

**UNIVERSIDADE DO VALE DO RIO DOS SINOS - UNISINOS  
UNIDADE ACADÊMICA DE GRADUAÇÃO  
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**GABRIEL JUSTEN DAPPER**

**PROJETO E DESENVOLVIMENTO DE VASOS DE PRESSÃO PARA BANCADA  
DE ENSAIOS**

**São Leopoldo**

**2018**

GABRIEL JUSTEN DAPPER

PROJETO E DESENVOLVIMENTO DE VASOS DE PRESSÃO PARA BANCADA  
DE ENSAIOS

Trabalho de Conclusão de Curso  
apresentado como requisito parcial para  
obtenção do título de Bacharel em  
Engenharia Mecânica da Universidade do  
Vale do Rio dos Sinos - UNISINOS

Orientador: Prof. Ms. Nederson da Silva Koehler

São Leopoldo

2018

A minha mãe Marli Justen Dapper, a meu pai Clóvis  
Ignácio Dapper e a minha namorada Ágatha Cristhi de  
Oliveira, dedico este trabalho.

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço primeiramente a Deus por me conceder a força, dedicação e o conhecimento necessários para o desenvolvimento deste trabalho.

Agradeço a meus pais Marli e Clóvis pelo apoio incondicional e pelos sábios conselhos dados ao longo de todo período de minha graduação, fundamentais ao meu crescimento pessoal, profissional e acadêmico.

Agradeço a minha namorada Ágatha pelo apoio, força e compreensão a mim oferecidos nos momentos difíceis ao longo deste trabalho e durante o período de conclusão do meu curso.

Agradeço ao Prof. Ms. Nederson da Silva Koehler, meu orientador, pelo conhecimento e confiança a mim transmitidos ao longo do desenvolvimento deste trabalho.

Agradeço ao Prof. Ms. José Eduardo Barbosa Moraes e ao Prof. Dr. Walter Andrey Fontana pelo auxílio e presteza na realização dos testes e ensaios para validação dos resultados deste trabalho.

Agradeço a todos envolvidos que, ao longo do período de realização deste trabalho, tenham me apoiado e auxiliado nas mais diversas situações vividas.

*“Life is like riding a bicycle. To keep  
your balance, you must keep moving.”*

(Albert Einstein)

## RESUMO

Este trabalho trata do projeto e desenvolvimento de vasos de pressão para uma bancada de ensaios, no que se refere as verificações de vida útil remanescente destes equipamentos dadas condições de perda geral e localizada de material, a configuração dos elementos de proteção dos vasos de pressão a partir das pressões de trabalho obtidas por meio da verificação e dimensionamento conforme as Normas vigentes. Apresenta-se a revisão bibliográfica necessária a compreensão dos parâmetros referentes aos vasos de pressão a fim de compreender as grandezas envolvidas nos processos de cálculo. Observa-se a verificação completa dos vasos segundo as Normas presentes na revisão bibliográfica deste trabalho, utiliza-se como base para dimensionamento e verificação o Código ASME Seção VIII de Caldeiras e Vasos de Pressão, mais especificamente a Divisão 1 que trata de regras de construção para vasos de pressão. Para verificação da integridade estrutural dos equipamentos e determinação da vida útil remanescente, a partir das condições de perda geral e localizada de material, utiliza-se a API 579-1/ASME FFS-1 que trata da inspeção destes equipamentos. Expõe-se todas as etapas de projeto dos equipamentos que fazem parte da bancada, projeto de processo, mecânico e de fabricação, demonstra-se a fabricação dos vasos de pressão bem como a validação dos mesmos por meio de ensaios de ultrassom e teste hidrostático.

Palavras-chave: Vasos de Pressão. Perda Geral de Material. Perda Localizada de Material. Pressão Máxima de Trabalho Admissível. Válvula Redutora de Pressão.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Estado de tensões em um corpo cilíndrico submetido a pressão .....	26
Figura 2 - Exemplos de vasos de pressão .....	31
Figura 3 - Tipos de tampos.....	32
Figura 4 - Alguns tipos de tampos planos .....	33
Figura 5 - Tipos de flanges opcionais.....	36
Figura 6 - Carga de tração aplicada em junta soldada.....	44
Figura 7 - Orientação das falhas em um casco cilíndrico .....	55
Figura 8 - Funcionamento do aparelho de ultrassom .....	61
Figura 9 - Superfície ideal e superfície com falta de acoplamento .....	62
Figura 10 - Fluxograma de trabalho .....	65
Figura 11 - Montagem vaso de pressão 1 .....	88
Figura 12 - Vista explodida e identificação de componentes vaso de pressão 1. ....	89
Figura 13 - Montagem vaso de pressão 2.....	91
Figura 14 - Vista explodida e identificação de componentes vaso de pressão 2. ....	92
Figura 15 - Casco utilizado para fabricação do vaso de pressão 1 .....	95
Figura 16 - Tampos e flanges do vaso de pressão 1 cortados a laser .....	95
Figura 17 - Tampos e casco do vaso de pressão 1 após fresamento CNC .....	96
Figura 18 - Vaso de pressão 1 montado .....	97
Figura 19 - Vaso de pressão 2 montado .....	98
Figura 20 - Espessura mínima do casco do vaso de pressão 2.....	100
Figura 21 - Espessura mínima do tampo do vaso de pressão 2 .....	100
Figura 22 - Montagem para realização de teste hidrostático.....	101
Figura 23 - Pressurização do vaso até 8 bar .....	103
Figura 24 - Pressurização do vaso até 12 bar .....	103
Figura 25 - Pressurização do vaso até 16 bar .....	104
Figura 26 - Medição de espessura por ultrassom 1 .....	115
Figura 27 - Medição de espessura por ultrassom 2 .....	116
Figura 28 - Medição de espessura por ultrassom 3 .....	116
Figura 29 - Medição de espessura por ultrassom 4 .....	117
Figura 30 - Medição de espessura por ultrassom 5 .....	117
Figura 31 - Medição de espessura por ultrassom 6 .....	118
Figura 32 - Medição de espessura por ultrassom 7 .....	118

Figura 33 - Medição de espessura por ultrassom 8 .....	119
Figura 34 - Medição de espessura por ultrassom 9 .....	119
Figura 35 - Medição de espessura por ultrassom 10 .....	120
Figura 36 - Medição de espessura por ultrassom 11 .....	120
Figura 37 - Medição de espessura por ultrassom 12 .....	121
Figura 38 - Medição de espessura por ultrassom 13 .....	122
Figura 39 - Medição de espessura por ultrassom 14 .....	123
Figura 40 - Medição de espessura por ultrassom 15 .....	123
Figura 41 - Medição de espessura por ultrassom 16 .....	124
Figura 42 - Medição de espessura por ultrassom 17 .....	124
Figura 43 - Medição de espessura por ultrassom 18 .....	125
Figura 44 - Medição de espessura por ultrassom 19 .....	125
Figura 45 - Medição de espessura por ultrassom 20 .....	126
Figura 46 - Medição de espessura por ultrassom 21 .....	126



## LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1 - Tipos de flanges opcionais .....	37
Gráfico 2 - Extensão axial da perda localizada de metal em um casco cilíndrico .....	56
Gráfico 3 - Extensão circunferencial da perda localizada de metal em um casco cilíndrico .....	57
Gráfico 4 - Curva de pressurização do teste hidrostático .....	102

## LISTA DE QUADROS

Quadro 1 - Velocidades de escoamento recomendadas .....	41
Quadro 2 - Diâmetros comerciais de tubulações.....	41
Quadro 3 - Critérios de aceitação para avaliação de nível 1 e 2.....	53
Quadro 4 - Parâmetros e dimensionamento vaso de pressão 1 .....	76
Quadro 5 - Parâmetros e dimensionamento vaso de pressão 2 .....	84
Quadro 6 - Lista de componentes e quantidades .....	90
Quadro 7 - Lista de componentes e quantidades .....	93
Quadro 8 - Orientação e profundidade dos desgastes internos .....	96
Quadro 9 - Cálculo de vida útil remanescente do vaso de pressão 1 .....	105

