

PROCEDIMENTO ANALÍTICO PARA CÁLCULO DE TENSÕES ELÁSTICAS, EM
INTERSEÇÕES ORTOGONAIS DE VASOS DE PRESSÃO CILÍNDRICOS

Édison Guedes

TESE SUBMETIDA AO CORPO DOCENTE DA COORDENAÇÃO DOS
PROGRAMAS DE PÓS-GRADUAÇÃO DE ENGENHARIA DA UNIVERSIDADE
FEDERAL DO RIO DE JANEIRO, COMO PARTE DOS REQUISITOS
NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE DOUTOR EM CIÊNCIAS
EM ENGENHARIA CIVIL.

Aprovada por:

Prof. José Luis Drummond Alves, D.Sc.

Profa. Eliane Maria Lopes Carvalho, D.Sc.

Prof. Ronaldo Carvalho Battista, Ph.D.

Prof. Luiz Henrique de Almeida, D.Sc.

Prof. Paulo Batista Gonçalves, D.Sc.

RIO DE JANEIRO, RJ - BRASIL

JUNHO DE 2007

Livros Grátis

<http://www.livrosgratis.com.br>

Milhares de livros grátis para download.

GUEDES, ÉDISON

Procedimento Analítico Para Cálculo
de Tensões Elásticas, em Interseções Ortogo-
nais de Vasos de Pressão Cilíndricos [Rio de
Janeiro] 2007

XV, 141 p. 29,7 cm (COPPE/UFRJ, D.Sc.,
Engenharia Civil, 2007)

Tese - Universidade Federal do Rio de
Janeiro, COPPE

1. ASSUNTO PRINCIPAL

I. COPPE/UFRJ II. Título (série)

A meus pais, Francisco Guedes (in memoriam) e Miná Micheli Guedes (in memoriam), pelo legado de esperança na vitória irreversível do saber.

À minha mulher, Ana Maria; aos meus filhos, Renata, Leonardo e Tatiana; às minhas netas, Paula, Camila, Carolina e Bruna, e aos meus netos Gustavo e Felipe, pela doação carinhosa de tantas horas de lazer, dedicadas tão-somente a um extraordinário desafio acadêmico que eu ousei enfrentar.

AGRADECIMENTOS

À WHITE MARTINS GASES INDUSTRIAIS LTDA. (Fábrica de Equipamentos Criogênicos - FEC), em especial aos engenheiros Marcos Guimarães (ex-Gerente da FEC), Cláudio Coutinho (Gerente de Controle Operacional da FEC), José Moraes (Diretor de Engenharia), Eduardo D'Ávila (Diretor Executivo) e Carlos Augusto (atual Gerente da FEC) - pela amizade inabalável e estímulo permanente, ao longo de mais de uma década de trabalho em conjunto; pela doação generosa do vaso-cobaia, cujo ensaio hidrostático monitorado, realizado no LABEST (COPPE), forneceu os resultados experimentais, tanto elásticos quanto plásticos, absolutamente indispensáveis à certificação do modelo proposto. A diversidade dos equipamentos de caldeiraria produzidos pela FEC, por outro lado, concedeu-me a oportunidade inusitada de testar, sob a mais absoluta realidade, os modelos matemáticos que procurei desenvolver e aprimorar na própria fábrica, lado a lado com o produto, através de todo esse período: vez por outra nublado, porém permeado sempre de esperança; período de lutas e - se me permitem a imodéstia - de algumas conquistas, durante o qual a dedicação e o entusiasmo jamais cederam lugar à acomodação, muito menos à desistência.

Aos professores e amigos José Luis Drummond Alves e Eliane Maria Lopes Carvalho, cuja orientação criteriosa e competente tornou possível a conclusão do meu trabalho.

Resumo da Tese apresentada à COPPE/UFRJ, como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Doutor em Ciências (D.Sc.).

PROCEDIMENTO ANALÍTICO PARA CÁLCULO DE TENSÕES ELÁSTICAS, EM INTERSEÇÕES ORTOGONAIS DE VASOS DE PRESSÃO CILÍNDRICOS

Édison Guedes

Junho / 2007

Orientadores: José Luis Drummond Alves
Eliane Maria Lopes Carvalho

Programa: Engenharia Civil

Este trabalho desenvolve um procedimento analítico, baseado na Mecânica do Contínuo, destinado a calcular as intensidades máximas das tensões elásticas que se despertam na junção de duas cascas cilíndricas, ortogonalmente acopladas, sob pressão interna. Tais intensidades foram comparadas a resultados análogos, oriundos de três fontes distintas: Método dos Elementos Finitos (MEF), equações de Widerra-Eringen e experiência. Um vaso especial foi construído e submetido a ensaio hidrostático monitorado, a fim de que se pudessem obter deformações localizadas e tensões respectivas. Todas as atividades experimentais foram conduzidas no Laboratório de Estruturas do Programa de Engenharia Civil da COPPE (LABEST). Comparados às tensões de origem experimental, os resultados deste modelo, dentro de seus limites, revelaram boa precisão. Considerando-se que a solução tradicional do problema, baseada na reposição de área, é puramente geométrica, pode-se concluir que a contribuição científica do modelo consiste em atingir dois objetivos importantes: certificar o método tradicional, através de uma análise estrutural complementar, e levar à indústria o refinamento acadêmico da análise tensorial.

Abstract of Thesis presented to COPPE/UFRJ as a partial fulfilment of the requirements for the degree of Doctor of Science (D. Sc.).

ANALYTICAL SOLUTION FOR THE CALCULATION OF ELASTIC STRESSES,
IN ORTHOGONAL INTERSECTIONS OF CYLINDRICAL PRESSURE VESSELS

Édison Guedes

June / 2007

Advisors: José Luis Drummond Alves
Eliane Maria Lopes Carvalho

Department: Civil Engineering

This work presents an analytical solution, based upon Continuum Mechanics, intended to calculate the maximum intensity of elastic stresses, induced at the juncture of two normally intersecting cylindrical shells under internal pressure. Model stress intensities have been compared with Finite Element Analysis, Wieringeren equations and experimental results. A vessel was especially built, so as to investigate the validity of the model. This vessel was subjected to a hydrostatic test, along which strains have been measured and corresponding stresses calculated. All experimental activities were carried out at COPPE's Laboratory of Structures (LABEST). When compared to experimental stresses, model results, obtained within model's limits, have shown good accuracy. Considering the purely geometrical character of the traditional solution, one may state that the scientific contribution of the proposed model consists of two important objectives: certifying cited solution through stress analysis, and providing industry with the academic refinement of tensor analysis.

SUMÁRIO

ÍNDICE DE FIGURAS	viii
ÍNDICE DE TABELAS	x
LISTA DE SÍMBOLOS EMPREGADOS	xi
GLOSSÁRIO DE TERMOS TÉCNICOS	xiii
1-INTRODUÇÃO	1
1.1- APRESENTAÇÃO	1
1.2- MOTIVAÇÃO	2
1.3- OBJETIVOS ESPECÍFICOS E ABRANGÊNCIA DO TRABALHO	5
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	7
2.1- ABORDAGENS CLÁSSICAS DO PROBLEMA	7
Fig 2.1: ilustração conceitual do método da reposição de área (seção longitudinal).....	7
2.2- ESTADO DA ARTE	7
2.2.1- METODOLOGIAS ANALÍTICAS	12
2.2.2- MÉTODOS APROXIMADOS (SOLUÇÕES NUMÉRICAS)	13
2.2.3- NORMAS DE PROJETO PARA VASOS DE PRESSÃO	17
2.3- CRÍTICAS À ABORDAGEM CONVENCIONAL	19
3. APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA TECNOLÓGICO	22
3.1- DETALHES SIGNIFICATIVOS DA PRÁTICA INDUSTRIAL	22
3.2- PATOLOGIA DOS COLARINHOS DE REFORÇO: CONFORMAÇÃO MECÂNICA E TEOR DE CARBONO	25
3.3- CONSERVADORISMO DAS NORMAS VERSUS ANÁLISE ESTRUTURAL	28
4- PROPOSIÇÃO DO TRABALHO	30
4.1- INTRODUÇÃO	30
4.2- FUNÇÕES ADEQUADAS À SIMULAÇÃO DO CAMPO DE DESLOCAMENTOS	30
4.3- REQUISITOS BÁSICOS DAS FUNÇÕES POLINOMIAIS DESENVOLVIDAS	35
4.4- LIMITES DE APLICABILIDADE PREVISTOS NO MODELO PROPOSTO	44
4.4.1. SIMPLIFICAÇÕES EMBUTIDAS NA CONCEPÇÃO DO MODELO PROPOSTO	47
5. ANÁLISE NUMÉRICA DAS CONEXÕES ORTOGONAIS SELECIONADAS	48
5.1. CONSIDERAÇÕES DE CARÁTER GERAL	48
5.2- BOCAIS ORTOGONAIS DO VASO-COBAIA	49
5.2.1- MODELO PARA ANÁLISE NUMÉRICA	49
5.2.2- CARREGAMENTO E RESULTADOS DO BOCAL MAIOR	50
5.2.3- CARREGAMENTO E RESULTADOS DO BOCAL MENOR	51
5.3- CONEXÃO TIPO “TÊ” EM AÇO-CARBONO A283-C	52
5.3.1- MODELO PARA ANÁLISE NUMÉRICA	52
5.3.2- CARREGAMENTO E RESULTADOS	53
5.4- VASO HORIZONTAL EM AÇO-CARBONO A285-C	54
6. ANÁLISE EXPERIMENTAL DO VASO-COBAIA NO LABEST	56
6.1- INTRODUÇÃO	57
6.2. INSTRUMENTAÇÃO COM EXTENSÔMETROS ELÉTRICOS DE RESISTÊNCIA	58
6.3. SISTEMA DE AQUISIÇÃO DE DADOS DURANTE O ENSAIO HIDROSTÁTICO	77

6.4. CONSIDERAÇÕES GERAIS, CURVAS DE RESPOSTA E DEFORMAÇÕES	79
7- APLICAÇÕES DO MODELO ANALÍTICO PROPOSTO	86
7.1. BOCAL MENOR, Fig. 6.19, SUPERFÍCIE INTERNA	86
7.2. BOCAL MENOR, Fig. 6.19, SUPERFÍCIE EXTERNA	91
7.3. BOCAL MAIOR, Fig. 6.20, SUPERFÍCIE INTERNA	94
7.4. BOCAL MAIOR, Fig. 6.20, SUPERFÍCIE EXTERNA	99
7.5. CONEXÃO "TÊ", Fig. 5.4, SUPERFÍCIE INTERNA	102
7.6. CONEXÃO "TÊ", Fig. 5.4, SUPERFÍCIE EXTERNA	107
7.7. COSTADO DO VASO PARA HIDROCARBONETOS, Fig. 5.6, SUPERFÍCIE INTERNA	110
7.8. COSTADO DO VASO PARA HIDROCARBONETOS, Fig. 5.6, SUPERFÍCIE EXTERNA	115
8. COMPARAÇÃO E ANÁLISE DOS RESULTADOS	118
8.1. INTRODUÇÃO	118
8.2. RESULTADOS NUMÉRICOS DESTINADOS À PARAMETRIZAÇÃO	118
8.2.1. APLICAÇÃO DAS EQUAÇÕES DE WIDERA-ERINGEN	118
8.2.1.1. AO BOCAL MENOR DO VASO-COBAIA (Fig. 6.19)	118
8.2.1.2. AO BOCAL MAIOR DO VASO-COBAIA (Fig. 6.20)	119
8.2.1.3. À CONEXÃO "TÊ" (Fig. 5.4)	119
8.2.1.4. AO VASO PARA HIDROCARBONETOS (Fig. 5.6)	119
8.2.2. CÁLCULO DAS TENSÕES MÁXIMAS, DE ORIGEM EXPERIMENTAL	120
8.2.3. MONTAGEM DAS TABELAS DAS TENSÕES E DE SEUS DESVIOS	121
8.2.4. COMENTÁRIOS SOBRE OS DESVIOS CALCULADOS	121
9. PRECISÃO E ABRANGÊNCIA, MEDIANTE PARAMETRIZAÇÃO	123
9.1. DESVIO PERCENTUAL VERSUS ESBELTEZ, FACE AO MEF	123
9.2. DESVIO PERCENTUAL VERSUS RELAÇÃO DE ESPESSURAS, FACE AO MEF	124
9.3. DESVIO PERCENTUAL VERSUS RELAÇÃO DE DIÂMETROS, FACE AO MEF	126
9.4. DESVIO PERCENTUAL VERSUS ESBELTEZ, FACE À EXPERIÊNCIA	127
9.5. DESVIO PERCENTUAL VERSUS RELAÇÃO DE ESPESSURAS, FACE À EXPERIÊNCIA	128
9.6. DESVIO PERCENTUAL VERSUS RELAÇÃO DE DIÂMETROS, FACE À EXPERIÊNCIA	130
9.7. FATOR DE CORREÇÃO DO CAMPO DOS DESLOCAMENTOS	131
10. CONSIDERAÇÕES FINAIS	132
10.1. CONCLUSÕES	132
10.2. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	133
BIBLIOGRAFIA	135
APÊNDICE 1	141
ALONGAMENTO RADIAL DAS CASCAS CILÍNDRICAS SOB PRESSÃO INTERNA	141

ÍNDICE DE FIGURAS

Fig. 1.1: vaso cilíndrico-horizontal	2
Fig. 1.2: colarinho de reforço	3
Fig. 1.3: exemplos de tampos: (a) toro-esférico; (b) semi-esférico.	4

Fig. 1.4: corte longitudinal dos reforços usuais: (a) colarinho; (b) chapa de inserção. ...	4
Fig. 2.1: ilustração conceitual do método da reposição de área (seção longitudinal)	7
Fig. 2.2: boca-de-visita com turco e colarinho de reforço (à esquerda); bocais para válvulas de alívio e segurança (à direita).....	8
Fig. 3.1: fratura frágil; falha grosseira num bocal soldado, durante ensaio hidrostático na fábrica.	28
Fig. 3.2: a) vaso experimental sob pressão cíclica; b) suposta origem da fratura por fadiga, na face interna do bocal.	28
Fig. 4.1: modelo genérico da conexão ortogonal costado-bocal.	35
Fig. 5.1: modelo 3D do vaso-cobaia (SAP).	49
Fig. 5.2: tensões máximas no bocal maior do vaso-cobaia (SAP).	50
Fig. 5.3: tensões máximas no bocal menor do vaso-cobaia (SAP).	51
Fig. 5.4: modelo 3D da conexão tipo “tê” (SAP).	52
Fig. 5.5: tensões máximas na conexão tipo “tê” (SAP).	53
Fig. 5.6: modelo 3D de um vaso para hidrocarbonetos.	54
Fig. 5.7: tensões máximas no vaso para hidrocarbonetos (SAP).	55
Fig. 6.1: vaso-cobaia no LABEST (vista frontal do bocal maior, sem o flange cego). .	57
Fig. 6.2: vaso-cobaia no LABEST (perspectiva do bocal menor, sem o flange cego). .	58
Fig. 6.3: vaso-cobaia no LABEST (detalhe do colarinho do bocal menor).	58
Fig. 6.4: vaso-cobaia no LABEST (detalhe do colarinho do bocal maior).	59
Fig. 6.5: vaso-cobaia no LABEST (preparação do colarinho menor para medição).	59
Fig. 6.6: vaso-cobaia no LABEST (finalizando a instalação dos extensômetros).	60
Fig. 6.7: vaso-cobaia no LABEST (verificando o bocal maior).	60
Fig. 6.8: vaso-cobaia no LABEST (extensometria na origem do colarinho maior).	61
Fig. 6.9: vaso-cobaia no LABEST (extensometria no limite do colarinho menor).	61
Fig. 6.10: vaso-cobaia no LABEST (detalhe da roseta R4).	62
Fig. 6.11: vaso-cobaia no LABEST (detalhe da roseta R5).	62
Fig. 6.12: vaso-cobaia no LABEST (preparação para enchimento com água).	63
Fig. 6.13: vaso-cobaia no LABEST (preparação do sistema de aquisição de dados). ...	63
Fig. 6.14: vaso-cobaia no LABEST (detalhe das pernas de apoio).	64
Fig. 6.15: desenho esquemático do vaso-cobaia (cotas em mm, salvo indicação contrária).....	64
Fig. 6.16: vista geral do vaso-cobaia, instrumentado com EER's.	65
Fig. 6.17: vista frontal superior do vaso-cobaia instrumentado com EER's	66
Fig. 6.18: vista geral do vaso-cobaia antes do ensaio.	67
Fig. 6.19: localização dos extensômetros instalados em torno do bocal menor.	68
Fig. 6.20: localização dos extensômetros instalados em torno do bocal maior.	69
Fig. 6.21: localização dos extensômetros instalados sobre a linha de solda circunferencial do vaso-cobaia.	70
Fig. 6.22: detalhe da roseta R1 (vide Fig. 6.6).	71
Fig. 6.23: detalhe da roseta R3 (vide Fig. 6.6).	71
Fig. 6.24: detalhe da roseta R2 (vide Fig. 6.6).	72
Fig. 6.25: detalhe da roseta R4 (vide Fig. 6.6).	72
Fig. 6.26: detalhe da roseta R5 (vide Fig. 6.7).	73
Fig. 6.27: detalhe da roseta R7 (vide Fig. 6.7).	73
Fig. 6.28: detalhe da roseta R6 (vide Fig. 6.7).	74
Fig. 6.29: detalhe da roseta R8 (vide Fig. 6.7).	74
Fig. 6.30: detalhe da roseta R9 (vide Fig. 6.8).	75
Fig. 6.31: detalhe da roseta R10 (vide Fig. 6.8).	75
Fig. 6.32: detalhe do extensômetro elétrico E9 (vide Fig. 6.8).	76

Fig. 6.33: equipamentos utilizados na aquisição dos sinais de deformação do vaso-cobaia.	77
Fig. 6.34: bomba de deslocamento positivo, responsável pela pressão de teste.	77
Fig. 6.35: célula de pressão com indicador digital.	78
Fig. 6.36 – pressões e deformações em função do tempo (roseta R1).	79
Fig. 6.37: pressões e deformações em função do tempo (roseta R3).	80
Fig. 6.38: pressões e deformações em função do tempo (roseta R2).	80
Fig. 6.39: pressões e deformações em função do tempo (roseta R4).	81
Fig. 6.40: pressões e deformações em função do tempo (roseta R5).	81
Fig. 6.41: pressões e deformações em função do tempo (roseta R7).	82
Fig. 6.42: pressões e deformações em função do tempo (roseta R6).	82
Fig. 6.43: pressões e deformações em função do tempo (roseta R8).	83
Fig. 6.44: pressões e deformações em função do tempo (roseta R9).	83
Fig. 6.45: pressões e deformações em função do tempo (roseta R10 e extensômetro E9).	84
Fig. 7.1: visualização esquemática da interseção, definida pelos pontos internos A, B, C e D	86
Fig. 7.2: visualização esquemática da interseção, definida pelos pontos internos A, B, C e D.....	94
Fig. 7.3: visualização esquemática da interseção, definida pelos pontos internos A, B, C e D.....	102
Fig. 7.4: visualização esquemática da interseção, definida pelos pontos internos A, B, C e D.....	110
Fig. 9.1: influência, no desvio relativo, do fator de esbeltez da casca receptora (f_1); referência: MEF (SAP-2000).	123
Fig.9.2: influência, no desvio relativo, da relação de espessuras ($r_1=T/t$); referência: MEF (SAP-2000).	124
Fig.9.3: influência, no desvio relativo, da relação de diâmetros ($r_1=D/d$); referência: MEF (SAP-2000).	125
Fig.9.4: influência, no desvio relativo, do fator de esbeltez da casca receptora (f_2); em relação à experiência.....	126
Fig.9.5: influência, no desvio relativo, da relação de espessuras ($r_2=T/t$); em relação à experiência.	128
Fig.9.6: influência, no desvio relativo, da relação de diâmetros ($R_1=D/d$); em relação à experiência.	129
Fig. A.1.1: deformação radial sob pressão interna (casca cilíndrica longa).	140

INDICE DE TABELAS

Tabela 1.1- Comparação entre Tensões Teóricas e Experimentais, Bocal Sob Tração....	5
Tabela 2.1- Limites dos Parâmetros Geométricos	14
Tabela 4.1- Classificação das Cascas	46
Tabela 8.1- Tensões Normais Máximas (MPa)	120
Tabela 8.2- Desvios Percentuais do Modelo Proposto, Face ao MEF e à Experiência	120

LISTA DE SÍMBOLOS EMPREGADOS

p : pressão interna manométrica, MPa

R : raio interno do cilindro maior (“costado”), mm

D : diâmetro interno do cilindro maior (“costado”), mm

d : diâmetro interno do cilindro menor (“bocal”), mm

T : espessura de parede do cilindro maior (“costado”), mm

t : espessura de parede do cilindro menor (“bocal”), mm

$[\varepsilon^*]$: tensor de Lagrange

$[\varepsilon]$: tensor de Lagrange simplificado (tensor deformação infinitesimal)

$\text{tr}(\varepsilon)$: traço do tensor deformação infinitesimal, $[\varepsilon]$

identity (3): tensor identidade

ε_{ij} : componentes do tensor deformação infinitesimal

ε_c : deformação específica circunferencial da casca cilíndrica

ν : coeficiente de elasticidade transversal (coeficiente de Poisson)

E : módulo de elasticidade longitudinal (módulo de Young), MPa

λ : primeira constante de Lamé, MPa

μ : segunda constante de Lamé, MPa

α : semi-ângulo de acoplamento cilindro-cilindro, rad

β : fator de amortecimento do cilindro maior, mm^{-1}

F_e : fator de esbeltez

F_{pa} : fator de esbeltez padrão

F_{re} : fator de esbeltez específico

F_s : fator de tensão

F_c : fator de correção

x, y, z : coordenadas cartesianas, mm

$u(x)$: componente do campo vetorial dos deslocamentos, mm

$v(y, z)$: componente do campo vetorial dos deslocamentos, mm

$w(y, z)$: componente do campo vetorial dos deslocamentos, mm

$[U]$: campo vetorial dos deslocamentos

$[\nabla U]$: tensor gradiente de deslocamento

$[T]$: tensor das tensões elásticas
 $f1, f2$: fatores de esbeltez nas curvas de parametrização
 $vf1, vf2$: vetores de interpolação de tais fatores
 $vd1, vd2$: vetores de interpolação dos desvios percentuais respectivos
 $vs1, vs2$: funções de interpolação de tais desvios
 $r1, r2$: relações de espessura nas curvas de parametrização
 $vD1, vD2$: vetores de interpolação de tais fatores
 $vDd1, vDd2$: vetores de interpolação dos desvios percentuais respectivos
 $vs1, vs2$: funções de interpolação de tais desvios
 $R1, R2$: relações de diâmetros nas curvas de parametrização
 $vR1, vR2$: vetores de interpolação de tais fatores
 $vsd1, vsd2$: vetores de interpolação dos desvios percentuais respectivos
 $vs1, vs2$: funções de interpolação de tais desvios
 ds : arco de circunferência elementar, mm
 $d\theta$: ângulo central elementar, rad
 ΔR : deformação absoluta do raio interno, sob pressão interna, mm
 H : comprimento do cilindro maior (“costado”), mm
 $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$: tensões principais (lei de Hooke generalizada)
 $Scir$: tensão de membrana circunferencial, MPa
 $Slon$: tensão de membrana longitudinal, MPa
 Ses : tensão de escoamento mínima, conforme definido pelas normas de projeto, MPa
 Sma : tensão de membrana admissível, conforme definido pelas normas de projeto, MPa
 $C1, C2$: margens de corrosão interna admissíveis nos cilindros, mm
 $[SA]$: tensor tensão no ponto A, da linha de acoplamento costado-bocal
 $[SC]$: tensor tensão no ponto C, da linha de acoplamento costado-bocal
 $[SB]$: tensor tensão no ponto B, da linha de acoplamento costado-bocal
 $[SD]$: tensor tensão no ponto D, da linha de acoplamento costado-bocal
 $max[SA]$: tensão máxima no ponto A, da linha de acoplamento costado-bocal, MPa
 $max[SC]$: tensão máxima no ponto C, da linha de acoplamento costado-bocal, MPa
 $max[SB]$: tensão máxima no ponto B, da linha de acoplamento costado-bocal, MPa
 $max[SD]$: tensão máxima no ponto D, da linha de acoplamento costado-bocal, MPa

GLOSSÁRIO DE TERMOS TÉCNICOS

1. Caldeiraria

Indústria mecânica de transformação, destinada à fabricação de vasos de pressão, tanques de armazenamento, trocadores de calor, estruturas metálicas e similares.

2. Vaso de Pressão

Reservatório metálico, destinado ao armazenamento de fluidos sob pressão (interna ou externa), construído em aço-carbono, aço-liga ou ligas não-ferrosas, apresentando formato predominantemente cilíndrico, esférico ou cônico. Denomina-se “vaso virgem” àquele que acabou de sair da linha de produção.

3. Tampos

São as cascas de fechamento das extremidades dos vasos de pressão cilíndricos.

Podem ser fabricados em diversas geometrias, denominando-se então tampos planos, cônicos, toro-esféricos, toro-cônicos e semi-esféricos, respectivamente.

4. Costado

Denominação atribuída à casca cilíndrica que compõe o vaso. Para os grandes vasos esféricos, cujos diâmetros costumam ultrapassar 15m, é comum falar-se em “casco esférico”, embora tal denominação alternativa (casco) também se aplique, em menor escala, porém, aos vasos cilíndricos.

5. Bocais de Processo

São aqueles através dos quais circula o fluido de processo, armazenado ou mantido em estado de evolução permanente no interior do vaso.

6. Bocais de Instrumentação

São aqueles responsáveis pela fixação, ao costado ou aos tampos, dos instrumentos controladores das variáveis de processo. Possuem, em geral, diâmetro bem inferior aos bocais de processo.

7. Bocais de Uso Eventual

São os drenos e as bocas-de-visita, às vezes acompanhados de bocais de reserva. Os primeiros, como o próprio nome o indica, servem para remover o fluido armazenado (em fase líquida), ou para retirar a água depois dos testes hidrostáticos. As bocas-de-visita atuais têm diâmetro nominal de 500mm, no mínimo, a fim de facilitar a entrada dos inspetores.

8. Teste Hidrostático

É o ensaio crítico que precede a aprovação. Enche-se o vaso virgem com água, e, após a remoção de todo o ar interior, pressuriza-se suavemente o mesmo. A pressão de teste deve alcançar, no mínimo, 1,3 vezes a pressão de projeto a priori definida.

9. Colarinho de Reforço

Peça metálica em forma de coroa circular, destinada a reforçar, quando necessário, as conexões ortogonais costado-bocal. Deve ser soldada, de maneira contínua, tanto ao costado quanto ao bocal.

10. Chapa de Inserção

Alternativa ao colarinho de reforço, mais eficiente e mais cara. A espessura desta chapa equivale à soma da espessura do costado com a do colarinho respectivo.

11. Bocal Ortogonal

Todo bocal cujo eixo é ortogonal ao eixo longitudinal do vaso.

12. Linhas de Solda

São os paralelos de acoplamento entre o costado e seus tampos. Tais soldas representam o acoplamento físico, pois o acoplamento estrutural está contido nos paralelos denominados “linhas de tangência”.

13. Linhas de Tangência

São os paralelos de acoplamento estrutural, onde termina a casca do tampo e começa a do costado. Ao longo deles a pressão interna, exclusivamente, desperta flexão longitudinal e cisalhamento transversal.

14. Método da Reposição de Área

Procedimento clássico para reforçar as aberturas nos vasos de pressão, baseado, exclusivamente, na reposição da área removida no plano longitudinal (Fig. 2.1).

15. Flange Reto

Porção cilíndrica dos tampos toro-esféricos, destinada a afastar a linha de solda da linha de tangência, a fim de evitar a ação dos esforços de borda, que surgem na segunda, sobre a primeira.

16. Turco

Barra articulada no plano horizontal, dobrada em ângulo reto, que serve para sustentar o flange cego da boca-de-visita, quando se faz necessário inspecionar o interior do vaso (Fig. 2.2).

17. Extensômetro Elétrico de Resistência (EER)

Dispositivo destinado à medição de deformações lineares absolutas (mm), cujo funcionamento se baseia na variação da resistência elétrica de um condutor, sob temperatura constante, com a resistividade da liga e com a geometria do mesmo.

1-INTRODUÇÃO

1.1- APRESENTAÇÃO

Existe, atualmente, no ramo da indústria mecânica dedicado ao projeto e à fabricação dos vasos de pressão, uma lacuna significativa a ser preenchida, no que tange à análise estrutural. Trata-se, especificamente, do problema da interseção ortogonal de cascas cilíndricas sob pressão interna. As normas de projeto e fabricação pertinentes recomendam reforçar a abertura, definida pelo diâmetro do cilindro menor, através do tradicional método da reposição de área, segundo o qual o cilindro maior recebe um “colarinho de reforço” adequado àquela reposição (Fig. 1.2), cuja seção longitudinal seja aproximadamente igual à área longitudinal removida pelo furo no costado. Este procedimento meramente geométrico, apesar de simples e confiável – como o demonstra a prática industrial - ignora os picos de tensão despertados na linha de solda de acoplamento cilindro-cilindro. Não deve mais ser mantido, portanto, como ferramenta de trabalho definitiva, sobretudo quando se utilizam as tensões admissíveis relativamente elevadas, permitidas pelas últimas versões das normas de projeto aplicáveis. Em suma: o método da reposição de área atende com eficiência às necessidades da engenharia básica, mas não satisfaz plenamente ao projeto final (resultado da engenharia de detalhamento) dos vasos de pressão modernos [1]. Em vista disso, uma alternativa de cálculo estrutural de baixo custo - e que se mostre, também, simples e confiável - será bem-vinda e preencherá a lacuna acima referida. Tal é o propósito do presente trabalho.

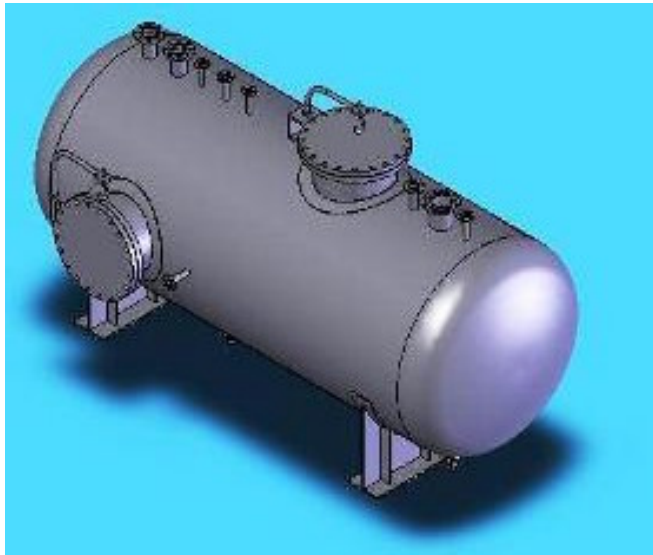


Fig. 1.1: vaso cilíndrico-horizantal.

1.2- MOTIVAÇÃO

Dentro do vasto campo de aplicação dos equipamentos mecânicos denominados, de forma genérica, "vasos de pressão" (indústrias petrolífera, química, petroquímica, nuclear, farmacêutica, alimentícia, naval, aero-espacial, etc), os desafios tecnológicos modernos têm exigido pressões de operação crescentes, não raro acompanhadas de severos ciclos térmicos. Paralelamente ao rigor de tais solicitações de projeto, tem-se perseguido com afinco a meta ambiciosa de redução sistemática do binômio peso-custo, seja pelo enobrecimento dos materiais de construção via metalurgia física, seja mediante o desenvolvimento de ferramentas tecnológicas apropriadas, baseadas em modelos matemáticos de qualidade comprovada, e que se mostrem, além disso, adequados à utilização específica. A precisão de tais modelos deve ser, em consequência, perfeitamente compatível com a finalidade pretendida, e o seu custo final não deve jamais comprometer o orçamento destinado ao projeto.

Dentro desse amplo contexto, o problema estrutural da interseção ortogonal de cascas cilíndricas, quando submetidas à pressão interna, reveste-se de extraordinária importância prática, devido sobretudo às seguintes considerações de caráter geral:

- a imensa maioria dos vasos de pressão tem formato cilíndrico (Fig.1.1);
- as extremidades de tais vasos são fechadas através de cascas especiais que se chamam “tampos” (Fig.1.3), fabricadas em material igual ou similar ao do corpo cilíndrico (vulgarmente denominado “costado”), e adequadas geometricamente à pressão de projeto a priori definida;
- a maioria dos bocais de processo dos vasos cilíndricos (independente do diâmetro de tais vasos), acopla-se ao costado dos mesmos por meio de solda de penetração total, em posição ortogonal (Fig. 1.4)

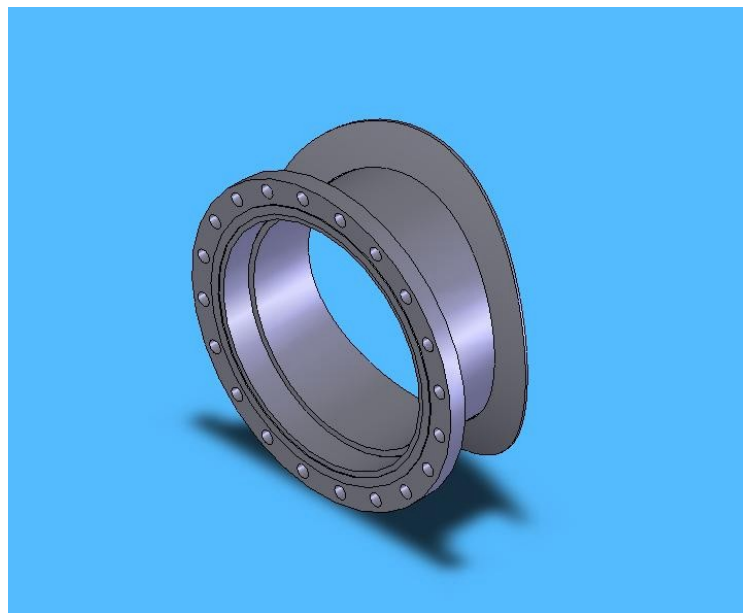


Fig.1.2: colarinho de reforço.

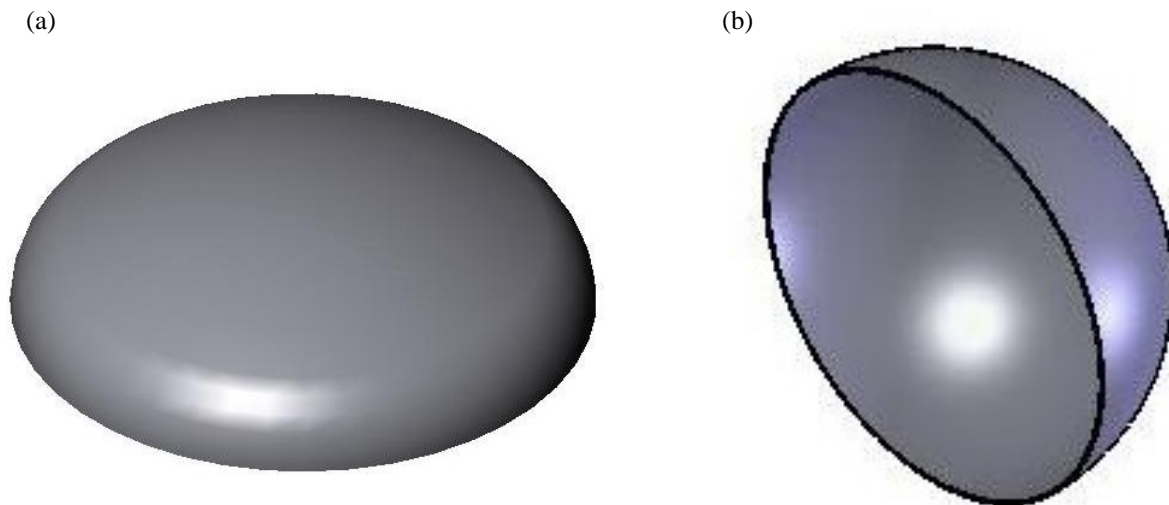


Fig.1.3: exemplos de tampos: (a) toro-esférico; (b) semi-esférico.

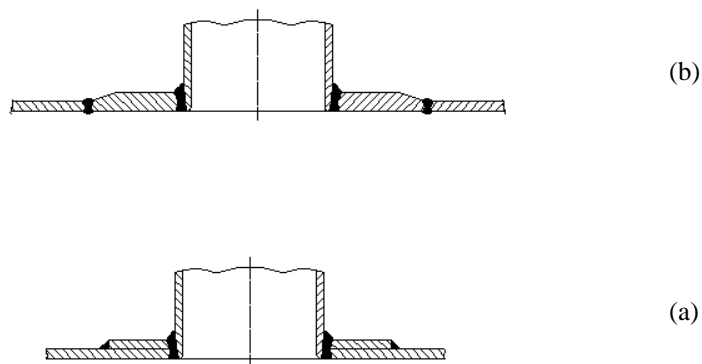


Fig. 1.4: corte longitudinal dos reforços usuais: (a) colarinho; (b) chapa de inserção.

- o cálculo dos reforços nas aberturas do costado dos vasos de pressão cilíndricos, destinadas a receber os bocais ortogonais de processo, baseia-se até hoje num critério meramente geométrico [2], sem a exigência formal de qualquer tipo de análise estrutural. Na imensa maioria dos casos práticos, as normas de projeto exigem apenas que seja assegurada, pelo colarinho de reforço convencional ou pela chapa de inserção equivalente, uma reposição controlada (a fim de evitar enrijecimento excessivo) da área longitudinal a priori definida.

Finalmente, a título de i nn

computacional inerente ao procedimento aqui proposto, pretende-se gerar soluções tecnicamente aceitáveis com bastante rapidez.

No que tange à abrangência do procedimento proposto no presente trabalho, cabe salientar que não há restrições definitivas a serem impostas, nem à geometria, nem ao material de construção das cascas ortogonalmente acopladas. Correções eventualmente necessárias (devidas à esbeltez, à relação de espessuras ou à relação de diâmetros) serão determinadas pelos desvios relativos correspondentes, obtidos através das curvas de parametrização e controle do modelo proposto (Cap. 9).

1.4- ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO

A composição temática do presente trabalho baseia-se em sete capítulos-chave, resumidos a seguir, os quais serão detalhados em seqüência. O primeiro (Cap. 2) faz uma revisão das abordagens disponíveis para enfrentar o problema em causa, desde uma solução clássica proposta por PAN [3], até as modernas soluções numéricas, baseadas no Método dos Elementos Finitos (MEF). Focalizam-se, ainda, as normas de projeto disponíveis e levantam-se críticas à abordagem convencional, largamente utilizada na prática industrial. Em seguida (Cap. 3), tenta-se desnudar o problema tecnológico da interseção ortogonal de cascas cilíndricas, em todas as suas nuances: patologias, conservadorismo vigente e alternativas de solução numérica. No Cap. 4, os fundamentos teóricos do modelo proposto são dissecados, desde a obtenção do campo de deslocamentos, até a definição dos limites de aplicabilidade e das simplificações embutidas. No Cap. 5, quatro conexões ortogonais são analisadas através do MEF. As duas primeiras pertencem ao mesmo vaso cilíndrico-vertical (denominado vaso-cobaia), cuja análise experimental, realizada no Laboratório de Estruturas da COPPE (LABEST), encontra-se documentada e comentada no Cap. 6. No Cap. 7 aplica-se o modelo proposto, em detalhe, às quatro conexões do Cap. 5. Comparam-se, no Cap. 8, as intensidades das tensões máximas, obtidas pelo MEF, pelo modelo proposto, pelas equações de Widerra-Eringen e pela experiência. No Cap. 9 abordam-se os critérios de parametrização, adotados na formulação do modelo proposto. Analisam-se, ainda, os efeitos da parametrização na precisão e na abrangência do referido modelo. Finalmente, o Cap. 10 é dedicado às considerações finais.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1- ABORDAGENS CLÁSSICAS DO PROBLEMA

O reforço das aberturas nasceu junto com os vasos de pressão, pois estes não podem prescindir daquelas. As abordagens clássicas recomendam uma área de reforço mínima no plano meridional, independente da geometria e da posição da conexão [1]. Tal área é obtida bipartindo-se a seção meridional da casca receptora, na região confinada ao furo da abertura a priori definida. Assim sendo, cada meia-área removida desta seção, ao girar axissimetricamente em torno do eixo do bocal, acompanhando a geometria da casca receptora, produz a estrutura de reforço mínima requerida (Fig. 2.1).

No limiar da tecnologia dos vasos de pressão (primeira década do século XX), quando a tecnologia da soldagem era incipiente e ainda se utilizavam rebites, chegou-se a usar, quando viável em termos de espessura, anéis cilíndricos calandrados de espessura dobrada, em torno do bocal a ser reforçado. Com a evolução da tecnologia do corte a quente (chama ou laser) das chapas de aço, a solução dos anéis de alta rigidez cedeu lugar aos colarinhos de reforço, mais deformáveis - porém não menos seguros - que equipam os vasos de pressão modernos.

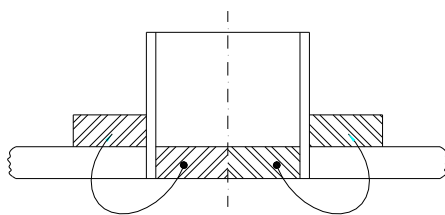


Fig 2.1: ilustração conceitual do método da reposição de área (seção longitudinal).

2.2- ESTADO DA ARTE

No que tange aos bocais ditos ortogonais, existem aqueles de uso permanente, denominados bocais de processo (entrada e saída de fluido, válvulas de alívio e segurança), além de bocais ortogonais de utilização eventual (drenos e bocas-de-visita, entre outros; Fig. 2.2). Admite-se, intuitivamente, desde os primórdios da

indústria caldeireira, que qualquer abertura numa casca cilíndrica a ser pressurizada venha a fragilizá-la, não importa quais sejam os diâmetros envolvidos. Em outras palavras: independente do diâmetro e da espessura da abertura projetada, haverá, em princípio, necessidade de reforçá-la estruturalmente, a fim de que a perturbação inevitável no estado de membrana permaneça sob controle do projetista. O material de reforço segue, em geral, dois padrões similares, a saber:

- pelo critério habitual, adiciona-se um colarinho em forma de coroa circular à casca receptora, integralmente soldado à mesma;
- pelo critério alternativo, introduz-se uma chapa mais grossa na região reservada ao colarinho convencional (chapa de inserção ou “insert plate”; Fig. 2.2).

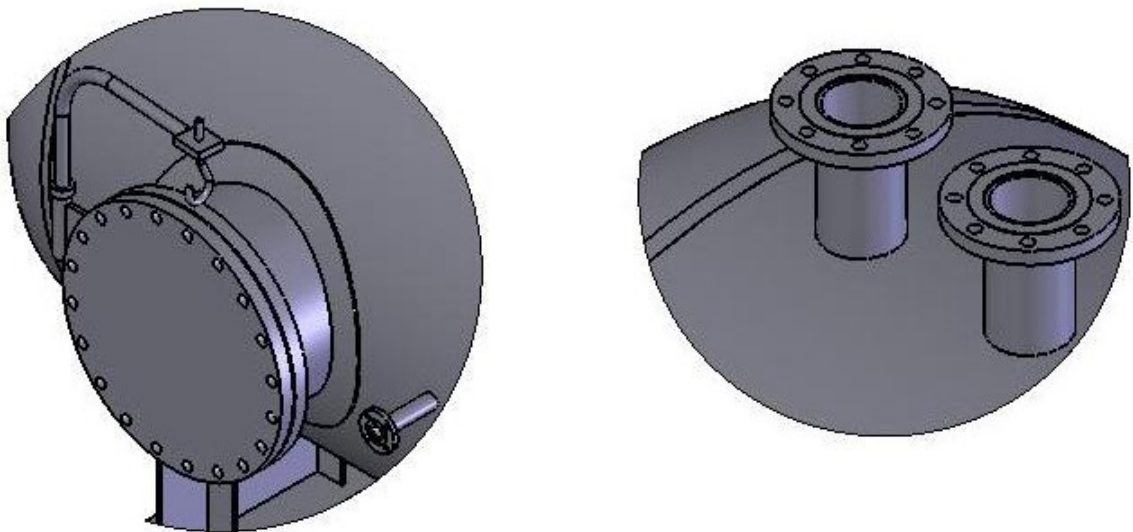


Fig. 2.2: boca-de-visita com turco e colarinho de reforço (à esquerda); bocais para válvulas de alívio e segurança (à direita).

A utilização do critério alternativo tem crescido bastante nos últimos tempos, devido sobretudo às vantagens tecnológicas e estruturais que lhe são intrínsecas, a despeito de seu maior custo de fabricação e montagem. Em qualquer circunstância, porém, duas exigências básicas devem ser obedecidas [1] e [2]:

- adicionar apenas, no plano meridional da casca receptora, a quantidade de metal suficiente para compensar o efeito enfraquecedor da abertura, preservando, em paralelo, o padrão geral de deformação elástica predominante na casca receptora;
- soldar a peça de reforço em posição adjacente à abertura, dotando-a de contorno e perfil suaves, de modo a evitar novos concentradores de tensão indesejáveis.

