

REDEMAT

REDE TEMÁTICA EM ENGENHARIA DE MATERIAIS

UFOP – CETEC – UEMG



Dissertação de Mestrado

"Avaliação de parâmetros geométricos no desempenho de conexões do tipo rosca-luva em tubos para revestimento de poços de petróleo – Análise de Elementos Finitos"



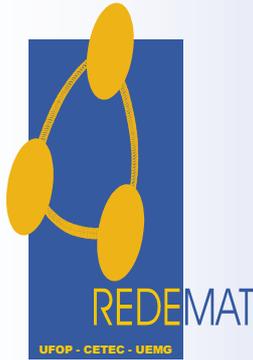
Autor: Rodrigo Rangel Porcaro

Orientador: Dr. Luiz Cláudio Cândido

Co-orientador: Dr. Vicente Braz da Trindade Filho



Novembro de 2014



REDEMAT

REDE TEMÁTICA EM ENGENHARIA DE MATERIAIS

UFOP – CETEC – UEMG

Rodrigo Rangel Porcaro

"Avaliação de parâmetros geométricos no desempenho de conexões do tipo rosca-luva em tubos para revestimento de poços de petróleo - Análise de Elementos Finitos"

Dissertação de Mestrado apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Materiais da REDEMAT, como parte integrante dos requisitos para obtenção do título de Mestre em Engenharia de Materiais.

Área de concentração: Análise e Seleção de Materiais

Orientador: Dr. Luiz Cláudio Cândido

Co-Orientador: Dr. Vicente Braz da Trindade Filho

Ouro Preto, Novembro de 2014.

P833a Porcaro, Rodrigo Rangel.
Avaliação de parâmetros geométricos no desempenho de conexões do tipo rosca-luva em tubos para revestimento de poços de petróleo [manuscrito]: análise de elementos finitos / Rodrigo Rangel Porcaro. – 2014.
87f.: il. color., grafs., tabs.

Orientador: Prof. Luiz Cláudio Cândido.
Co-orientador: Prof. Vicente Braz da Trindade Filho.

Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Ouro Preto. Escola de Minas. Rede Temática em Engenharia de Materiais.
Área de concentração: Análise e seleção de materiais.

1. Elementos finitos. 2. Propriedades mecânicas. 3. Tubos. I. Cândido, Luiz Cláudio. II. Trindade Filho, Vicente Braz da. III. Universidade Federal de Ouro Preto. IV. Título.

CDU: 624.014.2

Catálogo: sisbin@sisbin.ufop.br



REDE TEMÁTICA EM ENGENHARIA DE MATERIAIS
UFOP - CETEC - UEMG

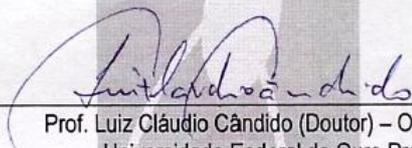
Pós-Graduação em Engenharia de Materiais



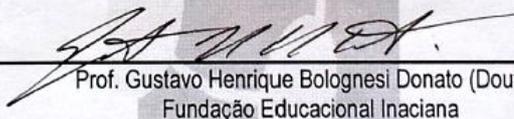
**“Avaliação de Parâmetros Geométricos no desempenho de
Conexões do Tipo Rosca-Luva em Tubos para Revestimento de
Poços de Petróleo – Análise de Elementos Finitos”**

Autor: Rodrigo Rangel Porcaro

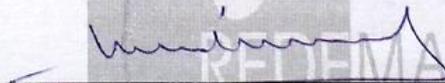
Dissertação defendida e aprovada, em 11 de novembro de 2014, pela banca
examinadora constituída pelos professores:



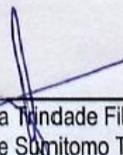
Prof. Luiz Cláudio Cândido (Doutor) – Orientador
Universidade Federal de Ouro Preto



Prof. Gustavo Henrique Bolognesi Donato (Doutor)
Fundação Educacional Inaciana



Prof. Leonardo Barbosa Godefroid (Doutor)
Universidade Federal de Ouro Preto



Eng. Vicente Braz da Trindade Filho (Doutor) - Coorientador
Vallourec e Sumitomo Tubos do Brasil

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho à minha família, meus pais, irmãos e irmãs pelo porto seguro que sempre foram e serão. E também à minha noiva, a Engenheira Metalurgista Lívia, obrigado pelo incentivo e pela paciência durante a realização do trabalho.

AGRADECIMENTOS

Ao meu orientador, professor Dr. Luiz Cláudio Cândido, pela grande contribuição, orientação e confiança na realização do trabalho.

Ao co-orientador, Dr. Vicente Braz da Trindade Filho, pelo apoio com ideias e recursos, além da confiança no desenvolvimento do trabalho.

À Empresa Vallourec & Sumitomo Tubos do Brasil - VSB, principalmente ao gerente Dr. Vicente Trindade e aos funcionários do laboratório de Ensaios Mecânicos e Metalografia: Faraday Marques, Douglas Figueiredo, Alan Oliveira e Júnia Ananias.

Ao CNPq pela concessão de bolsa de estudos para realização do trabalho.

Aos técnicos administrativos do DEMET, Sydney, Anísio e Graciliano, pela colaboração. Aos professores Dr. Geraldo Lúcio de Faria e Dr. Leonardo Barbosa Godefroid, pelas discussões enriquecedoras e ideias.

A todos aqueles que, de alguma forma, contribuíram para a execução do trabalho.

SUMÁRIO

RESUMO	XVI
ABSTRACT	XVII
1. INTRODUÇÃO.....	1
2. OBJETIVOS.....	3
2.1. Objetivos Gerais	3
2.2. Objetivos Específicos	3
3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	4
3.1. Produtos Tubulares na Indústria de Óleo e Gás	4
3.1.1. Perfuração de poços	4
3.1.2. Revestimento ou <i>casing</i>	6
3.2. Padronização dos Produtos OCTG.....	8
3.3. Características Geométricas das Conexões	11
3.3.1. Tipos de conexões rosqueadas	12
3.3.2. Detalhes geométricos de conexões OCTG.....	14
3.4. Fadiga e Integridade Estrutural em Conexões do Tipo Rosca-Luva OCTG	21
3.4.1. Estudos de fadiga em conexões rosqueadas OCTG	21
3.4.2. Revisão de patentes de conexões resistentes à fadiga	24
3.5. Simulação por MEF de Conexões Rosqueadas OCTG	27
3.5.1. Simulação do torque de montagem	34
4. MATERIAIS E MÉTODOS	36
4.1. Materiais.....	36
4.2. Caracterização Estrutural	37
4.2.1. Microscopia óptica	37
4.3. Ensaio Mecânicos	38
4.3.1. Ensaio de tração	38
4.3.2. Ensaio de impacto	39
4.4. Simulação Computacional.....	40
4.4.1. Modelos.....	40
4.4.2. Simulação Ansys®.....	41
4.4.3. Simulação estrutural.....	46
4.4.4. Estudo paramétrico.....	48
4.4.5. Validação do modelo.....	50
5. RESULTADOS E DISCUSSÃO	52

5.1.	Microscopia Óptica	52
5.2.	Ensaio de Tração	53
5.3.	Ensaio de Impacto Charpy	53
5.4.	Simulação Numérica	54
5.4.1.	Torque de montagem.....	54
5.4.2.	Tração nas conexões.....	56
5.4.3.	Pressão interna	64
5.5.	Estudo Paramétrico.....	65
5.5.1.	Alterações na geometria da luva	65
5.5.2.	Modificações na geometria das roscas	71
5.6.	Validação da Metodologia.....	78
6.	CONCLUSÕES	83
7.	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	86
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	87

LISTA DE FIGURAS

Figura 3.1 – Esquema simplificado de uma sonda de perfuração terrestre. Adaptado ^[4]	4
Figura 3.2 – Esquema de um poço <i>offshore</i> para a exploração de hidrocarbonetos com detalhes dos tubos OCTG ^[6]	5
Figura 3.3 – Distribuição de custos médios para a perfuração de poços profundos nos EUA, média entre poços <i>onshore</i> e <i>offshore</i> . Adaptado ^[7]	6
Figura 3.4 – Diferentes programas de perfuração em função das condições geológicas. Adaptado ^[5]	7
Figura 3.5 – Conexões API para tubos de revestimento (<i>Casing</i>). Adaptado ^[11,12]	10
Figura 3.6 – Cronologia do desenvolvimento de conexões <i>premium</i> dos três fabricantes líderes e os seus principais produtos. Adaptado ^[13]	12
Figura 3.7 – Alteração na largura dos filetes do tubo em relação à luva permitiria a obtenção de uma selagem mais eficiente, com redução das folgas, segundo a patente de Samuel Webb. Adaptado ^[15]	13
Figura 3.8 – Diferentes tipos de conexões <i>premium</i> . A. - Conexões rosqueadas com luvas. B. – Conexões integrais: B1 – <i>Integral Flush</i> ; B2 – <i>Integral Semi Flush</i> ; B3 – <i>Integral Upset</i> ^[10]	13
Figura 3.9 - Deformação em função do carregamento de conexão do tipo API LC (Redonda Longa). A – durante a montagem com o torque aplicado, B – com tensão adicional e C – com tensão adicional e pressão externa. Adaptado ^[16]	15
Figura 3.10 – Representação esquemática geral de uma conexão <i>premium</i> indicando as três principais regiões de interesse: roscas, ombro de torque e selo metálico. Adaptado ^[17]	16
Figura 3.11 – Perfis de roscas do tipo <i>Hooked</i> (conexão VAM TOP [®]) e API <i>Buttress</i> ^[11,17] ...	16
Figura 3.12 – “ <i>Jump-Out</i> ” de uma conexão do tipo API “Redonda” submetida a carregamento trativo. Simulações por Método dos Elementos Finitos. Adaptado ^[18]	17
Figura 3.13 – Conexão <i>premium</i> FOX [®] com o detalhe das alterações de passo na rosca da luva. Região 1 – O padrão API <i>Buttress</i> distribui a maior parte das tensões devido a carregamento de tração. Região 2 – Passo menor que o padrão, a folga entre os flancos de carga é reduzida com a aplicação do torque de montagem. Região 3 – Passo maior que o padrão, a folga entre os flancos de carga é reduzida com o carregamento em tração. Adaptado ^[19]	18
Figura 3.14 – Resultados de simulação por MEF mostrando a redução da concentração de tensão nos filetes extremos da conexão “FOX [®] ” em comparação a outra <i>premium</i> . Adaptado ^[19]	18
Figura 3.15 – Tipos de ombro de torque utilizados em conexões do tipo rosca e luva ^[13]	19
Figura 3.16 – Componentes de uma conexão do tipo rosca-luva <i>premium</i> . Em detalhe a região do ombro de torque e o selo metal-metal. Adaptado ^[17]	20
Figura 3.17 – Sistema de proteção do selo metálico da conexão VAM 21 [®] . Em (a) observa-se que o selo metálico posicionado após a última rosca não é danificado durante o manuseio. Em (b) a conexão montada com o selo próximo ao “ombro de torque”. Adaptado ^[20]	20
Figura 3.18 – Resultados de simulação numérica de conexão <i>Line Pipe</i> API de 4” submetida a torque de montagem (a) e a torque de montagem mais tensão de 150MPa (b) ^[10]	22

Figura 3.19 – Montagem para simulação ensaios de fadiga em conexões rosca-luva de tubos OCTG (a); Trinca por fadiga iniciada no último filete encaixado do tubo (b). Adaptado ^[24] . . .	23
Figura 3.20 - Simulação por MEF de conexão API <i>Round</i> . (a) Deformação plástica no tubo devido à aplicação de torque de montagem e tensão trativa e, em (b), distribuição de tensão nos filetes das roscas indicando grande concentração de tensão no último filete encaixado. Adaptado ^[26]	23
Figura 3.21 – Conexão para <i>Tubing</i> proposta por Bodine. A redução localizada da espessura da luva promoveria distribuição de tensão mais uniforme com conseqüente aumento na vida em fadiga ^[27]	24
Figura 3.22 – Representação esquemática de conexão para tubulares resistente à fadiga. Observa-se que o comprimento da região com roscas da luva é maior que a correspondente no tubo. Outra alteração proposta é a redução gradual do diâmetro externo da luva para reduzir sua rigidez ^[28]	25
Figura 3.23 – Patente de Verdillon para conexão resistente à fadiga. Observa-se a redução do diâmetro externo da luva em (a) e a grande região de “ <i>thread run out</i> ” no detalhe mostrado em (b). Adaptado ^[29,30]	25
Figura 3.24 – Exemplos de roscas patenteadas visando aumentar vida em fadiga: (a) Patente de Saunders et al. ^[31] ; (b) Gunderson et al. ^[32] ; (c) De Lange et al. ^[33] ; (d) Olivier ^[34] ; (e) Noel e Russie ^[35]	26
Figura 3.25 – Influência dos valores do coeficiente de fricção (μ) na separação entre os filetes das roscas do tubo e da luva em um modelo numérico de conexão API 4 1/2” para condução de petróleo. Adaptado ^[10]	29
Figura 3.26 – Influência do ângulo de carga na força necessária para provocar falha do tipo <i>jump-out</i> em uma conexão API <i>Buttress</i> de 9 5/8”. Adaptado ^[38]	30
Figura 3.27 – Distribuição de tensão equivalente (von Mises) em conexão <i>tubing</i> API <i>Long Round</i> . (a) Duas voltas durante o torque de montagem. (b) Uma volta durante o torque de montagem ^[39]	31
Figura 3.28 – Influência do “ombro de torque” na eficiência do selo metal-metal. Nos casos A e B não há contato no “ombro de torque”, após o aumento do torque e aplicação de pressão nesta região, caso C, os valores de pressão sobre o selo metálico foram significativamente maiores. Adaptado ^[26]	32
Figura 3.29 – Alterações na geometria de luva de uma conexão API <i>Line pipe</i> de 4,5” em estudo paramétrico por MEF.(a) Redução da espessura da luva; (b) Redução do recesso da luva; (c) Usinagem de chanfro no recesso; (d) Redução do recesso da luva e redução de espessura localizada ^[10]	33
Figura 3.30 – Influência do comprimento do recesso da luva na proporção de carga de contato no último filete encaixado do tubo para tração nominal igual a 100MPa. Adaptado ^[10]	33
Figura 3.31 – Representação esquemática da teoria do cilindro espesso para considerar o torque de montagem em modelos bidimensionais. Adaptado ^[40]	34
Figura 3.32 – Modelo proposto para o cálculo da interferência δ . A interferência surge entre os filetes do tubo e da luva em conexões cônicas devido ao torque de montagem. Adaptado ^[40]	35
Figura 4.1 – Fluxograma da parte experimental e numérica da dissertação de mestrado.	36

Figura 4.2 – (a) Representação esquemática dos corpos de prova para ensaio de tração de seção retangular. (b) Dimensões dos corpos de prova segundo API 5CT ^[2] .	38
Figura 4.3 – Sentidos para retirada de corpos de prova para ensaios de impacto dos produtos tubulares segundo a Norma API 5CT (2012) ^[2] .	39
Figura 4.4 – Representação esquemática das dimensões para o ensaio de impacto Charpy. Adaptado ^[41] .	39
Figura 4.5 – Representação de uma conexão OCTG rosca-luva, em destaque a condição de simetria.	40
Figura 4.6 – (a) Modelo de conexão rosca-luva OCTG com simetria axial; (b) Detalhe da região do último filete encaixado na conexão.	41
Figura 4.7 – Superfícies bidimensionais de um modelo de conexão API no Ansys® Workbench®.	42
Figura 4.8 – Modelo para material não linear no ANSYS, “ <i>Multilinear Isotropic Hardening</i> ”. A curva tensão deformação verdadeira é modelada a partir de múltiplos segmentos de reta que incluem deformação plástica e encruamento ^[43] .	43
Figura 4.9 – Detalhe da geometria do tubo API <i>Short Round</i> indicando os pontos de refino de malha e medida de concentração de tensão.	44
Figura 4.10 – Modelo de conexão API <i>Buttress</i> com malha para simulação por MEF no ANSYS®. (a) Geometria geral; (b) Detalhe dos filetes das roscas e regiões de contato.	45
Figura 4.11 – Sobreposição inicial no modelo de elementos finitos 2D correspondente ao torque de montagem.	46
Figura 4.12 – Condições de contorno no segundo estágio de carregamento: torque de montagem máximo e tensões trativas crescentes.	47
Figura 4.13 – Condições de contorno no terceiro estágio de carregamento: torque de montagem máximo, tensões trativas crescentes e pressão interna igual a 40MPa.	48
Figura 4.14 – Modelo de conexão API <i>Line Pipe</i> gerada no Ansys® para validação da metodologia. (a) Geometria; (b) Modelo multilinear do aço API 5L grau B. Adaptado ^[10] .	50
Figura 5.1 – Fotomicrografia de seção longitudinal na região central da parede do tubo. Aço API 5CT grau P110. Ataque Nital 5%, 200x.	52
Figura 5.2 – Contorno de cores mostrando a distribuição de tensões equivalentes (von-Mises) para conexão do tipo <i>casing</i> API <i>Short Round</i> em função do torque de montagem aplicado. Simulação por MEF.	54
Figura 5.3 – Contorno de cores mostrando a distribuição de tensões equivalentes (von-Mises) para conexão do tipo <i>Casing</i> API <i>Buttress</i> em função do torque de montagem aplicado. Simulação por MEF.	55
Figura 5.4 – Separação tubo-luva da conexão API <i>Short Round</i> em função do torque de montagem e de tensões trativas. Simulação por MEF.	56
Figura 5.5 – Separação tubo-luva da conexão API <i>Buttress</i> em função do torque de montagem e de tensões trativas. Simulação por MEF.	57
Figura 5.6 – Distribuição de força entre os flancos de carga da conexão API <i>Short Round</i> submetida a diferentes níveis de tensão trativa e com torque de montagem máximo. Simulação por MEF.	58

Figura 5.7 – Distribuição de força de resistência entre os flancos de carga de uma conexão API <i>Round</i> e aço API 5CT grau P110. Simulação por MEF, adaptado ^[40]	59
Figura 5.8 – Distribuição de carga entre os flancos de carga da conexão API <i>Buttress</i> submetida a diferentes níveis de tensão trativa e com torque de montagem máximo. Simulação por MEF.	60
Figura 5.9 – Distribuição de carga entre os filetes de uma conexão <i>premium</i> que utiliza roscas do tipo <i>Buttress</i> . Diâmetro externo 5 ½" e aço API 5CT grau L80. Simulação por MEF, adaptado ^[46]	60
Figura 5.10 – Tensões axiais nas conexões padronizadas (API) para tração igual a 500MPa. Simulação por MEF.	62
Figura 5.11 – Tensão equivalente (von-Mises) na região do último filete encaixado da conexão API <i>Short Round</i> . Condições de contorno: torque de montagem máximo e tração igual a 500MPa. Em vermelho: acima do limite de escoamento. Simulação por MEF.	63
Figura 5.12 – Tensão equivalente (von-Mises) na região do último filete encaixado da conexão API <i>Buttress</i> . Condições de contorno: torque de montagem máximo e tração igual a 500MPa. Em vermelho: acima do limite de escoamento. Simulação por MEF.	63
Figura 5.13 – Deformação plástica equivalente. Condições de contorno: torque de montagem máximo e tração igual a 500MPa. Simulação por MEF.	64
Figura 5.14 – Influência da pressão interna na tendência ao <i>jump-out</i> das conexões API. Simulações por MEF.	65
Figura 5.15 – Distribuição de força entre os flancos de carga em conexões que tiveram a espessura da luva reduzida em comparação ao padrão API <i>Buttress</i> . Condições de contorno: torque de montagem máximo e tração igual a 200MPa. Simulações por MEF.	66
Figura 5.16 – Separação tubo-luva em conexões com redução da espessura da luva em comparação à API <i>Buttress</i> . Condições de contorno: torque de montagem máximo e tração crescente. Simulações por MEF.	67
Figura 5.17 – Distribuição de força entre os flancos de carga para diferentes ângulos de chanfro reto na luva, comparação à API <i>Buttress</i> . Condições de contorno: torque de montagem máximo e tração igual a 200MPa. Simulações por MEF.	67
Figura 5.18 – Separação tubo-luva para conexão API <i>Buttress</i> e modificações de espessura local da luva a partir de biseis externos com diferentes ângulos. Condições de contorno: torque de montagem máximo e tração crescente. Simulações por MEF.	68
Figura 5.19 – Distribuição de força entre os flancos de carga para diferentes raios de chanfro com formato de calota esférica na luva, comparação à API <i>Buttress</i> . Condições de contorno: torque de montagem máximo e tração igual a 200MPa. Simulações por MEF.	69
Figura 5.20 – Separação tubo-luva para conexão API <i>Buttress</i> e modificações de espessura local da luva a partir de chanfros externos em forma de calota esférica com diferentes raios. Condições de contorno: torque de montagem máximo e tração crescente. Simulações por MEF.	70
Figura 5.21 – Distribuição de tensão axial na conexão API <i>Buttress</i> em comparação às maiores modificações de espessura da luva. Condições de contorno: torque de montagem máximo e tração igual a 200MPa. Simulações por MEF.	71

Figura 5.22 – Distribuição de força entre os flancos de carga para a confecção de chanfros nos filetes extremos do tubo e da luva, comparação à API <i>Buttress</i> . Condições de contorno: torque de montagem máximo e tração igual a 200MPa. Simulações por MEF.	72
Figura 5.23 – Separação tubo-luva para conexão API <i>Buttress</i> e modificação com chanfros nos filetes extremos. Condições de contorno: torque de montagem máximo e tração crescente. Simulações por MEF.	72
Figura 5.24 – Distribuição de tensão axial na conexão API <i>Buttress</i> em comparação à conexão com chanfros nos filetes extremos do tubo e da luva. Condições de contorno: torque de montagem máximo e tração igual a 200MPa. Simulações por MEF.	73
Figura 5.25 – Tensão equivalente (von-Mises) na região do último filete encaixado da conexão API <i>Buttress</i> em comparação à conexão com chanfros nos filetes extremos do tubo e da luva. Condições de contorno: torque de montagem máximo e tração igual a 500MPa. Em vermelho: acima do limite de escoamento. Simulações por MEF.	74
Figura 5.26 – Deformação plástica equivalente na região do último filete encaixado, comparação API <i>Buttress</i> e conexão com chanfro nos filetes extremos. Condições de contorno: torque de montagem máximo e tração igual a 500MPa. Simulações por MEF.	74
Figura 5.27 – Distribuição de força entre os flancos de carga em função do ângulo dos flancos. Condições de contorno: torque de montagem máximo e tração igual a 200MPa. Simulações por MEF.	76
Figura 5.28 – Influência do ângulo do flanco de carga na tendência à separação tubo luva (<i>jump-out</i>). Condições de contorno: torque de montagem máximo e tração crescente. Simulações por MEF.	76
Figura 5.29 – Deformação plástica equivalente na região do último filete encaixado em função do ângulo do flanco de carga. Condições de contorno: torque de montagem máximo e tração igual a 500MPa. Simulações por MEF.	77
Figura 5.30 – Comparação entre os resultados de tensão axial obtidos no presente trabalho (a) com os resultados reportados por Wittenberghe ^[10] (b). Condição de contorno: torque de montagem. Simulações por MEF.	78
Figura 5.31 – Comparação entre os resultados de tensão radial obtidos no presente trabalho (a) com os resultados reportados por Wittenberghe ^[10] (b). Condição de contorno: torque de montagem. Simulações por MEF.	79
Figura 5.32 – Comparação entre os resultados de tensão circunferencial obtidos no presente trabalho (a) com os resultados reportados por Wittenberghe ^[10] (b). Condição de contorno: torque de montagem. Simulações por MEF.	80
Figura 5.33 – Comparação entre a distribuição de força nos filetes de carga obtidos no presente trabalho com os resultados reportados por Wittenberghe ^[10] . Condição de contorno: torque de montagem e tração igual a 100MPa. Simulações por MEF.	80
Figura 5.34 – Comparação entre a distribuição de força nos filetes de carga obtidos no presente trabalho com os resultados reportados por Wittenberghe ^[10] . Condição de contorno: torque de montagem e tração igual a 150MPa. Simulações por MEF.	81
Figura 5.35 Comparação entre os valores de deformação plástica equivalente na raiz do primeiro filete do tubo obtidos no presente trabalho e na referência ^[10] . Condições de contorno: torque de montagem mais tração igual a 100MPa. Simulações por MEF.	82

LISTA DE TABELAS

Tabela III.1 – Requisitos de alguns graus de aço para tubos de revestimento adaptação de API 5CT ^[2]	9
Tabela III.2 – Aplicabilidade de conexões do tipo API e <i>premium</i> . Adaptado ^[10]	11
Tabela IV.1 – Requisitos de composição química para o aço API 5CT grau P110. Porcentagem em massa. Adaptado ^[2]	37
Tabela IV.2 – Requisitos de ensaio de tração e impacto Charpy para o aço API 5CT grau P110. Adaptado ^[2]	37
Tabela IV.3 – Estudo de refinamento da malha de elementos finitos.....	45
Tabela IV.4 – Torque de montagem simulados nos modelos numéricos e respostas avaliadas.	46
Tabela IV.5 – Valores de tensão tratativa aplicados nas conexões API e respostas avaliadas. ...	47
Tabela IV.6 – Modificações na conexão API <i>Buttress</i> com redução da espessura da luva.	48
Tabela IV.7 – Casos simulados com alterações na geometria dos filetes a partir da conexão API <i>Buttress</i>	49
Tabela IV.8 – Condições de contorno aplicadas ao modelo <i>Line Pipe</i> e variáveis avaliadas para validação da metodologia. Os três estágios de carga são os mesmos aplicados por Wittenberghe ^[10]	51
Tabela V.1 – Resultados de ensaio de tração do aço API 5CT, grau P110.....	53
Tabela V.2 – Energia absorvida nos ensaios de impacto Charpy.	53
Tabela V.3 – Concentração de tensão axial nas conexões API <i>Short Round</i> e <i>Buttress</i> para diferentes valores de tensão tratativa.	61

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

A₀ – Área da seção transversal do corpo de prova de tração;
API – *American Petroleum Institute*;
ASTM – *American Society for Testing and Materials*;
BC – *Buttress Thread Casing*;
BOP's – *Blowout Preventers*;
e – Deformação convencional ou de engenharia;
EC – *Extreme-Line Casing*;
EUA – Estados Unidos da América;
F – Força de tração axial;
L₀ – Comprimento inicial do corpo de prova de tração;
LC – *Long Thread Casing*;
MEF – Método dos Elementos Finitos;
OCTG – *Oil Country Tubular Goods*;
S – Tensão convencional ou de engenharia;
SC – *Short Round Thread Casing*;
T&C – *Threaded and Coupled Connections*;
VSB – Vallourec & Sumitomo Tubos do Brasil;

Letras Gregas

ε – Deformação verdadeira;
σ – Tensão verdadeira;
μ – Coeficiente de atrito Coulombiano;
δ – Valor de interferência inicial em conexões cônicas;
ΔL – Variação do comprimento do corpo de prova de tração.

RESUMO

Colunas de revestimento (*casing*) utilizadas em exploração/produção de petróleo e gás natural são submetidas a pressões e temperatura cada vez maiores, portanto necessitam de alta resistência mecânica e alta tenacidade para suportar as solicitações mecânicas como tração, pressão interna e externa, torção, flexão e fadiga. Para a formação das colunas de revestimento, os tubos são unidos por conexão rosca-luva, que são pontos críticos para a integridade estrutural. As propriedades mecânicas e a estrutura de aço API 5CT grau P110 foram avaliadas por meio de ensaio de tração, impacto Charpy e análise metalográfica em microscópio óptico. Simulações por Método dos Elementos Finitos (MEF) foram empregadas em dois modelos de conexão API, do tipo rosca-luva, equivalentes a tubos de 13 3/8". As simulações tiveram os seguintes objetivos: comparar a resistência à falha por tração, comparar a concentração de tensão e deformação plástica localizada, e ainda avaliar se alterações geométricas nas luvas ou no perfil das roscas são eficientes para reduzir a concentração de tensão e os seus reflexos em outros modos de falha, ou seja, um estudo parametrizado por MEF. Os resultados indicam que a conexão do tipo API *Buttress* possui melhor desempenho que a API *Short Round* em relação à resistência ao carregamento trativo, porém, as duas conexões padronizadas apresentaram alta concentração de tensões na região do último filete encaixado. Dentre as alterações geométricas propostas, a usinagem de chanfros nos filetes extremos do tubo e da luva foi eficiente na obtenção de distribuição de tensões mais uniforme na conexão *Buttress*, além de reduzir os valores de concentração de tensão e deformação plástica localizada. As modificações da geometria da luva mostraram-se ineficientes na melhoria do desempenho das conexões, pois as variações que promoveram distribuição de tensões mais uniforme aumentaram a tendência de separação tubo-luva. No geral, os resultados obtidos nos modelos numéricos permitem compreender, em parte, como os tipos de conexões influenciam o desempenho de colunas de revestimento de poços de hidrocarbonetos e como acontece o desenvolvimento de conexões proprietárias a partir de modificações das conexões padronizadas.

ABSTRACT

Casing strings are subjected to high pressures under increasing oil well depths, so they increasingly require high strength and good toughness in order to support the stresses, external and internal pressure, bending and fatigue. The casing string is formed by pipes connected by threaded and coupled connections, the threads acts as stress raisers and fatigue damages can arise from that. A seamless API 5CT P110 steel was characterized by tensile test, Charpy impact and optical metallographic analysis. FEA models of casing threaded and coupled connections were carried out to investigate and compare two API threaded and coupled connections under make up torque, tensile and internal pressure. A parametric study was performed on the numeric models to determine the influence of some geometric features on the behavior of the threaded connections. For this parametric study, the API Buttress threaded and coupled connection was used as reference. The results showed that the API Buttress connection support higher tensile loads than the API Short Round, however both standard threaded and coupled connections showed high stress concentration in the last engaged thread and a non uniform stress distribution over the threads. A conical groove opening into the crests of the initial threads of the coupling and into the last threads of the tube was efficient in reducing the stress concentration of the connection and promoting a better relative thread load distribution, the local plastic deformation have been reduced as well. The changes in the overall geometry of the coupling that reduced its stiffness resulted in increases openness of the threads. The parametric study illustrated how proprietary connections are developed based on API standard and how the failure modes are related.

1. INTRODUÇÃO

Tubos usados para perfuração, revestimento e produção de poços de petróleo/gás natural geralmente são unidos por conexões rosqueadas, tanto para aplicação em terra (*onshore*), quanto no mar (*offshore*) e são denominados produtos OCTG (*Oil Country Tubular Goods*)^[1,2]. O uso de uniões rosqueadas é uma alternativa à soldagem e se justifica quando há a necessidade de montar e desmontar a coluna de tubos, por exemplo, em tubos de perfuração, e quando a velocidade de montagem é um fator crítico, por exemplo, em colunas de revestimento de poços^[3,4].

A demanda por hidrocarbonetos continua crescendo em todo mundo e força a exploração e produção em ambientes mais agressivos, em profundidades cada vez maiores nos mares, em maiores temperaturas ou temperaturas extremamente baixas como no Ártico, na presença de gases corrosivos, etc. Tais condições exigem que os produtos tubulares atendam a requisitos extremos de qualidade e confiabilidade, pois são parte fundamental da segurança operacional e as consequências de eventuais falhas também são crescentes^[5-10].

Para manter a integridade da conexão, evitar perda de carga de aperto e possíveis vazamentos, as roscas são usinadas com uma determinada conicidade, o que permite reter energia de torque de montagem^[11,12]. A associação das tensões oriundas do torque de montagem com carregamentos externos como tração, flexão e torção, além do efeito de concentração de tensões devido às roscas, produz complexos estados multiaxiais de tensões e deformações nas conexões. Além disso, cargas dinâmicas geralmente estão presentes nas colunas de tubos OCTG, sejam oriundas do torque aplicado na perfuração, dos equipamentos em operação durante a exploração (bombas, válvulas, etc.), ou ainda de ventos, correntes marítimas, variações de maré e formação de turbulência (*vortex-induced vibrations*) em função do escoamento de líquidos. As cargas dinâmicas podem originar falhas por fadiga principalmente nas regiões de maior concentração de tensões das roscas^[13].

Do ponto de vista dimensional, as conexões representam menos de 3% do comprimento das colunas de revestimento, porém são responsáveis por mais de 90% das falhas e os custos das conexões podem representar de 10% a 50% dos gastos com produtos tubulares^[14].

Não há na literatura muitos estudos sobre fadiga de aços aplicados em tubos OCTG, sendo poucos também os trabalhos sobre o fenômeno nas conexões rosqueadas. Mais comuns são os

estudos para avaliação do desempenho das conexões por Método dos Elementos Finitos (MEF), principalmente para avaliar os modos de falha em decorrência de cargas estáticas, mas avaliações mais amplas, que consideram a resistência das conexões a carregamentos estáticos e também fatores relacionados à fadiga, como concentração de tensão, ainda são pouco explorados na literatura, principalmente por envolver interesses comerciais e patentes. Uma revisão de patentes, no entanto, permite observar as tendências de desenvolvimento de conexões modificadas.

Um aço sem costura API 5CT, grau P110, que é aplicado em tubos para revestimento de poços de petróleo foi caracterizado por ensaios mecânicos e metalografia. A partir das propriedades do aço, modelos de duas conexões padrão API, *Short Round* e *Buttress*, com diâmetro equivalente a 13 3/8", foram simuladas por MEF visando comparar seu desempenho ao carregamento estático, como concentração de tensão e deformação plástica localizada.

Realizou-se também um estudo parametrizado por MEF, a partir do qual foi possível determinar como algumas características geométricas das conexões influenciam na concentração de tensão e em alguns modos de falha estrutural. O estudo paramétrico permitiu ainda uma maior compreensão de como acontece o desenvolvimento de conexões modificadas, as chamadas proprietárias, que possuem maior resistência mecânica para aplicações específicas.

2. OBJETIVOS

Nesta seção serão apresentados os objetivos gerais e específicos da dissertação de mestrado.

2.1. Objetivos Gerais

Avaliar a influência de parâmetros geométricos de conexões do tipo rosca-luva no desempenho de colunas de revestimento de poços de petróleo, em relação a carregamento estático: concentração de tensão, distribuição de força entre os filetes e deformação plástica localizada.

2.2. Objetivos Específicos

Caracterizar um aço sem costura API 5CT, grau P110, aplicado em tubos para revestimento de poços de petróleo, utilizando-se ensaios mecânicos: tração e impacto Charpy e análise metalográfica em microscópio óptico.

Desenvolver estudo comparativo do desempenho das conexões rosca-luva por meio do MEF, avaliando-se a resistência ao carregamento trativo, além da concentração de tensão e deformação plástica localizada nas conexões API *Short Round* e API *Buttress* com diâmetro equivalente a tubos de 13 3/8".

Realizar estudo parametrizado de alterações geométricas na redução da concentração de tensão em conexões rosca-luva por meio do MEF. Avaliar também os efeitos de tais alterações na resistência das conexões a outros modos de falha.

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Uma revisão da bibliografia sobre o tema em estudo é apresentada a seguir.

3.1. Produtos Tubulares na Indústria de Óleo e Gás

Existem dois grandes campos de aplicação de produtos tubulares na indústria de hidrocarbonetos; (i) tubos para a condução de petróleo, óleo e gás (*line pipes*) e (ii) tubos empregados nas operações de exploração e produção de hidrocarbonetos, geralmente denominados *Oil Country Tubular Goods* (OCTG)^[1,2]. Os tubos tipo OCTG serão o foco desta revisão bibliográfica.

3.1.1. Perfuração de poços

A perfuração de um poço de petróleo é realizada por meio de uma sonda, como ilustrado na Figura 3.1. Na perfuração rotativa, as rochas são fraturadas pela ação da rotação e peso aplicados a uma broca existente na extremidade de uma coluna de perfuração, a qual consiste basicamente de tubos de perfuração (*drill pipes*) e comandos. A função da coluna de tubos é transmitir a força até a broca e permitir a passagem do fluido de perfuração ou lama. Tais operações podem ocorrer em poços terrestres *onshore* ou no mar *offshore*^[3].

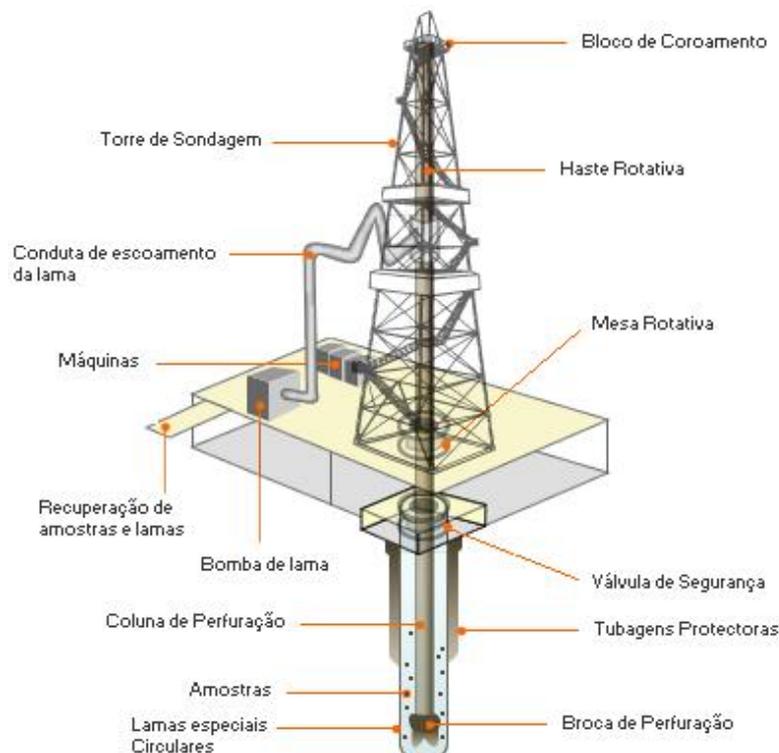


Figura 3.1 – Esquema simplificado de uma sonda de perfuração terrestre. Adaptado^[4].

Os fragmentos de rocha são removidos continuamente do poço por meio da injeção do fluido de perfuração ou lama, que retorna à superfície pelo espaço anular formado entre as paredes do poço e a coluna de perfuração. A lama formada é tratada na superfície e o líquido geralmente é reaproveitado^[3].

Ao atingir uma determinada profundidade (que dependerá das condições de pressão, estabilidade geológica, dentre outros), a coluna de perfuração é retirada e uma coluna de revestimento de aço, com diâmetro inferior ao da broca, é descida no poço^[3,5] (Figura 3.2). A coluna de revestimento é chamada de *casing* e suas funções e particularidades serão apresentadas na próxima seção. As colunas de revestimento possuem regiões cimentadas, como mostrado na Figura 3.2.