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Valores de coeficiente $Y$ para $t < D/6$ .....	42
Tabela 2 - Propriedades geométricas dos cordões de solda.....	44
Tabela 3 - Propriedades mínimas dos cordões de solda.....	44
Tabela 4 - Tensões admissíveis dos cordões de solda .....	45

## LISTA DE SIGLAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
API	<i>American Petroleum Institute</i>
ASME	<i>American Society of Mechanical Engineers</i>
ASTM	<i>American Society for Testing and Materials</i>
CNC	Comando numérico computadorizado
FFS	<i>Fitness for Service</i>
ISO	Organização Internacional de Normalização
MTE	Ministério do Trabalho e Emprego
NaHCO <sub>3</sub>	Bicarbonato de sódio
NBR	Normas Brasileiras de Regulação
PTFE	Politetrafluoretileno
UNISINOS	Universidade do Vale do Rio dos Sinos

## LISTA DE SIMBOLOS

$E_s$	Eficiência de solda	[Adimensional]
$\sigma_1$	Tensão principal 1	[MPa]
$\sigma_2$	Tensão principal 2	[MPa]
$\sigma_3$	Tensão principal 3	[MPa]
$\sigma_{adm}^T$	Tensão máxima admissível de tração	[MPa]
$\sigma_{adm}^C$	Tensão máxima admissível de compressão	[MPa]
$\sigma_r$	Tensão radial que atua em um cilindro	[MPa]
$\sigma_x$	Tensão axial que atua em um cilindro	[MPa]
$\sigma_\theta$	Tensão circunferencial que atua em um cilindro	[MPa]
$p_e$	Pressão que atua externamente a um cilindro	[MPa]
$p_i$	Pressão que atua internamente a um cilindro	[MPa]
$R_e$	Raio externo de um cilindro	[mm]
$R_i$	Raio interno de um cilindro	[mm]
$r$	Raio que caracteriza uma circunferência qualquer	[mm]
$\nu$	Coeficiente de Poisson	[Adimensional]
$E$	Modulo de elasticidade longitudinal	[MPa]
$\epsilon_x$	Deformação específica no eixo x	[Adimensional]
$p$	Pressão de fluido	[MPa]
$t$	Espessura de parede	[mm]
$\sigma_{adm}$	Tensão admissível do material na temperatura de uso	[MPa]
$\sigma_M$	Tensão de meridiano	[MPa]
$\sigma_P$	Tensão de paralelo	[MPa]
$R_M$	Raio de curvatura do meridiano de uma membrana de revolução	[mm]
$R_P$	Raio de curvatura da seção principal normal ao meridiano	[mm]
$h^*$	Altura de coluna de fluido	[mm]
$\gamma$	Peso específico do fluido	[N/mm <sup>3</sup> ]
$V$	Volume de líquido	[mm <sup>3</sup> ]
$\eta$	Deslocamento sofrido devido a carga aplicada	[mm]
$\beta$	Constante de rigidez da viga com a base elástica	[mm <sup>-1</sup> ]

$P_0$	Carga concentrada em vigas sobre base elástica	[N/mm]
$k$	Constante de rigidez de uma base elástica	[MPa]
$\sigma_P^\eta$	Tensão associada ao deslocamento sofrido pela superfície do cilindro	[MPa]
$\sigma_M^t$	Tensão total de meridiano	[MPa]
$\sigma_P^t$	Tensão total de paralelo	[MPa]
$\sigma_M^P$	Tensão de meridiano já definida	[MPa]
$\sigma_M^M$	Tensão máxima de meridiano devido ao momento	[MPa]
$\sigma_P^P$	Tensão de paralelo já definida	[MPa]
$M_Z$	Momento fletor no eixo z	[N.mm/mm]
$p_{max}$	Pressão máxima que atua no corpo	[MPa]
$C$	Coeficiente de verificação de tampos planos	[Adimensional]
$F_{m2}$	Força mínima aplicada pelos parafusos para assentamento da junta	[N]
$F_{m1}$	Força mínima aplicada pelos parafusos dadas condições de operação	[N]
$F_H$	Força hidrostática	[N]
$F_P$	Força necessária para manter a junta vedada	[N]
$b$	Largura de assentamento da junta	[mm]
$\sigma_y$	Tensão mínima de assentamento da junta	[MPa]
$D_G$	Diâmetro da circunferência de reação da junta	[mm]
$m$	Número característico da junta	[Adimensional]
$t_{ro}$	Espessura requerida ao tampo devido as condições de operação	[mm]
$t_{ra}$	Espessura requerida ao tampo devido as condições de assentamento da junta	[mm]
$h_G$	Distância da circunferência de reação da junta até a circunferência de parafusos	[mm]
$D_C$	Diâmetro da circunferência que passa pelo centro dos parafusos	[mm]
$A_m$	Área total mínima de parafusos	[mm <sup>2</sup> ]
$A_{m1}$	Área mínima de parafusos dadas as condições de operação	[mm <sup>2</sup> ]

$A_{m2}$	Área mínima de parafusos dadas as condições de assentamento da junta	[mm <sup>2</sup> ]
$\sigma_a$	Tensão admissível do material dos parafusos	[MPa]
$N_{p1}$	Número de parafusos definidos pela área total mínima	[Adimensional]
$N_{p2}$	Número de parafusos necessários para satisfazer a condição de distância mínima entre parafusos	[Adimensional]
$D_p$	Diâmetro da rosca padronizada	[mm]
$t_f$	Espessura do flange	[mm]
$A_n$	Área nominal do parafuso	[mm <sup>2</sup> ]
$A_b$	Área resistente do conjunto de parafusos	[mm <sup>2</sup> ]
$F_{w2}$	Força aplicada pelos parafusos	[N]
$t_r$	Espessura necessária ao tampo elipsoidal	[mm]
$K_e$	Constante de verificação de tampos elipsoidais	[Adimensional]
$R$	Raio interno do cilindro ou do tampo elipsoidal	[mm]
$h$	Altura interna do tampo elipsoidal	[mm]
$h_D$	Braço de alavanca	[mm]
$h_T$	Braço de alavanca	[mm]
$D_B$	Diâmetro interno do flange	[mm]
$M_{oo}$	Momento atuante no flange dadas condições de operação	[N.mm]
$M_{oa}$	Momento atuante no flange dadas condições de aperto dos parafusos	[N.mm]
$F_D$	Força hidrostática associada ao diâmetro interno do flange	[N]
$F_T$	Diferença entre a força hidrostática associada ao diâmetro do flange e do tampo	[N]
$t_{rfo}$	Espessura do flange dadas condições de operação	[mm]
$t_{rfa}$	Espessura do flange dadas condições de aperto dos parafusos	[mm]
$PMTA$	Pressão máxima de trabalho admissível	[MPa]
$p_{teste}$	Pressão de teste hidrostático	[MPa]
$PMTA_{vq}$	Pressão máxima de trabalho admissível do vaso quente caso aplicado	[MPa]

$PMTA_{vf}$	Pressão máxima de trabalho admissível na temperatura de teste	[MPa]
$V$	Velocidade do fluido no interior da tubulação	[m/s]
$Q$	Vazão interna na tubulação	[m <sup>3</sup> /h]
$A$	Área do cordão	[mm <sup>2</sup> ]
$d$	Diâmetro interno do tubo	[mm]
$P$	Pressão na linha de tubulação	[MPa]
$c$	Sobreespesura de corrosão do tubo	[mm]
$S$	Tensão admissível do material do tubo	[MPa]
$E$	Fator de qualidade	[Adimensional]
$W$	Fator de redução de força longitudinal da junta soldada	[Adimensional]
$Y$	Fator de correção Y para tubulações	[Adimensional]
$Z$	Momento resistente da seção transversal do tubo	[mm <sup>3</sup> ]
$q$	Carga distribuída na tubulação	[kg/mm]
$S_v$	Tensão admissível a flexão da tubulação	[MPa]
$t_{min}$	Espessura mínima para resistir à pressão de trabalho do vaso	[mm]
$\tau$	Tensão admissível do material do eletrodo	[MPa]
$F$	Força atuante no cordão	[N]
$A$	Área do cordão	[mm <sup>2</sup> ]
$h$	Largura do cordão	[mm]
$r$	Raio da circunferência de solda	[mm]
$J_u$	Momento de inércia polar unitário da geometria do cordão	[mm <sup>3</sup> ]
$\sigma_e$	Tensão de escoamento do cordão	[MPa]
$\sigma_c$	Tensão admissível de compressão do cordão	[MPa]
$COV$	Coeficiente de variação de medição de espessuras	[Adimensional]
$N$	Número de medições realizadas	[Adimensional]
$t_{am}$	Espessura média de parede medida	[mm]
$t_{mm}$	Espessura mínima de parede medida	[mm]
$S$	Variação entre medidas encontradas	[mm <sup>2</sup> ]
$t_{rd}$	Valor encontrado em cada uma das medições	[mm]
$R_{life}$	Vida útil do equipamento	[anos]