As últimas edições da norma de projeto mais utilizada entre nós [2] já admitem, embora de forma tácita, a exigência do cálculo estrutural em interseções ortogonais. Com este objetivo acrescentou-se um novo apêndice, de utilização obrigatória, dirigido às “Grandes Aberturas em Cascas Cilíndricas”. São assim denominadas quaisquer aberturas que excedam, geometricamente, os limites dimensionais impostos pelo texto básico. Dentro de tais limites, o reforço deve ser determinado, exclusivamente, pelo Método da Reposição de Área. Fora dos mesmos, o apêndice das grandes aberturas oferece [2], ao engenheiro de projeto, o roteiro de cálculo de uma tensão de flexão longitudinal na interseção considerada. Este cálculo se baseia no momento de inércia da área de reforço meridional, sobre a qual atua o momento fletor longitudinal, despertado pela pressão interna. Entretanto, as 3 equações apresentadas no apêndice referido são puramente geométricas: nenhuma delas contempla a parte física do problema (módulo de elasticidade longitudinal, ou módulo de Young, e coeficiente de deformação transversal, ou coeficiente de Poisson dos materiais envolvidos). Por conseguinte, ainda há limitações a serem removidas do modelo sugerido.

A bem da verdade, determinar a quantidade ideal de reforço é difícil, conforme o reconhece a literatura pertinente [1]. Também o é a definição inequívoca das condições de contorno que devem reger a linha de solda de acoplamento [3]. Hoje em dia, aliás, considera-se o reforço exagerado talvez até mais nefasto que a ausência do mesmo: o excesso de material suplementar pode criar restrições indevidas (“hard spots”) ao longo de toda a região de acoplamento entre os dois cilindros. Tais restrições provocam, potencialmente, picos de tensão alheios ao controle do modelo de cálculo usual (Método da Reposição de Área). Segundo HARVEY [1], o resultado pode ser comparado, em sua forma drástica, ao ato de furar um balão de aniversário (“pinching a birthday party balloon”).

Na realidade, o problema da interseção ortogonal de duas cascas cilíndricas, submetidas à ação exclusiva da pressão interna, tem desafiado a imaginação dos investigadores há quase meio século.

Em 1961, REIDELBACH [4] logrou integrar as equações desenvolvidas por GREEN *et al.* [5] para duas cascas cilíndricas ortogonalmente acopladas, expressando as soluções individuais por meio de séries duplas de senos. Como hipótese simplificadora, ele decidiu desprezar os termos que continham o quadrado da relação entre os dois diâmetros. Não há registros de resultados obtidos pelo pesquisador, numa eventual tentativa de solucionar casos concretos.

Em 1965, ERINGEN *et al.* [6] analisaram o problema e apresentaram-lhe uma solução simplificada. A validade da solução proposta, porém, impunha restrições à curva de acoplamento: tal curva era tratada pelo modelo como circunferência de círculo. Na prática, a abrangência da solução preconizada pelo autor mostrar-se-ia, infelizmente, insatisfatória. Também aqui, não existem registros de resultados disponíveis.

Em 1967, BIJLAARD *et al.* [8] reformularam o problema da interseção ortogonal entre duas cascas cilíndricas, numa tentativa de contemplar uma geometria considerada problemática: aquela que ostenta uma relação entre os diâmetros igual à unidade. Eles conseguiram encontrar uma solução baseada na forma atribuída por FLÜGGE [19] às cascas cilíndricas fechadas.

A qualidade de tal solução, no entanto, continuava atrelada à curva de interseção ortogonal: quanto mais próxima esta curva da circunferência de círculo, tanto melhor seria a resposta do modelo.

Investigações experimentais foram também levadas a cabo por diversos pesquisadores, entre os quais se destacam HARDENBERG *et al.* [22] RILEY [40], KRAUS [4], ERINGEN *et al.* [7].

Cumprе ressaltar que, a rigor, todos os métodos analíticos acima descritos exibem algum tipo de vinculação com a geometria da curva de interseção ortogonal: é possível obter soluções tecnicamente aceitáveis, desde que tal curva admita ser considerada como circunferência de círculo. Em qualquer circunstância, porém, uma sombra incômoda permanece: os resultados tornam-se erráticos e desprovidos de qualquer confiabilidade, à medida que a relação entre os diâmetros das cascas cilíndricas interceptantes tende para um. Parece evidente que esta característica desagradável venha a configurar, de per si, uma restrição significativa aos critérios de

análise que têm sido abraçados pelos pesquisadores da escola clássica. Em suma: urge que se procurem caminhos alternativos de solução.

Por outro lado, cabe realçar, nesta pesquisa bibliográfica, um modelo analítico desenvolvido há quase quatro décadas. Na apresentação de tal modelo, PAN [3] permite que o aparato acadêmico faça uma concessão significativa ao discurso tecnológico, analisando uma interseção ortogonal sob pressão interna, entre duas cascas cilíndricas “excessivamente finas” (fator de esbeltez acima de 90, vide Tab. 4.1), construídas em aço-carbono de qualidade estrutural e resistência mecânica média. A casca de maior diâmetro é denominada “casca 2”, ao passo que a de menor diâmetro chama-se “casca 1”. A relação entre os diâmetros é aproximadamente igual a 2. Na proposta de tese em curso, a casca “2” será batizada de “casca receptora” e a casca “1” de “casca acoplada”.

PAN [3] aplicou, ao longo da linha de acoplamento, à superfície média da casca 1 as equações de Flügge e à superfície média da casca 2 as equações de Donnell. Sujeitas às condições de simetria disponíveis no referido acoplamento e às condições de contorno características de cada casca cilíndrica interceptante, tais equações tornam-se passíveis de solução numérica (o autor optou pelas diferenças finitas). Como de hábito, supõe-se que ambas as cascas sejam longas o suficiente, a fim de atenuar por completo qualquer perturbação local ao estado de membrana. Devido à perfeita simetria entre quadrantes opostos, basta investigar um dos quadrantes determinados pela linha de solda de acoplamento. As duas cascas cilíndricas são então conduzidas ao casamento estrutural, mediante a imposição de quatro condições de contorno cinemáticas e quatro equações vetoriais de equilíbrio, a serem obedecidas pelo elemento de casca na curva espacial de interseção (linha de solda de acoplamento).

Os resultados numéricos da aplicação do modelo de PAN [3], sugerem concordância satisfatória com a experiência, segundo o autor ; não obstante, as curvas disponíveis mostram desvios superiores a 50% nas tensões máximas, quando comparados aos resultados experimentais de RILEY [40]). A despeito disso, e tendo em mente a reconhecida dificuldade em descrever com precisão as condições de contorno vigentes na linha de solda de acoplamento, o autor enfatiza [3] que os resultados obtidos devem ser considerados encorajadores.

2.2.1- METODOLOGIAS ANALÍTICAS

O procedimento analítico padrão, atualmente utilizado em todos os ramos da indústria mecânica ligada aos vasos de pressão, baseia-se num critério geométrico antigo, denominado, como já foi dito, Método da Reposição de Área [1] e [2]. Tal processo recoloca, externamente à casca receptora e de forma axissimétrica, a área meridional que lhe tenha sido subtraída, a fim de permitir a soldagem do bocal respectivo. Embora simples e confiável – sobretudo dentro dos limites da chamada “casca fina” – a reposição de área peca pela ausência de resultados estruturais.

Em outras palavras: este procedimento não permite calcular as intensidades das tensões combinadas máximas, despertadas pela pressão na solda de acoplamento; mas procura, por outro lado, evitar a ocorrência de rigidez excessiva na conexão, através da aplicação de limitadores geométricos empíricos a priori definidos [1] e [2].

Em 1994, KOVES *et al.* [31] analisaram, estruturalmente, interseções cilíndricas ortogonais sob pressão interna, exibindo relações de diâmetro (d/D) menores que 0,50. A solução elástica apresentada baseia-se nos parâmetros adimensionais d/D ,

D/T e t/T , onde as letras maiúsculas referem-se à casca receptora (vaso) e as minúsculas à casca acoplada (ou bocal). MOKHTARIAN [30] elaborou a sustentação teórica para o trabalho citado, desenvolvendo uma teoria de casca dirigida à interseção cilíndrica ortogonal, especificamente. Montou-se, então, a partir desta concepção teórica, um grupo de equações denominadas “de correlação”, obtidas através da aplicação do MEF a 18 modelos de conexão ortogonal criteriosamente escolhidos, tais que $t/T=0,10$. Ao ser testado, este primeiro grupo de soluções analíticas apresentou resultados insatisfatórios, visto que o desvio padrão das intensidades de tensão estimadas, face ao MEF, variou entre 0,35 e 2,65. Uma vez constatado que a relação $t/T=0,10$ era raríssima em vasos de pressão reais, foi decidido [31] enveredar por um novo caminho, ao longo do qual aumentou-se o número de modelos para 51, divididos em 3 grupos distintos: $t/T=0,50$, $t/T=1,0$ e $t/T=3,0$. Este novo conjunto de equações de correlação demonstrou qualidade superior àquele pacote inicial, pois, nesse caso, o desvio padrão das intensidades de tensão estimadas, face ao MEF, oscilou entre 0,23 e 1,45. Os piores resultados ocorreram no intervalo $0,50 < d/D < 1,0$; a respeito dessa faixa foi declarado [31], enfaticamente, que os procedimentos de projeto existentes continuavam à espera de melhorias. Cumpre salientar, nesta altura, a característica essencial dos modelos que deram origem à análise paramétrica [31]: trata-se da

interseção ortogonal de cascas cilíndricas finas, sem colarinhos de reforço nem transições de espessura na região de acoplamento (junção cilindro-cilindro).

Conforme verificado pelos pesquisadores [31], a utilização dos programas comerciais de elementos finitos disponíveis àquela época permitiam modelar as interseções ortogonais e calcular as intensidades de tensão respectivas.

Entretanto, o número de aberturas nos vasos de pressão poderia ser excessivamente grande, tornando anti-econômica - até mesmo inviável, eventualmente - a aplicação rotineira do MEF na prática da engenharia. Por conseguinte, ferramentas de projeto mais simples, capazes até mesmo de resolver satisfatoriamente interseções que possuam elevada relação de diâmetros ($d/D > 0,50$), devem ser criadas e continuamente melhoradas, a fim de acelerar e baratear o processo produtivo das indústrias mecânicas dedicadas à fabricação dos vasos de pressão. Com esse firme propósito, foi elaborado [31] um conjunto de equações paramétricas de projeto, baseado numa vasta amostragem de interseções ortogonais submetida ao Método dos Elementos Finitos. Tais equações adimensionais, nas quais 6 tensões normais induzidas pela pressão interna (3 no costado e 3 no bocal), são referidas à tensão de membrana circunferencial do vaso, pretendem oferecer ao engenheiro de projeto um procedimento analítico rápido e seguro, no domínio das interseções ortogonais cilindro-cilindro. Estas equações permitem que as tensões normais ao longo da interseção sejam calculadas diretamente, como função exclusiva da geometria da mesma e da referida tensão de membrana, que se obtém a partir da equação de Laplace. Na próxima subseção, estas equações de projeto serão devidamente abordadas.

2.2.2- MÉTODOS APROXIMADOS (SOLUÇÕES NUMÉRICAS)

WIDERA *et al.* [32] utilizaram-se do programa comercial COSMOS/M (Versão 1.75), objetivando analisar interseções cilíndricas ortogonais consideradas tecnologicamente problemáticas, devido às suas elevadas relações de diâmetro: $0,50 < d/D < 1,0$. Um exaustivo trabalho de simulação foi desenvolvido, visando incluir a relação de diâmetro máxima: $d/D = 1$. Ao todo, 69 modelos de elementos finitos foram criados e manipulados, através do programa supracitado, numa tentativa de elaborar, a partir dos resultados da análise pelo MEF, um pacote confiável de 6 equações paramétricas (3 relativas ao costado e 3 ao bocal), capazes de fornecer ao engenheiro calculista, no âmbito das interseções ortogonais de elevada relação d/D , um

procedimento de projeto rápido e seguro, apto a permitir-lhe um cálculo confiável das tensões normais extremas. A tabela seguinte define os limites dos parâmetros geométricos envolvidos na simulação [32].

Nº de Modelos	Relação t/T	Relação D/T	Relação d/D
24	0,10; 0,50; 1,0; 3,0	20, 60, 100, 150, 250, 500	0,333
20	0,10; 0,50; 1,0; 3,0	20, 60, 100, 150, 250	0,500
16	0,10; 0,50; 1,0; 3,0	20, 60, 100, 150	0,750
9	0,10; 0,50; 1,0	20, 60, 100	1,00

Tabela 2.1 Limites dos Parâmetros Geométricos

Um elemento isoparamétrico de 8 nós foi especificado, para modelar as 69 interseções ortogonais idealizadas (todas desprovidas de colarinho de reforço). Trata-se de um elemento tipo quadrilátero, de espessura constante, com 6 graus de liberdade por nó. Para efeitos de comparação e avaliação dos valores fornecidos pelas soluções numéricas, foram utilizados os resultados experimentais de dois trabalhos anteriores, desenvolvidos por ERINGEN *et al.* [17 e 18] que investigaram modelos de geometrias diferentes, porém contidas na tabela anterior. Os resultados da comparação citada revelaram-se plenamente satisfatórios.

Quanto às 6 equações de projeto supracitadas, todas são referidas à tensão $S_o = pR/t$, que representa a tensão de membrana circunferencial na casca cilíndrica, conforme previsto pela equação de Laplace. Considerando-se que, por definição, “intensidade de tensão” é a diferença entre as tensões principais máxima e mínima, as 6 tensões normais são assim representadas:

- S_{tv} = membrana mais flexão no vaso (tangente à abertura);
- S_{tb} = membrana mais flexão no bocal (tangente à abertura);
- S_{tmv} = membrana local no vaso (tangente à abertura);
- S_{tmb} = membrana local no bocal (tangente à abertura);
- S_v = intensidade de tensão superficial no vaso;
- S_b = intensidade de tensão superficial no bocal.

As 6 equações paramétricas propriamente ditas, montadas a partir de um programa especialmente escrito em FORTRAN, apresentam o seguinte aspecto:

$$\begin{aligned}
 Stv/So &= 1,1152 - 1,5986(d/D)^{0,8}(D/T)^{0,3}(t/T)^{0,3} + 2,2996(d/D)^{0,8}(D/T)^{0,4}(t/T)^{-0,2} \\
 Stb/So &= 1,3530 + 7,9974(d/D)^{0,9}(D/T)^{0,5} - 7,0439(d/D)^{0,9}(D/T)^{0,5}(t/T)^{0,1} \\
 Sv/So &= -2,1052 + 3,6824(d/D)^{0,6}(D/T)^{0,3}(t/T)^{-0,2} - 0,05724(d/D)1,2(D/T)^{0,3}(t/T)^{2,9} \\
 Sb/So &= 2,6178 - 0,006508(d/D)^{0,4}(D/T)^{0,5}(t/T)^{-3,2} + 0,4549(d/D)^{0,6}(D/T)^{0,6}(t/T)^{-1,3} \\
 Stmv/So &= 1,2498 - 0,006554(d/D)^{1,0}(D/T)^{0,6}(t/T)^{-2,4} + 0,6498(d/D)^{1,0}(D/T)^{0,5}(t/T)^{-0,8} \\
 Stmb/So &= 1,2553 - 0,03199(d/D)^{1,0}(D/T)^{0,6}(t/T)^{-2,0} + 0,6738(d/D)^{1,0}(D/T)^{0,5}(t/T)^{-1,0}
 \end{aligned}$$

Como se pode observar com clareza, tais equações permitem calcular as tensões máximas no vaso (índices “v”) e no bocal (índices “b”), uma vez conhecidas a tensão de membrana circunferencial despertada (S_o) e a geometria da conexão (D , T , d , t).

As principais conclusões derivadas de [32], são as seguintes:

- as 6 equações adimensionais acima exibidas podem ser consideradas confiáveis, no que diz respeito ao cálculo das tensões normais combinadas devidas à pressão interna, em interseções ortogonais que possuam relação de diâmetro (d/D) igual ou superior a $1/3$;
- as tensões máximas ocorrem nos pontos meridionais simétricos da interseção ortogonal cilindro-cilindro (rosetas R2, R4, R6 e R8, Figs. 6.6 e 6.7)), exceto onde existirem bocais muito finos ($t/T=0,10$); tais bocais, porém, raramente ocorrem na prática da engenharia;
- a tensão máxima, numa direção tangencial à abertura (meridional ou circunferencial), pode ocorrer na superfície interna ou externa dos cilindros acoplados (vaso e bocal), dependendo dos parâmetros adimensionais de controle da geometria desse acoplamento (d/D , D/T , t/T); quando o vaso tem parede relativamente grossa (D/T menor ou igual a 20), o pico de tensão ocorre na superfície interna, onde a tensão de compressão é predominante, conforme a Teoria de Lagrange; caso contrário, nos vasos de parede relativamente fina (D/T maior que 20), tal pico se transfere para a superfície externa, devido ao fato de os dois cilindros (costado e bocal) estarem submetidos à mesma pressão interna;

- comparada à solução numérica, obtida através do MEF, a aplicação das equações de projeto acima analisadas apresentou os seguintes desvios percentuais situados entre $-74,2\%$ e $+49,7\%$.

Dispõe-se, hoje em dia, de várias opções, no que tange aos programas comerciais baseados no Método dos Elementos Finitos (MEF). Na área de estruturas de caráter geral, os mais utilizados no Brasil são, provavelmente, o ANSYS (marca comercial da ANSYS, Inc.) e o SAP (marca comercial da Computers and Structures, Inc.). Tais programas, montados sobre centenas de milhares de linhas de programação, representam poderosas ferramentas de projeto, capazes de enfrentar uma ampla gama de problemas tecnológicos importantes: análise estrutural, transferência de calor, mecânica dos fluidos e eletromagnetismo, entre outros. Trata-se, todavia, de ferramentas muito dispendiosas, não apenas no tocante ao investimento inicial, como também - e principalmente - no que concerne à qualificação de mão-de-obra requerida para utilizá-los, a fim de que se possa usufruir de toda a sua grande capacidade operacional. No presente trabalho, as três interseções ortogonais analisadas foram modeladas através do programa SAP-2000, Versão 9. Tensões e deformações máximas, despertadas pela pressão interna aplicada àquelas interseções, podem ser visualizadas nas figuras respectivas.

Finalizando, cumpre tecer alguns comentários e enfatizar algumas limitações importantes, inerentes à técnica de solução via MEF. Antes de mais nada, deve-se reconhecer que o usuário do programa é o primeiro a introduzir (pelo menos potencialmente), dois tipos de erros: erros de modelagem (concepção física do problema), e erros de discretização (tamanho de malha).

O computador, por sua vez, introduz erros numéricos de arredondamento ou truncamento, à medida que matrizes são montadas e equações resolvidas. COOK [48] declara que, a despeito de serem submetidos a revisões contínuas, deve-se admitir que todos os programas comerciais contenham erros, pois é praticamente impossível alcançar precisão absoluta em códigos computacionais de tamanha extensão. Observe-se, também, que resultados estranhos aparecem com muita freqüência em elementos finitos, sendo imperativo que o usuário do programa utilizado seja capaz de reconhecê-los e corrigi-los. A etapa de modelagem deve ser sempre exercida criteriosamente, pois qualquer modelo, bom ou ruim [48], é capaz de produzir contornos de tensão suaves e coloridos. Além disso, um modelo pobre pode ocultar defeitos que não podem ser removidos pela simples decisão de refinar a malha nas zonas críticas.

2.2.3- NORMAS DE PROJETO PARA VASOS DE PRESSÃO

No Brasil utiliza-se, quase que exclusivamente, a norma de projeto e fabricação de origem norte-americana, editada pela American Society of Mechanical Engineers (ASME). Tal norma, em sua Seção VIII, dedica-se aos vasos de pressão não sujeitos à ação da chama. A Seção VIII, por sua vez, desde a década de 60 contempla duas versões distintas: uma versão conservadora, denominada Divisão 1, e uma versão progressista, denominada Divisão 2. A Divisão 1 baseia-se no critério de falha atribuída a Rankine [1], que identifica nas tensões normais extremas (ou tensões principais) as causas do colapso estrutural. Ocorre, então, sob essa hipótese e do ponto de vista microscópico, perda de coesão localizada dos planos cristalinos (“cohesion failure”), induzida pelas tensões normais. Foi verificado [1], porém, em se tratando dos aços-carbono utilizados nos vasos de pressão modernos, que existe uma discrepância significativa, entre as tensões de colapso previstas pela Teoria de Rankine e os resultados experimentais correspondentes. Isto se deve, provavelmente, ao fato de os aços-carbono adequados aos vasos de pressão possuírem hoje, graças aos avanços da Metalurgia Física, uma fase plástica generosa, projetada especificamente para aliviar, ao término do ensaio hidrostático do vaso virgem, as tensões de pico despertadas pela pressão de teste – quer seja nas descontinuidades geométricas, quer seja nas de carregamento [1].

Admite-se que o teste hidrostático moderno não apenas certifique a integridade estrutural do vaso, como também seja capaz de promover alívio localizado, por meio de simples deformação plástica, de todas aquelas tensões perturbadoras do estado de membrana predominante. Por outro lado, no que tange às tensões de engenharia ditas “admissíveis”, a Divisão 1 as define como o menor valor entre $2/3$ do limite elástico e $1/3,5$ do limite de resistência à tração, calculados a partir dos resultados obtidos no ensaio de tração uniaxial do material considerado. De posse das tensões admissíveis desse material, todas as espessuras podem ser calculadas pela equação de Laplace, tecnologicamente modificada através da introdução de fatores adimensionais empíricos.

Quanto à Divisão 2, esta se apóia no critério de falha atribuído a Tresca [1], que identifica nas tensões tangenciais críticas as raízes do colapso estrutural. Aqui se trata, por conseguinte, da ocorrência de falhas por deslizamento de planos cristalinos (“slip failure”), sob a ação deletéria das tensões tangenciais. E como as tensões

tangenciais máximas equivalem, em cada um dos três planos coordenados, à semi-diferença entre as respectivas tensões principais, a Divisão 2 define como “intensidade de tensão” , ou “stress intensity” (S_m), o dobro de tal semi-diferença. Em outras palavras: à luz da versão progressista, é o módulo da maior diferença entre as tensões principais [$(\sigma_1 - \sigma_2)$, $(\sigma_2 - \sigma_3)$ ou $(\sigma_1 - \sigma_3)$], que deve ser comparado à tensão admissível do material, a qual, nesse caso, passa a ser definida como o menor valor entre 2/3 do limite elástico e 1/3 do limite de resistência à tração do material. Em consequência desta última opção, as tensões admissíveis da Divisão 2 serão maiores (no mínimo iguais) às da Divisão 1, fato que conduzirá a espessuras de parede menores, quando o cálculo for conduzido sob a Divisão 2. Entretanto, tal redução de espessura exigirá maiores cuidados de projeto e fabricação, embora as equações básicas sejam análogas, a menos de diferenças insignificantes entre os fatores empíricos. Avaliado experimentalmente, o Critério de Tresca apresenta resultados bastante satisfatórios, quando se lida com materiais adequados aos vasos de pressão. Logo, trata-se de um modelo mais sofisticado e mais eficiente, nessa área de trabalho, que o Modelo de Rankine. Cabe, então, a seguinte pergunta: por que a versão progressista da norma (Divisão 2) não substituiu, definitivamente, a versão conservadora (Divisão 1)?

Simplemente porque aquilo que se ganha em termos de espessura, com a conseqüente redução no peso do vaso, nem sempre compensa os gastos adicionais em projeto (análise de tensões) e fabricação (radiografia total, rastreabilidade dos materiais, inspeção externa, etc.). Normalmente, os vasos maiores são mais sensíveis à Divisão 2, porém não existe regra geral; cada caso deve ser analisado, de per si, pelo engenheiro responsável.

Existem várias normas européias dedicadas ao projeto e à fabricação de vasos de pressão: BS-5500, “Fusion Welded Pressure Vessels, Parts 1 and 2” (inglesa); DIN-UVV, “Drückbehälter” (alemã); AFNOR, “Syndicat National de la Chaudronnerie et de la Tôlerie” (francesa), etc. Todavia, com exceção da BS-5500 (em alguns tópicos especiais, como a análise de vasos verticais muito altos sob carga de vento, por exemplo), as demais, a rigor, não participam do processo produtivo da indústria nacional, no domínio dos vasos de pressão e similares. Nesse mesmo caso podem ser situadas a norma japonesa JIS (Japanese Industry Standards for Pressure Vessels), e a chinesa GB 150-98 (Steel Pressure Vessels). Tais normas diferem da norma ASME, de uma forma geral, no que tange à montagem das estruturas de cálculo: enquanto que as primeiras permitem ao projetista uma certa flexibilidade na utilização de equações

secundárias (aquelas desvinculadas do cálculo direto das espessuras sob pressão), a norma ASME exige disciplina férrea à sua rotina de trabalho, a fim de que o vaso possa receber seu certificado de aprovação.

2.3- CRÍTICAS À ABORDAGEM CONVENCIONAL

A abordagem convencional clássica, relativa às aberturas contidas nos limites definidos pelo parágrafo UG-36 [2], recomenda o tradicional Método da Reposição de Área [1]. Apesar de se mostrar quase sempre conservadora e segura (afinal, já deve estar a caminho do centenário), esta abordagem mantém o engenheiro de projeto à míngua de resultados estruturais, ao longo da interseção ortogonal que ele se propõe a projetar. Na prática, isto significa desconforto, não apenas para o projetista, como também para seu cliente – o usuário final do equipamento. Afinal de contas, não há engenheiro estrutural que não se sinta frustrado, ao se deparar com a ausência total e absoluta de tensões a analisar e a comentar, numa simulação digna desse nome. Quando se deseja recuperar a resistência estrutural de uma casca cilíndrica a ser pressurizada, reduzida pelas aberturas inerentes aos seus inevitáveis bocais, a decisão de repor as áreas removidas (no plano meridional) é meramente intuitiva.

E quando se observa que a reposição de área tem se mostrado eficiente ao longo de todos esses anos (a menos de alguns problemas gerados por metalurgia e calandragem, que serão abordados adiante), uma pergunta óbvia se impõe: não teremos sido (os engenheiros de vasos de pressão) conservadores em excesso – pelo menos em algumas geometrias de acoplamento? Conservadorismo excessivo significa, ao longo do ciclo produtivo, desperdício de matéria-prima e mão-de-obra. O engenheiro de projeto deve lutar sempre contra o conservadorismo exagerado, que opõe obstáculos ao desenvolvimento tecnológico. Infelizmente, porém, a partir do momento em que as normas internacionais abraçam um modelo de cálculo estritamente geométrico, para o cálculo das interseções ortogonais cilindro-cilindro internamente pressurizadas, ele (ou ela) fica impossibilitado de fazê-lo, pela carência absoluta de argumentação convincente, do ponto de vista da análise de tensões (já que não há tensões a calcular). Resumindo: é forçoso reconhecer que a abordagem clássica convencional da grande maioria das aberturas, traduzida na prática pelo conhecido Método da Reposição de Área [1] - malgrado sua simplicidade, aliada à sua confiabilidade aparentemente intocável – pode ocultar defeitos de avaliação significativos, quando se analisam [31]

interseções ortogonais de geometria especial ($d/D > 1/3$), embora presentes com frequência na prática industrial moderna.

Já foi mencionado anteriormente, no decorrer deste trabalho, que a norma de projeto e fabricação predominante na indústria mecânica nacional [2] passou a oferecer recentemente, aos profissionais do ramo, um procedimento de cálculo estrutural simplificado, sob a forma de apêndice de uso obrigatório e dedicado às “Grandes Aberturas em Cascas Cilíndricas”. Trata-se, aqui, de uma abordagem clássica especial (ou não-convencional). Quaisquer aberturas como tal definidas, conforme exigência atual da norma supracitada, deve ser submetida também àquele apêndice, e não somente ao critério usual de reposição de área. O apêndice também exige que a largura da região reforçada - aquela que incorpora a área de reposição, (seja ela tipo colarinho ou chapa de inserção) - esteja limitada ao valor $L = (R_m \cdot t)^{0,5}$, onde R_m e t são o raio médio e a espessura do vaso, respectivamente.

Foi demonstrado [1], com base na Teoria da Viga Sobre Fundação Elástica Contínua, que tal valor de L corresponde, aproximadamente, ao limite de influência dos efeitos de borda no corpo do vaso (sendo a borda, no caso em pauta, a linha de conexão vaso-bocal). Por conseguinte, toda a reposição de área requerida, no intuito de recuperar a rigidez do vaso, deverá respeitar o limite L acima definido. Então, lançando mão das 3 equações de projeto fornecidas pelo Apêndice 1-7 [2], o engenheiro responsável pode calcular a intensidade da tensão de flexão S_b , e, se for o caso, aprová-la. Ocorre que este cálculo da tensão S_b , apoiado exclusivamente na área meridional reforçada que circunda o bocal e resiste à flexão longitudinal, é estritamente geométrico. Dele não participam, nem o módulo de elasticidade longitudinal, nem o coeficiente de Poisson dos materiais envolvidos (costado e bocal não precisam ser, obrigatoriamente, do mesmo material: basta que tais materiais sejam compatíveis com a utilização, conforme [2]). Aparentemente, esta é uma limitação física significativa do modelo proposto pela norma. Outra limitação aparente reside na equação do momento fletor solicitante, cuja aplicação gera um momento concentrado fictício, atuante sobre a curva de interseção retificada (Nmm), quando, a rigor, o mesmo deveria ser distribuído (Nmm/mm). Observa-se, ainda, que a dilatação radial das cascas pressurizadas (vaso e bocal) está ausente do modelo adotado pela norma, muito embora seja tal dilatação o agente mecânico responsável pelos esforços de borda, os quais darão lugar, por sua vez, às tensões combinadas máximas na interseção ortogonal. Enfim, cumpre reconhecer que,

apesar dos avanços inegáveis, ainda existem limitações a remover do modelo acima, adotado hoje pela norma de projeto mais utilizada na indústria nacional.

Resta comentar a recente opção alternativa da abordagem convencional, desenvolvida visando especialmente (mas não exclusivamente) as interseções de elevada relação d/D , e baseada na montagem daquelas 6 equações paramétricas acima apresentadas [31].

Considerando-se que a tensão de membrana circunferencial ($S_o = pR/t$) é facilmente calculável, estas 6 tensões combinadas máximas podem ser obtidas rapidamente, introduzindo-se nas equações paramétricas a geometria da conexão (D , T , d , t). Há, todavia, comentários importantes a tecer, além de limitações a enfatizar. Convém salientar, de início, que as equações acima foram testadas, exclusivamente, em conexões de grande relação de diâmetro: d/D igual ou superior a $1/3$. Apresentam-se, em seguida, os desvios percentuais máximos encontrados nos quatro vasos de pressão analisados, como resultado da comparação entre a solução analítica (equações paramétricas) e o Método dos Elementos Finitos:

- num vaso provido de uma conexão ortogonal em aço-carbono, cujos parâmetros de acoplamento eram $d/D=1/3$, $D/T=20$ e $t/T=3$: +49,7%;
- num vaso provido de uma conexão ortogonal em aço-carbono, cujos parâmetros de acoplamento eram $d/D=3/4$, $D/T=20$ e $t/T=3$: -25,2%;
- no bocal de um vaso em aço-carbono, cujos parâmetros de acoplamento eram $d/D=1/3$, $D/T=20$ e $t/T=3$: -74,2%;
- no bocal de um vaso em aço-carbono, cujos parâmetros de acoplamento eram $d/D=1/3$, $D/T=60$ e $t/T=3$: -53,5%.

É evidente que os valores numéricos encontrados falam por si só. Esta solução analítica de pretensão estrutural, projetada para avaliar conexões ortogonais que apresentem grandes relações de diâmetro (d/D maior ou igual a $1/3$), apesar de ter sido testada e considerada confiável para aplicação tecnológica, ainda pode gerar desvios da ordem de +50% (no vaso) e -74% (no bocal). A conclusão é imediata: a indústria de caldeiraria continua à espera de um procedimento analítico rápido e seguro, destinado à análise eficiente das interseções ortogonais entre cascas cilíndricas internamente pressurizadas. Esta é a principal motivação do presente trabalho.

3. APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA TECNOLÓGICO

3.1- DETALHES SIGNIFICATIVOS DA PRÁTICA INDUSTRIAL

A prática industrial exige, em nossos dias, uma convergência de esforços delicada que permita conciliar, de forma ininterrupta, alta eficiência e rapidez de execução; que consiga assegurar baixo custo de produção, sob elevada segurança operacional. Malgrado sua aparente simplicidade, o colarinho de reforço convencional (Figs. 1.2 e 1.4, inferior) exige mão-de-obra altamente qualificada, no que tange às tecnologias de corte, conformação (calandragem) e soldagem. Os colarinhos que reforçam as interseções ortogonais cilindro-cilindro sempre representaram o caso mais simples (e também o mais importante, na tecnologia mecânica). Constroem-se tais colarinhos por meio de corte térmico, dirigido cuidadosamente ao longo de duas circunferências de círculo: a interna, que será soldada de topo ao pescoço do bocal (cilindro menor); e a externa, que será acoplada, mediante solda de ângulo, ao costado (cilindro maior). Como o próprio nome o indica, o corte térmico se baseia na geração de temperaturas pontuais elevadíssimas. A opção mais antiga denomina-se oxicorte, apesar de o componente essencial ser o acetileno, e não o oxigênio. Este acelera violentamente a combustão daquele, de modo que a temperatura desenvolvida, na ponta da chama oxiacetilênica, ultrapassa folgadoamente o ponto de fusão do aço-carbono, comum ou ligado. Para permitir o corte térmico dos aços inoxidáveis (austeníticos, ferríticos ou martensíticos), desenvolveu-se uma mistura de gases especiais, capitaneada pelo argônio, que se convencionou chamar de “plasma”. Este corte, executado sob a proteção de uma atmosfera rica em argônio, produz acabamento bem superior àquele deixado pelo oxicorte. Depois da operação, o corte a plasma deixa poucas rebarbas; em contapartida, a utilização do tradicional oxicorte é mais simples e bem mais barata. Existe, também, uma terceira opção, sensivelmente mais cara (e mais precisa) que as duas primeiras, porém ainda meio distante da caldeiraria convencional: trata-se do corte a laser, que não será objeto deste trabalho.

A solda de acoplamento do bocal ao costado não é, necessariamente, submetida à inspeção radiográfica. Em outras palavras: as normas de projeto não obrigam o fabricante a radiografá-la. A norma preferida pela indústria nacional [2], por exemplo, no capítulo dedicado às juntas soldadas (UW-3), atribui ao referido cordão de solda a última posição hierárquica de uma seqüência ABCD. Tal “categoria D”

compreende o cordão de conexão ortogonal de um bocal a uma casca cilíndrica, entre outros [2]. A geometria da solda de conexão bocal-costado, entretanto, deve permitir sempre que a mesma seja radiografada. Aqui se trata de uma solda de penetração total, cujo núcleo está sujeito, ao longo do procedimento de soldagem, a defeitos inadmissíveis (trincas, falta de fusão, falta de penetração, etc.). Depois da inspeção visual e dimensional da solda, procede-se à inspeção superficial da mesma, seja através da aplicação de reveladores coloridos (ensaio com líquido penetrante nos aços inoxidáveis austeníticos, que não são magnetizáveis), seja por meio do ensaio com partículas magnetizáveis: em todos os tipos de aço-carbono, cuja matriz seja ferrítica. Enfim, a boa prática da engenharia recomenda, no caso da solda de acoplamento bocal-costado, que seja sempre projetado um chanfro “com intenção de Raios-X”. Assim fazendo, quando surgirem indicações de defeito nos exames superficiais (líquido penetrante ou partículas magnéticas), poderá a Engenharia de Solda solicitar uma inspeção radiográfica final, comprobatória da qualidade do procedimento empregado. Cumpre salientar, por outro lado, que os colarinhos de reforço convencionais requerem, para montagem dos mesmos e teste da solda de ângulo respectiva, pelo menos um furo roscado padronizado, de 6,0mm de diâmetro (esta regra é válida para tubos de diâmetro igual ou superior a 100mm; colarinhos muito grandes, cujos diâmetros externos ultrapassem 1200mm, em geral recebem dois desses furos, diametralmente opostos). Tais furos servem, ao mesmo tempo, a dois propósitos distintos: o primeiro permite fechar com segurança o cordão de acoplamento, através da liberação ininterrupta dos gases oriundos do procedimento de soldagem. Sem aqueles furos, devido à pressão exercida pelos gases de soldagem na região de contato entre o colarinho e o costado, torna-se muito difícil - senão impossível - assegurar aderência entre ambos. O segundo objetivo contempla, apenas, o teste pneumático do cordão colarinho-costado. Este cordão é uma solda de ângulo, de modo que não há interesse maior em radiografá-lo.

Isto porque a inspeção radiográfica destina-se, essencialmente, à pesquisa dos defeitos internos, cuja ocorrência é pouco provável na situação de ângulo. Por conseguinte, os cordões de solda em ângulo são em geral submetidos, antes do teste pneumático, às inspeções visual, dimensional e superficial. Esta consiste na aplicação de reveladores químicos sobre a superfície da solda, ou na criação de campos magnéticos em torno de partículas especiais a ele sensíveis - denominadas ferromagnéticas - dispersadas convenientemente ao longo do cordão. Em qualquer caso, seja pela penetração do revelador, seja pela distorção das linhas de força do campo

magnético, os defeitos eventualmente encontrados serão superficiais. No que concerne às descontinuidades internas (trincas, poros e similares), estas responderão somente à inspeção radiográfica (raios-X ou gamagrafia – esta para espessuras acima de 25mm), ou à ultra-sonografia. Uma vez ultrapassados com aprovação os rituais de inspeção superficial da solda colarinho-costado, procede-se à execução do teste pneumático da mesma. Com esse objetivo, acopla-se ao furo de alívio a mangueira flexível que transportará o ar de teste. Antes da pressurização da linha de teste, todo o cordão de solda colarinho-costado deverá estar coberto de espuma. Esta espuma, de grande importância prática, representa o agente revelador do ensaio, pois de seu comportamento sob pressão dependerá a aprovação do cordão de solda considerado. Aplica-se, finalmente, ao furo de alívio, uma pressão manométrica de 0,10MPa ($1,0\text{kgf/cm}^2$). Se, ao longo de meia-hora, pelo menos, o cordão se mantiver estanque (sem qualquer indício de borbulhamento na espuma reveladora), ele estará definitivamente aprovado.

As chapas de inserção (“insert plates”, Fig. 2.2), também denominadas reforço integral, representam uma evolução do colarinho de reforço, no que se refere à qualidade estrutural. Tais chapas incorporam, num bloco sólido único, as duas espessuras participantes da resistência global à pressão interna: a espessura do costado, definida pela tensão de membrana, e a espessura do colarinho virtual, determinada pela intensidade dos efeitos de borda. A grande vantagem do reforço integral, face ao colarinho convencional, reside na ausência absoluta de descontinuidade tangencial, ao longo da área cilíndrica reforçada.

Sua desvantagem, por outro lado, prende-se ao custo de fabricação, sempre mais elevado. Isto porque o fabricante, ao optar pelo reforço integral em detrimento do colarinho convencional, precisa calandrar ou prensar uma peça de aço relativamente grossa, cuja espessura não raro ultrapassa os 50mm (caso se decida pela alternativa convencional, tal espessura reduz-se à metade). Além disso, à medida que diminui o raio de calandragem necessário (ou aumenta a espessura respectiva), o procedimento vai exigindo máquinas de conformação cada vez mais poderosas, nem sempre disponíveis no mercado local. Não se pode deixar de acrescentar também, às dificuldades anteriores, as exigências de qualidade impostas pelas operações de corte e chanframento do reforço integral. Sim, pois a conexão deste reforço ao costado requer solda de topo com penetração total, normalmente em passes múltiplos; por conseguinte, a geometria da seção longitudinal das bordas chanfradas (declividade dos chanfros, garganta e nariz,

Fig. 1.4, superior), inspecionada e aprovada antes do início do procedimento de soldagem, deve superar os requisitos de qualidade do colarinho convencional correspondente, cuja solda de acoplamento ao costado é mais simples, dado que se trata de um cordão em ângulo. Ressalte-se, em paralelo, que também aqui devem ser especificados chanfros “com intenção de Raios-X”, de modo a permitir à Engenharia de Solda executar inspeção radiográfica total no reforço, a seu juízo e critério. Em suma: o reforço integral é mais elegante, e, do ponto de vista estrutural, mais confiável que o colarinho convencional. Em contrapartida, é mais caro que este, pelo fato de exigir critérios de fabricação mais rigorosos. Que reforço utilizar, então, numa determinada abertura para conexão ortogonal, localizada no costado de um vaso de pressão cilíndrico? Cabe ao engenheiro de projeto especificá-la, em sintonia tanto com a Engenharia de Solda quanto com a Engenharia de Produção da fábrica, a fim de que a melhor relação custo-benefício seja alcançada, no decorrer do projeto mecânico do vaso.

3.2- PATOLOGIA DOS COLARINHOS DE REFORÇO: CONFORMAÇÃO MECÂNICA E TEOR DE CARBONO

Quando se analisam os problemas estruturais desenvolvidos nas interseções ortogonais sob pressão interna, verifica-se que a patologia da conexão se concentra, essencialmente, no colarinho de reforço convencional. Isto se deve a uma causa-raiz muito simples: as descontinuidades tangenciais inevitáveis, inerentes a tal construção mecânica. Para que não as houvesse, seria obrigatório assegurar aderência perfeita entre o costado e seu colarinho. Ora, tal condição de contato perfeito exigiria, como condição *sine qua non*, que o raio externo do costado fosse igual, em qualquer ponto da área comum, ao raio interno do colarinho respectivo. É óbvio que tal configuração-modelo não existe na prática industrial, onde as operações de calandragem jamais produzem cilindros matemáticos, perfeitos. Evidentemente, haverá sempre imperfeições na superfície externa do costado, como t

completamente ignoradas pelo modelo de cálculo. E quando tais tensões ultrapassam o limite elástico do material calandrado, plastificações locais tornam-se inevitáveis; a partir daí se descortina, à revelia do engenheiro responsável, um caminho potencial de

falha 5 6774 1366 Tm (e)Tj 0.09765Tj 0.09765 0 0 -0.09765 1468 6 Tm 125 1713 2401 Tm (t)Tj 0.0976

pelo teste hidrostático nas descontinuidades do vaso virgem. Antigamente, contudo, tal limitação não era imposta àqueles aços. Em consequência, reforçavam-se bocais de grande diâmetro (acima de 300mm), usando aços-carbono de utilidade insuficiente. Desse procedimento nasciam bocais excessivamente rígidos, incapazes de sofrer plastificação e alívio localizados, conforme preveem as edições recentes das normas de projeto aplicáveis.

Embora existam histórias que circulam entre fabricantes conceituados, relatando incidentes creditados à rigidez exagerada e envolvendo reforços convencionais em bocas-de-visita (diâmetro nominal superior a 460mm), não foram encontrados na literatura respectiva, infelizmente, registros comprobatórios específicos a mencionar. Excepcionalmente, porém, a título de informação relativa a problemas estruturais paralelos, foram mostradas [1] duas fotografias que exibem rupturas violentas, ocorridas durante ensaio hidrostático. Na primeira, vê-se um tambor de vapor, construído em aço-carbono, de parede relativamente fina (Fig. 3.1); a segunda contém um vaso experimental, fabricado em aço inoxidável austenítico, de parede relativamente grossa (Fig. 3.2). Em ambos os casos, os pontos de nucleação das trincas estavam localizados conforme a previsão teórica, ou seja: dentro das áreas críticas de seus respectivos bocais. Resumindo e enfatizando: podem-se apontar como causa-raiz da falha estrutural, em ambos os casos, conexões ortogonais a priori aprovadas pelo Controle de Qualidade dos fabricantes envolvidos, e dimensionadas de pleno acordo com os requisitos aplicáveis da norma de projeto.

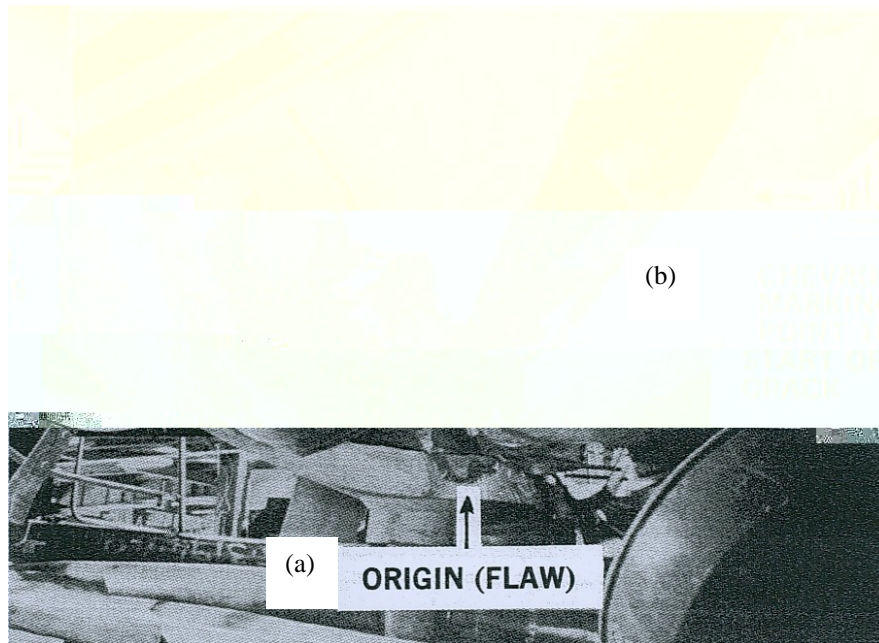


Fig. 3.1: fratura frágil; falha grosseira num bocal soldado, durante ensaio hidrostático na fábrica [1]; (a) origem (falha); (b) divisas de sargento apontam para o início da trinca.