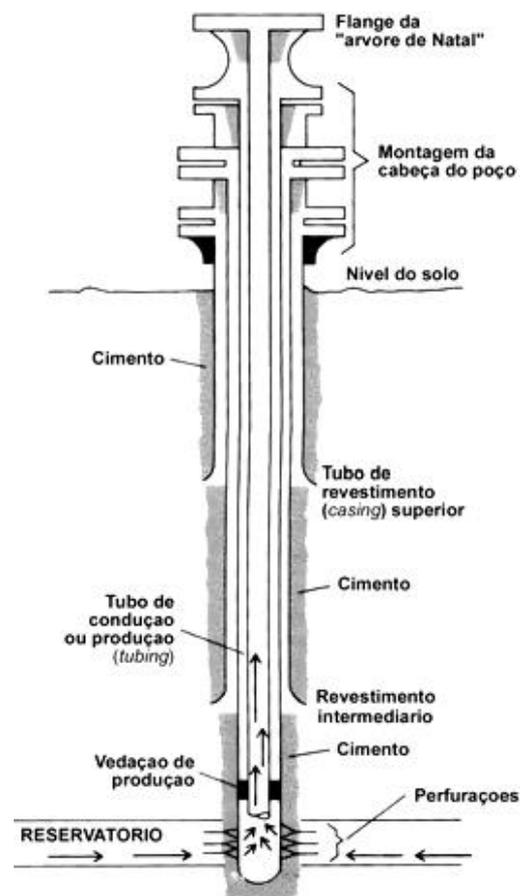


Figura 3.2 – Esquema de um poço *offshore* para a exploração de hidrocarbonetos com detalhes dos tubos OCTG^[6].

Além dos tubos de perfuração (*drill pipes*) e de revestimento (*casing pipes*), outro importante grupo OCTG são os tubos de produção (*tubing pipes*). Os tubos de produção são posicionados

dentro dos tubos de revestimento e são utilizados para a extração de óleo e gás, bem como no transporte de fluidos hidráulicos para acionamento de equipamentos^[6].

3.1.2. Revestimento ou *casing*

Tubos de revestimento (*casing*) exercem várias importantes funções durante a perfuração e operação de poços de petróleo. A coluna de revestimento previne o colapso do furo durante a perfuração, impede o contato entre os fluidos do poço e as camadas subsuperficiais e forma um condutor de alta resistência mecânica para o fluido de perfuração e para a extração dos hidrocarbonetos. Portanto, os tubos de revestimento são fundamentais para reduzir os impactos ambientais da perfuração e o uso combinado com BOP's (*blowout preventers*) permite controlar com segurança as pressões das reservas/poços^[5].

À medida que a pesquisa por depósitos de hidrocarbonetos atinge profundidades cada vez maiores, o número e os tamanhos dos tubos de revestimento e outros produtos tubulares necessários para a perfuração e operação também crescem. O revestimento é um dos principais itens de custo em um programa de perfuração; estudo recente^[7] mostrou que os custos com produtos tubulares representavam, em média, 17% do total para a perfuração de poços profundos nos EUA, como mostrado na Figura 3.3.

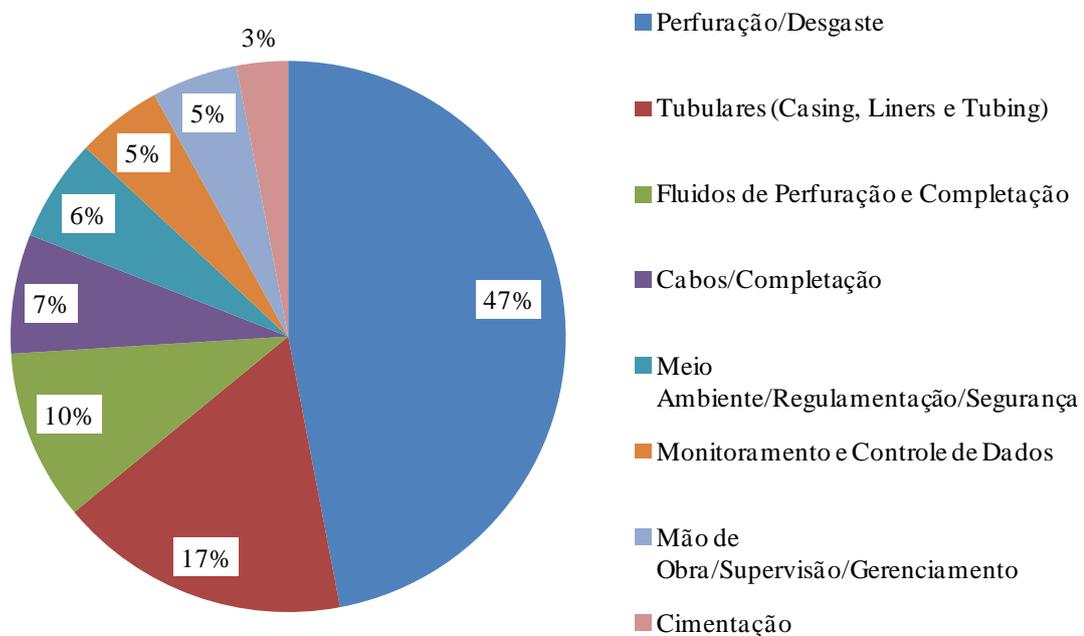


Figura 3.3 – Distribuição de custos médios para a perfuração de poços profundos nos EUA, média entre poços *onshore* e *offshore*. Adaptado^[7].

Observa-se na Figura 3.4 que à medida que cada fase do poço é perfurada, o diâmetro externo dos tubos de revestimento diminui para permitir a continuidade das operações de perfuração subsequentes. Normalmente, o número de fases de um poço é de três ou quatro, mas pode chegar a oito em alguns casos^[8].

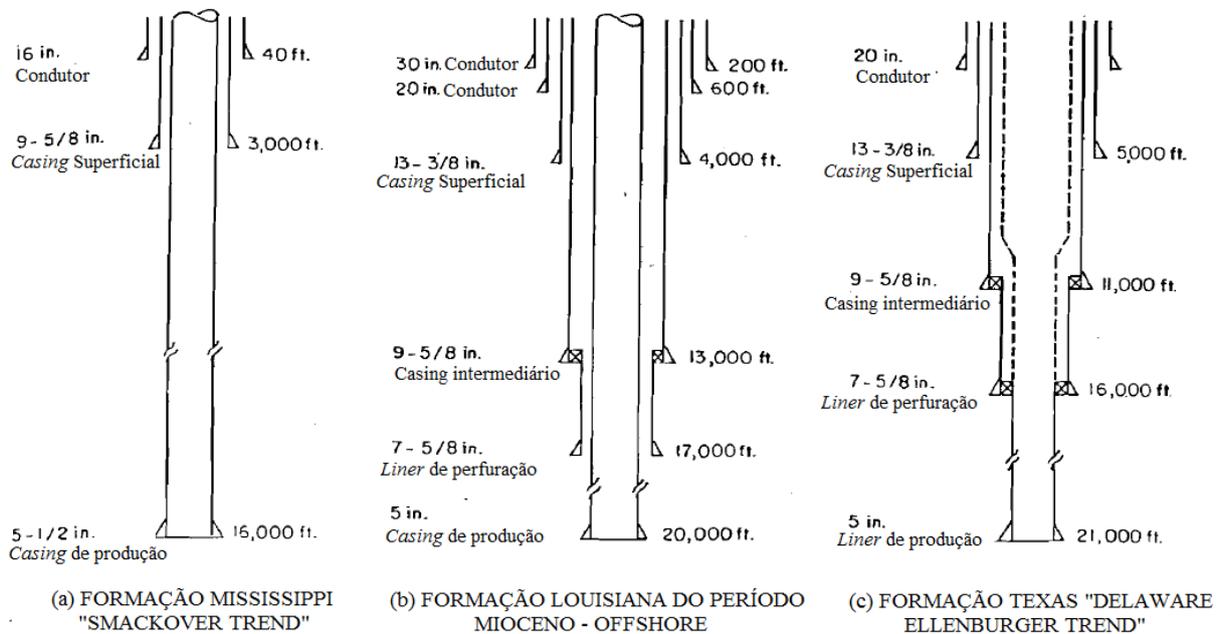


Figura 3.4 – Diferentes programas de perfuração em função das condições geológicas. Adaptado^[5].

Colunas de revestimento do tipo condutor são assentadas em pequenas profundidades (10m a 50m), com a finalidade de sustentar sedimentos não consolidados, além de suportar parte do peso das colunas subsequentes e protegê-las contra corrosão. Os diâmetros típicos são 30", 20" e 13 3/8". As colunas de revestimento de superfície são aplicadas em sequência e podem ter comprimento entre 100m e 600m, visam proteger os lençóis aquíferos, evitar desmoronamentos de sedimentos e suportar os equipamentos de segurança da cabeça de poço. Os revestimentos de superfície são cimentados em toda a sua extensão para evitar flambagem devido ao grande peso dos equipamentos e das colunas subsequentes que neles se apoiam. Os diâmetros típicos são: 20", 18 5/8", 16", 13 3/8", 10 3/4" e 9 5/8"^[3,5].

Poços profundos que penetram em regiões de alta ou baixa pressão, formações desmoronáveis, formações portadoras de fluidos corrosivos ou contaminantes da lama, dentre outros, exigem uma ou mais colunas de revestimento intermediário entre a coluna superficial e a profundidade final do poço (Figura 3.4 (b) e (c)). Suas funções são proteger o poço das regiões citadas e evitar instabilidades durante a perfuração. As faixas de profundidade de assentamento são bem vastas (1.000m a 4.000m) e as colunas do tipo intermediárias

geralmente são cimentadas somente na região inferior. Os diâmetros típicos são: 13 3/8", 9 5/8" e 7"^[3,5].

A coluna de revestimento de produção permite a extração de hidrocarbonetos do poço e pode ser utilizada para isolar vários intervalos produtores. Esta coluna provém proteção ao meio ambiente na eventualidade de falha dos tubos de produção (*tubing*), bem como permite a substituição e reparos dos tubos de produção durante a vida útil do poço. Os diâmetros típicos da coluna de revestimento de produção são: 9 5/8", 7" e 5 1/2"^[3,5].

3.2. Padronização dos Produtos OCTG

A incompatibilidade entre conexões rosqueadas de diferentes fabricantes mostrou-se crítica durante a primeira guerra mundial. Devido à grande demanda por combustíveis nos EUA, os estoques de produtos tubulares foram rapidamente reduzidos e a indústria de hidrocarbonetos enfrentou grandes dificuldades devido a não padronização de tamanhos de tubos e tipos de roscas das conexões. Neste cenário, foi criado um comitê que deu origem à *American Petroleum Institute* (API) em 1919, órgão que tinha a tarefa de desenvolver uma ampla normalização na indústria de óleo e gás. As primeiras especificações foram publicadas em 1924 e hoje o órgão mantém mais de 500 normas e recomendações que se aplicam em todos os segmentos da indústria de hidrocarbonetos^[9]. Outras organizações também criaram padrões, porém as normas API são as mais utilizadas em todo mundo^[10].

A Norma API 5CT^[2] define os tubos de revestimento (*casing*) como produtos tubulares com diâmetro externo entre 4 1/2" e 20". Dentre os requisitos incluídos na especificação, tanto para os tubos quanto para as luvas, estão os processos de fabricação, a resistência mecânica, dimensões e pesos, composição química, ensaios para controle de qualidade, informações a serem fornecidas, marcação e documentação^[2,5].

A classificação dos tubos de revestimento, *casing*, segue um código criado pela API, que define os valores mínimos de resistência mecânica de cada grau de aço. O código é formado por uma letra seguido de um número, sendo que a letra foi escolhida aleatoriamente para designar categorias únicas em cada grau. O número indica o valor mínimo de limite de escoamento em milhares de psi. A Tabela III.1 resume os graus API para os tubos de revestimento^[2,5,6].

Tabela III.1 – Requisitos de alguns graus de aço para tubos de revestimento adaptação de API 5CT^[2].

Grau API	Alongamento total sob carga* (%)	Limite de escoamento (MPa)		Limite mínimo de resistência (MPa)
		Mínimo	Máximo	
H40	0,5	276	552	414
J55	0,5	379	552	517
K55	0,5	379	552	655
N80	0,5	552	758	689
L80	0,5	552	655	655
C90	0,5	621	724	689
C110	0,7	758	828	793
P110	0,6	758	965	862
Q125	0,65	862	1034	931

* - Deformação total (elástica e plástica) medida por extensometria, correspondente ao limite de escoamento.

A Norma API 5B^[11] fornece especificações para quatro tipos de conexões de tubos de revestimento:

1. *Short Round Threads and Couplings (SC)* (“conexão redonda curta”);
2. *Long Round Threads and Couplings (LC)* (“conexão redonda longa”);
3. *Buttress Threads and Couplings (BC)* (“conexão com roscas dente de serra”);
4. *Extreme-Line Threads (EC)* (“conexão integral, sem luva”).

Representações esquemáticas de todos os tipos de conexões para revestimento API podem ser observadas na Figura 3.5. As conexões com roscas “redondas” SC e LC possuem o mesmo tipo de roscas, com uma forma arredondada e espaçamento (ou passo) que fornece 8 filetes por polegada, o que difere, basicamente, os dois tipos de conexão é o tamanho das luvas. As roscas são usinadas com uma inclinação igual a $1,79^\circ$, de modo a obter um cone no tubo e outro equivalente na luva. Conexões “redondas” são muito utilizadas, pois possuem baixo custo devido à maior simplicidade para fabricação^[5,12].

Pode ser observado na Figura 3.5 (b) que os filetes das roscas API *Round* (redondas) possuem um perfil triangular com ângulo de 60° e raiz e crista arredondados. Quando a conexão é formada, isto é, tubo e luva encaixados, há a presença de pequenos espaços entre as cristas e as raízes dos filetes. Deve-se utilizar um composto para preencher tais vazios e obter selagem. Este tipo de conexão não é recomendado para aplicação em condições de grande pressão e para fornecer selagem a gases ou líquidos de baixa viscosidade^[5,12].

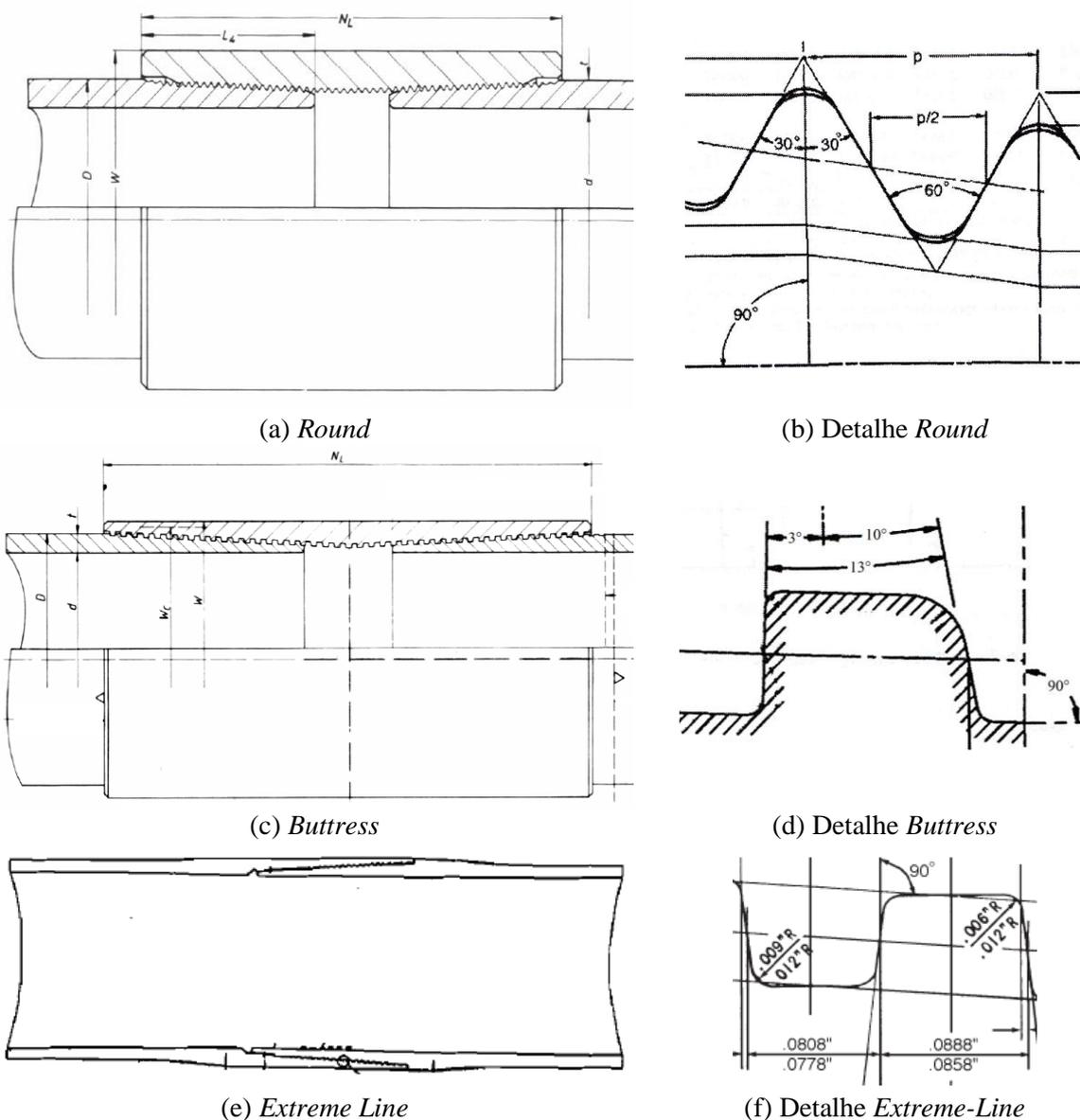


Figura 3.5 – Conexões API para tubos de revestimento (*Casing*). Adaptado^[11,12].

Uma maneira de comparar os diferentes tipos de conexões *Casing* é definindo a eficiência da conexão, que é a resistência à tração da conexão dividida pela resistência à tração do tubo. Apesar da eficiência da conexão do tipo “redonda longa” ser maior que a “redonda curta”, nenhuma das conexões *Round* é 100% eficiente^[5].

As conexões do tipo API *Buttress* (Figura 3.5 (c)) geralmente possuem eficiência igual a 100%. Este tipo de conexão utiliza roscas com conicidade idêntica àquelas presentes no tipo API *Round*, porém as luvas são maiores e os filetes possuem um perfil quadrado e espaçamento (passo) que resulta em 5 filetes por polegada. Assim como nas conexões *Round*, um composto deve ser aplicado para aumentar a selagem nas conexões *Buttress*, no entanto, este tipo de conexão não possui boa capacidade selante^[5,13].

As conexões API do tipo *Extreme-Line* (EC), Figura 3.5 (e), diferem das anteriores por serem do tipo integral, isto é, não há presença de luva e as roscas são usinadas também na parede interna dos tubos. Por esse motivo, a parede do tubo deve ser mais espessa próximo às extremidades, de modo a possibilitar a usinagem dos filetes. Este tipo de conexão possui um mecanismo especial de selagem composto por um selo metal-metal, de modo que a conexão não depende apenas de um composto para garantir a selagem. Devido à necessidade de paredes mais espessas nas extremidades dos tubos e a grande precisão de usinagem no selo metálico, este tipo de conexão possui custo muito maior que as outras API^[5].

Na Tabela III.2 observa-se que as conexões API são geralmente aplicadas em poços com condições específicas, como exploração *onshore* e em pequenas profundidades/pressões. Para condições mais severas, conexões *premium* ou proprietárias, que são desenvolvidas por companhias privadas, são mais utilizadas. Estas conexões são projetadas para aumentar a integridade estrutural em condições extremas, mantendo um mínimo de padronização exigido e, em alguns casos, são intercambiáveis com conexões padrão API. Por exemplo, uma maior capacidade selante ou maior resistência à fadiga são obtidas com alterações de *design*, como mudança no perfil de roscas, adição de selos metálicos, etc.^[10]. Este tema será abordado com maior detalhamento na próxima seção.

Tabela III.2 – Aplicabilidade de conexões do tipo API e *premium*. Adaptado^[10].

Poços de gás	<i>Offshore</i>	Conexões <i>Premium</i>	
	<i>Onshore</i>	Conexões padrão API	
Poços de óleo			
Profundidade (km)		3.0	6.0
Pressão do poço (bar)		275	550

3.3. Características Geométricas das Conexões

O uso de conexões rosqueadas durante as operações de perfuração e produção de poços de petróleo é favorável devido à inerente capacidade de reaproveitamento dos tubos de perfuração, produção e revestimento, além de maior velocidade de montagem em campo^[5,13].

A exploração de poços cada vez mais profundos e em ambientes mais agressivos tem exigido dos fabricantes o desenvolvimento de novos tipos de conexões que vão além das tradicionais OCTG, principalmente na resistência a vazamentos, resistência ao colapso e maior confiabilidade. Geralmente, tais melhorias são protegidas por patentes, mas pouco se sabe

sobre a influência de características específicas de projeto no desempenho global da conexão^[13].

As preocupações com a segurança das conexões é justificada pela grande responsabilidade envolvida na perfuração e exploração de poços de hidrocarbonetos. Do ponto de vista dimensional, as conexões representam menos de 3% do comprimento das colunas de revestimento, porém são responsáveis por mais de 90% das falhas e os custos das conexões podem representar de 10% a 50% dos gastos com produtos tubulares^[14].

A Figura 3.6 é um breve resumo do desenvolvimento no campo de conexões *premium*^[13] e percebe-se que as três empresas líderes no mercado mundial buscam, há muito tempo, desenvolver conexões especiais.

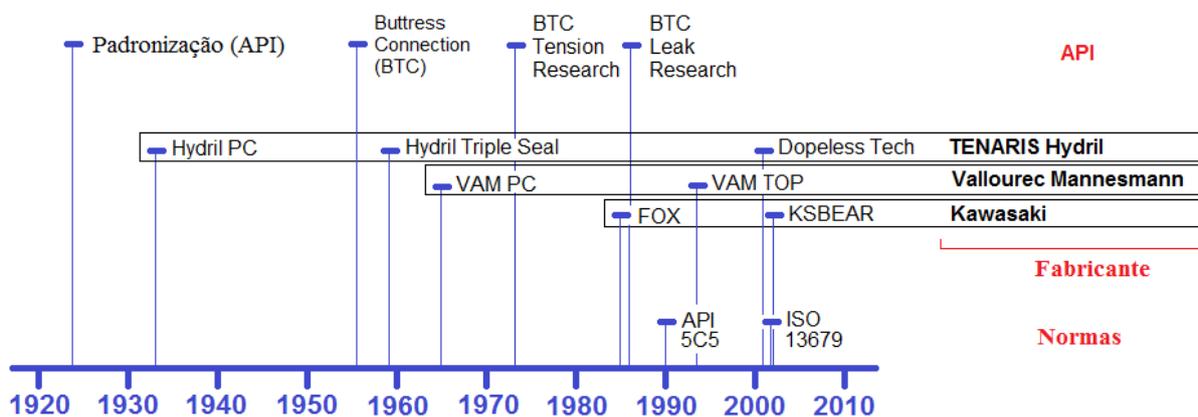


Figura 3.6 – Cronologia do desenvolvimento de conexões *premium* dos três fabricantes líderes e os seus principais produtos. Adaptado^[13].

3.3.1. Tipos de conexões rosqueadas

Em 1956, Samuel Webb^[15] patenteou uma conexão baseada na API *Buttress* que alcançava resistência mecânica igual à do tubo e selagem mais eficiente devido a uma assimetria entre os filetes do “*pin*” (tubo) e do “*box*” (luva), que daria maior contato entre os flancos das roscas, com conseqüente diminuição da folga como representado na Figura 3.7.

A partir do desenvolvimento de companhias privadas, estão disponíveis no mercado dois grupos de conexões proprietárias para tubos de revestimento que oferecem maior capacidade de selagem: (i) um grupo com selos do tipo metal-metal, eficientes na selagem de gases, chamadas conexões *premium*; (ii) um outro grupo sem selo metal-metal e que garante impermeabilidade somente a líquidos, denominadas conexões *semi-premium*^[13].

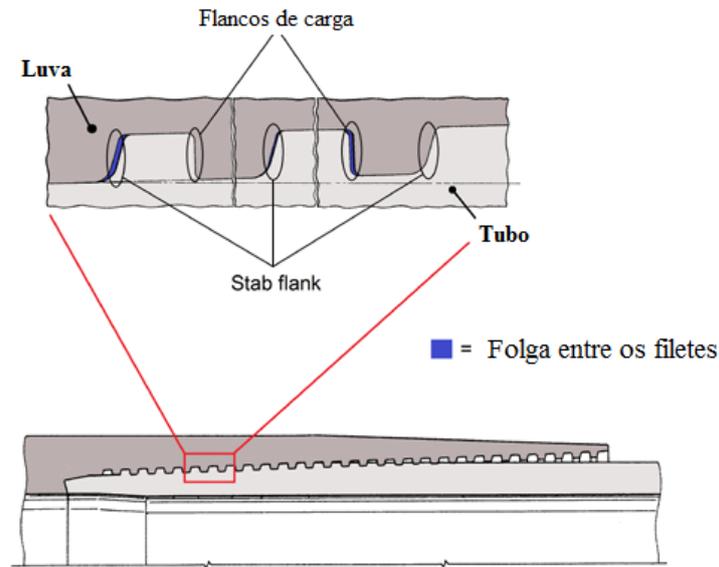


Figura 3.7 – Alteração na largura dos filetes do tubo em relação à luva permitiria a obtenção de uma selagem mais eficiente, com redução das folgas, segundo a patente de Samuel Webb. Adaptado^[15].

Na Figura 3.8 é possível observar os tipos de conexões *premium* que estão disponíveis no mercado atualmente. Dois grupos principais podem ser identificados, um que utiliza conexões rosca-luva (*Threaded and Coupled T&C*) e o grupo das conexões integrais, que não requerem uma luva para a união dos tubos^[10].

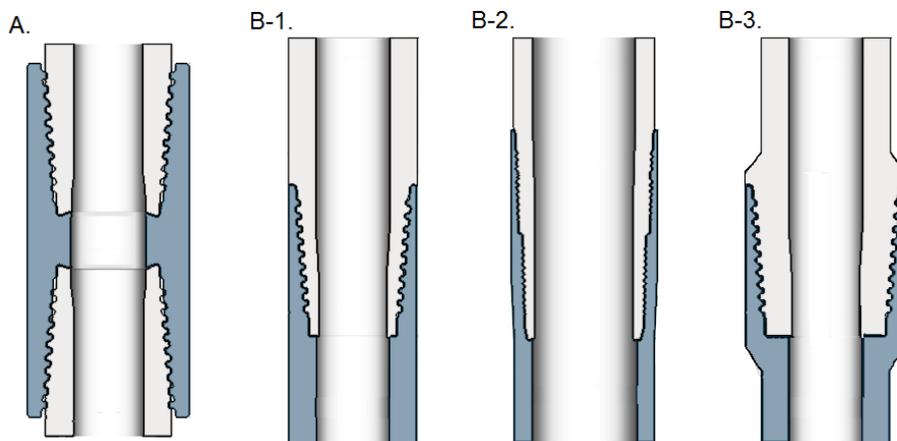


Figura 3.8 – Diferentes tipos de conexões *premium*. A. - Conexões rosqueadas com luvas. B. – Conexões integrais: B1 – *Integral Flush*; B2 – *Integral Semi Flush*; B3 – *Integral Upset*^[10].

As conexões do tipo rosca-luva são menos sensíveis a concentração de tensão e tem se provado mais resistentes que as conexões integrais. É possível obter conexões com maior resistência à tração que o tubo ou eficiência acima de 100%. No entanto, atenção especial deve ser dada à presença de torção ou grande compressão externa. A estanqueidade pode ser obtida com a grande variedade de selos metálicos disponíveis^[13,15].

O segundo grupo é o das conexões integrais, que suportam bem grandes pressões externas se a espessura da parede for suficiente. Quando o diâmetro externo da conexão não excede o diâmetro externo do tubo, a conexão é chamada *Integral Flush*. Se o diâmetro externo da conexão for pouco maior que o corpo do tubo, a conexão é do tipo *Semi Flush*. O terceiro tipo é a conexão do tipo *Integral Upset*, muito comum para tubos de perfuração (*Drill Pipes*) e produção (*Tubing*)^[13].

As conexões *premium* desenvolvidas por companhias privadas oferecem uma série de características não disponíveis naquelas padronizadas pela API, dentre as quais pode-se citar^[5]:

- juntas do tipo *flush* para reduzir o diâmetro externo;
- transições suaves no interior das conexões para reduzir a turbulência dos fluidos;
- roscas projetadas para montagem mais rápida e com menor tendência de “*cross thread*” ou enroscamento cruzado;
- múltiplos selos metal-metal para maior resistência a pressões internas e externas;
- múltiplos “ombros de torque” para maior resistência à torção e à perda de carga de aperto da conexão;
- anéis de vedação resilientes para formar selos secundários;
- alta resistência à compressão para aplicações em situações especiais;
- alterações no perfil das roscas ou nas dimensões das luvas para reduzir a concentração de tensão e aumentar a vida em fadiga.

Na próxima seção serão apresentadas várias características geométricas das conexões API e as principais alterações utilizadas em conexões *premium*. As informações disponíveis na literatura sobre fadiga em conexões rosqueadas de tubos OCTG serão apresentadas em tópico posterior.

3.3.2. Detalhes geométricos de conexões OCTG

Na Figura 3.9 pode-se observar o comportamento de uma conexão API LC (*Long Round*) em função das cargas em campo: durante a aplicação do torque na montagem (A), com tensão adicional (B) e com tensão adicional mais pressão externa (C). O principal objetivo dos projetistas é reduzir a concentração de tensão e a deformação plástica localizada, de modo a melhorar o desempenho^[13].

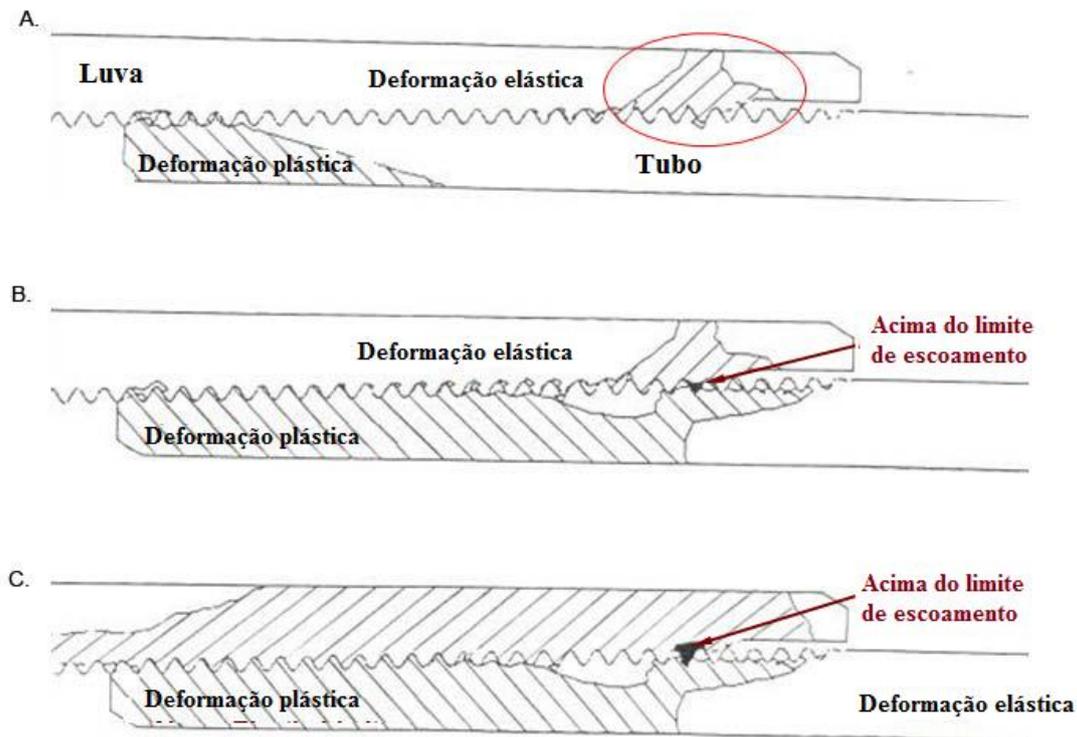


Figura 3.9 - Deformação em função do carregamento de conexão do tipo API LC (Redonda Longa). A – durante a montagem com o torque aplicado, B – com tensão adicional e C – com tensão adicional e pressão externa. Adaptado^[16].

Para garantir selagem adequada e evitar a perda de carga de aperto devido às vibrações, as conexões rosqueadas geralmente são montadas com aplicação de pré-carga. Por esta razão, as conexões de tubos OCTG possuem um formato cônico, de modo a armazenar parte da energia aplicada durante a sua montagem. O torque de montagem, chamado de *make up* torque, varia para cada tipo e dimensão de conexão e seus valores devem ser controlados em campo. Conexões *premium* geralmente possuem uma região extra para armazenar torque, chamada de “ombro de torque”.

As principais conexões *premium* apresentam detalhes semelhantes do ponto de vista de geometria e as principais áreas de interesse são: a região das roscas, o “ombro de torque” e o selo metal-metal, como mostrado na Figura 3.10.

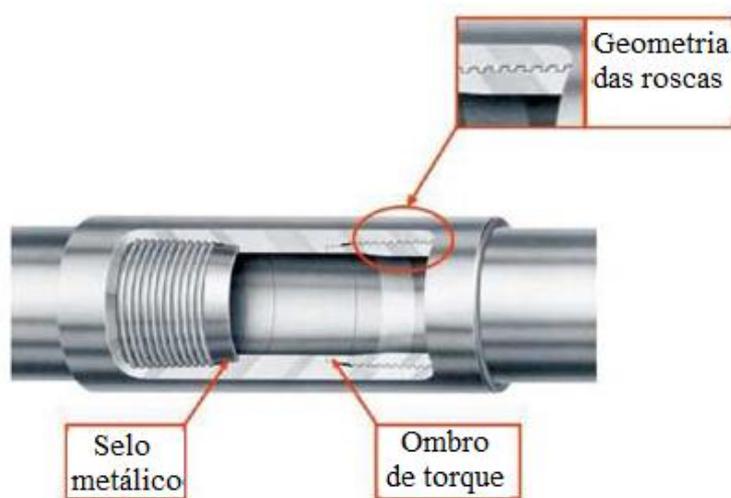


Figura 3.10 – Representação esquemática geral de uma conexão *premium* indicando as três principais regiões de interesse: roscas, ombro de torque e selo metálico. Adaptado^[17].

a) Tipos de roscas

As roscas das conexões *premium* não precisam exercer a função de selo, portanto podem ser projetadas para maximizar a integridade estrutural. Por essa razão, perfis do tipo *API Buttress* ou modificações do tipo *Hooked* com ângulo de flanco negativo são geralmente utilizadas, como mostrado na Figura 3.11^[13].

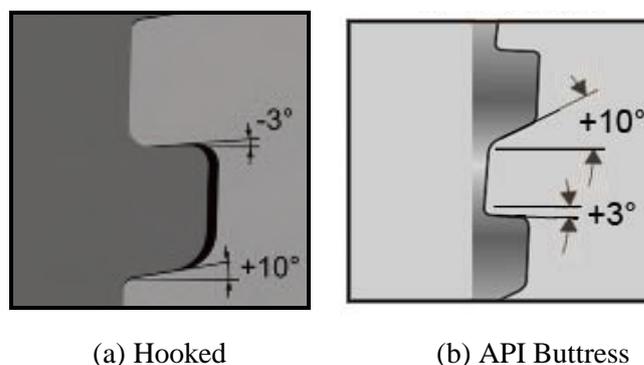


Figura 3.11 – Perfis de roscas do tipo *Hooked* (conexão VAM TOP[®]) e *API Buttress*^[11,17].

O uso de flanco negativo, ou perfil *Hooked*, sobrepõem-se ao tipo *Buttress*, principalmente devido à capacidade de suprimir a separação radial entre a luva e o tubo durante a aplicação de cargas trativas, fenômeno chamado de *jump-out* que pode ser observado na Figura 3.12^[18].

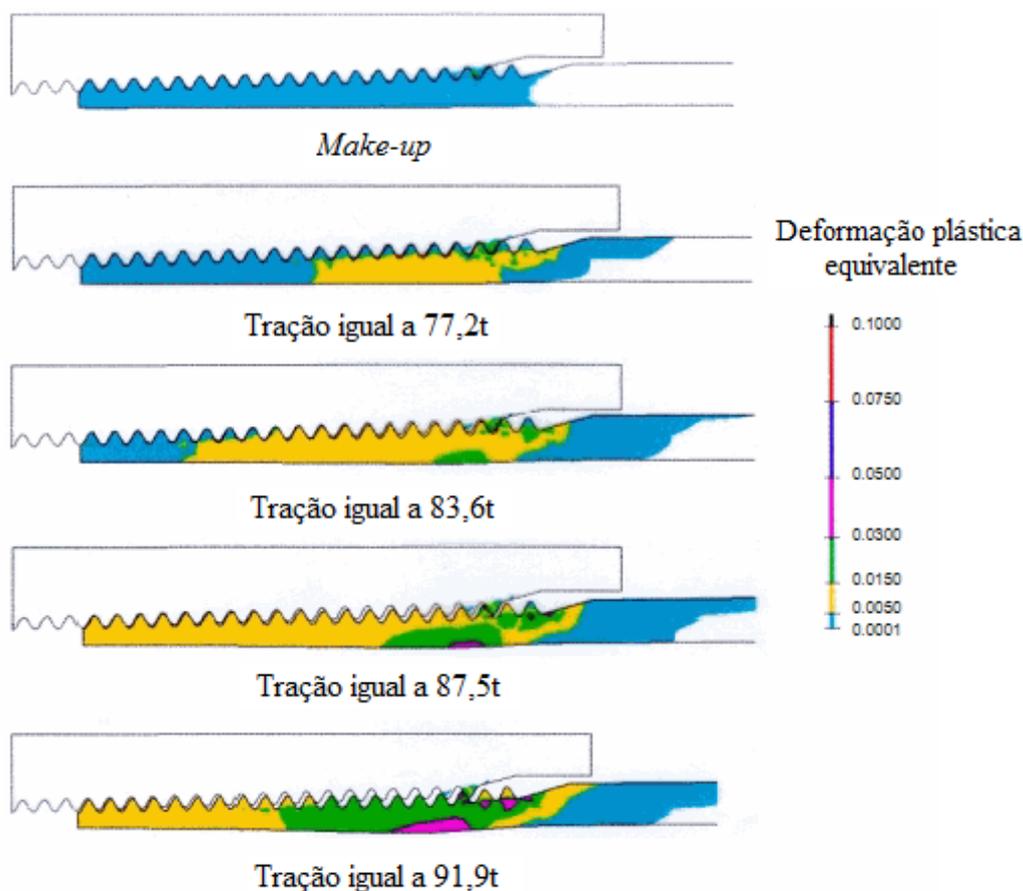


Figura 3.12 – “Jump-Out” de uma conexão do tipo API “Redonda” submetida a carregamento trativo. Simulações por Método dos Elementos Finitos. Adaptado^[18].

Em conexões convencionais API há uma concentração de tensão nos filetes extremos das roscas^[10,12,13,16,18,19]. Para minimizar o problema e obter uma distribuição de tensão mais favorável, Yamamoto et al.^[19] utilizaram simulações por Método dos Elementos Finitos (MEF) e sugeriram uma modificação da rosca API *Buttress* na luva. Pode-se observar na Figura 3.13 que há três diferentes passos (passo é a distância entre os filetes das roscas) no perfil de rosca da luva, enquanto o tubo permanece com o padrão. A região 1, indicada na Figura 3.13, segue o padrão API *Buttress* e as regiões 2 e 3 possuem passos menores e maiores que o padrão, respectivamente.