$C_{rate}$	Taxa de corrosão futura	[mm/ano]
$K$	Fator dependente do nível de avaliação	[Adimensional]
$CTP$	Perfil crítico de espessura	[mm]
$t_c$	Espessura de parede utilizada para avaliação de nível 1	[mm]
$FCA$	Tolerância futura de perda de material local	[mm]
$LOSS$	Quantidade de perda de material ao longo da falha durante avaliação	[mm]
$s$	Largura da falha	[mm]
$c$	Comprimento da falha	[mm]
$t_{nom}$	Espessura nominal do componente fornecida	[mm]
$LTA$	Área local fina	[mm <sup>2</sup> ]
$R_t$	Espessura de parede remanescente do local da falha	[mm]
$\lambda$	Parâmetro longitudinal de falha	[Adimensional]
$D$	Diâmetro interno do vaso	[mm]
$L_{msd}$	Distância até descontinuidade estrutural mais próxima	[mm]
$PMTA_r$	Pressão máxima de trabalho admissível do vaso danificado	[MPa]
$\lambda_c$	Parâmetro circunferencial de falha	[Adimensional]
$E_L$	Eficiência de solda no sentido longitudinal	[Adimensional]
$E_C$	Eficiência de solda no sentido circunferencial	[Adimensional]
$C_{rate}$	Taxa antecipada de corrosão futura	[mm/ano]
$time$	Tempo de operação futura	[anos]
$CET$	Comprimento entre tangentes do vaso	[mm]
$p_s$	Pressão de abertura da válvula de segurança	[MPa]
$h_s$	Altura da saia	[mm]
$\sigma_r$	Tensão de ruptura do material	[MPa]
$\sigma_e$	Tensão de escoamento do material	[MPa]
$S$	Espaço percorrido por uma onda sonora	[m]
$V$	Velocidade de propagação da onda sonora no meio material	[m/s]
$T$	Tempo de propagação da onda no meio material	[s]

## SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO</b> .....	<b>20</b>
1.1 Tema .....	21
1.2 Delimitação do tema.....	21
1.3 Objetivos .....	22
1.3.1 Objetivo geral .....	22
1.3.2 Objetivos específicos.....	22
1.4 Justificativa.....	23
1.5 Estrutura do trabalho .....	23
<b>2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA</b> .....	<b>24</b>
2.1 Teorias de resistência .....	24
2.1.1 Teoria de Rankine ou da máxima tensão normal. ....	24
2.2 Cilindros e esferas de parede espessa submetidos a pressão .....	25
2.2.1 Teoria de Lamé para cálculo de tensões em cilindros.....	25
2.2.2 Teoria de Lamé para cálculo de tensões em esferas .....	27
2.3 Teoria de membras de revolução.....	27
2.4 Teoria de viga sobre base elástica .....	28
2.5 Vasos de pressão .....	29
2.5.1 Tipos e formatos dos vasos de pressão .....	30
2.5.2 Tampos dos vasos de pressão.....	31
2.5.3 Flanges.....	35
2.5.4 Suportes para vasos de pressão .....	38
2.5.5 Teste hidrostático .....	38
2.5.6 Aberturas e reforços .....	39
2.5.7 Códigos de projeto .....	39
2.6 Tubulações .....	40
2.7 Conexões soldadas.....	43
2.8 Norma ASME de Caldeiras e Vasos de Pressão .....	45
2.8.1 Norma ASME Seção VIII Divisão 1 .....	47
2.8.2 Norma ASME Seção VIII Divisão 2 .....	48
2.9 Códigos para verificação de vasos de pressão do Instituto Americano de Petróleo .....	50
2.9.1 API 510: Código para inspeção de vasos de pressão .....	50

2.9.2 API 579-1/ASME FFS-1 para avaliação de integridade estrutural.....	51
<b>2.10 Normas regulamentadoras do Ministério do Trabalho e Emprego do Brasil</b> .....	<b>58</b>
2.10.1 NR-13 Caldeiras e vasos de pressão .....	58
<b>2.11 Ensaio não destrutivos</b> .....	<b>60</b>
2.11.1 Ensaio de ultrassom para medição de espessura .....	61
<b>3 APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA</b> .....	<b>63</b>
<b>4 METODOLOGIA</b> .....	<b>65</b>
<b>4.1 Projeto de processo</b> .....	<b>66</b>
4.1.1 Projeto de processo do vaso de pressão 1 .....	66
4.1.2 Projeto de processo do vaso de pressão 2 .....	67
<b>4.2 Projeto mecânico</b> .....	<b>68</b>
4.2.1 Projeto mecânico do vaso de pressão 1 .....	68
4.2.2 Projeto mecânico do vaso de pressão 2.....	69
<b>4.3 Projeto de fabricação</b> .....	<b>70</b>
4.3.1 Projeto de fabricação do vaso de pressão 1 .....	70
4.3.2 Projeto de fabricação do vaso de pressão 2 .....	70
<b>5 RESULTADOS E DISCUSSÕES</b> .....	<b>72</b>
<b>5.1 Projeto de processo</b> .....	<b>72</b>
5.1.1 Projeto de processo do vaso de pressão 1 .....	72
5.1.2 Projeto de processo do vaso de pressão 2 .....	73
<b>5.2 Projeto mecânico</b> .....	<b>74</b>
5.2.1 Projeto mecânico do vaso de pressão 1 .....	74
5.2.2 Projeto mecânico do vaso de pressão 2.....	82
<b>5.3 Projeto de fabricação</b> .....	<b>88</b>
5.3.1 Projeto de fabricação do vaso de pressão 1 .....	88
5.3.2 Projeto de fabricação do vaso de pressão 2 .....	91
<b>5.4 Fabricação dos vasos de pressão</b> .....	<b>94</b>
5.4.1 Fabricação do vaso de pressão 1.....	94
5.4.2 Fabricação do vaso de pressão 2.....	97
<b>5.5 Ensaio de medição de espessura por ultrassom</b> .....	<b>98</b>
<b>5.6 Teste hidrostático</b> .....	<b>101</b>
<b>5.7 Verificação de vida útil remanescente via API 579-1/ASME FFS-1</b> .....	<b>104</b>
<b>6 CONCLUSÃO</b> .....	<b>107</b>

<b>REFERÊNCIAS.....</b>	<b>108</b>
<b>APÊNDICE A - DETALHAMENTO DOS COMPONENTES PRINCIPAIS DO VASO DE PRESSÃO 1.....</b>	<b>110</b>
<b>APÊNDICE B - DETALHAMENTO DOS COMPONENTES PRINCIPAIS DO VASO DE PRESSÃO 2.....</b>	<b>113</b>
<b>APÊNDICE C - ENSAIO DE MEDIÇÃO DE ESPESSURA POR ULTRASSOM NO CASCO DO VASO DE PRESSÃO 2.....</b>	<b>115</b>
<b>APÊNDICE D - ENSAIO DE MEDIÇÃO DE ESPESSURA POR ULTRASSOM NOS TAMPOS DO VASO DE PRESSÃO 2.....</b>	<b>122</b>
<b>ANEXO A – GRUPO DE POTENCIAL DE RISCO.....</b>	<b>127</b>
<b>ANEXO B - CONDIÇÕES RECOMENDADAS DE USINAGEM PARA FRESAS HSS-CO.....</b>	<b>128</b>

## 1 INTRODUÇÃO

Vasos de pressão são equipamentos amplamente utilizados na indústria devido a sua capacidade de processamento de fluídos sob pressão, são utilizados principalmente para processos em refinarias de petróleo, em indústrias químicas e petroquímicas, indústrias alimentícias, farmacêuticas, de armazenamento e distribuição de derivados de petróleo, termoelétricas, etc. Sua crescente utilização se deve ao crescimento econômico destes setores que, em conjunto, requer uma crescente demanda por profissionais capacitados em projeto, dimensionamento, verificação e desenvolvimento destes equipamentos. (GROEHS, 2014).