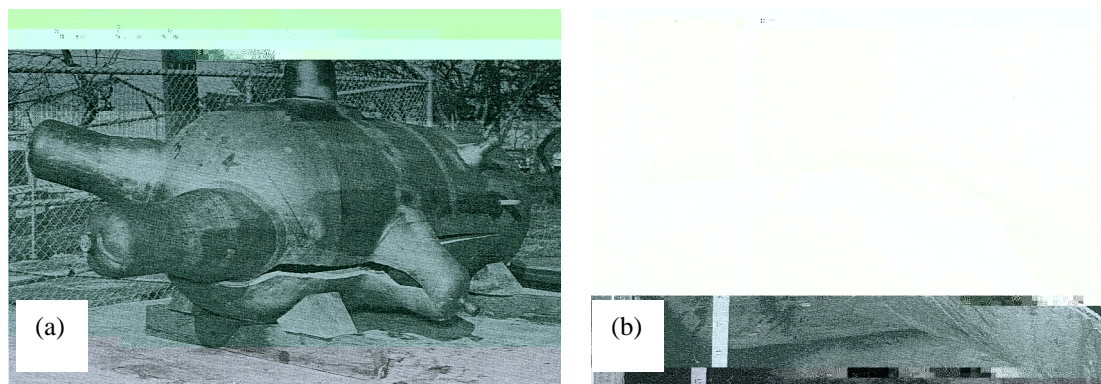


Fig. 3.2: (a) vaso experimental sob pressão cíclica; (b) suposta origem da fratura por fadiga, na face interna do bocal, conforme relatado em [1].

3.3- CONSERVADORISMO DAS NORMAS VERSUS ANÁLISE ESTRUTURAL

Quando se lida com os colarinhos de reforço convencionais, ou mesmo com as suas alternativas progressistas, que são as denominadas chapas de inserção, nota-se que o conservadorismo das normas de projeto apóia-se, principalmente, na pequena contribuição de tais reforços ao custo global do equipamento que os contém. Se um determinado vaso, por exemplo, exige um número anormalmente elevado de bocais (tanto bocais de processo quanto aqueles de uso eventual), o mesmo deverá ser suficientemente grande para acomodá-los de forma adequada – a menos que tais bocais sejam todos muito pequenos – de modo que o custo final da obra tende a se manter,

quase sempre, muito além do custo específico de seu conjunto de bocais; ou seja, o custo embutido na fabricação dos bocais e seus reforços, na imensa maioria dos casos práticos, dilui-se de maneira quase insensível no custo global do vaso.

Aparentemente, portanto, a ausência de estímulo financeiro imediato representa o primeiro pilar de sustentação do conservadorismo das normas de projeto, no que tange às conexões ortogonais costado-bocal. Existe, também, um segundo pilar, cuja base engasta-se na simplicidade incontestável, aliada à confiabilidade - ainda respeitável - do Método da Reposição de Área. Mas é forçoso reconhecer, por outro lado, que a tendência à liberação progressiva das tensões elásticas admissíveis é inevitável. Por conseguinte, à medida que tal liberação evolui, acompanhando criteriosamente as revisões das normas de projeto e fabricação, a simples teoria da reposição de área vai se tornando insuficiente e imprecisa, como ferramenta tecnológica de trabalho. A esse respeito, aliás, basta recordar que o fator de segurança dos vasos de pressão - referido ao limite de resistência à tração de seu material de construção - que começou valendo 5 no século passado, hoje vale 3; e tudo leva a crer que uma nova redução será autorizada em 2007, ao término da próxima revisão [2]. Embora persista, neste setor da engenharia mecânica industrial, um certo temor ao limite elástico (tensão de escoamento, na prática), cujo fator de segurança (1,5) permanece irreduzível, é pouco provável que o projeto das conexões ortogonais costado-bocal esteja condenado ao estudo puramente geométrico, definido pelo Método da Reposição de Área. Será necessário, inevitavelmente, recorrer à análise estrutural. Desenvolvendo, de início, conforme proposição do presente trabalho, modelos de cálculo analítico no regime elástico, que permitam aumentar o limite das atuais tensões admissíveis e facilitar o trabalho dos engenheiros envolvidos, desde as tarefas de análise preliminar para orçamento e proposta de fornecimento, culminando com a elaboração do projeto definitivo numa proposta vencedora. Em seguida, à medida que novos modelos de plasticidade computacional venham à tona, procurar utilizá-los no desenvolvimento de critérios específicos, destinados a controlar a plastificação das bordas de acoplamento das conexões ortogonais do vaso virgem, sob a ação da pressão de teste hidrostático prescrita pela norma. A partir de então, uma vez certificado experimentalmente um determinado modelo de cálculo, desenvolvido através de análise estrutural, o atual conservadorismo das normas terá ficado para trás.

4- PROPOSIÇÃO DO TRABALHO

4.1- INTRODUÇÃO

Toda a inspiração que conduziu à formulação do modelo proposto reside numa frase simples: em qualquer estrutura, tensão é função da posição. Ora, toda estrutura carregada se deforma, em maior ou menor grau, como resposta ao sistema de forças que a solicita. E quando se pensa em deformação, em termos absolutos, a idéia de deslocamento surge de forma natural: todos os pontos carregados se deslocam, à procura da posição de equilíbrio. Os pontos da linha de acoplamento costado-bocal, objeto do presente estudo, também se comportam assim. Sob a ação da pressão interna, o costado se expande e carrega sobre o bocal, cujo diâmetro é quase sempre menor. Daí o aparecimento inevitável, ao longo da referida linha de acoplamento, de flexão e cisalhamento transversal. Sabe-se a que a tarefa de modelar esse problema através da Mecânica Vetorial é muito difícil, devido, sobretudo, à complexidade das equações de equilíbrio do elemento de casca. Tal dificuldade estimulou a procura de um caminho alternativo, baseado na Mecânica do Contínuo, onde o campo vetorial dos deslocamentos desempenha papel relevante. O ponto de partida consistiu, portanto, na pesquisa de um campo de deslocamentos consistente com o carregamento (a pressão interna) e compatível com a teoria respectiva. A deformação radial da casca cilíndrica sob pressão interna forneceu a chave da simulação algébrica procurada, cujo desenvolvimento subsequente levou à obtenção das componentes cartesianas do campo vetorial procurado. A partir daí, chegar ao tensor das tensões nos pontos de interesse, sobre a linha de acoplamento costado-bocal, tornou-se tarefa bem mais simples. No Apêndice 1 demonstra-se a equação da referida deformação radial, cujo resultado constitui a origem do modelo analítico aqui proposto.

4.2- FUNÇÕES ADEQUADAS À SIMULAÇÃO DO CAMPO DE DESLOCAMENTOS

Supõe-se que o campo vetorial dos deslocamentos da linha de solda de acoplamento costado-bocal (LSA, Fig. 4.1), possa ser simulado através de funções polinomiais. Tal campo representa a origem do caminho que leva à matriz do tensor das tensões nos pontos relevantes: A, B, C e D (Fig. 4.1: sobre a casca receptora, em suas

superfícies interna e externa, respectivamente). As funções polinomiais necessárias são apresentadas a seguir; todas são obtidas a partir da expressão que determina, sob pressão interna, o alongamento radial das cascas cilíndricas, uma vez que tal pressão é, por hipótese, a carga solicitante exclusiva do modelo em questão: trata-se de uma força de contato, portanto. Supõe-se ainda, em vista disso, que as forças de volume existentes nesta simulação sejam desprezíveis. A expressão do deslocamento radial das cascas cilíndricas, sob pressão interna, será demonstrada no Apêndice 1.

Considerando-se os pontos simétricos A e C (Fig. 4.1), sobre a superfície interna do costado, o campo vetorial dos deslocamentos da linha de solda consta de três funções polinomiais, contínuas e continuamente deriváveis. Devido à axissimetria dos pontos relevantes, face ao eixo OX, o componente do campo dos deslocamentos da LSA na direção X será definido como função exclusiva da variável x, ou seja: u(x). Para encontrar uma função derivável e compatível, capaz de levar a uma solução elástica, aplica-se à casca receptora a equação da dilatação radial das cascas cilíndricas sob pressão interna. Sendo “T” a espessura da casca receptora (costado) na região da conexão, e “t” a espessura da casca acoplada (bocal):

$$u(x) = \frac{p(2-\nu)}{2TE}x^2 \quad (4.2.1)$$

Passa-se, então, ao plano YZ, direção Y. Deseja-se encontrar uma função polinomial v(x,y), derivável e compatível, que conduza a uma solução elástica do problema. Aproveitando-se a equação que contém o agente deformador (pressão interna, p), escreve-se uma parcela para cada direção daquele plano, de sorte que ambas as variáveis livres (y,z) sejam contempladas de forma fisicamente análoga, ou seja:

$$\text{- direção Y: } \frac{p(2-\nu)}{2TE}y^2 \quad (4.2.2)$$

$$\text{- direção Z: } \frac{p(2-\nu)}{2TE}z^2 \quad (4.2.3)$$

Utilizar a espessura da casca receptora (T) implica admitir que, na direção Y, a restrição ao deslocamento será maior que na direção Z.

Somando-se as duas contribuições anteriores, obtém-se a seguinte função preliminar:

$$\frac{p(2-\nu)}{2TE}(y^2 + z^2) \quad (4.2.4)$$

A utilização desta função como controladora escalar do campo de deslocamentos na direção Y produz, ao longo da junção, um campo linear de tensões e deformações, associado à superfície interna do cilindro maior (casca receptora). Experiências com tal função não fornecem, infelizmente, resultados satisfatórios. Verifica-se, sobretudo, uma insensibilidade inaceitável do campo das tensões, em relação às coordenadas cartesianas (x,y,z). Tornou-se, portanto, imperativo, a fim de aumentar a sensibilidade do campo das tensões e, conseqüentemente, refinar os resultados numéricos, elevar ao terceiro grau o polinômio $v(y,z)$ [3]. Para consegui-lo, multiplica-se o polinômio original por um monômio regulador (y/r), onde a presença do raio do cilindro menor em denominador também contribui para oferecer maior liberdade à LSA, em seus deslocamentos sobre a direção Y. Em conseqüência:

$$v(y,z) = \left[\frac{p(2-\nu)}{2TE} y^2 + \frac{p(2-\nu)}{2TE} z^2 \right] \frac{y}{r} \quad (4.2.5)$$

$$v(y,z) = \frac{p(2-\nu)}{2TEr}(y^3 + z^2 y) \quad (4.2.6)$$

Resta analisar, no plano YZ da figura correspondente, a direção Z. Trata-se, então, de determinar uma nova função $w(y,z)$, análoga à função $v(y,z)$ acima definida. O ponto de partida apresenta procedimento similar ao caso anterior (direção Y). Toma-se, por conseguinte, uma nova função preliminar:

$$\frac{p(2-\nu)}{2TE} y^2 + \frac{p(2-\nu)}{2TE} z^2 \quad (4.2.7)$$

Ainda conforme o argumento acima desenvolvido, recorrer novamente à espessura da casca receptora implica admitir que, na direção Z, a restrição ao deslocamento da LSA será menor que na direção Y. Logo, partindo-se da função

preliminar acima definida, raciocínio paralelo ao anterior (relativo à direção Y) leva a um monômio regulador semelhante àquele adrede mencionado: (y/R) . A utilização do raio interno da casca receptora (R) caracteriza, em obediência à vinculação da LSA, maior liberdade para os deslocamentos segundo a direção Z. Por conseguinte:

$$w(y, z) = \left[\frac{p(2-\nu)}{2TE} y^2 + \frac{p(2-\nu)}{2TE} z^2 \right] \frac{y}{R} \quad (4.2.8)$$

$$w(y, z) = \frac{p(2-\nu)}{2TER} (y^3 + z^2 y) \quad (4.2.9)$$

Finalmente, para alcançar a superfície externa do costado, na direção radial que passa pelos pontos considerados (A e C, Fig. 4.1), basta acrescentar as espessuras (t, T), às coordenadas respectivas (x, y, z):

$$u(x) = \frac{p(2-\nu)}{2TE} (x+T)^2 \quad (4.2.10)$$

$$v(y, z) = \frac{p(2-\nu)}{2TEr} [(y+t)^2(z+t) - (z+t)^3] \quad (4.2.11)$$

$$w(y, z) = \frac{p(2-\nu)}{2TER} [(z+t)^3 - (y+t)^2(z+t)] \quad (4.2.12)$$

Agora, para determinar as funções polinomiais análogas, relativas aos pontos simétricos B e D (Fig. 4.1, sobre a superfície interna do costado), é suficiente ajustar, adequadamente, as coordenadas cartesianas com as espessuras respectivas. Obtêm-se, assim, a partir da Fig. 4.1, os seguintes resultados:

$$u(x) = \frac{p(2-\nu)}{2TE} x^2 \quad (4.2.13)$$

$$v(y, z) = \frac{p(2-\nu)}{2TEr} (y^2 z - z^3) \quad (4.2.14)$$

$$w(y, z) = \frac{p(2-\nu)}{2TER} (z^3 - y^2 z) \quad (4.2.15)$$

Procedendo de maneira similar ao caso anterior (pontos A e C, Fig. 4.1), para chegar à superfície externa do costado, na direção radial que contém B e D (Fig. 4.1), basta acrescentar as espessuras (t, T), às coordenadas respectivas (x, y, z):

$$u(x) = \frac{p(2-\nu)}{2TE} (x+T)^2 \quad (4.2.16)$$

$$v(y, z) = \frac{p(2-\nu)}{2TEr} [(y+t)^2(z+t) - (z+t)^3] \quad (4.2.17)$$

$$w(y, z) = \frac{p(2-\nu)}{2TER} [(z+t)^3 - (y+t)^2(z+t)] \quad (4.2.18)$$

Tais funções polinomiais definirão, portanto, o perfil dos deslocamentos teóricos, tanto da superfície interna quanto da superfície externa do costado. Um coeficiente empírico de caráter geral, aqui denominado fator de tensão e baseado em observações práticas, será aplicado, de início, àquelas funções: $F_s = F_{ep}/F_e$. Nessa equação, F_{ep} será definido como fator de esbeltez padrão ($F_{ep}=40$), e F_e será o fator de esbeltez do problema. Um segundo coeficiente, F_c , de caráter específico, será definido em 9.7. Quando $F_e > 90$ (casca excessivamente finas, Tab. 4.1), o fator de tensão, F_s , será considerado igual a F_c . Em vista disso, as componentes cartesianas do campo de deslocamentos proposto assumirão o seguinte aspecto genérico:

$$u(x) = \frac{F_s \cdot p(2-\nu)}{2TE} x^2 \quad (4.2.19)$$

$$v(y, z) = \frac{F_s \cdot p(2-\nu)}{2TEr} (y^2 z - z^3) \quad (4.2.20)$$

$$w(y, z) = \frac{F_s \cdot p(2-\nu)}{2TER} (z^3 - y^2 z) \quad (4.2.21)$$

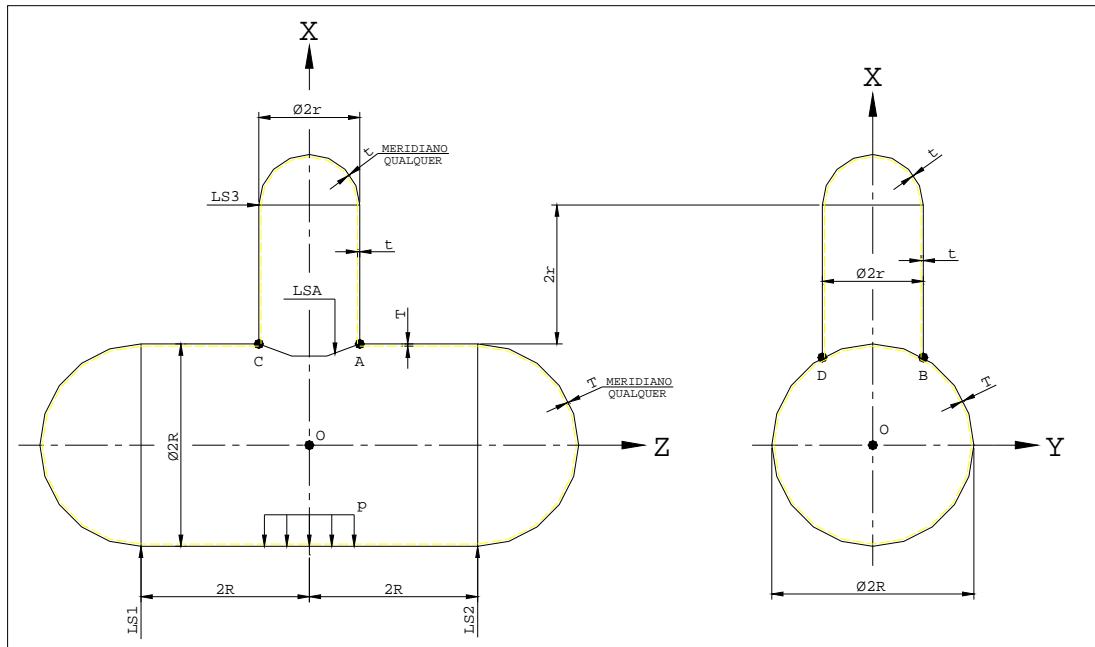


Fig. 4.1: modelo genérico da conexão ortogonal costado-bocal.

4.3- REQUISITOS BÁSICOS DAS FUNÇÕES POLINOMIAIS DESENVOLVIDAS

As três funções polinomiais acima desenvolvidas, $u(x)$, $v(y,z)$ e $w(y,z)$, devem satisfazer, integralmente, ao Teorema da Compatibilidade das Deformações [27], a fim de que sejam admitidas como representantes confiáveis do perfil dos deslocamentos da conexão ortogonal costado-bocal (linha de solda). Tal teorema consta de seis condições de compatibilidade, descritas matematicamente através de seis equações diferenciais parciais, oriundas do tensor das deformações infinitesimais. Este representa uma variante simplificada do tensor de Lagrange ($\underline{\underline{\varepsilon}}^*$), obtida sob os argumentos a seguir considerados, onde \underline{U} representa o campo vetorial dos deslocamentos, e $\underline{\underline{\nabla U}}$ o tensor gradiente de deslocamento.

$$\underline{\underline{\varepsilon}}^* = \frac{1}{2} \left[(\underline{\underline{\nabla U}}) + (\underline{\underline{\nabla U}})^T + (\underline{\underline{\nabla U}})^T (\underline{\underline{\nabla U}}) \right] \quad (\text{em notação tensorial}), \text{ ou} \quad (4.2.22)$$

$$[\varepsilon_{ij}^*] = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial U_i}{\partial X_j} + \frac{\partial U_j}{\partial X_i} + \frac{\partial U_k}{\partial X_i} \frac{\partial U_k}{\partial X_j} \right) \quad (\text{em notação indicial}) \quad (4.2.23)$$

Observa-se que, na grande maioria dos problemas práticos, as deformações estruturais são tão pequenas que os componentes do tensor gradiente de deslocamento, em valor absoluto, são muito menores que a unidade (normalmente, abaixo de $1,0 \times 10^{-4}$). Em conseqüência, quando se lida com deformações muito pequenas, o termo quadrático do tensor de Lagrange pode ser ignorado, a menos de um erro desprezível. Define-se, por conseguinte, o tensor das deformações “infinitesimais”, ou tensor de deformação infinitesimal, do seguinte modo:

$$\underline{\underline{\varepsilon}} = \frac{1}{2} [\underline{\underline{\nabla U}} + (\underline{\underline{\nabla U}})^T] \quad (\text{em notação tensorial}), \text{ ou} \quad (4.2.24)$$

$$\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \quad (\text{em notação indicial}), \quad (4.2.25)$$

onde as coordenadas lagrangeanas (\underline{X}) foram substituídas pelas eulerianas, (\underline{x}), pelo fato de as deformações estruturais em causa serem, por hipótese, muito pequenas.

Note-se que, se o tensor gradiente de deslocamento for anti-simétrico ($\underline{\underline{\nabla U}} = -(\underline{\underline{\nabla U}})^T$), o tensor das deformações infinitesimais equivalerá ao tensor nulo; logo, um tensor $\underline{\underline{\nabla U}}$ anti-simétrico caracteriza, na vizinhança do ponto material genérico, um movimento de rotação infinitesimal de corpo rígido. Referido à base unitária $\underline{i}, \underline{j}, \underline{k}$, o campo vetorial dos deslocamentos, segundo o modelo proposto, se escreve

$$\underline{U} = u(x)\underline{i} + v(y, z)\underline{j} + w(y, z)\underline{k} \quad (4.2.26)$$

Nesta equação vetorial, $u(x)$, $v(y, z)$ e $w(y, z)$ representam funções das coordenadas cartesianas (x, y, z), obrigatoriamente contínuas e continuamente deriváveis. Lançando mão dos resultados anteriores, a expressão geral da matriz do tensor $\underline{\underline{\varepsilon}}$, na base $(\underline{i}, \underline{j}, \underline{k})$, assumirá o seguinte aspecto:

$$\underline{\underline{\varepsilon}} = \begin{bmatrix} \varepsilon_{11} & \varepsilon_{12} & \varepsilon_{13} \\ \varepsilon_{21} & \varepsilon_{22} & \varepsilon_{23} \\ \varepsilon_{31} & \varepsilon_{32} & \varepsilon_{33} \end{bmatrix} \quad (4.2.27)$$

A primeira condição de compatibilidade se escreve [27]:

$$\frac{\partial^2 \varepsilon_{11}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \varepsilon_{22}}{\partial x^2} = 2 \frac{\partial^2 \varepsilon_{12}}{\partial x \partial y} \quad (4.2.28)$$

A segunda condição de compatibilidade se escreve [27]:

$$\frac{\partial^2 \varepsilon_{22}}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 \varepsilon_{33}}{\partial y^2} = 2 \frac{\partial^2 \varepsilon_{23}}{\partial y \partial z} \quad (4.2.29)$$

A terceira condição de compatibilidade se escreve [27]:

$$\frac{\partial^2 \varepsilon_{33}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \varepsilon_{11}}{\partial z^2} = 2 \frac{\partial^2 \varepsilon_{31}}{\partial z \partial x} \quad (4.2.30)$$

A quarta condição de compatibilidade se escreve [27]:

$$\frac{\partial^2 \varepsilon_{11}}{\partial y \partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left(-\frac{\partial \varepsilon_{23}}{\partial x} + \frac{\partial \varepsilon_{31}}{\partial y} + \frac{\partial \varepsilon_{12}}{\partial z} \right) \quad (4.2.31)$$

A quinta condição de compatibilidade se escreve [27]:

$$\frac{\partial^2 \varepsilon_{22}}{\partial z \partial x} = \frac{\partial}{\partial y} \left(-\frac{\partial \varepsilon_{31}}{\partial y} + \frac{\partial \varepsilon_{12}}{\partial z} + \frac{\partial \varepsilon_{23}}{\partial x} \right) \quad (4.2.32)$$

A sexta condição de compatibilidade se escreve [27]:

$$\frac{\partial^2 \varepsilon_{33}}{\partial x \partial y} = \frac{\partial}{\partial z} \left(-\frac{\partial \varepsilon_{12}}{\partial z} + \frac{\partial \varepsilon_{23}}{\partial x} + \frac{\partial \varepsilon_{31}}{\partial y} \right) \quad (4.2.33)$$

Calculando o componente ε_{11} , obter-se-á:

$$\varepsilon_{11} = \frac{\partial u}{\partial x} = Fs.p. \frac{(2-\nu)}{TE} .x \quad (4.2.34)$$

As derivadas segundas de ε_{11} também são relevantes:

$$\frac{\partial \varepsilon_{11}}{\partial y} = 0, \text{ donde } \frac{\partial^2 \varepsilon_{11}}{\partial y^2} = 0 \quad (4.2.35)$$

$$\frac{\partial \varepsilon_{11}}{\partial z} = 0, \text{ donde } \frac{\partial^2 \varepsilon_{11}}{\partial z^2} = 0 \quad (4.2.36)$$

$$\frac{\partial^2 \varepsilon_{11}}{\partial y \partial z} = 0, \text{ pois } \varepsilon_{11} \text{ é função exclusiva de } x \quad (4.2.37)$$

Calculando, agora, o componente ε_{22} , obter-se-á:

$$\varepsilon_{22} = \frac{\partial v}{\partial y} = \frac{1}{2} Fs.p. \frac{(2-\nu)}{T.E.r} .(3y^2 + z^2) \quad (4.2.38)$$

As derivadas segundas de ε_{22} também são relevantes:

$$\frac{\partial \varepsilon_{22}}{\partial x} = 0, \text{ donde } \frac{\partial^2 \varepsilon_{22}}{\partial x^2} = 0 \quad (4.2.39)$$

$$\frac{\partial \varepsilon_{22}}{\partial z} = Fs.p. \frac{(2-\nu)}{T.E.r} .z, \text{ donde } \frac{\partial^2 \varepsilon_{22}}{\partial z^2} = Fs.p. \frac{(2-\nu)}{T.E.r} \quad (4.2.40)$$

$$\frac{\partial^2 \varepsilon_{22}}{\partial z \partial x} = 0, \text{ pois a ordem de diferenciação é irrelevante} \quad (4.2.41)$$

Calculando, finalmente, o componente ε_{33} , obter-se-á:

$$\varepsilon_{33} = \frac{\partial w}{\partial z} = F s.p. \frac{(2-\nu)}{T.E.R} . z y \quad (4.2.42)$$

As derivadas segundas de ε_{33} também são relevantes:

$$\frac{\partial \varepsilon_{33}}{\partial y} = F s.p. \frac{(2-\nu)}{T.E.R} . z, \text{ donde } \frac{\partial^2 \varepsilon_{33}}{\partial y^2} = 0 \quad (4.2.43)$$

$$\frac{\partial^2 \varepsilon_{33}}{\partial x^2} = 0, \text{ pois } \varepsilon_{33} \text{ não contém a abscissa } x \quad (4.2.44)$$

$$\frac{\partial^2 \varepsilon_{33}}{\partial x \partial y} = 0, \text{ pelo mesmo motivo exibido na linha anterior} \quad (4.2.45)$$

Analisa-se a seguir, passo a passo, o caminho de chegada aos componentes que não pertencem à diagonal principal da matriz do tensor :

$$\frac{\partial v}{\partial z} = F s.p. \frac{(2-\nu)}{T.E.r} . y z \quad (4.2.46)$$

$$\frac{\partial v}{\partial x} = 0 \quad (4.2.47)$$

$$\frac{\partial w}{\partial y} = F s.p. \frac{(2-\nu)}{2.T.E.R} . (3y^2 + z) \quad (4.2.48)$$

$$\frac{\partial w}{\partial x} = 0 \quad (4.2.49)$$

$$\frac{\partial u}{\partial z} = 0 \quad (4.2.50)$$

$$\frac{\partial u}{\partial y} = 0 \quad (4.2.51)$$

O componente ε_{23} escrever-se-á:

$$\varepsilon_{23} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \quad (4.2.52)$$

O componente ε_{31} escrever-se-á:

$$\varepsilon_{31} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \quad (4.2.53)$$

O componente ε_{12} escrever-se-á:

$$\varepsilon_{12} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \quad (4.2.54)$$

Efetuando-se as operações indicadas em 4.2.52, virá:

$$\varepsilon_{23} = \frac{1}{2} \left(\frac{Fs.p.(2-\nu)}{T.E.r} .yz + \frac{Fs.p.(2-\nu)}{2.T.E.R} .(3y^2 + z^2) \right) \quad (4.2.55)$$

Derivando-se a equação (4.2.55) em relação a x, obter-se-á:

$$\frac{\partial \varepsilon_{23}}{\partial x} = 0 \quad (4.2.56)$$

Efetuando-se as operações indicadas em 4.2.53, virá:

$$\varepsilon_{31} = \frac{1}{2} (0 + 0) = 0 \quad (4.2.57)$$

Derivando-se a equação (4.2.57) em relação a y, obter-se-á:

$$\frac{\partial \varepsilon_{31}}{\partial y} = 0 \quad (4.2.58)$$

Efetuada-se as operações indicadas em (4.2.54), virá:

$$\varepsilon_{12} = 0 \quad (4.2.59)$$

Derivando em relação a z, obter-se-á:

$$\frac{\partial \varepsilon_{12}}{\partial z} = 0 \quad (4.2.60)$$

Sejam os segundos membros das três primeiras condições de compatibilidade:

$$2 \frac{\partial^2 \varepsilon_{12}}{\partial x \partial y} = 0 \quad , \text{ pois } \varepsilon_{12} = 0 \quad (4.2.61)$$

$$2 \frac{\partial^2 \varepsilon_{23}}{\partial y \partial z} \text{ deve ser analisado passo a passo:}$$

$$\frac{\varepsilon_{23}}{y} = \frac{1}{2} F_{s.p.} \frac{(2 - \nu)}{T.E.R} \cdot z - \frac{3}{2} F_{s.p.} \frac{(2 - \nu)}{T.E.R} \cdot y$$

$$2 \frac{\partial^2 \varepsilon_{31}}{\partial z \partial x} = 0, \text{ pois } \varepsilon_{31} = 0 \quad (4.2.65)$$

Sejam, agora, os primeiros membros das três últimas condições de compatibilidade:

$$\frac{\partial \varepsilon_{11}}{\partial y} = 0, \text{ pois } \varepsilon_{11} \text{ não depende de } y \quad (4.2.66)$$

Derivando-se a equação (4.2.66) em relação a z, obtém-se:

$$\frac{\partial^2 \varepsilon_{11}}{\partial y \partial z} = 0, \text{ pelo mesmo argumento usado na equação anterior} \quad (4.2.67)$$

$$\frac{\partial \varepsilon_{22}}{\partial x} = 0, \text{ pois } \varepsilon_{22} \text{ não depende de } x \quad (4.2.68)$$

$$\frac{\partial^2 \varepsilon_{22}}{\partial x \partial z} = 0, \text{ pelo mesmo argumento usado na linha anterior} \quad (4.2.69)$$

$$\frac{\partial \varepsilon_{33}}{\partial x} = 0, \text{ pois } \varepsilon_{33} \text{ não depende de } x \quad (4.2.70)$$

$$\frac{\partial^2 \varepsilon_{33}}{\partial x \partial y} = 0, \text{ pelo mesmo argumento usado na linha anterior} \quad (4.2.71)$$

Resta, finalmente, montar os segundos membros das três últimas condições de compatibilidade; para tanto, lançar-se-á mão das equações (4.2.56), (4.2.58) e (4.2.59):

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(-\frac{\partial \varepsilon_{23}}{\partial x} + \frac{\partial \varepsilon_{31}}{\partial y} + \frac{\partial \varepsilon_{12}}{\partial z} \right) = \frac{\partial}{\partial x} (-0 + 0 + 0) = 0 \quad (4.2.72)$$

$$\frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial \varepsilon_{23}}{\partial x} - \frac{\partial \varepsilon_{31}}{\partial y} + \frac{\partial \varepsilon_{12}}{\partial z} \right) = \frac{\partial}{\partial y} (0 - 0 + 0) = 0 \quad (4.2.73)$$

$$\frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial \varepsilon_{23}}{\partial x} + \frac{\partial \varepsilon_{31}}{\partial y} - \frac{\partial \varepsilon_{12}}{\partial z} \right) = \frac{\partial}{\partial z} (0 + 0 - 0) = 0 \quad (4.2.74)$$

Comprovação da primeira condição de compatibilidade (4.2.28):

$$\frac{\partial^2 \varepsilon_{11}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \varepsilon_{22}}{\partial x^2} = 2 \frac{\partial^2 \varepsilon_{12}}{\partial x \partial y}, \text{ ou seja, considerando as equações (4.2.61),}$$

(4.2.67) e (4.2.68):

$$0 + 0 = 0 \text{ (primeira condição confirmada)}$$

Comprovação da segunda condição de compatibilidade (4.2.29):

$$\frac{\partial^2 \varepsilon_{22}}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 \varepsilon_{33}}{\partial y^2} = 2 \frac{\partial^2 \varepsilon_{23}}{\partial z \partial y}, \text{ ou seja, considerando as equações (4.2.64),}$$

(4.2.69) e (4.2.70):

$$Fs.p. \frac{(2-\nu)}{T.E.r} + 0 = Fs.p. \frac{(2-\nu)}{T.E.r} \text{ (segunda condição confirmada)}$$

Comprovação da terceira condição de compatibilidade (4.2.30):

$$\frac{\partial^2 \varepsilon_{33}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \varepsilon_{11}}{\partial z^2} = 2 \frac{\partial^2 \varepsilon_{31}}{\partial x \partial z}, \text{ ou seja, considerando as equações (4.2.67),}$$

(4.2.71) e (4.2.65):

$$0 + 0 = 0 \text{ (terceira condição confirmada)}$$

Comprovação da quarta condição de compatibilidade (4.2.31):

$$\frac{\partial^2 \varepsilon_{11}}{\partial y \partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left(-\frac{\partial \varepsilon_{23}}{\partial x} + \frac{\partial \varepsilon_{31}}{\partial y} + \frac{\partial \varepsilon_{12}}{\partial z} \right), \text{ ou seja, considerando as equações}$$

(4.2.67), (4.2.58) e (4.2.60):

$$0 = 0 \quad (\text{quarta condição confirmada})$$

Comprovação da quinta condição de compatibilidade (4.2.32):

$$\frac{\partial^2 \varepsilon_{22}}{\partial z \partial x} = \frac{\partial}{\partial y} \left(-\frac{\partial \varepsilon_{31}}{\partial y} + \frac{\partial \varepsilon_{12}}{\partial z} + \frac{\partial \varepsilon_{23}}{\partial x} \right), \text{ ou seja, considerando as equações}$$

(4.2.67), (4.2.58) e (4.2.60):

$$0 = 0 \quad (\text{quinta condição confirmada})$$

Comprovação da sexta condição de compatibilidade (4.2.33):

$$\frac{\partial^2 \varepsilon_{33}}{\partial x \partial y} = \frac{\partial}{\partial z} \left(-\frac{\partial \varepsilon_{12}}{\partial z} + \frac{\partial \varepsilon_{23}}{\partial x} + \frac{\partial \varepsilon_{31}}{\partial y} \right), \text{ ou seja, considerando as equações}$$

(4.2.67), (4.2.58) e (4.2.60):

$$0 = 0 \quad (\text{sexta condição confirmada})$$

Face aos argumentos anteriores, pode-se concluir que se trata, realmente, de um campo de deslocamentos compatível. A extensão das conclusões respectivas à superfície externa da conexão ortogonal é imediata, pois o simples acréscimo das espessuras será ignorado pelo operador derivada.

4.4- LIMITES DE APLICABILIDADE PREVISTOS NO MODELO PROPOSTO

Serão apresentadas, no presente trabalho, quatro famílias de cascas cilíndricas, muito comuns na prática industrial. Para efeitos de classificação, define-se como fator de esbeltez de uma casca cilíndrica (Fe), a relação entre o raio de sua superfície média (Rm) e sua espessura (T). Na prática, o raio da superfície média (Rm) se confunde, a menos de um erro desprezível, com aquele relativo à superfície interna (R), de modo que se costuma escrever, simplesmente: Fe=R/T (Tab. 4.1).

Por outro lado, serão analisadas quatro interseções ortogonais distintas, pertencentes às famílias abaixo definidas. Aplicou-se inicialmente, às duas primeiras, a

solução analítica proposta aqui (Apêndices 2 e 3). Em seguida, visando comparar os resultados obtidos e abrir caminho à parametrização do modelo, desenvolveu-se uma solução numérica pelo Método dos Elementos Finitos (programa SAP-2000/9). Além disso, um vaso-cobaia que contivesse as duas primeiras interseções em causa foi projetado, construído na Fábrica de Equipamentos Criogênicos da WHITE MARTINS, levado ao LABEST (COPPE-PEC) e testado hidrostáticamente, sob passos de pressão interna constante, a fim que fosse obtida uma comprovação experimental dos resultados analíticos.

Quanto à terceira interseção ortogonal mencionada acima, optou-se pela execução de uma análise comparativa, face aos resultados analíticos e experimentais oriundos de um trabalho similar [3 e 40].

A quarta interseção analisada foi escolhida criteriosamente, dentre projetos tecnológicos reais, e direcionada no sentido de permitir, em conjunto com as três análises anteriores, o traçado de curvas capazes de definir e controlar, parametricamente, a precisão e os limites de aplicação do referido modelo.

A Tabela 4.1 sugere uma classificação das cascas cilíndricas, em função do que se convencionou denominar "fator de esbeltez", Fe . Nesta altura cabe enfatizar, embora não seja surpreendente, que as cascas cilíndricas espessas respondem mal ao modelo analítico ora proposto. Por outro lado, as cascas cilíndricas excessivamente finas – nesse caso, de maneira inesperada – reagem de modo satisfatório ao referido modelo. As curvas de parametrização, que serão apresentadas no Cap. 9, demonstrarão estes fatos com clareza. Tais curvas foram montadas a partir de uma análise comparativa, através da qual a resposta das quatro interseções ao modelo proposto foi cotejada com os resultados obtidos pelo Método dos Elementos Finitos e pelas experiências de laboratório. Para controle de abrangência e precisão, foram selecionados os seguintes parâmetros: fator de esbeltez, relação de espessuras e relação de diâmetros, também abordados no Cap. 9.

Tabela 4.1- Classificação das Cascas	
Fator de Esbeltez (Fe)	Classificação
Entre 5 e 15	Espessa
Entre 20 e 40	Fina
Entre 45 e 90	Muito fina
Acima de 90	Excessivamente Fina

4.4.1.SIMPLIFICAÇÕES EMBUTIDAS NA CONCEPÇÃO DO MODELO PROPOSTO

Quatro são as simplificações físicas presentes no modelo proposto:

- homogeneidade absoluta do material de construção da conexão;
- obediência plena desse material à lei de Hooke, de modo que seja possível enquadrar a interseção costado-bocal no domínio elástico-linear;
- isotropia irrestrita de toda a conexão costado-bocal, de modo que o tensor de elasticidade permita simplificação máxima;
- deformações muito pequenas na conexão costado-bocal, a ponto de permitir que o termo quadrático do tensor de Lagrange seja ignorado.

Quanto à primeira hipótese simplificadora (homogeneidade), pode-se sustentá-la sem problemas através da Metalurgia Física: a análise da microestrutura dos aços-carbono qualidade vaso de pressão, por exemplo, expõe uma liga Fe-C denominada hipoeutetóide (teor de carbono inferior a 0,8%), composta de dois constituintes predominantes (ferrita e perlita) e bastante homogênea. O mais importante aço-liga no domínio dos vasos de pressão (inoxidável com 18% de Cr e 8% de Ni), por sua vez, também preserva essa importante característica estrutural em sua matriz austenítica.

A segunda hipótese simplificadora (elasticidade) pode ser controlada com facilidade pelo projetista, bastando que sejam utilizadas tensões admissíveis elásticas, suficientemente afastadas do limite de escoamento mínimo do material utilizado (sendo tal limite definido pela norma de projeto a priori estabelecida).

A terceira hipótese simplificadora (isotropia) se adapta, com bastante precisão, ao plano do elemento de casca. O mesmo não ocorre, porém, na terceira direção (normal ao elemento considerado). Aí se constata uma anisotropia não desprezível, tão mais significativa quanto menor o fator de espessura da casca analisada [49]. Felizmente, porém, a terceira direção é a menos importante no campo de aplicação das cascas finas.

Finalmente, a quarta hipótese simplificadora (deformações muito pequenas na conexão costado-bocal), tem sido confirmada, exaustivamente no dia-a-dia da prática industrial. Não há quaisquer dúvidas a respeito de sua validade no âmbito dos vasos de pressão, pois nessa área é muito raro que os componentes do tensor gradiente de deslocamento ultrapassem o valor $1,0 \times 10^{-4}$. Assim sendo, a simplificação no tensor de Lagrange, acima sugerida, torna-se perfeitamente aceitável.

Resumindo as simplificações assumidas: o modelo proposto trata a conexão costado-bocal como sólido homogêneo.

5. ANÁLISE NUMÉRICA DAS CONEXÕES ORTOGONAIS SELECIONADAS

5.1. CONSIDERAÇÕES DE CARÁTER GERAL

Quatro interseções ortogonais costado-bocal serão aqui apresentadas: as duas primeiras pertencem ao vaso-cobaia, produzido na unidade fabril da WHITE MARTINS (FEC) e testado hidrosticamente no Laboratório de Estruturas do Programa de Engenharia Civil (LABEST); tais interseções foram submetidas, para efeitos de comparação, a uma análise numérica através do Método dos Elementos Finitos (MEF); o ensaio hidrostático do vaso-cobaia, cujo costado contém as duas primeiras interseções ortogonais pesquisadas, forneceu a comprovação definitiva de tensões e deformações, relativas àquelas duas primeiras análises. A terceira interseção ortogonal oferece resultados tanto analíticos [3], quanto experimentais [40]; ela também foi submetida, para fins de comparação, ao MEF. A quarta interseção ortogonal não foi verificada experimentalmente no presente trabalho, mas apenas modelada e calculada através do MEF, com o fito de confirmar os resultados do modelo da tese. Em sendo o modelo proposto elástico, as intensidades de tensão calculadas deverão estar sempre confinadas ao limite elástico do material. Tal limite convencional, definido pelo ensaio padronizado de tração uniaxial, consta, sob a forma de um valor mínimo admissível, das tabelas emitidas pelas usinas siderúrgicas e pelas normas de projeto aplicáveis.

5.2- BOCAIS ORTOGONAIS DO VASO-COBAIA

5.2.1- MODELO PARA ANÁLISE NUMÉRICA

O modelo representa um vaso cilíndrico-vertical (Interseções 1 e 2), destinado ao armazenamento, sob pressões moderadas (em torno de 2,0 MPa, manométrica) de líquidos criogênicos (aqueles cujas temperaturas de operação estejam abaixo de -150°C) e fabricado em aço inoxidável austenítico, conforme especificação ASME-SA240-304. Tal vaso possui tampos toro-esféricos “quase-elipsoidais”, sendo ainda provido de três pernas de sustentação estruturalmente adequadas, fabricadas em perfil laminado tipo “cantoneira de abas iguais” (Fig. 5.1).

A geometria do vaso-cobaia foi desenvolvida por inteiro no programa AUTOCAD, a fim de permitir exportá-la diretamente ao SAP-2000/9. O vaso possui

940mm de diâmetro interno, e as espessuras de parede são iguais a 5,0mm (casco e colarinhos) e 6,0mm (tampas), respectivamente. Os raios de curvatura dos tampas valem, respectivamente, 846mm (coroa esférica) e 160mm (seção toroidal externa). Este vaso, além de se prestar à análise crítica do modelo elástico proposto, foi submetido a um ensaio hidrostático de plastificação controlada, nas dependências do Laboratório de Estruturas da COPPE-PEC (LABEST), que será descrito, de forma detalhada, no Cap. 6.

Fig. 5.1: modelo 3D do vaso-cobaia (SAP).

5.2.2- CARREGAMENTO E RESULTADOS DO BOCAL MAIOR

A figura 5.2 exhibe as tensões normais ao longo do colarinho de reforço do bocal maior (diâmetro externo desse bocal: 273mm; espessura de parede: 9,27mm). A espessura de tal colarinho é igual à do costado: 5,0mm. O carregamento de projeto é a pressão hidrostática: 1,11MPa (manométrica), medida no topo do vaso. O material do colarinho também é igual ao do vaso: aço inoxidável austenítico, conforme

especificação ASME-SA240-304. Tensão máxima calculada pelo programa: 187MPa. O elemento finito utilizado no colarinho de reforço pertence à Biblioteca-padrão do SAP-2000/9. Trata-se de um elemento quadrangular do tipo casca (“shell type element”), ostentando 6 (seis) graus de liberdade por nó. Dimensão máxima do elemento finito quadrangular: 61,5mm. Devido à axissimetria da estrutura analisada (bocal e colarinho respectivo), optou-se pela geração de malha automática (recurs

espessura de tal colarinho é igual à do costado: 5,0mm. O carregamento de projeto é a pressão hidrostática: 1,11MPa (manométrica), medida no topo do vaso. O material do colarinho também é igual ao do vaso: aço inoxidável austenítico, conforme especificação ASME-SA240-304. Note-se a tensão máxima calculada pelo programa: 167MPa. O elemento finito utilizado no colarinho de reforço pertence à biblioteca-padrão do SAP-2000/9. Trata-se de um elemento quadrangular do tipo casca (“shell type element”), ostentando 6 (seis) graus de liberdade por nó.

Devido à axissimetria da estrutura analisada (bocal e colarinho respectivo), optou-se pela geração de malha automática (recurso disponível no SAP-2000), sem refinamento localizado. As tensões normais extremas, despertadas pela pressão de projeto acima definida, ocorreram nos limites meridionais da abertura no costado (sobre a linha de solda de acoplamento, que representa fisicamente a interseção cilindro-cilindro).

