CEFET/RJ
DIRETORIA DE PESQUISA E PÓS-GRADUAÇÃO

ESTUDO DA INFLUÊNCIA DA RELAÇÃO DIÂMETRO/ESPESSURA E DO RAIO DE CURVATURA NO COMPORTAMENTO DE CURVAS DE TUBULAÇÃO SUBMETIDAS A CARGAS DE MOMENTO FLETOR

Sandro Luciano da Silva

Dissertação de Mestrado apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica e Tecnologia dos Materiais, Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca, CEFET/RJ, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica e Tecnologia dos Materiais

Orientador:

Pedro Manuel Calas Lopes Pacheco

Rio de Janeiro

Maio/2014

ESTUDO DA INFLUÊNCIA DA RELAÇÃO DIÂMETRO/ESPESSURA E DO RAIO DE CURVATURA NO COMPORTAMENTO DE CURVAS DE TUBULAÇÃO SUBMETIDAS A CARGAS DE MOMENTO FLETOR

Dissertação de Mestrado apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica e Tecnologia dos Materiais, Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca, CEFET/RJ, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica e Tecnologia dos Materiais

Sandro Luciano da Silva

Aprovada por:

_____

Presidente, Prof. Pedro Manuel Calas Lopes Pacheco, D.Sc. (Orientador)

_____

Prof. Ricardo Alexandre Amar de Aguiar, D.Sc.

_____

Prof. Heraldo Silva da Costa Mattos, D.Sc. (UFF)

Rio de Janeiro

Maio/2014

Ficha catalográfica elaborada pela Biblioteca Central do CEFET/RJ

S586 Silva, Sandro Luciano da
Estudo da influência da relação diâmetro/espessura e do raio de curvatura no comportamento de curvas de tubulação submetidas a cargas de momento fletor / Sandro Luciano da Silva.—2014.
xvi, 114f. + anexos : il.color. , grafs. , tabs. ; enc.

Dissertação (Mestrado) Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca, 2014.
Bibliografia : f. 109-114
Orientador : Pedro Manuel Calas Lopes Pacheco

1. Engenharia mecânica. 2. Canos e canalização. 3. Método dos elementos finitos. 4. Modelagem. 5. Curvatura. I. Pacheco, Pedro Manuel Calas Lopes (Orient.). II. Título.

CDD 621

DEDICATÓRIA

Aos meus pais Antônio Silva e Ivonete Silva por terem sido tão afetivos e dedicados na minha criação. Por terem me educado e me dado tão bons exemplos de honestidade e perseverança.

A minha querida esposa Maria Danielly por seu companheirismo, compreensão e amor. Por ter sonhado tantos sonhos comigo e nunca desistir da luta de torná-los realidade.

A meu filho João Francisco que ainda no ventre da minha esposa já representa tanto para mim e me motiva a superar as dificuldades.

A todos os meus familiares, avó, irmãos, tios, primos, sogros e cunhados que estão longe geograficamente mas sempre perto no coração.

Ao meu mascote, que ficou do lado durante muitas das longas horas dedicadas ao mestrado, me arrancando, com seu comportamento, algumas boas risadas no meio de tanto trabalho.

A todos os meus amigos por estarem sempre dispostos a ajudar no que for preciso.

AGRADECIMENTOS

A Deus pela minha vida.

Ao professor Pedro Manuel Calas Lopes Pacheco que me aceitou como orientando sem me conhecer e que com profundo profissionalismo colocou sua experiência e conhecimento a disposição para me ajudar no desenvolvimento do meu trabalho.

Ao professor Jorge Recarte Henriquez Guerrero que como se não bastasse ter me ensinado tanta coisa quando fui seu orientando e ter aberto tantas portas para mim na minha vida acadêmica e profissional, me disponibilizou carta de recomendação que seria necessária para entrar no programa de pós graduação do CEFET-RJ.

Ao professor Jose Carlos Charamba Dutra pela segunda carta de recomendação igualmente necessária e pelos ensinamentos dos tempos da graduação.

Ao amigo Wendson Souza pela grande ajuda na reunião da documentação necessária para entrada no programa.

Aos amigos da Vortice Engenharia de Projetos onde comecei minha vida profissional e de onde trouxe tantos ensinamentos que hoje aplico neste trabalho.

A PETROBRAS por investir continuamente na minha capacitação e ter me dado a oportunidade de realizar esta pós-graduação com liberação de parte das horas de trabalho para dedicação ao curso.

Ao engenheiro Henrique Mauro pelo apoio necessário para viabilizar minha entrada no programa de desenvolvimento de recursos humanos da empresa e para desenvolvimento das atividades pertinente ao curso. Ao engenheiro Ary Rubstein por ter dado continuidade a este apoio ao assumir a gerência do setor.

Aos colegas de trabalho da PETROBRAS/ENG-AB/PROJEN/EEQT pelas conversas produtivas que geraram ideias concretizadas neste trabalho. Em especial aos amigos Eduardo Saad, Carlos Pinheiro, George Cavalcanti e Nelson Paes pela colaboração direta com fornecimento de materiais de estudo.

A Adelaide Rufino pelas consultorias na difícil arte de editar um trabalho acadêmico.

A minha querida esposa Maria Danielly pela valiosa contribuição na edição do presente trabalho.

Ao meu grande amigo José Marques Brandão Neto pelas discussões técnicas que temos desde os tempos da universidade que tanto contribuíram para consolidação de conhecimentos aqui usados.

Ao amigo Sergio Rafael Veloso pelo apoio com o software usado nas simulações deste trabalho.

"A mente que se abre a uma nova ideia jamais voltará ao seu tamanho original."

Albert Einstein

RESUMO

ESTUDO DA INFLUÊNCIA DA RELAÇÃO DIÂMETRO/ESPESSURA E DO RAIO DE CURVATURA NO COMPORTAMENTO DE CURVAS DE TUBULAÇÃO SUBMETIDAS A CARGAS DE MOMENTO FLETOR

Sandro Luciano da Silva

Orientador:

Pedro Manuel Calas Lopes Pacheco

Resumo da Dissertação de Mestrado submetida ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica e Tecnologia dos Materiais do Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca, CEFET/RJ, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica e Tecnologia dos Materiais

O número de sistemas de tubulação que compõem uma planta industrial é, em geral, elevado. Cada sistema é formado por uma quantidade considerável de componentes e é comumente submetido a diversos tipos de carregamento. Desta maneira, a tarefa de se determinar as reações e a distribuição de tensão nos sistemas, importante para garantia de integridade da planta, normalmente é desenvolvida utilizando-se modelos simplificados. O modelo mais comumente usado considera os componentes de tubulação como vigas e utiliza fatores de correção de rigidez e tensão para levar em conta efeitos cuja teoria clássica de viga não é capaz de descrever como, por exemplo, a ovalização da secção transversal. As normas de projeto de tubulação fornecem equações para o cálculo desses fatores mas não garantem boa precisão quando aplicadas em componentes com elevada razão diâmetro/espessura. Modelos numéricos parametrizados baseados no método dos elementos finitos são utilizados neste trabalho para investigar o comportamento de curvas sujeitas a cargas de momento flexor, incluindo aquelas com elevada razão diâmetro/espessura e, adicionalmente, analisa-se o efeito de não linearidades geométricas neste comportamento. Fatores de correção de rigidez e de tensões são calculados a partir das simulações realizadas com os modelos numéricos e comparações com os correspondentes fatores fornecidos pela norma ASME III classe 1 são realizadas. O impacto das diferenças obtidas nestas comparações é analisado num estudo de caso considerando um *loop* de tubulação onde fica evidente a imprecisão dos fatores da norma para altos valores de razão diâmetro/espessura. É realizada ainda uma investigação da influência do raio de curvatura no comportamento das curvas onde se identifica uma relevante inconsistência no método de análise adotado pelas normas de tubulação.

Palavras chave:

Curvas de Tubulação, Elementos Finitos, Modelagem.

Rio de Janeiro

Maio/2014

ABSTRACT

INFLUENCE OF THE DIAMETER TO THICKNESS RATIO AND CURVATURE RADIUS IN THE BEHAVIOR OF PIPING ELBOWS UNDER BENDING LOADINGS

Sandro Luciano da Silva

Advisor:

Pedro Manuel Calas Lopes Pacheco

Abstract of dissertation submitted to Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica e Tecnologia dos Materiais - Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca CEFET/RJ as partial fulfillment of the requirements for the degree of Master in Mechanical Engineering and Materials Technology.

The number of piping systems constituting an industrial plant is generally elevated. Each system consists of a considerable number of components and it is commonly subjected to several types of loading. Thus, the task of determining the reactions and stress distribution in the systems, important to ensure the integrity of the plant, is usually implemented using simplified models. The analytical model most commonly used considers the piping components as beams and uses correction factors of stiffness and stress to consider effects that the classical beam theory is not able to describe such as the cross section ovality for example. The piping design codes provide equations for calculating these factors but do not guarantee good accuracy when applied to components with high of diameter to thickness ratio. Parameterized numerical models based on finite element method are used in this work to investigate of the behavior of elbows subject to bending moment including those with a high ratio of diameter / thickness, and additionally it is analyzed the geometric nonlinearities effects in this behavior. Correction factors of stiffness and stress are calculated from simulations with numerical models and comparisons with the corresponding factors provided in ASME III Class 1 are carried out. The impact of the differences obtained in these comparisons are analyzed on a case study considering a piping loop where it is evidenced the imprecision of code factors for high values of diameter to thickness ratio. It is realized still an investigation of the influence of the curvature radius on the behavior of the elbows subject to moment load where it is identified a significant inconsistency in the method of analysis adopted by piping codes.

Key words:

Piping Elbows, Finite Element, Modeling.

Rio de Janeiro

Maio/2014

SUMÁRIO

Introdução 1

Capítulo I - Análise de Tensões em Sistemas de Tubulação 6

I.1. O Método Analítico Geral 7
I.2. Os Fatores de Correção das Normas 11
I.3. Limites Admissíveis de Carregamento 18
I.3.1. Limites para tensões primárias 19
I.3.2. Limites para tensões secundárias 21

Capítulo II - Curvas de Tubulação Submetidas a Esforços de Momento Fletor 23

II.1. Estudos Experimentais 28
II.2. Estudos Analíticos 31
II.3. Estudos Numéricos 37

Capítulo III - Modelos e Simulações Numéricas 45

III.1. Modelos Numéricos 45
III.1.1. Características dos Elementos 47
III.2. Casos Considerados 49
III.3. Cálculo dos fatores de correção 55
III.4. Cálculo da ovalização 57

Capítulo IV - Resultados e Discussão 58

IV.1. Desempenho do Modelo de Referência: Comparação com Resultados Experimentais 58
IV.2. Curvas submetidas a momento no plano 60
IV.2.1. Distribuição de tensões e índices de tensões locais 60
IV.2.2. Fator de Flexibilidade 73
IV.2.3. Índices de tensões globais 77
IV.2.4. Ovalização 82
IV.3. Curvas submetidas a momento fora do plano 83
IV.3.1. Distribuição de tensões e índices de tensões locais 83
IV.3.2. Índices de tensões globais 94
IV.3.3. Ovalização 99
IV.4. Influência do raio de curvatura 99
IV.5. Análise de *loop* de tubulação 102

Capítulo V - Conclusões 106

Referências Bibliográficas 109

ANEXO I - Programa parametrizado para simulações com modelos de elemento Shell281 115

ANEXO II - Programa parametrizado para simulações com modelos de elemento Elbow290 120

ANEXO III-Programa para simulações com modelo de *loop* de tubulação 123

ANEXO IV - Programa em Matlab para geração dos gráficos de índices de tensões locais 127

ANEXO V - Programa em Matlab para cálculo de fatores de flexibilidade e índices de tensões globais 132

ANEXO VI - Programa em Matlab para cálculo de índices de tensões locais 134

ANEXO VII - Programa em Matlab para organização dos dados extraídos das simulações com modelo de elemento Shell 281 135

ANEXO VIII - Programa em Matlab para organização dos dados extraídos de simulações com modelo de elemento Elbow 290 137

LISTA DE FIGURAS

Figura I.1 - Nomenclatura para curvas de tubulação.....10
Figura I.2 - Ilustração de carregamentos primário e secundário. 19
Figura I.3 - Fator de redução para serviços cíclicos do ASME B31.3 (ASME, 2013a).....21
Figura II.1 - Ilustração das deformações numa curva de tubulação sujeita a momento. 23
Figura II.2 - Amplificação de tensões circunferenciais. 24
Figura II.3 - Amplificação de tensões longitudinais.....25
Figura II.4 - Efeito da pressão no fator de flexibilidade de uma curva. 26
Figura II.5 - Fatores de flexibilidade e de intensificação de tensões para curvas sem flanges e com flanges nas extremidades conforme equações do ASME B31.3 (ASME, 2013a) 27
Figura II.6 - Influência no índice B_2 da distância de elementos rígidos em relação a curva de tubulação quando sujeita a momento fora do plano. 28
Figura II.7 - Ilustração esquemática de um dispositivo de testes de curvas com momento fletor fora do plano.....29
Figura II.8 - Ilustração esquemática de um dispositivo de testes de curvas com momento fletor no plano. 29
Figura II.9 - Ovalização da secção transversal-nomenclatura. 31
Figura II.10 - Definição de amplitude de ovalização. 33
Figura II.11 - Parâmetros utilizados nas equações assintóticas de Klark e Reissner. 36
Figura II.12 - Visão geral do método dos elementos finitos para problemas estruturais.....38
Figura III.1 - Principal geometria adotada nas simulações 45
Figura III.2 - Ilustração das restrições e momento fletor aplicado fora do plano *(a)* ou no plano *(b)* do modelo 46
Figura III.3 - *Loop* de tubulação: modelo adotado *(a)* e condições de contorno *(b)* 46
Figura III.4 - Pontos nodais necessários para definição do elemento (ANSYS INC., 2011).....47
Figura III.5 - Tipos de distorções consideradas no elemento Elbow 290 (ANSYS INC., 2011)...47
Figura III.6 - Pontos nodais do Elemento Shell281 (ANSYS INC., 2011).....48
Figura III.7 - Diferentes malhas testadas na análise de convergência: 49
Figura IV.1 - Intensificação de tensão circunferencial - Resultado experimental x modelo com elemento de casca: *(a)* superfície externa *(b)* superfície interna. (D/t = 33,8) 59
Figura IV.2 - Intensificação de tensão longitudinal - Resultado experimental x modelo com elemento de casca: *(a)* superfície externa *(b)* superfície interna. (D/t = 33,8) 59
Figura IV.3 - Resultado de simulação com curva com razão D/t = 15 sob momento no plano.Tensões circunferenciais (a) e longitudinais (b). 60
Figura IV.4- Resultado de simulação com curva com razão D/t = 101 sob momento no plano.Tensões circunferenciais (a) e longitudinais (b). 61
Figura IV.5- Resultado de simulação com curva com razão D/t = 170 sob momento no plano.Tensões circunferenciais (a) e longitudinais (b). 61
Figura IV.6 - Índice de tensões circunferenciais locais para carga baixa de momento no plano: *(a)* superfície externa *(b)* superfície interna.....62
Figura IV.7- Índice de tensões circunferenciais locais para carga alta de momento no plano: *(a)* superfície externa *(b)* superfície interna. 62
Figura IV.8 - Índice de tensões longitudinais locais para carga baixa de momento no plano: *(a)* superfície externa *(b)* superfície interna. 63

Figura IV.9 - Índice de tensões longitudinais locais para carga alta de momento no plano: *(a)* superfície externa *(b)* superfície interna. 64
Figura IV.10 - Comparação de índices circunferenciais locais para curvas com razão *D/t* = 15 e baixa carga de momento aplicada no plano obtidos com diferentes modelos: *(a)* superfície externa *(b)* superfície interna. 65
Figura IV.11 - Comparação de índices circunferenciais locais para curvas com razão *D/t* = 15 e alta carga de momento aplicada no plano obtidos com diferentes modelos: *(a)* superfície externa *(b)* superfície interna. 66
Figura IV.12 - Comparação de índices longitudinais locais para curvas com razão *D/t*=15 e baixa carga de momento aplicada no plano obtidos com diferentes modelos: *(a)* superfície externa *(b)* superfície interna. 66
Figura IV.13 - Comparação de índices longitudinais locais para curvas com razão *D/t*=15 e alta carga de momento aplicada no plano obtidos com diferentes modelos: *(a)* superfície externa *(b)* superfície interna. 67
Figura IV.14 - Comparação de índices circunferenciais locais para curvas com razão *D/t*=170 e baixa carga de momento aplicada no plano obtidos com diferentes modelos: *(a)* superfície externa *(b)* superfície interna. 68
Figura IV.15 - Comparação de índices circunferenciais locais para curvas com razão *D/t*=170 e alta carga de momento aplicada no plano obtidos com diferentes modelos: *(a)* superfície externa *(b)* superfície interna. 69
Figura IV.16 - Comparação de índices longitudinais locais para curvas com razão *D/t*=170 e baixa carga de momento aplicada no plano obtidos com diferentes modelos: *(a)* superfície externa *(b)* superfície interna. 70
Figura IV.17 - Comparação de índices longitudinais locais para curvas com razão *D/t*=170 e alta carga de momento aplicada no plano obtidos com diferentes modelos: *(a)* superfície externa *(b)* superfície interna. 70
Figura IV.18 - Fator de flexibilidade *versus* carga aplicada para curva com razão *D/t* = 15.....74
Figura IV.19 - Fator de flexibilidade *versus* carga aplicada para curva com razão *D/t* = 101.....74
Figura IV.20 - Fator de flexibilidade *versus* carga aplicada para curva com razão *D/t*= 170.....75
Figura IV.21 - Variação do fator de flexibilidade com a razão *D/t* para diversas cargas aplicadas obtidos com modelo S281-NL e equações do ASME III Classe1 (ASME, 2007) 75
Figura IV.22 - Variação do fator de flexibilidade com a razão *D/t* para diversas cargas aplicadas obtidos com modelo E290-NL e equações do ASME III Classe1 (ASME, 2007). 76
Figura IV.23 - Variação do índice de tensões com a carga aplicada no plano para curva com razão *D/t* = 15.....78
Figura IV.24 - Variação do índice de tensões com a carga aplicada no plano para curva com razão *D/t* = 101.....78
Figura IV.25 - Variação do índice de tensões com a carga aplicada no plano para curva com razão *D/t* = 170.....79
Figura IV.26 - Variação do índice de tensões com a razão *D/t* para diversas cargas aplicadas no plano obtidos com modelo S281-NL e equações do ASME III Classe1 (ASME, 2007).....80
Figura IV.27 - Variação do índice de tensões com a razão *D/t* para diversas cargas aplicadas no plano obtidos com modelo E290-NL e equações do ASME III Classe1 (ASME, 2007).....80
Figura IV.28 - Ovalizações obtidas com modelo Shell281 simulando curvas com diferentes razões *D/t* no limite elástico (carga de momento no plano) 82
Figura IV.29 - Resultado de simulação com curva com razão D/t = 15 sob momento fora do plano. Tensões circunferenciais (a) e longitudinais (b). 83

Figura IV.30 - Resultado de simulação com curva com razão D/t = 101 sob momento fora do plano. Tensões circunferenciais (a) e longitudinais (b). 84
Figura IV.31 - Resultado de simulação com curva com razão D/t = 170 sob momento fora do plano. Tensões circunferenciais (a) e longitudinais (b). 84
Figura IV.32 - Índice de tensões circunferenciais locais para carga baixa de momento fora do plano: *(a)* superfície externa *(b)* superfície interna. 85
Figura IV.33 - Índice de tensões circunferenciais locais para carga alta de momento fora do plano: *(a)* superfície externa *(b)* superfície interna. 85
Figura IV.34 - Índice de tensões longitudinais locais para carga baixa de momento fora do plano: *(a)* superfície externa *(b)* superfície interna. 86
Figura IV.35 - Índice de tensões longitudinais locais para carga alta de momento fora do plano: *(a)* superfície externa *(b)* superfície interna. 87
Figura IV.36 - Comparação de índices circunferenciais locais para curvas com razão *D/t*=15 e baixa carga de momento aplicada fora do plano obtidos com diferentes modelos: *(a)* superfície externa *(b)* superfície interna. 87
Figura IV.37 - Comparação de índices circunferenciais locais para curvas com razão *D/t*=15 e alta carga de momento aplicada fora do plano obtidos com diferentes modelos: *(a)* superfície externa *(b)* superfície interna. 88
Figura IV.38 - Comparação de índices longitudinais locais para curvas com razão *D/t* = 15 e baixa carga de momento aplicada fora do plano obtidos com diferentes modelos: *(a)* superfície externa *(b)* superfície interna. 89
Figura IV.39 - Comparação de índices longitudinais locais para curvas com razão *D/t* = 15 e alta carga de momento aplicada fora do plano obtidos com diferentes modelos: *(a)* superfície externa *(b)* superfície interna. 89
Figura IV.40 - Comparação de índices circunferenciais locais para curvas com razão *D/t* = 170 e baixa carga de momento aplicada fora do plano obtidos com diferentes modelos: *(a)* superfície externa *(b)* superfície interna. 90
Figura IV.41 - Comparação de índices circunferenciais locais para curvas com razão *D/t* = 170 e alta carga de momento aplicada fora do plano obtidos com diferentes modelos: *(a)* superfície externa *(b)* superfície interna. 91
Figura IV.42 - Comparação de índices longitudinais locais para curvas com razão *D/t* = 170 e baixa carga de momento aplicada fora do plano obtidos com diferentes modelos: *(a)* superfície externa *(b)* superfície interna. 91
Figura IV.43 - Comparação de índices longitudinais locais para curvas com razão *D/t* = 170 e alta carga de momento aplicada fora do plano obtidos com diferentes modelos: *(a)* superfície externa *(b)* superfície interna. 92
Figura IV.44 - Variação do índice de tensões com a carga aplicada fora do plano para curva com razão *D/t* = 15....95
Figura IV.45 - Variação do índice de tensões com a carga aplicada fora do plano para curva com razão *D/t* = 101 95
Figura IV.46 - Variação do índice de tensões com a carga aplicada fora do plano para curva com razão *D/t* = 170 96
Figura IV.47 – Variação do índice de tensões com a razão *D/t* para diversas cargas aplicadas fora do plano obtidos com modelo S281-NL e equações do ASME III Classe1 (ASME, 2007) ..97
Figura IV.48 – Variação do índice de tensões com a razão *D/t* para diversas cargas aplicadas fora do plano obtidos com modelo E290-NL e equações do ASME III Classe1 (ASME, 2007) ..97
Figura IV.49 - Ovalizações obtidas com elemento Shell281 simulando curvas com diferentes razões *D/t* no limite elástico (carga de momento fora do plano) 99

Figura IV.50 - Comparação do índice de tensões para diferentes raios de curvatura sem mudança na característica de flexibilidade e no diâmetro externo.....100
Figura IV.51 - Comparação do fator de flexibilidade para diferentes raios de curvatura sem mudança na característica de flexibilidade e no diâmetro externo.....100
Figura IV.52 - Comparação do índice de tensões para diferentes raios de curvatura sem mudança na característica de flexibilidade e variando-se o diâmetro externo de forma proporcional ao raio de curvatura.....101
Figura IV.53 - Comparação do fator de flexibilidade para diferentes raios de curvatura sem mudança na característica de flexibilidade e variando-se o diâmetro externo de forma proporcional ao raio de curvatura.....102
Figura IV.54 - Variação da reação nas restrições *(a)* e da intensidade de tensão *(b)* com o deslocamento para o *loop* estudado com razão *D/t*=15.....104
Figura IV.55- Variação da reação nas restrições *(a)* e da intensidade de tensão *(b)* com o deslocamento para o *loop* estudado com razão *D/t*=170.....105

LISTA DE TABELAS

Tabela I.1 - Exemplos de fatores de flexibilidade e de intensificação de 12
Tabela I.2 - Índices de tensões globais da norma ASME III Classe 1 (ASME, 2007) 16
Tabela I.3 - Índices de tensões locais da norma ASME III Classe I (ASME, 2007)....17
Tabela II.1 - Exemplos de trabalhos experimentais.....30
Tabela II.2 - Algumas teorias de elementos de viga e chapa....40
Tabela II.3 - Exemplos de elementos do software comercial ANSYS (ANSYS INC., 2011) e suas principais características....42
Tabela II.4 - Exemplos de trabalhos numéricos.....44
Tabela III.1 - Simulações realizadas para determinação do comportamento de curvas com diferentes razões *D/t* submetidas a momento fletor. 51
Tabela III.2 - Simulações para avaliação da influência do raio de curvatura 53
Tabela III.3 - Simulações realizadas com modelo de *loop* de tubulação....54
Tabela III.4 - Quadro resumo de simulações 55
Tabela IV.1 -Tabela resumo mostrando o máximo valor do índice de tensões circunferenciais locais (em módulo) obtidos com cada modelo dividido pelo correspondente valor obtido através do ASME III Classe 1 (ASME, 2007) - cargas no plano....71
Tabela IV.2 - Tabela resumo mostrando o máximo valor do índice de tensões longitudinais locais (em módulo) obtidos com cada modelo dividido pelo correspondente valor obtido através do ASME III Classe 1 (ASME, 2007) - cargas no plano....72
Tabela IV.3 - Tabela comparativa entre fatores de flexibilidade de diferentes modelos numéricos em relação aos previstos pela norma ASME III classe 1 (ASME, 2007) 76
Tabela IV.4 - Tabela comparativa entre índices de tensões globais obtidos de diferentes modelos numéricos em relação aos previstos pela norma ASME III classe 1 (ASME, 2007).....81
Tabela IV.5 Tabela resumo mostrando o máximo valor do índice de tensões circunferenciais locais (em módulo) obtidos com cada modelo dividido pelo correspondente valor obtido através do ASME III Classe 1 (ASME, 2007) - carga fora do plano 92
Tabela IV.6 - Tabela resumo mostrando o máximo valor do índice de tensões longitudinais locais (em módulo) obtidos com cada modelo dividido pelo correspondente valor obtido através do ASME III Classe 1 (ASME, 2007) - carga fora do plano 93
Tabela IV.7 – Tabela comparativa entre índice de tensões globais obtidos de diferentes modelos numéricos em relação aos previstos pela norma ASME III classe 1 (ASME, 2007).....98
Tabela IV.8 - Valores médios e desvio padrão para resultados extraídos das simulações da Tabela III.2 bloco 1 101
Tabela IV.9-Valores médios e desvio padrão para resultados extraídos das simulações da Tabela III.2 bloco 2 102

Introdução

Um sistema de tubulação ou simplesmente "tubulação" é definido como conjunto de tubos e acessórios que tem como finalidade o transporte de todos os materiais capazes de escoar (SILVA TELLES, 2001). São sistemas amplamente utilizados pelo homem para transporte dos mais variados fluidos e estão presentes desde em instalações simples como as residenciais até as mais complexas como plantas nucleares e refinarias de petróleo.

Dentre os principais componentes de tubulação pode-se citar os tubos, as curvas ou joelhos, tês e válvulas. Por conveniência de fabricação e fornecimento é comum terem dimensões padronizadas por normas.

Na indústria, onde as tubulações têm importância vital, são responsáveis por transportar fluidos de natureza, pressões e temperaturas diversas e, consequentemente, precisam ser projetadas para suportar sua condição de serviço ao longo de toda a vida prevista para sua utilização.

A depender do fluido que conduz, uma falha numa tubulação pode levar a elevados prejuízos econômicos, ambientais e perda de vidas humanas. Dessa forma, o projeto de uma tubulação deve levar em conta o serviço (fluido, pressão e temperatura) a que estará submetido e uma série de avaliações precisam ser feitas para garantir a integridade do sistema.

Alguns dos importantes passos para garantia dessa integridade podem ser dados numa fase ainda inicial do projeto, mesmo antes de se conhecer a posição dos equipamentos e consequentemente o traçado das tubulações. Apenas com os dados de pressão, temperatura e tipo de fluido a ser conduzido já é possível selecionar os materiais a serem empregados nos componentes e definir a espessura de parede necessária para que os componentes possam resistir a pressão de projeto. Para alguns componentes com geometrias mais simples como tubos, curvas e tês, essa espessura é calculada já levando em consideração a previsão de corrosão e tolerâncias de fabricação e é selecionado dentro das dimensões padronizadas o componente com espessura maior ou igual a calculada. Para outros, com geometria mais complexa, como flanges e válvulas, a seleção é feita a partir de curvas de limite pressão *versus* temperatura fornecidas por normas e fabricantes.

Outro aspecto relevante para garantia da integridade das tubulações é a previsão dos demais carregamentos além da pressão a que serão submetidas. Os códigos de projeto emitidos pelo ASME (American Society of Mechanical Engineers) trazem indicações dos carregamentos que as tubulações dentro de seu escopo estão comumente sujeitas. O código

ASME B31.3 (ASME, 2013a) por exemplo, cujo escopo são tubulações em unidades de processo, recomenda considerar as seguintes possibilidades de cargas além da pressão interna: dinâmicas (impactos, ventos, terremotos e vibrações), pesos, cargas oriundas de contração/expansão térmica (causados por restrições ao livre movimento, gradientes térmicos ou diferenças de características de expansão ao longo do sistema). O efeito desses carregamentos depende do traçado da linha e como os componentes estão interligados. Consequentemente, só pode ser avaliado numa fase mais avançada do projeto.

O trabalho total para essa avaliação pode ser dividido em duas etapas: a primeira associada à obtenção das reações e tensões geradas pelos carregamentos no sistema e a segunda referente à análise e limitação dessas tensões de modo a evitar falhas.

A segunda etapa é comumente realizada com o apoio de códigos de projeto compostos por regras que auxiliam os engenheiros no trabalho de análise das tensões e estabelecem limites que visam evitar falhas por modos conhecidos: fluência, fadiga, ruptura, etc. Esses limites dependem, entre outros fatores, da natureza do carregamento que nos códigos de tubulação em geral são classificados em pelo menos duas categorias principais: primário e secundário. O carregamento primário apresenta como característica o fato de que continua agindo com mesma magnitude após ser atingido o limite de escoamento e uma abrupta deformação pode ocorrer após esse limite. Como exemplo de carregamentos, pode-se citar o peso e a pressão. Já o carregamento secundário leva a tensões ditas auto-limitantes, tendo característica o fato de que se o escoamento do material for atingido ocorre uma relaxação na tensão. Por exemplo, a tensão gerada por condições de restrição mecânica a livre dilatação ou contração térmica tendem a sofrer relaxação quando o limite de escoamento é atingido. Por essa característica, os códigos de projeto consideram tensões admissíveis maiores para as tensões secundárias do que para as primárias.

Já o cálculo das reações e tensões no sistema é de natureza mais complexa. Os sistemas de tubulação são normalmente estruturas hiperestáticas e o número de variáveis pode ser muito grande se o sistema tiver muitos ramais e restrições intermediárias. É normalmente inviável realizar o cálculo manualmente. A maneira mais simples, e que é a normalmente utilizada, consiste em considerar os componentes como vigas de secção circular interligadas entre si formando uma estrutura similar ao sistema analisado. Pacotes computacionais especializados se encarregam de montar uma matriz de rigidez do sistema a ser analisado e as reações e tensões são calculadas em função dos dados que conhecidos: forças (como no cálculo do carregamento peso) ou deslocamentos (como no caso de restrições a livre dilatação/contração).

A aproximação dos componentes de um sistema de tubulação como vigas é em geral um modelo satisfatório para trechos de tubos retos. Outros componentes apresentam distribuição de tensões e deformações diferentes do previsto pela teoria de vigas, o que exige a adoção de coeficientes de correção nos modelos. A determinação desses coeficientes requer que se conheça de uma forma precisa o comportamento do componente quando submetido a um determinado carregamento.

Particularmente para as curvas, o seu comportamento é bastante afetado pelo fenômeno de ovalização. O efeito da ovalização na rigidez estrutural desse tipo de componente foi notado experimentalmente por BANTLIN (1910). VON KARMAN (1911) foi pioneiro na elaboração de um modelo que objetivava descrever esse efeito. O modelo dele era baseado na minimização da energia potencial de deformação e suas conclusões permitiram introduzir os conceitos de fator de flexibilidade e de fator de intensificação de tensões (coeficientes de correção de modelos de viga).

A ovalização e suas consequências nas curvas continuaram sendo objetos de estudo de muitos pesquisadores ao longo dos anos. KAFKA e DUNN (1956) desenvolveram modelos analíticos para carregamentos de momento aplicado no plano, considerando o efeito da pressão interna. RODABAUGH e GEORGE (1957) desenvolveram estudos teóricos para momentos aplicados no plano e fora do plano. MILLARD e ROCHE (1984) estudou a propagação da ovalização ao longo do eixo axial de trechos retos e curvos de tubulação, o que o possibilitou avaliar a influência de componentes rígidos conectados nas extremidades. Todos esses trabalhos, porém, são analíticos e só puderam ser desenvolvidos ao assumir hipóteses simplificadoras que restringem o campo de sua aplicação.

Trabalhos experimentais surgiram trazendo importantes contribuições para o conhecimento desse fenômeno, além de servirem como base de comparação para os trabalhos teóricos. IMAMASA e URAGAMI (1973) levantaram experimentalmente fatores de intensificação de tensões axiais e circunferenciais para curvas com diversos ângulos de curvatura, condições de contorno e carregamento.

MARKL (1947) apresentou resultados para testes de fadiga em curvas de tubulação e posteriormente realizou testes similares em outros componentes (MARKL, 1952). Como era esperado, os componentes falhavam num número de ciclos inferior ao previsto para vigas e o autor levantou coeficientes a serem empregados em análises de fadiga de componentes modelados simplificadamente como vigas. Os coeficientes de flexibilidade (k) e de intensificação de tensões (i) obtidos desses trabalhos são até hoje indicados como referência na maioria das normas de tubulação publicadas pelo ASME para correção dos modelos de viga quanto a rigidez e nível de tensões respectivamente.

Com o desenvolvimento e aperfeiçoamento dos computadores nas últimas décadas, foi possível a realização de estudos mais precisos. Uma quantidade considerável de trabalhos foram elaborados visando a obtenção de modelos de elementos finitos que pudessem ser utilizados para uma análise mais fiel do comportamento de tubos curvados. Os trabalhos de NATARAJAN (1987), MACKENZIE e BOYLE (1992) e FONSECA *et al.* (2006) são alguns exemplos de trabalhos nessa linha.

Pacotes computacionais comerciais baseados no método de elementos finitos têm sido utilizados para avaliar influência de diversos fatores na ovalização em tubos curvados. TAN *et al.* (2002) estudaram curvas submetidas a carregamento de momento fletor fora do plano. AYOB *et al,* (2003) estudaram a interação de pressão, momento fletor no plano e torque em curvas. LUBIS E BOYLE (2004) estudaram o efeito da pressão e propuseram meios de considerar esse efeito na tradicional análise por modelo de viga. LI e AGGARWAL (2010) estudaram a influência da variação não uniforme de espessura ao longo de uma curva de tubulação e também propuseram metodologia para analisar tubo curvado a partir de elementos de viga baseado nas conclusões de seus trabalhos.

As normas de tubulação emitidas pela ASME como a B31.1 (2012a), B31.3 (2013a) e B31.4 (2012b), por exemplo, indicam fatores de flexibilidade (*k*) e fatores de intensificação de tensões (*i*). Conforme citado anteriormente, esses fatores são baseados em estudos de fadiga e visam corrigir a rigidez dos componentes, procurando levar em consideração a amplificação de tensões que ocorre nos componentes, não prevista pela teoria de vigas. O objetivo da metodologia proposta nessas normas não é calcular precisamente o valor das tensões experimentadas pelos componentes e sim estimar através de uma metodologia simples o quão longe de uma falha por fadiga o componente se encontra. Isto porque a fadiga é o principal modo de falha associado a tensões secundárias (PENG e PENG, 2010), que são o foco da aplicação destes fatores. As tensões calculadas através dos fatores de intensificação de tensões desses códigos não podem ser diretamente comparadas a resultados de tensões calculadas a partir de modelos teóricos ou experimentais submetidos a carregamentos estáticos.

Já o código ASME III classe I (ASME, 2007) utiliza uma metodologia de análise onde se busca estimar as tensões no sistema com maior precisão, nela são fornecidos coeficientes de correção de tensão mais próximos do observado na teoria e testes de carregamento estático. Esses coeficientes são conhecidos como índice de tensões (*B, C* ou *K*, em função do tipo de carregamento) para diferenciar do coeficiente de intensificação de tensões adotado pelas outras normas. O fator de flexibilidade adotado por este código é o mesmo dos outros emitidos pelo ASME.

No entanto, é notória em todas as normas, independente de qual metodologia se adota, a recomendação da não aplicação de seus coeficientes em componentes com alta razão diâmetro/espessura (em geral o limite para esse valor é 100). Nestes casos o usuário deve buscar outra referência.

Verifica-se que existem comercialmente curvas de tubulação que têm razões *D/t* (diâmetro/espessura) maiores que 100 e com o crescente volume de produção das indústrias modernas, uma investigação do comportamento de curvas nesta faixa se faz necessário.

Este trabalho tem o objetivo de estudar o comportamento no regime elástico de curvas de tubulação submetidas a cargas de momento fletor, como esse comportamento é influenciado pelo aumento da razão *D/t*, por variação no raio de curvatura do componente e por considerações de não linearidades geométricas. O estudo é realizado através de simulações numéricas utilizando métodos de elementos finitos.

O trabalho é composto por 5 capítulos. No capítulo I mostra-se uma revisão bibliográfica sobre análise de tensões em sistemas de tubulações. O capítulo II traz uma revisão sobre estudos de curvas de tubulação submetidas a momento. Posteriormente, no capítulo III, tem-se uma descrição sobre as simulações numéricas realizadas, características dos elementos empregados, resultados extraídos e a descrição de como foram analisados. No capítulo IV tem-se a apresentação e discussão dos resultados. Por fim, no capítulo V, são resumidas as conclusões obtidas. O trabalho contém ainda as referências bibliográficas utilizadas na elaboração dos capítulos e uma sequência de anexos com rotinas numéricas adotadas para facilitar as simulações realizadas, a organização dos resultados e a geração de gráficos para apresentação dos resultados.

Capítulo I - Análise de Tensões em Sistemas de Tubulação

Para determinação das tensões que se desenvolvem num sistema de tubulações é necessário, em geral, o conhecimento de seu traçado, da sequência em que cada componente encontra-se conectado um ao outro. A análise de cada componente, mesmo que seja feita individualmente, inicia com a avaliação da estrutura como um todo, de como ela se comporta quando submetida aos carregamentos esperados. Assim, entre as etapas iniciais deste trabalho tem-se o desenho do sistema, a definição das restrições e a imposição dos carregamentos esperados. Vencidas essas etapas e com conhecimento das propriedades do material e da seção dos componentes, pode-se calcular as forças de reação nas restrições, forças internas, deformações e tensões.

A exceção a esse procedimento de cálculo está na determinação das tensões devido exclusivamente à pressão. Isto é possível porque esse tipo de carregamento, em geral, não gera reações nas restrições. Os sistemas de tubulação, se analisados em conjunto com os equipamentos a que se conectam, não apresentam desequilíbrio de forças devido à pressão, é um sistema fechado. Como consequência, só existem forças internas e as tensões podem ser obtidas em cada componente sem o conhecimento do traçado como um todo e esse cálculo geralmente é antecipado para fases ainda preliminares do projeto. Em casos onde esse equilíbrio é quebrado, como, por exemplo, na inserção de elementos flexíveis no sistema, as forças do desequilíbrio são estimadas e incorporadas ao cálculo das tensões devido aos demais carregamentos.

Para o cálculo das tensões devido aos outros carregamentos, aqueles que dependem do traçado, é necessário admitir um procedimento simples de cálculo, uma vez que os sistemas de tubulações podem ser bastante complexos do ponto de vista geométrico. Podem apresentar diversas derivações, com conexões a vários equipamentos e sujeitos a carregamentos variáveis.

Um procedimento de cálculo simples, que se aplica muito bem à realidade dos sistemas de tubulações é o chamado "método analítico geral", o qual considera cada componente do sistema como uma viga. A metodologia é baseada nos teoremas de energia para estruturas (HIBBELER, 2010), sendo facilmente implementado em rotinas computacionais. Por este motivo, é usada pela maioria dos softwares disponíveis para análise de tensões em tubulações (ELLENBERGER, 2010).

I.1. O Método Analítico Geral

Os métodos de energia permitem estabelecer relações entre os carregamentos e os deslocamentos em estruturas. Através do teorema de Castiglano (HIBBELER, 2010):

$$\delta_p = \frac{\partial U_d}{\partial F_P} \tag{I.1}$$

$$\theta_P = \frac{\partial U_d}{\partial M_P} \tag{I.2}$$

onde δ_p e θ_P representam, respectivamente, o deslocamento e a rotação num dado ponto *P* do sistema. F_P e M_P representam, respectivamente, a força e o momento fletor aplicado no mesmo ponto e U_d a energia de deformação elástica do sistema.

A energia de deformação é função dos esforços de flexão, cortante, torção e normal. Para a grande maioria dos sistemas de tubulação, apenas os esforços de flexão e torção são relevantes, sendo os demais de contribuição muito pequenas e por isso são normalmente desprezados (TELLES, 2007). Assumindo essa hipótese, a energia de deformação para um sistema formado por vigas com qualquer traçado limitado pelos pontos P_1 e P_2 pode ser escrito como:

$$U_d = \int_{P_1}^{P_2} \left(\frac{M_i^2}{2EI} + \frac{M_o^2}{2EI} + \frac{M_t^2}{2GJ} \right) dl \tag{I.3}$$

Nessa expressão M_i e M_o são, respectivamente, os momentos que agem no plano e fora do plano de um componente, M_t é o momento torçor, E é o módulo de elasticidade da seção, I é o momento de inércia da seção do tubo, G é o módulo cisalhamento, J é o momento de inércia polar da seção e dl é um comprimento infinitesimal.

Conhecendo-se a geometria de um sistema, por mais complexa que ela seja, é possível escrever expressões para os três momentos indicados na equação (I.3) em função das forças e rações que existem nos sistemas, sejam elas quantas forem.

Aplicando equações (I.1) e (I.2) na equação (I.3) obtém-se:

$$\delta_P = \int_{P_1}^{P_2} \left(\frac{M_i}{EI} \frac{\partial M_i}{\partial F_P} + \frac{M_o}{EI} \frac{\partial M_o}{\partial F_P} + \frac{M_t}{GJ} \frac{\partial M_o}{\partial F_P} \right) dl \quad \text{(I.4)}$$

$$\theta_P = \int_{P_1}^{P_2} \left(\frac{M_i}{EI} \frac{\partial M_i}{\partial M_P} + \frac{M_o}{EI} \frac{\partial M_o}{\partial M_P} + \frac{M_t}{GJ} \frac{\partial M_o}{\partial M_P} \right) dl \quad \text{(I.5)}$$

Essas expressões relacionam forças e deslocamentos num dado ponto. Para um caso com *n* forças agindo num sistema em *n* pontos, é possível estabelecer *n* equações. Esta é a grande vantagem do método, cada força desconhecida estará relacionada a uma restrição imposta e consequentemente tem seu deslocamento conhecido. Cada força conhecida está associada a um deslocamento normalmente desconhecido. Em outras palavras, temos sempre *n* equações e *n* variáveis (entre forças e deslocamentos), possibilitando resolver o problema. Além disso, por característica própria das equações o sistema resultante é sempre linear, a menos que sejam considerados efeitos geralmente desprezados como folgas em suportes ou a presença de grandes deslocamentos, por exemplo.

Com as características descritas, será sempre possível através do método analítico geral encontrar uma matriz que multiplicada pelo vetor das forças do sistema resulte no vetor das deformações. A inversa dessa matriz é denominada matriz de rigidez do sistema.

Na resolução das integrais das equações (I.4) e (I.5), muitos elementos são constantes e podem sair da integral. Os que ficam, têm apenas características geométricas e as integrais podem ser calculadas uma única vez para determinadas geometrias, como tubos e curvas, as quais podem repetidas na montagem da matriz de rigidez sempre que aparecerem num sistema. São denominados fatores de forma. Chama-se atenção também, para o fato de que as integrais devem ser resolvidas para toda a estrutura, do ponto P_1 ao P_2. Sendo assim, ao longo do "caminho" a ser percorrido, as funções a serem integradas podem mudar se adaptando às características geométricas e de materiais do trecho. Na prática, cria-se uma matriz de rigidez para cada trecho comum e vai se somando para que gere uma matriz só contemplando toda a estrutura.

Resolvendo-se o sistema obtido, pode-se calcular as forças internas, bastando retornar com os valores das reações (agora conhecidas) nas expressões dos momentos obtidos. Para o cálculo das tensões normais geradas por momento fletor no plano e fora do plano, é utilizada a seguinte equação (BEER e JOHNSTON, 1982):

$$\sigma_L = \frac{\sqrt{M_i^2 + M_o^2}}{Z} \quad \text{(I.6)}$$

onde σ_L é a tensão longitudinal e Z é o módulo da seção.

Para o cálculo das tensões cisalhantes, τ, devido ao momento torçor M_t utiliza-se a seguinte equação:

$$\tau = \frac{M_t D}{2J} \tag{I.7}$$

onde D é o diâmetro externo.

A hipótese de considerar apenas a influência de cargas de momento no cálculo da energia de deformação é normalmente utilizada para vigas longas, para as quais o comprimento entre restrições é muito maior que o diâmetro externo dos tubos. Caso esta hipótese não seja adotada, o cálculo torna-se mais trabalhoso.

Há porém um detalhe que merece destaque nas hipóteses assumidas até aqui que poderia inviabilizar o método: todos os componentes foram considerados como vigas, ou seja, elementos com comprimento maior que as dimensões de sua secção transversal capazes de transmitir forças axiais, momentos fletores e torçores e forças cortantes e que obedecem a lei das seções planas (ALVES FILHO, 2011). No entanto, esse elemento não é capaz de descrever adequadamente o comportamento de alguns componentes de tubulação. Para curvas de tubulação, por exemplo, os carregamentos de flexão promovem a ovalização da seção transversal, fenômeno não previsto pela teoria de viga e que pode ter grande impacto na rigidez e na distribuição de tensões no componente.

Para viabilizar o método analítico geral, adotam-se então algumas modificações. Uma delas consiste em corrigir a rigidez do componente através da inserção na equação (I.3) de alguns coeficientes, conhecidos como fatores de flexibilidade, que têm a função de corrigir a rigidez da seção transversal. Com a inserção dos coeficientes, a equação (I.3) pode ser reescrita da seguinte forma:

$$U_d = \int_{P_1}^{P_2} \left(\left(\frac{M_i^2 + M_o^2}{(2EI)/k} \right) + \frac{M_t^2}{(2GJ)/k_t} \right) dl = \int_A^B \left(k \left(\frac{M_i^2 + M_o^2}{2EI} \right) + \frac{k_t M_t^2}{2GJ} \right) dl \tag{I.8}$$

Os coeficientes têm valores maiores ou iguais a 1 e podem manter ou reduzir a rigidez da secção. Caso seja considerada a influência das forças cortantes e da força axial, deve-se também corrigir a rigidez para os mesmos.

Para um momento fletor aplicado no plano, o fator de flexibilidade de uma curva é definido como (NATARAJAN, 1986):

$$k = \frac{Rotação\ relativa\ entre\ os\ extremos\ do\ componente}{Rotação\ relativa\ entre\ os\ extremos\ de\ um\ tubo\ reto} \tag{I.9}$$

$$\frac{d\emptyset}{\emptyset} = k\frac{MR}{EI} \tag{I.10}$$

onde os termos $\emptyset$ e R correspondem aos parâmetros mostrados na Figura I.1, a qual também define o parâmetro θ, utilizado no decorrer deste trabalho.