A fim de garantir a segurança destes equipamentos utiliza-se de códigos de projeto e verificação vigentes na atualidade, dentre esses pode-se destacar a Norma ASME Seção VIII que trata sobre caldeiras e vasos de pressão, amplamente utilizada no mundo todo para projeto, verificação e dimensionamento destes equipamentos, a API 510 e API 579 para verificação da integridade estrutural de equipamentos desta natureza, criadas pelo Instituto Americano de Petróleo e amplamente reconhecidas pelo mundo todo, além destas, utiliza-se em nosso país a Norma Regulamentadora 13, que dispõem sobre a inspeção de caldeiras e vasos de pressão.

A compreensão completa do estado de tensões atuantes em um equipamento desta natureza dadas as pressões de trabalho as quais será solicitado, o estado estrutural que o equipamento se encontra ao longo de sua vida útil, o conhecimento e configuração de forma correta dos componentes de segurança que devem ser utilizados, são características fundamentais para que os vasos cumpram seu papel de forma segura, uma vez que, falhas ou acidentes envolvendo vasos de pressão podem atingir grandes proporções, ocasionando perdas de material, recursos e de pessoas.

O interesse no desenvolvimento de dispositivos de estudo para vasos de pressão parte da ideia de facilitar a compreensão do tema que, por vezes se apresenta de forma complexa e abstrata aos alunos que por ele procuram, verificar, dimensionar, inspecionar e qualificar vasos de pressão é um mercado de trabalho amplo e de crescente ascensão, que possibilita diversas oportunidades aos mais diversos profissionais da engenharia mecânica, porém, para desempenhar destas funções de forma segura e responsável, deve-se conhecer amplamente todas as grandezas que estão envolvidas em equipamentos desta natureza.

## 1.1 Tema

O tema da presente monografia trata sobre o projeto e desenvolvimento de vasos de pressão para uma bancada de ensaios, seguindo a Norma ASME Seção VIII Divisão 1 para dimensionamento e verificação dos vasos, determinação das pressões máximas de trabalho, configuração e disposição dos itens de segurança para controle de pressão, e do uso da API 579/ASME FFS-1 para verificação de integridade estrutural e vida útil remanescente de um dos equipamentos dadas condições simuladas de perda de material (corrosão) geral e localizada.

## 1.2 Delimitação do tema

O estudo aqui presente delimita-se a não apresentar o desenvolvimento matemático das equações para verificação de vasos de pressão, dispõe somente as equações finais bem como equações principais para compreensão do tema.

Os cálculos necessários a verificação e dimensionamento dos equipamentos devem ser desenvolvidos por meio do *software* Microsoft Office Excel para facilitar o segmento e possíveis alterações nos parâmetros adotados em tempo real, a apresentação dos mesmos será feita em quadros e tabelas que facilitam o entendimento dos cálculos.

Não são apresentados os detalhamentos completos de todos os componentes dos vasos de pressão, somente desenhos sólidos, montagens e detalhamentos principais que permitem a montagem dos conjuntos e a compreensão da sequência de montagem adotada na etapa de fabricação.

Não foram verificadas as soldas já existentes nos vasos de pressão, para efeitos de verificação adotou-se uma eficiência de solda  $E_s$  a fim de evitar verificação das mesmas por radiografia total ou parcial. Verificou-se somente as soldas do vaso de pressão a ser colocado em trabalho.

O estudo de perda de material apresentado segundo o nível 1 da API 579/ASME FFS-1 está limitado a verificação dos cascos dos vasos de pressão, não abrangendo tampos e flanges.

### 1.3 Objetivos

A seguir são descritos os objetivos gerais e específicos deste trabalho.

#### 1.3.1 Objetivo geral

Este trabalho tem como objetivo, o projeto e o desenvolvimento de vasos de pressão para uma bancada de ensaios que permita aos usuários a realização de trabalhos, testes, dimensionamento, verificação e projeto destes componentes. Foram construídos dois vasos, o primeiro é destinado a configuração da pressão de abertura da válvula reguladora de pressão a partir do estudo da geometria, do perfil de espessuras do vaso e da metodologia de cálculo apresentada no corpo do texto segundo a Norma ASME Seção VIII Divisão 1. O segundo vaso foi projetado e construído de forma a permitir a verificação de perda geral e localizada de material devido a corrosão, utilizando-se dos procedimentos de avaliação presentes na API 579/ASME FFS-1 para verificação de integridade estrutural do equipamento e estimativa de vida útil remanescente do mesmo.

#### 1.3.2 Objetivos específicos

Para atingir o objetivo principal deste trabalho desenvolveu-se as seguintes etapas:

- a) Por meio de uma revisão bibliográfica, levantou-se dados e informações pertinentes ao tema;
- b) Definiu-se os componentes e acessórios que acompanham a bancada;
- c) Realizou-se a verificação dos vasos de pressão, bem como de todos os componentes que fazem parte da bancada, segundo códigos de projeto;
- d) Desenvolveu-se o projeto mecânico do dispositivo via *software* SOLIDWORKS;
- e) Fabricou-se e adquiriu-se itens necessários ao projeto conforme a necessidade;
- f) Construiu-se os vasos de pressão a partir de materiais disponíveis;
- g) Realizou-se os testes e ensaios necessários a fim de garantir a segurança e o funcionamento correto dos vasos de pressão.

## **1.4 Justificativa**

Equipamentos que são sujeitos a pressão e/ou a temperaturas elevadas são considerados equipamentos de alto risco, sendo fundamental a compreensão completa do estado de tensões que atuam em seus corpos devido as solicitações de trabalho. Vasos de pressão são exemplos desses equipamentos, o entendimento completo de seu estado de tensões em trabalho é essencial para garantir que esses equipamentos não venham a falhar ao longo de sua vida útil, uma vez que, suas falhas atingem proporções graves e geralmente apresentam perdas de material e/ou de pessoas.

Devido à complexidade dos códigos de projeto, dimensionamento e verificação destes equipamentos, e do tema como um todo, torna-se interessante proporcionar aos alunos da UNISINOS a possibilidade de estudar estes equipamentos de forma mais aprofundada, bem como os códigos normativos que regem a sua construção e verificação em trabalho, a fim de garantir seu entendimento simulando situações e problemas reais com os mesmos. Por ser um tema abstrato e de complexidade elevada, os profissionais da área que detêm este tipo de conhecimento, por vezes encontram dificuldade em transmiti-lo, o contato direto com estes equipamentos, torna o estudo e o entendimento do tema mais intuitivo, o que auxilia de forma direta na formação de profissionais aptos e capacitados a desenvolver suas carreias nesta área.

## **1.5 Estrutura do trabalho**

A presente monografia é composta de uma revisão bibliográfica dos conteúdos relevantes a fundamentação teórica do tema, da apresentação do problema a ser abordado, da metodologia necessária ao desenvolvimento do trabalho, dos resultados e discussões obtidos a partir da metodologia adotada e das conclusões referentes ao trabalho.



## 2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.

Neste capítulo abordou-se a fundamentação teórica necessária para o desenvolvimento do trabalho.

### 2.1 Teorias de resistência.

Para o desenvolvimento de projetos de engenharia, necessita-se conhecer amplamente as características e propriedades mecânicas do material, ou, dos materiais que se pretende utilizar. Tendo em vista a necessidade do conhecimento do estado de tensões do material assomam as teorias de resistência.

As teorias de resistência surgem da necessidade de se comparar um estado de tensões do tipo bi ou tridimensional com os resultados obtidos em ensaios simples de tração, compressão ou torção realizados em corpos de prova do material que está sendo utilizado na peça que está sendo verificada. (GROEHS, 2014, cap. 5, p.25).

As principais teorias de resistência aplicadas para o estudo do estado de tensões dos materiais metálicos são as de Rankine, Guest-Tresca e Huber-von-Mises. Neste estudo abordou-se principalmente a teoria de Rankine.

