

PROJETO DE GRADUAÇÃO

Estudo Analítico e Numérico de Mecanismos de União de Tubulações

Por,

Albert de Almeida Santos

Brasília, 8 de dezembro de 2017

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA

FACULDADE DE TECNOLOGIA

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
Faculdade de Tecnologia
Departamento de Engenharia Mecânica

PROJETO DE GRADUAÇÃO

Estudo Analítico e Numérico de Mecanismos de União de Tubulações

Por,

Albert de Almeida Santos

Relatório submetido como requisito parcial para obtenção
do grau de Engenheiro Mecânico

Banca Examinadora

Prof. Thiago Doca, UnB/ENM (Orientador) _____

Prof. Antônio Manuel Dias Henriques, UnB/ENM _____

Prof. José Alexander Araújo, UnB/ENM _____

Brasília 8 de dezembro de 2017

Agradecimentos

Agradeço, primeiramente, aos meus pais, Donizete dos Santos e Ednea de Almeida Santos, por não medirem esforços em toda minha trajetória acadêmica.

Ao Prof. Dr. Thiago Doca pelo constante acompanhamento, disposição e incentivo para realização deste trabalho.

À minha namorada, Dalila Machado, que me apoiou de forma perene e tornou possível a realização desta conquista.

E a todos os amigos da “diretoria” e da FGA (Faculdade UnB Gama), por todos os ensinamentos, companheirismo e por fazerem parte da minha formação.

Muito obrigado!

Albert de Almeida Santos

Resumo

As falhas nas tubulações do sistema de abastecimento compõem grande parte das perdas de água que totalizam 35,1% da água tratada no Distrito Federal. Com base nisto, o presente trabalho realiza um estudo analítico e numérico de dois tipos de ligações permanentes, solda de topo e solda de encaixe, para um tubo de diâmetro nominal de 2" e SCH 160 (fabricado em aço AISI 1020). A fim de assegurar a segurança do sistema e manter a estanqueidade da tubulação, muitas pesquisas são desenvolvidas no campo de tubulações industriais, comumente utilizando simulações numéricas. Neste contexto, o objetivo deste trabalho é realizar uma análise contra escoamento e uma análise contra fratura, utilizando o método de elementos finitos. Neste documento são apresentados: a formulação analítica para validação da modelagem numérica, as etapas da modelagem, análise do campo de tensões e análise de uma trinca circunferencial. Na análise contra escoamento aplica-se um carregamento, pressão interna e tensão longitudinal, com o intuito de determinar a pressão máxima que pode ser aplicada em cada conexão para que o material não escoe. Já a análise contra fratura visa determinar qual o maior comprimento circunferencial admissível de uma trinca, posicionada na seção crítica do cordão de solda, quando submetida a um carregamento (pressão interna e tensão circunferencial) ligeiramente inferior ao carregamento máximo permissível definido na análise contra escoamento. Os cálculos numéricos e analíticos consideram a mecânica da fratura linear elástica (MFLE). A partir dos resultados foram levantadas curvas que relacionam o fator de correção e o semi-ângulo de abertura da trinca, a fim de obter o fator de intensidade de tensões para diferentes carregamentos.

Palavras-chaves: Mecanismos de União, Vazamentos, Ligações Permanentes, Estanqueidade, Elementos Finitos, Trinca.

Abstract

Part of the treated water (35,1% of total volume) in *Distrito Federal* is wasted, where the faults in the pipes of the supply system make up a large part of these losses. Based on this, the present work presents an analytical and numerical study of two types of permanent joints (socket welding fittings and butt weld fittings) with nominal pipe size of 2 inches and schedule 160 (made of carbon steel AISI 1020). In order to ensure the safety of the system and maintain the watertightness of the pipeline, many researches are developed in the field of industrial pipelines, commonly using numerical simulations. In this context, the objective of this work is to perform a yield stress analysis and a fracture analysis using the finite element method. This document presents: the analytical formulation for validation of the numerical modeling, modeling steps, stress field analysis and circumferential crack analysis. In the yield stress analysis a load, internal pressure and longitudinal stress, is applied to determine the maximum pressure that can be applied in each connection, so that there is no yielding of the material. The fracture analysis aims to determine the largest circumferential length of a crack located in the critical section of the weld bead when subjected to a load (internal pressure and circumferential stress) slightly lower than the maximum permissible load defined in the the yield stress analysis. The numerical and analytical calculations consider the linear elastic fracture mechanics (LEFM). From the results were drawn curves that relate the correction factor and the crack opening half-angle in order to obtain the stress intensity factor for different loads.

Key-words: Pipe fittings, Water Leaks, Permanent Joint, Watertightness, Finite Element Method, Crack.

Lista de Figuras

Figura 1 – Perda total de água no Distrito Federal, em % do volume de entrada. (CAESB, 2015)	2
Figura 2 – Partes constituintes de um sistema de abastecimento de água. (CUNHA, 2013)	5
Figura 3 – Diferentes adutoras em um sistema de abastecimento de água. (CUNHA, 2013)	6
Figura 4 – Tensões geradas. (FILHO, 2013) Modificado	10
Figura 5 – Diagrama de forças. (DURAN, 2012) Modificado	12
Figura 6 – Tensão radial e circunferencial na parede do tubo. (KADOTA, 2011) Modificado	15
Figura 7 – Gráfico Tensão x Deformação	17
Figura 8 – Possíveis combinações das tensões de membrana e das tensões de flexão. (FILHO, 2013)	19
Figura 9 – Deformação para $S_t < 2.S_y$	20
Figura 10 – Deformação para $S_t > 2.S_y$	21
Figura 11 – Equilíbrio de forças na seção transversal. (HIBBELER, 2010) Modificado	22
Figura 12 – Equilíbrio de forças na seção longitudinal. (HIBBELER, 2010) Modificado	23
Figura 13 – Fator de redução em função do número de ciclos. (FILHO, 2013)	25
Figura 14 – Ovalização de uma curva submetida a momento fletor. (PENG; PENG, 2009)	26
Figura 15 – Momentos aplicados no plano e fora do plano do componente. (ASME B31.3, 2016)	27
Figura 16 – Espessura total do tubo.	29
Figura 17 – Diferentes schedules para o mesmo diâmetro nominal. (SENAI, 2004) Modificado	29
Figura 18 – Diferenças percentuais entre a equação de Boardman e Lamé. (FILHO, 2013)	31
Figura 19 – Curva de 90° para solda de topo. (SANDVIK, 2017) Modificado	35
Figura 20 – Dimensões dos chanfros para solda de topo. (ASME B16.25, 2012)	36
Figura 21 – Especificações indicadas conforme o grau ASTM. (TECÉM, 2013)	37

Figura 22 – Exemplos de conexões para solda de encaixe. (SANDVIK, 2017) Modificado	38
Figura 23 – Dimensões mínimas para soldagem de componentes para conexões por solda de encaixe. (ASME B31.3, 2016)	38
Figura 24 – Descontinuidades em juntas soldadas. (OPTIMEC CONSULTANTS, 2014)	41
Figura 25 – Modos básicos de fratura.	41
Figura 26 – Distribuição das tensões na ponta da trinca interna.	42
Figura 27 – Elemento infinitesimal em equilíbrio.	43
Figura 28 – Tubo de 2" SCH 160 (cotas em <i>mm</i>).	49
Figura 29 – Condições de contorno e carregamentos aplicados à conexão para solda de topo.	50
Figura 30 – Discretização da conexão para solda de topo.	52
Figura 31 – Dimensões da peça (cotas em <i>mm</i>).	53
Figura 32 – Condições de contorno e carregamentos aplicados à conexão para solda de encaixe.	53
Figura 33 – Discretização da conexão para solda de encaixe.	54
Figura 34 – Tensão equivalente de von Mises para a conexão de topo.	55
Figura 35 – Tensão longitudinal para a conexão de topo.	56
Figura 36 – Tensão equivalente de von Mises para a conexão de encaixe.	57
Figura 37 – Tensão longitudinal para a conexão de encaixe.	57
Figura 38 – Trinca longitudinal passante. (NEWMAN, 1976) Modificado	59
Figura 39 – Dimensões do tubo (a) e da trinca (b).	60
Figura 40 – Posicionamento da trinca longitudinal passante.	60
Figura 41 – Malha empregada para o caso de um tubo pressurizado com uma trinca longitudinal passante.	63
Figura 42 – Relação entre o tamanho do elemento e o número de nós existentes na frente da trinca.	64
Figura 43 – Trinca circunferencial passante. (LIU, 2005)	64
Figura 44 – Dimensões da trinca circunferencial passante.	66
Figura 45 – Posicionamento da trinca circunferencial passante e do ponto de referência para um tubo sujeito a tração.	66
Figura 46 – Condições de contorno e carregamentos adotados para uma trinca circunferencial passante em um tubo sujeito a tração.	68
Figura 47 – Malha empregada para o caso de um tubo com uma trinca circunferencial passante sujeito a tração.	69
Figura 48 – Posicionamento da trinca circunferencial passante e do ponto de referência para a conexão de encaixe.	70
Figura 49 – Condições de contorno e carregamentos adotados para a conexão de encaixe.	72

Figura 50 – Discretização da conexão para solda de encaixe com uma trinca circunferencial passante.	72
Figura 51 – Campo de deslocamentos em torno da trinca axial para um tubo pressurizado (na ausência da tensões longitudinais) , com c igual a 12,5 mm	73
Figura 52 – Fator intensidade de tensão para um tubo pressurizado (na ausência de tensões longitudinais) em função do semi-comprimento da trinca.	74
Figura 53 – Campo de deslocamentos em torno da trinca circunferencial para um tubo sujeito a tração (na ausência da pressão interna), com α igual a 40 graus.	74
Figura 54 – Fator intensidade de tensão para um tubo sujeito a tração (na ausência da pressão interna) em função do semi-ângulo da trinca.	76
Figura 55 – Campo de deslocamentos em torno da trinca circunferencial para a conexão de topo(α igual a 40 graus).	76
Figura 56 – Campo de deslocamentos em torno da trinca circunferencial para a conexão de encaixe (α igual a 40 graus).	77
Figura 57 – Fator de intensidade de tensão em função do semi-ângulo de abertura da trinca circunferencial para a conexão de encaixe e topo.	78
Figura 58 – Fator de correção em função do semi-ângulo de abertura da trinca circunferencial para a conexão de topo e encaixe.	80

Lista de Tabelas

Tabela 1 – Propriedades mecânicas do aço AISI 1020. (DOCA; PIRES, 2014)	8
Tabela 2 – Valores de tensão verdadeira e deformação plástica para o aço AISI 1020. (LINS; AMARAL, 2017)	8
Tabela 3 – Coeficiente Y para $D_e/t > 6$	31
Tabela 4 – Vantagens e desvantagens na aplicação de conexões para solda de topo	37
Tabela 5 – Correlação das classes com a série schedule em conexões para solda de encaixe. (ASME B16.11, 2016)	39
Tabela 6 – Vantagens e desvantagens na aplicação de conexões para solda de topo	39
Tabela 7 – Descrição sucinta dos módulos do Abaqus 6.14. (SIMULIA ABAQUS 6.14, 2015)	47
Tabela 8 – Magnitude dos carregamentos para cada incremento (solda de topo).	51
Tabela 9 – Tensões obtidas analiticamente e numericamente para a conexão de topo (unidades em MPa).	55
Tabela 10 – Tensões obtidas analiticamente e numericamente para a conexão de encaixe (unidades em MPa).	56
Tabela 11 – Valores do fator de intensidade de tensão, em $MPa\sqrt{m}$, para diferentes tamanhos de elemento, x	63
Tabela 12 – Parâmetros de entrada para inserção de uma trinca do tipo XFEM para um tubo sujeito a tração.	67
Tabela 13 – Descrição resumida dos parâmetros utilizados para conexão de topo.	69
Tabela 14 – Parâmetros de entrada para inserção de uma trinca do tipo XFEM para a conexão de encaixe.	71
Tabela 15 – Comparação dos fatores de intensidade de tensão obtidos numericamente e analiticamente.	75
Tabela 16 – Fator de intensidade de tensão em função do semi-ângulo de abertura da trinca circunferencial para a conexão de encaixe e topo.	78
Tabela 17 – Fator de correção para diferentes semi-ângulos de abertura da trinca.	79

Lista de símbolos

ρ	Massa específica	$[kg/m^3]$
E	Módulo de Young	$[GPa]$
ν	Coefficiente de Poisson	$[-]$
A	Índice de resistência	$[MPa]$
b	Coefficiente de encruamento	$[-]$
K_{IC}	Tenacidade a fratura	$[MPa\sqrt{m}]$
σ_{esc}	Limite de escoamento	$[MPa]$
ϵ_{plast}	Deformação plástica	$[-]$
σ_{verd}	Tensão verdadeira	$[MPa]$
σ_L	Tensão longitudinal	$[MPa]$
σ_c	Tensão circunferencial	$[MPa]$
σ_r	Tensão radial	$[MPa]$
τ_T	Tensões de cisalhamento	$[MPa]$
p_e	Pressão externa	$[MPa]$
p_i	Pressão interna	$[MPa]$
r_e	Raio externo	$[mm]$
r_i	Raio interno	$[mm]$
r	Raio de análise	$[mm]$
t	Espessura da parede do tubo	$[mm]$
ϵ_c	Deformação circunferencial	$[-]$
ϵ_r	Deformação radial	$[-]$

K_1	Constante de integração	[-]
K_2	Constante de integração	[-]
S	Tensão admissível básica à tração	[MPa]
S_y	Limite de escoamento	[MPa]
S_c	Tensão admissível básica do material na temperatura ambiente	[MPa]
S_h	Tensão admissível básica na máxima temperatura	[MPa]
E_c	Fator que qualidade para componente fundidos	[-]
E_j	Fator que qualidade para juntas soldadas	[-]
E	Soma dos fatores que qualidade	[-]
W	Fator de redução de resistência da junta soldada	[-]
P_m	Tensões de membrana	[MPa]
P_f	Tensões de flexão	[MPa]
S_t	Tensão Secundária	[MPa]
S_{ADM}	Limite admissível (tensões primárias e secundárias)	[MPa]
L	Comprimento do tubo	[mm]
D	Diâmetro interno do tubo	[mm]
A_{P_c}	Área projetada na superfície longitudinal	[mm ²]
A_{σ_c}	Área da parede do tubo	[mm ²]
F_{P_c}	Força circunferencial decorrente da pressão interna	[kN]
F_{σ_c}	Força correspondente à tensão circunferencial	[kN]
A_{P_L}	Área do círculo projetado	[mm ²]
A_{σ_L}	Área da "coroa" do tubo	[mm ²]
F_{P_L}	Força longitudinal decorrente da pressão interna	[kN]
F_{σ_L}	Força correspondente à tensão longitudinal	[kN]
S_{L1}	Tensão longitudinal decorrente da pressão interna	[MPa]
S'_{L1}	Tensão longitudinal real decorrente da pressão interna	[MPa]
S_{L2}	Tensões primárias decorrentes do peso próprio	[MPa]

S'_{L2}	Tensões primárias reais decorrentes do peso próprio	[MPa]
S'_L	Tensões primárias reais	[MPa]
S_A	Tensão admissível para tensões secundária	[MPa]
f	Fator de redução	[-]
i_i	Fator de intensificação no plano	[-]
i_o	Fator de intensificação fora do plano	[-]
S_b	Tensão longitudinal decorrente do momento fletor combinado	[MPa]
S_a	Tensão longitudinal decorrente da força axial combinada	[MPa]
S_t	Tensão longitudinal decorrente do momento torsor combinado	[MPa]
I_i	Índice de tensão referente ao momento fletor atuante no plano	[-]
I_o	Índice de tensão referente ao momento fletor atuante fora do plano	[-]
M_i	Momento fletor combinado atuante no plano	[Nm]
M_o	Momento fletor combinado atuante fora do plano	[Nm]
Z	Módulo de rigidez da seção	[m ³]
M_t	Momento torsor combinado atuante no plano	[Nm]
I_t	Índice de tensão referente ao momento torsor	[-]
t_m	Espessura mínima requerida para um tubo	[mm]
$C1$	Espessura destinada a perda de material durante a fabricação	[mm]
$C2$	Espessura destinada a perda de material devido a corrosão	[mm]
C	Somatório das tolerâncias mecânicas	[mm]
Y	Coefficiente geométrico	[-]
D_e	Diâmetro externo	[mm]
D_i	Diâmetro interno	[mm]
S_{pmax}	Tensão máxima devida à pressão interna ou externa	[MPa]
σ_{mises}	Tensão equivalente de von Mises	[MPa]
S_L	Tensões longitudinais combinadas	[MPa]
S_e	Tensões secundárias combinadas	[MPa]

ϵ_x	Deformação na direção x	[-]
ϵ_y	Deformação na direção y	[-]
γ_{xy}	Deformação cisalhante	[-]
u	Deslocamento na direção x	[μm]
v	Deslocamento na direção y	[μm]
w	Deslocamento na direção z	[μm]
σ_x	Tensão atuante na direção x	[MPa]
σ_y	Tensão atuante na direção y	[MPa]
σ_z	Tensão atuante na direção z	[MPa]
τ_{xy}	Tensão atuante no plano x e na direção y	[MPa]
b_x	Forças gravitacionais atuantes na direção x	[N]
b_y	Forças gravitacionais atuantes na direção y	[N]
ϕ	Função de Airy	[-]
a	Semi-comprimento da trinca	[mm]
r	Distância em relação a ponta da trinca	[mm]
θ	Ângulo em relação a um ponta da trinca	[graus]
τ_{yz}	Tensão atuante no plano y e na direção z	[MPa]
τ_{zx}	Tensão atuante no plano z e na direção x	[MPa]
K_I	Fator de intensidade de tensão em modo I	[MPa \sqrt{m}]
w	Dimensão significativa do sólido fissurado	[mm]
F	Fator de correção	[-]
c	Semi-comprimento da trinca	[mm]
λ	Coefficiente geométrico	[-]
α	Semi-ângulo de abertura da trinca	[graus]

Sumário

	1 INTRODUÇÃO	1
1.1	CONTEXTUALIZAÇÃO E MOTIVAÇÃO	1
1.2	OBJETIVOS	3
1.3	ESTRUTURA DO TEXTO	3
	2 REVISÃO TEÓRICA	5
2.1	ADUÇÃO DE ÁGUA	5
2.2	SELEÇÃO DO MATERIAL	7
2.3	ESFORÇOS MECÂNICOS ATUANTES	8
2.4	TENSÕES ATUANTES	10
2.4.1	TENSÃO NORMAL CIRCUNFERENCIAL - σ_c	10
2.4.2	TENSÃO NORMAL LONGITUDINAL - σ_L	11
2.4.3	TENSÃO NORMAL RADIAL - σ_r	11
2.4.4	TENSÃO CISALHANTE - τ_T	11
2.4.5	SOLUÇÃO DE LAMÉ	11
2.5	CATEGORIAS DE TENSÕES	15
2.5.1	TENSÕES PRIMÁRIAS	15
2.5.2	TENSÕES SECUNDÁRIAS	16
2.5.3	RELAÇÕES DAS TENSÕES PRIMÁRIAS E SECUNDÁRIAS	16
2.6	TENSÕES ADMISSÍVEIS	17
2.7	LIMITE ADMISSÍVEL DE TENSÕES	18
2.7.1	LIMITE ADMISSÍVEL - TENSÕES PRIMÁRIAS	21
2.7.2	LIMITE ADMISSÍVEL - TENSÕES SECUNDÁRIAS	24
2.8	COMPOSIÇÃO DAS TENSÕES LONGITUDINAIS	25
2.9	ESPESSURA DE PAREDE DOS TUBOS	28
2.9.1	CRITÉRIOS DE CÁLCULO DA NORMA ASME B31	32
2.10	CONEXÕES DE TUBULAÇÃO	33
2.10.1	CONEXÕES PARA SOLDA DE TOPO	34
2.10.2	CONEXÕES PARA SOLDA DE ENCAIXE	37
2.11	MECÂNICA DA FRATURA	40

3	MODELAGEM NUMÉRICA	47
3.1	ANÁLISE CONTRA ESCOAMENTO	48
3.1.1	PARÂMETROS DE ENTRADA	48
3.1.1.1	CONEXÃO PARA SOLDA DE TOPO	48
3.1.1.2	CONEXÃO PARA SOLDA DE ENCAIXE	52
3.1.2	RESULTADOS DA ANÁLISE CONTRA ESCOAMENTO	54
3.2	ANÁLISE CONTRA FRATURA	58
3.2.1	PARÂMETROS DE ENTRADA	58
3.2.1.1	VALIDAÇÃO DO MODELO	58
3.2.1.2	CONEXÃO PARA SOLDA DE TOPO	69
3.2.1.3	CONEXÃO PARA SOLDA DE ENCAIXE	70
3.2.2	RESULTADOS DA ANÁLISE CONTRA FRATURA	72
4	CONCLUSÕES	81
	REFERÊNCIAS	83
	ANEXOS	87
	ANEXO A – LIMITE DE ESCOAMENTO S_y E TENSÕES ADMISSÍVEIS BÁSICAS NA TRAÇÃO (S_c E S_h), EM MPA.	88
	ANEXO B – FATORES DE FLEXIBILIDADE E INTENSIFICAÇÃO DE TENSÕES	91
	ANEXO C – FATORES DE INTENSIFICAÇÃO DE TENSÕES	93
	ANEXO D – SÉRIE DE SCHEDULES SEGUNDO A NORMA ASME B36.10	95

1 INTRODUÇÃO

A localização de muitas cidades em cotas bastante elevadas em relação aos recursos próximos, ou à enorme distância dos recursos que se encontram em posição mais alta que a cidade, constitui obstáculos à adoção de sistemas que funcionam por gravidade, no qual há o aproveitamento da energia potencial de posição para o transporte da água. Devido a tal fato, se faz necessário transferir energia para o líquido, por meio de um sistema eletromecânico, a fim de vencer esses obstáculos. Um conjunto destinado a elevar água denomina-se sistema elevatório ou sistema de recalque. (PORTO, 2004)

O sistema de recalque requer grandes elevações de pressões para suprir a necessidade de locais situados em cotas elevadas, solicitando todo o sistema de tubulação o qual conduz a água. Ocasionalmente tais solicitações são excessivas e acarretam a falha de qualquer acessório, equipamento ou até mesmo dos próprios tubos do sistema de tubulação.

Além das elevadas pressões no sistema, a falta de especificações convenientes dos materiais por parte da ABNT (Associação Brasileira de Normas Técnicas) e pela inobservância das melhores técnicas construtivas, acidentes e erros de projeto ocorrem com frequência maior que o esperado para sistemas de abastecimento.

A tubulação do sistema de adução representa um fator que deve ser continuamente analisado, principalmente nos casos em que há apenas uma linha de condução, pois qualquer interrupção que venha a sofrer, afetará o abastecimento à população, com consequências significativas. As adutoras, e também as subadutoras, são unidades principais de um sistema de abastecimento de água, necessitando de cuidados especiais na elaboração do projeto e na implantação das obras. Recomenda-se uma criteriosa análise de seu traçado em planta e perfil, a fim de verificar a correta colocação de seus órgãos acessórios, assim como, ancoragens nos pontos onde ocorrem esforços que possam causar o deslocamento das peças.

1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO E MOTIVAÇÃO

Um dos principais desafios das operadoras de água em países em desenvolvimento é reduzir as perdas de água em todas as etapas do processo de seu fornecimento. As ações

de controle de perdas de água, em uma empresa de saneamento, permeiam as atividades de diversas áreas e, portanto, representam a interação de um grande número de processos e atividades que, por sua vez, exigem sistematização de dados e procedimentos. (CAESB, 2015) (ABES, 2013)

A falta de planejamento resulta em altos índices de perdas de água. Segundo diagnóstico do SNIS (2015) - Sistema Nacional de Informações sobre Saneamento - o Distrito Federal desperdiça 35,1% da água que distribui. Porém este índice de desperdício não é alto apenas no Distrito Federal, que tem um índice melhor do que a média do país (36%). O maior índice de perda de água ocorre no Amapá (72%), enquanto o estado de Goiás possui o menor índice (30%). Os dados disponibilizados pela CAESB (2015) - Companhia de Saneamento Ambiental do Distrito Federal - acerca da perda total de água no Distrito Federal, podem ser visualizados na figura 1.

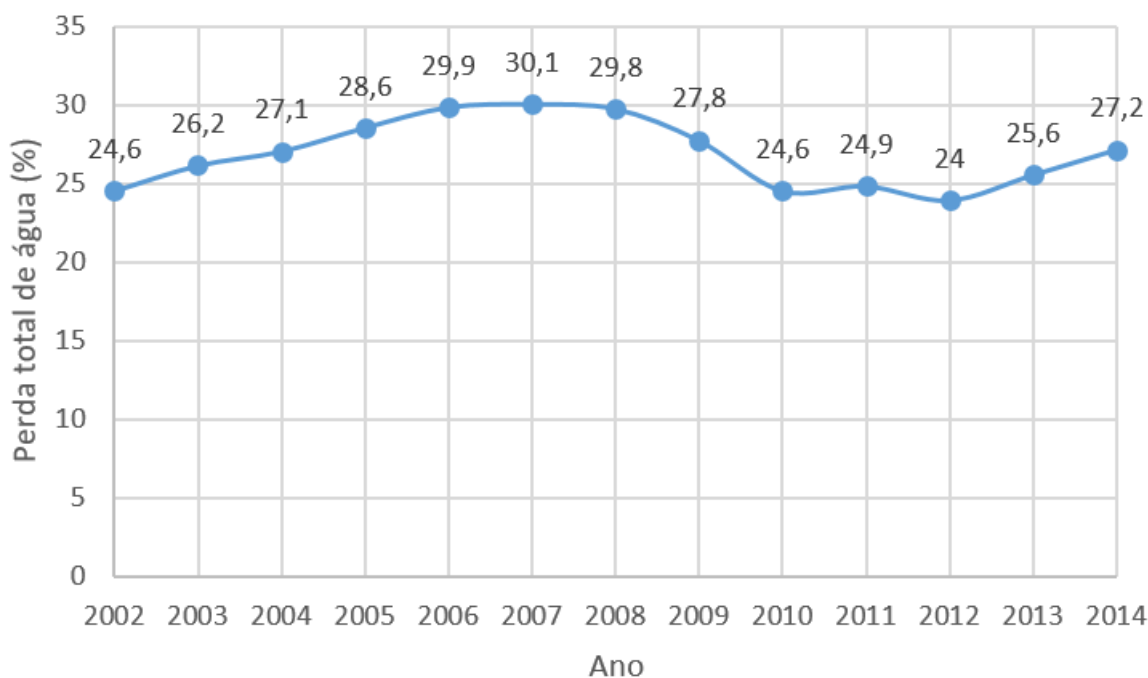


Figura 1: Perda total de água no Distrito Federal, em % do volume de entrada. (CAESB, 2015)

A perda total em um sistema de abastecimento é consequência da perda física ou não física (água consumida e não registrada), sendo expressa como a diferença entre o volume de entrada e o consumo autorizado. As perdas físicas são constituídas pelos vazamentos e rompimentos, nas tubulações (recalques, adutoras, subadutoras, redes de distribuição e ramais prediais) e instalações (estação de tratamento, reservatórios e elevatórias); pelas descargas excedentes para limpeza ou esvaziamento de redes e adutoras; pelos extravasamentos em reservatórios; e pelas perdas no tratamento. (COPASA, 2002)

A magnitude das perdas físicas em sistemas de adução de água bruta ou água tratada é função do estado das tubulações e da eficiência operacional. As causas dessas perdas são: ajuste inadequado das conexões, rompimento da seção do tubo, falha em

acessórios, trincas na estrutura, defeito de impermeabilizações, envelhecimento, corrosão, etc.

As falhas em conexões são provocadas especialmente pelo excesso de pressão em adutoras destinadas às regiões com grande variação de relevo. Esta elevada pressão faz com que as conexões sejam consideradas pontos críticos em uma sistema de tubulações, pois as tensões em tais pontos são acentuadas devido a geometria.

1.2 OBJETIVOS

Este projeto consiste na análise dos mecanismos de falha dos sistemas de ligação de tubulações que compõem um sistema de adução por recalque de água tratada. São analisados dois tipos de ligações permanentes: conexão para solda de topo e conexão para solda de encaixe.

O escopo do projeto é realizar um estudo analítico e numérico (utilizando o pacote de elementos finitos Abaqus) para avaliar o efeito da pressão interna e da tensão longitudinal em cada uma das conexões. A análise é dividida em duas partes, análise contra escoamento e análise contra fratura, para avaliar os fatores que condicionam a integridade da conexão e do tubo.

A análise contra escoamento tem como objetivo identificar a maior pressão interna que pode ser aplicada para que o material não escoe. Já a análise contra fratura visa estabelecer qual o comprimento máximo da trinca para que não ocorra fratura da conexão. Os resultados foram avaliados de acordo com as tensões, os fatores de intensidade de tensões, os critérios de falha indicados pela norma ASME B31 e outros fatores relevantes para a manutenção da estanqueidade da tubulação.

1.3 ESTRUTURA DO TEXTO

O primeiro capítulo expõe uma introdução ao tema, indicando o contexto e as motivações para a realização do trabalho, e por último os objetivos traçados.

No segundo capítulo é levantada uma revisão teórica acerca do tema. A princípio definiu-se uma adutora, realizando a categorização de acordo com a natureza da água transportada e a energia necessária para o escoamento. Posteriormente definiu-se o material selecionado e os esforços mecânicos atuantes. Isto posto, foram definidas as tensões atuantes e suas categorizações, incorporando também os limites admissíveis de acordo com as normas. Em seguida foram descritos os tipos de conexões utilizadas como objeto de estudo do trabalho. Na parte final do capítulo explanou-se sobre a inserção da mecânica da fratura no contexto de tubulações industriais.

No terceiro capítulo são mostradas as etapas seguidas para a modelagem numérica e obtenção dos resultados. Inicialmente realizou-se uma introdução da metodologia adotada e de como os resultados foram apresentados. Este capítulo é dividido em duas seções. Inicialmente as conexões foram analisadas visando não extrapolar o limite de escoamento. E por fim realizou-se uma análise contra fratura das conexões, tendo em vista estabelecer o tamanho máximo de uma possível trinca circunferencial.

Por fim, o quarto capítulo mostra as conclusões obtidas das análises efetuadas.

2 REVISÃO TEÓRICA

2.1 ADUÇÃO DE ÁGUA

Uma adutora é constituída por um sistema de tubulações que conduz a água entre as unidades que precedem a rede distribuidora, realizando o transporte de água do manancial ao tratamento ou da água tratada ao sistema de distribuição. As tubulações provenientes da adutora não possuem derivações para alimentar distribuidores de rua ou ramais prediais, porém há projetos que derivam ramificações (subadutoras) da adutora principal para conduzir água a outros pontos fixos do sistema.

A classificação das adutoras pode ser realizada de diversas maneiras, a primeira delas leva em consideração a natureza da água transportada: (AGUA BRASIL, 2010)

- **Adutoras de água bruta**

Tubulação destinada a conduzir a água da captação, antes de receber qualquer tipo de tratamento, até a estação de tratamento.

- **Adutoras de água tratada**

Tubulação destinada a conduzir a água da estação de tratamento aos reservatórios de distribuição, depois de receber tratamento.

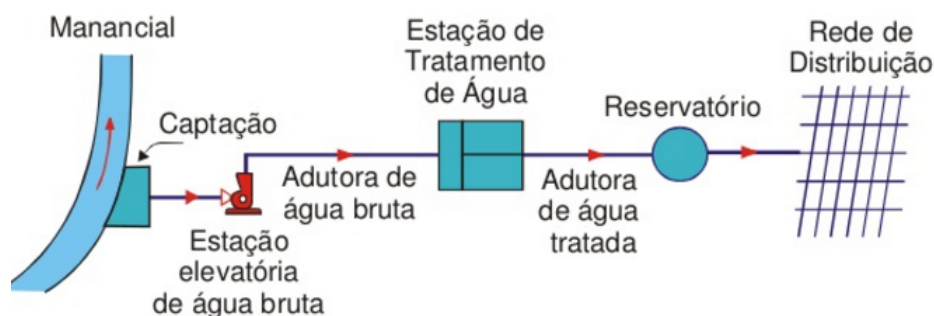


Figura 2: Partes constituintes de um sistema de abastecimento de água. (CUNHA, 2013)

Outro modo de realizar a classificação de uma adutora é considerando a energia necessária para conduzir o fluido através da tubulação (figura 2):(TSUTIYA, 2013)

- **Adutora por gravidade**

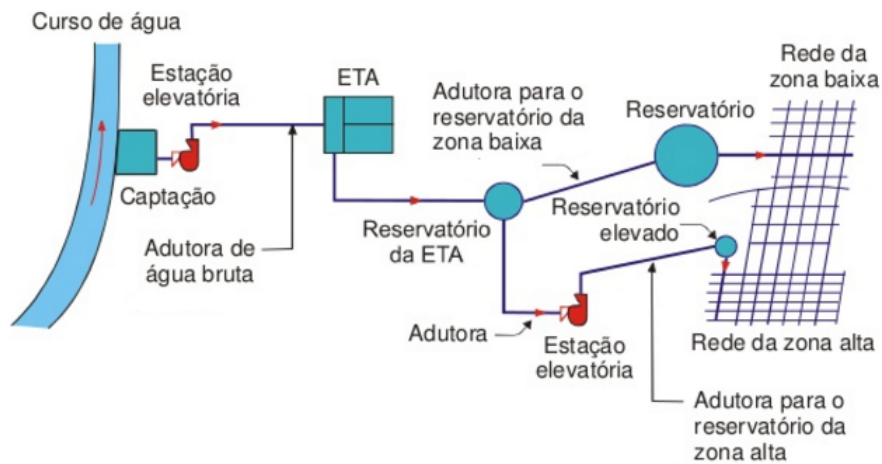
- Conduto Forçado: a água está sob uma pressão superior à atmosférica, $P > P_{atm}$. Utilizada em grande parte das instalações;
- Conduto Livre: a água está sob pressão atmosférica, $P = P_{atm}$. Pouco utilizada atualmente.