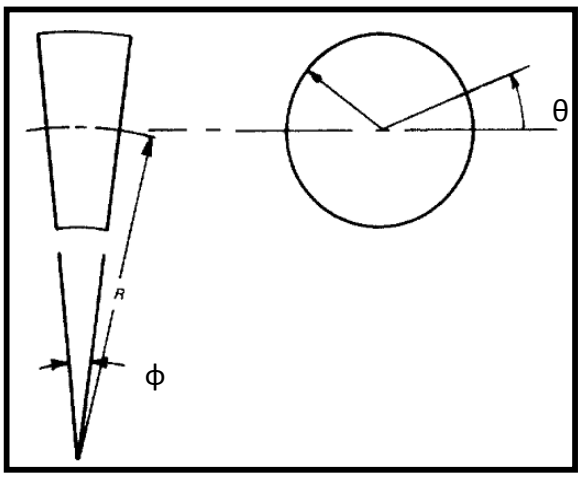


Figura I.1 - Nomenclatura para curvas de tubulação.

Adaptado de ASME III - Classe 1 (ASME, 2007)

A partir dessa correção o método poderia ser implementado normalmente até o cálculo das forças internas. Para o cálculo das tensões, seria necessário considerar novas correções uma vez que a distribuição e magnitude de tensões são para a maioria dos componentes diferentes do previsto pela teoria de viga. Os coeficientes usados para correções de tensão adotam diferentes filosofias como será visto adiante.

Em geral, os trechos retos de tubulação podem ser simulados como vigas sem incorrer em grandes erros mas os outros componentes apresentam comportamentos mais complexos e requerem cuidados na avaliação de suas tensões. Por este motivo, diversos trabalhos baseados em estudos experimentais, analíticos e numéricos foram publicados ao longo dos anos com objetivo de antecipar o comportamento de diferentes componentes quando submetidos a um dado carregamento. Os códigos de projeto em geral, disponibilizam coeficientes de correção a serem aplicados nos componentes para corrigir a divergência entre o comportamento previsto pela teoria de viga e o real experimentado por esses componentes.

I.2. Os Fatores de Correção das Normas

As normas de tubulação emitidas pelo ASME são baseadas principalmente em trabalhos experimentais e fornecem coeficientes que são chamados de fatores de flexibilidade (para correção de rigidez); fatores de intensificação de tensões (correção de tensão adotado pela maioria das normas) e índice de tensão (correção de tensão adotado pela norma ASME III classe 1 - nuclear). Esses fatores são dados para diversos componentes tês, curvas, curvas em gomo, boca de lobo, etc.

A Tabela I.1 apresenta os fatores de flexibilidade e intensificação de tensões da norma ASME B31.3 (ASME, 2013a) para vários componentes. A maioria dos fatores são funções de um parâmetro adimensional chamado de característica de flexibilidade, *h*, cujo cálculo depende exclusivamente de dados geométricos do componente.

Os fatores de intensificação de tensões mostrados na figura são aplicados na seguinte fórmula dada pelo próprio código:

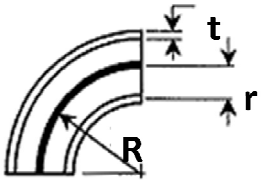
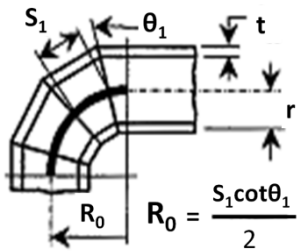
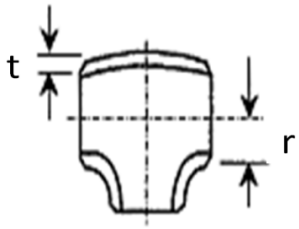
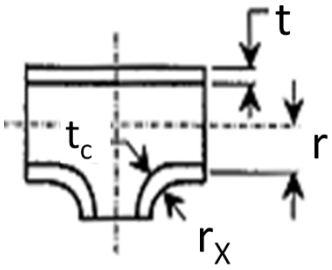
$$S_b = \frac{\sqrt{(i_i M_i)^2 + (i_o M_o)^2}}{Z} \tag{I.11}$$

onde S_b é conhecido como tensão nominal de momento.

À primeira vista esta equação dá a impressão de que os fatores de intensificação de tensões teriam a função de amplificar a tensão longitudinal devido a um momento aplicado em um componente de módulo de seção *Z* originalmente considerado como uma viga, corrigindo assim o valor dessa tensão. Ocorre que estes são os únicos fatores de intensificação de

tensões dados nesta norma e assim, e a norma estaria desconsiderando a tensão circunferencial, que em muitos casos é a tensão mais crítica presente num componente.

Tabela I.1 - Exemplos de fatores de flexibilidade e de intensificação de tensões da norma ASME B31.3 (ASME, 2013a)

Descrição	**Figura**	**Característica de flexibilidade, *h***	**Fator de flexibilidade, *k***	**Fator de intensificação de tensões**	
				Fora do plano, i_o	**No plano, i_i**
Curva ou tubo dobrado		$\frac{tR}{r^2}$	$\frac{1{,}65}{h}$	$\frac{0{,}75}{h^{2/3}}$	$\frac{0{,}9}{h^{2/3}}$
Curva em gomos com espaçamento fixo $S_1 < r(1 + \tan\theta_1)$		$\frac{\cot\theta_1}{2} \cdot \frac{tS_1}{r^2}$	$\frac{1{,}52}{h^{5/6}}$	$\frac{0{,}9}{h^{2/3}}$	$\frac{0{,}9}{h^{2/3}}$
"Tê" para conexão por solda conforme ASME B16.9 (ASME, 2013b)		$\frac{3{,}1t}{r}$	1	$\frac{0{,}9}{h^{2/3}}$	$\frac{3i_0}{4} + \frac{1}{4}$
"Tê" extrudado para conexão por solda		$\left(1 + \frac{r_x}{r}\right)\frac{t}{r}$	1	$\frac{0{,}9}{h^{2/3}}$	$\frac{3i_0}{4} + \frac{1}{4}$

Na realidade, o objetivo desta norma não é calcular com precisão os valores e distribuição de tensões que agem num componente. Ele tem como objetivo prever o quão longe de uma falha por fadiga estaria o componente quando submetido a ciclos de tensões secundárias.

MARKL (1947) obteve inicialmente para curvas e posteriormente para outros componentes (MARK, 1952) fatores de intensificação de tensões através da comparação de resultados de falha de componentes de tubulação pressurizados e de trechos retos de tubos também pressurizados, ambos sujeitos a deformações alternadas constantes (geração de momento alternado por deslocamentos). Ele obteve uma relação entre a máxima tensão de momento fletor, S_b (calculada considerando o elemento como uma viga) e o número de ciclos para a falha, N_f de um trecho reto soldado (KHAN, 1987):

$$S_b = 245000 N_f^{-0.2} \tag{I.12}$$

O fator de intensificação de tensões é dado por:

$$i = \frac{245000 N_f^{-0.2}}{S_b} \tag{I.13}$$

sendo agora N_f o número de ciclos para a falha deste componente. Consequentemente, $i = 1$ para tubos retos soldados.

Para os demais componentes de tubulação testados, a falha ocorreu num número menor de ciclos do que para um tubo reto (viga), o que pela equação (I.13) resulta em $i > 1$. Este fator representa uma intensificação de tensões associada a uma redução da resistência à fadiga de um componente em relação a uma viga submetida ao mesmo carregamento, mas conforme já foi apontado não deve ser utilizado para o cálculo preciso de distribuição de tensões. Ele representa uma correção aplicada sobre a tensão longitudinal de uma viga, única tensão experimentada por esse elemento quando submetido a um momento fletor, mesmo que essa não seja a tensão mais crítica para o componente. Trata-se de uma regra simples e prática.

Diante disto, uma comparação de qualquer tensão real experimentada por uma curva com a obtida no procedimento da norma não deve ser feita de uma forma direta. Quando se compara a tensão calculada por esta norma e a tensão mais crítica (circunferencial) obtida por estudos teóricos ou através de *strain gages*, observa-se que esta última é cerca de duas vezes a primeira. PENG e PENG (2010) observam que as tensões calculadas usando as fórmulas dos códigos de tubulação emitidos pelo ASME são apenas metade da tensão teórica, o que

não causa problemas se a análise for desenvolvida dentro da faixa especificada pelo código, uma vez que a tensão admissível é ajustada em conformidade.

MARKL e LOUISVILLE (1955) discutem diferenças entre as tensões obtidas pela maioria das normas de tubulação emitidas pelo ASME, nas quais tiveram participação, e as observadas em estudos teóricos e experimentais realizados com cargas estáticas. Segundo eles, trata-se de consequências de divergências existentes entre modelo e tipo de carregamento adotados nestes estudos em relação aos realizados para levantamento dos coeficientes das normas (carregamentos cíclicos). A teoria se refere a um material ideal homogênio, livre de imperfeições enquanto os resultados de testes de fadiga são obtidos de produtos comerciais unidos por soldas de topo que por si só apresentam tensões residuais e superfícies imperfeitas. Estas diferenças associadas a possível redistribuição e consequente alívio de tensões ocorrendo sob o carregamento cíclico, gerariam a divergência.

Já o código ASME III classe I para tubulação nuclear (ASME, 2007) adota uma concepção de projeto diferente. Se baseia numa filosofia de "projeto por análise" em contraste com a filosofia de "projeto por regras" adotado pelas outras normas de tubulação do ASME. Nela, se busca uma precisão maior no cálculo das tensões e as tensões calculadas por ela podem ser diretamente comparadas com as obtidas através de estudos analíticos, experimentais ou numéricos.

A norma apresenta duas alternativas de análise, a análise detalhada (conforme seu capítulo NB 3200) ou a simplificada (capítulo NB 3600). A primeira é comumente desenvolvida utilizando-se o método de elementos finitos. A segunda é desenvolvida através do uso de índices de tensões, que são escalares que multiplicam a tensão nominal (MATZEN e YU, 1998).

Para a metodologia da secção NB3600, os índices de tensão são definidos pela equação (I.14) dada pelo código:

$$B, C \; ou \; K = \frac{\sigma}{S} \tag{I.14}$$

Nesta equação, *B* corresponde a um índice de tensão aplicável à carga de origem primária, *C* é aplicável a cargas primárias mais secundárias e *K* é usado para obtenção de tensões de pico. No corpo do código, cada índice ainda receberá um sub-índice podendo ser 1, 2 ou 3 que caracterizará a carga na qual se aplica: pressão, momento ou térmica, respectivamente. *S* é denominada tensão nominal (tensão calculada assumindo-se o elemento

como viga sujeito ao carregamento). Por fim, o termo σ tem definição variável no código. Para o índice *B* representa magnitude de tensão correspondente a uma carga limite, enquanto para índices *C e K* representam a máxima intensidade de tensão (valor absoluto da maior diferença entre duas das três tensões principais experimentadas por um dado ponto) obtida no componente. Estes índices são mostrados na Tabela I.2 e neste trabalho serão denominados índices globais para distinguir dos índices de tensões que também são utilizados na metodologia do capítulo NB-3200, que por suas características serão chamados índices locais.

Para a análise do capítulo NB-3200 recorre-se às secções NB-3685 e NB-3338 que resumidamente trazem métodos para se calcular ou estimar o perfil de tensões circunferenciais e axiais no componente. A partir destes valores e de eventuais tensões cisalhantes, são calculadas as intensidades de tensões como já definidas antes e que serão a base para comparação com seus valores admissíveis. Para alguns componentes, o código também dá alternativas de cálculo baseado em índices de tensão locais, que são funções de coordenadas ao longo de uma seção, permitindo calcular tensões localizadas.

Como exemplo das duas metodologias (NB-3600 e NB-3200), apresenta-se em seguida o caso de uma curva de tubulação. Para carregamento do tipo momento fletor, a análise do parágrafo NB-3600 recomenda adotar a Tabela I.2 cuja nota geral e a nota 1 remetem aos parágrafos NB-3683.7 e NB-3683.7 levando às equações (I.15) e (I.16).

$$B_2 = \frac{1.3}{h^{2/3}} \tag{I.15}$$

$$C_2 = \frac{1.95}{h^{2/3}} \tag{I.16}$$

Já para análise do capítulo NB-3200, o código apresenta, como alternativa para obtenção dos índices de curvas de tubulação sob momento, a adoção de sua tabela NB-3685.1-2 adaptada na Tabela I.3, cujas equações são válidas apenas quando μ ≥0,2.

Tabela I.2 - Índices de tensões globais da norma ASME III Classe 1 (ASME, 2007)

Aplicáveis para $D/t \leq 100$ para índices C ou K e $D/t \leq 50$ para índices B									
	Pressão Interna			**Cargas de Momento**			**Carga térmica**		
Componentes de tubulação e meios de ligação	B_1	C_1	K_1	B_2	C_2	K_2	C_3	C'_3	K_3
Tubos retos, sem descontinuidades	0,5	1	1	1	1	1	1	...	1
Solda de topo longitudinal em tubos retos									
(a) nivelado	0,5	1	1,1	1	1	1,1	1	...	1,1
(b) como soldado t>3/16 pol	0,5	1,1	1,2	1	1,2	1,3	1	...	1,2
(c) como soldado t≤3/16 pol	0,5	1,4	2,5	1	1,2	1,3	1	...	1,2
Solda de topo circunferencial em componentes com mesma espessura nominal									
(a) nivelado	0,5	1	1,1	1	1	1,1	0,6	0,5	1,1
(b) como soldado	0,5	1	1,2	1	...	1,8	0,6	0,5	1,7
Solda de filete circunferencial em componentes para solda de encaixe e em flanges do tipo "slip-on"	...	...	3	...	...	2	2	1	3
Transições de espessua conforme NB-4250									
(a) nivelado	0,5	...	1,1	1		1,1	...	1	1,1
(b) como soldado	0,5	...	1,2	1	...	1,8	...	1	1,7
Transições com inclinação 1:3									
(a) nivelado	0,5	...	1,2	1	...	1,1	...	0,6	1,1
(b) como soldado	0,5	...	1,2	1	...	1,8	...	0,6	1,7
Reduções com solda de topo conforme ASME B16.9 (ASME, 2013b)	...	...	...	1	...	...	1	0,5	1
Curvas ou tubos curvados com conexões em solda de topo (nota 1)	...	...	1	...	...	1	1	0,5	1
Conexões para derivações conforme NB-3643	0,5	...	2	...	...	...	1,8	1	1,7
"Tês" para soldas de topo	0,5	1,5	4	...	...	...	1	0,5	1
Nota Geral: Para índices não listados, a norma indica notas que fornecem informações para sua obtenção e que por simplificação foram suprimidas nesta adaptação **Nota 1** - Consultar os parágrafos NB-3683.7, NB-3683.2(a) e NB-3683.2(b) da norma para informações para obtenção dos índices para curvas e tubos curvados não indicados na tabela									

Tabela I.3 - Índices de tensões locais da norma ASME III Classe I (ASME, 2007)

ÍNDICE DE TENSÕES	
Índice de tensões Circunferenciais	
Superfície externa	$v\sigma_{tm} + \sigma_{nb}$
Superfície central	$v\sigma_{tm}$
Superfície interior	$v\sigma_{tm} - \sigma_{nb}$
Índice de tensões Longitudinais	
Superfície externa	$\sigma_{tm} + v\sigma_{nb}$
Superfície central	σ_{tm}
Superfície interior	$\sigma_{tm} - v\sigma_{nb}$

Nomenclatura:

$$\sigma_{tm} = sen\theta + [(1{,}5X_2 - 18{,}75)sen3\theta + 11{,}25sen5\theta]/X_4$$
$$\sigma_{nb} = \mu(9X_2 cos2\theta + 225cos4\theta)/X_4$$

(No plano)

$$\sigma_{tm} = cos\theta + [(1{,}5X_2 - 18{,}75)cos3\theta + 11{,}25cos5\theta]/X_4$$
$$\sigma_{nb} = -\mu(9X_2 sen2\theta + 225sen4\theta)/X_4$$

(Fora do plano)

$X_1 = 5 + 6\mu^2 + 24\psi$

$X_2 = 17 + 600\mu^2 + 480\psi$

$X_3 = X_3X_3 - 6{,}25$

$X_4 = (1 - v^2)(X_3 - 4{,}5X_2)$

$\mu = \dfrac{tR}{r^2\sqrt{1 - v^2}}$

$\psi = \dfrac{P_0R^2}{Ert}$

As equações mostradas na Tabela I.3 são originadas de um estudo teórico elaborado por RODABAUGH e GEORGE (1957) para analisar o efeito da ovalização em curvas de tubulação onde adotaram técnica de análise baseada na minimização de energia potencial que será abordada no capítulo II. Pode-se notar que os índices de tensões (tanto circunferenciais quanto longitudinais) nas diferentes superfícies (central, interna e externa) são obtidos através da soma de uma parcela que não varia em função da camada analisada com outra que será responsável pela distinção entre elas. Através da primeira parcela se obtém uma tensão que por suas características é denominada tensão de membrana. É função do termo σ_{tm} que, como pode ser visto na tabela, varia com o ângulo θ. A outra parcela, dará origem a tensão de flexão e é função do termo σ_{nb}, também influenciado pelo ângulo θ. Cumpre observar que as tensões nas superfícies externa e interna, sejam elas circunferenciais ou longitudinais, serão divergentes em módulo a menos que a tensão de membrana (e consequente tensão na superfície central) seja nula. O código ASME III classe 1 (ASME, 2007) apresenta uma relação

entre o fator de intensificação de tensões (da Tabela I.1) e o índice de tensão global para momento (carga primária mais secundária):

$$i = \frac{C_2 K_2}{2} \tag{I.17}$$

Para curvas, tem-se K_2 = 1, assim o fator de intensificações de tensão é igual à metade do indice de tensões, apresentando boa concordância com os resultados teóricos o que confirma a observação feita por PENG e PENG (2010) citada anteriormente.

I.3. Limites Admissíveis de Carregamento

As tensões aplicadas num componente podem ser classificadas em: primária, secundária e pico (SONG *et al*., 2009). Os limites admissíveis de tensão dados pelas normas são definidos em função dessa classificação.

Segundo LEE *et al*. (2013) as tensões primárias são aquelas produzidas por cargas externas tais como pressão e peso morto e podem induzir o colapso plástico, enquanto as tensões secundárias são produzidas como resultado de interações internas, como gradientes térmicos e tensões residuais de solda. Normalmente estão associadas à resistência à deformação da estrutura, são auto-limitantes (têm sua intensidade reduzida quando é atingida a tensão de escoamento) e sofrem relaxamento em altas temperaturas.

As tensões de pico são aquelas causadas por descontinuidades locais ou mudanças abruptas de espessura no tubo (ASME, 2007). Não tem seu valor limitado para a maioria dos códigos de tubulação, quando presentes são consideradas no cálculo do número de ciclos de carregamento admissíveis para o sistema.

A Figura I.5 ilustra o efeito dos carregamentos primário e secundário na estrutura. Ao aplicar o carregamento primário (Figura I.5a) o material se mantém deformando, sem apresentar alívio de tensão após atingir o limite de escoamento, podendo chegar à ruptura. Já o carregamento secundário (Figura I.5b), que resulta da aplicação de um deslocamento no sistema, gera uma tensão que sofre relaxamento ao ultrapassar o limite de escoamento. A tensão S_{E2} mostrada na Figura I.5 é definida como tensão elástica equivalente (PENG e PENG, 2010), embora não ocorra de fato, simplifica consideravelmente os cálculos e os erros decorrentes dessa aproximação são levados em consideração nos limites admissíveis de

tensão fornecidos pelos códigos. Outros termos mostrados na Figura I.5 são S_w e e_w que representam tensão e deformação resultantes de carregamento primário que são maiores que os correspondentes valores no limite elástico do material. S_y é a tensão de escoamento, e_E e e_{E2} representam dois pontos de deformação superiores ao limite do regime elástico que foram gerados por carregamento secundário, enquanto S_E corresponde a tensão equivalente estática correspondente a deformação e_E.

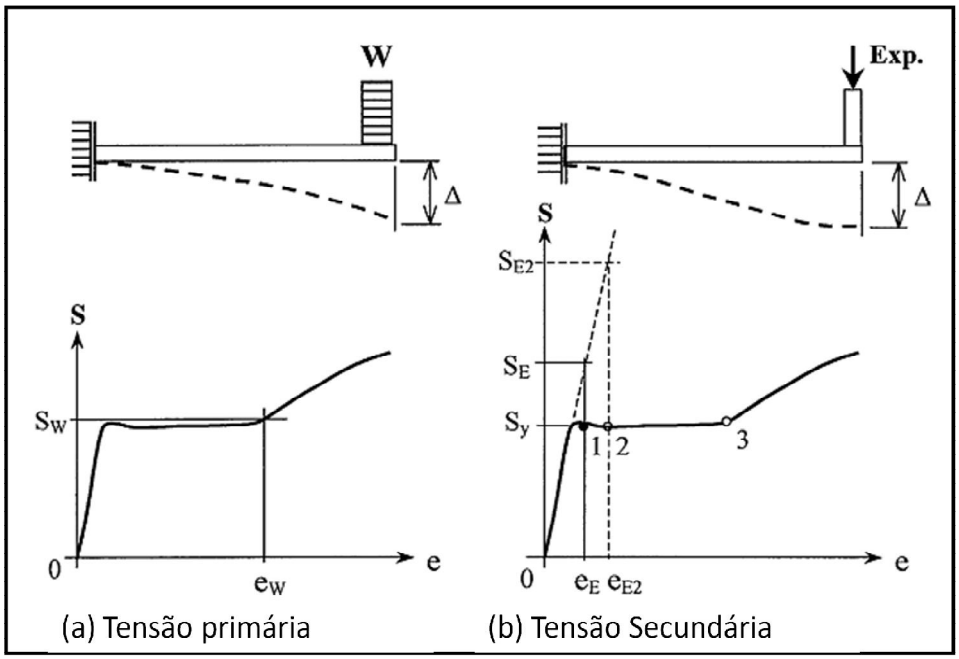


Figura I.2 - Ilustração de carregamentos primário e secundário.

Adaptada de PENG E PENG (2010)

I.3.1. Limites para tensões primárias

Uma vez que as tensões primárias podem levar o componente à ruptura, essas tensões são limitadas em função da tensão de escoamento ou de ruptura do material, às quais são aplicadas coeficientes de segurança resultando na chamado tensão admissível básica, S_h (SILVA TELLES, 2004). PENG e PENG (2010) resumem os critérios para definição da tensão admissível básica que deve ser o menor dos seguintes valores:

(1) 1/3 da tensão última na temperatura para a qual ela seja menor (à ambiente ou à que o componente está submetido). ASME B31.1 (2012a) e ASME III Classe 2 (2007) usam 1/3,5 em vez de 1/3.

(2) Exceto para a condição (3) abaixo, 2/3 da tensão de escoamento na temperatura para a qual ela seja menor (à ambiente ou à que o componente está submetido).

(3) Para aços inox austeníticos e ligas de níquel, o valor mais baixo entre 2/3 da tensão de escoamento na temperatura ambiente e 90% da tensão de escoamento na temperatura de operação.

(4) 100% da tensão média para uma taxa de fluência de 0,01% por 1000h.

(5) 2/3 da tensão média para ruptura após 100000h

(6) 80% da tensão mínima para ruptura após 100000h.

Os códigos disponibilizam tabelas com tensões admissíveis básicas de materiais padronizados.

A partir das tensões admissíveis básicas, estabelecem-se os limites para a tensão primária. Pelo código ASME B31.3 (ASME, 2013a), por exemplo, as tensões primárias devem ser inferiores à tensão admissível básica na temperatura de projeto (*Sh*). Já o código ASME III classe 1 (ASME, 2007) define o seguinte limite para as cargas primárias:

$$B_1 \frac{PD_0}{2t} + B_2 \frac{M_A}{Z} \leq 1.5 S_h \qquad \text{(I.18)}$$

onde B_1 e B_2 são os índices de tensões primárias, já apresentados, e M_A é o momento fletor resultante.

Considerações adicionais são dadas pelos códigos para cargas ocasionais, ou seja, que ocorrem eventualmente ao longo da vida útil da instalação. Em geral admite-se uma tensão um pouco maior para carregamentos primários quando parte dele é composto por este tipo de carregamento. Os limites de carga longitudinal são dados por $f_t . S_h$ onde f_t depende do tempo previsto e frequência do evento ao longo de um ano.

TOUBOUL *et al.* (1988) analisaram os resultados de 70 experimentos conduzidos com curvas de tubulação submetidas a momento resultante de carga primária, concluíram que os limites do código para esse tipo de carregamento eram inseguros para curvas com baixa pressão e conservadores para tubos pressurizados.

I.3.2.Limites para tensões secundárias

O principal modo de falha associado a tensões secundárias é a fadiga (PENG e PENG, 2010). O limite para essa tensão no ASME B31.3 (ASME, 2013a) consiste em manter, em qualquer ponto do sistema, a diferença entre a máxima e a mínima tensão prevista ao longo dos ciclos (conhecido no código como *stress range*, S_E) abaixo do valor S_A dado pela equação (I.19).

$$S_A = f(1{,}25S_c + 0{,}25S_h) \tag{I.19}$$

onde S_c e S_h são as tensões admissíveis básicas nas temperaturas ambiente e de operação, respectivamente, e f é o fator de redução para serviços cíclicos que pode ser obtido do gráfico da Figura I.3.

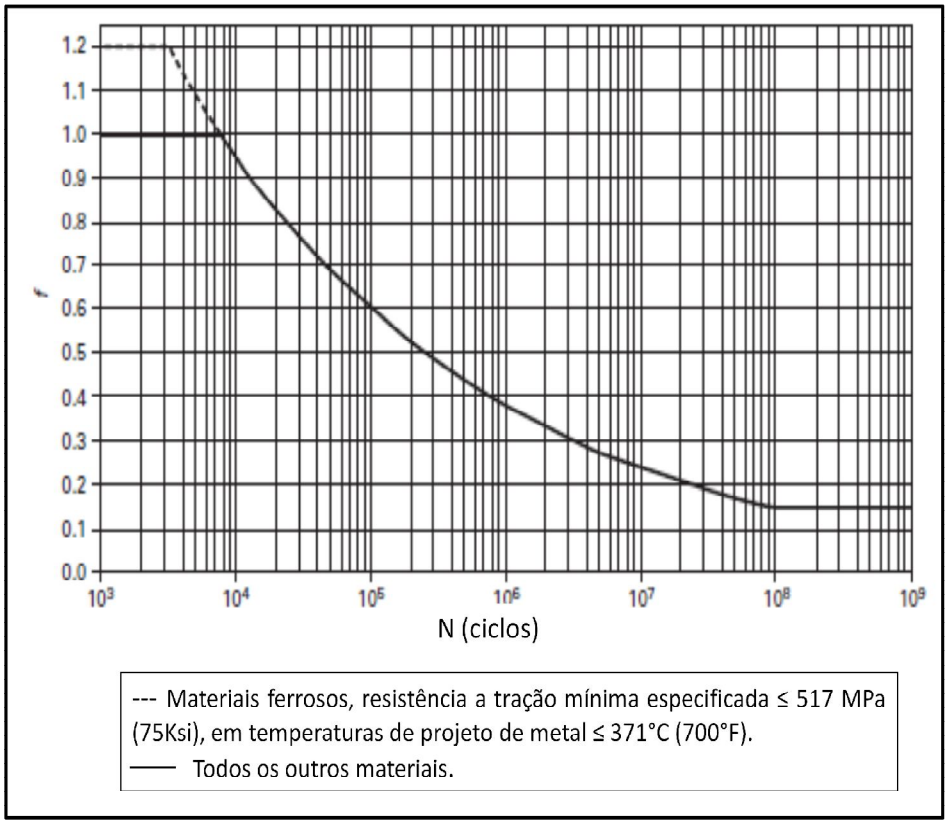


Figura I.3 - Fator de redução para serviços cíclicos do ASME B31.3 (ASME, 2013a)

Conforme CHEN *et al.* (2011), é antieconômico projetar sistemas limitando tensões secundárias ao regime elástico, elas deveriam trabalhar no regime de *shakedown* elástico. Nesta condição a estrutura exibe deformação plástica localizada no primeiro ciclo, que dá origem a tensões residuais de modo que nos ciclos subsequentes ocorrem apenas deformações elásticas (ABDEL-KARIM, 2005). Projetando desta forma, não haverá desenvolvimento de um dano progressivo (do inglês, *ratchetting*) devido a fadiga e/ou colapso por acúmulo de deformação plástica (ABDALLA, 2014). O limite definido pela equação (I.19) está em sintonia com este conceito.

O ASMEIII classe 1 (ASME, 2007) coloca o seguinte limite para tensões primárias mais secundárias associadas:

$$C_1 \frac{P_0 D}{2t} + C_2 \frac{D}{2I} M_i + C_3 . E . |\alpha_a T_a - \alpha_b T_b| \leq 3 S_h \qquad \text{(I.20)}$$

onde C_1, C_2 e C_3 são índices de tensões para cargas primárias mais secundárias, α_a.e α_b são coeficientes de expansão térmica, T_a e T_b são temperaturas inicial e final, respectivamente.

Capítulo II - Curvas de Tubulação Submetidas a Esforços de Momento Fletor

Ao ser submetida a um esforço de momento fletor externo, uma curva de tubulação tende a se deformar conforme mostra a Figura II.1, extraída de OAK RIDGE NATIONAL LABORATORY (1972).

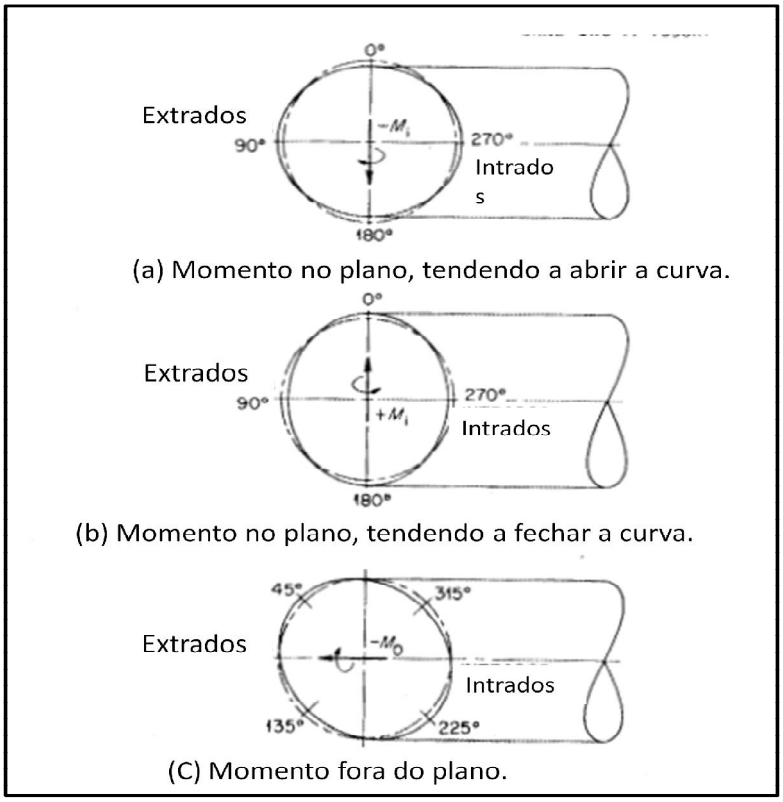


Figura II.1 - Ilustração das deformações numa curva de tubulação sujeita a momento.

Adaptado de OAK RIDGE NATIONAL LABORATORY (1972)

Segundo PENG e PENG (2010), a ovalização tem 3 consequências no comportamento do componente:

1) Redução na rigidez: com a ovalização, o momento de inércia da secção é reduzido levando à diminuição na rigidez.

2) Aumento da tensão longitudinal provocada por um momento: a redução no momento de inércia da secção gera um aumento na tensão longitudinal.

3) Surgimento de uma tensão circunferencial: A transformação de uma secção circular numa secção oval gera uma flexão na parede tubular.

As Figuras II.2 e II.3 mostram, respectivamente, a amplificação de tensões circunferenciais e longitudinais locais na secção média a partir das equações do código ASME III classe 1 (ASME, 2007) indicadas na Figura I.4 e dos resultados experimentais de IMAMASA E URAGAMI (1973) desenvolvidos com curvas de tubulação com ângulo de 90°, diâmetro de 711,2 mm e espessura de 21 mm. As figuras foram adaptadas de CESARI e MENGHINI (1986) e representaram os dados obtidos através de curvas com os índices locais em função do ângulo θ (conforme nomenclatura mostrada na Figura I.1), onde pode-se perceber uma boa concordância. A tensão circunferencial tem seu pico próximo do ângulo zero e a tensão axial em torno do ângulo de 15° para superfície externa e de 30° para a interna (ângulos diferentes de 90°, contrariando a teoria de viga). Nas figuras, os índices “Sup. ext” e “Sup. int” indicam que os dados mostrados foram obtidos respectivamente na superfície externa e interna da parede do componente.

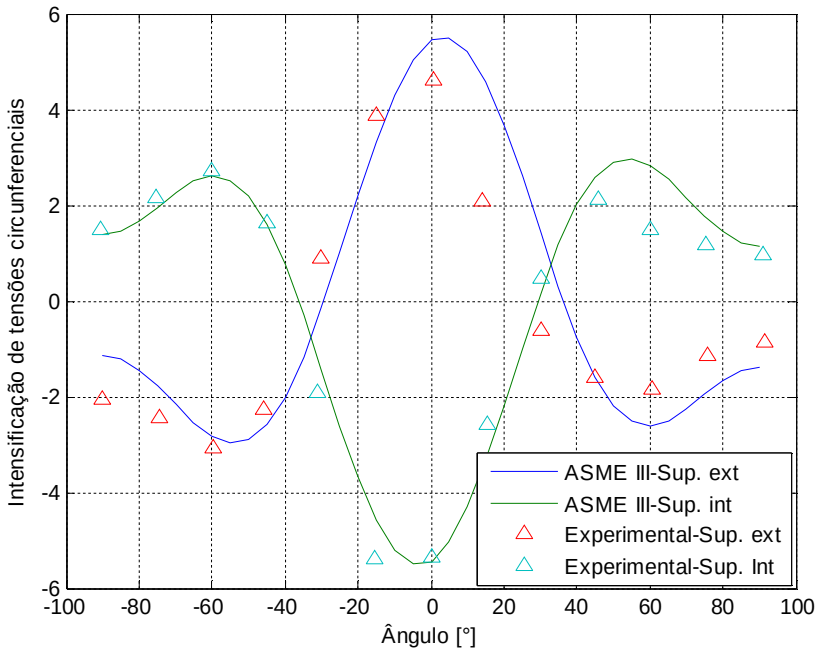


Figura II.2 - Amplificação de tensões circunferenciais.

Adaptado de CESARI e MENGHINI (1986)

Observa-se dos resultados experimentais mostrados na Figura II.2 que para a direção circunferencial, os máximos (em módulo) identificados na superfície interna são ligeiramente maiores que na superfície externa. Este fato, não facilmente notado pelas curvas do ASME III classe 1 (ASME, 2007), sugere que neste ponto a tensão de membrana não seria nula. Para a tensão axial, Figura II.3, as fibras das superfícies internas e externas apresentam comportamento mais complexo e têm em comum apenas o comportamento senoidal.

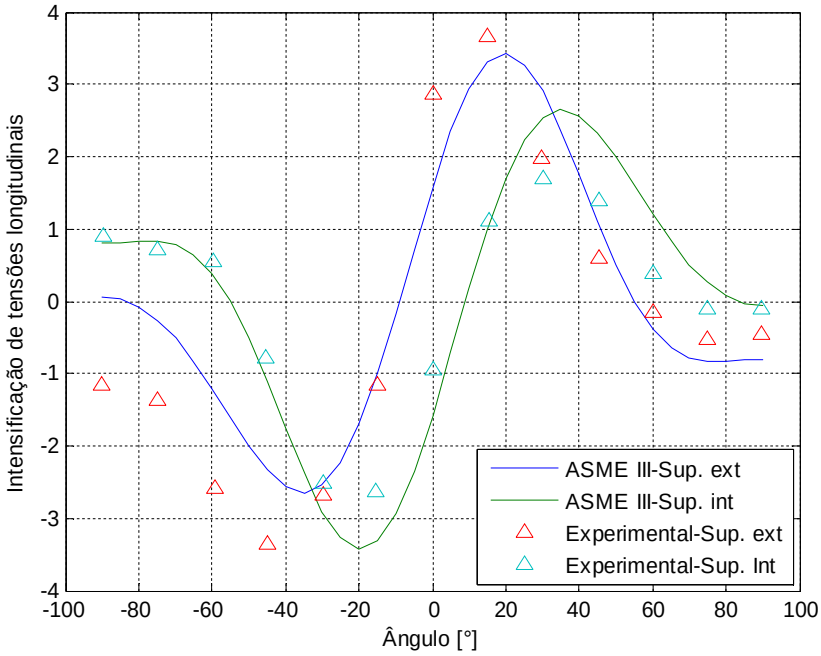


Figura II.3 - Amplificação de tensões longitudinais.

Adaptado de CESARI e MENGHINI (1986)

Segundo AYOB *et al.* (2003), o fenômeno de ovalização numa curva, que tanto influencia sua rigidez e intensidade das tensões sob aplicação de momento fletor, pode ser severamente restrito quando o momento ocorre simultaneamente com a pressão. Esses autores estudaram a interação momento/pressão e concluíram que o efeito não linear da pressão na máxima tensão causada pelo momento fica mais intenso para valores elevados da razão *D/t*. Para um componente com uma razão *D/t* = 150 submetido a uma pressão com valor igual a 37% da pressão que levaria o componente à tensão de escoamento, a capacidade de suportar momento ainda no regime elástico cresce 160% em relação a uma curva sem pressão interna.

A Figura II.4, levantada a partir dos resultados de FONSECA *et al.* (2006) relativos uma curva com característica de flexibilidade igual a 0,1304, mostra a redução de flexibilidade (aumento de rigidez) com o aumento da pressão.

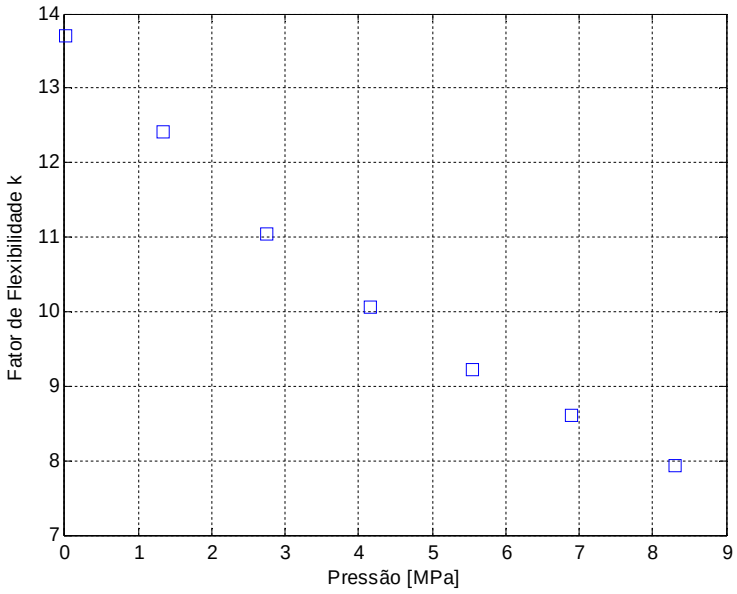


Figura II.4 - Efeito da pressão no fator de flexibilidade de uma curva.

Adaptado de FONSECA *et al.*, 2006.

O código ASME B31.3 (ASME, 2013a) considera que para curvas de tubulação os fatores de flexibilidade e de intensificação de tensões, para levarem em conta o efeito da pressão P_0 que atua internamente no componente, devem ser divididos pelos fatores f_1 e f_2 calculados pelas seguintes equações:

$$f_1 = 1 + 6\left(\frac{P_0}{E}\right)\left(\frac{r}{t}\right)^{7/3}\left(\frac{R}{r}\right)^{1/3} \tag{II.1}$$

$$f_2 = 1 + 3.25\left(\frac{P_0}{E}\right)\left(\frac{r}{t}\right)^{5/2}\left(\frac{R}{r}\right)^{2/3} \tag{II.2}$$

Outro aspecto que influencia no nível de ovalização de uma curva é a presença de elementos rígidos adjacentes como flanges, por exemplo.

O código ASME B31.3 (ASME, 2013a) apresenta um fator de correção, C_{11}, a ser aplicado tanto ao fator de flexibilidade quanto ao de intensificação de tensões quando existem flanges conectados a uma ou a ambas extremidades das curvas, respectivamente:

$$C_{11} = h^{1/6} \quad \text{(II.3)}$$

$$C_{11} = h^{1/3} \quad \text{(II.4)}$$

A Figura II.5 mostra diferenças previstas pelo ASME B31.3 (ASME, 2013a) nos fatores de flexibilidade e de intensificação de tensões para uma curva sem elementos adjacentes, com um flange na extremidade e com dois flanges (um em cada extremidade) em função da característica de flexibilidade. As figuras são apresentadas em escala log-log, onde se verifica uma redução da flexibilidade e da tendência a amplificar tensões do componente quando inseridos elementos rígidos em suas proximidades. Isto é uma consequência da redução da ovalização provocada pelos elementos rígidos.

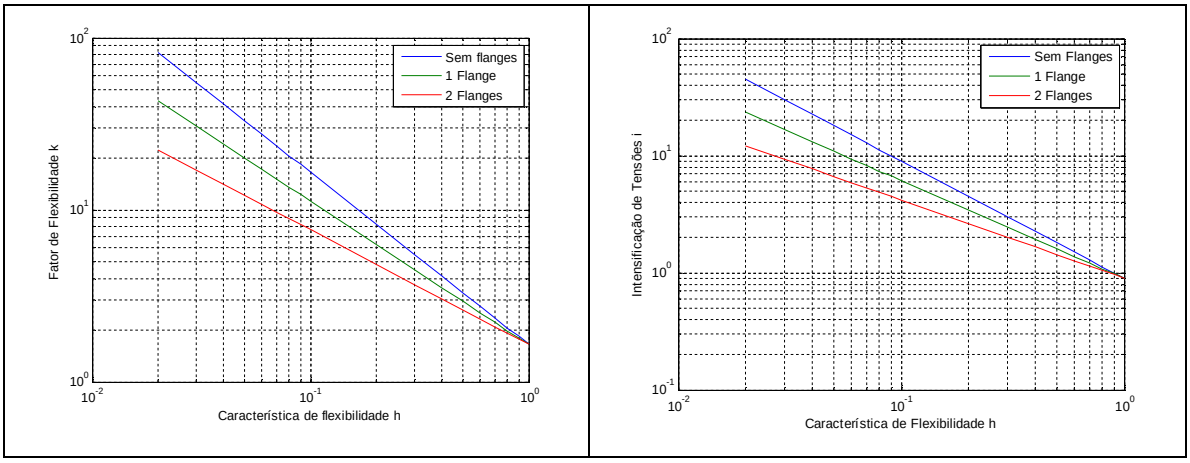


Figura II.5 - Fatores de flexibilidade e de intensificação de tensões para curvas sem flanges e com flanges nas extremidades conforme equações do ASME B31.3 (ASME, 2013a)

A Figura II.6 mostra influência do comprimento de trechos retos conectados as curvas (sem elementos rígidos) no índice B_2, calculado por MATZEN e YU (1998) utilizando simulações numéricas com curvas com h = 0,375 e momento fletor aplicado fora do plano, mostrando que o efeito de um elemento rígido é pequeno quando encontra-se a uma distância superior a 5 diâmetros. DIEM e MÜLLER (1995) já haviam concluído que um comprimento de trecho reto de 3 diâmetros já seria suficiente para eliminar os efeitos das extremidades em uma curva submetida a momento fletor no plano.

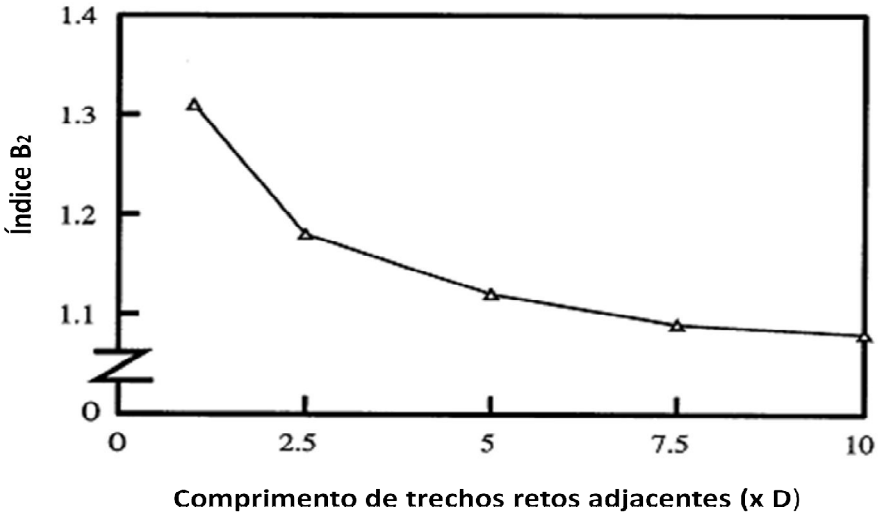


Figura II.6 - Influência no índice B_2 da distância de elementos rígidos em relação a curva de tubulação quando sujeita a momento fora do plano.

Adaptado de MATZEN E YU (1998)

Segundo estudo desenvolvido pelo OAK RIDGE NATIONAL LABORATORY (1978b), o efeito dos elementos adjacentes é mais significante no regime plástico do que no regime elástico.

Como visto no capítulo I, os efeitos decorrentes do fenômeno de ovalização numa curva podem ser considerados nos cálculos de um sistema de tubulação através de coeficientes de correção globais que são aplicados corrigindo o resultado obtido com modelos de viga. Para obtenção desses coeficientes o fenômeno precisa ser bem compreendido. Com esse objetivo, muitos trabalhos foram desenvolvidos ao longo das últimas décadas utilizando técnicas analíticas, experimentais e numéricas. Algumas considerações sobre esses estudos são tratadas a seguir.

II.1.Estudos Experimentais

Um dos meios de estudar o comportamento de uma curva é através de técnicas experimentais. Normalmente são utilizados dispositivos que permitem fixar o corpo de prova em uma extremidade e aplicar o carregamento na outra. As medidas são efetuadas através de extensómetros elétricos (*strain gages*) convenientemente instalados nos pontos de interesse. A Figura II.7, adaptada de TAN *et al*. (2002), mostra uma ilustração esquemática de um dispositivo de testes em curvas para estudo de momento fora do plano e a Figuara II.8,

adaptada de CESARI *et al.* (1989), mostra um esquema de um dispositivo para teste de curvas sujeitas a momento fletor no plano.

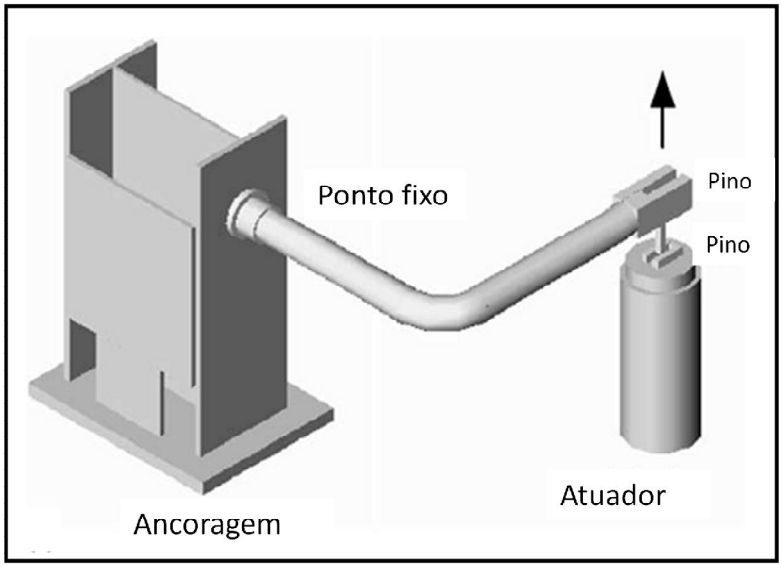


Figura II.7 - Ilustração esquemática de um dispositivo de testes de curvas com momento fletor fora do plano.