#### 2.1.1 Teoria de Rankine ou da máxima tensão normal.

Em meados do século XIX a teoria proposta por William John Macquorn Rankine previa o comportamento de falha de corpos formados por materiais frágeis. Os materiais frágeis, são aqueles que próximos a ruptura são isentos de deformações plásticas, e por sua vez, também apresentam baixos níveis de deformação elástica.

Para as tensões principais do material tem-se que:

Em qualquer ponto de um elemento estrutural a máxima tensão normal deve ser inferior ao limite de tensão normal de tração estabelecido no ensaio de ruptura por tração simples, e a mínima tensão normal deve ser superior ao limite de tensão normal de compressão estabelecido no ensaio de ruptura por compressão simples. (GROEHS, 2014, cap. 5, p.25).

Este critério de falha estabelece que o material falhará quando uma das tensões principais atuantes no mesmo for maior que a tensão máxima atingida por ele

no ensaio de tração simples. Estabelece também que as tensões principais devem ser ordenadas conforme a equação 1.

$$\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3 \quad (1)$$

Que nos permite concluir a expressão 2, que relaciona as tensões máximas de compressão e de tração com as tensões atuantes no material.

$$\sigma_{adm}^T \geq \sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3 \geq \sigma_{adm}^C \quad (2)$$

Onde a  $\sigma_{adm}^T$  é a tensão máxima admissível de tração e  $\sigma_{adm}^C$  é a tensão máxima admissível de compressão.

A expressão 2 implica que, para o material poder ser aplicado a sua função de projeto ele deve respeitar os limites máximos de tração e compressão.

## 2.2 Cilindros e esferas de parede espessa submetidos a pressão

A obra de Gabriel Lamé publicada no ano de 1852, “Lições sobre a Teoria Matemática da Elasticidade de Corpos Sólidos”, serve como base para o código ASME Seção VIII sobre Caldeiras e Vasos de Pressão, pois desenvolve as expressões para o cálculo das tensões presentes em cilindros e esferas com parede espessa, uma vez submetidos a pressões internas ou externas.

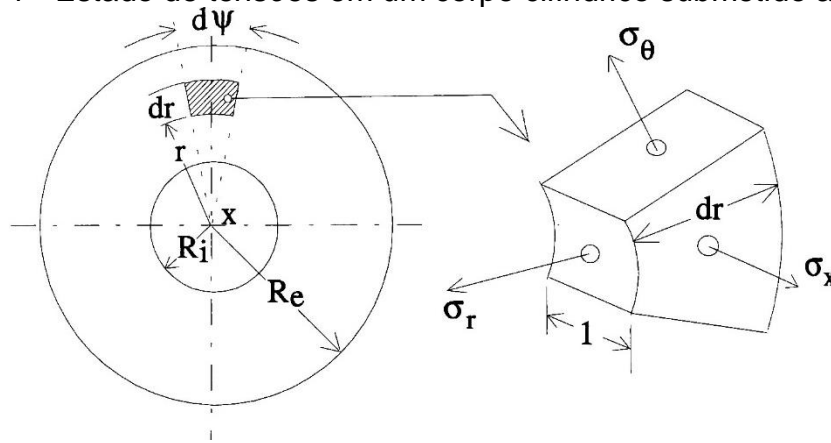
O código da ASME utiliza também a teoria de Rankine como critério de falha para Vasos de Pressão, independente da relação entre espessuras e o tamanho dos recipientes, o critério apresenta bons resultados. Para recipientes que apresentam espessuras de parede fina, onde as tensões são praticamente uniformes, o material permanecerá no regime elástico, e para recipientes que apresentam paredes médias ou espessas, haverá uma plastificação parcial da parede, que permitirá o uso de pressões maiores no vaso. (GROEHS, 2014).

### 2.2.1 Teoria de Lamé para cálculo de tensões em cilindros.

O desenvolvimento matemático aqui apresentado demonstra somente as equações principais, utilizadas como base para o código ASME para dimensionamento dos vasos de pressão. Conforme a Figura 1, a tensão normal que

atua no sentido radial do cilindro é denominada como  $\sigma_r$ , a tensão que atua no sentido axial é  $\sigma_x$  e a tensão que atua no sentido circunferencial é chamada de  $\sigma_\theta$ .

Figura 1 - Estado de tensões em um corpo cilíndrico submetido a pressão



Fonte: Adaptado de Resistência dos Materiais e Vasos de Pressão (2014, cap. 8, p.2)

Sendo as três tensões principais que atuam no corpo perpendiculares entre si, e podem ser definidas pelas equações 3, 4 e 5. (GROEHS, 2014).

$$\sigma_r = \frac{pe \cdot Re^2 - pi \cdot Ri^2}{Re^2 - Ri^2} - \frac{(pe - pi) \cdot Re^2 \cdot Ri^2}{Re^2 - Ri^2} \cdot \frac{1}{r^2} \quad (3)$$

$$\sigma_\theta = \frac{pe \cdot Re^2 - pi \cdot Ri^2}{Re^2 - Ri^2} + \frac{(pe - pi) \cdot Re^2 \cdot Ri^2}{Re^2 - Ri^2} \cdot \frac{1}{r^2} \quad (4)$$

$$\sigma_x = 2 \cdot \nu \cdot \frac{pe \cdot Re^2 - pi \cdot Ri^2}{Re^2 - Ri^2} + E \cdot \epsilon_x \quad (5)$$

Determinando que o vaso esteja somente sob aplicação de pressão interna e, sabendo-se que a área de maior sollicitação será a superfície interna do cilindro ter-se-á as equações 6,7 e 8. (GROEHS, 2014).

$$\sigma_1 = \sigma_{\theta(r=Ri)} = |p| \frac{Re^2 + Ri^2}{Re^2 - Ri^2} \quad (6)$$

$$\sigma_2 = \sigma_{x(r=Ri)} = |p| \frac{Ri^2}{Re^2 - Ri^2} \quad (7)$$

$$\sigma_3 = \sigma_{r(r=Ri)} = -|p| \quad (8)$$

Aplicando-se o Critério de Falha de Rankine (Fórmula de Boardman) a estas equações, pode-se descobrir a espessura requerida  $t$  para que o cilindro resista a

pressão determinada no projeto, e assumindo que a espessura de parede do cilindro deve ser menor que  $Ri/2$ , conclui-se as expressões 9 e 10. (GROEHS, 2014).

$$t = \frac{|p|. Ri}{\sigma_{adm} - 0,6. |p|} \quad (9)$$

$$t = \frac{|p|. Re}{\sigma_{adm} + 0,4. |p|} \quad (10)$$

A equação 9 relaciona a espessura da parede com raio interno do cilindro, e a equação 10 com o raio externo do cilindro.

### 2.2.2 Teoria de Lamé para cálculo de tensões em esferas

Generalizando as equações vistas anteriormente para o caso das Tensões em Cilindros conforme o item 2.2.1, aplicando-se o critério de resistência de Rankine pode-se estabelecer a espessura  $t$  para uma esfera (ou tampo esférico) resistir à pressão interna ou externa, conforme a equação 11. (GROEHS, 2014).

$$t = \frac{|p|. Ri}{2. \sigma_{adm} - 0,2. |p|} \quad (11)$$

### 2.3 Teoria de membra de revolução

A Teoria de Membrana é utilizada para definir as tensões de meridiano  $\sigma_M$  e de paralelo  $\sigma_P$ , que atuam sobre um corpo submetido a pressão interna.

“Membranas são estruturas laminares delgadas que não apresentam, teoricamente, rigidez a flexão, podendo reagir apenas a solicitações contidas em seu plano ou em um plano tangente a mesma [...]”. (GROEHS, 2014, cap. 9, p.1).

Para depósitos de gás pode-se desprezar o peso de fluído e considerar-se que a pressão seja constante ao longo de todo recipiente, obtendo-se as equações 12 e 13. (GROEHS, 2014).

$$\sigma_M = \frac{p. Rp}{2. t} \quad (12)$$

$$\sigma_P = \sigma_M. \left(2 - \frac{Rp}{R_M}\right) \quad (13)$$

Em que  $Rp$  é o raio de curvatura da seção principal normal ao meridiano,  $R_M$  é o raio de curvatura do meridiano e  $t$  é a espessura da parede.