- **Adutora por recalque**

- Recalque Simples: há apenas uma estação elevatória (conjunto de bombas e acessórios que elevam a linha piezométrica);
- Recalque Duplo: há duas estações elevatórias.

- **Adutora mista**

Composta por trechos onde o fluido é conduzido devido a gravidade ou o recalque.



ETA: Estação de Tratamento de água

Figura 3: Diferentes adutoras em um sistema de abastecimento de água. (CUNHA, 2013)

Na figura 3 observa-se duas adutoras de água tratada distintas que abastecem os reservatórios de duas redes, rede de zona baixa e rede de zona alta. A adutora para rede de zona baixa (adutora por gravidade) é composta por uma tubulação que tem origem no reservatório da estação de tratamento de água e tem fim no reservatório que assegura o abastecimento da rede de zona baixa. Já a adutora para rede de zona alta (adutora por recalque simples) é composta por uma tubulação que tem origem no reservatório da estação de tratamento de água e tem fim no reservatório elevado que assegura o abastecimento da rede de zona alta.

A adutora de água tratada para a rede de zona alta foi o enfoque deste trabalho pois é o trecho da tubulação que está sujeito a maior pressão de trabalho, promovida pela estação elevatória.

2.2 SELEÇÃO DO MATERIAL

Esta seção visa expor os fatores essenciais na seleção do material da tubulação e de suas conexões. De forma geral, para selecionar o material da tubulação deve-se atentar aos seguintes aspectos:

- Qualidade da água;
- Vazamento;
- Corrosão;
- Pressão de Operação;
- Temperatura de Operação;
- Nível de Tensões no Material;
- Natureza dos Esforços Mecânicos;
- Custo do Material;
- Disponibilidade do Material;
- Sistema de Ligações.

Os principais materiais utilizados na fabricação de tubos para um sistema de abastecimento de água são: aço, ferro fundido dúctil, PVC (*polyvinyl chloride*), concreto protendido e poliéster reforçado com fibra de vidro.

Neste trabalho foram analisadas tubulações de aço devido os seguintes fatores: alta resistência mecânica, baixo índice de vazamento (principalmente na utilização de uniões soldadas), variedade de materiais e disponibilidade de diversos diâmetros.

No projeto de um sistema de adução de água o fluido conduzido adotado é a água potável com reação neutra (pH entre 6 a 10), ou seja, há baixa corrosão do material da tubulação. Dito isso, utiliza-se o aço AISI 1020 por se tratar de um material que cumpre as especificações citadas e por sua maior abrangência na literatura.

As propriedades mecânicas do aço AISI 1020 podem ser observadas na tabela 1.

Tabela 1: Propriedades mecânicas do aço AISI 1020. (DOCA; PIRES, 2014)

	Aço AISI 1020
Massa Específica, ρ	7870 kg/m ³
Módulo de Young, E	203 GPa
Coefficiente de Poisson, ν	0,3
Limite de Escoamento, σ_{esc}	350 MPa
Índice de Resistência, A	600 MPa
Coefficiente de Encruamento, b	0,24
*Tenacidade a Fratura, K_{IC}	51 MPa√m

O valor da tenacidade a fratura (*fracture toughness*) não foi encontrado na literatura, desta forma adotou-se um K_{IC} de um material similar, aço AISI 1045. (NTIS, 1973)

Para a realização de simulações numéricas que envolvem plasticidade utiliza-se os valores de tensões verdadeiras como entrada de dados. A equação de Ludwik-Hollomon (equação (2.1)) determina os valores das tensões verdadeiras em função das seguintes variáveis: limite de escoamento, índice de resistência do material, deformação plástica e o coeficiente de encruamento.

$$\sigma_{verd} = \sigma_{esc} + A\epsilon_{plast}^b \quad (2.1)$$

Tabela 2: Valores de tensão verdadeira e deformação plástica para o aço AISI 1020. (LINS; AMARAL, 2017)

Tensão Verdadeira, σ_{verd} (MPa)	Deformação Plástica, ϵ_{plast}
350	0
360	3,9E-8
370	7,0E-7
380	3,8E-6
390	1,3E-5
400	3,2E-5
410	6,8E-5
420	1,3E-4

2.3 ESFORÇOS MECÂNICOS ATUANTES

Inicialmente pode-se definir tubulação industrial como um conjunto de tubos e acessórios destinados a conduzir fluidos à diversos locais de uma instalação. Para a condução do fluido é necessário a elaboração de uma estrutura para suportar as solicitações provenientes de várias fontes, tais como: tubos, fluido conduzido, isolamento térmico, conexões, válvulas, revestimento, etc.

Cada trecho de uma tubulação pode ser considerado um elemento estrutural, submetido a uma série de esforços, assim pode-se realizar a análise de acordo com o ponto de vista da resistência dos materiais. Os esforços mecânicos preponderantes em uma tubulação são:

- **Peso do Fluido Conduzido**

O peso do fluido conduzido é um esforço que gera um carregamento distribuído ao longo de toda a tubulação, exceto em seções verticais que atua como uma carga concentrada na seção logo abaixo. No caso da condução de líquidos, que foi o enfoque deste trabalho, tal carregamento possui maior relevância devido o maior peso específico.

- **Peso do Tubo**

O peso do tubo de condução gera solicitações semelhantes às citadas no tópico anterior, porém o carregamento varia diretamente com a seção transversal (diâmetro e espessura).

- **Peso de Válvulas, Conexões e Acessórios**

Válvulas, conexões e acessórios são responsáveis pela aplicação de cargas concentradas, resultantes do próprio peso do componente. Alguns projetistas ou até mesmos softwares de simulação desprezam os efeitos concentrados de alguns componentes e consideram incluídos nos carregamentos distribuídos anteriormente citados.

- **Pressão Interna**

A pressão interna do tubo nada mais é do que a própria pressão exercida pelo fluido, variando de acordo com as propriedades do fluido conduzido.

- **Pressão Externa**

A pressão externa ocorre quando a tubulação se encontra em ambientes sob pressão ou operando com vácuo. Comumente os sistemas de tubos de uma adutora são enterrados, sofrendo uma pressão devido o peso do material acima da geratriz superior do tubo. No presente trabalho tal esforço não é considerado, pois a ordem de grandeza deste esforço (kPa) é muito inferior a ordem de grandeza da pressão interna (MPa). Por exemplo, um tubo enterrado a uma profundidade de 5 m e recoberto com asfalto (massa específica $\simeq 2340 \text{ kg/m}^3$) gera uma pressão hidrostática de 11,7 kPa . (DNIT, 2012)

- **Sobrecargas Diversas**

São cargas que atuam no tubo de condução, tais como peso de outros tubos, gelo, pavimentação, estruturas apoiadas, etc.

- **Dilatações Térmicas**

Variações de temperatura fazem com que ocorra uma dilatação do material, sendo diretamente proporcional ao seu comprimento.

- **Movimentos dos Pontos Extremos**

Dilatações de tubos conectados à tubulação resultam em um movimento no ponto extremo da mesma. Dilatação dos equipamentos (tanques, bombas, etc.) e fenômenos naturais (vento, maré, etc.) também colaboram para a movimentação dos pontos extremos.

2.4 TENSÕES ATUANTES

O estado de tensões em cada elemento de parede do tubo é caracterizado por três tensões normais e três tensões tangenciais de cisalhamento, como mostra a figura 4. As tensões normais consideradas são: tensão longitudinal (σ_L), tensão circunferencial (σ_c) e a tensão radial (σ_r). As tensões de cisalhamento (τ_T) atuam em cada um dos planos ortogonais perpendiculares às tensões normais. (TELLES, 2012)

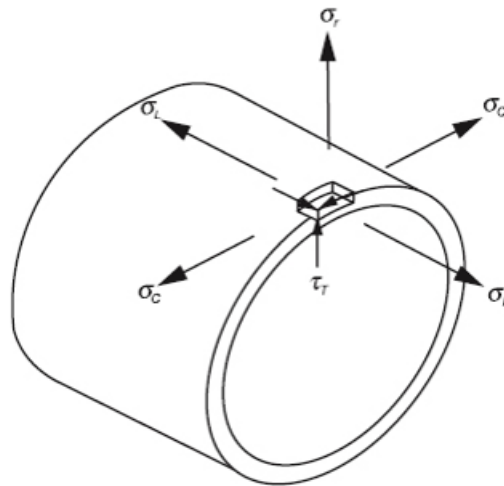


Figura 4: Tensões geradas. (FILHO, 2013) Modificado

2.4.1 TENSÃO NORMAL CIRCUNFERENCIAL - σ_c

A tensão normal circunferencial atua na direção tangencial, perpendicular ao eixo e ao raio, do tubo de condução. Tal tensão promove deformações nessa mesma direção, podendo resultar na abertura da seção circular.

- Tensão Decorrente da Pressão (*hoop stress*);
- Tensão Localizada nos pontos de deformação do Tubo.

2.4.2 TENSÃO NORMAL LONGITUDINAL - σ_L

Esta tensão atua na mesma direção do eixo do tubo de condução. Tal tensão gera deformações longitudinais que podem provocar o rompimento do tubo ao longo de uma circunferência.

- Tensão Decorrente da Pressão;
- Tensão Decorrente dos Esforços Axiais;
- Tensão de Flexão: Gerada pelo peso do tubo, fluido conduzido, acessórios, equipamentos adjacentes, expansão térmica e restrições no movimento.

2.4.3 TENSÃO NORMAL RADIAL - σ_r

A pressão é o único elemento responsável pela tensão normal radial. Normalmente tal tensão é consideravelmente baixa se comparada com outras tensões.

2.4.4 TENSÃO CISALHANTE - τ_T

A tensão cisalhante pode ser decomposta em duas parcelas distintas:

- Tensão Decorrente do Momento Torsor: ocorre em casos mais específicos, a expansão térmica e os movimentos impostos pelos bocais dos equipamentos são os principais responsáveis por tal tensão;
- Tensão Decorrente do Momento Fletor: Esta parcela não colabora no dimensionamento/análise de tensões em tubulações, portando é desprezível na maior parte dos casos.([FILHO, 2013](#))

2.4.5 SOLUÇÃO DE LAMÉ

Gabriel Lamé em 1833 foi responsável pelo estudo da determinação da tensão circunferencial e da tensão radial em um ponto qualquer em função da pressão interna (p_i), pressão externa (p_e) e da geometria do cilindro (r_i e r_e).

A solução de Lamé é aplicada para tubos de parede espessa. Um cilindro de parede espessa se distingue de um cilindro de parede fina devido a relação entre a espessura (t) e o raio interno (r_i). Em tubos de parede espessa as tensões internas variam significativamente, não sendo possível a aplicação de tensões internas constantes (válidas para tubos de paredes finas). Segundo [Pytel e Singer \(2005\)](#), no cilindro de paredes grossas, a sua espessura é maior que 10% do raio interno ($t > 0,1.r_i$). Já a norma [ABNT NBR](#)

12215 (1991) determina que um tubo de parede grossa é aquele em que a relação entre o diâmetro interno e a espessura da parede é menor do que 25 ($t > 0.08.r_i$).

A figura 5(b) representa um segmento infinitesimal da seção do tubo, limitada pelo ângulo $d\theta$ e pelos raios r e $r + dr$. A simetria da seção permite concluir que as tensões transversais no elemento são nulas e que as tensões normais (σ_r e σ_c) dependem apenas de r , não variando em relação a θ .

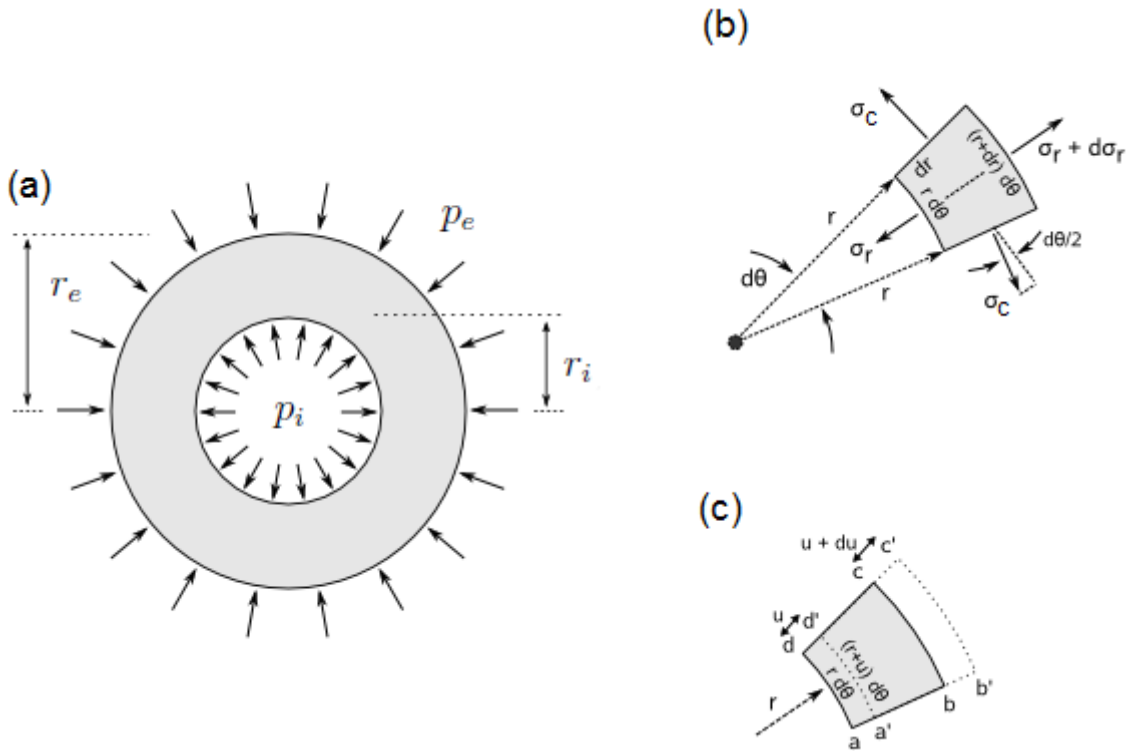


Figura 5: Diagrama de forças. (DURAN, 2012) Modificado

Ao realizar o equilíbrio de forças, onde $\tan(\frac{d\theta}{2}) \simeq \frac{d\theta}{2}$ (aproximação para ângulos pequenos):

$$\sigma_r \cdot r \cdot d\theta + 2 \cdot \sigma_c \cdot \left(\frac{d\theta}{2}\right) \cdot dr = (\sigma_r + d\sigma_r) \cdot (r + dr) \cdot d\theta$$

$$\sigma_r \cdot r \cdot d\theta + \sigma_c \cdot d\theta \cdot dr = \sigma_r \cdot r \cdot d\theta + \sigma_r \cdot dr \cdot d\theta + d\sigma_r \cdot r \cdot d\theta + d\sigma_r \cdot dr \cdot d\theta$$

Simplificando a equação e desprezando a parcela " $d\sigma_r \cdot dr \cdot d\theta$ ", temos:

$$\frac{d\sigma_r}{dr} + \frac{\sigma_r - \sigma_c}{r} = 0 \quad (2.2)$$

Já a figura 5(c) representa as deformações infinitesimais da seção do tubo. A simetria da seção permite concluir que não há deslocamento angular, restando apenas o deslocamento radial u dado por aa' ou dd' .

O comprimento original no sentido radial é dado por ab ou dc , que equivale a dr . No deslocamento para $a'b'c'd'$, esse comprimento aumenta de $u+du-u$. Portanto, a

deformação radial do elemento é dada por:

$$\epsilon_r = \frac{u + du - u}{dr} = \frac{du}{dr} \quad (2.3)$$

O arco ad ($r.d\theta$) varia para $a'd'$ ($(r+u).d\theta$). A deformação radial do elemento é dada por:

$$\epsilon_c = \frac{(r+u)d\theta - r.d\theta}{r.d\theta} = \frac{u}{r} \quad (2.4)$$

Inicialmente considera-se as extremidades do tubo aberta (tensões nulas ao longo do eixo), assim aplica-se a lei de Hooke para tensões no plano:

$$\epsilon_r = \frac{1}{E} \cdot (\sigma_r - \nu \cdot \sigma_c) = \frac{du}{dr} \quad (2.5)$$

$$\epsilon_c = \frac{1}{E} \cdot (\sigma_c - \nu \cdot \sigma_r) = \frac{u}{r} \quad (2.6)$$

Onde ν é o coeficiente de Poisson. Resolvendo o sistema de equações anterior para as tensões, temos:

$$\sigma_r = \frac{E}{1-\nu^2} \cdot \left(\frac{du}{dr} + \frac{\nu \cdot u}{r} \right) \quad (2.7)$$

$$\sigma_c = \frac{E}{1-\nu^2} \cdot \left(\frac{u}{r} + \nu \cdot \frac{du}{dr} \right) \quad (2.8)$$

Fazendo a subtração de $\sigma_r - \sigma_c$ (eq. (2.7)-eq. (2.8)):

$$\sigma_r - \sigma_c = \frac{E}{1-\nu^2} \cdot \left(\frac{du}{dr} - \frac{\nu \cdot du}{dr} + \frac{\nu \cdot u}{r} - \frac{u}{r} \right)$$

Derivando a equação (2.7):

$$\frac{d\sigma_r}{dr} = \frac{E}{1-\nu^2} \cdot \left(\frac{d^2u}{dr^2} + \frac{\nu}{r} \cdot \frac{du}{dr} - \nu \cdot \frac{u}{r^2} \right)$$

Por último substituímos na equação (2.2) e simplificamos:

$$\frac{d^2u}{dr^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{du}{dr} - \frac{u}{r^2} = 0 \quad (2.9)$$

Onde a solução da equação diferencial é:

$$u = K_1 \cdot r + \frac{K_2}{r} \quad (2.10)$$

Substituindo e resolvendo na equação (2.7) e (2.8):

$$\sigma_r = \frac{E}{1-\nu^2} \cdot (K_1 \cdot (1+\nu) - K_2 \cdot \frac{1-\nu}{r^2}) \quad (2.11)$$

$$\sigma_c = \frac{E}{1-\nu^2} \cdot (K_1 \cdot (1+\nu) + K_2 \cdot \frac{1-\nu}{r^2}) \quad (2.12)$$

As constantes de integração K_1 e K_2 são determinadas pelas condições de contorno: $\sigma_r(r_i) = -p_i$ e $\sigma_r(r_e) = -p_e$.

$$K_1 = \frac{1-\nu}{E} \cdot \left(\frac{r_i^2 \cdot p_i - r_e^2 \cdot p_e}{r_e^2 - r_i^2} \right) \quad (2.13)$$

$$K_2 = \frac{1-\nu}{E} \cdot \left(\frac{r_i^2 \cdot r_e^2 \cdot (p_i - p_e)}{r_e^2 - r_i^2} \right) \quad (2.14)$$

Substituindo as constantes nas equações (2.11) e (2.12) e simplificando.

$$\sigma_r = \frac{r_i^2 \cdot p_i - r_e^2 \cdot p_e}{r_e^2 - r_i^2} - \frac{r_i^2 \cdot r_e^2 \cdot (p_i - p_e)}{(r_e^2 - r_i^2) \cdot r^2} \quad (2.15)$$

$$\sigma_c = \frac{r_i^2 \cdot p_i - r_e^2 \cdot p_e}{r_e^2 - r_i^2} + \frac{r_i^2 \cdot r_e^2 \cdot (p_i - p_e)}{(r_e^2 - r_i^2) \cdot r^2} \quad (2.16)$$

Estas equações levam em consideração um cilindro com as extremidades abertas (tensão longitudinal nula, $\sigma_L = 0$). Para tubos de condução leva-se em consideração a tensão longitudinal, pois há mudanças de direção ou até mesmo interrupção do fluxo ao longo de um sistema de tubulações.

A tensão longitudinal é dada pela razão entre a diferença das forças na extremidade do tubo, devido a pressão externa ($p_e \cdot \pi \cdot r_e^2$) e a pressão interna ($p_i \cdot \pi \cdot r_i^2$), e a área ($\pi \cdot r_e^2 - \pi \cdot r_i^2$).

$$\sigma_L = \frac{r_i^2 \cdot p_i - r_e^2 \cdot p_e}{r_e^2 - r_i^2} \quad (2.17)$$

O enfoque deste trabalho foi em tubulações na ausência da pressão externa, como mostrado na seção 2.3 (Esforços Mecânicos Atuantes), então as equações (2.15), (2.16) e (2.17) podem ser simplificadas:

$$\sigma_r = \left(1 - \frac{r_e^2}{r^2}\right) \cdot \left(\frac{r_i^2 \cdot p_i}{r_e^2 - r_i^2}\right) \quad (2.18)$$

$$\sigma_c = \left(1 + \frac{r_e^2}{r^2}\right) \cdot \left(\frac{r_i^2 \cdot p_i}{r_e^2 - r_i^2}\right) \quad (2.19)$$

$$\sigma_L = \frac{r_i^2 \cdot p_i}{r_e^2 - r_i^2} \quad (2.20)$$

A figura 6 apresenta um diagrama ilustrativo da distribuição das tensões ao longo da espessura da parede do tubo.

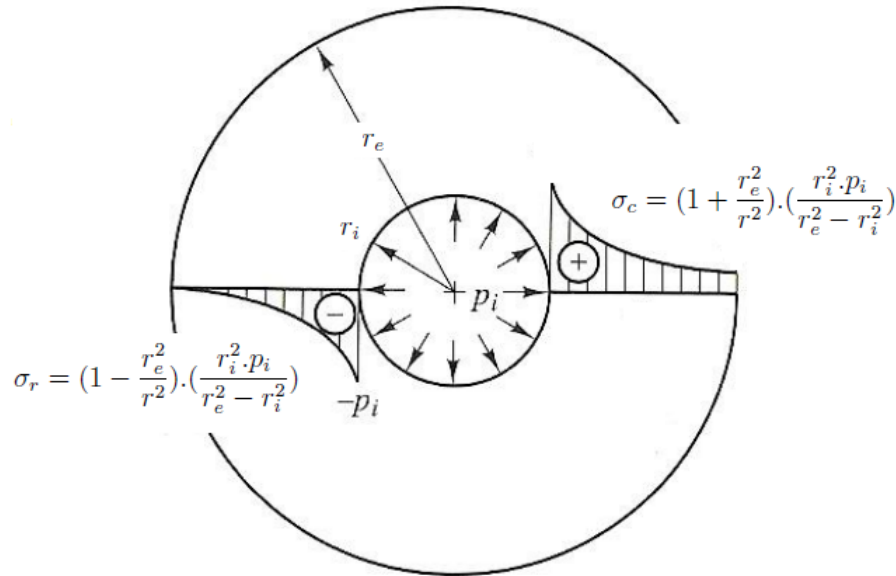


Figura 6: Tensão radial e circunferencial na parede do tubo. (KADOTA, 2011) Modificado

2.5 CATEGORIAS DE TENSÕES

Nesta seção são classificadas as tensões de acordo com o modo de atuação dos carregamentos, dividindo-se basicamente em dois grupos: tensões primárias e tensões secundárias.

O comportamento das tensões primárias é diferente do comportamento das tensões secundárias e por isso devemos tratá-las separadas. As duas tensões atuam de maneira simultânea no material, porém possuem diferentes valores para as tensões admissíveis.

2.5.1 TENSÕES PRIMÁRIAS

Primeiro deve-se definir o termo *carregamento contínuo (sustained loading)*. São carregamentos que resultam em deformações que aumentam ao longo do tempo, não havendo limites, podendo provocar a ruptura da tubulação.

Pode-se definir as tensões primárias como tensões originadas de carregamentos contínuos, que mantém um valor constante durante o tempo que houver a solicitação, resultando em deformações continuamente crescentes. (ALBUQUERQUE, 1999)

Em outras palavras, são as tensões necessárias para satisfazer as condições de equilíbrio estático em relação aos diversos carregamentos externos agindo sobre a tubulação (pressão interna, pressão externa, pesos, sobrecargas, etc.). (TELLES, 2012)

As tensões primárias podem ser subdivididas em tensões primárias de membrana e tensões primárias de flexão:

- **Tensões Primárias de Membrana**

A pressão interna da tubulação provoca a ruptura da seção do tubo.

- **Tensões Primárias de Flexão**

Provocadas normalmente pelo peso próprio que forma um ou mais pontos críticos de momento máximo que entrarão em escoamento, dando origem a articulações (rótulas plásticas), e assim provocam o colapso da seção transversal.(FONTES, 2005)

Ao realizar um paralelo entre as tensões atuantes já citadas e as tensões primárias, pode-se definir quais são estas tensões:

- Tensão Circunferencial;
- Tensão Longitudinal: Excluindo a parcela da expansão térmica, pois não se trata de um carregamento contínuo.

2.5.2 TENSÕES SECUNDÁRIAS

Primeiramente deve-se definir o que é *carregamento autolimitante*. São carregamentos que resultam em deformações determinadas, limitadas pelas condições de contorno da tubulação(restrição de deformações na própria estrutura).

Essa deformação autolimitante gera a tensão secundária. A variação de temperatura é um fator importante na análise das tensões secundárias, pois elas originam tais tensões e posteriormente diminuem sua intensidade ao longo do tempo. Ao invés de equilibrar um carregamento externo, ela deve satisfazer a um conjunto de deformações impostas.

Comparando com as tensões atuantes já citadas, as tensões secundárias são:

- Tensão Cisalhante;
- Tensão Longitudinal: Decorrente da expansão e contração térmica.

2.5.3 RELAÇÕES DAS TENSÕES PRIMÁRIAS E SECUNDÁRIAS

As tensões admissíveis aplicadas às tensões secundárias são muito superiores às aquelas referentes às tensões primárias, tendo em vista a diferença entre a aplicação de deformações autolimitantes e de esforços que produzem o aumento ilimitado das deformações.

As tensões primárias calculadas a partir desses esforços representa tensões efetivamente atuantes, enquanto aquelas decorrentes da aplicação de deformações autolimitantes são obtidas pela lei de Hooke (equação (2.21)) dentro do limite elástico, cujo valor não faz grande diferença enquanto a tensão de escoamento do material não for excedido.

$$\sigma = \epsilon \cdot \text{tg}(\alpha) = \epsilon \cdot E \quad (2.21)$$

Onde α é ângulo da curva tensão-deformação (figura 7), σ é a tensão atuante, ϵ é a deformação resultante e E é o módulo de Young.

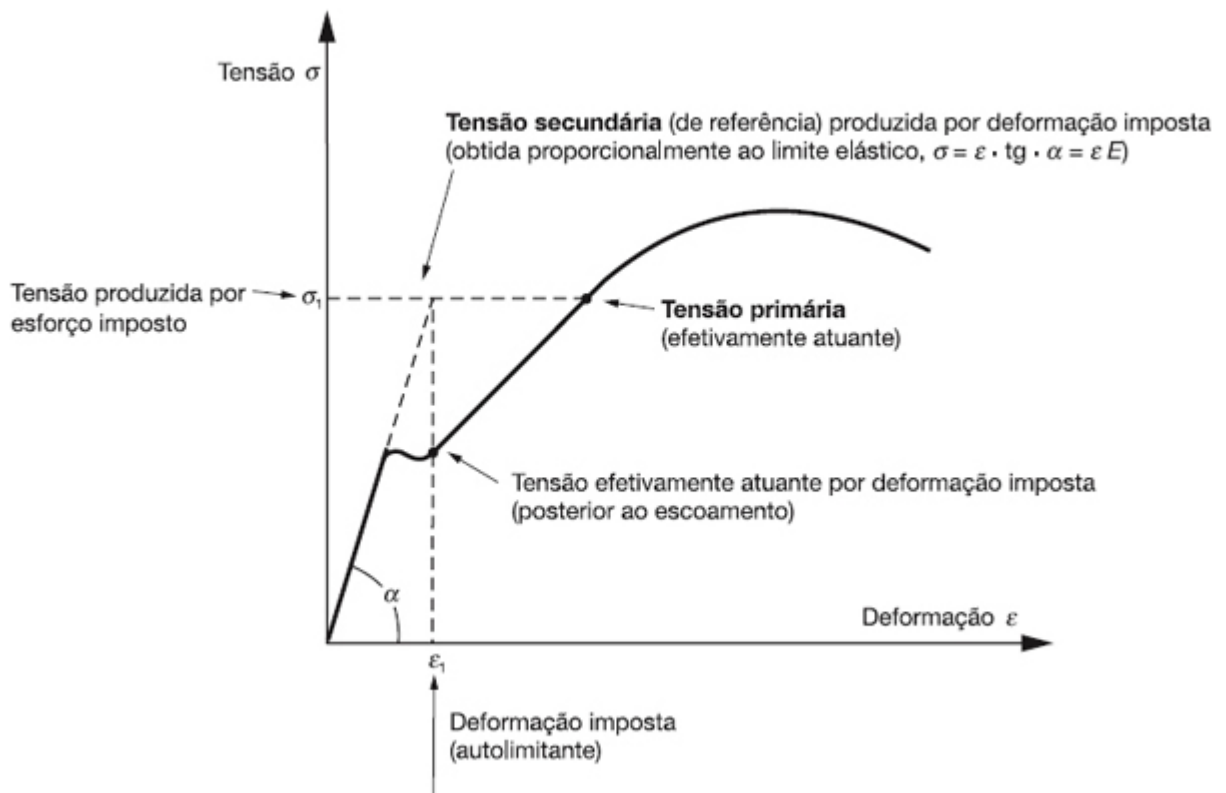


Figura 7: Gráfico Tensão x Deformação

2.6 TENSÕES ADMISSÍVEIS

Nesta seção são utilizadas as recomendações fornecidas pela norma norte americana ASME B31.3. O menor dos limites principais determinará o valor da tensão admissível básica à tração (S). O anexo A mostra o limite de Escoamento S_y e tensões admissíveis básicas na tração (S_c e S_h), em MPa, de acordo com a norma ASME B31.3.

Onde S_c é a tensão admissível básica no material do tubo quando sujeito à temperatura ambiente ou a menor temperatura esperada no *ciclo*. Este ciclo citado é discutido com maiores detalhes na seção a seguir, mas basicamente resume o comportamento do

material em relação às deformações geradas pelo aquecimento e resfriamento cíclicos de determinado material. Já o valor de S_h é a tensão admissível básica do material do tubo na máxima temperatura esperada do ciclo.

Em alguns casos também é necessário realizar uma correção da tensão admissível básica anteriormente definida por um fator de qualidade (E). Definido na equação (2.22).

$$E = E_c + E_j \quad (2.22)$$

Onde pode-se definir E_c e E_j da seguinte forma:

- Fator de Qualidade para Componentes Fundidos (E_c): empregável apenas aos componentes e não aos tubos (tabelas A-1A e 302.3C da norma ASME B31.3);
- Fator de Qualidade para as juntas soldadas (E_j): empregável aos tubos fabricados com solda longitudinal ou espiral (tabela A-1B e 302.3.4 da norma ASME B31.3).

Outro fator de correção para a tensão básica admissível (S) é o fator de redução de resistência da junta soldada (W) que inclui os efeitos da fluência dos materiais. O fator W é aplicado quando a temperatura de trabalho é superior à 427°C em tubos fabricados com costura longitudinal ou espiral. (ASME B31.3, 2016)

2.7 LIMITE ADMISSÍVEL DE TENSÕES

A escolha do limite admissível de tensões é realizada em torno da teoria de análise limite. A análise limite é um caso de análise plástica na qual considera-se que o material possui plasticidade ideal, assim não há encruamento do mesmo. (ALBUQUERQUE, 1999)

Ao reavaliar as tensões primárias, pode-se afirmar que as tensões de membrana (P_m) se igualadas ao limite de escoamento do material (S_y) produzem o colapso da tubulação. Por outro lado a tensão de flexão (P_f) somente produz o colapso da tubulação se forem maiores do que o limite de escoamento do material (S_y), assim há a formação de uma rótula plástica total.

Para definir qual o valor da tensão necessária para a formação da rótula plástica é necessário multiplicar o valor de S_y por um *fator de forma*. Para uma seção tubular o fator de forma é igual 1,273. (FILHO, 2013)

Combinando as tensões de membrana e as tensões de flexão ($P_m + P_f$) há diferentes pontos de colapso, dependendo da magnitude de uma em relação à outra. A equação (2.23) determina quando ocorre o início do escoamento.

$$\frac{P_m + P_f}{S_y} = 1 \quad (2.23)$$

A figura 8 mostra as possíveis combinações das tensões de flexão e das tensões de membrana e também estabelece a região limite de projeto. Tal região é determinada a 2/3 do limite de escoamento do material, generalizando as indicações da norma ASME B31.3, e assim obtendo um bom regime de segurança.

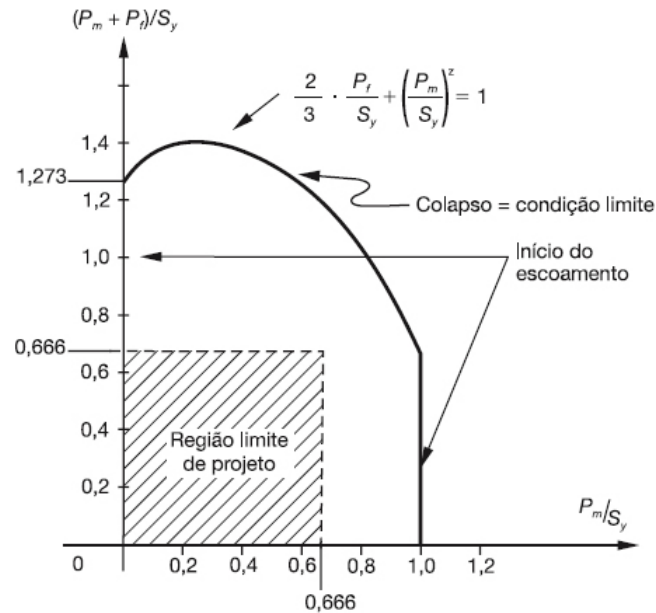


Figura 8: Possíveis combinações das tensões de membrana e das tensões de flexão. (FILHO, 2013)

Nota-se na figura 8 que o eixo das abcissas representa P_m como fração de S_y e o eixo das ordenadas representa $P_m + P_f$ também como fração de S_y . Quando P_m for igual zero, o material entrará em colapso com P_f igual a $1,273.S_y$. Em contrapartida, quando P_f for nula, o material entrará em colapso com P_m for igual S_y .