O objetivo da alteração nos passos, segundo os autores^[19], é de controlar a folga entre os flancos de carga nas roscas do tubo e da luva, de modo a distribuir as tensões entre os filetes centrais e reduzir o valor máximo, como mostrado na Figura 3.14.

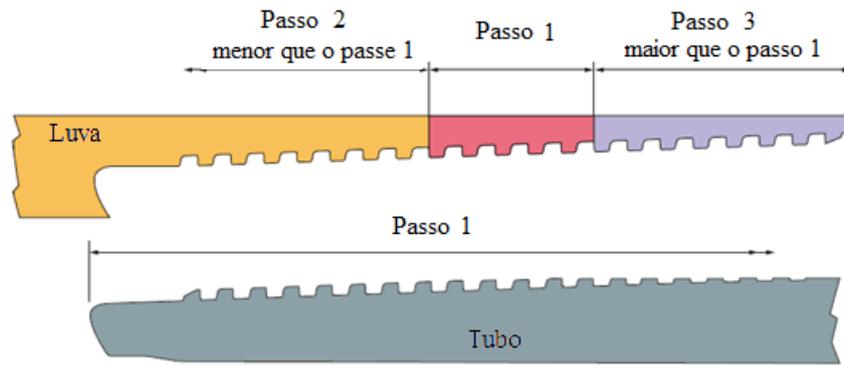


Figura 3.13 – Conexão *premium* FOX® com o detalhe das alterações de passo na rosca da luva. Região 1 – O padrão API *Buttress* distribui a maior parte das tensões devido a carregamento de tração. Região 2 – Passo menor que o padrão, a folga entre os flancos de carga é reduzida com a aplicação do torque de montagem. Região 3 – Passo maior que o padrão, a folga entre os flancos de carga é reduzida com o carregamento em tração. Adaptado^[19].

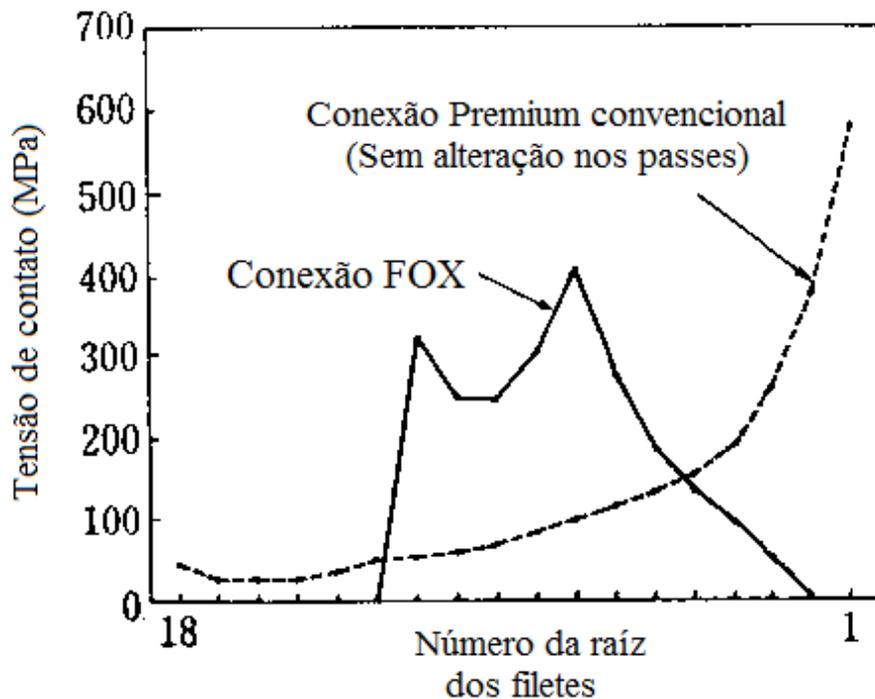


Figura 3.14 – Resultados de simulação por MEF mostrando a redução da concentração de tensão nos filetes extremos da conexão “FOX®” em comparação a outra *premium*. Adaptado^[19].

b) “Ombro de torque”

As roscas cônicas têm a capacidade de reter certa quantidade de torque durante o aperto, mas os valores alcançados não são suficientes para as perfurações em grandes profundidades e grandes temperaturas. A aplicação de um “ombro de torque” permite armazenar maior quantidade de energia e aumentar a integridade estrutural nesses casos^[10,12,13].

Na Figura 3.15 podem ser observados os dois tipos de “ombro de torque” utilizados nas conexões do tipo rosca-luva: (i) tubo-tubo, o contato entre as superfícies dos tubos armazena parte da energia de aperto e (ii) a adição de uma superfície para armazenamento de torque tubo-luva^[12,13].

O uso de um “ombro de torque” na luva (tubo-luva) permite a transferência de energia e torque para uma superfície de selagem do tipo metal-metal próximo, o que resulta em maior capacidade de manter a pressão de contato no selo e, em consequência, maior eficiência^[13].

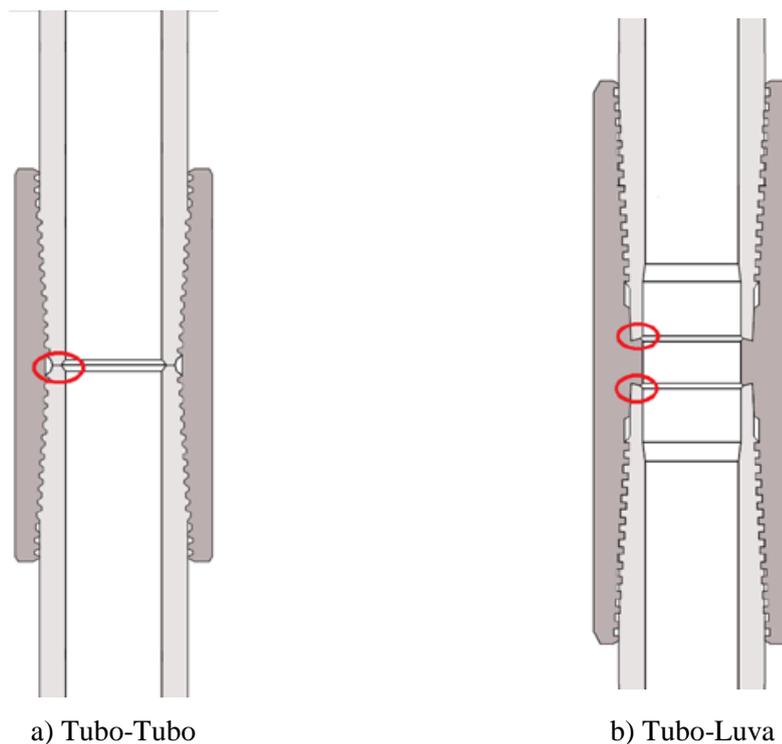


Figura 3.15 – Tipos de ombro de torque utilizados em conexões do tipo rosca e luva^[13].

c) Selo metal-metal

Conexões do tipo *premium* possuem uma região específica de selagem, portanto as roscas possuem apenas função estrutural. Geralmente o selo metal-metal é posicionado próximo ao “ombro de torque” para garantir o contato das superfícies em condições extremas de uso^[19].

Diferente de selos poliméricos, como anéis de Teflon[®], os selos metálicos são mais confiáveis e capazes de manter a vedação para gases, mesmo quando submetidos a altas pressões e temperaturas. Atenção especial deve ser dada ao acabamento superficial das faces que formam o selo e deve-se levar em conta o risco de danos durante a montagem das

conexões^[13]. Na Figura 3.16 pode-se observar a região de selagem em uma conexão *Premium* VAM[®]^[17].

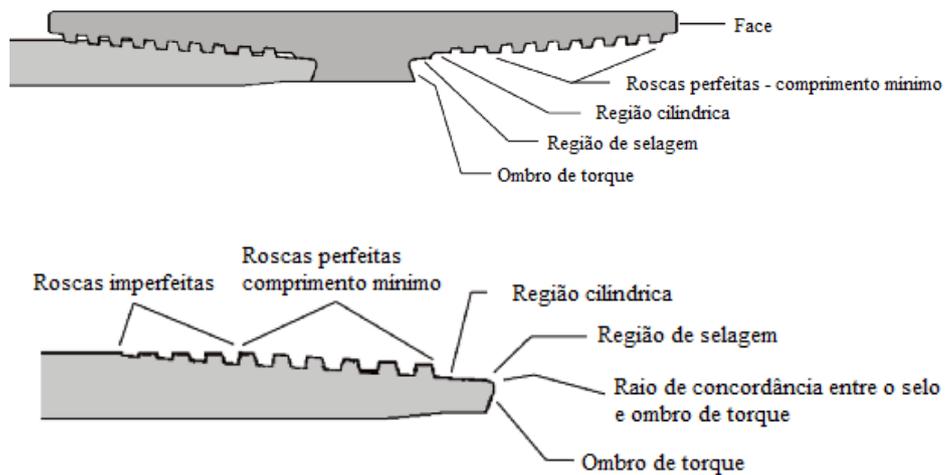


Figura 3.16 – Componentes de uma conexão do tipo rosca-luva *premium*. Em detalhe a região do ombro de torque e o selo metal-metal. Adaptado^[17].

Apesar de apresentar um bom desempenho, selos metálicos são muito sensíveis a distorções e danos durante o manuseio e montagem, com conseqüente possibilidade de vazamentos^[13]. Alterações de projeto como proposto na conexão VAM 21[®], Figura 3.17, proporcionam maior proteção à região do selo^[20].

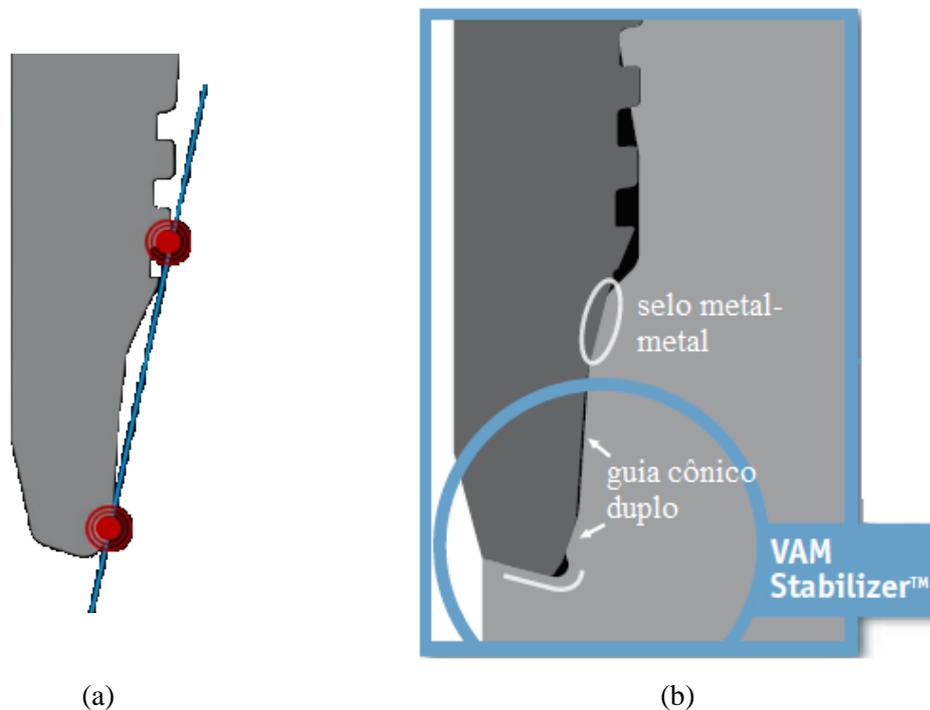


Figura 3.17 – Sistema de proteção do selo metálico da conexão VAM 21[®]. Em (a) observa-se que o selo metálico posicionado após a última rosca não é danificado durante o manuseio. Em (b) a conexão montada com o selo próximo ao “ombro de torque”. Adaptado^[20].

3.4. Fadiga e Integridade Estrutural em Conexões do Tipo Rosca-Luva OCTG

A presença de cargas dinâmicas nas conexões de tubos do tipo OCTG pode originar falhas e fraturas por fadiga. Colunas de perfuração (*drill strings*) estão sujeitas a vibrações devido à rotação (torque) e à flexão em perfurações direcionais, sendo os danos por fadiga a maior causa de falhas em tubos de perfuração^[10,21]. As cargas dinâmicas são transmitidas para a cabeça do poço, colunas de produção (*tubing*) e revestimento (*casing*), sendo as conexões e as eventuais soldas, os pontos críticos para danos por fadiga^[21]. Outras fontes de cargas dinâmicas nos equipamentos de poços são os ventos, correntes marítimas, variação de marés e a formação de turbulência (*vortex-induced vibrations*) em função do escoamento de líquidos^[10,21]. Há autores que consideram ainda a presença de cargas dinâmicas em colunas de revestimento devido às variações na temperatura (fadiga térmica)^[22].

O conhecimento dos fenômenos relacionados ao desempenho sob carregamento cíclico, sobretudo das conexões, é fundamental para aumentar a vida em fadiga de todos os produtos tubulares utilizados na exploração e extração de petróleo. Tal esforço torna-se premente com a perfuração de poços em profundidades cada vez maiores, temperaturas elevadas e em ambientes mais complexos, como o pré-sal brasileiro^[23].

Não há muitas informações na literatura sobre fadiga e integridade estrutural de conexões rosqueadas de tubos OCTG. Uma revisão do material disponível é apresentada a seguir, com destaque a propostas de alterações geométricas e simulação por MEF.

3.4.1. Estudos de fadiga em conexões rosqueadas OCTG

A combinação de torque durante a montagem das conexões com cargas externas, como pressão, tensões trativas devido ao peso e, eventualmente, flexão, juntamente com a geometria das conexões rosqueadas, origina um complexo estado de tensões multiaxial. Os filetes das roscas funcionam como concentradores de tensão, sendo pontos críticos para nucleação de trincas por fadiga e deformações plásticas^[10,22].

É consenso na literatura que as conexões do tipo tubo e luva padrão API apresentam grande concentração de tensão nos pontos extremos das roscas encaixadas (*last engaged threads*). Wittenberghe^[10] realizou modelagem por MEF de uma conexão rosqueada *Line Pipe* API de 4", utilizando um modelo 2D com simetria axial. Os resultados apresentados na Figura 3.18 indicam a grande concentração de tensão na raiz do último filete do tubo encaixado na luva.

Somente a aplicação de torque de montagem (*make up torque*) já conduz a um estado complexo de tensão na conexão (Figura 3.18 (a)). A aplicação de carga trativa externa, além do torque de montagem, também foi simulada pelo autor, Figura 3.18 (b). Os dados do modelo numérico foram validados utilizando medidas por meio de extensômetros em um modelo físico submetido a torque de montagem.

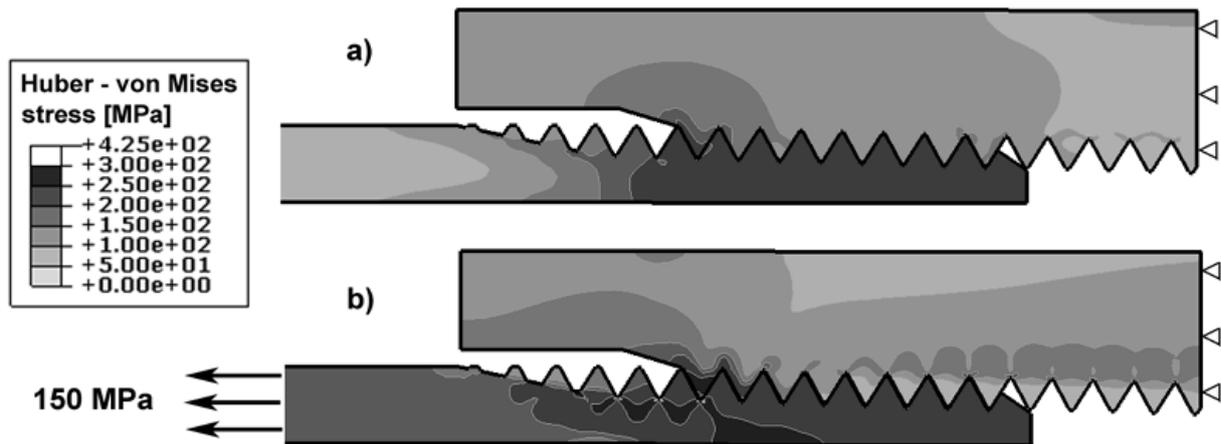
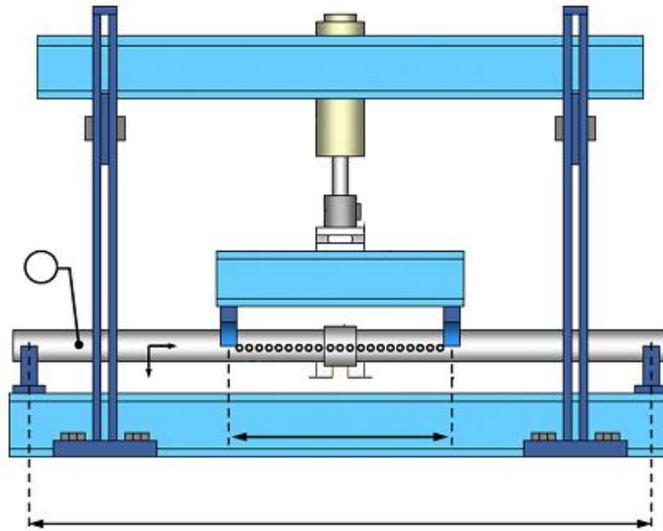


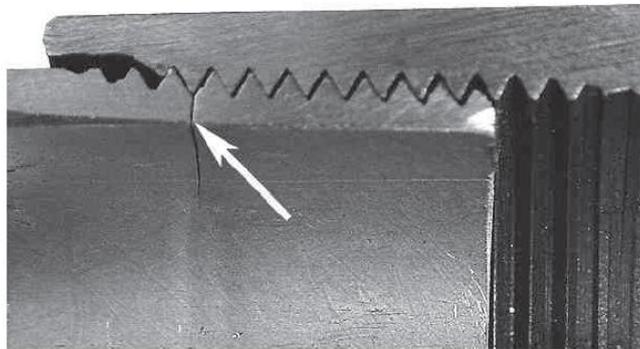
Figura 3.18 – Resultados de simulação numérica de conexão *Line Pipe* API de 4" submetida a torque de montagem (a) e a torque de montagem mais tensão de 150MPa (b)^[10].

Em outro trabalho, Wittenberghe et al.^[24] desenvolveram uma montagem para realizar ensaios de fadiga em conexões a partir de aplicação de cargas de flexão em segmentos de tubos unidos por luvas (Figura 3.19 (a)). Na Figura 3.19 (b) é possível observar a presença de trinca por fadiga exatamente na região de maior concentração de tensão prevista nos modelos numéricos. Os ensaios foram realizados em conexão do tipo rosca-luva em tubo de condução (*Line pipe*) API de 1" sob flexão em 4 pontos.

A grande concentração de tensão no último filete encaixado é atribuída à maior rigidez da luva em relação ao tubo^[25,26]. Isto pode ser observado na Figura 3.20, na qual a luva possui maior espessura de parede que o tubo. Desta forma, durante a aplicação de tensões trativas na conexão, a deformação elástica da luva é menor que a do tubo, originando a grande concentração de tensão.



(a)

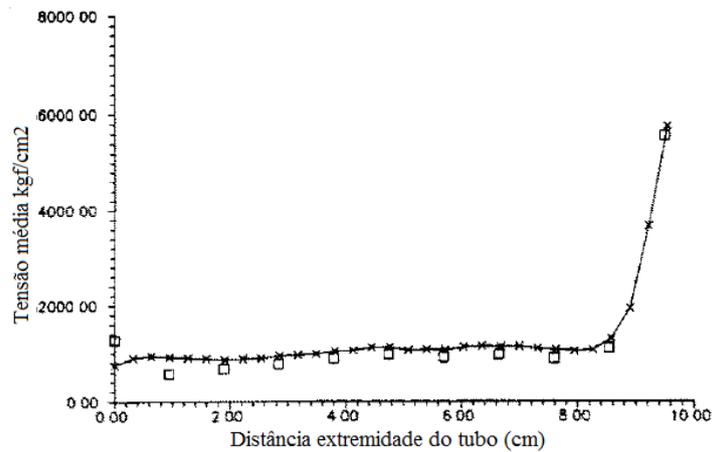


(b) 1" API line pipe

Figura 3.19 – Montagem para simulação ensaios de fadiga em conexões rosca-luva de tubos OCTG (a); Trinca por fadiga iniciada no último filete encaixado do tubo (b). Adaptado^[24].



(a)



(b)

Figura 3.20 - Simulação por MEF de conexão API Round. (a) Deformação plástica no tubo devido à aplicação de torque de montagem e tensão trativa e, em (b), distribuição de tensão nos filetes das roscas indicando grande concentração de tensão no último filete encaixado. Adaptado^[26].

A partir dos anos 60 do século passado, a preocupação em desenvolver conexões mais resistentes à aplicação de cargas dinâmicas cresceu entre as principais empresas fornecedoras de conexões *premium*^[10]. Todos os projetos de conexões resistentes à fadiga procuram reduzir a concentração de tensão no último filete encaixado. Os detalhes sobre o desempenho de conexões modificadas raramente são publicados na literatura, principalmente por serem relativos a desenvolvimento de empresas protegido por patentes e com grande interesse comercial. No entanto, as patentes são documentos públicos e uma revisão permite observar as tendências de desenvolvimento de conexões rosca-luva mais resistentes à fadiga. Na próxima seção é apresentada uma visão geral das patentes sobre o tema, baseado no trabalho de Wittenberghe^[10] e complementado com outras fontes.

3.4.2. Revisão de patentes de conexões resistentes à fadiga

As patentes disponíveis permitem observar duas tendências de projeto para a redução da concentração de tensão nas conexões; primeiro uma mudança na geometria da luva de modo a obter uma distribuição de tensão mais uniforme; segundo é a alteração no perfil das roscas também com o objetivo de promover uma distribuição de tensão mais uniforme^[10,25].

Em 1961, Bodine^[27] inventou uma nova conexão do tipo rosca-luva para aplicação em coluna do tipo *tubing* para bombeamento. Nesta aplicação, tensões flutuantes apareciam nos tubos em decorrência do bombeamento e trincas por fadiga surgiam na região de grande concentração de tensão (*Last Engaged Thread*). A proposta da invenção era modificar a geometria da luva de modo a obter uma distribuição de tensão mais uniforme. Observa-se na Figura 3.21 que Bodine propôs uma redução da espessura da luva na região próxima ao último filete encaixado. Tal alteração reduziria localmente a rigidez da luva e facilitaria a deformação elástica com distribuição de tensão entre as roscas seguintes^[25].

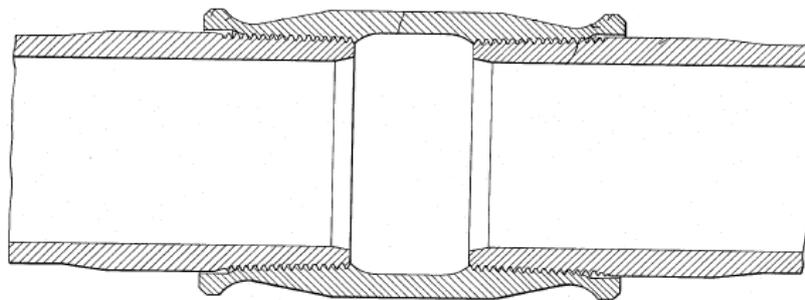


Figura 3.21 – Conexão para *Tubing* proposta por Bodine. A redução localizada da espessura da luva promoveria distribuição de tensão mais uniforme com conseqüente aumento na vida em fadiga^[27].

De Lange e Evans^[28] propuseram uma conexão com maior resistência à fadiga para tubulares OCTG. A luva da conexão possui alterações que evitam a concentração de tensão no último filete do tubo. O comprimento da região com roscas da luva é maior que o correspondente no tubo, de modo que todos os filetes do tubo fiquem mais bem encaixados na montagem da conexão. Outra modificação na luva é a usinagem de um bisel^(*) cônico para reduzir o seu diâmetro externo e a rigidez nas extremidades^[25], como pode ser observado na Figura 3.22.

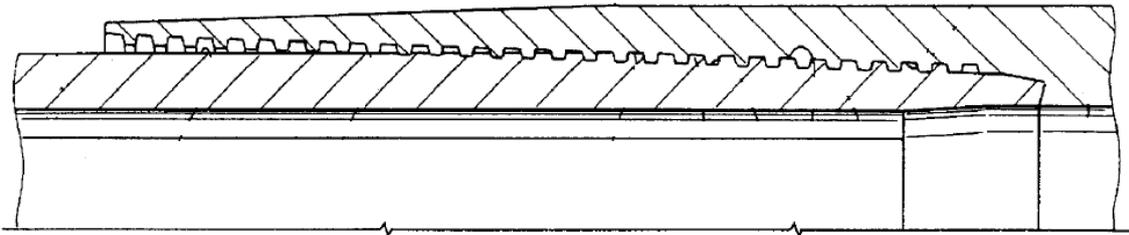


Figura 3.22 – Representação esquemática de conexão para tubulares resistente à fadiga. Observa-se que o comprimento da região com roscas da luva é maior que a correspondente no tubo. Outra alteração proposta é a redução gradual do diâmetro externo da luva para reduzir sua rigidez^[28].

A proposta de De Lange e Evans deu origem a uma grande região chamada de “*thread run out*”, ou filetes do tubo e luva parcialmente encaixados. Uma patente de 2004^[29] também possui esta característica, além de uma usinagem externa na luva semelhante àquela proposta originalmente por Bodine, como mostrado na Figura 3.23. Esta conexão está disponível comercialmente sob o nome de VAM TOP FE[®]^[25,30].



(a) Representação de conexão resistente à fadiga patenteada por Verdillon



(b) Produto comercial VAM TOP FE[®] desenvolvido a partir da patente de Verdillon

Figura 3.23 – Patente de Verdillon para conexão resistente à fadiga. Observa-se a redução do diâmetro externo da luva em (a) e a grande região de “*thread run out*” no detalhe mostrado em (b). Adaptado^[29,30].

(*) Bisel = Corte ou chanfro.

Outra forma de aperfeiçoar as conexões para melhor desempenho é a alteração do perfil das roscas de modo a reduzir a concentração de tensão na raiz dos filetes. Adicionalmente, o ângulo de conicidade das roscas, o passo, interferências e tolerâncias podem ser modificados na região das roscas encaixadas para modificar a distribuição de tensão. Uma vez que tais modificações geralmente resultam em formas complexas que requerem tolerâncias muito finas de usinagem, alterações locais nas roscas são um meio menos robusto para aumentar a vida em fadiga de conexões rosca-luva^[10,25].

Apesar do exposto no parágrafo anterior, várias patentes com modificações locais nas roscas existem^[25]. O perfil mostrado na Figura 3.24 (a) foi desenvolvido por Saunders et al.^[31] e é formado por uma modificação em roscas do tipo redonda. Uma das alterações em relação à forma de rosca API é o maior raio de concordância na raiz do filete para reduzir o fator de concentração de tensão. Adicionalmente, a conicidade das roscas do tubo é ligeiramente menor em relação à luva, o que resulta em mudança artificial do passo e uma interferência radial que melhoraria a distribuição de tensões^[25,31].

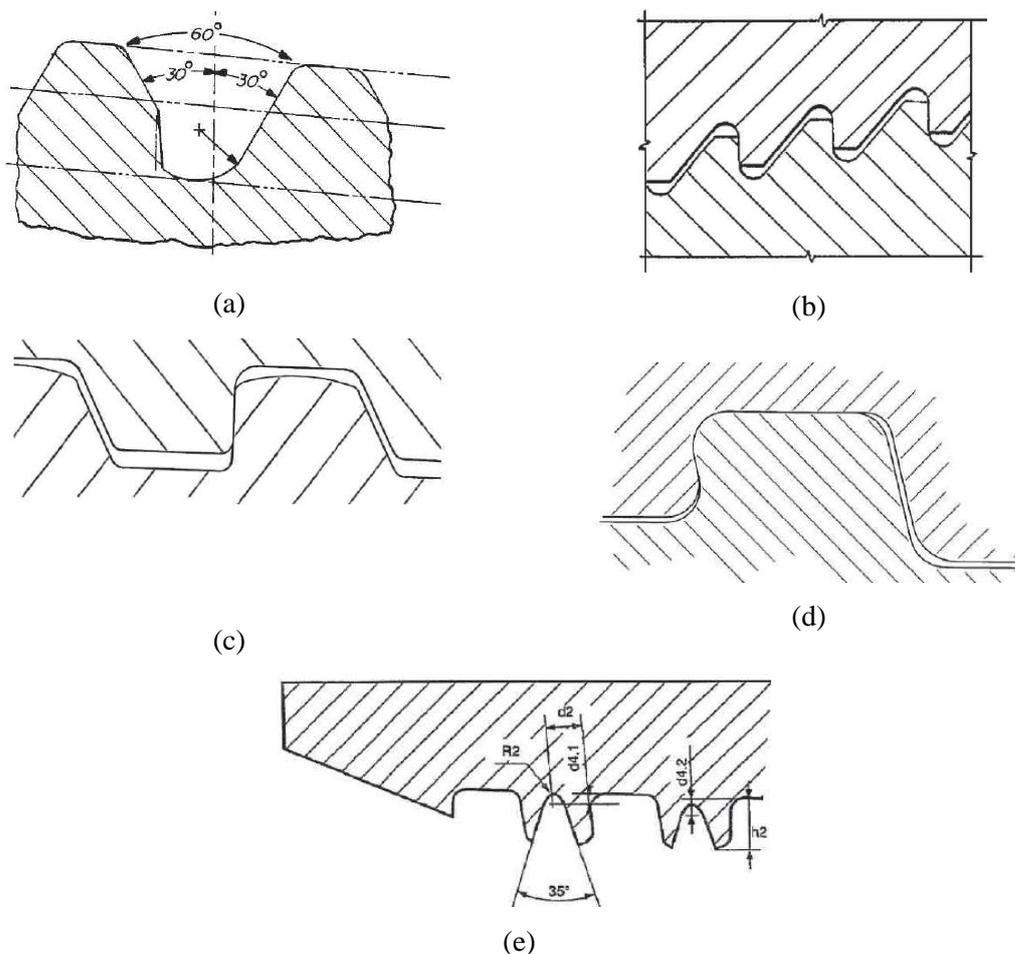


Figura 3.24 – Exemplos de roscas patenteadas visando aumentar vida em fadiga: (a) Patente de Saunders et al.^[31]; (b) Gunderson et al.^[32]; (c) De Lange et al.^[33]; (d) Olivier^[34]; (e) Noel e Russie^[35].

Gunderson et al.^[32] e De Lange et al.^[33] propuseram uma modificação no perfil das roscas API *Buttress* para maior resistência à fadiga em aplicações como colunas de perfuração (Figura 3.24 (b) e (c)). As duas propostas usam um flanco de carga com ângulo igual a zero e maior raio de concordância na raiz das roscas. Um flanco de carga com ângulo igual a zero minimiza o surgimento de forças radiais na conexão quando submetida a cargas axiais, efeito que poderia separar a luva do tubo (*jump-out*)^[10].

Deve-se mencionar que também existem muitos perfis API *Buttress* modificados com ângulo de carga negativo. Um exemplo é o perfil proposto por Olivier^[34] e mostrado na Figura 3.24 (d). O ângulo de carga negativo impede a separação entre os filetes e, neste caso, segundo o autor, possui maior resistência à fadiga devido ao grande raio de concordância na raiz das roscas^[10].

Noel e Russie^[35] desenvolveram mais uma modificação no perfil de roscas API *Buttress*. Mas ao invés de aumentar o raio de concordância, os autores sugerem que uma parte das roscas tenha um chanfro usinado na crista dos filetes, como pode ser visto na Figura 3.24 (e). Tal chanfro é usinado apenas nos filetes da extremidade da luva e nos iniciais do tubo. Como consequência, ter-se-ia a redução da rigidez das roscas e uma melhor distribuição de tensão entre os filetes centrais. Porém, um chanfro extra em alguns filetes poderia dificultar a inspeção e eventuais reparos^[10].

3.5. Simulação por MEF de Conexões Rosqueadas OCTG

O desenvolvimento e a qualificação de conexões, novos produtos ou novas aplicações, requerem testes para cada combinação possível de dimensões, tipo de material e tipo de conexão. Uma vez que este processo é muito caro e demorado, simulações por MEF são aceitas e usadas como uma alternativa parcial aos testes em laboratório, sendo, portanto, uma rotina nas empresas que desenvolvem novas conexões^[18,19,26].

Os modelos numéricos geralmente são construídos em duas dimensões (2D) e com simetria axial, esta simplificação reduz muito o custo computacional para as simulações, além disso, modelos em três dimensões que envolvem geometrias complexas, plasticidade e grandes áreas de contatos com atrito, como no caso de conexões, requerem muito tempo de simulação. Os resultados obtidos em modelos 2D têm apresentado excelente correlação com dados experimentais e medidas obtidas por extensometria em modelos físicos ou mesmo em campo e, por isso, são bem aceitos para simular conexões OCTG^[10,18].

Apesar de mais simples, os modelos em duas dimensões devem possuir três não linearidades: (i) o material deve ser elasto-plástico, pois algumas conexões podem apresentar deformação plástica localizada mesmo durante a aplicação do torque de montagem; (ii) os contatos superficiais entre a luva e o tubo nos filetes das roscas, no “ombro de torque” e nos selos metálicos deve ser do tipo não linear, ou seja, deve levar em consideração o atrito, deslizamentos e a possibilidade de separação durante as simulações; (iii) os modelos devem suportar grandes deslocamentos^[18,26].

Valores de coeficiente de fricção Coulombiano próximos ao real devem ser introduzidos nos modelos numéricos. Wittenberghe^[10] revisou o tema e encontrou valores muito divergentes na literatura para conexões lubrificadas: alguns trabalhos, por exemplo Assaneli et al.^[26], utilizaram coeficiente de fricção igual a 0,02; em medidas experimentais, realizadas em modelos físicos^[36], foram encontrados valores entre 0,06 e 0,09 e um outro trabalho experimental^[37], utilizando uma conexão em tamanho real em ensaio de torção, o resultado obtido foi igual a 0,15. Também em ensaio de torção, Wittenberghe^[10] encontrou valores de μ igual a 0,12 para uma conexão *line pipe* API 4 1/2" com lubrificação.

Para demonstrar a influência do coeficiente de fricção nos resultados da simulação numérica, Wittenberghe^[10] variou os valores de μ entre 0 e 0,16 durante a simulação de uma conexão API 4 1/2" para condução de petróleo (*line pipe*). Os resultados mostraram que o coeficiente de fricção não influenciou na concentração de tensão no último filete, porém, como pode ser observado na Figura 3.25, há grande influência na separação entre os filetes do tubo e da luva. Os valores de separação obtidos nas simulações, para uma tensão de 150MPa, variaram entre 0,03mm e 0,41mm, para $\mu = 0,16$ e $\mu = 0$, respectivamente. Os resultados demonstraram a importância do parâmetro para uma correta interpretação e precisão dos modelos numéricos.

Em ensaios de fadiga, com a aplicação de cargas cíclicas, pode ocorrer o deslizamento das superfícies em contato e o lubrificante pode ser degradado, além disso, fenômenos como corrosão por atrito podem modificar os valores do coeficiente de atrito durante os ensaios^[10].

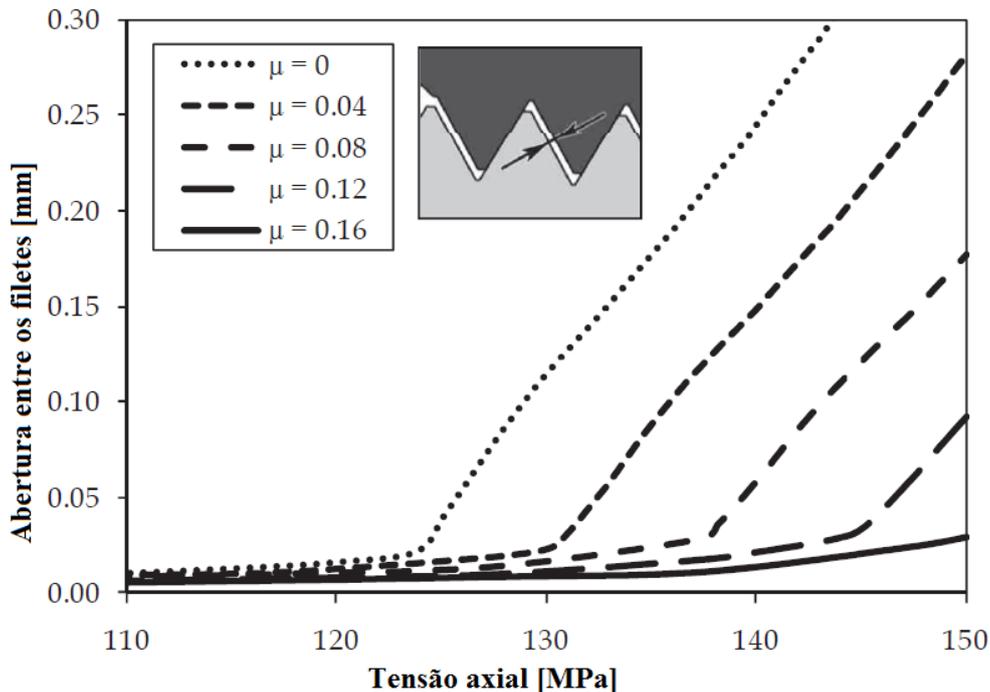


Figura 3.25 – Influência dos valores do coeficiente de fricção (μ) na separação entre os filetes das roscas do tubo e da luva em um modelo numérico de conexão API 4 1/2" para condução de petróleo. Adaptado^[10].

Uma análise comparativa entre conexões API *Short Round* e *Buttress* quando submetidas a carregamento trativo axial foi realizada em simulações por MEF^[38]. Os autores utilizaram uma conexão do tipo *Casing*, aço API 5CT grau P110, 9 5/8" de diâmetro e espessura de parede igual a 11,99mm, para criar modelos em 2D com simetria axial. O objetivo do trabalho foi avaliar a influência do ângulo do flanco de carga na tendência ao *jump-out* da conexão *Buttress*, para isso, utilizaram modelos com +3° (padrão API), +5° e +10°, além disso, compararam as cargas mínimas para ocorrência de falha entre os dois tipos de conexão padrão (*Buttress* e *Short Round*). Na Figura 3.26 é possível observar a influência do ângulo do flanco de carga na tendência à separação tubo-luva (*jump-out*), observa-se que o aumento do ângulo de carga reduz a força necessária para a falha.

Outra conclusão é que a conexão do tipo *Buttress* é muito mais resistente ao *jump-out* que a conexão *Short Round*, pois a força necessária para falha nas conexões padrão foi igual a 594,1t e 342,5t, respectivamente. Os autores não simularam flancos de carga com ângulos negativos, torque de montagem e também não informaram os valores do coeficiente de atrito utilizado^[38].

