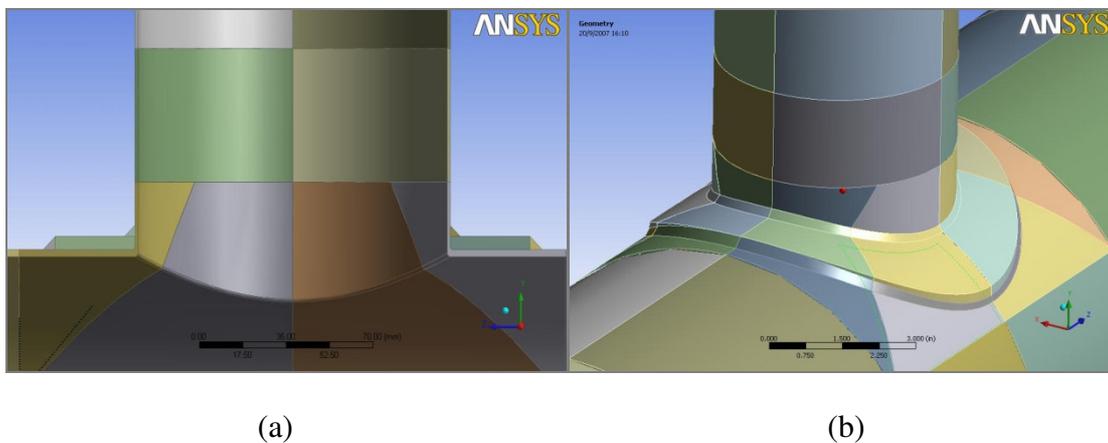


Figura 4.9: Interseção cilíndrica com chapa de reforço (a) corte longitudinal, (b) desenho em perspectiva (Modelo 2).

4.5. Modelo 3 – modelo incluindo interseção com reforço parcialmente soldado

O Modelo 3 foi gerado a partir de um aumento de complexidade no Modelo 2. Nesse modelo, foi assumida a hipótese de contato com atrito entre a parte interna da chapa de

reforço e o costado cilíndrico do vaso, devido à existência das superfícies não soldadas. O material, condições de contorno e carregamentos utilizados foram os mesmos do Modelo 1.

4.5.1. Hipótese de Contato

Devido à construção da chapa de reforço, surge uma nova condição de interface entre a parte interna da chapa e superfície externa do vaso: contato.

A hipótese de contato é considerada com uma não-linearidade de status mutável, pois a rigidez do sistema depende do status, se as partes estão juntas ou separadas.

No senso comum, duas superfícies que estão em contato têm as seguintes características:

- elas não se interpenetram;
- elas podem transmitir forças normais compressivas e forças de atrito tangenciais;
- elas normalmente, não transmitem forças normais de tração; e
- elas são então, livres para separar e distanciar uma da outra.

Na ferramenta computacional ANSYS WORKBENCH (ANSYS, 2006), a condição de interface entre duas superfícies é tratada como hipótese de contato. Assim, ela estabelece a relação entre duas superfícies prevendo que elas não ultrapassem seus limites na análise.

Quando o programa prevê esta condição, diz-se que ele está impondo a compatibilidade de contato.

Na geração da malha por elementos finitos sólidos, são criados no modelo, elementos do tipo “CONTACT” e “TARGET”, conforme figura 4.10, na interface da chapa de reforço e costado do vaso, respectivamente.

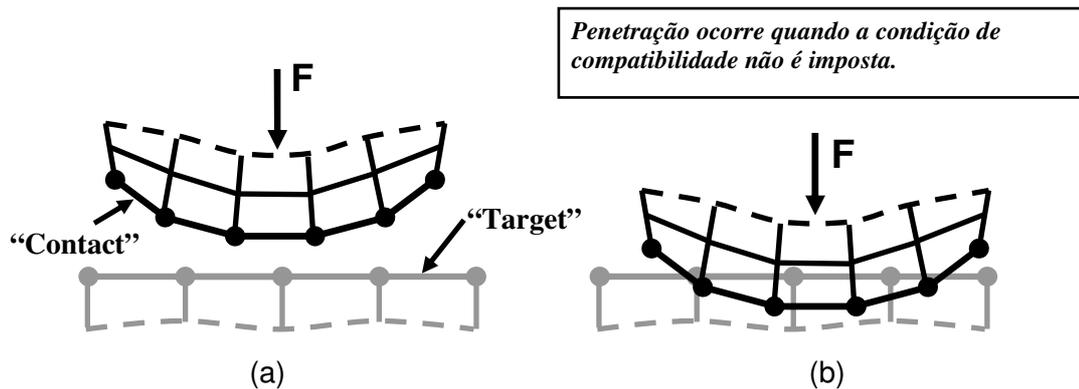


Figura 4.10: Elementos finitos de contato na interface (a) sem penetração (b) com penetração

Para os vários tipos de contatos, existem algoritmos específicos para tratamento e solução das condições de interface.

(1) Algoritmos de Contato: Penalidade Pura (*Pure Penalty*) e Lagrange Aumentado (*Augmented Lagrange*)

Os algoritmos do tipo Penalidade Pura e Lagrange Aumentado são indicados para os contatos com e sem atrito, onde as faces estão simplesmente apoiadas. Podem apresentar deslocamentos tangenciais e também, separação depois da condição de deformação. A formulação deste tipo de algoritmo é baseada em penalidade. É criada uma rigidez compressiva de contato, conforme a figura 4.11, entre os nós da interface de modo que, a cada interação, o valor da rigidez é ajustado para que não haja penetração entre as faces.

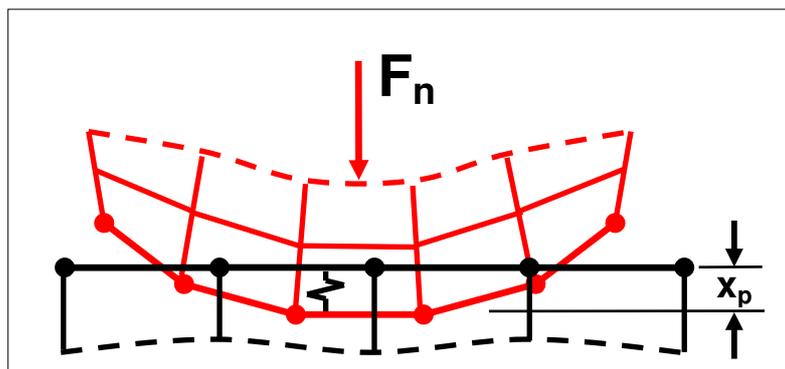


Figura 4.11: Superfícies com rigidez de contato devido à penetração

Assim para o algoritmo de Penalidade Pura (Pure Penalty), será:

$$F_N = K_N \times X_P \quad (4.7)$$

Onde:

F_N = Força normal de contato na interface;

K_N = Rigidez de Contato;

X_P = valor de interpenetração das faces de contato.

Já no algoritmo Lagrange Aumentado (Augmented Lagrange), além de assumir a rigidez normal, ele acrescenta a força de contato de pressão (λ) como controle adicional na formulação, com o objetivo de aumentar a convergência dos resultados:

$$F_N = K_N \times X_P + \lambda \quad (4.8)$$

Onde:

λ = Força de contato de pressão.

Desta forma, quanto maior a rigidez de contato, menor a penetração na interface. Seria ideal que a rigidez de contato (K_N) fosse infinito, a penetração (X_P) seria zero. Porém, numericamente isto é impossível para os métodos de formulação baseados em penalidade.

Aceitando-se um valor desprezível para a penetração, os resultados serão aceitáveis.

A rigidez de contato (K_N) é o termo mais importante que afeta a exatidão e comportamento convergente. Um valor elevado de rigidez produz melhor exatidão, mas pode ficar mais difícil de convergir.

(2) Algoritmos de Contato: Método da Restrição de Multi-Pontos *MPC-based (Multi-Point Constraint)*

O algoritmo do tipo *MPC-based* é indicado para os contatos de interfaces coladas. Uma vez que ele adiciona internamente equações de restrição (contorno) para amarrar os deslocamentos entre as superfícies de contato.

Com solução direta, esta abordagem é bastante eficiente para relacionar superfícies coladas.

Para modelar a interseção cilíndrica entre o bocal e o vaso de pressão com chapa de reforço da maneira mais fiel possível, devem-se assumir soldas somente entre as bordas da chapa de reforço e o vaso/bocal e atribuir o contato simples sem separação entre a chapa e vaso, conforme Figura 4.10.

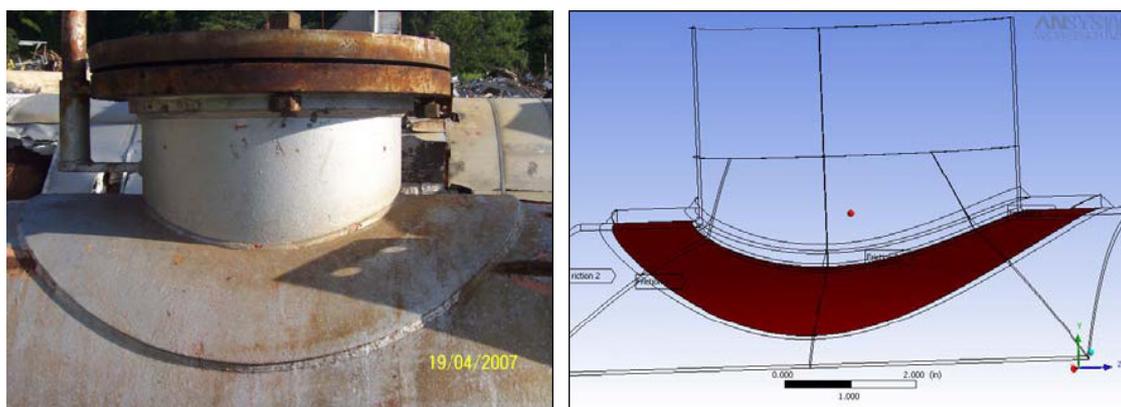


Figura 4.12: Modelo real de interseção vaso/ bocal reforçado.

Porém, algumas hipóteses de contato na ferramenta computacional ANSYS WORKBENCH (ANSYS, 2006) demandam um tempo muito maior de processamento. Essas hipóteses admitem movimento relativo entre superfícies e assim, mudança na rigidez dos elementos, transformando a simulação para natureza não linear.

4.5.2. Elementos finitos de contato

Todos os contatos foram modelados através de pares de elementos CONTA174-TARGE170 disponíveis na plataforma computacional ANSYS WORKBENCH (ANSYS, 2006).

Basicamente, os elementos do tipo *contact* (CONTA174) não podem penetrar nos elementos do tipo *target* (TARGE170). Para um comportamento simétrico, as superfícies de contato têm ambas formulações, *contact* e *target*. Elas podem variar de acordo com a hipótese assumida (Figura 4.13).

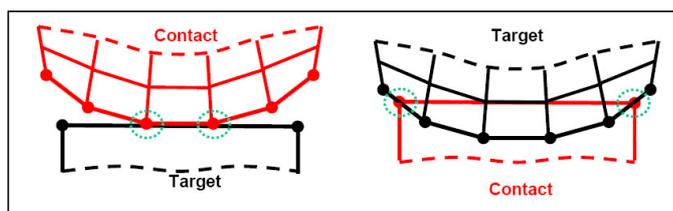


Figura 4.13: Comportamento dos elementos de contato (adaptado de ANSYS, 2006).

Em especial, a hipótese de contato do tipo colado (*bonded*), utilizada no Modelo 2, impõe que os nós comuns da interface tenham os mesmos deslocamentos.

4.5.3. Contato no Modelo 3

Por se tratar de superfícies não preparadas foi assumido o valor de 0,74 para o coeficiente de atrito estático entre as superfícies da chapa de reforço e o costado do vaso. Esse valor corresponde a um contato estático sem lubrificação para aço médio carbono (Tabela 4.3). A superfície de contato é mostrada na Figura 4.14. A hipótese de contato assumida entre os cordões de solda da chapa de reforço e a interseção cilíndrica foi tipo colado (*bonded*). A Figura 4.15 mostra o contato colado destacado entre o vaso/bocal e a chapa de reforço.

Tabela 4.3: Valores de coeficientes de atrito entre superfícies de materiais (Adaptado do site MSPC).

Material	Material	Estático s/ lubrificação	Deslizamento s/ lubrificação	Estático c/ lubrificação	Deslizamento c/ lubrificação
Aço	Bronze de alumínio	0,45	-	-	-
Aço	Grafite	0,1	-	0,1	-
Aço	Latão	0,35	-	0,19	-
Aço	Liga de cobre e chumbo	0,22	-	0,16	0,15
Aço médio C	Aço médio C	0,74	0,57	-	-
Aço médio C	Chumbo	0,95	0,95	0,5	0,3
Aço médio C	Ferro fundido	-	0,23	0,18	0,13
Alumínio	Alumínio	1,9	1,4	-	-
Alumínio	Aço médio C	0,61	0,47	-	-

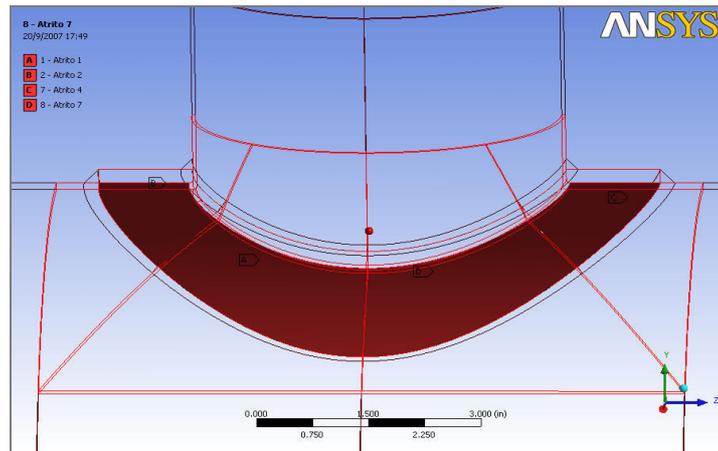


Figura 4.14: Contato de atrito entre as superfícies.

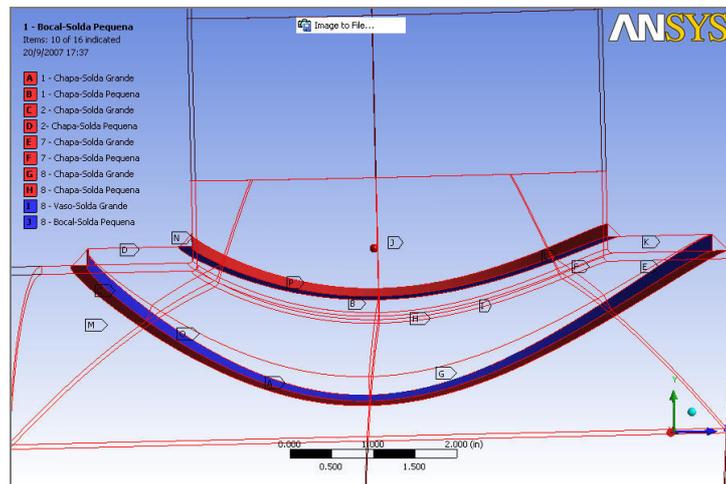


Figura 4.15: Contato colado entre os cordões de solda e vaso/ bocal.

4.6. Comparação dos resultados das análises

Os resultados das análises numéricas foram comparados utilizando:

- adoção do sistema de coordenadas locais “S”, conforme exposto no item 4.3.4;
- tensões nos modelos apresentados foram baseadas no conceito de categorização de tensões. Foram apresentadas nos resultados somente as tensões primárias de interesse: membrana e flexão, através da técnica de Linearização de Tensões (ANSYS, 2006).

CAPÍTULO 5

Resultados e Discussão

5.1. Introdução

Nesse capítulo são apresentados os resultados das análises numéricas nos três modelos gerados. Esses resultados são discutidos na medida em que forem apresentados. Inicialmente é feita uma análise de sensibilidade da malha de elementos sólidos utilizada nos três modelos. A partir desse estudo, as configurações da malha gerada para os três modelos foi definida.

5.2. Análise de sensibilidade de malhas e convergência dos resultados

Para o estudo da sensibilidade das malhas, foram desenvolvidos 20 modelos de elementos sólidos com dois e três elementos na espessura, resultando em malhas com 67.200, 78.800, 102.500, 115.900, 133.500, 146.400, 160.200, 173.500, 192.100 e 212.800 nós para dois elementos na espessura e com 99.800, 122.000, 159.350, 176.600, 197.600, 216.000, 235.200, 255.780, 275.700 e 315.700 nós para três elementos na espessura. As Figuras 5.1 e 5.2 apresentam os resultados para a análise de sensibilidade dessas malhas. Pode-se observar nessas figuras que as tensões máximas tangenciais (σ_x) e radiais (σ_y) tendem assintoticamente para valores de 170MPa e 150MPa. No entanto, a Figura 5.1 mostra uma estabilização nas tensões a partir de uma malha com cerca de 160.000 nós (dois elementos na espessura e cerca de 480.000 graus de liberdade) enquanto que a Figura 5.2 mostra uma estabilização tensões a partir de uma malha com cerca de 216.000 nós (três elementos na espessura e cerca de 648.000 graus de liberdade).

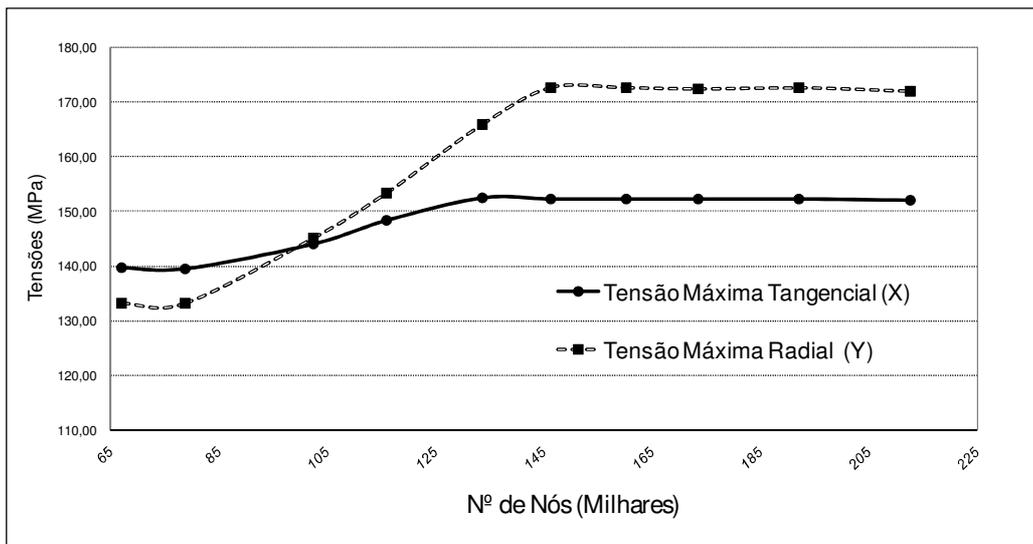


Figura 5.1 – Distribuição de tensões máximas tangenciais e radiais para dois elementos na espessura.