Para a análise das tensões secundárias é necessário observar um gráfico de tensão x deformação de uma barra a qual sofre uma deformação térmica. Na figura 9 é possível observar o comportamento da barra quando sujeita a uma tensão secundária (S_t) duas vezes menor que o limite de escoamento (S_y).

A deformação térmica, indo do ponto O até ϵ , na fibra mais externa da seção gera a tensão secundária. O traçado OAB sai da origem O , passa pelo ponto de escoamento A e em seguida alcança o ponto de deformação B . Quando ocorre o resfriamento há o retorno à sua posição não deformada, porém com uma tensão residual contrária de valor $S_t - S_y$ (representada pelo o ponto C). Nos próximos ciclos de aquecimento/resfriamento, é necessário primeiramente vencer a tensão residual; logo, a faixa de variação de tensões elásticas é incrementada no valor de $S_t - S_y$.

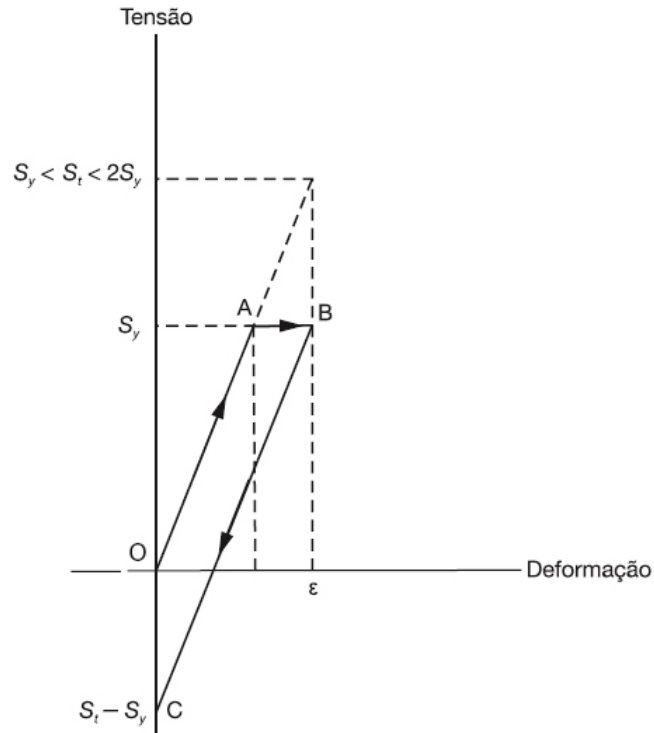


Figura 9: Deformação para $S_t < 2.S_y$

Na figura 10 pode-se observar o gráfico de tensão x deformação onde uma deformação térmica gera uma tensão secundária duas vezes maior que o limite de escoamento ($S_t > 2.S_y$). O traçado OAD sai da origem O , passa pelo ponto de escoamento A e em seguida alcança o ponto de deformação D . Quando ocorre o resfriamento há o retorno à sua posição não deformada, porém com uma tensão residual contrária de valor $S_t - 2.S_y$ (representada pelo o ponto E). Tal tensão residual ultrapassa o limite de escoamento do material (sofrendo escoamento por compressão, trecho EF). Nos ciclos posteriores, o traçado $FDEF$ irá se repetir, acumulando deformação plástica. Logo, como visto acima, o limite máximo possível de ser atingido por uma tensão secundária é de $2.S_y$, visando garantir o comportamento teórico puramente elástico.

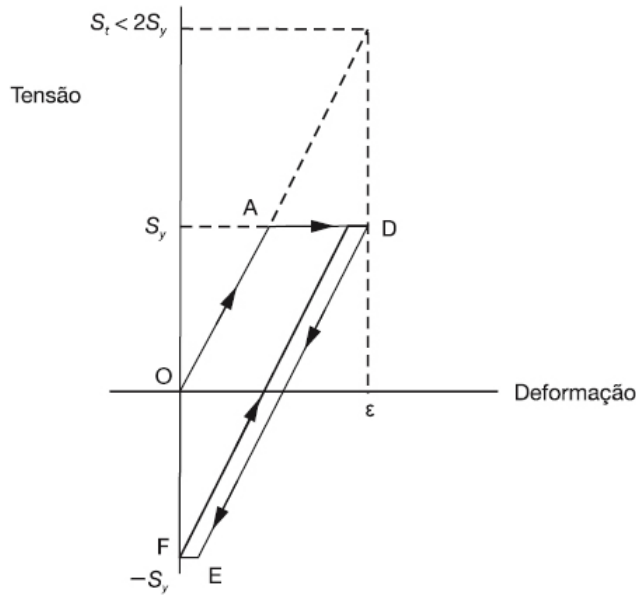


Figura 10: Deformação para $S_t > 2.S_y$

De acordo com a análise limite, o limite admissível (considerando as tensões primárias e secundárias) é definido pela equação (2.24).

$$S_{ADM} = 1,25.(S_c + S_h) \quad (2.24)$$

Se adotarmos o limite das tensões admissíveis básicas de acordo com a figura 8, teremos que $S_c = S_h = 2/3.S_y$. Assim o valor de S_{ADM} é de $1,666.S_y$ que ainda é inferior à $2.S_y$, ou seja, ainda dentro da região de segurança adequada, não havendo o acúmulo de deformação plástica.

2.7.1 LIMITE ADMISSÍVEL - TENSÕES PRIMÁRIAS

A figura 11 mostra a seção transversal de um tubo com espessura t , comprimento L e diâmetro D . Ao realizar o equilíbrio de forças na seção, a força decorrente da pressão interna P deve ser igual à força correspondente à tensão circunferencial σ_c .

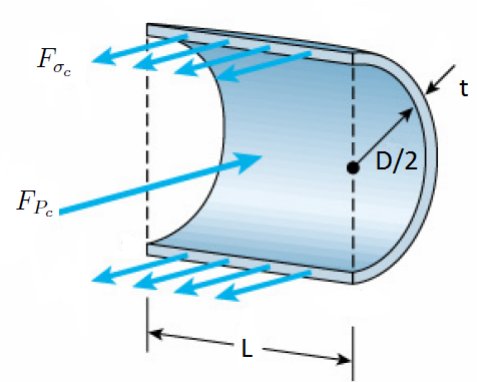


Figura 11: Equilíbrio de forças na seção transversal. (HIBBELER, 2010) Modificado

A área projetada na superfície longitudinal (A_{P_c}) e a área da parede do tubo (A_{σ_c}) são:

$$A_{P_c} = DL$$

$$A_{\sigma_c} = 2tL$$

Desta forma, a força decorrente da pressão interna (F_{P_c}) e a força correspondente à tensão circunferencial (F_{σ_c}) podem ser facilmente determinadas:

$$F_{P_c} = p_i(DL)$$

$$F_{\sigma_c} = \sigma_c(2tL)$$

Efetuada o equilíbrio de forças ($F_{P_c} = F_{\sigma_c}$) é possível determinar a magnitude da tensão circunferencial, como mostra a equação (2.25).

$$\sigma_c = \frac{p_i D}{2t} \quad (2.25)$$

A figura 12 mostra a seção longitudinal com as mesmas dimensões já mostradas na figura 11. Ao realizar o equilíbrio de forças na seção, a força decorrente da pressão interna P deve ser igual à força correspondente à tensão longitudinal σ_L .

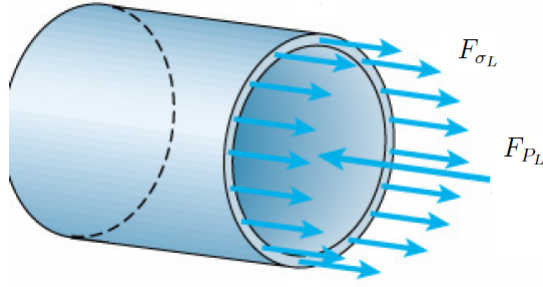


Figura 12: Equilíbrio de forças na seção longitudinal. (HIBBELER, 2010) Modificado

A área do círculo projetado (A_{P_L}) e a área da "coroa" do tubo (A_{σ_L}) são dadas por:

$$A_{P_L} = \frac{\pi D^2}{4}$$

$$A_{\sigma_L} = \pi D t$$

Assim pode-se calcular a força decorrente da pressão interna (F_{P_L}) e a força correspondente à tensão longitudinal:

$$F_{P_L} = p_i \left(\frac{\pi D^2}{4} \right)$$

$$F_{\sigma_L} = \sigma_L (\pi D t)$$

Efetuando o equilíbrio de forças ($F_{P_L} = F_{\sigma_L}$) é possível determinar a magnitude da tensão longitudinal, como mostra a equação (2.26).

$$\sigma_L = \frac{p_i D}{4t} \quad (2.26)$$

Comparando a tensão circunferencial com a tensão longitudinal, facilmente nota-se que σ_c possui magnitude duas vezes maior que σ_L . Desta forma, pode-se afirmar que ao aplicar uma pressão interna a falha sempre ocorrerá devido a tensão circunferencial. Caso a tensão circunferencial seja igual à tensão admissível básica do material do tubo na máxima temperatura (S_h), necessariamente a tensão longitudinal decorrente da pressão interna (lembrando que há outros esforços que causam tal tensão) é igual $S_h/2$.

Segundo a norma ASME B31.3 o somatório das tensões longitudinais em qualquer componente de um sistema de tubulação devido aos carregamentos permanentes (pressão e peso próprio) não deve exceder o valor da tensão admissível básica na temperatura considerada. Dito isso, deve-se nomear quatro tensões:

- S_{L1} : tensão longitudinal decorrente da pressão interna;

- S'_{L1} : tensão longitudinal real decorrente da pressão interna;
- S_{L2} : tensões primárias decorrentes do peso próprio;
- S'_{L2} : tensões primárias reais decorrentes do peso próprio.

Equacionando o enunciado da norma ASME B31.3 temos que $S_h \geq S_{L1} + S_{L2}$. Analisando as tensões longitudinais decorrentes da pressão interna, nota-se que S'_{L1} é sempre menor que S_{L1} porque ao dimensionar uma tubulação deve-se selecionar um tubo com espessura (característica padronizada por norma) superior ao valor calculado, assim os valores de σ_c e σ_L são inferiores aos valores previamente calculados. Como em um caso real usa-se S'_{L1} , conclui-se que:

$$S_{L2} \leq S_h - S'_{L1} \quad (2.27)$$

Essa parcela residual ($S_{L1} - S'_{L1}$) só pode ser transferida das tensões primárias devido a pressão para as tensões primárias devido o próprio peso, sendo vetada a recíproca. Caso ocorresse o inverso, a tensão primária decorrente da pressão pode ser maior que $\frac{1}{2}.S_h$ e conseqüentemente a tensão normal circunferencial iria se aproximar do limite de escoamento do material.

2.7.2 LIMITE ADMISSÍVEL - TENSÕES SECUNDÁRIAS

Se rearranjarmos a equação (2.24), equação que define o limite admissível considerando as tensões primárias e as tensões secundárias, tem-se:

$$S_{ADM} = 1, 25.S_c + 0, 25.S_h + 1, 0.S_h \quad (2.28)$$

Pode-se obter uma equação simplificada onde se admite que a magnitude das tensões primárias sejam limitadas no valor de $1, 0.S_h$. Desta forma, o último termo da equação 2.28 é cortado, obtendo assim uma equação que represente "parcialmente" um novo limite dedicado às tensões secundárias.

As deformações térmicas ocorrem de maneira cíclica, como mostrado anteriormente, assim deve-se inserir um *fator de redução* (f) que é baseado no número de ciclos completos esperados na vida útil da tubulação (N). Outro ponto que deve-se prestar atenção é que como as tensões secundárias são provenientes da expansão térmica, há uma faixa de variação da deformação entre o menor e o maior valor da temperatura atuante, assim a equação resultante é denominada *allowable displacement stress range* (S_A).

$$S_A = f.(1, 25.S_c + 0, 25.S_h) \quad (2.29)$$

Para tubulações com menos de 7000 ciclos de aquecimento e resfriamento durante a vida útil, tem-se $f = 1$; quando o número de ciclos for maior que 7000, tem-se $f < 1$. A figura 13 mostra a variação do fator de redução em função do número de ciclos. (DOMINGUEZ, 2008)

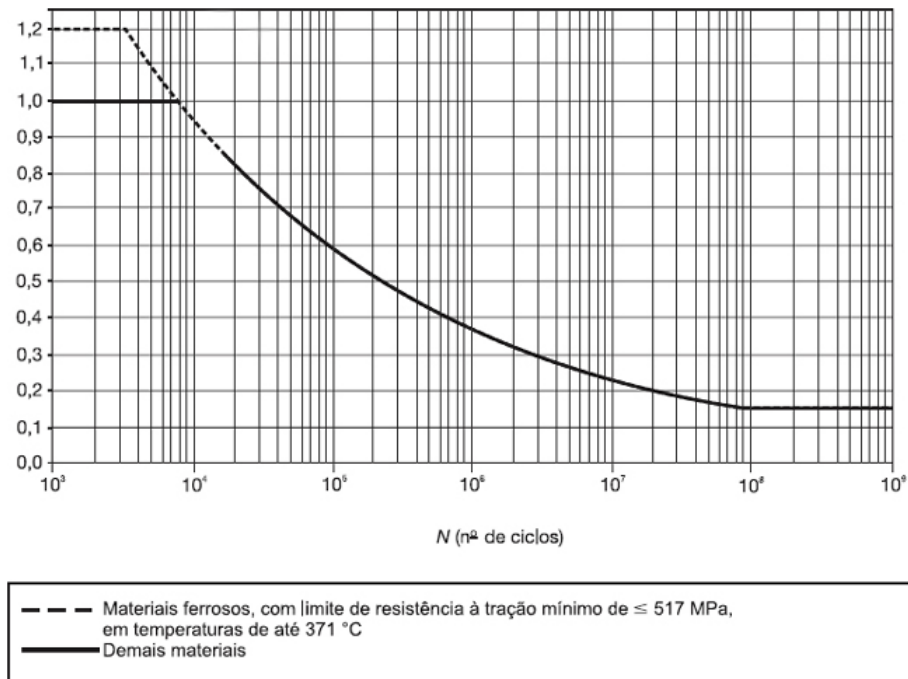


Figura 13: Fator de redução em função do número de ciclos. (FILHO, 2013)

Na grande parte dos casos o limite admissível para as tensões primárias não é alcançado, assim transfere-se a parcela restante para as tensões secundárias. A parcela restante é igual a subtração entre S_h e as tensões primárias reais ($S'_L = S'_{L1} + S'_{L2}$). A equação (2.30), adicionada com a parcela restante das tensões primárias, é denominada *equação liberal*.

$$S_A = 1,25.S_c + 0,25.S_h + [S_h - (S'_{L1} + S'_{L2})] \Rightarrow S_A = 1,25.(S_c + S_h) - S'_L \quad (2.30)$$

A equação liberal pode ser aplicada sem ferir a segurança do projeto, já que é estabelecida de maneira explícita na norma. Outro fato que se deve atentar é que a parcela residual ($S_L - S'_L$) só pode ser transferida das tensões primárias para as tensões secundárias, sendo vetada a recíproca.

2.8 COMPOSIÇÃO DAS TENSÕES LONGITUDINAIS

De acordo com a ASME, Theodore Von Karman realizou a primeira análise teórica do comportamento de curvas de tubo submetida a momento fletor. Von Karman demons-

trou que durante um esforço de flexão a máxima tensão ocorre na fibra mais externa do tubo. No entanto um tubo curvo se comporta de maneira diferente, a seção transversal circular da curva se torna oval aumentando dessa forma a flexibilidade, pois ocorre o relaxamento da fibra mais afastada, como pode ser visto na figura 14. Sem a participação adequada dessa fibra o momento de inércia efetivo é reduzido, tal relaxamento é definido como fator de flexibilidade (k). (PEREIRA, 2014)

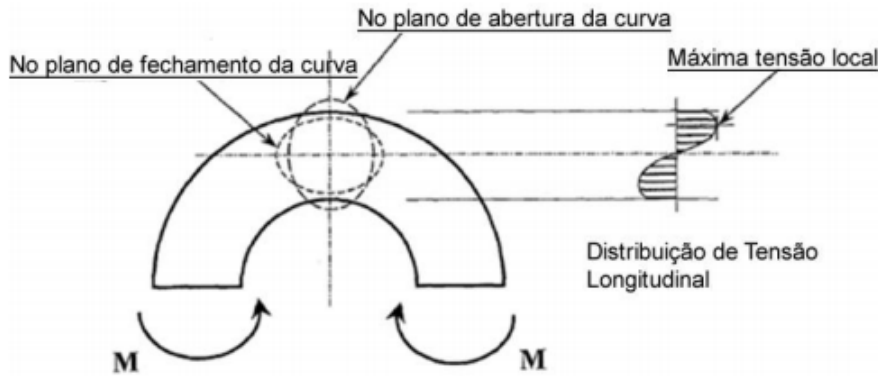


Figura 14: Ovalização de uma curva submetida a momento fletor. (PENG; PENG, 2009)

Além desses componentes sujeitos à ovalização, certas descontinuidades construtivas da seção resistente também concentram tensões e assim deve-se considerar nos cálculos os fatores de intensificação (i), definidos no anexo B.

Nas tabelas do anexo B pode-se observar que há dois fatores de intensificação, *no plano* (i_i) e *fora do plano* (i_o). A diferença é decorrente da aplicação do momento fletor, um aplicado no plano definido pelo componente e o outro quando atua no plano transversal ao componente. Segundo a norma ASME B31.3 tal diferença pode ser desprezada, adotando-se então um fator de intensificação de tensões único, dado pela equação (2.31).

$$i = \frac{0,9}{h^{\frac{2}{3}}} \quad (2.31)$$

Para definição da tensão primária longitudinal usa-se uma série de equações previstas na norma ASME B31.3-2010, havendo a ausência de uma rotina de cálculo detalhada na obtenção das mesmas. A tensão primária longitudinal total (S_L) tem como parcelas principais a pressão interna e o peso próprio, calculada de acordo com a equação (2.32) que considera o critério de máxima tensão de cisalhamento.

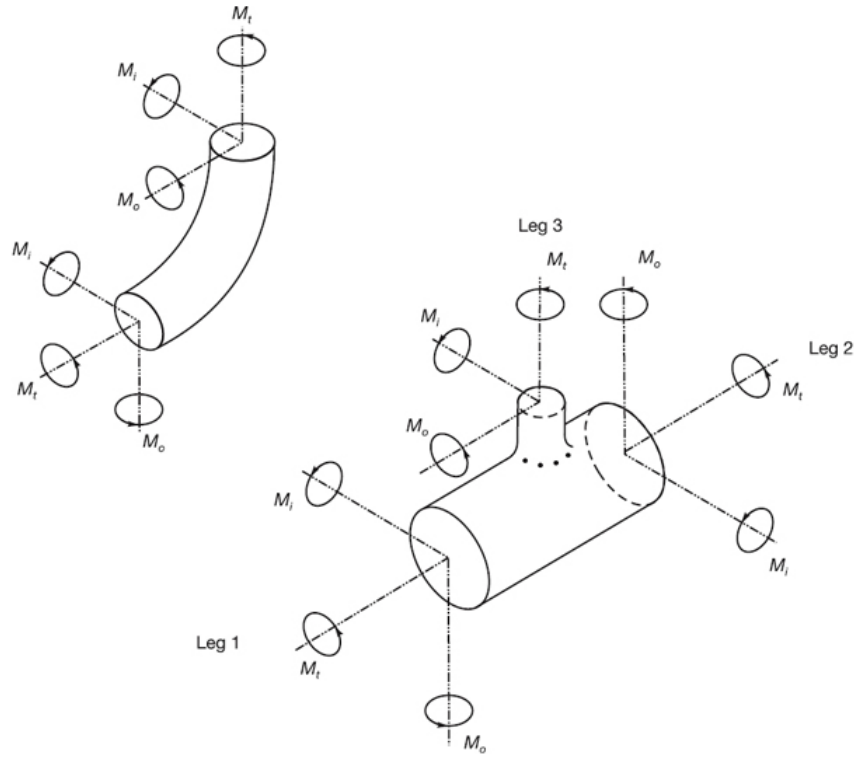


Figura 15: Momentos aplicados no plano e fora do plano do componente. (ASME B31.3, 2016)

$$S_L = \sqrt{(S_b + |S_a|)^2 + (2S_t)^2} \quad (2.32)$$

Onde S_b é a tensão devida ao momento fletor combinado (os momentos atuantes são mostrados na figura 15), S_a é a tensão decorrente da força axial combinada e S_t é a tensão decorrente do momento torsor combinado. S_b é determinado de acordo com equação (2.33):

$$S_b = \frac{\sqrt{(I_i M_i)^2 + (I_o M_o)^2}}{Z} \quad (2.33)$$

Em que M_i é o momento fletor combinado atuante no plano do componente considerado, I_i é o índice de tensão referente ao momento fletor atuante no plano do componente considerado, M_o é o momento fletor combinado (transversal) atuante fora do plano do componente considerado, I_o é o índice de tensão referente ao momento fletor atuante fora do plano do componente considerado e Z é o módulo de rigidez da seção (*section modulus of pipe*).

Os índices I_i e I_o podem ser calculados facilmente como $0,75.i_i$ e $0,75.i_o$, respectivamente, no caso de ausência de informações; e os seus valores nunca são inferiores a um. (ASME B31.3, 2016)

Para realizar o cálculo desta parcela da força axial deve-se analisar a pressão atuante sobre a área de fluxo. A tensão da força axial é igual ao valor da tensão longitudinal devido a pressão interna, como mostra a equação (2.34).

$$S_a = \frac{p_i D}{4t} \quad (2.34)$$

Por último deve-se equacionar a tensão decorrente do momento torsor combinado que leva em consideração o momento torsor combinado atuante no componente considerado (M_t), o índice de tensão referente ao momento torsor (I_t) e o módulo de rigidez (Z). Na ausência de informações pode-se considerar I_t igual a um.

$$S_t = \frac{I_t M_t}{2Z} \quad (2.35)$$

2.9 ESPESSURA DE PAREDE DOS TUBOS

As dimensões de determinados componentes de uma tubulação industrial são padronizadas para atender a níveis de pressões específicos e concordar com os tubos correspondentes, denominados classe de pressão. As normas da família ASME/ANSI B16 estabelecem classes de pressões para diversos componentes (válvulas, flanges, conexões em geral, etc.) que dispensam o cálculo para a determinação da espessura de parede.

A espessura mínima requerida para um tubo (t_m) é calculada de acordo com a equação (2.36).

$$t_m = t + C1 + C2 \quad (2.36)$$

Onde t é a espessura resultante das tensões circunferenciais de membrana (devido a pressão interna), $C1$ é a espessura destinada à perda de material durante a fabricação do tubo e $C2$ é a espessura destinada à perda de material devido a corrosão, erosão, entalhes, etc.

As espessuras dos tubos são padronizadas para facilitar na seleção dos demais componentes, assim há grupos de tubos com características comuns para atender diversos fluidos e condições de projeto. Na seleção da espessura adequada o projetista deve selecionar uma espessura superior ao valor calculado, assim há um excesso que pode ser visualizado na figura 16.

A norma ASME B36.10 estabelece o sistema de referência em tubulações industriais, denominado *Nominal Pipe Size* (NPS). O diâmetro nominal, tradução de *nominal pipe size*, não representa as dimensões físicas do tubo, seria um diâmetro médio entre o diâmetro interno e o diâmetro externo.

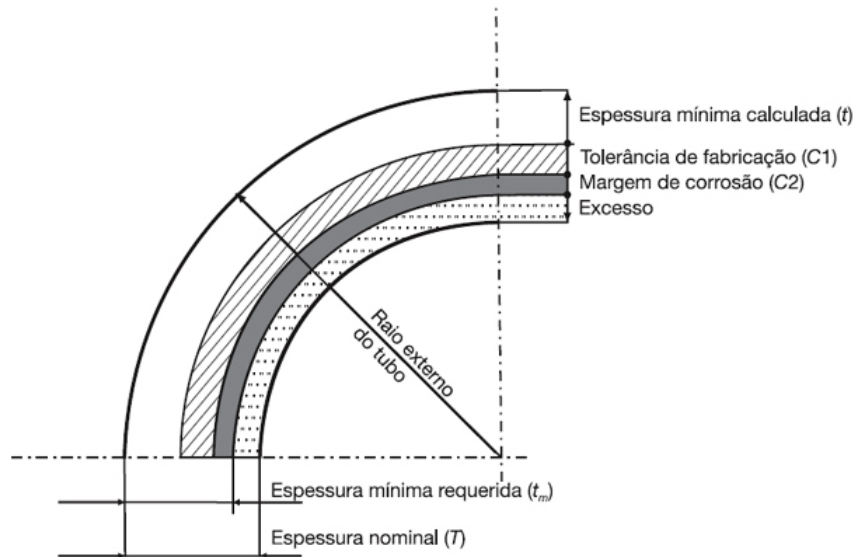


Figura 16: Espessura total do tubo.

A espessura dos tubos é determinada de acordo com séries, designadas de *schedules* (SCH). A série de *schedules* é apresentada de acordo com a seguinte ordem: 5, 10, 20, 30, 40, 60, 80, 100, 120, 140 e 160.

A tabela do anexo D mostra as séries de *schedules* e os diâmetros nominais padronizados de acordo com a norma. Pode-se verificar que é possível obter diferentes *schedules* para um mesmo diâmetro nominal, como mostra a figura 17.

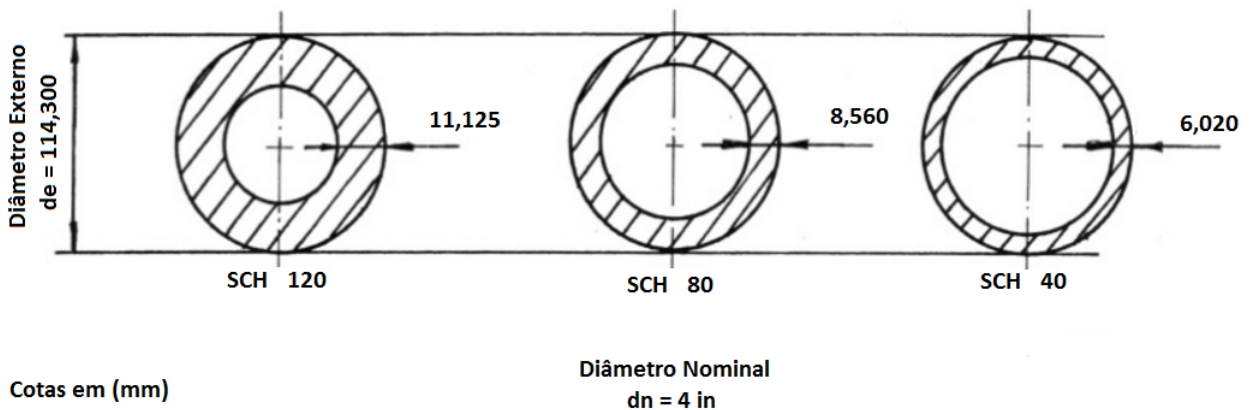


Figura 17: Diferentes schedules para o mesmo diâmetro nominal. (SENAI, 2004) Modificado

A tolerância de fabricação aplicada à espessura da parede do tubo (espessura *C1*) varia de acordo com o processo de fabricação. Desta forma, pode-se classificar, de maneira geral, as tolerâncias aplicadas aos tubos em dois grupos distintos.

O **Grupo I** é composto pelos tubos fabricados por processos especiais (*Mill Pipe*) e a tolerância de fabricação usual é de 12,5% da espessura nominal. Os tubos inseridos neste grupo são:

- Tubos sem costura;
- Tubos com solda sobreposta em forno;
- Tubos com soldas de topo em forno;
- Tubos com solda por resistência elétrica.

O **Grupo II** é composto pelos tubos fabricados por processos convencionais de caldeiraria (*Fabricated Pipe*) e a tolerância de fabricação é determinada pela tolerância da própria chapa (0,25 mm). Os tubos com solda por arco elétrico compõem a parcela majoritária deste grupo.

A margem de corrosão (espessura $C2$) é definida de acordo com a relação entre o fluido conduzido e o material da tubulação. Há tabelas que definem a taxa de corrosão anual e assim é possível determinar a espessura adicional necessária para suportar a corrosão de acordo com o tempo estipulado em projeto. Tais tabelas dependem de diversos fatores (temperatura, concentração do fluido, material da tubulação, etc.) e nem sempre é possível determinar com precisão essa taxa de corrosão, desta forma adota-se uma corrosão mínima de 1,27 mm para tubos de aço-carbono e baixa liga em serviços de processo, para um vida útil de 20 anos. Em serviços que os efeitos da corrosão forem reconhecidamente desprezíveis ou existir revestimento interno adequado não necessitam de uma tolerância de corrosão para a espessura. (GRAVER, 1985)

Por último tem-se a espessura devido a pressão interna (espessura t). As equações apresentadas na norma levam em consideração as tensões circunferenciais de membrana, para a determinação da espessura mínima, pois representam melhor a capacidade de resistência à pressão em casos de escoamento localizado.

A norma ASME B31.3 utiliza a equação de Boardman para o cálculo da espessura mínima, tal equação nada mais é que uma aproximação da equação de Lamé para determinação da tensão circunferencial (equação (2.16)).

Variando o diâmetro nominal de um tubo de 1 à 12 polegadas com uma *schedule* fixa (XXS), pode-se plotar um gráfico (figura 18) que compara as equações de Boardman e Lamé.

Percebe-se que a diferença percentual entre os resultados das duas equações é muito pequena (menor que 1%) para uma razão de D_e/t maior que 6, ou seja, para diâmetros maiores haverá piores resultados, podendo chegar até 6% de diferença.

A equação simplificada de Boardman para *hoop stress* é dada pela equação (2.37).

$$\sigma_c = \frac{p_i(D_e - 2Yt)}{2t} \quad (2.37)$$

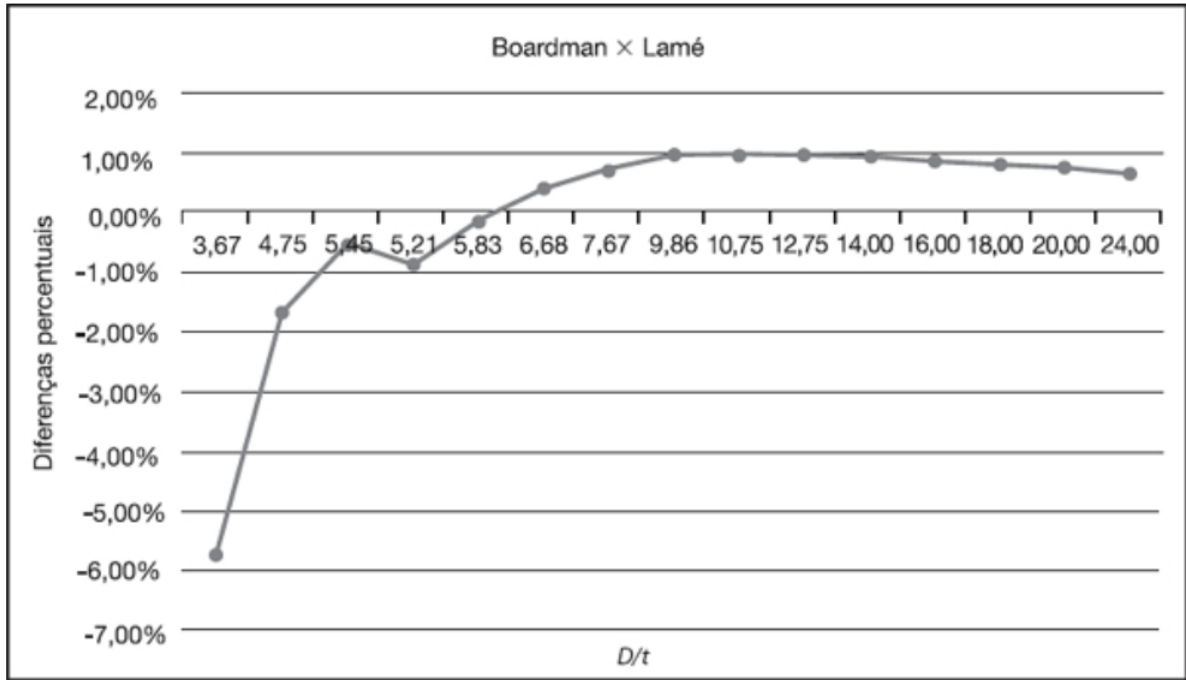


Figura 18: Diferenças percentuais entre a equação de Boardman e Lamé. (FILHO, 2013)

Onde p_i é a pressão interna de projeto, D_e é o diâmetro externo do tubo, t é a espessura necessária devido a pressão interna e Y é o coeficiente que varia de acordo com a relação D_e/t .

Para $D_e/t \leq 6$ o coeficiente Y é calculado de acordo com a equação (2.38).

$$Y = \frac{D_i + 2c}{D_e + D_i + 2c} \quad (2.38)$$

Onde D_i é o diâmetro interno do tubo e c é o somatório das tolerâncias mecânicas com a margem de corrosão/erosão.

Para $D_e/t > 6$ o coeficiente Y varia de acordo com a temperatura e o material do tubo, como mostra a tabela 3.