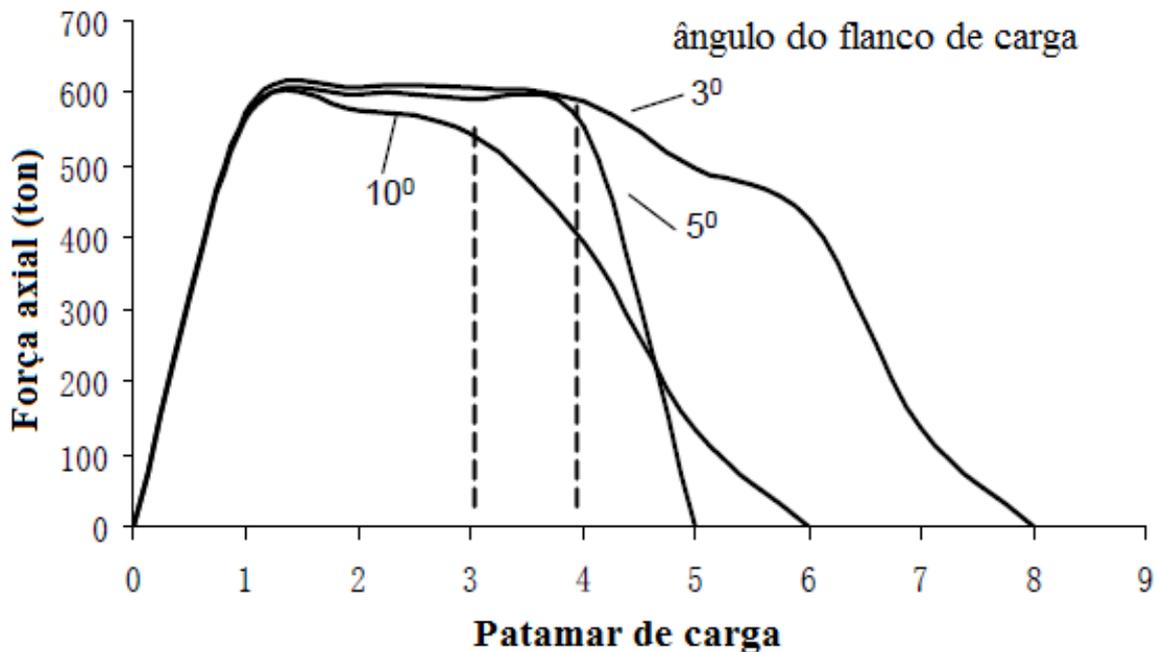


Figura 3.26 – Influência do ângulo de carga na força necessária para provocar falha do tipo *jump-out* em uma conexão API *Buttress* de 9 5/8". Adaptado^[38].

Outro trabalho^[39] que utilizou modelos em duas dimensões e com simetria axial, teve como objetivo investigar as falhas que podem ocorrer por desgaste em conexão de tubos de produção (*tubing*) a partir de conexão API *Long Round* grau J55, diâmetro igual a 2 7/8". Os autores simularam as conexões sob diferentes condições de carregamento: torque de montagem, desmontagem, pressão interna, tração e carregamento cíclico. Os resultados obtidos nos modelos numéricos foram validados por extensometria em campo e em laboratório. Os resultados de simulações na Figura 3.27 mostram como o campo de tensões varia em função do número de voltas durante a aplicação do torque de montagem. Os autores concluíram que a aplicação de maiores valores de torque, mesmo dentro dos limites indicados pela API, tem grande influência no campo de tensões desenvolvido e na deformação plástica localizada durante a montagem da conexão. Os valores de coeficiente de atrito utilizado foram entre 0,016-0,026^[39].

Inc: 60
Time: 2.000e+000

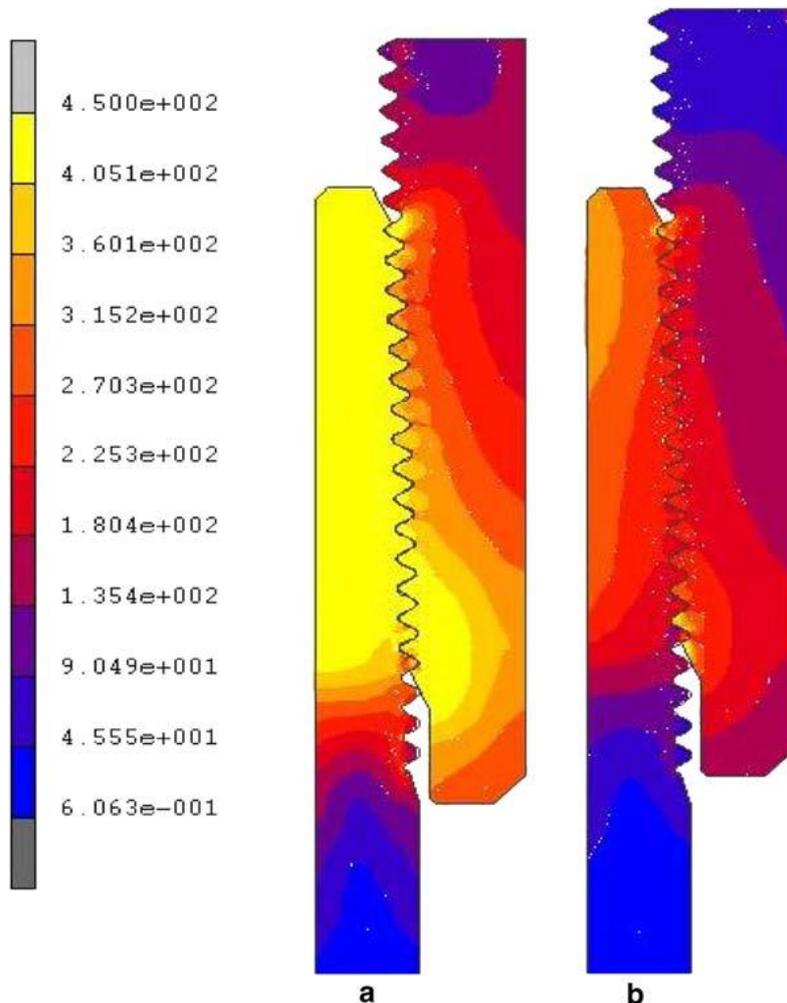


Figura 3.27 – Distribuição de tensão equivalente (von Mises) em conexão *tubing API Long Round*. (a) Duas voltas durante o torque de montagem. (b) Uma volta durante o torque de montagem^[39].

Assaneli e Dvorkin^[26] realizaram simulações por MEF de conexão *premium* do tipo *casing*, grau L80, 7" de diâmetro com roscas do tipo *API Buttress*, além de selo metálico e “ombro de torque”. Os resultados mostrados na Figura 3.28 indicam como o “ombro de torque” é eficiente para aumentar a capacidade do selo metálico: nos casos A e B o torque aplicado não é suficiente para o contato do “ombro de torque” e no caso C, após o contato, os valores de pressão sobre o selo metálico foram significativamente maiores^[26].

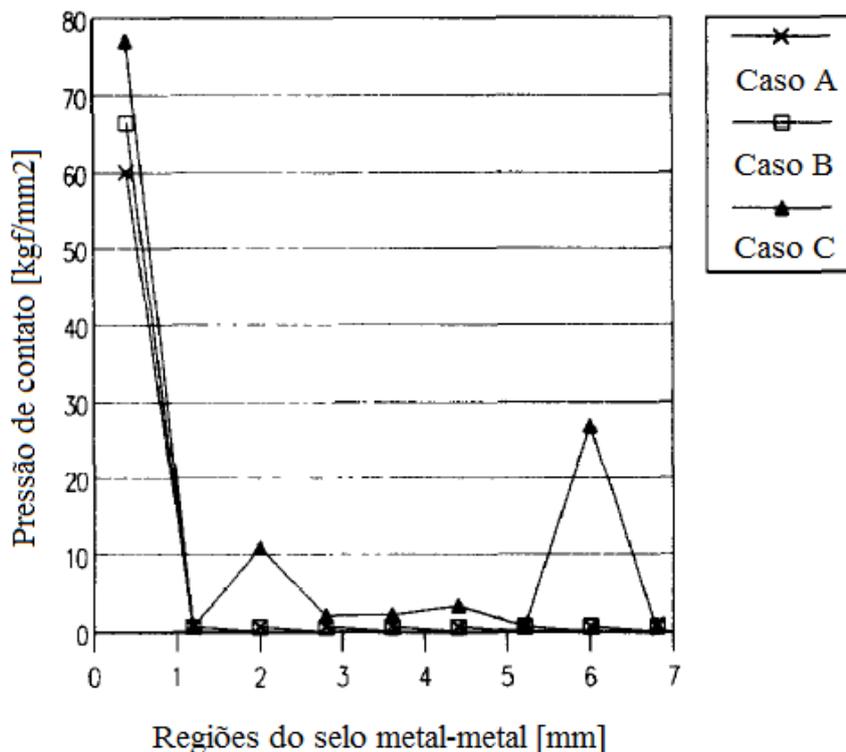


Figura 3.28 – Influência do “ombro de torque” na eficiência do selo metal-metal. Nos casos A e B não há contato no “ombro de torque”, após o aumento do torque e aplicação de pressão nesta região, caso C, os valores de pressão sobre o selo metálico foram significativamente maiores. Adaptado^[26].

Wittenberghe^[10] realizou um estudo paramétrico por MEF visando avaliar a influência de parâmetros geométricos na concentração de tensão no último filete encaixado de conexões rosca-luva. O autor usou uma conexão rosqueada do tipo API *Line pipe* de 4 1/2" de diâmetro como base e propôs as alterações geométricas mostradas na Figura 3.29. As principais conclusões, baseadas nos resultados das simulações foram: (i) a alteração mais eficaz para reduzir a concentração de tensão sobre o último filete foi a redução do comprimento do recesso da luva, Figura 3.30, porém, a tendência de separação entre os filetes das roscas aumentou; (ii) aplicação de chanfro na luva ou redução localizada da espessura resultou em pequena redução da concentração de tensão; (iii) a redução de espessura da luva melhorou a distribuição de tensão entre os filetes, mas também aumentou a separação entre tubo e luva. O valor do coeficiente de atrito utilizado foi igual a 0,12.

O autor não avaliou a influência dos parâmetros geométricos para outros tipos de produtos tubulares ou perfil de roscas, como *casing*, *tubing*, perfis *Buttress* ou *Hooked*^[10].

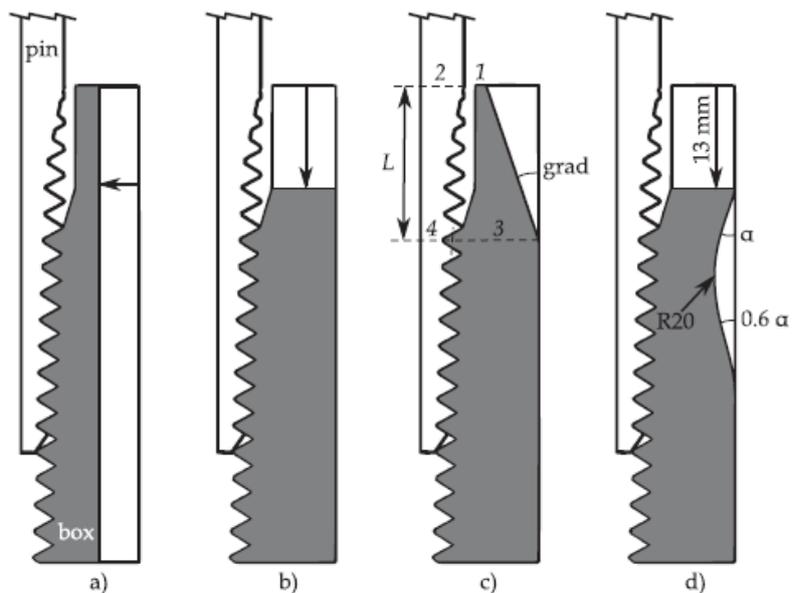


Figura 3.29 – Alterações na geometria de luva de uma conexão API *Line pipe* de 4,5" em estudo paramétrico por MEF. (a) Redução da espessura da luva; (b) Redução do recesso da luva; (c) Usinagem de chanfro no recesso; (d) Redução do recesso da luva e redução de espessura localizada^[10].

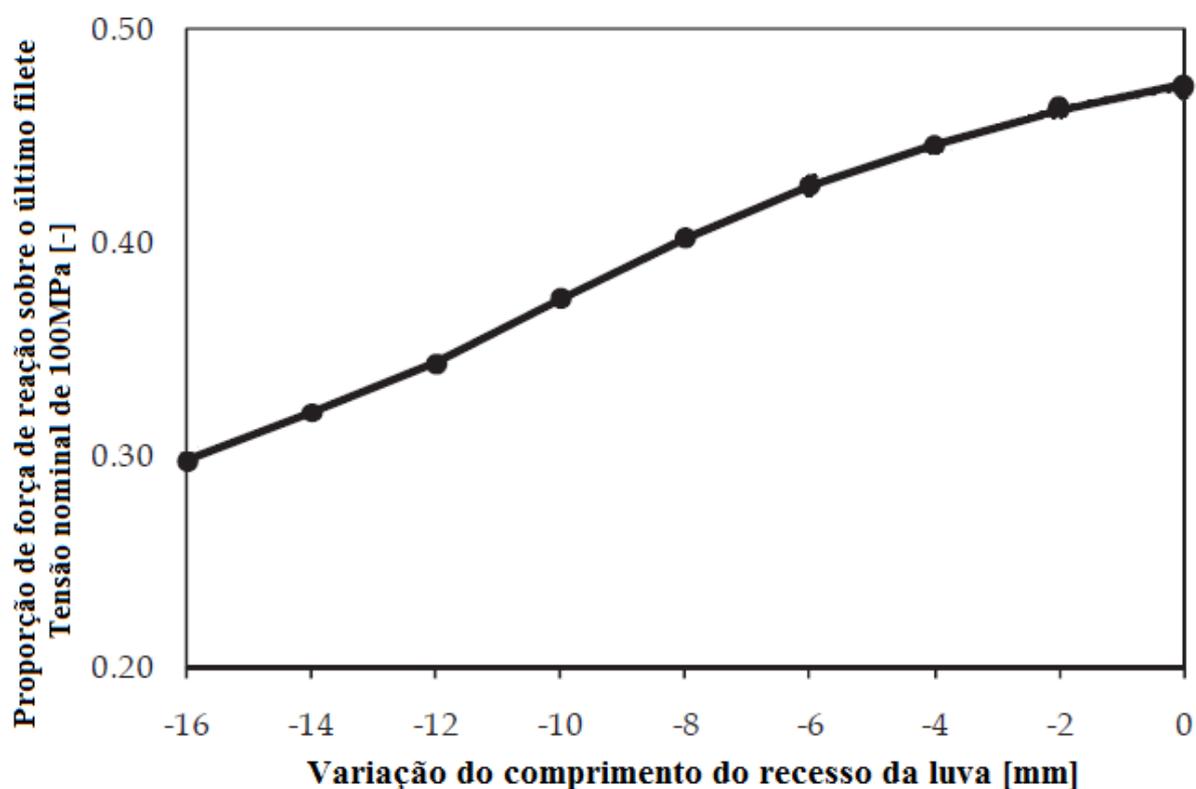


Figura 3.30 – Influência do comprimento do recesso da luva na proporção de carga de contato no último filete encaixado do tubo para tração nominal igual a 100MPa. Adaptado^[10].

3.5.1. Simulação do torque de montagem

Os modelos numéricos em duas dimensões não podem utilizar o giro relativo entre o tubo e a luva para simular os efeitos do torque de montagem. No entanto, os efeitos dessa variável são extremamente importantes nas análises de tensões e deformações das conexões, além de aspectos relacionados à falha, por exemplo, a tendência ao *jump-out*^[12,18,19,26,39].

Para considerar o torque de montagem em modelos bidimensionais, é comum a utilização da teoria do cilindro espesso, como mostrado na Figura 3.31^[40].

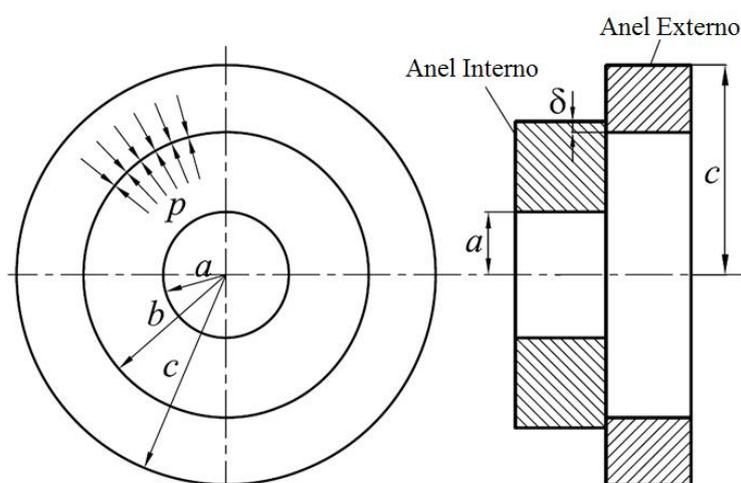


Figura 3.31 – Representação esquemática da teoria do cilindro espesso para considerar o torque de montagem em modelos bidimensionais. Adaptado^[40].

Nesta abordagem teórica, um cilindro interno é introduzido em um cilindro externo de parede espessa, porém, o raio externo do cilindro interno (b) é um pouco maior que o raio interno do cilindro externo, surge então uma interferência δ . Tal situação dá origem a um campo de tensões (p) que pode ser calculado pela solução de Lamé^[40], mesmo em um corte bidimensional do problema, como mostrado na Figura 3.31. Os pacotes de simulação numérica são capazes de resolver problemas de interferência e calcular o campo de tensões gerado em função do valor δ e das propriedades dos materiais utilizados.

Para conexões cônicas, Chen et al.^[40], desenvolveram uma equação para o cálculo da interferência δ , em função do número de voltas (ciclos de aperto a partir da montagem manual) e de elementos geométricos da conexão (conicidade e passo das roscas), o campo de

tensões gerado é equivalente ao torque de montagem e a metodologia foi validada pelos autores. A seguir, apresenta-se o modelo proposto, Figura 3.32 e Equação 3.1.

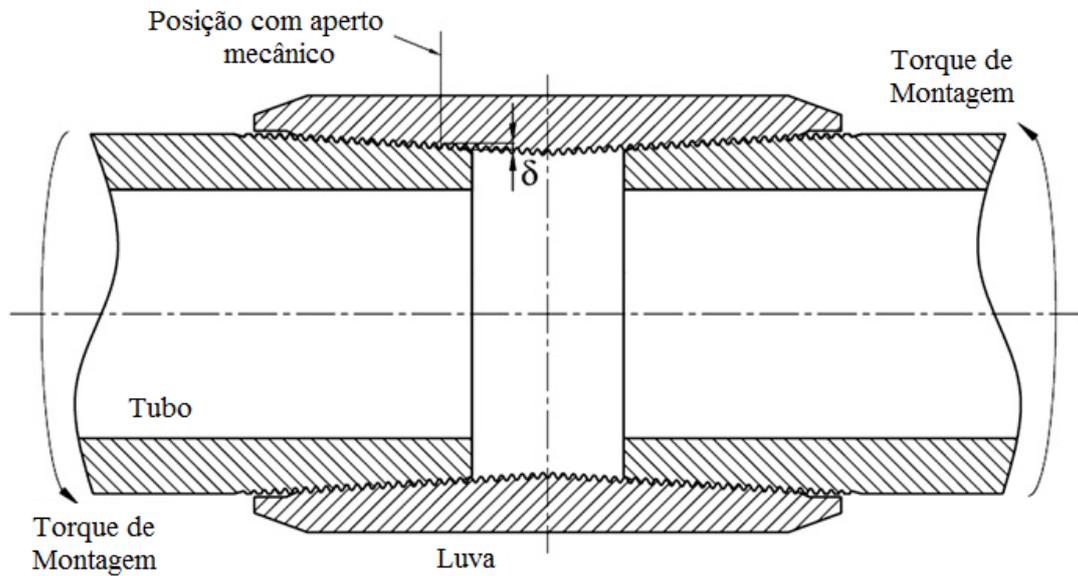


Figura 3.32 – Modelo proposto para o cálculo da interferência δ . A interferência surge entre os filetes do tubo e da luva em conexões cônicas devido ao torque de montagem. Adaptado^[40].

$$\delta(mm) = \frac{NPT}{2} \quad (3.1)$$

Onde:

- δ = interferência inicial;
- N = número de ciclos de aperto a partir da posição de montagem manual;
- P = passo das roscas da conexão em milímetros;
- T = conicidade da conexão em porcentagem.

4. MATERIAIS E MÉTODOS

Neste capítulo serão apresentados os materiais e métodos utilizados para o desenvolvimento do trabalho de modo a atender aos objetivos.

O trabalho se dividiu em três partes: (i) caracterização de um aço sem costura API 5CT, grau P110, utilizado em tubos para revestimento de poços de petróleo; (ii) simulação numérica por MEF de conexões padrão API, a partir dos dados obtidos nos ensaios de caracterização do aço; e (iii) avaliação da influência de parâmetros geométricos no desempenho de conexões modificadas. O diagrama da Figura 4.1 é um resumo das etapas realizadas.

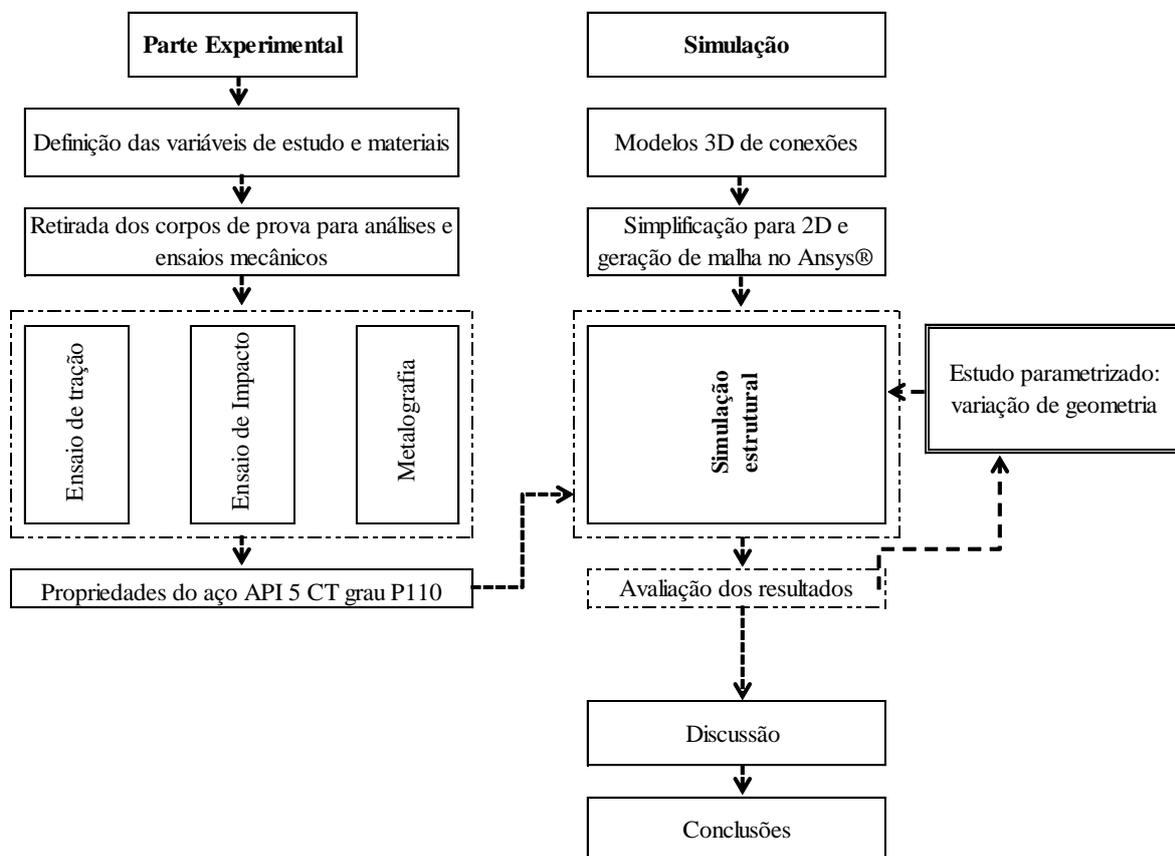


Figura 4.1 – Fluxograma da parte experimental e numérica da dissertação de mestrado.

4.1. Materiais

O estudo foi desenvolvido utilizando-se um aço que atende a Norma API 5CT^[2], grau P110. O material foi fornecido pela Empresa VALLOUREC & SUMITOMO TUBOS DO BRASIL

(VSB). O aço foi fornecido na forma de segmentos de tubos sem costura com diâmetro de 13 3/8", espessura de parede equivalente a 12,19mm e provenientes de uma única corrida.

Na Tabela IV.1 são apresentados os requisitos de composição química definidos pela Norma API 5CT^[2] para o grau P110 e na Tabela IV.2 os requisitos de ensaios de tração e impacto Charpy.

Tabela IV.1 – Requisitos de composição química para o aço API 5CT grau P110. Porcentagem em massa. Adaptado^[2].

Grau	Tipo	C		Mn		Mo		Cr		Ni	Cu	P	S	Si
		Min.	Max.	Min.	Max.	Min.	Max.	Min.	Max.	Max.	Max.	Max.	Max.	Max.
P110	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0,030 ^e	0,030 ^e	-

e - Para tubos produzidos por soldagem, o teor de fósforo deve ser limitado a 0,020% e o de enxofre a 0,010%

Tabela IV.2 – Requisitos de ensaio de tração e impacto Charpy para o aço API 5CT grau P110. Adaptado^[2].

Grau API	Tração				Impacto Charpy
	Limite de Escoamento (MPa)		Mínimo Limite de Resistência (MPa)	Alongamento Mínimo ^a (%)	Mínimo ^b energia absorvida a 0°C (J)
	<u>Alongamento total sob carga (%)</u>	<u>Mínimo</u>	<u>Máximo</u>		
P110	0,6	758	965	862	15

a - Alongamento mínimo para corpos de prova do tipo “fita”, com 38,1mm de largura, 12,19mm de espessura e comprimento útil igual a 50,8mm

b - Charpy transversal para tubo 13 3/8", corpo de prova 3/4 -size (10x7,5x55mm) e parede 12,19mm

4.2. Caracterização Estrutural

A estrutura do aço foi caracterizada conforme os procedimentos descritos a seguir.

4.2.1. Microscopia óptica

Com o intuito de avaliar a microestrutura do material, corpos de prova para análise metalográfica foram extraídos dos tubos.

As amostras foram cortadas e lixadas na sequência 180, 320, 600 e 1500 “mesh”, em etapa seguinte foram polidas em pasta de diamante. Em seguida realizou-se ataque com reagente Nital a 5% para diferenciar os constituintes e revelar os contornos de grão.

As amostras foram analisadas em microscópio óptico automatizado Leica DM 4000 M-1. Imagens com aumentos de 50x até 500x foram obtidas em câmera Leica Microsystems Ltda.

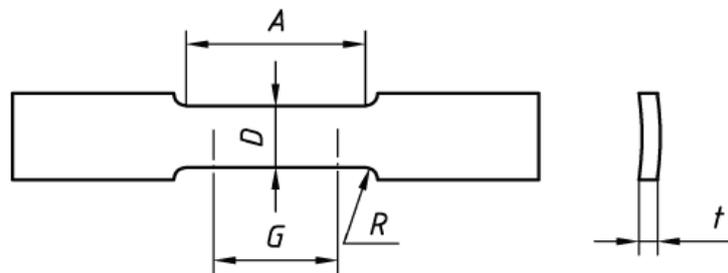
4.3. Ensaios Mecânicos

Os ensaios mecânicos foram realizados para verificar se os materiais atendiam aos requisitos especificados pela Norma API 5CT para o grau P110.

4.3.1. Ensaio de tração

Conhecer as propriedades do material em tração é fundamental para as simulações por MEF.

Os corpos de prova de tração longitudinal foram confeccionados e ensaiados de acordo com as Normas API 5CT (2012)^[2] e ASTM A370 (2012)^[41]. As dimensões dos corpos de prova de seção retangular para tração longitudinal encontram-se na Figura 4.2.



(a)

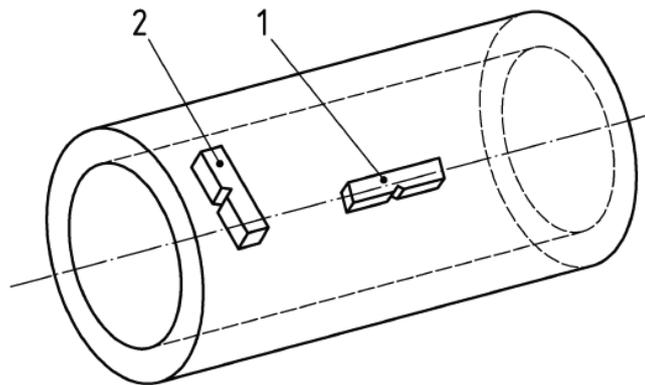
Dimensões (mm)				
G	D	R	A	t
50,8 (± 0,13)	38,1	25,4	57,2	12,19

(b)

Figura 4.2 – (a) Representação esquemática dos corpos de prova para ensaio de tração de seção retangular. (b) Dimensões dos corpos de prova segundo API 5CT^[2].

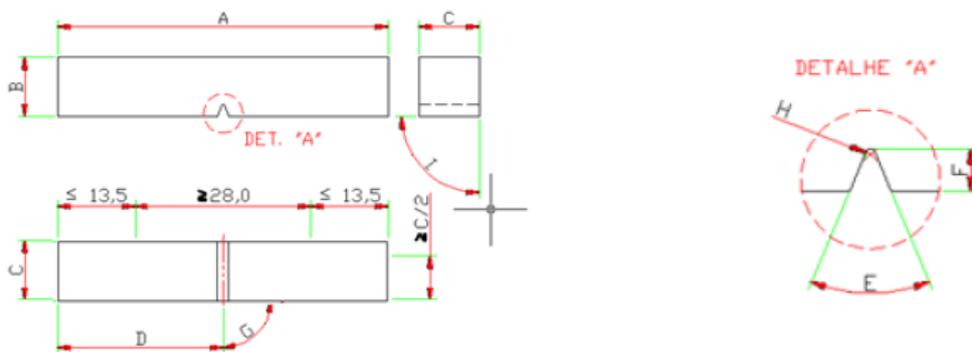
4.3.2. Ensaio de impacto

Os corpos de prova para os ensaios de impacto Charpy foram obtidos no sentido transversal (Figura 4.3) e ensaiados segundo as Normas API 5CT (2012)^[2] e ASTM A370 (2012)^[41] a 0°C. Uma representação esquemática dos corpos de prova e as dimensões são apresentadas nas Figuras 4.3 e 4.4.



- 1 – Corpo de prova longitudinal;
- 2 – Corpo de prova transversal.

Figura 4.3 – Sentidos para retirada de corpos de prova para ensaios de impacto dos produtos tubulares segundo a Norma API 5CT (2012)^[2].



Dimensões (mm)								
A	B	C	D	E	F	G	H	I
55	10	7,5	A/2	45°	2,0	90°	0,25	90°
(± 1,0)	(± 0,025)	(± 0,025)	(± 1,0)	(± 1.000)	(± 0,025)	(± 2.000)	(± 0,025)	(± 0.167)

Figura 4.4 – Representação esquemática das dimensões para o ensaio de impacto Charpy. Adaptado^[41].

4.4. Simulação Computacional

A simulação computacional por MEF foi aplicada para avaliar e comparar o desempenho de conexões padronizadas API do tipo *Short Round* e *Buttress*, com 13 3/8" e aço API 5CT, grau P110. Além disso, a partir de modelos de conexões modificadas, realizou-se um estudo paramétrico para avaliar a influência da geometria das conexões na resistência ao carregamento estático e no fator de concentração de tensão, este último relacionado à fadiga.

4.4.1. Modelos

Os modelos em CAD foram criados no programa de modelagem tridimensional Ansys® Design Modeler®, versão 14.5. De acordo com o exposto na Revisão Bibliográfica (3.5), modelos 2D com simetria em relação ao eixo são suficientes para o tratamento de conexões rosqueadas. Na Figura 4.5 apresenta-se um esquema de uma conexão rosca-luva e a condição de simetria utilizada. Foram modeladas conexões API *Short Round* e API *Buttress*.

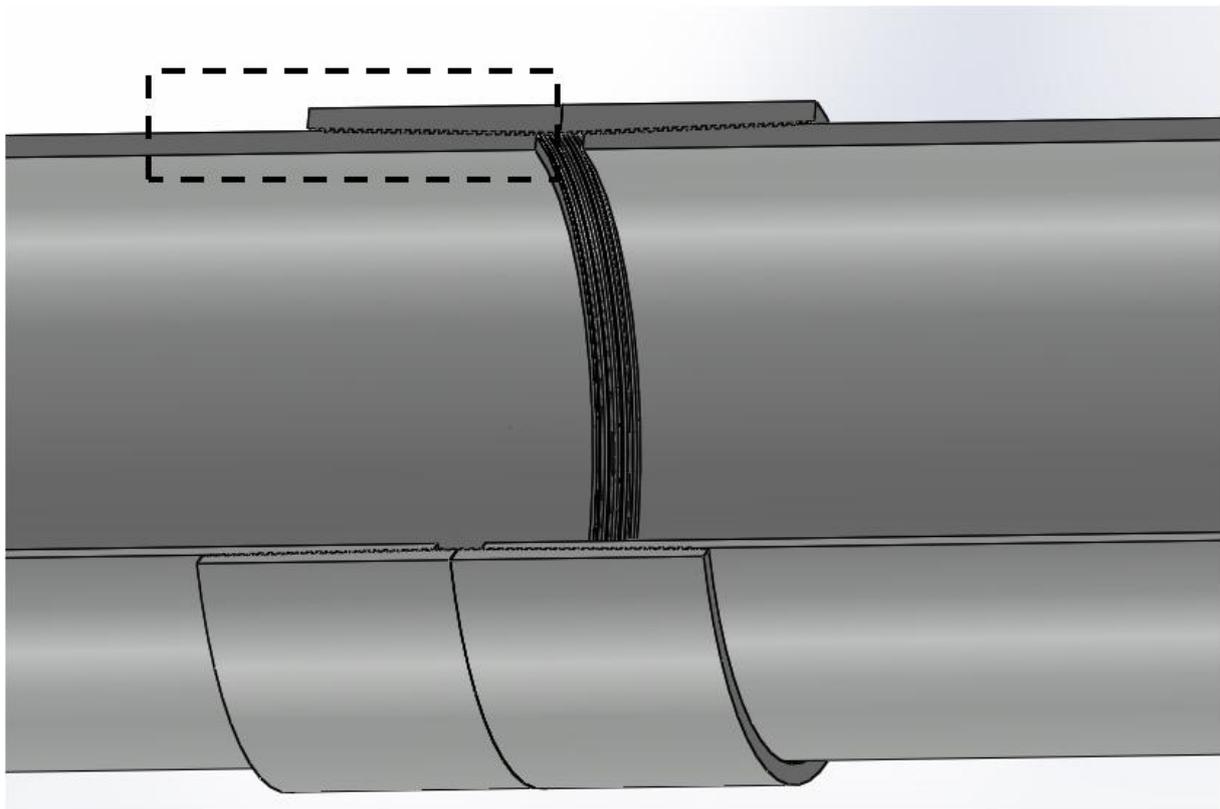


Figura 4.5 – Representação de uma conexão OCTG rosca-luva, em destaque a condição de simetria.

Na Figura 4.6 é apresentado um modelo com simetria em relação ao eixo (ou circunferencial), obtido a partir da geometria da Figura 4.5. Todos os detalhes para as conexões padrão API

foram obtidas a partir das Normas API 5B^[11] e API 5CT^[2], considerando-se o diâmetro externo para tubos de 13 3/8" e espessura de parede 12,19mm. O comprimento do tubo para os modelos foi o mesmo sugerido pela Norma API 5C5^[42] (726mm).

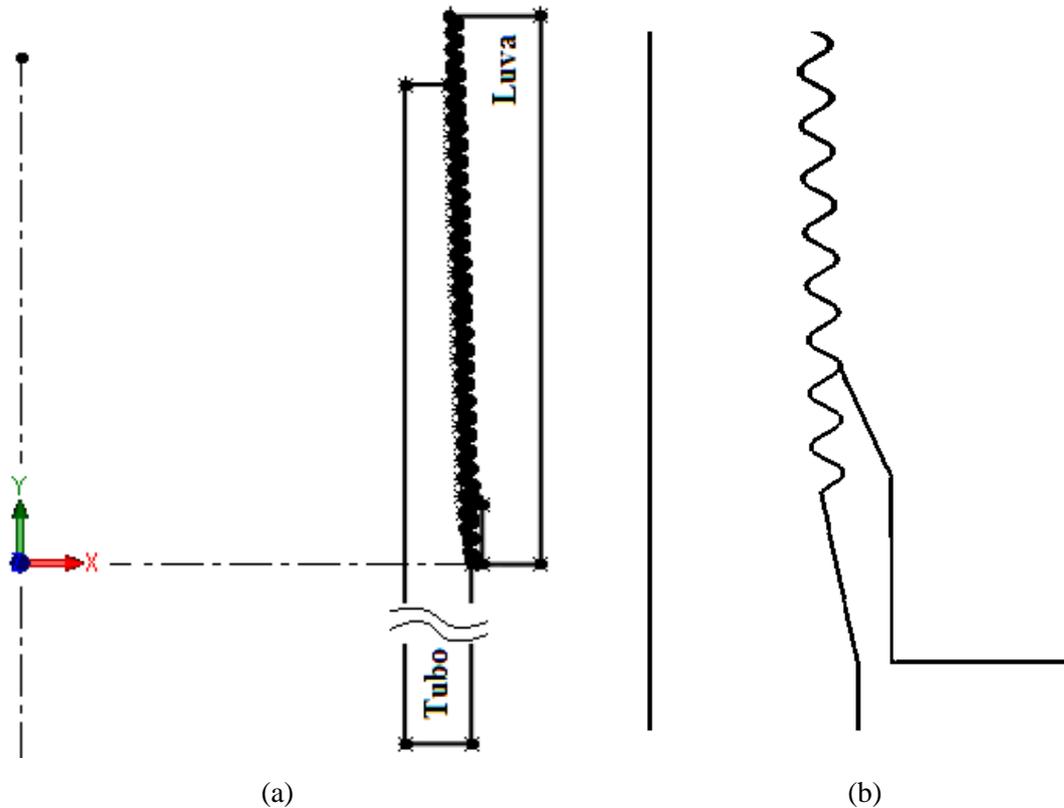


Figura 4.6 – (a) Modelo de conexão rosca-luva OCTG com simetria axial; (b) Detalhe da região do último filete encaixado na conexão.

4.4.2. Simulação Ansys®

Para a simulação numérica por elementos finitos de conexões utilizou-se a ferramenta computacional Ansys® Workbench® versão 14.5. As geometrias geradas no Design Modeler® foram importadas e a análise se dividiu em pré-processamento, processamento e pós-processamento.

a) Pré-processamento no Ansys® Workbench®

Geometria

O pré-processamento inicia-se com a edição da geometria para uma superfície bidimensional, como ilustrado na Figura 4.7. O problema foi tratado com simetria axial em relação ao eixo y.