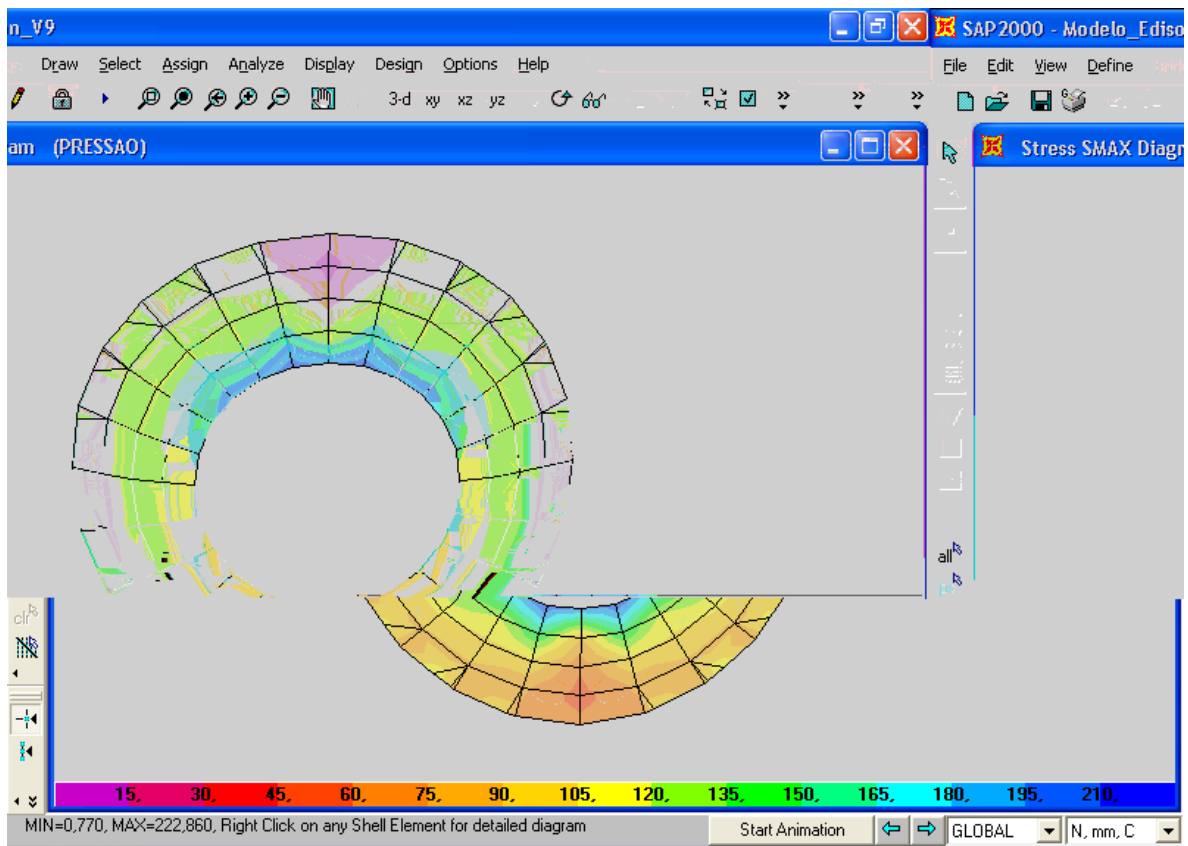


Fig. 5.3: tensões máximas no bocal menor do vaso-cobaia (SAP).

5.3- CONEXÃO TIPO “TÊ” EM AÇO-CARBONO A283-C

5.3.1- MODELO PARA ANÁLISE NUMÉRICA

O modelo abaixo (Fig. 5.4) representa a interseção ortogonal que deu origem à tese de doutorado de Pan, K., C., [3]. Tal interseção, desprovida de colarinho de reforço, havia sido analisada experimentalmente por Riley, W., F., [40]. Trata-se de uma estrutura em aço-carbono de resistência estrutural média, compatível com a especificação ASME-SA283-C, cujas propriedades mecânicas mínimas são as seguintes: 207MPa (limite elástico) e 331MPa (limite de resistência à tração). As espessuras dos cilindros que se interceptam ortogonalmente são iguais (2,6mm), ao passo que a relação de diâmetros, entre as cascas receptora e acoplada, respectivamente, é igual a 2 ($D=620\text{mm}$; $d=310\text{mm}$). Cabe ressaltar que a análise dessa estrutura produziu a maior discrepância na intensidade da tensão máxima, desenvolvida na junção e calculada pelo Método dos Elementos Finitos: a referida tensão alcançou 206MPa na solução numérica, contra um valor análogo de apenas 160MPa, determinado experimentalmente [40]. Isto significa um desvio, inesperado, de 28,7%.

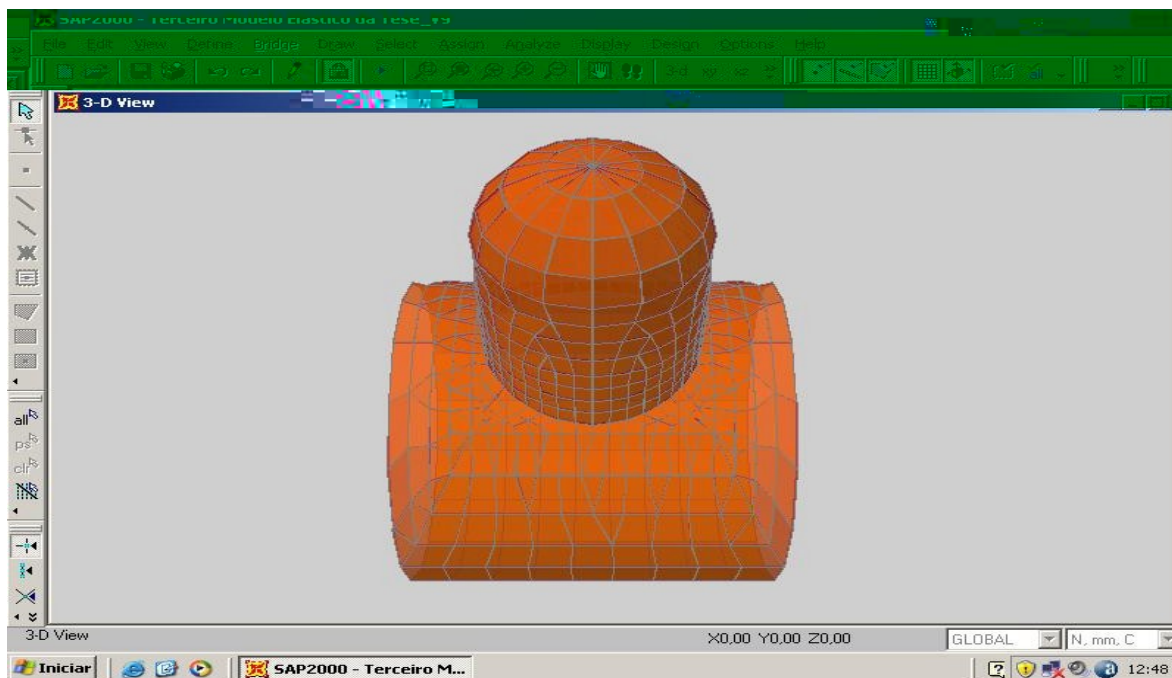


Fig. 5.4: modelo 3D da conexão tipo “tê” (SAP).

5.3.2- CARREGAMENTO E RESULTADOS

A figura 5.5 exibe as tensões normais ao longo da interseção ortogonal reproduzida no item anterior, cuja casca receptora se enquadra na classificação “excessivamente fina” (fator de esbeltez igual a 119). O carregamento de projeto é a pressão hidrostática: 0,2069MPa (manométrica), medida no topo do vaso. Conforme observado no item anterior, tal interseção não contém reforço estrutural. Note-se a tensão máxima calculada pelo programa: 206MPa. O elemento finito utilizado no colarinho de reforço pertence à biblioteca-padrão do SAP-2000/9. Trata-se de um elemento quadrangular do tipo casca (“shell type element”), ostentando 6 (seis) graus de liberdade por nó. Dimensão máxima do elemento finito quadrangular: 121,7mm. Devido à axissimetria da estrutura analisada (bocal e colarinho respectivo), optou-se pela geração de malha automática (recurso disponível no SAP-2000), sem refinamento localizado. As tensões normais extremas, despertadas pela pressão de projeto acima definida, ocorreram nos limites meridionais da abertura no costado (sobre a linha de solda de acoplamento, que representa fisicamente a interseção cilindro-cilindro).

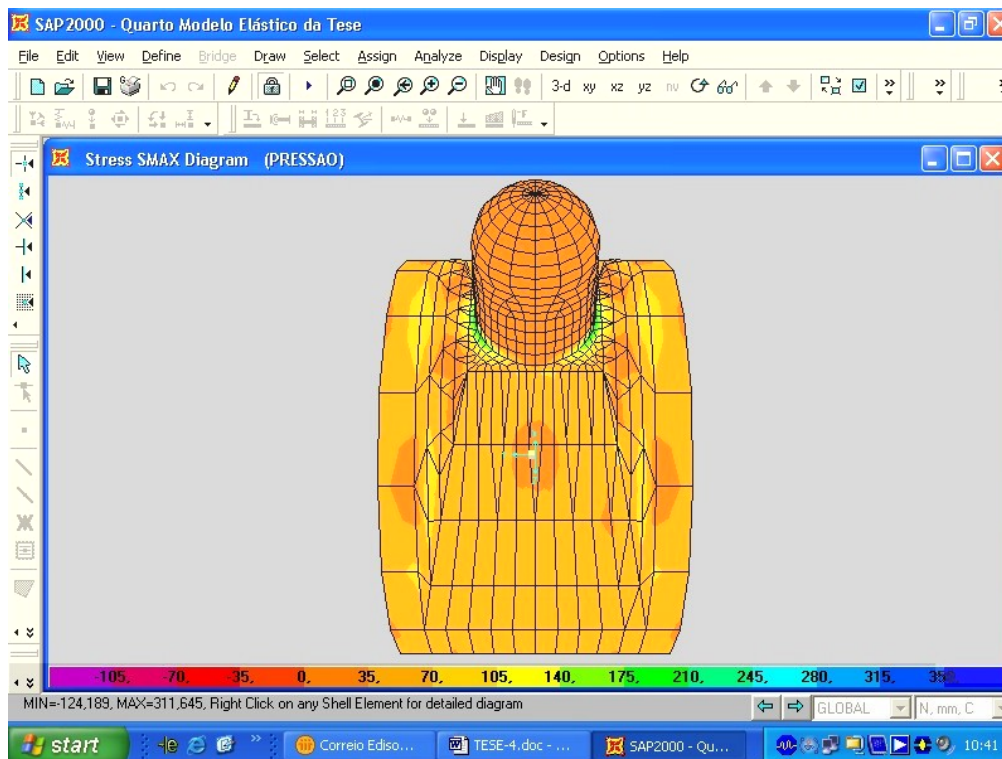


Fig. 5.5: tensões máximas na conexão tipo “tê” (SAP).

5.4- VASO HORIZONTAL EM AÇO-CARBONO A285-C

5.4.1- MODELO PARA ANÁLISE NUMÉRICA

O modelo abaixo (Fig. 5.6) representa uma interseção ortogonal típica na tecnologia dos vasos de pressão. Isto porque, quando se define $D=1860\text{mm}$ (diâmetro interno da casca receptora), obtém-se, após planificação da respectiva superfície média, algo muito próximo de 6000mm , que é o comprimento padronizado das chapas disponíveis no mercado. Por conseguinte, aquele diâmetro interno permite otimizar o aproveitamento longitudinal das chapas necessárias. Tal interseção, desprovida de colarinho de reforço, consiste de uma estrutura em aço-carbono “qualidade vaso de pressão”, compatível com a especificação ASME-SA285-C, cujas propriedades mecânicas mínimas são as seguintes: 207MPa (limite elástico) e 379MPa (limite de resistência à tração). As espessuras dos cilindros que se interceptam ortogonalmente são iguais ($9,5\text{mm}$), ao passo que a relação de diâmetros, entre as cascas receptora e acoplada, respectivamente, é igual a $3,8$ ($d=489\text{mm}$).

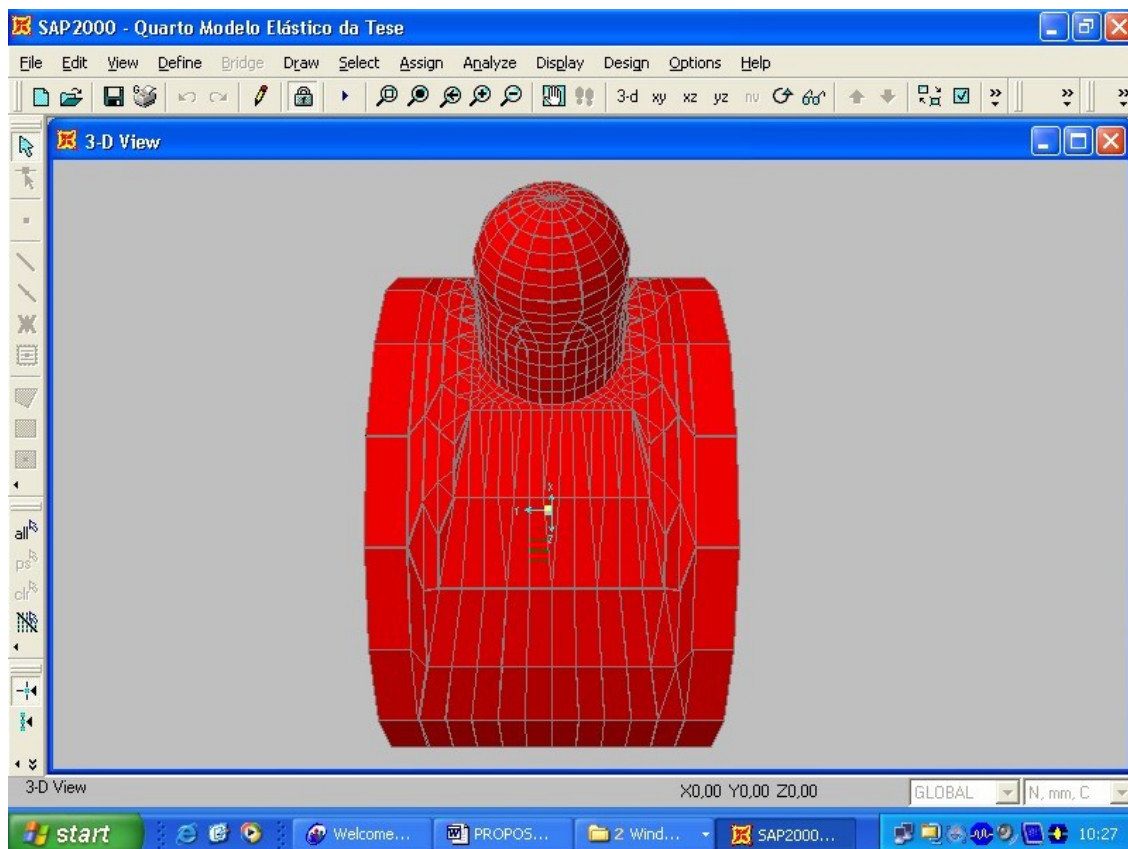


Fig. 5.6: modelo 3D de um vaso para hidrocarbonetos.

5.4.2- CARREGAMENTO E RESULTADOS

A figura 5.7 exibe as tensões normais ao longo da interseção ortogonal reproduzida no item anterior, cuja casca receptora se enquadra na classificação “excessivamente fina” (fator de esbeltez igual a 98). O carregamento de projeto é a pressão hidrostática: 0,400MPa (manométrica), medida no topo do vaso. Conforme observado no item anterior, tal interseção não contém reforço estrutural. Note-se a tensão máxima calculada pelo programa: 189MPa. O elemento finito utilizado no colarinho de reforço pertence à biblioteca-padrão do SAP-2000/9. Trata-se de um elemento quadrangular do tipo casca (“shell type element”), ostentando 6 (seis) graus de liberdade por nó. Dimensão máxima do elemento finito quadrangular: 365,2mm. Devido à axissimetria da estrutura analisada (bocal e colarinho respectivo), optou-se pela geração de malha automática (recurso disponível no SAP-2000), sem refinamento localizado. Como era de se esperar, as tensões normais extremas, despertadas pela pressão de projeto acima definida, ocorreram nos limites meridionais da abertura no costado (sobre a linha de solda de acoplamento, que representa fisicamente a interseção cilindro-cilindro).

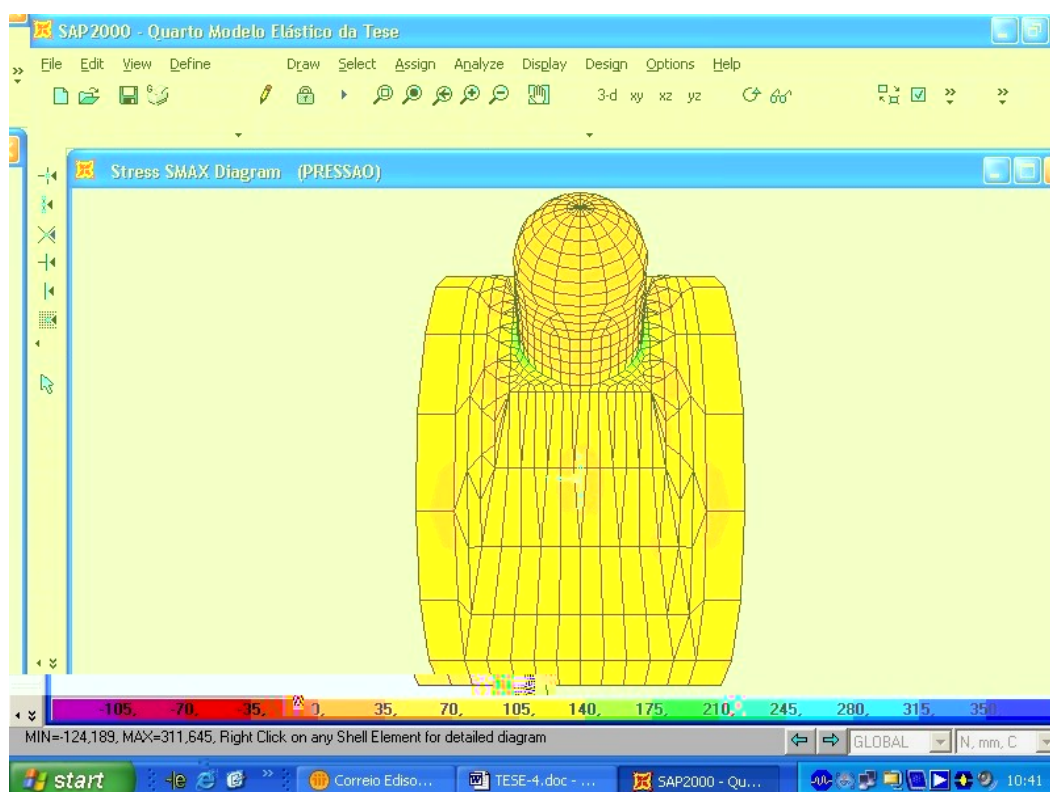


Fig. 5.7: tensões máximas no vaso para hidrocarbonetos (SAP).

6. ANÁLISE EXPERIMENTAL DO VASO-COBAIA NO LABEST

6.1- INTRODUÇÃO

O ensaio hidrostático do vaso da Fig. 6.14, descrito a seguir de forma compacta, foi realizado no Laboratório de Estruturas da COPPE (LABEST), a 11 de julho de 2005, e visava obter, experimentalmente, as deformações daquele vaso em posições a priori definidas, ao submeter-se o mesmo a pressões hidrostáticas controladas e constantes. Analisaram-se as duas etapas características da resposta de um vaso virgem ao teste hidrostático: fase elástica e fase plástica. A primeira serviu de respaldo ao modelo analítico aqui proposto, pois, através dela, foi possível chegar às tensões combinadas máximas experimentais em regime elástico, indispensáveis à sustentação do referido modelo de cálculo. A segunda forneceu informações destinadas ao estudo da resposta metalográfica do material de construção (aço inoxidável austenítico, tipo 304), às deformações irreversíveis.

O sistema de instrumentação instalado no vaso permitiu traçar, ao longo de todo o ensaio, as curvas deformação versus tempo, relativas às posições de medição previamente definidas. O traçado de tais curvas fundamenta-se nas respostas de deformação do vaso pressurizado, obtidas mediante a digitalização dos sinais dos sensores respectivos. Os seguintes documentos foram consultados:

- a) projeto básico do vaso de teste, datado de 15 de abril de 2005 (WHITE MARTINS GASES INDUSTRIAIS Ltda.);
- b) esquema de ligação elétrica e curva de calibração da célula de pressão utilizada (WIKA do Brasil Indústria e Comércio Ltda.).

A Figura 6.2 é um desenho esquemático do vaso de pressão ensaiado. Trata-se de uma casca cilíndrica provida de tampos toro-esféricos quase-elipsoidais, construída em aço inoxidável austenítico tipo 18-8 (18% de Cr e 8% de Ni), especificação ASTM-A240-304. Esta liga apresenta limite elástico mínimo de 207MPa. Quanto ao limite de resistência à tração correspondente, este chega a 483MPa. Tais valores representam as intensidades mínimas admissíveis, estabelecidas pelas normas de projeto internacionais. As usinas siderúrgicas se comprometem a estampá-los em todas as chapas produzidas, juntamente com o número e a data da respectiva corrida.

Esta casca cilíndrica (vide 5.2.1) possui diâmetro interno de 940mm e espessura nominal de 5,0mm. Isto resulta numa relação raio/espessura igual a 94 (casca

do tipo “muito fina”). Os tampos, tipo toro-esféricos 2:1 têm espessura nominal de 5,0mm.

Para fins de avaliação estrutural, o vaso de teste foi equipado com dois bocais ortogonais ao seu costado, providos de colarinho de reforço convencional. Tais colarinhos (vide 5.2.2 e 5.2.3) foram calculados, geometricamente, conforme determinado em [2].

6.2. INSTRUMENTAÇÃO COM EXTENSÔMETROS ELÉTRICOS DE RESISTÊNCIA

As Figs. 6.6, 6.7 e 6.8 mostram o vaso-cobaia, instrumentado por meio de extensômetros elétricos de resistência (EER's), colados na região dos bocais e no cordão de solda longitudinal (roseta R10, sobre a interseção da solda longitudinal com a circunferencial). A Fig. 6.5 mostra uma vista em elevação do vaso-cobaia, onde se indicam as Vistas Frontais 1 e 2, além da Vista Lateral 1, com o objetivo de identificar e localizar os EER's utilizados ao longo do ensaio.



Fig. 6.1: vaso-cobaia no LABEST (vista frontal do bocal maior, sem o flange cego).

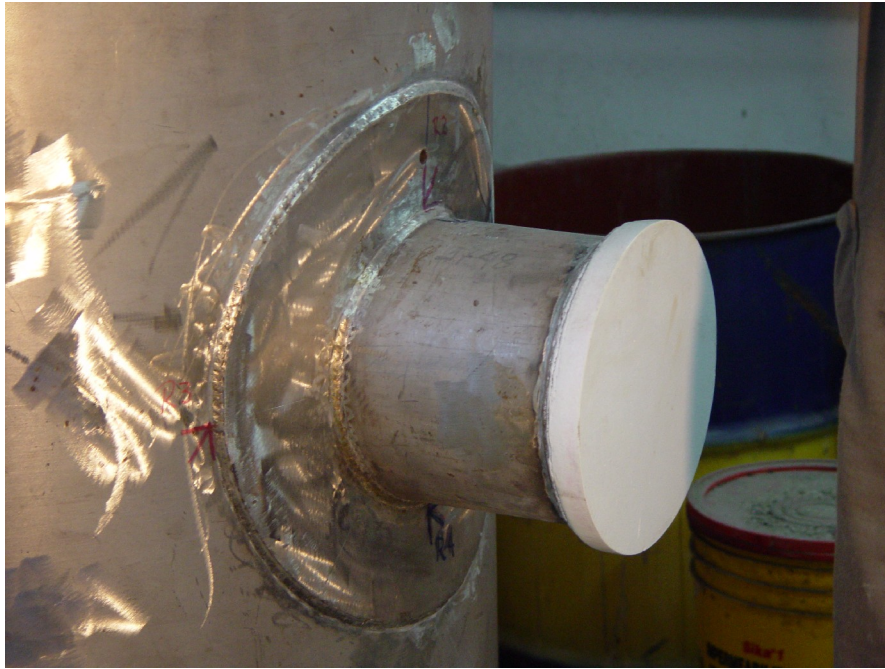


Fig. 6.2: vaso-cobaia no LABEST (perspectiva do bocal menor, sem o flange cego).

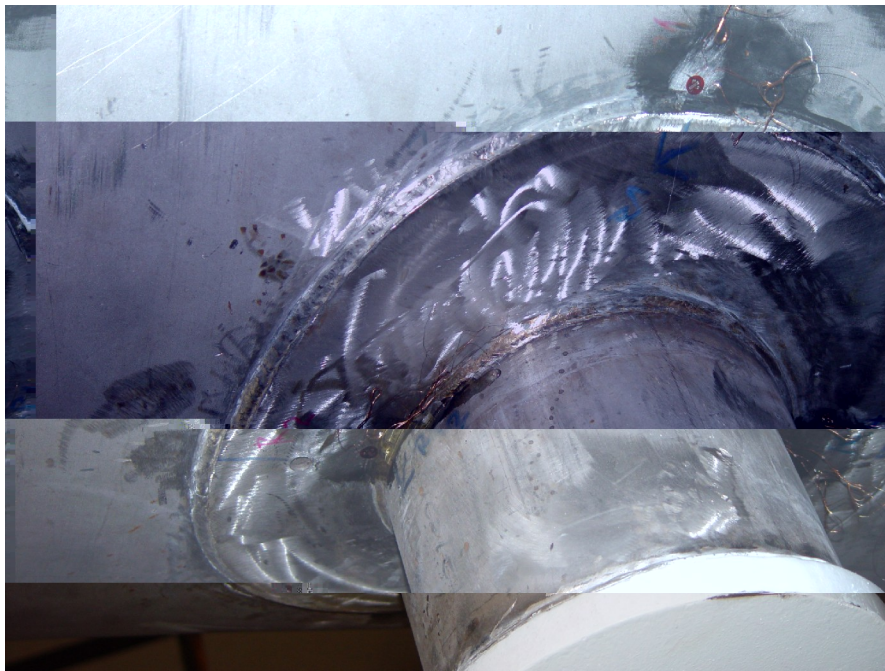


Fig. 6.3: vaso-cobaia no LABEST (detalhe do colarinho do bocal menor).



Fig. 6.4: vaso-cobaia no LABEST (detalhe do colarinho do bocal maior).



Fig. 6.5: vaso-cobaia no LABEST (preparação do colarinho menor para medição).



Fig. 6.6: vaso-cobaia no LABEST (finalizando a instalação dos extensômetros).



Fig. 6.7: vaso-cobaia no LABEST (verificando o bocal maior).



Fig. 6.8: vaso-cobaia no LABEST (extensometria na origem do colarinho maior).



Fig. 6.9: vaso-cobaia no LABEST (extensometria no limite do colarinho menor).



Fig. 6.10: vaso-cobaia no LABEST (detalhe da roseta R4).



Fig. 6.11: vaso-cobaia no LABEST (detalhe da roseta R5).



Fig. 6.12: vaso-cobaia no LABEST (preparação para enchimento com água).



Fig. 6.13: vaso-cobaia no LABEST (preparação do sistema de aquisição de dados).



Fig. 6.14: vaso-cobaia no LABEST (detalhe das pernas de apoio).

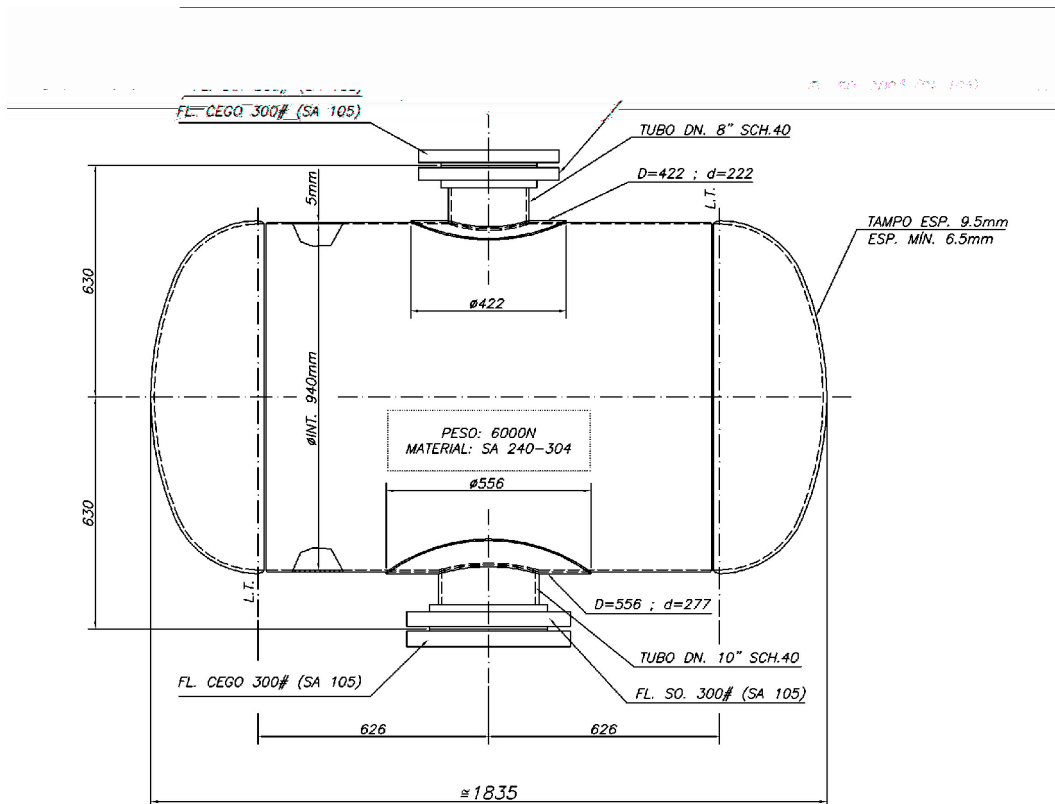


Fig. 6.15: desenho esquemático do vaso-cobaia (cotas em mm, salvo indicação contrária).



Fig. 6.16: vista geral do vaso-cobaia, instrumentado com EER's.

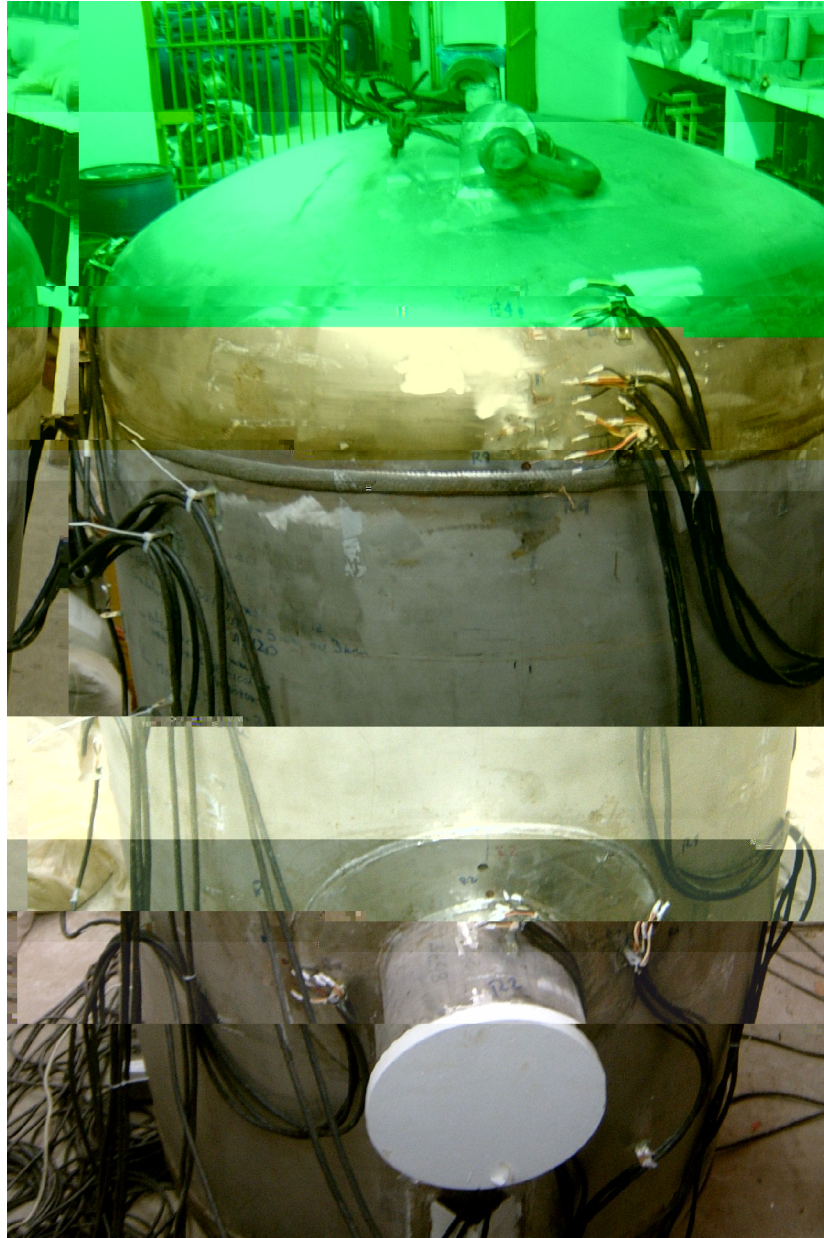
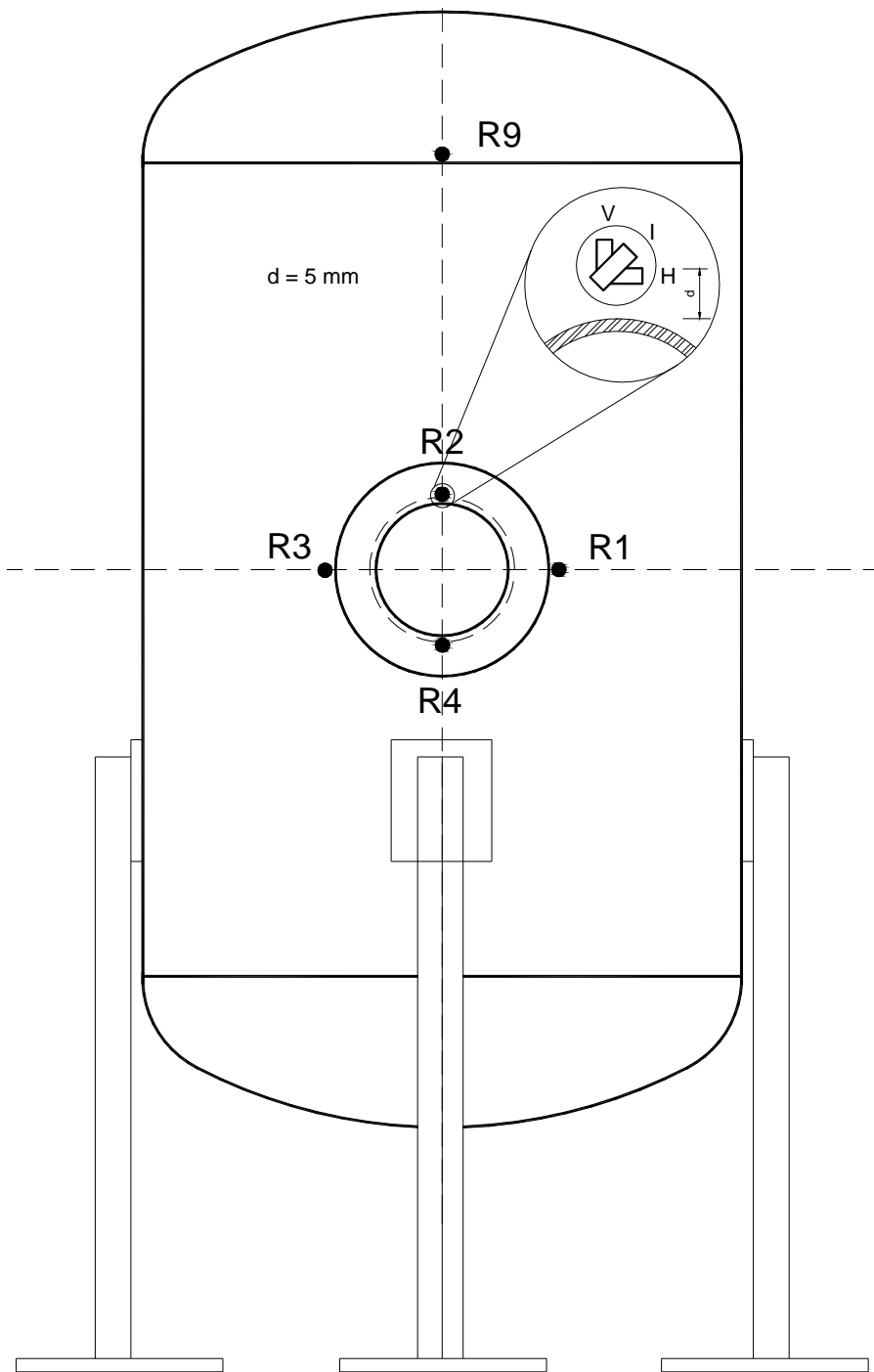


Fig. 6.17: vista frontal superior do vaso-cobaia instrumentado com EER's.

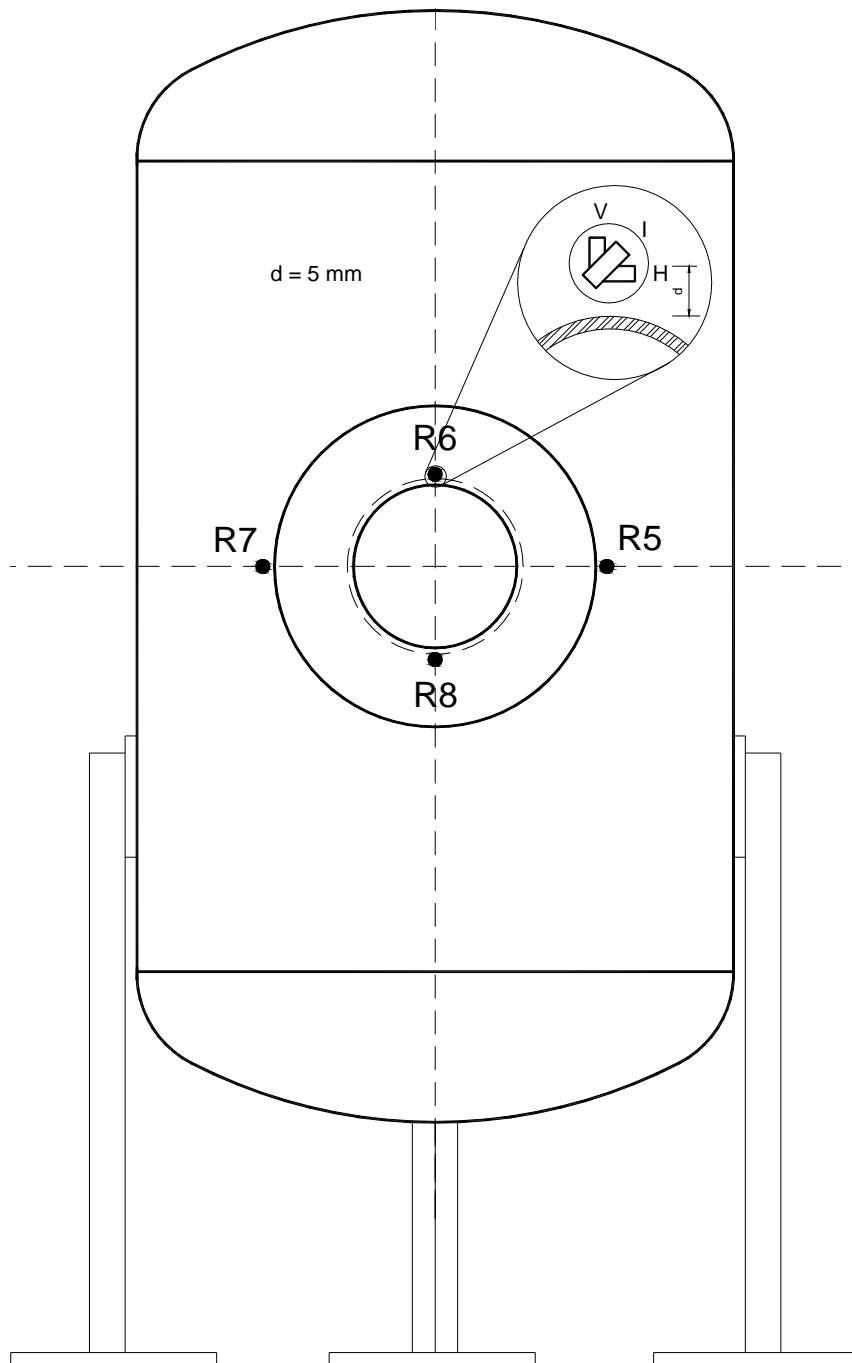


Fig. 6.18: vista geral do vaso-cobaia antes do ensaio.



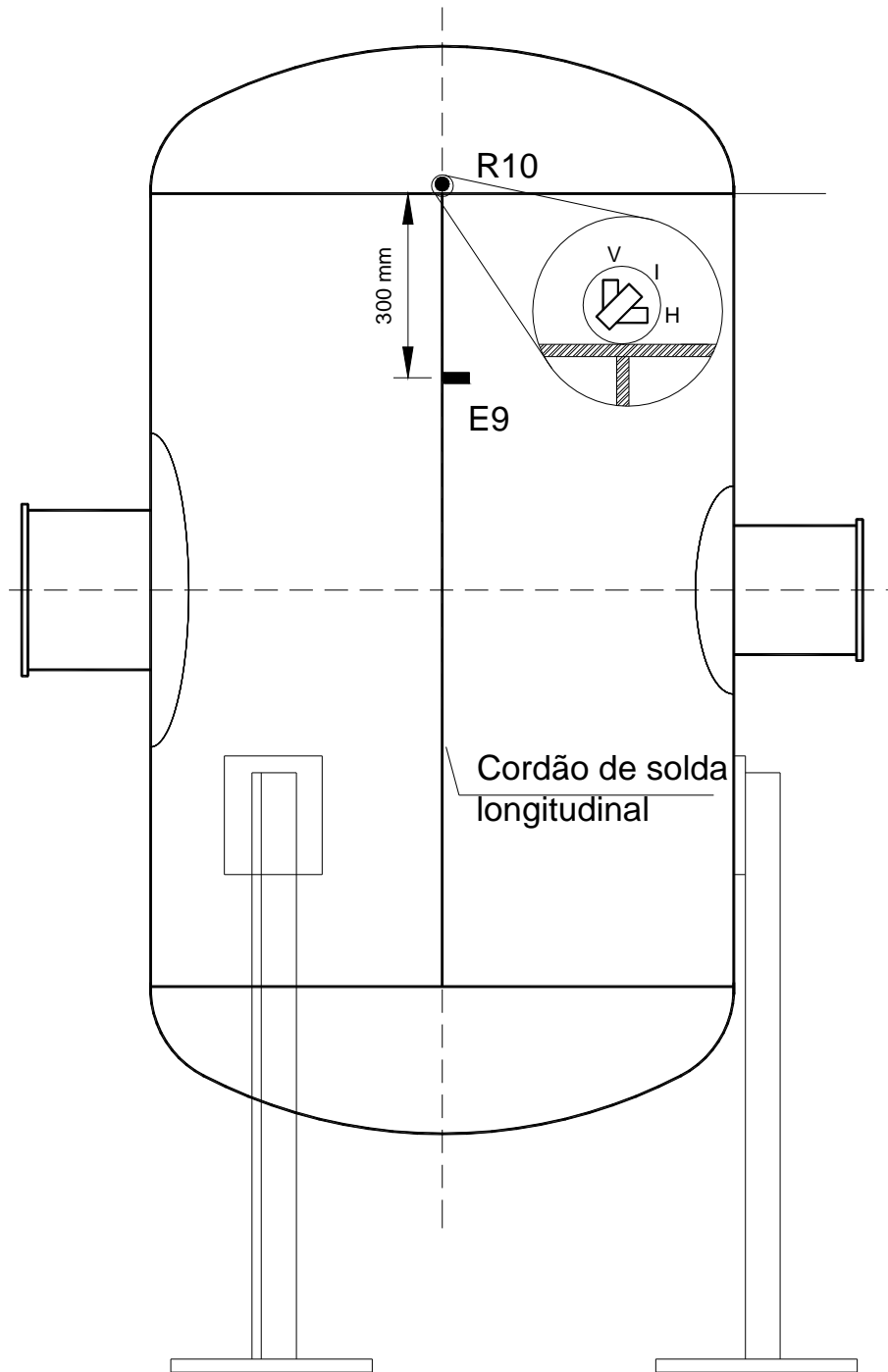
Vista Frontal 1

Fig. 6.19: localização dos extensômetros instalados em torno do bocal menor.



Vista Frontal 2

Fig. 6.20: localização dos extensômetros instalados em torno do bocal maior.



Vista Lateral 1

Fig. 6.21: localização dos extensômetros instalados sobre a linha de solda circunferencial do vaso-cobaia.

As Figs. 6.22 a 6.31 mostram em detalhe a localização de cada roseta utilizada (composta por três extensômetros elétricos de resistência nas direções radial, vertical e diagonal).



Fig. 6.22: detalhe da roseta R1 (vide Fig. 6.6).

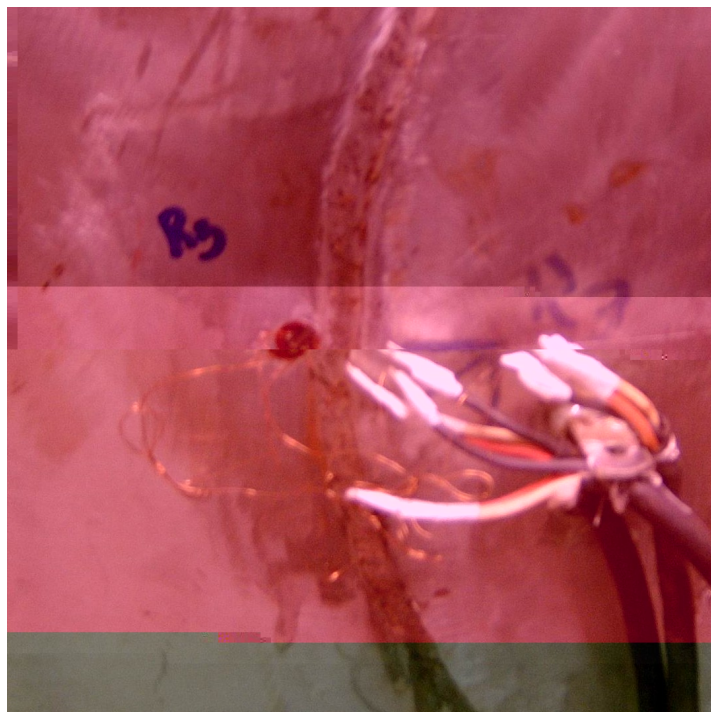


Fig. 6.23: detalhe da roseta R3 (vide Fig. 6.6).