Tabela 3: Coeficiente Y para $D_e/t > 6$

Material	Y (D/t>6)					
	Até 482°C	Até 510°C	Até 538°C	Até 566°C	Até 593°C	Até 621°C
Aços Ferríticos	0,4	0,5	0,7	0,7	0,7	0,7
Aços Austeníticos	0,4	0,4	0,4	0,4	0,5	0,7
Ferro Fundido	0	-	-	-	-	-
Outros Metais Dúcteis	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4

Com o coeficiente Y determinado, pode-se voltar à equação (2.37) e igualar ao valor da tensão admissível básica do material(S). Rearranjando, chega-se na equação

(2.39) para $D_e/t > 6$.

$$t = \frac{p_i D_e}{2(S + p_i Y)} \quad (2.39)$$

Por último insere-se os fatores de qualidade (E) e de redução de resistência da junta soldada (W) para correção da tensão básica admissível (S), resultando na equação (2.40).

$$t = \frac{p_i D_e}{2(SEW + p_i Y)} \quad (2.40)$$

O produto $P.Y$ é desprezível caso a pressão e a temperatura não sejam elevadas, assim a equação é simplificada de forma que não afete a segurança do projeto, pois torna a equação (2.40) mais conservadora.

$$t = \frac{p_i D_e}{2SEW} \quad (2.41)$$

2.9.1 CRITÉRIOS DE CÁLCULO DA NORMA ASME B31

De acordo com a norma ASME B31 os critérios para o cálculo das tensões provenientes dos diversos esforços atuantes na tubulação devem cumprir as seguintes diretrizes:

1. A tensão máxima devida à pressão interna ou externa ($S_p máx.$) não deve ser superior a tensão admissível básica do material na temperatura considerada (S_h). Onde a tensão máxima devida à pressão interna é relacionada com as tensões circunferenciais, radiais e longitudinais por meio de algum critério de falha para escoamento (os mais utilizados são os critérios de von Mises e Tresca). Neste trabalho é utilizado o critério de von Mises, chegando na seguinte relação:

$$S_p máx. \leq S_h$$

$$\sigma_{mises} \leq S_h \quad (2.42)$$

2. A soma de todas as tensões primárias longitudinais resultantes da pressão, pesos, sobrecargas e outros esforços permanentes deve ser inferior ao valor da tensão admissível básica do material na temperatura considerada:

$$S_L \leq S_h$$

$$\sigma_L \leq S_h \quad (2.43)$$

3. A tensão combinada resultante das diversas tensões secundárias (dilatações, movimentos, etc.), *equivalent secondary stress* (S_e), deve ser inferior ao valor de S_A .

$$S_e \leq S_A \quad (2.44)$$

2.10 CONEXÕES DE TUBULAÇÃO

Uma conexão (designação na terminologia técnica, porém não muito adequada) não possui função única de ligar tubos. As conexões funcionam como "aparatos auxiliares" que contribuem para o arranjo de uma tubulação. Um dos modos de classificação das conexões é realizado de acordo com finalidade da conexão na tubulação:

- **Mudança de direção em tubos** ($22\frac{1}{2}^\circ$, 45° , 90° e 180°)

- Curvas de raio longo;
- Curvas de raio curto;
- Curvas de redução;
- Joelhos (*elbows*);
- Joelhos de redução.

- **Derivações em tubos**

- Tês normais;
- Tês de 45° ;
- Tês de redução;
- Peças em "Y";
- Cruzetas (*crosses*);
- Cruzetas de redução;
- Selas (*saddles*);
- Colares;
- Anéis de reforço.

- **Mudança de diâmetro em tubulações**

- Reduções concêntricas;
- Reduções excêntricas;
- Reduções bucha.

- **Ligações de tubo**

- Luvas (*couplings*);
- Uniões;
- Flanges;
- Nipples;
- Virolas.

- **Fechar extremidades de tubos**

- Tampões;
- Bujões;
- Flanges cegos.

As conexões também podem ser classificadas de acordo com o sistema de ligação utilizado:

- Conexões para solda de topo;
- Conexões para solda de encaixe;
- Conexões rosqueadas;
- Conexões flangeadas;
- Conexões de ponta e bolsa;
- Conexões para ligações de compressão.

A escolha de um sistema de ligação depende de vários aspectos: material, diâmetro nominal, finalidade, localização, custo, grau de segurança, facilidade de montagem, pressão, temperatura, fluido conduzido, etc. Nas seções a seguir foram discutidos os sistemas de ligação mais utilizados em projetos de tubulações industriais.

2.10.1 CONEXÕES PARA SOLDA DE TOPO

Neste tipo de conexão as extremidades da peça possuem chanfros para soldagem direta em tubos ou em outra conexão. A solda por fusão (*welding*), com adição de elétrodo, é a mais empregada no contexto de tubulações industriais. Para realizar o cordão de solda entre a conexão e outra peça deve-se atentar se o material de ambas são os mesmos ou se o material possui o mesmo "número P" (materiais de mesma soldabilidade são agrupados sob um mesmo número).

As conexões para solda de topo têm suas dimensões básicas padronizadas pela norma ASME B16.9. As conexões que respeitarem tais dimensões são admitidas pela

norma ASME B31.3 como tendo resistência equivalente ao tubo de mesmo material e de mesma espessura. Esta norma também permite o emprego de ligações soldadas, sem restrições quanto ao serviço, pressão ou temperatura, em tubos de qualquer material metálico para o qual seja possível qualificar devidamente um procedimento de soldagem aceitável. (ASME B16.9, 2012) (ASME B31.3, 2016)

As conexões para solda de topo possuem ampla parcela na prática industrial, nas tubulações com diâmetro nominal de 2” ou maiores. Mas também é utilizada em diâmetros menores, quando é exigida total segurança contra vazamentos. Na figura 19 observa-se uma curva de 90° para solda de topo de raio longo e raio curto, onde a distinção entre as duas está no raio médio da curvatura (A).

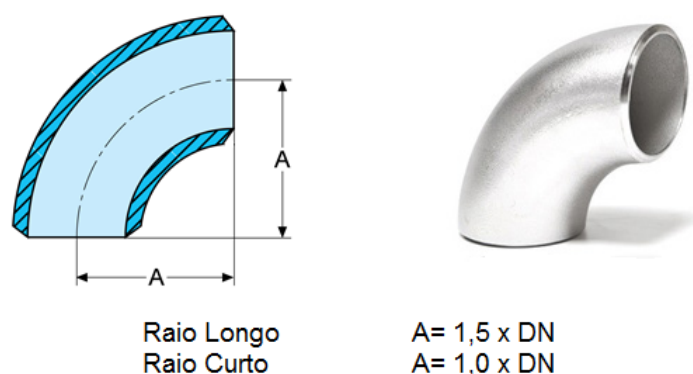


Figura 19: Curva de 90° para solda de topo. (SANDVIK, 2017) Modificado

As conexões são fabricadas com ampla variedade de diâmetros nominais, desde $\frac{1}{2}$ ” até 42” em casos mais específicos. Também há uma variedade de espessuras para cada diâmetro nominal, porém é comercialmente acessível as espessuras mais usuais dos respectivos tubos.

A norma ASME B16.25 padroniza as dimensões dos chanfros que devem ser realizados nas extremidades dos tubos ou acessórios para uso da solda de topo. A figura 20 mostra como deve ser preparada a extremidade do tubo ou acessório de acordo com a espessura da parede. Os tubos com espessura de parede menor que 5 mm possuem as extremidades lisas e esquadrejadas. Os tubos com espessura de parede entre 5 e 22 mm (grande parte das tubulações empregadas) possuem as extremidades com chanfro em "V" e ângulo de bisel igual a 37,5°. Por último, os tubos com espessura de parede maior que 22 mm possuem as extremidades com chanfro em "J" duplo.

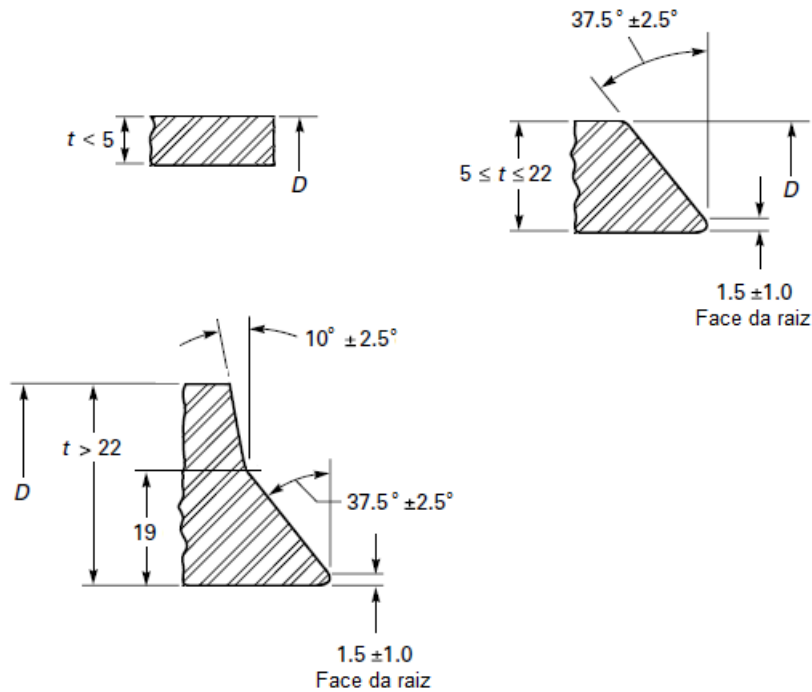


Figura 20: Dimensões dos chanfros para solda de topo. (ASME B16.25, 2012)

Para todas as espessuras de paredes mostrada, a abertura de raiz (separação entre as faces a serem soldadas na raiz da junta) dependerá da espessura da parede e do diâmetro do tubo, variando entre 1,5 mm e 6 mm. Tal dimensão deve ser determinada pelo projetista no documento de especificação do procedimento de soldagem (*Welding Procedure Specification*).

A conexão fabricada de acordo com a norma ASME B16.9, incluindo todos os requisitos dimensionais, é certificada por um prefixo "WP" na designação de grau ASTM. A fabricação das conexões são feitas a partir de tubos, chapas e tarugos forjados, e devem estar de acordo com os materiais: ASTM A234, A403, A420, A815, B361, B363, B366 ou algum correspondente listado na norma *ASME Boiler and Vessel Pressure Code*. (ASME B16.9, 2012)

A figura 21 mostra com maiores detalhes as especificações indicadas conforme o grau ASTM.

Graus ASTM	
Material	Conexão
AÇO CARBONO	A234 Gr WPA
	A234 Gr WPB
	A234 Gr WPC
AÇO LIGA ALTA TEMPERATURA	A234 Gr WP1
	A234 Gr WP11
	A234 Gr WP12
	A234 Gr WP22
	A234 Gr WP5
	A234 Gr WP9
AÇO LIGA BAIXAS TEMPERATURAS	A420 Gr WPL6
	A420 Gr WPL3
AÇOS INOXIDÁVEIS AUSTENÍTICOS	A403 Gr WP304
	A403 Gr WP316
	A403 Gr WP321
	A403 Gr WP347

Figura 21: Especificações indicadas conforme o grau ASTM. (TECÉM, 2013)

No Brasil fabricam-se essas peças de qualquer tipo de aço até 42" de diâmetro nominal, nas espessuras das séries 40, 80 e 160. A espessura da parede da conexão deve ser a mesma da parede do tubo para evitar problemas na realização da solda.

A tabela 4 resume as principais vantagens e desvantagens na aplicação de conexões para solda de topo:

Tabela 4: Vantagens e desvantagens na aplicação de conexões para solda de topo

Solda de Topo	
Vantagens	Desvantagens
Boa resistência mecânica;	Dificuldade de desmontagem;
Estanqueidade perfeita e permanente;	Necessidade de mão-de-obra especializada;
Boa aparência;	Exigência de atenção em ambientes inflamáveis.
Facilidade na aplicação do isolamento térmico;	
Atende grande parte dos diâmetros nominais solicitados;	
Pode ser aplicada em serviços severos;	
Não há necessidade de manutenção.	

2.10.2 CONEXÕES PARA SOLDAS DE ENCAIXE

Esse tipo de conexão (figura 22) possui as extremidades com encaixe para soldagem nos tubos, não sendo possível a ligação entre duas conexões desse modelo. Como nas conexões para solda de topo, as conexões para solda de encaixe exigem que o material do tubo seja o mesmo da conexão, ou de material de mesmo "número P". As conexões para solda de encaixe são aplicadas na maioria das tubulações de pequeno diâmetro (até $\frac{1}{2}$ "), no contexto de tubulações industriais.

Para estas dimensões, a solda de encaixe pode ser empregada em toda faixa usual de pressões e de temperaturas, para tubos de qualquer tipo de aço. Vale ressaltar que para

todos os aços a solda sempre é elétrica, com consumíveis do mesmo material dos tubos.

Em serviços de alta corrosão ou erosão não se recomenda a utilização da solda de encaixe. Também é vetado a utilização deste tipo de conexão em serviços fortemente cíclicos com diâmetros acima de $1\frac{1}{2}$ ".

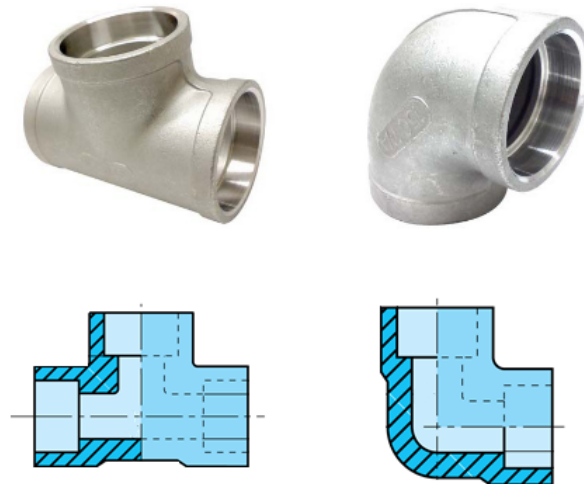
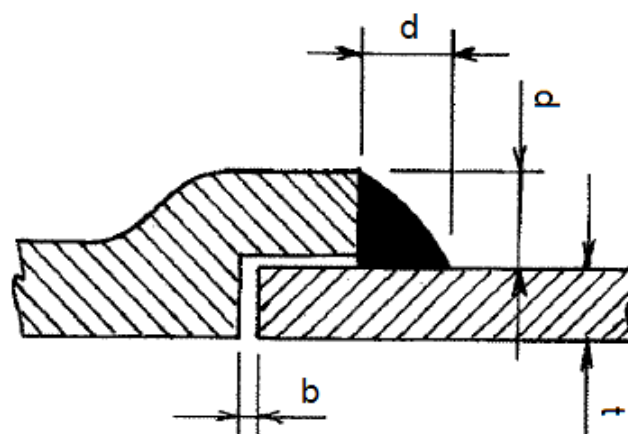


Figura 22: Exemplos de conexões para solda de encaixe. (SANDVIK, 2017) Modificado

As conexões e os tubos são unidos com um único cordão de solda externo em ângulo (solda de filete). As extremidades dos tubos devem ser lisas, tendo as conexões um rebaixo onde se encaixam os tubos. A norma ASME B31.3 padroniza as dimensões mínimas da montagem e do próprio filete de solda para uma conexão para solda de encaixe (figura 23).



$$\begin{aligned}d &= 1,25.t \text{ (mínimo de 3,0 mm)} \\b &= 1,5 \text{ mm (antes da soldagem)} \\t &= \text{espessura calculada para pressão}\end{aligned}$$

Figura 23: Dimensões mínimas para soldagem de componentes para conexões por solda de encaixe. (ASME B31.3, 2016)

Os acessórios devem ser fabricados com base em peças forjadas, barras, tubos sem

costura ou produtos tubulares sem costura. Estes materiais devem estar em conformidade com os requisitos para os materiais de construção sem costura "WP":

- *ASTM Fitting Specifications* (especificações ASTM para acessórios): A234, A403, A420, A815 ou B366;
- *ASTM Forging Specifications* (especificações ASTM para forjamento): A105, A182, A350, B462 ou B564.

A fabricação destas conexões normalmente são feitas a partir de aço-carbono forjado (especificações ASTM A105, A181 e A350), aços-liga e aços-inoxidáveis (especificação ASTM 182), metais não ferrosos, e diversos plásticos.

A norma ASME B16.11 padroniza todas as dimensões das conexões para solda de encaixe. As conexões de aço são fabricadas forjadas, nos diâmetros nominais que variam de $\frac{1}{8}$ " a 4", com três espessuras distintas que são determinadas de acordo com a classe: 3000#, 6000# e 9000#. A tabela 5 mostra a série schedule de acordo com a classe designada.

Tabela 5: Correlação das classes com a série schedule em conexões para solda de encaixe. (ASME B16.11, 2016)

Classe	Schedule (Tubo)
3000#	80
6000#	160
9000#	XXS

A classe da conexão de encaixe também determina cinco dimensões básicas na fabricação da peça: *bore diameter of fittings* (diâmetro do furo da conexão), *socket wall thickness* (espessura da parede do encaixe), *body wall* (espessura da parede do corpo), *center-to-bottom of socket* (distância do centro ao fundo do encaixe), *end wall thickness* (espessura da parede final, aplicada em conexões *caps*).

Também é admitido que a resistência mecânica dessas peças seja equivalente à do tubo de mesmo material, de espessura correspondente à respectiva classe. (ASME B16.11, 2016)

No Brasil fabricam-se essas peças de qualquer tipo de aço e em todas as classes, nos diâmetros nominais de $\frac{3}{8}$ " a 4". A tabela 6 resume as principais vantagens e desvantagens na aplicação de conexões para solda de encaixe:

Tabela 6: Vantagens e desvantagens na aplicação de conexões para solda de topo

Solda de Encaixe	
Vantagens	Desvantagens
Boa resistência mecânica;	Restrição em alguns serviços;
Boa estanqueidade;	Necessidade de mão-de-obra especializada;
Desmontagem moderada;	Exigência de atenção em ambientes inflamáveis;
Não há necessidade de manutenção.	Dificuldade na aplicação do isolamento térmico.

2.11 MECÂNICA DA FRATURA

Segundo [PETROBRAS \(2003\)](#), descontinuidade é a interrupção das estruturas típicas de uma peça, no que se refere à homogeneidade de características físicas, mecânicas ou metalúrgicas. Não é necessariamente um defeito. A descontinuidade só deve ser considerada defeito, quando, por sua natureza, dimensões ou efeito acumulado, tornar a peça inaceitável, por não satisfazer os requisitos mínimos da norma técnica aplicável. A trinca é considerada uma descontinuidade bidimensional produzida pela ruptura local do material, onde os possíveis tipos de trincas encontrados no processo de soldagem são (alguns casos são mostrados na figura 24):

- Trinca de cratera: localizada na cratera do cordão de solda, podendo ser longitudinal, transversal ou em estrela;
- Trinca em estrela: trinca em forma de degraus, localizada no metal de base, próxima à zona fundida;
- Trinca irradiante: conjunto de trincas que partem de um mesmo ponto, localizadas na zona fundida, na zona afetada termicamente ou no metal de base;
- Trinca longitudinal: trinca paralela ao cordão de solda, localizada na zona fundida, na zona de ligação, na zona afetada termicamente ou no metal de base;
- Trinca na margem: tem início na margem da solda, localizada na zona afetada termicamente;
- Trinca na raiz: tem início na raiz da solda, localizada na zona fundida ou na zona afetada termicamente;
- Trinca ramificada: conjunto de trincas que partem de uma trinca, localizada na zona fundida, na zona afetada termicamente ou no metal de base.
- Trinca sob cordão: localizada na zona afetada termicamente não se estendendo à superfície da peça;
- Trinca transversal: direção perpendicular ao eixo longitudinal, localizada na zona fundida, na zona afetada termicamente e no metal de base.

No processo de soldagem há diversos fatores que podem colaborar para o surgimento dessas trincas. As causas destas trincas podem estar relacionadas com os seguintes fatores: composição química do arame de solda; cordão de solda pequeno; material de base não examinado ou tratado anteriormente; soldagem sobre a escória; junta de solda estreita; corrente de soldagem muito baixa; poça de fusão passando à frente do arco; tensões residuais; mudanças de temperatura durante o processo de soldagem; deformações provenientes do processo de resfriamento; etc. ([ALUSOLDA, 2010](#))

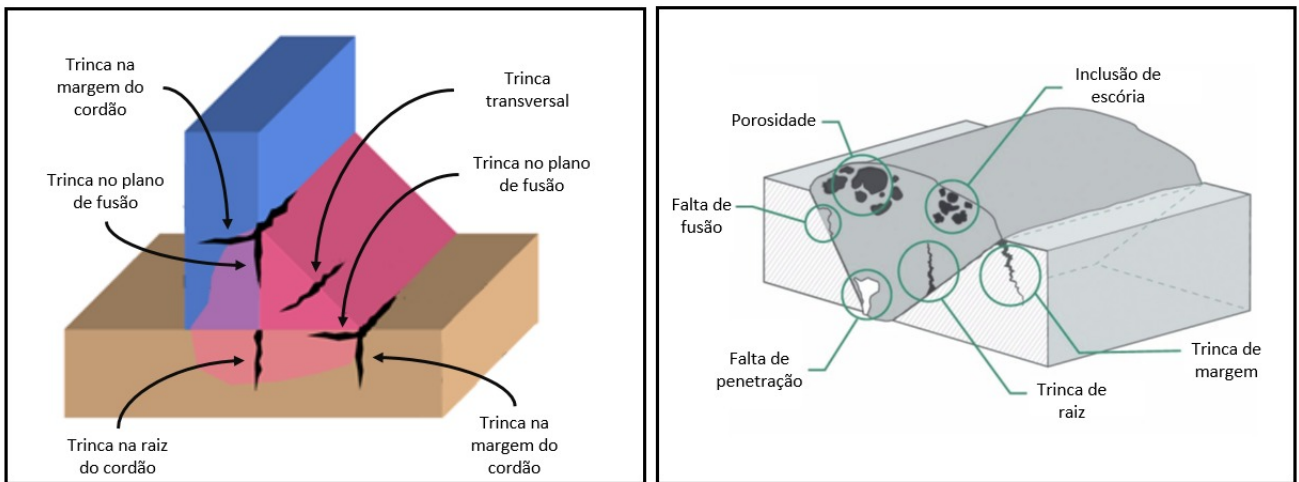


Figura 24: Descontinuidades em juntas soldadas. (OPTIMEC CONSULTANTS, 2014)

Para estudar o comportamento dessas trincas usa-se a mecânica da fratura. A mecânica da fratura é responsável por estudar as relações entre as propriedades dos materiais, a presença de descontinuidades geradoras de trincas, o nível de tensão e os mecanismos de propagação de trincas. A mecânica da fratura linear elástica (*linear elastic fracture mechanics*), MFLE, assume, inicialmente, que o material é elástico isotrópico e linear. Desta forma o campo de tensões próximo a ponta da trinca é calculado usando a teoria da elasticidade.

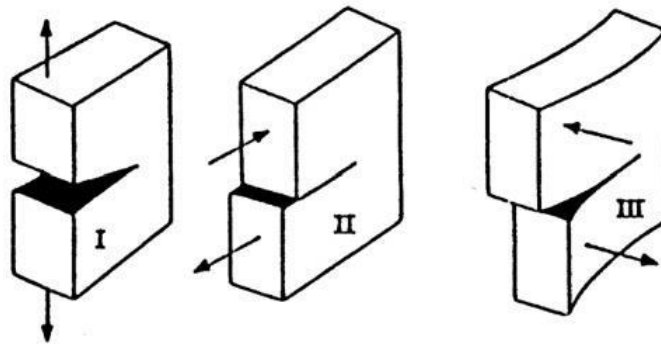


Figura 25: Modos básicos de fratura.

O carregamento pode atuar em uma trinca de três modos fundamentais, afetando de diferentes formas a superfície da trinca. A figura 25 mostra os modos básicos de fratura: modo I (abertura, tração das superfícies da trinca), modo II (cisalhamento, deslizamento no plano) e modo III (rasgamento, deslizamento no antiplano).

No presente trabalho foi tratado o modo I de movimento relativo da superfície da trinca. A figura 26, placa de dimensões infinitas, mostra esquematicamente a distribuição de tensões à frente da ponta de uma fissura de comprimento $2a$, solicitada biaxialmente por uma tensão σ . Tal figura representa o problema clássico de Griffith que é solucionado no decorrer do texto.

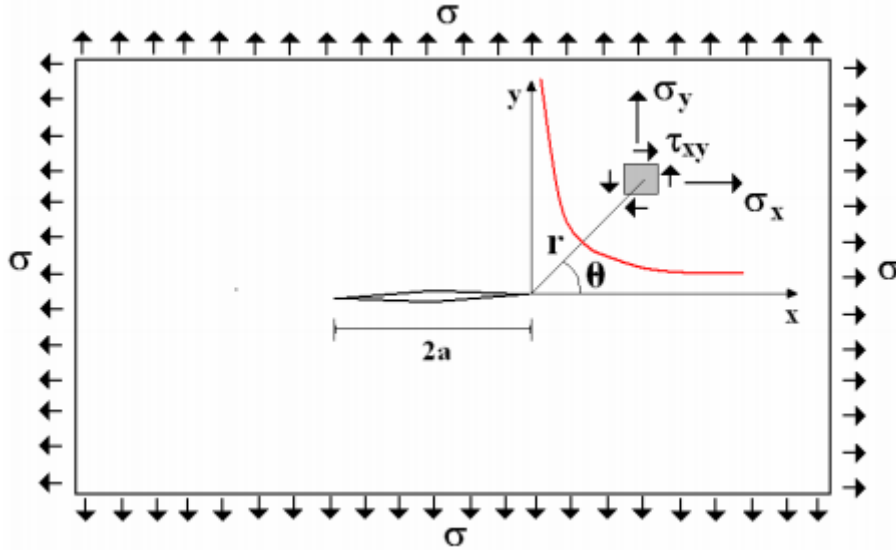


Figura 26: Distribuição das tensões na ponta da trinca interna.

A ponta da fissura representa uma singularidade no campo de tensão e deformação, de forma que seja necessário uma análise detalhada na região. Para resolver um problema de elasticidade plana é necessário resolver um sistema de equações que são debatidas com maiores detalhes a seguir.

Inicialmente deve-se equacionar a relação entre as deformações e os deslocamentos de um elemento infinitesimal, utilizando a MFLE. Conhecendo as componentes de deslocamento u , v e w é possível determinar de forma completa o estado de deformações na vizinhança de um elemento no interior de um sólido deformável. As equações (2.45), (2.46) e (2.47) mostram tais relações em coordenadas cartesianas:

$$\epsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x} \quad (2.45)$$

$$\epsilon_y = \frac{\partial v}{\partial y} \quad (2.46)$$

$$\gamma_{xy} = \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \quad (2.47)$$

Um fato importante a se destacar é que se arbitrarmos funções quaisquer para as componentes de deformação (ϵ_x , ϵ_y e γ_{xy}), não se pode assegurar que elas irão garantir a existência das componentes de deslocamento (u , v e w) que levem a deformações compatíveis. Para resolver tal questionamento há as equações de compatibilidade de deformações que asseguram a existência de componentes de deslocamentos que estejam relacionadas às componentes de deformação, caso a equação de compatibilidade seja sa-

tisfeita. (TIMOSHENKO; GOODIER, 1970) (MORAES, 2009)

$$\frac{\partial^2 \epsilon_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \epsilon_y}{\partial x^2} = \frac{\partial^2 \gamma_{xy}}{\partial x \partial y} \quad (2.48)$$

A equação (2.48) é aplicada em problemas bidimensionais em estado plano tensão ou estado plano de deformação. Deve-se apresentar também as equações que relacionam as tensões e as deformações em um estado plano tensão, dadas pelas leis constitutivas do material (equações (2.49), (2.50) e (2.51)).

$$\epsilon_x = \frac{1}{E}(\sigma_x - \nu \sigma_y) \quad (2.49)$$

$$\epsilon_y = \frac{1}{E}(\sigma_y - \nu \sigma_x) \quad (2.50)$$

$$\gamma_{xy} = \frac{2(1 + \nu)}{E} \tau_{xy} \quad (2.51)$$

Realizando a substituição das equações (2.49), (2.50) e (2.51) na equação (2.48), chega-se na equação da compatibilidade de deformações em função das tensões.

$$\left(\frac{\partial^2 \sigma_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \sigma_y}{\partial x^2}\right) + \left(\frac{\partial^2 \sigma_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \sigma_y}{\partial y^2}\right) = 2(1 + \nu) \frac{\partial^2 \tau_{xy}}{\partial x \partial y} \quad (2.52)$$

Pode-se eliminar a derivada segunda da tensão de cisalhamento da equação (2.52) ao adicionar as equações diferenciais de equilíbrio do problema. As equações diferenciais de equilíbrio ((2.53) e (2.54)) são determinadas de acordo com a figura (27).

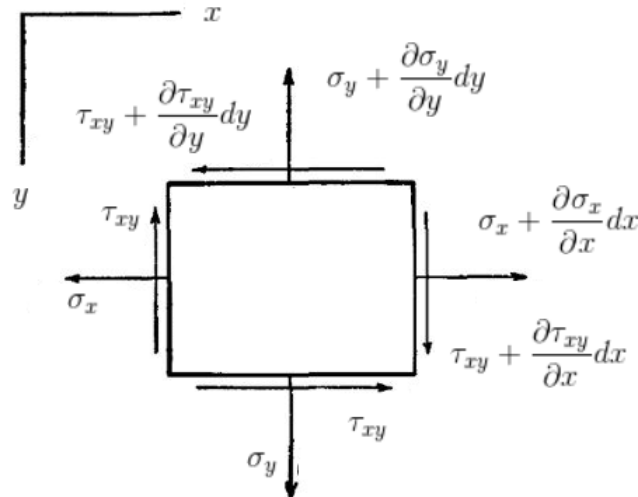


Figura 27: Elemento infinitesimal em equilíbrio.

$$\frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + b_x = 0 \quad (2.53)$$

$$\frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + b_y = 0 \quad (2.54)$$

Realizando a soma da derivada da equação (2.53) com relação a x com a derivada da equação (2.54) com relação a y , temos:

$$2 \frac{\partial^2 \tau_{xy}}{\partial x \partial y} = -\frac{\partial^2 \sigma_x}{\partial x^2} - \frac{\partial^2 \sigma_y}{\partial y^2} - \frac{\partial b_x}{\partial x} - \frac{\partial b_y}{\partial y} \quad (2.55)$$

Substituindo na 2.52.

$$\nabla^2(\sigma_x + \sigma_y) = -(1 + \nu) \left(\frac{\partial b_x}{\partial x} + \frac{\partial b_y}{\partial y} \right) \quad (2.56)$$

Como as únicas forças de campo atuantes no elemento infinitesimal são as forças gravitacionais ($b_x = 0$ e $b_y = -\mu g$), chega-se na forma final para a equação de compatibilidade de deformações expressa em função das tensões:

$$\nabla^2(\sigma_x + \sigma_y) = 0 \quad (2.57)$$

Para o desenvolvimento das equações anteriores considerou-se que um estado plano de tensão (equações (2.49), (2.50) e (2.51)). Para um estado plano de deformação as relações constitutivas são distintas das relações para um estado plano de tensão, porém a equação de compatibilidade de deformações em função das tensões (equação (2.57)) não é alterada no caso onde há apenas forças gravitacionais.

Para solucionar um problema de estado plano é necessário encontrar as tensões que satisfaçam simultaneamente as equações de equilíbrio (equações (2.53) e (2.54)) e a equação de compatibilidade de deformações em função das tensões (equação (2.57)). Os campos de tensão também devem respeitar as condições de contorno a serem consideradas nas fronteiras do sólido. Reescrevendo as equações de equilíbrio para o caso onde as forças de campo são nulas ou desprezíveis:

$$\frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} = 0 \quad (2.58)$$

$$\frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} = 0 \quad (2.59)$$

$$\nabla^2(\sigma_x + \sigma_y) = 0 \quad (2.60)$$

Ao adicionar uma função $\phi(x, y)$ ao problema de forma que as tensões planas fiquem automaticamente determinadas por esta função por meio das relações: (MORAES, 2009)

$$\sigma_x = \frac{\partial^2 \phi(x, y)}{\partial y^2} \quad (2.61)$$

$$\sigma_y = \frac{\partial^2 \phi(x, y)}{\partial x^2} \quad (2.62)$$

$$\tau_{xy} = -\frac{\partial^2 \phi(x, y)}{\partial x \partial y} \quad (2.63)$$

Há diversas funções $\phi(x, y)$ que satisfazem as equações de equilíbrio, pois são imediatamente satisfeitas, porém ainda é necessário satisfazer a equação de compatibilidade de deformações. Substituindo as equações (2.61) e (2.62) na equação de compatibilidade e simplificando, obtemos:

$$\nabla^2(\nabla^2 \phi(x, y)) = \nabla^4 \phi(x, y) = 0 \quad (2.64)$$

De uma forma geral, nos problemas planos de elasticidade linear, o desafio é determinar uma função $\phi(x, y)$ que satisfaça a equação bi-harmônica (2.64). tal função $\phi(x, y)$ é denominada função de Airy.

De acordo com Unger (1995), para a solução do problema de Griffith adota-se uma função de variáveis complexas que satisfaz também as condições de contorno do problema. Assim, as componentes de tensão em pontos próximos da fissura são determinadas em função da distância r e do ângulo θ (figura 26). As equações (2.65), (2.66), (2.67), (2.68), (2.69) e (2.70) são válidas para o modo I de carregamento: (DOWLING, 2012)

$$\sigma_x = \frac{\sigma \sqrt{\pi a}}{\sqrt{2\pi r}} \cos \frac{\theta}{2} \left(1 - \operatorname{sen} \frac{\theta}{2} \operatorname{sen} \frac{3\theta}{2}\right) \quad (2.65)$$

$$\sigma_y = \frac{\sigma \sqrt{\pi a}}{\sqrt{2\pi r}} \cos \frac{\theta}{2} \left(1 + \operatorname{sen} \frac{\theta}{2} \operatorname{sen} \frac{3\theta}{2}\right) \quad (2.66)$$

$$\tau_{xy} = \frac{\sigma \sqrt{\pi a}}{\sqrt{2\pi r}} \operatorname{sen} \frac{\theta}{2} \cos \frac{\theta}{2} \cos \frac{3\theta}{2} \quad (2.67)$$

$$\sigma_z = 0, \quad \text{estado plano de tensão} \quad (2.68)$$

$$\sigma_z = \nu(\sigma_x + \sigma_y), \quad \text{estado plano de deformação} \quad (2.69)$$

$$\tau_{yz} = \tau_{zx} = 0 \quad (2.70)$$

Nota-se que todas as tensões tendem para infinito em $r = 0$, pois é a posição da ponta da trinca. Também é verificado que todas as tensões são um produto da posição geométrica ($\frac{1}{\sqrt{2\pi r}} f(\theta)$) com o termo $\sigma \sqrt{\pi a}$. Tal termo é denominado fator de intensidade de tensão que depende das dimensões do sólido fissurado, das condições de contorno do problema (tipo de carregamento e vinculação externa) e da extensão da fissura. A equação que determina o fator de intensidade de tensão deve ser modificada para casos práticos,

pois o corpo é finito e a trinca pode ter diferentes formas, assim, para o modo I de sollicitação, tem-se: (UNGER, 1995)

$$K_I = \sigma\sqrt{\pi a}f\left(\frac{a}{w}\right) \quad (2.71)$$

Onde a função $f\left(\frac{a}{w}\right)$ é uma função adimensional de correção geométrica e do carregamento (a é a extensão da fissura e w representa uma dimensão significativa do sólido fissurado). A literatura apresenta poucos casos onde a função $f\left(\frac{a}{w}\right)$ é conhecida, assim há necessidade de implementação de uma metodologia numérica, método dos elementos finitos ou método dos elementos de contorno, para obtenção de K_I .