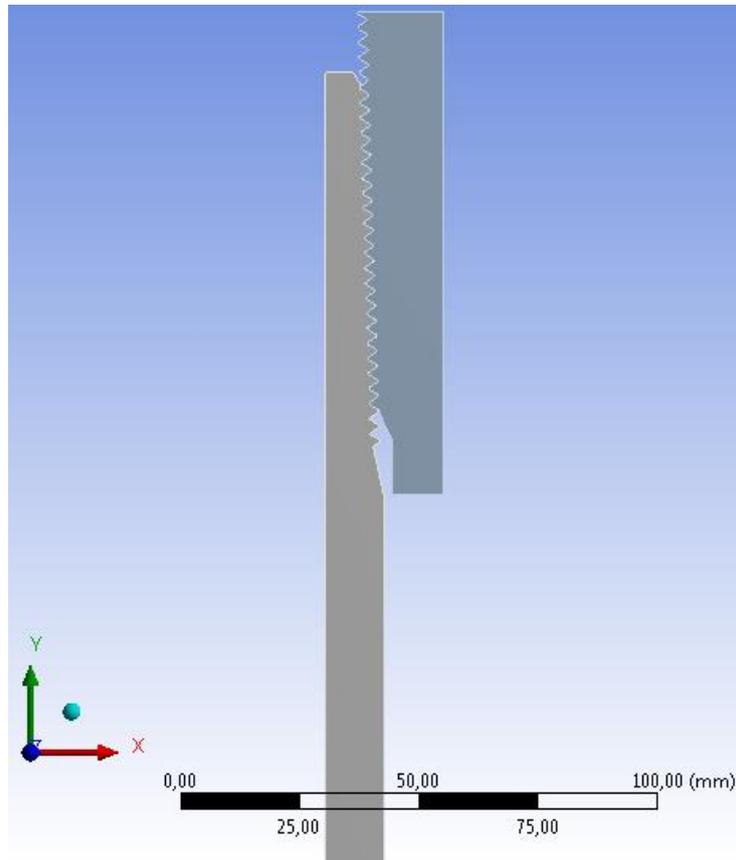


Figura 4.7 – Superfícies bidimensionais de um modelo de conexão API no Ansys® Workbench®.

Propriedades do material

Uma vez definida a geometria, deve-se definir as propriedades do material no Ansys® Workbench®. O estudo estático estrutural deve levar em consideração a deformação plástica durante a montagem da conexão e carregamento externo, ou seja, trata-se de um problema não linear. Para uma correta avaliação das tensões e deformações, foi criado um novo material na biblioteca do “software” de simulação, com propriedades obtidas nos ensaios de tração do aço API 5CT grau P110.

Para modelar completamente a curva tensão-deformação, o programa possui vários modelos que dividem as deformações elásticas e plásticas^[43]. Para este trabalho foi usado o modelo

“*multilinear isotropic hardening*”, no qual se insere os valores de tensão e deformação obtidos do ensaio de tração de modo a formar múltiplas retas que se aproximam do comportamento plástico do material, incluindo o encruamento, como indicado na Figura 4.8. Considerou-se ainda o material com comportamento isotrópico.

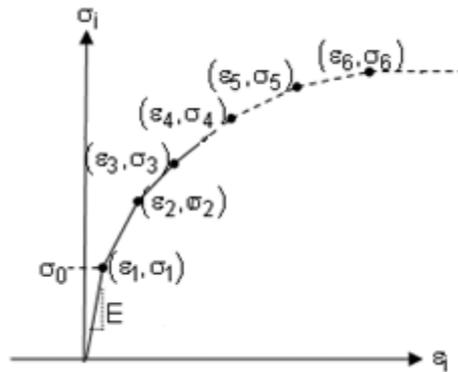


Figura 4.8 – Modelo para material não linear no ANSYS, “*Multilinear Isotropic Hardening*”. A curva tensão deformação verdadeira é modelada a partir de múltiplos segmentos de reta que incluem deformação plástica e encruamento^[43].

A curva tensão deformação pretendida para inserção no modelo é a verdadeira^[43]. É possível converter os valores de tensão e deformação no ensaio de tração convencional para valores verdadeiros a partir das Equações (4.1) e (4.2)^[43]:

$$\varepsilon = \ln(1 + e) \quad (4.1)$$

$$\sigma = S(1 + e) \quad (4.2)$$

$$e = \frac{\Delta L}{L_0} \quad (4.3)$$

$$S = \frac{F}{A_0} \quad (4.4)$$

b) Definição dos contatos

O contato entre o tubo e a luva é do tipo friccional que permite deslizamento finito, ou seja, os contatos também apresentam não linearidades^[44]. O efeito da fricção é incluído com o uso de um modelo Coulombiano e com um coeficiente de atrito isotrópico. O valor do coeficiente de atrito foi constante nas simulações e igual ao encontrado na Revisão Bibliográfica

$(\mu = 0,12)^{[10]}$. A região de contato foi definida manualmente e corresponde aos flancos de carga das roscas encaixadas.

c) Geração da malha de elementos finitos

A malha de elementos finitos foi definida a partir de um estudo de avaliação que está apresentado a seguir.

Estudo de avaliação da malha

O tamanho e a morfologia dos elementos que formam a malha são fundamentais na resolução de problemas por MEF. Regiões de maior interesse na simulação, por exemplo, os contatos e raízes das roscas, os elementos que formam a malha devem ser refinados para maior precisão dos resultados. No entanto, quanto menor o tamanho dos elementos finitos, maior é o custo computacional e o tempo para a solução do problema^[44].

Para definir uma malha padrão para todas as geometrias, um estudo de otimização foi realizado em uma conexão *API Short Round*. Na Figura 4.9 é apresentada uma geometria com os detalhes do estudo de refinamento de malha. Foi definido um tamanho global igual a 3mm para todos os casos avaliados por MEF.

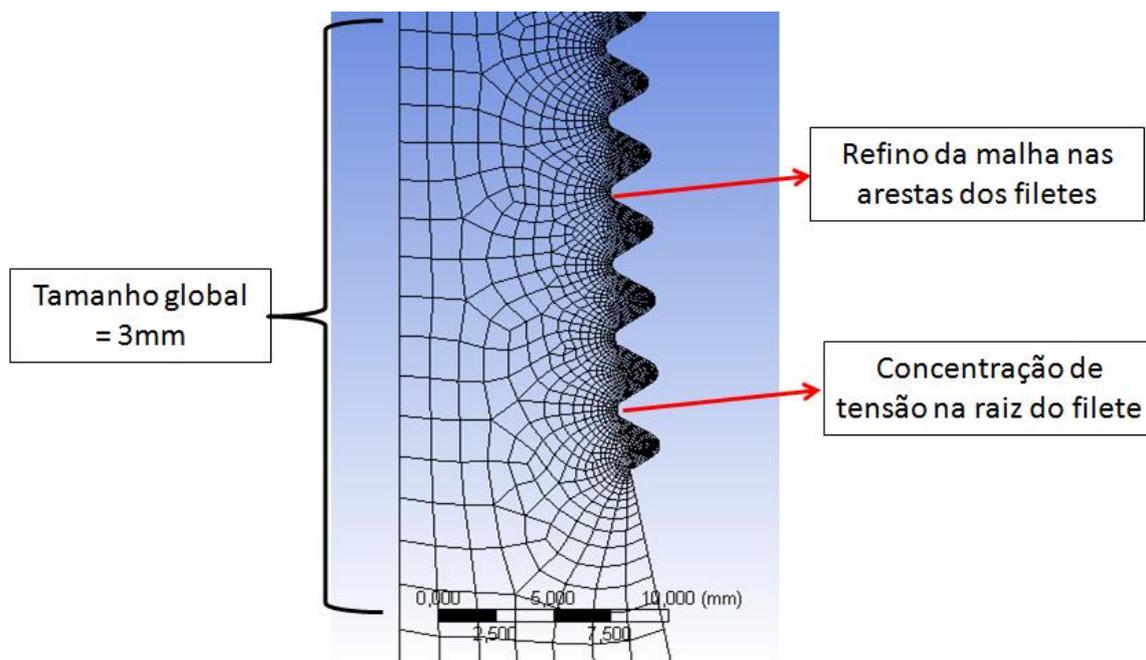


Figura 4.9 – Detalhe da geometria do tubo *API Short Round* indicando os pontos de refinamento de malha e medida de concentração de tensão.

A partir do tamanho global, cinco valores de refinamento do tipo “*Edge Sizing*” foram aplicados nos flancos e raízes dos filetes, como apresentado na Tabela IV.3. Os resultados de concentração de tensão na raiz do último filete, erro estrutural (diferença entre os valores dos elementos individuais e a média) e o número de elementos gerados em cada caso também são mostrados na Tabela IV.3.

Tabela IV.3 – Estudo de refinamento da malha de elementos finitos.

Refinamento [mm]	Elementos	Erro Estrutural Máximo (mJ)	Máxima concentração de Tensão (Para tração de 100MPa)
0,05	50391	2,32	7,08
0,08	28401	2,74	7,05
0,1	21395	2,85	6,95
0,2	10239	10,84	6,88
0,3	7168	23,93	6,46

Os valores de concentração de tensão apresentados na Tabela IV.3 mostram como o tamanho dos elementos influenciou esse parâmetro e o erro estrutural, que deve ser o menor possível. A partir dos resultados de erro estrutural e concentração de tensão, foi definido um refinamento do tipo “*Edge Sizing*” igual a 0,08mm, aplicado na região das roscas, para todas as geometrias avaliadas por MEF. Na Figura 4.10 é apresentado um modelo de conexão API *Buttress* com a malha de elementos finitos em destaque. Os elementos usados foram de alta ordem.

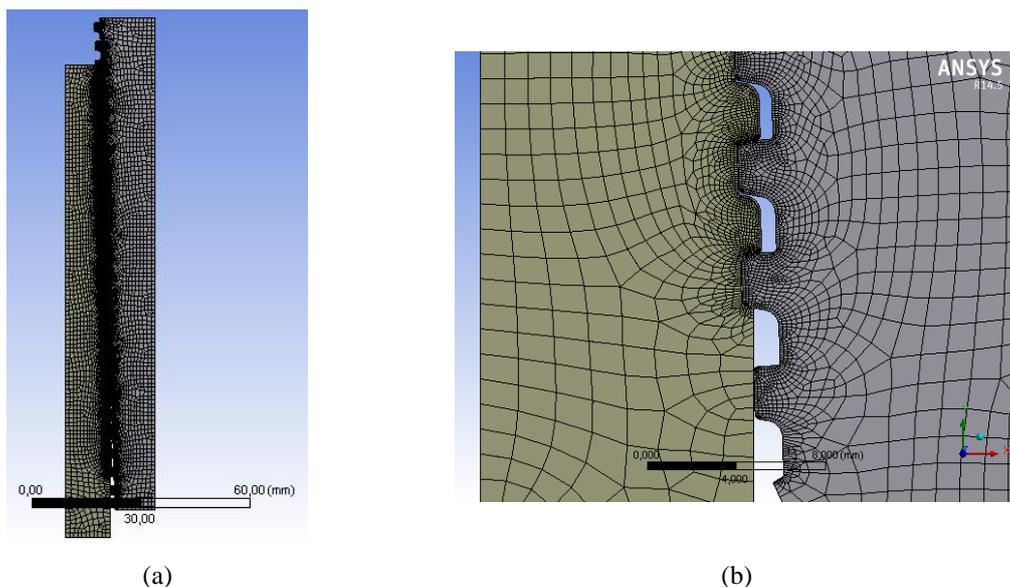


Figura 4.10 – Modelo de conexão API *Buttress* com malha para simulação por MEF no ANSYS®. (a) Geometria geral; (b) Detalhe dos filetes das roscas e regiões de contato.

4.4.3. Simulação estrutural

A simulação computacional foi utilizada para comparar o comportamento das conexões de referência quando submetidas a carregamento estático. O objetivo foi avaliar a resistência das conexões à separação tubo-luva (*jump-out*), a concentração de tensão e a distribuição de carga entre os filetes nas conexões *API Short Round* e *API Buttress*. As condições de contorno nos modelos foram aplicadas em três estágios, apresentados nos tópicos seguintes.

a) 1º Estágio – Torque de Montagem

A influência do torque de montagem no desempenho das conexões foi avaliada ao se comparar a influência dessa variável nos valores de distribuição de tensão, concentração de tensão e separação tubo-luva, conforme indicado na Tabela IV.4.

Tabela IV.4 – Torque de montagem simulados nos modelos numéricos e respostas avaliadas.

Tipo de Conexão	Torque de Montagem (Voltas)				Respostas Comparativas
<i>Short Round</i>	Sem Torque	1,5	2,5	3,5	Distribuição de Tensão
<i>Buttress</i>	Sem Torque	Min.	-	Máx.	Concentração de Tensão Resistência ao <i>jump-out</i>

Como discutido na Revisão Bibliográfica (item 3.5.1), o torque de montagem em modelos 2D pode ser simulado a partir de interferência inicial na região de contato dos modelos. A interferência é uma sobreposição inicial, como mostrado na Figura 4.11.

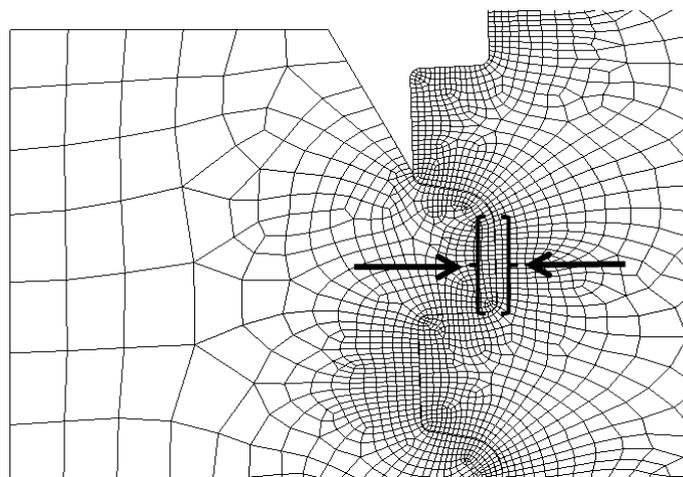


Figura 4.11 – Sobreposição inicial no modelo de elementos finitos 2D correspondente ao torque de montagem.

Os valores de interferência inicial correspondentes aos casos simulados foram calculados de acordo com a Norma API 5B e Equação (3.1).

b) 2º Estágio – Tração nas Conexões

Nesta etapa, além do torque de montagem máximo, as conexões foram submetidas a tensões trativas crescentes para comparar seu desempenho ao carregamento estático. Na Figura 4.12 observam-se as condições de contorno para esta etapa das simulações; na aresta superior da luva (A) aplicou-se deformação zero na direção Y (representando a condição de simetria) e na extremidade inferior do tubo (B) foram aplicados valores crescentes de tensão trativa.

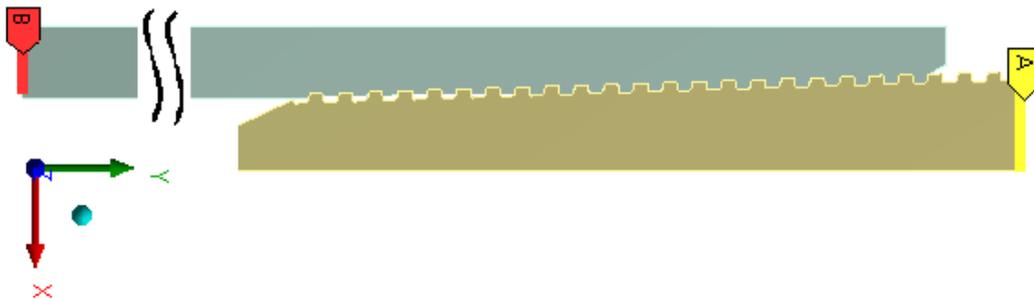


Figura 4.12 – Condições de contorno no segundo estágio de carregamento: torque de montagem máximo e tensões trativas crescentes.

Na Tabela IV.5 são apresentados os valores de tensão trativa aplicados e as respostas comparativas avaliadas para cada tipo de conexão.

Tabela IV.5 – Valores de tensão trativa aplicados nas conexões API e respostas avaliadas.

Tipo de Conexão	Tensão de Tração (MPa)					Respostas Comparativas
<i>Short Round</i>	100	150	200	400	500	Distribuição de Tensão Concentração de Tensão Resistência ao <i>jump-out</i>
<i>Buttress</i>						

c) 3º Estágio – Pressão interna

Neste estágio, além do torque de montagem e carregamento de tração, as conexões foram submetidas à pressão interna igual a 40MPa, conforme mostrado na Figura 4.13. O objetivo foi avaliar a influência da pressão interna na tendência à separação tubo-luva (*jump-out*).

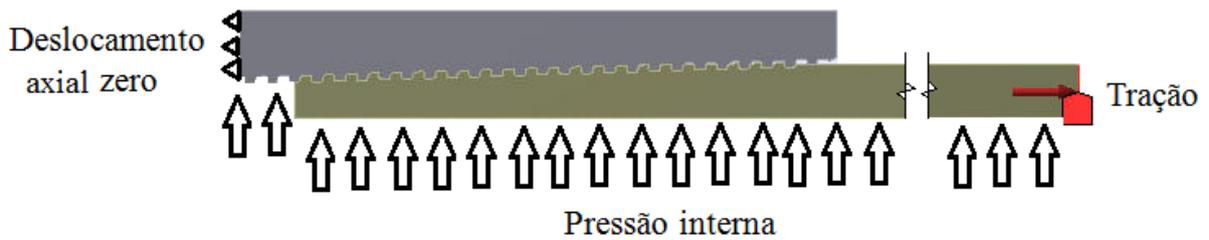


Figura 4.13 – Condições de contorno no terceiro estágio de carregamento: torque de montagem máximo, tensões trativas crescentes e pressão interna igual a 40MPa.

4.4.4. Estudo paramétrico

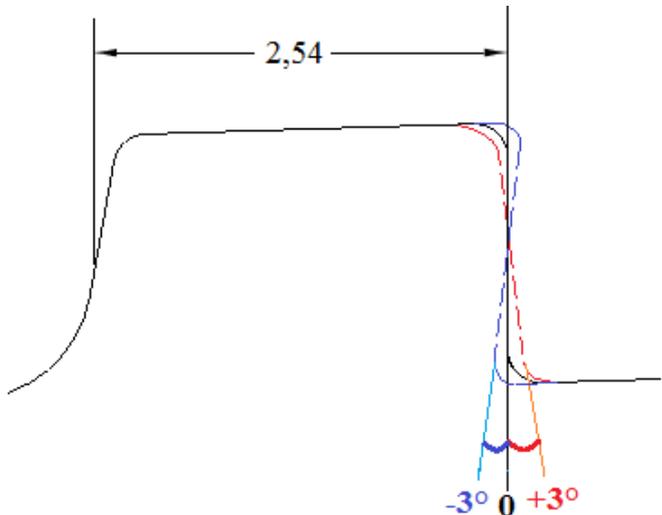
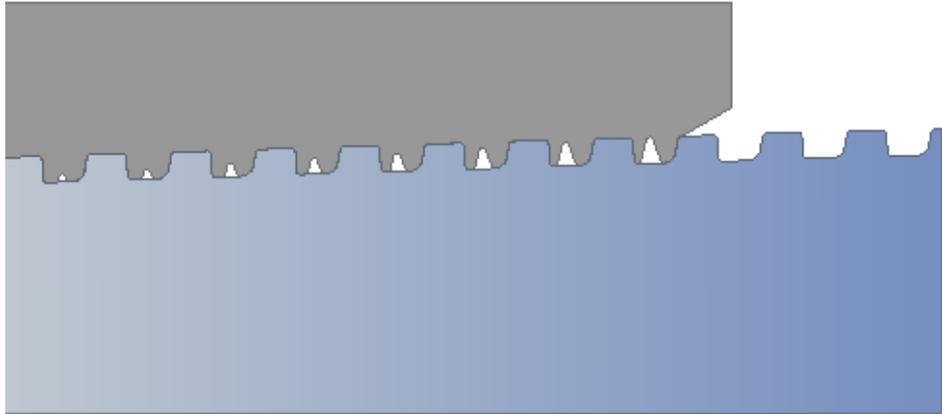
O estudo paramétrico foi realizado de modo a avaliar a influência de parâmetros geométricos no desempenho ao carregamento estático de conexões modificadas a partir da API *Buttress*. As modificações foram divididas em dois grupos: (i) alterações na geometria das luvas: redução de espessura total e redução de espessura localizada, conforme discutido no item 3.4.2; (ii) alterações na geometria das roscas: variação do ângulo de flanco de carga e introdução de chanfros nas roscas extremas, como discutido no item 3.4.2. Nas Tabelas IV.6 e IV.7 as geometrias modificadas são apresentadas, segundo os dois grupos, respectivamente.

Tabela IV.6 – Modificações na conexão API *Buttress* com redução da espessura da luva.

Modificações <i>Buttress</i>	Casos Simulados		
	Redução da Espessura (mm)		
	3	5	7
	Ângulo do Bisel (°)		
	3	5	7
	Raio do Chanfro Externo (mm)		
	100	140	180

Todos os modelos modificados foram avaliados em simulação estrutural e os resultados comparados aos obtidos na conexão padronizada API *Buttress*. O objetivo foi avaliar se propostas de alterações geométricas apresentadas por patentes são eficientes na redução da concentração de tensão, deformação plástica localizada, além de verificar seus efeitos na resistência ao *jump-out* das conexões.

Tabela IV.7 – Casos simulados com alterações na geometria dos filetes a partir da conexão API *Buttress*.

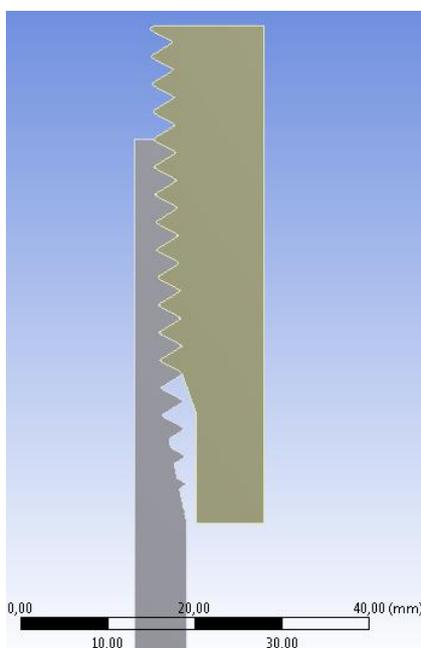
Modificações nas Roscas <i>Buttress</i>	Casos Simulados
<p>Ângulo do Flanco de Carga</p>	<p style="text-align: center;">Ângulo</p> 
<p>Chanfros nos Filetes Extremos da Luva e do Tubo</p>	<p style="text-align: center;">Geometria dos Chanfros Segundo Patente de Noel e Roussie^[35]</p> 

4.4.5. Validação do modelo

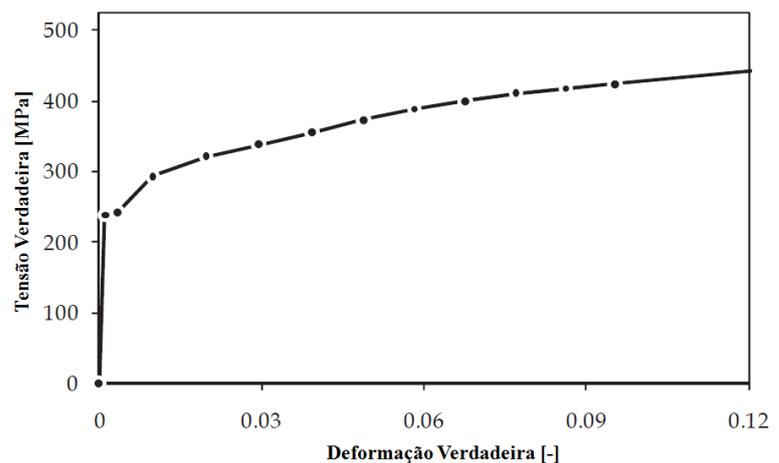
Modelos numéricos empregam uma série de simplificações para resolver problemas físicos complexos, portanto, para que os resultados obtidos sejam confiáveis é necessário validar a metodologia. A validação pode ser feita de duas maneiras: (i) a partir de medidas em um modelo real, por exemplo, com o uso de extensômetros; (ii) por comparação com um modelo já validado na literatura.

No presente trabalho, optou-se pela segunda alternativa em função da indisponibilidade de recursos e tempo. No entanto, não há na literatura estudos em conexões do tipo *casing* com diâmetro igual ou próximo ao foco do estudo (13 3/8"), portanto, a validação não poderia ser realizada diretamente por comparação. A opção foi então validar a metodologia e não os modelos propriamente ditos.

Para validar a metodologia foi gerado um modelo de conexão do tipo *API Line Pipe* com 4 1/2" de diâmetro e aço API 5L grau B, o mesmo caso avaliado por Wittenberghe^[10]. Esse modelo foi escolhido por também se tratar de uma conexão rosqueada; além disso, o autor especificou em detalhes as propriedades do material e os tipos de contato utilizados. Na Figura 4.14 apresenta-se o modelo desenvolvido e a curva tensão deformação do aço avaliado.



(a)



(b)

Figura 4.14 – Modelo de conexão *API Line Pipe* gerada no Ansys[®] para validação da metodologia. (a) Geometria; (b) Modelo multilinear do aço API 5L grau B. Adaptado^[10].

O modelo *Line Pipe* possui as mesmas características gerais que as conexões do presente trabalho (*API Buttress* e *Short Round*): conexão rosqueada com conicidade, material não linear, coeficiente de atrito igual a 0,12, torque de montagem a partir de interferência inicial, modelo bidimensional com simetria axial. Portanto, a validação do modelo *Line Pipe* reproduzido no Ansys[®], valida também a metodologia proposta que foi aplicada nas conexões *casing*. Wittenberghe^[10] utilizou outro pacote comercial para desenvolver seu trabalho (Abaqus[®]) e os modelos numéricos foram validados por extensometria em conexões reais.

Na Tabela IV.8 são apresentadas as condições de contorno aplicadas na conexão *Line Pipe* e as respostas avaliadas para comparação ao trabalho original^[10] e validação da metodologia.

Tabela IV.8 – Condições de contorno aplicadas ao modelo *Line Pipe* e variáveis avaliadas para validação da metodologia. Os três estágios de carga são os mesmos aplicados por Wittenberghe^[10].

Estágio	Carregamento aplicado		Respostas avaliadas			
	<i>Make Up</i>	Tração (MPa)				
1°	1 volta	-	Tensão Equivalente (von Mises)	Tensão Axial	Distribuição de carga nos filetes	Deformação Plástica localizada
2°	1 volta	100				
3°	1 volta	150				

5. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Neste capítulo são apresentados e discutidos os resultados obtidos na caracterização do aço API 5CT grau P110, na simulação numérica das conexões *casing* e no estudo paramétrico, segundo a metodologia proposta.

5.1. Microscopia Óptica

Uma micrografia típica obtida no sentido longitudinal dos segmentos de tubo é apresentada na Figura 5.1. Observa-se que o aço é constituído por martensita revenida, microestrutura muito refinada composta por partículas de carboneto em matriz ferrítica. Tal microestrutura era esperada, uma vez que a Norma API 5CT exige que o aço grau P110 seja fornecido na condição temperado e revenido. Outra característica observada na análise metalográfica foi a homogeneidade da microestrutura.

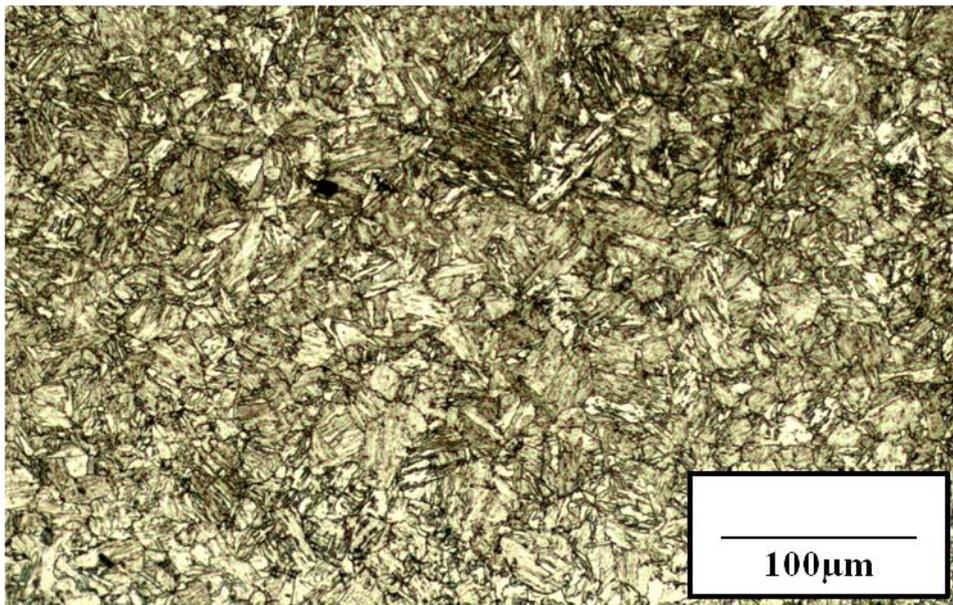


Figura 5.1 – Fotomicrografia de seção longitudinal na região central da parede do tubo. Aço API 5CT grau P110. Ataque Nital 5%, 200x.

5.2. Ensaio de Tração

Os resultados de tração de três corpos de prova individuais e a média são apresentados na Tabela V.1.

Tabela V.1 – Resultados de ensaio de tração do aço API 5CT, grau P110.

Material	Limite de Escoamento (MPa)			Limite de Resistência (MPa)		
	Individual	Média	Desvio	Individual	Média	Desvio
Grau P110	881	880	1,53	960	955	5,69
	878			957		
	880			949		
	Alongamento (%)			LE/LR		
	Individual	Média	Desvio	Individual	Média	Desvio
	25	25,67	1,15	0,92	0,92	0,01
	25			0,92		
	27			0,93		

Os resultados dos ensaios de tração apresentados na Tabela V.1 mostram que o material avaliado atendeu a todos os requisitos da Norma API 5CT para o grau P110. O valor de alongamento médio obtido (25,67%) foi muito superior ao mínimo exigido pela Norma para os corpos de prova utilizados (15%). O módulo de elasticidade médio obtido foi igual a 208GPa.

5.3. Ensaio de Impacto Charpy

Os resultados de energia absorvida em 9 corpos de prova de impacto Charpy a 0°C são apresentados na Tabela V.2.

Tabela V.2 – Energia absorvida nos ensaios de impacto Charpy.

Material	T = 0°C			Média (J)
	Individual (J)			
API 5CT grau P110	90	84	88	84
	82	90	84	
	82	76	80	
	Desvio Padrão (J)			4,7

Os resultados da Tabela V.2 mostram que o aço avaliado apresentou alta tenacidade ao impacto, média de 9 corpos de prova igual a 84J, valor muito superior ao mínimo exigido pela Norma API 5CT para esse tipo de corpo de prova (16J) e temperatura igual a 0°C.

5.4. Simulação Numérica

Os resultados obtidos na parte estrutural da simulação numérica são apresentados e discutidos nesta seção.

5.4.1. Torque de montagem

Os estados de tensões equivalentes (von-Mises) desenvolvidos nas conexões API *Short Round* e API *Buttress* são apresentados nas Figuras 5.2 e 5.3, respectivamente, em função do torque de montagem aplicado.

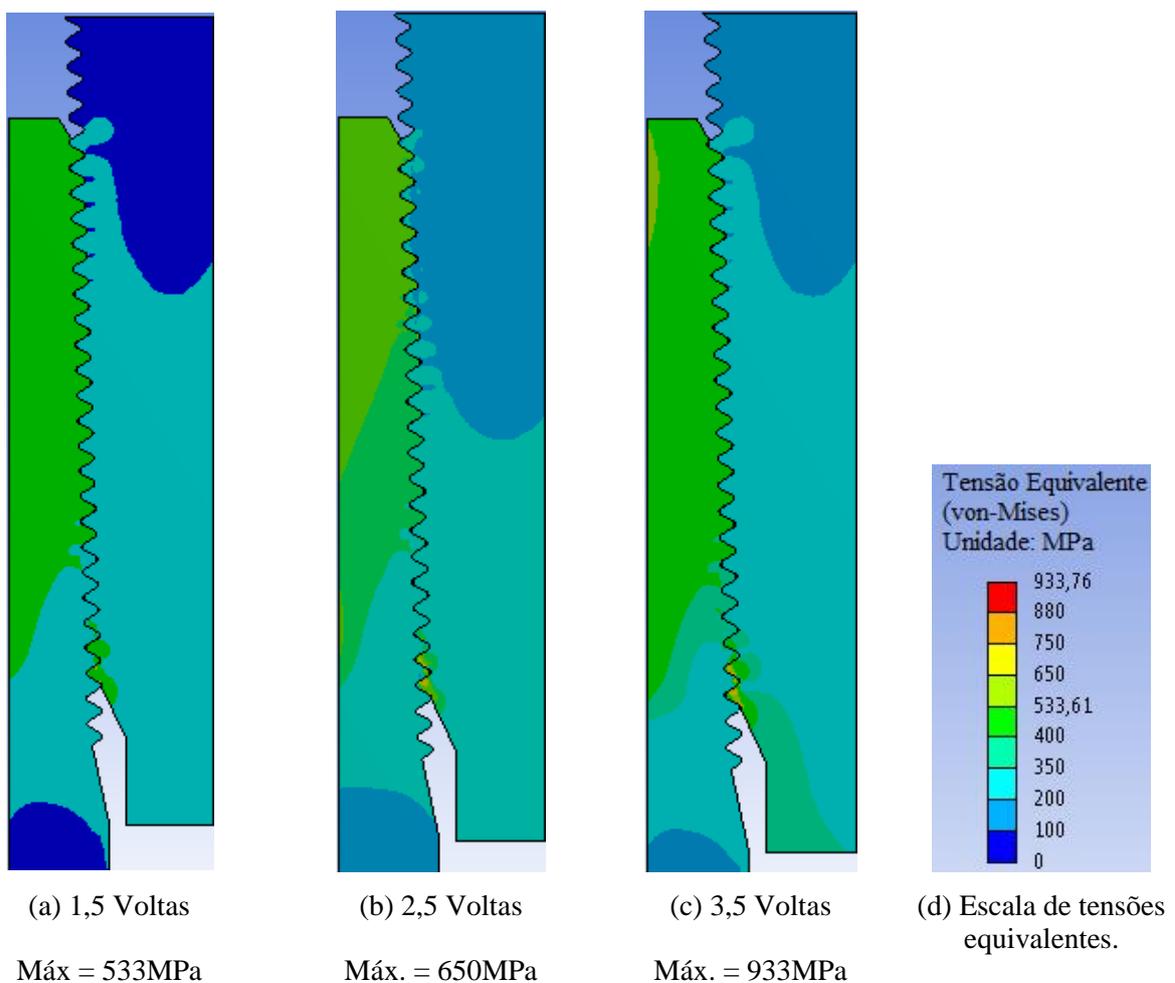


Figura 5.2 – Contorno de cores mostrando a distribuição de tensões equivalentes (von-Mises) para conexão do tipo *casing* API *Short Round* em função do torque de montagem aplicado. Simulação por MEF.

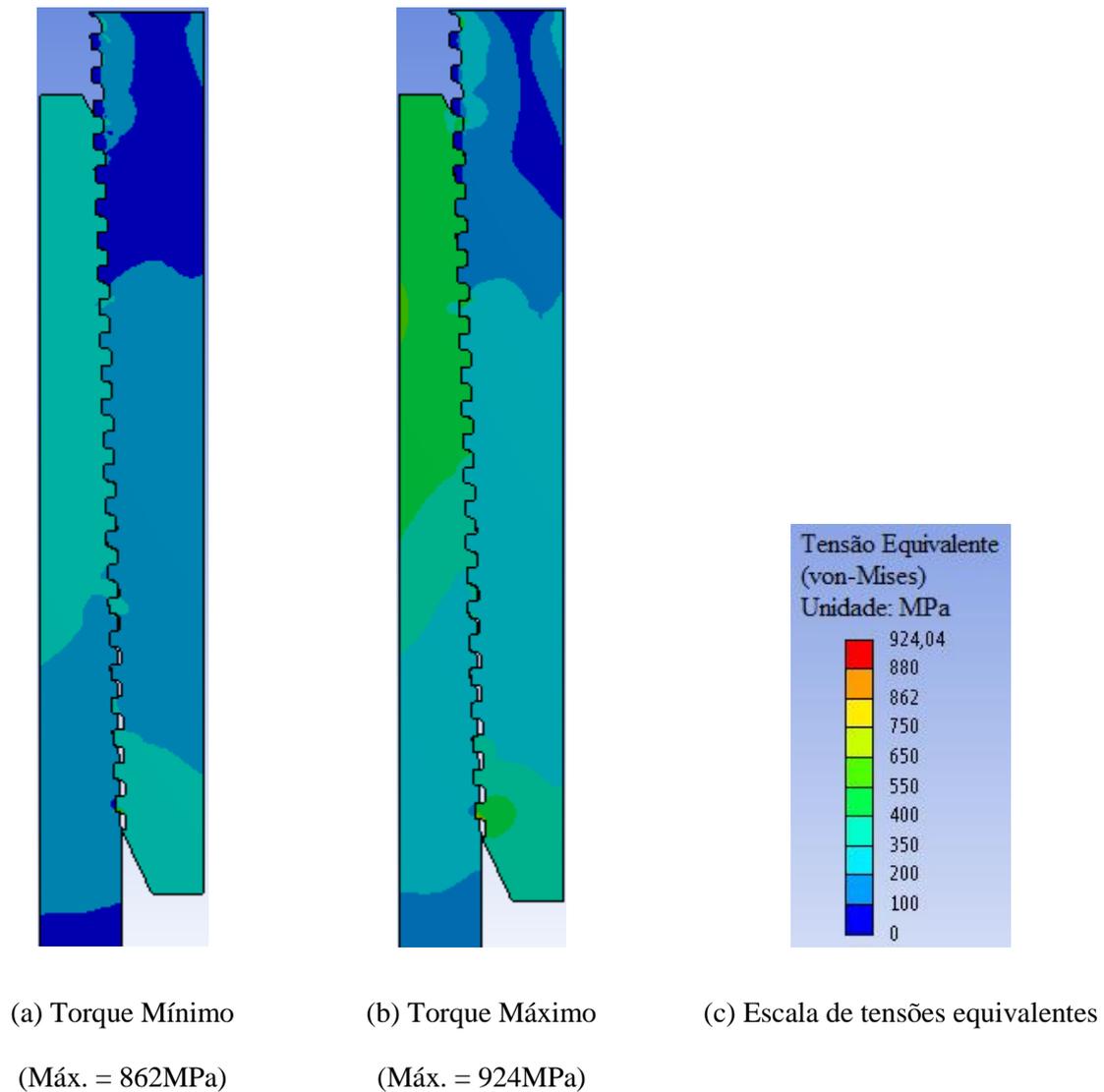


Figura 5.3 – Contorno de cores mostrando a distribuição de tensões equivalentes (von-Mises) para conexão do tipo *Casing API Buttress* em função do torque de montagem aplicado. Simulação por MEF.

Para a conexão do tipo *Short Round*, Figura 5.2, observou-se que o torque exerce grande influência na distribuição de tensões durante a montagem. Para esse tipo de conexão, há uma distribuição de tensões mais elevadas no tubo, principalmente na região de menor espessura que apresenta menor rigidez. O maior valor de tensão equivalente foi igual a 933MPa, para o torque máximo aplicado, no entanto, observa-se no diagrama de cores, Figura 5.2 (c), que não ocorreu deformação plástica significativa no tubo durante a aplicação do torque de montagem (regiões em vermelho na Figura 5.2 (c)).