Fig. 6.24: detalhe da roseta R2 (vide Fig. 6.6).



Fig. 6.25: detalhe da roseta R4 (vide Fig. 6.6).

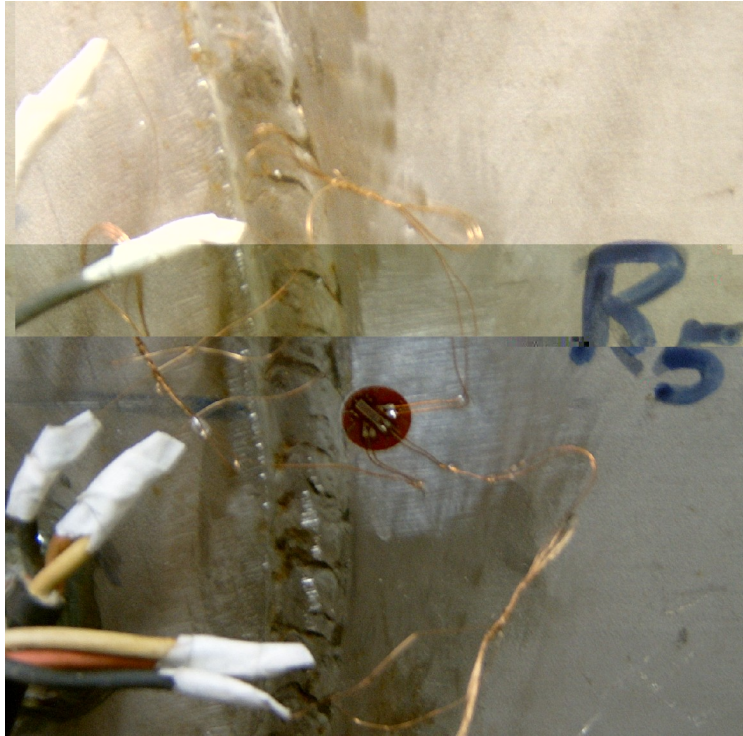


Fig. 6.26: detalhe da roseta R5 (vide Fig. 6.7).

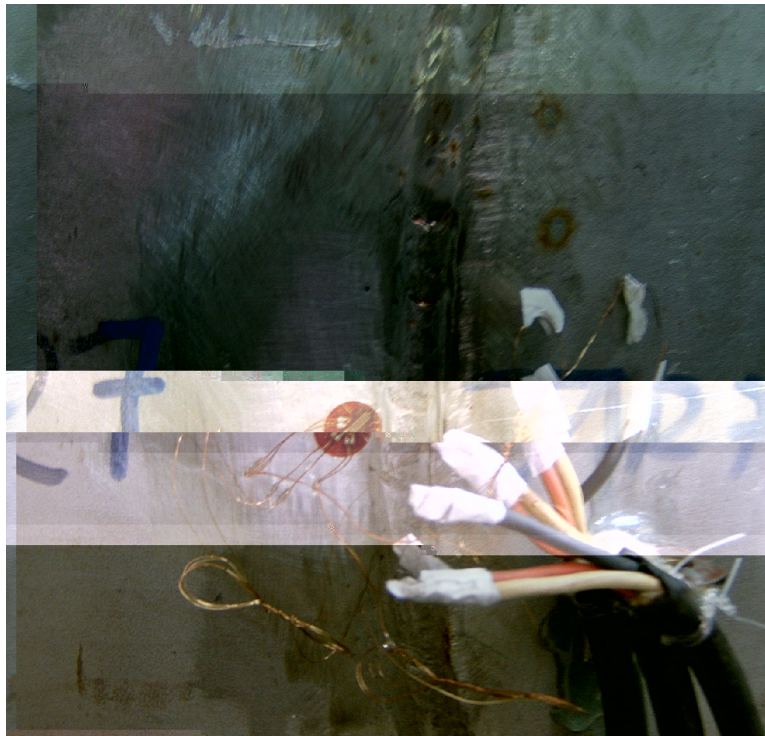


Fig. 6.27: detalhe da roseta R7 (vide Fig. 6.7).



Fig. 6.28: detalhe da roseta R6 (vide Fig. 6.7).



Fig. 6.29: detalhe da roseta R8 (vide Fig. 6.7).

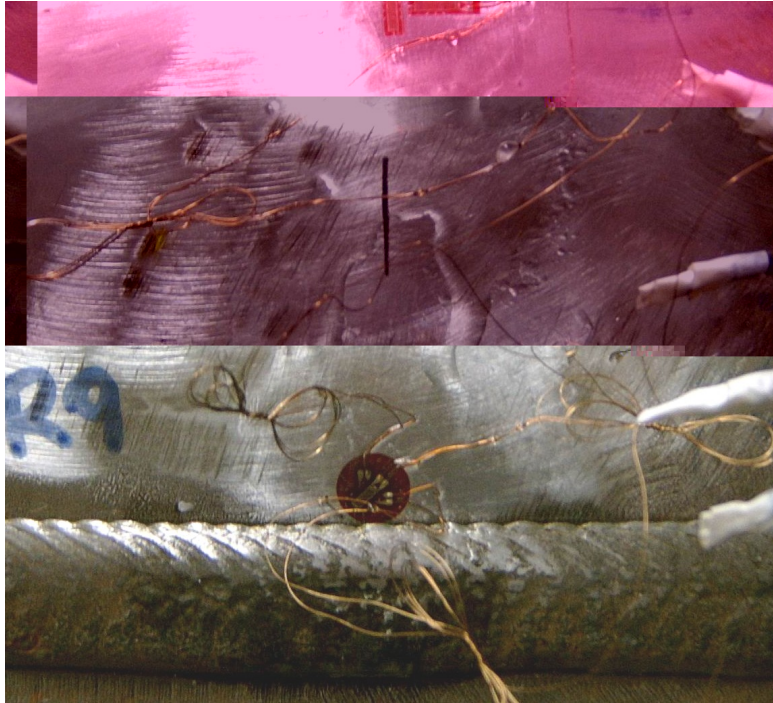


Fig. 6.30: detalhe da roseta R9 (vide Fig. 6.8).

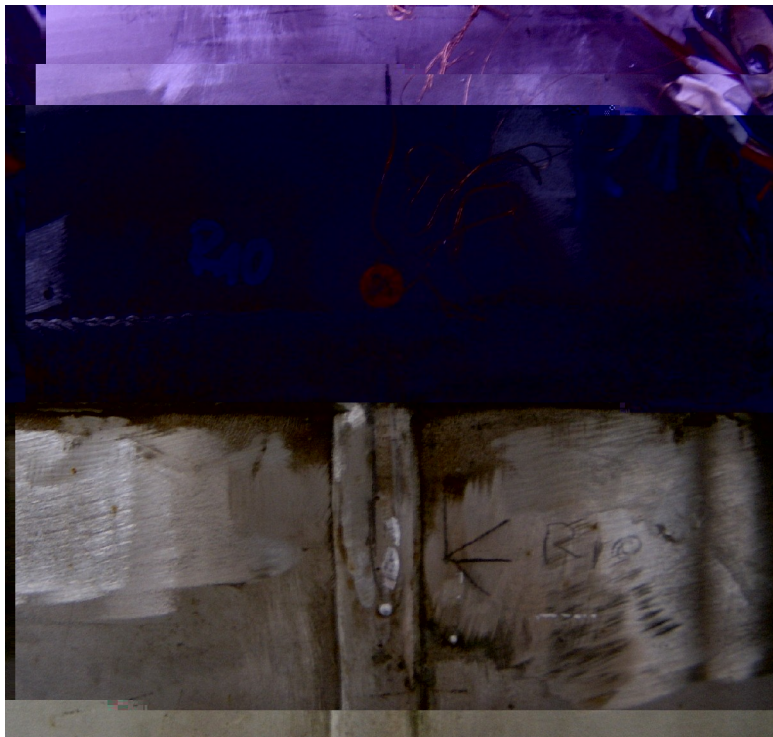


Fig. 6.31: detalhe da roseta R10 (vide Fig. 6.8).

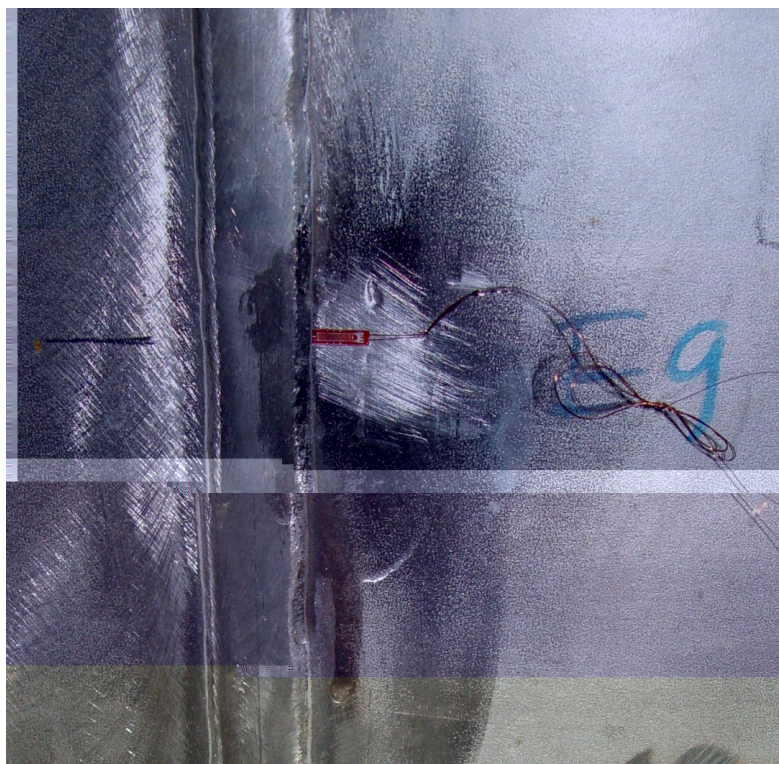


Fig. 6.32– Detalhe do extensômetro elétrico E9 (vide Fig. 6.21).

6.3. SISTEMA DE AQUISIÇÃO DE DADOS DURANTE O ENSAIO HIDROSTÁTICO

A instrumentação destinada a monitorar o ensaio hidrostático do vaso-cobaia, da fase elástica à fase plástica, consistiu de extensômetros elétricos de resistência ($\Omega=120$ ohm; $L=5$ mm; marca KYOWA Electronic Instruments Co., Japan) colados à superfície daquele vaso em diversos pontos (Figs. 6.22 a 6.32). Tais extensômetros foram conectados, através de cabos blindados, a condicionadores de sinais (LYNX Tecnologia Eletrônica Ltda, Brasil) e a um microcomputador (Fig. 6.33). O conjunto foi então ajustado para a aquisição dos sinais de deformação do vaso-cobaia. O programa de aquisição e tratamento de sinais pertence à AQDADOS da LYNX Tecnologia Eletrônica, Ltda (Brasil).

A pressurização lenta e gradual do vaso-cobaia foi obtida por meio de uma bomba d'água de deslocamento positivo (Fig. 6.34), cujos pulsos de vazão eram comandados manualmente pelo operador. As variações de pressão eram registradas, permanentemente, pela célula da Fig. 6.35, instalada em um bocal roscado de 12,7mm de diâmetro nominal, soldado ao centro geométrico do tampo toro-esférico superior do vaso-cobaia. Tal sensor de pressão foi conectado diretamente ao condicionador de sinais, e este ao microcomputador.



Fig. 6.33: equipamentos utilizados na aquisição dos sinais de deformação do vaso-cobaia.



Fig. 6.34: bomba de deslocamento positivo, responsável pela pressão de teste.



Fig. 6.35: célula de pressão com indicador digital.

6.4. CONSIDERAÇÕES GERAIS, CURVAS DE RESPOSTA E DEFORMAÇÕES

Os registros temporais de variação da pressão manométrica (barg) ao longo do tempo, além das deformações fornecidas pelas rosetas R1, R3, R2, R4, R5, R7, R6 e R8, em três direções diferentes, encontram-se nas Figuras 6.23 a 6.30, seqüencial e respectivamente. As deformações devem ser lidas, no eixo das ordenadas, em μm , sendo $1\mu\text{m}=10^{-6}\text{m}=10^{-3}\text{mm}$. Lê-se a variável tempo, em unidades não pertencentes ao SI (minutos e horas) no eixo das abscissas. O patamar que interessa ao presente trabalho (fase elástica) ocorreu entre $t=3\text{min}$ e $t=6\text{min}$, aproximadamente. A reação do bocal menor (Fig. 6.19) será lida nas Figuras 6.36 a 6.39, na seqüência seguinte, ainda referida à Fig. 6.19: ponto B, roseta R1 (6.36), ponto D, roseta R3 (6.37), ponto A, roseta R2 (Fig. 6.38) e ponto C, roseta R4 (6.39). Observa-se que, no ponto D (Fig. 6.19), a roseta R3H (Fig. 6.37, segunda curva de cima para baixo) registrou a deformação máxima, no colarinho de reforço do bocal menor: $230\mu\text{m}$ (ou 230 micra). Os resultados da análise deste bocal menor, através do modelo aqui proposto, encontram-se no Apêndice 2. A reação do bocal maior (Fig. 6.20) será lida nas Figuras 6.40 a 6.43, na seqüência seguinte, agora referida à Fig. 6.20: ponto B, roseta R5 (6.40), ponto D, roseta R7

(6.41), ponto A, roseta R6 (Fig. 6.42) e ponto C, roseta R8 (6.43). Por outro lado, no que concerne ao bocal maior (Fig. 6.20), a deformação máxima foi registrada no ponto C, pela roseta R8H: 120 μ m (ou 120 micra). Os resultados da análise deste bocal maior, através do modelo aqui proposto, encontram-se no Apêndice 3.

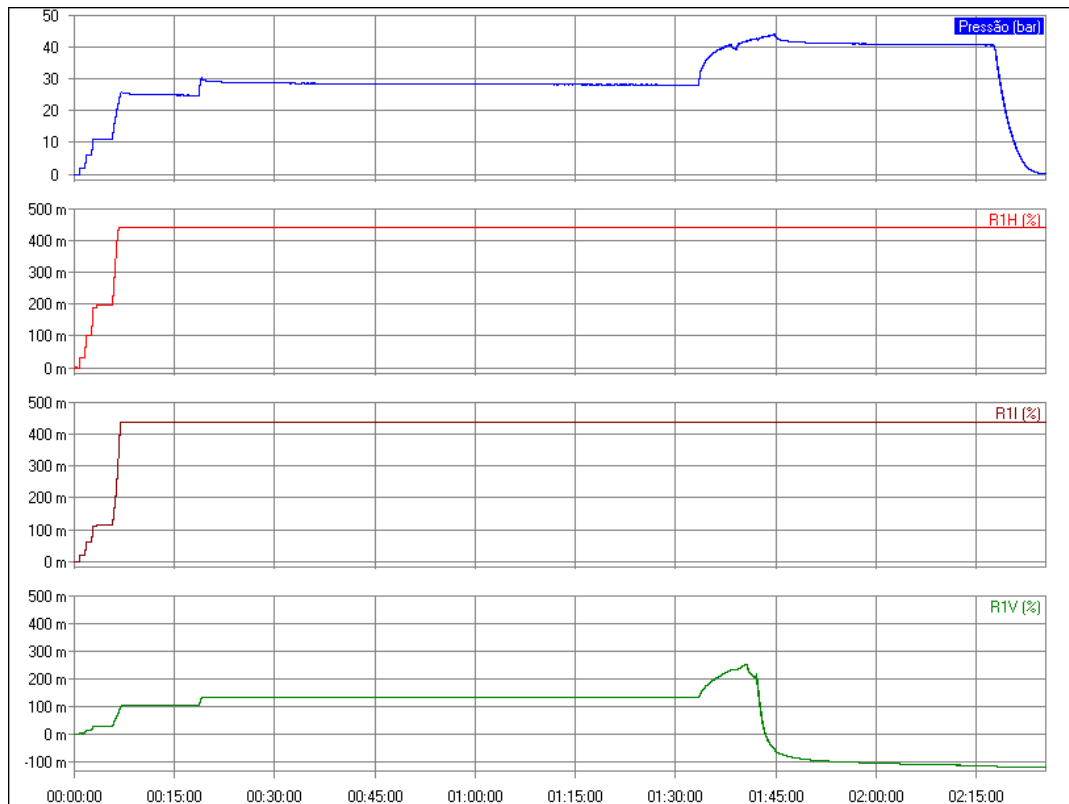


Fig. 6.36 – pressões e deformações em função do tempo (roseta R1).

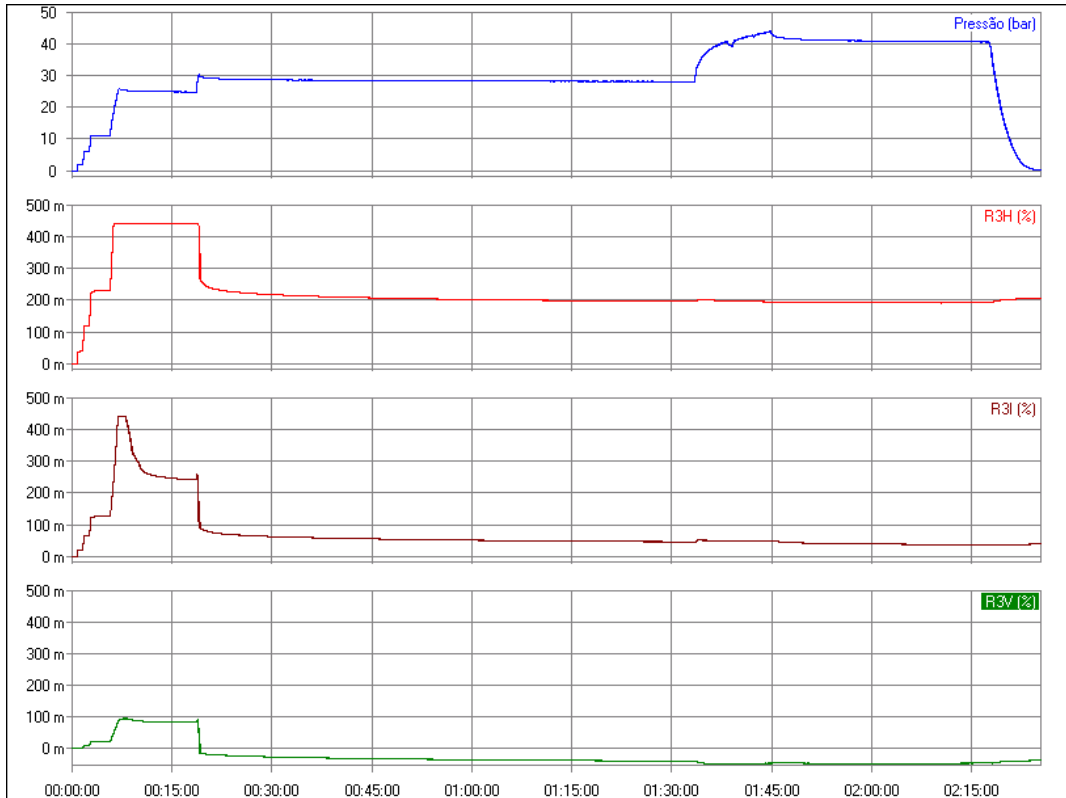


Fig. 6.37: pressões e deformações em função do tempo (roseta R3).

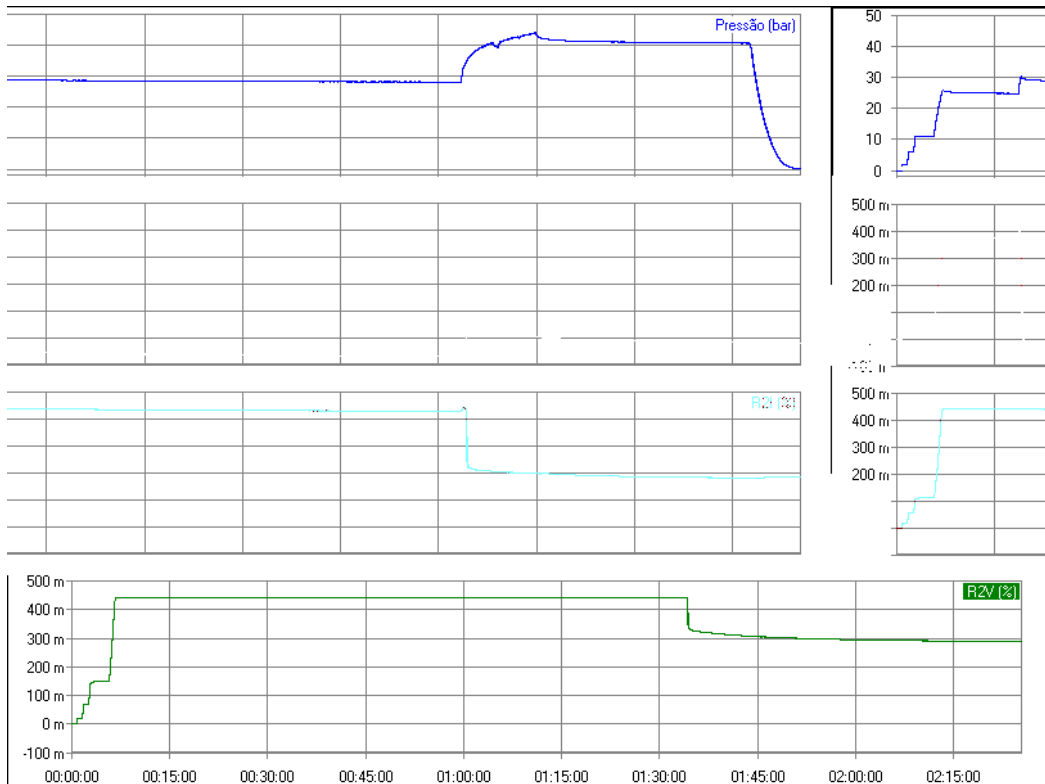


Fig. 6.38: pressões e deformações em função do tempo (roseta R2).

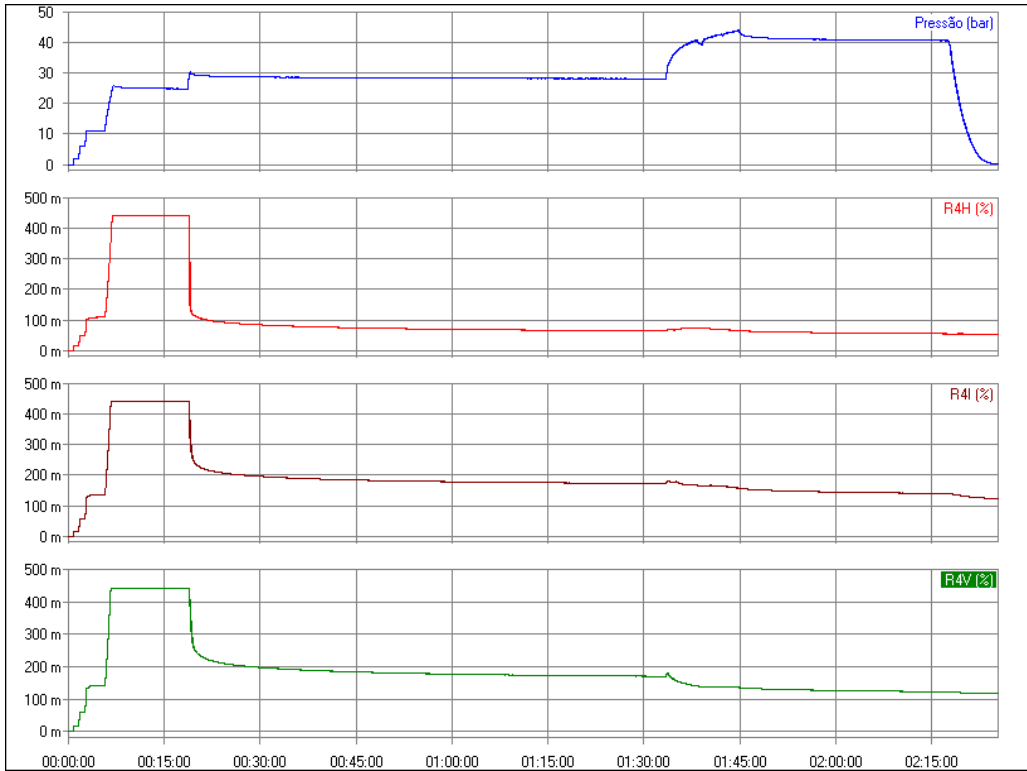


Fig. 6.39: pressões e deformações em função do tempo (roseta R4).

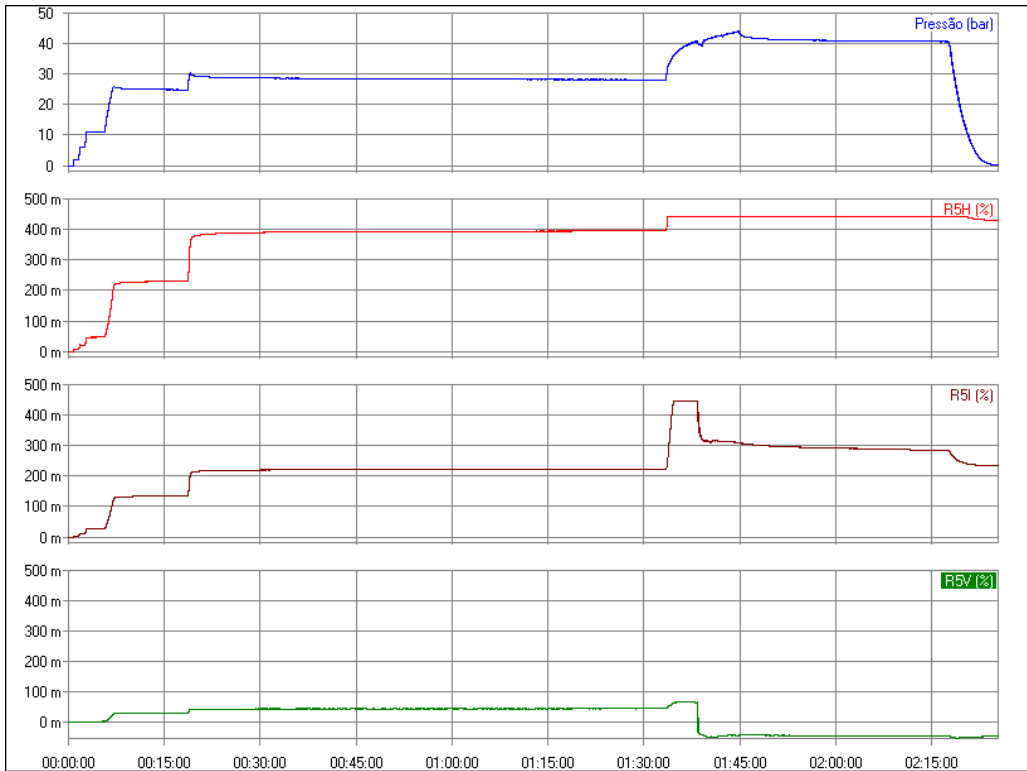


Fig. 6.40: pressões e deformações em função do tempo (roseta R5).

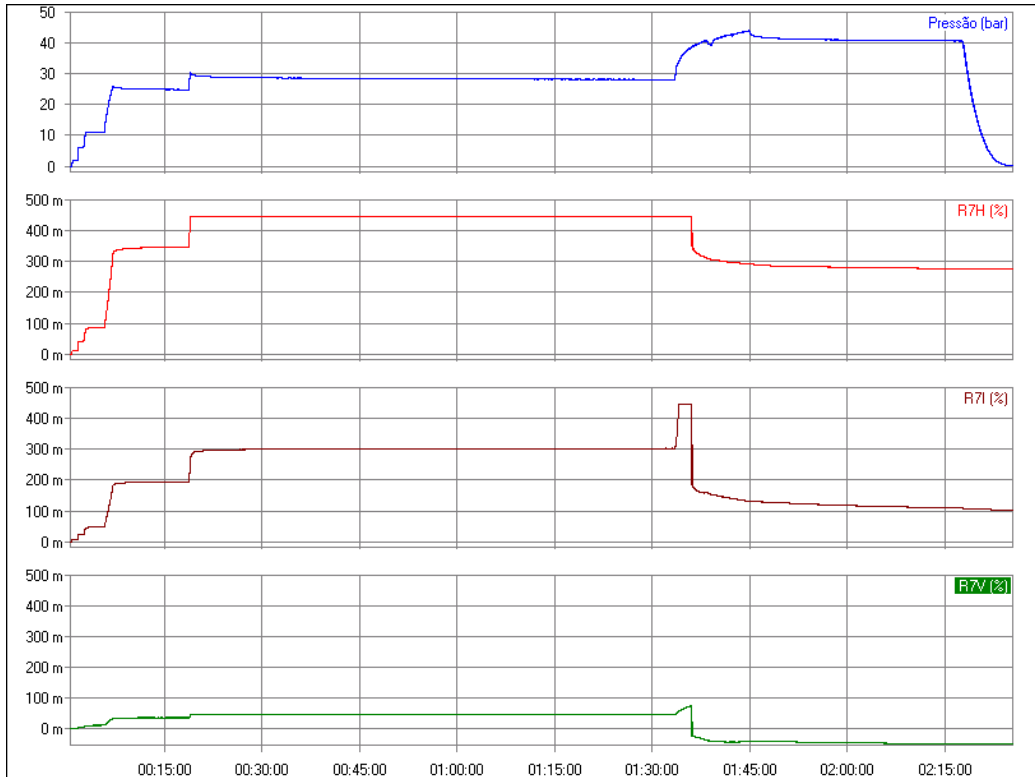


Fig. 6.41: pressões e deformações em função do tempo (roseta R7).

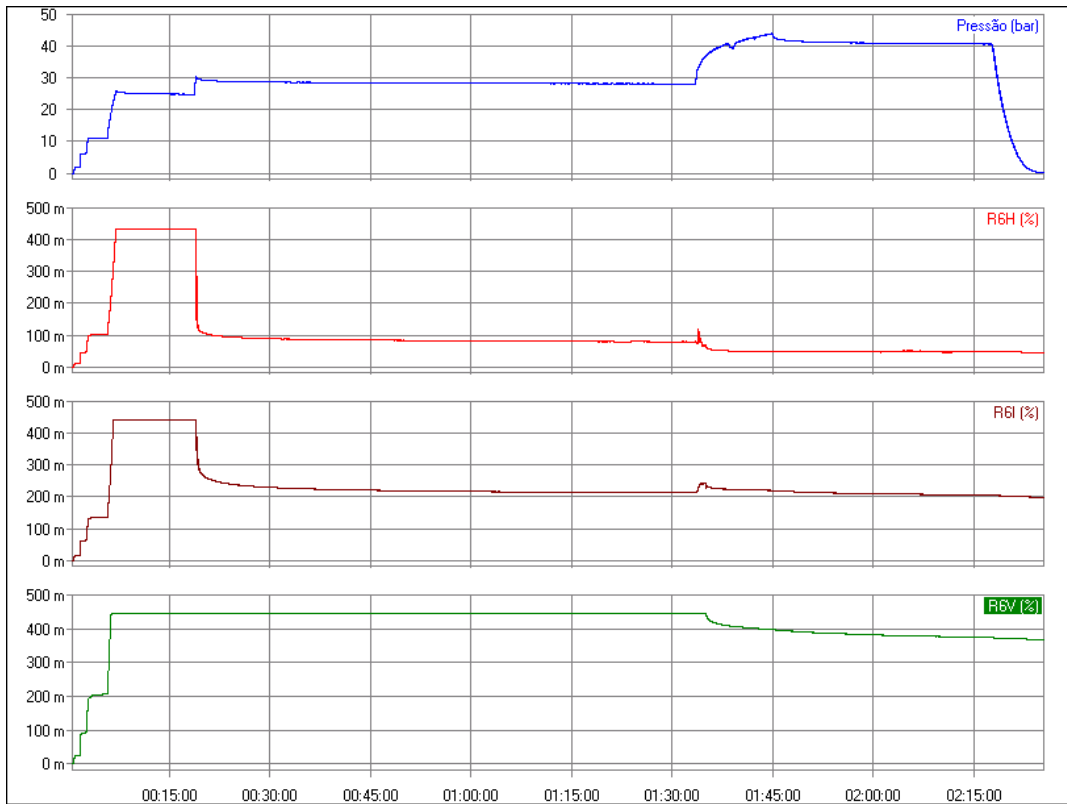


Fig. 6.42: pressões e deformações em função do tempo (roseta R6).

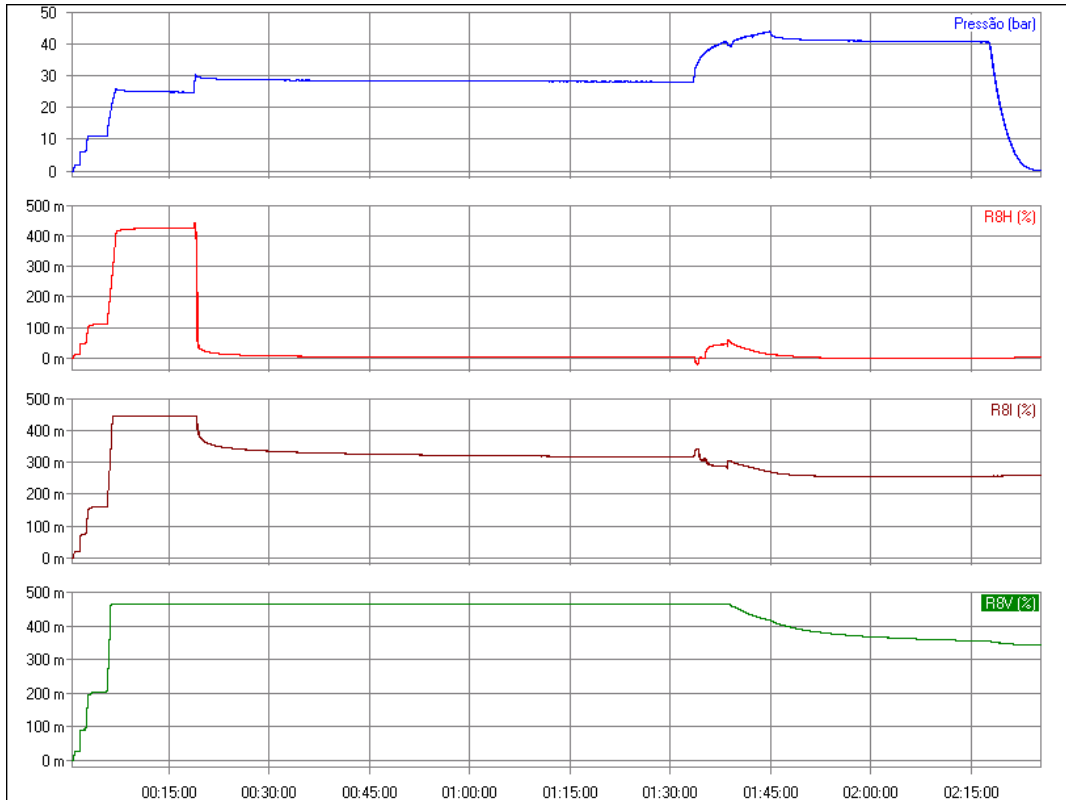


Fig. 6.43: pressões e deformações em função do tempo (roseta R8).

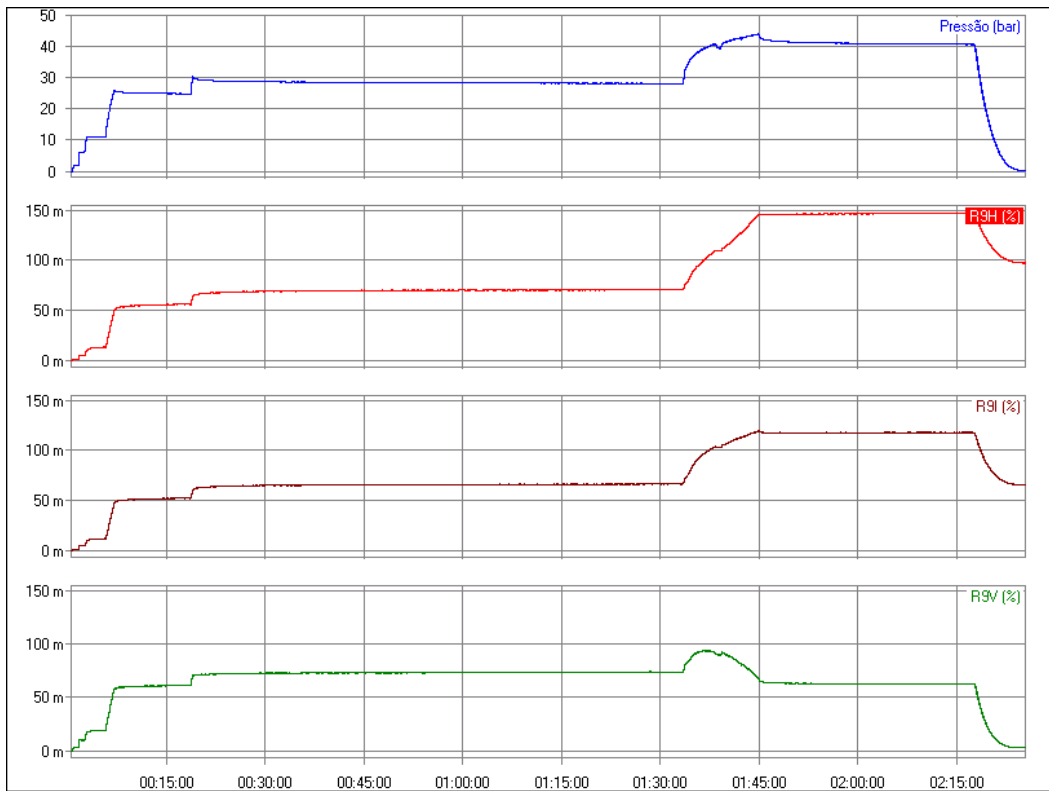


Fig. 6.44: pressões e deformações em função do tempo (roseta R9).

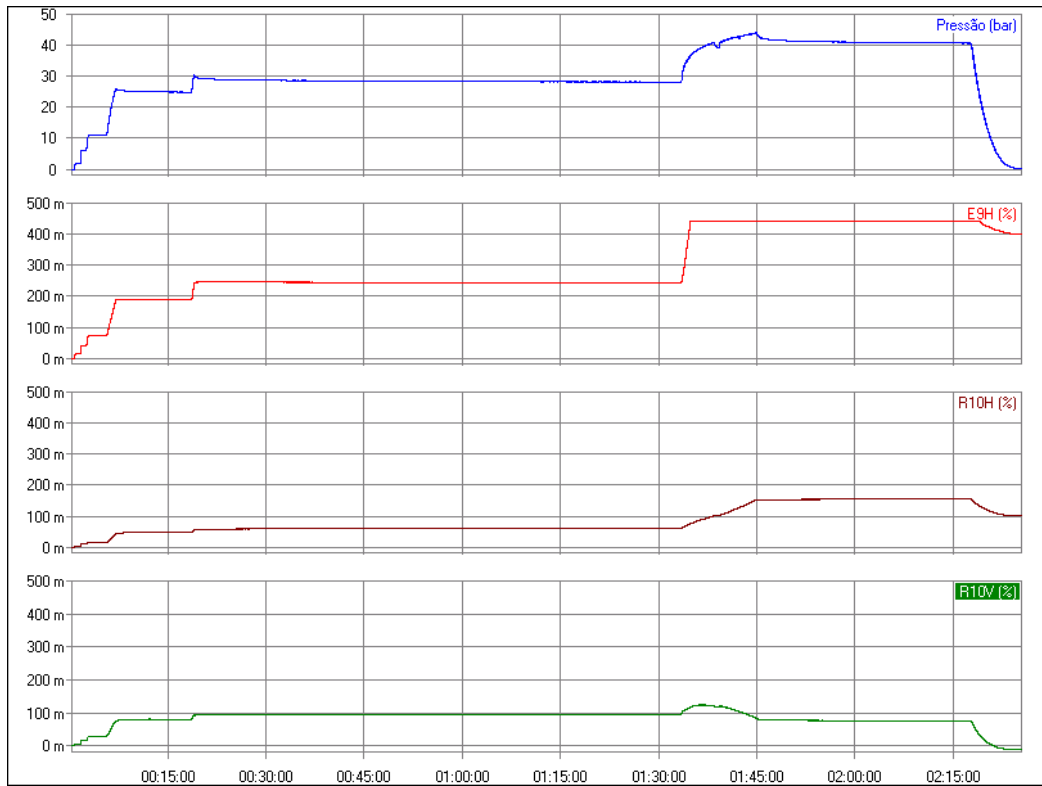


Fig. 6.45: pressões e deformações em função do tempo (roseta R10 e extensômetro E9).

7- APLICAÇÕES DO MODELO ANALÍTICO PROPOSTO

7.1. BOCAL MENOR, Fig. 6.19, SUPERFÍCIE INTERNA

1- Entrada de Dados Mecânicos e Geométricos

Entrar com a pressão de projeto (p), em MPa.

$$p := 1.11$$

Entrar com a espessura nominal dos cilindros menor (t1) e maior (t2), em mm.

$$t1 := 8.18 \quad t2 := 5.0$$

Entrar com a espessura nominal do colarinho (Tco), em mm; calcular a espessura reforçada (Tre), em mm.

$$Tco := t2 \quad Tre := t2 + Tco$$

Calcular a relação de espessuras, Relesp.

$$Relesp := \frac{Tre}{t1} \quad Relesp = 1.222 \quad Fce := 1.07 \quad (\text{vide curva da Fig. 8.5})$$

Entrar com os diâmetros externos dos cilindros: menor (de) e maior (De), em mm.

$$de := 219 \quad De := 940$$

Calcular a relação de diâmetros, Reldia.

$$Reldia := \frac{De - 2 \cdot t2}{de - 2 \cdot t1} \quad Reldia = 4.589 \quad Fcd := 1.17 \quad (\text{vide curva da Fig. 8.6})$$

Calcular os raios internos respectivos, em mm.

$$ri := \frac{de - 2 \cdot t1}{2} \quad Ri := \frac{De - 2 \cdot t2}{2}$$

Calcular o semi-ângulo de acoplamento cilindro-cilindro (a), em rad.

$$\alpha := \text{atan} \left(\frac{ri}{Ri} \right)$$

Calcular o fator de esbeltez existente (Fe) na casca receptora (cilindro maior).

$$F_e := \frac{R_i}{t_2 + T_{co}} \quad F_e = 46.5 \quad F_{cb} := 1.24 \quad (\text{vide curva da Fig. 8.4})$$

Entrar com características mecânicas: Young (E, MPa) e Poisson (ν).

$$E := 18500 \quad \nu := 0.30$$

Calcular as constantes de Lamé (λ e μ), MPa.

$$\lambda := \frac{\nu \cdot E}{(1 + \nu) \cdot (1 - 2 \cdot \nu)} \quad \mu := \frac{E}{2 \cdot (1 + \nu)}$$

Calcular o fator de correção máximo, Fc.

$$M_c := (F_{ce} \ F_{cb} \ F_{cd}) \quad F_c := \max(M_c) \quad F_c = 1.24$$

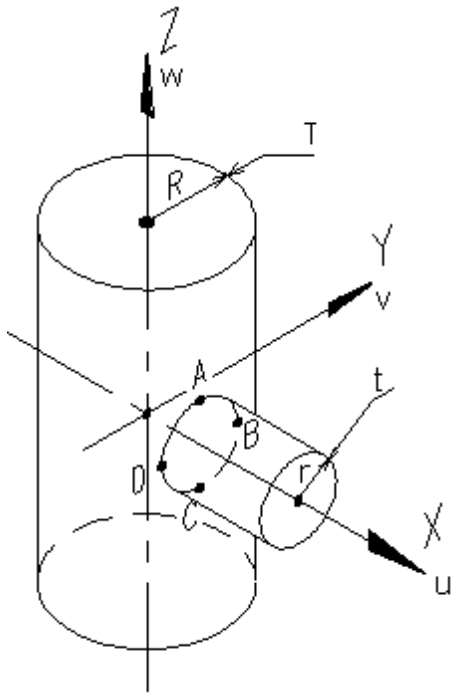


Fig. 7.1: visualização esquemática da interseção, definida pelos pontos A, B, C e D (A e C longitudinais ao cilindro maior; B e D transversais ao mesmo). O carregamento de projeto é a pressão interna que solicita a junção. O modelo conduz a uma solução elástica. As extremidades dos cilindros podem ser fechadas com tampas quaisquer.