3 MODELAGEM NUMÉRICA E RESULTADOS

Neste capítulo são apresentados todos as considerações e parâmetros empregados para a análise das conexões (solda de encaixe e solda de topo). Para obter os dados foram definidos carregamentos e condições de contorno adequados para cada tipo de conexão, utilizando o software de elementos finitos Abaqus CAE.

Os resultados obtidos neste trabalho têm o propósito de contribuir para o desenvolvimento e estudo de conexões em sistemas de adução de água tratada. O único esforço atuante é devido a pressão interna (ausência da pressão externa, como mostrado na seção 2.3), assim pode-se estudar se há falha por escoamento ou fratura na região da conexão para o aço AISI 1020.

Uma abordagem de solução pelo método de elementos finitos (*Finite Element Method - FEM*) foi utilizada no decorrer do trabalho para obtenção e visualização dos resultados. Para a elaboração do modelo em elementos finitos foi utilizado o software Abaqus CAE 6.14. Inicialmente foi necessário definir os parâmetros de entrada por meio dos módulos do software, apresentados de forma resumida na tabela 7.

Tabela 7: Descrição sucinta dos módulos do Abaqus 6.14. (SIMULIA ABAQUS 6.14, 2015)

Módulo	Descrição
<i>Part</i>	Criar a geometria da peça.
<i>Property</i>	Definir as propriedades do material; Criar a seção de análise com o material definido.
<i>Assembly</i>	Instanciar as peças na montagem.
<i>Step</i>	Criar as "etapas" da simulação; Editar as variáveis de saída.
<i>Interaction</i>	Criar interações entre partes ou entre a parte e o material.
<i>Load</i>	Adicionar as condições de contorno e carregamentos.
<i>Mesh</i>	Criar malhas de elementos finitos.
<i>Job</i>	Realizar o processamento da análise.
<i>Visualization</i>	Apresentar os resultados obtidos.

A análise foi dividida em duas etapas, análise contra escoamento e análise contra fratura. Inicialmente avaliou-se a integridade da conexão e do tubo para que os mesmos

não atinjam valores de tensões que promovam a plasticidade do material. Desta forma aumentou-se gradualmente a pressão interna para determinar o campo de tensões ao longo do corpo e assim definiu-se o valor máximo das tensões de von Mises para que não exceda o limite de escoamento do material.

Após a definição do valor máximo da pressão interna que pode ser aplicada, estabeleceu-se qual o comprimento máximo permissível para uma trinca circunferencial passante em tubo pressurizado, com uma pressão hidrostática ligeiramente inferior à pressão máxima aplicada para que o material escoe. Para isso realizou-se, primeiramente, uma validação da rotina utilizada no software de elementos finitos de acordo com a solução analítica de tubos de parede fina presente na literatura.

As seções 3.1 e 3.2 apresentam de forma detalhada a metodologia utilizada para cada tipo de análise. Nelas são abordados os parâmetros inseridos de acordo com a tabela 7.

3.1 ANÁLISE CONTRA ESCOAMENTO

Visa-se estabelecer a máxima pressão interna que pode ser aplicada desde que o material não atinja o limite de escoamento, para que o modelo se encontre no regime elástico do gráfico tensão-deformação. Dentro do regime elástico não há deformações definitivas (as deformações são restituídas quando os carregamentos são retirados), sendo um fator de extrema importância para a segurança do projeto.

3.1.1 PARÂMETROS DE ENTRADA

Esta seção é dividida em duas subseções (conexão para solda de topo e conexão para solda de encaixe) para avaliar individualmente cada uma das conexões. Inicialmente analisa-se a conexão para solda de topo, pois há maior facilidade para comparar os resultados analíticos e numéricos. Deste modo pode-se definir o tamanho do elemento que também é aplicado na conexão para solda de encaixe.

3.1.1.1 CONEXÃO PARA SOLDADA DE TOPO

A princípio deseja-se verificar qual a maior pressão interna que pode ser aplicada em tubo com conexão para solda de topo sem que haja escoamento do mesmo, admitindo que não há trincas decorrentes no processo de soldagem. Desta forma pode-se analisar a distribuição das tensões ao longo do tubo para diferentes valores de carregamento.

Para a realização da simulação numérica deve-se inserir os parâmetros de entrada através dos módulos do software (tabela 7). A descrição das etapas da simulação são

realizadas seguindo as requisições de cada módulo, de forma que o processo possa ser replicado.

A geometria a ser analisada é mostrada na figura 28, onde há as dimensões de um tubo com diâmetro nominal de 2" e SCH 160. Tal geometria é dividida em quadrantes de forma que apenas um quarto seja analisado, visando minimizar custo computacional e facilitar a adição de condições de contorno. No módulo *property* as propriedades mecânicas (elásticas e plásticas) do aço AISI 1020, mostradas na seção 2.2, são inseridas e atribuídas à seção do tubo.

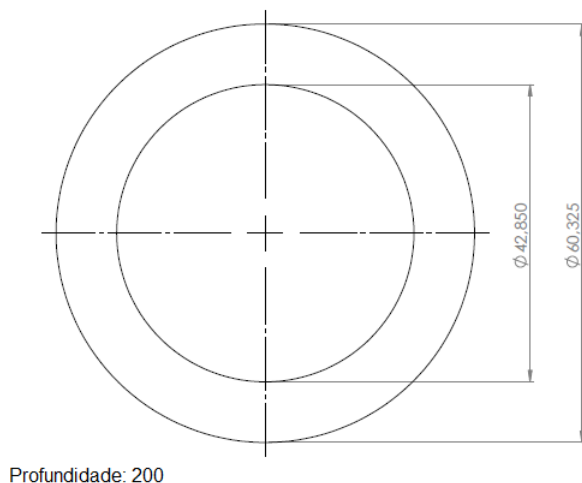


Figura 28: Tubo de 2" SCH 160 (cotas em *mm*).

Após instanciar as peças na análise por meio do módulo *assembly* é imprescindível a criação do *step* para prosseguir com a entrada de dados. O *initial step* é dado como padrão do software e é nele que se insere as condições de contorno do problema, porém ainda é fundamental a criação de um novo *step* para a inserção dos carregamentos. Este *step* criado possui uma incrementação fixa de 0,1 mm e número máximo de incrementos igual a 1000.

O módulo *step* também é utilizado para determinar as variáveis de saída definidas pelo usuário. Para obter os resultados examina-se dois editores existentes no módulo que solicitam as variáveis de saída da simulação numérica: *field output request* e *history output request*. A solicitação do tipo *field output* gera resultados a partir de dados que estão distribuídos por todo o modelo (utilizada nesse caso). Já a solicitação do tipo *history output* gera resultados a partir de dados de pontos específicos (utilizada posteriormente na análise contra fratura).

Na caixa de diálogo do editor *field output request* há alguns dados que devem ser modificados da seguinte forma: (SIMULIA ABAQUS 6.14, 2015)

- Domínio (*domain*): permite a escolha da região a partir da qual o resultado é gerado. No caso é selecionado o domínio do tipo *whole model*;

- Frequência (*frequency*): especifica a frequência na qual os resultados são escritos na base de dados da saída. No presente trabalho é utilizado a opção padrão do software, onde o resultado é emitido a cada incremento da simulação numérica (*every n increments*);
- Variáveis de saída (*output variables*): define as variáveis de saída que são calculadas e posteriormente exibidas no módulo *visualization*. Selecionou-se as variáveis padrão do software (tensões, deformações, deslocamentos e reações) com adição da variável PEEQ (*equivalent plastic strain*). É uma variável identificadora do tipo binária que aponta os elementos que escoaram ou não.

No módulo *load* são inseridos os carregamentos e as condições de contorno. A figura 29 aponta os locais e as condições de contorno aplicadas à peça. Pode-se verificar a condição de simetria nos três eixos (x , y e z), detendo a função de representar a peça "completa" na ausência de partições. Tais condições de simetria definem que a componente perpendicular ao plano vetor deslocamento e as componentes paralelas ao plano do vetor rotação são nulas.

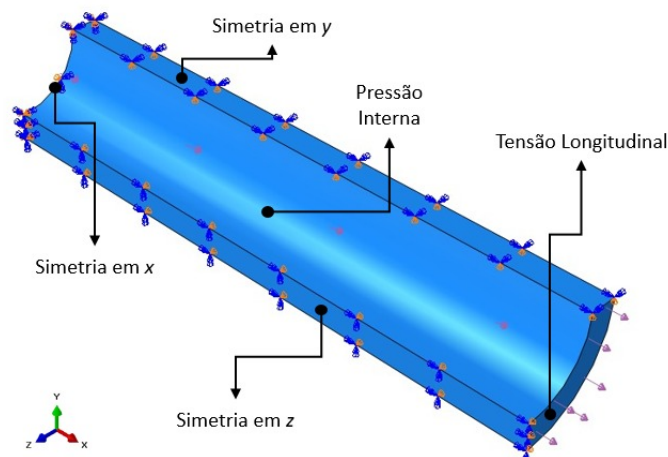


Figura 29: Condições de contorno e carregamentos aplicados à conexão para solda de topo.

O primeiro carregamento inserido é de uma pressão interna que é aplicada na face interior do tubo. Ao aplicar uma pressão interna em um tubo fechado há o desenvolvimento de três tensões (longitudinal, radial e circunferencial), como visto anteriormente na revisão bibliográfica. Para simplificar e minimizar o custo computacional, simulou-se um tubo aberto com tensão longitudinal aplicada à uma das extremidades, já que a outra extremidade possui a condição de simetria. O cálculo da tensão longitudinal é efetuado de acordo com a equação 2.20. Por padrão, os valores dos carregamentos variam linearmente com o tempo ao longo do *step* ou são aplicados imediatamente e permanecem constantes em todo o *step*. Para que haja um crescimento predefinido pelo usuário usa-se a ferramenta *amplitude* do tipo tabular, onde é possível inserir uma tabela de valores em pontos

convenientes na escala de tempo. Para o caso, os valores da pressão interna e da tensão longitudinal variam de acordo com o incremento do *step*, como mostra a tabela 8.

Tabela 8: Magnitude dos carregamentos para cada incremento (solda de topo).

Incremento	Pressão Interna (MPa)	Tensão longitudinal (MPa)
0,10	10,00	10,18
0,20	20,00	20,36
[...]	[...]	[...]
0,80	80,00	81,46
0,90	90,00	91,64
1,00	100,00	101,83

Assim pode-se avaliar o campo de tensões atuantes no corpo para uma pressão interna variando entre 10 e 100 *MPa*. Os valores obtidos para cada pressão interna e tensão longitudinal permitem definir quando o material para de responder elasticamente e começa a ter comportamento plástico.

A discretização, realizada no módulo *mesh*, é feita baseada no tamanho e forma dos elementos. Para calcular a tensão equivalente de von Mises, pelo método analítico, para um tensor tridimensional de tensões utiliza-se a equação (3.1). Então o tamanho dos elementos na área refinada (tamanho local) é definido de forma que as tensões equivalentes de von Mises obtidas numericamente sejam próximas (diferença percentual máxima de 5%) dos valores obtidos analiticamente.

$$\sigma_{mises} = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \sqrt{(\sigma_c - \sigma_r)^2 + (\sigma_r - \sigma_L)^2 + (\sigma_L - \sigma_c)^2 + 6 \cdot (\tau_{cr}^2 + \tau_{rL}^2 + \tau_{Lc}^2)} \quad (3.1)$$

Desta forma pode-se definir o tamanho dos elementos através de um processo iterativo até que se atinja a diferença percentual estipulada. O tamanho global dos elementos é definido com a ferramenta *seed part*, aplicando um tamanho aproximado de 1 mm. Já o tamanho local (aplicado em arestas selecionadas na região refinada) é definido com a ferramenta *seed edges*, aplicando um tamanho baseado no número de elementos em cada aresta (25 elementos e *bias ratio* igual a 4). A figura 30 representa as especificações e os locais dos elementos designados para cada aresta. Por último, deve-se informar a forma do elemento aplicado. No caso são aplicados elementos hexagonais estruturais por toda a geometria.

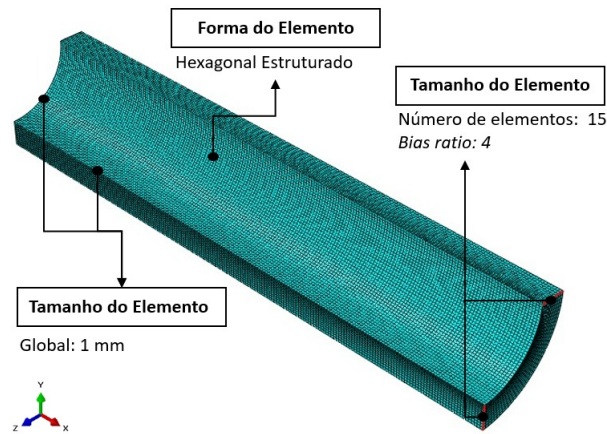


Figura 30: Discretização da conexão para solda de topo.

Por fim utiliza-se o módulo *job* do tipo análise completa (*full analysis*) que integra todos os parâmetros inseridos e realiza a simulação numérica por elementos finitos, obtendo assim os resultados.

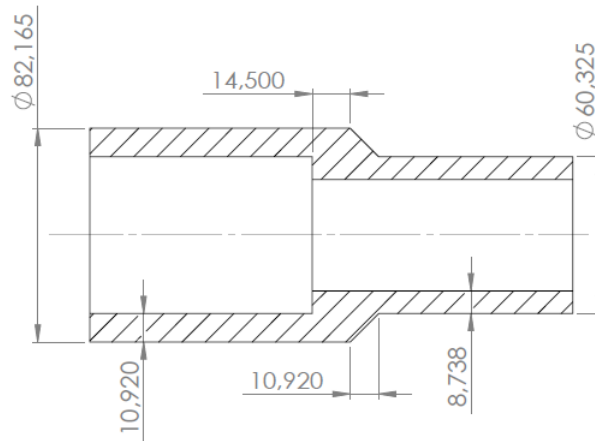
3.1.1.2 CONEXÃO PARA SOLDA DE ENCAIXE

A mesma metodologia é utilizada para realizar a simulação da conexão para solda de encaixe. Admite-se uma soldagem sem a presença de descontinuidades para determinar o valor máximo da pressão interna que pode ser aplicada em uma conexão para solda de encaixe de modo que o material não escoe. A simulação também visa indicar a região próxima ao cordão de solda com as maiores tensões longitudinais para que se possa inserir a trinca em tal região.

O módulo *part* é utilizado para inserir a geometria da peça. A figura 31 mostra as dimensões da peça composta pelo tubo, cordão de solda e conexão para solda de encaixe. A geometria novamente é particionada para diminuir o custo computacional e facilitar a aplicação das condições de contorno. Para realização da partição usa-se a ferramenta *part* para criar um sólido do tipo revolução (*revolution*), onde se desenha o perfil no plano *xy* e o mesmo é revolucionado 90° em torno de *x*. Após a definição da geometria, o material (aço AISI 1020) é inserido e atribuído à peça com auxílio do módulo *property*. O material do cordão de solda é considerado o mesmo da conexão e do tubo, já que a norma [ASME B31.3 \(2016\)](#) admite que o material de adição possua resistência mecânica equivalente.

A peça é instanciada na montagem e o *step* para o carregamento é criado com o auxílio dos módulos *assembly* e *step*, respectivamente. O *step* tem uma incrementação fixa de 0,1 mm e número máximo de incrementos igual a 1000. No mesmo módulo, ainda é utilizado o editor *field output request* que é modificado para a inserção da variável PEEQ, como realizado anteriormente para solda de topo.

A figura 32 mostra as condições de contorno e os carregamentos utilizados. Verifica-se novamente a aplicação da condição de simetria nos três eixos, visando representar a



Cotas em mm

Figura 31: Dimensões da peça (cotas em mm).

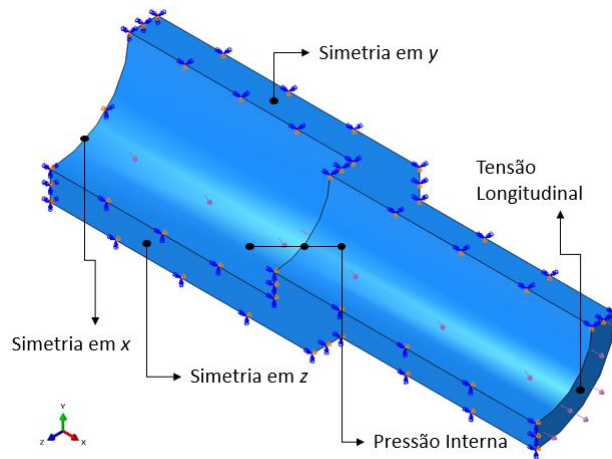


Figura 32: Condições de contorno e carregamentos aplicados à conexão para solda de encaixe.

peça "completa". Há dois carregamentos inseridos no modelo: pressão interna e tensão longitudinal. Assim como para a análise para solda de topo, na análise para solda de encaixe também utiliza-se os mesmos carregamentos apresentados na tabela 8. Deste modo a pressão interna e a tensão longitudinal variam de acordo com o incremento do *step*.

A discretização do modelo é realizada com elementos com as mesmas especificações citadas para a conexão para solda de topo. O tamanho global é de 1 mm e a forma é do tipo hexagonal estruturada. Neste caso não há refinamento nas arestas ao longo da espessura pois a mudança dos diâmetros faz com que ocorra distorção dos elementos na área do cordão de solda. Porém os resultados numéricos vão de encontro com os resultados analíticos obtidos ao calcular de acordo com a equação (3.1), quando se considera um tubo liso.

Com todos os parâmetros definidos, pode-se criar e executar a rotina do tipo análise

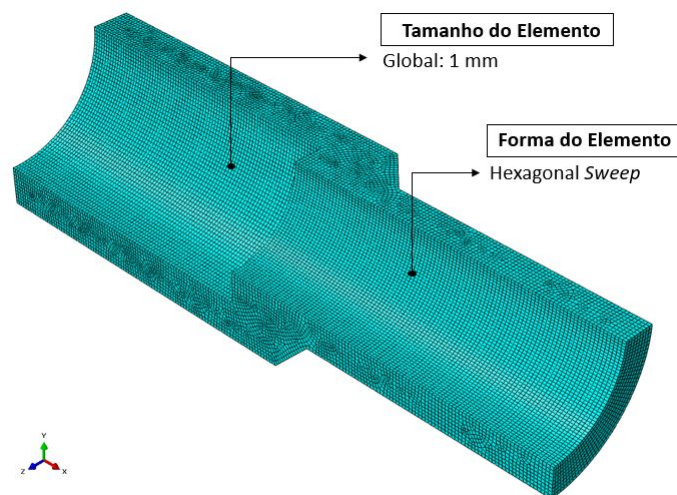


Figura 33: Discretização da conexão para solda de encaixe.

completa através do módulo *job*.

3.1.2 RESULTADOS DA ANÁLISE CONTRA ESCOAMENTO

Os resultados provenientes da simulação são comparados e analisados de acordo com a literatura apresentada no texto. Para apresentação de tais resultados são utilizadas imagens que mostram a distribuição de tensão ao longo do corpo das duas conexões. A distribuição da tensão equivalente de von Mises é de extrema importância, pois permite a definição da máxima pressão interna que pode ser aplicada às conexões sem que ocorra o escoamento do material.

Inicialmente é avaliado a distribuição das tensões da conexão para solda de topo. Após utilizar um carregamento crescente, variando com o incremento do *step*, refina-se os carregamentos para que tenha resultados mais precisos. O cálculo analítico é realizado utilizando as equações de Lamé (equações (2.18), (2.19) e (2.20)) para determinar as tensões circunferenciais, longitudinais e radiais. Assim calcula-se a tensão equivalente de von Mises de acordo com a equação (3.1), válida para um tensor tridimensional de tensões. A tabela 9 apresenta as tensões (analíticas e numéricas) e a diferença percentual da tensão de von Mises para a conexão de topo.

Tabela 9: Tensões obtidas analiticamente e numericamente para a conexão de topo (unidades em MPa).

Pressão Interna	Tensão radial		Tensão Circunferencial		Tensão Longitudinal		Tensão de Mises		
	Analítico	Numérico	Analítico	Numérico	Analítico	Numérico	Analítico	Numérico	Diferença Percentual
10	-10,0	-9,7	30,4	30,1	10,2	10,2	35,0	34,5	1,3
20	-20,0	-19,5	60,7	60,2	20,4	20,4	69,9	69,0	1,3
30	-30,0	-29,2	91,1	90,3	30,5	30,5	104,9	103,6	1,2
40	-40,0	-38,9	121,5	120,4	40,7	40,7	139,8	138,1	1,3
50	-50,0	-48,7	151,8	150,5	50,9	50,9	174,8	172,6	1,3
60	-60,0	-58,4	182,2	180,6	61,1	61,1	209,7	207,2	1,2
70	-70,0	-68,2	212,6	210,7	71,3	71,3	244,7	241,7	1,2
80	-80,0	-77,9	242,9	240,8	81,5	81,5	279,7	276,2	1,3
90	-90,0	-87,6	273,3	270,9	91,6	91,6	314,6	310,7	1,3
100	-100,0	-97,4	303,7	301,0	101,8	101,8	349,6	345,3	1,2
*101	-101,0	-98,3	306,7	304,0	102,9	102,9	353,1	348,7	1,2

A figura 34 mostra a distribuição das tensões de von Mises para uma pressão interna de 101,00 MPa e tensão longitudinal de 102,85 MPa , maior carregamento suportado pelo aço AISI 1020 para as condições de contorno adotadas.

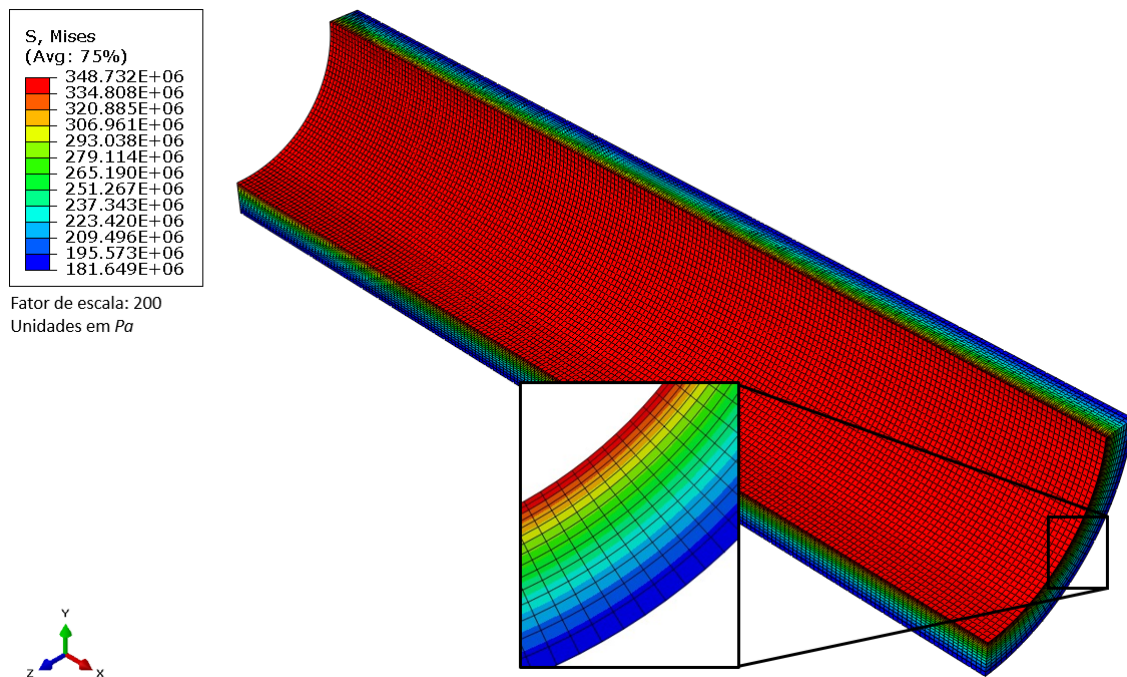


Figura 34: Tensão equivalente de von Mises para a conexão de topo.

Ao alterar o modo de visualização para a variável de saída PEEQ (*equivalent plastic strain*), observa-se que há a sinalização do início de deformações plásticas no raio interno do tubo. Isso ocorre pois as tensões circunferenciais e radiais são máximas no raio interno, como previsto pelas equações de Lamé. Também vale observar que as tensões longitudinais são constantes e iguais ao valor calculado analiticamente ($\simeq 103,86 MPa$).

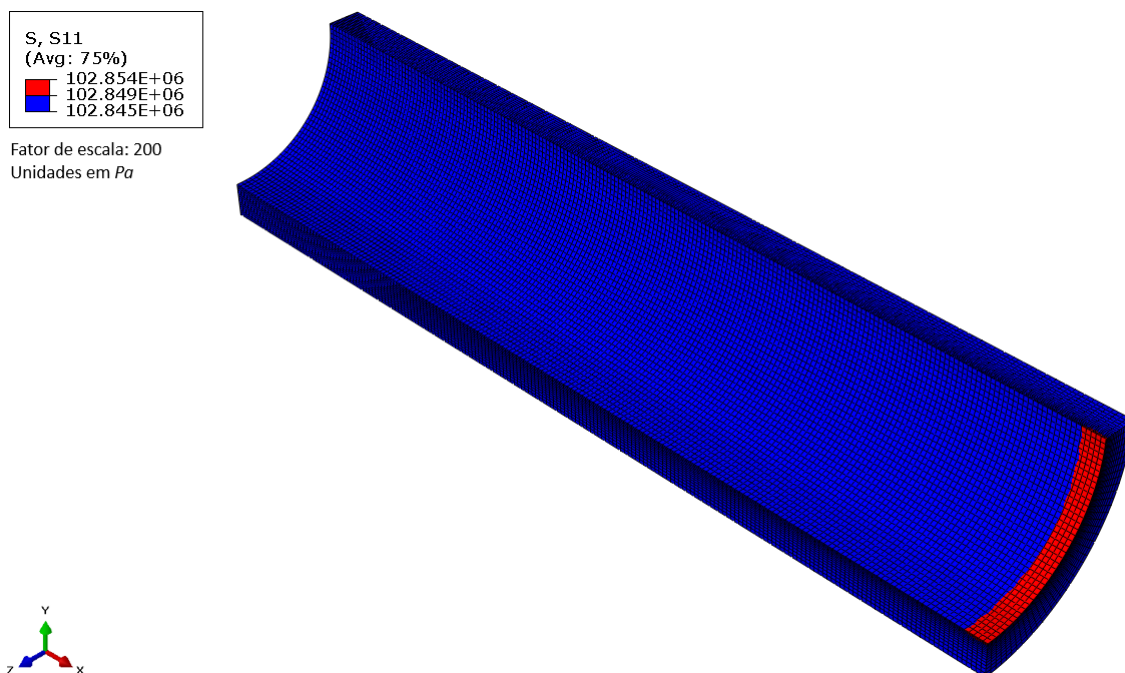


Figura 35: Tensão longitudinal para a conexão de topo.

Para a conexão de encaixe utiliza-se o mesmo procedimento, os carregamentos variam com o incremento do *step*, de forma a identificar de maneira mais rápida as pressões que escoam o material. Para realizar o calculo analítico considera-se um tubo liso com diâmetro externo de $82,165\text{ mm}$ e diâmetro interno de $60,325\text{ mm}$ (figura 31), pois representa a seção crítica da peça (maiores tensões de Mises). A tabela 10 apresenta as tensões (analíticas e numéricas) e a diferença percentual da tensão de von Mises para a conexão de encaixe.

Tabela 10: Tensões obtidas analiticamente e numericamente para a conexão de encaixe (unidades em MPa).

Pressão Interna	Tensão radial		Tensão Circunferencial		Tensão Longitudinal		Tensão de Mises		
	Analítico	Numérico	Analítico	Numérico	Analítico	Numérico	Analítico	Numérico	Diferença Percentual
10	-10,0	-9,9	33,4	33,1	11,7	36,9	37,6	38,9	3,5
20	-20,0	-19,8	66,8	66,2	23,4	73,8	75,1	77,8	3,5
30	-30,0	-29,6	100,2	99,3	35,1	110,7	112,7	116,7	3,5
40	-40,0	-39,5	133,6	132,5	46,8	147,6	150,3	155,7	3,6
50	-50,0	-49,4	166,9	165,6	58,5	184,6	187,9	194,6	3,6
60	-60,0	-59,3	200,3	198,7	70,2	221,5	225,4	233,5	3,6
70	-70,0	-69,2	233,7	231,8	81,9	258,4	263,0	272,5	3,6
80	-80,0	-79,0	267,1	264,9	93,6	295,3	300,6	311,4	3,6
*90	-90,0	-88,9	300,5	298,0	105,2	332,2	338,2	350,3	3,6
100	-100,0	-98,8	333,9	331,1	116,9	369,1	375,7	389,2	3,6

A figura 36 mostra a distribuição das tensões de Mises para uma pressão interna de $90,00\text{ MPa}$ e tensão longitudinal de $91,64\text{ MPa}$. Nota-se que esta é a maior pressão que pode ser inserida para que o material não escoe.

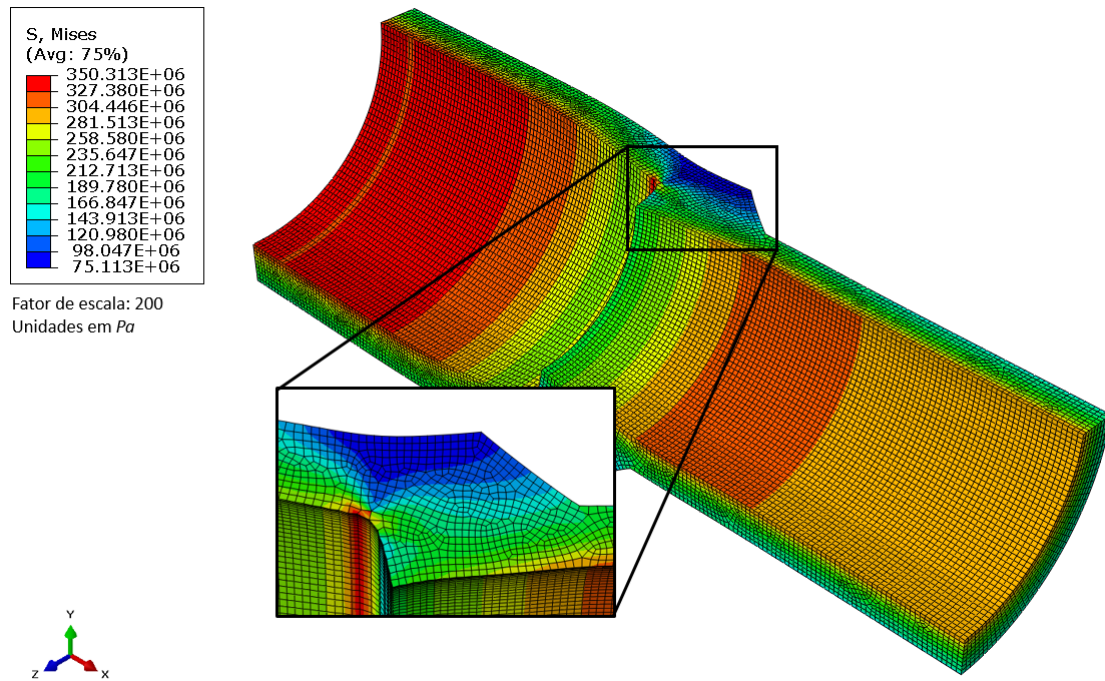


Figura 36: Tensão equivalente de von Mises para a conexão de encaixe.

Ao avaliar as tensões longitudinais para a conexão de encaixe, verifica-se que não ocorre uma distribuição constante ao longo do corpo (figura 37). Isso decorre da pressão aplicada na face interna contida no plano yz , alterando assim o campo de tensões nas proximidades. Tal fato faz com que as tensões longitudinais calculadas numericamente sejam bem superiores às calculadas analiticamente.

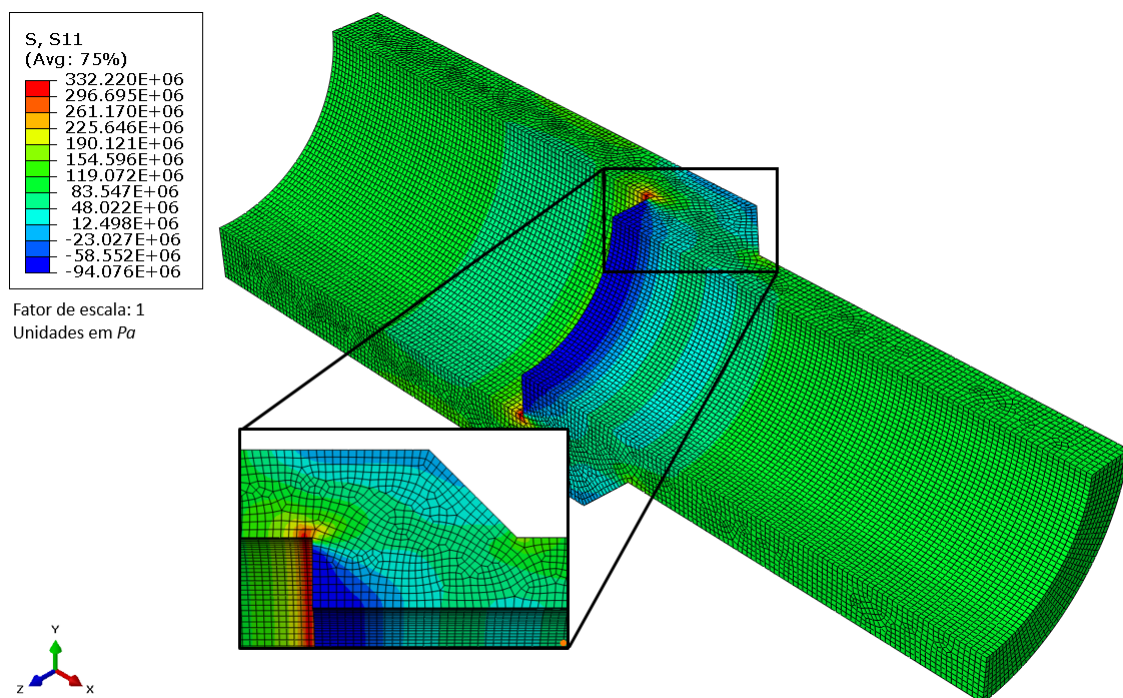


Figura 37: Tensão longitudinal para a conexão de encaixe.