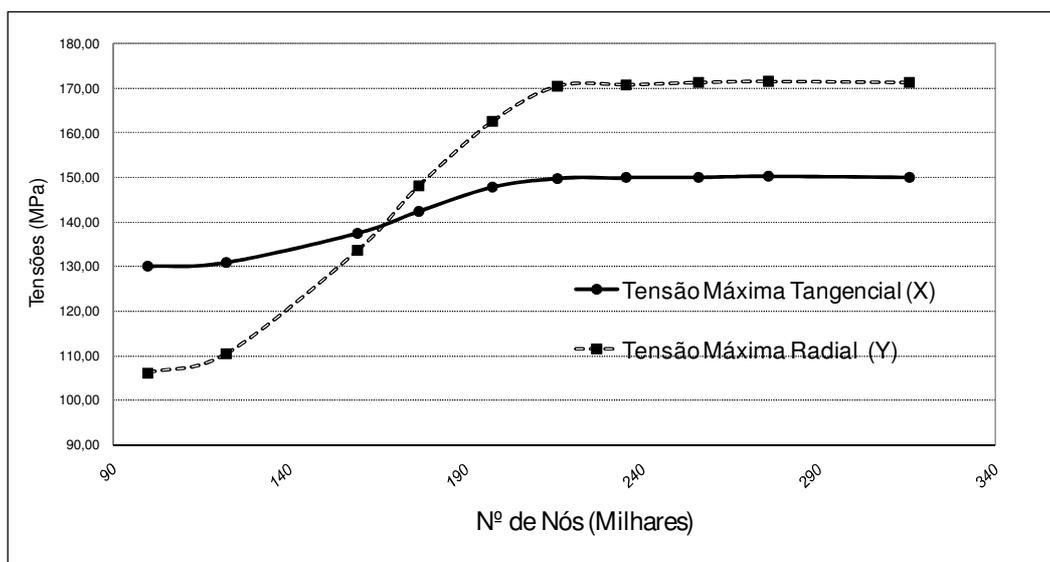


Figura 5.2 – Distribuição de tensões máximas tangenciais e normais para três elementos na espessura

Ainda de acordo com os gráficos, pequenas oscilações ocorreram antes da convergência dos valores. De acordo com BATHE (1996) isto é possível, pois segundo ele: “Dependendo do campo de deslocamentos dos elementos usados na análise do problema, a solução pode convergir monotonicamente ou não-monotonicamente para a solução exata quando o número de elementos aumenta”.

Neste caso, como pode ser visto, ocorreu uma convergência não-monôtonica, com uma pequena oscilação para malhas com número de graus de liberdade pequeno. Durante o refinamento das malhas, podem ter ocorrido distorções em alguns elementos na região de interesse, o que pode ter provocado oscilações nas tensões máximas obtidas.

Assim, para minimização desses efeitos, foram verificados, durante esse exercício de sensibilidade de malhas, alguns fatores geométricos que medem o grau de distorção nos elementos e conseqüentemente, indicam a capacidade de representação dos parâmetros físicos presentes no modelo real. Esses fatores geométricos são apresentados para a malha definida para os três modelos, apresentada no item 5.3.

5.3. Parâmetros de malha definidos para os modelos

Depois de efetuado o estudo de sensibilidade de malhas, optou-se por definir, para os três modelos gerados, uma malha com os seguintes parâmetros:

- i. Número de elementos ao longo da circunferência da transição entre o bocal e vaso: 120 elementos.

Resultados do estudo de convergência indicaram que, para o elemento ter as dimensões mais uniformes, foi necessário um maior refinamento ao longo da circunferência do bocal.

- ii. Tamanho de refinamento próximo à intersecção: valores correspondentes a $3,0 \sqrt{RT}$ e $3,0 \sqrt{rt}$ para o vaso e bocal, respectivamente.
- iii. Dois elementos na espessura tanto do vaso quanto do bocal.

Como foi visto no estudo de convergência, as distribuições para dois e três elementos na espessura convergiram para valores muito próximos. Optou-se então por se utilizar dois elementos, devido ao menor tempo computacional de processamento envolvido, considerando que para o Modelo 3 (com contato), o problema se torna de natureza não linear. A Figura 5.7 mostra detalhe do Modelo 1 com dois elementos na espessura.

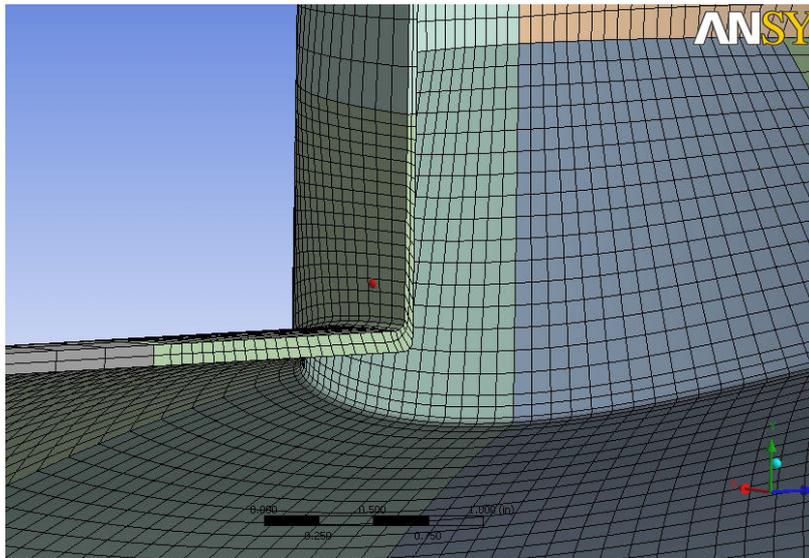


Figura 5.3 – Distribuição de dois elementos na espessura na malha (Modelo 1).

iv. Quantidade de elementos:

- Total: 20.800 elementos.
- Na região da interseção entre o vaso e o bocal: 6.880 elementos.

v. Quantidade de nós:

- Total: 204.907 nós.
- Na região da interseção entre o vaso e o bocal: 39.876 nós.

vi. Aspectos geométricos do modelo:

Além da convergência obtida no modelo, foram levantados alguns parâmetros geométricos de distorção indicativos da capacidade de aproximação dos resultados obtidos no modelo com a solução real.

Assim, com o objetivo de verificar a adequação geométrica dos elementos da malha na região de refinamento, foram levantados os seguintes parâmetros:

- Razão de aspecto;
- Razão do Jacobiano;
- Fator de distorção de face (Warping Fator).

1) Razão de aspecto

É importante que os elementos da malha tenham suas dimensões dentro de uma proporção considerada razoável e que a sua razão de aspecto, definida pela divisão da maior aresta pela menor aresta do elemento, não ultrapasse um valor que indique distorção exagerada. Na plataforma computacional utilizada neste projeto, o valor recomendado é 20. As Figuras 5.4 e 5.5 apresentam a distribuição percentual dos valores da razão de aspecto calculada para os elementos na região da interseção entre o bocal e o vaso. Em ambas figuras é apresentado um histograma, à esquerda, mostrando a percentagem da malha definida em função de intervalos de variação das razões de aspecto dos elementos.

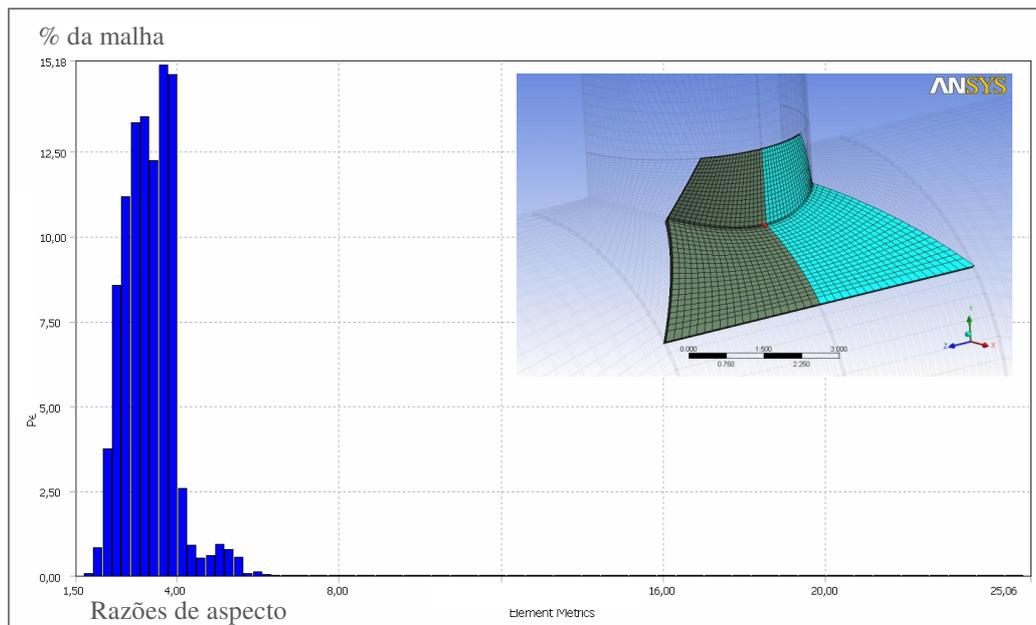


Figura 5.4 – Distribuição das razões de aspecto dos elementos na região da interseção entre o bocal e o vaso (parte central selecionada em destaque).

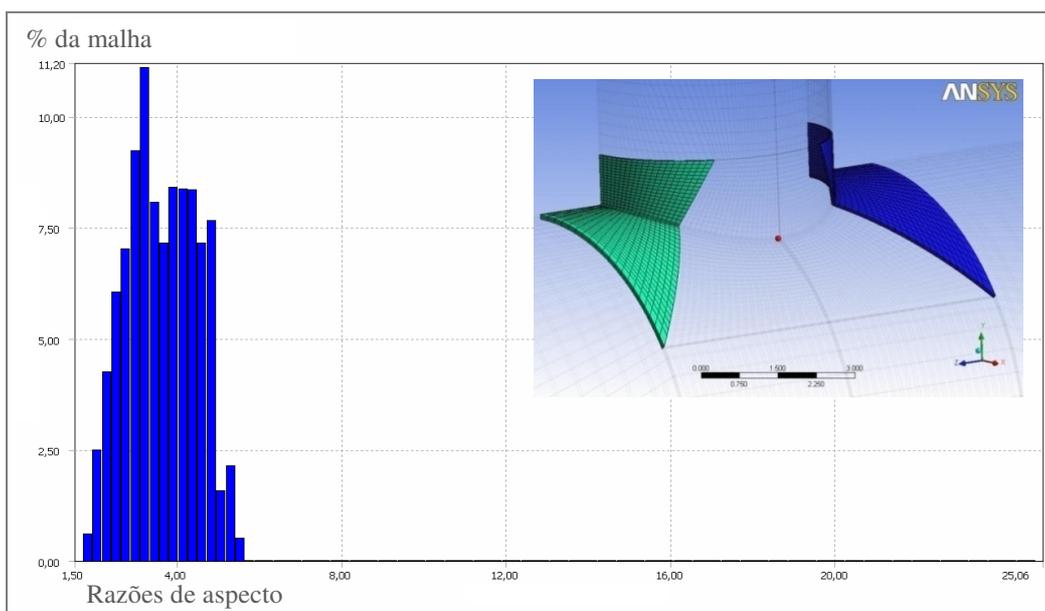


Figura 5.5 – Distribuição das razões de aspecto dos elementos na região da interseção entre o bocal e o vaso (partes laterais selecionadas em destaque).

Como pode ser visto nas Figuras 5.4 e 5.5, os elementos da malha na região da interseção entre o bocal e o vaso não ultrapassaram o valor de razão de aspecto igual a 6. Assim, o modelo apresenta um comportamento adequado para este parâmetro.

2) Razão do Jacobiano

A razão do Jacobiano de um elemento é computada a partir do conjunto de nós desse elemento. Para cada nó dos vértices e para o centróide do elemento, o determinante da matriz Jacobiana é computado e denominado RJ (ANSYS, 2006). Para um dado ponto, RJ representa a magnitude da função de mapeamento entre as coordenadas naturais do elemento e o espaço real. Em um elemento com forma ideal, RJ é relativamente constante ao longo do elemento e não muda de sinal. A razão do Jacobiano do elemento é então a razão entre o máximo e o mínimo RJ computados. Para que não haja distorção, o valor da razão do Jacobiano deve ser próximo à unidade.

As Figuras 5.6 e 5.7 mostram a distribuição percentual dos valores da razão do Jacobiano para os elementos na região da interseção entre o bocal e o vaso. Pode-se observar que a razão do Jacobiano dos elementos dessa região está concentrada próximo

à unidade, demonstrando assim a regularidade da malha e ausência de distorções nos elementos.

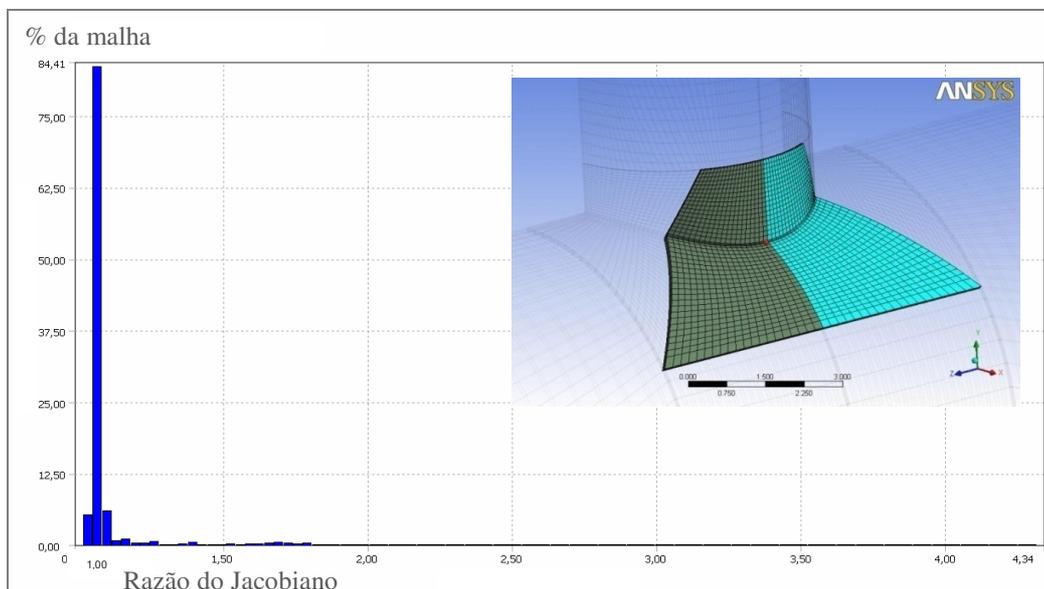


Figura 5.6 – Distribuição da razão do Jacobiano dos elementos na região da interseção entre o bocal e o vaso (parte central selecionada em destaque).

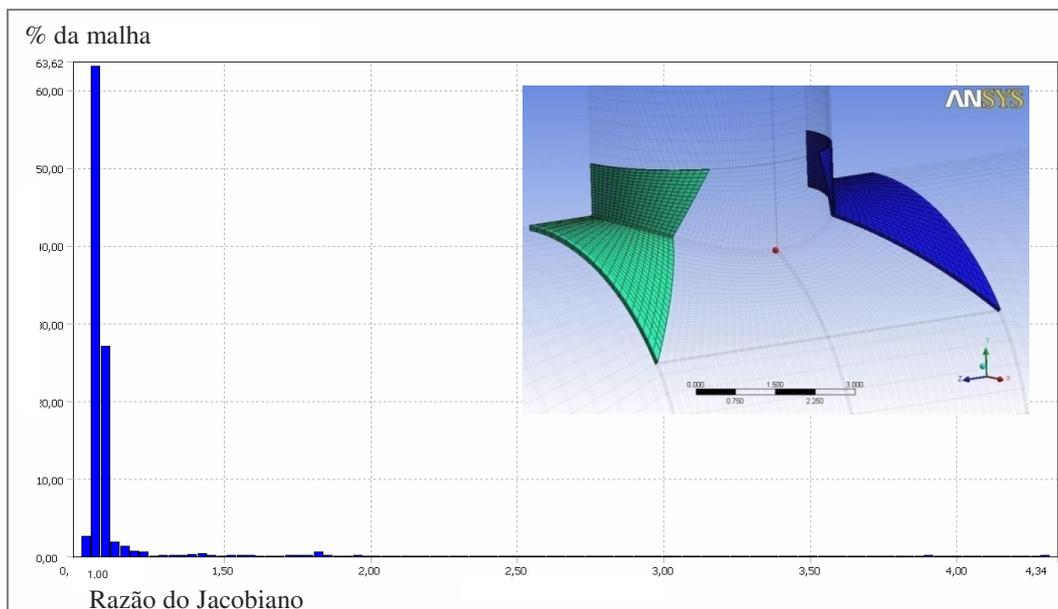


Figura 5.7 – Distribuição da razão do Jacobiano dos elementos na região da interseção entre o bocal e o vaso (partes laterais selecionadas em destaque).

3) Fator de distorção de face (Warping factor)

O fator de distorção de uma das faces de um elemento sólido prismático é definido pela raiz quadrada da área projetada dessa face em um plano de referência perpendicular a uma das arestas dessa face. O valor do fator de distorção de faces do elemento é definido pelo maior valor entre os fatores de distorção de cada uma das faces de um elemento. Quando o elemento possui as seis faces planas é dito que o seu fator de distorção de face é igual a zero (ANSYS, 2006).

As Figuras 5.8 e 5.9 mostram a distribuição percentual dos valores do fator de distorção de face para os elementos na região da interseção entre o bocal e o vaso. Conforme pode ser observado nessas figuras, os valores dos fatores de distorção de face apresentados foram muito baixos, não ultrapassando o valor 0,03. Isso significa que a malha apresenta baixo nível de distorção na região analisada.

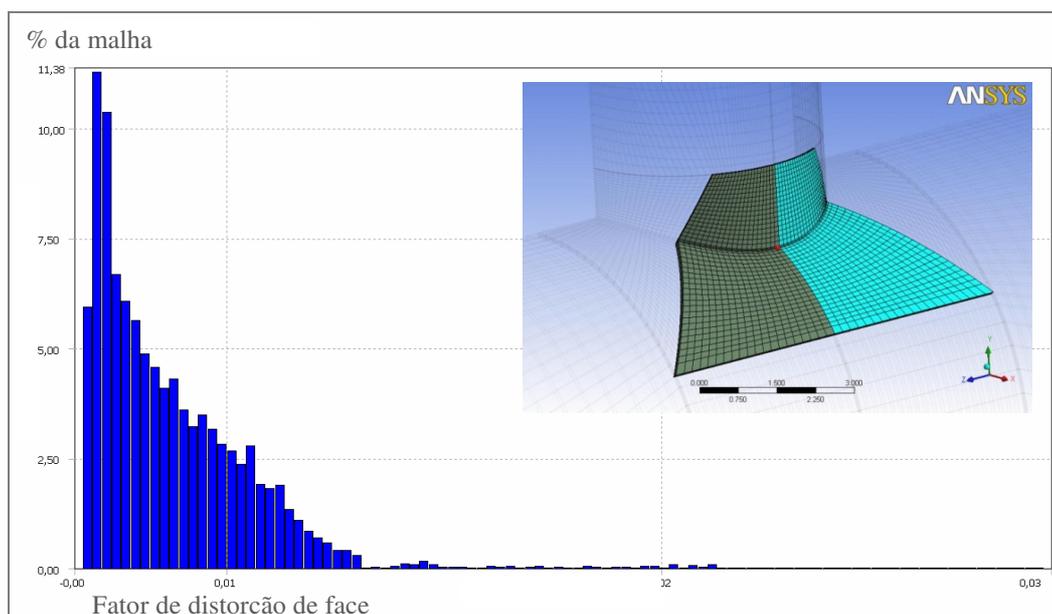


Figura 5.8 – Distribuição do fator de distorção de face dos elementos na região da interseção entre o bocal e o vaso (parte central selecionada em destaque).