A conexão do tipo *API Buttress* apresentou comportamento semelhante à *Short Round*, com maior nível de tensões equivalentes na região de menor espessura do tubo e sobre o último filete encaixado (Figura 5.3 (b)). O maior valor de tensão equivalente (von-Mises)

desenvolvido na conexão *Buttress* foi igual a 924MPa para o torque de montagem máximo, no entanto, por se tratar de um aço com alto limite de escoamento, observa-se no diagrama de cores da Figura 5.3 (b) que não ocorreu deformação plástica significativa no tubo durante a aplicação do torque de montagem.

Os resultados obtidos com a aplicação do torque de montagem exemplificam a importância de se considerar essa variável nos estudos de simulação numérica de conexões cônicas. No próximo item será apresentada e discutida a influência do torque de montagem na resposta das conexões ao carregamento externo.

5.4.2. Tração nas conexões

A comparação do comportamento das conexões em resposta a carregamento trativo é apresentada nos subitens seguintes.

a) *Jump-out*

Os resultados de separação tubo-luva (*jump-out*) são apresentados em função do torque de montagem e tensão trativa para as conexões *API Short Round* e *API Buttress* nas Figuras 5.4 e 5.5, respectivamente. Os resultados de separação foram obtidos na região do último filete encaixado.

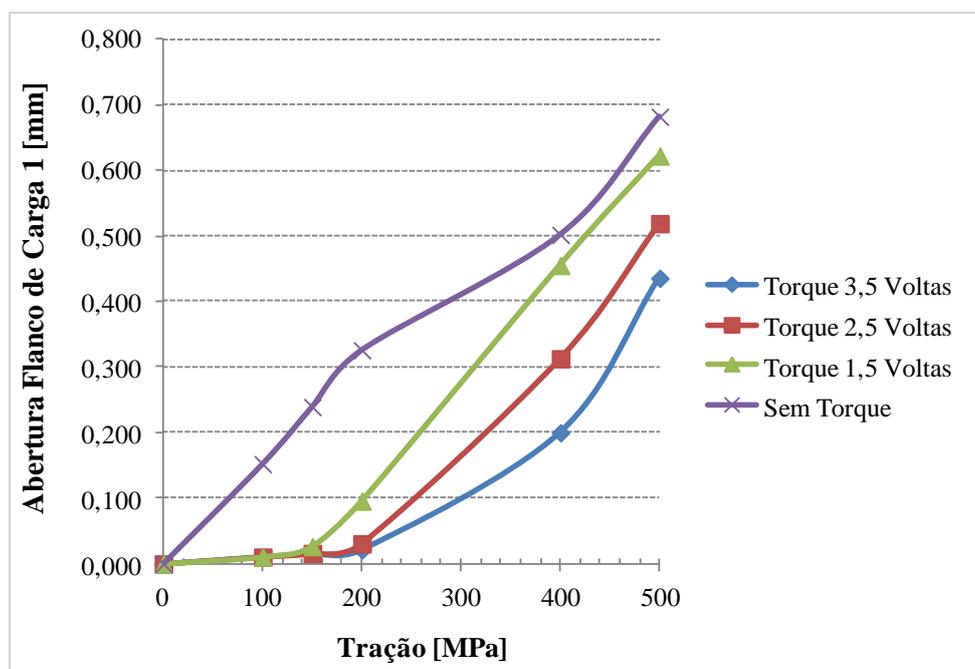


Figura 5.4 – Separação tubo-luva da conexão *API Short Round* em função do torque de montagem e de tensões trativas. Simulação por MEF.

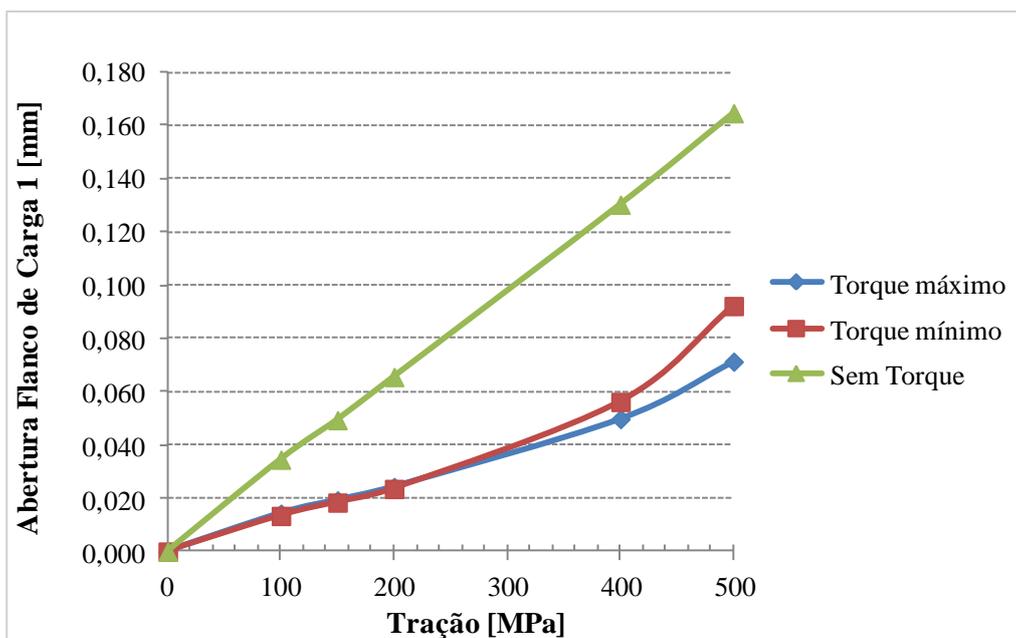


Figura 5.5 – Separação tubo-luva da conexão API *Buttress* em função do torque de montagem e de tensões trativas. Simulação por MEF.

Os resultados de *jump-out* da conexão API *Short Round* (Figura 5.4) mostram que a aplicação de torque de montagem exerceu grande influência na tendência de separação tubo-luva. No entanto, para valores menores que 200MPa de tensão, a quantidade de torque inicial aplicado não influenciou no *jump-out*.

Assaneli e Dvorkin^[26], também simularam a influência do torque de montagem na tendência ao *jump-out* de uma conexão API do tipo “redonda” com 5 ½” de diâmetro e aço API 5CT grau J55. Os autores obtiveram variação de 6% na tensão correspondente ao *jump-out* quando o torque de montagem aplicado variou de 2 para 5 voltas. Ou seja, para altos valores de carregamento, grandes variações do torque de montagem nas conexões *casing* do tipo API *Short Round* exerceram pouca influência na resistência ao *jump-out*.

A separação tubo-luva é considerada uma falha estrutural das conexões do tipo *casing*, pois prejudica a selabilidade das junções e, em último estágio, pode levar à completa separação com o colapso da coluna de tubos. A Norma API 5C3^[45] apresenta uma equação para o cálculo da resistência das conexões *Round* ao *jump-out*. Os cálculos para a conexão *Short Round*, com as características simuladas no presente trabalho, resultam em uma tensão igual a 524MPa, o que corresponderia à tensão trativa teórica suficiente para a completa separação tubo-luva. No entanto, pode-se considerar que uma abertura entre os flancos superior a

0,10mm já representa prejuízo para a conexão, uma vez que forma-se uma abertura helicoidal que reduz a sua selabilidade a líquidos^[10].

A conexão API *Buttress* apresentou maior resistência ao *jump-out* que a *Short Round*, Figura 5.5. Mesmo com carregamento trativo de 500MPa, a abertura no último filete encaixado manteve-se menor que 0,10mm, fato que justifica a maior aplicação das roscas do tipo *Buttress* em poços profundos ou ultra profundos de exploração de hidrocarbonetos.

Outra conclusão que pode ser obtida a partir da Figura 5.5 é que o torque de montagem mínimo ou máximo não exerceu grande influência na resistência ao *jump-out* da conexão API *Buttress*, porém, a comparação com o caso sem torque mostrou, mais uma vez, a importância de se considerar essa variável em estudos de simulação numérica de conexões cônicas.

b) Distribuição de Carga Entre os Filetes

A distribuição da força de reação entre os flancos de cargas dos filetes da conexão API *Short Round* é apresentada na Figura 5.6. Os valores de distribuição de força foram obtidos na condição de torque de montagem máximo, além dos valores de tração indicados.

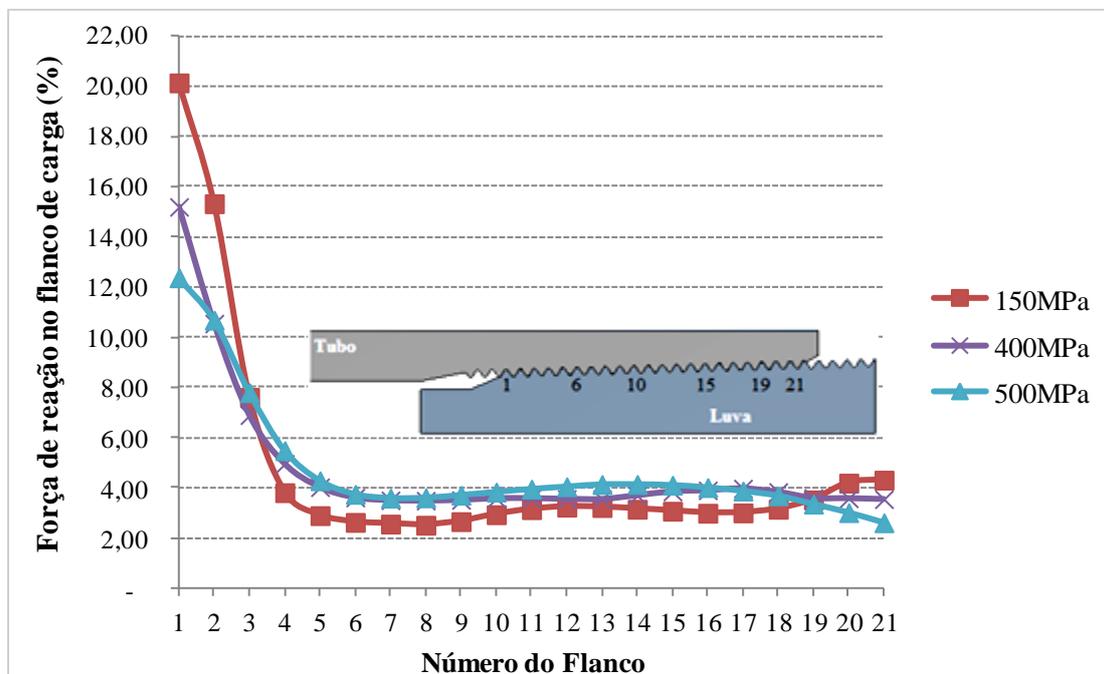


Figura 5.6 – Distribuição de força entre os flancos de carga da conexão API *Short Round* submetida a diferentes níveis de tensão trativa e com torque de montagem máximo. Simulação por MEF.

A análise da Figura 5.6 mostra que os três primeiros flancos de carga da conexão *Short Round* são responsáveis pela maior parcela da força quando a junção é submetida à tração. Para baixo nível de carregamento (150MPa) o flanco de carga 1, correspondente ao último filete do tubo encaixado na luva, é responsável por 20% da resistência da conexão. Tal distribuição irregular de cargas leva à concentração de tensões nessa região e contribui para a falha da conexão sob carregamento estático e/ou fadiga, como discutido no item 3.4.1.

Chen et al.^[40] realizaram simulações por MEF de uma conexão API *Round* em aço API 5CT grau P110 de 9 5/8". Os autores também avaliaram a distribuição de força entre os filetes de carga, como apresentado na Figura 5.7. Percebe-se que os resultados foram similares ao obtido no presente trabalho, com os três primeiros filetes concentrando a maior parte da carga.

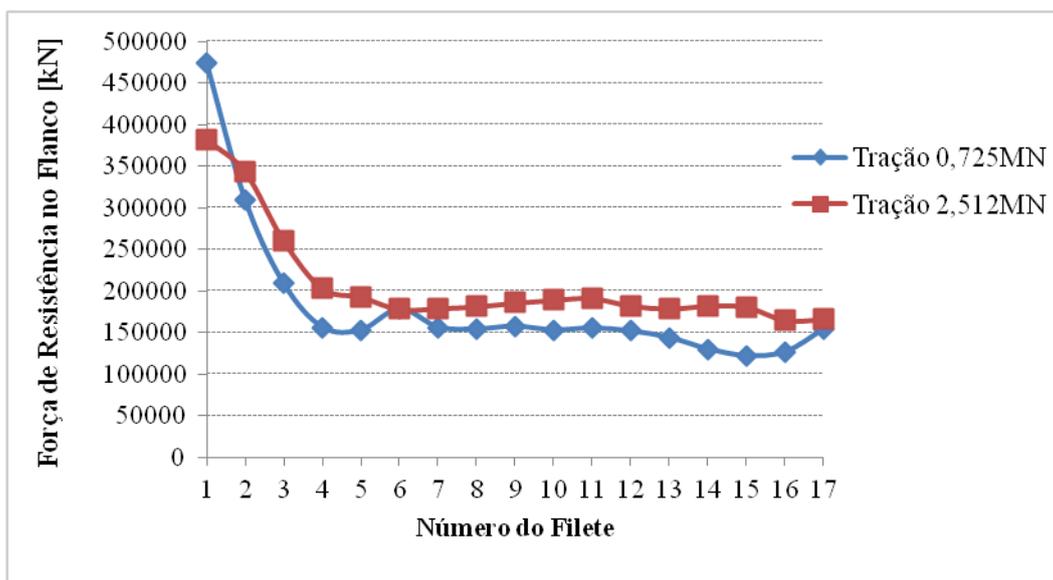


Figura 5.7 – Distribuição de força de resistência entre os flancos de carga de uma conexão API *Round* e aço API 5CT grau P110. Simulação por MEF, adaptado^[40].

A distribuição de força de reação entre os flancos da conexão API *Buttress* mostrada na Figura 5.8 indica um comportamento um pouco diferente da *Short Round*: (i) menor concentração da força nos três primeiros filetes, 12% e 20% no primeiro filete das conexões *Buttress* e *Short Round*, respectivamente, para uma tração de 150MPa; (ii) parte relevante da carga de reação é suportada pelos dois últimos flancos na *Buttress* (flancos 20 e 21 na Figura 5.8).

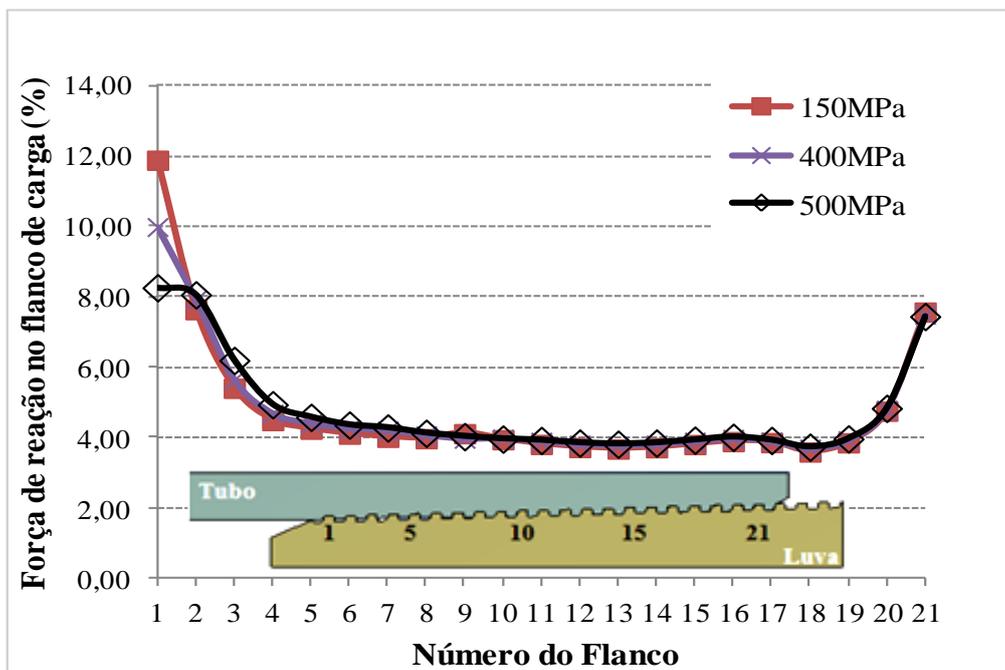


Figura 5.8 – Distribuição de carga entre os flancos de carga da conexão API *Buttress* submetida a diferentes níveis de tensão trativa e com torque de montagem máximo. Simulação por MEF.

Os resultados de simulação numérica apresentados na Figura 5.9 foram obtidos a partir da avaliação de uma conexão *premium* genérica, com roscas do tipo API *Buttress* e submetida a torque de montagem e carregamento trativo. A distribuição de força de contato entre os filetes de carga foi semelhante ao obtido no presente trabalho para a conexão API *Buttress*, incluindo o carregamento parcial dos últimos filetes^[46].

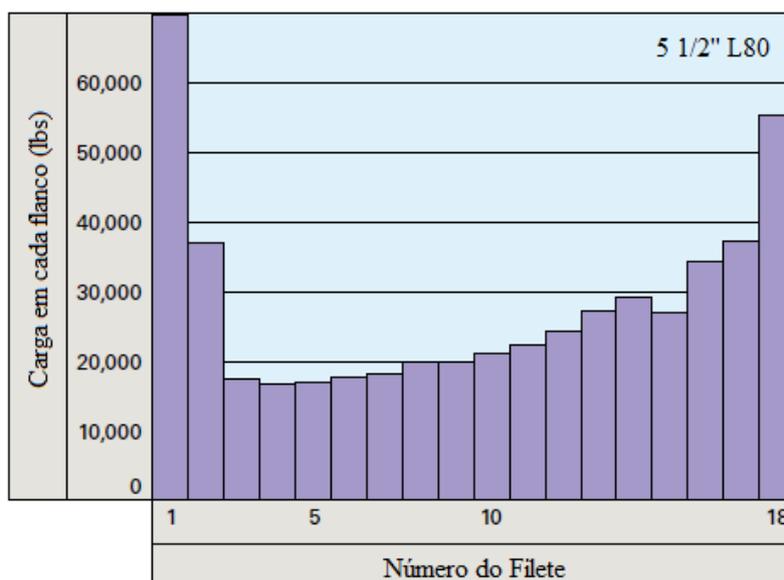


Figura 5.9 – Distribuição de carga entre os filetes de uma conexão *premium* que utiliza roscas do tipo *Buttress*. Diâmetro externo 5 1/2" e aço API 5CT grau L80. Simulação por MEF, adaptado^[46].

c) Concentração de Tensão

Na Tabela V.3 são apresentados os resultados de concentração de tensão axial (Figura 4.7, eixo Y) nas conexões avaliadas, decorrentes de diferentes valores de tensão trativa.

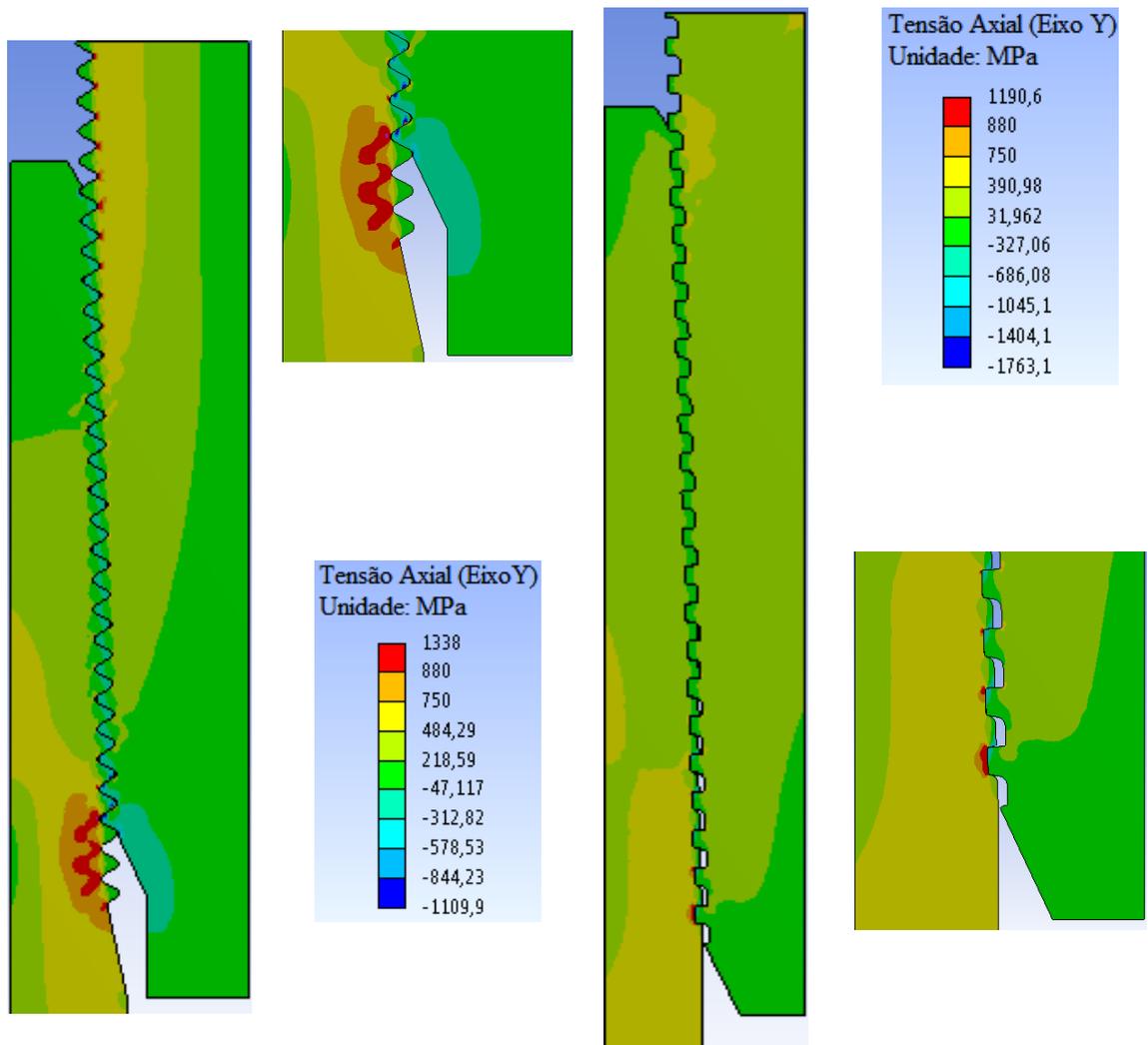
Tabela V.3 – Concentração de tensão axial nas conexões API *Short Round* e *Buttress* para diferentes valores de tensão trativa.

Conexão	Tensão Trativa (MPa)				
	100	150	200	400	500
	Concentração de tensão Axial (-)				
"Redonda Curta"	7,73	6,99	5,70	3,35	2,95
<i>Buttress</i>	6,90	6,46	4,79	2,90	2,38

Observa-se na Tabela V.3 que para baixos valores de tensão trativa (100MPa), a concentração de tensão nas conexões API foi igual a 7,73 e 6,90 para a *Short Round* e *Buttress*, respectivamente. Observa-se também uma redução da concentração de tensão com o aumento da tensão trativa nas duas conexões, devido ao desenvolvimento de deformação plástica na raiz dos filetes, com efeito de redistribuição de tensões.

Na Figura 5.10 é possível observar a distribuição de tensões axiais nas conexões padronizadas para tração igual a 500MPa.

A análise da Figura 5.10 permite concluir que a conexão API *Buttress* possui uma distribuição de tensões mais uniforme que a API *Short Round*. No entanto, as duas conexões apresentaram concentração de tensão no último filete encaixado, região que pode originar trincas por fadiga e outros modos de falhas estruturais.



(a) API *Short Round* (b) Detalhe *Short Round* e escala (c) API *Buttress* (d) Detalhe *Buttress* e escala

Figura 5.10 – Tensões axiais nas conexões padronizadas (API) para tração igual a 500MPa. Simulação por MEF.

d) Deformação Plástica

Os resultados de tensão equivalente segundo o critério de von-Mises são apresentados nas Figuras 5.11 e 5.12, respectivamente, para as conexões API *Short Round* e *Buttress*, considerando torque de montagem máximo e tração igual a 500MPa. Apresenta-se apenas a região do último filete encaixado, área de maior interesse de estudo e onde ocorre deformação plástica localizada.

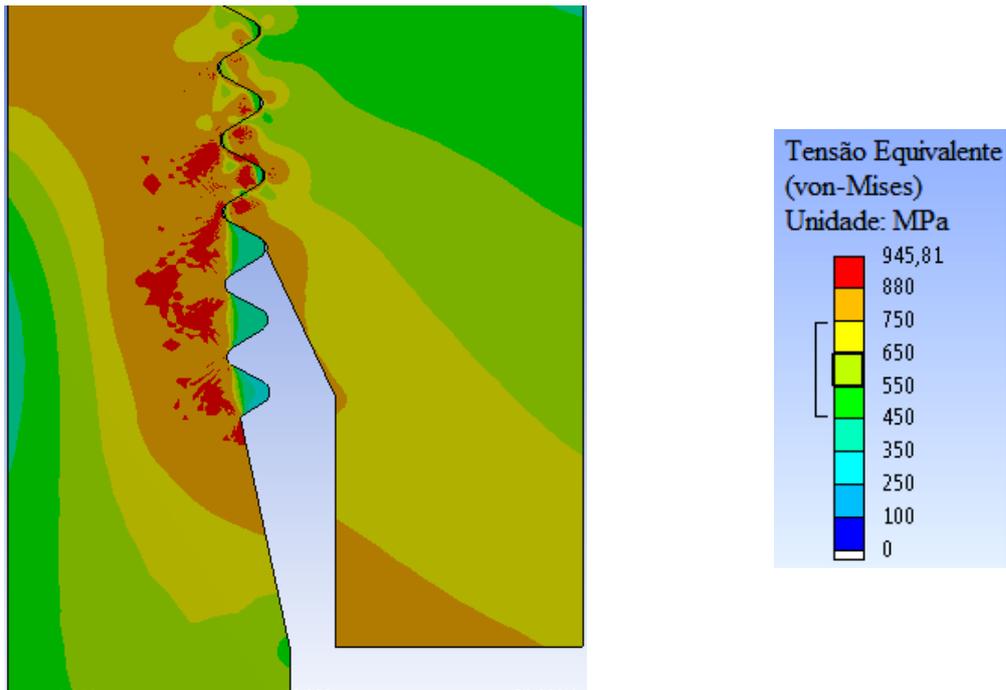


Figura 5.11 – Tensão equivalente (von-Mises) na região do último filete encaixado da conexão API *Short Round*. Condições de contorno: torque de montagem máximo e tração igual a 500MPa. Em vermelho: acima do limite de escoamento. Simulação por MEF.

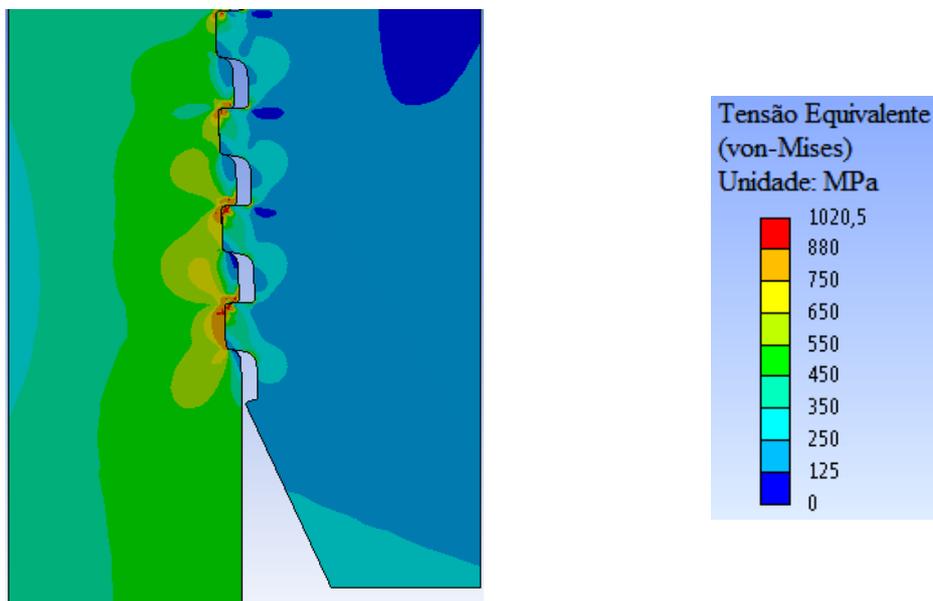
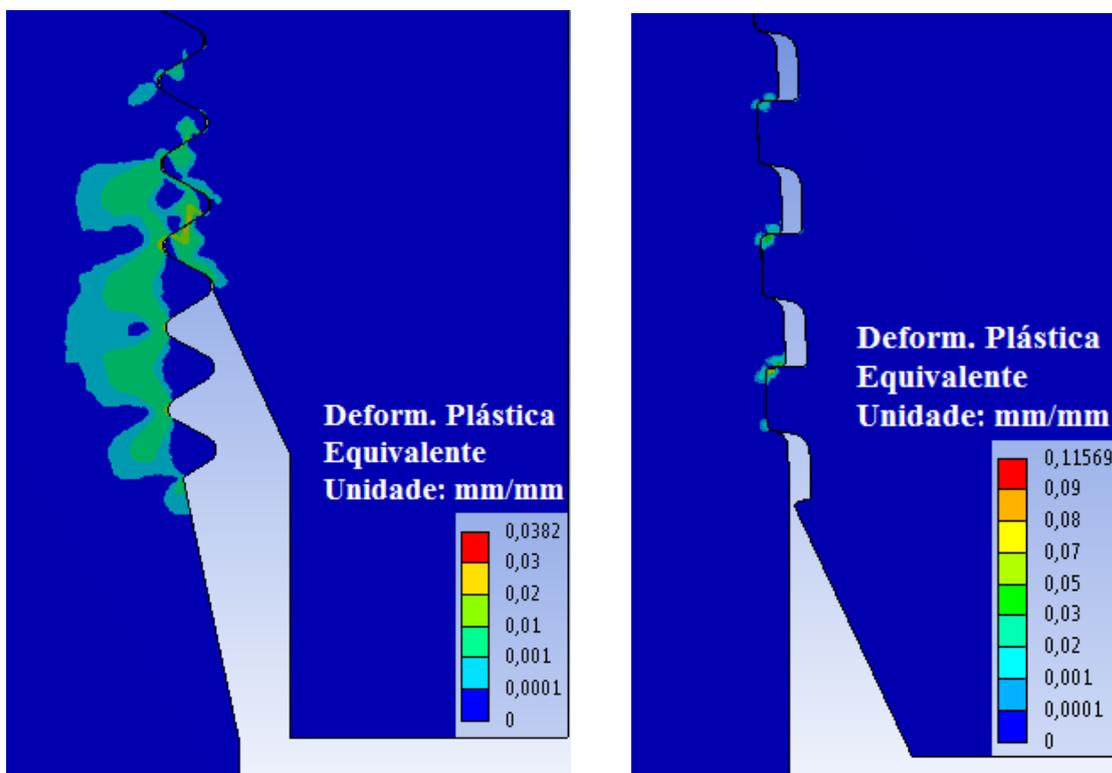


Figura 5.12 – Tensão equivalente (von-Mises) na região do último filete encaixado da conexão API *Buttress*. Condições de contorno: torque de montagem máximo e tração igual a 500MPa. Em vermelho: acima do limite de escoamento. Simulação por MEF.

A comparação entre as Figuras 5.11 e 5.12 permite concluir que a conexão do tipo API *Buttress* desenvolveu maiores valores de tensão equivalente, máximo igual a 1020,5MPa,

enquanto a API *Short Round* apresentou 945,8MPa, no máximo. No entanto, percebe-se que a conexão do tipo *Round* apresentou maior área afetada por tensões acima do limite de escoamento (regiões em vermelho nas Figuras 5.11 e 5.12).

Os resultados de deformação plástica equivalente são apresentados na Figura 5.13, para as duas conexões. Os valores confirmam as observações do parágrafo anterior, ou seja, a conexão API *Short Round* apresentou deformação plástica distribuída entre os três primeiros filetes do tubo e a conexão *Buttress* deformação plástica mais localizada entre os flancos de carga, porém com valor máximo (0,116mm/mm) maior que a *Round* (0,0382mm/mm).



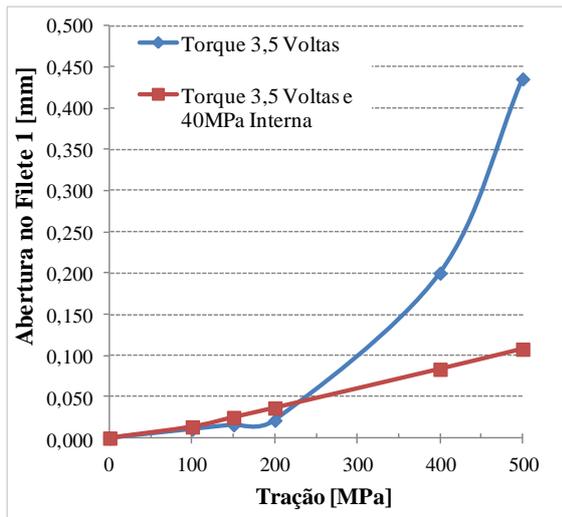
(a) API *Short Round*

(b) API *Buttress*

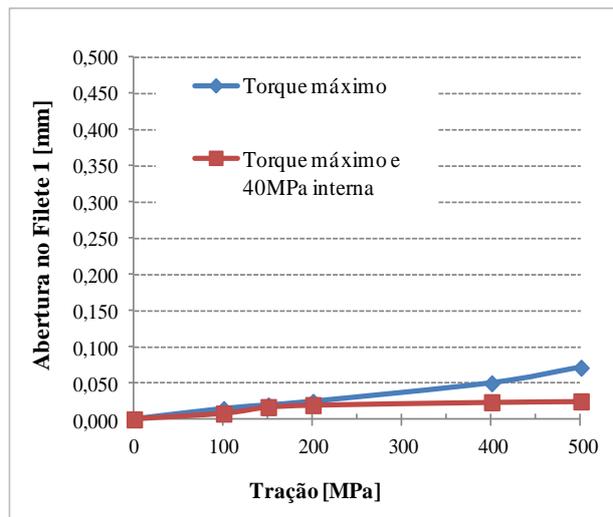
Figura 5.13 – Deformação plástica equivalente. Condições de contorno: torque de montagem máximo e tração igual a 500MPa. Simulação por MEF.

5.4.3. Pressão interna

As conexões padrão API foram submetidas a uma terceira etapa de carregamento, que inclui torque de montagem máximo, tração crescente até 500MPa e pressão interna igual a 40MPa. Os resultados de *jump-out* são apresentados na Figura 5.14, comparativamente à condição sem pressão interna.



(a) API Short Round



(b) API Buttress

Figura 5.14 – Influência da pressão interna na tendência ao *jump-out* das conexões API. Simulações por MEF.

Como esperado, a aplicação de pressão interna reduziu a tendência à separação tubo-luva para as duas conexões padronizadas pela API, Figura 5.14. No entanto, a conexão do tipo *Short Round* apresentou abertura no flanco de carga 1 superior a 0,10mm, quando submetida a tração igual a 500MPa, o que representa falha do ponto de vista de selabilidade, conforme discutido anteriormente.

5.5. Estudo Paramétrico

A partir dos resultados obtidos nas seções anteriores, conclui-se que a conexão API *Buttress* é a mais resistente ao *jump-out* e possui distribuição de esforços mais uniforme entre os filetes, portanto, esse modelo de conexão foi o escolhido para o estudo paramétrico.

5.5.1. Alterações na geometria da luva

No gráfico apresentado na Figura 5.15, os resultados de distribuição de força de reação nos flancos de carga da conexão API *Buttress* padrão são comparados aos obtidos nas conexões em que a espessura global da luva foi reduzida. Os dados foram obtidos para carregamento trativo igual a 200MPa, além de torque de montagem máximo.

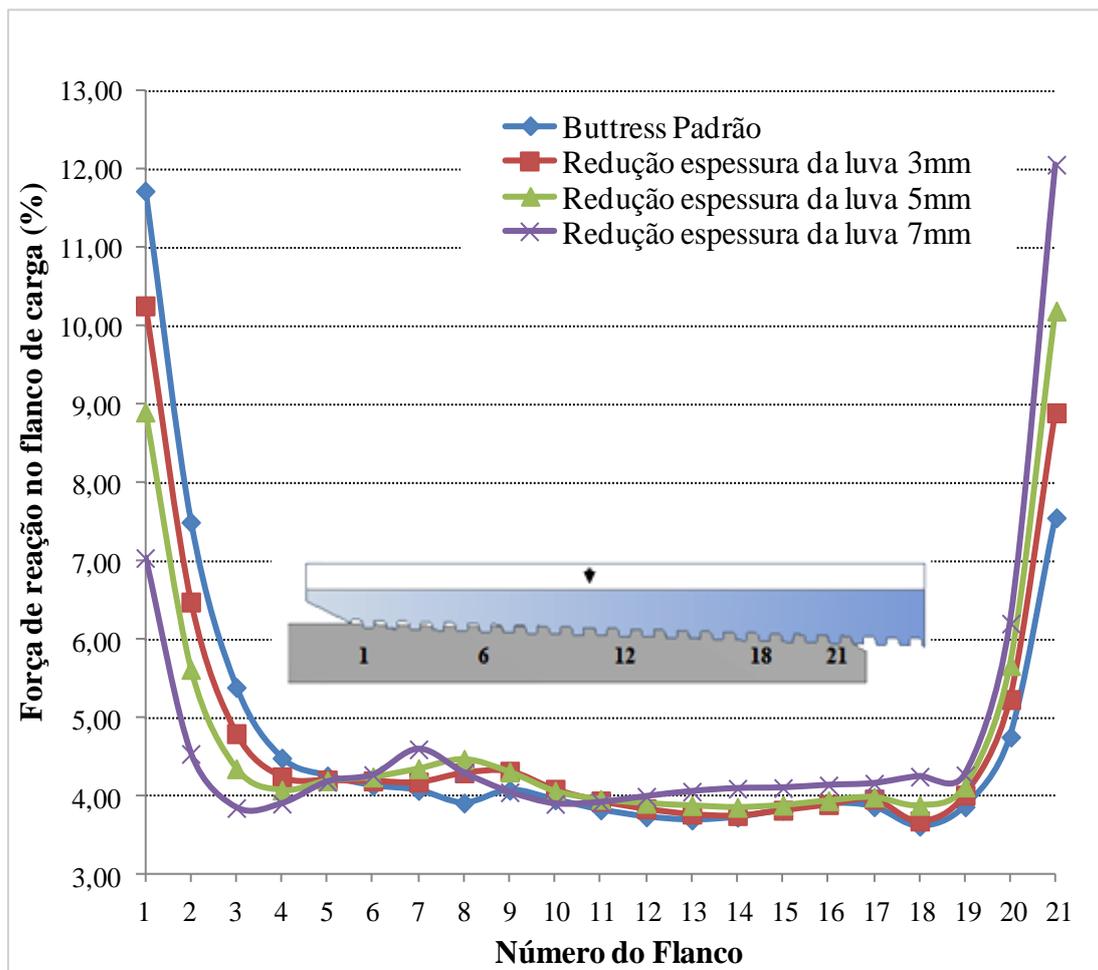


Figura 5.15 – Distribuição de força entre os flancos de carga em conexões que tiveram a espessura da luva reduzida em comparação ao padrão API *Buttress*. Condições de contorno: torque de montagem máximo e tração igual a 200MPa. Simulações por MEF.