Outro fato que deve ser observado é que a trinca foi inserida na margem à direita (margem localizada no menor diâmetro) do cordão de solda, pois é a região com maiores valores da tensão longitudinal. A margem à esquerda possui tensões relativamente baixas e assim não foi utilizada na análise contra fratura.

3.2 ANÁLISE CONTRA FRATURA

A análise contra fratura é de suma importância para estudar o comportamento de cada uma das conexões quando há o surgimento de trincas ou fissuras decorrentes do processo de soldagem, como mostrado na seção 2.11. Neste trabalho foram estudadas as trincas posicionadas na direção circunferencial do tubo que são carregadas em modo I pela tensão longitudinal derivada da pressão interna.

Também vale ressaltar que foram estudadas trincas passantes, com o intuito de analisar a situação mais crítica, pois o fator intensidade de tensão é diretamente proporcional ao comprimento radial da trinca (ao longo da espessura).

3.2.1 PARÂMETROS DE ENTRADA

Esta seção é dividida em três subseções para melhor organização e entendimento da metodologia adotada:

- Validação do modelo: visa estabelecer um modelo para a realização da simulação numérica, de forma que os resultados numéricos coincidam com os resultados analíticos;
- Conexão para solda de topo: especifica os parâmetros de entrada adotados para o estudo da conexão para solda de topo com a presença de uma trinca circunferencial passante;
- Conexão para solda de encaixe: especifica os parâmetros de entrada adotados para o estudo da conexão para solda de encaixe com a presença de uma trinca circunferencial passante.

3.2.1.1 VALIDAÇÃO DO MODELO

Para realização da validação do modelo são apresentados dois casos com solução analítica para modo I de carregamento: trinca longitudinal passante em um tubo pressurizado na ausência de tensões longitudinais e trinca circunferencial passante em um tubo sujeito a tração na ausência de pressão interna. Com isso pode-se comparar os resultados obtidos via solução analítica e numérica, e assim definir os critérios de discretização, as condições de contorno e as especificações de interação entre a trinca e o corpo.

• TRINCA LONGITUDINAL PASSANTE

Inicialmente visa-se validar se a simulação numérica condiz com a formulação analítica prevista na literatura para um tubo pressurizado. Desta forma pode-se comparar os resultados obtidos de acordo com os parâmetros de entrada do software (geometria, discretização, interação entre a trinca e o corpo e condições de contorno).

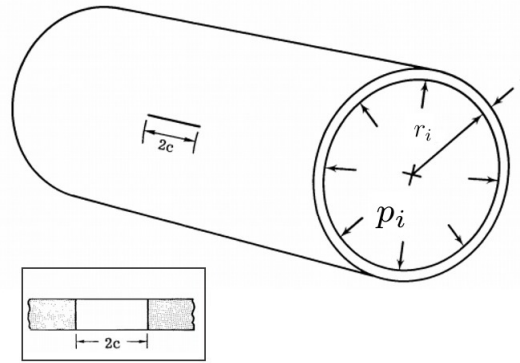


Figura 38: Trinca longitudinal passante. (NEWMAN, 1976) Modificado

Folias, Erdogan e Kibler obtiveram o fator de intensidade de tensão elástico para uma trinca longitudinal passante em um cilindro sujeito a uma pressão interna (figura 38), como é mostra a equação (3.2). (FOLIAS, 1965)(ERDOGAN; KIBLER, 1969)

$$K_I = \sigma_c F \sqrt{\pi c} \quad (3.2)$$

Onde σ_c é a tensão circunferencial ($\sigma_c = \frac{p_i}{r_i t}$) e F (indicado na equação (3.3)) é dado em função de λ que relaciona o raio interno, a espessura da parede e o comprimento da trinca ($\lambda = \frac{c}{\sqrt{r_i t}}$).

$$F = (1 + 0,52.\lambda + 1,29.\lambda^2 - 0,074.\lambda^3)^{\frac{1}{2}} \quad (3.3)$$

O fator de intensidade de tensão, apresentado na equação (3.2), é formulado considerando as seguintes hipóteses: cilindro suficientemente longo se comparado com o tamanho da trinca ($2c$); λ deve ser menor que 4,5; coeficiente de Poisson, ν , igual a 0,33; tensão circunferencial calculada levando em consideração tubo de parede fina.

Para a realização da simulação numérica utilizou-se os módulos do Abaqus para inserção dos parâmetros de entrada. No módulo *part* são criadas duas peças, um sólido que representa o tubo e uma peça do tipo *shell* que representa a trinca. As dimensões de tais peças podem ser vistas na figura 39. O semi-comprimento da trinca, c , varia de 2,5 *mm* a 15 *mm* para ter um campo de validação mais amplo.

No módulo *property* são definidas apenas as propriedades elásticas do material (aço AISI 1020). Isso ocorre pois ao avaliar uma trinca estacionária não é exigido inserir

propriedades plásticas do material, pois o software recorre a mecânica da fratura linear elástica para o desenvolvimento dos cálculos. Deste modo o material é atribuído à seção do tubo, não sendo necessária a atribuição de material à trinca, pois tal peça só possui a função de apontar para o software a geometria e a localização da mesma.

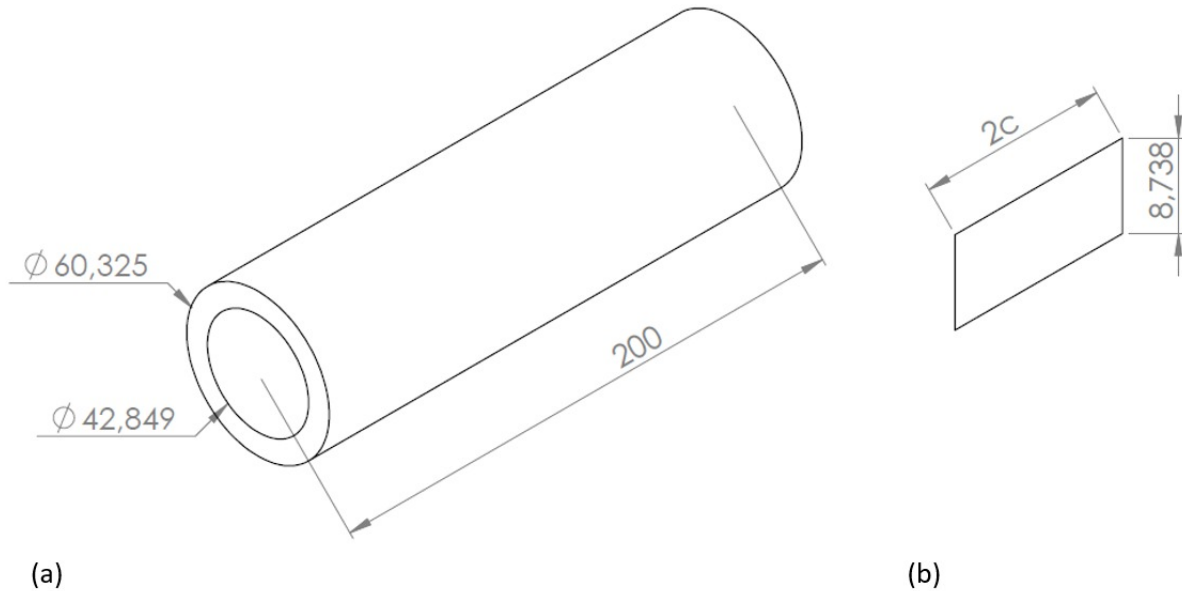


Figura 39: Dimensões do tubo (a) e da trinca (b).

Posteriormente, no módulo *assembly*, as duas peças são instanciadas na montagem de modo que a trinca seja posicionada no centro do tubo, na direção longitudinal, como mostra a figura 40. Para adição de carregamentos e condições de contorno cria-se um *step* com as seguintes propriedades: número máximo de incrementos igual a 10000, tamanho do incremento inicial igual a 0,01, tamanho mínimo do incremento igual a 1.10^{-10} e tamanho máximo do incremento igual a 0,1.

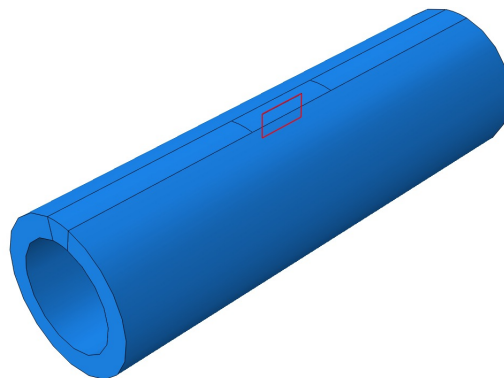


Figura 40: Posicionamento da trinca longitudinal passante.

Para obter o fator de intensidade de tensões para problemas quase estáticos utiliza-se o método estendido dos elementos finitos (*extended finite element method, XFEM*). O XFEM permite analisar problemas que envolvem trincas estacionárias ou trincas que

crecem em um caminho arbitrário. O software dá suporte à utilização de tal método, basta acessar o menu *special* no módulo *interaction*. No menu deve-se selecionar primeiramente a opção *crack* e posteriormente a opção XFEM. Para realizar uma análise de trinca com o XFEM é exigido especificar alguns parâmetros: (SIMULIA ABAQUS 6.14, 2015)

- Domínio da trinca (*crack domain*): representa as regiões que contém alguma trinca ou regiões em que uma trinca pode ser iniciada e propagada. O domínio da trinca selecionado é dado pelo corpo do tubo (figura 39(a));
- Crescimento da trinca (*crack growth*): permite o crescimento da trinca em um caminho arbitrário que é definido durante a análise e é baseado no valor máximo das tensões principais ou nas deformações calculadas no domínio da trinca. Como o presente trabalho não visa estudar o caminho de propagação da trinca, deve-se desmarcar tal opção;
- Localização da trinca (*crack location*): a localização da trinca deve estar inserida no domínio da trinca. Também não é necessário discretizar ou aplicar material à trinca. O local da trinca é dado pela casca instanciada na figura 40;
- Raio de enriquecimento (*enrichment radius*): define o raio da área localizada na ponta da trinca, determinando os elementos que são usados para calcular a singularidade de uma trinca estacionária. Utilizou-se a opção padrão do software, onde o raio é calculado como três vezes o comprimento típico do elemento da região de enriquecimento;
- Propriedade de contato (*contact interaction property*): pode-se associar uma propriedade de contato entre as superfícies dos elementos trincados. No modelo avaliado não há necessidade de criar tal contato pois há separação dos elementos trincados.

Após a definição dos critérios da trinca, pode-se utilizar os editores *history output request* e *field output request* para solicitar as variáveis de saída. Para obter os resultados no caso de uma trinca do tipo XFEM, o editor *history output request* é utilizado para solicitar a solução obtida por meio do método da integral de contorno. Na caixa de diálogo apresentada pelo software há alguns parâmetros que devem ser alterados: (SIMULIA ABAQUS 6.14, 2015)

- Domínio (*domain*): permite a escolha da região a partir da qual o resultado é gerado. No caso é selecionado o domínio do tipo *crack*;
- Frequência (*frequency*): especifica a frequência na qual os resultados são escritos na base de dados da saída. No presente trabalho é utilizado a opção padrão do software, onde o resultado é emitido a cada incremento da simulação numérica (*every n increments*);

- Número de contornos (*number of contours*): cada contorno fornece uma avaliação da integral de contorno. O Abaqus calcula a próxima integral de contorno adicionando uma única camada de elementos à região definida pelo domínio anterior. Nesta seção são definidos três contornos para análise;
- Tipo de cálculo (*type of contour integral calculation*): há quatro maneiras de realizar o cálculo da integral de contorno (*J-integral, Ct-integral, T-stress e Stress intensity factors*). Como neste trabalho o intuito é analisar o fator de intensidade de tensões, é selecionado então a opção *stress intensity factors*;
- Critério de iniciação da trinca (*crack initiation criteria*): ao selecionar o tipo de cálculo igual a *stress intensity factors*, há a possibilidade de seleção de três maneiras para que o software calcule a direção de propagação da trinca (*maximum tangential stress, maximum energy release rate e $K_{II} = 0$*). Nesta seção usou-se o critério *maximum energy release rate* que postula que a trinca inicialmente se propaga na direção que maximiza a taxa de liberação de energia.

A caixa de diálogo do editor *field output request* já foi detalhada anteriormente, então os parâmetros de entrada já descritos são apontados de maneira mais direta. O domínio é definido como todo o modelo (*whole model*). A frequência a qual os resultados são emitidos é dada a cada incremento. Além das variáveis de saída padronizadas pelo software (tensões, deformações, deslocamentos, reações e contato), há a adição de outras duas (PHILSM e PSILSM) que auxiliam na visualização dos resultados. A variável PHILSM retorna o campo de distância local com sinal (*signed distance function*, função matemática que auxilia na manipulação de elementos tridimensionais) que descreve a superfície da trinca. Já a variável PSILSM retorna o campo de distância local com sinal que descreve a frente inicial da trinca. (SIMULIA ABAQUS 6.14, 2015) (AZEREDO, 2007)

A solução analítica mostrada anteriormente é válida para um cilindro pressurizado que possua uma trinca longitudinal passante. Desta forma é inserida uma pressão de 100 MPa (pressão máxima suportada pelo tubo para que não ocorra escoamento) na face interna do tubo para avaliar os fatores intensificadores de tensão para diferentes tamanhos de trincas. A condição de contorno inserida restringe todos os deslocamentos e rotações ($U1=U2=U3=UR1=UR2=UR3=0$) nas faces existentes nas extremidades do tubo para que o corpo não translate ou rotacione.

No módulo *mesh* deve-se determinar o tamanho e a forma do elemento, como já mostrado nas seções anteriores. O tubo é particionado de forma que minimize o custo computacional. A figura 41 aponta os locais onde são definidos o tamanho local (área refinada com elemento hexagonal estruturado) e global dos elementos (área não-refinada com elemento hexagonal *sweep*). Também deve-se salientar que quando possível é preferível criar uma malha que seja ortogonal para que não tenha grandes variações nos valores do fator intensidade de tensão.

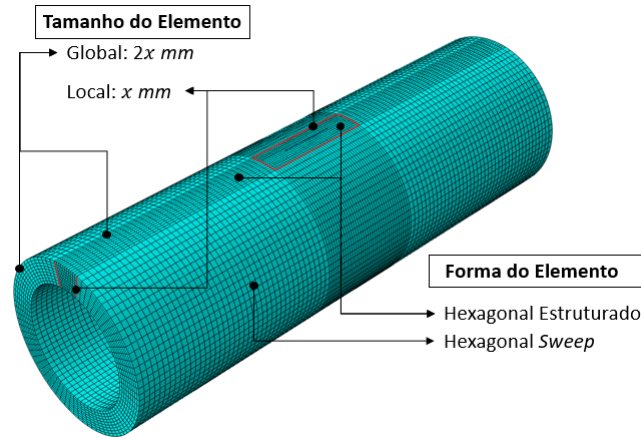


Figura 41: Malha empregada para o caso de um tubo pressurizado com uma trinca longitudinal passante.

Observa-se que os tamanhos dos elementos variam de acordo com a variável x . Tal variável é criada para estabelecer o tamanho que melhor se enquadra no modelo, tendo menor custo computacional e com resultados relativamente precisos. Os tamanhos empregados no processo iterativo para estabelecer o tamanho do elemento é mostrado na tabela 11. Tais resultados são antecipados para que ocorra a definição da discretização para o caso onde há um tubo sujeito a tração com uma trinca circunferencial passante.

Tabela 11: Valores do fator de intensidade de tensão, em $MPa\sqrt{m}$, para diferentes tamanhos de elemento, x .

Semi-Comprimento da Trinca, c	Fator de intensidade de tensão, $MPa\sqrt{m}$				
	Analítico	Numérico (Diferença Percentual)			
		1,0 mm	1,5 mm	2,0 mm	2,5 mm
2,5 mm	23,18	22,26 (4,1%)	30,69 (32,4%)	24,02 (3,6%)	44,31 (91,2%)
5,0 mm	35,82	34,01 (5,3%)	39,13 (9,2%)	34,10 (5,0%)	31,75 (12,8%)
7,5 mm	48,50	45,94 (5,6%)	45,68 (6,2%)	45,86 (5,8%)	46,44 (4,4%)
10,0 mm	62,07	58,65 (5,8%)	58,33 (6,4%)	59,44 (4,4%)	59,90 (3,6%)
12,5 mm	76,75	71,74 (7,0%)	70,93 (8,2%)	72,30 (6,2%)	74,31 (3,3%)
15,0 mm	92,54	86,48 (7,0%)	85,33 (8,5%)	88,03 (5,1%)	89,42 (3,5%)

O número de cálculos realizados na frente da trinca utilizando o método XFEM é igual ao número de nós presentes na linha que representa a frente da trinca. A figura 42 mostra a relação entre o tamanho do elemento e o número de nós, ou seja, a relação entre o tamanho do elemento e a precisão do resultado de acordo com o valor do raio ao longo da espessura. A tabela 11 mostra que para um tamanho de 1 mm os resultados são mais fidedignos se comparados com os resultados para um tamanho de 2 mm, mesmo que as diferenças percentuais sejam semelhantes. Para um tamanho de 2 mm não há um padrão nas diferenças percentuais conforme o semi-comprimento da trinca é alterado. É esperado que as diferenças percentuais cresçam de forma diretamente proporcional com o semi-comprimento da trinca, pois há maiores deformações em torno da trinca. Desta forma adotou-se um tamanho do elemento igual a 1 mm por se tratar de resultados mais

padronizados e previsíveis se comparados com os resultados analíticos.

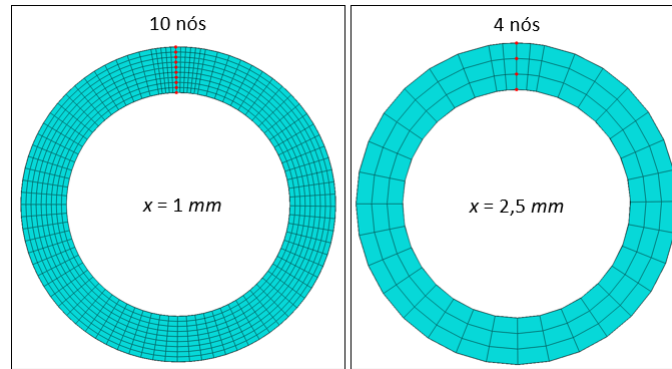


Figura 42: Relação entre o tamanho do elemento e o número de nós existentes na frente da trinca.

Por último, a análise do tipo completa é submetida no módulo *job* para posterior visualização dos resultados no módulo *visualization*.

- **TRINCA CIRCUNFERENCIAL PASSANTE**

No tópico anterior é apresentado a formulação para um tubo pressurizado (na ausência de tensões longitudinais) com uma trinca longitudinal passante. Agora visa-se mostrar se os resultados adquiridos via Abaqus vão de encontro com a formulação analítica para um tubo tensionado (tensão longitudinal) com uma trinca circunferencial passante.

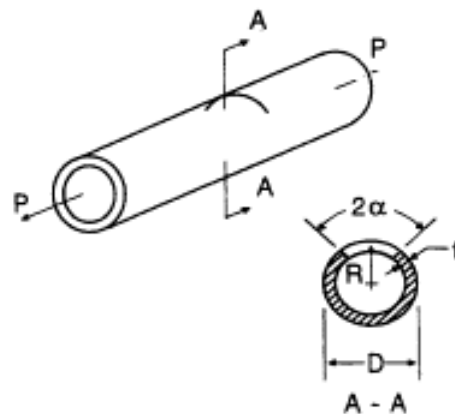


Figura 43: Trinca circunferencial passante. (LIU, 2005)

O fator intensidade de tensão elástico para uma trinca circunferencial passante em um cilindro sujeito a uma tensão longitudinal é dado pela equação (3.4). Onde F é o fator de correção (descrição mais detalhada a seguir), σ_L é a tensão aplicada no sentido longitudinal do tubo e c é o semi-comprimento da trinca ($c = r.\alpha$).

$$K_I = F\sigma_L\sqrt{\pi.c} \tag{3.4}$$

O fator de correção geométrico e de carregamento F é dado basicamente em função das propriedades mecânicas (ν), das dimensões do tubo (R e t) e das dimensões trinca (α). As equações de (3.5) a (3.12) relacionam tais variáveis de forma a obter novas propriedades geométricas e mecânicas do modelo analisado. (FORMAN, 1986)

$$x = \frac{c}{R} \quad (3.5)$$

$$k = \sqrt{\frac{t}{R}} \cdot [12 \cdot (1 - \nu^2)]^{\frac{-1}{4}} \quad (3.6)$$

$$b = \frac{x}{2 \cdot k} \quad (3.7)$$

Para calcular o valor de β deve-se verificar o valor de b . A equação (3.8) é aplicada para valores de b maiores que 1 e a equação (3.9) é aplicada para valores de b menores ou iguais a 1.

$$\beta = \left(\frac{\sqrt{8 \cdot b}}{\pi}\right)^{0,5} + \left(\frac{0,179}{b}\right)^{0,885} \quad (3.8)$$

$$\beta = 1 + \left(\frac{\pi}{16}\right) \cdot b^2 - 0,0293 \cdot b^3 \quad (3.9)$$

Após calcular β , há ainda de se calcular as variáveis h , f e I_o .

$$h = \frac{\sqrt{2}}{\cot\left(\frac{\pi-\alpha}{\sqrt{2}}\right) + \sqrt{2} \cdot \cot(\alpha)} \quad (3.10)$$

$$f = 1 + \frac{h \cdot [1 - \alpha \cdot \cot(\alpha)]}{2 \cdot \alpha} \quad (3.11)$$

$$I_o = [\sqrt{8} \cdot (f^2 - 1) + \frac{\pi \cdot \beta^2}{b}] \cdot \frac{\alpha^2}{k} \quad (3.12)$$

Com a determinação de tais variáveis (equações (3.5) a (3.12)) é possível determinar finalmente o valor de F . Tal rotina de cálculo é uma solução fechada que requer certo esforço na obtenção do valor de F . Há tabelas na literatura que facilitam a obtenção de tal fator apenas com a razão entre o raio e a espessura da parede. No presente trabalho utilizou-se as equações apresentadas para obter maior precisão nos cálculos.

$$F = \left(\frac{I_o}{2 \cdot \pi \cdot x}\right)^{\frac{1}{2}} \quad (3.13)$$

O fator intensidade de tensão determinado na equação (3.4) é formulado considerando as seguintes hipóteses: solução desenvolvida para tubos de parede fina; comprimento circunferencial suficientemente longo se comparado com o comprimento da trinca.

A entrada de dados necessária para a simulação numérica é semelhante a já apresentada para um tubo pressurizado com uma trinca axial passante. O tubo do tipo *solid*

extrudado tem as mesmas dimensões apontadas na figura 39(a) e a trinca circunferencial possui as dimensões mostradas na figura 44. Como para a trinca longitudinal, o semi-ângulo, α , da trinca circunferencial varia de 10° a 90° para melhor comparação com a formulação analítica. Com a definição da geometria, pode-se atribuir o material, aço AISI 1020, ao tubo.

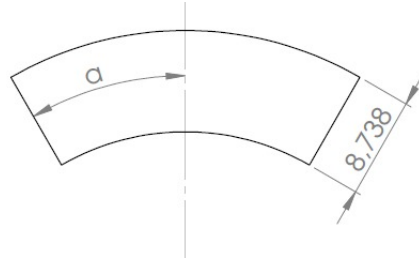


Figura 44: Dimensões da trinca circunferencial passante.

No módulo *assembly* as duas peças são instanciadas na montagem e a trinca é posicionada no centro do tubo (figura 45). Posteriormente cria-se o *step* com incremento do tipo automático (*automatic*) com número máximo de incrementos igual a 10000, tamanho do incremento inicial igual a 0,1, tamanho mínimo do incremento igual a $1 \cdot 10^{-10}$ e tamanho máximo do incremento igual a 1.

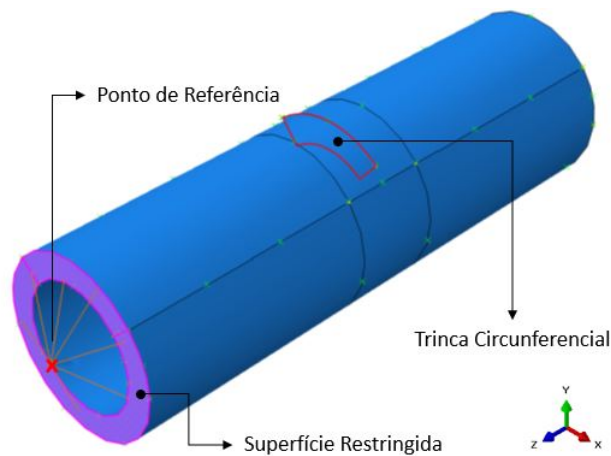


Figura 45: Posicionamento da trinca circunferencial passante e do ponto de referência para um tubo sujeito a tração.

Para adicionar a trinca do tipo XFEM na simulação usou-se o menu *special* do módulo *interaction*. A tabela 12 mostra de forma resumida os parâmetros de entrada.

Tabela 12: Parâmetros de entrada para inserção de uma trinca do tipo XFEM para um tubo sujeito a tração.

Parâmetro	Descrição
Domínio da trinca	Tubo, sólido extrudado (fig. 39(a));
Crescimento da trinca	Desmarcado, trinca estacionária;
Localização da trinca	Trinca circunferencial, <i>shell planar</i> (fig. 45);
Raio de enriquecimento	Padrão, três vezes o comprimento típico do elemento da região de enriquecimento;
Propriedade de contato	Desmarcado, não há contato.

O módulo *interaction* também é usado para criar um ponto de referência e uma restrição de acoplamento (*coupling constraint*). A ferramenta *reference point* é usada para criar um ponto de referência associado a uma peça instanciada. O ponto de referência é posicionado no centro da seção do tubo ($y=z=0$) e a uma distância de 10 mm da extremidade do tubo. Desta forma, pode-se criar a restrição de acoplamento que basicamente restringe o movimento de uma superfície ao movimento de um ou mais pontos. A caixa de diálogo apresentada no editor *create constraint* exige o preenchimento de alguns parâmetros: (SIMULIA ABAQUS 6.14, 2015)

- Pontos de controle (*control points*): seleção de um ou mais pontos a partir de dados geométricos (também é possível selecionar um ponto a partir da malha, porém não é utilizado neste caso). Selecionou-se o ponto de referência criado anteriormente (figura 45);
- Tipo da região de restrição (*constraint region type*): o usuário pode selecionar uma superfície (*surface*) a partir de dados geométricos ou criar uma superfície baseada nos nós da malha (*node region*). No presente trabalho selecionou-se a superfície destacada na figura 45;
- Categoria da restrição (*coupling type*): a categoria de restrição pode ser cinemática (*kinematic*), de distribuição contínua (*continuum distributing*) e de distribuição estrutural (*structural distributing*). No caso é utilizada uma relação cinemática com todos os graus de liberdade restringidos.

As alterações das variáveis de saída são realizadas com as ferramentas *history output request* e *field output request*. As especificações de entrada (domínio, frequência, número de contornos, tipo de cálculo e critério de iniciação da trinca) aplicadas no editor *history output request* são as mesmas definidas para o tubo pressurizado com uma trinca axial passante. O mesmo acontece para o editor *field output request*, onde há alteração do

domínio e da frequência de saída. Além disso há a adição das variáveis de saída PHILSM e PSILSM.

No módulo *load* são inseridos o carregamento e as condições de contorno conforme a figura 46. Neste caso há apenas um carregamento, a força longitudinal. O valor da força longitudinal é calculado a partir da tensão longitudinal derivada da pressão interna de 100 MPa que existiria na face interna do tubo. Com os valores da tensão longitudinal (101,8 MPa) e da área interna do tubo (πR_i^2), pode-se calcular o valor da força longitudinal necessária para representar tal tensão. Desta forma, insere-se a força longitudinal no ponto de referência mostrado na figura 45.

São aplicadas duas condições de contorno na peça. Primeiramente é aplicado a condição de simetria em z em uma das extremidades do tubo, como efetuado para os modelos de escoamento. Logo em seguida é aplicado restrições de deslocamento e rotação no ponto de referência, não permitindo rotação em torno de z e nem deslocamentos nas direções y e x .

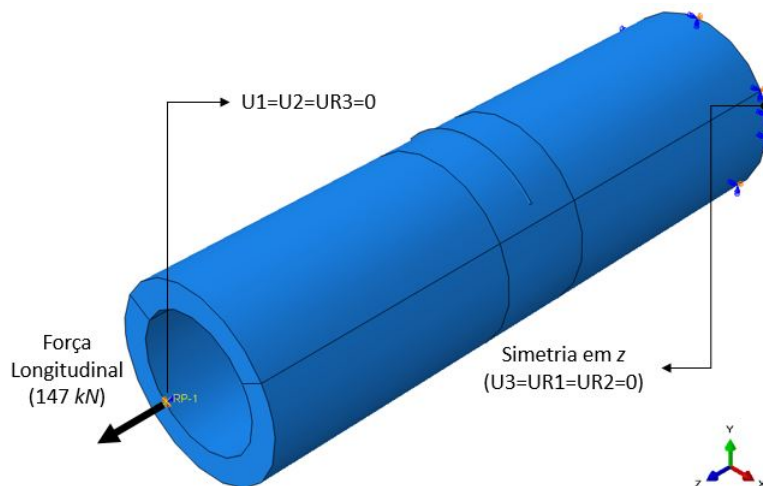


Figura 46: Condições de contorno e carregamentos adotados para uma trinca circunferencial passante em um tubo sujeito a tração.

Para a realização da discretização foram utilizados elementos com forma e tamanho definidos anteriormente para um tubo pressurizado com uma trinca longitudinal passante. A figura 47 aponta os locais onde há distinção no tamanho e forma dos elementos.

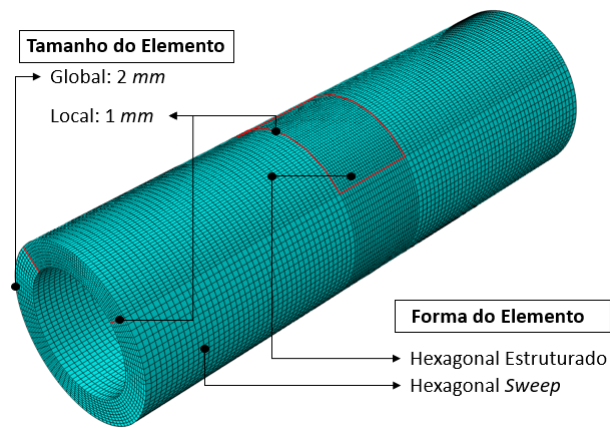


Figura 47: Malha empregada para o caso de um tubo com uma trinca circunferencial passante sujeito a tração.

Com todos os parâmetros definidos, submete-se a análise do tipo completa por meio do módulo *job*.

3.2.1.2 CONEXÃO PARA SOLDA DE TOPO

Esta seção é inserida apenas para organização da estrutura do texto, pois todos os parâmetros de entrada são iguais ao caso de uma trinca circunferencial passante em um tubo tensionado. A única distinção está no fato que há a adição de um carregamento no módulo *load*. Como mostrado nos resultados da análise contra escoamento, a maior pressão suportada é de 102 MPa , assim inseriu-se uma pressão ligeiramente inferior (100 MPa) na face interna do tubo. Esta pressão interna gera uma tensão longitudinal de $101,8\text{ MPa}$ que ainda deriva uma força longitudinal de 147 kN , como ilustrado na figura 46. As condições de contorno também são as mesmas apontadas pela figura.

A tabela 13 mostra de forma resumida os parâmetros inseridos em cada módulo:

Tabela 13: Descrição resumida dos parâmetros utilizados para conexão de topo.

Módulo	Descrição
<i>Part</i>	Sólido (fig. 39(a)) e <i>shell</i> (fig. 44);
<i>Property</i>	Aço AISI 1020 (tab. 1);
<i>Assembly</i>	Posicionamento centralizado da trinca (fig. 45);
<i>Step</i>	Automático (n° máx. 10000), $0,1:10^{-10}:1$;
<i>Interaction</i>	Restrição de acoplamento e trinca XFEM (fig. 45) ;
<i>Load</i>	Fig. 46 + pressão interna;
<i>Mesh</i>	Fig. 47;
<i>Job</i>	Análise completa.

3.2.1.3 CONEXÃO PARA SOLDA DE ENCAIXE

Por último tem-se a conexão para solda de encaixe com uma trinca circunferencial passante. A geometria do sólido (tubo, cordão de solda e conexão) é a mesma apresentada na figura 31, porém a revolução é completa (360°) para que se possa inserir uma trinca de 90° . A geometria da trinca é do tipo *shell* e é a mesma apontada na figura 44. O material, aço AISI 1020, é aplicado ao longo de toda a geometria, já que há a consideração que o tubo e o cordão de solda possuem materiais com propriedades mecânicas semelhantes. (ASME B31.3, 2016)

Com as geometrias definidas, as peças são instanciadas e montadas de acordo com a figura 48. A trinca é posicionada na seção crítica do tubo, onde há a menor espessura de parede ($8,738\text{ mm}$) e maiores tensões longitudinais (figura 37).