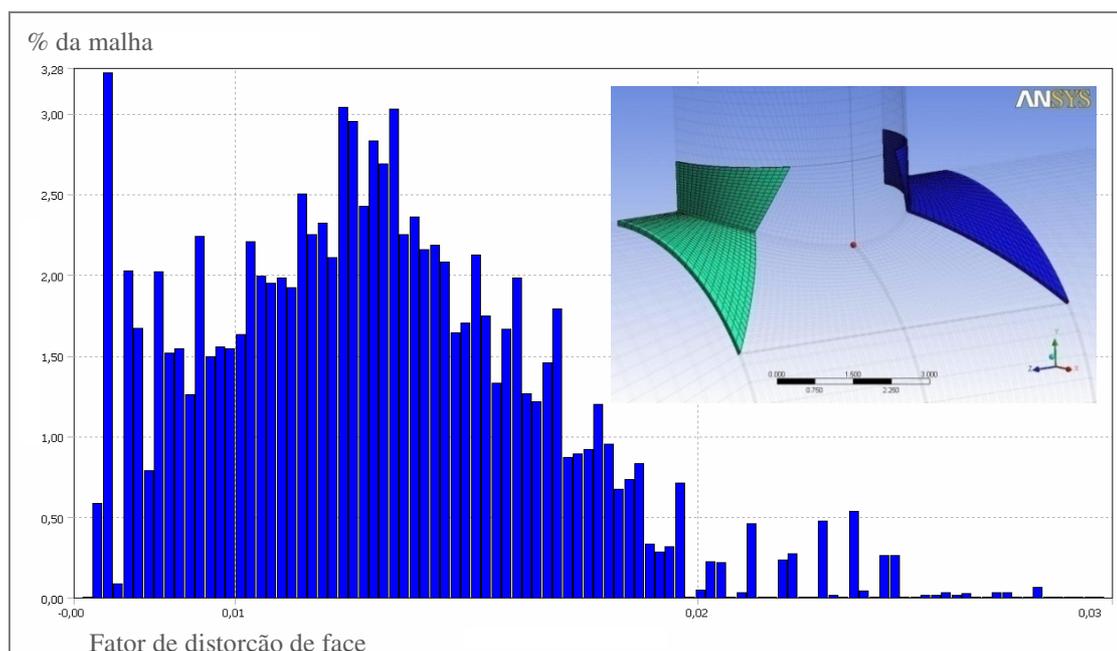
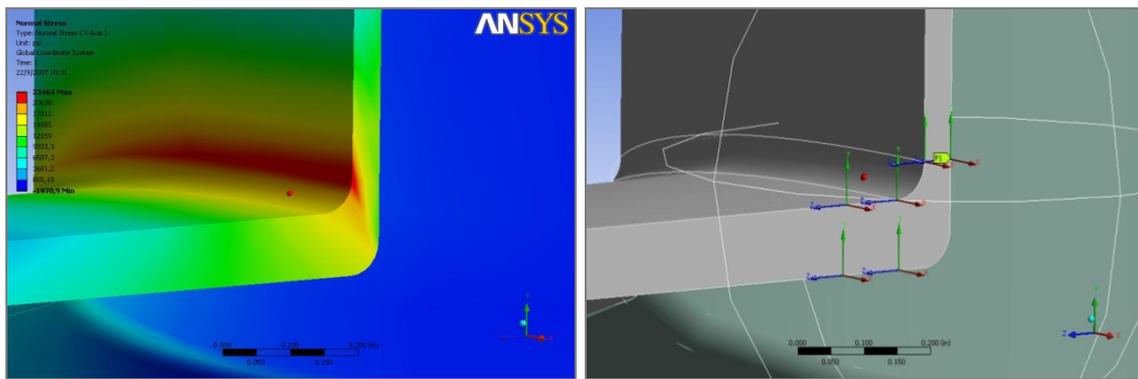


Figura 5.9 – Distribuição fator de distorção de face dos elementos na região da interseção entre o bocal e o vaso (partes laterais selecionadas em destaque).

5.4. Obtenção dos Resultados: Linearização de Tensões

Para efeitos de conhecimento e separação das tensões atuantes na interseção e obtenção somente das de interesse primário, membrana e flexão, foi utilizada a técnica de linearização de tensões.

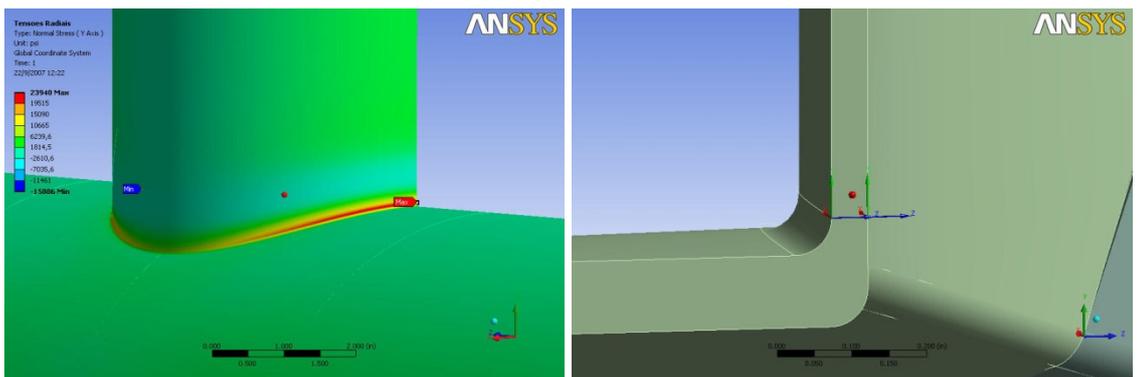
Foram escolhidas, no modelo, duas regiões de interesse, onde havia a ocorrência de maiores níveis de tensões e a probabilidade de maiores tensões de pico, para as direções tangenciais e radiais no plano longitudinal do modelo, conforme apresentado nas Figuras 5.10 e 5.11



(a)

(b)

Figura 5.10 – Região de interesse: (a) tensões máximas tangenciais (b) pontos de linearização de tensões



(a)

(b)

Figura 5.11 – Região de interesse: (a) tensões máximas radiais, (b) ponto de linearização de tensões

As Figuras 5.12 e 5.13 mostram a distribuição das tensões linearizadas de membrana, de membrana mais de flexão e de membrana mais de flexão mais de pico ao longo da espessura, respectivamente para tensões tangenciais no vaso e para tensões radiais no bocal.

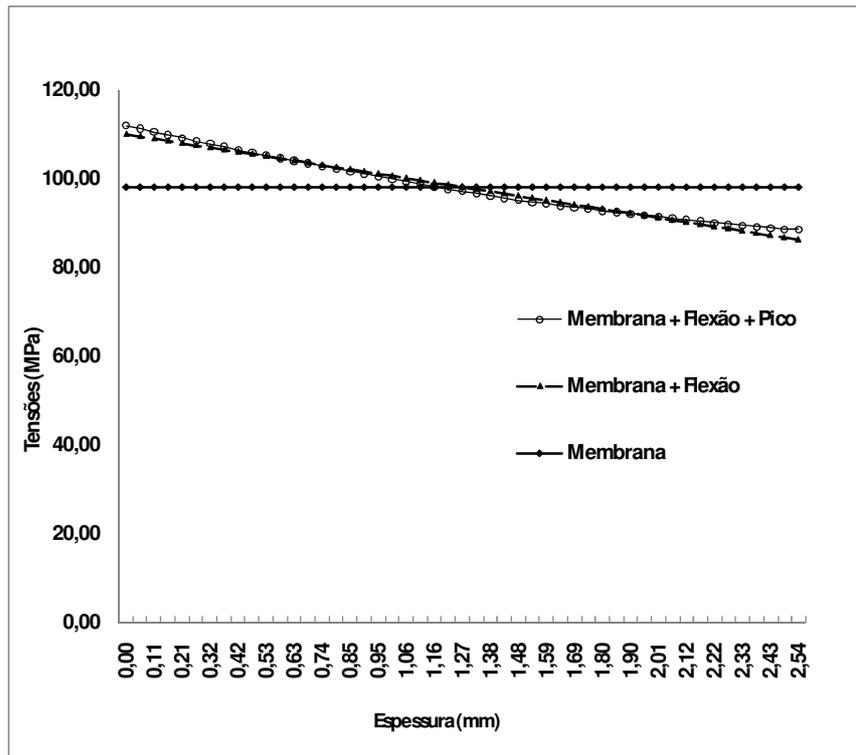


Figura 5.12 – Tensões linearizadas tangenciais ao longo da espessura no vaso

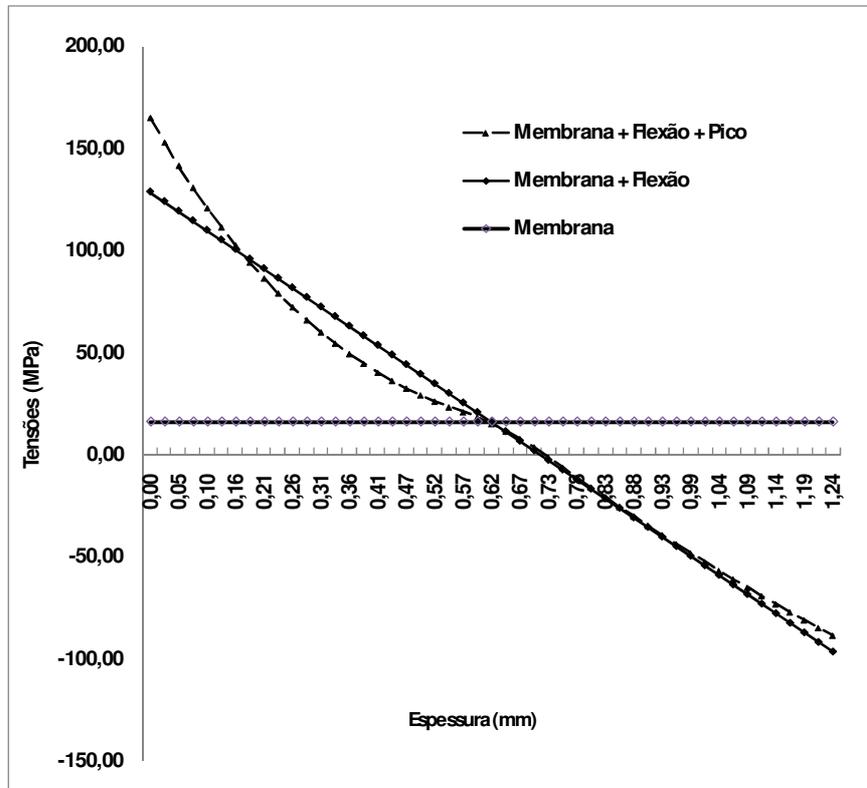


Figura 5.13 – Tensões linearizadas radiais ao longo da espessura no bocal

Como pode ser visto na Figura 5.12, o valor máximo das tensões de pico atingiu aproximadamente 2,6% do valor das tensões primárias de interesse (membrana + flexão) na face externa do vaso, ponto de tensão máxima onde a espessura foi definida como zero.

Já na Figura 5.13, os valores das tensões de pico alcançaram valores bem maiores, de aproximadamente 28% do valor das tensões primárias (membrana + flexão) de interesse na face externa do bocal, ponto de tensão máxima da interseção. Isso mostra que, nesta região, as tensões de pico possuem valores expressivos que devem ser levados em conta quando comparados aos valores das tensões de flexão e membrana.

Portanto, na simulação de intersecções entre bocal e vaso, as tensões de pico são relevantes e devem ser avaliadas através da linearização de tensões.

5.5. Modelo 1

A Figura 5.14 apresenta os cortes nos planos longitudinal e transversal na região de interseção entre o bocal e o vaso. As tensões mais importantes e representativas da integridade estrutural nesse tipo de problema são as tensões tangenciais e radiais, apresentadas na Figura 5.14. Na Figura 5.14(b) o eixo de coordenadas locais mostra que as tensões na direção de X são chamadas de tangenciais, enquanto nas direções de Y e Z são radiais no vaso e bocal, respectivamente. Na Figura 5.14(c) o eixo de coordenadas locais cilíndricas mostra que as tensões nas direções de X e Y são chamadas de radiais no vaso e bocal, respectivamente, enquanto na direção de Z, as tensões serão tangenciais.

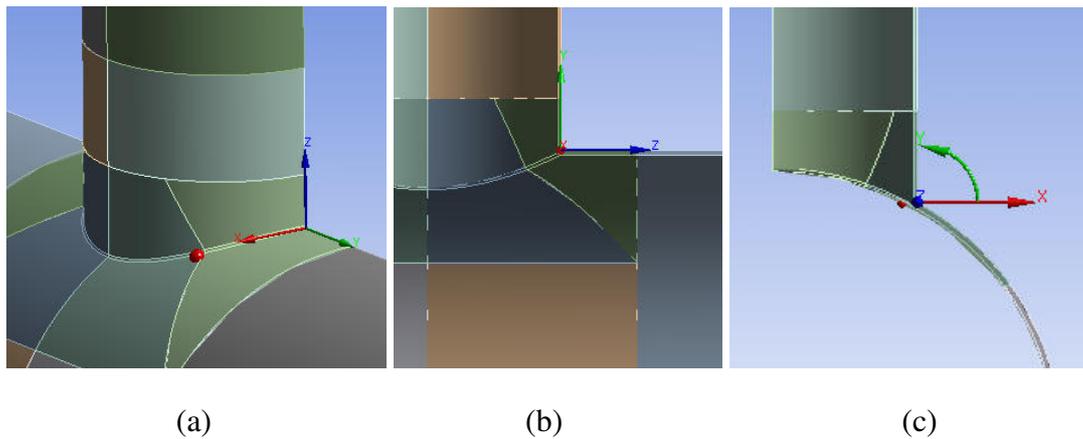


Figura 5.14 – Região de interseção no Modelo 1: (a) vista em perspectiva, (b) corte longitudinal, (c) corte transversal.

As tensões resultantes das análises são mostradas para o plano longitudinal (Figuras 5.15 a 5.18) e transversal (Figuras 5.19 a 5.22) na região da interseção entre o bocal e o vaso. Os resultados de simulação do Modelo 1 são comparados nas Figuras 5.15 a 5.22 com resultados retirados de WIDERA & XUE (2004), tanto para os testes conduzidos quanto para os modelos de elementos sólidos de 08 nós e 20 nós desenvolvidos por eles. As Figuras 5.15 e 5.16 mostram respectivamente a distribuição de tensões tangenciais e radiais no plano longitudinal ao longo da coordenada “S” do vaso. As Figuras 5.17 e 5.18 mostram as mesmas tensões ao longo da coordenada “S” do bocal.

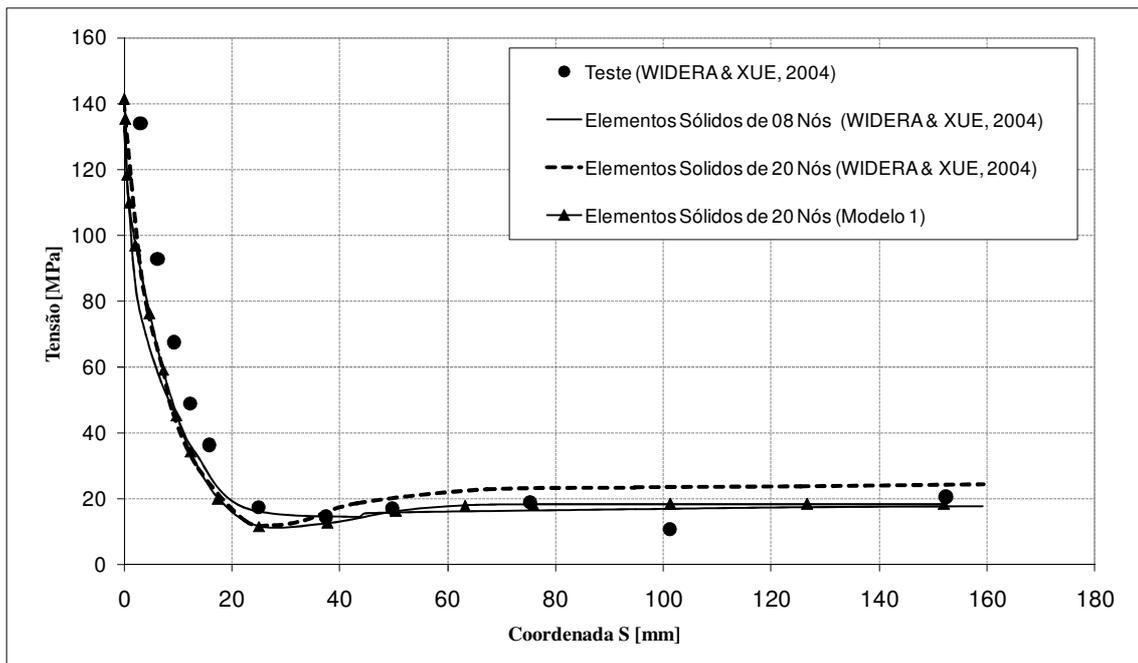


Figura 5.15 – Distribuição de tensões tangenciais no plano longitudinal do vaso.

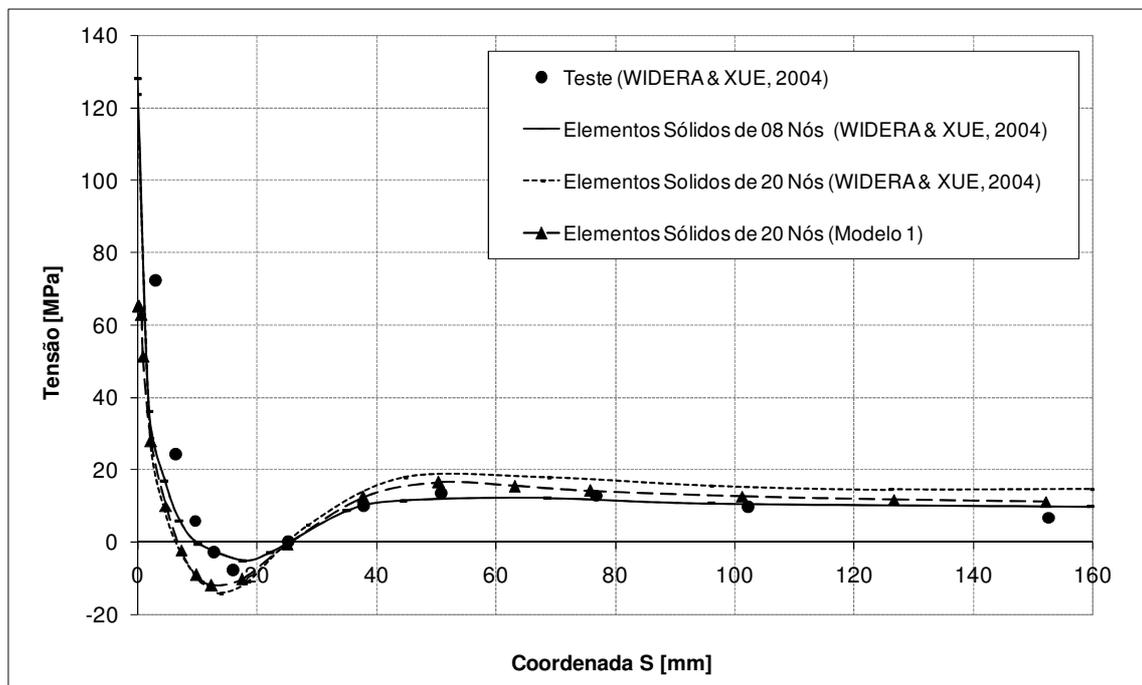


Figura 5.16 – Distribuição de tensões radiais no plano longitudinal do vaso.

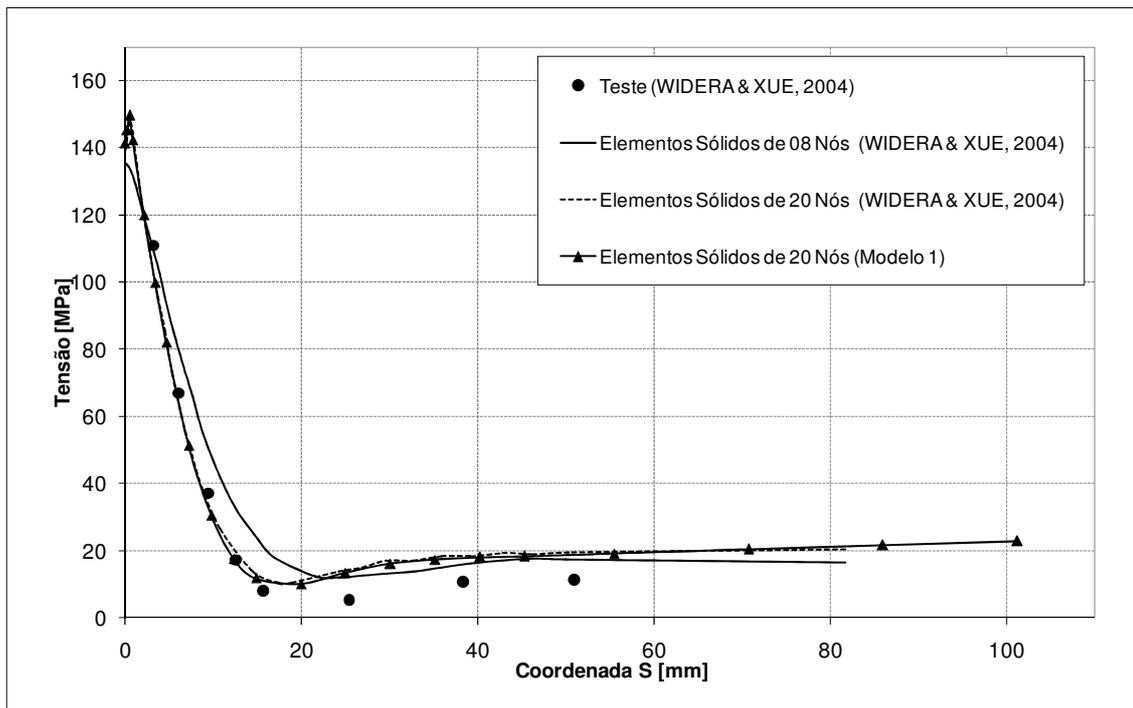


Figura 5.17 – Distribuição de tensões tangenciais no plano longitudinal do bocal.