Entrar com o fator de esbeltez padrão (Fep).

$$F_{ep} := 40$$

Calcular o fator de tensão (F_s).

$$F_s := \frac{F_{ep}}{F_e} \quad F_s = 0.86$$

2- Coordenadas do Ponto A e Campo de Deslocamentos da Junção no Entorno de A

$$x_1 := R_i \cdot \cos(\alpha) \quad (\text{abscissa}) \quad y_1 := 0 \quad (\text{ordenada}) \quad z_1 := r_i \quad (\text{cota})$$

Escrever as funções polinomiais componentes do campo dos deslocamentos.

$$u_1(x_1) := \frac{F_c \cdot F_s \cdot p \cdot (2 - \nu)}{2t_1 \cdot E} \cdot x_1^2 \quad v_1(y_1, z_1) := \frac{F_c \cdot F_s \cdot p \cdot (2 - \nu)}{2t_2 \cdot E \cdot r_i} \cdot (y_1^3 + z_1^2 \cdot y_1)$$

$$w_1(y_1, z_1) := \frac{F_c \cdot F_s \cdot p \cdot (2 - \nu)}{2T_r \cdot E \cdot R_i} \cdot (y_1^3 + z_1^2 \cdot y_1)$$

Montar a matriz do tensor gradiente de deslocamento ($\Delta 1$).

$$\Delta 1 := \begin{pmatrix} \frac{d}{dx_1} u_1(x_1) & \frac{d}{dx_1} v_1(y_1, z_1) & \frac{d}{dx_1} w_1(y_1, z_1) \\ \frac{d}{dy_1} u_1(x_1) & \frac{d}{dy_1} v_1(y_1, z_1) & \frac{d}{dy_1} w_1(y_1, z_1) \\ \frac{d}{dz_1} u_1(x_1) & \frac{d}{dz_1} v_1(y_1, z_1) & \frac{d}{dz_1} w_1(y_1, z_1) \end{pmatrix}$$

Escrever a equação do tensor deformação infinitesimal, E_{i1} .

$$E_{i1} := \frac{1}{2} \cdot (\Delta 1 + \Delta 1^T)$$

Determinar a matriz do tensor tensão $[S_{Ai}]$, na base ijk .

$$S_{Ai} := \lambda \cdot \text{tr}(E_{i1}) \cdot \text{identity}(3) + 2 \cdot \mu \cdot E_{i1}$$

$$S_{Ai} = \begin{pmatrix} 162.261 & 0 & 0 \\ 0 & 91.951 & 0.855 \\ 0 & 0.855 & 76.264 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} S_{Ai11} & S_{Ai12} & S_{Ai13} \\ S_{Ai21} & S_{Ai22} & S_{Ai23} \\ S_{Ai31} & S_{Ai32} & S_{Ai33} \end{pmatrix} := S_{Ai}$$

3- Coordenadas do Ponto C e Campo de Deslocamentos da Junção no Entorno de C

$$x_2 := R_i \cdot \cos(\alpha) \quad (\text{abscissa}) \quad y_2 := 0 \quad (\text{ordenada}) \quad z_2 := -r_i \quad (\text{cota})$$

Escrever as funções polinomiais componentes do campo dos deslocamentos.

$$u_2(x_2) := \frac{F_c \cdot F_s \cdot p \cdot (2 - \nu)}{2t_1 \cdot E} \cdot x_2^2 \quad v_2(y_2, z_2) := \frac{F_c \cdot F_s \cdot p \cdot (2 - \nu)}{2t_2 \cdot E \cdot r_i} \cdot (y_2^3 + z_2^2 \cdot y_2)$$

$$w_2(y_2, z_2) := \frac{F_c \cdot F_s \cdot p \cdot (2 - \nu)}{2T_{re} \cdot E \cdot R_i} \cdot (y_2^3 + z_2^2 \cdot y_2)$$

Montar a matriz do tensor gradiente de deslocamento (Δ_2).

$$\Delta_2 := \begin{pmatrix} \frac{d}{dx_2} u_2(x_2) & \frac{d}{dx_2} v_2(y_2, z_2) & \frac{d}{dx_2} w_2(y_2, z_2) \\ \frac{d}{dy_2} u_2(x_2) & \frac{d}{dy_2} v_2(y_2, z_2) & \frac{d}{dy_2} w_2(y_2, z_2) \\ \frac{d}{dz_2} u_2(x_2) & \frac{d}{dz_2} v_2(y_2, z_2) & \frac{d}{dz_2} w_2(y_2, z_2) \end{pmatrix}$$

Escrever a equação do tensor deformação infinitesimal, Ei_2 .

$$Ei_2 := \frac{1}{2} \cdot (\Delta_2 + \Delta_2^T)$$

Determinar a matriz do tensor tensão $[SC_i]$, na base ijk .

$$SC_i := \lambda \cdot \text{tr}(Ei_2) \cdot \text{identity}(3) + 2 \cdot \mu \cdot Ei_2$$

$$SC_i = \begin{pmatrix} 162.261 & 0 & 0 \\ 0 & 91.951 & 0.855 \\ 0 & 0.855 & 76.264 \end{pmatrix} \quad \begin{pmatrix} SC_{i11} & SC_{i12} & SC_{i13} \\ SC_{i21} & SC_{i22} & SC_{i23} \\ SC_{i31} & SC_{i32} & SC_{i33} \end{pmatrix} := SC_i$$

4- Coordenadas do Ponto B e Campo de Deslocamentos da Junção no Entorno de B

$$x_3 := R_i \cdot \cos(\alpha) \quad (\text{abscissa}) \quad y_3 := r_i \quad (\text{ordenada}) \quad z_3 := 0 \quad (\text{cota})$$

Escrever as funções polinomiais componentes do campo dos deslocamentos.

$$u_3(x_3) := \frac{F_c \cdot F_s \cdot p \cdot (2 - \nu)}{2t_1 \cdot E} \cdot x_3^2 \quad v_3(y_3, z_3) := \frac{F_c \cdot F_s \cdot p \cdot (2 - \nu)}{2t_2 \cdot E \cdot r_i} \cdot (y_3^3 + z_3^2 \cdot y_3)$$

$$w_3(y_3, z_3) := \frac{F_c \cdot F_s \cdot p \cdot (2 - \nu)}{2T_{re} \cdot E \cdot R_i} \cdot (y_3^3 + z_3^2 \cdot y_3)$$

Montar a matriz do tensor gradiente de deslocamento (Δ_3).

$$\Delta_3 := \begin{pmatrix} \frac{d}{dx_3} u_3(x_3) & \frac{d}{dx_3} v_3(y_3, z_3) & \frac{d}{dx_3} w_3(y_3, z_3) \\ \frac{d}{dy_3} u_3(x_3) & \frac{d}{dy_3} v_3(y_3, z_3) & \frac{d}{dy_3} w_3(y_3, z_3) \\ \frac{d}{dz_3} u_3(x_3) & \frac{d}{dz_3} v_3(y_3, z_3) & \frac{d}{dz_3} w_3(y_3, z_3) \end{pmatrix}$$

Escrever a equação do tensor deformação infinitesimal, Ei_3 .

$$Ei3 := \frac{1}{2} \cdot (\Delta3 + \Delta3^T)$$

Determinar a matriz do tensor tensão [S_{Bi}], na base ijk.

$$S_{Bi} := \lambda \cdot \text{tr}(Ei3) \cdot \text{identity}(3) + 2 \cdot \mu \cdot Ei3$$

$$S_{Bi} = \begin{pmatrix} 185.792 & 0 & 0 \\ 0 & 146.857 & 2.564 \\ 0 & 2.564 & 99.795 \end{pmatrix} \quad \begin{pmatrix} S_{Bi11} & S_{Bi12} & S_{Bi13} \\ S_{Bi21} & S_{Bi22} & S_{Bi23} \\ S_{Bi31} & S_{Bi32} & S_{Bi33} \end{pmatrix} := S_{Bi}$$

5- Coordenadas do Ponto D e Campo de Deslocamentos da Junção no Entorno de D

$$x4 := R_i \cdot \cos(\alpha) \quad (\text{abscissa}) \quad y4 := -r_i \quad (\text{ordenada}) \quad z4 := 0 \quad (\text{cota})$$

Escrever as funções polinomiais componentes do campo dos deslocamentos.

$$u4(x4) := \frac{F_c \cdot F_s \cdot p \cdot (2 - \nu)}{2t1 \cdot E} \cdot x4^2 \quad v4(y4, z4) := \frac{F_c \cdot F_s \cdot p \cdot (2 - \nu)}{2t2 \cdot E \cdot r_i} \cdot (y4^3 + z4^2 \cdot y4)$$

$$w4(y4, z4) := \frac{F_c \cdot F_s \cdot p \cdot (2 - \nu)}{2T_{re} \cdot E \cdot R_i} \cdot (y4^3 + z4^2 \cdot y4)$$

Montar a matriz do tensor gradiente de deslocamento ($\Delta4$).

$$\Delta4 := \begin{pmatrix} \frac{d}{dx4} u4(x4) & \frac{d}{dx4} v4(y4, z4) & \frac{d}{dx4} w4(y4, z4) \\ \frac{d}{dy4} u4(x4) & \frac{d}{dy4} v4(y4, z4) & \frac{d}{dy4} w4(y4, z4) \\ \frac{d}{dz4} u4(x4) & \frac{d}{dz4} v4(y4, z4) & \frac{d}{dz4} w4(y4, z4) \end{pmatrix}$$

Escrever a equação do tensor deformação infinitesimal, $Ei4$.

$$Ei4 := \frac{1}{2} \cdot (\Delta4 + \Delta4^T)$$

Determinar a matriz do tensor tensão [S_{Di}], na base ijk.

$$S_{Di} := \lambda \cdot \text{tr}(Ei4) \cdot \text{identity}(3) + 2 \cdot \mu \cdot Ei4$$

$$S_{Di} = \begin{pmatrix} 185.792 & 0 & 0 \\ 0 & 146.857 & 2.564 \\ 0 & 2.564 & 99.795 \end{pmatrix} \quad \begin{pmatrix} S_{Di11} & S_{Di12} & S_{Di13} \\ S_{Di21} & S_{Di22} & S_{Di23} \\ S_{Di31} & S_{Di32} & S_{Di33} \end{pmatrix} := S_{Di}$$

6- Cálculo das Tensões Máximas Junto à Linha de Solda Costado-Bocal (Superfície Interna)

7.2. BOCAL MENOR, Fig. 6.19, SUPERFÍCIE EXTERNA

1- Coordenadas do Ponto A e Campo de Deslocamentos da Junção no Entorno de A

$$x_5 := (R_i + T_{re}) \cdot \cos(\alpha) \quad (\text{abscissa}) \quad y_5 := 0 \quad (\text{ordenada}) \quad z_5 := r_i + t_1 \quad (\text{cota})$$

Escrever as funções polinomiais componentes do campo dos deslocamentos.

$$u_5(x_5) := \frac{F_c \cdot F_s \cdot p \cdot (2 - \nu)}{2t_1 \cdot E} \cdot x_5^2 \quad v_5(y_5, z_5) := \frac{F_c \cdot F_s \cdot p \cdot (2 - \nu)}{2t_2 \cdot E \cdot r_i} \cdot (y_5^3 + z_5^2 \cdot y_5)$$

$$w_5(y_5, z_5) := \frac{F_c \cdot F_s \cdot p \cdot (2 - \nu)}{2T_{re} \cdot E \cdot R_i} \cdot (y_5^3 + z_5^2 \cdot y_5)$$

Montar a matriz do tensor gradiente de deslocamento (Δ_5).

$$\Delta_5 \begin{pmatrix} \frac{d}{dx_5} u_5(x_5) & \frac{d}{dx_5} v_5(y_5, z_5) & \frac{d}{dx_5} w_5(y_5, z_5) \\ \frac{d}{dy_5} u_5(x_5) & \frac{d}{dy_5} v_5(y_5, z_5) & \frac{d}{dy_5} w_5(y_5, z_5) \\ \frac{d}{dz_5} u_5(x_5) & \frac{d}{dz_5} v_5(y_5, z_5) & \frac{d}{dz_5} w_5(y_5, z_5) \end{pmatrix}$$

Montar a matriz do tensor gradiente de deslocamento (Δ_6).

$$\Delta_6 := \begin{pmatrix} \frac{d}{dx_6} u_6(x_6) & \frac{d}{dx_6} v_6(y_6, z_6) & \frac{d}{dx_6} w_6(y_6, z_6) \\ \frac{d}{dy_6} u_6(x_6) & \frac{d}{dy_6} v_6(y_6, z_6) & \frac{d}{dy_6} w_6(y_6, z_6) \\ \frac{d}{dz_6} u_6(x_6) & \frac{d}{dz_6} v_6(y_6, z_6) & \frac{d}{dz_6} w_6(y_6, z_6) \end{pmatrix}$$

Escrever a equação do tensor de deformação infinitesimal, Ei_6 .

$$Ei_6 := \frac{1}{2} \cdot (\Delta_6 + \Delta_6^T)$$

Determinar a matriz do tensor tensão $[SCe]$, na base ijk .

$$SCe := \lambda \cdot \text{tr}(Ei_6) \cdot \text{identity}(3) + 2 \cdot \mu \cdot Ei_6$$

$$SCe = \begin{pmatrix} 167.474 & 0 & 0 \\ 0 & 97.95 & 0.998 \\ 0 & 0.998 & 79.627 \end{pmatrix} \quad \begin{pmatrix} SCe_{11} & SCe_{12} & SCe_{13} \\ SCe_{21} & SCe_{22} & SCe_{23} \\ SCe_{31} & SCe_{32} & SCe_{33} \end{pmatrix} := SCe$$

3- Coordenadas do Ponto B e Campo de Deslocamentos da Junção no Entorno de B

$$x_7 := (R_i + T_{re}) \cdot \cos(\alpha) \quad (\text{abscissa}) \quad y_7 = r_i + t_1 \quad (\text{ordenada}) \quad z_7 := 0 \quad (\text{cota})$$

Escrever as funções polinomiais componentes do campo dos deslocamentos.

$$u_7(x_7) := \frac{F_c \cdot F_s \cdot p \cdot (2 - \nu)}{2t_1 \cdot E} \cdot x_7^2 \quad v_7(y_7, z_7) := \frac{F_c \cdot F_s \cdot p \cdot (2 - \nu)}{2t_2 \cdot E \cdot r_i} \cdot (y_7^3 + z_7^2 \cdot y_7)$$

$$w_7(y_7, z_7) := \frac{F_c \cdot F_s \cdot p \cdot (2 - \nu)}{2T_{re} \cdot E \cdot R_i} \cdot (y_7^3 + z_7^2 \cdot y_7)$$

Montar a matriz do tensor gradiente de deslocamento (Δ_7).

$$\Delta_7 := \begin{pmatrix} \frac{d}{dx_7} u_7(x_7) & \frac{d}{dx_7} v_7(y_7, z_7) & \frac{d}{dx_7} w_7(y_7, z_7) \\ \frac{d}{dy_7} u_7(x_7) & \frac{d}{dy_7} v_7(y_7, z_7) & \frac{d}{dy_7} w_7(y_7, z_7) \\ \frac{d}{dz_7} u_7(x_7) & \frac{d}{dz_7} v_7(y_7, z_7) & \frac{d}{dz_7} w_7(y_7, z_7) \end{pmatrix}$$

Δ_7

$$Ei7 := \frac{1}{2} \cdot (\Delta7 + \Delta7^T)$$

Determinar a matriz do tensor tensão [SBe], na base ijk.

$$SBe := \lambda \cdot \text{tr}(Ei7) \cdot \text{identity}(3) + 2 \cdot \mu \cdot Ei7$$

$$SBe = \begin{pmatrix} 194.958 & 0 & 0 \\ 0 & 162.079 & 2.994 \\ 0 & 2.994 & 107.111 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} SBe11 & SBe12 & SBe13 \\ SBe21 & SBe22 & SBe23 \\ SBe31 & SBe32 & SBe33 \end{pmatrix} := SBe$$

4- Coordenadas do Ponto D e Campo de Deslocamentos da Junção no Entorno de D

$$x8 := (Ri + Tre) \cdot \cos(\alpha) \quad (\text{abscissa}) \quad y8 := -ri - t1 \quad (\text{ordenada}) \quad z8 := 0 \quad (\text{cota})$$

Escrever as funções polinomiais componentes do campo dos deslocamentos.

$$u8(x8) := \frac{Fc \cdot Fs \cdot p \cdot (2 - \nu)}{2t1 \cdot E} \cdot x8^2 \quad v8(y8, z8) := \frac{Fc \cdot Fs \cdot p \cdot (2 - \nu)}{2t2 \cdot E \cdot ri} \cdot (y8^3 + z8^2 \cdot y8)$$

$$w8(y8, z8) := \frac{Fc \cdot Fs \cdot p \cdot (2 - \nu)}{2Tre \cdot E \cdot Ri} \cdot (y8^3 + z8^2 \cdot y8)$$

Montar a matriz do tensor gradiente de deslocamento ($\Delta8$).

$$\Delta8 := \begin{pmatrix} \frac{d}{dx8} u8(x8) & \frac{d}{dx8} v8(y8, z8) & \frac{d}{dx8} w8(y8, z8) \\ \frac{d}{dy8} u8(x8) & \frac{d}{dy8} v8(y8, z8) & \frac{d}{dy8} w8(y8, z8) \\ \frac{d}{dz8} u8(x8) & \frac{d}{dz8} v8(y8, z8) & \frac{d}{dz8} w8(y8, z8) \end{pmatrix}$$

Escrever a equação do tensor deformação infinitesimal, $Ei8$.

$$Ei8 := \frac{1}{2} \cdot (\Delta8 + \Delta8^T)$$

Determinar a matriz do tensor tensão [SDe], na base ijk.

$$SDe := \lambda \cdot \text{tr}(Ei8) \cdot \text{identity}(3) + 2 \cdot \mu \cdot Ei8$$

$$SDe = \begin{pmatrix} 194.958 & 0 & 0 \\ 0 & 162.079 & 2.994 \\ 0 & 2.994 & 107.111 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} SDe11 & SDe12 & SDe13 \\ SDe21 & SDe22 & SDe23 \\ SDe31 & SDe32 & SDe33 \end{pmatrix} := SDe$$

5- Cálculo das Tensões Máximas Junto à Linha de Solda Costado-Bocal (Superfície Externa)

$$\text{Máximas em A e C:} \quad \max(SAe) = 167.474 \quad \max(SCe) = 167.474$$

$$\text{Máximas em B e D:} \quad \max(SBe) = 194.958 \quad \max(SDe) = 194.958$$

7.3. BOCAL MAIOR, Fig. 6.20, SUPERFÍCIE INTERNA

1- Entrada de Dados Mecânicos e Geométricos

Entrar com a pressão de projeto (p), em MPa.

$$p := 1.11$$

Entrar com a espessura nominal dos cilindros menor (t1) e maior (t2), em mm.

$$t1 := 9.27 \quad t2 := 5.0$$

Entrar com a espessura nominal do colarinho (Tco), em mm; calcular a espessura reforçada (Tre), em mm.

$$Tco := t2 \quad Tre := t2 + Tco$$

Calcular a relação de espessuras, Relesp.

$$Relesp := \frac{Tre}{t1} \quad Relesp = 1.079 \quad Fce := 1.20 \quad (\text{vide curva da Fig. 8.5})$$

Entrar com os diâmetros externos dos cilindros: menor (de) e maior (De), em mm.

$$de := 273 \quad De := 940$$

Calcular a relação de diâmetros, Reldia.

$$Reldia := \frac{De - 2 \cdot t2}{de - 2 \cdot t1} \quad Reldia = 3.655 \quad Fcd := 1.17 \quad (\text{vide curva da Fig. 8.6})$$

Calcular os raios internos respectivos, em mm.

$$ri := \frac{de - 2 \cdot t1}{2} \quad Ri := \frac{De - 2 \cdot t2}{2}$$

Calcular o semi-ângulo de acoplamento cilindro-cilindro (a), em rad.

$$\alpha := \text{atan} \left(\frac{ri}{Ri} \right)$$

Calcular o fator de esbeltez existente (Fe) na casca receptora (cilindro maior).

$$F_e := \frac{R_i}{t_2 + T_{co}} \quad F_e = 46.5 \quad F_{cb} := 1.24 \quad (\text{vide curva da Fig. 8.4})$$

Entrar com características mecânicas: Young (E, MPa) e Poisson (v).

$$E := 185000 \quad v := 0.30$$

Calcular o fator de amortecimento da casca receptora (β), em mm^{-1} .

$$\beta := \left[3 \cdot (1 - v^2) \right]^{0.25} \cdot (R \cdot T)^{-0.50}$$

Calcular as constantes de Lamé (λ e μ), MPa.

$$\lambda := \frac{v \cdot E}{(1 + v) \cdot (1 - 2 \cdot v)} \quad \mu := \frac{E}{2 \cdot (1 + v)}$$

Calcular o fator de correção máximo, F_c .

$$M_c := (F_{ce} \ F_{cb} \ F_{cd}) \quad F_c := \max(M_c) \quad F_c = 1.24$$

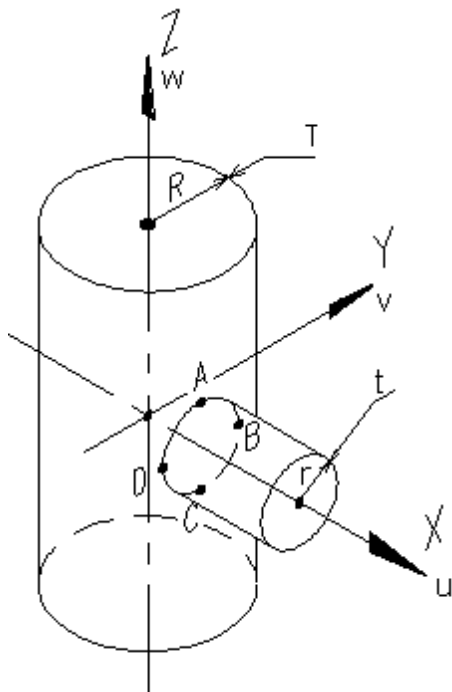


Fig. 7.2: visualização esquemática da interseção, definida pelos pontos A, B, C e D (A e C longitudinais ao cilindro maior; B e D transversais ao mesmo). O carregamento de projeto é a pressão interna que solicita a junção. O modelo conduz a uma solução elástica. As extremidades dos cilindros podem ser fechadas com tampas quaisquer.

Entrar com o fator de esbeltez padrão (Fep).

$$Fep := 40$$

Calcular o fator de tensão (Fs).

$$Fs := \frac{Fep}{Fe} \quad Fs = 0.86$$

2- Coordenadas do Ponto A e Campo de Deslocamentos da Junção no Entorno de A

$$x1 := Ri \cdot \cos(\alpha) \quad (\text{abscissa}) \quad y1 := 0 \quad (\text{ordenada}) \quad z1 := ri \quad (\text{cota})$$

Escrever as funções polinomiais componentes do campo dos deslocamentos.

$$u1(x1) := \frac{Fc \cdot Fs \cdot p \cdot (2 - \nu)}{2t1 \cdot E} \cdot x1^2 \quad v1(y1, z1) := \frac{Fc \cdot Fs \cdot p \cdot (2 - \nu)}{2t2 \cdot E \cdot ri} \cdot (y1^3 + z1^2 \cdot y1)$$

$$w1(y1, z1) := \frac{Fc \cdot Fs \cdot p \cdot (2 - \nu)}{2Tre \cdot E \cdot Ri} \cdot (y1^3 + z1^2 \cdot y1)$$

Montar a matriz do tensor gradiente de deslocamento ($\Delta 1$).

$$\Delta 1 := \begin{pmatrix} \frac{d}{dx1} u1(x1) & \frac{d}{dx1} v1(y1, z1) & \frac{d}{dx1} w1(y1, z1) \\ \frac{d}{dy1} u1(x1) & \frac{d}{dy1} v1(y1, z1) & \frac{d}{dy1} w1(y1, z1) \\ \frac{d}{dz1} u1(x1) & \frac{d}{dz1} v1(y1, z1) & \frac{d}{dz1} w1(y1, z1) \end{pmatrix}$$

Escrever a equação do tensor deformação infinitesimal, $Ei1$.

$$Ei1 := \frac{1}{2} \cdot (\Delta 1 + \Delta 1^T)$$

Determinar a matriz do tensor tensão [SAi], na base ijk .

$$SAi := \lambda \cdot \text{tr}(Ei1) \cdot \text{identity}(3) + 2 \cdot \mu \cdot Ei1$$

$$SAi = \begin{pmatrix} 145.871 & 0 & 0 \\ 0 & 90.658 & 1.347 \\ 0 & 1.347 & 70.959 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} SAi11 & SAi12 & SAi13 \\ SAi21 & SAi22 & SAi23 \\ SAi31 & SAi32 & SAi33 \end{pmatrix} := SAi$$

3- Coordenadas do Ponto C e Campo de Deslocamentos da Junção no Entorno de C

$$x2 := Ri \cdot \cos(\alpha) \quad (\text{abscissa}) \quad y2 := 0 \quad (\text{ordenada}) \quad z2 := -ri \quad (\text{cota})$$

Escrever as funções polinomiais componentes do campo dos deslocamentos.

Montar a matriz do tensor gradiente de deslocamento (Δ_2).

$$\Delta_2 := \begin{pmatrix} \frac{d}{dx_2} u_2(x_2) & \frac{d}{dx_2} v_2(y_2, z_2) & \frac{d}{dx_2} w_2(y_2, z_2) \\ \frac{d}{dy_2} u_2(x_2) & \frac{d}{dy_2} v_2(y_2, z_2) & \frac{d}{dy_2} w_2(y_2, z_2) \\ \frac{d}{dz_2} u_2(x_2) & \frac{d}{dz_2} v_2(y_2, z_2) & \frac{d}{dz_2} w_2(y_2, z_2) \end{pmatrix}$$

Escrever a equação do tensor deformação infinitesimal, Ei_2 .

$$Ei_2 = \frac{1}{2} (\Delta_2 + \Delta_2^T)$$

$$Ei3 := \frac{1}{2} \cdot (\Delta 3 + \Delta 3^T)$$

Determinar a matriz do tensor tensão [SBi], na base ijk.

$$SBi := \lambda \cdot \text{tr}(Ei3) \cdot \text{identity}(3) + 2 \cdot \mu \cdot Ei3$$

$$SBi = \begin{pmatrix} 175.42 & 0 & 0 \\ 0 & 159.605 & 4.042 \\ 0 & 4.042 & 100.507 \end{pmatrix} \quad \begin{pmatrix} SBi11 & SBi12 & SBi13 \\ SBi21 & SBi22 & SBi23 \\ SBi31 & SBi32 & SBi33 \end{pmatrix} := SBi$$

5- Coordenadas do Ponto D e Campo de Deslocamentos da Junção no Entorno de D

$$x4 := Ri \cdot \cos(\alpha) \quad (\text{abscissa}) \quad y4 := -ri \quad (\text{ordenada}) \quad z4 := 0 \quad (\text{cota})$$

Escrever as funções polinomiais componentes do campo dos deslocamentos.

$$u4(x4) := \frac{Fc \cdot Fs \cdot p \cdot (2 - \nu)}{2t1 \cdot E} \cdot x4^2 \quad v4(y4, z4) := \frac{Fc \cdot Fs \cdot p \cdot (2 - \nu)}{2t2 \cdot E \cdot ri} \cdot (y4^3 + z4^2 \cdot y4)$$

$$w4(y4, z4) := \frac{Fc \cdot Fs \cdot p \cdot (2 - \nu)}{2Tre \cdot E \cdot Ri} \cdot (y4^3 + z4^2 \cdot y4)$$

Montar a matriz do tensor gradiente de deslocamento ($\Delta 4$).

$$\Delta 4 := \begin{pmatrix} \frac{d}{dx4} u4(x4) & \frac{d}{dx4} v4(y4, z4) & \frac{d}{dx4} w4(y4, z4) \\ \frac{d}{dy4} u4(x4) & \frac{d}{dy4} v4(y4, z4) & \frac{d}{dy4} w4(y4, z4) \\ \frac{d}{dz4} u4(x4) & \frac{d}{dz4} v4(y4, z4) & \frac{d}{dz4} w4(y4, z4) \end{pmatrix}$$

Escrever a equação do tensor deformação infinitesimal, Ei4.

$$Ei4 := \frac{1}{2} \cdot (\Delta 4 + \Delta 4^T)$$

Determinar a matriz do tensor tensão [SDi], na base ijk.

$$SDi := \lambda \cdot \text{tr}(Ei4) \cdot \text{identity}(3) + 2 \cdot \mu \cdot Ei4$$

$$SDi = \begin{pmatrix} 175.42 & 0 & 0 \\ 0 & 159.605 & 4.042 \\ 0 & 4.042 & 100.507 \end{pmatrix} \quad \begin{pmatrix} SDi11 & SDi12 & SDi13 \\ SDi21 & SDi22 & SDi23 \\ SDi31 & SDi32 & SDi33 \end{pmatrix} := SDi$$

6- Calcular as Tensões Máximas Junto à Linha de Solda Costado-Bocal (Superfície Interna)

7.4. BOCAL MAIOR, Fig. 6.20, SUPERFÍCIE EXTERNA

1- Coordenadas do Ponto A e Campo de Deslocamentos da Junção no Entorno de A

$$x_5 := (R_i + T_{re}) \cdot \cos(\alpha) \quad (\text{abscissa}) \quad y_5 := 0 \quad (\text{ordenada}) \quad z_5 := r_i + t_1 \quad (\text{cota})$$

Escrever as funções polinomiais componentes do campo dos deslocamentos.

$u_5(x_5)$

Eais 00 Tz Fc n q 1 0 0 1 2858 3002 cm 52 44.25 m 54 52 os.Tz (Eais.28 Tz F

y_5 w_5

Eais 00 Tz Fc n q 1 0 0 1 2858 30

$$u_6(x_6) := \frac{F_c \cdot F_s \cdot p \cdot (2 - \nu)}{2t_1 \cdot E} \cdot x_6^2 \quad v_6(y_6, z_6) := \frac{F_c \cdot F_s \cdot p \cdot (2 - \nu)}{2t_2 \cdot E \cdot r_i} \cdot (y_6^3 + z_6^2 \cdot y_6)$$

$$w_6(y_6, z_6) := \frac{F_c \cdot F_s \cdot p \cdot (2 - \nu)}{2T_{re} \cdot E \cdot R_i} \cdot (y_6^3 + z_6^2 \cdot y_6)$$

Montar a matriz do tensor gradiente de deslocamento (Δ_6).

$$\Delta_6 := \begin{pmatrix} \frac{d}{dx_6} u_6(x_6) & \frac{d}{dx_6} v_6(y_6, z_6) & \frac{d}{dx_6} w_6(y_6, z_6) \\ \frac{d}{dy_6} u_6(x_6) & \frac{d}{dy_6} v_6(y_6, z_6) & \frac{d}{dy_6} w_6(y_6, z_6) \\ \frac{d}{dz_6} u_6(x_6) & \frac{d}{dz_6} v_6(y_6, z_6) & \frac{d}{dz_6} w_6(y_6, z_6) \end{pmatrix}$$

Escrever a equação do tensor deformação infinitesimal, Ei_6 .

$$Ei_6 := \frac{1}{2} \cdot (\Delta_6 + \Delta_6^T)$$

Determinar a matriz do tensor tensão $[S_{Ce}]$, na base ijk .

$$S_{Ce} := \lambda \cdot \text{tr}(Ei_6) \cdot \text{identity}(3) + 2 \cdot \mu \cdot Ei_6$$

$$S_{Ce} = \begin{pmatrix} 150.922 & 0 & 0 \\ 0 & 97.073 & 1.551 \\ 0 & 1.551 & 74.398 \end{pmatrix} \quad \begin{pmatrix} S_{Ce11} & S_{Ce12} & S_{Ce13} \\ S_{Ce21} & S_{Ce22} & S_{Ce23} \\ S_{Ce31} & S_{Ce32} & S_{Ce33} \end{pmatrix} := S_{Ce}$$

3- Coordenadas do Ponto B e Campo de Deslocamentos da Junção no Entorno de B

$$x_7 := (R_i + T_{re}) \cdot \cos(\alpha) \quad (\text{abscissa}) \quad y_7 := r_i + t_1 \quad (\text{ordenada}) \quad z_7 := 0 \quad (\text{cota})$$

Escrever as funções polinomiais componentes do campo dos deslocamentos.

$$u_7(x_7) := \frac{F_c \cdot F_s \cdot p \cdot (2 - \nu)}{2t_1 \cdot E} \cdot x_7^2 \quad v_7(y_7, z_7) := \frac{F_c \cdot F_s \cdot p \cdot (2 - \nu)}{2t_2 \cdot E \cdot r_i} \cdot (y_7^3 + z_7^2 \cdot y_7)$$

$$w_7(y_7, z_7) := \frac{F_c \cdot F_s \cdot p \cdot (2 - \nu)}{2T_{re} \cdot E \cdot R_i} \cdot (y_7^3 + z_7^2 \cdot y_7)$$

Montar a matriz do tensor gradiente de deslocamento (Δ_7).

$$\Delta_7 := \begin{pmatrix} \frac{d}{dx_7} u_7(x_7) & \frac{d}{dx_7} v_7(y_7, z_7) & \frac{d}{dx_7} w_7(y_7, z_7) \\ \frac{d}{dy_7} u_7(x_7) & \frac{d}{dy_7} v_7(y_7, z_7) & \frac{d}{dy_7} w_7(y_7, z_7) \\ \frac{d}{dz_7} u_7(x_7) & \frac{d}{dz_7} v_7(y_7, z_7) & \frac{d}{dz_7} w_7(y_7, z_7) \end{pmatrix}$$

Escrever a equação do tensor deformação infinitesimal, Ei_7 .

$$Ei7 := \frac{1}{2} \cdot (\Delta7 + \Delta7^T)$$

Determinar a matriz do tensor tensão [SBe], na base ijk.

$$SBe := \lambda \cdot \text{tr}(Ei7) \cdot \text{identity}(3) + 2 \cdot \mu \cdot Ei7$$

$$SBe = \begin{pmatrix} 184.933 & 0 & 0 \\ 0 & 176.432 & 4.653 \\ 0 & 4.653 & 108.41 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} SBe11 & SBe12 & SBe13 \\ SBe21 & SBe22 & SBe23 \\ SBe31 & SBe32 & SBe33 \end{pmatrix} := SBe$$

4- Coordenadas do Ponto D e Campo de Deslocamentos da Junção no Entorno de D

$$x8 := (Ri + Tre) \cdot \cos(\alpha) \quad (\text{abscissa}) \quad y8 := -ri - t1 \quad (\text{ordenada}) \quad z8 := 0 \quad (\text{cota})$$

Escrever as funções polinomiais componentes do campo dos deslocamentos.

$$u8(x8) := \frac{Fc \cdot Fs \cdot p \cdot (2 - \nu)}{2t1 \cdot E} \cdot x8^2 \quad v8(y8, z8) := \frac{Fc \cdot Fs \cdot p \cdot (2 - \nu)}{2t2 \cdot E \cdot ri} \cdot (y8^3 + z8^2 \cdot y8)$$

$$w8(y8, z8) := \frac{Fc \cdot Fs \cdot p \cdot (2 - \nu)}{2Tre \cdot E \cdot Ri} \cdot (y8^3 + z8^2 \cdot y8)$$

Montar a matriz do tensor gradiente de deslocamento ($\Delta8$).

$$\Delta8 := \begin{pmatrix} \frac{d}{dx8} u8(x8) & \frac{d}{dx8} v8(y8, z8) & \frac{d}{dx8} w8(y8, z8) \\ \frac{d}{dy8} u8(x8) & \frac{d}{dy8} v8(y8, z8) & \frac{d}{dy8} w8(y8, z8) \\ \frac{d}{dz8} u8(x8) & \frac{d}{dz8} v8(y8, z8) & \frac{d}{dz8} w8(y8, z8) \end{pmatrix}$$

Escrever a equação do tensor deformação infinitesimal, Ei8.

$$Ei8 := \frac{1}{2} \cdot (\Delta8 + \Delta8^T)$$

Determinar a matriz do tensor tensão [SDe], na base ijk.

$$SDe := \lambda \cdot \text{tr}(Ei8) \cdot \text{identity}(3) + 2 \cdot \mu \cdot Ei8$$

$$SDe = \begin{pmatrix} 184.933 & 0 & 0 \\ 0 & 176.432 & 4.653 \\ 0 & 4.653 & 108.41 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} SDe11 & SDe12 & SDe13 \\ SDe21 & SDe22 & SDe23 \\ SDe31 & SDe32 & SDe33 \end{pmatrix} := SDe$$

5- Calcular as Tensões Máximas Junto à Linha de Solda Costado-Bocal (Superfície Externa)

$$\text{Máximas em A e C:} \quad \max(SAe) = 150.922 \quad \max(SCe) = 150.922$$

$$\text{Máximas em B e D:} \quad \max(SBe) = 184.933 \quad \max(SDe) = 184.933$$

7.5. CONEXÃO "TÊ", Fig. 5.4, SUPERFÍCIE INTERNA

1- Entrada de Dados Mecânicos e Geométricos

Entrar com a pressão de projeto (p), em MPa.

$$p := 0.2069$$

Entrar com a espessura nominal dos cilindros menor (t1) e maior (t2), em mm.

$$t1 := 2.6 \quad t2 := 2.6$$

Entrar com a espessura nominal do colarinho (Tco), em mm; calcular a espessura reforçada (Tre), em mm.

$$Tco := 0 \quad Tre := t2 + Tco \quad (\text{não há colarinho de reforço})$$

Calcular a relação de espessuras, Relesp.

$$Relesp := \frac{Tre}{t1} \quad Relesp = 1 \quad Fce := 1.2\epsilon \quad (\text{vide curva da Fig. 8.5})$$

Entrar com os diâmetros externos dos cilindros: menor (de) e maior (De), em mm.

$$de := 315.2 \quad De := 620$$

Calcular a relação de diâmetros, Reldia.

$$Reldia := \frac{De - 2 \cdot t2}{de - 2 \cdot t1} \quad Reldia = 1.983 \quad Fcd := 1.0\epsilon \quad (\text{vide curva da Fig. 8.6})$$

Calcular os raios internos respectivos, em mm.

$$ri := \frac{de - 2 \cdot t1}{2} \quad Ri := \frac{De - 2 \cdot t2}{2}$$

Calcular o semi-ângulo de acoplamento cilindro-cilindro (a), em rad.

$$\alpha := \text{atan} \left(\frac{ri}{Ri} \right)$$

Calcular o fator de esbeltez existente (Fe) na casca receptora (cilindro maior).

$$F_e := \frac{R_i}{t_2 + T_{co}} \quad F_e = 118.231 \quad F_{cb} := 1.15 \quad (\text{vide curva da Fig. 8.4})$$

Entrar com características mecânicas: Young (E, MPa) e Poisson (ν).

$$E := 200000 \quad \nu := 0.30$$

Calcular o fator de amortecimento da casca receptora (β), em mm^{-1} .

$$\beta := \left[3 \cdot (1 - \nu^2) \right]^{0.25} \cdot (R \cdot T)^{-0.50}$$

Calcular as constantes de Lamé (λ e μ), MPa.



Fig. 7.3: visualização esquemática da interseção, definida pelos pontos A, B, C e D (A e C longitudinais ao cilindro maior; B e D transversais ao mesmo). O carregamento de projeto é a pressão interna que solicita a junção. O modelo conduz a uma solução elástica. As extremidades dos cilindros podem ser fechadas com tampas quaisquer.

Entrar com o fator de esbeltez padrão (Fep).

$$F_{ep} := 40 \quad F_e = 118.231 \quad (F_e > 90: \text{ o fator de tensão é igual a } F_c)$$

Calcular o fator de tensão (Fs).

$$F_s := F_c \quad F_s = 1.26$$

2- Coordenadas do Ponto A e Campo de Deslocamentos da Junção no Entorno de A

$$x_1 := R_i \cdot \cos(\alpha) \quad (\text{abscissa}) \quad y_1 := 0 \quad (\text{ordenada}) \quad z_1 := r_i \quad (\text{cota})$$

Escrever as funções polinomiais componentes do campo dos deslocamentos.

$$u_1(x_1) := \frac{F_c \cdot F_s \cdot p \cdot (2 - \nu)}{2t_1 \cdot E} \cdot x_1^2 \quad v_1(y_1, z_1) := \frac{F_c \cdot F_s \cdot p \cdot (2 - \nu)}{2t_2 \cdot E \cdot r_i} \cdot (y_1^3 + z_1^2 \cdot y_1)$$

$$w_1(y_1, z_1) := \frac{F_c \cdot F_s \cdot p \cdot (2 - \nu)}{2T_{re} \cdot E \cdot R_i} \cdot (y_1^3 + z_1^2 \cdot y_1)$$

Montar a matriz do tensor gradiente de deslocamento ($\Delta 1$).

$$\Delta 1 := \begin{pmatrix} \frac{d}{dx_1} u_1(x_1) & \frac{d}{dx_1} v_1(y_1, z_1) & \frac{d}{dx_1} w_1(y_1, z_1) \\ \frac{d}{dy_1} u_1(x_1) & \frac{d}{dy_1} v_1(y_1, z_1) & \frac{d}{dy_1} w_1(y_1, z_1) \\ \frac{d}{dz_1} u_1(x_1) & \frac{d}{dz_1} v_1(y_1, z_1) & \frac{d}{dz_1} w_1(y_1, z_1) \end{pmatrix}$$

Escrever a equação do tensor deformação infinitesimal, Ei_1 .

$$Ei_1 := \frac{1}{2} \cdot (\Delta 1 + \Delta 1^T)$$

Determinar a matriz do tensor tensão $[SA_i]$, na base ijk .

$$SA_i := \lambda \cdot \text{tr}(Ei_1) \cdot \text{identity}(3) + 2 \cdot \mu \cdot Ei_1$$

$$SA_i = \begin{pmatrix} 88.96 & 0 & 0 \\ 0 & 56.417 & 3.228 \\ 0 & 3.228 & 43.613 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} SA_{i11} & SA_{i12} & SA_{i13} \\ SA_{i21} & SA_{i22} & SA_{i23} \\ SA_{i31} & SA_{i32} & SA_{i33} \end{pmatrix} := SA_i$$

3- Coordenadas do Ponto C e Campo de Deslocamentos da Junção no Entorno de C

$$x_2 := R_i \cdot \cos(\alpha) \quad (\text{abscissa}) \quad y_2 := 0 \quad (\text{ordenada}) \quad z_2 := -r_i \quad (\text{cota})$$

Escrever as funções polinomiais componentes do campo dos deslocamentos.

$$u_2(x_2) := \frac{F_c \cdot F_s \cdot p \cdot (2 - \nu)}{2t_1 \cdot E} \cdot x_2^2 \quad v_2(y_2, z_2) := \frac{F_c \cdot F_s \cdot p \cdot (2 - \nu)}{2t_2 \cdot E \cdot r_i} \cdot (y_2^3 + z_2^2 \cdot y_2)$$

$$w_2(y_2, z_2) := \frac{F_c \cdot F_s \cdot p \cdot (2 - \nu)}{2T_{re} \cdot E \cdot R_i} \cdot (y_2^3 + z_2^2 \cdot y_2)$$

Montar a matriz do tensor gradiente de deslocamento (Δ_2).

$$\Delta_2 := \begin{pmatrix} \frac{d}{dx_2} u_2(x_2) & \frac{d}{dx_2} v_2(y_2, z_2) & \frac{d}{dx_2} w_2(y_2, z_2) \\ \frac{d}{dy_2} u_2(x_2) & \frac{d}{dy_2} v_2(y_2, z_2) & \frac{d}{dy_2} w_2(y_2, z_2) \\ \frac{d}{dz_2} u_2(x_2) & \frac{d}{dz_2} v_2(y_2, z_2) & \frac{d}{dz_2} w_2(y_2, z_2) \end{pmatrix}$$

Escrever a equação do tensor deformação infinitesimal, E_{i2} .

$$E_{i2} := \frac{1}{2} \cdot (\Delta_2 + \Delta_2^T)$$

Determinar a matriz do tensor tensão $[S_{Ci}]$, na base ijk .

$$S_{Ci} := \lambda \cdot \text{tr}(E_{i2}) \cdot \text{identity}(3) + 2 \cdot \mu \cdot E_{i2}$$

$$S_{Ci} = \begin{pmatrix} 88.96 & 0 & 0 \\ 0 & 56.417 & 3.228 \\ 0 & 3.228 & 43.613 \end{pmatrix} \quad \begin{pmatrix} S_{Ci11} & S_{Ci12} & S_{Ci13} \\ S_{Ci21} & S_{Ci22} & S_{Ci23} \\ S_{Ci31} & S_{Ci32} & S_{Ci33} \end{pmatrix} := S_{Ci}$$

4- Coordenadas do Ponto B e Campo de Deslocamentos da Junção no Entorno de B

$$x_3 := R_i \cdot \cos(\alpha) \quad (\text{abscissa}) \quad y_3 := r_i \quad (\text{ordenada}) \quad z_3 := 0 \quad (\text{cota})$$

Escrever as funções polinomiais componentes do campo dos deslocamentos.

$$u_3(x_3) := \frac{F_c \cdot F_s \cdot p \cdot (2 - \nu)}{2t_1 \cdot E} \cdot x_3^2 \quad v_3(y_3, z_3) := \frac{F_c \cdot F_s \cdot p \cdot (2 - \nu)}{2t_2 \cdot E \cdot r_i} \cdot (y_3^3 + z_3^2 \cdot y_3)$$

$$w_3(y_3, z_3) := \frac{F_c \cdot F_s \cdot p \cdot (2 - \nu)}{2T_{re} \cdot E \cdot R_i} \cdot (y_3^3 + z_3^2 \cdot y_3)$$

Montar a matriz do tensor gradiente de deslocamento (Δ_3).

$$\Delta_3 := \begin{pmatrix} \frac{d}{dx_3} u_3(x_3) & \frac{d}{dx_3} v_3(y_3, z_3) & \frac{d}{dx_3} w_3(y_3, z_3) \\ \frac{d}{dy_3} u_3(x_3) & \frac{d}{dy_3} v_3(y_3, z_3) & \frac{d}{dy_3} w_3(y_3, z_3) \\ \frac{d}{dz_3} u_3(x_3) & \frac{d}{dz_3} v_3(y_3, z_3) & \frac{d}{dz_3} w_3(y_3, z_3) \end{pmatrix}$$

Escrever a equação do tensor deformação infinitesimal, E_{i3} .