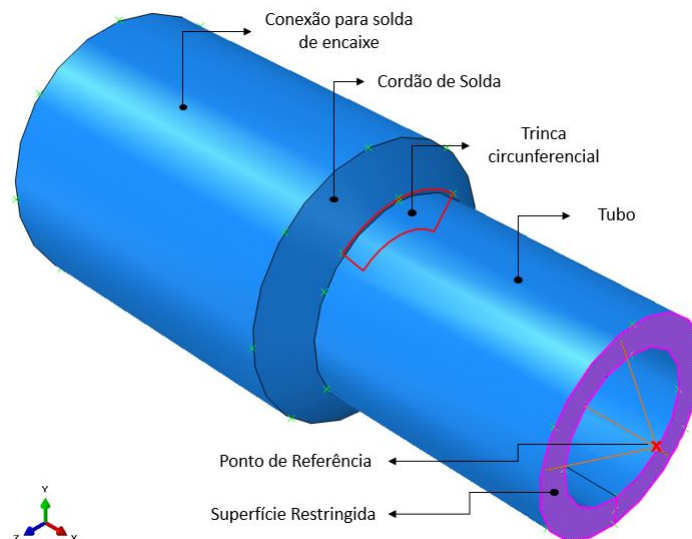


Figura 48: Posicionamento da trinca circunferencial passante e do ponto de referência para a conexão de encaixe.

O *step* do tipo automático tem as seguintes entradas de dados: número máximo de incrementos 10000, tamanho do incremento inicial igual a 0,01, tamanho mínimo do incremento igual a 1.10^{-10} e tamanho máximo do incremento igual a 0,1.

Posteriormente o módulo *interaction* é utilizado para: inserir a trinca, criar um ponto de referência e criar uma restrição de acoplamento. No menu *special* do módulo é selecionado a opção *XFEM crack* para inserção da trinca estacionária. A tabela 14 mostra de forma resumida os critérios adotados, já que a descrição de cada parâmetro já foi discutida anteriormente.

Tabela 14: Parâmetros de entrada para inserção de uma trinca do tipo XFEM para a conexão de encaixe.

Parâmetro	Descrição
Domínio da trinca	Tubo/conexão/solda, sólido revolucionado (fig. 31);
Crescimento da trinca	Desmarcado, trinca estacionária;
Localização da trinca	Trinca circunferencial, <i>shell planar</i> (fig. 48);
Raio de enriquecimento	Padrão, três vezes o comprimento típico do elemento da região de enriquecimento;
Propriedade de contato	Desmarcado, não há contato.

Para adição da restrição de acoplamento é necessário previamente criar um ponto de referência. O ponto de referência é posicionado de forma centralizada à seção do tubo ($y=z=0$) e 10 *mm* afastado da extremidade do tubo. Assim pode-se adicionar a restrição de acoplamento com auxílio da ferramenta *create constraint* e para isso são requisitados três parâmetros básicos: ponto de controle (ponto de referência da figura 48); tipo da região de restrição (superfície destacada na figura 48); categoria da restrição (relação cinemática com todos os graus de liberdade restringidos).

Após a adição da trinca pode-se alterar os editores *history output request* e *field output request* para alterar as variáveis de saída. Os dados de entrada de ambos os editores são os mesmos apresentados para uma conexão de topo.

As condições de contorno são as mesmas aplicadas para uma conexão de topo, para ter um procedimento padronizado para os dois tipos de conexão. São empregados dois carregamentos: força longitudinal e pressão interna. O valor da pressão interna é baseado na máxima pressão que pode ser aplicada em uma conexão para solda de encaixe sem que o material escoe (apresentado na seção 3.1.2). Desta forma é aplicada uma pressão interna de 90 *MPa* e uma força longitudinal derivada da tensão longitudinal (91,6 *MPa*). O valor da força longitudinal é igual a 132 *kN*, calculado de acordo com a geometria. Os locais de inserção das condições de carregamento e dos carregamentos são mostrados na figura 49.

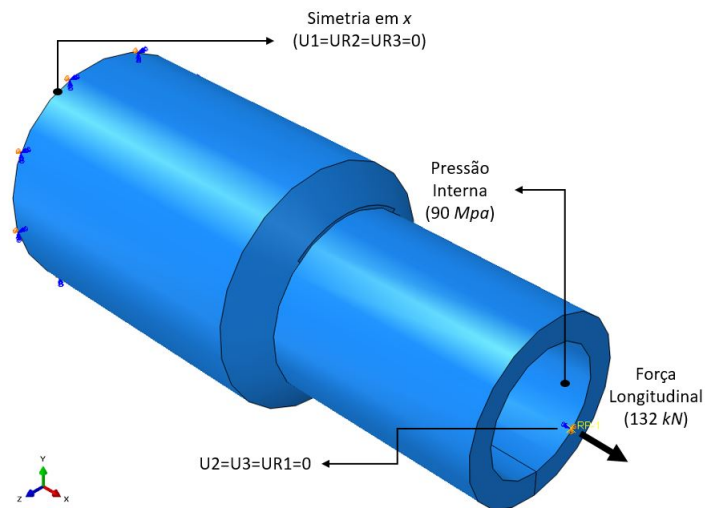


Figura 49: Condições de contorno e carregamentos adotados para a conexão de encaixe.

Para a realização da discretização foram utilizados elementos com forma e tamanho padronizados durante o trabalho (mostrados na seção 3.2.1.1). Como já discutido anteriormente, neste caso não há refinamento nas arestas ao longo da espessura pois a mudança nos diâmetros faz com que ocorra distorção dos elementos na área do cordão de solda. A figura 50 aponta os locais onde há distinção no tamanho e forma dos elementos.

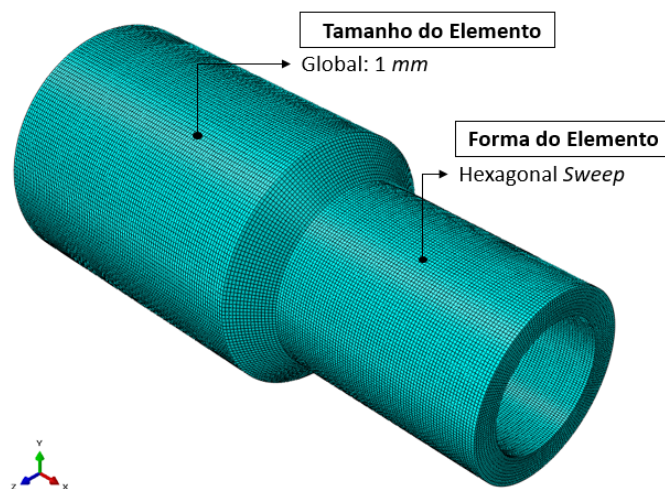


Figura 50: Discretização da conexão para solda de encaixe com uma trinca circunferencial passante.

Finalmente, submete-se a rotina para análise do tipo completa.

3.2.2 RESULTADOS DA ANÁLISE CONTRA FRATURA

A apresentação dos resultados é feita de acordo com o desenvolvimento da modelagem numérica mostrada na seção anterior. Tais resultados foram expostos por meio de tabelas, gráficos e imagens para melhor discernimento do conteúdo. As imagens 51, 53,

55 e 56 mostram o campo do módulo dos vetores deslocamentos nos nós (*magnitude of spatial displacement at nodes*, $U^2 = U1^2 + U2^2 + U3^2$).

Como já mostrado na seção validação (no caso de uma trinca longitudinal pas-sante), o tamanho do elemento empregado na região refinada é de 1 mm, gerando assim diferenças percentuais menores ou iguais a 7%. Este valor é consideravelmente pequeno, já que a formulação analítica considera tubos de parede fina. Outro ponto a ser frisado é que os resultados numéricos foram baseado no coeficiente de Poisson do aço AISI 1020 que é ligeiramente inferior ao coeficiente utilizado na formulação analítica.

A figura 51 mostra o campo de deslocamentos em torno da trinca axial para um tubo pressurizado na ausência da tensões longitudinais.

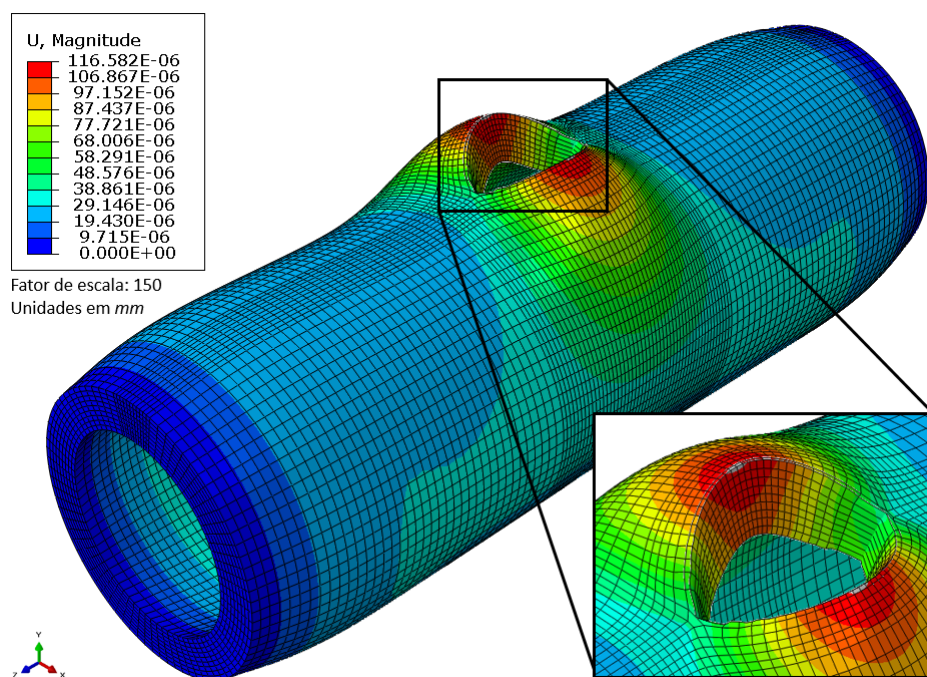


Figura 51: Campo de deslocamentos em torno da trinca axial para um tubo pressurizado (na ausência da tensões longitudinais) , com c igual a 12,5 mm.

Os valores do fator de intensidade de tensão, mostrados na tabela 11, para um elemento com tamanho de 1 mm são plotados em conjunto com os resultados analíticos para melhor visualização da diferença percentual em função do semi-comprimento da trinca.

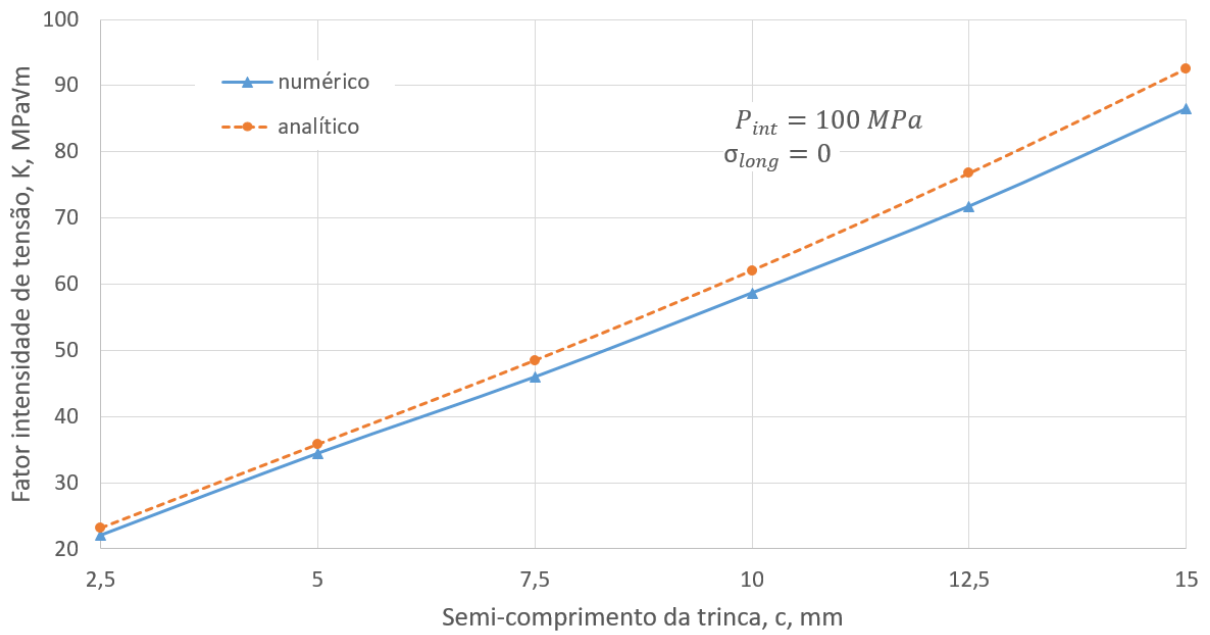


Figura 52: Fator intensidade de tensão para um tubo pressurizado (na ausência de tensões longitudinais) em função do semi-comprimento da trinca.

Após a simulação do tubo pressurizado com uma trinca longitudinal, também é avaliado o tubo sujeito a tração com uma trinca circunferencial para finalizar a validação dos modelos. O campo de deslocamentos para este caso pode ser vista na figura 53.

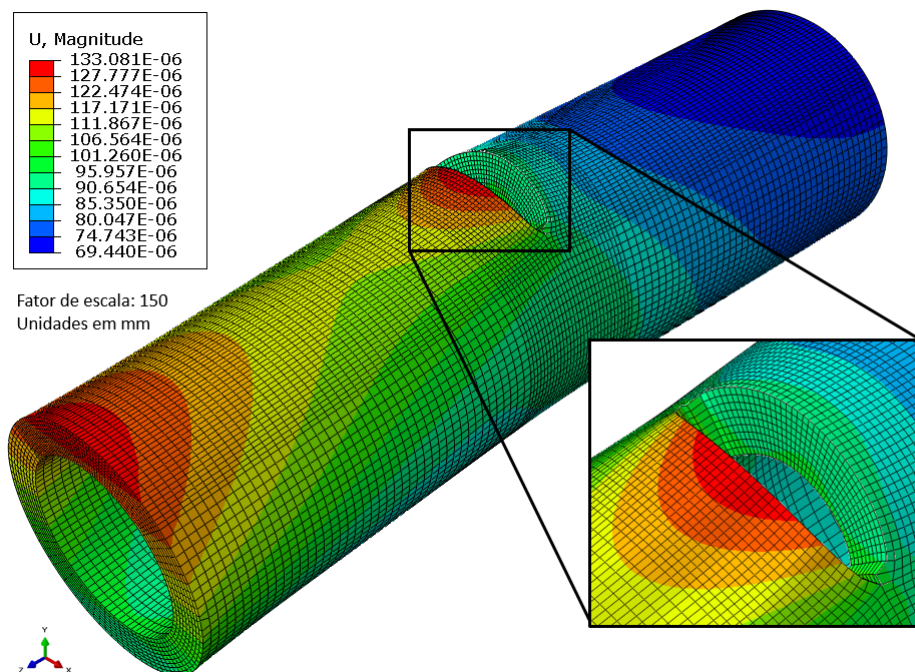


Figura 53: Campo de deslocamentos em torno da trinca circunferencial para um tubo sujeito a tração (na ausência da pressão interna), com α igual a 40 graus.

Os fatores intensificadores de tensão para diferentes valores de semi-ângulo de

abertura da trinca são apresentados na tabela 15 e plotados na figura 54.

Tabela 15: Comparação dos fatores de intensidade de tensão obtidos numericamente e analiticamente.

Semi-ângulo (α , graus)	Fator de intensidade de tensão (K , $MPa\sqrt{m}$)		
	Analítico	Numérico	Diferença Percentual
10	12,30	13,31	8,23
20	18,24	20,71	13,56
30	24,21	27,36	13,04
40	31,20	37,13	19,01
50	39,89	47,90	20,08
60	50,91	62,52	22,81
70	65,07	78,66	20,88
80	83,56	105,26	25,96
90	108,33	137,98	27,37

Nota-se que as diferenças percentuais possuem grande expressão para este caso, principalmente para maiores ângulos de abertura da trinca. Há duas justificativas plausíveis para tal fato: a solução analítica é desenvolvida para tubos de parede fina; e o comprimento da trinca é relativamente longo se comparado com o comprimento circunferencial do tubo.

Vale salientar que um teste de redução do tamanho do elemento foi realizado para checar se há alguma relação com a discretização efetuada, porém os resultados não sofreram nenhuma alteração (<2%).

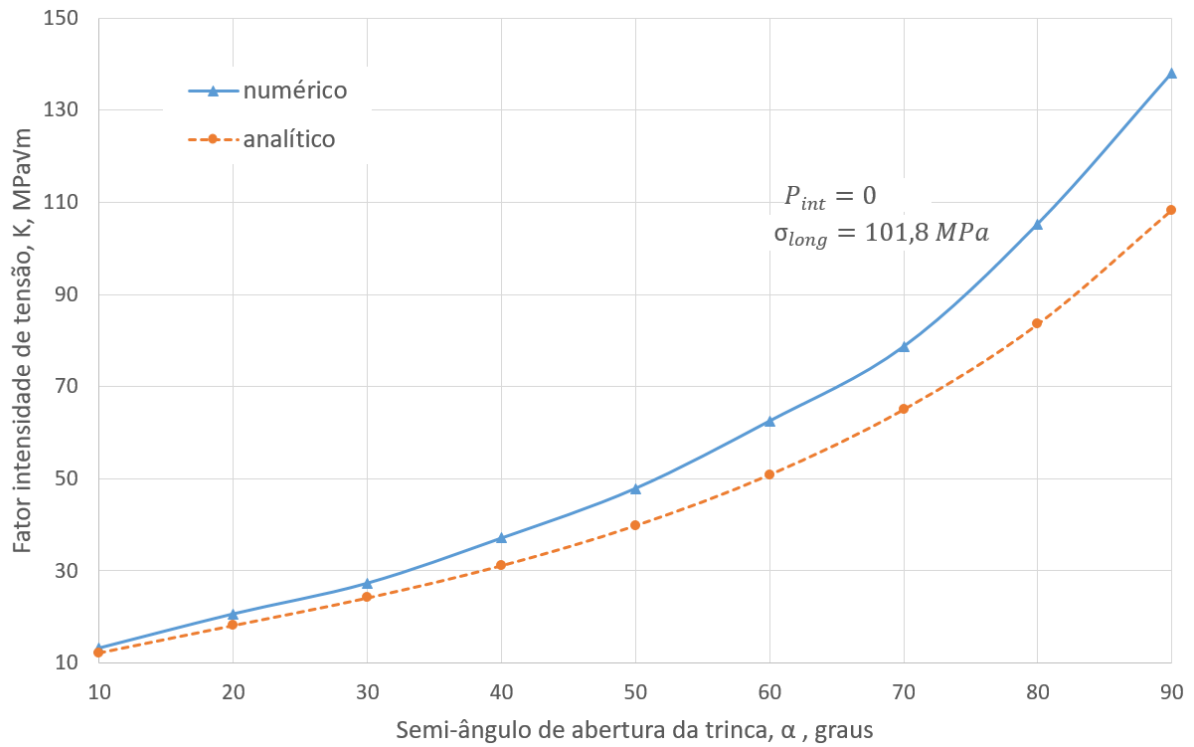


Figura 54: Fator intensidade de tensão para um tubo sujeito a tração (na ausência da pressão interna) em função do semi-ângulo da trinca.

Finalmente avalia-se a conexão para solda de topo e para solda de encaixe, ambas sujeitas à pressão interna e tensão longitudinal. As figuras 55 e 56 mostram o campo de deslocamentos ao redor da trinca para solda de topo e encaixe, respectivamente.

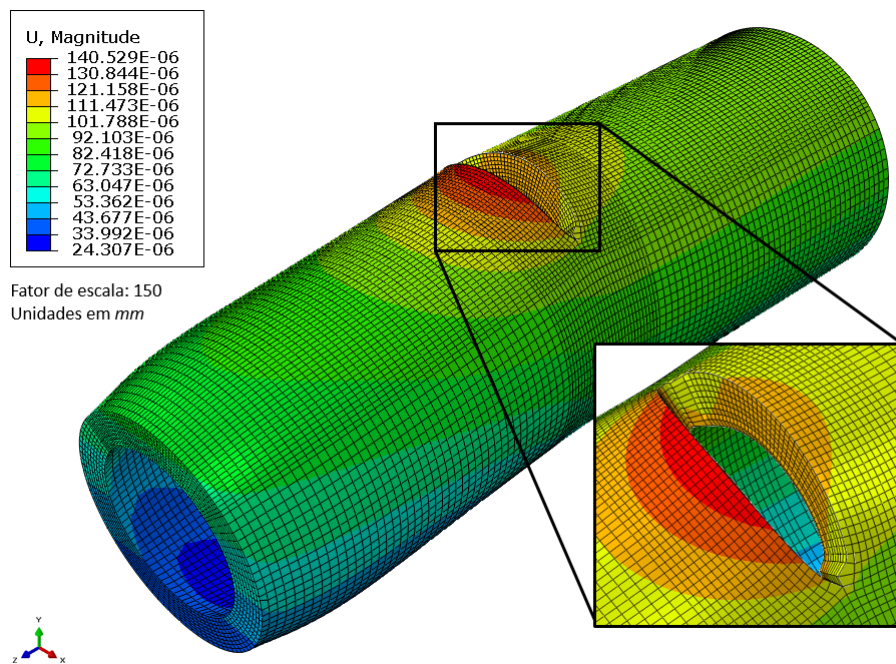


Figura 55: Campo de deslocamentos em torno da trinca circular para a conexão de topo (α igual a 40 graus).

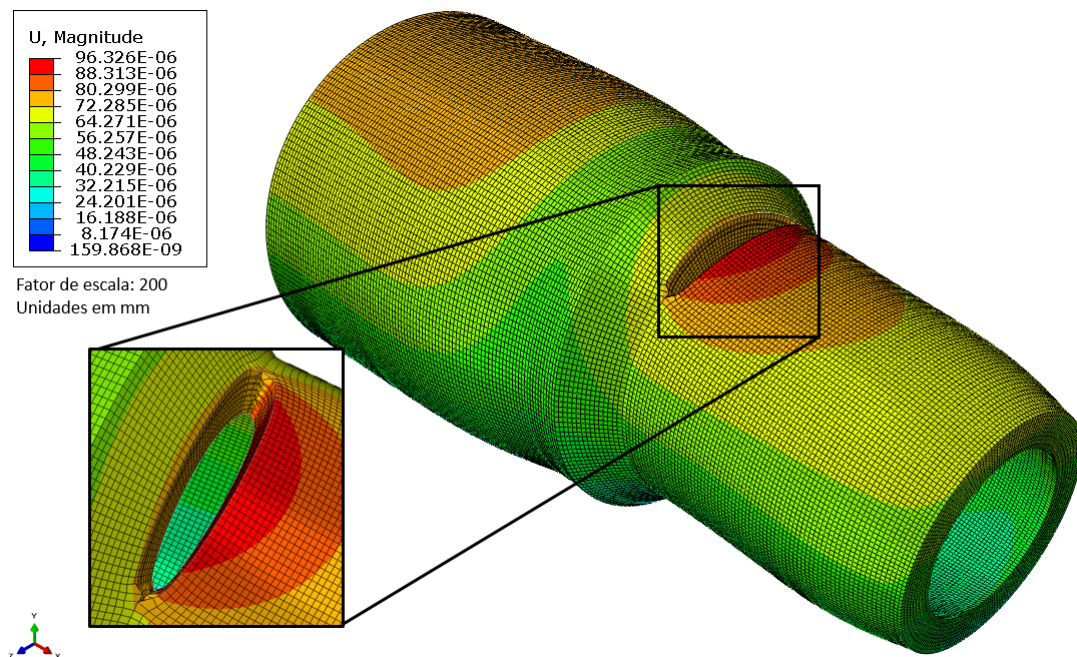


Figura 56: Campo de deslocamentos em torno da trinca circunferencial para a conexão de encaixe (α igual a 40 graus).

Como mencionado na etapa dos parâmetros de entrada, a geometria da conexão de encaixe dificulta a criação de partições que tornariam a malha mais refinada, porém os resultados ainda são considerados precisos. Sabe-se que ao aplicar uma malha do tipo livre há grandes variações do fator de intensidade de tensão ao longo da espessura da parede do tubo, gerando dados dispersos e não aplicáveis. Neste caso a malha do tipo *hexagonal sweep* não é perfeitamente ortogonal, porém os fatores de intensidade de tensão variam de forma previsível e justificável (conforme as equações analíticas) ao longo da espessura. Os elementos que retornam valores excepcionais devem ser descartados da análise.

O gráfico da figura 57 é plotado de acordo com os dados da tabela 16 e mostra uma comparação direta do fator de intensidade de tensão para as conexões de topo e de encaixe. Nele pode-se observar que as tensões longitudinais e as pressões internas aplicadas são distintas para cada uma das conexões, como debatido no decorrer da implementação. Tal distinção tem o intuito de comparar as conexões na situação onde há uma trinca circunferencial e uma pressão interna que gere um nível de tensão próximo ao escoamento.

Tabela 16: Fator de intensidade de tensão em função do semi-ângulo de abertura da trinca circunferencial para a conexão de encaixe e topo.

Semi-ângulo (α , graus)	Fator de intensidade de tensão (K , $MPa\sqrt{m}$)	
	Topo	Encaixe
10	13,15	10,11
20	20,58	16,23
30	27,70	21,39
40	37,05	27,30
50	47,78	35,32
60	62,47	44,90
70	79,03	59,20
80	105,24	78,41
90	137,92	102,01

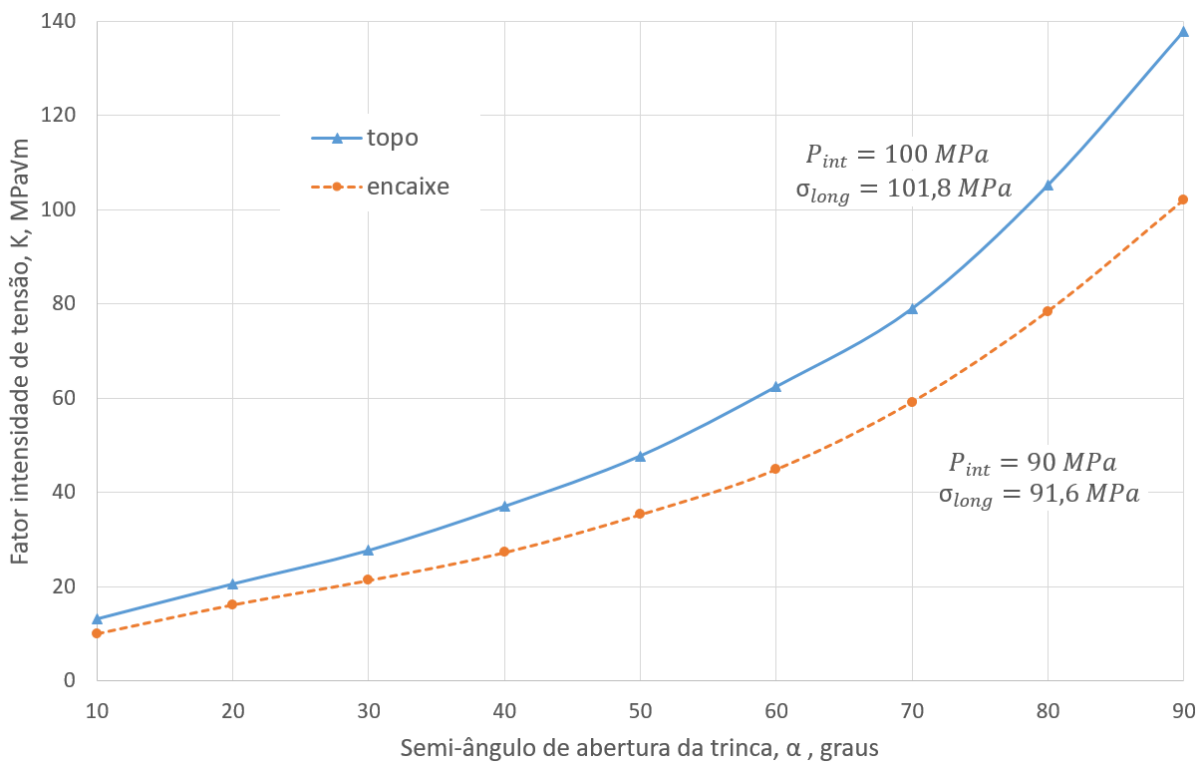


Figura 57: Fator de intensidade de tensão em função do semi-ângulo de abertura da trinca circunferencial para a conexão de encaixe e topo.

Como a tenacidade a fratura do aço AISI 1020 é de $51 MPa\sqrt{m}$, pode-se definir o semi-ângulo de abertura máximo para as duas conexões. A conexão para solda de topo admite uma trinca com semi-ângulo máximo de 52,19 graus e a conexão para solda de encaixe admite uma trinca com semi-ângulo máximo é de 64,26 graus. Determinando assim que a conexão para solda de encaixe admite uma trinca com maior comprimento circunferencial, se comparado com a conexão para solda de topo, quando submetida a um carregamento que gere tensões próximas ao escoamento.

Para eliminar a dependência do carregamento, o fator de correção para o fator de intensidade de tensão para o modo I é isolado da equação (3.4). Realizando as devidas substituições e isolando o fator de correção, tem-se a equação (3.14).

$$F = \frac{K_I}{\sigma_{long} \sqrt{\pi c}} = \frac{K_I}{\frac{r_i^2 P_{int}}{r_e^2 - r_i^2} \sqrt{\pi(\alpha r_{medio})}} = \frac{K_I}{\frac{r_i^2 P_{int}}{r_e^2 - r_i^2} \sqrt{\pi(\alpha \frac{r_e + r_i}{2})}} \quad (3.14)$$

Nota-se que o fator de correção também é função do raio externo (r_e) e do raio interno (r_i). Para padronizar os resultados, utiliza-se na literatura a razão do raio médio sobre a espessura ($\frac{r_{medio}}{t}$). Liu (2005) mostra em sua obra um conjunto de curvas para diferentes razões $\frac{r_{medio}}{t}$, porém o valor mínimo apresentado é igual a 7. No caso apresentado tal razão é igual a 2,95.

Atribuindo diferentes valores de α e K_I na equação (3.14), pode-se obter um conjunto de dados (tabela 17) que definem o fator de correção para uma razão $\frac{r_{medio}}{t}$ igual a 2,95.

Tabela 17: Fator de correção para diferentes semi-ângulos de abertura da trinca.

Semi-ângulo ($\alpha, graus$)	Fator de Correção	
	Topo	Encaixe
10	1,09	0,93
20	1,20	1,05
30	1,32	1,13
40	1,53	1,25
50	1,76	1,45
60	2,11	1,68
70	2,47	2,05
80	3,07	2,54
90	3,80	3,12

A figura 58 mostra o gráfico dos dados da tabela 17.

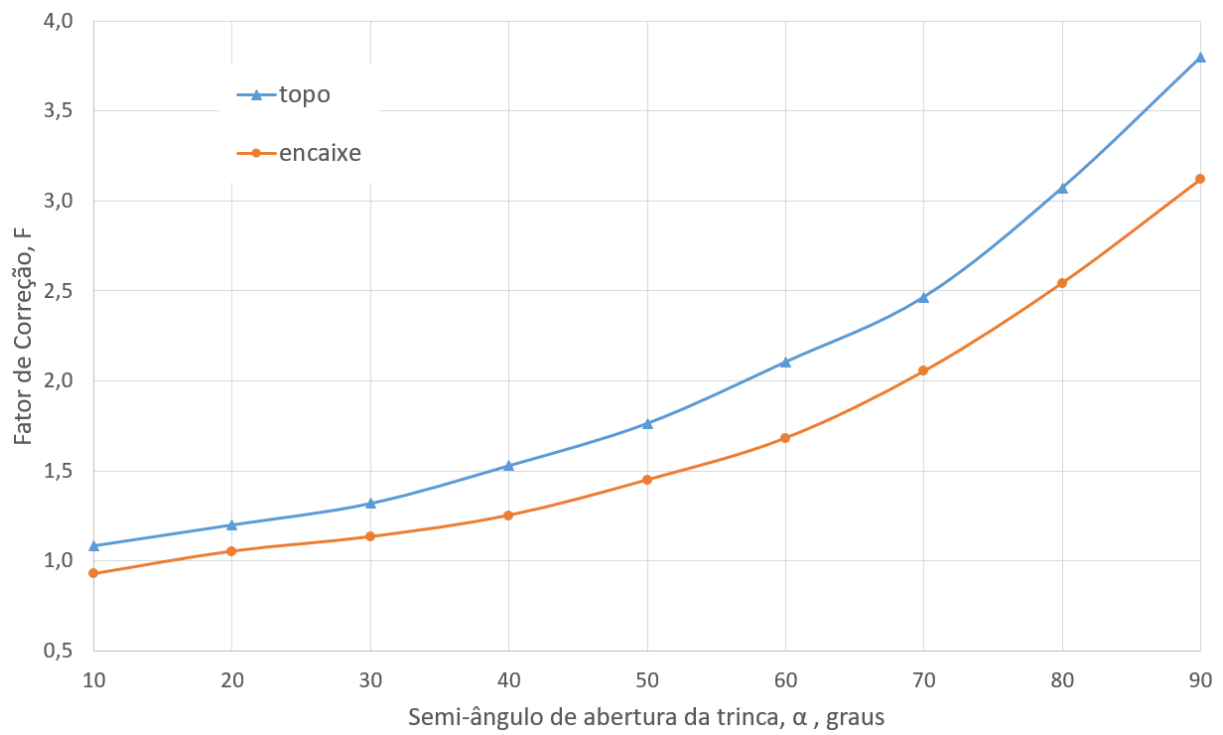


Figura 58: Fator de correção em função do semi-ângulo de abertura da trinca circunferencial para a conexão de topo e encaixe.