Os resultados da Figura 5.15 mostram que a redução total da espessura da luva foi ineficiente em promover uma distribuição de esforços mais uniforme entre os flancos de carga. As alterações de espessura apenas deslocaram a concentração de esforços dos três primeiros flancos para os dois últimos, enquanto os filetes centrais da conexão continuaram pouco carregados. Outro resultado que indica a ineficiência na redução da espessura global da luva é apresentado na Figura 5.16, na qual percebe-se que tal alteração aumenta a tendência à separação tubo-luva, falha por *jump-out*.

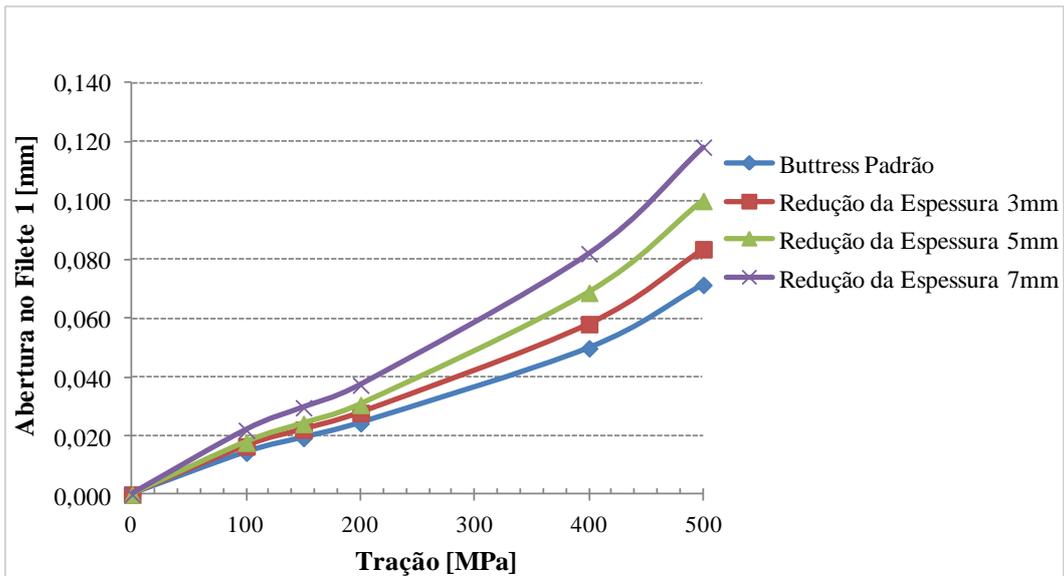


Figura 5.16 – Separação tubo-luva em conexões com redução da espessura da luva em comparação à API *Buttress*. Condições de contorno: torque de montagem máximo e tração crescente. Simulações por MEF.

Outra proposta de alteração na geometria da conexão API *Buttress* foi a redução localizada da espessura da luva. A influência da redução de espessura local da luva na distribuição de força de resistência entre os filetes é apresentada na Figura 5.17, para chanfros externos na forma de bisel.

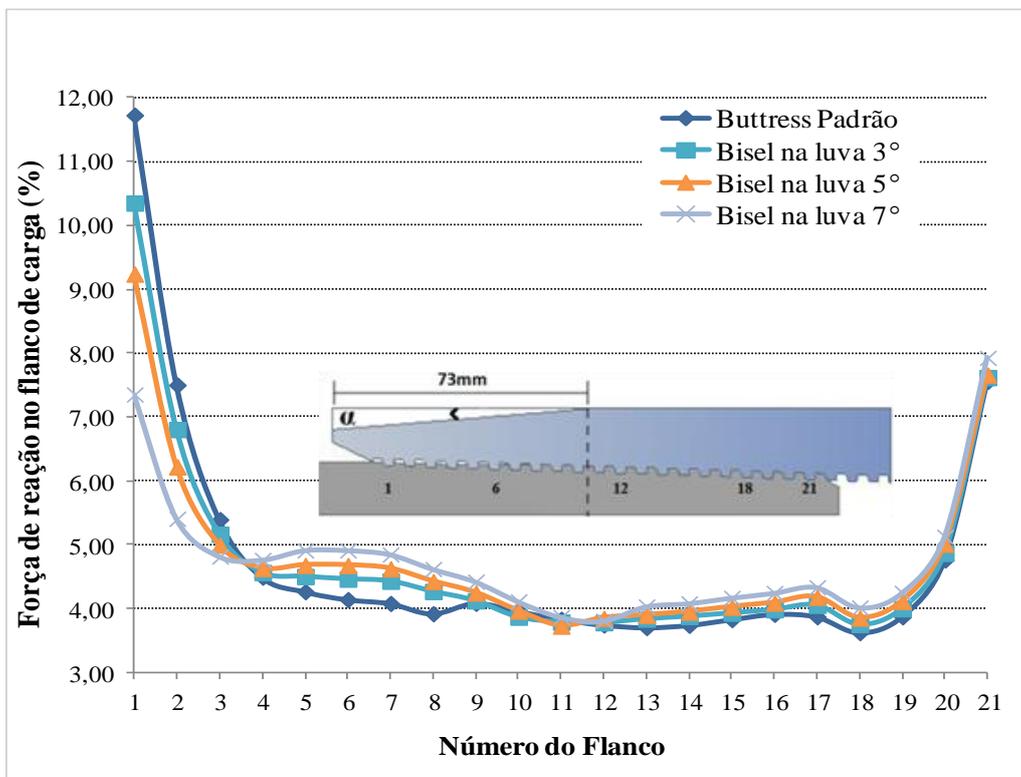


Figura 5.17 – Distribuição de força entre os flancos de carga para diferentes ângulos de chanfro reto na luva, comparação à API *Buttress*. Condições de contorno: torque de montagem máximo e tração igual a 200MPa. Simulações por MEF.

Os resultados de redistribuição de esforços entre os flancos de carga das conexões, obtidos com a usinagem de biseis externos nas luvas, com diferentes ângulos, foram melhores que aqueles obtidos com a redução da espessura global. A usinagem de bisel com 7° reduziu de 12% para 7,3% a proporção de carga suportada pelo flanco 1, além disso, percebe-se na Figura 5.17 a redução da proporção de carga dos flancos 2 e 3, bem como aumento do carregamento dos flancos 5 a 9. Ou seja, a usinagem de biseis cônicos na luva resultou em uma distribuição de cargas mais uniforme entre os filetes da conexão *Buttress*.

Em relação ao *jump-out*, observa-se na Figura 5.18, que a usinagem de biseis na extremidade externa da luva resultaria em grande aumento da tendência deste modo de falha. Quanto maior o ângulo do bisel, maior será a redução local da espessura da luva e, conseqüentemente, a sua rigidez, alteração que reduz a concentração de esforços nos primeiros filetes. Porém, o aumento na tendência de separação tubo-luva apareceu como efeito indesejável.

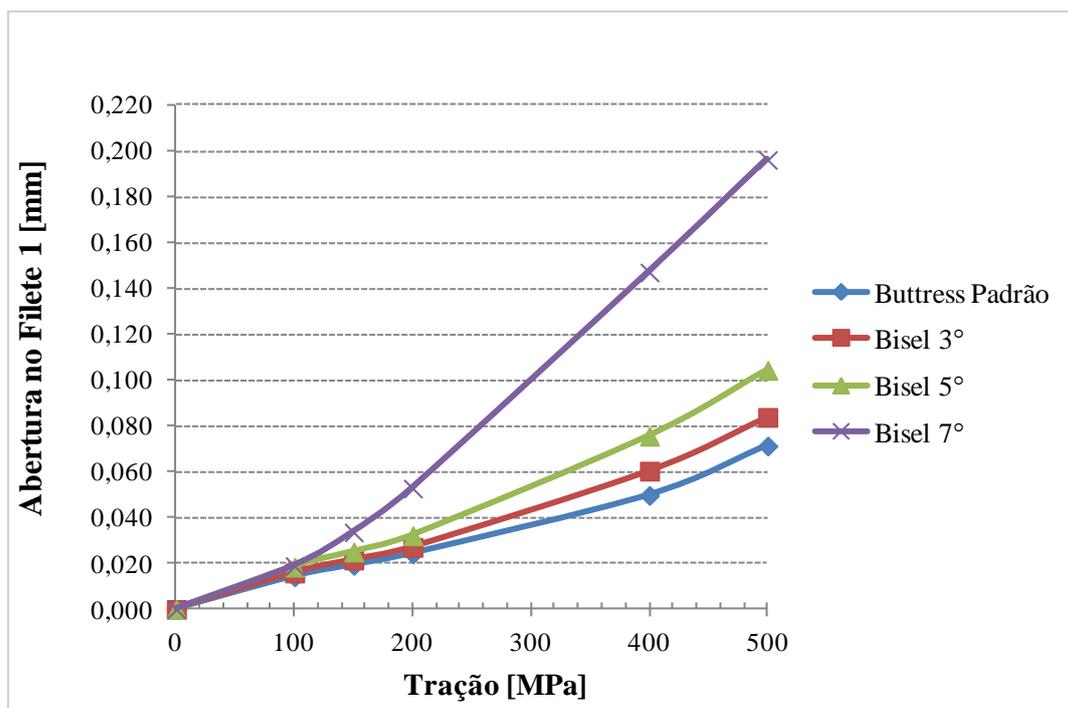


Figura 5.18 – Separação tubo-luva para conexão API *Buttress* e modificações de espessura local da luva a partir de biseis externos com diferentes ângulos. Condições de contorno: torque de montagem máximo e tração crescente. Simulações por MEF.

Uma segunda forma de reduzir a espessura da luva foi simulada a partir da confecção de chanfro, no formato de calota esférica, sobre a região de maior concentração de tensão da conexão (superfície externa da luva sobre os últimos filetes encaixados). Os resultados de distribuição de tensão entre os flancos de carga são apresentados na Figura 5.19, para vários raios de chanfro simulados.

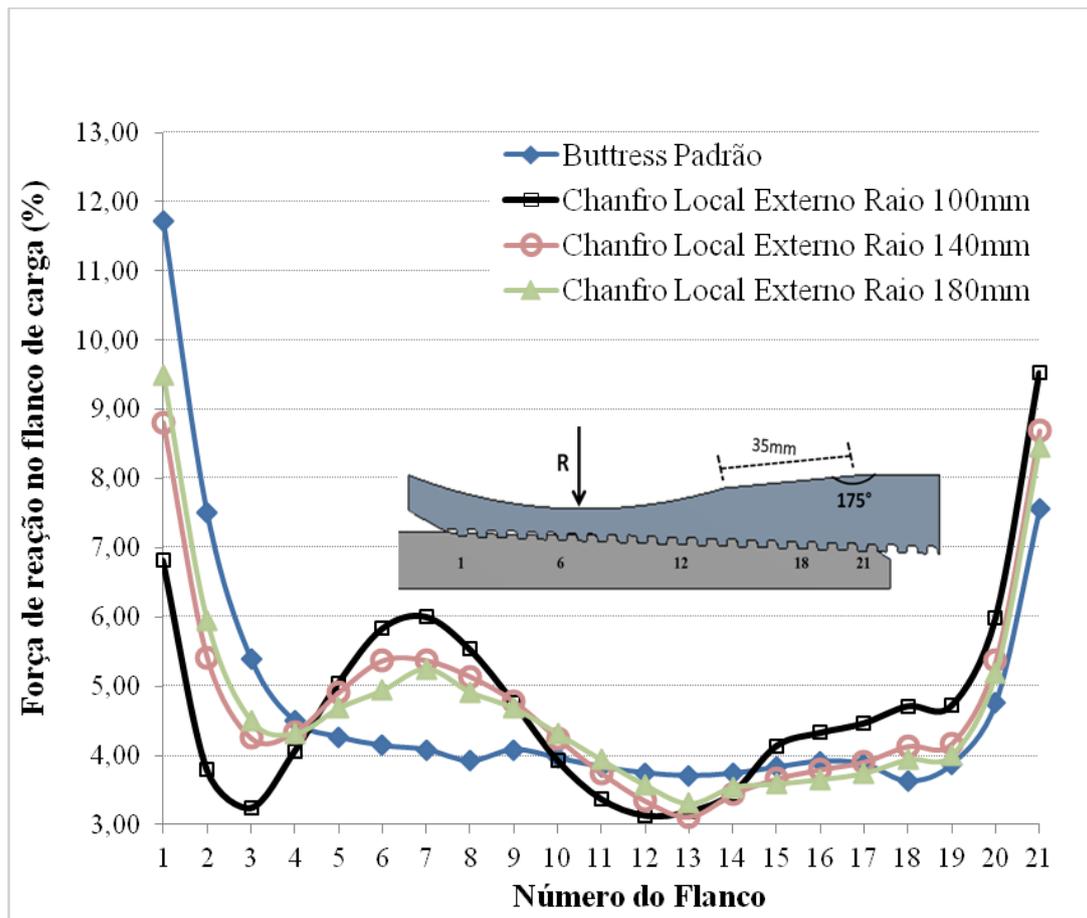


Figura 5.19 – Distribuição de força entre os flancos de carga para diferentes raios de chanfro com formato de calota esférica na luva, comparação à API *Buttress*. Condições de contorno: torque de montagem máximo e tração igual a 200MPa. Simulações por MEF.

A redistribuição de carga entre os filetes devido às alterações de espessura da luva em função do raio do chanfro foi significativa. Observa-se na Figura 5.19, que a confecção de chanfro com raio igual a 100mm reduziu a proporção de esforços no primeiro flanco de carga de 12% para 7%, além de aumentar a participação dos filetes intermediários da conexão (flancos 5 a 9 e flancos 15 a 19). No entanto, para todos os valores de raio de chanfro testados, ocorreu aumento da concentração de esforços no flanco 21 em relação à conexão padrão API *Buttress*.

Na Figura 5.20, observa-se que a confecção de chanfros em forma de calota esférica na luva não influenciou a tendência de separação tubo-luva do primeiro filete encaixado, resultado diferente do obtido a partir das modificações apresentadas anteriormente (redução global da espessura e confecção de chanfro reto).

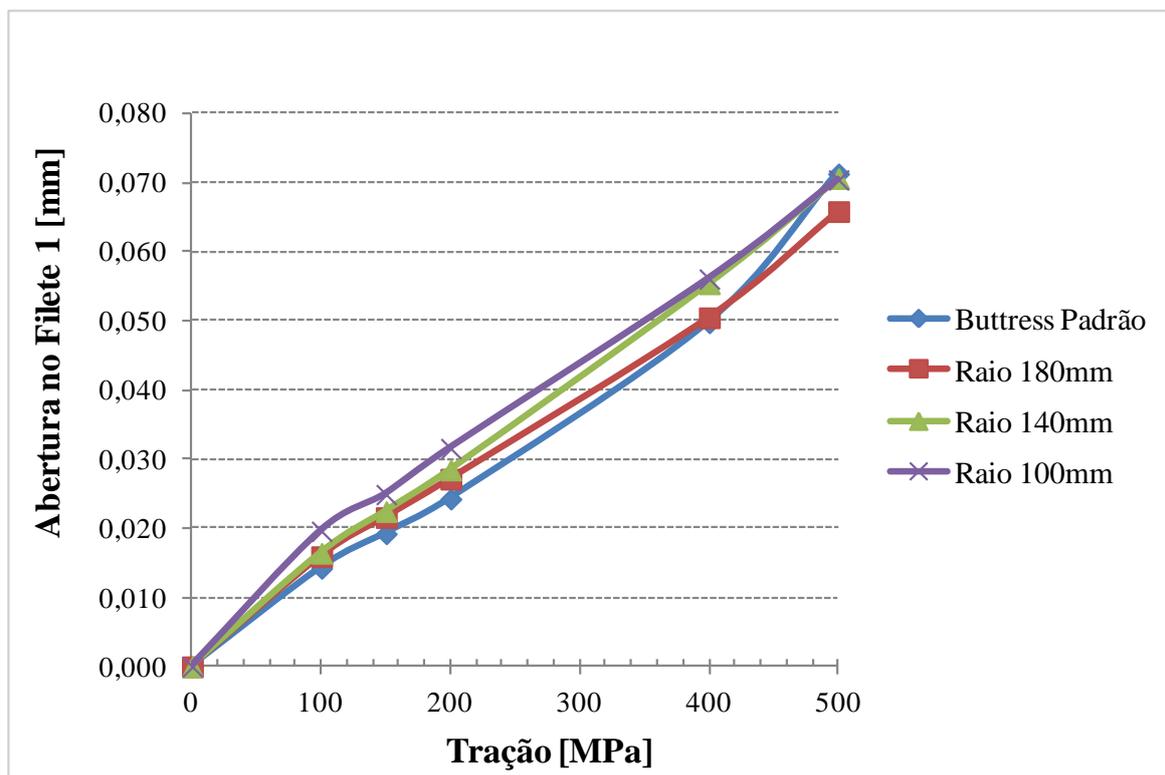


Figura 5.20 – Separação tubo-luva para conexão API *Buttress* e modificações de espessura local da luva a partir de chanfros externos em forma de calota esférica com diferentes raios. Condições de contorno: torque de montagem máximo e tração crescente. Simulações por MEF.

Os resultados de distribuição de tensão axial são apresentados na Figura 5.21, nas conexões com as maiores modificações da espessura da luva, em comparação à API *Buttress*. Os resultados foram obtidos para tração igual a 200MPa, além de torque de montagem máximo.

Os contornos de cores da Figura 5.21 corroboram o que foi discutido nos parágrafos anteriores. A redução da espessura da luva em 7mm, Figura 5.21 (b), promoveu maior nível de tensão axial últimos filetes, além disso, a distribuição de carga continuou concentrada entre os extremos da conexão e a região central com menor nível de tensões. A usinagem de bisel externo na luva com 7°, Figura 5.21 (c), reduziu pouco a concentração de tensão na região do primeiro filete do tubo. A usinagem de chanfro externo em formato de calota esférica e raio igual a 100mm, Figura 5.21 (d), promoveu a distribuição de tensões axiais mais uniforme dentre os casos avaliados, porém, ocorreu grande aumento da concentração de tensão na região do último filete do tubo.

Dentre as modificações geométricas apresentadas na Figura 5.21, somente a usinagem de bisel com 7° reduziu a concentração de tensão axial (4,22) em relação à API *Buttress* (4,78). A confecção de chanfro externo com raio igual a 100mm aumentou a concentração de tensão (5,19) em relação ao padrão API (4,78), Figura 5.21 (d).

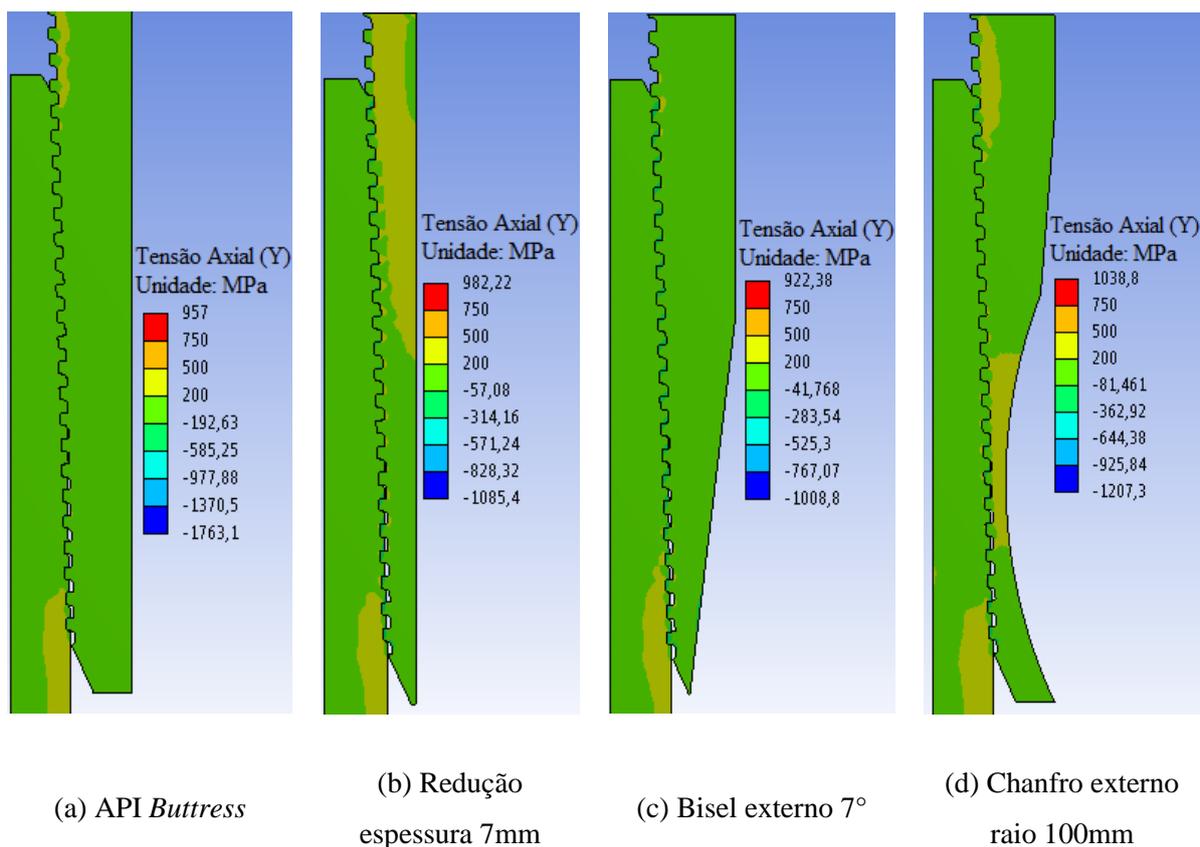


Figura 5.21 – Distribuição de tensão axial na conexão *API Buttress* em comparação às maiores modificações de espessura da luva. Condições de contorno: torque de montagem máximo e tração igual a 200MPa. Simulações por MEF.

5.5.2. Modificações na geometria das roscas

Avaliou-se também o comportamento da conexão a partir da confecção de chanfros nos filetes mais extremos do tubo e da luva. Os resultados apresentados na Figura 5.22 indicam que essa modificação foi efetiva na redistribuição de esforços entre os flancos de carga, em comparação ao padrão *API Buttress*: (i) redução da proporção da carga suportada pelo flanco 1 de aproximadamente 12% para aproximadamente 7%; (ii) aumento da proporção da carga suportada entre os flancos intermediários, flancos 4 a 20; (iii) redução da proporção da carga suportada pelo flanco 21, ou seja, a modificação geométrica proporcionou uma distribuição de esforços mais uniforme entre os filetes da conexão.

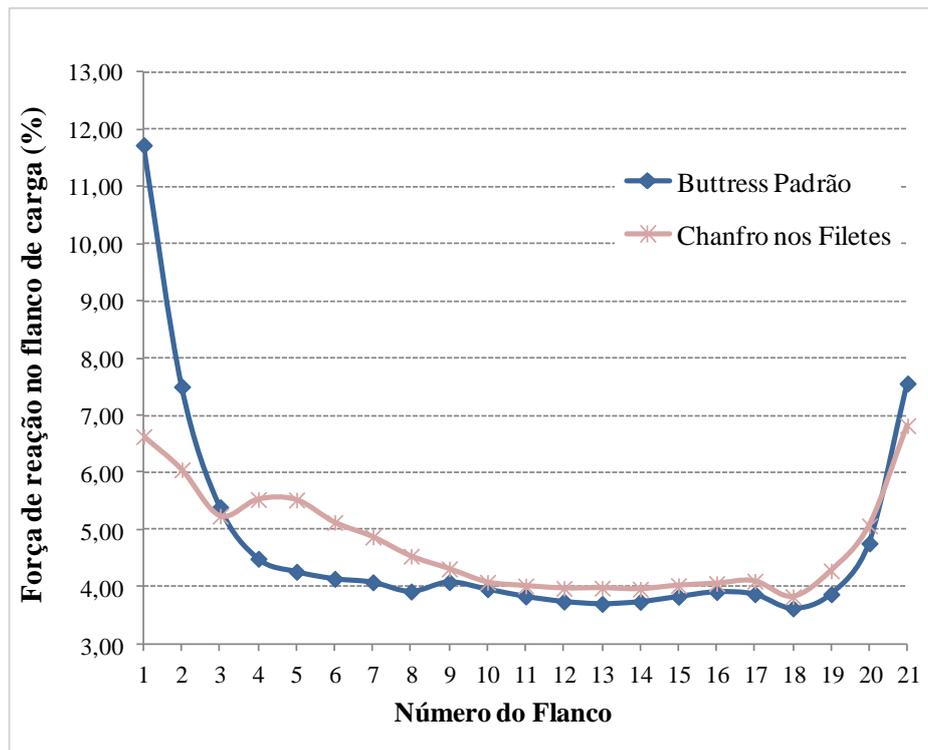


Figura 5.22 – Distribuição de força entre os flancos de carga para a confecção de chanfros nos filetes extremos do tubo e da luva, comparação à API *Buttress*. Condições de contorno: torque de montagem máximo e tração igual a 200MPa. Simulações por MEF.

Em relação ao *jump-out*, os resultados apresentados na Figura 5.23 mostram que a confecção de chanfros nos filetes da conexão, segundo a geometria proposta, praticamente não modificou a tendência para esse modo de falha.

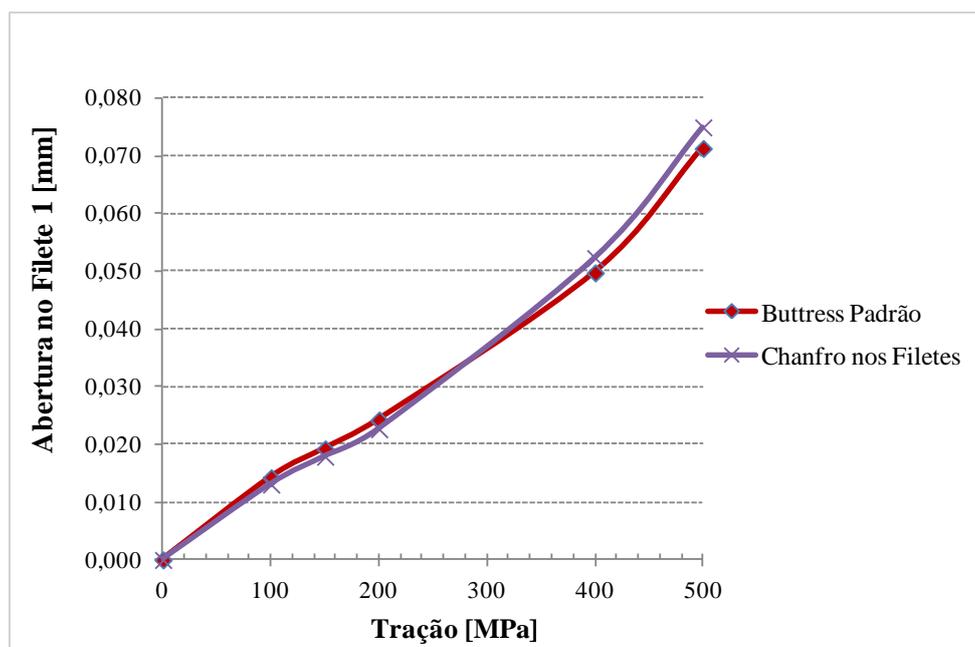


Figura 5.23 – Separação tubo-luva para conexão API *Buttress* e modificação com chanfros nos filetes extremos. Condições de contorno: torque de montagem máximo e tração crescente. Simulações por MEF.

Na Figura 5.24 são apresentados resultados de distribuição de tensão axial na conexão com chanfro nos filetes, em comparação à API *Buttress*. Os resultados foram obtidos para tração igual a 200MPa, além de torque máximo. Observa-se que a confecção de chanfros nos filetes extremos, além de proporcionar uma distribuição de tensões mais uniforme na conexão, também reduziu o valor de concentração de tensão (4,65) em relação à API *Buttress* (4,80).

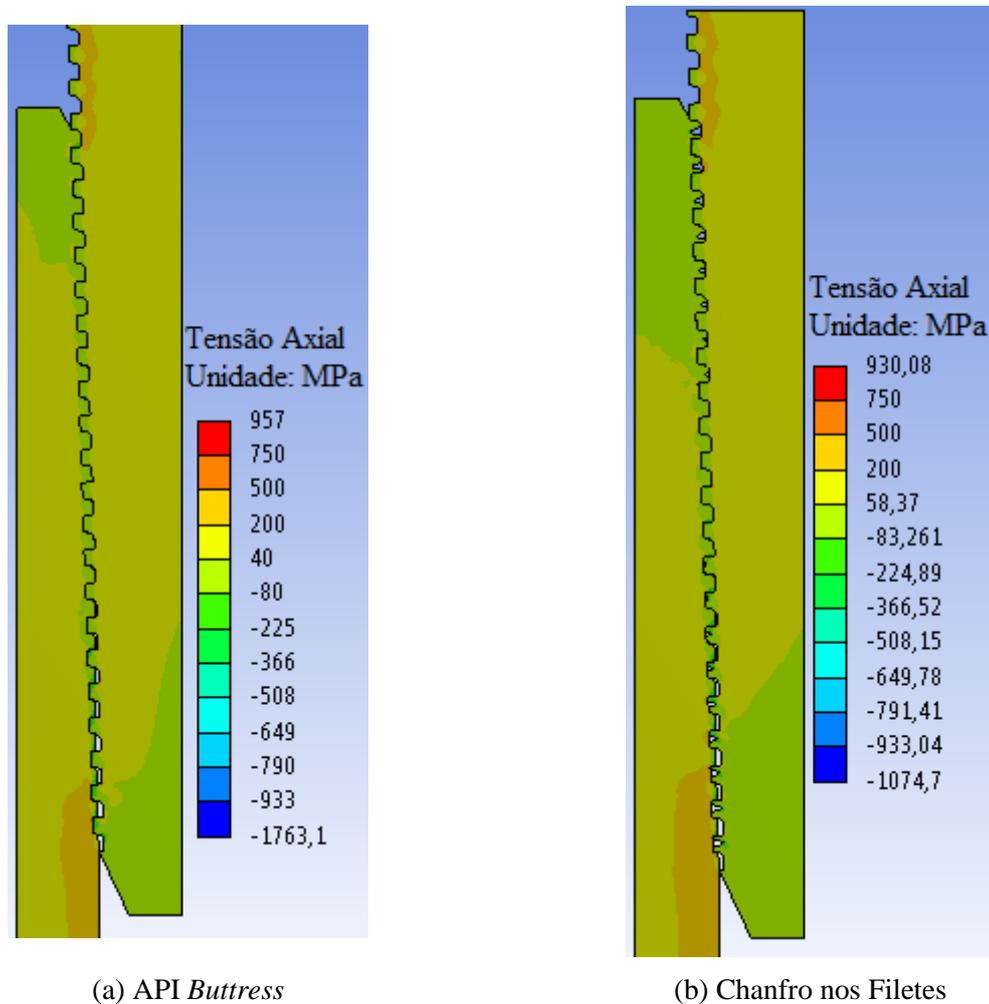


Figura 5.24 – Distribuição de tensão axial na conexão API *Buttress* em comparação à conexão com chanfros nos filetes extremos do tubo e da luva. Condições de contorno: torque de montagem máximo e tração igual a 200MPa. Simulações por MEF.

Em relação aos valores de tensão equivalente (von-Mises), na Figura 5.25 é possível perceber que a usinagem de chanfros nos últimos filetes da luva promoveu deformação plástica localizada (região em vermelho na Figura 5.25 (b)), o que reduziu a rigidez local e permitiu a distribuição de carga entre os filetes seguintes, ou seja, os mais internos da conexão.

A confecção de chanfro nos filetes mais extremos da luva e do tubo reduziu a deformação plástica máxima de 0,115mm/mm para 0,075mm/mm, uma redução de aproximadamente 35% (Figura 5.26). Tal fato pode ser atribuído a uma melhor distribuição de tensões entre os filetes da conexão devido à redução da rigidez da luva, como discutido nos parágrafos anteriores.

Simulou-se também a influência do ângulo do flanco de carga na distribuição de tensões e na tendência ao *jump-out* das conexões. A alteração do ângulo dos flancos de carga praticamente não modificou a distribuição de esforços entre os filetes das conexões, como mostrado na Figura 5.27. Porém, os resultados apresentados na Figura 5.28, indicam que a modificação do ângulo dos flancos de carga da conexão API Buttress (+3°) para um perfil do tipo *Hooked* (Figura 3.11), com ângulo de flanco igual a zero ou -3° reduziu pouco a tendência à separação tubo-luva, para os valores de carga aplicados. Para a carga máxima (500MPa), o uso de flanco de carga negativo (-3°), reduziu em 15% o valor de abertura no primeiro flanco.

Galle et al.^[47], realizaram estudo de simulação numérica em uma conexão *casing* com 4 ½" do tipo API *Buttress*. Os autores avaliaram a influência de ângulos de flanco de carga igual a -13° e +13° na resistência ao *jump-out*, além de possíveis reflexos em outros modos de falha. As conclusões obtidas foram semelhantes às do presente trabalho; o uso de flanco de carga negativo (-13°) reduziu em 20% a tendência de separação entre tubo e luva. Porém, devido ao grande valor de ângulo usado (-13°), os autores perceberam grande tendência de deformação plástica localizada nos três primeiros filetes encaixados da conexão, o que poderia reduzir a vida útil nos casos em que se aplica o reuso (tubos de perfuração, por exemplo). Segundo os autores, isso explicaria o uso mais difundido de perfis com flancos negativos em conexões do tipo *casing*, uma vez que é menos comum a reutilização desse tipo de tubo.

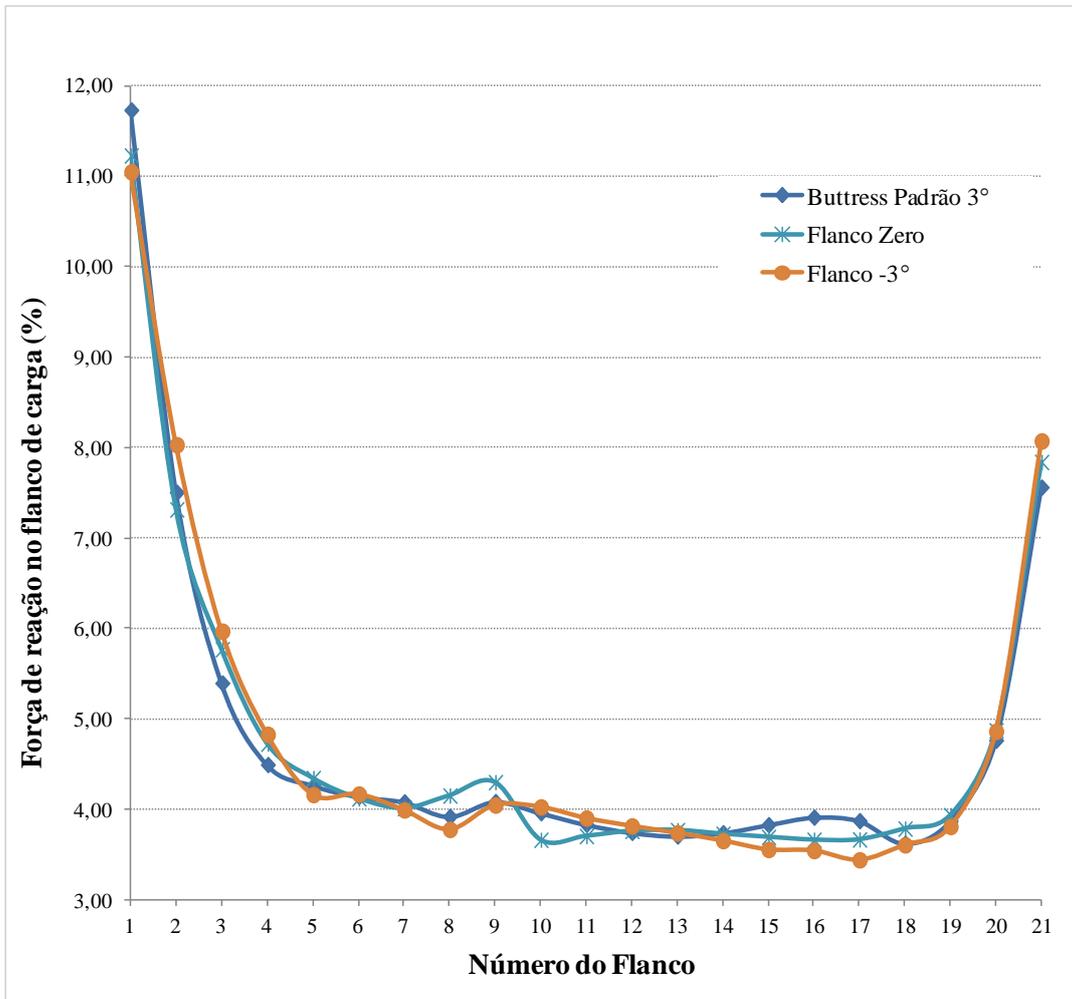


Figura 5.27 – Distribuição de força entre os flancos de carga em função do ângulo dos flancos. Condições de contorno: torque de montagem máximo e tração igual a 200MPa. Simulações por MEF.