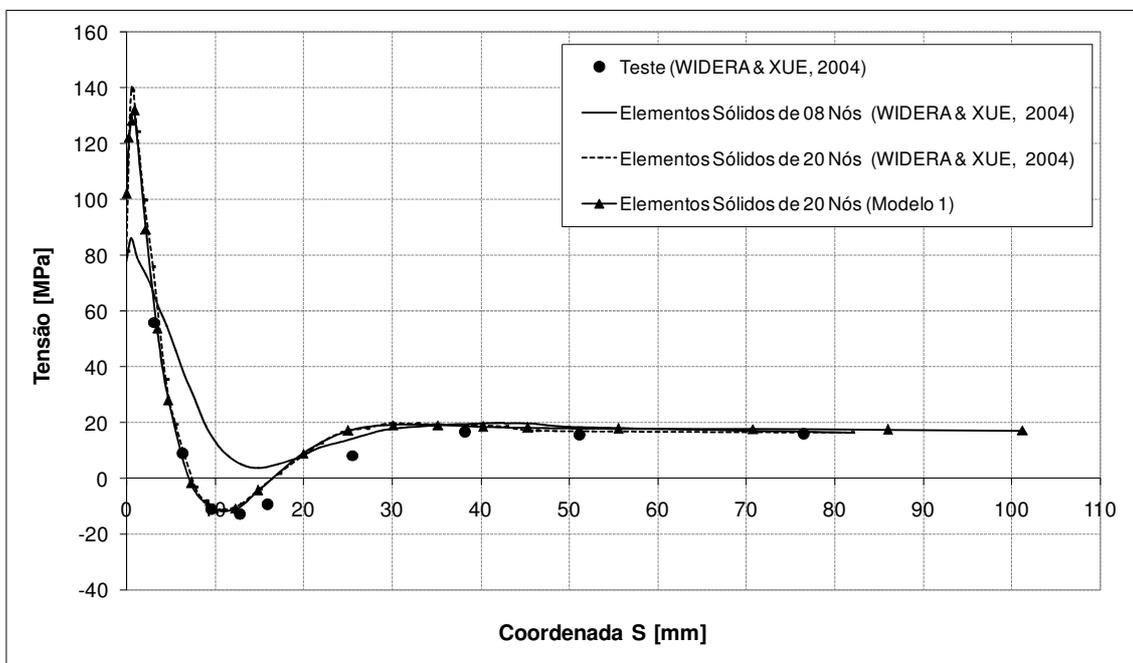


Figura 5.18 – Distribuição de tensões radiais no plano longitudinal do bocal.

As Figuras 5.19 e 5.20 mostram respectivamente a distribuição de tensões tangenciais e radiais no plano transversal ao longo da coordenada “S” do vaso. As Figuras 5.21 e 5.22 mostram as mesmas tensões ao longo da coordenada “S” do bocal.

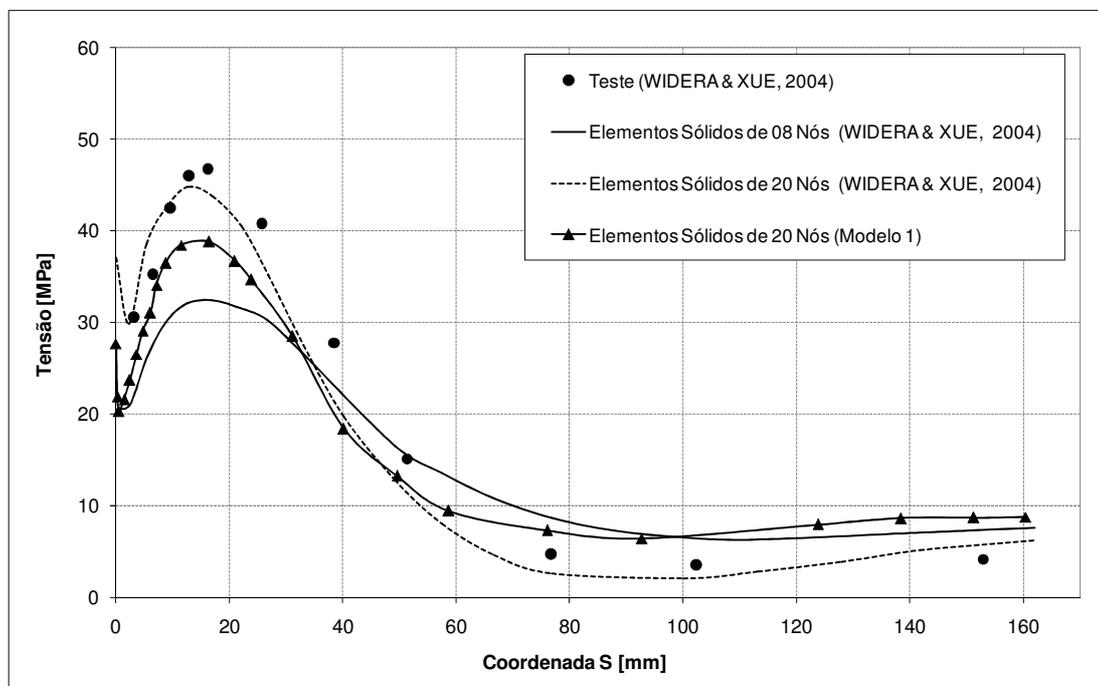


Figura 5.19 – Distribuição de tensões tangenciais no plano transversal do vaso.

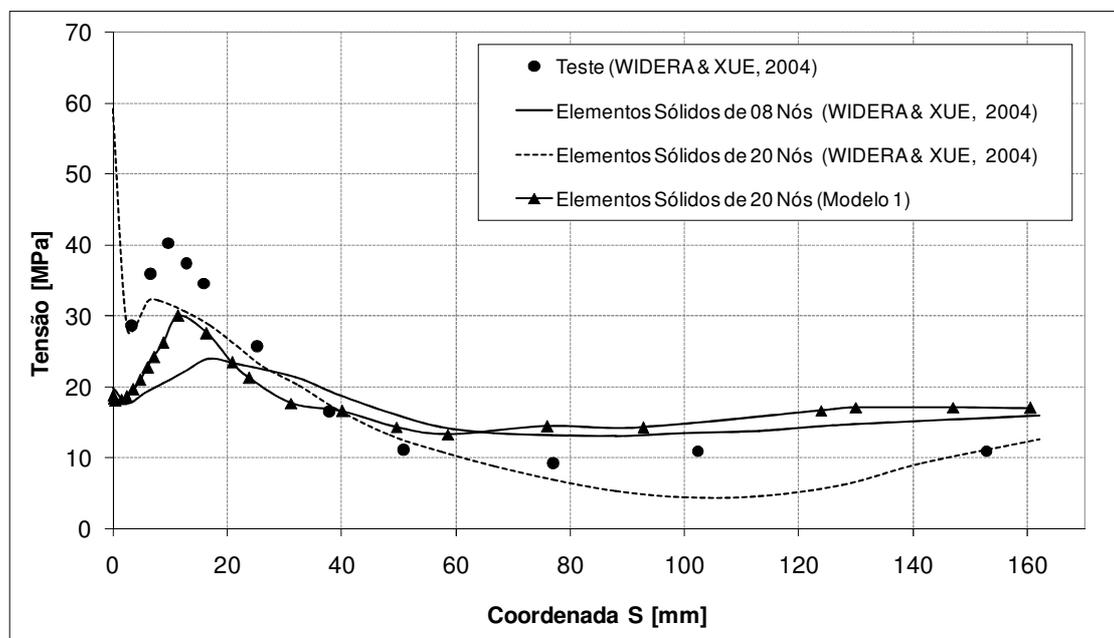


Figura 5.20 – Distribuição de tensões radiais no plano transversal do vaso.

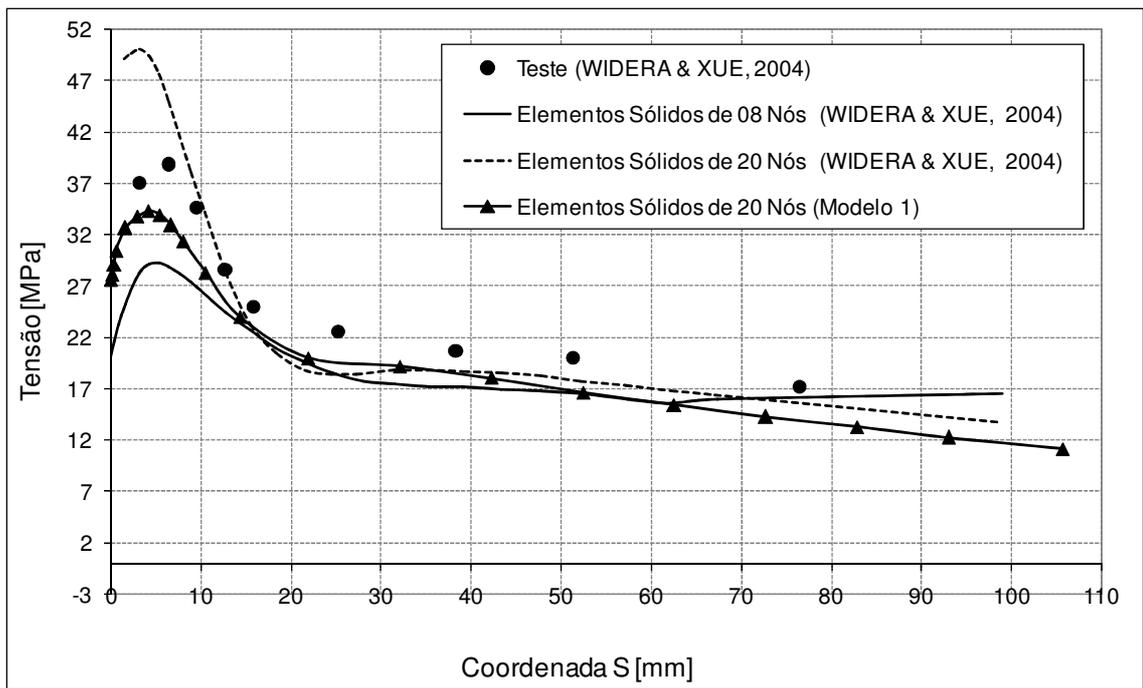


Figura 5.21 – Distribuição de tensões tangenciais no plano transversal do bocal.

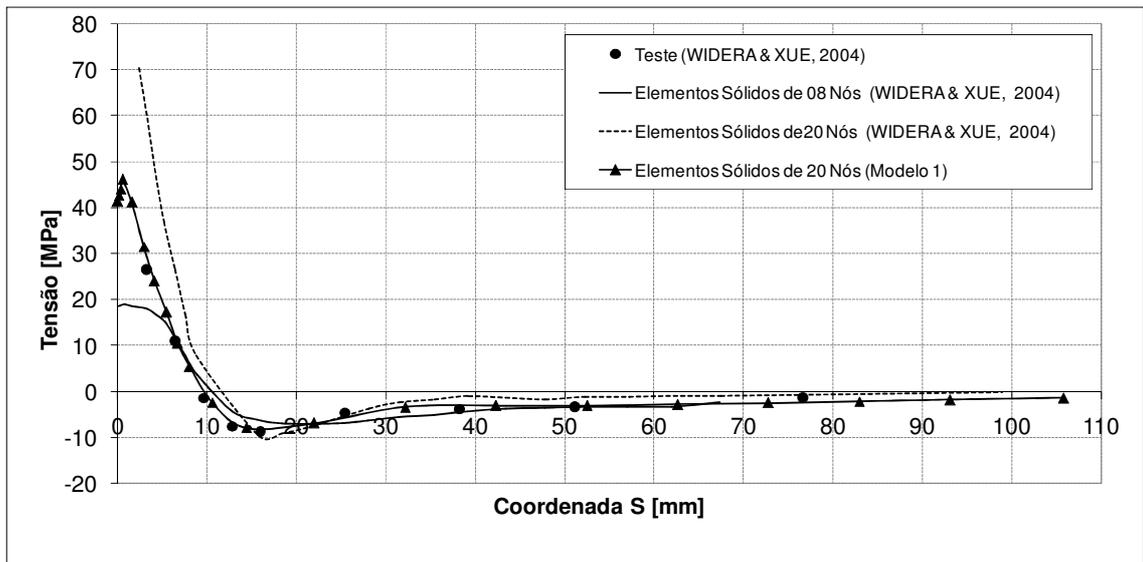


Figura 5.22 – Distribuição de tensões radiais no plano transversal do bocal.

Pode-se observar nas Figuras 5.15 a 5.22 um elevado gradiente de tensões próximo ao ponto de interseção entre o bocal e o vaso. Essas tensões eventualmente decrescem assintoticamente para um valor constante na medida em que se afasta desse ponto.

Pode-se ainda observar que os resultados do modelo com elementos sólidos de 20 nós (Modelo 1) apresentaram um comportamento muito próximo dos resultados experimentais de WIDERA & XUE (2004), levando-se em conta que nos valores experimentais as tensões de pico não foram desconsideradas. É importante então salientar que, conforme o objetivo deste projeto, somente as tensões de membrana e flexão foram representadas nos resultados e assim, diferenças entre os valores do Modelo 1 com os experimentais poderão ocorrer nas regiões de ocorrência de tensões de pico.

Vale lembrar que os valores experimentais foram medidos utilizando-se extensômetros posicionados em diversos pontos próximos à interseção entre o bocal e o vaso. Dessa forma, a medida próxima ao ponto da interseção foi limitada pela impossibilidade física de acesso a esse local, sendo o primeiro ponto de monitoramento localizado a alguns milímetros desse ponto.

Comparado ao modelo com elementos sólidos de 08 nós (WIDERA & XUE, 2004), o modelo de elementos sólidos de 20 nós (Modelo 1) apresentou melhor concordância com os resultados experimentais.

As Figuras 5.23 a 5.25 mostram as distribuições globais das tensões no modelo de intersecção não reforçado (Modelo 1). Como pode ser visto nas legendas de escala de cores, o acréscimo nas tensões ocorre de forma abrupta e bem concentrada na região de intersecção entre o vaso e o bocal.

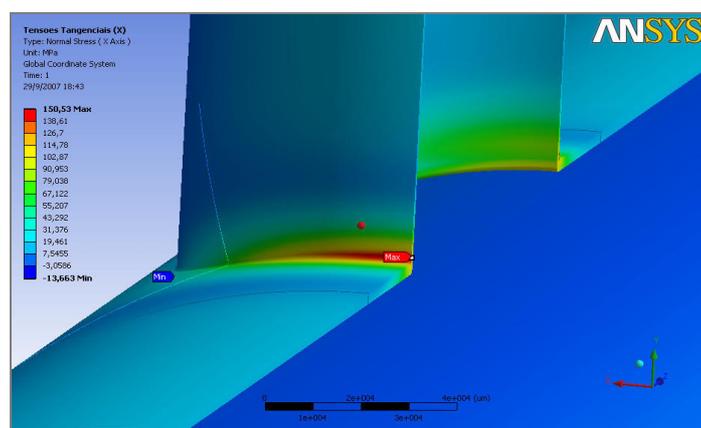


Figura 5.23 – Distribuição das tensões tangenciais no vaso e bocal no plano longitudinal da intersecção.

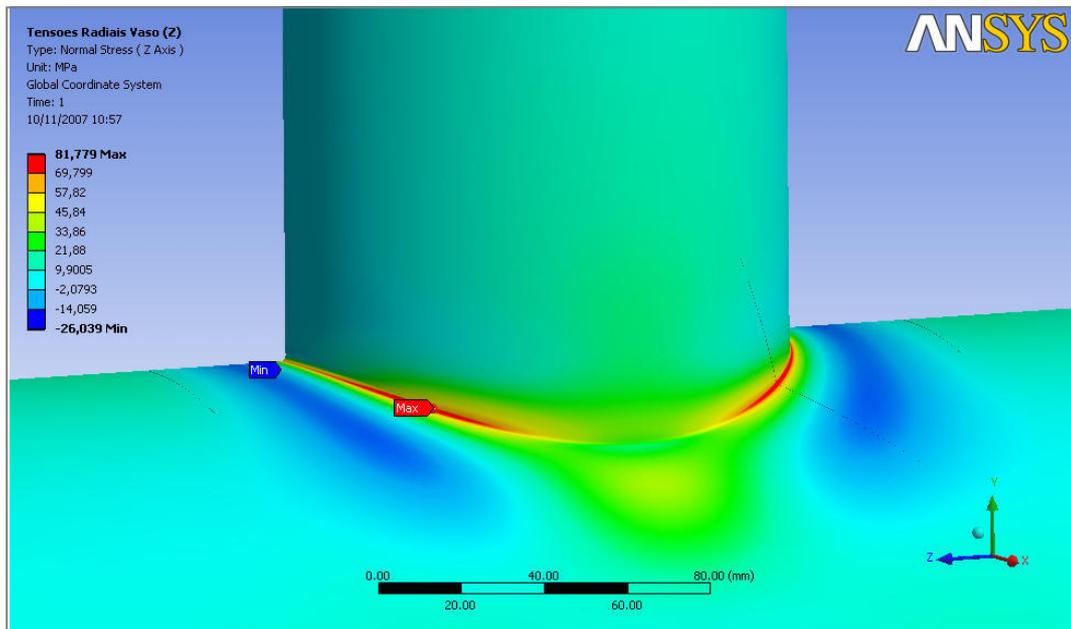


Figura 5.24 – Distribuição das tensões radiais no plano longitudinal do vaso.

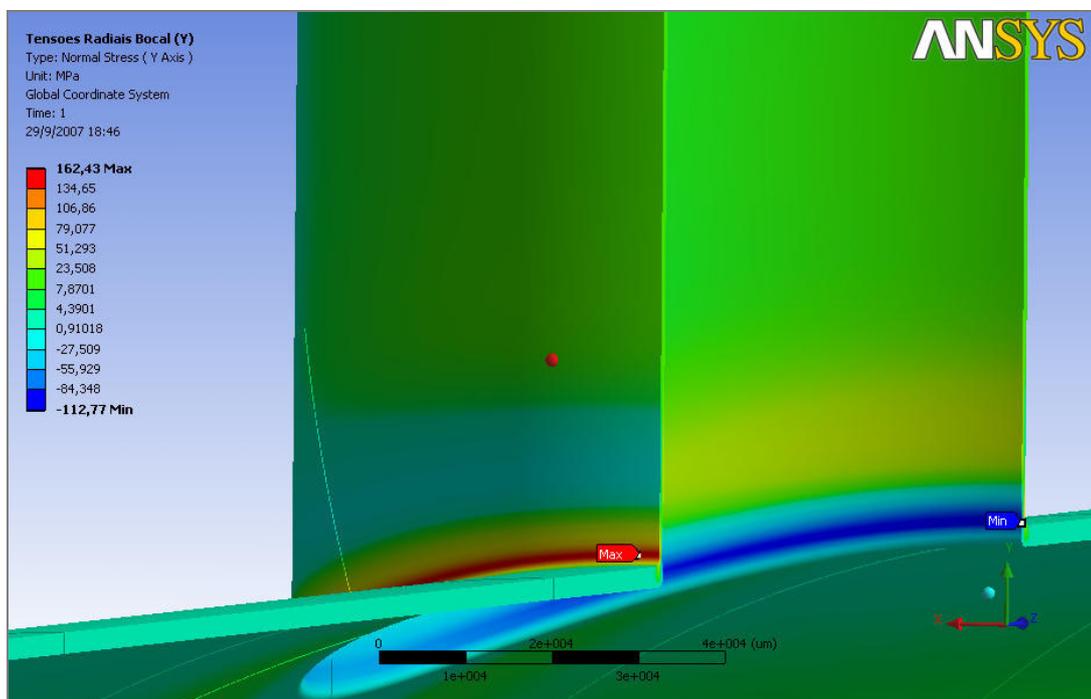


Figura 5.25 – Distribuição das tensões radiais no plano longitudinal do bocal.