Figura adaptada de TAN *et al*. (2002)

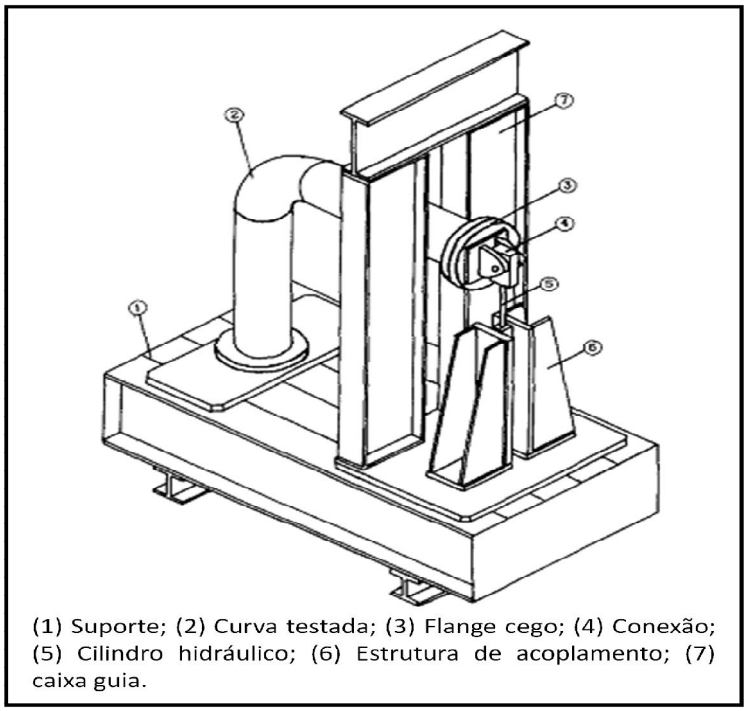


Figura II.8 - Ilustração esquemática de um dispositivo de testes de curvas com momento fletor no plano.

Figura adaptada de CESARI *et al*. (1989)

O corpo de prova pode ser composto de uma curva com trechos retos soldados em cada extremidade com comprimentos longos o suficiente par evitar influência das bordas. Essa influência pode ser objeto de estudo inserido-se elementos rígidos próximos das curvas de modo a prever o comportamento de curvas que nas instalações reais podem conter elementos próximos como flanges e válvulas.

O carregamento aplicado pode variar desde carregamentos monotônicos simples quanto alternados como os já citados experimentos de MARKL (1947) e MARKL (1952). Podem ainda ser composto por mais de um tipo de carregamento. A Tabela II.1, adaptada de MILLARD e ROCHE (1984), resume as principais conclusões obtidas desses trabalhos, também destacadas a seguir:

- Elementos rígidos próximos às curvas têm efeito significativo em curvas com ângulos menores que 90° e não influenciam a tensão na secção média de curvas de 180°;
- A flexibilidade de uma curva é bem representada pelas expressões do ASME para ângulos de 90° e 180°;
- A localização e intensidade da tensão máxima varia com o ângulo de curvatura.

Tabela II.1 - Exemplos de trabalhos experimentais.

Adaptado de MILLARD e ROCHE (1984)

Referência	Ângulo da curva	Efeito nas extremidades			Carregamentos		
		Flanges	Trechos retos	Outra curva	Momento no plano	Momento fora do plano	Pressão
NAVAL RESEARCH LABORATORY (1945)	90°	SIM	SIM	-	SIM	-	-
PARDUE E VIGNESS (1955)	45°, 90°, 180°	SIM	SIM	-	SIM	SIM	-
IMAMASA E URAGAMI (1973)	90°	-	SIM	-	SIM	SIM	SIM
	40°, 50°, 60°, 90°	SIM	SIM	-	SIM	SIM	SIM
FINDLAY E SPENCE (1973)	45°, 90°, 180°	SIM	-	-	SIM	-	-
BROUARD et al (1979)	90°	SIM	SIM	-	SIM	-	-
	180°	SIM	SIM	-	SIM	SIM	-
BROUARD et al (1981)	90°	-	SIM	-	SIM	-	-
	180°	-	SIM	-	SIM	-	-

II.2. Estudos Analíticos

O trabalho teórico pioneiro no estudo de curvas de tubulação foi realizado por VON KARMAN (1911) usando uma análise por minimização da energia potencial. Ele representou os deslocamentos na secção transversal como séries de funções trigonométricas e obteve relações lineares entre ovalização e curvatura para uma curva com momento fletor aplicado no plano e sem pressão. As seguintes simplificações foram assumidas:

- A razão entre o raio da secção do componente e do seu raio de curvatura muito menor que 1;
- A deformação circunferencial nula. Ou seja, o comprimento de qualquer segmento da circunferência na parede tubular se mantém constante.
- As secções planas transversais à linha de centro do tubo permanecem planas e perpendiculares à linha de centro deformada.

Sua formulação pode ser descrita como um caso especial da formulação apresentada por KARAMANOS (2002), resumida a seguir e que adota a nomenclatura apresentada na Figura II.9.

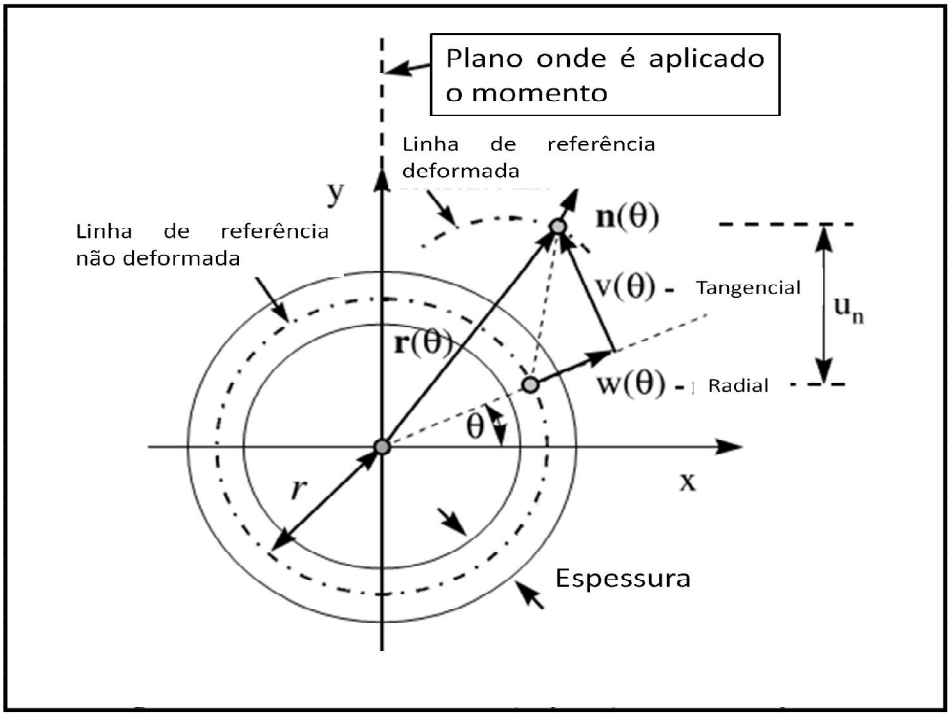


Figura II.9 - Ovalização da secção transversal-nomenclatura.

Adaptado de KARAMANOS (2002)

A energia total por unidade de comprimento é dada por:

$$U = U_c + U_L \tag{II.5}$$

onde U_c é a componente circunferencial da energia, enquanto U_L é a componente longitudinal da energia. A componente longitudinal pode ser calculada através da equação:

$$U_L = \frac{1}{2}\int \sigma_L \varepsilon_L dA = \frac{Etr}{2}\int_0^{2\pi} \varepsilon_L^2 d\theta \tag{II.6}$$

onde σ_L e ε_L são tensões e deformações longitudinais, respectivamente. A deformação longitudinal pode ser escrita da seguinte forma:

$$\varepsilon_L = \kappa y + \frac{u_n}{R} = \kappa[(r + w)sen\theta + v cos\theta] + \frac{1}{R}[v cos\theta + w sen\theta] \tag{II.7}$$

onde κ é a curvatura imposta pelo carregamento, y é a distância a linha neutra e R é o raio de curvatura inicial. Considerando R' o raio de curvatura total, pode-se escrever:

$$\frac{1}{R'} = \kappa + \frac{1}{R} \tag{II.8}$$

A deformação circunferencial pode ser escrita por:

$$\varepsilon_\theta = \varepsilon_{\theta 0} + k_\theta \rho = \frac{1}{r}(v' + w) + \left[\frac{1}{r^2}(v' + w'')\right]\rho \tag{II.9}$$

Nesta equação as derivadas em relação ao ângulo θ são representadas por ()', ρ é a coordenada na direção radial, $\varepsilon_{\theta 0}$ é a deformação circunferencial da superfície média e k_θ é a mudança de curvatura na direção circunferencial. Se for assumida uma deformação nula no perímetro ($\varepsilon_{\theta 0} = 0$) tem-se:

$$w + \frac{dv}{d\theta} = w + v' = 0 \qquad \text{(II.10)}$$

A expressão para energia de deformação circunferencial pode ser escrita como:

$$U_C = \frac{1}{2}\iint_{A_\theta} \sigma_\theta \, \varepsilon_\theta r \, d\theta \, d\rho = \frac{1}{2}\frac{Er}{1-v^2}\iint_{A_\theta} \varepsilon_\theta^2 d\theta d\rho = \frac{Et^3}{24(1-v^2)r^3}\int_0^{2\pi} (v' + v''')d\theta \qquad \text{(II.11)}$$

Nessa expressão v é o coeficiente de Poisson (não considerado na teoria original de Von Karman). Com uma discretização de Ritz em termos de funções trigonométricas, obtém-se

$$w(\theta) = \alpha cos2\theta \qquad \text{(II.12)}$$

$$v(\theta) = -\frac{\alpha}{2} sen2\theta \qquad \text{(II.13)}$$

onde α é a amplitude da ovalização conforme ilustrado na Figura II.10

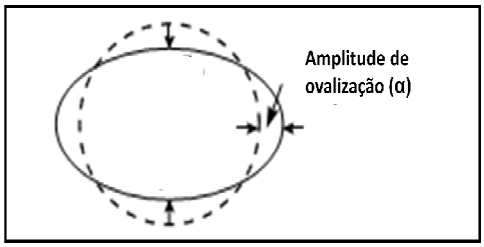


Figura II.10 - Definição de amplitude de ovalização.

Adaptado de KARAMANOS (2002)

A partir das equações (II.12) e (II.13) obtém-se

$$U = \frac{Etr}{2}\left(\kappa^2 r^2 \pi + \frac{5\alpha^2}{8R'^2}\pi - \frac{3}{2}\frac{kr\alpha}{R'\pi}\right) + \frac{3}{8}\frac{\pi E t^3 \alpha^2}{(1-v^2)r^3} \qquad \text{(II.14)}$$

Soluções para o parâmetro de ovalização α em termos da curvatura aplicada podem ser obtidas da minimização da Energia, U em relação a α. Já a derivação de U em termos de κ possibilita a obtensão da relação entre o momento M e κ.

Assumindo-se desprezíveis os termos não lineares obtém-se as seguintes equações, desenvolvidas por VON KARMAN em seu estudo:

$$\zeta = \frac{\kappa h}{h^2 + \frac{5}{6}} \tag{II.15}$$

$$M = \pi\kappa\left[1 - \frac{9}{10 + 12h^2}\right] \tag{II.16}$$

onde ζ é a curvatura de ovalização e h é caracteristica de flexibilidade já citada antes.

VON KARMAN indicou o fator de flexibilidade como sendo:

$$k = \frac{12h^2 + 10}{12h^2 + 1} \tag{II.17}$$

A metodologia de VON KARMAN foi adotada por outros pesquisadores para estudar o comportamento de curvas de tubulação considerando fatores não avaliados por ele e/ou assumindo mais termos na série trigonométrica que descreve os deslocamentos na secção transversal.

BESKIN (1945) complementou o trabalho pioneiro considerando mais termos na solução e obteve a seguinte equação para o fator de flexibilidade:

$$k = \frac{1.65}{h^{2/3}} \tag{II.18}$$

KAFKA e DUNN (1956) consideraram efeito da pressão interna. RODABAUGH e GEORGE (1957) incluíram na teoria os efeitos de pressão, momento fletor no plano e fora do plano para tubos de diâmetros grandes e de pequenas espessuras. Obtiveram equações para determinação de perfis de tensões circunferenciais e longitudinais atualmente presentes na norma ASME III classe 1 (2007) vistos na Tabela I.3 e propuseram um fator de intensificação

de tensões com uma correção para levar em conta o efeito da pressão conforme indicado na seguinte equação (II.19) e que foi mais tarde incorporado pelo ASME (ver equação (II.2)):

$$i_p = \frac{i}{1 + \frac{P_0 r}{tE} X_i} \tag{II.19}$$

onde,

$$X_i = 3.25 \left(\frac{r}{t}\right)^{3/2} \left(\frac{R}{r}\right)^{2/3} \tag{II.20}$$

A hipótese simplificadora de que a deformação circunferencial seria nula no estudo de ovalização de VON KARMAN (1911), foi provada ser inconsistente por GROSS (1952) por não satisfazer as condições de equilíbrio estático. Apesar disso, a hipótese ainda foi adotada em trabalhos posteriores com resultados satisfatoriamente próximos aos experimentais. Um deles foi o de RODABAUGH e GEORGE (1957) que, como visto, contribuiu para definições de índices atualmente presente em normas. Isto gera pequenos erros na determinação da tensão de membrana circunferencial pelo ASME III classe 1 (2007), evidenciados por MARIE E NÉDÉLEC (2003). A contribuição da tensão de membrana no perfil experimental mostrado na Figura II.2 gerou valores maiores (em módulo) na superfície interna do que na externa, o que não ficou tão evidente na curva obtida pelas equações da norma mostrada na mesma figura.

Outros trabalhos que complementaram a teoria original, como VIGNESS (1943) que generalizou a formulação para carregamentos fora do plano, PARDUE E VIGNESS (1951), GROSS E FORD (1952), também merecem destaque.

TURNER e FORD (1957) elaboraram um estudo teórico para aplicação em curvas com momento fletor aplicado em seu plano onde duas das hipóteses utilizadas por Von Karman não eram mais consideradas: a razão *r*/*R* não era muito menor que 1 e a deformação circunferencial não era considerada nula. A conclusão deste estudo apontara erros na teoria original de Von Karman de mais de 10%. Essa teoria foi generalizada posteriormente por SMITH (1967) para momentos fletores fora do plano.

Outra abordagem que possibilita o estudo de curvas de tubulação sob momento fletor se baseia em teorias de cascas. Com esta abordagem, TUEDA (1936) obteve duas equações diferenciais ordinárias acopladas para descrever o problema e obteve a solução a partir da integração dessas equações por meio de séries de potência. CLARK E REISSNER (1951) também chegaram a duas equações diferenciais ordinárias com coeficientes variáveis. Para a solução assumiram hipóteses similares às adotadas por Von Karman e chegaram às bem

conhecidas equações assintóticas de Klark e Reissner apresentadas pelas seguintes equações, que se referem as direções circunferenciais e longitudinais respectivamente:

$$\frac{\sigma_\theta}{S_b} = \pm\frac{1}{2}\left(\frac{3}{1-v^2}\right)^{1/2}\left[\beta^{2/3}cos^2(\theta)T_i'(x) - \beta^{1/3}sen(\theta)T_i(x)\right] + \frac{\beta^{1/3}}{2\gamma}cos^2(\theta)T_r(x) \tag{II.21}$$

$$\frac{\sigma_L}{S_b} = \pm\frac{v}{2}\left(\frac{3}{1-v^2}\right)^{1/2}\left[\beta^{2/3}cos^2(\theta)T_i'(x) - \beta^{1/3}sen(\theta)T_i(x)\right] + \frac{1}{2}\left[\beta^{2/3}cos^2(\theta)T_r'(x) - \beta^{1/3}sen(\theta)T_r(x)\right] \tag{II.22}$$

onde $T_r(x)$ e $T_i(x)$ bem como suas derivadas em realação a θ são funções que podem ser obtidas da Figura II.11. Os parâmetros x e β são dados pelas seguintes equações:

$$x = \beta^{1/3}sen\theta \tag{II.23}$$

$$\beta = [12(1-v^2)]^{1/2}\frac{r^2}{Rt} \tag{II.24}$$

Finalmente, o fator de flexibilidade é dado por:

$$k = \frac{\beta}{2}\ (\beta > 10) \tag{II.25}$$

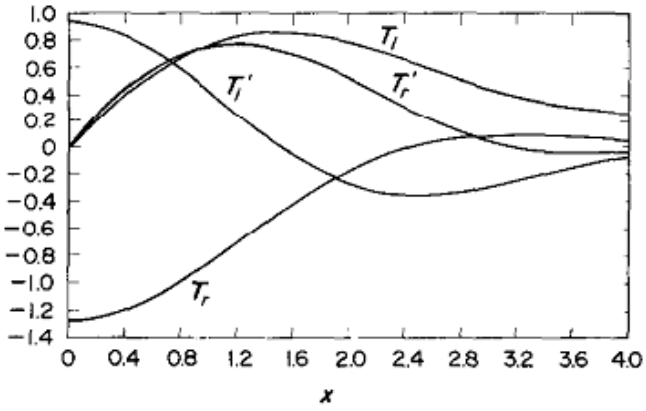


Figura II.11 - Parâmetros utilizados nas equações assintóticas de Klark e Reissner.

A máxima tensão circunferencial pode ser obtida a partir da equação (II.21), sendo dada por:

$$\sigma_{\theta_max} = \pm \frac{0{,}813}{[1-\nu^2]^{1/2}} \beta^{2/3} - \frac{0{,}644\beta^{1/3}}{\gamma} \quad (\beta > 10) \tag{II.26}$$

onde,

$$\gamma = \frac{R}{r} \tag{II.27}$$

II.3. Estudos Numéricos

Para a maioria dos fenômenos estudados em diversos campos como a mecânica estrutural, mecânica dos fluidos, eletromagnetismo, etc., as teorias clássicas só disponibilizam soluções exatas para sistemas de geometria simples e bem comportados, diferente da maioria das aplicações práticas. Para contornar este problema, técnicas de análise numérica têm ganhado força, principalmente com o desenvolvimento computacional das últimas décadas. Uma das técnicas mais utilizadas é o método dos elementos finitos. Segundo ALVES FILHO (2011) o método de elementos finitos é um método aproximado de cálculo onde o corpo contínuo é subdividido em um número finito de partes (os elementos) e são conectados entre si por pontos discretos que são chamados de nós. A montagem de elementos, que constitui o modelo matemático, tem o seu comportamento especificado por um número finito de parâmetros. Em particular, nos problemas de análise estrutural, os parâmetros são os deslocamentos nodais, que são as incógnitas do problema.

Os elementos têm geometria mais simples do que o corpo como um todo e dentro do seu âmbito é mais fácil aplicar as equações clássicas para descrever seu comportamento. A partir do conhecimento do comportamento dos elementos e de sua interação com os elementos vizinhos é possível descrever de forma aproximada o comportamento do corpo. A Figura II.12 apresenta uma visão geral do método aplicado a problemas estruturais lineares.

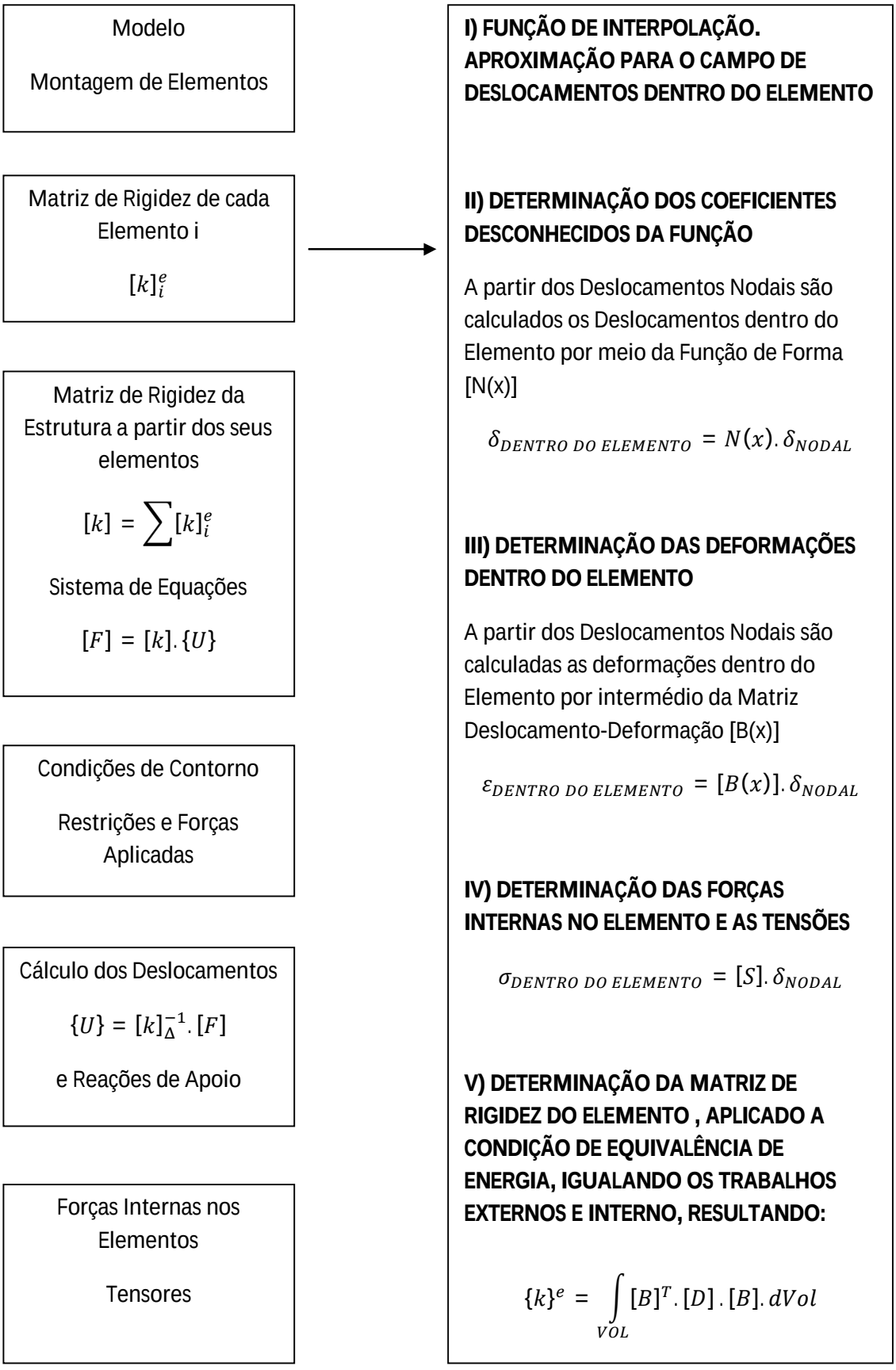


Figura II.12 - Visão geral do método dos elementos finitos para problemas estruturais

Adaptado de ALVES FILHO (2011)

Considerando um corpo ou elemento com *n* graus de liberdade, a matriz de rigidez é uma matriz *n* x *n* que multiplicada pelo vetor *n* x 1 que contém os n deslocamentos do corpo, resulta no vetor *n* x 1 que corresponde às *n* forças que agem sobre ele. Na Figura II.13 a matriz Deslocamento-Deformação, *[B]*, é um operador que transforma deslocamentos nodais em deformações no interior do elemento. A matriz de elasticidade *[D]* contém propriedades elásticas do elemento.

Há uma grande variedade de elementos com propriedades distintas e ampla faixa de graus de liberdade e para cada um é montada uma matriz de rigidez em função de suas características. A adoção do tipo de elemento a ser considerado no modelo depende do comportamento esperado do corpo que será subdividido nesses elementos. O elemento tipo mola, o mais simples, é um elemento unidimensional, transmite apenas forças axiais, contém dois nós cada um com possibilidade de se deslocar apenas na direção axial totalizando dois graus de liberdade no elemento. Sua matriz de rigidez tem dimensão 2 x 2 dada pela equação:

$$[k]^e = \begin{bmatrix} k1 & -k1 \\ -k1 & k1 \end{bmatrix} \qquad \text{(II.28)}$$

onde $k1$ é a rigidez da mola.

O elemento tipo viga também é unidimensional mas transmite forças axiais, flexões, cisalhamento e torção. Apresenta dois nós. Cada nó com 6 graus de liberdade totalizando 12 graus no elemento.

Seguindo a mesma linha de raciocínio, pode-se elaborar elementos bidimensionais ou tridimensionais que terão número de graus de liberdade igual ao produto do número de nós que definem o elemento pelo número de graus de liberdade possível em cada nó. É possível inclusive, aumentar a precisão do elemento aumentando o número de nós que o elemento possui. Por exemplo, um elemento pode ser retangular (bidimensional) formado por 4 nós (um em cada vértice) ou ter seu grau de liberdade duplicado inserindo-se um ponto nodal no meio de cada lado.

Um dos passos fundamentais para elaboração de um elemento é definir a função de interpolação, ou seja, uma função que descreve aproximadamente o campo de deslocamento dentro do elemento. Essa função é escrita através de polinômios que têm tantas constantes quantos forem os graus de liberdade do elemento. Essas constantes podem ser calculadas através da aplicação de deslocamentos conhecidos nos nós do elemento.

Posteriormente, através de informações oriundas do modelo que melhor se adapta ao elemento a ser elaborado, define-se a deformação no elemento em função dos deslocamentos e por fim encontra-se a relação entre tensão e deformação. Como ilustração, a Tabela II.2 traz um resumo de teorias associadas a dois elementos comuns nas simulações numéricas: a viga e a placa quando sujeito a diferentes carregamentos, considerando a hipótese de pequenos deslocamentos.

Tabela II.2 - Algumas teorias de elementos de viga e chapa

	Relação Deformação-deslocamento	Relação Tensão -Deformação
Viga sob flexão	$\varepsilon_x = y\frac{\partial^2 \mathrm{v}}{\partial x^2}$	$\sigma_x = E\varepsilon_x$
Viga sob carregamento axial	$\varepsilon_x = \frac{\partial \mathrm{u}}{\partial x}$	$\sigma_x = E\varepsilon_x$
Placa sob flexão (Teoria de Kirchhoff-Love)	$\varepsilon_x = -z\frac{\partial^2 w}{\partial x^2}$ $\varepsilon_x = -z\frac{\partial^2 w}{\partial y^2}$ $\gamma_{xy} = -2z\frac{\partial^2 w}{\partial x \partial x}$	$\begin{Bmatrix}\sigma_x\\ \sigma_y\\ \tau_{xy}\end{Bmatrix} = \frac{E}{1-v^2}\begin{bmatrix}1 & v & 0\\ v & 1 & 0\\ 0 & 0 & \frac{1-v}{2}\end{bmatrix}\begin{Bmatrix}\varepsilon_x\\ \varepsilon_y\\ \gamma_{xy}\end{Bmatrix}$
Placa sob flexão (Teoria de Mindlin)	$\varepsilon_x = z\frac{\partial \theta_y}{\partial x}$ $\varepsilon_x = -z\frac{\partial \theta_x}{\partial y}$ $\gamma_{xy} = -z\left(\frac{\partial \theta_y}{\partial y} - \frac{\partial \theta_x}{\partial x}\right)$ $\gamma_{yz} = \frac{\partial w}{\partial y} - \theta_x$ $\gamma_{zx} = \frac{\partial w}{\partial x} + \theta_y$	$\varepsilon_x = \frac{\sigma_x}{E} - v\frac{\sigma_y}{E}$ $\varepsilon_y = \frac{\sigma_y}{E} - v\frac{\sigma_x}{E}$ $\tau_{xy} = \frac{E}{2(1+v)}\gamma_{xy}$ $\tau_{yz} = \frac{E}{2(1+v)}\gamma_{yz}$ $\tau_{zx} = \frac{E}{2(1+v)}\gamma_{zx}$
Placa sob estado plano de tensão	$\varepsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x}$ $\varepsilon_y = \frac{\partial v}{\partial y}$ $\gamma_{xy} = \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x}$	$\begin{Bmatrix}\sigma_x\\ \sigma_y\\ \tau_{xy}\end{Bmatrix} = \frac{E}{1-v^2}\begin{bmatrix}1 & v & 0\\ \mu & 1 & 0\\ 0 & 0 & \frac{1-v}{2}\end{bmatrix}\begin{Bmatrix}\varepsilon_x\\ \varepsilon_y\\ \gamma_{xy}\end{Bmatrix}$

Nas equações da Tabela II.2, x, y e z são os eixos do sistema de coordenadas, enquanto u, v e w são deslocamentos nestas direções respectivamente. θ_n é a rotação em relação eixo n, ε_n é a deformação na direção n, γ_{no} é a deformação angular no plano n-o, σ_n é a tensão paralela ao eixo n e τ_{no} é a tensão cizalhante no plano n-o.

As relações entre deslocamento e deformação apresentadas na Tabela II.2 para chapa submetida a flexão são extraídas de duas das mais aceitas e utilizadas teorias para placas: Teoria de Kirchhoff-Love (teoria clássica das placas) e a de Mindlin-Reissner (conhecida como teoria de placas de cisalhamento de primeira ordem).

As principais hipóteses da teoria de Kirchhoff-Love são:

- Linhas retas perpendiculares à superfície central permanecem retas após a deformação;
- Linhas retas perpendiculares à superfície central permanecem perpendiculares à superfície central depois da deformação;
- A espessura da placa não muda após a deformação.
- São desprezadas deformações por cisalhamento dentro do elemento.

A teoria de Mindlin por outro lado não despreza deformações cisalhantes dentro do elemento e assim, planos normais à superfície média podem experimentar rotações diferentes da sofrida pela superfície média;

Essas teorias não são válidas quando a razão deslocamento/espessura da chapa é muito grande pois esta condição torna o problema não linear e neste caso outras teorias devem ser aplicadas.

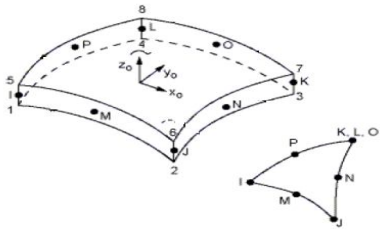
Se os deslocamentos forem pequenos, um elemento simples de casca pode ser elaborado de modo a contemplar carga em toda as direções através da superposição da condição de chapa submetida a estado plano de tensão com uma de chapa a flexão pois para pequenos deslocamentos os dois efeitos podem ser considerados independentes e um não afeta o outro.

O último passo para elaboração de um elemento é montar sua matriz de rigidez que permitirá associar os deslocamentos nodais as forças nos nós. Pode-se demonstrar através de equivalência de energia (interna e externa) que a matriz de rigidez para qualquer elemento é dada pela equação:

$$\{k\}^e = \int_{VOL} [B]^T . [D] . [B] . dVol \qquad \text{(II.29)}$$

Em geral, os pacotes computacionais comerciais trazem um considerável número de elementos já formulados em sua biblioteca cabendo ao usuário identificar o tipo de elemento mais adequado ao problema estudado. Essa escolha tem impacto direto no nível de precisão da solução. A Tabela II.3 mostra exemplo de dois elementos contidos na biblioteca do software comercial ANSYS, cujas características foram retiradas de seu manual (ANSYS INC., 2011).

Tabela II.3 - Exemplos de elementos do software comercial ANSYS (ANSYS INC., 2011) e suas principais características

	ELBOW290	SHELL281
Geometria		
Aplicação	Análise de estruturas tubulares com secção inicialmente circular com espessuras finas a moderadas. O elemento considera distorções na secção transversal comuns nesse tipo de estrutura quando sujeito a carregamentos.	Elemento tipo casca aplicável a análise de espessuras finas a moderadas.
Pontos de integração	2 ao longo do comprimento e 8 ou mais ao longo da circunferência.	Se geometria retangular: No plano: 2x2; 1, 3, 5, 7 ou 9 por camada em cada secção. Se geometria triangular: No plano: 3; 1, 3, 5, 7 ou 9 por camada em cada secção.

A cada elemento selecionado, normalmente estão associadas limitações de uso, normalmente oriundas da teoria que originou o elemento. Essas limitações, que se encontram descritas no manual dos pacotes computacional, precisam ser levadas em consideração na escolha dos elementos em função do problema a ser estudado.

A solução obtida utilizando o método dos elementos finitos é normalmente uma solução aproximada. Se o número de elementos utilizados for reduzido obtém-se uma malha pouco refinada e a solução pode ficar comprometida. Se o número de elementos for muito grande, o

esforço computacional necessário cresce podendo tornar a solução inviável para um tempo razoável.

A partir do início da década de 70 começou-se a aplicar o método dos elementos finitos no estudo de curvas de tubulação através do uso de elementos especiais de tubos curvados (MACKENZIE e BOYLE, 1992).

Encontra-se na literatura um considerável número de trabalhos apresentando formulações de elementos a serem empregados na análise numérica de curvas de tubulação capazes de simular com boa precisão seu comportamento, incluindo efeitos como ovalização, arqueamento longitudinal e influência de elementos adjacentes. Muitas dessas formulações para modelagem de curvas de tubulação consideram, por simplificação, nós distribuídos apenas no eixo do componente e descrevem deformações na secção transversal através de séries numéricas. Cita-se como exemplo os trabalhos de BATHE e ALMEIDA (1980), MILITELLO E HUESPE (1988), DE MELO e DE CASTRO (1989), DE MELO e DE CASTRO (1990), FONSECA e DE MELO (2010).

BATHE *et al* (1983) apresentaram um modelo simples de elemento tubular curvado com capacidade de considerar alguns efeitos não lineares como condições elastoplásticas (modelo com endurecimento isotrópico) e grandes deformações. Testes com aplicação de momento fletor mostraram boa acurácia deste modelo em comparação com resultados experimentais.

KATORI e NISHIMURA (1993) desenvolveram um modelo numérico para análise elastoplástica de curvas sujeitas a momento fletor considerando endurecimento cinemático.

TAN *et al* (2002) modelou curvas de tubulação utilizando elementos de placa dos pacotes computacionais comerciais ANSYS (SHELL43 e SHELL181) e ABAQUS (S8R5 e ELBOW31), considerando grandes deformações e efeitos de endurecimento. Foram realizados testes com momento fletor fora do plano, obtendo-se resultados muito próximos dos experimentais encontrados por GREEMSTREET (1978).

LI e AGGARWAL (2010) utilizaram simulações através do método dos elementos finitos para estudar o efeito que uma variação de espessura ao longo do comprimento de uma curva teria em sua rigidez e intensificação de tensões quando submetidas a momento fletor. Seus estudos os permitiram propor uma adaptação na metodologia tradicional de análise que considera espessura uniforme. Em sua proposta, uma curva com espessura variável deveria ter seu fator de flexibilidade calculado considerando uma espessura média enquanto os fatores de correção de tensão deveriam ser obtidos usando a menor espessura encontrada no componente. Aplicando esta metodologia em estudo de caso, obtiveram resultados similares aos obtidos através das simulações usando o método de elementos finitos.

NEILSON *et al* (2010) compararam a carga de colapso experimental de curvas gomadas com as obtidas em simulações numéricas usando elementos tridimensionais e considerando um modelo elástico-perfeitamente plástico, obtendo resultados similares.

MILLARD e ROCHE (1984) fizeram um resumo das principais conclusões dos trabalhos numéricos indicados na Tabela II.4, os quais avaliaram o comportamento de curvas de tubulação sujeitas a diferentes tipos de carregamento. As principais conclusões são:

- Existem valores elevados de tensão cisalhante na junção entre curvas e tubos retos
- A secção transversal não se mantém plana
- O fator de flexibilidade local pode ser menor que 1 na junção da curva com trechos retos adjacentes

Tabela II.4 - Exemplos de trabalhos numéricos.

Tabela adaptada de MILLARD e ROCHE (1984)

Referêcnia	Ângulo da curva	Efeito nas extremidades			Carregamentos		
		Flanges	Trechos retos	Outra curva	Momento no plano	Momento fora do plano	Pressão
KANO et al (1977)	90°	-	SIM	-	SIM	SIM	-
SOBEL (1977)	90°	-	SIM	-	SIM	-	-
NATARAJAN E BLOMFIELD (1975)	30°, 90°, 180°	-	SIM	-	SIM	-	-
	90°	-	-	SIM	SIM	-	-
WRIGHT et al (1974)	50°, espessura variável	-	SIM	-	SIM	-	-
OAK RIDGE NATIONAL LABORATORY (1978a)	45°, 90° 180°	-	SIM	-	SIM	SIM	-
OHTSUBO E WATANABLE (1978)	90°	-	SIM	-	SIM	SIM	-
NATARAJAN E MIRZA (1981)	10° a 90°	-	SIM	-	-	SIM	-
	90°	SIM	SIM	-	-	SIM	-

Capítulo III - Modelos e Simulações Numéricas

Para estudar o comportamento de curvas de tubulação quando submetidas a cargas de momento fletor, foram elaborados modelos computacionais parametrizados baseados no método dos elementos finitos e realizadas simulações cujos resultados permitiram extrair fatores de correções para aplicação em modelos de viga, de modo a compará-los com os correspondentes fatores fornecidos por normas. Neste capítulo, são descritos os modelos desenvolvidos, as simulações realizadas e o procedimento de análise dos dados obtidos.

III.1. Modelos Numéricos

Os modelos numéricos desenvolvidos neste trabalho foram elaborados utilizando o pacote computacional comercial ANSYS (modo clássico) versão 14.0 (ANSYS INC., 2011). Rotinas parametrizadas foram desenvolvidas na linguagem de programação APDL para definir a geometria, malha e cargas, de modo a facilitar mudanças de parâmetros e obtenção de dados.

A maioria das simulações realizadas foram elaboradas considerando-se a geometria indicada na Figura III.1, composta por uma curva de tubulação e de dois trechos retos com comprimento igual a 5 vezes o diâmetro dos componentes, de modo a reduzir a influência do efeito das extremidades na curva. Uma extremidade do modelo teve todos os seus graus de liberdade (deslocamentos e rotações) restringidos, enquanto que a outra foi submetida a carregamentos de momento fletor (no plano ou fora do plano do modelo como será detalhado no item III.2). A Figura III.2 ilustra as condições de contorno e cargas consideradas.

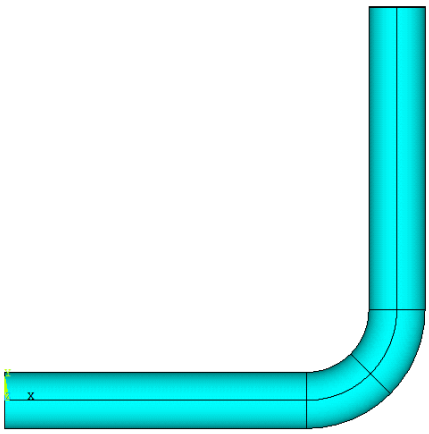


Figura III.1 - Principal geometria adotada nas simulações

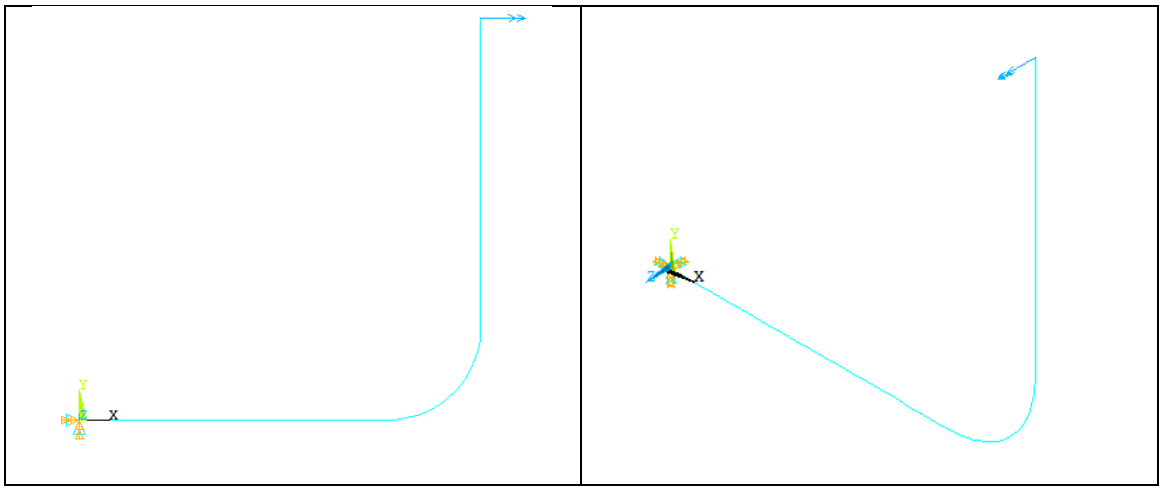


Figura III.2 - Ilustração das restrições e momento fletor aplicado fora do plano *(a)* ou no plano *(b)* do modelo

Este modelo simples permite, a partir da aplicação de uma dada carga de interesse, obter os resultados de tensão e deformação no componente em cada nó do modelo e levantar a partir desses dados os índices de tensões, fator de flexibilidade e ovalização.

Um modelo com geometria mais complexa também foi elaborado, como estudo de caso, para simular o comportamento de um *loop* de tubulação conforme mostrado na Figura III.3(a), configuração comum em meio industrial com a função de absorver a dilatação térmica dos sistemas. Simulações que serão detalhadas no item III.2 foram realizadas com este modelo adotando-se as condições de contorno mostradas na Figura III.3(b), restrição total de um lado e deslocamento imposto do outro. Os resultados foram comparados com resultados obtidos aplicando-se a metodologia da norma ASME III classe 1 (ASME, 2007) para o mesmo sistema e carregamento.

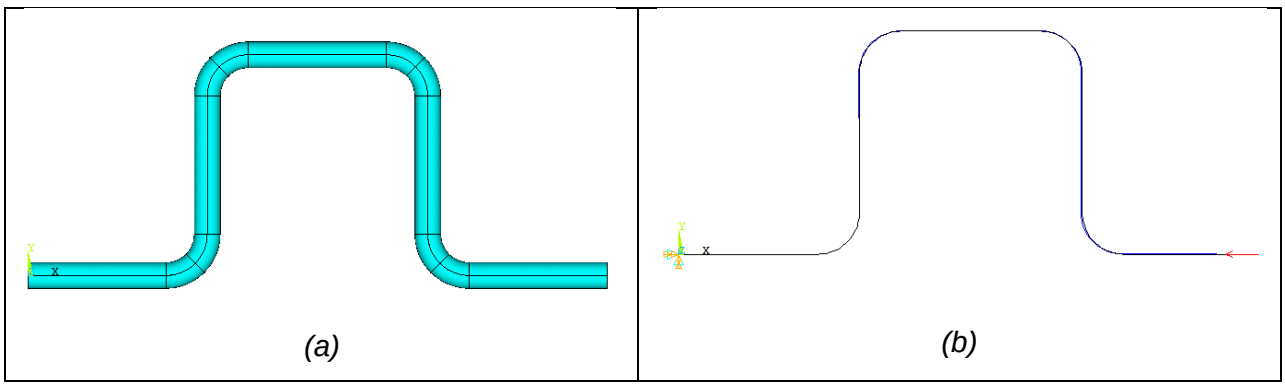


Figura III.3 - *Loop* de tubulação: modelo adotado *(a)* e condições de contorno *(b)*

O elemento Shell281 da biblioteca do ANSYS (ANSYS INC., 2011), baseado no modelo de casca foi empregado em todas as simulações do presente trabalho. Algumas simulações foram repetidas utilizando o elemento Elbow290, elemento mais simples da biblioteca do mesmo pacote computacional, o qual exige um menor esforço computacional. Os resultados obtidos com os dois modelos foram comparados para avaliar o desempenho dos dois elementos. Ambos os elementos permitem considerar ou não efeitos de não linearidades geométricas, que também são abordados neste trabalho.

III.1.1. Características dos Elementos

O elemento Elbow290 é definido a partir de 3 nós como mostrado na Figura III.4. É um elemento disponibilizado na biblioteca do pacote comercial de elementos finitos ANSYS (ANSYS INC., 2011) para analisar estruturas tubulares com espessuras pequenas a moderadas, sendo capaz de considerar distorções na secção transversal da estrutura conforme mostrado na Figura III.5. Suas análises envolvendo não linearidades geométricas consideram mudanças na espessura do elemento por efeito Poisson.

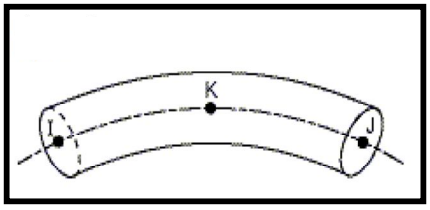


Figura III.4 - Pontos nodais necessários para definição do elemento (ANSYS INC., 2011)

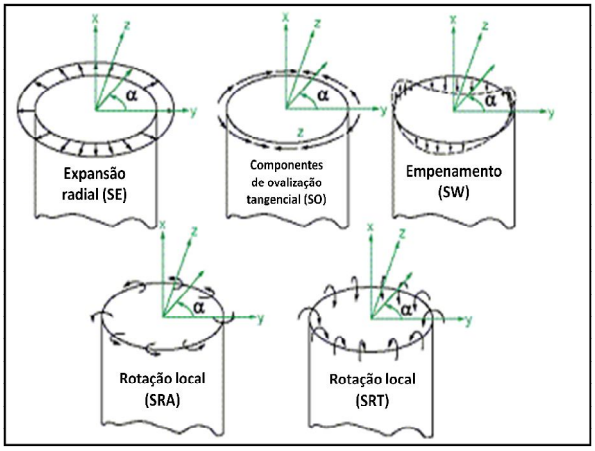


Figura III.5 - Tipos de distorções consideradas no elemento Elbow 290 (ANSYS INC., 2011)

O elemento gera pontos nodais auxiliares ao longo da circunferência de uma secção transversal para descrever distorções que são representadas através de séries de Fourier.

Algumas características do elemento:

- Um elevado número de termos da série de Fourier pode ser necessário para garantir boa precisão nos movimentos da secção transversal;
- Um elevado número de pontos auxiliares pode ser necessário para descrever comportamentos não lineares;
- Movimentos cisalhantes são considerados pelo elemento. Considera-se, no entanto, que qualquer secção plana permanece plana após a deformação;
- Permite a análise de espessuras com várias camadas.

O elemento Shell281 é baseado na teoria de casca de Mindlin-Reissner e tem 8 nós conforme mostrado na Figura III.6, cada nó com 6 graus de liberdade. Pode ser aplicado em tubos com espessuras baixas a moderadas para estudos lineares ou de grandes rotações e deformações não lineares. As análises envolvendo não linearidades geométricas consideram mudanças na espessura do elemento.