4 CONCLUSÕES

O presente trabalho possibilitou o estudo de duas conexões permanentes distintas (solda de topo e solda de encaixe) para um tubo com diâmetro nominal de 2" e SCH 160. Para obtenção dos parâmetros necessários na análise foi necessário consultar a literatura a respeito de tubulações industriais e também normas técnicas do setor. Cada conexão possui diferentes dados de entrada para os módulos do software, assim foi necessário modelar diferentes geometrias para aquisição dos resultados. O mesmo material, aço AISI 1020, foi atribuído a todas as partes (cordão de solda, tubo e conexão), já que a norma [ASME B31.3 \(2016\)](#) admite que o material de adição possua resistência mecânica equivalente ao material do tubo.

Para assegurar a segurança do sistema e manter a estanqueidade da tubulação, avaliou-se os seguintes cenários: qual a máxima pressão interna que pode ser aplicada para que o material não escoe e qual o máximo comprimento da trinca circunferencial para que não ocorra o processo de fratura.

A análise contra escoamento mostra que a conexão para solda de topo suporta uma pressão máxima de 101 *MPa* (gerando uma tensão longitudinal de 102,85 *MPa*). Este valor já era esperado ao comparar com a solução de Lamé, resultando em uma diferença percentual de apenas 1,3%. Já a conexão para solda de encaixe suporta uma pressão interna máxima de 90 *MPa* (gerando uma tensão longitudinal de 332,22 *MPa* na região próxima ao cordão de solda). Neste caso há uma diferença percentual mais elevada (3,6%), pois as tensões longitudinais são maiores se comparadas com os resultados analíticos. Isso ocorre pois a pressão aplicada a uma das faces internas colabora para o acréscimo do valor da tensão longitudinal. Percebe-se que a conexão para solda de topo admite a aplicação de pressões internas mais elevadas, suportando uma pressão interna 12,2% maior que a conexão para solda de encaixe. Também deve-se evidenciar que a análise das tensões longitudinais é fundamental para identificar a região crítica na presença de uma trinca. Constatou-se que tal região crítica situa-se na margem de menor diâmetro do cordão de solda, sendo assim o local designado para a análise contra fratura.

Ao avaliar os dados obtidos na análise contra escoamento, também pode-se afirmar que ambas as conexões respeitam os critérios de falha estabelecidos pela norma ASME B31. Isso ocorre pois as tensões equivalentes de von Mises e as tensões longitudinais não excedem o limite de escoamento do material. Vale salientar que o terceiro critério não é

objeto de estudo deste trabalho, pois trata de tensões secundárias (dilatação, movimento, etc.).

Na análise contra fratura é utilizado a mecânica da fratura linear elástica para o cálculo e avaliação dos resultados analíticos e numéricos. O comprimento máximo admissível da trinca circunferencial é definido através do gráfico que relaciona o fator de intensidade de tensão e o semi-ângulo de abertura. As curvas são plotadas em um só gráfico (figura 57), permitindo melhor visualização dos resultados. Assim definiu-se que o semi-ângulo de abertura máximo admissível é de 52,19 graus para a conexão de topo quando submetida a uma pressão interna de 100 MPa e para um material com tenacidade a fratura igual a $51 \text{ MPa}\sqrt{m}$. Já o semi-ângulo máximo de abertura calculado para a solda de encaixe é de 64,26 graus para uma pressão interna de 90 MPa e para um material com tenacidade a fratura igual a $51 \text{ MPa}\sqrt{m}$. Conclui-se então que a conexão para solda de encaixe resiste a um maior comprimento de trinca quando submetida a uma pressão interna que leve a um nível de tensão próximo ao escoamento.

Também definiu-se o fator de correção para cada uma das conexões, visando eliminar a dependência do carregamento. De acordo com o gráfico plotado (figura 57), válido apenas para razões $\frac{r_{medio}}{t}$ iguais a 2,95, nota-se que o fator de correção, e consequentemente o fator de intensidade de tensão, sempre é maior para a conexão de topo. Ao comparar as duas conexões, constata-se que a conexão para solda de topo suporta comprimentos de trinca inferiores à conexão para solda de encaixe, quando sujeitas ao mesmo carregamento.

Referências

ABES. Associação brasileira de engenharia sanitária e ambiental - perdas em sistemas de abastecimento de água: Diagnóstico, potencial de ganhos com sua redução e propostas de medidas para o efetivo combate. Brasil, p. 45, 2013. Citado na página 2.

AGUA BRASIL. *Sistema de avaliação da qualidade da água, saúde e saneamento*. 2010. Online; Acessado em: 06-04-2017. Disponível em: <<https://www.aguabrasil.icict.fiocruz.br/index.php?pag=sane>>. Citado na página 5.

ALBUQUERQUE, L. B. de. Categorização de tensões em modelos de elementos finitos de conexões bocal - vaso de pressão. Instituto de Pesquisas Energéticas e Nucleares, São Paulo, Brasil, p. 148, 1999. Citado 2 vezes nas páginas 15 e 18.

ALUSOLDA. *Descontinuidades no processo de soldagem*. 2010. Online; Acessado em: 18-10-2017. Disponível em: <<http://www.alusolda.com.br/conteudos/blog/solda-e-corte.html>>. Citado na página 40.

ASSOCIACAO BRASILEIRA DE NORMAS TECNICAS. *Projeto de adutora de água para abastecimento público*. Brasil, 1991. Citado na página 12.

AZEREDO, D. M. Simulação numérica de uma função indicadora de fluidos tridimensional empregando refinamento adaptativo de malhas. Instituto de Matemática e Estatística, USP, São Paulo, Brasil, 2007. Citado na página 62.

CAESB. *Programa de controle e redução de perdas de água*. 2015. Online; Acessado em: 14-04-2017. Disponível em: <<https://www.caesb.df.gov.br/agua/controle-de-perdas.html>>. Citado 2 vezes nas páginas v e 2.

COMISSÃO DE NORMAS TÉCNICAS. *Descontinuidades em juntas soldadas, fundidos, forjados e laminados*. Brasil, 2003. 26 p. Citado na página 40.

COPASA. *Redução de perdas de água*. 2002. Online; Acessado em: 14-04-2017. Disponível em: <<http://www.copasa.com.br/wps/portal/internet/abastecimento-de-agua/abastecimento>>. Citado na página 2.

CUNHA, C. E. *Captação de Águas Superficiais*. 2013. Online; Acessado em: 03-04-2017. Disponível em: <<https://pt.slideshare.net/mackenzista2/aula-captao-adutorasrev>>. Citado 3 vezes nas páginas v, 5 e 6.

DNIT. Concreto betuminoso usinado a quente e pré-misturado a quente. 2012. Citado na página 9.

DOCA, T.; PIRES, F. M. A. Analysis of a cylinder-to-flat contact problem at finite elasto-plastic strains. 2014. Citado 2 vezes nas páginas viii e 8.

- DOMINGUEZ, F. R. Análise estrutural direcionada à redução de espessuras em tubulações industriais. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, Brasil, p. 149, 2008. Citado na página 25.
- DOWLING, N. E. *Mechanical Behavior of Materials*. 4. ed. USA: Prentice Hall, 2012. ISBN 9780131395060. Citado na página 45.
- DURAN, J. A. R. Resistência dos materiais - vasos de pressão de paredes grossas. Universidade Federal Fluminense, Volta Redonda, Brasil, p. 17, 2012. Citado 2 vezes nas páginas v e 12.
- ERDOGAN, F.; KIBLER, J. Cylindrical and spherical shells with cracks. *International Journal of Fracture*, USA, 1969. Citado na página 59.
- FILHO, J. L. de F. *Manual para Análise de Tensões de Tubulações Industriais*. 1. ed. Brasil: GEN, 2013. ISBN 9788521623847. Citado 11 vezes nas páginas v, 10, 11, 18, 19, 25, 31, 90, 92, 94 e 96.
- FOLIAS, E. An axial crack in a pressurized cylindrical shell. California Institute of Technology, USA, 1965. Citado na página 59.
- FONTES, F. F. Análise estrutural de elementos lineares segundo a nbr 6118:2003. Escola de Engenharia de São Carlos, São Paulo, Brasil, p. 137, 2005. Citado na página 16.
- FORMAN, R. Growth behavior of surface cracks in the circumferential plane of solid and hollow cylinders. National Aeronautics and Space Administration, Houston, USA, 1986. Citado na página 65.
- GRAVER, D. *Corrosion Data Survey - Metal Section*. 6. ed. USA: NACE, 1985. Citado na página 30.
- HIBBELER, R. C. *Resistência dos Materiais*. 7. ed. Reino Unido: Pearson Education, 2010. Citado 3 vezes nas páginas v, 22 e 23.
- KADOTA, R. Análise de cilindros de paredes grossas através do método dos elementos finitos. Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, Brasil, p. 39, 2011. Citado 2 vezes nas páginas v e 15.
- LINS, G. F. C.; AMARAL, T. L. Projeto e fabricação de dispositivo para ensaios de contato entre sólidos com geometria hertziana. 2017. Citado 2 vezes nas páginas viii e 8.
- LIU, A. F. Summary of stress-intensity factors. ASM International, USA, p. 21, 2005. Citado 3 vezes nas páginas vi, 64 e 79.
- MORAES, M. Equações de compatibilidade de deformações e função de airy. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, Brasil, p. 10, 2009. Citado 2 vezes nas páginas 43 e 44.
- NATIONAL TECHNICAL INFORMATION SERVICE. *Plane Strain Fracture Toughness (K_{IC}) Data Handbook for Metals*. USA, 1973. 86 p. Citado na página 8.
- NEWMAN, J. Fracture analysis of surface and through cracks in cylindrical pressure vessels. National Aeronautics and Space Administration, USA, p. 33, 1976. Citado 2 vezes nas páginas vi e 59.

- OPTIMEC CONSULTANTS. *Simulation for Weld Fatigue*. 2014. Online; Acessado em: 19-10-2017. Disponível em: <<http://optimec.ca/news/simulation-for-weld-fatigue-as-per-api-579asme-ffs-1/>>. Citado 2 vezes nas páginas vi e 41.
- PENG, L.-C.; PENG, T.-L. *Pipe Stress Engineering*. 1. ed. Houston, USA: [s.n.], 2009. ISBN 978-0791802854. Citado 2 vezes nas páginas v e 26.
- PEREIRA, M. S. Análise de tubulação submetida à pressão e temperatura. Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, Brasil, p. 29, 2014. Citado na página 26.
- PORTO, R. de M. *Hidráulica Básica*. 3. ed. São Carlos, Brasil: EESC, 2004. ISBN 9788576560845. Citado na página 1.
- PYTEL, A.; SINGER, F. L. *Resistencia de Materiales*. Mexico: Alfaomega, 2005. ISBN 978-9701510568. Citado na página 11.
- SANDVIK. *Tubular Products - Fittings*. 2017. Online; Acessado em: 03-05-2017. Disponível em: <<http://smt.sandvik.com/pt/produtos/tube-pipe-fittings-and-flanges/tubular-products/fittings/>>. Citado 4 vezes nas páginas v, vi, 35 e 38.
- SERVICO NACIONAL DE APRENDIZAGEM INDUSTRIAL. *Tubulações Industriais - Controle Dimensional - Caldeiraria e tubulação*. Rio de Janeiro, 2004. 120 p. Citado 2 vezes nas páginas v e 29.
- SIMULIA ABAQUS 6.14. *Getting Started with Abaqus: Interactive Edition*. 2015. Online; Acessado em: 21-05-2017. Disponível em: <<http://abaqus.software.polimi.it/v6.14/books/gsa/default.htm?startat=ch11.html>>. Citado 6 vezes nas páginas viii, 47, 49, 61, 62 e 67.
- SNIS. *Diagnóstico dos Serviços de Água e Esgotos*. 2015. Online; Acessado em: 14-04-2017. Disponível em: <<http://www.snis.gov.br/diagnostico-agua-e-esgotos/diagnostico-ae-2015>>. Citado na página 2.
- TECÉM. *MATERIAIS ASTM PARA TUBOS, VÁLVULAS, FLANGES, ACESSÓRIOS E PARAFUSOS*. 2013. Online; Acessado em: 03-05-2017. Disponível em: <http://www.tecem.com.br/wp-content/uploads/2013/03/AB19-materiais-astm-para-tubos-valvulas-flanges-acessorios-e-parafusos_tecem.pdf>. Citado 2 vezes nas páginas v e 37.
- TELLES, P. C. da S. *Tubulações Industriais: Cálculo*. 9. ed. Brasil: LTC, 2012. Citado 2 vezes nas páginas 10 e 16.
- THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. *Buttwelding Ends*. USA, 2012. 28 p. Citado 2 vezes nas páginas v e 36.
- THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. *Factory Made Wrought Buttwelding Fittings*. USA, 2012. 48 p. Citado 2 vezes nas páginas 35 e 36.
- THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. *Forged Fittings, Socket-Welding and Threaded*. USA, 2016. 32 p. Citado 2 vezes nas páginas viii e 39.
- THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. *Process Piping - ASME Code for Pressure Piping*. USA, 2016. 386 p. Citado 9 vezes nas páginas v, vi, 18, 27, 35, 38, 52, 70 e 81.

TIMOSHENKO, S. P.; GOODIER, J. N. *Theory of Elasticity*. 3. ed. [S.l.]: McGraw-Hill Book Company, 1970. Citado na página 43.

TSUTIYA, M. T. *Abastecimento de Água*. 4. ed. Brasil: ABES, 2013. ISBN 9788590082361. Citado na página 5.

UNGER, D. J. *Analytical Fracture Mechanics*. New York: Academic Press, 1995. ISBN 978-0127091204. Citado 2 vezes nas páginas 45 e 46.

Anexos

A Limite de Escoamento S_y e tensões admissíveis básicas na tração (S_c e S_h), em MPa.

Material	Especificação	Limite de Escoamento	Até 40 °C = Sc	65 °C	100 °C	150 °C	200 °C	250 °C	300 °C	350 °C	400 °C	450 °C	500 °C
Aço-carbono	ASTM A134 (A285 Gr C)	165,48	126,18	126,18	125,90	121,96	118,24	115,39	109,63	101,59	89,30	67,71	-
Aço-carbono	ASTM A139 Gr A	206,85	110,32	110,32	110,32	110,32	-	-	-	-	-	-	-
Aço-carbono	ASTM A53 Gr A	206,85	110,32	110,32	110,32	110,32	110,32	110,32	108,39	98,74	73,55	59,25	36,02
Aço-carbono	ASTM A106 Gr A	206,85	110,32	110,32	110,32	110,32	110,32	110,32	108,39	98,74	73,55	59,25	36,02
Aço-carbono	API 5L Gr A	206,85	110,32	110,32	110,32	110,32	110,32	110,32	108,39	98,74	73,55	59,25	36,02
Aço-carbono	ASTM A139 Gr B	241,33	137,90	137,90	137,90	137,90	-	-	-	-	-	-	-
Aço-carbono	ASTM A53 Gr B	241,33	137,90	137,90	137,90	137,89	137,27	134,38	127,97	118,73	95,46	69,92	36,02
Aço-carbono	ASTM A106 Gr B	241,33	137,90	137,90	137,90	137,89	137,27	134,38	127,97	118,73	95,46	69,92	36,02
Aço-carbono	API 5L Gr B	241,33	137,90	137,90	137,90	137,89	137,27	134,38	127,97	118,73	95,46	69,92	36,02
Aço-carbono	ASTM A106 Gr C	275,80	160,65	160,65	160,65	160,58	157,48	153,75	146,04	135,14	101,62	-	-
Aço-carbono	ASTM A333 Gr 6	241,33	137,90	137,90	137,90	137,89	137,27	134,38	127,97	118,73	95,46	69,92	36,02
Aço-carbono	ASTM A671 Gr CA55 (A285 Gr C)	206,85	126,18	126,18	125,90	121,96	118,24	115,39	109,63	101,59	89,30	67,71	36,02
Aço-carbono	ASTM A672 Gr C55 (A516 Gr 55)	206,85	126,18	126,18	125,90	121,96	118,24	115,39	109,63	101,59	89,30	67,71	36,02
Aço-carbono	ASTM A671 Gr CB60 (A515 Gr 60)	220,64	137,76	136,21	134,18	130,22	125,88	122,98	117,22	108,48	95,46	69,92	36,02
Aço-carbono	ASTM A672 Gr B60 (A515 Gr 60)	220,64	137,76	136,21	134,18	130,22	125,88	122,98	117,22	108,48	95,46	69,92	36,02
Aço-carbono	ASTM A671 Gr CB65 (A515 Gr C65)	241,33	149,54	148,61	147,19	141,94	137,60	134,38	127,97	118,73	95,46	70,88	37,80
Aço-carbono	ASTM A671 Gr CC65 (A516 Gr C65)	241,33	149,54	148,61	147,19	141,94	137,60	134,38	127,97	118,73	95,46	70,88	37,80
Aço-carbono	ASTM A672 Gr B65 (A515 Gr C65)	241,33	149,54	148,61	147,19	141,94	137,60	134,38	127,97	118,73	95,46	70,88	37,80
Aço-carbono	ASTM A672 Gr C65 (A516 Gr C65)	241,33	149,54	148,61	147,19	141,94	137,60	134,38	127,97	118,73	95,46	70,88	37,80
Aço-carbono	ASTM A671 Gr CB70 (A515 Gr C70)	262,01	160,63	160,32	159,60	154,34	149,37	145,79	138,73	128,98	101,62	74,05	39,58
Aço-carbono	ASTM A671 Gr CC70 (A516 Gr C70)	262,01	160,63	160,32	159,60	154,34	149,37	145,79	138,73	128,98	101,62	74,05	39,58
Aço-carbono	ASTM A672 Gr B70 (A515 Gr C70)	262,01	160,63	160,32	159,60	154,34	149,37	145,79	138,73	128,98	101,62	74,05	39,58
Aço-carbono	ASTM A672 Gr C70 (A516 Gr C70)	262,01	160,63	160,32	159,60	154,34	149,37	145,79	138,73	128,98	101,62	74,05	39,58

Material	Especificação	Limite de Escoamento	Até 40 °C = Sc	65 °C	100 °C	150 °C	200 °C	250 °C	300 °C	350 °C	400 °C	450 °C	500 °C
Aço-liga	ASTM A335 Gr. P1	206,88	126,18	126,18	125,81	120,58	116,86	114,64	110,73	105,91	93,08	92,12	76,53
Aço-liga	ASTM A335 Gr. P2	206,88	126,18	126,18	125,81	120,58	116,86	114,64	110,73	105,91	93,08	92,12	79,43
Aço-liga	ASTM A335 Gr. P5	206,88	137,38	131,48	124,48	119,95	118,70	118,28	117,08	114,18	90,95	86,00	68,05
Aço-liga	ASTM A335 Gr. P9	206,88	137,38	131,48	124,48	119,95	118,70	118,28	117,08	114,18	90,95	86,00	76,64
Aço-liga	ASTM A335 Gr. P11	206,88	137,54	133,51	128,61	124,04	120,94	119,72	117,22	111,15	104,77	101,82	79,68
Aço-liga	ASTM A335 Gr. P12	220,64	137,54	133,51	128,61	124,04	120,94	119,72	117,22	111,15	104,77	101,82	84,58
Aço-liga	ASTM A333 Gr. 3 e Gr.7	241,33	149,04	142,53	135,14	135,02	129,43	125,48	119,15	111,65	95,46	70,88	39,91
Aço-liga	ASTM A333 Gr. 4	241,33	137,65	134,86	131,28	125,36	119,78	116,46	110,60	-	-	-	-
Aço inoxidável	ASTM A269 TP 304	206,85	137,90	137,90	137,90	137,71	129,02	124,79	118,18	111,33	106,83	103,84	99,93
Aço inoxidável	ASTM A269 TP 304L	172,40	115,15	115,15	115,15	115,02	109,44	105,49	99,43	99,28	91,66	88,99	86,14
Aço inoxidável	ASTM A312 TP 304	206,85	137,90	137,90	137,90	137,71	129,02	124,79	118,18	111,33	106,83	103,84	99,93
Aço inoxidável	ASTM A312 TP 304L	172,40	137,90	137,90	137,90	115,02	109,44	105,49	99,43	99,28	91,66	88,99	86,14
Aço inoxidável	ASTM A358 e A376 TP 304	206,85	137,90	137,90	137,90	137,71	129,02	124,79	118,18	111,33	106,83	103,84	99,93
Aço inoxidável	ASTM A409 TP 304	206,85	137,90	137,90	137,90	137,71	129,02	124,79	118,18	111,33	106,83	103,84	99,93
Aço inoxidável	ASTM A312 TP 310	206,85	137,90	137,90	137,90	137,90	137,90	135,70	130,87	125,21	122,00	119,33	114,07
Aço inoxidável	ASTM A358 TP 310S	206,85	137,90	137,90	137,90	137,90	137,90	135,70	130,87	125,21	122,00	119,33	114,07
Aço inoxidável	ASTM A409 TP 309	206,85	137,90	137,90	137,90	137,90	137,90	136,02	131,11	127,28	124,06	121,40	117,86
Aço inoxidável	ASTM A409 TP 310	206,85	137,90	137,90	137,90	137,90	137,90	135,70	130,87	125,21	122,00	119,33	114,07
Aço inoxidável	ASTM A312 TP 321	206,85	137,90	137,90	137,90	137,90	137,90	135,70	130,32	123,05	118,55	115,88	113,52
Aço inoxidável	ASTM A312 TP 321 e 321H (esp. > 9,525 mm)	172,38	115,15	115,15	115,15	115,15	115,15	113,26	108,53	102,46	98,57	96,58	94,66
Aço inoxidável	ASTM A376 TP 321	172,38	137,90	137,90	137,90	138,00	133,46	129,93	125,08	120,39	116,49	114,50	113,52
Aço inoxidável	ASTM A376 TP 321 e 321H (esp. ≤ 9,525 mm)	172,38	115,15	115,15	115,15	115,15	115,15	113,26	108,53	102,46	98,57	96,58	94,66
Aço inoxidável	ASTM A213 e A269 TP 304L	172,38	115,15	115,15	115,15	115,27	109,44	105,49	99,43	94,28	91,66	88,99	86,14
Aço inoxidável	ASTM A312 TP 304L	172,38	115,15	115,15	115,15	115,27	109,44	105,49	99,43	94,28	91,66	88,99	86,14
Aço inoxidável	ASTM A358 TP 304L	172,38	115,15	115,15	115,15	115,27	109,44	105,49	99,43	94,28	91,66	88,99	86,14
Aço inoxidável	ASTM A213 e A269 TP 316L	172,38	115,15	115,15	115,15	115,28	108,80	105,42	99,84	94,28	90,97	88,30	84,76
Aço inoxidável	ASTM A312 TP 316 e 316H	206,85	137,90	137,90	137,90	138,00	133,46	128,99	121,35	114,18	110,98	108,99	107,07
Aço inoxidável	ASTM A312 TP 316L	172,38	115,15	115,15	115,15	115,28	108,80	105,42	99,84	94,28	90,97	88,30	84,76
Aço inoxidável	ASTM A358 TP 316L	172,38	115,15	115,15	115,15	115,28	108,80	105,42	99,84	94,28	90,97	88,30	84,76
Aço inoxidável	ASTM A312 TP 347 e 348	206,85	137,90	137,90	137,90	137,90	137,90	137,90	135,97	130,73	127,53	125,86	124,80
Aço inoxidável	ASTM A358 TP 347 e 348	206,85	137,90	137,90	137,90	137,90	137,90	137,90	135,97	130,73	127,53	125,86	124,80
Aço inoxidável	ASTM A376 TP 347 e 348	206,85	137,90	137,90	137,90	137,90	137,90	137,90	135,97	130,73	127,53	125,86	124,80
Aço inoxidável	ASTM A409 TP 347 e 348	206,85	137,90	137,90	137,90	137,90	137,90	137,90	135,97	130,73	127,53	125,86	124,80

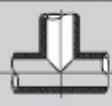
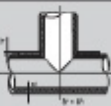

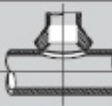
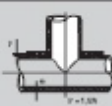

Fonte: (FILHO, 2013)


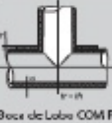
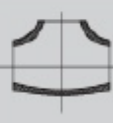
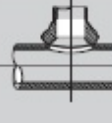
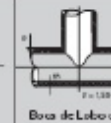

B Fatores de Flexibilidade e Intensificação de Tensões

Tipo de Componente	Característica de Flexibilidade (h)	Fator de Flexibilidade (k)	Fatores de Intensificação de Tensões	
			Fora do Plano do Componente (i_0)	No Plano do Componente
Curva forjada ou tubo curvado	$\frac{TR_1}{r_2}$	$\frac{1,65}{h}$	0	$\frac{0,9}{h^{2/3}}$
Curva de gomos grandes (1) ou simples mudança de direção sem curva	$\frac{1 + \cot \theta}{2} \left(\frac{T}{r_2} \right)$	$\frac{1,52}{h^{5/6}}$	$\frac{0,9}{h^{2/3}}$	$\frac{0,9}{h^{2/3}}$
Curvas de gomos pequenos (2)	$\frac{\cot \theta}{2} \left(\frac{sT}{r_2} \right)$	$\frac{1,52}{h^{5/6}}$	$\frac{0,9}{h^{2/3}}$	$\frac{0,9}{h^{2/3}}$
Te forjado	$\frac{3,1T}{r}$	1	$\frac{0,9}{h^{2/3}}$	$\frac{3}{4} i_0 + 1/4$
Boca de lobo sem reforço	$\frac{T}{r}$	1	$\frac{0,9}{h^{2/3}}$	$\frac{3}{4} i_0 + 1/4$
Boca de lobo com reforço	$\frac{(T + 1,5T)^{3,5}}{T^{1,5} r}$	1	$\frac{0,9}{h^{2/3}}$	$\frac{3}{4} i_0 + 1/4$
Colar de topo e parafusos tipo encaixe ou rosca	$\frac{3,3T}{r}$	1	$\frac{0,9}{h^{2/3}}$	$\frac{0,9}{h^{2/3}}$
Flange sobreposto (Slip on)	-	1	1,2	1,2
Flange solto com virola	-	1	1,6	1,6
Junta ou flange roscado	-	1	2,3	2,3
Soldada tipo encaixe	-	1	1,3	1,3
Soldas de topo, reduções e flanges de pescoço	-	1	1,0	1,0
Tubos flexíveis corrugados	-	5	2,5	2,5

Fonte: (FILHO, 2013)

C Fatores de Intensificação de Tensões

Diâmetro Nominal	Espessura de Parede		 Roca de Lobo SEM Reforço		 Roca de Lobo COM Reforço		 Tes		 Soldado		 Roca de Lobo com Reforço 1,5		 Curva	
			5S	10S	40S	80S	40S	80S	40S	80S	40S	80S	40S	80S
1"			5S		4,06	2,07	1,91	1,84	1,60	2,27				
			10S		2,81	1,43	1,32	1,27	1,11	1,53				
	40	STD	40S		2,43	1,24	1,14	1,10	1,00	1,31				
	80	XS	80S		1,94	1,00	1,00	1,00	1,00	1,02				
	160				1,49	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00				
			XXS		1,09	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00				
1 ½"			5S		5,25	2,67	2,47	2,37	2,06	2,89				
			10S		3,66	1,86	1,72	1,65	1,44	1,98				
	40	STD	40S		2,99	1,52	1,41	1,35	1,17	1,60				
	80	XS	80S		2,36	1,20	1,11	1,07	1,00	1,23				
	160				1,82	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00				
			XXS		1,37	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00				
2"			5S		6,12	3,11	2,88	2,76	2,41	3,24				
			10S		4,28	2,18	2,02	1,93	1,68	2,24				
	40	STD	40S		3,35	1,71	1,58	1,52	1,32	1,73				
	80	XS	80S		2,61	1,33	1,23	1,18	1,03	1,32				
	160				1,85	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00				
			XXS		1,53	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00				
2 ½"			5S		5,90	3,00	2,78	2,67	2,32	3,06				
			10S		4,57	2,33	2,15	2,07	1,80	2,35				
	40	STD	40S		3,16	1,61	1,49	1,43	1,24	1,59				
	80	XS	80S		2,53	1,28	1,19	1,14	1,00	1,25				
	160				2,01	1,02	1,00	1,00	1,00	1,00				
			XXS		1,48	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00				
3"			5S		6,75	3,43	3,18	3,05	2,65	3,54				
			10S		5,25	2,67	2,47	2,37	2,07	2,73				
	40	STD	40S		3,48	1,77	1,64	1,57	1,37	1,78				
	80	XS	80S		2,75	1,40	1,29	1,24	1,08	1,38				
	160				2,07	1,05	1,00	1,00	1,00	1,01				
			XXS		1,62	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00				

Diâmetro Nominal	Espessura de Parede													
4"			5S	8,00	4,07	3,77	3,62	3,15	4,12					
			10S	6,24	3,17	2,93	2,81	2,45	3,19					
		40 STD	40S	3,89	1,98	1,83	1,76	1,53	1,95					
		80 XS	80S	3,03	1,54	1,43	1,37	1,19	1,50					
		120		2,50	1,27	1,18	1,13	1,00	1,22					
		160		2,17	1,10	1,02	1,00	1,00	1,04					
		XXS		1,81	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00					
6"			5S	8,65	4,40	4,08	3,91	3,40	4,40					
			10S	7,53	3,83	3,54	3,41	2,96	3,82					
		40 STD	40S	4,54	2,31	2,14	2,05	1,79	2,27					
		80 XS	80S	3,35	1,70	1,57	1,51	1,32	1,64					
		120		2,77	1,41	1,30	1,25	1,09	1,34					
		160		2,31	1,17	1,09	1,04	1,00	1,10					
		XXS		2,01	1,02	1,00	1,00	1,00	1,00					
8"			5S	10,34	5,26	4,87	4,67	4,07	5,10					
			10S	8,43	4,28	3,96	3,80	3,31	4,21					
		20		5,89	2,99	2,77	2,66	2,32	2,92					
		30		5,49	2,79	2,58	2,48	2,16	2,72					
		40		4,95	2,51	2,33	2,23	1,95	2,44					
		60		4,21	2,14	1,98	1,90	1,66	2,06					
		80 XS	80S	3,64	1,85	1,71	1,64	1,43	1,77					
		100		3,22	1,64	1,52	1,45	1,27	1,55					
		120		2,81	1,43	1,32	1,27	1,10	1,34					
		140		2,57	1,30	1,21	1,16	1,01	1,21					
10"			5S	10,43	5,31	4,92	4,72	4,11	5,23					
			10S	9,09	4,61	4,27	4,10	3,57	4,54					
		20		6,85	3,48	3,22	3,09	2,70	3,40					
		30		5,95	3,02	2,80	2,69	2,34	2,95					
		40 STD	40S	5,28	2,68	2,49	2,38	2,08	2,61					
		60 XS	80S	4,25	2,16	2,00	1,92	1,67	2,08					

Fonte: (FILHO, 2013)

**D Série de Shedules segundo a
norma ASME B36.10**

Diâmetro Nominal (in)	Diâmetro Externo (mm)	Valores em (mm) Segundo Números SCHEDULE e Denominações IPS (<i>Iron Pipe Size</i>) STD, XS e XXS																
		10	20	30	40	STD	60	80	XS	100	120	140	160	XXS	5S	10S	40S	80S
½	21,336	-	-	-	2,769	2,769	-	3,734	3,734	-	-	-	4,775	7,468	1,651	2,108	2,769	3,734
¾	26,670	-	-	-	2,870	2,870	-	3,912	3,912	-	-	-	5,563	7,823	1,651	2,108	2,870	3,912
1	33,401	-	-	-	3,378	3,378	-	4,547	4,547	-	-	-	6,350	9,093	1,651	2,769	3,378	4,547
1 ½	48,260	-	-	-	3,683	3,683	-	5,080	5,080	-	-	-	7,137	10,160	1,651	2,769	3,683	5,080
2	60,325	-	-	-	3,912	3,912	-	5,537	5,537	-	-	-	8,738	11,074	1,651	2,769	3,912	5,537
2 ½	73,025	-	-	-	5,156	5,156	-	7,010	7,010	-	-	-	9,525	14,021	2,108	3,048	5,156	7,010
3	88,900	-	-	-	5,486	5,486	-	7,620	7,620	-	-	-	11,125	15,240	2,108	3,048	5,486	7,620
4	114,300	-	-	-	6,020	6,020	-	8,560	8,560	-	11,125	-	13,487	17,120	2,108	3,048	6,020	8,560
6	168,275	-	-	-	7,112	7,112	-	10,973	10,973	-	14,275	-	18,263	21,946	2,769	3,404	7,112	10,973
8	219,075	-	6,350	7,036	8,179	8,179	10,312	12,700	15,088	18,263	20,625	23,012	22,225	2,769	3,759	8,179	12,700	
10	273,050	-	6,350	7,798	9,271	9,271	12,700	15,088	18,263	21,438	25,400	28,575	25,400	3,404	4,191	9,271	12,700	
12	323,850	-	6,350	8,382	10,312	9,525	14,275	17,475	21,438	25,400	28,575	33,325	25,400	3,962	4,572	9,525	12,700	
14	355,600	6,350	7,925	9,525	11,125	9,525	15,088	19,050	23,825	27,788	31,750	35,712	-	3,962	4,775	-	-	
16	406,400	6,350	7,925	9,525	12,700	9,525	16,662	21,438	26,187	30,963	36,525	40,488	-	4,191	4,775	-	-	
18	457,200	6,350	7,925	11,125	14,275	9,525	19,050	23,825	29,362	34,925	39,675	45,237	-	4,191	4,775	-	-	
20	508,000	6,350	9,525	12,700	15,088	9,525	20,625	26,187	32,537	38,100	44,450	50,013	-	4,775	5,537	-	-	
24	609,600	6,350	9,525	14,275	17,475	9,525	24,613	30,963	38,887	46,025	52,375	59,538	-	5,537	6,350	-	-	
26	660,400	7,925	12,700	-	-	9,525	-	12,700	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
28	711,200	7,925	12,700	15,875	-	9,525	-	12,700	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
30	762,000	7,925	12,700	15,875	-	9,525	-	12,700	-	-	-	-	6,350	7,925	-	-	-	
36	914,400	7,925	12,700	15,875	19,050	9,525	-	12,700	-	-	-	-	-	-	-	-	-	

↔ Aços-carbono e Aços-liga (Conf. ASME/ANSI B36.10) ↔

↔ Aços inoxidáveis (Conf. ASME/ANSI B36.19) ↔