5.6. Modelo 2

As Figuras 5.26 a 5.33 mostram os resultados da distribuição de tensões na intersecção cilíndrica entre o bocal e o vaso integralmente reforçada, correspondente ao Modelo 2.

As tensões resultantes das análises são mostradas para o plano longitudinal (Figuras 5.26 a 5.29) e transversal (Figuras 5.30 a 5.33) na região da intersecção entre o bocal e o vaso. Os resultados são apresentados nessas figuras simultaneamente para o Modelo 1 (sem reforço) e Modelo 2 (com reforço integral), numa tentativa de demonstrar como a inclusão de reforço integral afeta os resultados de modelo sem reforço. Os resultados experimentais dos testes conduzidos por WIDERA & XUE (2004) são também mostrados para comparação.

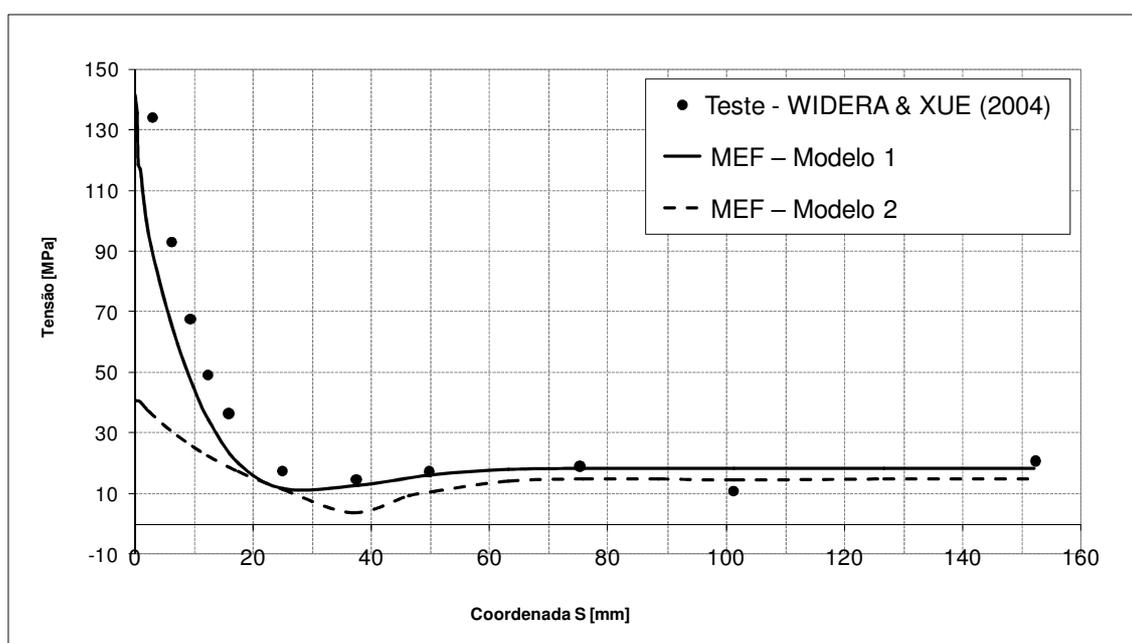


Figura 5.26 – Distribuição de tensões tangenciais no plano longitudinal do vaso sem (Modelo 1) e com (Modelo 2) reforço.

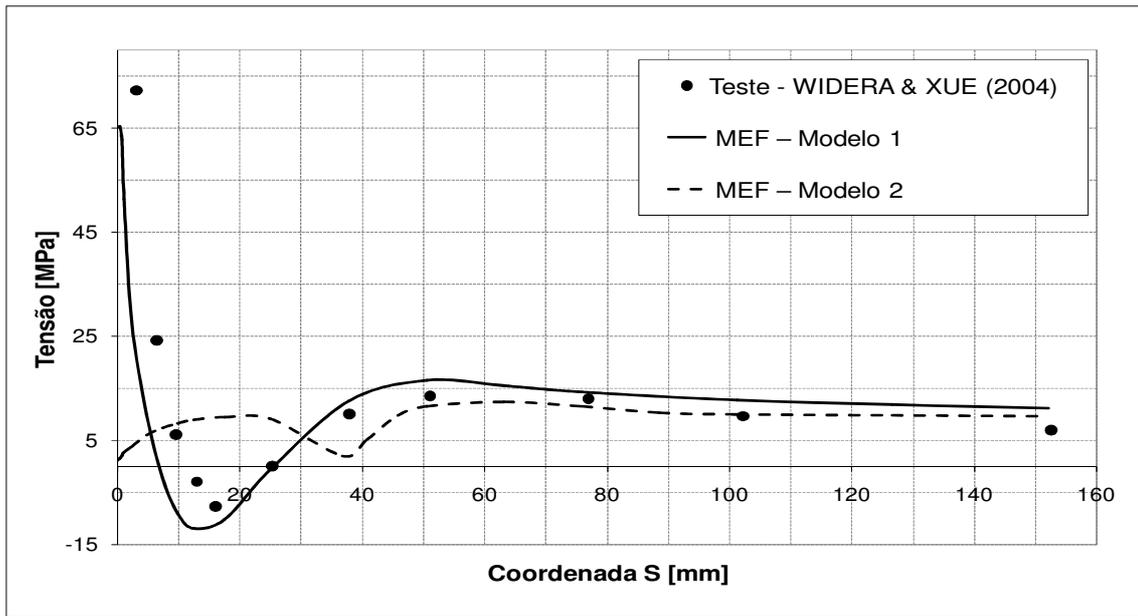


Figura 5.27 – Distribuição de tensões radiais no plano longitudinal do vaso sem (Modelo 1) e com (Modelo 2) reforço.

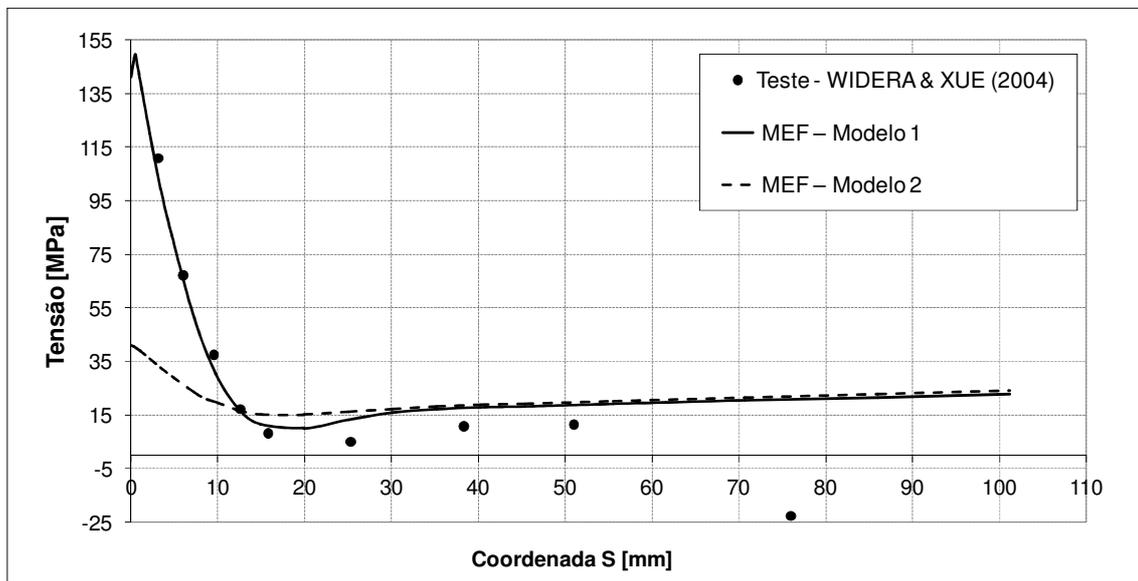


Figura 5.28 – Distribuição de tensões tangenciais no plano longitudinal do bocal sem (Modelo 1) e com (Modelo 2) reforço.

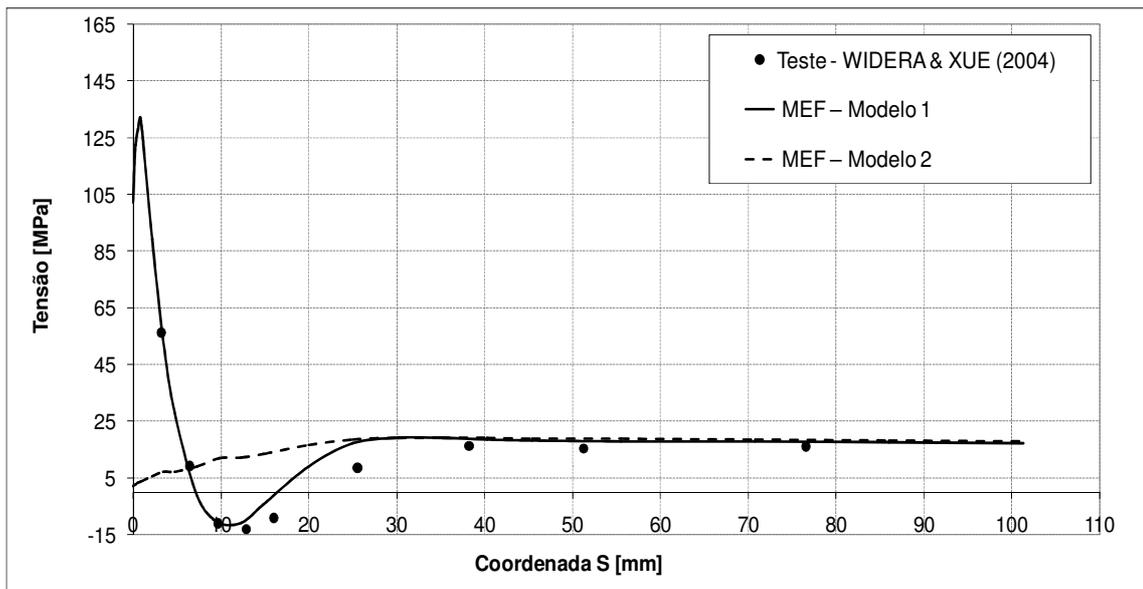


Figura 5.29 – Distribuição de tensões radiais no plano longitudinal do bocal sem (Modelo 1) e com (Modelo 2) reforço.

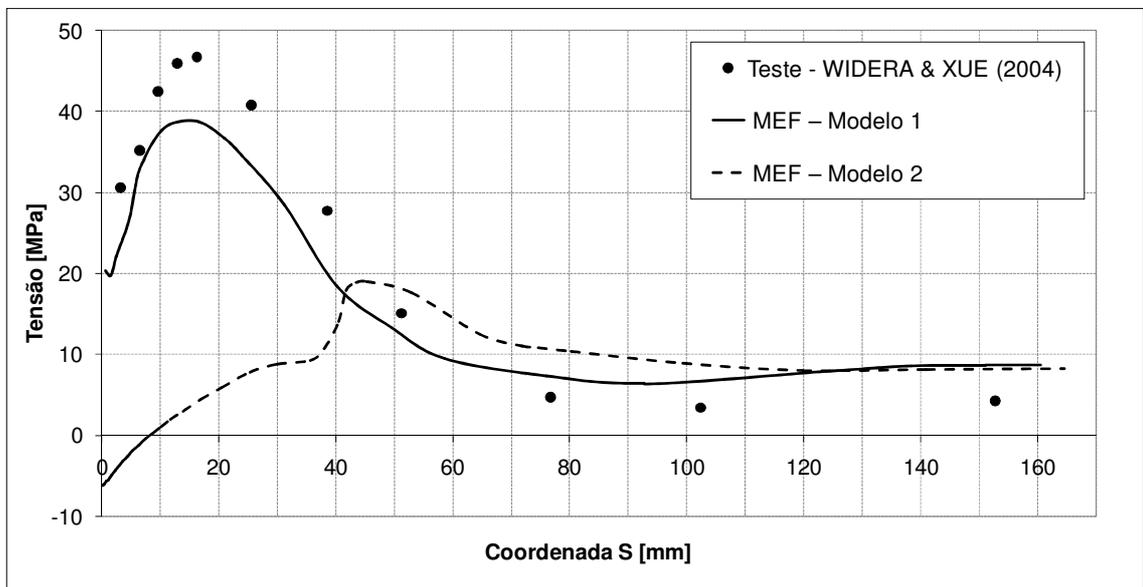


Figura 5.30 – Distribuição de tensões tangenciais no plano transversal do vaso sem (Modelo 1) e com (Modelo 2) reforço.

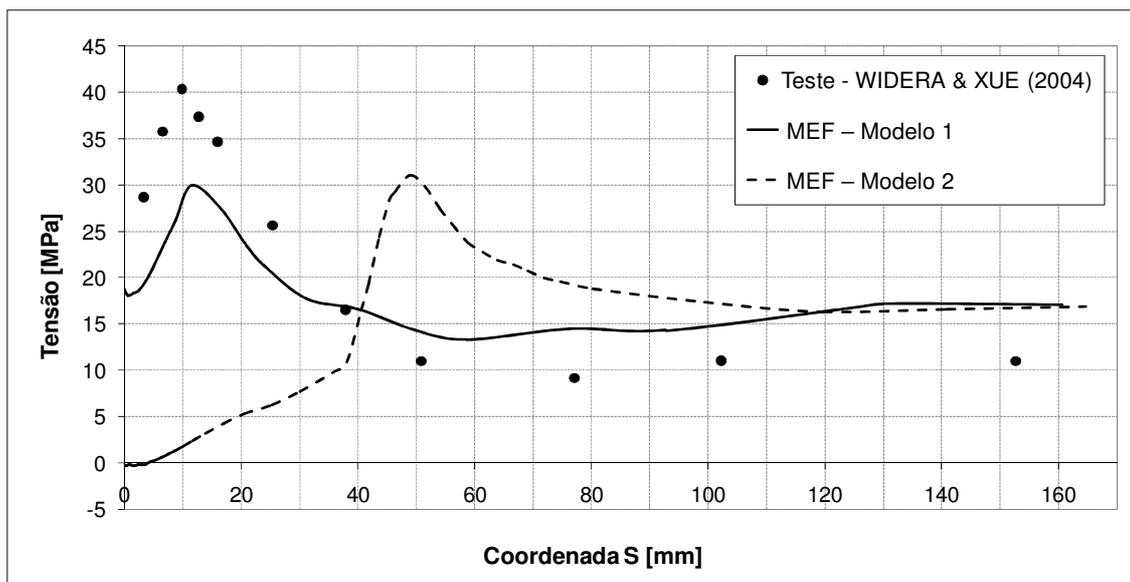


Figura 5.31 – Distribuição de tensões radiais no plano transversal do vaso sem (Modelo 1) e com (Modelo 2) reforço.

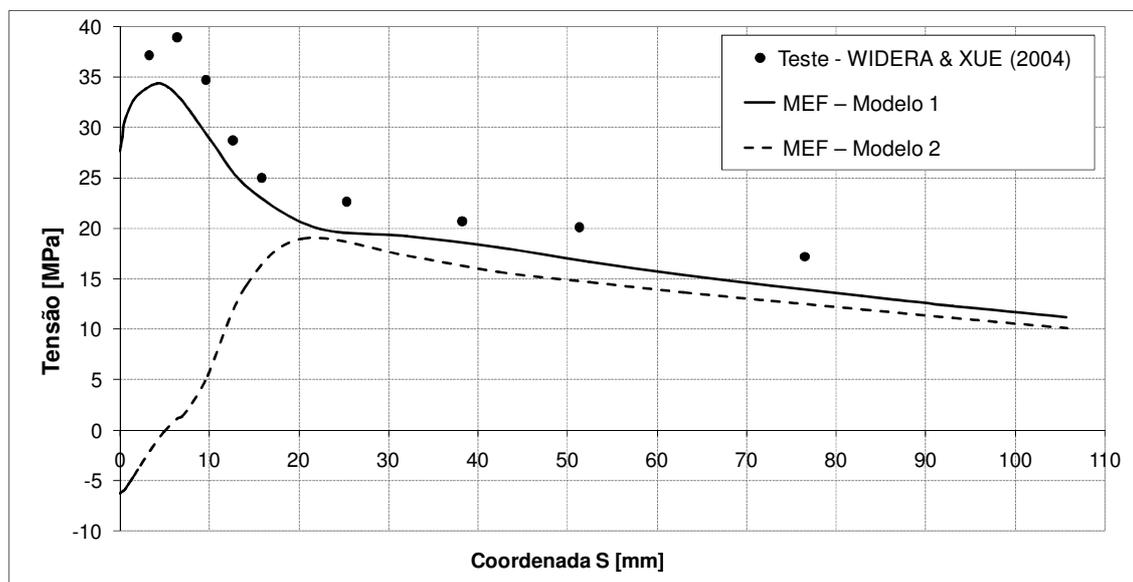


Figura 5.32 – Distribuição de tensões tangenciais no plano transversal do bocal sem (Modelo 1) e com (Modelo 2) reforço.

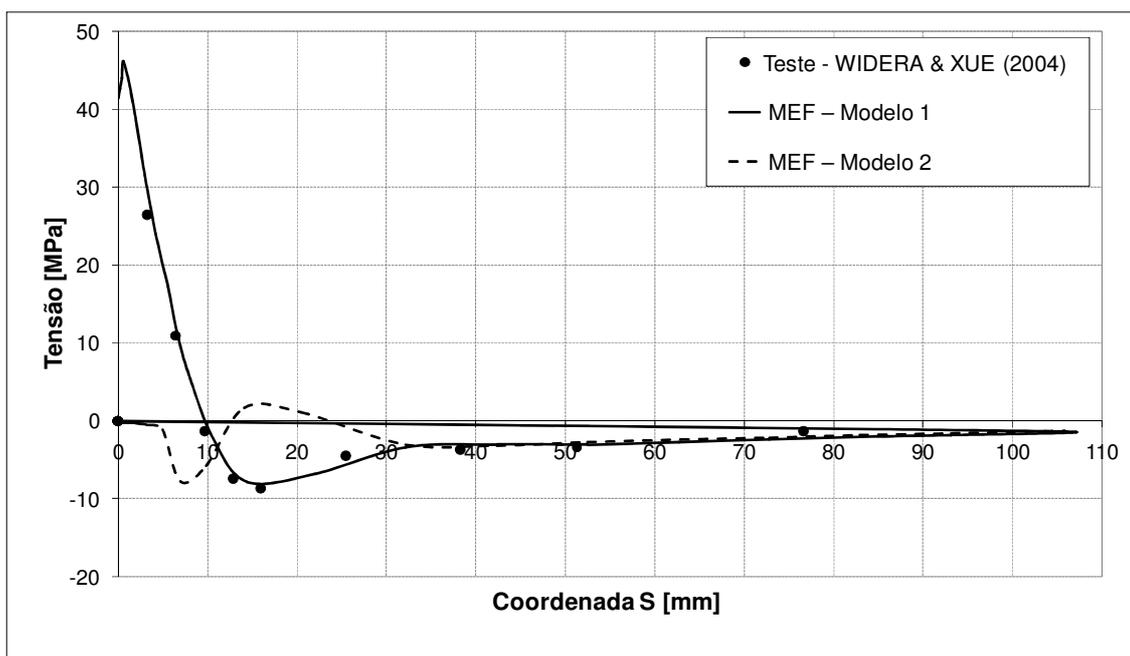


Figura 5.33 – Distribuição de tensões radiais no plano transversal do bocal sem (Modelo 1) e com (Modelo 2) reforço.

Conforme pode ser notado nas Figuras 5.26 e 5.28, os valores máximos de tensão tangencial no plano longitudinal do vaso e do bocal atingem no modelo não reforçado (Modelo 1), respectivamente, os valores de 142,4 MPa e 149,5 MPa na região de intersecção do bocal com o vaso ($S=0$). Nessas mesmas figuras, pode-se extrair os valores das tensões de membrana e flexão atuantes nos pontos do vaso e bocal distantes da intersecção cujos valores são 18,5 MPa e 19,1 MPa respectivamente.