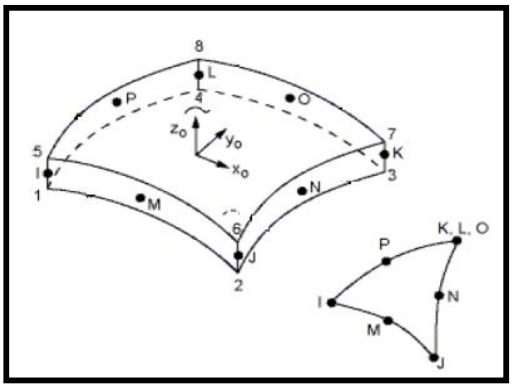


Figura III.6 - Pontos nodais do Elemento Shell281 (ANSYS INC., 2011)

Algumas características do elemento:

- Uso de elementos triangulares não são recomendados, especialmente em áreas com grandes gradientes de tensão;
- A rigidez ao cisalhamento é estimada através de procedimento baseado na equivalência de energia;
- A tensão transversal a estrutura é sempre nula;
- Rigidez por tensão é sempre incluída em análises com não linearidades geométricas;

- Permite a análise de cascas com várias camadas.

III.2. Casos Considerados

Todas as simulações realizadas neste trabalho consideram as seguintes propriedades mecânicas para o material dos componentes:

- Módulo de Elasticidade: 203 GPa
- Limite de escoamento: 241 MPa
- Coeficiente de Poisson: 0,29

Os componentes foram mantidos no regime elástico e não foram considerados eventuais enrugamentos ou ondulações em suas paredes devido à aplicação de carga. Uma vez que o objetivo do trabalho é analisar o efeito do momento aplicado nas tensões e na rigidez do sistema, não foi considerado o peso próprio dos componentes nem a pressão interna.

Inicialmente, testes de convergência para definição da malha foram realizados em todos os modelos, mediante repetição de simulações com crescente refinamento da malha até que não houvesse variação considerável nos resultados. A Figura III.7 ilustra este procedimento e mostra 3 das malhas testadas na análise de convergência, sendo crescente o refinamento da malha entre as imagens de (a) a (c) da figura. A máxima tensão de *von Mises* obtida com a malha adotada, mostrada na Figura III.7(b), é muito próxima da obtida com a mais refinada para o mesmo carregamento (diferença inferior a 0,5%). Já a diferença de resultados entre as malhas mais grosseira e a mais refinada, imagens (a) e (c) da Figura III.7, são consideráveis (superiores a 15%).

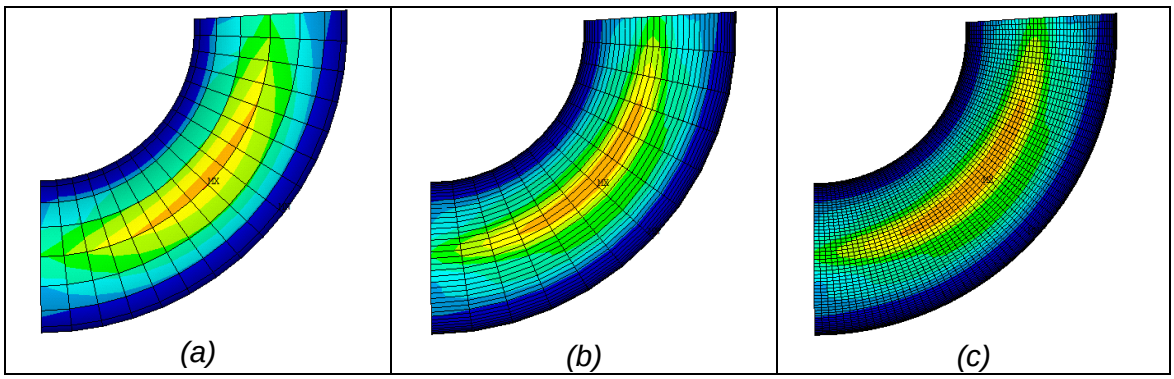


Figura III.7 - Diferentes malhas testadas na análise de convergência:

(a) Malha grosseira; *(b)* malha adotada; *(c)* malha muito refinada

Posteriormente, um teste com o modelo utilizando o elemento Shell281 foi desenvolvido para reproduzir a geometria e as condições de carregamento de um experimento de IMAMASA E URAGAMI (1973). O sistema que contém curvas de 90°, e é composto de elementos de diâmetro de 711,2 mm e espessura de 21 mm, é submetido a carregamento de momentos no plano e os resultados experimentais são comparados com os resultados numéricos obtidos com o modelo proposto para validação do modelo.

Após a aferição do modelo, um primeiro conjunto de simulações foi conduzido considerando curvas com três razões *D/t*: (1) razão com valor baixo (*D/t* = 15), (2) razão no limite para aplicação dos coeficientes das normas de projeto (*D/t* = 101) e (3) razão com valor elevado (*D/t* = 170). Estas curvas foram selecionadas dentro de um universo de curvas padronizadas pela norma ASME B16.9 (ASME, 2013b) com espessuras da norma ASME B36.10 (ASME, 2004) e, dessa forma, podem ser encontradas comercialmente. Particularmente para a curva com razão *D/t* = 170, considera-se que este valor seria obtido para uma curva com dimensões padronizadas que após algum tempo de operação tivesse perdido 1,5 mm de sua espessura por corrosão. Pelo fato de todas as curvas estudadas terem o mesmo raio de curvatura (838 mm) e o mesmo diâmetro externo (559 mm), ao se definir um valor para razão *D/t*, estabelece-se automaticamente a característica de flexibilidade, fator adimensional que como visto no capítulo I, é considerado nas normas de tubulação emitidas pelo ASME como parâmetro suficiente para definir completamente a rigidez e a intensificação de tensões de uma curva de tubulação. Uma consequência desta consideração é a possibilidade de estender as conclusões obtidas para outras curvas que apresentem o mesmo valor deste parâmetro.

As simulações consideraram cargas de momento aplicado no plano (tendendo a fechar a curva) e fora do plano do componente (não simultaneamente) sem aplicação de pressão. Utilizando o elemento Shell281 e considerando o efeito de não linearidades geométricas, obteve-se para cada razão *D/t* estudado os valores de momentos limite no plano e fora do plano necessários para levar o componente ao escoamento (valores de tensão equivalente de *von Mises* iguais ao limite do escoamento do material), o que exigiu o desenvolvimento de um processo interativo. A partir desses valores, estabeleceu-se um quadro de simulações que contempla, para cada componente estudado, cargas com proporcionais a esses momentos limite (10%, 40%, 70% e 100%) com o objetivo de verificar influência de variações de carga nos parâmetros de interesse. A Tabela III.1 resume o quadro de simulações que foram aplicadas aos modelos com elemento Shell281 e depois repetidas no modelo que emprega o elemento Elbow290, ambos considerando efeitos de não linearidades geométricas. Para verificar o efeito da não linearidade geométrica, algumas simulações foram repetidas para modelos que

consideram os dois elementos (Elbow290 e Shell281) sem considerar esses efeitos, permitindo comparação entre os valores obtidos com as duas abordagens.

Para facilitar o entendimento, neste trabalho utiliza-se uma terminologia para diferenciação dos modelos empregados: aqueles que adotam o elemento Shell281, são referenciados como S281-NL ou S281-L em função de ter ou não os efeitos de não linearidades geométricas considerados na simulação. Os que adotam elemento Elbow290 são referenciado como E290-NL ou E290-L, também em função dos efeitos de não linearidades estarem sendo ou não considerados.

Tabela III.1 - Simulações realizadas para determinação do comportamento de curvas com diferentes razões *D/t* submetidas a momento fletor.

Simulação	*D/t*	*h*	Momento no plano (kN.m)	Momento fora do plano (kN.m)
S1	15	0,471	71,10	0
S2	15	0,471	284,40	0
S3	15	0,471	497,70	0
S4	15	0,471	711,00	0
S5	101	0,061	2,58	0
S6	101	0,061	10,32	0
S7	101	0,061	18,06	0
S8	101	0,061	25,80	0
S9	170	0,036	1,00	0
S10	170	0,036	4,01	0
S11	170	0,036	7,02	0
S12	170	0,036	10,03	0
S13	15	0,471	0	94,20
S14	15	0,471	0	376,80
S15	15	0,471	0	659,40
S16	15	0,471	0	942,00
S17	101	0,061	0	4,53
S18	101	0,061	0	18,12
S19	101	0,061	0	31,71
S20	101	0,061	0	45,30
S21	170	0,036	0	1,86
S22	170	0,036	0	7,45
S23	170	0,036	0	13,03
S24	170	0,036	0	18,62

Para os modelos S281-L e S281-NL foi necessário estabelecer um artifício para aplicação das cargas nas extremidades. Uma vez que a carga de momento fletor foi aplicada através de um binário de forças diretamente aplicado em nós do modelo, um elemento com rigidez elevada e dimensão axial pequena foi inserido na extremidade do modelo. O objetivo deste artifício é de reduzir efeitos de concentração de tensões em nós da casca causados pela aplicação das forças concentradas. Para os modelos E290-L e E290-NL a carga de momento pode ser aplicada no nó central da secção, sem resultar no desenvolvimento de concentrações de tensões nesta região.

Na elaboração das rotinas parametrizadas para desenvolver as simulações, foram inseridos comandos de seleção dos nós ao longo da secção onde se desenvolve o maior valor de tensão de *von Mises* com o objetivo de avaliar as tensões ao longo destas seções. Os resultados das simulações desenvolvidas mostram que esta secção, que aqui será referenciada como secção crítica, é fixa para cargas aplicadas no plano, sendo localizada em Φ=45°, mas para cargas aplicadas fora do plano tem sua posição variando entre Φ=52,5° a Φ=67,5°. Também foram selecionados nós ao longo da primeira e da última secção do componente curvo. Esta abordagem automatiza o levantamento dos dados de interesse deste trabalho: tensões circunferenciais e longitudinais, intensidade de tensões, rotações e deslocamentos.

Os dados extraídos das simulações foram inseridos em rotinas elaboradas utilizando o pacote comercial Matlab versão R2012a (MATHWORKS INC.,2012), utilizado para o cálculo da ovalização nas secções mais críticas e os fatores de correção (de tensão e rigidez), estes definidos como sendo aqueles que ao serem aplicados em um modelo de viga gerariam os mesmos resultados das simulações numéricas realizadas. Os fatores de correção de tensão obtidos são os seguintes: o índice de tensões global, para comparação com os valores gerados pela Equação (I.16), e os índices de tenções locais (circunferencial e longitudinal) ao longo da secção, para comparação com resultados gerados pelas equações mostradas da Tabela I.3. Estas rotinas também processam os resultados através de representações gráficas para facilitar as comparações necessárias. Todos as rotinas elaboradas para desenvolvimento deste trabalho estão indicadas nos anexos I a VIII.

A metodologia empregada para o cálculo da ovalização e dos fatores de correção são descritas nas secções III.3 e III.4. Para a ovalização, apenas os resultados dos modelos S281-L e S281-NL puderam ser calculados, uma vez que o elemento Elbow290 não disponibiliza dados dos deslocamentos dos nós auxiliares em forma de lista.

Outro conjunto de simulações foi conduzido com o objetivo de se avaliar a influência do raio de curvatura. Nelas, mudanças neste raio foram promovidas mantendo-se o mesmo valor

de característica de flexibilidade (mudando a espessura de modo a compensar a variação da curvatura). Segundo metodologia das normas, os fatores de correção são função exclusivamente da característica de flexibilidade e, de acordo com essa hipótese, resultados semelhantes devem ser obtidos para situações para as quais este parâmetro tem o mesmo valor. Para as simulações desenvolvidas o diâmetro externo do componente foi mantido constante neste conjunto e utilizou-se os modelos S281-L e S281-L considerando o carregamento de momento fletor aplicado no plano com um valor correspondente ao limite de escoamento do material avaliado e considerando efeitos de não linearidades.

Posteriormente, foram realizadas outras simulações com variação do raio de curvatura, com o diâmetro variando de modo a manter fixa não só a característica de flexibilidade, mas também a proporção entre o diâmetro externo e o raio, uma vez que a manutenção desta proporção é comum em curvas padronizadas. A Tabela III.2 resume os dois blocos de simulações que objetivam estudar a influência do raio de curvatura.

Tabela III.2 - Simulações para avaliação da influência do raio de curvatura

Bloco 1						
Simulação	*D* (mm)	*D/t*	*R* (mm)	*R/D*	*h*	Momento aplicado (kN.m)
S25	559	67,8	559	1	0,061	40,4
S26	559	100,5	838	1,5	0,061	25,8
S27	559	133,4	1180	2,1	0,061	18,58
S28	559	198,9	1677	3,0	0,061	11,6
Bloco 2						
Simulação	*D* (mm)	*D/t*	*R* (mm)	*R/D*	*h*	Momento aplicado (kN.m)
S29	762	100,5	1142,3	1,5	0,061	65,4
S30	660	100,6	989,4	1,5	0,061	42,5
S31	559	100,5	838	1,5	0,061	25,8
S32	457	100,4	685,1	1,5	0,061	14,1

Dos resultados destas simulações foram calculados os fatores de correção de rigidez e índice de tensões global para cada curva. Gráficos foram gerados comparando-se os resultados entre si e com os obtidos com a norma ASME III classe 1 (ASME, 2007).

A última sequência de simulações foi elaborada como um estudo de caso que considera um *loop* de tubulação (Figura III.2), configuração comum no meio industrial que tem o objetivo

de dar flexibilidade aos sistemas. Ele absorve deslocamentos maiores mantendo tensões e reações dentro de limites aceitáveis. O estudo verifica o impacto de diferenças entre a metodologia do ASME III classe 1 (ASME, 2007) e do estudo numérico num sistema mais complexo.

Deslocamentos foram aplicados na extremidade do modelo que S281-NL, obtendo-se cargas axiais na extremidade e máximas intensidades de tensão para sistemas com baixa e alta razão *D/t* (15 e 170 respectivamente). Isto permite verificar a rigidez e a amplificação de tensões nos sistemas. Os deslocamentos aplicados foram aumentados gradativamente até se atingir, para cada razão, o limite de escoamento pelo critério de *von Mises*. A Tabela III.3 resume os parâmetros das simulações realizadas.

Tabela III.3 - Simulações realizadas com modelo de *loop* de tubulação

Simulação	*D* (mm)	*R* (mm)	*D/t*	Deslocamento axial (mm)
S33	559	838	15	8,74
S34	559	838	15	20,40
S35	559	838	15	32,20
S36	559	838	15	45,80
S37	559	838	170	14,20
S38	559	838	170	28,70
S39	559	838	170	43,60
S40	559	838	170	77,30

Posteriormente, foi desenvolvido um modelo utilizando o pacote comercial Triflex versão 3.3.5 (PIPING SOLUCTIONS INC., 2012), reproduzindo as mesmas geometrias e simulações. Os coeficientes de correção foram inseridos neste modelo conforme fórmulas do ASME III classe 1 (ASME, 2007).

Os resultados das simulações foram representados através de gráficos que relacionam a carga aplicada com o deslocamento, bem como a intensidade de tensão aplicada com o deslocamento. Assim, é possível comparar os níveis de tensão e cargas obtidos com as duas metodologias para diferentes deslocamentos aplicados.

A Tabela III.4 mostra um resumo geral das simulações realizadas no trabalho conforme descrito neste capítulo.

Tabela III.4 - Quadro resumo de simulações

Simulações	Geometria	Modelo
S1 a S24 (Tabela III.1)	Figura III.1	S281-NL
		S281-L
		E-NL
		E290-L
S25 a S32 (Tabela III.2)	Figura III.1	S281-NL
		S281-L
S33 a S40 (Tabela III.3)	Figura III.2	S281-NL

III.3.Cálculo dos fatores de correção

O fator de correção de rigidez conhecido como fator de flexibilidade, pode ser obtido adotando-se a definição dada pela equação (I.9). O numerador da equação pode ser determinado através do cálculo da diferença entre as rotações no plano do componente identificadas em seus dois extremos obtidas pelas simulações numéricas através dos modelos propostos. O denominador, que representa a rotação experimentada na extremidade de um tubo reto com mesma secção, comprimento e carga do componente curvo, pode ser calculado através da equação (ASME, 2007):

$$\theta_B = \frac{M_i \pi R}{2EI} \tag{III.1}$$

Assim, o fator de flexibilidade pode ser obtido através da equação (III.2)

$$k = \frac{\Delta\theta_S}{\theta_B} \tag{III.2}$$

onde $\Delta\theta_S$ é a diferença de rotação entre as duas extremidades da curva na direção do momento aplicado. Para simulações realizadas com modelos que adotam o elemento Elbow290 este termo pode ser facilmente obtido, uma vez que as rotações podem ser extraídas diretamente dos pontos localizados no centro da secção de cada extremidade. Para simulações realizadas com modelos que adotam o elemento Shell281 não há como extrair a rotação diretamente de um nó no centro das secções e assim, deve ser calculada através de dados dos nós dispostos ao longo da circunferência que define a secção.

Uma linha reta perpendicular ao plano do componente e que passa pelo centro de uma determinada secção, intercepta dois nós diametralmente opostos do modelo que devem, por geometria, ter a mesma rotação do centro da secção na direção do momento fletor aplicado. A identificação destes nós permite, então, a obtenção das rotações necessárias para o cálculo do fator de flexibilidade nas simulações com elemento Shell281.

As normas consideram, para uma dada curva de tubulação, um único fator de correção de rigidez para momentos aplicados no plano e fora do plano (Ver Tabela I.1). Esta consideração indicada por RODABAUGH E GEORGE (1957) foi assumida neste trabalho e não foram calculados fatores de flexibilidade para momentos aplicados fora do plano.

Para o cálculo do índice de tensão global foi aplicada a definição dada pelo ASME III classe 1 (ASME, 2007) reproduzida pela equação (I.14), onde o numerador é o valor da máxima intensidade de tensões obtida diretamente das simulações, enquanto que o denominador é a máxima tensão nominal, dada pela equação de tensão de flexão para vigas retas:

$$S = \frac{\sqrt{M_i^{\,2} + M_o^{\,2}}}{Z} \tag{III.3}$$

Para o cálculo dos índices de tensão circunferencial e longitudinal locais foi utilizada a definição também dada pelo ASME III classe 1 (ASME, 2007), através da divisão dos valores destas tensões obtidas num determinado ponto através dos modelos desenvolvidos, pela tensão nominal dada pela equação (III.3)

III.4. Cálculo da ovalização

Para o cálculo da ovalização, fator que mede o nível de deformação de uma dada secção do componente curvo, foi aplicada na secção crítica a seguinte equação:

$$e = \frac{D_{\max} - D_{\min}}{D_{nom}} \tag{III.4}$$

onde D_{max} e D_{min} são, respectivamente, os diâmetros dos eixos maior e menor da elipse que representa a secção transversal da curva quando está numa configuração deformada pela carga de momento, enquanto D_{nom} é o diâmetro nominal da curva.

Este parâmetro é calculado como referência a partir de dados das simulações indicadas na Tabela III.1 desenvolvidas com os modelos S281-L e S281-NL. Gráficos com comparações das ovalizações obtidas são apresentados para possibilitar a análise.

Capítulo IV - Resultados e Discussão

Este capítulo apresenta e discute resultados obtidos das simulações descritas no capítulo III. A secção IV.1 mostra o desempenho do elemento de referência (Shell281) através da comparação da sua resposta com dados experimentais. As secções IV.2 e IV.3 apresentam distribuições de tensão, índices de tensões locais, fatores de flexibilidade, índices de tensões globais e ovalizações calculados a partir das simulações descritas na Tabela III.1. A secção IV.2 apresenta resultados de simulações com carregamento de momento fletor aplicado no plano enquanto que a secção IV.3 agrupa resultados para o carregamento de momento fletor aplicado fora do plano. A secção IV.4 mostra comparações do fator de flexibilidade e índice de tensões calculados para diferentes raios de curvatura, conforme descrito na Tabela III.2. Por fim, a secção IV.5 apresenta resultados de estudos de caso realizados com loop de tubulação, conforme descrição na Tabela III.3.

IV.1.Desempenho do Modelo de Referência: Comparação com Resultados Experimentais

Inicialmente apresenta-se uma análise para avaliar o desempenho do modelo de casca desenvolvido. Este modelo, por ser o mais refinado entre os modelos desenvolvidos, é considerado ao longo do trabalho como modelo de referência. As Figura IV.1 e IV.2 apresentam uma comparação entre os resultados obtidos de simulações numéricas feitas utilizando o modelo com elementos de casca (S281-NL), e os experimentos de IMAMASA E URAGAMI (1973), descritos no capítulo anterior. As figuras mostram respectivamente a intensificação de tensão circunferencial e longitudinal que ocorrem ao longo da secção transversal da curva (ângulo θ conforme nomenclatura da Figura I.1) para uma razão D/t = 33,8. Nota-se uma boa concordância entre os resultados experimentais e numéricos, mostrando um bom desempenho do modelo com elementos de casca desenvolvido para as condições estabelecidas no experimento.

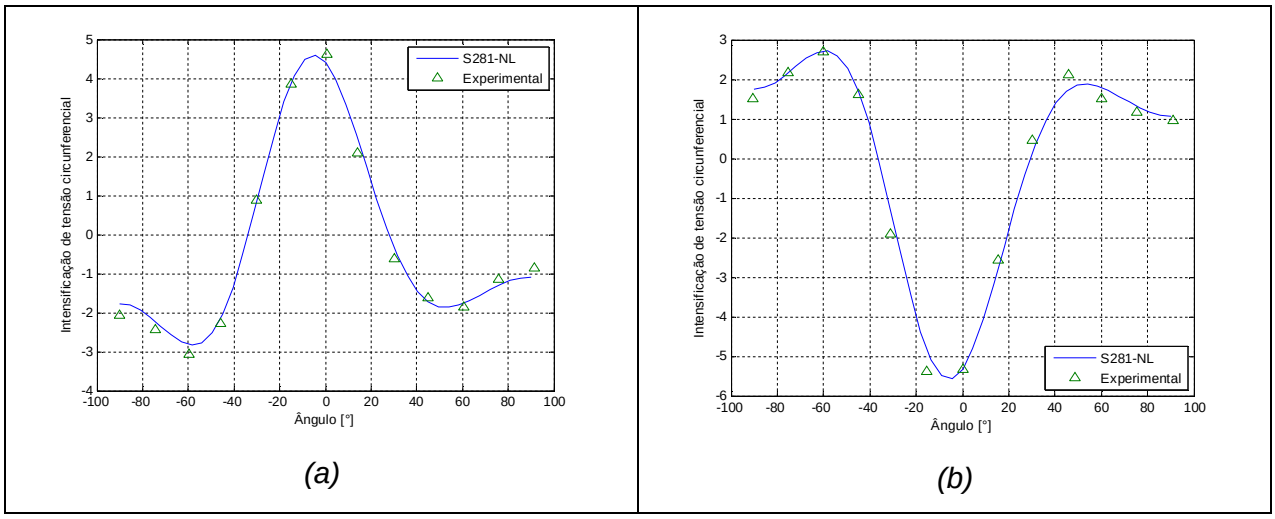


Figura IV.1 - Intensificação de tensão circunferencial - Resultado experimental x modelo com elemento de casca: *(a)* superfície externa *(b)* superfície interna. (***DIt* = 33,8**)

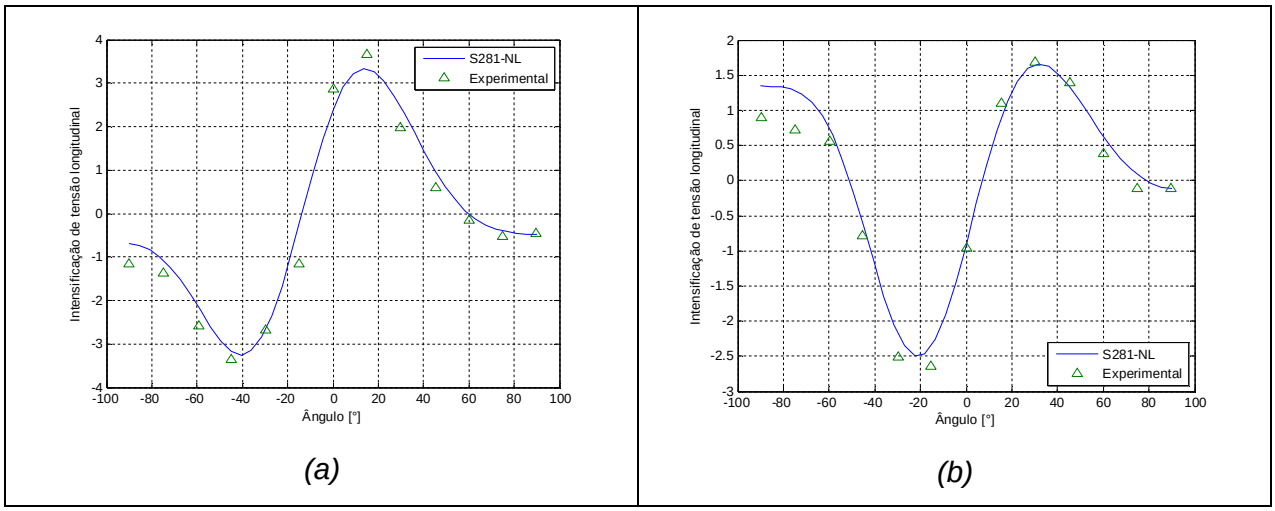


Figura IV.2 - Intensificação de tensão longitudinal - Resultado experimental x modelo com elemento de casca: *(a)* superfície externa *(b)* superfície interna. (***DIt* = 33,8**)

O trabalho adota a hipótese de que o bom desempenho deste elemento evidenciado nas Figuras IV.1 e IV.2 se mantém ao longo de toda a faixa de razão *D/t* estudada devido sua adequação a estudos com espessuras baixa e moderadas.

IV.2. Curvas submetidas a momento no plano

As seções a seguir apresentam estudos envolvendo a distribuição de tensões, índices de tensões locais, fatores de flexibilidade, índices de tensões globais e ovalização para a aplicação de carregamentos de momento fletor no plano.

IV.2.1. Distribuição de tensões e índices de tensões locais

A Figura IV.3 apresenta, como ilustração, o resultado de tensões circunferenciais e longitudinais obtidos em simulações com o Modelo com Elementos de Casca para uma curva com razão *D/t* = 15. Os resultados apresentam somente a região da curva da estrutura analisada e são referentes a uma simulação para a qual o elemento é submetido a um carregamento de momento fletor no plano capaz de promover o escoamento (valores de tensão equivalente de *von Mises* iguais ao limite do escoamento do material). As Figuras IV.4 e IV.5 apresentam ilustrações de curvas com razão *D/t* = 101 e 170, respectivamente, para as mesmas condições.

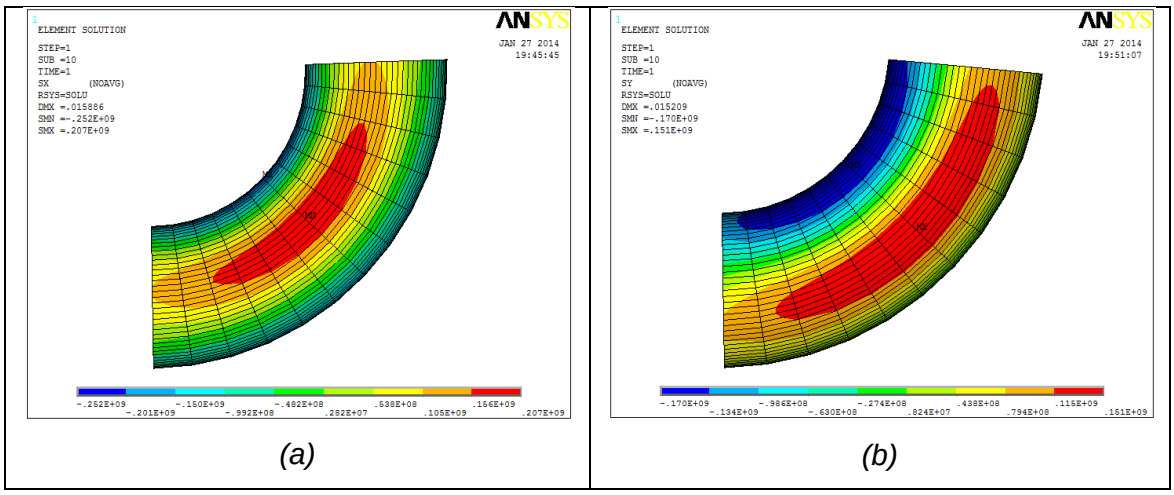


Figura IV.3 - Resultado de simulação com curva com razão *D/t* = 15 sob momento no plano.Tensões circunferenciais (a) e longitudinais (b).

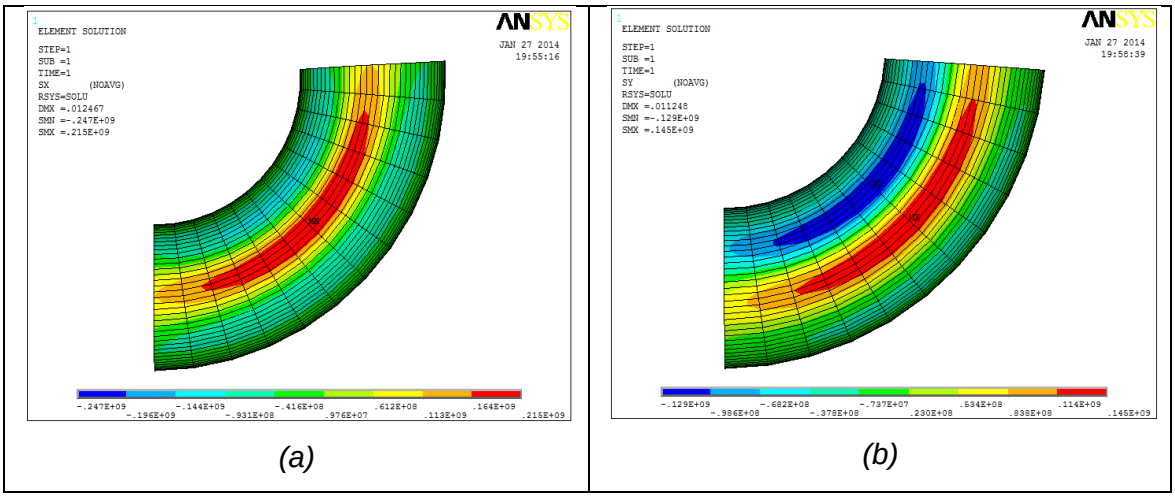


Figura IV.4- Resultado de simulação com curva com razão D/t = 101 sob momento no plano.Tensões circunferenciais (a) e longitudinais (b).

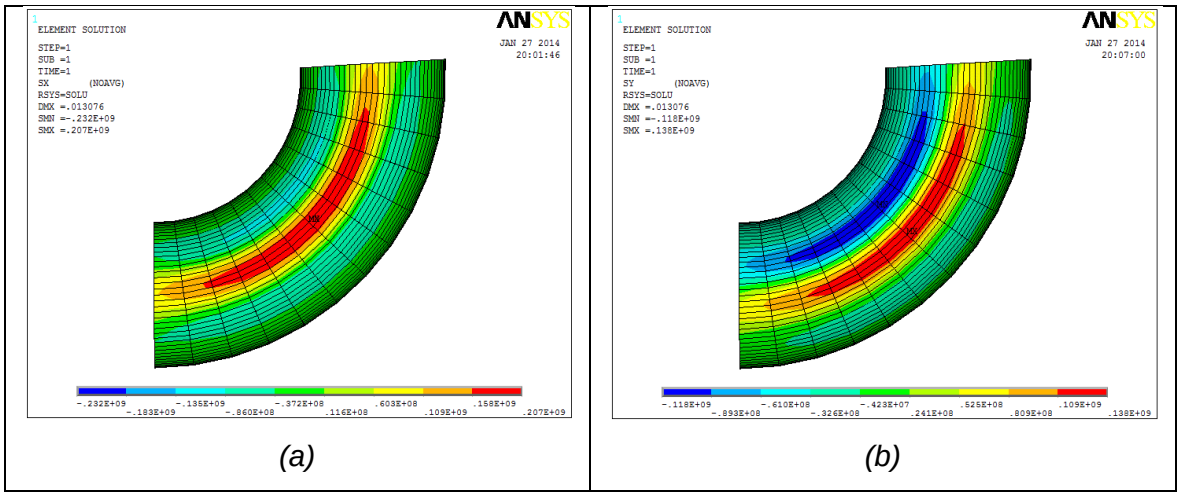


Figura IV.5- Resultado de simulação com curva com razão *D/t* = 170 sob momento no plano.Tensões circunferenciais (a) e longitudinais (b).

As tensões circunferenciais de maior intensidade se concentram no centro da secção transversal, enquanto as longitudinais, diferentemente do que prevê a teoria de viga, não tem seus máximos nas fibras extremas da secção tendo sua localização variável com a razão *D/t*. Nota-se diferenças entre o perfil de tensões, tanto circunferenciais quanto longitudinais, com a mudança de relação *D/t*. Estas diferenças, que serão detalhadas adiante, podem ser atribuídas ao fenômeno de ovalização que é mais acentuado em curvas mais delgadas.

A Figura IV.6 mostra a distribuição de intensificação de tensões circunferenciais locais, para as superfícies interna e externa, em função do ângulo θ para curvas de tubulação com

diferentes relações *D/t*. A estrutura é submetida a um carregamento de momento fletor no plano com magnitude que promove um valor de tensão equivalente de *von Mises* igual a 10% da tensão de escoamento. A análise é desenvolvida com modelo S281-NL. A Figura IV.7 apresenta os resultados correspondentes mostrados na Figura IV.6 para um carregamento com uma magnitude que promove um valor de tensão equivalente de *von Mises* igual a 100% da tensão de escoamento.

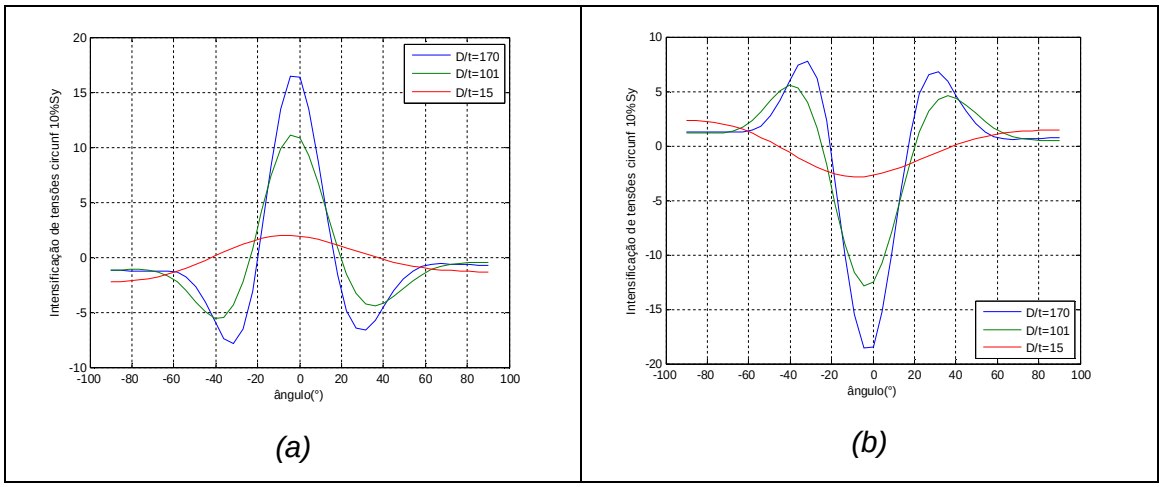


Figura IV.6 - Índice de tensões circunferenciais locais para carga baixa de momento no plano: *(a)* superfície externa *(b)* superfície interna.

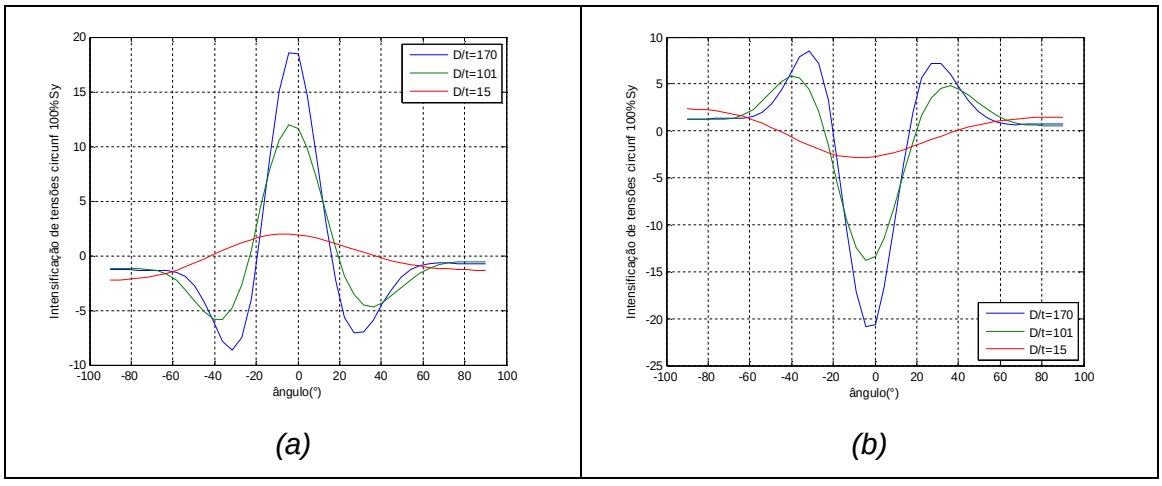


Figura IV.7- Índice de tensões circunferenciais locais para carga alta de momento no plano: *(a)* superfície externa *(b)* superfície interna.

Todos os componentes estudados nestas figuras apresentam valores de intensificação de tensão circunferencial mais elevados (em módulo) na região da seção próxima a θ = 0°, sendo que a magnitude do valor máximo é maior na superfície interna da parede (compressão) do que na externa (tração). A magnitude dos valores máximos vai aumentando à medida que a relação *D/t* cresce. Verifica-se também que o aumento de tensão até à região do pico (ou vale) se dá de forma mais suave para razões *D/t* mais baixas em comparação com valores mais elevados deste parâmetro.

Da comparação das Figuras (IV.6) e (IV.7) observa-se um aumento do valor (em módulo) da máxima intensificação de tensão para cargas mais elevadas, sendo este fato percebido mais facilmente para razões *D/t* maiores. Esse fenômeno é decorrente do efeito associado à não linearidade geométrica, não previsto nas normas de tubulação que adotam índices constantes, independentes do valor da carga.

Similarmente ao indicado nas Figuras IV.6 e IV.7 para intensificação de tensões circunferenciais, as Figuras IV.8 e IV.9 apresentam o perfil de intensificação de tensões longitudinais ao longo da secção para as mesmas curvas de tubulação submetidas às mesmas condições de carregamento.

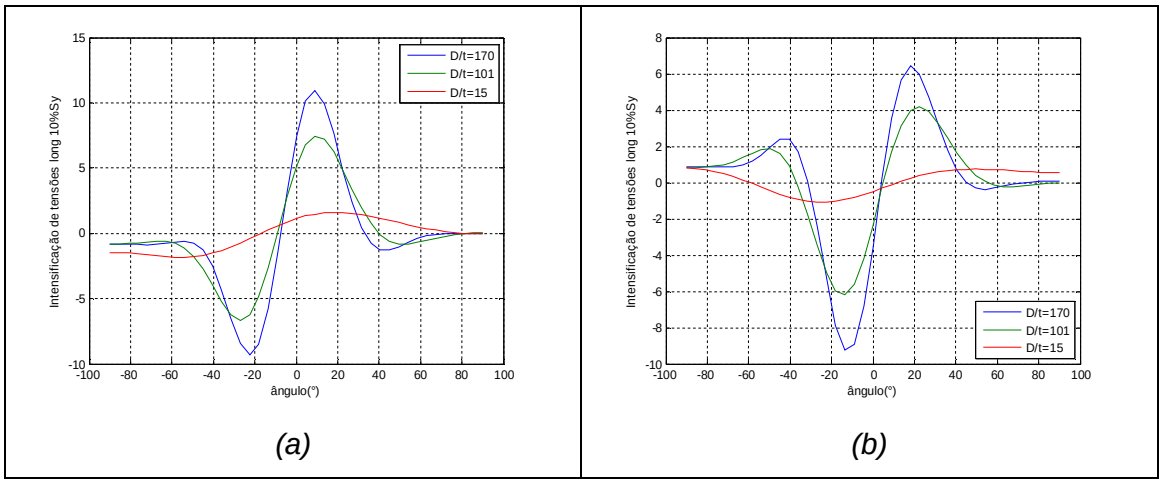


Figura IV.8 - Índice de tensões longitudinais locais para carga baixa de momento no plano: *(a)* superfície externa *(b)* superfície interna.

Para tensões longitudinais, a intensificação assume valores maiores (em módulo) na superfície externa que na interna. Os pontos onde ocorrem pico (e vale) mudam com a variação da razão *D/t* e como também se verificou para tensões longitudinais, mudanças de magnitude são mais suaves para razões mais baixas do que nas mais altas. Contrasta com a teoria de viga o fato dos valores máximos não ocorrerem nas fibras mais externas (θ=±90°).

Estes contrastes podem ser explicados pela ovalização que distorce o campo de tensão na secção do componente.

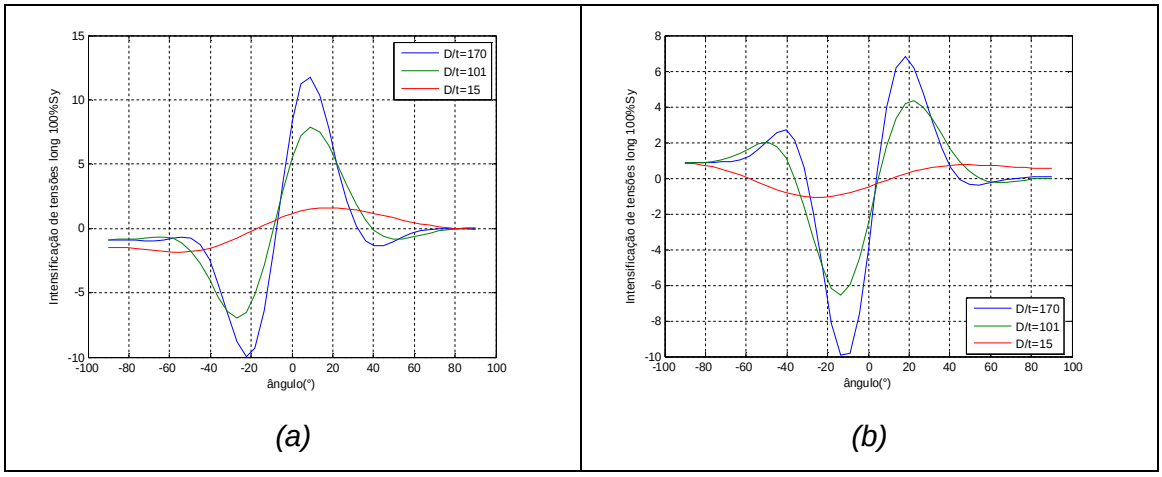


Figura IV.9 - Índice de tensões longitudinais locais para carga alta de momento no plano: *(a)* superfície externa *(b)* superfície interna.

Comparando-se as Figuras IV.8 e IV.9 também se nota a influência da carga aplicada nos valores de pico e vale, sendo sua influência maior para as curvas mais delgadas.

As Figuras IV.10 e IV.11 comparam a distribuição de intensificação de tensões circunferenciais obtidas de diferentes modelos (S281-NL, S281-L, E290-NL e E290-L) com a calculada através do ASME III classe 1 (ASME, 2007) conforme Tabela I.3 para um tubo com uma razão *D/t* = 15. As Figuras IV.10 e IV.11 apresentam, respectivamente, carregamentos que promovem valores de tensões equivalentes de *von Mises* iguais a 10% e 100% da tensão de escoamento. As figuras apresentam resultados para as superfícies externa e interna.

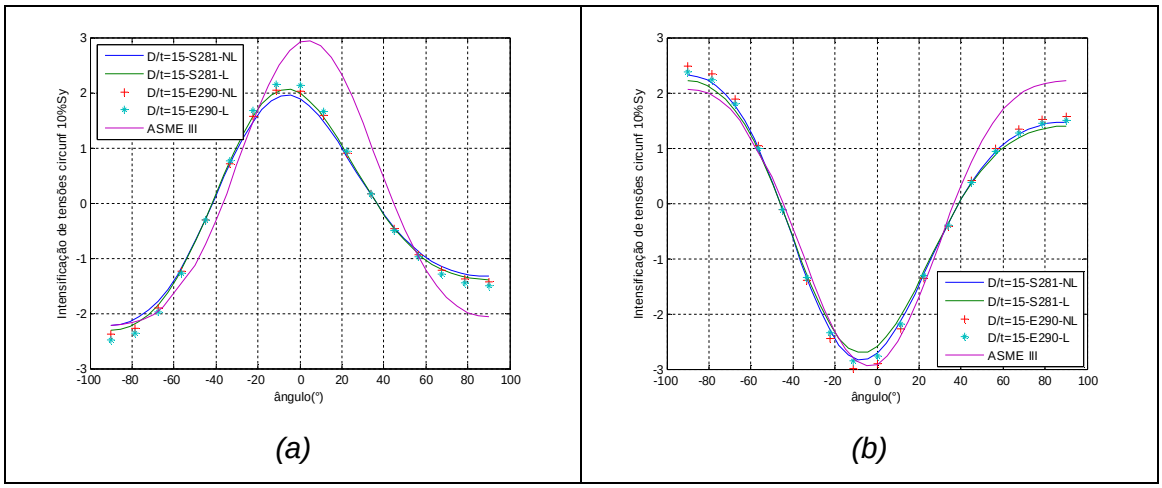


Figura IV.10 - Comparação de índices circunferenciais locais para curvas com razão *D/t* = 15 e baixa carga de momento aplicada no plano obtidos com diferentes modelos: *(a)* superfície externa *(b)* superfície interna.

Os resultados numéricos para tensão circunferencial tiveram valores máximos (em módulo) levemente maiores na superfície interna do que na externa, coerente com os resultados experimentais de IMAMASA E URAGAMI (1973). Os resultados nestas superfícies não são iguais e de sentido contrário em módulo, como sugere as curvas do ASME III classe 1 (ASME, 2007), Neste ponto, o índice para tensão de membrana considerado pelas equações da norma não é nulo. Falhas na detecção deste parâmetro pela equação da norma são originadas da hipótese simplificadora de deformação circunferencial nula apontada como errônea por GROSS (1952) e enfatizada por estudos numéricos realizados por MARIE e NÉDÉLEC (2003). Os perfis de intensificação de tensões circunferenciais obtidos para todos os modelos numéricos são bastante similares para o caso da curva com razão *D/t* = 15. Os resultados com modelos que adotam elemento Elbow290 apresentam magnitudes ligeiramente superiores às obtidas com modelos que adotam elemento Shell281. Para os dois elementos quando se considera efeitos de não linearidades se obtém valores compressivos na superfície interna maiores do que os observados quando não se considera esse efeito. Em comparação com o perfil previsto pelo ASME III classe 1 (ASME, 2007), os resultados obtidos com os modelos numéricos apresentam valores menores para a superfície externa e muito próximos entre si para a superfície interna.