No caso de depósitos para líquidos deve-se considerar a pressão exercida pelo peso do fluido, que irá variar conforme a altura  $h^*$  e o peso específico do líquido  $\gamma$ , que é dada pela equação 14. (GROEHS, 2014).

$$p = \gamma \cdot h^* \quad (14)$$

Com a variação de pressão tem-se uma alteração nas equações de tensão que atuam no corpo, para  $\sigma_M$  obtém-se a expressão 15.

$$\sigma_M = \frac{\gamma \cdot V}{2 \cdot \pi \cdot r \cdot t \cdot \sin \theta} \quad (15)$$

E para o  $\sigma_P$  a função será dada pela equação 16.

$$\frac{\sigma_P}{R_P} + \frac{\sigma_M}{R_M} = \frac{p}{t} \quad (16)$$

## 2.4 Teoria de viga sobre base elástica

A teoria de Viga sobre Base Elástica trata sobre o estudo de vigas suportadas por um meio elástico, é utilizada para a determinação de deslocamentos e esforços internos sofridos pela viga. Esta teoria se aplica para dimensionamento em diversos problemas de engenharia, porém, a interpretação necessária para determinação da viga e da base elástica em alguns casos é um tanto quanto abstrata. Observa-se uma aplicação simples desta teoria para trilhos de trem, onde há a distribuição de uma carga em um trilho (que neste caso é a viga) que sofrerá um deslocamento, abaixo dele, tem-se o solo que é denominado como base elástica e reagirá com uma reação ao longo do trilho. (GROEHS, 2014).

Conhecendo-se esta afirmação, pode-se dizer que o material da base obedece a lei de Hooke “A elasticidade deste material pode ser caracterizada por uma força que, distribuída sobre uma unidade de área do material, produz um deslocamento de uma unidade de comprimento”. (GROEHS, 2014, cap. 10, p.2).

A teoria de Viga sobre Base Elástica é fundamental para o entendimento da descontinuidade de tensões presentes na união entre cascos cilíndricos e tampos dos Vasos de Pressão, para estes e outros estudos existem alguns modelos de interpretações de vigas e bases dentre os quais pode-se destacar:

- a) Viga infinita sobre base elástica com carga concentrada;
- b) Viga infinita sobre base elástica com momento concentrado;
- c) Viga semi-infinita sobre base elástica com carga e momento concentrado na extremidade;

d) Viga de comprimento finito sobre case elástica com cargas diversas.

Para o estudo em vasos de pressão destaca-se o modelo de viga de comprimento semi-infinito com carga concentrada aplicada na extremidade, que se encaixa da melhor forma para este tipo de análise. Para determinar as tensões de meridiano e paralelo atuantes na região de união entre casco e tampo, deve-se descobrir os deslocamentos devidos ao momento fletor e a carga aplicada na extremidade, para isso utilizar-se-á da equação 17. (GROEHS, 2014).

$$\eta_{(x=0)} = \frac{2 \cdot \beta \cdot P_0}{k} \quad (17)$$

Em que  $\eta_{(x=0)}$  representa o deslocamento na superfície do cilindro e da esfera. Com o deslocamento calcula-se a tensão de paralelo  $\sigma_p^\eta$  associado ao deslocamento que é definido pela equação 18.

$$\sigma_p^\eta = \pm E \cdot \frac{\eta_{(x=0)}}{R} \quad (18)$$

Na qual o sinal negativo está associado ao cilindro, e o positivo a esfera, uma vez calculada a tensão devido ao deslocamento, pode-se calcular as tensões totais em  $x = 0$  para o cilindro e para a esfera, dadas pelas equações 19 e 20. (GROEHS, 2014).

$$\sigma_M^t = \sigma_M^p + \sigma_M^M \quad (19)$$

$$\sigma_p^t = \sigma_p^p + \nu \cdot \sigma_M^M + \sigma_p^\eta \quad (20)$$

Em que  $\sigma_M^p$  e  $\sigma_p^p$  representam as tensões de meridiano e paralelo para o cilindro ou para a esfera definidas anteriormente nas equações 13 e 15. E  $\sigma_M^M$  representa a tensão máxima ao longo do meridiano devido ao momento fletor  $M_z$ , e é definido pela expressão 21.

$$|\sigma_M^M| = 6 \cdot \frac{M_z}{t^2} \quad (21)$$

## 2.5 Vasos de pressão

Vasos de pressão são recipientes de armazenamento de fluídos sujeitos a pressão interna ou externa, podem ser de uma infinidade de tamanhos, formatos tipos e finalidades. “O nome vaso de pressão (*pressure vessel*) designa genericamente todos os recipientes estanques, de qualquer tipo, dimensões, formato ou finalidade, capazes de conter um fluído pressurizado”. (TELLES, 1991, p. 1). Esses equipamentos são fundamentais para processos em refinarias de petróleo, em

indústrias químicas e petroquímicas, indústrias alimentícias, farmacêuticas, de armazenamento e distribuição de derivados de petróleo, parte térmica de centrais termoelétricas, usinas de açúcar e etano, etc.

“Uma planta, constituída por um conjunto de vasos de pressão. Poderá ter vasos que tenham como objetivo o armazenamento de gases sob pressão, a acumulação intermediária de líquidos e gases e o processamento destes”. (GROEHS, 2014, cap. 11, p.1).

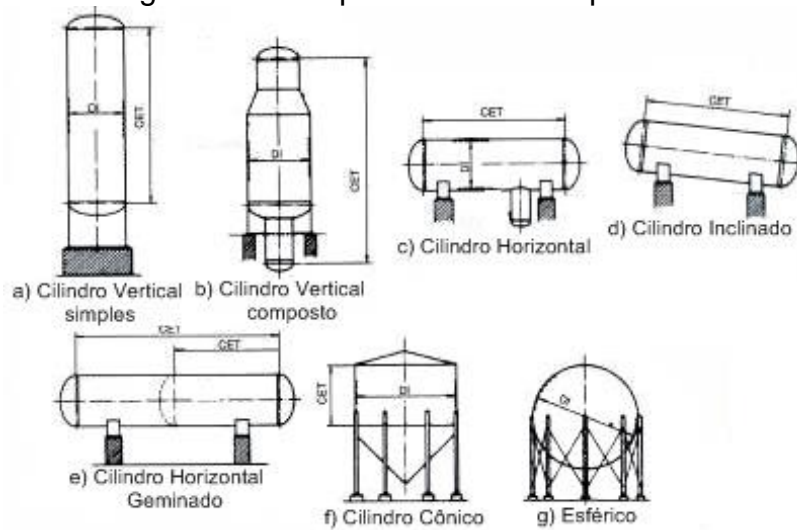
Os equipamentos para este tipo de aplicação, normalmente são submetidos a regimes de trabalho contínuo, todos os dias, durante o dia e a noite, não tendo paradas para manutenção ou inspeção, dado que estes equipamentos costumam trabalhar em cadeia, sendo dependentes entre si, qualquer parada por falha faz com que toda a instalação fique parada, gerando enormes prejuízos, por isso, devem ser projetados com o máximo de segurança para não falharem. Além de prejuízos enormes, em caso de falha, estes equipamentos trabalham em condições de risco devido ao manuseio de fluídos inflamáveis, tóxicos, explosivos, ou com elevadas pressões e temperaturas, que podem vir a ocasionar acidentes graves e de grandes proporções, o que aumenta a necessidade de segurança do equipamento. (TELLES, 1991).

### 2.5.1 Tipos e formatos dos vasos de pressão

Um vaso de pressão é formado basicamente por um casco, um conjunto de tampos, suportes e aberturas que serão definidos a partir das exigências do trabalho aos quais estes equipamentos serão destinados. “Para a maior parte dos vasos o casco é cilíndrico. Essa preferência deve-se ao fato de que o formato cilíndrico é o mais fácil de se fabricar e transportar, presta-se bem à maioria dos serviços [...]”. (TELLES, 1991, p. 7). Além do formato cilíndrico a norma ASME prevê outros dois formatos, esférico e cônico, podendo ocorrer combinações entre estas formas. Pode-se observar os exemplos a), b), c), d), f) e g) na Figura 2.