A Equação 5.1 foi reproduzida da Tabela 3.1. A partir dela, pode-se calcular os valores de SCF's atuantes na intersecção entre o bocal e o vaso.

$$SCF = \frac{\sigma_s}{\sigma_m} \quad (5.1)$$

onde:

σ_s é a tensão máxima na intersecção;

σ_m é a tensão máxima fora da intersecção.

Assim, para o Modelo 1 (sem reforço), o SCF pode ser calculado segundo Eqs. 5.2.

$$SCF_{Modelo1}^{Vaso} = \frac{\sigma_s}{\sigma_m} = \frac{141,4}{18,5} = 7,6 \quad (5.2)$$

$$SCF_{Modelo1}^{Bocal} = \frac{\sigma_s}{\sigma_m} = \frac{149,5}{19,1} = 7,8 \quad (5.3)$$

Analisando mais uma vez as Figuras 5.26 e 5.28, agora para o modelo com reforço integral (Modelo 2), os níveis máximos de tensão tangencial no plano longitudinal do vaso e do bocal são, respectivamente, 40,8 MPa e 40,9 MPa. Considerando que as tensões atuantes fora da intersecção cilíndrica são de 18,5 MPa e 19,1 MPa, respectivamente, tem-se, a partir da Eq. 5.1, que o fator de concentração de tensões (SCF) pode ser calculado através das Eqs. 5.3.

$$SCF_{Modelo2}^{Vaso} = \frac{\sigma_s}{\sigma_m} = \frac{40,8}{18,5} = 2,2 \quad (5.4)$$

$$SSCF_{Modelo2}^{Bocal} = \frac{\sigma_s}{\sigma_m} = \frac{40,9}{19,1} = 2,1 \quad (5.5)$$

Como pode ser observado nas Eqs. 5.2 a 5.5, considerando as tensões tangenciais no plano longitudinal, o SCF para o vaso reduz de 7,6 para 2,2 no Modelo 1 (sem reforço) e, para o bocal, de 7,8 para 2,1 no Modelo 2 (com reforço integral). A presença do reforço, dessa forma, reduziu o nível de concentração de tensões por um fator de quase 4, conforme esperado.

Outro ponto importante que deve ser destacado é a concordância dos valores obtidos para os SCF's no Modelo 2 (com reforço) para o vaso e bocal (2,2 e 2,1, respectivamente) com o valor previsto nos códigos de projeto BS 5500 (2004) e ASME (2006), que prevêem valores de SCF inferiores a 2,25 para projetos de bocais e derivações em vasos de pressão. Dessa forma, conforme esperado, o reforço calculado no item 4.4.1 e introduzido no Modelo 2 atende ao ASME (2006).

Conforme mostrado na Figura 5.31, o pico das tensões radiais no plano transversal do vaso foi transladado em cerca de 40 mm (de 12 mm para 52 mm), ou seja, para a região onde termina a borda externa da chapa de reforço com o costado.

A redução na concentração de tensões e, conseqüentemente nos SCF's, pode ser verificada quando se faz a comparação do comportamento de deformação dos modelos sem (Modelo 1) e com (Modelo 2) chapa de reforço. Conforme pode se ver nos detalhes amplificados das Figuras 5.34 e 5.35, com a introdução da chapa de reforço na junção do bocal com o vaso ocorre um aumento da rigidez na região do entorno da intersecção. Isso provoca uma redução acentuada na concentração de tensões na região, transferindo os maiores gradientes para a região externa da chapa de reforço. Na Figura 5.34 pode-se verificar um abaulamento na seção transversal, que é eliminado com a introdução da chapa de reforço (Figura 5.35).

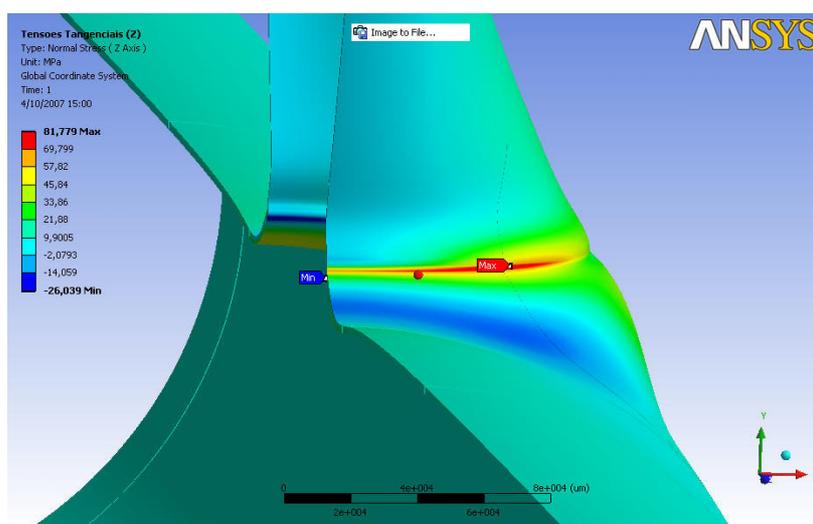


Figura 5.34 – Detalhe do modo de deformação para o Modelo 1 – sem chapa de reforço (ampliação na deformação de 4000x).

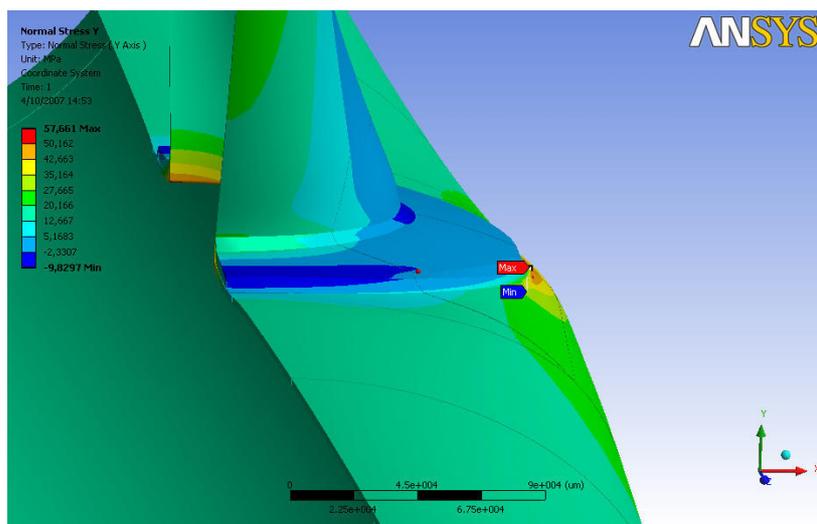


Figura 5.35 – Detalhe do modo de deformação para o Modelo 2 – com chapa de reforço (ampliação na deformação de 4000x).

5.7. Modelo 3

As Figuras 5.36 a 5.43 mostram os resultados da distribuição de tensões na intersecção cilíndrica entre o bocal e o vaso não reforçada correspondente ao Modelo 1, intersecção reforçada com chapa de reforço integral (Modelo 2) e com reforço apenas soldado nas bordas (Modelo 3), incluindo atrito entre a chapa de reforço e o costado do vaso.

As tensões resultantes das análises são mostradas para o plano longitudinal (Figuras 5.36 a 5.39) e transversal (Figuras 5.40 a 5.43) na região da intersecção entre o bocal e o vaso. Os resultados são apresentados nessas figuras simultaneamente para o Modelo 1 (sem reforço), Modelo 2 (com reforço integral) e Modelo 3 (com reforço soldado e incluindo atrito), numa tentativa de demonstrar as diferenças nos níveis de tensão entre os três modelos.

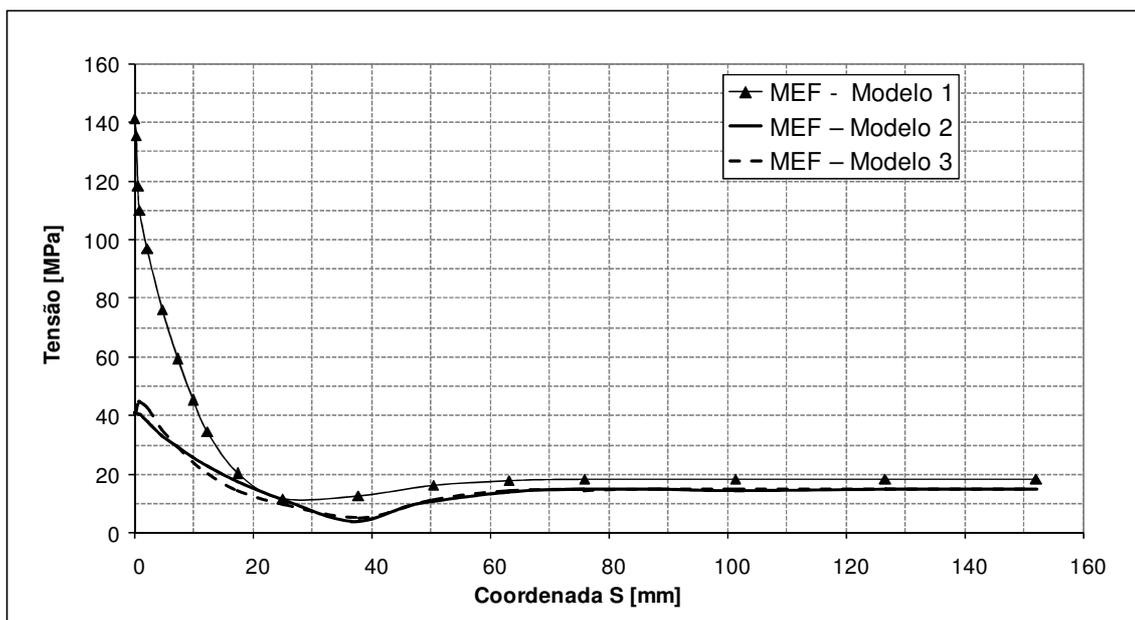


Figura 5.36 – Distribuição de tensões tangenciais no plano longitudinal do vaso sem reforço (Modelo1), com reforço integral (Modelo 2) e reforço soldado (Modelo 3).

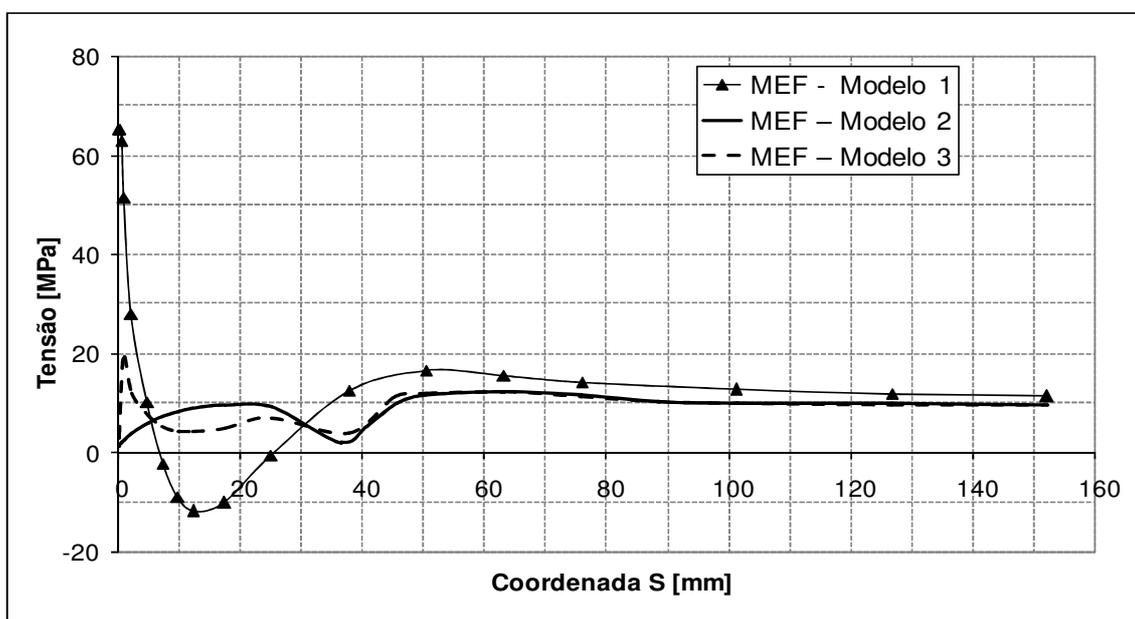


Figura 5.37 – Distribuição de tensões radiais no plano longitudinal do vaso sem reforço (Modelo1), com reforço integral (Modelo 2) e reforço soldado (Modelo 3).

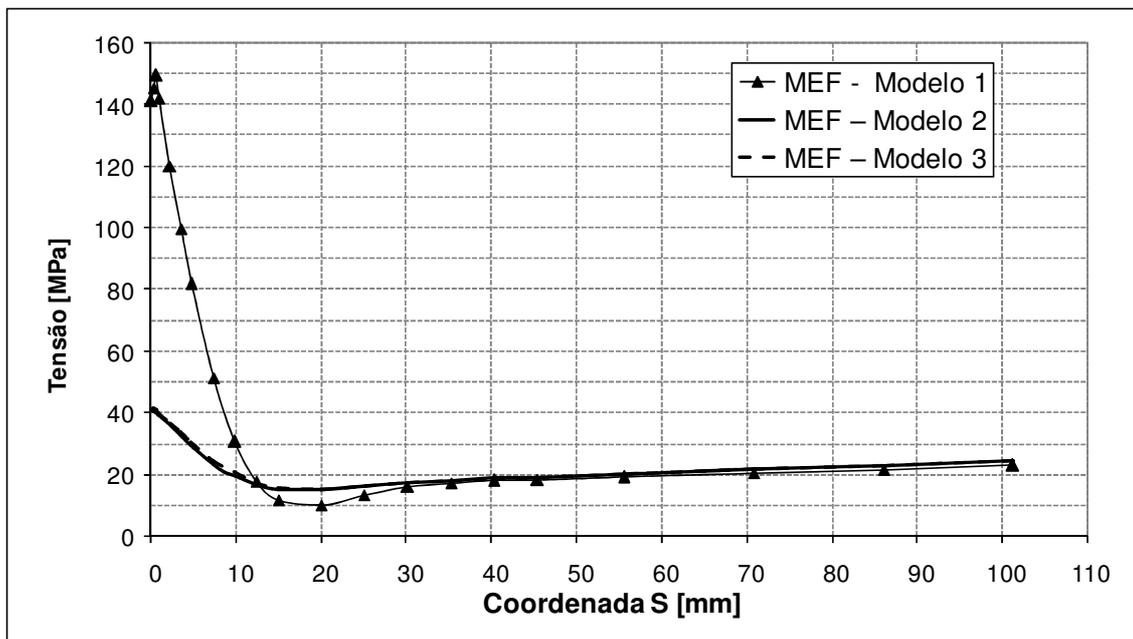


Figura 5.38 – Distribuição de tensões tangenciais no plano longitudinal do bocal sem reforço (Modelo1), com reforço integral (Modelo 2) e reforço soldado (Modelo 3).

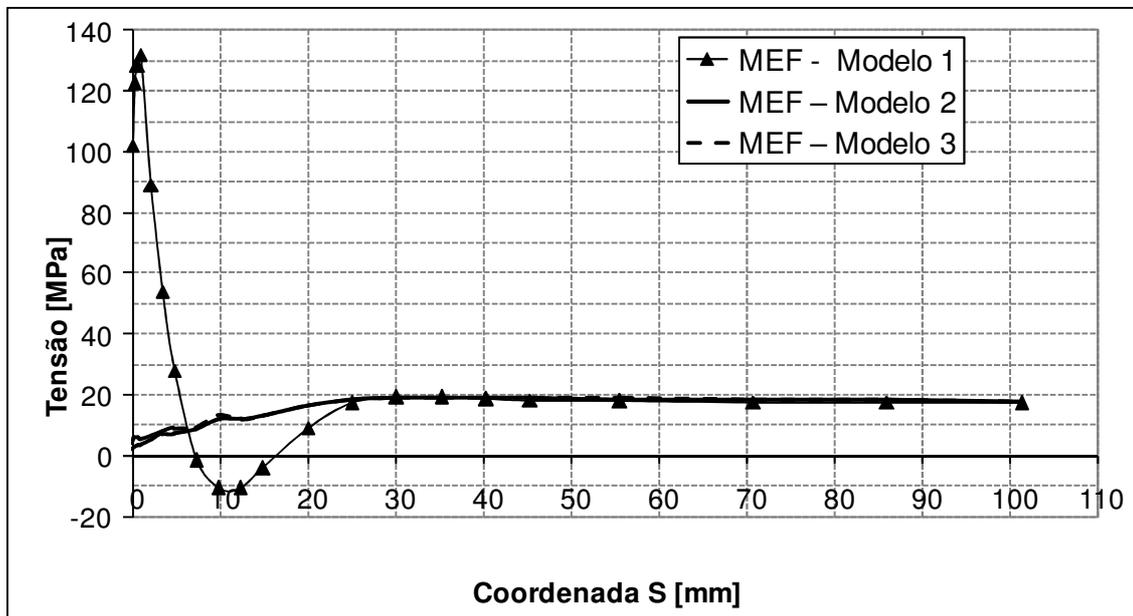


Figura 5.39 – Distribuição de tensões radiais no plano longitudinal do bocal sem reforço (Modelo1), com reforço integral (Modelo 2) e reforço soldado (Modelo 3).

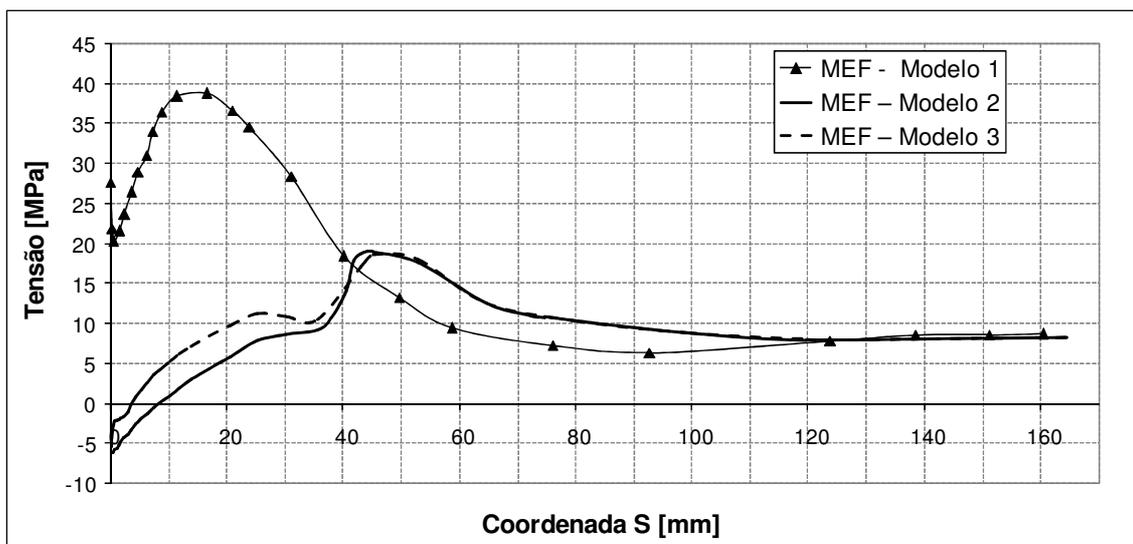


Figura 5.40 – Distribuição de tensões tangenciais no plano transversal do bocal sem reforço (Modelo1), com reforço integral (Modelo 2) e reforço soldado (Modelo 3).