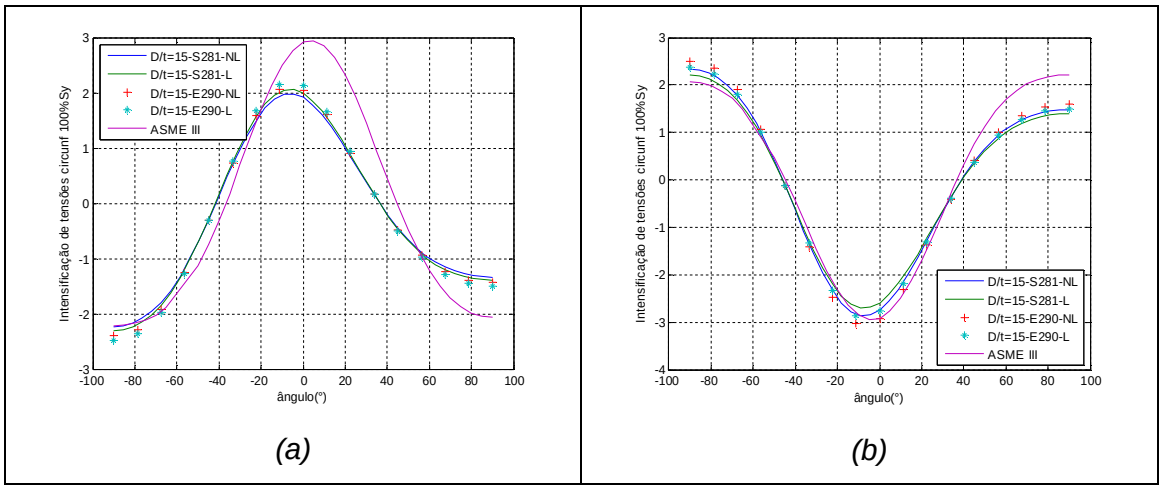


Figura IV.11 - Comparação de índices circunferenciais locais para curvas com razão *D/t* = 15 e alta carga de momento aplicada no plano obtidos com diferentes modelos: *(a)* superfície externa *(b)* superfície interna.

Na comparação entre os resultados apresentados nas Figuras IV.10 e IV.11 não se percebe diferenças significativas geradas por variações na carga aplicada para curvas com razão *D/t* = 15.

As Figuras IV.12 e IV.13 apresentam comparações correspondentes às realizadas nas Figuras IV.10 e IV.11, considerando, no entanto, índices de tensões locais longitudinais.

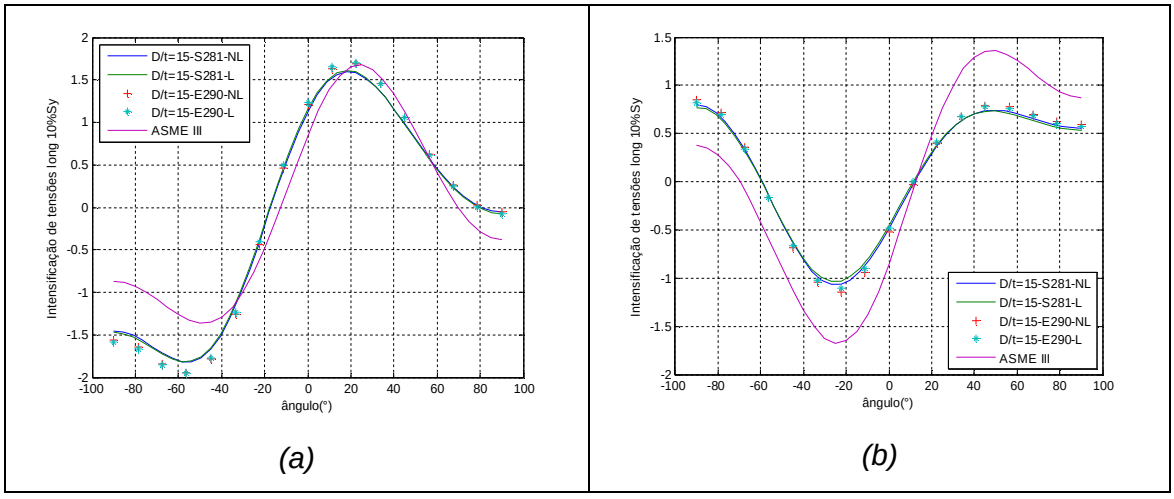


Figura IV.12 - Comparação de índices longitudinais locais para curvas com razão *D/t*=15 e baixa carga de momento aplicada no plano obtidos com diferentes modelos: *(a)* superfície externa *(b)* superfície interna.

Para tensões longitudinais, a tensão máxima (em módulo) prevista na superfície externa é um pouco superior a prevista na interna. Também se observa valores próximos entre os modelos estudados. Neste caso também se percebe valores ligeiramente maiores fornecidos pelos modelos que adotam elemento Elbow290 e para todos os modelos a consideração de efeitos de não linearidades fornecem resultados ligeiramente diferentes do que os obtidos sem levá-los em consideração. Na comparação entre os perfis obtidos com os modelos numéricos e com ASME III classe 1 (ASME, 2007) observa-se valores semelhantes, sendo que para a superfície externa os valores da norma são menores do que os obtidos numericamente no vale (compressão), enquanto para a superfície interna a magnitude da intensificação de tensão obtida das simulações apresenta sempre valores menores do que os previstos pela norma.

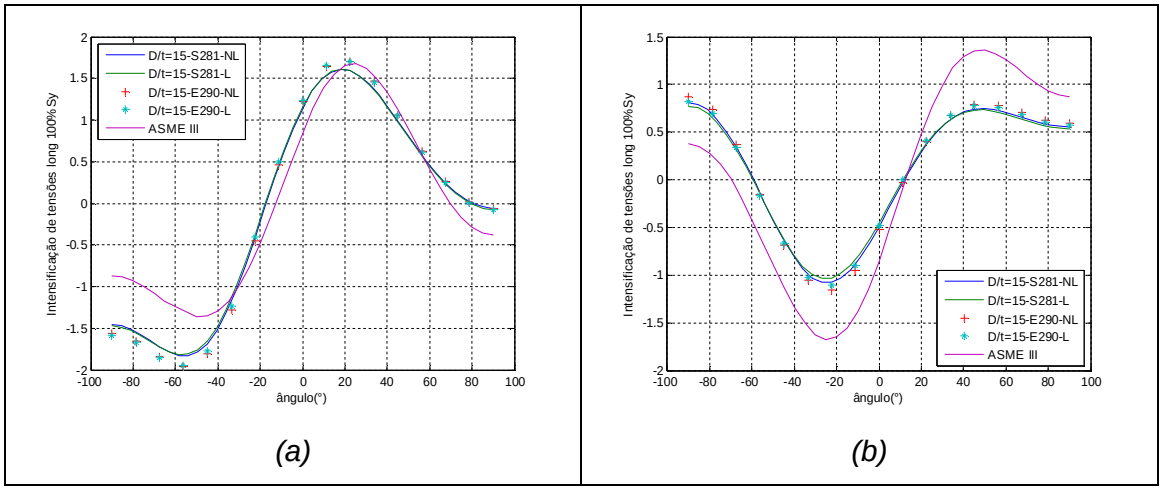


Figura IV.13 - Comparação de índices longitudinais locais para curvas com razão *D/t*=15 e alta carga de momento aplicada no plano obtidos com diferentes modelos: *(a)* superfície externa *(b)* superfície interna.

A comparação entre os resultados apresentados nas Figuras IV.12 e IV.13 indica também uma pouca influência do valor da carga aplicada nos resultados de intensificação de tensões longitudinais para curvas com razão *D/t*=15.

Assim como foi feito para curva com baixa razão entre o diâmetro e a espessura (*D/t* = 15), apresenta-se na sequência os resultados extraídos dos modelos numéricos aqui estudados para curva com valor elevado dessa razão (*D/t* = 170), comparando-os com os valores fornecidos pelas equações do código ASME III classe 1 (ASME, 2007) de modo a identificar mudanças de comportamento para esta configuração. As Figuras IV.14 e IV.15 mostram resultados para intensificação de tensão circunferencial em função de θ para valores

de carregamentos baixos e elevados, respectivamente. As Figuras IV.16 e IV.17 apresentam os valores correspondentes para intensificação de tensões longitudinais.

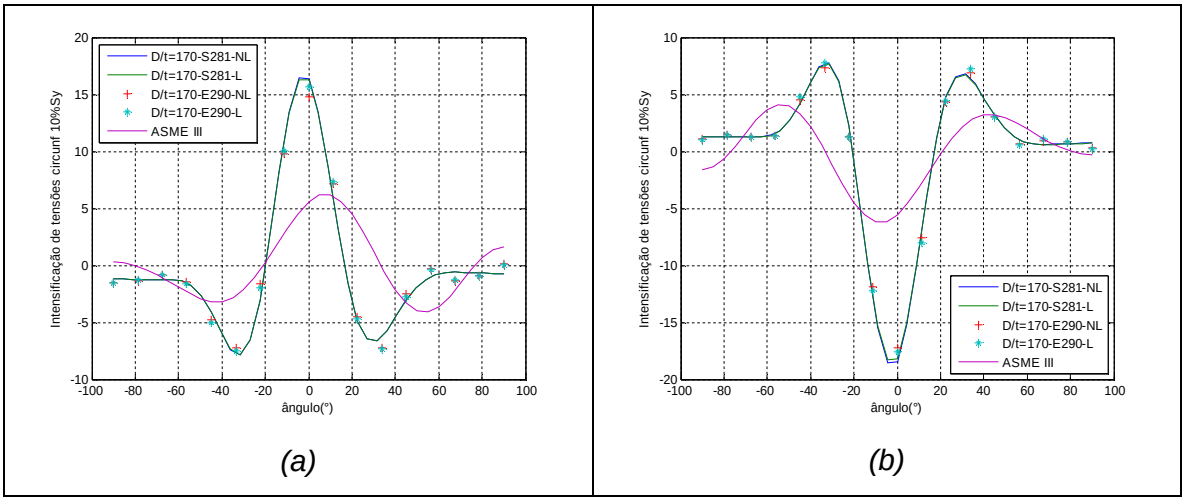


Figura IV.14 - Comparação de índices circunferenciais locais para curvas com razão *D/t*=170 e baixa carga de momento aplicada no plano obtidos com diferentes modelos: *(a)* superfície externa *(b)* superfície interna.

A Figura IV.14 mostra que os resultados para intensificação de tensões circunferenciais obtidos com todos os modelos numéricos resultaram em valores próximos entre si, tanto na superfície interna quanto na externa da parede da curva. Diferentemente do verificado para curvas com razão *D/t* = 15, neste caso foram os modelos com elementos Shell281 que forneceram os maiores valores em módulo. Para modelo com elemento Shell281, ao se considerar os efeitos de não linearidades observa-se um aumento nos valores de pico e vale, enquanto que para o modelo com elemento Elbow290 essa consideração levou a valores menores. Constata-se da figura, que de fato as equações do ASMEIII classe 1 (ASME, 2007) definidas na Tabela I.3 não devem ser aplicadas para esta razão pois levam a valores muito abaixo dos obtidos com os modelos numéricos. Vale ressaltar que as equações do ASME III (ASME, 2007) para cálculo de índices de tensões locais são aplicáveis a curvas com μ > 0,2, que para o diâmetro e raio de curvatura adotado nas simulações a sua aplicabilidade estaria limitada a razão *D/t* ≤ 33.

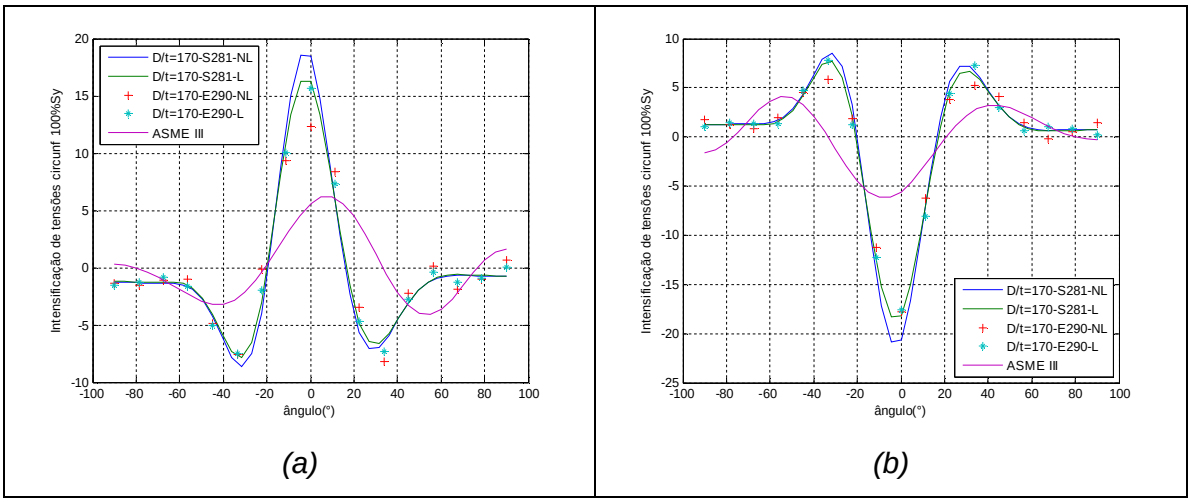


Figura IV.15 - Comparação de índices circunferenciais locais para curvas com razão *D/t*=170 e alta carga de momento aplicada no plano obtidos com diferentes modelos: *(a)* superfície externa *(b)* superfície interna.

Com a carga aplicada elevada, nota-se da Figura IV.15 que os efeitos de não linearidades se tornam mais importantes. Pode-se atribuir este fenômeno ao fato da tensão de pico circunferencial se desenvolver numa região onde ocorrem os deslocamentos máximos decorrentes da ovalização. Segundo ALVES FILHO (2011) os efeitos de não linearidade ficam mais significativos quando o deslocamento de uma superfície fica da ordem de sua espessura. Dessa forma, estes efeitos tendem a ser mais importantes para curvas com cargas e razões *D/t* maiores. Para o elemento Elbow290 na superfície externa houve maior influência do efeito de não linearidade. No entanto, o efeito da não linearidade promoveu neste elemento a redução do valor, em contraste com o observado com elemento Shell281.

Para tensões longitudinais pode-se observar das Figuras IV.16 e IV.17 que os resultados dos modelos numéricos ficaram próximos entre si. Percebe-se, para cada elemento, diferenças entre considerar ou não efeitos de não linearidades, que se tornam maiores quando a carga cresce (Figura IV.17). Na superfície externa se nota valores levemente maiores em módulo obtidos pelo elemento E290-L quando a carga é baixa. Com carga alta o modelo de casca fornece valores maiores. Na superfície interna o modelo de casca fornece valores de maior magnitude em todos os cenários. As equações do ASME III classe 1 (ASME, 2007) geram perfis similares mas com consideráveis diferenças de magnitude em relação aos resultados numéricos, principalmente para a superfície externa da parede.

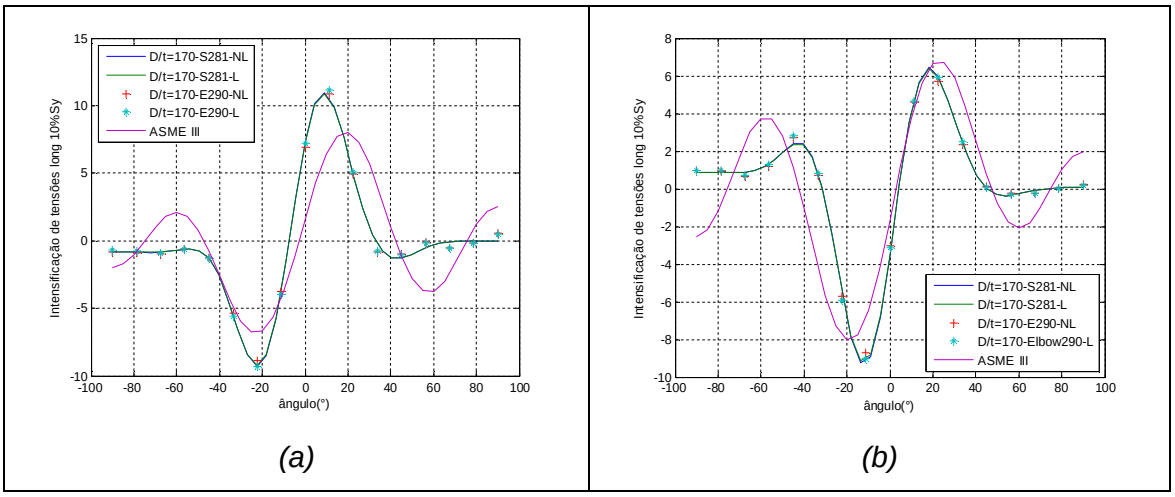


Figura IV.16 - Comparação de índices longitudinais locais para curvas com razão *D/t*=170 e baixa carga de momento aplicada no plano obtidos com diferentes modelos: *(a)* superfície externa *(b)* superfície interna.

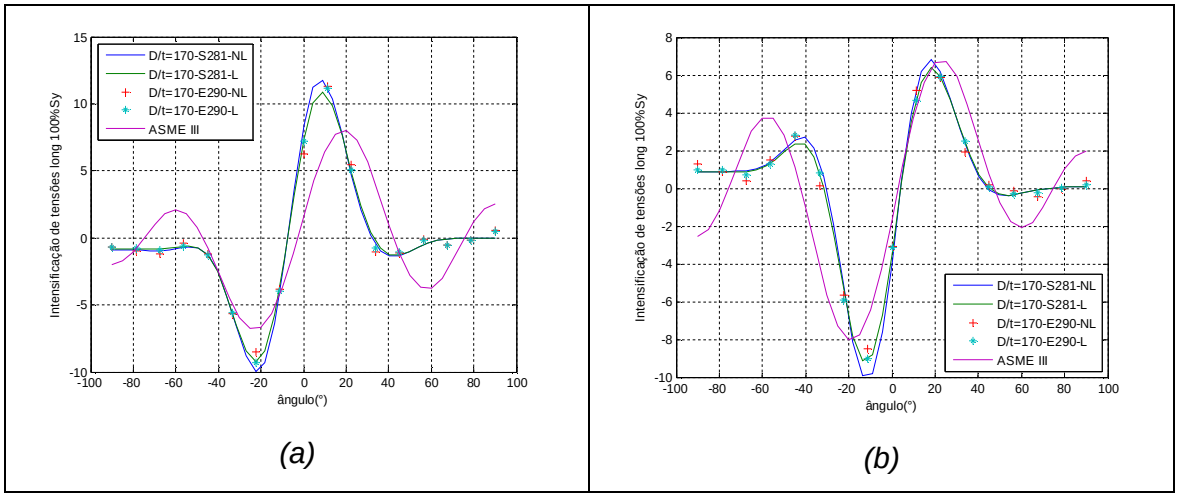


Figura IV.17 - Comparação de índices longitudinais locais para curvas com razão *D/t*=170 e alta carga de momento aplicada no plano obtidos com diferentes modelos: *(a)* superfície externa *(b)* superfície interna.

A Tabela IV.1 mostra a razão entre o máximo valor de intensificação de tensão circunferencial local em módulo obtido para cada modelo numérico e o correspondente valor previsto com as equações do ASME III classe 1 (ASME, 2007) para índices locais. A tabela apresenta uma comparação quantitativa entre os valores máximos obtidos com as diferentes metodologias, confirmando as observações feitas sobre as figuras apresentadas nesta secção. Destaca-se em negrito os maiores valores encontrados para cada configuração.

Tabela IV.1 -Tabela resumo mostrando o máximo valor do índice de tensões circunferenciais locais (em módulo) obtidos com cada modelo dividido pelo correspondente valor obtido através do ASME III Classe 1 (ASME, 2007) - cargas no plano

Direção circunferencial								
D/t	15				170			
Superfície	Interna		Externa		Interna		Externa	
Carga	10% Sy	100% Sy	10% Sy	100% Sy	10% Sy	100% Sy	10% Sy	100% Sy
Shell281-NL	0,96	0,97	0,75	0,76	**3,02**	**3,39**	**2,67**	**3,02**
Shell281-L	0,92	0,92	0,79	0,79	2,97	2,97	2,64	2,64
Elbow290-NL	**1,01**	**1,03**	0,81	0,81	2,80	2,89	2,41	2,00
Elbow290-L	0,97	0,97	0,84	0,84	2,86	2,86	2,54	2,54
ASME III - Classe 1 (ASME, 2007)	1,00	1,00	**1,00**	**1,00**	1,00	1,00	1,00	1,00

Os dados mostrados na Tabela IV.1, permitem quantificar, nos pontos de máximo (em módulo), algumas observações feitas durante a apresentação das figuras desta secção. Destaca-se a seguir alguns pontos importantes relativos ao máximo índice de tensão local na direção circunferencial identificados nesta secção:

- As tensões na superfície interna são maiores que na externa para o carregamento aplicado;
- Para razão *D/t* = 15 os maiores valores na superfície interna são obtidos com o modelo E290-NL (levemente maiores que os da norma), na superfície externa os maiores valores são obtidos com a norma. Para razão *D/t* = 170 os maiores valores são obtidos com modelo S281-NL.
- Para razão *D/t* = 15, os modelos numéricos apresentam resultados próximos aos previstos pelo ASME III classe 1 (ASME, 2007) na superfície interna, enquanto na superfície externa geraram valores consideravelmente menores (o modelo S281-NL chega a resultados 25% menores).
- Para razão *D/t* = 170 (muito acima do limite da equação definido pela norma), os valores obtidos com os resultados dos modelos numéricos são consideravelmente maiores que os da norma (o modelo com previsão de maior valor máximo em módulo, S281-NL, tem resultados 3,48 vezes maior que o da norma na superfície interna e 3,02 vezes maior na externa). Assim, suas equações devem ser aplicada apenas na faixa indicada pela própria norma (μ>0,2), que para o raio de curvatura adotado nas simulações limitaria a razão *D/t* = 33.
- Efeitos de não linearidades geométricas se tornam mais importantes quando a razão *D/t* e a carga aplicada crescem. Enquanto considerar este efeito para

razão *D/t* = 15 gera alterações na diferença entre o resultado numérico e o valor da norma menores que 6%, independente da carga aplicada, com razão *D/t* = 170 e carga alta esta alteração chega a 42%.

A Tabela IV.2 mostra a correspondente comparação feita na Tabela IV.1 para índices de tensão longitudinais.

Tabela IV.2 - Tabela resumo mostrando o máximo valor do índice de tensões longitudinais locais (em módulo) obtidos com cada modelo dividido pelo correspondente valor obtido através do ASME III Classe 1 (ASME, 2007) - cargas no plano

Direção longitudinal								
D/t	15				170			
Superfície	Interna		Externa		Interna		Externa	
Carga	10% Sy	100% Sy	10% Sy	100% Sy	10% Sy	100% Sy	10% Sy	100% Sy
Shell281-NL	0,64	0,64	1,08	1,09	**1,15**	**1,24**	1,36	**1,47**
Shell281-L	0,62	0,62	1,08	1,08	1,14	1,14	1,35	1,35
Elbow290-NL	0,68	0,69	**1,16**	**1,17**	1,08	1,06	1,35	1,41
Elbow290-L	0,66	0,66	1,16	1,16	1,13	1,13	**1,39**	1,39
ASME III - Classe 1 (ASME, 2007)	**1,00**	**1,00**	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00

As seguintes observações podem ser feitas a partir dos dados mostrados na Tabela IV.2 para índices de tensões longitudinais:

- As tensões na superfície externa são maiores que na interna para o carregamento aplicado;
- Para razão *D/t* = 15, os modelos numéricos apresentaram resultados menores que os previstos pelo ASME III classe 1 (ASME, 2007) na superfície interna, enquanto na superfície externa geraram valores maiores (o modelo E290-NL tem resultados 17% maiores que os previstos pela norma).
- Para razão *D/t* = 170 os modelos numéricos preveem resultados superiores aos indicados pela norma (chega-se a ter resultados 47% maiores que o previsto pela norma)
- Efeitos de não linearidades geométricas são mais importantes quando a razão *D/t* e a carga aplicada crescem assim como observado para tensão circunferencial. Para razão *D/t* = 15 considerar este efeito provocou alterações da ordem de 2% na diferença entre o obtido com o modelo numérico e o valor da norma, para razão *D/t* = 170, com carga alta esta alteração chega a 12%.

Vale observar que as tensões circunferenciais e longitudinais não são comparadas individualmente a um valor admissível dentro das normas. Elas são consideradas no cálculo de uma tensão equivalente que tem contribuições em diferentes direções e naturezas em cada ponto. Além disso, os máximos encontrados na direção circunferencial não ocorrem no mesmo ponto que os encontrados na direção longitudinal. Assim, é possível que uma metodologia subestime a tensão obtida numa dada direção e ainda assim gere previsões conservadoras quando considerado o estado triaxial de tensões nos pontos do componente. Neste sentido, o índice de tensões globais é um melhor parâmetro para comparação entre as diferentes metodologias por se tratar de um índice calculado a partir das tensões principais experimentados pelos pontos do componente.

De qualquer forma, pode-se dizer que os resultados apresentados nesta secção confirmam que as equações do ASME III classe 1 (ASME, 2007) são uma boa aproximação para a previsão das tensões circunferenciais e longitudinais para curvas de baixa razão *D/t* e que não devem ser aplicadas para valores maiores, ou seja, devem ser limitadas a valores que correspondam a $\mu > 0{,}2$. Verificou-se também que os efeitos de não linearidade geométrica são importantes para razões *D/t* elevadas e devem ser considerados, principalmente quando o valor do carregamento é elevado.

IV.2.2. Fator de Flexibilidade

As Figuras IV.18, IV.19 e IV.20 mostram como o fator de flexibilidade obtido pelos diferentes modelos variam com o aumento da carga aplicada para uma curva com razões iguais a *D/t* = 15, *D/t* = 101 e *D/t* = 170 respectivamente.

Os resultados da Figura IV.18 indicam que para uma razão *D/t* baixa, os modelos de casca apresentam menores fatores de flexibilidade (consequentemente maior rigidez) do que os modelos com elemento Elbow290 e o do ASME III classe 1 (ASME, 2007). Verifica-se que metodologia do da norma considera uma rigidez menor para o componente. Para baixa razão *D/t*, os efeitos de não linearidade geométrica não se mostraram significativos para a rigidez independentemente da carga aplicada.

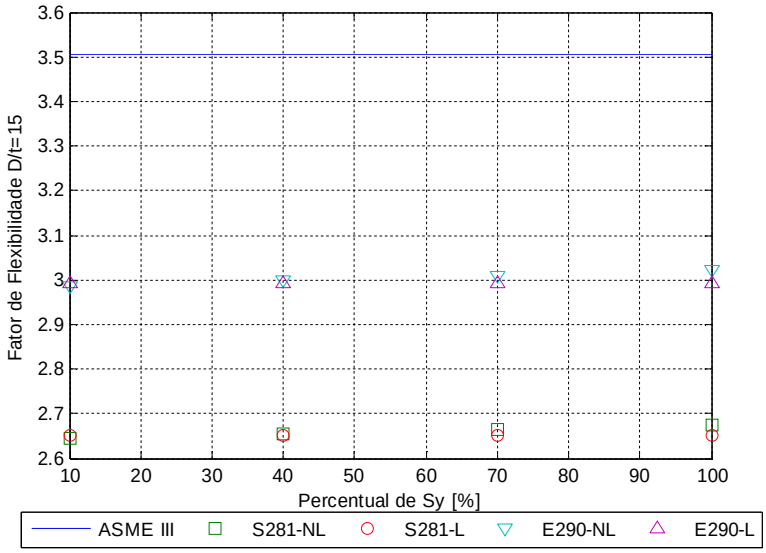


Figura IV.18 - Fator de flexibilidade *versus* carga aplicada para curva com razão *D/t* = 15

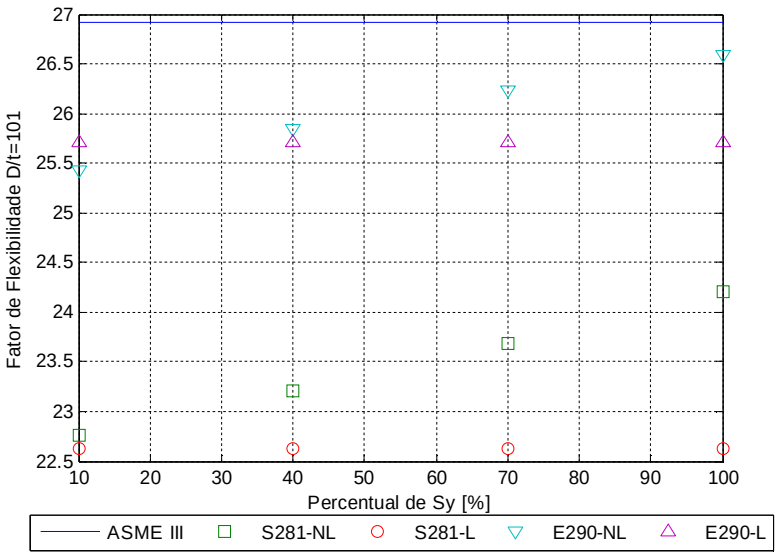


Figura IV.19 - Fator de flexibilidade *versus* carga aplicada para curva com razão *D/t* = 101

A exemplo do que se observou para curvas com razão *D/t* = 15, para as curvas com razão *D/t* = 101 (Figura IV.19) e *D/t* = 170 (Figura IV.20) o fator de flexibilidade obtido pelos modelos estudados também se mostrara mais elevado para a metodologia do ASME III classe 1 (ASME, 2007), seguido pelos modelos com elementos Elbow290 e Shell281 nesta ordem. No entanto, observa-se para valores maiores de razão *D/t* um aumento no fator de flexibilidade à medida que a carga aplicada se eleva, indicando maior influência dos efeitos de não linearidade para estes casos.

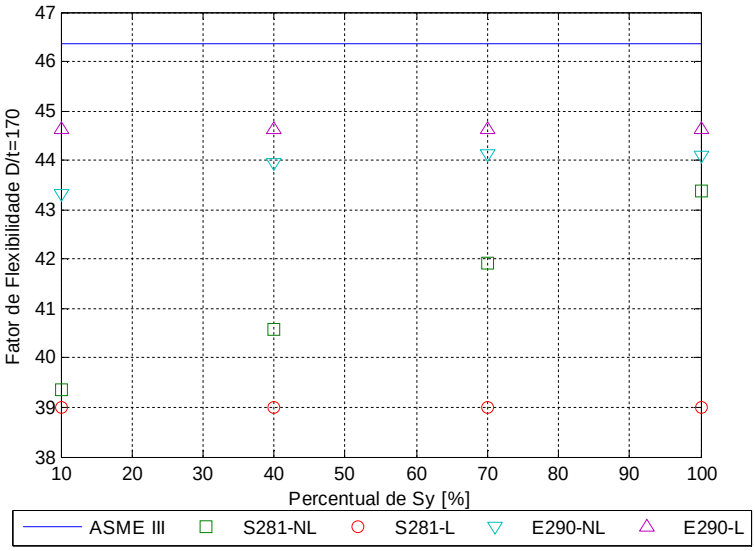


Figura IV.20 - Fator de flexibilidade *versus* carga aplicada para curva com razão *D/t*= 170

A Figura IV.21 apresenta para o modelo S281-NL, como o fator de flexibilidade varia em função da razão *D/t* para diversos níveis de carregamento. A curva do ASME III classe 1 (ASME, 2007) sempre apresenta valores superiores aos obtidos pelos modelos numéricos, sendo menor a diferença quando a carga é mais alta.

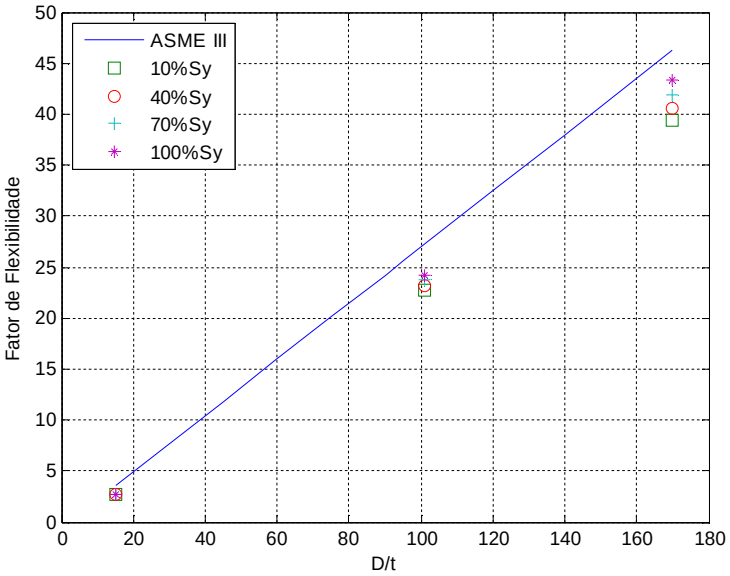


Figura IV.21 - Variação do fator de flexibilidade com a razão *D/t* para diversas cargas aplicadas obtidos com modelo S281-NL e equações do ASME III Classe1 (ASME, 2007)

A Figura IV.22 apresenta os resultados fator de flexibilidade *versus* razão *D/t* extraídos do modelo E290-NL.

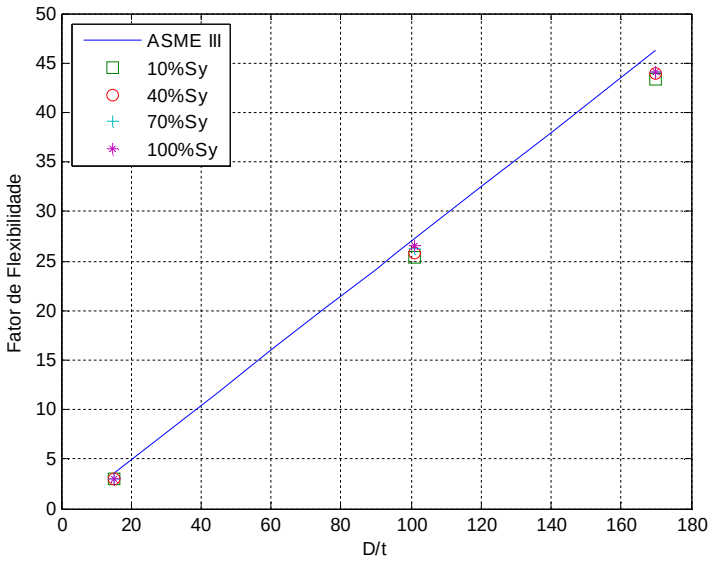


Figura IV.22 - Variação do fator de flexibilidade com a razão *D/t* para diversas cargas aplicadas obtidos com modelo E290-NL e equações do ASME III Classe1 (ASME, 2007).

Os mesmos comentários feitos para o modelo de casca (Figura IV.21) se aplicam ao modelo E290-NL. No entanto, observa-se uma diferença menor entre a metodologia do ASME III classe 1 (ASME, 2007) e a obtida através do modelo numérico, além de uma menor influência da carga no resultado.

A Tabela IV.3 mostra uma comparação entre os fatores de flexibilidade obtidos com os modelos numéricos em relação aos previstos pelo ASME III classe 1 (ASME, 2007) considerando diferentes razões *D/t* sujeito a cargas baixas e altas.

Tabela IV.3 - Tabela comparativa entre fatores de flexibilidade de diferentes modelos numéricos em relação aos previstos pela norma ASME III classe 1 (ASME, 2007)

D/t	15		101		170	
Carga	10% Sy	100% Sy	10% Sy	100% Sy	10% Sy	100% Sy
Shell281-NL	0,75	0,76	0,85	0,90	0,85	0,94
Shell281-L	0,76	0,76	0,84	0,84	0,84	0,84
Elbow290-NL	0,85	0,86	0,94	0,99	0,93	0,95
Elbow290-L	0,85	0,85	0,96	0,96	0,96	0,96
ASME III - Classe 1	1	1	1	1	1	1

Com ajuda da Tabela IV.3, pode-se resumir e quantificar os principais pontos observados nesta secção:

- Os fatores de flexibilidade previstos pelo ASME III classe 1 (ASME, 2007) são em geral maiores que os obtidos com os modelos numéricos. Para razão *D/t* = 15, obtém-se com modelos numéricos valores até 25% menores. Para *D/t* = 101, até 16% menores e *D/t* = 170, até 16% menores.
- Efeitos de não linearidades geométricas para baixa carga praticamente não alteram a diferença em relação ao modelo da norma (causam variações inferiores a 3%).
- Quando a carga aumenta, estes efeitos são pouco relevantes para razão *D/t* = 15. Para maiores razões tem maior influência nos resultados com modelo de casca, provocam redução de 6% na diferença em relação ao valor da norma para razão *D/t* = 101 e de 10% para *D/t* = 170. No modelo com elemento Elbow290 esses efeitos foram menos significativos.

Uma flexibilidade menor está associada num cálculo de flexibilidade à obtensão de reações nas restrições (suportes e bocais) menores. O fato da norma prever uma rigidez menor do que a de um modelo numérico, resultado que também foi obtido por LUBIS E BOYLE (2004), em princípio indica uma falta de conservadorismo da norma mas seria precipitado avaliar este resultado isoladamente. Há outros fatores que são considerados em projetos que tendem a contrabalancear este ponto, entre eles: rigidez infinita nas restrições e desconsiderar nas análises a presença de componentes muito flexíveis nos sistemas como juntas entre flanges, por exemplo. Um estudo de caso realizado, mostrado neste capítulo avalia as consequências das observações detectadas no cálculo de flexibilidade e de índice de tensões numa curva inserida num sistema mais complexo. Curiosamente, todos os modelos chegaram a resultados mais próximos entre si e do elemento de referência quando a razão *D/t* se tornou maior.

IV.2.3. Índices de tensões globais

As Figura IV.23 a IV.25 mostram como o índice de tensões globais obtidos pelos diversos modelos usados neste trabalho e pela fórmula do ASME III classe 1 (ASME, 2007) para índice global variam com a carga aplicada para razão *D/t* = 15, *D/t* = 101 e *D/t* = 170 respectivamente.

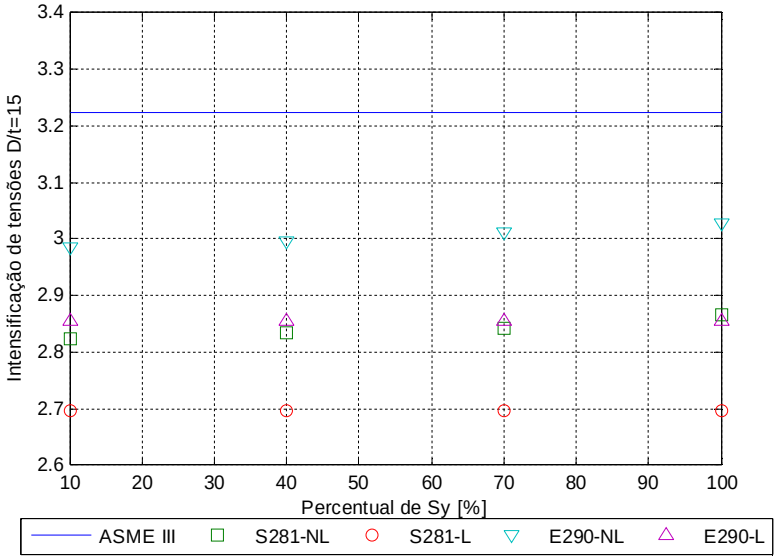


Figura IV.23 - Variação do índice de tensões com a carga aplicada no plano para curva com razão *D/t* = 15

Da Figura IV.23 verifica-se que há consideráveis divergências na comparação dos resultados do modelos numéricos entre si e que não há variação significativa do índice global com a carga aplicada para a razão *D/t* = 15. A fórmula do ASME III classe 1 (ASME, 2007) se mostra conservadora quando se compara seu resultado com os obtidos nos demais modelos, sendo o modelo S281-L o que fornece menores valores para o índice de tensões.

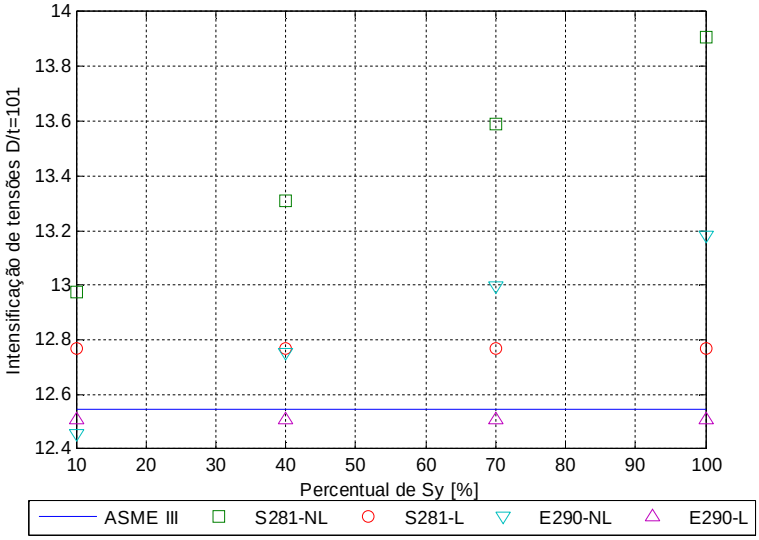


Figura IV.24 - Variação do índice de tensões com a carga aplicada no plano para curva com razão *D/t* = 101

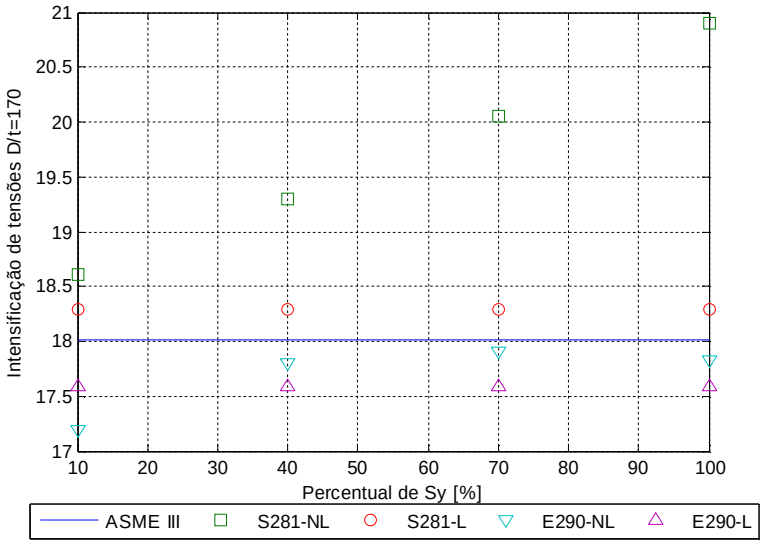


Figura IV.25 - Variação do índice de tensões com a carga aplicada no plano para curva com razão *D/t* = 170

Para a razão *D/t* = 101 já se observa uma maior influência da carga aplicada quando se considera o efeito de não linearidade geométrica, principalmente no modelo de casca. Para esta razão diâmetro/espessura o resultado do ASME III classe 1 (ASME, 2007) não é conservador, prevendo valores menores que os demais modelos, com exceção do E290-L.

Nos testes com *D/t* = 170, também se verificou uma elevada influência da carga aplicada, sendo o modelo de casca onde esta influência ficou mais evidente. Também este modelo é o que apresenta os maiores valores de tensão. A fórmula do ASME III classe 1 (ASME, 2007) proporcionou resultados abaixo do modelo de casca para toda a faixa de variação de carga mas, diferentemente do que ocorreu quando *D/t* = 101, ficou acima do modelo E290-NL.

A Figura IV.26 mostra como o índice de tensões varia com a razão *D/t* para vários carregamentos aplicados no modelo S281-NL. Como já se observou nas Figuras IV.24 e IV.25, a fórmula do ASME III classe 1 (ASME, 2007) prevê valores menores de tensão em relação a este modelo para razões *D/t* maiores, não sendo recomendado nesta faixa de aplicação. A diferença cresce para maiores valores de carregamento visto que o índice obtido com o modelo numérico é diretamente proporcional à carga aplicada, enquanto o valor do ASME III classe 1 (ASME, 2007) não varia com ela.

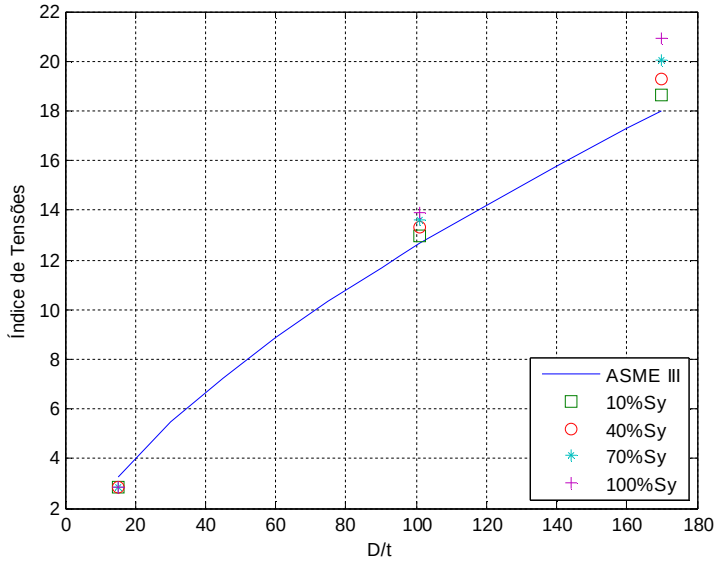


Figura IV.26 - Variação do índice de tensões com a razão *D/t* para diversas cargas aplicadas no plano obtidos com modelo S281-NL e equações do ASME III Classe1 (ASME, 2007)

A Figura IV.27 apresenta os resultados de índice de tensões obtidos para o elemento E290-NL em função da razão *D/t*.

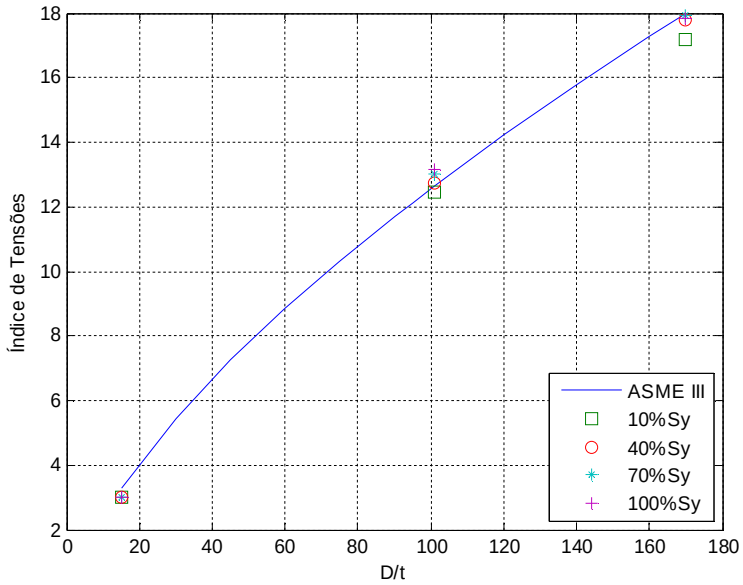


Figura IV.27 - Variação do índice de tensões com a razão *D/t* para diversas cargas aplicadas no plano obtidos com modelo E290-NL e equações do ASME III Classe1 (ASME, 2007)

Observa-se da Figura IV.27 que a curva do ASME III classe 1 (ASME, 2007) prevê valores superiores aos obtidos com o modelo para carregamentos pequenos. Para carregamentos elevados, surgem pontos localizados acima da curva da norma para a razão *D/t* = 101. Para as demais razões estudadas, a curva da norma apresenta valores maiores, sendo então mais conservadora.O efeito da não linearidade geométrica eleva a magnitude do índice de tensão obtido através dos dois elementos estudados (Shell281 e Elbow290) quando se aumenta a carga.

A Tabela IV.4 mostra uma comparação entre os índices de tensões globais (C_2) obtidos com os modelos numéricos em relação aos previstos pelo ASME III classe 1 (ASME, 2007) considerando diferentes razões *D/t* sujeito a cargas baixas e altas.