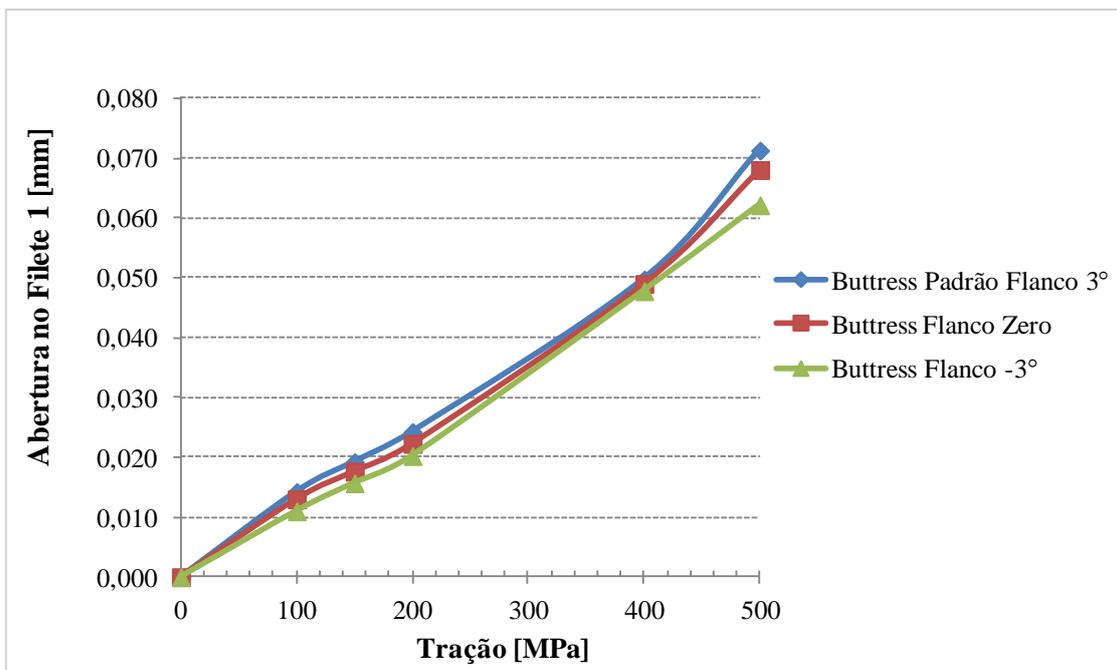
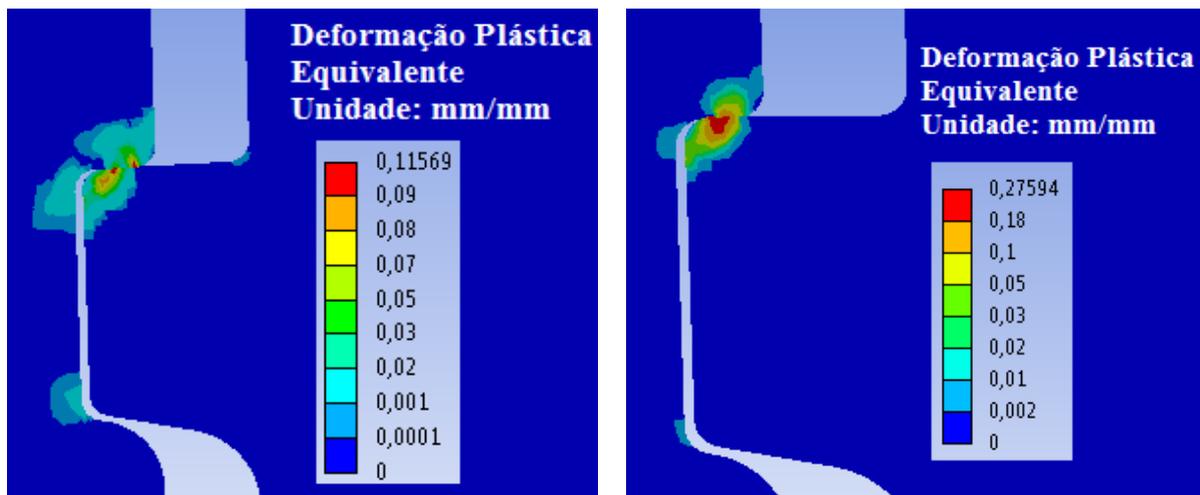


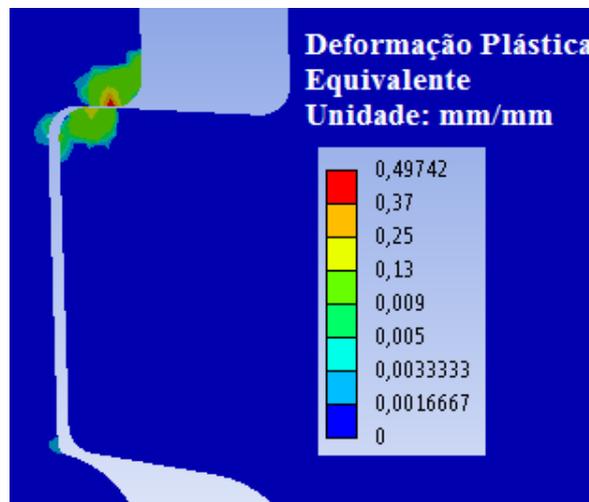
Figura 5.28 – Influência do ângulo do flanco de carga na tendência à separação tubo luva (*jump-out*). Condições de contorno: torque de montagem máximo e tração crescente. Simulações por MEF.

Na Figura 5.29 são apresentados os valores de deformação plástica localizada no último filete encaixado (filete 1), comparativamente para os ângulos de flanco de carga avaliados. Semelhante ao obtido por Galle et al.^[47], a deformação plástica no último filete encaixado aumentou significativamente com o uso de flanco de carga negativo.



(a) API *Buttress* (+3°)

(b) Flanco de Carga Zero

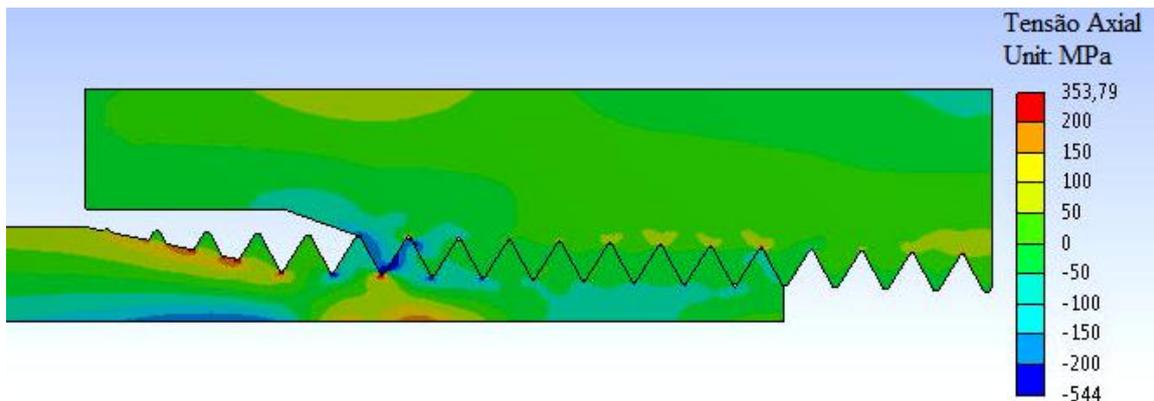


(c) Flanco de Carga Negativo (-3°)

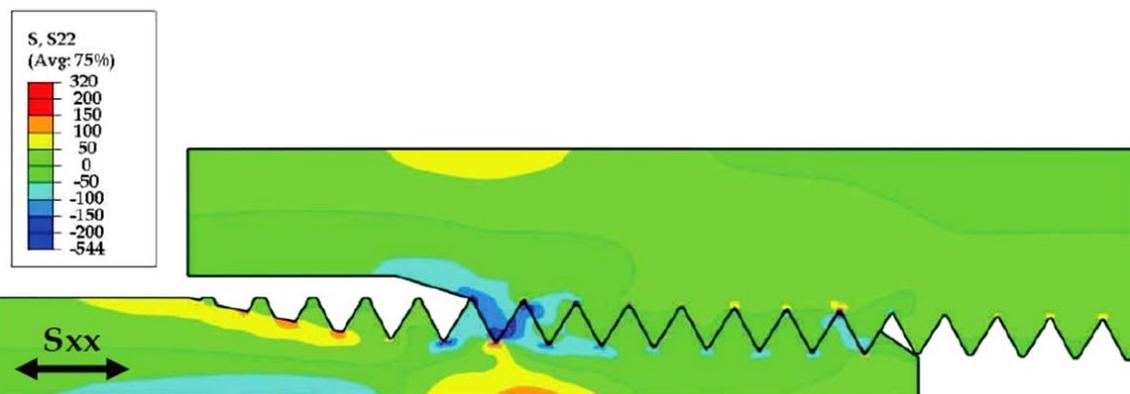
Figura 5.29 – Deformação plástica equivalente na região do último filete encaixado em função do ângulo do flanco de carga. Condições de contorno: torque de montagem máximo e tração igual a 500MPa. Simulações por MEF.

5.6. Validação da Metodologia

As simulações do modelo *Line Pipe 4,5"* foram realizadas com o objetivo de validar a metodologia. Os resultados obtidos na distribuição das tensões direcionais: Axial, Radial e Circunferencial, são apresentadas nas Figuras 5.30, 5.31 e 5.32, respectivamente. Todos os resultados são comparados à referência^[10].



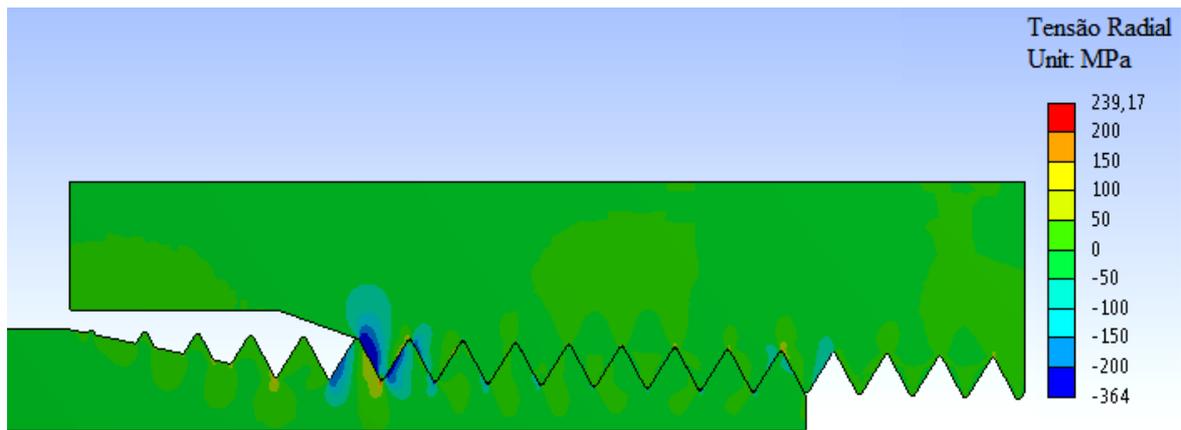
(a) Presente Trabalho



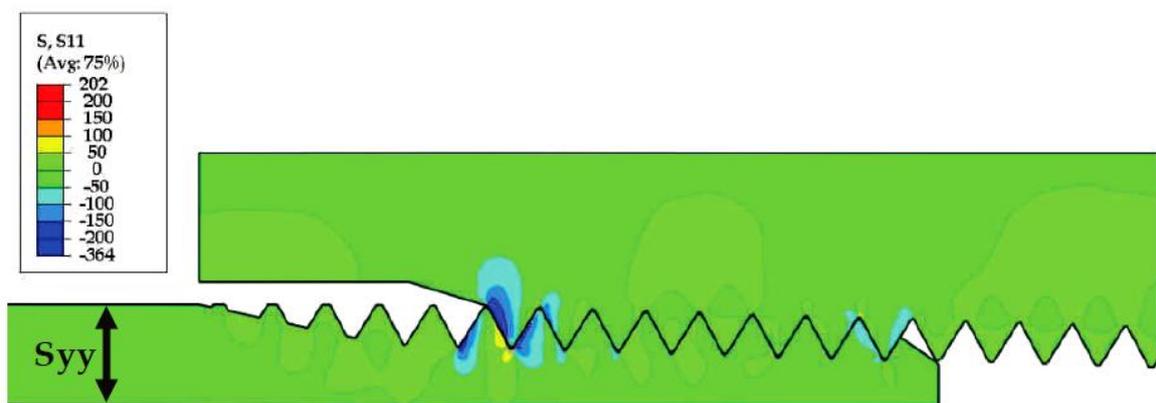
(b) Referência

Figura 5.30 – Comparação entre os resultados de tensão axial obtidos no presente trabalho (a) com os resultados reportados por Wittenberghe^[10] (b). Condição de contorno: torque de montagem. Simulações por MEF.

A comparação entre o contorno de cores mostrado na Figura 5.30 (a) e (b) permite concluir que os resultados de tensão axial obtidos no modelo atual foram muito semelhantes àqueles reportados na referência^[10]. As pequenas diferenças nas cores devem-se, provavelmente, a pequenas diferenças nas malhas.



(a) Presente Trabalho

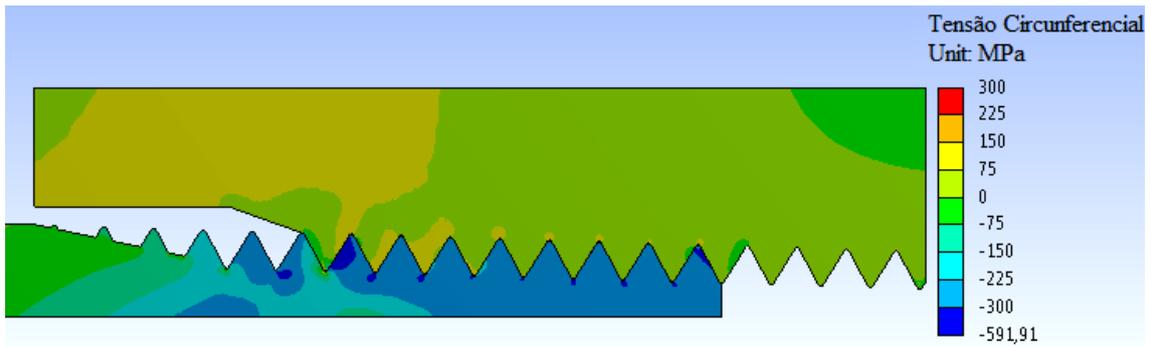


(b) Referência^[10]

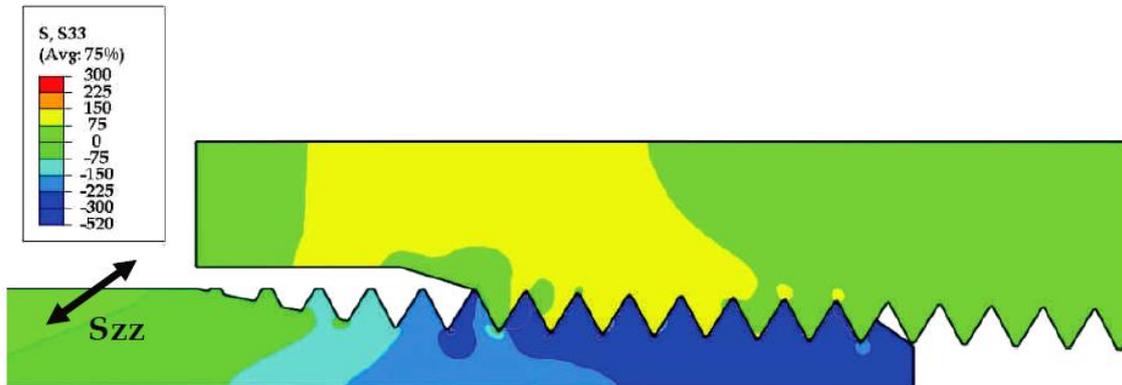
Figura 5.31 – Comparação entre os resultados de tensão radial obtidos no presente trabalho (a) com os resultados reportados por Wittenberghe^[10] (b). Condição de contorno: torque de montagem. Simulações por MEF.

As tensões radiais e circunferenciais, Figuras 5.31 e 5.32, respectivamente, apresentaram resultados semelhantes ao discutido para as tensões axiais. Em todos os casos, os contornos de cores nos modelos assemelham-se muito ao reportado na referência^[10]. Tal observação permite concluir que a metodologia adotada para simular o torque de montagem foi validada, uma vez que o trabalho referência foi validado por extensometria.

Para validar as outras condições de contorno, torque de montagem mais tensão trativa, foram comparados os valores de fração da força de contato entre os flancos de carga. Nas Figuras 5.33 e 5.34 são apresentados os resultados de distribuição relativa de força entre os flancos de carga para tração de 100MPa e 150MPa, respectivamente.



(a) Presente Trabalho



(b) Referência^[10]

Figura 5.32 – Comparação entre os resultados de tensão circunferencial obtidos no presente trabalho (a) com os resultados reportados por Wittenberghe^[10] (b). Condição de contorno: torque de montagem. Simulações por MEF.

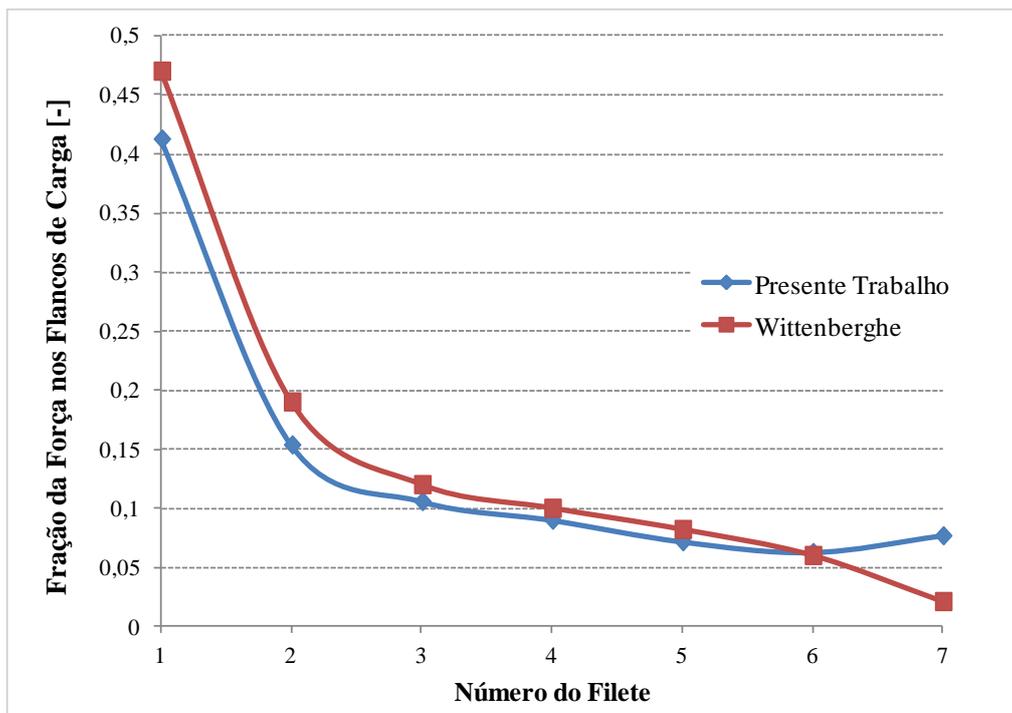


Figura 5.33 – Comparação entre a distribuição de força nos filetes de carga obtidos no presente trabalho com os resultados reportados por Wittenberghe^[10]. Condição de contorno: torque de montagem e tração igual a 100MPa. Simulações por MEF.

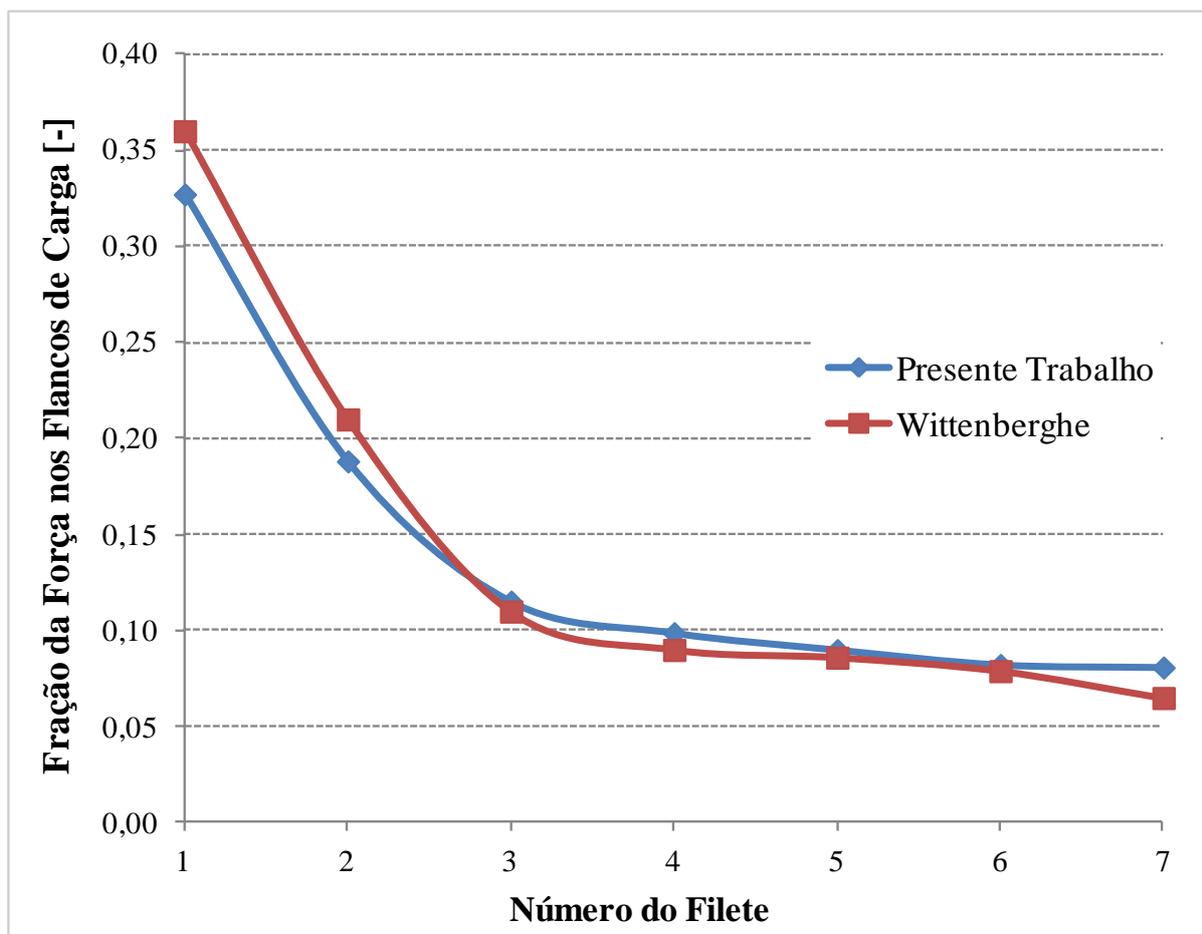
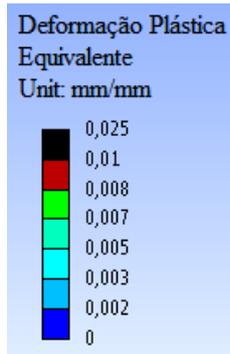
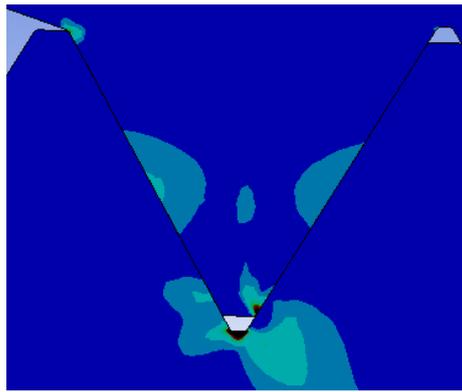


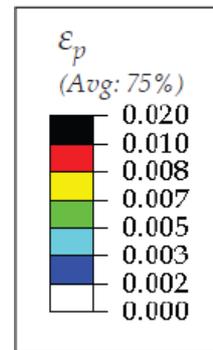
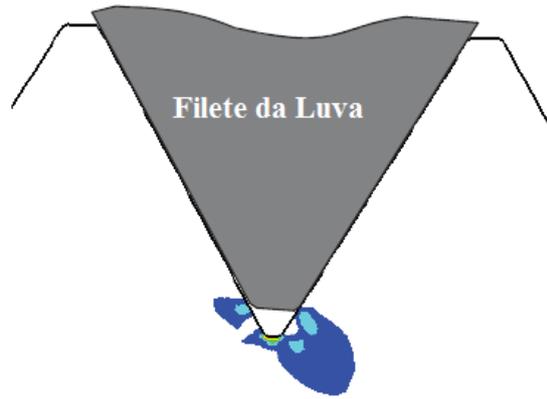
Figura 5.34 – Comparação entre a distribuição de força nos filetes de carga obtidos no presente trabalho com os resultados reportados por Wittenberghe^[10]. Condição de contorno: torque de montagem e tração igual a 150MPa. Simulações por MEF.

A comparação entre a distribuição de carga para os casos simulados no presente trabalho e o reportado pela referência^[10], mostrados nas Figuras 5.33 e 5.34, corrobora a validação da metodologia adotada, uma vez que os resultados de distribuição de força entre os filetes de carga foram muito próximos.

Os resultados de deformação plástica na raiz do último filete encaixado são apresentados na Figura 5.35, de forma comparativa entre o presente trabalho e a referência^[10]. Os resultados de contorno de cores e os valores de deformação plástica da Figura 5.35 foram muito semelhantes, o que contribui para a validação da metodologia adotada.



(a) Presente Trabalho



(b) Referência^[10]

Figura 5.35 Comparação entre os valores de deformação plástica equivalente na raiz do primeiro filete do tubo obtidos no presente trabalho e na referência^[10]. Condições de contorno: torque de montagem mais tração igual a 100MPa. Simulações por MEF.

6. CONCLUSÕES

O aço caracterizado cumpriu os requisitos para ser classificado como grau P110, segundo a Norma API 5CT. Os altos valores de limite de escoamento (880MPa) e limite de resistência (955MPa), foram acompanhados de alta tenacidade ao impacto, absorção de 84J, em média, no ensaio de impacto Charpy a 0°C. As propriedades mecânicas foram resultado de microestrutura adequada, formada por martensita revenida com alta homogeneidade.

Em relação à simulação estrutural:

- O torque de montagem é uma importante variável a ser considerada, pois o valor de tensão equivalente máximo foi igual a 933MPa e 924MPa, para as conexões API *Short Round* e *Buttress*, respectivamente, quando submetidas ao torque máximo. No entanto, devido à alta resistência mecânica do aço, não ocorreu deformação plástica significativa com a aplicação do torque de montagem máximo.
- A conexão API *Short Round* apresentou maior tendência à separação tubo-luva (*jump-out*), além disso, o torque de montagem aplicado exerceu grande influência nesse modo de falha quando a tração aplicada na conexão foi superior a 200MPa. Para tração superior a 300MPa, mesmo com o torque máximo, a conexão apresentou abertura superior a 0,10mm no último filete encaixado. Na conexão API *Buttress*, os valores de abertura no último filete foram inferiores a 0,10mm, mesmo para tração igual a 500MPa, fato que justifica sua maior aplicação em poços profundos ou ultra profundos.
- As duas conexões API apresentaram grande concentração de tensão no último filete encaixado. Para uma tração igual a 150MPa, o flanco de carga 1 foi responsável por 20% da força de reação na conexão *Short Round* e 12% na *Buttress*. A distribuição irregular de cargas originou concentração de tensão axial igual a 6,99 e 6,46, para as conexões *Short Round* e *Buttress*, respectivamente.
- A introdução de pressão interna igual a 40MPa nas conexões reduziu a tendência à separação tubo-luva. No entanto, a conexão API *Short Round* apresentou abertura superior a 0,10mm, no último filete, para tração igual a 500MPa.

- A deformação plástica equivalente foi igual a 0,038mm/mm para a conexão API *Short Round* e 0,116mm/mm para a *Buttress*, quando submetidas a tração igual a 500MPa.
- Apesar do maior valor de deformação plástica equivalente, a conexão API *Buttress* apresentou distribuição de tensão mais uniforme e menor concentração de tensão axial, além de maior resistência ao carregamento estático que a *Short Round*.

Em relação ao estudo paramétrico:

- Todas as alterações nos parâmetros geométricos da luva, redução da espessura global e redução da espessura local, para os valores avaliados, não resultaram em melhoria no desempenho das conexões ao carregamento estático, pois uma distribuição de cargas mais uniforme, quando significativa, foi acompanhada de maior tendência à falha por *jump-out* ou maior concentração de tensão axial.
- A usinagem de chanfros nos filetes extremos do tubo e da luva, conforme sugerido pela patente de Noel e Roussie^[35], mostrou-se eficaz na melhoria do desempenho da conexão ao carregamento estático: (i) redução da proporção da carga suportada pelo flanco 1 de aproximadamente 12% para aproximadamente 7%; (ii) aumento da proporção da carga suportada entre os flancos intermediários, flancos 4 a 20; (iii) redução da proporção da suportada pelo flanco 21; (iv) redução da concentração de tensão axial de 4,8 (padrão *Buttress*) para 4,65, para tração igual a 200MPa; (v) redução da tensão equivalente máxima e, conseqüentemente, da deformação plástica localizada em 35%. Além disso, a modificação geométrica não alterou a tendência à falha por *jump-out*.
- A simulação de perfil *Hooked*, com ângulo de flanco igual a -3° , reduziu em 15% a tendência à separação tubo-luva em relação ao padrão API *Buttress*, considerando tração igual a 500MPa. Porém, ângulos de flanco igual a 0° e -3° , resultaram em deformação plástica localizada igual a 0,275mm/mm e 0,497mm/mm, respectivamente, valores muito superiores ao padrão API (0,115mm/mm) quando as conexões foram submetidas a tração igual a 500MPa.

Em relação à metodologia:

- No geral, a metodologia desenvolvida mostrou-se adequada para avaliar como os modos de falha das conexões estão relacionados e, em parte, como as alterações geométricas a partir do padrão API podem melhorar o desempenho de conexões *casing* para aplicações específicas.

7. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

A partir das constatações do presente trabalho, recomenda-se:

- Confeccionar modelos físicos de conexões com menor diâmetro e comparar os resultados de simulação numérica com medidas obtidas por extensometria.
- Obter as propriedades de fadiga do aço API 5CT grau P110 a partir da metodologia S-N, incluindo corpos de prova lisos e com concentradores de tensão.
- Inserir as propriedades de fadiga do aço grau P110 em modelos numéricos para avaliar os efeitos das alterações geométricas na vida em fadiga.
- Aplicar a metodologia de mecânica de fratura para avaliar o crescimento de trincas por fadiga no aço API 5CT grau P110.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE. **API 5L: Petroleum and Natural Gas industries – steels pipe for pipeline transportation systems**. Forty-Fourth Edition 2007.
- [2] AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE. **API 5CT: Specification for Casing and Tubing**. Ninth Edition, 2011.
- [3] THOMAS, J. E. **Fundamentos da Engenharia de Petróleo**. Rio de Janeiro, Editora Interciência, Petrobras, 2001.
- [4] Esquema de uma sonda de perfuração de poços de hidrocarbonetos. <http://www.galpenergia.com/PT/investidor/ConhecerGalpEnergia/Os-nossos-negocios/Exploracao-Producao/fundamentos-engenharia-petroleo/Paginas/Perfuracao.aspx>. Acesso em: Setembro de 2014.
- [5] BOURGOYNE, A. T.; CHENEVERT, M. E.; MILLHEIM, K.; YOUNG, F. S. **Applied Drilling Engineering**. SPE Textbook series. Vol. 2, 510p, 1986.
- [6] MORAIS, W. A.. **Tubos para a indústria de exploração do petróleo e gás - características e particularidades de produção**. In: Tubo & Cia, v. 2, p. 8-18, 2005.
- [7] SCHLUMBERGER DATA AND CONSULTING SERVICES. **Benchmarking Deep Drilling Final Report**. Pennsylvania, United States of America (USA), 2004. Disponível em: <http://www.netl.doe.gov/kmd/cds/disk11/pdfs/benchmark.pdf>. Acesso em: 25/03/2014.
- [8] KRAUSPENHAR, T. L. **Avaliação da Resistência à Corrosão-Fadiga do Aço API 5CT P110 em Meio Aquoso Salino Contendo H₂S**. Dissertação de Mestrado, UFRGS, 2005.
- [9] AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE (API). **História da API**. Disponível em: <http://www.api.org/globalitems/globalheaderpages/about-api/api-history>. Acesso em: 25/03/2014.
- [10] WITTENBERGHE, J. V. **Experimental Analysis and Modelling of the Fatigue Behaviour of Threaded Pipe Connections**. Tese de PhD. Ghent University, Belgium, 2011.
- [11] AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE. **API 5B: Specification for Threading, Gauging and Thread Inspection of Casing, Tubing, and Line Pipe Threads**. Fifteenth Edition, 2008.
- [12] BOURNE, D. **Assessment of API Thread Connections Under Tight Gas Well Conditions**. Dissertação de Mestrado, Texas A&M University, 2009.
- [13] GALLE, T.; DE WAELE, W.; DE BAETS, P.; VAN WITTENBERGHE, J. **Influence of Design Features on the Structural Integrity of Threaded Pipe Connections**. Sustainable Construction and Design, vol. 2, issue 2, pp. 237, 2011.
- [14] HANSEN, B. **Production Casing Design Considerations**. Apresentação Técnica Devon. Disponível em: <http://www2.epa.gov/hfstudy/production-casing-design-considerations>. Acesso em: 22/02/2014.

- [15] WEBB, S. **Sealed Threaded Pipe Joint**. United States Patent, US 2772102, 1956.
- [16] API, Apresentação: **Performance properties: requirements for leak resistance of API connections (LTC/BTC)**. Disponível em: <http://mycommittees.api.org/>. Acesso em Novembro/2014.
- [17] Vallourec & Mannesmann, **VAM book**, <http://www.vamservices.com/>. 2011.
- [18] DVORKIN, E. N.; TOSCANO, R. G. **Finite element models in the steel industry. Part II: analyses of tubular products performance**. Computers & Structures, Volume 81, Issues 8-11, pages 575-594, 2003.
- [19] YAMAMOTO, K.; KOBAYASHI, K.; MAGUCHI, T.; UENDO, K. **Stress Analysis of Premium Threaded Connection “FOX” by Finite Element Method**, Kawasaki Steel Giho, 20, pp. 202-207, 1989.
- [20] Vallourec & Mannesmann, VAM Services, **VAM 21**, disponível em: http://www.vamservices.com/products/tubing_casing/vam21.aspx. Acesso em 10/01/2014.
- [21] LIM, T. K.; TELLIER, E.; HOWELLS, H. **Wellhead, Conductor and Casing Fatigue – Causes and Mitigation**. Deep Offshore Technology International, 2012.
- [22] TEODORIU, C; FALCONE, G. **Fatigue Life Prediction of a Buttress Casing Connection Exposed to Large Temperature Variations**. Thirty-Third Workshop on Geothermal Reservoir Engineering, Stanford University, Stanford, California, 2008.
- [23] ZHU, S. D.; WEI, J. F.; BAI, Z. Q.; ZHOU, G. S.; MIAO, J.; CAI, R. **Failure analysis of P110 tubing string in the ultra-deep oil well**. Engineering Failure Analysis, n.18, pp. 950-962, 2011.
- [24] WITTENBERGHE, J. V.; De BAETS, P.; De WAELE, W.; BUI, T. T.; ROECK, G. De. **Evaluation of Fatigue Crack Propagation in a Threaded Pipe Connection Using an Optical Dynamic 3D Displacement Analysis Technique**. Engineering Failure Analysis, n.18, pp. 1115-1121, 2011.
- [25] WITTENBERGHE, J. V.; De BAETS, P.; De WAELE, W.; GALLE, T.; BUI, T. T.; De ROECK, G. **Design Characteristics that Improve the Fatigue Life of Threaded Pipe Connections**. Sustainable Construction and Design, vol. 2, issue 2, pp. 334, 2011.
- [26] ASSANELLI, A. P.; DVORKIN, E. N. **Finite Element Models of OCTG Threaded Connections**. Computers & Structures, vol. 47, n. 4/5, pp. 725-734, 1993.
- [27] BODINE, A.G. **Sonic well pump tubing string**. United States Patent, US 2992613, 1961.
- [28] De LANGE, R.W.; EVANS, M.E. **Threaded and coupled connection for improved fatigue resistance**. United States Patent, US 6609735 B1, 2003.
- [29] VERDILLON, L., **Fatigue-resistant threaded bevelled tubular element**, United States Patent, US 6752436B1, 2004.

- [30] Vallourec & Mannesmann, VAM Services, **VAM TOP FE®**, disponível em: <http://www.vamservices.com/products/riser/vamtopfe.aspx?a=0>. Acesso em: 25/01/2014.
- [31] SAUNDERS, D.D.; KALSI, M.S.; CHEN, G.S., **Tool joint**, United States Patent, US 4549754, 1985. Apud WITTENBERGHE, J. V. Experimental Analysis and Modelling of the Fatigue Behaviour of Threaded Pipe Connections. Tese de PhD. Ghent University, Belgium, 2011.
- [32] GUNDERSON, R.H.; BURNS, J.Q. Fox, S.A., **Fatigue-resistant threaded connector**, United States Patent, US 4892337, 1990. Apud WITTENBERGHE, J. V. Experimental Analysis and Modelling of the Fatigue Behaviour of Threaded Pipe Connections. Tese de PhD. Ghent University, Belgium, 2011.
- [33] De LANGE, R.W., EVANS, E.; BUSTER, J.L., **Threaded Connection for Enhanced Fatigue Resistance**, United States Patent, US 5931511, 1999. Apud WITTENBERGHE, J. V. Experimental Analysis and Modelling of the Fatigue Behaviour of Threaded Pipe Connections. Tese de PhD. Ghent University, Belgium, 2011.
- [34] OLIVIER, H.P., **Connection**, United States Patent, US 6485063 B1, 2002. Apud WITTENBERGHE, J. V. Experimental Analysis and Modelling of the Fatigue Behaviour of Threaded Pipe Connections. Tese de PhD. Ghent University, Belgium, 2011.
- [35] NOEL, T.; ROUSSIE, G., **Fatigue-resistant threaded component for tubular threaded joint**, United States Patent, US 751534, 2009.
- [36] SANTUS, C.; BERTINI, L.; BEGHINI, M.; MERLO, A.; BARYSHNIKOV, A., **Torsional strength comparison between two assembling techniques for aluminium drill pipe to steel joint connection**. Int. J. of Pressure Vessels and Piping, vol. 86, pp. 177-186, 2009. Apud WITTENBERGHE, J. V. Experimental Analysis and Modelling of the Fatigue Behaviour of Threaded Pipe Connections. Tese de PhD. Ghent University, Belgium, 2011.
- [37] ERTAS, A.; CUVALCI, O.; CARPER, H. J., **Determination of Friction Characteristics of J-55 OCTG Connections Lubricated with Environmental Safe Threaded Compound**. Tribology Transactions, 42(4), pp. 881-889, 1999.
- [38] ZHANGHUA, L.; YONGGANG, L.; TANG BO; JIANZENG, H.; ZHANG YI; LONG, Y., **Analysis of Jump-Out Loads about Connectors of Buttress and Round Threads of Casing**. International Ansys Conference, Pittsburgh, PA, 2004.
- [39] GUANGJIE, Y.; ZHENQIANG, Y.; QINGHUA, W.; ZHENTONG, T., **Numerical and experimental distribution of temperature and stress fields in API round threaded connection**. Engineering Failure Analysis, n. 13, pp. 1275-1284, 2006.
- [40] CHEN, S.; LI, Q.; ZHANG, Yi; Qi An, **Finite element analysis of tooth load distribution on P-110S conic threaded connections**. International Journal of Pressure Vessels and Piping, n. 88, pp. 88-93, 2011.
- [41] ASTM A 370 – **Standard Test Methods and Definitions for Mechanical Testing of Steel Products**, 2012.
- [42] AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE. **API 5C5: Recommended Practice for Evaluation Procedures for Casing and Tubing Connections**. Second Edition 1996.

- [43] ANSYS INC. **Getting Started with ANSYS Workbench – ANSYS Release 11.0.** Canonsburg, 2007.
- [44] ANSYS INC. Product Launcher Release 14.5. **ANSYS14.5 Help.**
- [45] AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE. **API 5C3: Bulletin on Formulas and Calculations for Casing, Tubing, Drill Pipe, and Line Pipe Properties.** Sixth Edition, Supplement 1, 1999.
- [46] JFE STEEL CORPORATION. **FOX[®] Premium Threaded Connection.** Disponível em <http://www.jfe-steel.co.jp/en/products/pipes/catalog/e1e-013.pdf>. Acesso em 21/09/2014.
- [47] GALLE, T.; WITTENBERGHE, J. V.; JULA, F. C.; De WAELE, W.; De BAETS, P., **Effect of Load Flank Angle Modifications on the Structural Integrity of Buttress Threaded Connections.** Sustainable Construction and Design, vol. 4, issue 1, 2013.