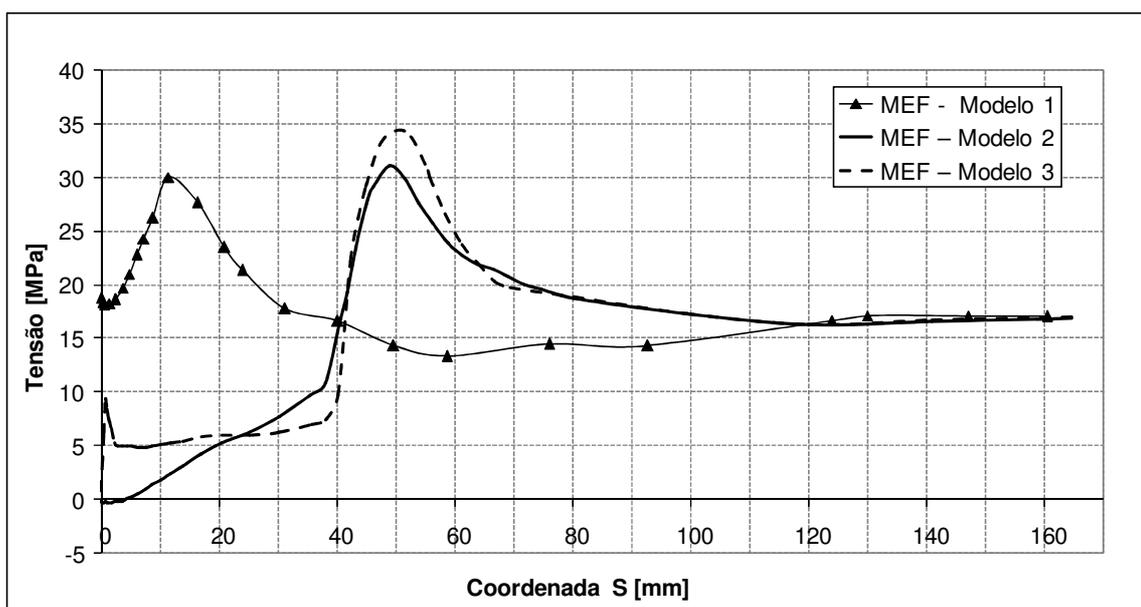


Figura 5.41 – Distribuição de tensões radiais no plano transversal do bocal sem reforço (Modelo1), com reforço integral (Modelo 2) e reforço soldado (Modelo 3).

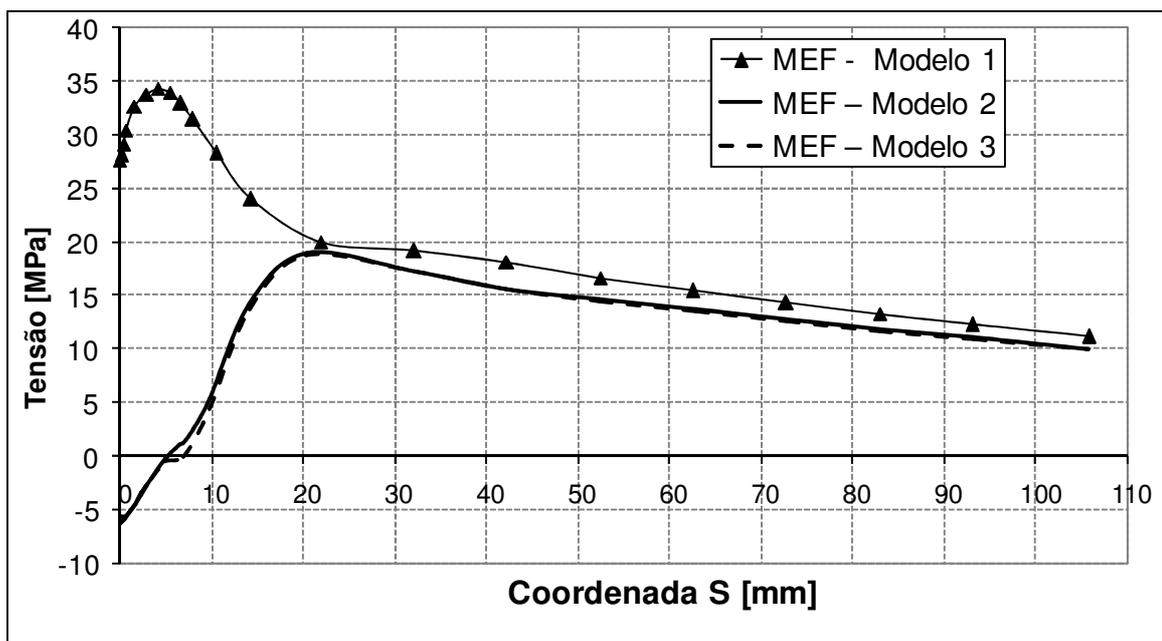


Figura 5.42 – Distribuição de tensões tangenciais no plano transversal do bocal sem reforço (Modelo1), com reforço integral (Modelo 2) e reforço soldado (Modelo 3).

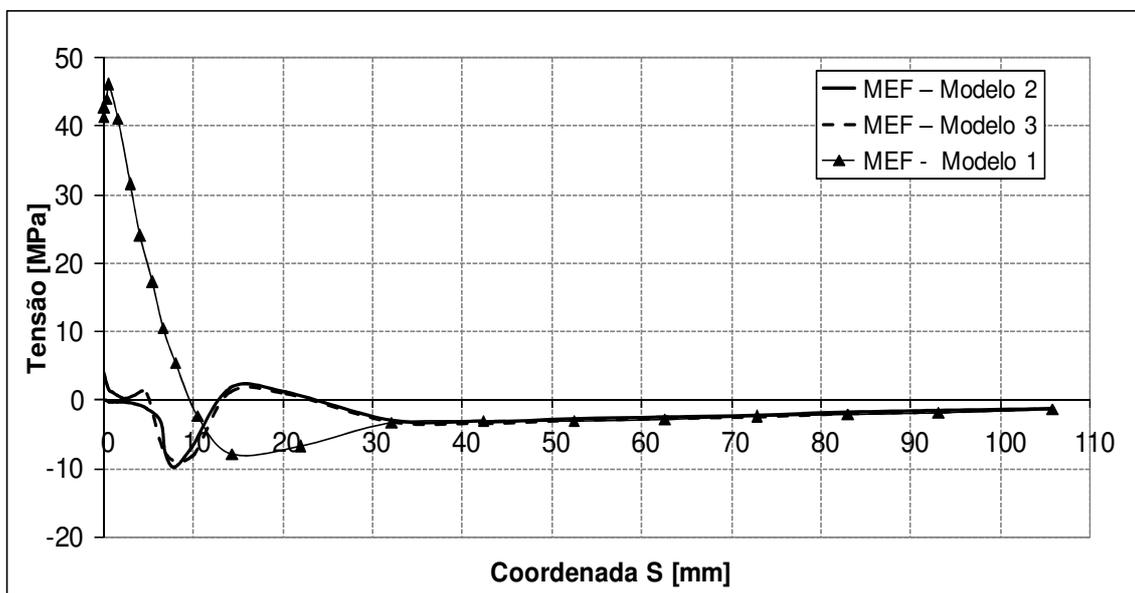


Figura 5.43 – Distribuição de tensões radiais no plano transversal do bocal sem reforço (Modelo1), com reforço integral (Modelo 2) e reforço soldado (Modelo 3).

As Figuras 5.44 a 5.51 mostram os resultados da distribuição de tensões na intersecção cilíndrica entre o bocal e o vaso integralmente reforçada, correspondente ao Modelo 2 e com reforço apenas soldado nas bordas (Modelo 3), incluindo atrito entre a chapa de reforço e o costado do vaso.

As tensões resultantes das análises são mostradas para o plano longitudinal (Figuras 5.44 a 5.47) e transversal (Figuras 5.48 a 5.51) na região da intersecção entre o bocal e o vaso. Os resultados são apresentados nessas figuras simultaneamente para o Modelo 2 (com reforço integral) e Modelo 3 (com reforço soldado e incluindo atrito), numa tentativa de demonstrar como a inclusão de solda mais contato (Modelo 3) afeta os resultados de modelo com reforço integral (Modelo 2).

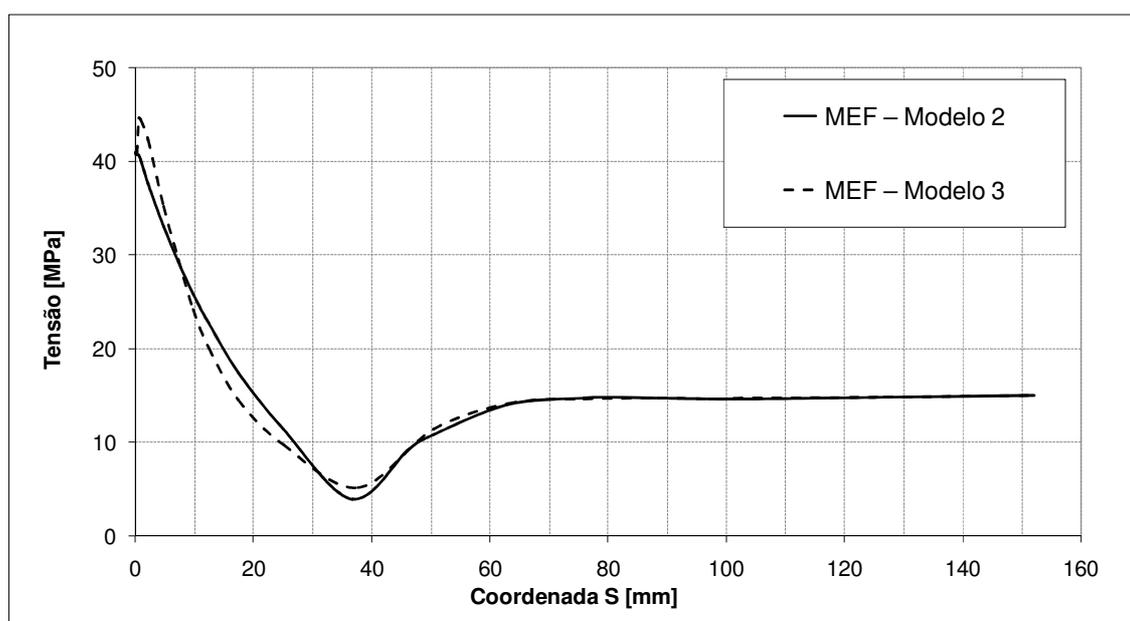


Figura 5.44 – Distribuição de tensões tangenciais no plano longitudinal do vaso com reforço integral (Modelo 2) e soldado (Modelo 3).

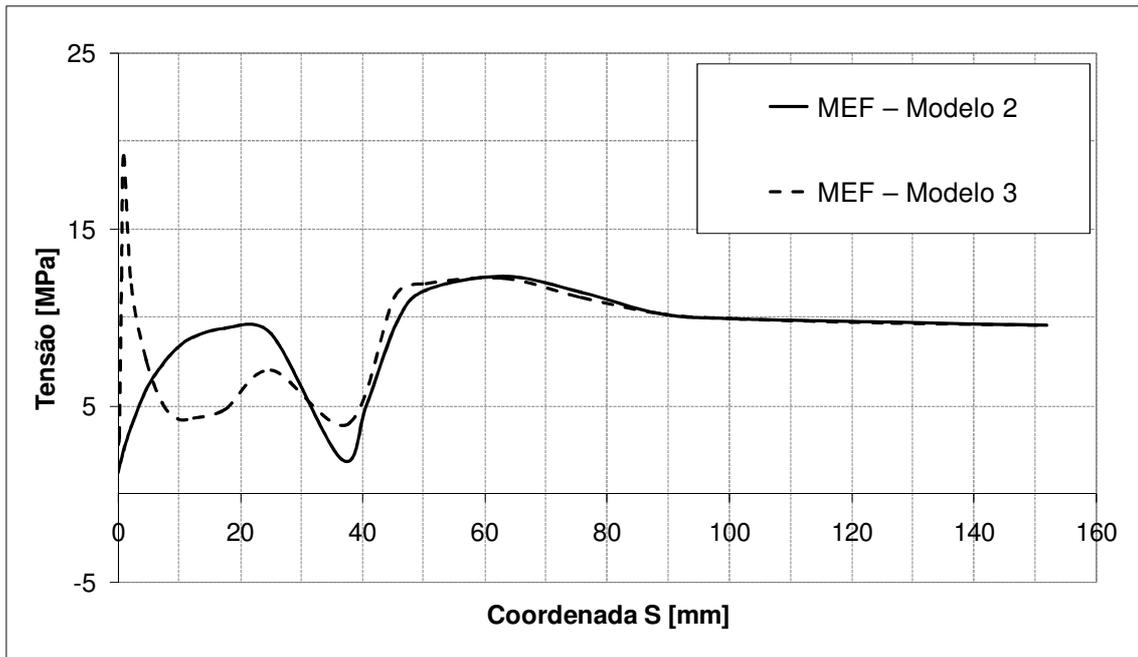


Figura 5.45 – Distribuição de tensões radiais no plano longitudinal do vaso com reforço integral (Modelo 2) e soldado (Modelo 3).

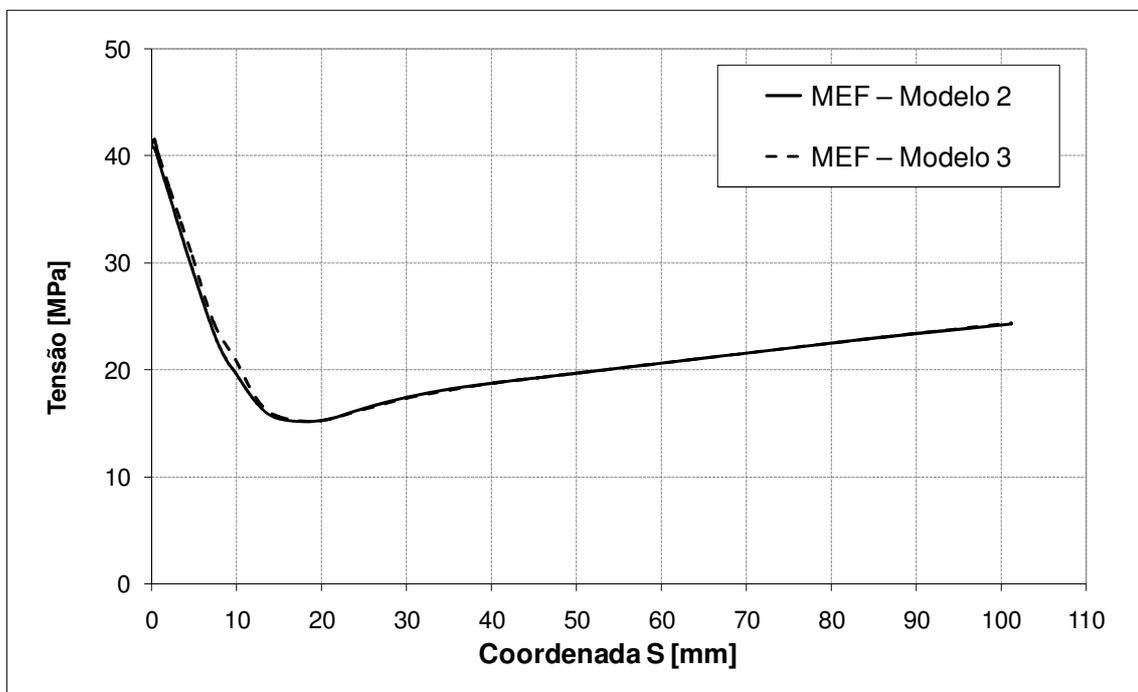


Figura 5.46 – Distribuição de tensões tangenciais no plano longitudinal do bocal com reforço integral (Modelo 2) e soldado (Modelo 3).

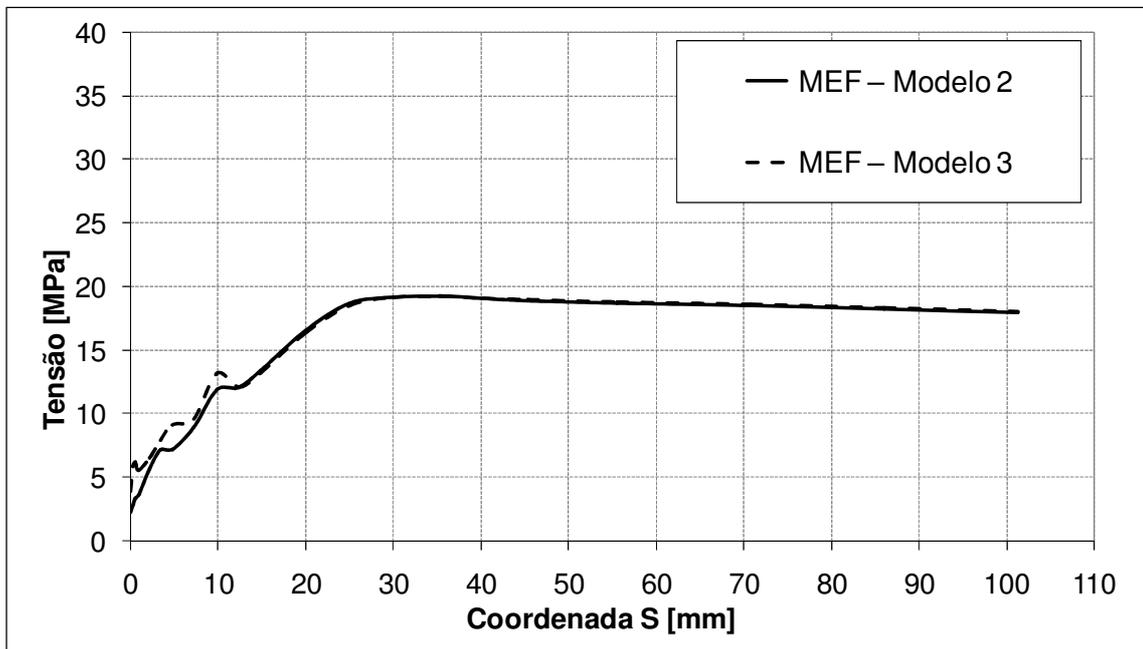


Figura 5.47 – Distribuição de tensões radiais no plano longitudinal do bocal com reforço integral (Modelo 2) e soldado (Modelo 3).

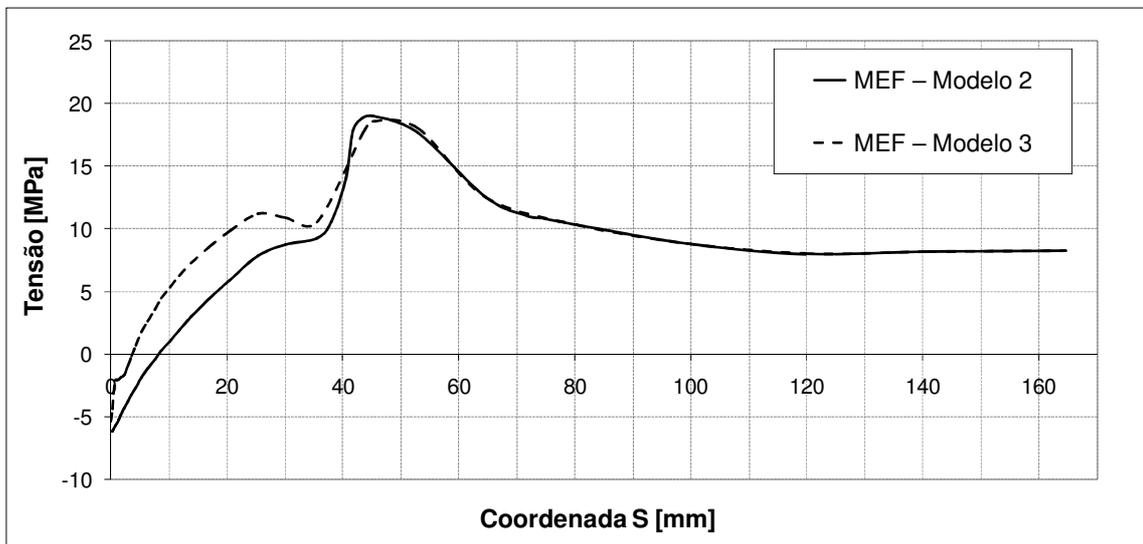


Figura 5.48 – Distribuição de tensões tangenciais no plano transversal do bocal com reforço integral (Modelo 2) e soldado (Modelo 3).