Tabela IV.4 - Tabela comparativa entre índices de tensões globais obtidos de diferentes modelos numéricos em relação aos previstos pela norma ASME III classe 1 (ASME, 2007)

D/t	15		101		170	
Carga	10% Sy	100% Sy	10% Sy	100% Sy	10% Sy	100% Sy
Shell281-NL	0,88	0,89	1,03	1,11	1,03	1,16
Shell281-L	0,84	0,84	1,02	1,02	1,02	1,02
Elbow290-NL	0,93	0,94	0,99	1,05	0,95	0,99
Elbow290-L	0,89	0,89	1,00	1,00	0,98	0,98
ASME III - Classe 1	1	1	1	1	1	1

Com ajuda da Tabela IV.4, pode-se resumir e quantificar os principais pontos observados nesta secção:

- Para baixa razão *D/t*, O ASME prevê valores maiores que os modelos numéricos.
- Para razões *D/t* elevadas, os modelos de casca obtiveram, resultados maiores que os previstos pela norma. Com *D/t* = 101, este modelo tem resultados 11% maiores que os da norma quando consideradas cargas elevadas. Com *D/t* = 170, 16% maiores. Os modelos com elemento Elbow290 geram resultados em geral menores que os da norma, apenas para razão *D/t* = 101 se obteve com este modelo valores superiores ao previsto pela norma (até 5% maiores).
- Ocorrem diferenças significativas entre os resultados dos diferentes modelos numéricos.
- Efeitos de não linearidades tiveram grande influência nos resultados para alta razão *D/t* e alta carga obtidos com modelo de casca. No caso mais crítico, ampliou a diferença entre o modelo numérico e a norma em 14%. Para o modelo

com elemento Elbow290 a influência de efeitos de não linearidades foram menores, mas não desprezíveis.

Cabe ressaltar que o código ASME III classe 1 (ASME, 2007) apresenta duas metodologias de análise de tensões conforme visto na secção I.2. A obtenção da distribuição do índice de tensões ao longo do ângulo θ está associada a uma metodologia e a aplicação do índice de tensões (C_2) a outra. As equações fornecidas para a primeira metodologia são válidas apenas para curvas com μ>0,2, o que para as curvas estudadas neste trabalho limita a razão *D/t* ao valor máximo de 33, enquanto o fator de intensificação C_2 pode ser aplicado até o limite *D/t* = 100 e está relacionado à máxima intensidade de tensões. Por isso não devem ser feitas comparações entre qualquer valor de pico (ou vale) obtido pelas equações do ASME III classe 1 (ASME, 2007) na secção IV.2.1 deste trabalho com os índices de tensão global dados pelo mesmo código e utilizado na secção IV.2.3, principalmente para razões *D/t* maiores que 33.

IV.2.4.Ovalização

A Figura IV.28 mostra a ovalização calculada através das simulações desenvolvidas com carregamento aplicado no plano de curvas com diferentes razões *D/t*. As simulações foram desenvolvidas com modelos S281-L e S281-NL. O carregamento de momento fletor aplicado no plano promove no componente valores de tensão equivalente de *von Mises* iguais à tensão de escoamento do material.

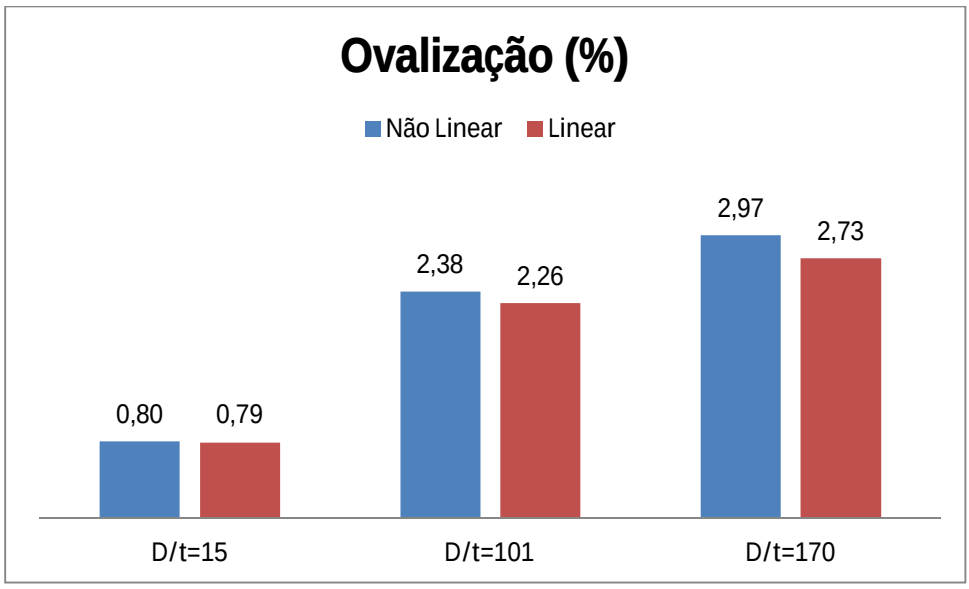


Figura IV.28 - Ovalizações obtidas com modelo Shell281 simulando curvas com diferentes razões *D/t* no limite elástico (carga de momento no plano)

A ovalização, como esperado, cresce à medida que a razão *D/t* aumenta e os modelos não lineares apresentam valores maiores que os lineares. A ovalização fornece indicativos sobre o nível de deformação que a secção transversal do componente experimenta. Observando-se as diferenças entre a ovalização dos componentes com mais alta razão em relação aos de mais baixa, pode-se entender com mais clareza porque nestes casos ocorre maior influência dos efeitos não lineares identificados nas secções anteriores.

IV.3. Curvas submetidas a momento fora do plano

As seções a seguir apresentam estudos envolvendo a distribuição de tensões, índices de tensões locais, índices de tensões globais e ovalização para a aplicação de carregamentos de momento fletor fora do plano.

IV.3.1.Distribuição de tensões e índices de tensões locais

A Figura IV.29 apresenta tensões circunferenciais e longitudinais obtidas em simulações feitas com modelo S281-NL em modelo com razão *D/t* = 15 submetido a momento fletor fora do plano. Os valores máximos de tensões circunferenciais mostrados ocorrem na secção definida pelo ângulo Φ = 60° (conforme nomenclatura da Figura I.1), já a tensão longitudinal tem seus máximos na secção determinada pelo ângulo Φ = 67,5°.

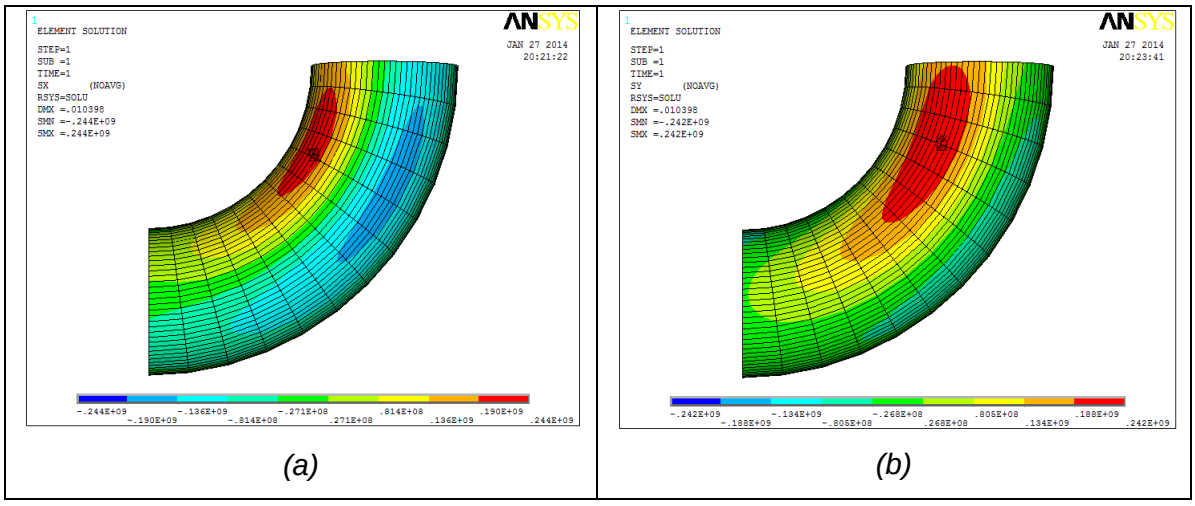


Figura IV.29 - Resultado de simulação com curva com razão D/t = 15 sob momento fora do plano. Tensões circunferenciais (a) e longitudinais (b).

As Figuras IV.30 e IV.31 mostram resultados similares aos mostrados na Figura IV.29, agora para curvas com *D/t* = 101 e *D/t* = 170 respectivamente. Nas figuras, variações na razão *D/t* não alteraram a secção onde ocorre os máximos circunferenciais (embora esta posição não seja fixa), mas provoca uma pequena mudança na secção onde ocorrem os máximos longitudinais (passou para Φ = 60° na simulação com *D/t* = 170). Mudanças acentuadas se verificam na distribuição de tensões dentro de uma secção.

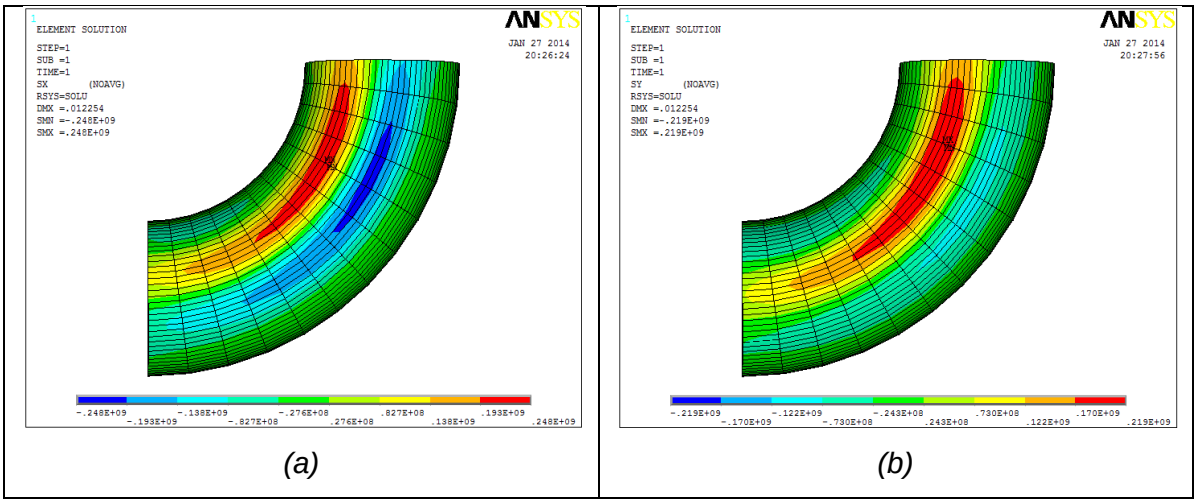


Figura IV.30 - Resultado de simulação com curva com razão D/t = 101 sob momento fora do plano. Tensões circunferenciais (a) e longitudinais (b).

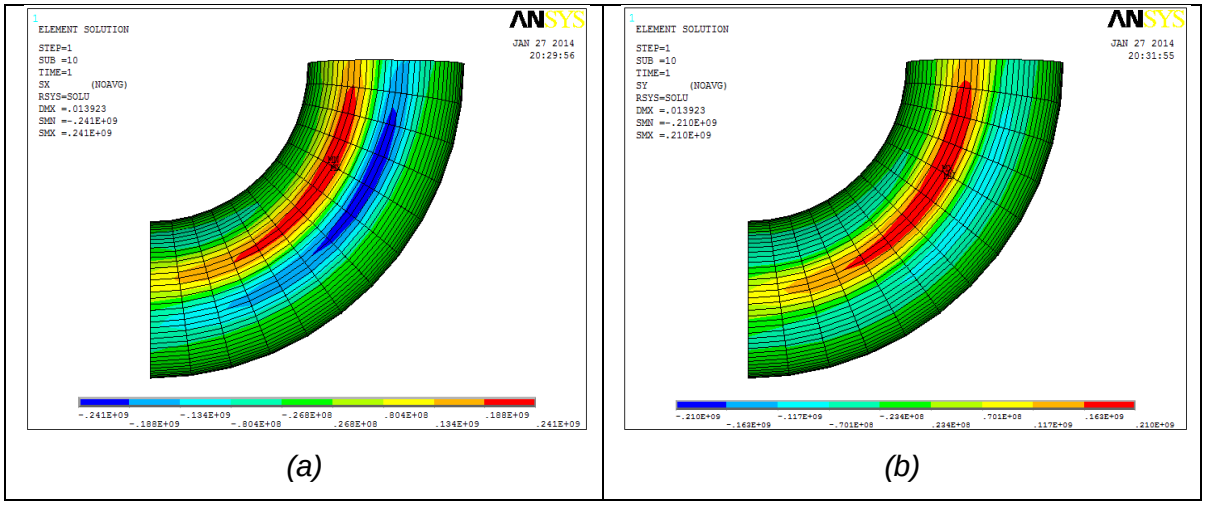


Figura IV.31 - Resultado de simulação com curva com razão D/t = 170 sob momento fora do plano. Tensões circunferenciais (a) e longitudinais (b).

As Figuras IV.32 a IV.35 apresentam comparações de perfis de intensificação de tensão entre curvas com diferentes razões *D/t* sob momento aplicado fora do plano obtidas do modelo S281-NL. Os valores foram obtidos na secção onde ocorre tensão máxima de *von Mises* que para este carregamento tem posição variável (nas simulações elaboradas variou de Φ = 52,5° a Φ = 67,5°). Em cada ilustração mostra-se resultados na superfície externa e interna.

As Figuras IV.32 e IV.33 apresentam resultados para tensões circunferenciais com aplicação de baixa carga (que leva o componente a tensão equivalente de *von Mises* a 10% da tensão de escoamento) e de alta carga (100% da tensão de escoamento) respectivamente.

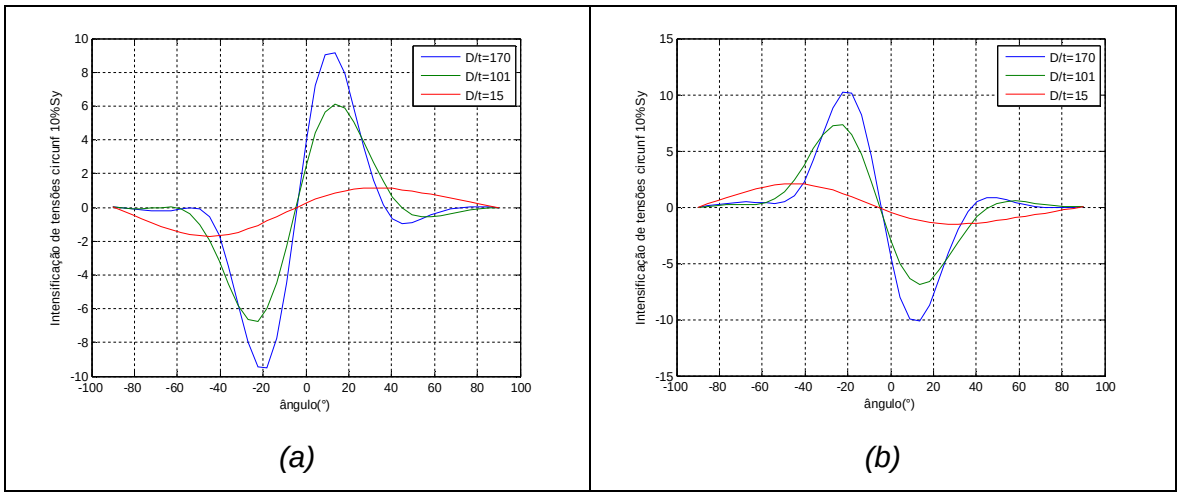


Figura IV.32 - Índice de tensões circunferenciais locais para carga baixa de momento fora do plano: *(a)* superfície externa *(b)* superfície interna.

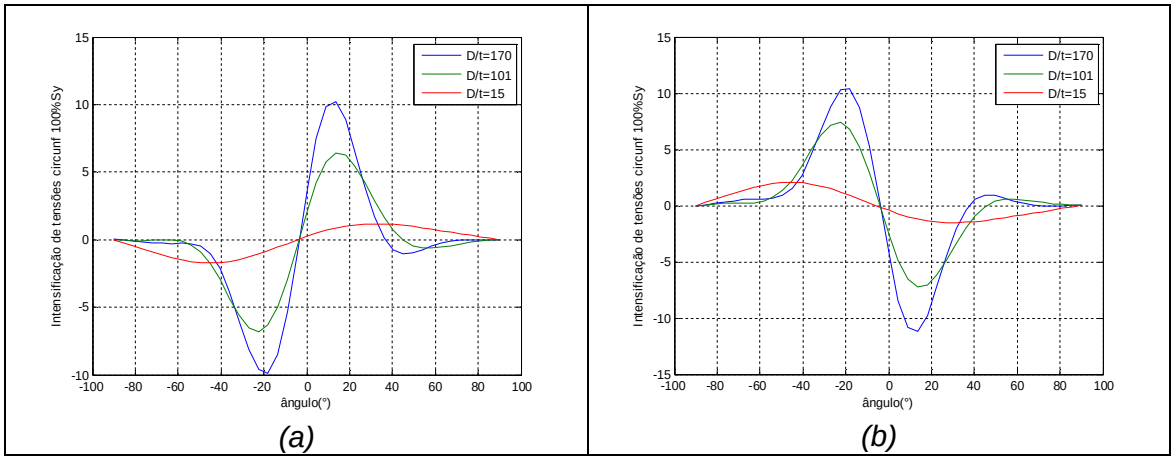


Figura IV.33 - Índice de tensões circunferenciais locais para carga alta de momento fora do plano: *(a)* superfície externa *(b)* superfície interna.

Tanto para superfície externa quanto interna se nota uma semelhança de perfil de distribuição de tensões versus θ entre as curvas analisadas. Diferenças entre eles se dão na magnitude, no ângulo onde ocorre os máximos valores e como fica mais brusca a elevação de tensão até o pico (ou vale) a medida que se eleva a razão *D/t*. Os valores de máxima magnitude (pico ou vale) são maiores nos resultados para superfície interna.

Elevações na carga, assim como observado para cargas no plano, também têm efeito no valor da intensificação de tensões circunferenciais que em módulo aumentam conforme se observa na comparação das Figuras IV.32 e IV.33. A influência, como esperado, é maior para razões *D/t* maiores.

As Figuras IV.34 e IV.35 apresentam os resultados correspondentes aos mostrados nas Figuras IV.32 e IV.33 para tensões longitudinais. Para estas tensões também se tem semelhança nos perfis obtidos para cada curva com variações de magnitude, posição dos pontos máximos e gradiente nas regiões próximo a estes pontos. No entanto, os valores em módulo são maiores na superfície externa da parede das curvas do que na interna. Influência da carga aplicada também é percebida na comparação das Figuras IV.34 e IV.35 principalmente para a razões *D/t* maiores.

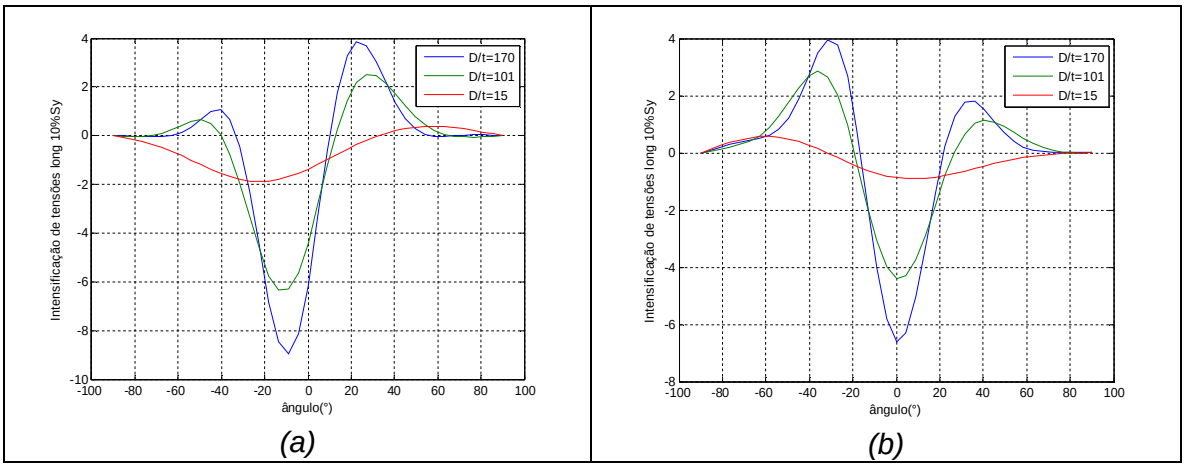


Figura IV.34 - Índice de tensões longitudinais locais para carga baixa de momento fora do plano: *(a)* superfície externa *(b)* superfície interna.

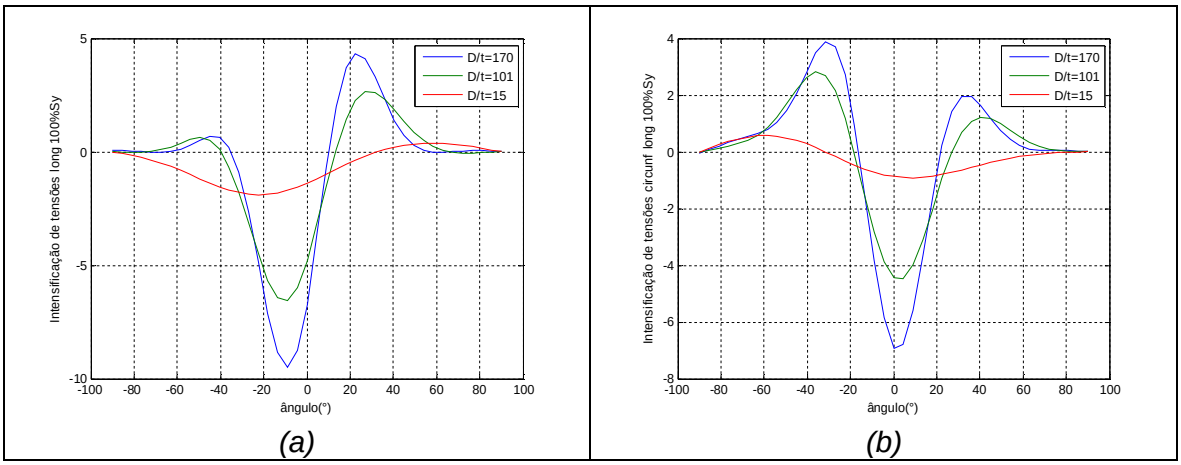


Figura IV.35 - Índice de tensões longitudinais locais para carga alta de momento fora do plano: *(a)* superfície externa *(b)* superfície interna.

As Figuras IV.36 a IV.39 comparam perfis de intensificação de tensões obtidos dos diferentes modelos estudados com as equações do ASME III classe1 (ASME, 2007) para curva com baixa razão diâmetro/espessura (*D/t*=15). Semelhante ao apresentado para cargas no plano, as duas primeiras figuras trazem informações da intensificação de tensão circunferencial variando entre elas a carga aplicada, enquanto as duas últimas se referem a tensões longitudinais.

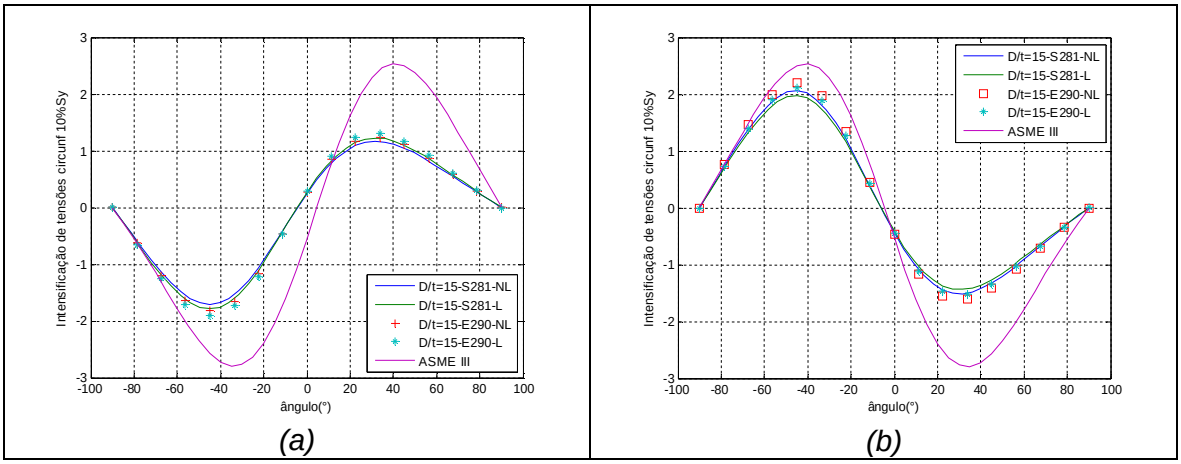


Figura IV.36 - Comparação de índices circunferenciais locais para curvas com razão *D/t*=15 e baixa carga de momento aplicada fora do plano obtidos com diferentes modelos: *(a)* superfície externa *(b)* superfície interna.

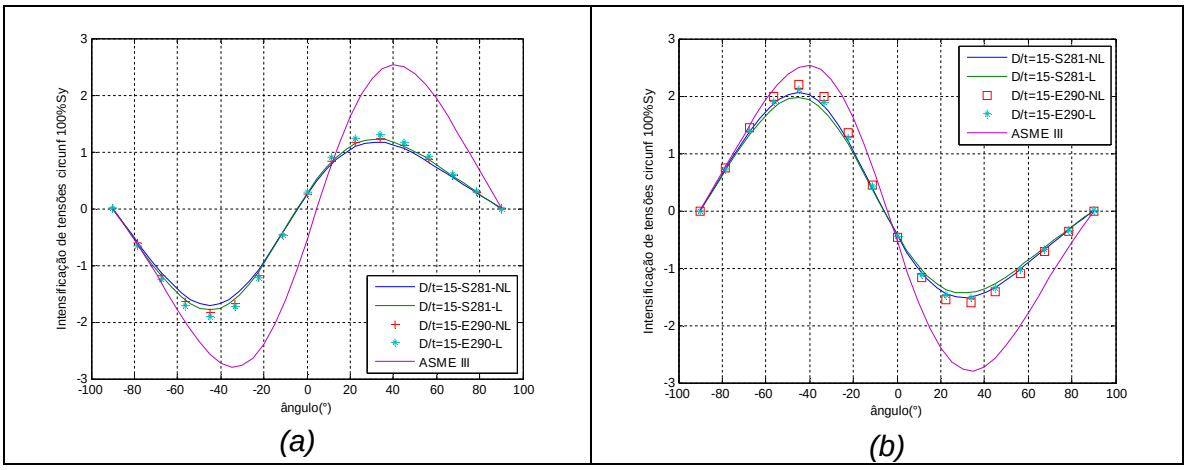


Figura IV.37 - Comparação de índices circunferenciais locais para curvas com razão *D/t*=15 e alta carga de momento aplicada fora do plano obtidos com diferentes modelos: *(a)* superfície externa *(b)* superfície interna.

Os resultados apresentados para intensificação de tensão circunferencial obtidos dos diferentes modelos numéricos são muito próximos entre si, sendo ligeiramente maiores os obtidos com modelos que adotam elemento Elbow290. O efeito de não linearidade geométrica causa variações no índice de tensão circunferencial para os diferentes modelos. Não se nota influência da carga aplicada ao se comparar resultados das Figuras IV.36 e IV.37. As equações do ASME III (ASME, 2007) são conservadoras para esta razão, principalmente quanto a previsão de tensões na superfície externa.

Para intensificação de tensões longitudinais, mostradas nas Figuras IV.38 e IV.39, o modelos E290-L e E290-NL apresentam resultados razoavelmente maiores na superfície externa do que o modelo de casca. Pouca diferença entre os modelos estudados se nota na superfície interna. A equação do ASME III (ASME, 2007) prevê resultados próximos na superfície externa aos obtidos com os modelos numéricos, principalmente na região próximo ao máximo compressivo, com uma leve defasagem no ângulo onde ocorre esse máximo. Já na superfície interna a norma se mostra mais conservadora. Os efeitos de não linearidade geométrica provocaram variações discretas nos valores máximos obtidos numericamente. A comparação das duas figuras revela pouca influência da carga aplicada.

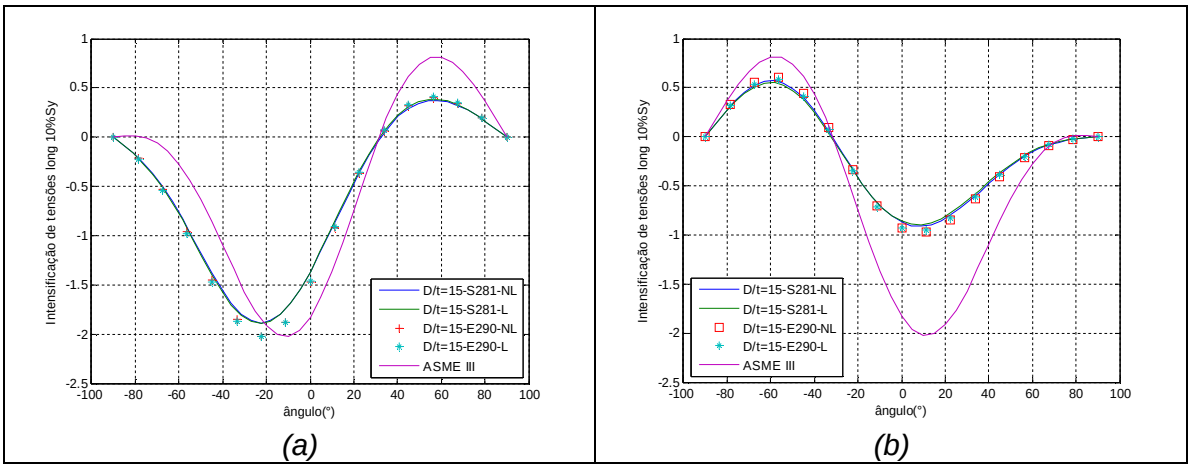


Figura IV.38 - Comparação de índices longitudinais locais para curvas com razão *D/t* = 15 e baixa carga de momento aplicada fora do plano obtidos com diferentes modelos: *(a)* superfície externa *(b)* superfície interna.

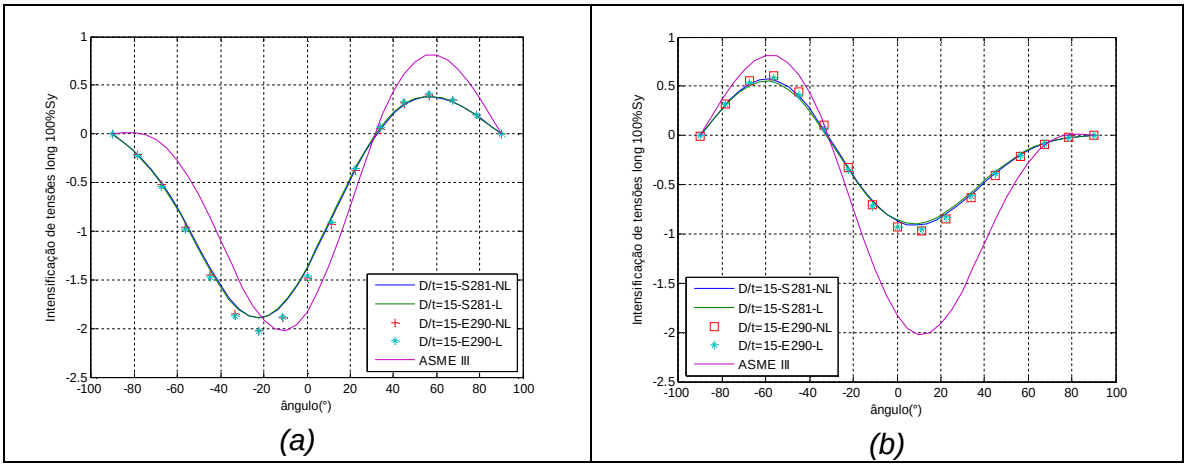


Figura IV.39 - Comparação de índices longitudinais locais para curvas com razão *D/t* = 15 e alta carga de momento aplicada fora do plano obtidos com diferentes modelos: *(a)* superfície externa *(b)* superfície interna.

Nas Figuras IV.40 a IV.43 é mostrada a mesma sequência de informações indicada nas Figuras IV.35 a IV.38 sendo agora referente à curva com alta razão diâmetro espessura (*D/t* = 170). A Figura IV.40 traz os resultados para índice de tensões circunferenciais locais com baixa carga aplicada (correspondente a 10% da tensão de *von Mises* que levaria o material do componente ao escoamento).

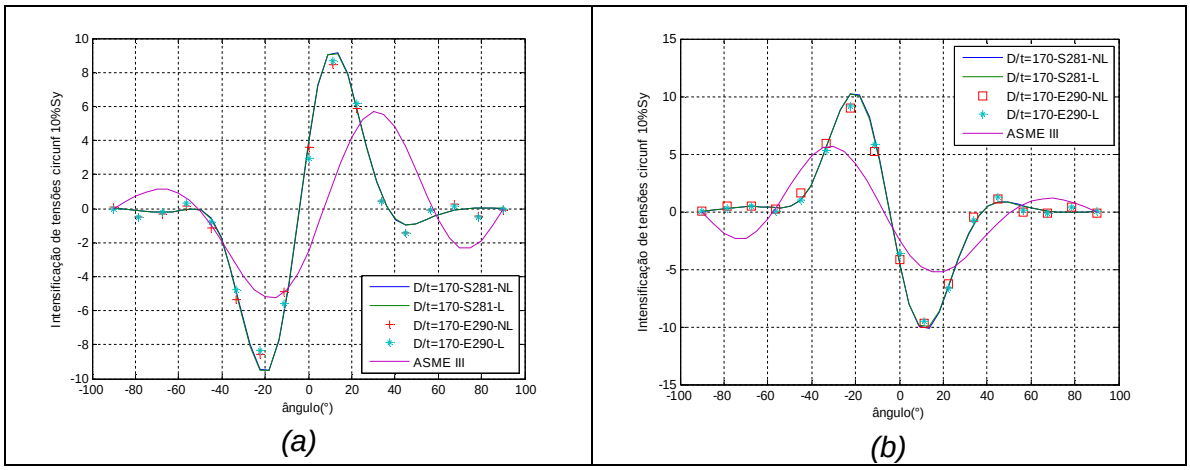


Figura IV.40 - Comparação de índices circunferenciais locais para curvas com razão *D/t* = 170 e baixa carga de momento aplicada fora do plano obtidos com diferentes modelos: *(a)* superfície externa *(b)* superfície interna.

Os modelos numéricos forneceram resultados muito próximos entre si para intensificação de tensões circunferenciais, mas nos pontos extremos das curvas, principalmente para a superfície externa, verifica-se resultados com maior magnitude originados pelos modelo de casca. Não linearidades geométricas provocaram variações muito pequenas no máximo valor (em módulo) do índice de tensões circunferenciais com baixa carga aplicada. O perfil previsto pelas equações do ASME III classe 1 (ASME, 2007) apresenta pontos de máximo muito menores que os dos modelos numéricos, confirmando que também não são adequadas para curvas com elevadas razões *D/t* submetidas a momento fora do plano.

A Figura IV.41 apresenta os resultados para índice de tensões circunferenciais obtidos com alta carga de momento fletor (no limite da tensão de escoamento). Da comparação das Figuras IV.40 e IV.41 se nota alguma influência da carga aplicada no valor da intensificação de tensão circunferencial.

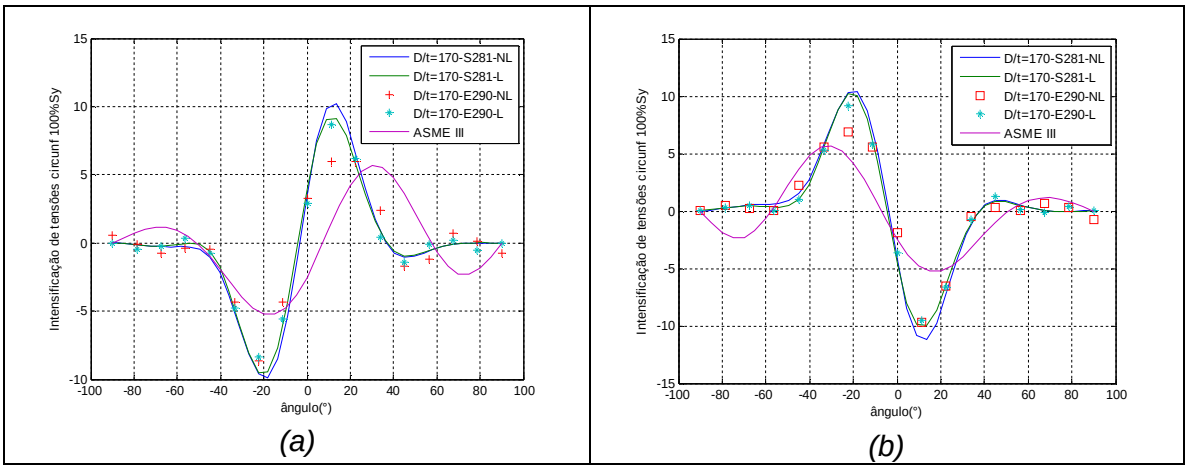


Figura IV.41 - Comparação de índices circunferenciais locais para curvas com razão *D/t* = 170 e alta carga de momento aplicada fora do plano obtidos com diferentes modelos: *(a)* superfície externa *(b)* superfície interna.

A Figura IV.42 mostra resultados do índice de tensões longitudinais locais para baixa carga aplicada fora do plano. Quase não se nota divergências entre os resultados dos modelos numéricos para intensificação de tensão longitudinal com baixa carga aplicada. O modelo de casca tem um ponto de máxima tensão compressiva maior do que os modelos com elemento Elbow290 tanto para superfície interna quanto externa da parede do componente. Diferenças geradas por considerar efeitos de não linearidade são pequenas. Os resultados com a equação do ASME III classe 1 (ASME, 2007) se mostram conservadores para a superfície interna mas prevê valores de pico compressivo menores que os obtidos com o modelo de casca para superfície externa.

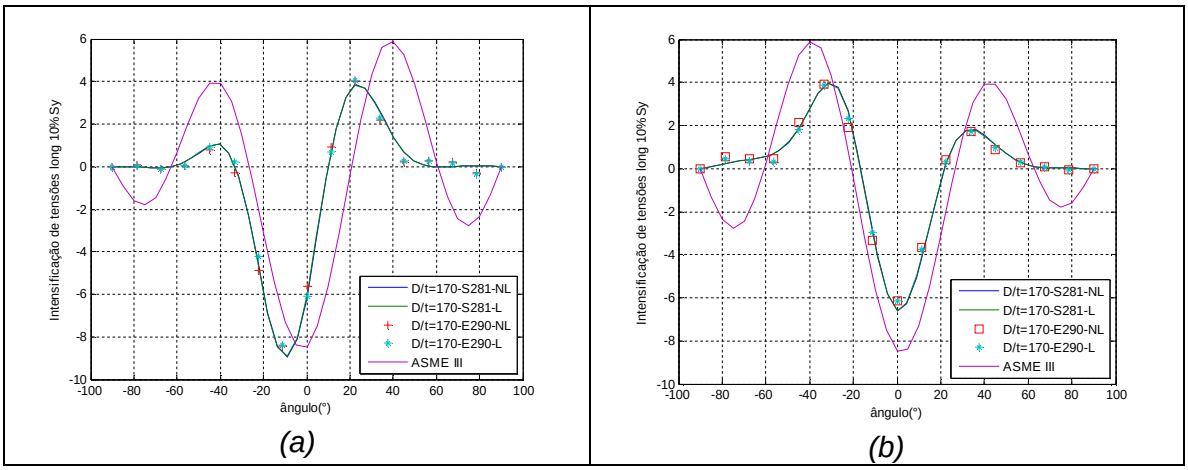


Figura IV.42 - Comparação de índices longitudinais locais para curvas com razão *D/t* = 170 e baixa carga de momento aplicada fora do plano obtidos com diferentes modelos: *(a)* superfície externa *(b)* superfície interna.

As Figuras IV.43 mostra resultados correspondentes a Figura IV.42 com carga aplicada alta (no limite do escoamento). A elevação da carga gerou aumentos nos máximos valores (em módulo) obtidos com o modelo de casca enquanto com o elemento Elbow290 se verifica uma redução nestes valores, divergência que pode estar associada a insuficiente número de pontos auxiliares no elemento Elbow290 para descrever comportamentos não lineares conforme característica descrita no item III.1.1.

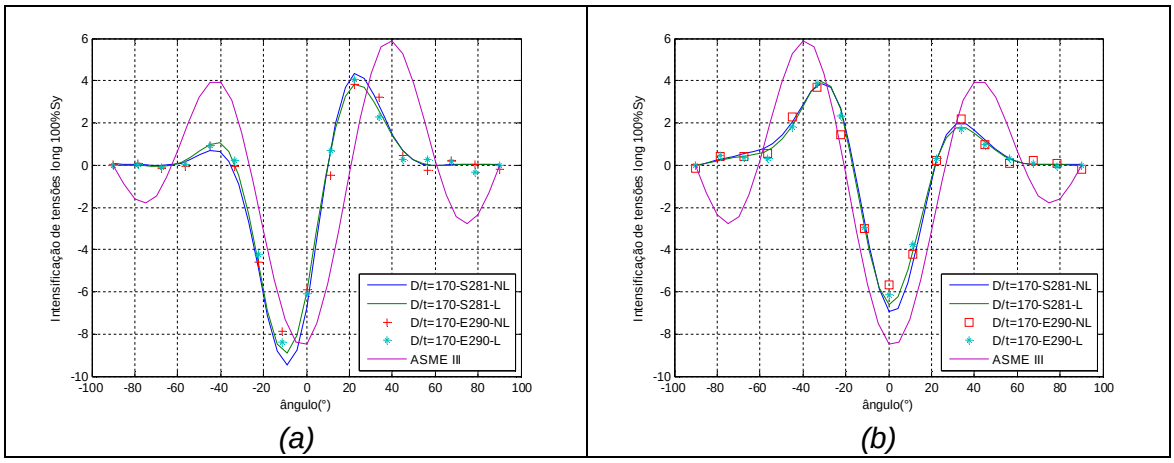


Figura IV.43 - Comparação de índices longitudinais locais para curvas com razão *D/t* = 170 e alta carga de momento aplicada fora do plano obtidos com diferentes modelos: *(a)* superfície externa *(b)* superfície interna.

Mostra-se na Tabela IV.5 a razão entre máximos índices de tensões circunferenciais (em módulo) obtido com cada modelo e o obtido com as fórmulas do ASME III (ASME, 2007).

Tabela IV.5 Tabela resumo mostrando o máximo valor do índice de tensões circunferenciais locais (em módulo) obtidos com cada modelo dividido pelo correspondente valor obtido através do ASME III Classe 1 (ASME, 2007) - carga fora do plano

Direção circunferencial								
D/t	15				170			
Superfície	Interna		Externa		Interna		Externa	
Carga	10% Sy	100% Sy	10% Sy	100% Sy	10% Sy	100% Sy	10% Sy	100% Sy
Shell281-NL	0,74	0,74	0,61	0,61	**1,80**	**1,97**	1,67	**1,80**
Shell281-L	0,71	0,71	0,64	0,64	1,80	1,80	**1,68**	1,68
Elbow290-NL	0,79	0,79	0,65	0,65	1,71	1,71	1,51	1,07
Elbow290-L	0,75	0,75	0,68	0,68	1,67	1,67	1,53	1,53
ASME III - Classe 1 (ASME, 2007)	**1,00**	**1,00**	**1,00**	**1,00**	1,00	1,00	1,00	1,00

A Tabela IV.5 permite quantificar, nos pontos de máximo (em módulo) algumas observações feitas durante a apresentação das figuras desta secção. Seguem alguns pontos de destaque:

- As tensões na superfície interna são maiores que na externa para o carregamento aplicado;
- Para razão *D/t* = 15, os modelos numéricos tiveram resultados menores que os previstos pelo ASME III classe 1 (ASME, 2007) tanto na superfície interna quanto na externa. Observa-se valores numéricos 39% menores que os previstos na norma.
- Para razão *D/t* = 170 (muito acima do limite da equação definido pela norma), os resultados com os modelos numéricos são consideravelmente maiores que os da norma (o modelo com previsão de maior valor máximo em módulo, S281-NL, tem resultados 97% maiores que o da norma na superfície interna e 80% maior na externa). Assim, suas equações devem ser aplicada apenas na faixa indicada pela própria norma (μ>0,2) que para o raio de curvatura adotado nas simulações limitaria a razão *D/t* = 33.
- Efeitos de não linearidades geométricas se tornam mais importantes quando a razão *D/t* e a carga aplicada crescem. Considerar este efeito para razão *D/t* = 15 gera alterações na diferença entre o resultado numérico e o valor da norma menores que 4%, independente da carga aplicada, com razão *D/t* = 170 esta variação chega a 17% no modelo de casca com carga alta (superfície interna).

A Tabela IV.6 mostra a correspondente comparação feita na tabela IV.5 para índices de tensão longitudinais.

Tabela IV.6 - Tabela resumo mostrando o máximo valor do índice de tensões longitudinais locais (em módulo) obtidos com cada modelo dividido pelo correspondente valor obtido através do ASME III Classe 1 (ASME, 2007) - carga fora do plano

Direção Longitudinal								
D/t	15				170			
Superfície	Interna		Externa		Interna		Externa	
Carga	10% Sy	100% Sy	10% Sy	100% Sy	10% Sy	100% Sy	10% Sy	100% Sy
Shell281-NL	0,45	0,45	0,93	0,94	0,78	0,82	**1,06**	**1,12**
Shell281-L	0,44	0,44	0,94	0,94	0,78	0,78	1,05	1,05
Elbow290-NL	0,48	0,48	1,00	1,00	0,72	0,67	0,99	0,93
Elbow290-L	0,47	0,47	1,00	1,00	0,72	0,72	0,99	0,99
ASME III - Classe 1 (ASME, 2007)	**1,00**	**1,00**	**1,00**	**1,00**	**1,00**	**1,00**	1,00	1,00

As seguintes observações podem ser feitas a partir dos dados mostrados na Tabela IV.6 para índices de tensões longitudinais:

- As tensões na superfície externa são maiores que na interna para o carregamento aplicado;
- Para razão *D/t* = 15 os maiores valores são obtidos com a metodologia da norma ASME III classe 1 (ASME, 2007) tanto na superfície interna quanto na externa. Sendo que as diferenças entre os resultados dos modelos numéricos e da norma são muito maiores na superfície interna (tem-se diferenças de 56%) do que na externa (menores que 7%).
- Para razão *D/t* = 170 os modelos numéricos prevêm resultados menores do que os obtidos pela norma na superfície interna (33% menor no caso mais crítico) e maiores na superfície externa (12% maior no caso mais crítico).
- Efeitos de não linearidades geométricas são mais importantes quando a razão *D/t* e a carga aplicada crescem assim como observado para tensão circunferencial. Para razão *D/t* = 15 considerar este efeito provocou alterações da ordem de 1% na diferença entre o obtido com o modelo numérico e o valor da norma, para razão *D/t* = 170, com carga alta esta alteração chega a 7%.

Nota-se que para baixas razões *D/t* o ASME III classe 1 (ASME, 2007) é conservador na determinação das tensões circunferenciais e longitudinais, para altos valores de *D/t* prevê resultados circunferenciais bem abaixo dos indicados pelos modelos numéricos enquanto para tensões longitudinais tem resultados superiores ou inferiores aos obtidos numericamente a depender da superfície analisada. Cabe ressaltar que numa análise de tensões, as comparações com limites admissíveis são realizadas a partir de tensões equivalentes que levam em conta o estado triaxial de tensões em cada ponto e não o resultado individualmente obtido em cada direção.