$$Ei3 := \frac{1}{2} \cdot (\Delta3 + \Delta3^T)$$

Determinar a matriz do tensor tensão [S_{Bi}], na base ijk.

$$S_{Bi} := \lambda \cdot \text{tr}(Ei3) \cdot \text{identity}(3) + 2 \cdot \mu \cdot Ei3$$

$$S_{Bi} = \begin{pmatrix} 108.165 & 0 & 0 \\ 0 & 101.229 & 9.684 \\ 0 & 9.684 & 62.818 \end{pmatrix} \quad \begin{pmatrix} S_{Bi11} & S_{Bi12} & S_{Bi13} \\ S_{Bi21} & S_{Bi22} & S_{Bi23} \\ S_{Bi31} & S_{Bi32} & S_{Bi33} \end{pmatrix} := S_{Bi}$$

5- Coordenadas do Ponto D e Campo de Deslocamentos da Junção no Entorno de D

$$x4 := R_i \cdot \cos(\alpha) \quad (\text{abscissa}) \quad y4 := -r_i \quad (\text{ordenada}) \quad z4 := 0 \quad (\text{cota})$$

Escrever as funções polinomiais componentes do campo dos deslocamentos.

$$u4(x4) := \frac{F_c \cdot F_s \cdot p \cdot (2 - \nu)}{2t1 \cdot E} \cdot x4^2 \quad v4(y4, z4) := \frac{F_c \cdot F_s \cdot p \cdot (2 - \nu)}{2t2 \cdot E \cdot r_i} \cdot (y4^3 + z4^2 \cdot y4)$$

$$w4(y4, z4) := \frac{F_c \cdot F_s \cdot p \cdot (2 - \nu)}{2t_{re} \cdot E \cdot R_i} \cdot (y4^3 + z4^2 \cdot y4)$$

Montar a matriz do tensor gradiente de deslocamento ($\Delta 4$).

$$\Delta 4 := \begin{pmatrix} \frac{d}{dx4} u4(x4) & \frac{d}{dx4} v4(y4, z4) & \frac{d}{dx4} w4(y4, z4) \\ \frac{d}{dy4} u4(x4) & \frac{d}{dy4} v4(y4, z4) & \frac{d}{dy4} w4(y4, z4) \\ \frac{d}{dz4} u4(x4) & \frac{d}{dz4} v4(y4, z4) & \frac{d}{dz4} w4(y4, z4) \end{pmatrix}$$

Escrever a equação do tensor deformação infinitesimal, $Ei4$.

$$Ei4 := \frac{1}{2} \cdot (\Delta 4 + \Delta 4^T)$$

Determinar a matriz do tensor tensão [S_{Di}], na base ijk.

$$S_{Di} := \lambda \cdot \text{tr}(Ei4) \cdot \text{identity}(3) + 2 \cdot \mu \cdot Ei4$$

$$S_{Di} = \begin{pmatrix} 108.165 & 0 & 0 \\ 0 & 101.229 & 9.684 \\ 0 & 9.684 & 62.818 \end{pmatrix} \quad \begin{pmatrix} S_{Di11} & S_{Di12} & S_{Di13} \\ S_{Di21} & S_{Di22} & S_{Di23} \\ S_{Di31} & S_{Di32} & S_{Di33} \end{pmatrix} := S_{Di}$$

6- Cálculo das Tensões Máximas Junto à Linha de Solda Costado-Bocal (Superfície Interna)

7.6. CONEXÃO "TÊ", Fig. 5.4, SUPERFÍCIE EXTERNA

1- Coordenadas do Ponto A e Campo de Deslocamentos da Junção no Entorno de A

$$x_5 := (R_i + T_{re}) \cdot \cos(\alpha) \quad (\text{abscissa}) \quad y_5 := 0 \quad (\text{ordenada}) \quad z_5 := r_i + t_1 \quad (\text{cota})$$

Escrever as funções polinomiais componentes do campo dos deslocamentos.

$$u_5(x_5) := \frac{F_c \cdot F_s \cdot p \cdot (2 - \nu)}{2t_1 \cdot E} \cdot x_5^2 \quad \nu_5 \quad y_5 \quad z_5$$

$$u_6(x_6) := \frac{F_c \cdot F_s \cdot p \cdot (2 - \nu)}{2t_1 \cdot E} \cdot x_6^2 \quad v_6(y_6, z_6) := \frac{F_c \cdot F_s \cdot p \cdot (2 - \nu)}{2t_2 \cdot E \cdot r_i} \cdot (y_6^3 + z_6^2 \cdot y_6)$$

$$w_6(y_6, z_6) := \frac{F_c \cdot F_s \cdot p \cdot (2 - \nu)}{2T_{re} \cdot E \cdot R_i} \cdot (y_6^3 + z_6^2 \cdot y_6)$$

Montar a matriz do tensor gradiente de deslocamento (Δ_6).

$$\Delta_6 := \begin{pmatrix} \frac{d}{dx_6} u_6(x_6) & \frac{d}{dx_6} v_6(y_6, z_6) & \frac{d}{dx_6} w_6(y_6, z_6) \\ \frac{d}{dy_6} u_6(x_6) & \frac{d}{dy_6} v_6(y_6, z_6) & \frac{d}{dy_6} w_6(y_6, z_6) \\ \frac{d}{dz_6} u_6(x_6) & \frac{d}{dz_6} v_6(y_6, z_6) & \frac{d}{dz_6} w_6(y_6, z_6) \end{pmatrix}$$

Escrever a equação do tensor deformação infinitesimal, Ei_6 .

$$Ei_6 := \frac{1}{2} \cdot (\Delta_6 + \Delta_6^T)$$

Determinar a matriz do tensor tensão [SCe], na base ijk.

$$SCe := \lambda \cdot \text{tr}(Ei_6) \cdot \text{identity}(3) + 2 \cdot \mu \cdot Ei_6$$

$$SCe = \begin{pmatrix} 89.956 & 0 & 0 \\ 0 & 57.462 & 3.337 \\ 0 & 3.337 & 44.225 \end{pmatrix} \quad \begin{pmatrix} SCe_{11} & SCe_{12} & SCe_{13} \\ SCe_{21} & SCe_{22} & SCe_{23} \\ SCe_{31} & SCe_{32} & SCe_{33} \end{pmatrix} := SCe$$

3- Coordenadas do Ponto B e Campo de Deslocamentos da Junção no Entorno de B

$$x_7 := (R_i + T_{re}) \cdot \cos(\alpha) \quad (\text{abscissa}) \quad y_7 := r_i + t_1 \quad (\text{ordenada}) \quad z_7 := 0 \quad (\text{cota})$$

Escrever as funções polinomiais componentes do campo dos deslocamentos.

$$u_7(x_7) := \frac{F_c \cdot F_s \cdot p \cdot (2 - \nu)}{2t_1 \cdot E} \cdot x_7^2 \quad v_7(y_7, z_7) := \frac{F_c \cdot F_s \cdot p \cdot (2 - \nu)}{2t_2 \cdot E \cdot r_i} \cdot (y_7^3 + z_7^2 \cdot y_7)$$

$$w_7(y_7, z_7) := \frac{F_c \cdot F_s \cdot p \cdot (2 - \nu)}{2T_{re} \cdot E \cdot R_i} \cdot (y_7^3 + z_7^2 \cdot y_7)$$

Montar a matriz do tensor gradiente de deslocamento (Δ_7).

$$\Delta_7 := \begin{pmatrix} \frac{d}{dx_7} u_7(x_7) & \frac{d}{dx_7} v_7(y_7, z_7) & \frac{d}{dx_7} w_7(y_7, z_7) \\ \frac{d}{dy_7} u_7(x_7) & \frac{d}{dy_7} v_7(y_7, z_7) & \frac{d}{dy_7} w_7(y_7, z_7) \\ \frac{d}{dz_7} u_7(x_7) & \frac{d}{dz_7} v_7(y_7, z_7) & \frac{d}{dz_7} w_7(y_7, z_7) \end{pmatrix}$$

Escrever a equação do tensor deformação infinitesimal, Ei_7 .

$$Ei7 := \frac{1}{2} \cdot (\Delta7 + \Delta7^T)$$

Determinar a matriz do tensor tensão [SBe], na base ijk.

$$SBe := \lambda \cdot \text{tr}(Ei7) \cdot \text{identity}(3) + 2 \cdot \mu \cdot Ei7$$

$$SBe = \begin{pmatrix} 109.811 & 0 & 0 \\ 0 & 103.791 & 10.012 \\ 0 & 10.012 & 64.081 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} SBe11 & SBe12 & SBe13 \\ SBe21 & SBe22 & SBe23 \\ SBe31 & SBe32 & SBe33 \end{pmatrix} := SBe$$

4- Coordenadas do Ponto D e Campo de Deslocamentos da Junção no Entorno de D

$$x8 := (Ri + Tre) \cdot \cos(\alpha) \quad (\text{abscissa}) \quad y8 := -ri - t1 \quad (\text{ordenada}) \quad z8 := 0 \quad (\text{cota})$$

Escrever as funções polinomiais componentes do campo dos deslocamentos.

$$u8(x8) := \frac{Fc \cdot Fs \cdot p \cdot (2 - \nu)}{2t1 \cdot E} \cdot x8^2 \quad v8(y8, z8) := \frac{Fc \cdot Fs \cdot p \cdot (2 - \nu)}{2t2 \cdot E \cdot ri} \cdot (y8^3 + z8^2 \cdot y8)$$

$$w8(y8, z8) := \frac{Fc \cdot Fs \cdot p \cdot (2 - \nu)}{2Tre \cdot E \cdot Ri} \cdot (y8^3 + z8^2 \cdot y8)$$

Montar a matriz do tensor gradiente de deslocamento ($\Delta8$).

$$\Delta8 := \begin{pmatrix} \frac{d}{dx8} u8(x8) & \frac{d}{dx8} v8(y8, z8) & \frac{d}{dx8} w8(y8, z8) \\ \frac{d}{dy8} u8(x8) & \frac{d}{dy8} v8(y8, z8) & \frac{d}{dy8} w8(y8, z8) \\ \frac{d}{dz8} u8(x8) & \frac{d}{dz8} v8(y8, z8) & \frac{d}{dz8} w8(y8, z8) \end{pmatrix}$$

Escrever a equação do tensor deformação infinitesimal, Ei8.

$$Ei8 := \frac{1}{2} \cdot (\Delta8 + \Delta8^T)$$

Determinar a matriz do tensor tensão [SDe], na base ijk.

$$SDe := \lambda \cdot \text{tr}(Ei8) \cdot \text{identity}(3) + 2 \cdot \mu \cdot Ei8$$

$$SDe = \begin{pmatrix} 109.811 & 0 & 0 \\ 0 & 103.791 & 10.012 \\ 0 & 10.012 & 64.081 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} SDe11 & SDe12 & SDe13 \\ SDe21 & SDe22 & SDe23 \\ SDe31 & SDe32 & SDe33 \end{pmatrix} := SDe$$

5- Cálculo das Tensões Máximas Junto à Linha de Solda Costado-Bocal (Superfície Externa)

$$\text{Máximas em A e C:} \quad \max(SAe) = 89.956 \quad \max(SCe) = 89.956$$

$$\text{Máximas em B e D:} \quad \max(SBe) = 109.811 \quad \max(SDe) = 109.811$$

7.7. COSTADO DO VASO PARA HIDROCARBONETOS, Fig. 5.6, SUPERFÍCIE INTERNA

1. Entrada de Dados Mecânicos e Geométricos

Entrar com a pressão de projeto (p), em MPa.

$$p := 0.40$$

Entrar com a espessura nominal dos cilindros menor (t1) e maior (t2), em mm.

$$t1 := 9.5 \quad t2 := 9.5$$

Entrar com a espessura nominal do colarinho (Tco), em mm; calcular a espessura reforçada (Tre), em mm.

$$Tco := 0 \quad Tre := t2 + Tco \quad (\text{não há colarinho de reforço})$$

Calcular a relação de espessuras, Relesp.

$$Relesp := \frac{Tre}{t1} \quad Relesp = 1 \quad Fce := 1.25 \quad (\text{vide curva da Fig. 8.5})$$

Entrar com os diâmetros externos dos cilindros: menor (de) e maior (De), em mm.

$$de := 508 \quad De := 1860$$

Calcular a relação de diâmetros, Reldia.

$$Reldia := \frac{De - 2 \cdot t2}{de - 2 \cdot t1} \quad Reldia = 3.765 \quad Fcd := 1.17 \quad (\text{vide curva da Fig. 8.6})$$

Calcular os raios internos respectivos, em mm.

$$ri := \frac{de - 2 \cdot t1}{2} \quad Ri := \frac{De - 2 \cdot t2}{2}$$

Calcular o semi-ângulo de acoplamento cilindro-cilindro (a), em rad.

$$\alpha := \text{atan} \left(\frac{ri}{Ri} \right)$$

Calcular o fator de esbeltez existente (Fe) na casca receptora (cilindro maior).

$$F_e := \frac{R_i}{t_2 + T_{co}} \quad F_e = 96.895 \quad F_{cb} := 1.28 \quad (\text{vide curva da Fig. 8.4})$$

Entrar com características mecânicas: Young (E, MPa) e Poisson (ν).

$$E := 200000 \quad \nu := 0.30$$

Calcular o fator de amortecimento da casca receptora (β), em mm⁻¹.

$$\beta := \left[3 \cdot (1 - \nu^2) \right]^{0.25} \cdot (R \cdot T)^{-0.50}$$

Calcular as constantes de Lamé (λ e μ), MPa.

$$\lambda := \frac{\nu \cdot E}{(1 + \nu) \cdot (1 - 2 \cdot \nu)} \quad \mu := \frac{E}{2 \cdot (1 + \nu)}$$

Calcular o fator de correção máximo, Fc.

$$M_c := (F_{ce} \ F_{cb} \ F_{cd}) \quad F_c := \max(M_c) \quad F_c = 1.28$$

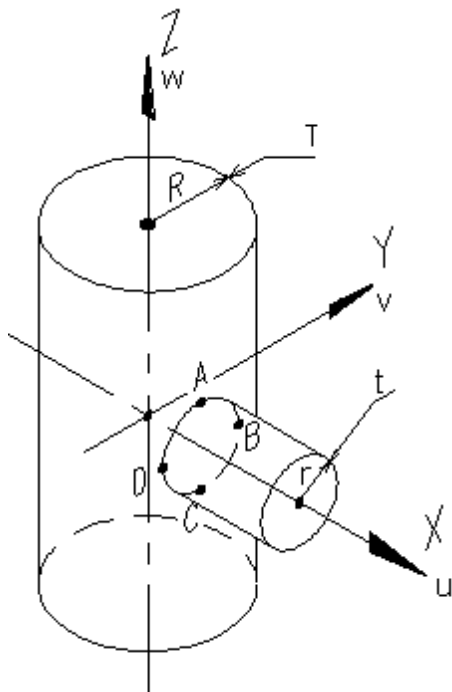


Fig. 7.4: visualização esquemática da interseção, definida pelos pontos A, B, C e D (A e C longitudinais ao cilindro maior; B e D transversais ao mesmo). O carregamento de projeto é a pressão interna que solicita a junção. O modelo conduz a uma solução elástica. As extremidades dos cilindros podem ser fechadas com tampas quaisquer.

Entrar com o fator de esbeltez padrão (Fep).

$$F_{ep} := 40 \quad F_e = 96.895 \quad (F_e > 90: \text{ o fator de tensão é igual a } F_c)$$

Calcular o fator de tensão (Fs).

$$F_s := F_c \quad F_s = 1.28$$

2- Coordenadas do Ponto A e Campo de Deslocamentos da Junção no Entorno de A

$$x1 := R_i \cdot \cos(\alpha) \quad (\text{abscissa}) \quad y1 := 0 \quad (\text{ordenada}) \quad z1 := r_i \quad (\text{cota})$$

Escrever as funções polinomiais componentes do campo dos deslocamentos.

$$u1(x1) := \frac{F_c \cdot F_s \cdot p \cdot (2 - \nu)}{2t1 \cdot E} \cdot x1^2 \quad v1(y1, z1) := \frac{F_c \cdot F_s \cdot p \cdot (2 - \nu)}{2t2 \cdot E \cdot r_i} \cdot (y1^3 + z1^2 \cdot y1)$$

$$w1(y1, z1) := \frac{F_c \cdot F_s \cdot p \cdot (2 - \nu)}{2T_{re} \cdot E \cdot R_i} \cdot (y1^3 + z1^2 \cdot y1)$$

Montar a matriz do tensor gradiente de deslocamento ($\Delta 1$).

$$\Delta 1 := \begin{pmatrix} \frac{d}{dx1} u1(x1) & \frac{d}{dx1} v1(y1, z1) & \frac{d}{dx1} w1(y1, z1) \\ \frac{d}{dy1} u1(x1) & \frac{d}{dy1} v1(y1, z1) & \frac{d}{dy1} w1(y1, z1) \\ \frac{d}{dz1} u1(x1) & \frac{d}{dz1} v1(y1, z1) & \frac{d}{dz1} w1(y1, z1) \end{pmatrix}$$

Escrever a equação do tensor deformação infinitesimal, $Ei1$.

$$Ei1 := \frac{1}{2} \cdot (\Delta 1 + \Delta 1^T)$$

Determinar a matriz do tensor tensão [SAi], na base ijk .

$$SAi := \lambda \cdot \text{tr}(Ei1) \cdot \text{identity}(3) + 2 \cdot \mu \cdot Ei1$$

$$SAi = \begin{pmatrix} 148.721 & 0 & 0 \\ 0 & 79.492 & 1.465 \\ 0 & 1.465 & 68.464 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} SAi11 & SAi12 & SAi13 \\ SAi21 & SAi22 & SAi23 \\ SAi31 & SAi32 & SAi33 \end{pmatrix} := SAi$$

3- Coordenadas do Ponto C e Campo de Deslocamentos da Junção no Entorno de C

$$x2 := R_i \cdot \cos(\alpha) \quad (\text{abscissa}) \quad y2 := 0 \quad (\text{ordenada}) \quad z2 := -r_i \quad (\text{cota})$$

Escrever as funções polinomiais componentes do campo dos deslocamentos.

$$u_2(x_2) := \frac{F_c \cdot F_s \cdot p \cdot (2 - \nu)}{2t_1 \cdot E} \cdot x_2^2 \quad v_2(y_2, z_2) := \frac{F_c \cdot F_s \cdot p \cdot (2 - \nu)}{2t_2 \cdot E \cdot r_i} \cdot (y_2^3 + z_2^2 \cdot y_2)$$

$$w_2(y_2, z_2) := \frac{F_c \cdot F_s \cdot p \cdot (2 - \nu)}{2T_{re} \cdot E \cdot R_i} \cdot (y_2^3 + z_2^2 \cdot y_2)$$

Montar a matriz do tensor gradiente de deslocamento (Δ_2).

$$\Delta_2 := \begin{pmatrix} \frac{d}{dx_2} u_2(x_2) & \frac{d}{dx_2} v_2(y_2, z_2) & \frac{d}{dx_2} w_2(y_2, z_2) \\ \frac{d}{dy_2} u_2(x_2) & \frac{d}{dy_2} v_2(y_2, z_2) & \frac{d}{dy_2} w_2(y_2, z_2) \\ \frac{d}{dz_2} u_2(x_2) & \frac{d}{dz_2} v_2(y_2, z_2) & \frac{d}{dz_2} w_2(y_2, z_2) \end{pmatrix}$$

Escrever a equação do tensor deformação infinitesimal, Ei_2 .

$$Ei_2 := \frac{1}{2} \cdot (\Delta_2 + \Delta_2^T)$$

Determinar a matriz do tensor tensão $[SC_i]$, na base ijk .

$$SC_i := \lambda \cdot \text{tr}(Ei_2) \cdot \text{identity}(3) + 2 \cdot \mu \cdot Ei_2$$

$$SC_i = \begin{pmatrix} 148.721 & 0 & 0 \\ 0 & 79.492 & 1.465 \\ 0 & 1.465 & 68.464 \end{pmatrix} \quad \begin{pmatrix} SC_{i11} & SC_{i12} & SC_{i13} \\ SC_{i21} & SC_{i22} & SC_{i23} \\ SC_{i31} & SC_{i32} & SC_{i33} \end{pmatrix} := SC_i$$

4- Coordenadas do Ponto B e Campo de Deslocamentos da Junção no Entorno de B

$$x_3 := R_i \cdot \cos(\alpha) \quad (\text{abscissa}) \quad y_3 := r_i \quad (\text{ordenada}) \quad z_3 := 0 \quad (\text{cota})$$

Escrever as funções polinomiais componentes do campo dos deslocamentos.

$$u_3(x_3) := \frac{F_c \cdot F_s \cdot p \cdot (2 - \nu)}{2t_1 \cdot E} \cdot x_3^2 \quad v_3(y_3, z_3) := \frac{F_c \cdot F_s \cdot p \cdot (2 - \nu)}{2t_2 \cdot E \cdot r_i} \cdot (y_3^3 + z_3^2 \cdot y_3)$$

$$w_3(y_3, z_3) := \frac{F_c \cdot F_s \cdot p \cdot (2 - \nu)}{2T_{re} \cdot E \cdot R_i} \cdot (y_3^3 + z_3^2 \cdot y_3)$$

Montar a matriz do tensor gradiente de deslocamento (Δ_3).

$$\Delta_3 := \begin{pmatrix} \frac{d}{dx_3} u_3(x_3) & \frac{d}{dx_3} v_3(y_3, z_3) & \frac{d}{dx_3} w_3(y_3, z_3) \\ \frac{d}{dy_3} u_3(x_3) & \frac{d}{dy_3} v_3(y_3, z_3) & \frac{d}{dy_3} w_3(y_3, z_3) \\ \frac{d}{dz_3} u_3(x_3) & \frac{d}{dz_3} v_3(y_3, z_3) & \frac{d}{dz_3} w_3(y_3, z_3) \end{pmatrix}$$

Escrever a equação do tensor deformação infinitesimal, Ei_3 .

Determinar a matriz do tensor tensão $[S_{Bi}]$, na base ijk .

$$S_{Bi} := \lambda \cdot \text{tr}(E_{i3}) \cdot \text{identity}(3) + 2 \cdot \mu \cdot E_{i3}$$

$$S_{Bi} \begin{pmatrix} 165.263 & 0 & 0 \\ 0 & 118.091 & 4.394 \\ 0 & 4.394 & 85.006 \end{pmatrix}$$

7.8. COSTADO DO VASO PARA HIDROCARBONETOS, Fig. 5.6, SUPERFÍCIE EXTERNA

1- Coordenadas do Ponto A e Campo de Deslocamentos da Junção no Entorno de A

$$x_5 := (R_i + T_{re}) \cdot \cos(\alpha) \quad (\text{abscissa}) \quad y_5 := 0 \quad (\text{ordenada}) \quad z_5 := r_i + t_l \quad (\text{cota})$$

Escrever as funções polinomiais componentes do campo dos deslocamentos.

$$u_5(x_5) := \frac{F_c \cdot F_s \cdot p \cdot (2 - \nu)}{2t_1 \cdot E} \cdot x_5^2 \quad v_5(y_5, z_5) := \frac{F_c \cdot F_s \cdot p \cdot (2 - \nu)}{2t_2 \cdot E \cdot r_i} \cdot (y_5^3 + z_5^2 \cdot y_5)$$

$$w_5(y_5, z_5) := \frac{F_c \cdot F_s \cdot p \cdot (2 - \nu)}{2T_{re} \cdot E \cdot R_i} \cdot (y_5^3 + z_5^2 \cdot y_5)$$

Montar a matriz do tensor gradiente de deslocamento (Δ_5).

$$\Delta_5 := \begin{pmatrix} \frac{d}{dx_5} u_5(x_5) & \frac{d}{dx_5} v_5(y_5, z_5) & \frac{d}{dx_5} w_5(y_5, z_5) \\ \frac{d}{dy_5} u_5(x_5) & \frac{d}{dy_5} v_5(y_5, z_5) & \frac{d}{dy_5} w_5(y_5, z_5) \\ \frac{d}{dz_5} u_5(x_5) & \frac{d}{dz_5} v_5(y_5, z_5) & \frac{d}{dz_5} w_5(y_5, z_5) \end{pmatrix}$$

Escrever a equação do tensor deformação infinitesimal, E_{i5} .

$$E_{i5} := \frac{1}{2} \cdot (\Delta_5 + \Delta_5^T)$$

Determinar a matriz do tensor tensão [SAe], na base ijk .

SAe

$$u_6(x_6) := \frac{F_c \cdot F_s \cdot p \cdot (2 - \nu)}{2t_1 \cdot E} \cdot x_6^2 \quad v_6(y_6, z_6) := \frac{F_c \cdot F_s \cdot p \cdot (2 - \nu)}{2t_2 \cdot E \cdot r_i} \cdot (y_6^3 + z_6^2 \cdot y_6)$$

$$w_6(y_6, z_6) := \frac{F_c \cdot F_s \cdot p \cdot (2 - \nu)}{2T_{re} \cdot E \cdot R_i} \cdot (y_6^3 + z_6^2 \cdot y_6)$$

Montar a matriz do tensor gradiente de deslocamento (Δ_6).

$$\Delta_6 := \begin{pmatrix} \frac{d}{dx_6} u_6(x_6) & \frac{d}{dx_6} v_6(y_6, z_6) & \frac{d}{dx_6} w_6(y_6, z_6) \\ \frac{d}{dy_6} u_6(x_6) & \frac{d}{dy_6} v_6(y_6, z_6) & \frac{d}{dy_6} w_6(y_6, z_6) \\ \frac{d}{dz_6} u_6(x_6) & \frac{d}{dz_6} v_6(y_6, z_6) & \frac{d}{dz_6} w_6(y_6, z_6) \end{pmatrix}$$

Escrever a equação do tensor deformação infinitesimal, Ei_6 .

$$Ei_6 := \frac{1}{2} \cdot (\Delta_6 + \Delta_6^T)$$

Determinar a matriz do tensor tensão $[SCe]$, na base ijk .

$$SCe := \lambda \cdot \text{tr}(Ei_6) \cdot \text{identity}(3) + 2 \cdot \mu \cdot Ei_6$$

$$SCe = \begin{pmatrix} 150.825 & 0 & 0 \\ 0 & 81.642 & 1.581 \\ 0 & 1.581 & 69.74 \end{pmatrix} \quad \begin{pmatrix} SCe_{11} & SCe_{12} & SCe_{13} \\ SCe_{21} & SCe_{22} & SCe_{23} \\ SCe_{31} & SCe_{32} & SCe_{33} \end{pmatrix} := SCe$$

3- Coordenadas do Ponto B e Campo de Deslocamentos da Junção no Entorno de B

$$x_7 := (R_i + T_{re}) \cdot \cos(\alpha) \quad (\text{abscissa}) \quad y_7 := r_i + t_1 \quad (\text{ordenada}) \quad z_7 := 0 \quad (\text{cota})$$

Escrever as funções polinomiais componentes do campo dos deslocamentos.

$$u_7(x_7) := \frac{F_c \cdot F_s \cdot p \cdot (2 - \nu)}{2t_1 \cdot E} \cdot x_7^2 \quad v_7(y_7, z_7) := \frac{F_c \cdot F_s \cdot p \cdot (2 - \nu)}{2t_2 \cdot E \cdot r_i} \cdot (y_7^3 + z_7^2 \cdot y_7)$$

$$w_7(y_7, z_7) := \frac{F_c \cdot F_s \cdot p \cdot (2 - \nu)}{2T_{re} \cdot E \cdot R_i} \cdot (y_7^3 + z_7^2 \cdot y_7)$$

Montar a matriz do tensor gradiente de deslocamento (Δ_7).

$$\Delta_7 := \begin{pmatrix} \frac{d}{dx_7} u_7(x_7) & \frac{d}{dx_7} v_7(y_7, z_7) & \frac{d}{dx_7} w_7(y_7, z_7) \\ \frac{d}{dy_7} u_7(x_7) & \frac{d}{dy_7} v_7(y_7, z_7) & \frac{d}{dy_7} w_7(y_7, z_7) \\ \frac{d}{dz_7} u_7(x_7) & \frac{d}{dz_7} v_7(y_7, z_7) & \frac{d}{dz_7} w_7(y_7, z_7) \end{pmatrix}$$

Escrever a equação do tensor deformação infinitesimal, Ei_7 .

$$Ei7 := \frac{1}{2} \cdot (\Delta7 + \Delta7^T)$$

Determinar a matriz do tensor tensão [SBe], na base ijk.

$$SBe := \lambda \cdot \text{tr}(Ei7) \cdot \text{identity}(3) + 2 \cdot \mu \cdot Ei7$$

$$SBe = \begin{pmatrix} 168.678 & 0 & 0 \\ 0 & 123.299 & 4.742 \\ 0 & 4.742 & 87.593 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} SBe11 & SBe12 & SBe13 \\ SBe21 & SBe22 & SBe23 \\ SBe31 & SBe32 & SBe33 \end{pmatrix} := SBe$$

4- Coordenadas do Ponto D e Campo de Deslocamentos da Junção no Entorno de D

$$x8 := (Ri + Tre) \cdot \cos(\alpha) \quad (\text{abscissa}) \quad y8 := -ri - t1 \quad (\text{ordenada}) \quad z8 := 0 \quad (\text{cota})$$

Escrever as funções polinomiais componentes do campo dos deslocamentos.

$$u8(x8) := \frac{Fc \cdot Fs \cdot p \cdot (2 - \nu)}{2t1 \cdot E} \cdot x8^2 \quad v8(y8, z8) := \frac{Fc \cdot Fs \cdot p \cdot (2 - \nu)}{2t2 \cdot E \cdot ri} \cdot (y8^3 + z8^2 \cdot y8)$$

$$w8(y8, z8) := \frac{Fc \cdot Fs \cdot p \cdot (2 - \nu)}{2Tre \cdot E \cdot Ri} \cdot (y8^3 + z8^2 \cdot y8)$$

Montar a matriz do tensor gradiente de deslocamento ($\Delta8$).

$$\Delta8 := \begin{pmatrix} \frac{d}{dx8} u8(x8) & \frac{d}{dx8} v8(y8, z8) & \frac{d}{dx8} w8(y8, z8) \\ \frac{d}{dy8} u8(x8) & \frac{d}{dy8} v8(y8, z8) & \frac{d}{dy8} w8(y8, z8) \\ \frac{d}{dz8} u8(x8) & \frac{d}{dz8} v8(y8, z8) & \frac{d}{dz8} w8(y8, z8) \end{pmatrix}$$

Escrever a equação do tensor deformação infinitesimal, Ei8.

$$Ei8 := \frac{1}{2} \cdot (\Delta8 + \Delta8^T)$$

Determinar a matriz do tensor tensão [SDe], na base ijk.

$$SDe := \lambda \cdot \text{tr}(Ei8) \cdot \text{identity}(3) + 2 \cdot \mu \cdot Ei8$$

$$SDe = \begin{pmatrix} 168.678 & 0 & 0 \\ 0 & 123.299 & 4.742 \\ 0 & 4.742 & 87.593 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} SDe11 & SDe12 & SDe13 \\ SDe21 & SDe22 & SDe23 \\ SDe31 & SDe32 & SDe33 \end{pmatrix} := SDe$$

5- Cálculo das Tensões Máximas Junto à Linha de Solda Costado-Bocal (Superfície Externa)

$$\text{Máximas em A e C:} \quad \max(SAe) = 150.825 \quad \max(SCe) = 150.825$$

$$\text{Máximas em B e D:} \quad \max(SBe) = 168.678 \quad \max(SDe) = 168.678$$

8. COMPARAÇÃO E ANÁLISE DOS RESULTADOS

8.1. INTRODUÇÃO

Neste capítulo serão calculadas, inicialmente, as tensões máximas de origem experimental, registradas nos colarinhos de reforço do vaso-cobaia durante a fase elástica, sobre os pontos monitorados pelas rosetas R1 a R8 (vide Figs. 6.19 e 6.20). Tais tensões serão obtidas mediante aplicação da lei de Hooke, $\sigma = \varepsilon E$. As deformações específicas procuradas (ε) serão calculadas a partir das deformações absolutas máximas (em μm), registradas pelas rosetas R1 a R8 durante o patamar da fase elástica, conforme discriminado no capítulo anterior. Em seguida, serão montadas as tabelas comparativas das tensões máximas e de seus desvios respectivos. Tais tabelas mostrarão as intensidades máximas das tensões normais (obtidas pelo modelo proposto, pelo MEF, pelas equações de Widera-Eringen e pela experiência), além dos desvios percentuais encontrados no referido modelo, tanto em relação ao MEF quanto em relação à experiência citada. As curvas de controle, desenvolvidas no próximo capítulo e baseadas nas informações tabeladas aqui, terão como parâmetros adimensionais o fator de esbeltez da casca receptora, a relação de espessuras entre a casca receptora e a casca acoplada e a relação entre os diâmetros das duas cascas (receptora e acoplada), respectivamente.

8.2. RESULTADOS NUMÉRICOS DESTINADOS À PARAMETRIZAÇÃO

8.2.1. APLICAÇÃO DAS EQUAÇÕES DE WIDERA-ERINGEN

8.2.1.1. AO BOCAL MENOR DO VASO-COBAIA (Fig. 6.19)

$$Stv/S_o = 1,1152 - 1,5986(d/D)^{0,8}(D/T)^{0,3}(t/T)^{0,3} + 2,2996(d/D)^{0,8}(D/T)^{0,4}(t/T)^{-0,2}$$

Stv = tensão total máxima no costado (membrana mais flexão)

P = pressão de projeto (1,11 MPa)

D = diâmetro interno do costado (940 mm)

T = espessura do costado (10 mm)

d = diâmetro interno do bocal (202,6 mm)

t = espessura do bocal (8,18 mm)

$S_o = pD/(2T)$ (tensão de membrana circunferencial – equação de Laplace)

Introduzindo valores numéricos nessa equação: $S_o = 52,17\text{MPa}$.

Equação de Widera-Eringen: $St_v = 195,4\text{ MPa}$ (Tab. 8.1, quarta coluna).

8.2.1.2. AO BOCAL MAIOR DO VASO-COBAIA (Fig. 6.20)

$$St_v/S_o = 1,1152 - 1,5986(d/D)^{0,8}(D/T)^{0,3}(t/T)^{0,3} + 2,2996(d/D)^{0,8}(D/T)^{0,4}(t/T)^{-0,2}$$

St_v = tensão total máxima no costado (membrana mais flexão)

P = pressão de projeto (1,11 MPa)

D = diâmetro interno do costado (940 mm)

T = espessura do costado (10 mm)

d = diâmetro interno do bocal (254,5 mm)

t = espessura do bocal (9,27 mm)

$S_o = pD/(2T)$ (tensão de membrana circunferencial – equação de Laplace)

Introduzindo valores numéricos nessa equação: $S_o = 52,17\text{MPa}$.

Voltando à equação de Widera-Eringen: $St_v = 211,7\text{ MPa}$ (Tab. 8.1, quarta coluna).

8.2.1.3. À CONEXÃO “TÊ” (Fig. 5.4)

$$St_v/S_o = 1,1152 - 1,5986(d/D)^{0,8}(D/T)^{0,3}(t/T)^{0,3} + 2,2996(d/D)^{0,8}(D/T)^{0,4}(t/T)^{-0,2}$$

St_v = tensão total máxima no costado (membrana mais flexão)

P = pressão de projeto (0,2069 MPa)

D = diâmetro interno do costado (614,8 mm)

T = espessura do costado (2,6 mm)

d = diâmetro interno do bocal (310 mm)

t = espessura do bocal (2,6 mm)

$S_o = pD/(2T)$ (tensão de membrana circunferencial – equação de Laplace)

Introduzindo valores numéricos nessa equação: $S_o = 24,46\text{MPa}$.

Voltando à equação de Widera-Eringen: $St_v = 201,2\text{ MPa}$ (Tab. 8.1, quarta coluna).

8.2.1.4. AO VASO PARA HIDROCARBONETOS (Fig. 5.6)

$$St_v/S_o = 1,1152 - 1,5986(d/D)^{0,8}(D/T)^{0,3}(t/T)^{0,3} + 2,2996(d/D)^{0,8}(D/T)^{0,4}(t/T)^{-0,2}$$

Stv = tensão total máxima no costado (membrana mais flexão)

P = pressão de projeto (0,40 MPa)

D = diâmetro interno do costado (1841 mm)

T = espessura do costado (9,5 mm)

d = diâmetro interno do bocal (489 mm)

t = espessura do bocal (9,5 mm)

So = pD/(2T) (tensão de membrana circunferencial – equação de Laplace)

Introduzindo valores numéricos nessa equação: So = 38,76MPa.

Voltando à equação de Widerra-Eringen: Stv = 194,2 MPa (Tab. 8.1, quarta coluna).

8.2.2. CÁLCULO DAS TENSÕES MÁXIMAS, DE ORIGEM EXPERIMENTAL

Para o bocal menor (Conexão 1, Apêndice 2), roseta R3H (Fig. 6.19), obtém-se $\delta=115\mu\text{m}=0,115\text{mm}$ (Fig. 6.39). Além disso, os raios externos do bocal e da casca receptora reforçada valem, respectivamente: $re=109,5\text{mm}$ e $Re=480\text{mm}$.

$$\text{Nesse caso, } \varepsilon = \frac{\delta}{Re \cdot \arctg\left(\frac{re}{Re}\right)}, \text{ donde } \varepsilon=0,107\%.$$

Por conseguinte, sabendo-se que $E=185000\text{MPa}$, $\sigma=\varepsilon E=197,6\text{MPa}$.

Analogamente, para o bocal maior (Conexão 2, Apêndice 3), roseta R8H no ponto C (Fig. 6.20), obtém-se $\delta=120\mu\text{m}=0,120\text{mm}$ (Fig. 6.43). Além disso, os raios externos do bocal e da casca receptora reforçada valem, respectivamente: $re=136,5\text{mm}$ e $Re=480\text{mm}$.

$$\text{Nesse caso, } \varepsilon = \frac{\delta}{Re \cdot \arctg\left(\frac{re}{Re}\right)}, \text{ donde } \varepsilon=0,90\%.$$

Por conseguinte, sabendo-se que $E=185000\text{MPa}$, $\sigma=\varepsilon E=167\text{MPa}$.

8.2.3. MONTAGEM DAS TABELAS DAS TENSÕES E DE SEUS DESVIOS

Tabela 8.1- Tensões Normais Máximas (MPa)				
Conexão Analisada	Modelo	MEF	Eqs. de Widera-Eringen	Experiência
Conexão 1, 7.2 (1)	194,9	187	195,4	197,6 (Fig. 6.39; roseta R4H)
Conexão 2, 7.4 (2)	184,9	167	211,7	167 (Fig. 6.43; roseta R8H)
Conexão 3, 7.6 (3)	145,4	206	201,2	160 (5)
Conexão 4, 7.8 (4)	168,7	189	194,2	Sem Resultado (6)

Nota 1: trata-se do colarinho de reforço do bocal menor do vaso-cobaia (Fig. 6.19).

Nota 2: trata-se do colarinho de reforço do bocal maior do vaso-cobaia (Fig. 6.20).

Nota 3: trata-se da conexão “tê”, mostrada na Fig. 5.4 [3].

Nota 4: trata-se da conexão do vaso para hidrocarbonetos, mostrada na Fig. 5.6.

Nota 5: 104MPa, segundo modelo analítico de Pan [3].

Nota 6: a conexão 4 não foi analisada experimentalmente.

Tabela 8.2- Desvios do Modelo Proposto, Face ao MEF, às Eqs. de Widera-Eringen e à Exp.						
Conexão Analisada	Fe (7)	r (8)	R (9)	MEF	Eqs. de Widera-Eringen	Experiência
Conexão 1	46,5	1,22	4,59	+4,22%	-0,26%	-1,38%
Conexão 2	46,5	1,08	3,65	+10,7%	-12,7%	+10,7%
Conexão 3	118	1,00	1,98	-29,4%	-27,7%	-9,1% (10)
Conexão 4	96,9	1,00	3,76	-12,0%	-13,1%	Inexistente

Nota 7: “Fe” é o fator de esbeltez da casca receptora.

Nota 8: “r” é a relação entre as espessuras da receptora e da acoplada.

Nota 9: “R” é a relação entre os diâmetros internos da receptora e da acoplada.

Nota 10: o resultado experimental da conexão 3 deve-se a Riley [40].

8.2.4. COMENTÁRIOS SOBRE OS DESVIOS CALCULADOS

A Tab. 8.2 evidencia a boa precisão do modelo proposto, quando o fator de esbeltez do costado (Fe) se situa entre 40 (casca fina) e 100 (casca muito fina), aproximadamente. Partindo-se da hipótese usual de predominância dos resultados

experimentais, observa-se que o desvio máximo do referido modelo (+10,7%) é plenamente satisfatório, do ponto de vista tecnológico. Convém enfatizar que tais limites do fator F_e (40 e 100), cobrem as aplicações mais frequentes da prática industrial. Em qualquer caso, porém, um fator de correção adequado (F_c) deverá ser aplicado, conforme descrito em 9.7.

9. PRECISÃO E ABRANGÊNCIA, MEDIANTE PARAMETRIZAÇÃO

Na formulação de um novo modelo estrutural – qualquer que seja sua área de atuação - torna-se imperativo estabelecer critérios de precisão e abrangência, a fim de permitir utilização adequada e eficiência máxima. Em consequência disso, foram desenvolvidas as curvas seguintes (Figs. 9.1 a 9.6), baseadas em comparações dos resultados obtidos através da aplicação do modelo analítico proposto. Tais comparações se sustentam em duas fontes de referência: o Método dos Elementos Finitos e a experiência de laboratório. As curvas citadas permitirão determinar, em cada caso, os fatores de correção necessários, além das regiões proibidas à utilização do referido modelo. Pelo fato de serem naturalmente mais confiáveis, recomendam-se, como bancos de dados daqueles fatores, as curvas oriundas da experiência (Figs. 9.4, 9.5 e 9.6).

Na concepção das variáveis livres e adimensionais das curvas de parametrização, foram utilizadas três alternativas: o fator de esbeltez – provavelmente o mais característico dentre as cascas finas – a relação entre as espessuras das cascas acopladas e a relação entre os diâmetros das mesmas. A primeira define apenas a casca receptora, ao passo que as duas últimas caracterizam a conexão ortogonal propriamente dita.

9.1. DESVIO PERCENTUAL VERSUS ESBELTEZ, FACE AO MEF

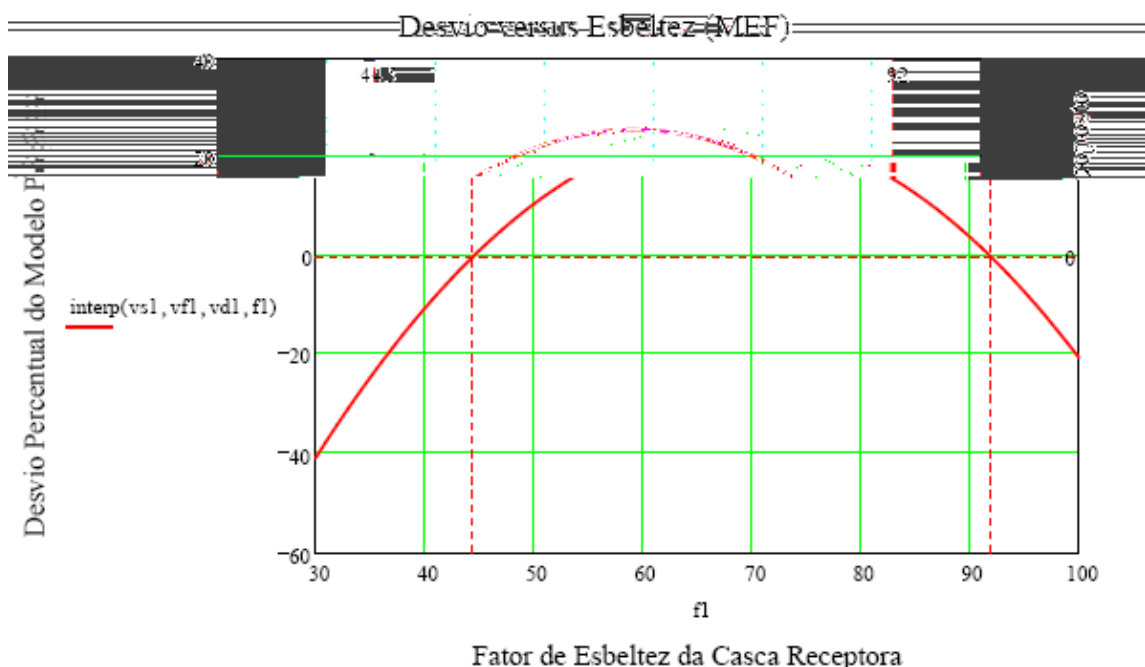


Fig 9.1.: influência, no desvio relativo, do fator de esbeltez da casca receptora (f_1); referência: MEF (SAP-2000).