As principais dimensões dos vasos de pressão são, o diâmetro interno  $D_i$  e o comprimento entre tangentes  $CET$  que trata do comprimento total do corpo cilíndrico do vaso, ou da soma dos corpos cilíndricos e dos corpos cônicos sucessivamente presentes no vaso, como pode-se visualizar na Figura 2.

Figura 2 - Exemplos de vasos de pressão



Fonte: Adaptado de Vasos de Pressão (1991, p. 8)

Apresenta-se neste trabalho as equações para dimensionamento de cascos cilíndricos no que diz respeito a pressão interna máxima, que serão utilizados como padrão para desenvolvimento dos vasos de pressão pertencentes a bancada.

Para determinação da pressão interna máxima para relação de espessura e raio  $t \leq R/2$  observa-se a equação 22, e para a relação  $t > R/2$ , a equação 23.

$$|p|_{max} = \frac{\sigma_{adm} \cdot E \cdot s \cdot t}{R + 0,6 \cdot t} \quad (22)$$

$$|p|_{max} = \sigma_{adm} \cdot E \cdot s \cdot \frac{(R + t)^2 - R^2}{(R + t)^2 + R^2} \quad (23)$$

### 2.5.2 Tampos dos vasos de pressão

Os tampos dos vasos de pressão são as peças de fechamento dos cascos cilíndricos, são divididos pela norma ASME conforme o formato e a aplicação, classificados da seguinte forma:

- Tampos elípticos, possuem formato elíptico com relação de semieixos de 2:1 (diâmetro x altura), ou seja, geralmente tem a mesma resistência a pressão interna com a mesma espessura de parede que o casco cilíndrico com o mesmo diâmetro; (GROEHS, 2014).
- Tampos toro-esféricos, possuem uma calota central esférica e uma seção toroidal de concordância, são mais fáceis de fabricar que os tampos elípticos, porém, são mais fracos que os tampos elípticos de

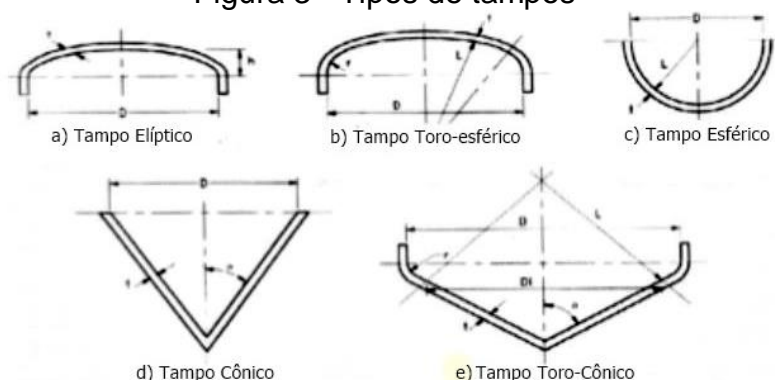


mesmo diâmetro e com a mesma relação de semieixos; (GROEHS, 2014).

- c) Tampos esféricos, são de difícil construção e ocupam maior volume devido a sua altura em comparação com os outros tampos, são proporcionalmente os tampos mais resistentes, podem ter a metade da espessura de um casco cilíndrico do mesmo diâmetro; (GROEHS, 2014).
- d) Tampos cônicos, são de fácil construção, proporcionalmente são os de menor resistência entre os outros tampos, são utilizados para vasos que precisam ser esvaziados rapidamente; (GROEHS, 2014).
- e) Tampos toro-cônicos, são tampos cônicos que, por exigência da norma ASME para semiângulos de vértice maiores que  $30^\circ$ , necessitam uma concordância toroidal na junção entre o casco e o tampo para alívio de tensões na interface de união; (GROEHS, 2014).
- f) Tampos planos, possuem ampla aplicabilidade, permitem a sua construção de forma que o tampo seja removível para o caso de vasos que trabalham em baixa pressão, e fixos para vasos que trabalham em altas pressões. Podem usar mecanismos de fechamento por rosca, por anéis rosqueados ou com parafusos quando forem do tipo tampos removíveis, possibilitam a fabricação também de tampos forjados para vasos que necessitam de segurança para trabalhos em alta pressão. (GROEHS, 2014).

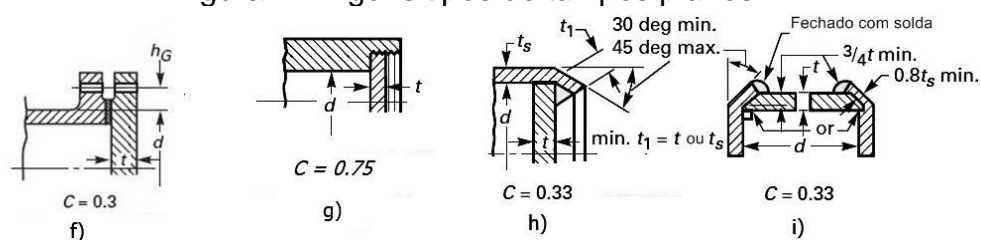
Pode-se verificar os tipos de tampos, a) elípticos, b) toro-esféricos, c) esféricos, d) cônicos e e) toro-cônicos na Figura 3, e na Figura 4 observa-se alguns exemplos de tampos planos.

Figura 3 - Tipos de tampos



Fonte: Adaptado de Resistência dos Materiais e Vasos de Pressão (2014, cap. 11, p.2)

Figura 4 - Alguns tipos de tampos planos



Fonte: Adaptado de Vasos de Pressão (1991, p. 12)

Utilizar-se-á para desenvolvimento dos vasos de pressão pertencentes a bancada, tampos do tipo elíptico conforme Figura 3 a) e tampos do tipo plano conforme Figura 4 f), apresenta-se neste trabalho, somente as equações para dimensionamento dos mesmos.

Para obter-se a tensão máxima no tampo plano, considera-se a soma das tensões produzidas pela pressão e pelo momento distribuído uniformemente em toda periferia da placa, provocada pelo aperto dos parafusos. (GROEHS, 2014).

Para projeto dos flanges, deve-se considerar duas condições de projeto, caracterizadas pelo assentamento da junta e pelas condições de operação. A carga mínima necessária a ser aplicada pelos parafusos  $F_{m2}$  para assentamento da junta é definida pela equação 24, a força mínima a ser aplicada pelos parafusos  $F_{m1}$  dadas as condições de operação é definida pela equação 25, que deve considerar a soma da força hidrostática  $F_H$  que é associada a pressão que atua internamente e a força  $F_P$  necessária a manter a junta vedada.

$$F_{m2} = \pi \cdot D_G \cdot b \cdot \sigma_y \quad (24)$$

$$F_{m1} = F_H + F_P = 2 \cdot \pi \cdot D_G \cdot |p| \cdot (b \cdot m + 0,125 \cdot D_G) \quad (25)$$

Onde  $b$  é a largura de assentamento efetiva da junta,  $\sigma_y$  é a tensão mínima de assentamento da junta e  $m$  é o número característico da junta.

Para juntas de anéis de borracha, com seção do tipo O, aplicadas em vasos e tanques de armazenamento de baixa pressão, a tensão para assentamento da junta é desprezível, assim  $\sigma_y = 0$ , permitindo que o número de parafusos a ser utilizado é mínimo. O número característico da junta nos casos de juntas com seção do tipo O de anéis metálicos ou de borracha, também é nulo, ou seja,  $m = 0$ . (GROEHS, 2014).