IV.3.2.Índices de tensões globais

A Figura IV.44 mostra, para fins de comparação, índices de tensões globais (C_2) para curva com razão *D/t* = 15 calculados a partir de simulações feitas com os modelos estudados e com a equação do ASME III classe 1 (ASME, 2007). As simulações consideram várias cargas de momento aplicadas fora do plano. As Figuras IV.45 e IV.46 fazem a mesma comparação da Figura IV.44 para as razões *D/t* = 101 e *D/t* = 170 respectivamente.

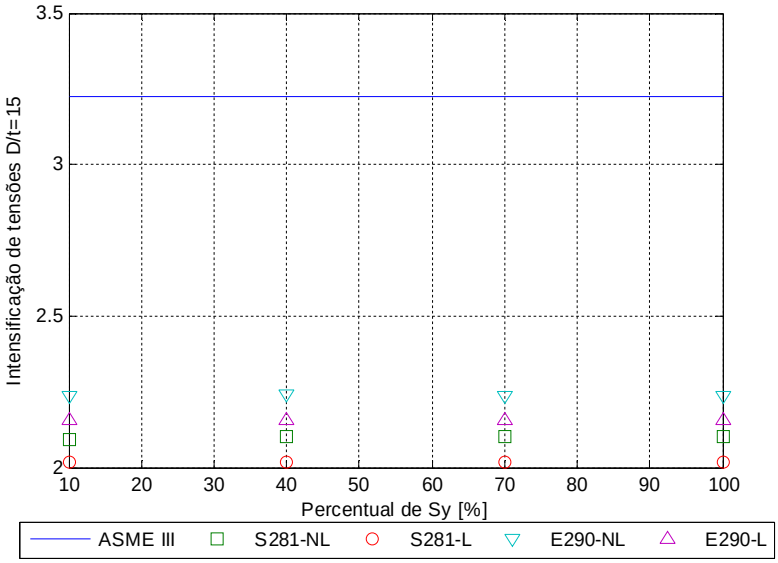


Figura IV.44 - Variação do índice de tensões com a carga aplicada fora do plano para curva com razão *D/t* = 15

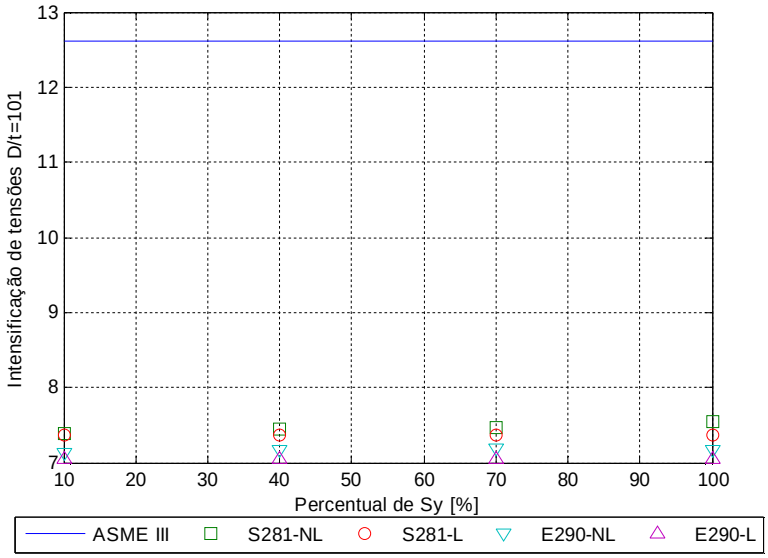


Figura IV.45 - Variação do índice de tensões com a carga aplicada fora do plano para curva com razão *D/t* = 101

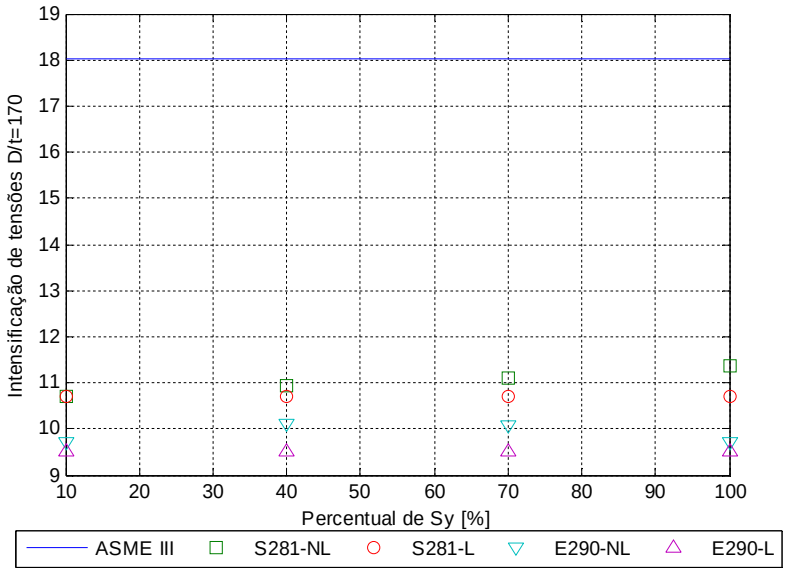


Figura IV.46 - Variação do índice de tensões com a carga aplicada fora do plano para curva com razão *D/t* = 170

Para razão *D/t*=15 (Figura IV.44) a equação do ASME III classe 1 (ASME, 2007) para tensões globais prevê valores maiores do que os obtidos com os modelos numéricos para qualquer carga. Dentre os modelos numéricos, o que apresenta maiores resultados para esta razão é o modelo E290-NL seguido pelos modelos E290-L, S281-NL e S281-L nesta ordem. Para razões *D/t* = 101 e *D/t* = 170 (Figuras IV.45 e IV.46) os valores obtidos com modelos numéricos também são menores que os previstos pela norma mas nestes casos os modelos de casca geraram resultados maiores que os obtidos com modelos que adotam elemento Elbow290. Além disso, praticamente não há variação no índice com a carga aplicada.

Mostra-se na Figura IV.47 (resultados do modelo S281-NL) e na Figura IV.48 (E290-NL) sua variação em função da razão *D/t* e da carga aplicada. O valor da norma, que já é conservador para baixa razão *D/t*, fica ainda mais à medida que a razão se eleva, mesmo para cargas altas. A maior diferença se dá no modelo com elemento E290-NL.

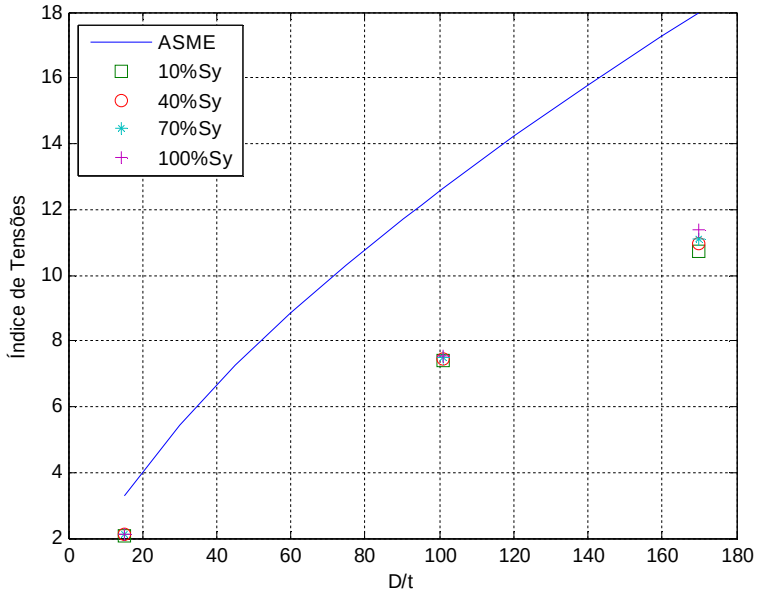


Figura IV.47 – Variação do índice de tensões com a razão *D/t* para diversas cargas aplicadas fora do plano obtidos com modelo S281-NL e equações do ASME III Classe1 (ASME, 2007)

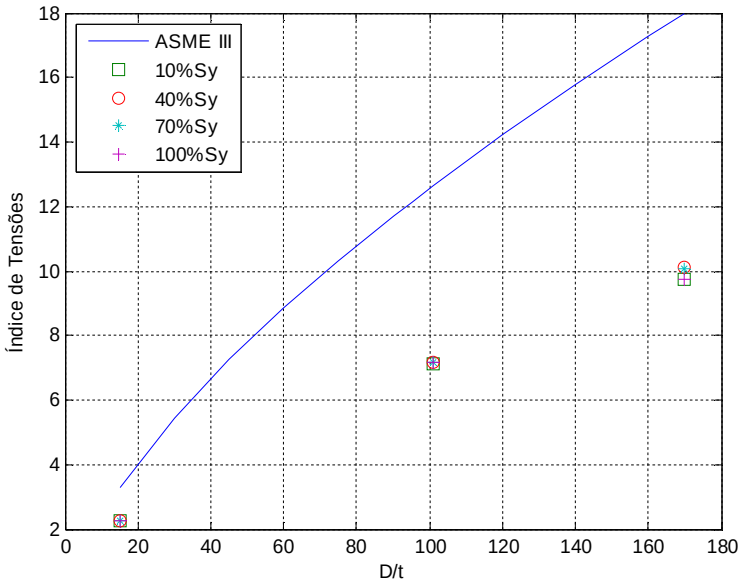


Figura IV.48 – Variação do índice de tensões com a razão *D/t* para diversas cargas aplicadas fora do plano obtidos com modelo E290-NL e equações do ASME III Classe1 (ASME, 2007)

A Tabela IV.7 mostra uma comparação quantitativa entre os índices de tensões globais (C_2) obtidos com os modelos numéricos em relação aos previstos pelo ASME III classe 1 (ASME, 2007) considerando diferentes razões *D/t* sujeito a cargas baixas e altas.

Tabela IV.7 – Tabela comparativa entre índice de tensões globais obtidos de diferentes modelos numéricos em relação aos previstos pela norma ASME III classe 1 (ASME, 2007)

D/t	15		101		170	
Carga	10% Sy	100% Sy	10% Sy	100% Sy	10% Sy	100% Sy
Shell281-NL	0,63	0,65	0,59	0,60	0,59	0,63
Shell281-L	0,63	0,63	0,58	0,58	0,59	0,59
Elbow290-NL	0,69	0,69	0,57	0,57	0,54	0,54
Elbow290-L	0,67	0,67	0,56	0,56	0,53	0,53
ASME III – Classe 1	1	1	1	1	1	1

Com ajuda da Tabela IV.7, pode-se resumir e quantificar os principais pontos observados nesta secção:

- Para todas as razões *D/t* estudadas, os modelos numéricos previram valores menores que os previstos pela norma. Para baixa razão *D/t*, obteve-se valor até 37% menor que a norma, Para *D/t* = 101 até 42% menor e para *D/t* = 170, 47% menor.
- Efeitos de não linearidades modificaram as diferenças entre o modelo numérico e o modelo da norma em cerca de 2% para os casos em geral. Pouca modificações com a carga é percebida. A maior variação ocorreu para o componente com razão *D/t* = 170 e alta carga que aproximou em 4% o valor obtido numericamente com o da norma.

A maioria das normas de tubulação emitidas pelo ASME consideram um fator de intensificação de tensão menor para curvas submetidas a momento fora do plano do que para momento aplicado no plano. O ASME III classe 1 (ASME, 2007), de onde foram retiradas as equações que geraram os gráficos, não faz essa distinção sendo, como visto, demasiadamente conservador na determinação das tensões geradas por este tipo de carregamento mesmo para curvas com razão *D/t* elevado.

IV.3.3. Ovalização

A Figura IV.49 mostra a ovalização obtida na secção crítica de curvas simuladas com modelos S281-NL e S281-L com carregamentos aplicados fora do plano. A ovalização cresce com a razão *D/t* e observa-se maiores valores para o modelo que considera o efeito da não linearidade geométrica. Observa-se também que a ovalização para razões mais altas, apresenta maiores valores para carregamentos aplicados fora do plano do que para carregamentos aplicados no pano (ver Figura IV.28). Para a razão *D/t* = 101 a ovalização com efeito de não linearidade foi de 2,38 para carga aplicada no plano que gera tensões equivalentes iguais ao valor do limite de escoamento do material enquanto para a correspondente carga fora do plano esse valor ficou em 3,08. Para curva com razão *D/t* = 170 a ovalização cresceu de 2,97 (no plano) para 3,96 fora do plano.

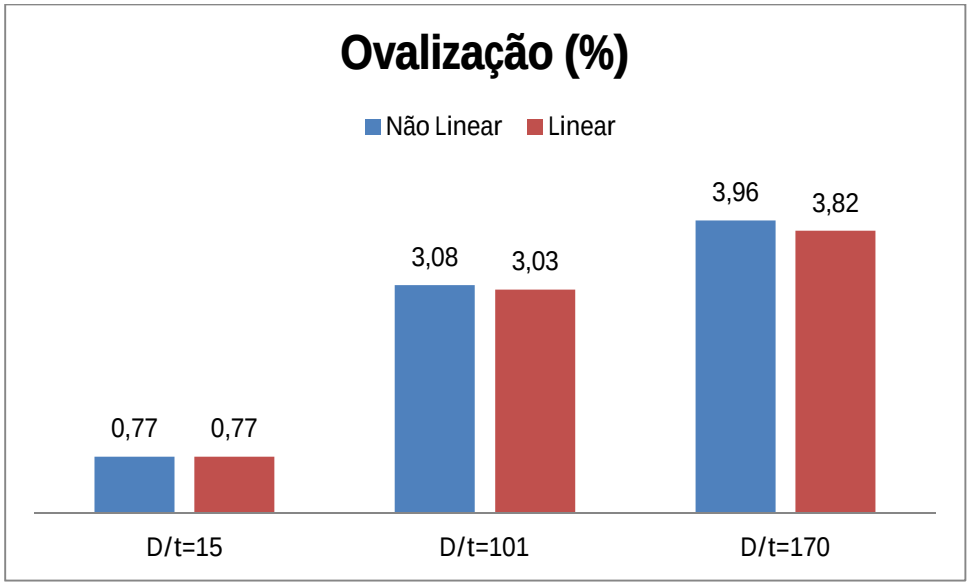


Figura IV.49 - Ovalizações obtidas com elemento Shell281 simulando curvas com diferentes razões *D/t* no limite elástico (carga de momento fora do plano)

IV.4. Influência do raio de curvatura

Como visto na secção I.2, os coeficientes de correção de rigidez e tensão das normas emitidas pelo ASME são função de um parâmetro adimensional chamado característica de flexibilidade, *h*. Assim, por estas normas, se houver dois componentes com diferentes raios de

curvatura mas com mesmo valor de h, eles devem ter mesma rigidez e mesma capacidade de intensificação de tensões.

Diante disto, conforme descrito na secção III.2, foi realizado um estudo onde se simulou, utilizando modelos S281-NL e S281-L, o comportamento de curvas submetidas a cargas no plano com diferentes geometrias mas com o mesmo fator característico h, com o objetivo de verificar se ocorre variação de rigidez e intensificação de tensões.

As Figuras IV.50 e IV.51 mostram comparações entre valores do índice de tensões global (C_2) e o fator de flexibilidade obtidos com o modelo Shell281 e previstos pelo código ASME III classe 1 (ASME, 2007), conforme simulações mostradas na Tabela III.2 (bloco 1).

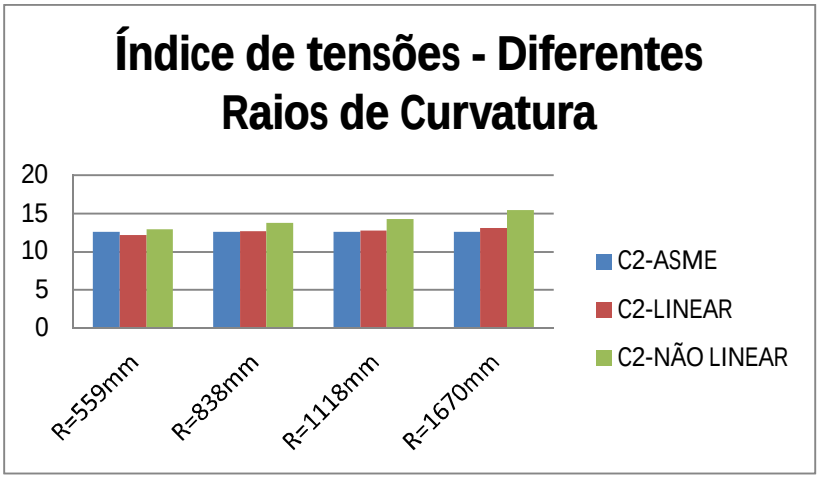


Figura IV.50 - Comparação do índice de tensões para diferentes raios de curvatura sem mudança na característica de flexibilidade e no diâmetro externo

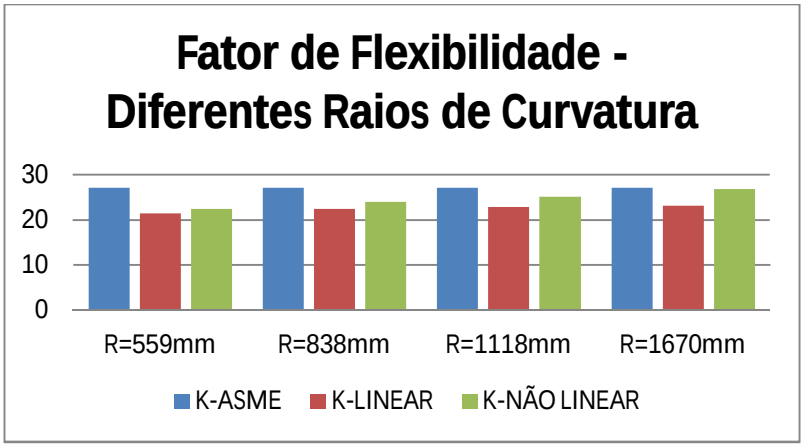


Figura IV.51 - Comparação do fator de flexibilidade para diferentes raios de curvatura sem mudança na característica de flexibilidade e no diâmetro externo

Observa-se que embora todas as curvas simuladas tenham o mesmo fator característico, não se obteve com as simulações os mesmos valores de índice de tensões e fator de flexibilidade. A Tabela IV.8 apresenta a média dos resultados obtidos para cada condição e o desvio padrão associados. Os resultados mostram que para o modelo que considera a não linearidade geométrica o desvio chega a 1,04 e 1,85 para índice de tensões e fator de flexibilidade, respectivamente.

Tabela IV.8 - Valores médios e desvio padrão para resultados extraídos das simulações da Tabela III.2 bloco 1

	C2-LINEAR	C2-NÃO LINEAR	K-LINEAR	K-NÃO LINEAR
MÉDIA	12,71	14,13	22,54	24,61
DESVIO PADRÃO	0,36	1,04	0,75	1,85

Complementando o estudo, verificou-se o resultado para curvas que apresentam o mesmo fator característico e diferentes raios de curvatura, mas que respeitam uma proporção fixa com o diâmetro conforme a Tabela III.2 (bloco 2). As Figuras IV.52 e IV.53 mostram a comparação dos resultados obtidos com os modelos e com o ASME III classe 1 (ASME, 2007) para índice de tensões global e fator de flexibilidade respectivamente. Para este caso, a variação obtida com o mesmo modelo é desprezível como pode ser concluído dos desvios padrões indicados na Tabela IV.9.

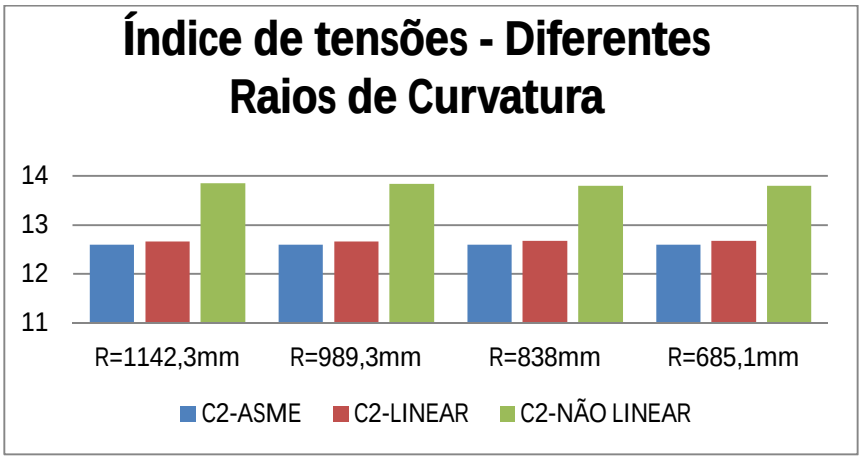


Figura IV.52 - Comparação do índice de tensões para diferentes raios de curvatura sem mudança na característica de flexibilidade e variando-se o diâmetro externo de forma proporcional ao raio de curvatura

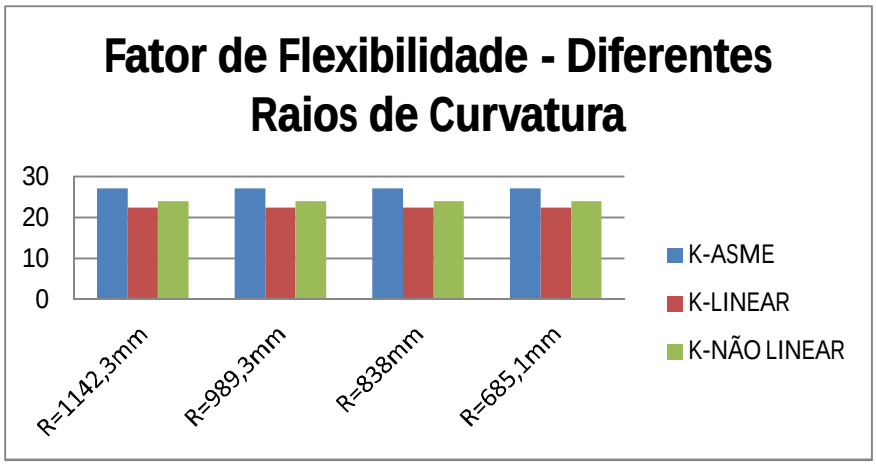


Figura IV.53 - Comparação do fator de flexibilidade para diferentes raios de curvatura sem mudança na característica de flexibilidade e variando-se o diâmetro externo de forma proporcional ao raio de curvatura

Tabela IV.9-Valores médios e desvio padrão para resultados extraídos das simulações da Tabela III.2 bloco 2

	C2-LINEAR	C2-NÃO LINEAR	K-LINEAR	K-NÃO LINEAR
MEDIA	12,67	13,83	22,47	24,03
DESVIO PADRÃO	0,005	0,024	0,001	0,004

Assim, os resultados indicam que diferentes curvas que apresentarem o mesmo valor de h (característica de flexibilidade), somente terão fator de flexibilidade e índice de tensões iguais se apresentarem a mesma relação entre o diâmetro e o raio de curvatura.

IV.5. Análise de *loop* de tubulação

Nas secções anteriores foram identificadas algumas divergências entre rigidez e tensões obtidas através da metodologia do ASME III classe 1 (ASME, 2007) e os obtidos com os modelos numéricos. Essas divergências se mostraram mais críticas no modelo S281-NL. Visando verificar as consequências destas divergências num sistema de tubulação, aplicaram-se as duas metodologias na análise de um *loop* de tubulação conforme mostrado na Figura III.2.

Loops de tubulação, sistema comum no meio industrial, são usados para absorver dilatações térmicas. O *loop* reduz cargas de reação nas extremidades de dois pontos de restrição P_1 e P_2, os quais apresentariam magnitudes elevadas se fossem ligados através de uma linha reta. Um trecho reto de tubo, fabricado com material de coeficiente de dilatação térmica α_1 , com área de secção transversal A e restringido nas extremidades de modo a conter sua dilatação (ou contração térmica), ao sofrer variação térmica de T_a para T_b impõe sobre as restrições uma carga que pode ser calculada pela seguinte equação, válida se não ocorrer flambagem (HIBBELER, 2010):

$$F = A.E.\alpha_1.(T_b - T_a) \quad \text{(IV.1)}$$

Como exemplo, um tubo reto de qualquer comprimento, ancorado nas extremidades, feito de aço, com diâmetro externo de 559 mm, espessura de 38,1 mm e submetido a uma variação térmica de 100°C, no caso de não ocorrer flambagem, geraria cargas nas restrições da ordem de 13,9 MN.

Considerando então esta geometria como opção para absorver a deformação sem gerar elevadas cargas e tensões na linha, dimensiona-se o comprimento dos trechos retos de modo a manter as reações e tensões dentro de limites admissíveis. Para o caso apresentado foi considerado um loop com dimensões já definidas (cada segmento do "U" tem dimensão *L*=5x*D*) e verificado a variação da reação na direção axial de sua extremidade e da máxima tensão gerada a medida que um deslocamento é progressivamente imposto até o limite de escoamento do material do sistema. Esses valores são função da rigidez das curvas e da intensificação de tensão que ocorrerão nas mesmas, foco do presente estudo.

A Figura IV.54 apresenta a variação dos valores de reação na direção horizontal e da máxima intensidade de tensão em função do deslocamento absorvido pelo *loop*. Estes parâmetros foram obtidos para um sistema com baixa razão diâmetro espessura (*D/t*=15) através da metodologia do ASME III classe 1 (ASME, 2007) e de simulações desenvolvidas com o modelo S281-NL.

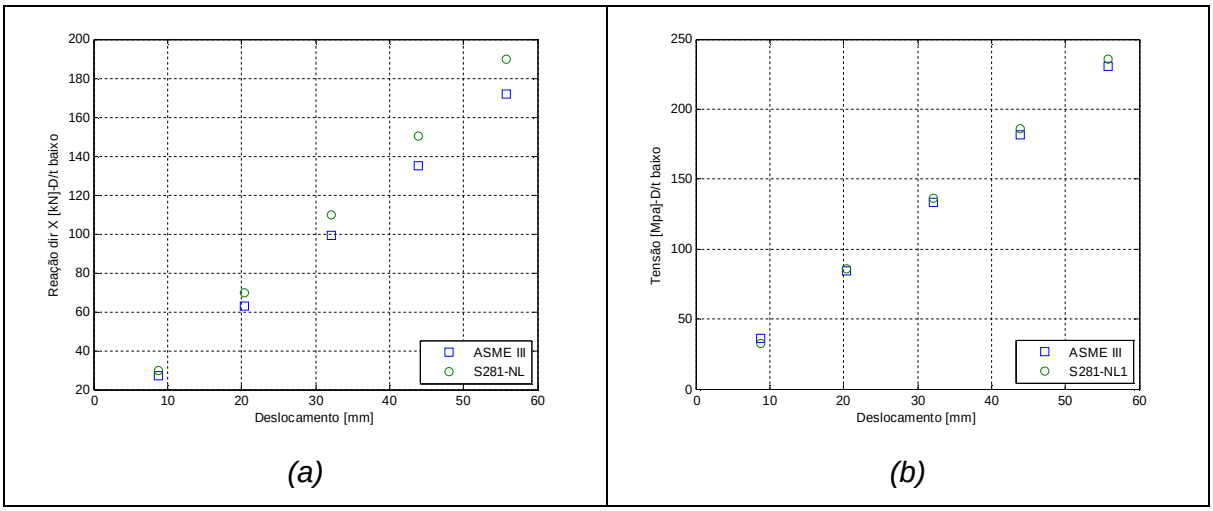


Figura IV.54 - Variação da reação nas restrições *(a)* e da intensidade de tensão *(b)* com o deslocamento para o *loop* estudado com razão *D/t*=15

Como visto na Figura IV.18, o elemento S281-NL prevê uma rigidez maior do que o ASME III classe 1 (ASME, 2007) para razão *D/t*=15 e como consequência a carga na reação foi mais elevada para todos os deslocamentos (entre 10,5% e 11,5% maiores). Já para o valor da intensidade de tensão, a norma era mais conservadora (Figura IV.23) e por isso, mesmo considerando reações menores, as tensões obtidas pela análise da norma foram praticamente as mesmas encontradas com a análise feita com o modelo de casca (diferenças inferiores a 2% sendo o modelo numérico maior).

Para efeito de comparação, foi reproduzido o mesmo estudo reduzindo a espessura do tubo de modo que a razão *D/t* fosse elevada para 170 e os resultados são mostrados na Figura IV.55. Nota-se que para este caso a diferença de rigidez entre os modelos não gerou diferenças significativas na reação (diferenças variando entre 2,5% e 8%). Como pode ser visto na Tabela IV.3, as diferenças nos fatores de flexibilidade entre eles não são altas em termos percentuais. No entanto, como o índice de tensões obtido com o modelo de casca para cargas no plano é significativamente mais elevado do que os fornecidos pelo código ASME III classe 1 (ASME, 2007), a intensidade de tensões é mais elevada (cerva de 13,5% maior na carga mais alta), coerente com o observado na Figura IV.25, principalmente para deslocamentos mais elevados (maiores cargas).

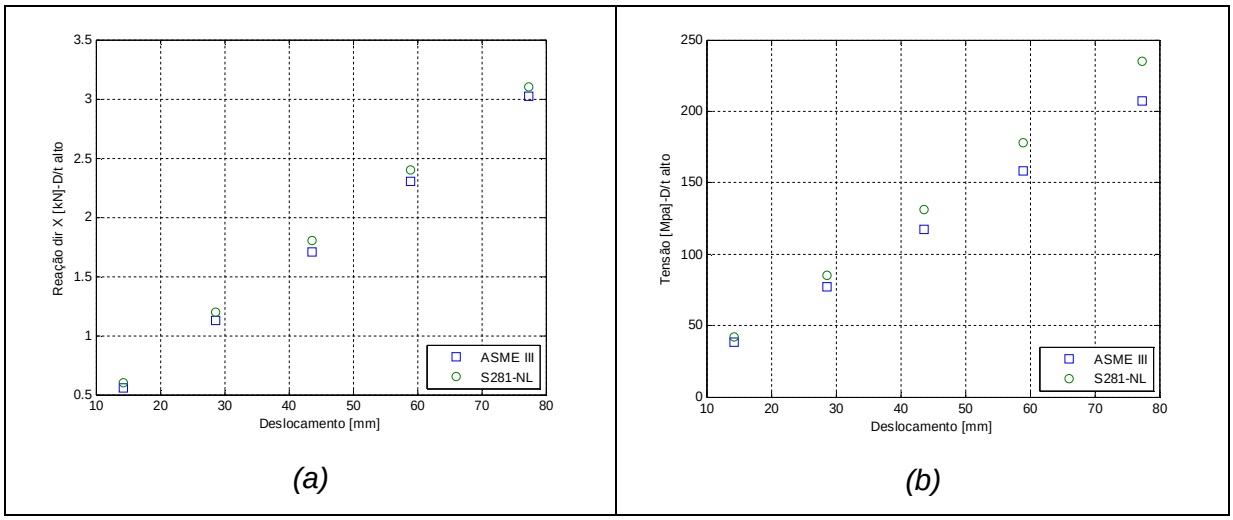


Figura IV.55- Variação da reação nas restrições *(a)* e da intensidade de tensão *(b)* com o deslocamento para o *loop* estudado com razão *D/t*=170

A análise desenvolvida indica que os coeficientes do código ASME III classe 1 (ASME, 2007) podem ser aplicados para componentes com baixa razão *D/t*. Para valores elevados da razão *D/t* sua aplicação requer elevar os coeficientes de segurança de modo a compensar a tendência da norma em subestimar a intensidade de tensão prevista para altos valores desta razão. O limite estabelecido para aplicação das equações de índice de tensões globais da norma é *D/t* = 100 que deve ser respeitado para análise segundo seus critérios.

Capítulo V - Conclusões

Os fatores indicados pelas normas de tubulação para serem aplicados em modelos simplificados de viga de modo a corrigir a rigidez e tensões em componentes cujo comportamento não são bem descritos por estes modelos, estão em geral limitados a uma certa faixa de aplicação que não cobre todas as possibilidades de aplicação. Os índices de tensões locais para curvas de tubulação obtidos do ASME III classe 1 (ASME, 2007), por exemplo, estão limitados a $\mu > 0,2$ o que, dependendo do raio de curvatura, pode ter como consequência limites muito baixos de razão *D/t*. Os índices de tensões globais da mesma norma estão limitados a *D/t* = 100, enquanto existem curvas padronizadas que podem ter valores tão altos quanto *D/t* = 170. Por isso, o entendimento do comportamento de curvas numa faixa mais ampla de utilização se faz necessário para subsidiar o trabalho de análises desses componentes. Neste trabalho, foi feita investigação do comportamento de curvas sob momento fletor com diferentes razões *D/t* dentro e fora das faixas onde são recomendáveis os coeficientes da norma comparando-se as duas metodologias.

Foram realizadas simulações computacionais de sistemas simples contendo curvas de tubulação submetidas a cargas de momento. Essas simulações, que visaram principalmente estudar a influência da relação diâmetro-espessura no comportamento de curvas de tubulação dentro do regime elástico, são baseadas no método dos elementos finitos e utilizaram elementos da biblioteca do pacote computacional comercial ANSYS (ANSYS INC., 2011). Os elementos empregados se baseiam em diferentes concepções teóricas e consideram deformações de secção transversal. Outra característica importante é que estes elementos permitem optar por considerar ou não efeitos de não linearidades geométricas e verificar sua influência.

O elemento Shell281, baseado na teoria de casca, foi o principal foco do estudo e mostrou excelente proximidade com resultados experimentais. O outro elemento adotado, Elbow290, tem as deformações da secção transversal representadas através de séries de Fourier que descrevem os movimentos de pontos nodais auxiliares gerados automaticamente pelo programa, tem metodologia de análise mais simples, exige menos esforço computacional. Este elemento mostrou boa proximidade de resultados com o elemento Shell281 para índices de tensões locais com baixa relação *D/t* mas ao se considerar efeitos de não linearidades respondeu com comportamento inverso ao do elemento Shell281, apresentando valores máximos (em módulo) inferiores enquanto o elemento de referência apresenta valores maiores. Se mostrou menos sensível à carga aplicada na definição da rigidez e apresentou diferenças significativas em relação ao modelo de casca na definição dos índices de tensão global. Assim, este elemento que tem limitações para descrever comportamentos não lineares associadas ao

número de termos da série de Fourier, deve ser usado com cautela para altas razões *D/t*, quando estas diferenças tendem a ser mais relevantes.

As simulações numéricas desenvolvidas para curvas de tubulação sujeitas a momentos mostram diferenças entre os perfis de tensão obtidos pelos modelos e os previstos pela teoria de viga. As diferenças ocorrem principalmente devido à existência de tensões circunferenciais e ao fenômeno de ovalização. Nota-se também alterações na distribuição de tensões com mudanças da relação *D/t* e diferenças entre o valor obtido em módulo na superfície interna e externa do componente.

Ao se extrair índices de tensões locais dos resultados das simulações obteve-se para curvas com baixa razão *D/t* valores, em geral, menores que os obtidos com as correspondentes equações da norma ASME III classe 1 (ASME, 2007). Alguns resultados pontuais obtidos numericamente foram superiores aos calculados por essas equações para baixa razão *D/t* mas não inviabilizam a metodologia da norma nestes casos porque estes resultados estão associados a uma direção específica (circunferencial ou longitudinal) sendo a norma ainda conservadora quando se considera o estado triaxial de tensões em cada ponto através de um critério de falha como o de Tresca. Quando a relação *D/t* aumenta, se verificam divergências consideráveis em relação aos resultados de índices de tensões locais extraídos dos modelos e o procedimento do ASME III classe 1 (ASME, 2007), o qual, tanto para momento fletor aplicado no plano quanto fora do plano, subestima as tensões circunferenciais e longitudinais. Fato já esperado visto que os fatores das normas não são aplicáveis para curvas com elevados valores desta relação. Mudanças são percebidas também em relação a efeitos de não linearidades que se mostraram mais significativos com elevada razão *D/t* e como consequência, os fatores de correção encontrados ficaram mais sensíveis a carga aplicada, fato não considerado pelas normas que adotam um fator de correção único independente da carga aplicada.

Para o índice de tensões globais, fator que leva em consideração o estado triaxial de tensões nos pontos do componente, tem-se resultados de modelos numéricos divergentes entre si mas inferiores aos previstos pelo ASME III classe 1 (ASME, 2007), quando se tem uma razão *D/t* baixa e momento aplicado no plano, indicando conservadorismo da norma nesta faixa. Isto em geral não acontece para razões *D/t* maiores que 100 e momento fletor aplicado no plano, inviabilizando a aplicação dos índices da norma. Estes índices sofrem grande influência da carga para elevados valores da razão *D*/*t* e carga aplicada. Quando são extraídos de simulações com carga aplicada fora do plano, são menores que os fornecidos pela norma que se mostra extremamente conservadora independente da razão *D/t*.

Em relação aos fatores de correção de rigidez, as simulações obtidas indicam uma rigidez maior do que as fornecidas por norma para toda a faixa estudada, sendo menor a diferença à medida que crescem a razão *D/t* simultaneamente com a carga (efeito de não linearidades). Este fato sugere que os coeficientes das normas preveem níveis mais baixos de carga nas restrições do que os obtidos por elementos finitos. Notou-se entretanto, de simulações realizadas com um *loop* de tubulação que o conservadorismo da norma em relação ao modelo de casca na definição dos coeficientes de intensificação de tensões na faixa onde são aplicáveis contrabalançam a carga menor prevista, levando a valores de tensão nas linhas similares aos obtidos na simulação. Fato este que não ocorre, porém, para maiores razões de relação *D/t* (fora da faixa indicada pela norma), quando os valores obtidos de tensão são bem mais elevados e confirmaram a contraindicação dos fatores das normas nesta faixa. Também se verifica divergências na comparação dos modelos numéricos entre si.

As ovalizações identificadas nos altos carregamentos, tanto no plano como fora do plano, são bem mais elevadas para curvas com alta razão *D/t*, o que ajuda a explicar porque os efeitos de não linearidades geométricas são mais acentuados para estas curvas, visto que estes efeitos passam a ser mais importantes quando há deslocamentos com ordem de grandeza da espessura do componente. Notou-se também níveis maiores de ovalização para momento aplicado fora do plano.

Outras simulações conduzidas com o objetivo de avaliar a influência do raio de curvatura mostraram que alterações neste parâmetro, mesmo mantendo o mesmo valor de característica de flexibilidade, gera mudanças no índice de tensões e no fator de flexibilidade, ao contrário do que predizem as normas. A manutenção da característica de flexibilidade só gera valores constantes de coeficientes com a mudança do raio de curvatura se a alteração estiver associada a uma mudança no diâmetro que mantenha a mesma proporção entre os dois parâmetros.

Sugere-se em trabalhos futuros avaliação da hipótese adotada neste trabalho de que a boa performance do elemento Shell281 se mantém em toda faixa de *D/t* investigada neste estudo, visto que sua performance só foi testada aqui para uma razão *D/t* baixa devido a indisponibilidade de dados experimentais para comparação em outras faixas. Sugere-se ainda, investigações da influência da pressão e de variações de propriedades de materiais devido a variações na temperatura. Por fim, é válido uma investigação similar à desenvolvida neste trabalho considerando um maior número de valores de razão *D/t* dentro do intervalo abordado, de modo a rastrear melhor os pontos onde ocorrem as mudanças de comportamento que aqui foram identificadas comparando-se casos extremos.

Referências Bibliográficas

ABDALLA, H. F.; "Shakedown boundary determination of a 90 back-to-back pipe bend subjected to steady internal pressures and cyclic in-plane bending moments", *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, v.116, pp. 1 - 9, 2014.

ABDEL-KARIM, M.; "Shakedown of complex structures according to various hardening rules", *International Journal of Pressure Vessels and Piping,* v. 82, pp. 427–458, 2005.

ALVES FILHO, Avelino; *Elementos Finitos - a base da tecnologia CAE*. 5° ed. São Paulo: Ed. Erica, 2011.

AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. ASME B16.9: Factory-made wrought buttwelding fittings, New York, 2013b.

AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. ASME B31.1: Power Pipng, New York, 2012a.

AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. ASME B31.3: Process Piping, New York, 2013a.

AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. ASME B31.4: Pipeline transportation systems for liquid hydrocarbons and other liquids, New York, 2012b.

AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. ASME B36.10: Welded and seamless wrought steel pipe, New York, 2004.

AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. Boiler and pressure vessel code, section-III: Rules for Construction of Nuclear Facility Components, Division 1, Subsections NB (Class 1) and NC (class 2), Components, New York, 2007.

ANSYS 14.0. Documentations and Tutorials, ANSYS INC., 2011.

AYOB, A. B.; MOFFAT, D. G.; MISTRY, J.; “The Interaction of Pressure, In-plane Moment and Torque Loadings on Piping Elbows”, *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, v. 80, n. 12, pp. 861 – 869, 2003.

BANTLIN, A.; "Formanderung und Beanspruchung Federnder Ausgleichsrohren", *Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure*, v. 54, pp. 43 – 49, 1910.

BATHE, K. J.; ALMEIDA, C. A.; "A Simple And Effective Pipe Elbow Element-Linear Analysis", *Journal of Applied Mechanics*, v. 47, pp. 93-100, 1980.

BATHE, K. J. ; ALMEIDA, C. A.; HO, L. W.; "A Simple And Effective Pipe Elbow Element-Some Nonlinear Capabilities", *Computers & Structures*, v. 17, n. 56, pp. 659-667, 1983.

BEER, Ferdinand P.; JOHNSTON, E. Russell; *Resistência dos Materiais*. 2ª ed. São Paulo: McGraw Hill,1982.

BESKIN, L.; "Bending of Curved Thin Tubes", *Journal of Applied Mechanics*, v. 31, n. 2, pp. A-1 - A-7, 1945.

BROUARD, D.; TREMBLAIS, A.; VRILLON, B.; "In-plane and out of plane bending test on carbon steel pipe bends, Paper F 3/2". 5th Conference on *Structural Mechanics in Reactor Technology (SMIRT)*, Berlin, Germany, 13 – 17 Aug., 1979.

BROUARD, D.; MILLARD, A.; TOMASSAIN, R.; "Experiments on 316L pipe bends under in-plane bending, Paper E 6/4". 6th Conference on *Structural Mechanics in Reactor Technology (SMIRT)*, Paris, France, 17 – 21 Aug., 1981.

CESARI, F. G. et al. "In Plane Bending Test of a Piping Elbow", *Nuclear Engineering and Design*, v. 116, n. 3, pp. 215 – 221, 1989.

CESARI, F.G.; MENGHINI, S.; “Stress Intensification Factors in Elbows Subjected to In-plane Bending Moments at Elevated Temperature”, *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, v. 26, pp. 1 – 52, 1986.

CHEN, H.; URE, J.; LI, T.; CHEN, W.; MACKENZIE; D.; "Shakedown And Limit Analysis Of 90 Pipe Bends Under Internal Pressure, Cyclic In-Plane Bending And Cyclic Thermal Loading", *International Journal of Pressure Vessels and Piping,* v. 88, pp. 213-222, 2011.

CLARK, R. A.; REISSNER, E.; "Bending of Curved Tubes", *Advances in Applied Mechanics*, v. 2, pp. 93 – 122, 1951.

DE MELO, F. J. M. Q.; DE CASTRO, P. M. S. T.; "A Semi-membrane Ring Element for the Linear Elastic Stress Analysis of Pipe Elbows under In-plane Bending", *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, v. 38, n. 4, pp. 309 – 319, 1989.

DE MELO, F. J. M. Q.; DE CASTRO, P. M. S. T.; "The Stress and Flexibility Analysis of Thin-Walled Curved Pipes Under Out-of-Plane Bending with the Semi-membrane Ring Element ", *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, v. 41, n. 2, pp. 159 – 167, 1990.

DIEM, H.; MÜLLER, K.U.; "Deformation and failure behavior of elbows Proceedings". *8th Conference on Structural Mechanics in Reactor Technology (SMIRT)*, Brussels, Belgium, 19 – 23 Aug., 1985.

ELLENBERGER, J. Phillip. *Piping and Pipeline Calculations Manual: Construction, Design Fabrication and Examination*. Houston: Ed. Elsevier, 2010.

FINDLAY, G. E.; SPENCE, J.; "The effects of flanges on smooth pipe bends in piping systems, paper F3/5". *2nd Conference on Structural Mechanics in Reactor Technology (SMIRT)*, Berlin, Germany, 10 -14 Sept., 1973.

FONSECA, E. M. M.; DE MELO, F.J.M.Q.; "Numerical Solution Of Curved Pipes Submitted To In-Plane Loading Conditions", *Thin-Walled Structures,* v. 48, pp. 103–109, 2010.

FONSECA, E. M. M.; DE MELO, F. J. M. Q.; OLIVEIRA, C. A. M.; "Determination of Flexibility Factors in Curved Pipes with End Restraints Using a Semi-analytic Formulation", *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, v. 79, n. 12, pp. 829 – 840, 2002.

FONSECA, E. M. M.; DE MELO, F .J. M. Q.; OLIVEIRA, C. A. M. “Numerical Analysis of Piping Elbows for In-plane Bending and Internal Pressure”, *Thin-Walled Structures*, v. 44, n. 4, pp. 393 – 398, 2006.

GREENSTREET, W. L.; "Experimental Study of Plastic Responses of Pipe Elbows", *ORNL/NUREG-24*, pp. 1 – 51, 1978.

GROSS, N.; "Experiments on Short-Radius Pipe-Bends", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, v. B1, pp. 465 – 479, 1952.

GROSS, N.; FORD, H.; "The Flexibility of Short-Radius Pipe-Bends", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, v. B1, pp. 480 – 491, 1952.

HIBBELER, R. C; *Resistência dos Materiais.* 9ª ed. São Paulo: Ed. Pearson Prentice Hall, 2010

IMAMASA, J.; URAGAMI, K.; “Experimental study of flexibility factors and stresses of welding elbows with end effects”. In: *Proc. 2nd Int. Conf. on Pressure Vessel Technology*, Part 1, I30, pp. 417-426, American Society of Mechanical Engineers, San Antonio, TX, USA, Oct. 1973.

KAFKA. P. G.; DUNN, M.B.; “Stiffness of Curved Circular Tubes with Internal Pressure”, *Journal of Applied Mechanics and Technical Physics*, v. 78, n. 4, pp. 247 – 254, 1956.

KANO, T., et al. "Stress distributions of an elbow with straight pipes, Paper F 1/5". 4th Conference on *Structural Mechanics in Reactor Technology (SMIRT)*, San Francisco, USA, 15 – 19 Aug.,1977.

KARAMANOS, S. A.; "Bending Instabilities of Elastic Tubes", *International Journal of Solids and Structures*, v. 39, n. 8, pp. 2059 – 2085, 2002.

KATORI, H.; NISHIMURA, T.; "Numerical Analysis Of Elastic-Plastic Bending Of Curved Beams With Thin-Walled Cross-Section", *Thin-Walled Structures,* v. 15, pp. 143-157, 1993.

KHAN, A. S. A.; "Study of Stress Intensification factor of Integrally Reinforced Shell to Shell Intersections", *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, v. 29, pp. 83 – 94, 1987.

LEE, K. H. et al. "Creep Elastic Follow-Up Factors Under Combined Primary And Secondary Stresses", *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, v. 101, pp. 12-22, 2013.

LI, M.; AGGARWAL, M. L.; “Stress Analysis of Non-uniform Thickness Piping System with General Piping Analysis Software”, *Nuclear Engineering and Design*, v. 241, n. 3, pp. 555 – 561, 2011.