A figura 9.1 representa uma parábola do segundo grau, cujos três pontos de interpolação foram retirados da Tabela 8.2 (conexões 1, 3 e 4). Ela demonstra a sensibilidade do modelo proposto face à esbeltez da casca receptora, tomando-se como referência os resultados numéricos anteriores, obtidos através do Método dos Elementos Finitos. Tal curva contém o desvio percentual do modelo como variável dependente, em função do fator de esbeltez da casca receptora. No que concerne ao parâmetro considerado (f_1), observa-se que o modelo proposto atinge precisão máxima para dois valores da variável livre: $f_1=44,5$ e $f_1=92$, respectivamente. Observa-se, ainda, que o modelo perde precisão, de maneira abrupta, primeiramente abaixo de $f_1=40$. Isto se deve ao fato de a casca receptora estar migrando, nessas condições, da categoria “fina” para a “espessa”, na qual as equações de Laplace, destinadas ao cálculo das tensões de membrana e utilizadas no presente trabalho (Apêndice 1), não mais se aplicam. À direita do gráfico, a perda de precisão acentuada ocorre a partir de $f_1=92$. A interpretação desta resposta do modelo repousa no fato de a casca receptora estar agora penetrando no domínio da família “excessivamente fina”, onde o modelo de Laplace, embora continue válido – pois suas tensões de membrana só dependem da pressão solicitante e da geometria da casca cilíndrica - perde importância analítica face ao risco potencial, crescente com o fator de esbeltez, de ocorrer flambagem local na casca receptora considerada. Em consequência, embora seja possível, teoricamente, corrigir os resultados do modelo proposto, através da aplicação do fator fornecido pela parábola, a Fig. 9.1 torna evidente que fatores de esbeltez crescentes, pertencentes à família das cascas “excessivamente finas” ($f_1>90$), comprometem a qualidade do referido modelo. Em suma: a parábola do segundo grau exibida pela Fig. 9.1, além de confirmar que a precisão máxima do modelo pertence ao domínio denominado “casca fina”, é compatível com as formulações teóricas estruturais respectivas.

9.2. DESVIO PERCENTUAL VERSUS RELAÇÃO DE ESPESSURAS, FACE AO MEF

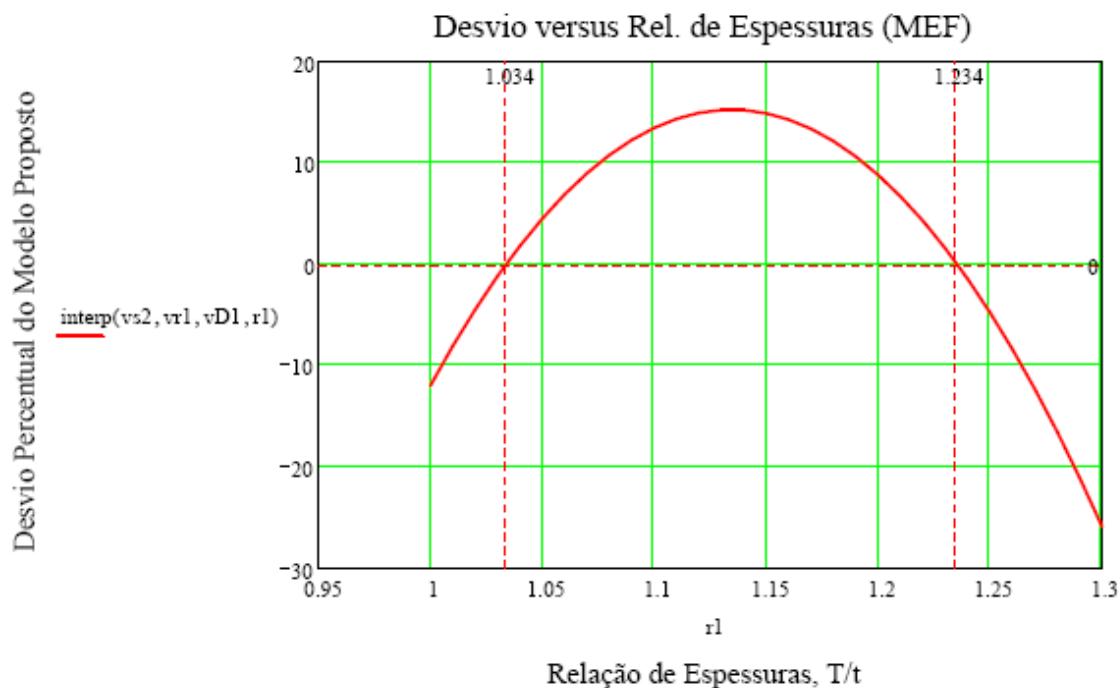


Fig.9.2: influência, no desvio relativo, da relação de espessuras ($r1=T/t$); referência: MEF (SAP-2000).

A figura 9.2 representa uma parábola do segundo grau, cujos três pontos de interpolação foram retirados da Tabela 8.2 (conexões 1, 3 e 4). Ela demonstra a sensibilidade do modelo proposto face à relação de espessuras entre as cascas receptora e acoplada, respectivamente, tomando-se como referência os resultados numéricos anteriores, obtidos através do Método dos Elementos Finitos. Tal curva contém o desvio percentual do modelo como variável dependente, em função da relação de espessuras, $r1$. No que concerne ao parâmetro considerado, observa-se que o modelo proposto atinge precisão máxima para dois valores da variável livre: $r1=1,034$ e $r1=1,234$, respectivamente. Observa-se, ainda, que o modelo perde precisão, de maneira abrupta, à esquerda de $r1=1,034$ e à direita de $r1=1,234$. Resumindo, pode-se afirmar que o modelo proposto gera, sem qualquer fator de correção, resultados muito precisos, quando se trabalha com espessuras (T, t) bem próximas (com ligeira predominância da espessura do costado, T). Por outro lado, sempre que a espessura da casca receptora (T , costado) ultrapassar 1,5 vezes a da casca acoplada (t , bocal), fatores de correção significativos deverão ser aplicados, conforme indicado pela parábola de controle. A região situada à esquerda de $r1=1$ não tem significado prático algum, pois não se utilizam, nas aplicações de caldeiraria convencional, espessuras de bocais superiores às de seus respectivos costados.

9.3. DESVIO PERCENTUAL VERSUS RELAÇÃO DE DIÂMETROS, FACE AO MEF

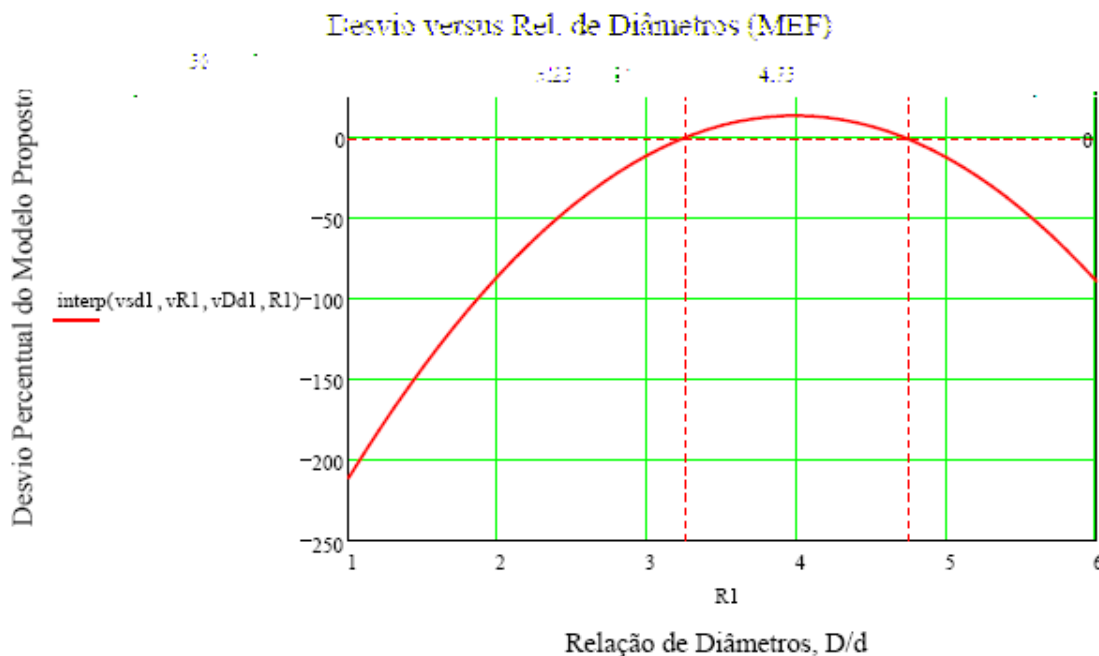


Fig.9.3: influência, no desvio relativo, da relação de diâmetros ($R1=D/d$); referência: MEF (SAP-2000).

A figura 9.3 representa uma parábola do segundo grau, cujos três pontos de interpolação foram retirados da Tabela 8.2 (conexões 1, 3 e 4). Ela demonstra a sensibilidade do modelo proposto face à relação de diâmetros entre as cascas receptora e acoplada, respectivamente, tomando-se como referência os resultados numéricos anteriores, obtidos através do Método dos Elementos Finitos. Tal curva contém o desvio percentual do modelo como variável dependente, em função da relação de diâmetros, $R1$. No que concerne ao parâmetro considerado, observa-se que o modelo proposto atinge precisão máxima para dois valores da variável livre: $R1=3,25$ e $R1=4,75$, respectivamente. Observa-se, ainda, que o modelo perde precisão, de maneira abrupta, à esquerda de $R1=3,25$ e à direita de $R1=4,75$. Resumindo, pode-se afirmar que o modelo proposto gera, sem qualquer fator de correção, resultados muito precisos, quando a relação de diâmetros encontra-se dentro do intervalo acima referido, $[3,25; 4,75]$. Fora deste intervalo – principalmente à esquerda do limite inferior - fatores de correção significativos deverão ser aplicados, conforme indicado pela parábola de controle. A

região situada à esquerda de $R1=3,25$ tem pouco significado prático, no domínio dos vasos de pressão, pois raramente se utilizam, nas aplicações de caldeiraria convencional, relações de diâmetros menores que 4.

9.4. DESVIO PERCENTUAL VERSUS ESBELTEZ, FACE À EXPERIÊNCIA

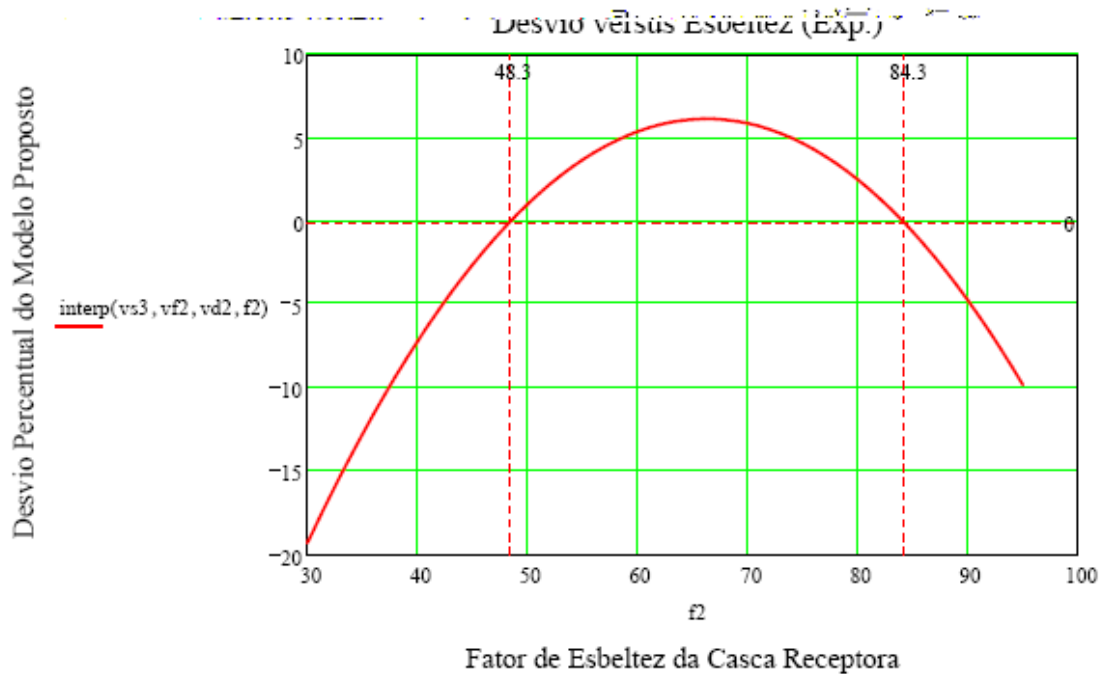


Fig.9.4: influência, no desvio relativo, do fator de esbeltez da casca receptora ($f2$), em relação à experiência.

A figura 9.4 representa uma parábola do segundo grau, cujos três pontos de interpolação foram retirados da Tabela 8.2 (conexões 1, 3 e 4). Ela demonstra a sensibilidade do modelo proposto face à esbeltez da casca receptora, tomando-se como referência os resultados numéricos anteriores, obtidos através da experiência de laboratório. Tal curva contém o desvio percentual do modelo como variável dependente, em função do fator de esbeltez da casca receptora. No que concerne ao parâmetro considerado ($f2$), observa-se que o modelo proposto atinge precisão máxima para dois valores da variável livre: $f2=48,3$ e $f2=84,3$, respectivamente. Observa-se, ainda, que o modelo perde precisão, de maneira abrupta, primeiramente abaixo de $f2=40$. Isto se deve ao fato de a casca receptora estar migrando, nessas condições, da categoria “fina” para a “espessa”, na qual as equações de Laplace, destinadas ao cálculo das tensões de

membrana e utilizadas no presente trabalho (Apêndice 1), não mais se aplicam. À direita do gráfico, a perda de precisão acentuada ocorre a partir de $f_2=84,3$. A interpretação desta resposta do modelo repousa no fato de a casca receptora estar, agora, penetrando no domínio da família “excessivamente fina”, onde o modelo de Laplace, embora continue válido – pois suas tensões de membrana só dependem da pressão solicitante e da geometria da casca cilíndrica - perde importância analítica, face ao risco potencial, crescente com o fator de esbeltez, de ocorrer flambagem local na casca receptora considerada. Em consequência, embora seja possível, teoricamente, corrigir os resultados do modelo proposto, através da aplicação do fator fornecido pela parábola, a Fig. 9.4 torna evidente que fatores de esbeltez crescentes, pertencentes à família das cascas “excessivamente finas” ($f_2 > 90$), comprometem a qualidade do referido modelo. Em suma: a parábola do segundo grau exibida pela Fig. 9.4, além de confirmar que a precisão máxima do modelo pertence ao domínio denominado “casca fina”, é compatível com as formulações teóricas estruturais respectivas.

9.5. DESVIO PERCENTUAL VERSUS RELAÇÃO DE ESPESSURAS, FACE À EXPERIÊNCIA

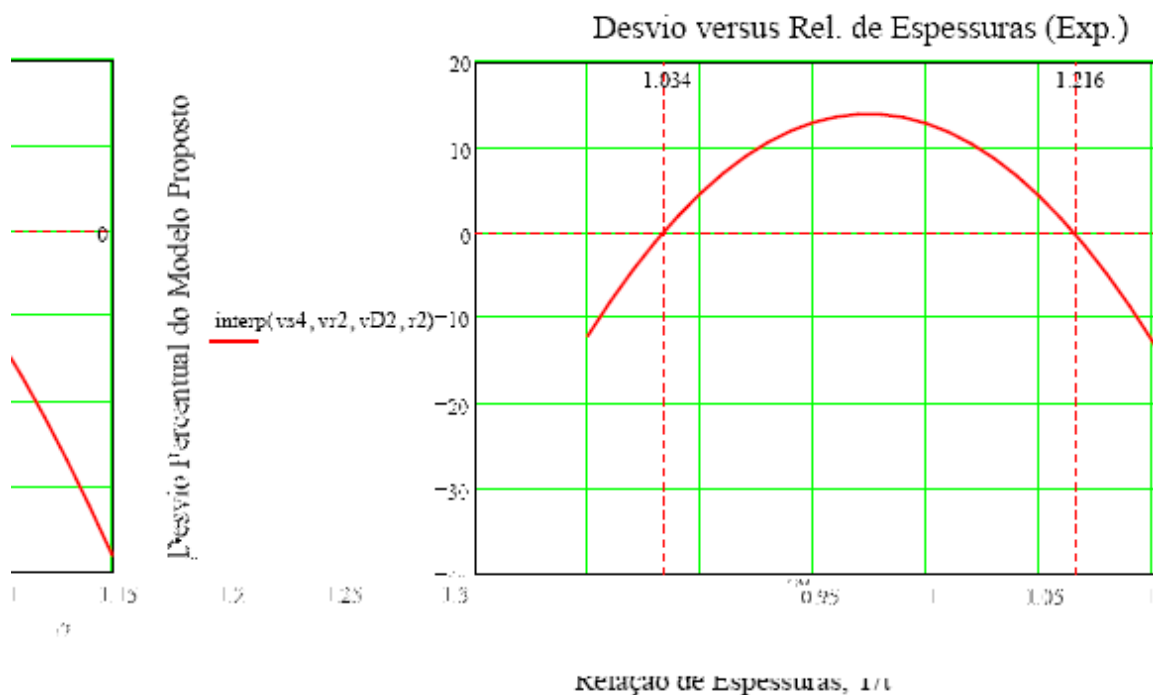


Fig.9.5: influência, no desvio relativo, da relação de espessuras ($r_2=T/t$), em relação à experiência.

A figura 9.5 representa uma parábola do segundo grau, cujos três pontos de interpolação foram retirados da Tabela 8.2 (conexões 1, 3 e 4). Ela demonstra a sensibilidade do modelo proposto face à relação de espessuras entre as cascas receptora e acoplada, respectivamente, tomando-se como referência os resultados numéricos anteriores, obtidos através da experiência de laboratório. Tal curva contém o desvio percentual do modelo como variável dependente, em função da relação de espessuras, r_2 . No que concerne ao parâmetro considerado, observa-se que o modelo proposto atinge precisão máxima para dois valores da variável livre: $r_2=1,034$ e $r_2=1,216$, respectivamente. Observa-se, ainda, que o modelo perde precisão, de maneira abrupta, à esquerda de $r_2=1,034$ e à direita de $r_2=1,216$. Resumindo, pode-se afirmar que o modelo proposto gera, sem qualquer fator de correção, resultados muito precisos, quando se trabalha com espessuras (T, t) bem próximas (com ligeira predominância da espessura do costado, T). Por outro lado, sempre que a espessura da casca receptora (T , costado) ultrapassa 1,5 vezes a da casca acoplada (t , bocal), fatores de correção significativos deverão ser aplicados, conforme indicado pela parábola de controle. A região situada à esquerda de $r_2=1$ não tem significado prático algum, pois não se

utilizam, nas aplicações de caldeiraria convencional, espessuras de bocais superiores às de seus respectivos costados.

9.6. DESVIO PERCENTUAL VERSUS RELAÇÃO DE DIÂMETROS, FACE À EXPERIÊNCIA

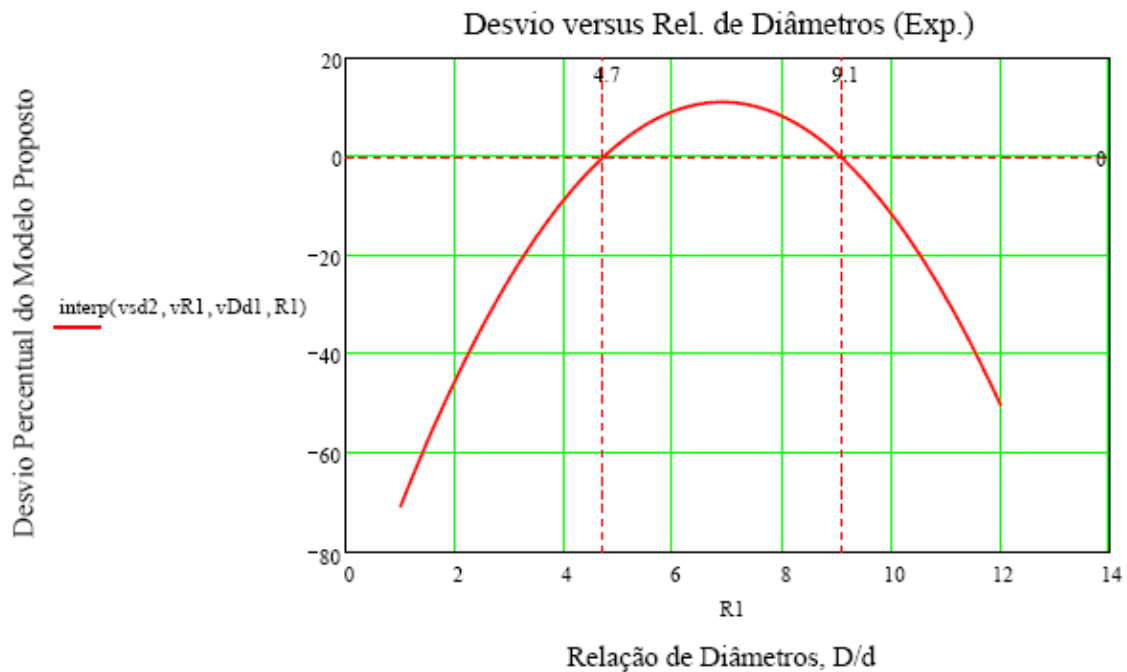


Fig.9.6: influência, no desvio relativo, da relação de diâmetros ($R1=D/d$), em relação à experiência.

A figura 8.6 representa uma parábola do segundo grau, cujos três pontos de interpolação foram retirados da Tabela 8.2 (conexões 1, 3 e 4). Ela demonstra a sensibilidade do modelo proposto face à relação de diâmetros entre as cascas receptora e acoplada, respectivamente, tomando-se como referência os resultados numéricos anteriores, obtidos através da experiência de laboratório. Tal curva contém o desvio percentual do modelo como variável dependente, em função da relação de diâmetros, $R1$. No que concerne ao parâmetro considerado, observa-se que o modelo proposto atinge precisão máxima para dois valores da variável livre: $R1=4,70$ e $R1=9,10$, respectivamente. Observa-se, ainda, que o modelo perde precisão, de maneira abrupta, à esquerda de $R1=4,70$ e à direita de $R1=9,10$. Resumindo, pode-se afirmar que o modelo proposto gera, sem qualquer fator de correção, resultados muito precisos, quando a

relação de diâmetros encontra-se dentro do intervalo acima referido, [4,70; 9,10]. Fora deste intervalo – principalmente à esquerda do limite inferior - fatores de correção significativos deverão ser aplicados, conforme indicado pela parábola de controle. A região situada à esquerda de $R1=4,70$ tem pouco significado prático, no domínio dos vasos de pressão, pois raramente se utilizam, nas aplicações de caldeiraria convencional, relações de diâmetros menores que 4.

9.7. FATOR DE CORREÇÃO DO CAMPO DOS DESLOCAMENTOS

Toda conexão ortogonal submetida ao modelo proposto deverá utilizar o conceito de “fator de correção do campo dos deslocamentos”, a fim de refinar os resultados da análise estrutural pretendida. Nesse contexto, três fatores de correção deverão ser determinados, todos baseados nas curvas de parametrização de origem experimental, a fim de ajustar o modelo analítico proposto à geometria da conexão em foco, a saber:

- fator de correção devido à esbeltez da casca receptora (f);
- fator de correção devido à relação entre as espessuras das duas cascas (r);
- fator de correção devido à relação entre os dois diâmetros internos (R).

Introduzindo-se, no eixo das abscissas das curvas correspondentes, o fator de esbeltez da casca receptora (f), a relação de espessuras entre a receptora e a acoplada (r) e a relação entre os diâmetros da conexão ortogonal (R), respectivamente, obter-se-ão, a partir dos desvios encontrados, os três fatores de correção acima referidos. Finalmente, o fator de maior valor absoluto assim determinado será definido, então, como fator de correção do campo dos deslocamentos (F_c).

10. CONSIDERAÇÕES FINAIS

10.1. CONCLUSÕES

O modelo analítico proposto, conforme demonstrado pelas análises numéricas e experimentais ora apresentadas, atende com eficiência aos seus propósitos originais; é capaz de oferecer, portanto, ao engenheiro responsável pelo projeto, rapidez e confiabilidade nas respostas estruturais desejadas. Não se pretende – nem se recomenda, a rigor – abandonar o tradicional Método da Reposição de Área, mas apenas e tão-somente enriquecê-lo, aliando à sua reconhecida simplicidade o potencial analítico da Mecânica do Contínuo.

A característica mais atraente do modelo aqui apresentado reside na sua estrutura de cálculo, a qual pode ser levada ao computador sem qualquer dificuldade - seja através de um modelador matemático, seja mediante uma simples planilha. Em conseqüência, a utilização de tal modelo elimina a obrigação (bastante onerosa, aliás), de contratar mão-de-obra especializada, fato que aumenta o poder de competição do usuário, devido à redução de seus custos trabalhistas.

Por outro lado, manipulando-se convenientemente as espessuras da conexão costado-bocal é até possível, em certos casos, determinar um colarinho de reforço inferior àquele exigido pelo Método da Reposição de Área, sem comprometer a segurança estrutural da conexão analisada. Esta característica torna-se particularmente importante em vasos providos de um grande número de bocais, de tal forma que a proximidade obrigatória entre algumas dessas conexões (exigida pela engenharia de processo), venha a provocar interferência entre colarinhos de reforço adjacentes, a priori calculados pelo método tradicional. Nestas circunstâncias, aliás, o modelo proposto oferece ainda uma vantagem adicional, de ordem metalográfica: diminuir a energia térmica introduzida pelo procedimento de soldagem na chapa do costado, através de uma redução pura e simples do comprimento da solda do reforço. Em conseqüência, ajuda-se a preservar a qualidade metalúrgica original da referida chapa.

Repete-se, agora, finalmente e por oportuno, aquilo que tem sido exhaustivamente enfatizado ao longo do presente trabalho: o modelo proposto não foi concebido como alternativa ao Método dos Elementos Finitos, cujo extraordinário potencial se tornou, de há muito, sobejamente conhecido; tal modelo analítico pretende, apenas, oferecer uma nova opção de cálculo estrutural, dedicada, exclusivamente, ao

problema dos colarinhos de reforço convencionais e das chapas de inserção correspondentes; opção esta que, além de custar muito pouco, tem demonstrado possuir simplicidade e confiabilidade inequívocas.

10.2. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Acredita-se que a concepção do modelo analítico proposto - baseada na pesquisa de um campo de deslocamentos compatível, associado aos quatro pontos estruturalmente singulares da conexão costado-bocal – venha a proporcionar a abertura, nesta área específica, de uma nova frente de trabalho. O modelo apresentado abordou o carregamento mais importante, no que tange ao procedimento de cálculo de um vaso de pressão: sua pressão interna. Assim sendo, os efeitos mecânicos da pressão de projeto sobre várias conexões ortogonais foram analisados e avaliados. Mas além da pressão interna, um bocal de processo (através do qual circula o fluido armazenado), pode sofrer a ação simultânea de vários outros esforços mecânicos externos, induzidos por movimentos livres da linha que o alimenta: tração e compressão axiais, força cortante transversal, força cortante longitudinal, momento fletor circunferencial, momento fletor longitudinal e momento de torção. Na prática, o responsável pelo projeto do vaso deve informar à engenharia de tubulação, para todos os bocais de processo, os respectivos esforços máximos admissíveis. Isto visa permitir que o projeto de flexibilidade das linhas de processo evite sobrecargas nas conexões correspondentes, assegurando que os esforços máximos admissíveis sejam preservados. Atualmente, no âmbito das conexões ortogonais costado-bocal, o procedimento de cálculo dos esforços máximos admissíveis que mais se emprega na indústria foi apresentado pela primeira vez em [41]. Trata-se de um critério de análise estrutural aprovado pela prática e supostamente conservador, porém muito antigo, pois sua primeira edição remonta aos idos de 1968. Baseia-se na imposição de hipóteses simplificadoras às equações de equilíbrio do elemento de casca, internamente pressurizado, de modo que tais equações diferenciais tornem-se integráveis. Esta integração, por sua vez, fornece os dados necessários ao traçado de todas as curvas de controle paramétrico do comportamento da conexão, face aos esforços mecânicos solicitantes acima considerados. Assim sendo, uma vez determinados os respectivos coeficientes de controle e definidas as tensões admissíveis (normal e tangencial), o engenheiro responsável pode estimar , através das equações

aplicáveis, os esforços máximos admissíveis em cada caso: flexão, torção, cisalhamento, tração e compressão.

Um dos esforços externos mais preocupantes, sobre a linha de acoplamento costado-bocal, é o momento fletor circunferencial, às vezes provocado pela tubulação que alimenta um bocal de processo. A flexão de borda, gerada por esse momento ao longo da solda de acoplamento, pode sobrecarregá-la, eventualmente. Convém recordar que nem sempre é possível usar junta de expansão na tubulação de alimentação do bocal, capaz de absorver os movimentos que despertam flexão. Esta importante combinação de carregamento

BIBLIOGRAFIA

[1] HARVEY, John F., Theory and Design of Modern Pressure Vessels- Van Nostrand Reinhold Company, 1974.

[2] ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section VIII- Divisions 1 and 2- The American Society of Mechanical Engineers, 2001.

[3] PAN, K., C., Stress and Displacement Analysis of a Shell Intersection, Ph.D. Thesis at the University of Iowa, Feb. 1969.

[4] KRAUS, H., Thin Elastic Shells, John Wiley and Sons, Inc., 1967.

[5] REIDELBACH, W., The Stage of Stress at the Perpendicular Intersection of Two Right Circular Tubes, Ingenieur Archives, Vol. 30, No. 5, 1961.

[6] GREEN, A., E., and ZERNA, W., Theoretical Elasticity, Oxford University Press, 1954.

[7] ERINGEN, A., C., NAGHDI, A., K., MAHMOOD, S., S., and THIEL, C., C., State of Stress in a Circular Cylindrical Shell with a Circular Hole, Welding Research Council Bulletin No. 102, Jan. 1965.

[8] LECKIE, F., A., and PENNY, R., K., Stress Concentration Factors for the Stresses at Nozzle Intersections in Pressure Vessels, WRC Bulletin No. 90, September, 1963.

[9] GUEDES, Édison e NORONHA, Roberto F. de, Circular Opening Reinforcement to ASME Code, Section VIII- Analytical Procedure versus Finite Element Analysis. In: ASME Pressure Vessel and Piping Division Conference, 1997, Orlando, Florida, EUA.

[10] NORONHA, Roberto F. de e GUEDES, Édison, Análise de Tensões numa Boca-de-Visita - Modelo Analítico versus Modelo Numérico. In: COTEQ 96-Conferência sobre Tecnologia de Equipamentos, Rio de Janeiro, 1996, pgs. 293-296.

[11] GUEDES, Édison, Análise de Tensões e Dimensionamento de Tampos Toro-Esféricos- Tese de Mestrado, PGMEC, Universidade Federal Fluminense, jan. 1999.

[12] GALLETLY, G., Influence Coefficients and Pressure Vessel Analysis, Trans. ASME No. 82, ser. B, Journal of Engineering for Industry, pgs. 259-269, 1969.

[13] KRAUS, H., A Comparison of Measured and Calculated Stresses in Pressure Vessels- Trans. ASME. No. 89A, pgs. 341-344, 1967.

[14] BIJLAARD, P., P., DOHRMANN, R., J., WANG, I., C., Stresses in Junction of Nozzle to Cylinder Pressure Vessel for Equal Diameter of Vessel and Nozzle, Nuclear Engineering and Design, Vol. 5, 1967.

[15] DONNEL, L., H., Stability of Thin-Walled Tubes Under Torsion, NACA Report 479, 1933.

[16] ERINGEN, A., C., NAGHDI, A., K., MAHMOOD, S., S., and THIEL, C., C., State of Stress in a Circular Cylindrical Shell with a Circular Hole, Welding Research Council Bulletin No. 102, Jan. 1965.

[17] ERINGEN, A., C., and SUHUBI, A., S., Stress Distribution at Two Normally Intersecting Shells, Nuclear Structures Engineering, Vol. 2, No. 3, 1965.

[18] ERINGEN, A., C., NAGHDI, A., K., MAHMOOD, S., S., THIEL, C., and ARIMAN, T., Stress Concentrations in Two Normally Intersecting Cylindrical Shells Subject to Internal Pressure, Welding Research Council Bulletin No. 139, April, 1969.

[19] FLÜGGE, W., Stresses in Shells, Springer-Verlag, Berlin, 1962.

[20] GREEN, A., E., and ZERNA, W., Theoretical Elasticity, Oxford University Press, 1954.

[21] HANSBERRY, J., W., and JONES, N., A Theoretical Study of the Elastic Behavior of Two Normally Intersecting Cylindrical Shells, Trans. ASME, Journal of Engineering for Industry, Vol.91, Series B, No. 3, August 1969, pp. 563-572

[22] HARDENBERGH, D., E., ZAMRIK, S., Y., and EDMONDSON, A., J., Experimental Investigation of Stresses in Nozzles in Cylindrical Pressure Vessels, Welding Research Council Bulletin No. 89, 1963.

[23] HERMANN, L, R., and CAMPBELL, D., M., A Finite-Element Analysis for Thin Shells, AIAA Vol. 6, No. 10, 1968.

[24] NAGHDI, A., K., and ERINGEN, A., C., Stress Distribution in a Circular Cylindrical Shell With a Circular Cut-Out, Ingenieur Archives, Vol. 34, No. 3, 1965.

[25] BIJLAARD, P., P., Stresses from Radial Loads and External Moments in Cylindrical Pressure Vessels, Welding Journal Research Supplement, December 1955.

[26] REIDELBACH, W., The Stage of Stress at the Perpendicular Intersection of Two Right Circular Tubes, Ingenieur Archives, Vol. 30, No. 5, 1961.

[27] LAI, RUBIN and KREMPL, Introduction to Continuum Mechanics, Pergamon Press Engineering Series, 1975.

[28] LES, M. BILDY, A Proposed Method for Finding Stress and Allowable Pressure in Cylinders with Radial Nozzles, <http://forengineers.org>, 2002.

[29] MERSHON, J., L., MOKHTARIAN, K., RANJAN, G., V. and RODABAUGH, E., C., Local Stresses in Cylindrical Shells Due To External Loads On Nozzles, WRC Bulletin 297, Feb. 17, 2005.

[30] MOKHTARIAN and ENDICOT, J., S., Stresses in Intersecting Cylinders Subjected to Pressure, WRC Bulletin 368, Feb. 19, 2005

[31] KOVES, W., J., MOKHTARIAN, K., WIDERA, G., E., O. and RODABAUGH, E., C., Large Diameter Ratio Shell Intersections, WRC Bulletin 497, Aug. 25, 2005.

[32] WIDERA, G., E., O. and WEI, Z., Parametric Finite Element Analysis of Large Diameter Shell Intersections, Pressure Vessel Research Council, Design Division, April, 1997 and February, 1998.

[33] WIDERA, G., E., O, HSU, S., Y., Stress Distribution in Vicinity of Oblique and Normal Shell-Shell Intersections, PVRC GRANT # 91-26, October, 1994.

[34] NATARAJAN, R., WIDERA, G., E., O., AFSHARI, P., A Finite Element Model to Analyze Cylinder-Cylinder Intersections, Journal of Pressure Vessel Technology, Vol. 109, pp 411-420, November, 1987.

[35] XUE, M., D., HWANG, K., C., LU, W. And CHEN, W., A Reinforcement Design Method Based on Analysis of Large Openings in Cylindrical Pressure Vessels, International Conference on Pressure Vessel Technology, Volume 2, ASME 1996, pp 197-205.

[36] HARSOKOESOEMO, D., SANTOSO, G., Numerically Calculated Stress Concentration Factors for Two Normally Intersecting Cylinders Due to Internal Pressure, International Conference on Pressure Vessel Technology, Volume 2, ASME 1996, pp 61-68.

[37] DECOCK, J., Reinforcement Method of Openings in Cylindrical Pressure Vessels Subjected to Internal Pressure, Report MT-104, Centre de Recherches

Scientifiques et Techniques de L'Industrie des Fabrications Metalliques, February, 1975.

[38] SKOPINSKY, V., N., Numerical Stress Analysis of Intersecting Cylindrical Shells, Journal of Pressure Vessel Technology, August, 1993, Vol. 115, pp 275-282.

[39] MOFFAT, D., G., MWUENIFUMBO, J., A., M., XU, S., H., , MISTRY, J., Effective Stress Factors for Piping Branch Junctions Due to Internal Pressure and External Moment Loads, Journal of Strain Analysis, Volume 26/2, 1991, pp 85-101.

[40] RILEY, W., F., Experimental Determination of Stresses Distributions in Thin Walled Cylindrical and Spherical Pressure Vessels with Circular Nozzles, IIT Institute Research Report, No. 6053, 1965.

[41] WHICHMAN, ., K., HOPPER, A., G., MARSHEN, J., L., Local Stresses in Spherical and Cylindrical Shells due to External Loadings, WRC Bulletin N° 107, December, 1968.

[42] BAKER, E., H., KOVALEVSKY, L., RISH, F., L., Structural Analysis of Shells- McGraw-Hill Book Company, 1972.

[43] GILL, S., S., The Stress Analysis of Pressure Vessels and Pressure Vessel Components, Pergamon Press, 1970.

[44] BROWNELL, YOUNG, Process Equipment Design- Vessel Design, MacMillan, 1959.

[45] MAHAJAN, Kanti, Design of Process Equipment- Selected Topics- Pressure Vessel Handbook Publishing Inc, 1982.

[46] BEDNAR, Henry, Pressure Vessel Design Handbook- Van Nostrand Reinhold Company, 1979.

[47] CORUM, G., M. et al., Theoretical and Experimental Stress Analysis of ORNL Thin-Shell Cylinder-to-Cylinder, Model No. 1, Report No. ORNL-4553, Oct.,1972.

[48] COOK., D., R., Finite Element Modeling for Stress Analysis, John Wiley and Sons Inc., July, 1994.

[49] De BOER, H., Steel for Offshore Requirements, Thyssen AG, Oct.,1976.

APÊNDICES

APÊNDICE 1

ALONGAMENTO RADIAL DAS CASCAS CILÍNDRICAS SOB PRESSÃO INTERNA

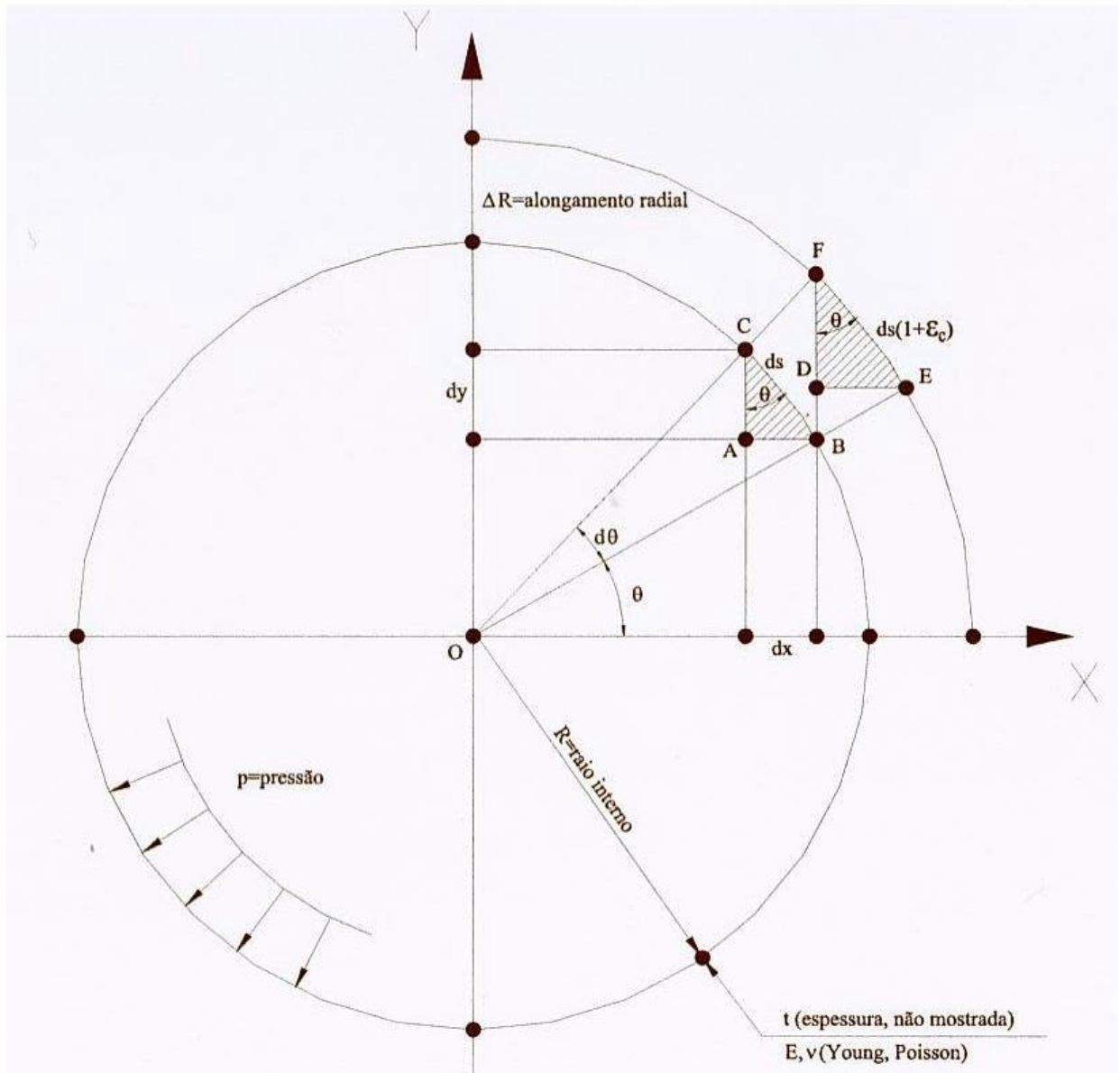


Fig. A.1.1: deformação radial sob pressão interna (casca cilíndrica longa).

Da Fig. A.1.1, obtém-se: $BC = ds$, sendo $ds = R d\theta$.

Logo, $BC = R d\theta$.

Porém: $AC = dy = ds \cos \theta = R d\theta \cos \theta$, sendo ϵ_c a deformação específica circunferencial.

Por outro lado: $EF = ds + \varepsilon_c ds = R d\theta + \varepsilon_c R d\theta$.

No triângulo DEF: $DF = EF \cos \theta = R d\theta \cos \theta + \varepsilon_c R d\theta \cos \theta$.

Sendo $dR = DF - AC$, pode-se escrever:

$dR = R d\theta \cos \theta + \varepsilon_c R d\theta \cos \theta - R d\theta \cos \theta$, donde virá:

$$dR = \varepsilon_c R \cos \theta d\theta.$$

Integrando-se esta equação, resulta o seguinte:

$$\Delta R = \int_0^R dR = \int_0^{\pi/2} \varepsilon_c R \cos \theta d\theta = \varepsilon_c R \int_0^{\pi/2} \cos \theta d\theta = \varepsilon_c R \left[\text{sen}\left(\frac{\pi}{2}\right) - \text{sen}(0) \right] = \varepsilon_c R.$$

Considerando-se a casca cilíndrica em estado de membrana, pode-se escrever:

$$\varepsilon_c = \frac{Scir}{E} - \nu \frac{Slon}{E} = \frac{1}{E} (Scir - \nu Slon), \text{ onde}$$

$Scir = \frac{pR}{t}$ é a tensão de membrana circunferencial;

$Slon = \frac{pR}{2t}$ é a tensão de membrana longitudinal.

Levando-se as expressões das tensões à expressão da deformação, obtém-se:

$$\varepsilon_c = \frac{1}{E} \left(\frac{pR}{t} - \nu \frac{pR}{2t} \right) = \frac{pR}{Et} \left(1 - \frac{\nu}{2} \right) = \frac{pR}{2Et} (2 - \nu).$$

Levando-se, finalmente, este resultado à expressão do alongamento radial, virá:

$\Delta R = \frac{pR^2}{2Et} (2 - \nu)$; esta equação representa, numa casca cilíndrica longa ($H \geq 2R$), de geometria definida e material conhecido, a deformação radial induzida pela pressão interna.

This document was created with Win2PDF available at <http://www.daneprairie.com>.
The unregistered version of Win2PDF is for evaluation or non-commercial use only.

Livros Grátis

(<http://www.livrosgratis.com.br>)

Milhares de Livros para Download:

[Baixar livros de Administração](#)

[Baixar livros de Agronomia](#)

[Baixar livros de Arquitetura](#)

[Baixar livros de Artes](#)

[Baixar livros de Astronomia](#)

[Baixar livros de Biologia Geral](#)

[Baixar livros de Ciência da Computação](#)

[Baixar livros de Ciência da Informação](#)

[Baixar livros de Ciência Política](#)

[Baixar livros de Ciências da Saúde](#)

[Baixar livros de Comunicação](#)

[Baixar livros do Conselho Nacional de Educação - CNE](#)

[Baixar livros de Defesa civil](#)

[Baixar livros de Direito](#)

[Baixar livros de Direitos humanos](#)

[Baixar livros de Economia](#)

[Baixar livros de Economia Doméstica](#)

[Baixar livros de Educação](#)

[Baixar livros de Educação - Trânsito](#)

[Baixar livros de Educação Física](#)

[Baixar livros de Engenharia Aeroespacial](#)

[Baixar livros de Farmácia](#)

[Baixar livros de Filosofia](#)

[Baixar livros de Física](#)

[Baixar livros de Geociências](#)

[Baixar livros de Geografia](#)

[Baixar livros de História](#)

[Baixar livros de Línguas](#)

[Baixar livros de Literatura](#)
[Baixar livros de Literatura de Cordel](#)
[Baixar livros de Literatura Infantil](#)
[Baixar livros de Matemática](#)
[Baixar livros de Medicina](#)
[Baixar livros de Medicina Veterinária](#)
[Baixar livros de Meio Ambiente](#)
[Baixar livros de Meteorologia](#)
[Baixar Monografias e TCC](#)
[Baixar livros Multidisciplinar](#)
[Baixar livros de Música](#)
[Baixar livros de Psicologia](#)
[Baixar livros de Química](#)
[Baixar livros de Saúde Coletiva](#)
[Baixar livros de Serviço Social](#)
[Baixar livros de Sociologia](#)
[Baixar livros de Teologia](#)
[Baixar livros de Trabalho](#)
[Baixar livros de Turismo](#)