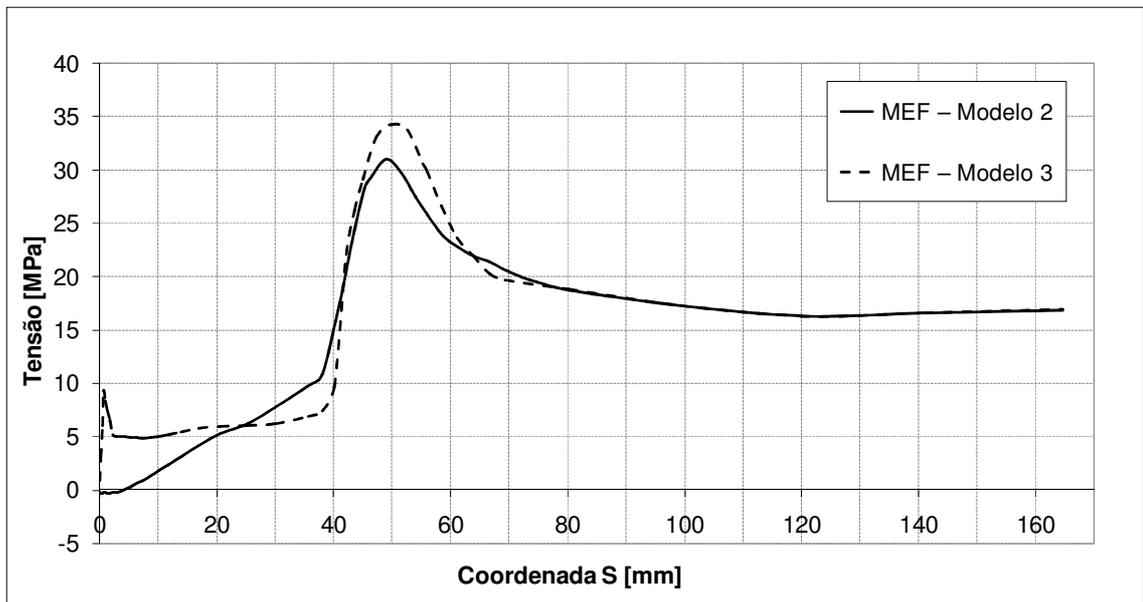


Figura 5.49 – Distribuição de tensões radiais no plano transversal do bocal com reforço integral (Modelo 2) e soldado (Modelo 3).

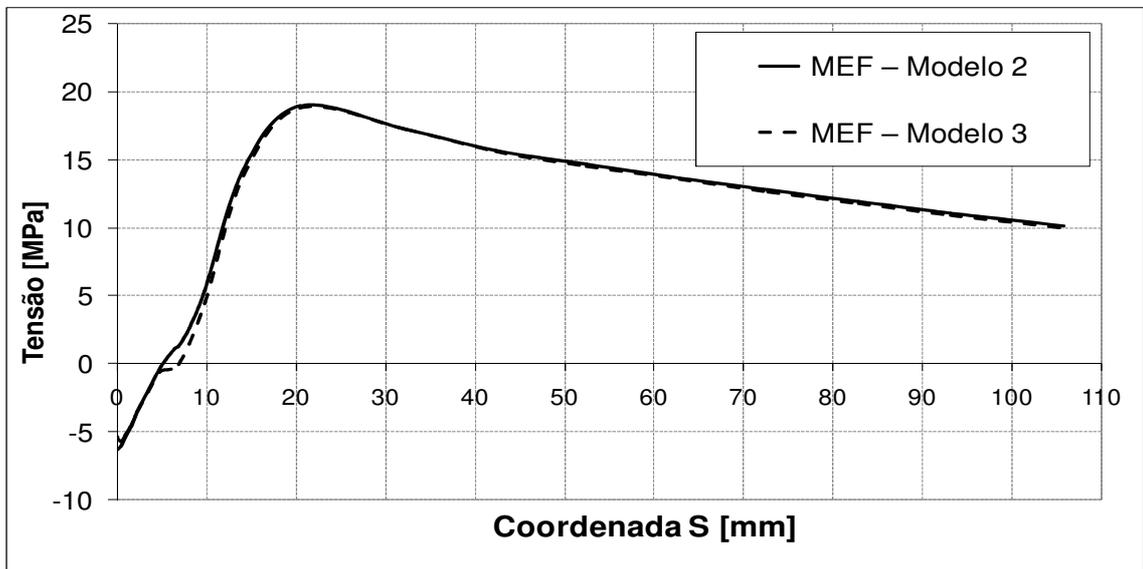


Figura 5.50 – Distribuição de tensões tangenciais no plano transversal do bocal com reforço integral (Modelo 2) e soldado (Modelo 3).

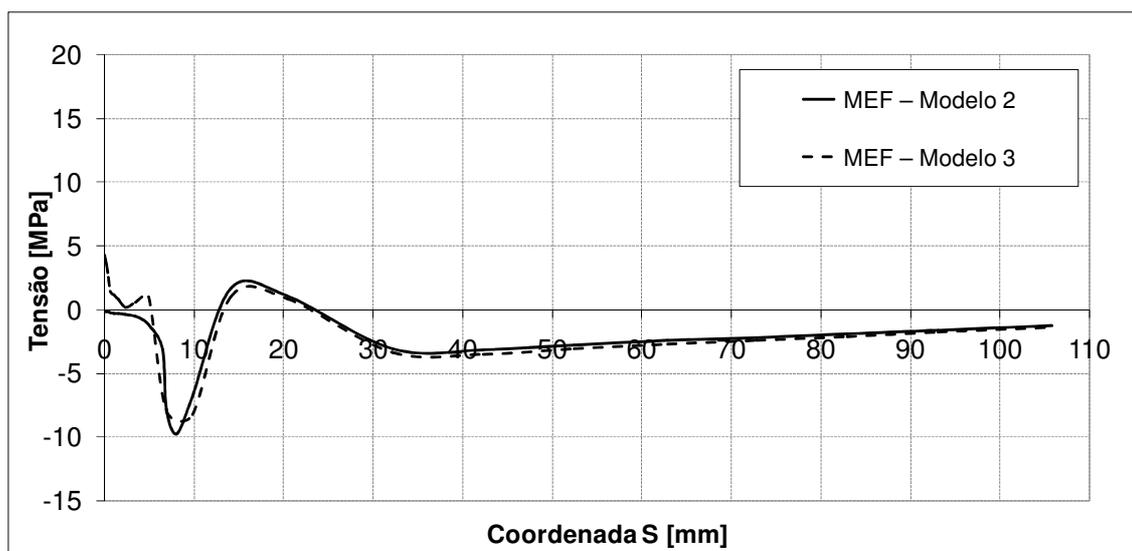


Figura 5.51 – Distribuição de tensões radiais no plano transversal do bocal com reforço integral (Modelo 2) e soldado (Modelo 3).

Conforme mostram as Figuras 5.44 e 5.45, a simulação do modelo com chapa de reforço soldada com atrito apresentou aumento nos níveis de tensões tangenciais e radiais, respectivamente, nas regiões de solda do vaso. No caso das tensões tangenciais o aumento registrado foi da ordem de 10%, com incremento de 40 MPa para cerca de 44 MPa (Figura 5.44). Já para as tensões radiais, o modelo apresentou um aumento considerável, saindo de cerca de 2,5 MPa para 19,2 MPa (Figura 5.45) na região da solda interna da chapa de reforço com a intersecção cilíndrica. Este fato pode ser constatado quando se observa o comportamento da intersecção cilíndrica depois de deformada. Fazendo a ampliação de deformação dos modelos simulados com um aumento de 4.000 vezes, pode-se comparar entre eles que o costado do vaso parcialmente soldado tende a se separar da chapa de reforço no plano longitudinal do cilindro, conforme mostram as Figuras 5.52 e 5.53.

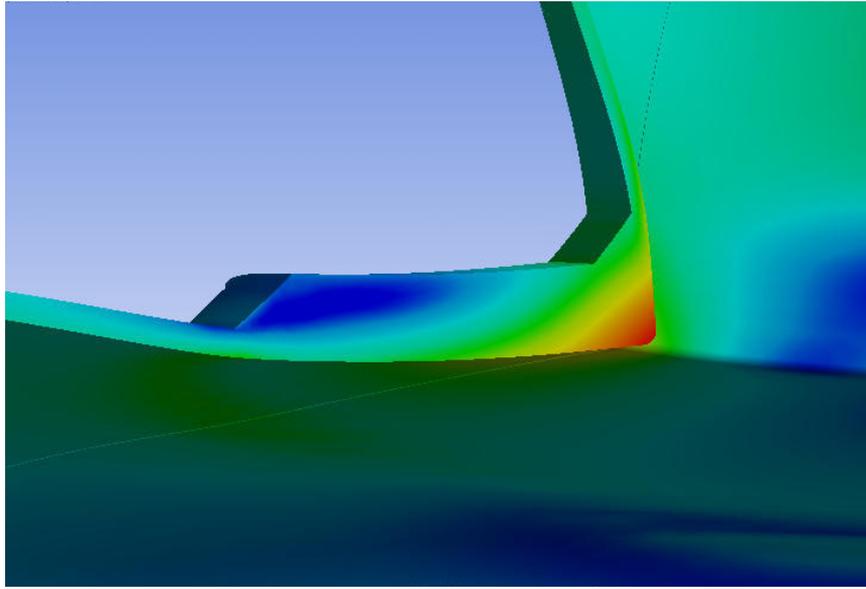


Figura 5.52 – Detalhe da intersecção cilíndrica integralmente soldada (Modelo 2) com deformação ampliada em 4000 vezes.

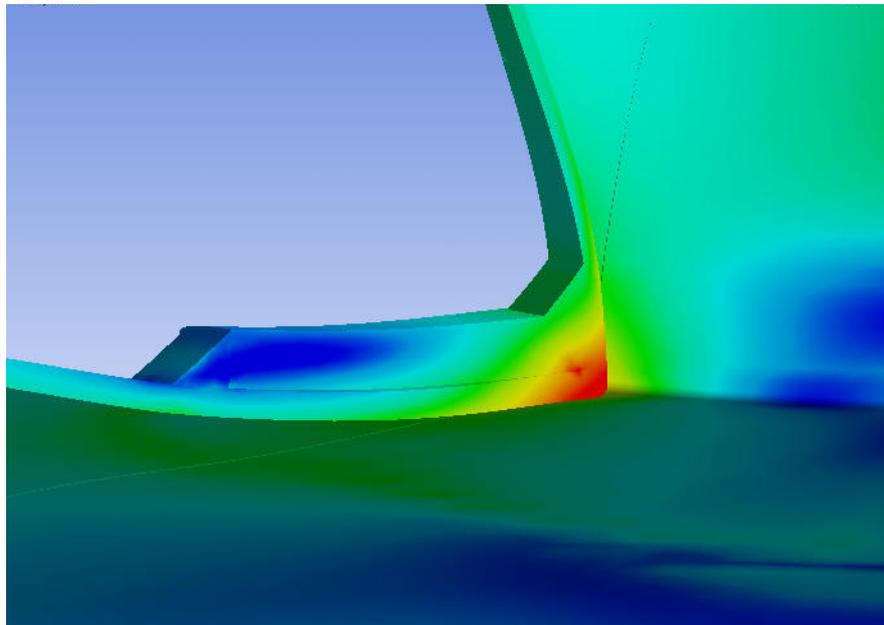
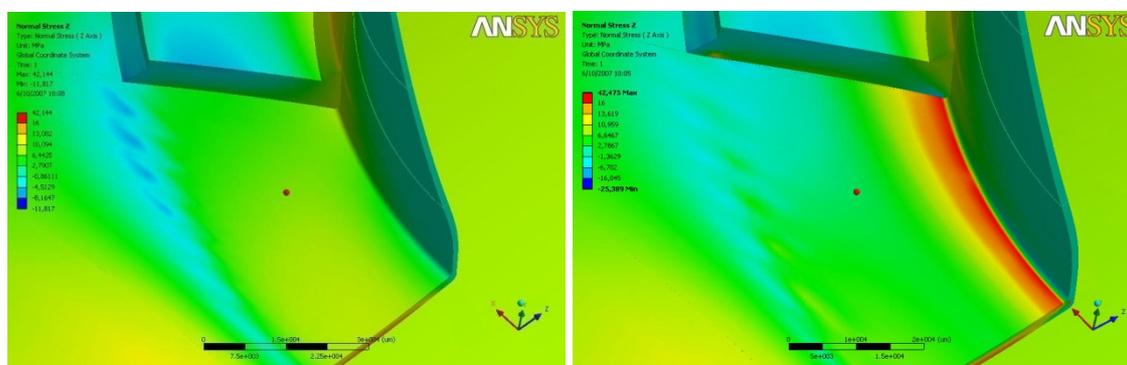


Figura 5.53 – Detalhe da intersecção cilíndrica parcialmente soldada (Modelo 3) com deformação ampliada em 4000 vezes, mostrando a separação entre a chapa de reforço e a parede do vaso.

Conforme mostrado na Figura 5.54, vê-se que no ponto de junção da solda interna entre a chapa de reforço e o bocal ocorre o aumento da concentração de tensões radiais apontada na Figura 5.45.



(a)

(b)

Figura 5.54 – Comparação entre as tensões radiais na região da solda entre a chapa de reforço e o bocal. (a) Modelo 2 (reforço integral) e (b) Modelo 3 (reforço soldado com contato)

A Figura 5.49 mostra a elevação dos níveis de tensões que ocorre na região da solda entre a chapa e o vaso de pressão quando se assume o reforço com atrito (Modelo 3). Este fato se torna relevante na medida em que os níveis de tensões atingem valores próximos aos máximos encontrados na região de intersecção reforçada.

CAPÍTULO 6

Conclusões

Este trabalho apresentou um estudo da análise de tensões em intersecções cilíndricas entre bocais e vasos de pressão reforçados e não reforçados sujeitos à pressão interna. O Modelo 1 de intersecção cilíndrica não reforçada foi simulado para efeitos de comparação e validação com resultados numéricos e experimentais existentes na literatura. Modelos reforçados com chapa de reforço integral (Modelo 2) e soldada parcialmente (Modelo 3) foram também desenvolvidos e analisados.

Resultados das simulações para o Modelo 1 foram comparados a resultados experimentais e numéricos da literatura apresentando boa correlação.

Os modelos representando duas condições de reforço (reforço integral, Modelo 2, e parcialmente soldados, Modelo 3) foram então analisados e os resultados foram comparados entre si e com os resultados do Modelo 1. A presença da chapa de reforço reduziu significativamente as tensões tangenciais e radiais na região da intersecção entre o bocal e o vaso, ratificando o critério do Código ASME – Método de Reposição de Área para intersecções de bocais em vasos de pressão.

Apesar de apresentarem diferenças pequenas para a região do bocal, os modelos com reforço integral (Modelo 2) e parcialmente soldado (Modelo 3), apresentaram diferenças consideráveis nos níveis de tensões da região do vaso para as tensões radiais e tangenciais. O modelo parcialmente soldado (Modelo 3) apresentou tensões tangenciais 10% superiores e tensões radiais se mostraram bem maiores que aquelas do modelo com reforço integral (Modelo 2), saindo 2,5 MPa para 19,2 MPa. Este fato sugere que uma representação mais acurada da configuração real da estrutura deve ser feita.

Resultados podem ser utilizados por projetistas como uma guia para a modelagem de intersecções cilíndricas reforçadas entre bocais e vasos de pressão.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Alves Filho, A., 2000, A Base da Tecnologia CAE, 1ª ed., São Paulo, Editora Érica.

ANSYS WORKBENCH, 2006, Ansys 11.0 Program Documentation, SAS IP, Inc.

ASME, 2006, ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Sec. VIII, Div. 1, American Society of Mechanical Engineers, Nova Iorque.

ASME, 2006, ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Sec. VIII, Div. 2, American Society of Mechanical Engineers, Nova Iorque.

Bathe, K.-J., 1996, Finite Element Procedures, Prentice-Hall, Nova Jersey.

Beer, F. P. e Johnston, E. R., 1995, Resistência dos Materiais, 3ª ed., São Paulo, Editora Makron Books.

BS 5500, 2004, Specification for Unfired Fusion Welded Pressure Vessels, British Standards Institution, Londres, Reino Unido.

Chen, H.C. e Chao, Y.-J., 1993, Contact Between Vessel Shell and Welded Pad in Nozzle Reinforcement, Transactions of ASME - American Society of Mechanical Engineers, Nova Iorque. Vol. 115, pp. 364-372.

Chen, H.C. e Schnobrich, W.C., 1980, An Elastic-Plastic Analysis of Normally Intersecting Cylinders, Civil Engineering Studies, University of Illinois.

Dekker, C.J., e Bos, H.J., 1997, Nozzles – on External Loads and Internal Pressure, Elsevier Science Limited, International Journal of Pressure Vessels and Piping, 72, pp. 1-18.

Dekker, C.J. e Stikvoort, W.J., 1997, Pressure Stress Intensity at Nozzles on Cylindrical Vessels: A Comparison of Calculation Methods, International Journal of Pressure Vessel and Piping, 74, pp. 121-128.

Donato, G.V.P., 2003, Vasos de Pressão, Universidade Petrobras, Programa de Formação de Engenheiros Trainees – Mecânica, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.

Kumar, V., and Singh, A.V., 1998, Analysis of Pad-Reinforced Nozzles in Pressure Vessel Heads, Department of Mechanical Engineering, The University of Western Ontario, Ontario, Canadá.

Liu, Y.H., Zhang, B.S, Xue, M.D. e Liu, Y,Q, 2004, Limit Pressure and Design Criterion of Cylindrical Pressure Vessels With Nozzles, International Journal of Pressure Vessels and Piping, 81, pp. 619-624.

Mackenzie, D. e Boyle, J.T.,1993, Pressure Vessel Design by Analysis – A Short Course, SIBRAT, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.

Mokhtarian, K. e Endicott, J.S., 1991, Stresses In Intersecting Cylinders Subjected To Pressure, Weld Research Council – Bulletin 368.

Natarajan, R., Widera, G.E.O. e Afshari, P., 1987, A Finite Element Model to Analyze Cylinder-Cylinder Intersections, Journal of Pressure Vessel Technology, Transactions of ASME, Vol. 109, pp. 411-420.

Popov, E.P.,1984, Resistência dos Materiais, 2ª ed., Rio de Janeiro, Editora Prentice-Hall do Brasil Ltda.

Sang, Z.F., Quien, H.L., e Widera, G.E.O., 1996, Effect of Geometric Gap Between Cylinder and Reinforcement Pad on Local Stresses (Axial Thrust Load on Nozzle), International Journal of Pressure Vessel and Piping, 71, pp. 113-120.

Spence, J. e Tooth, A.S., 1994, Pressure Vessel Design – Concepts and Principles, 1st ed., Oxford, Grã-Bretanha, Editora E & F Spon.

Wang, H.F., Sang, Z.F., Xue, L.P. e Widera, G.E.O., 2006a, Elastic Stresses of Pressurized Cylinders With Hillside Nozzle, Journal of Pressure Vessel Technology, ASME, Vol. 128, pp. 625-631.

Wang, H.F., Sang, Z.F., Xue, L.P. e Widera, G.E.O., 2006b, Plastic Limit Pressure Of Pressurized Cylinders With Hillside Nozzle, Proceedings of ASME Pressure Vessels and Piping Division Conference, PVP 2006-ICPVT-11-94059.

Werneck, H.S. e Tinoco, E.B., 2000, Avaliação de Trincas em Bocais de Vasos de Pressão, VII ENCAT, PETROBRAS.

Widera, G.E.O. e Xue, L.P., 2004, Guidelines for Modeling Cylinder to Cylinder Intersections, Weld Research Council – Bulletin 493.

WRC 493, 2004, Weld Research Council (WRC) Bulletin 493 – Widera/Xue, 2004 - Apêndice A. “Phase 1 - item 2.1: Internal Pressure” (página 2 a 9)

Xue, L.P., Widera, G.E.O. e Sang, Z.F., 2003, Influence of Pad Reinforcement on the Limit and Burst Pressures of a Cylinder-Cylinder Intersection, Journal of Pressure Vessel Technology, Vol.125, pp. 182-187.

Xue, M.D., Du, Q.H., Li, D.F. e Hwang, K.C., 2006, A Stress Analysis Method for Cylindrical Shells With Nozzles Subjected to Internal Pressure, External Forces and

Moments, ASME Pressure Vessels and Piping Division Conference, PVP 2006-ICPVT-11-94053.

Zhang, W., Tiecheng Yang, X.C., e Yu, J.L., 2006, Stress Analysis and Assessment for Nozzle Welding Area Enduring High Pressure and Temperature, ASME Pressure Vessels and Piping Division Conference, PVP 2006-ICPVT-11-93440.

Sites Visitados:

MSPC, home page, <http://www.mspc.eng.br/mecn/fric2.asp>