LUBIS, A.; BOYLE, J. T.; “The Pressure Reduction Effect in Smooth Piping Elbows – Revisited”, *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, v. 81, n. 2, pp. 119 – 125, 2004

MACKENZIE, D.; BOYLE, J. T.; “A Simple Pipe Bend Element for Piping Flexibility Analysis”, *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, v. 51, pp. 85-106, 1992.

MARIE, S.; NÉDÉLEC, M.; "Elastic Stress in Elbows Submitted to In-Plane Bending Moment", *Journal of Pressure Vessel Technology,* v. 125, pp. 209-220, 2003.

MARKL, A. R. C.; “Fatigue Tests of Welding Elbows and Comparable Double-Mitre Bends”, *Trans. ASME*, v. 69, n. 8, pp. 869 – 879, 1947.

MARKL, A. R. C.; “Fatigue Tests of Piping Components”, *Transactions of the ASME*, v. 74, n. 3, pp. 287 – 299, 1952.

MARKL, A. R. C.; “Piping-Flexibility Analysis, *Transactions of the ASME,* v. 77, n. 2, pp. 124-149, 1955.

MATLAB R2012a. User Manual, Mathworks Inc., 2012.

MATZEN, V. C.; YU, L.; "Elbow stress indices using finite element analysis", *Nuclear Engineering and Design*, v. 181, n. 3, pp. 257 - 265, 1998.

MILITELLO, C.; HUESPE, A. E.; "A Displacement-based Pipe Elbow Element", *Computers & Structures*, v. 29, n. 2, pp. 339 – 343, 1988.

MILLARD, A.; ROCHE, R.; “Elementary Solutions for the Propagation of Ovalization Along Straight Pipes and Elbows”, International Journal of Pressure Vessels and Piping, v. 16, n. 2, pp. 101 – 129, 1984.

NATARAJAN, R.; “A Finite Element for Analysis of Elbows Subject to Different Loads and End Constrains”, *Computers & Structures*, v. 26, n. 4, pp. 561 – 574, 1987.

NATARAJAN, R.; BLOMFIELD, J. A.; “Stress Analysis of Curved Pipes with End Restraints”, *Computers and structures*, v. 5, n. 3, pp. 187 – 96, 1975.

NAVAL RESEARCH LABORATORY (NRL). Report N°: 9-2761: *Characterístics of short radius tube bends.* Washington, D. C., United States, 1945.

NEILSON, R.; WOOD, J.; HAMILTON, R.; LI, H.; "A Comparison Of Plastic Collapse And Limit Loads For Single Mitred Pipe Bends Under In-Plane Bending", *International Journal of Pressure Vessels and Piping,* v.87, pp. 550-558, 2010

OAK RIDGE NATIONAL LABORATORY. Union Carbide Corporation – Nuclear Division for the U.S. Atomic energy commission. *Stress indices and flexibility factors for moment loadings on elbows and curved pipe***.** Tennessee, United States, 1972. 65 p.

OAK RIDGE NATIONAL LABORATORY. Union Carbide Corporation. Nuclear Regulatory commission. Report ORNL/Sub 2913/7: *End Effects on Elbows Subjected to Moment Loadings.* Tennessee, United States, 1978a. 75 p.

OAK RIDGE NATIONAL LABORATORY. Union Carbide Corporation. Nuclear Regulatory commission. Report NUREG: CR-0261: ORNL:Sub-2913:8: *Evaluation of the Plastic Characteristics of Piping Products in Relation to ASME Code Criteria*. Tennessee, United States, 1978b. 118 p.

OHTSUBO, H.; WATANABE, O.; "Stress Analysis of Pipe Bends by Ring Elements", *Transactions of the ASME*, v. 100, pp. 112 – 122, 1978.

PARDUE, T.; E. VIGNESS, I.; "In-Plane Bending Properties of Welding Elbows”, *Transactions of the ASME*, v. 77, n 2, pp. 183 – 195, 1955.

PARDUE, T. E.; VIGNESS, I.; "Properties of Thin-Walled Curved Tubes of Short-Bend Radius", *Transactions of the ASME*, v. 73, pp. 77 – 87, 1951.

PENG, Liang-Chuan; PENG, Tsen-Loong. *Pipe Stress Engineering.* New York: Ed. ASME Publishing, 2009.

RODABAUGH E. C.; GEORGE H. H.; “Effect of internal pressure on flexibility and stress-intensification factors of curved pipes or welding elbows”, Trans. ASME, v. 79, pp. 939 – 948, 1957.

SMITH, R.T., "Theoretical Analysis of the Stresses in Pipe Bends Subject to Out of Plane Bending". Journal of Mechanical Engineering Science, v. 9, n. 2, pp. 115 – 123, 1967.

SOBEL, L. H.; “In Plane Bending of Elbows”, *Computers and Structures*, v. 7, pp. 701 – 715, 1977.

SONG, T. K. et al. "Approximate *J* estimates for circumferential cracked Pipes under primary and secondary stresses", Engineering Fracture Mechanics, v. 76, n. 13, pp. 2109 – 2125, 2009.

TAN, Y.; WILKINS, K.; MATZEN, V.; “Correlation of Test and FEA Results for Elbows Subjected to Out-of-plane Loading”, *Nuclear Engineering and Design*, V. 217, n. 3, pp. 213 – 224, 2002.

TELLES, Pedro Carlos da Silva; *Tubulações industriais: cálculo.* 9ª ed. Rio de Janeiro: Ed. LTC, 2007.

TELLES, Pedro Carlos da Silva; *Tubulações industriais: Materiais, projeto, montagem.* 10ª ed. Rio de Janeiro: Ed. LTC, 2008.

TOUBOUL, F.; BEN-DJEDIDIA, M.; ACKER, D.; "Stress Index Method of Design: Application to In-plane Closing Collapse of Elbows", *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, v. 33, n. 2, pp. 153 – 164, 1988.

TRIFLEX 3.3.5. User Manual, PIPING SOLUCTIONS INC, 2012.TUEDA, M.; *Bourdon Tubes and Bending of Thin Curved Tubes*. Dissertação de M.Sc., Kyoto Imperial University , Kyoto, Japão, 1936.

TURNER, C. E.; FORD, H.; "Examination of The Theories For Calculating the Stresses in Pipe Bends Subjected To In-Plane Bending", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, v. 171, pp. 513 – 515, 1975.

VIGNESS, I.; "Elastic Properties of Curved Tubes", *Transactions of the ASME*, v. 65, pp. 105 – 120, 1943.

VON KARMAN, Th; "Über die Formänderung Dünnwandiger Rohre, Insbesondere Federnder Ausgleichrohre”, *Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure*, v. 55, pp. 1889 – 1895, 1911.

WRIGHT, W.B.; RODABAUGH, E.C.; THAILER, H.J; "Influence of End Effects on Stresses and Flexibilit y of a Piping Elbow wit h In-plane Moment". *Conference Pressure Vessels and Piping - Analysis and Computers*, Miami Beach, Florida, USA, 24 jun., 1974.

ANEXO I - Programa parametrizado para simulações com modelos de elemento Shell281

```
finish
/clear,nostart
/REP,FAST
/COLOR,PBAK,15,ON
/REPLOT
C*** PRE-PROCESSAMENTO ============================================
/prep7
E = 203395340100                    ! Módulo de Elasticidade
E2 = 203395340100*30                    ! Módulo de Elasticidade
Nu = 0.292                          !Poisson
G1 = E/(2*(1+Nu))       !Módulo de elasticidade transversal
!WMass = 1.042868e-03                      !Densidade
WTick=0.0381                        !Espessura de parede
OD=0.559                            ! Diâmetro Externo
Momento=711000
Forca=Momento/OD
RADCUR=0.838                        !Raio de curvatura
temp=60                             ! Temperatura
maxm=15
out_rad = OD/2                                                  ! Raio externo
in_rad = OD/2 - WTick                                   ! Raio interno
hf_thick = WTick/2                                      ! Metade da espessura
midd = in_rad + hf_thick
L=5*OD
ndiv1=20
ndiv2=6
et,1,shell281
sectype,1,shell
secdata,WTick,1,0,3
et,2,beam4                                              ! Elemento rigido
R,2,OD*OD
/com,
/com, Propriedades do Material
/com,**********************
mp,ex,1,E
mp,nuxy,1,Nu
mp,gxy,1,G1
!mp,dens,1,WMass
```

```
mp,ex,2,E2
mp,nuxy,2,Nu
mp,dens,2,WMass
/com, Keypoints
/com,**********
x1=0
y1=0
z1=0
x2=L
y2=0
z2=0
x3=RADCUR*0.7071+x2
y3=RADCUR*(1-0.7071)
z3=0
x4=L+RADCUR
y4=RADCUR
z4=0
x5=L+RADCUR
y5=L+RADCUR
z5=0
x11=L+RADCUR
y11=L+RADCUR+0.01
z11=0
x6=L
y6=RADCUR
z6=0
x7=0
y7=midd
z7=0
x8=0
y8=0
z8=midd
x9=0
y9=-midd
z9=0
x10=0
y10=0
z10=-midd
k,1,x1,y1,z1
k,2,x2,y2,z2
```

```
k,3,x3,y3,z3
k,4,x4,y4,z4
k,5,x5,y5,z5
K,6,x6,y6,z6
K,7,x7,y7,z7
K,8,x8,y8,z8
K,9,x9,y9,z9
K,10,x10,y10,z10
k,11,x11,y11,z11
/com, ************************
larc,7,8,1,midd
larc,8,9,1,midd
larc,9,10,1,midd
larc,10,7,1,midd
lsel,s,line,,1,4,1
lesize,all,,,ndiv1
lsel,all
l,1,2
adrag,1,2,3,4,,,5
lARC,2,3,6,RADCUR
adrag,6,13,11,9,,,14
lARC,3,4,6,RADCUR
adrag,18,15,22,20,,,23
l,4,5
adrag,24,27,29,31,,,32
l,5,11
adrag,33,36,38,40,,,41
lesize,16,,,ndiv2
lesize,17,,,ndiv2
lesize,19,,,ndiv2
lesize,21,,,ndiv2
lesize,25,,,ndiv2
lesize,26,,,ndiv2
lesize,28,,,ndiv2
lesize,30,,,ndiv2
/com,
/com,  Malha
/com, ***************************
type,1
mat,1
```

```
secnum,1
!asel,s,area,,1,16
asel,s,area,,1,4
amesh,1,4
allsel,all
asel,s,area,,13,16
amesh,13,16
allsel,all
asel,s,area,,5,12
amap,5,12,13,16,17
amap,6,13,14,17,18
amap,7,14,15,18,19
amap,8,12,15,16,19
amap,9,17,18,20,21
amap,10,18,19,21,22
amap,11,16,19,22,23
amap,12,16,17,20,23
allsel,all
type,2
mat,2
real,2
asel,s,area,,17,20
amesh,17,20
allsel,all,all
! ================================================
/SOLU
LSEL,S,LOC,X,0,0
DL,ALL,ALL,ALL,0
ALLSEL,ALL,ALL
FK,29,FY,Forca
FK,31,FY,-Forca
NLGEOM,OFF
!AUTOTS,ON
NSUBS,10,20,5
SOLVE
/POST1
PLDISP,2
RSYS,SOLU
allsel,all,all
nsel,s,node,,7893
```

nsel,a,node,,8265,8303

nsel,a,node,,8253

nsel,a,node,,8613,8651

nsel,a,node,,7533

ANEXO II - Programa parametrizado para simulações com modelos de elemento Elbow290

```
finish
/clear,nostart
/REP,FAST
/COLOR,PBAK,15,ON
/REPLOT
C*** PRE-PROCESSAMENTO ============================================
/PREP7
/TITLE,Curva
C*** DEFINICAO DAS CONSTANTES ====================================
D=0.559

t=0.0381
L=5*D
R=0.838
ndiv1=10
ndiv2=6
desl=0.002
E=203395340100
v=0.292
CM=0.1*711000
C*** DEFINICAO DA GEOMETRIA ======================================
x1=0
y1=0
x2=L
y2=0
x3=R*0.7071+x2
y3=R*(1-0.7071)
x4=L+R
y4=R
x5=L+R
y5=L+R
x6=L
y6=R
C*** DEFINICAO DOS KEYPOINTS =====================================
k,1,x1,y1
k,2,x2,y2
k,3,x3,y3
k,4,x4,y4
```

```
k,5,x5,y5

K,6,x6,y6

C*** CRIAÇÃO DA LINHA ============================================

L,1,2

LARC,2,3,6,R

LARC,3,4,6,R

L,4,5

C*** DEFINICAO DOS ELEMENTOS ========================================

ET,1,elbow290                                          ! Elemento 2 - ELBOW290 (Curva)

keyopt,1,2,8

sectype,1,pipe                                         ! definição do tipo

secdata,D,t,32

C*** DEFINICAO DAS PROPRIEDADES ======================================

MP,EX,1,E                                                              ! Material do corpo

MP,NUXY,1,v

C*** GERACAO DA MALHA ================================================

/com, Tubo Reto

/com,**********************************

type,1

mat,1

secnum,1

lsel,s,line,,1

lsel,a,line,,4

lesize,all,,,ndiv1

lmesh,all

lsel,all

/com, Curva

/com,**********************************

type,1

mat,1

secnum,1

lsel,s,line,,2

lsel,a,line,,3

lesize,all,,,ndiv2

lmesh,all

allsel,all

C***  CONDICOES DE CONTORNO E FORCAMENTO ============================

/SOLU

DK,1,ALL,0

FK,5,MZ,CM
```

```
NLGEOM,ON

NSUBS,10,20,5

SOLVE

C***  POSPROCESSAMENTO ============================

/POST1

PLDISP,2

RSYS,SOLU

esel,s,elemen,,21

esel,a,elemen,,23

esel,a,elemen,,26

esel,a,elemen,,30

esel,a,elemen,,32
```

ANEXO III-Programa para simulações com modelo de *loop* de tubulação

```
finish
/clear,nostart
/REP,FAST
/COLOR,PBAK,15,ON
/REPLOT
C*** PRE-PROCESSAMENTO ============================================
/PREP7
/TITLE,Curva
C*** DEFINICAO DAS CONSTANTES ====================================
D=0.559
t=0.0381
L1=5*D
L2=L1
Raio=0.838
ndiv1=10
ndiv2=6
desl=0.002
E=203395340100
v=0.292
CM=515500
C*** DEFINICAO DA GEOMETRIA ======================================
k,1,0,0,0
k,2,L1,0,0
k,3,L1+Raio*0.7071,Raio*(1-0.7071),0
k,4,L1+Raio,Raio,0
k,5,L1+Raio,L2+Raio,0
k,6,L1+Raio+Raio*(1-0.7071),L2+Raio+Raio*0.7071,0
k,7,L1+2*Raio,L2+2*Raio,0
k,8,L1+L2+2*Raio,L2+2*Raio,0
k,9,L1+L2+2*Raio+Raio*0.7071,L2+Raio+Raio*0.7071,0
k,10,L1+L2+3*Raio,L2+Raio,0
k,11,L1+L2+3*Raio,Raio,0
k,12,L1+L2+4*Raio-Raio*0.7071,Raio-Raio*0.7071,0
```

```
k,13,4*Raio+L1+L2,0,0

k,14,4*Raio+2*L1+L2,0,0

!!! Centros

k,15,L1,Raio,0

k,16,L1+2*Raio,L2+Raio,0

k,17,L1+2*Raio+L2,L2+Raio,0

k,18,L1+L2+4*Raio,Raio,0

!!!! Traçado das linhas

l,1,2

larc,2,3,15,Raio

larc,3,4,15,Raio

l,4,5

larc,5,6,16,Raio

larc,6,7,16,Raio

l,7,8

larc,8,9,17,Raio

larc,9,10,17,Raio

l,10,11

larc,11,12,18,Raio

larc,12,13,18,Raio

l,13,14

C*** DEFINICAO DOS ELEMENTOS ========================================

ET,1,elbow290                                   ! Elemento 2 - ELBOW290 (Curva)

keyopt,1,2,8

sectype,1,pipe                                  ! definição do tipo

secdata,D,t,32

C*** DEFINICAO DAS PROPRIEDADES =====================================

MP,EX,1,E                                                   ! Material do corpo

MP,NUXY,1,v

C*** GERACAO DA MALHA ===============================================

/com, Tubo Reto

/com,*********************************

type,1

mat,1

secnum,1

lsel,s,line,,1
```

```
lsel,a,line,,4
lsel,a,line,,7
lsel,a,line,,10
lsel,a,line,,13
lesize,all,,,ndiv1
lmesh,all
lsel,all
/com, Curva
/com,**********************************
type,1
mat,1
secnum,1
lsel,s,line,,2
lsel,a,line,,3
lsel,a,line,,5
lsel,a,line,,6
lsel,a,line,,8
lsel,a,line,,9
lsel,a,line,,11
lsel,a,line,,12
lesize,all,,,ndiv2
lmesh,all
allsel,all
C***  CONDICOES DE CONTORNO E FORCAMENTO ============================
/SOLU
DK,1,ALL,0
DK,14,UY,0                                        !
DK,14,UX,-0.0585
FK,14,MY,CM  !!!Fora do plano
ksel,s,kp,,1
ksel,a,kp,,14
nslk,s
d,all,sect
allsel
NLGEOM,ON
NSUBS,10,20,5
```

```
SOLVE

C***  POSPROCESSAMENTO ============================

/POST1

PLDISP,2

RSYS,SOLU
```

ANEXO IV - Programa em Matlab para geração dos gráficos de índices de tensões locais

```
clear
clc
load NLCASCAS6
load NLCASCAS10
load NLCASCAS26
load NLCASCAS30
load NLCASCAS46
load NLCASCAS50
load LCASCAS6
load LCASCAS10
load LCASCAS26
load LCASCAS30
load LCASCAS46
load LCASCAS50
load LVIGAS6
load LVIGAS10
load LVIGAS26
load LVIGAS30
load LVIGAS46
load LVIGAS50
load NLVIGAS6
load NLVIGAS10
load NLVIGAS26
load NLVIGAS30
load NLVIGAS46
load NLVIGAS50
load stressindex

re=[0.559 0.559 0.559 0.559 0.559 0.559]/2;
esp= [0.0381 0.0381 0.00556 0.00556 0.00328 0.00328];
ri=re-esp;
IN=(pi/4)*(re.^4-ri.^4);
Mf=[94200 942000 4530 45300 1862 18620];


CalcC2=[38.1    0.471   71100   3.222709042 -2.64E+07
38.1    0.471   284400  3.222709042 -1.06E+08
38.1    0.471   497700  3.222709042 -1.86E+08
38.1    0.471   711000  3.222709042 -2.68E+08
5.56    0.061   2580    12.60499864 -2.51E+07
5.56    0.061   10320   12.60499864 -1.03E+08
5.56    0.061   18060   12.60499864 -1.84E+08
5.56    0.061   25800   12.60499864 -2.69E+08
3.28    0.036   1003    18.01872588 -2.36E+07
3.28    0.036   4012    18.01872588 -9.79E+07
3.28    0.036   7021    18.01872588 -1.78E+08
3.28    0.036   10030   18.01872588 -2.65E+08];

Rot=[0.44213E-03    0.10145E-02
0.17691E-02     0.40669E-02
0.30974E-02     0.71331E-02
0.44270E-02     0.10214E-01
0.15377E-03     0.11733E-02
0.61999E-03     0.47787E-02
0.10943E-02     0.85226E-02
0.15779E-02     0.12420E-01
0.13094E-03     0.12868E-02
0.53152E-03     0.52974E-02
0.94528E-03     0.95602E-02
0.13744E-02     0.14115E-01 ];

kasme=[3.5056106
3.5056106
3.5056106
3.5056106
27.11728665
27.11728665
27.11728665
27.11728665
46.34662827
46.34662827
46.34662827
46.34662827];




for i=1:12
    espc=CalcC2(i,1)/1000;
    rec=0.559/2;
    ric=rec-espc;
    INC=(pi/4)*(rec^4-ric^4);
    Sc2(i)=CalcC2(i,3)*rec/(INC);
```

```
    Rota(i)=(CalcC2(i,3)*pi*0.838)/(2*203395340100*INC)
    CalcC2(i,6)=CalcC2(i,5)/Sc2(i);
    K(i)=(Rot(i,2)-Rot(i,1))/Rota(i);

end

CalcC2(1,7)=-2.64E+07/Sc2(1);
CalcC2(2,7)=CalcC2(1,7);
CalcC2(3,7)=CalcC2(1,7);
CalcC2(4,7)=CalcC2(1,7);
CalcC2(5,7)=-2.51E+07/Sc2(5);
CalcC2(6,7)=-2.51E+07/Sc2(5);
CalcC2(7,7)=-2.51E+07/Sc2(5);
CalcC2(8,7)=-2.51E+07/Sc2(5);
CalcC2(9,7)=-2.36E+07/Sc2(9);
CalcC2(10,7)=-2.36E+07/Sc2(9);
CalcC2(11,7)=-2.36E+07/Sc2(9);
CalcC2(12,7)=-2.36E+07/Sc2(9);

percentual=[10 40 70 100];
for i=1:4
        Cb(i,1)=abs(CalcC2(i,4));
        kb(i,1)=kasme(i)
        Cb(i,2)=abs(CalcC2(i,6));
        kb(i,2)= K(i);
        Cb(i,3)=abs(CalcC2(i,7));

        Cm(i,1)=abs(CalcC2(i+4,4));
        km(i,1)=kasme(i+4);
        Cm(i,2)=abs(CalcC2(i+4,6));
        km(i,2)= K(i+4);
        Cm(i,3)=abs(CalcC2(i+4,7));

        Ca(i,1)=abs(CalcC2(i+8,4));
        ka(i,1)=kasme(i+8);
        Ca(i,2)=abs(CalcC2(i+8,6));
        ka(i,2)= K(i+8);
        Ca(i,3)=abs(CalcC2(i+8,7));
end


Svt=(Mf.*re)./IN
Svb=(Mf.*ri)./IN

fi=45;

M1=S6CNL;
contador3=0;
x5=size(M1);
for i=1:x5(1)
    if M1(i,1)==fi
        contador3=contador3+1;
        resultnl1(contador3,:)=M1(i,:);
    end

end

M1=S10CNL;
contador3=0;
x5=size(M1);
for i=1:x5(1)
    if M1(i,1)==fi
        contador3=contador3+1;
        resultnl5(contador3,:)=M1(i,:);
    end

end
M1=S10CNL
contador3=0;
x5=size(M1);
for i=1:x5(1)
    if M1(i,1)==fi
        contador3=contador3+1;
        resultnl5(contador3,:)=M1(i,:);
    end

end
M1=S26CNL;
contador3=0;
x5=size(M1);
for i=1:x5(1)
    if M1(i,1)==fi
        contador3=contador3+1;
        resultnl22(contador3,:)=M1(i,:);
    end

end
M1=S30CNL;
contador3=0;
x5=size(M1);
```

```
for i=1:x5(1)
    if M1(i,1)==fi
        contador3=contador3+1;
        resultnl25(contador3,:)=M1(i,:);
    end

end
M1=S46CNL
contador3=0;
x5=size(M1);
for i=1:x5(1)
    if M1(i,1)==fi
        contador3=contador3+1;
        resultnl41(contador3,:)=M1(i,:);
    end

end
M1=S46CNL;
contador3=0;
x5=size(M1);
for i=1:x5(1)
    if M1(i,1)==fi
        contador3=contador3+1;
        resultn41(contador3,:)=M1(i,:);
    end

end
M1=S50CNL;
contador3=0;
x5=size(M1);
for i=1:x5(1)
    if M1(i,1)==fi
        contador3=contador3+1;
        resultnl45(contador3,:)=M1(i,:);
    end

end
M1=S6CL;
contador3=0;
x5=size(M1);
for i=1:x5(1)
    if M1(i,1)==fi
        contador3=contador3+1;
        resultl1(contador3,:)=M1(i,:);
    end

end

M1=S10CL;
contador3=0;
x5=size(M1);
for i=1:x5(1)
    if M1(i,1)==fi
        contador3=contador3+1;
        resultn5(contador3,:)=M1(i,:);
    end

end
M1=S10CL;
contador3=0;
x5=size(M1);
for i=1:x5(1)
    if M1(i,1)==fi
        contador3=contador3+1;
        resultl5(contador3,:)=M1(i,:);
    end

end
M1=S26CL;
contador3=0;
x5=size(M1);
for i=1:x5(1)
    if M1(i,1)==fi
        contador3=contador3+1;
        resultl22(contador3,:)=M1(i,:);
    end

end
M1=S30CL;
contador3=0;
x5=size(M1);
for i=1:x5(1)
    if M1(i,1)==fi
        contador3=contador3+1;
        resultl25(contador3,:)=M1(i,:);
    end

end
M1=S46CL;
contador3=0;
```

```
x5=size(M1);
for i=1:x5(1)
    if M1(i,1)==fi
        contador3=contador3+1;
        resultl41(contador3,:)=M1(i,:);
    end

end

M1=S50CL;
contador3=0;
x5=size(M1);
for i=1:x5(1)
    if M1(i,1)==fi
        contador3=contador3+1;
        resultl45(contador3,:)=M1(i,:);
    end

end

clc

Sc2
CalcC2(:,4)
CalcC2(:,6)


C2l1=-2.64E+07/Sc2(1)
C2l2=-2.51E+07/Sc2(5)
C2l3=-2.36E+07/Sc2(9)

figure
plot(resultnl41(:,2),resultnl41(:,4)./Svt(5),resultnl22(:,2),resultnl22(:,4)./Svt(3),resultnl1(:,2),resultnl1(:
,4)./Svt(1)), legend('D/t=170','D/t=101','D/t=15'), xlabel('ângulo(°)'), ylabel('Intensificação de tensões
circunf 10%Sy')
 grid

figure
plot(resultnl45(:,2),resultnl45(:,4)./Svt(6),resultnl25(:,2),resultnl25(:,4)./Svt(4),resultnl5(:,2),resultnl5(:
,4)./Svt(2)), legend('D/t=170','D/t=101','D/t=15'), xlabel('ângulo(°)'), ylabel('Intensificação de tensões
circunf 100%Sy')
 grid
 figure
plot(resultnl41(:,2),resultnl41(:,6)./Svt(5),resultnl22(:,2),resultnl22(:,6)./Svt(3),resultnl1(:,2),resultnl1(:
,6)./Svt(1)), legend('D/t=170','D/t=101','D/t=15'), xlabel('ângulo(°)'), ylabel('Intensificação de tensões long
10%Sy')
grid
figure
plot(resultnl45(:,2),resultnl45(:,6)./Svt(6),resultnl25(:,2),resultnl25(:,6)./Svt(4),resultnl5(:,2),resultnl5(:
,6)./Svt(2)), legend('D/t=170','D/t=101','D/t=15'), xlabel('ângulo(°)'), ylabel('Intensificação de tensões
circunf long 100%Sy')
grid
figure
plot(resultnl1(:,2),resultnl1(:,4)./Svt(1),resultl1(:,2),resultl1(:,4)./Svt(1),S6VNL(:,1),S6VNL(:,2)./Svt(1),'s
',S6VL(:,1),S6VL(:,2)./Svt(1),'*',fi1,i1b), legend('D/t=15-S281-NL','D/t=15-S281-L','D/t=15-E290-NL','D/t=15-
E290-L','ASME III'), xlabel('ângulo(°)'), ylabel('Intensificação de tensões circunf 10%Sy')
 grid
figure
plot(resultnl5(:,2),resultnl5(:,4)./Svt(2),resultl5(:,2),resultl5(:,4)./Svt(2),S10VNL(:,1),S10VNL(:,2)./Svt(2),
's',S10VL(:,1),S10VL(:,2)./Svt(2),'*',fi1,i1b), legend('D/t=15-S281-NL','D/t=15-S281-L','D/t=15-E290-
NL','D/t=15-E290-L','ASME III'), xlabel('ângulo(°)'), ylabel('Intensificação de tensões circunf 100%Sy')
 grid
 figure
plot(resultnl1(:,2),resultnl1(:,6)./Svt(1),resultl1(:,2),resultl1(:,6)./Svt(1),S6VNL(:,1),S6VNL(:,3)./Svt(1),'s
',S6VL(:,1),S6VL(:,3)./Svt(1),'*',fi1,i2b), legend('D/t=15-S281-NL','D/t=15-S281-L','D/t=15-E290-NL','D/t=15-
E290-L','ASME III'), xlabel('ângulo(°)'), ylabel('Intensificação de tensões long 10%Sy')
grid
figure
plot(resultnl5(:,2),resultnl5(:,6)./Svt(2),resultl5(:,2),resultl5(:,6)./Svt(2),S10VNL(:,1),S10VNL(:,3)./Svt(2),
's',S10VL(:,1),S10VL(:,3)./Svt(2),'*',fi1,i2b), legend('D/t=15-S281-NL','D/t=15-S281-L','D/t=15-E290-
NL','D/t=15-E290-L','ASME III'), xlabel('ângulo(°)'), ylabel('Intensificação de tensões long 100%Sy')
 grid

figure
plot(resultnl41(:,2),resultnl41(:,4)./Svt(5),resultl41(:,2),resultl41(:,4)./Svt(5),S46VNL(:,1),S46VNL(:,2)./Svt
(5),'s',S46VL(:,1),S46VL(:,2)./Svt(5),'*',fi1,i1a), legend('D/t=170-S281-NL','D/t=170-S281-L','D/t=170-E290-
NL','D/t=170-E290-L','ASME III'), xlabel('ângulo(°)'), ylabel('Intensificação de tensões circunf 10%Sy')
 grid
figure
plot(resultnl45(:,2),resultnl45(:,4)./Svt(6),resultl45(:,2),resultl45(:,4)./Svt(6),S50VNL(:,1),S50VNL(:,2)./Svt
(6),'s',S50VL(:,1),S50VL(:,2)./Svt(6),'*',fi1,i1a), legend('D/t=170-S281-NL','D/t=170-S281-L','D/t=170-E290-
NL','D/t=170-E290-L','ASME III'), xlabel('ângulo(°)'), ylabel('Intensificação de tensões circunf 100%Sy')
grid
figure
plot(resultnl41(:,2),resultnl41(:,6)./Svt(5),resultl41(:,2),resultl41(:,6)./Svt(5),S46VNL(:,1),S46VNL(:,3)./Svt
(5),'s',S46VL(:,1),S46VL(:,3)./Svt(5),'*',fi1,i2a), legend('D/t=170-S281-NL','D/t=170-S281-L','D/t=170-E290-
NL','D/t=170-E290-L','ASME III'), xlabel('ângulo(°)'), ylabel('Intensificação de tensões long 10%Sy')
grid
figure
```

```
plot(resultnl45(:,2),resultnl45(:,6)./Svt(6),resultl45(:,2),resultl45(:,6)./Svt(6),S50VNL(:,1),S50VNL(:,3)./Svt
(6),'s',S50VL(:,1),S50VL(:,3)./Svt(6),'*',fi1,i2a), legend('D/t=170-S281-NL','D/t=170-S281-L','D/t=170-E290-
NL','D/t=170-E290-L','ASME III'), xlabel('ângulo(°)'), ylabel('Intensificação de tensões long 100%Sy')
grid

clc
```

ANEXO V - Programa em Matlab para cálculo de fatores de flexibilidade e índices de tensões globais

```
clear
clc

cascanl=[0.559  0.838   0.0381  10  94200   0.45842E-03 0.11049E-02     -2.56E+07   -2.41E+07   2.40E+07
2.59E+07
0.559   0.838   0.0381  40  376800  0.45842E-03 0.11049E-02     -1.02E+08   -9.63E+07   9.62E+07 1.04E+08
0.559   0.838   0.0381  70  659400  0.45842E-03 0.11049E-02     -1.79E+08   -1.69E+08   1.68E+08 1.82E+08
0.559   0.838   0.0381  100 942000  0.45842E-03 0.11049E-02     -2.56E+08   -2.41E+08   2.41E+08 2.60E+08
0.559   0.838   0.00556 10  4530    0.45842E-03 0.11049E-02     -2.50E+07   -2.19E+08   2.39E+07 2.53E+07
0.559   0.838   0.00556 40  18120   0.45842E-03 0.11049E-02     1.01E+08    -8.84E+07   9.58E+07 1.02E+08
0.559   0.838   0.00556 70  31710   0.45842E-03 0.11049E-02     -1.77E+08   -1.56E+08   1.68E+08 1.79E+08
0.559   0.838   0.00556 100 45300   0.45842E-03 0.11049E-02     -2.54E+08   -2.25E+08   2.41E+08 2.58E+08
0.559   0.838   0.00328 10  1862    0.45842E-03 0.11049E-02     -2.43E+07   -2.11E+07   2.34E+07 2.52E+07
0.559   0.838   0.00328 40  7448    0.45842E-03 0.11049E-02     -9.83E+07   -8.55E+07   9.38E+07 1.03E+08
0.559   0.838   0.00328 70  13034   0.45842E-03 0.11049E-02     -1.78E+08   -1.53E+08   1.65E+08 1.83E+08
0.559   0.838   0.00328 100 18620   0.45842E-03 0.11049E-02     -2.64E+08   -2.24E+08   2.41E+08 2.68E+08];

viganl=[0.559   0.838   0.0381  10  94200   0.45842E-03 0.11049E-02     -2.73E+07   2.58E+07    2.56E+07
2.77E+07
0.559   0.838   0.0381  40  376800  0.45842E-03 0.11049E-02     -1.09E+08   1.03E+08    1.02E+08 1.11E+08
0.559   0.838   0.0381  70  659400  0.45842E-03 0.11049E-02     -1.91E+08   -1.81E+08   1.79E+08 1.94E+08
0.559   0.838   0.0381  100 942000  0.45842E-03 0.11049E-02     2.73E+08    -2.58E+08   2.56E+08 2.77E+08
0.559   0.838   0.00556 10  4530    0.45842E-03 0.11049E-02     2.40E+07    2.16E+07    2.30E+07 2.44E+07
0.559   0.838   0.00556 40  18120   0.45842E-03 0.11049E-02     -9.66E+07   -8.63E+07   9.27E+07 9.82E+07
0.559   0.838   0.00556 70  31710   0.45842E-03 0.11049E-02     -1.69E+08   1.51E+08    1.62E+08 1.72E+08
0.559   0.838   0.00556 100 45300   0.45842E-03 0.11049E-02     -2.41E+08   -2.16E+08   2.31E+08 2.45E+08
0.559   0.838   0.00328 10  1862    0.45842E-03 0.11049E-02     -2.29E+07   1.99E+07    2.01E+07 2.29E+07
0.559   0.838   0.00328 40  7448    0.45842E-03 0.11049E-02     -9.52E+07   7.92E+07    8.31E+07 9.52E+07
0.559   0.838   0.00328 70  13034   0.45842E-03 0.11049E-02     -1.66E+08   1.37E+08    1.44E+08 1.66E+08
0.559   0.838   0.00328 100 18620   0.45842E-03 0.11049E-02     -2.29E+08   1.92E+08    1.99E+08 2.29E+08];

cascal=[0.559   0.838   0.0381  10  94200   0.45842E-03 0.11049E-02     2.44E+07    -2.42E+07   2.31E+07
2.5E+07
0.559   0.838   0.00556 10  4530    0.45842E-03 0.11049E-02     2.48E+07    2.19E+07    2.38E+07 2.52E+07
0.559   0.838   0.00328 10  1862    0.45842E-03 0.11049E-02     2.41E+07    2.17E+07    2.33E+07 2.52E+07];

vigal=[0.559    0.838   0.0381  10  942000  0.45842E-03 0.11049E-02     2.61E+07    2.59E+07    2.45E+07
2.67E+07
0.559   0.838   0.00556 10  45300   0.45842E-03 0.11049E-02     2.38E+07    2.16E+07    2.28E+07 2.41E+07
0.559   0.838   0.00328 10  18620   0.45842E-03 0.11049E-02     2.24E+07    1.99E+07    1.99E+07 2.24E+07];

tam1=size(cascanl);
tam2=size(cascal);
tam3=size(vigal);
tam4=size(viganl);
aux=1;
aux2=1;



for i=1:tam1(1)
    re=cascanl(i,1)/2;
    ri=re-cascanl(i,3);
    rm=(re+ri)/2;
    INC=(pi/4)*(re^4-ri^4);
    h(i)=(cascanl(i,3)*cascanl(i,2))/(rm*rm);
    C2(i)=1.95/(h(i)^(2/3));
    k(i)=1.65/h(i);
    Sc2(i)=cascanl(i,5)*re/(INC);
    Rota(i)=(cascanl(i,5)*pi*cascanl(i,2))/(2*203395340100*INC);
    kcnl(i)=(cascanl(i,7)-cascanl(i,6))/Rota(i);
    Ccnl(i)=cascanl(i,11)/Sc2(i);
    kvnl(i)=(viganl(i,7)-viganl(i,6))/Rota(i);
    Cvnl(i)=viganl(i,11)/Sc2(i);
    if i==5
        aux=2;
        aux2=5;
    end
    if i==9
        aux=3;
        aux2=9;
    end
    kcl(i)=(cascal(aux,7)-cascal(aux,6))/Rota(aux2);
    Ccl(i)=cascal(aux,11)/Sc2(aux2);

    kvl(i)=(vigal(aux,7)-vigal(aux,6))/Rota(aux2);
    Cvl(i)=vigal(aux,11)/Sc2(aux2);
end

flexib=[k' kcnl' kcl' kvl' kvnl']
tens=[C2' Ccnl' Ccl' Cvl' Cvnl']

for i=1:4
    kb(i,:)=abs(flexib(i,:));
    C2b(i,:)=abs(tens(i,:));
```

```
    km(i,:)=abs(flexib(i+4,:));
    C2m(i,:)=abs(tens(i+4,:));
    ka(i,:)=abs(flexib(i+8,:));
    C2a(i,:)=abs(tens(i+8,:));
    percentual(i)=cascanl(i,4);


end

for i=1:3
    k10(i,:)=abs(flexib((i-1)*4+1,:));
    k40(i,:)=abs(flexib((i-1)*4+2,:));
    k70(i,:)=abs(flexib((i-1)*4+3,:));
    k100(i,:)=abs(flexib((i-1)*4+4,:));
    C210(i,:)=abs(tens((i-1)*4+1,:));
    C240(i,:)=abs(tens((i-1)*4+2,:));
    C270(i,:)=abs(tens((i-1)*4+3,:));
    C2100(i,:)=abs(tens((i-1)*4+4,:));

end
razao=[15 101 170];



figure
plot(percentual,C2b(:,1),percentual,C2b(:,2),'s',percentual,C2b(:,3),'o',percentual,C2b(:,5),'v',percentual,C2b
(:,4),'^'), legend('ASME III','S281-NL','S281-L','E290-NL','E290-
L','Location','BestOutside','Orientation','horizontal'), xlabel('Percentual de Sy [%]'), ylabel('Intensificação
de tensões D/t=15')
grid
figure
plot(percentual,C2m(:,1),percentual,C2m(:,2),'s',percentual,C2m(:,3),'o',percentual,C2m(:,5),'v',percentual,C2m
(:,4),'^'), legend('ASME III','S281-NL','S281-L','E290-NL','E290-
L','Location','BestOutside','Orientation','horizontal'), xlabel('Percentual de Sy [%]'), ylabel('Intensificação
de tensões D/t=101')
grid
figure
plot(percentual,C2a(:,1),percentual,C2a(:,2),'s',percentual,C2a(:,3),'o',percentual,C2a(:,5),'v',percentual,C2a
(:,4),'^'), legend('ASME III','S281-NL','S281-L','E290-NL','E290-
L','Location','BestOutside','Orientation','horizontal'), xlabel('Percentual de Sy [%]'), ylabel('Intensificação
de tensões D/t=170')
grid

fprintf('ASME III S281-NL S281-L E290-NL E290-L \n')
C2b
C2m
C2a

fprintf('2-casca não linear \n')
fprintf('3-casca linear \n')
fprintf('4-viga linear \n')
fprintf('5-viga não linear \n')

digito=input('digite o numero desejado ')
raio1=0.559/2;
Raiocurv=0.838
rel=[15
    30
    45
    60
    75
    90
    95
    101
    120
    140
    160
    170];
espessura=2*(raio1./rel);
raiomin=raio1-espessura;
raiom=(raio1+raiomin)./2;

caracflexib=(espessura.*Raiocurv)./(raiom.^2);
Casme=1.95./(caracflexib.^(2/3));
kasme=1.65./(caracflexib);

figure
plot(rel,Casme,razao,C210(:,digito),'s',razao,C240(:,digito),'o',razao,C270(:,digito),'*',razao,C2100(:,digito)
,'+'), legend('ASME III','10%Sy','40%Sy','70%Sy','100%Sy'), xlabel('D/t'), ylabel('Índice de Tensões')
grid
```

ANEXO VI - Programa em Matlab para cálculo de índices de tensões locais

```
clear
clc

t=[38.1
5.56
3.28]/1000;

re=559/2000;
ri=re-t;
r=(re+ri)./2;
R=838/1000;
v=0.292;
P=0;
E=203395340100;
fi1=[-90 -85 -80 -75 -70 -65 -60 -55 -50 -45 -40 -35 -30 -25 -20 -15 -10 -5 0 5 10 15 20 25 30 35 40 45 50 55
60 65 70 75 80 85 90]*pi/180;

aux1=size(t);
aux2=size(fi1);

for i=1:aux1(1)
    tm=t(i)
    for j=1:aux2(2)
        fi=fi1(j);
        lamb=(tm*R)/(r(i)*r(i)*sqrt(1-v*v));
        fit=(P*R*R)/(E*r(i)*tm);
        x1=5+6*lamb*lamb+24*fit;
        x2=17+600*lamb*lamb+480*fit;
        x3=x1*x2-6.25;
        x4=(1-v*v)*(x3-4.5*x2);
        Stm=cos(fi)+[(1.5*x2-18.75)*cos(3*fi)+11.25*cos(5*fi)]/x4;
        Snb=-lamb*(9*x2*sin(2*fi)+225*sin(4*fi))/x4;
        i1=v*Stm-Snb
        i2=Stm-v*Snb
        if tm==38.1/1000
            i1b(j)=-i1
            i2b(j)=-i2;
        else
            if tm==5.56/1000
            i1m(j)=-i1
            i2m(j)=-i2;
            else
            i1a(j)=-i1
            i2a(j)=-i2;
            end
        end
    end

end

figure
plot(fi1*180/pi,i1b,fi1*180/pi,i2b), legend('i1-ASME','i1-ASME'), xlabel('Ângulo'), ylabel('Intensificação de
tensões D/t=15')
figure
plot(fi1*180/pi,i1m,fi1*180/pi,i2m), legend('i1-ASME','i1-ASME'), xlabel('Ângulo'), ylabel('Intensificação de
tensões D/t=101')

figure
plot(fi1*180/pi,i1a,fi1*180/pi,i2a), legend('i1-ASME','i1-ASME'), xlabel('Ângulo'), ylabel('Intensificação de
tensões D/t=170')
fi1=fi1*180/pi;


save('stressindex.mat','i1b','i2b','i1m','i2m','i1a','i2a','fi1')
```

ANEXO VII - Programa em Matlab para organização dos dados extraídos das simulações com modelo de elemento Shell 281

```
clear
clc

A=[ 42  0.12109E+06 0.21114E+07  0.0000    -0.46943E+07  0.0000      0.0000
      (%...CONTINUAÇÃO DA MATRIZ EXTRAIDA DA SIMULAÇÃO NO ANSYS)     ];

B=[ 42  0.59149E+07  0.0000    -0.36824E+07 0.95973E+07 0.83861E+07
      (%...CONTINUAÇÃO DA MATRIZ EXTRAIDA DA SIMULAÇÃO NO ANSYS) ];


posicao=[   72  0   -90 1
2920    0   -67.5 2
2910    0   -45 3
2900    0   -22.5 4
1952    0   0 5
2011    0   22.5 6
2001    0   45 7
1991    0   67.5 8
1012    0   90 9
7578    22.5    -90 10
8886    22.5    -67.5 11
8806    22.5    -45 12
8726    22.5    -22.5 13
8259    22.5    0 14
8538    22.5    22.5 15
8458    22.5    45 16
8378    22.5    67.5 17
7899    22.5    90 18
7533    45  -90 19
8642    45  -67.5 20
8632    45  -45 21
8622    45  -22.5 22
8253    45  0 23
8294    45  22.5 24
8284    45  45 25
8274    45  67.5 26
7893    45  90 27
9617    67.5    -90 28
9857    67.5    -67.5 29
9777    67.5    -45 30
9797    67.5    -22.5 31
9297    67.5    0 32
9537    67.5    22.5 33
9457    67.5    45 34
9377    67.5    67.5 35
8966    67.5    90 36
5672    90  -90 37
5702    90  -67.5 38
5692    90  -45 39
5682    90  -22.5 40
4732    90  0 41
4762    90  22.5 42
4752    90  45 43
4742    90  67.5 44
3762    90  90 45];

x1=size(A)
contador=0;
M(45,3)=0;

for i=1:x1(1)
    for j=1:45
        if A(i,1)== posicao(j,1);
            contador=contador+1
            x2=posicao(j,4)
            x3=posicao(j,2)
            x4=posicao(j,3)

            M(x2,1)=x3;
            M(x2,2)=x4;

            if contador == 1
                M(posicao(j,4),3)=A(i,2);
                M(posicao(j,4),5)=A(i,3);
                M(posicao(j,4),7)=B(i,6);
            else
                M(posicao(j,4),4)=A(i,2);
                M(posicao(j,4),6)=A(i,3);
                M(posicao(j,4),8)=B(i,6);
                contador=0;
            end
        end

    end
```

```
end
contador2=0;
contador2=0;
for i=1:45
    soma2=0;
    for j=1:6
        soma2=M(i,1)+abs(M(i,j));
    end
     if soma2 == 0
     else
         contador2=contador2+1;
         M1(contador2,:)=M(i,:);
     end
end


contador3=0;
x5=size(M1);
fi=45;

for i=1:x5(1)
    if M1(i,1)==fi
        contador3=contador3+1;
        result(contador3,:)=M1(i,:);
    end

end
contador3=0;
x5=size(M1);
fi=45;

for i=1:x5(1)
    if M1(i,1)==fi
        contador3=contador3+1;
        result(contador3,:)=M1(i,:);
    end

end
figure
plot(result(:,2),result(:,3),'o')
figure
plot(result(:,2),result(:,6),'o')

S6CL=M1;

save('LCASCAS6.mat','S6CL')
```

ANEXO VIII - Programa em Matlab para organização dos dados extraídos de simulações com modelo de elemento Elbow 290

```
clear
clc

A1=[ 1  0.13439E-03 0.37924E-04  0.0000      48148.      0.0000      0.0000
(%...CONTINUAÇÃO DA MATRIZ EXTRAIDA DA SIMULAÇÃO NO ANSYS)     ];


 ang=[1 -90
      2 -78.75
      3 -67.5
      4 -56.25
      5 -45
      6 -33.5
      7 -22.5
      8 -11.25
      9 0
      10 11.25
      11 22.5
      12 33.75
      13 45
      14 56.25
      15 67.5
      16 78.75
      17 90];

  for i=1:17
      for j=1:32
          if ang(i,1)==A1(j,1)
              A(i,1)=ang(i,2);
              A(i,2)=A1(j,3);
              A(i,3)=A1(j,2);
              A(i,4)=B1(j,6);
          end
      end
  end


figure
plot(A(:,1),A(:,2),'o'), legend('Sx'), xlabel('ângulo(°)'), ylabel('Intensificação de tensões circunf 100%Sy
circunf')

figure
plot(A(:,1),A(:,3),'s'), legend('Sy'), xlabel('ângulo(°)'), ylabel('Intensificação de tensões circunf 100%Sy
circunf')

S50VL=A;

save('LVIGAS50.mat','S50VL')
```