Calcula-se a espessura requerida para resistir aos esforços durante a operação  $t_{ro}$  que é dado pela equação 26, e a espessura requerida para o assentamento da junta  $t_{ra}$  definida pela equação 27, utiliza-se para a espessura  $t$  o maior valor entre

os dois. Caso  $t_{ro} > t_{ra}$  utiliza-se a equação 28 para obter-se a tensão produzida pela pressão em um tampo plano circular e a equação 29 para determinação da pressão máxima, caso  $t_{ro} < t_{ra}$  utiliza-se da equação 30 para obtenção da tensão que atua no tampo. (GROEHS, 2014).

$$t_{ro} = D_G \cdot \sqrt{\frac{C \cdot |p|}{\sigma_{adm} \cdot Es} + \frac{1,9 \cdot F_{m1} \cdot h_G}{\sigma_{adm} \cdot Es \cdot D_G^3}} \quad (26)$$

$$t_{ra} = \sqrt{\frac{1,9 \cdot F_{w2} \cdot h_G}{\sigma_{ada} \cdot Es \cdot D_G}} \quad (27)$$

$$\sigma = \left(\frac{D_G}{t}\right)^2 \cdot Es \cdot \left(C \cdot |p| + \frac{1,9 \cdot F_{m1} \cdot h_G}{D_G^3}\right) \quad (28)$$

$$|p|_{max} = \left(\frac{1}{C}\right)^2 \cdot \left(\sigma_{adm} Es \cdot \left(\frac{t}{D_G}\right) - \frac{1,9 \cdot F_{m1} \cdot h_G}{D_G^3}\right) \quad (29)$$

$$\sigma = \left(\frac{1}{t}\right)^2 \cdot \frac{1,9 \cdot F_{w2} \cdot h_G}{Es \cdot D_G} \quad (30)$$

Em que  $h_G$  é a distância da circunferência de reação da junta definida pela equação 31,  $D_G$  o diâmetro da circunferência de reação da junta e  $D_C$  é o diâmetro da circunferência que passa pelo centro dos parafusos.

$$h_G = 0,5 \cdot (D_C - D_G) \quad (31)$$

Para fixação do tampo no flange do casco, a Norma ASME recomenda que os parafusos empregados tenham diâmetro nominal maior ou igual a 1/2".

Para obter-se a área total mínima necessária de parafusos  $A_m$ , deve-se calcular as áreas mínimas devido as condições de operação  $A_{m1}$  e de assentamento da junta  $A_{m2}$ , que podem ser observadas nas equações 31 e 32 respectivamente. O maior valor entre  $A_{m1}$  e  $A_{m2}$ , será considerada a área total mínima necessária de parafusos  $A_m$ . (GROEHS, 2014).

$$A_{m1} = \frac{F_{m1}}{\sigma_b} \quad (32)$$

$$A_{m2} = \frac{F_{m2}}{\sigma_a} \quad (33)$$

Para cálculo do número de parafusos  $N_p$  adota-se o maior valor entre  $N_{p1}$  e  $N_{p2}$ , arredondando-se para o número inteiro consecutivo de cada um, que são dadas pelas equações 33 e 34 respectivamente. (GROEHS, 2014).

$$N_{p1} = \frac{A_m}{A_n} \quad (34)$$

$$N_{p2} = \frac{\pi \cdot D_c}{2 \cdot D_p + t_f} \quad (35)$$

Em que  $A_n$  representa a área nominal do parafuso a ser utilizado,  $D_p$  o diâmetro da rosca padronizada e  $t_f$  é a espessura do flange.

Determinado o número de parafusos, calcula-se a área resistente do conjunto de parafusos  $A_b$  conforme equação 36, então para determinar-se a força aplicada pelos parafusos  $F_{w2}$  calcula-se uma média entre a área resistente real  $A_b$  e a calculada  $A_m$  e multiplica-se pela tensão admissível dos parafusos  $\sigma_a$  como observa-se na equação 37. (GROEHS, 2014).

$$A_b = N_p \cdot A_n \quad (36)$$

$$F_{w2} = 0,5 \cdot (A_m + A_b) \cdot \sigma_a \quad (37)$$

Para determinação da espessura necessária ao tampo elipsoidal  $tr$ , representado na Figura 3 a), que é submetido a pressão interna de trabalho  $p$ , tem-se a equação 38, em que  $Ke$  é uma constante representada pela equação 39.

$$tr = \frac{Ke \cdot R \cdot |p|}{2 \cdot Es \cdot \sigma_{adm} - 0,2 \cdot |p|} \quad (38)$$

$$Ke = \frac{1}{3} \left( 2 + \left( \frac{R}{h} \right)^2 \right) \quad (39)$$

Para determinação da tensão aplicada  $\sigma$  no tampo elipsoidal devido a pressão de trabalho do vaso, aplica-se a equação 40. A pressão máxima suportada pelo tampo é dada pela equação 41.

$$\sigma = \frac{|p|}{2 \cdot Es \cdot t} \cdot (R \cdot Ke + 0,2 \cdot t) \quad (40)$$

$$|p|_{max} = \frac{2 \cdot Es \cdot \sigma_{adm} \cdot t}{R \cdot Ke + 0,2 \cdot t} \quad (41)$$

### 2.5.3 Flanges

Como já destacado anteriormente, para permitir o fechamento dos vasos de pressão, pode-se utilizar de tampos fixos ou não fixos dos mais diversos conforme demonstra a Figura 4, uma das formas de realizar a fixação dos tampos no casco do vaso de pressão é por meio de flanges de conexão, que permitem a montagem e desmontagem constante dos tampos, dados os requisitos de projeto do vaso. Para

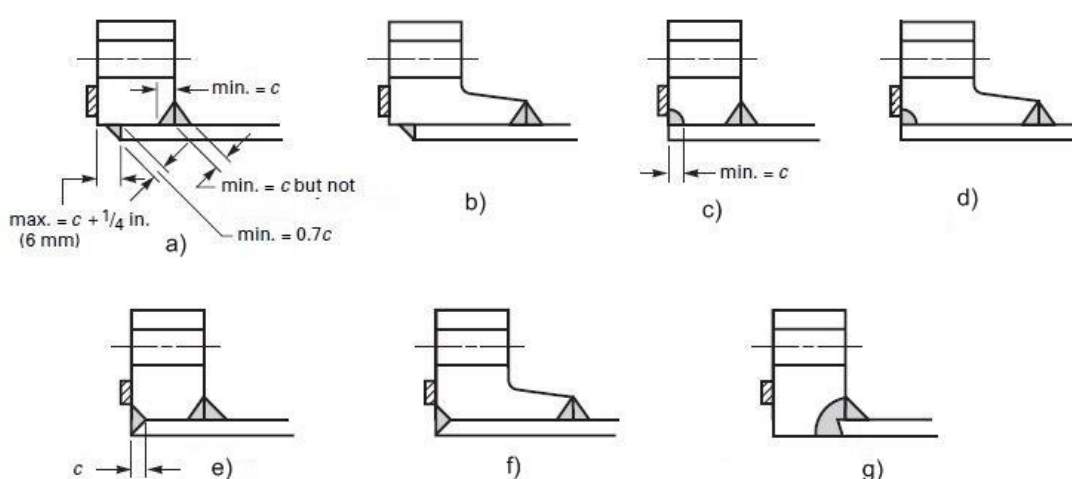
permitir a utilização de flanges, os mesmos devem ser dimensionados e verificados conforme o tipo e a aplicação.

“Flanges parafusados são utilizados em vasos de pressão com o objetivo de permitir a desmontagem, remoção, limpeza e realização de manutenção de partes internas dos vasos de pressão.” (GROEHS, 2014, cap. 14, p.1).

Deve-se dimensionar os flanges a partir das condições de trabalho dos vasos ou tubos, uma vez que os momentos atuantes devido as pressões, por mais baixas que forem, geram momentos consideráveis dependendo dos diâmetros de solicitados, exigindo robustez mecânica dos mesmos. Deve-se utilizar do Apêndice Mandatório 2 da Norma ASME Seção VIII Divisão 1 para verificação e dimensionamento dos mesmos, a Norma classifica os flanges conforme o tipo, sendo denominados como flanges deslizantes, integrais e opcionais. (GROEHS, 2014). Apresenta-se o método de cálculo para flanges opcionais condizente com o componente a ser utilizado neste trabalho.

Os flanges opcionais, conforme pode-se observar a Figura 5, estão previstos na Norma ASME de forma que podem ser considerados agindo como se fosse um flange integral no vaso ou tubo, o que permite ao projetista o cálculo de sua estrutura como se fosse um flange deslizante. (GROEHS, 2014).

Figura 5 - Tipos de flanges opcionais



Fonte: Adaptado de Boiler & Pressure Vessel Code: Section VIII: Division 1: Rules for Construction of Pressure Vessels. (2007, p.352).

A norma prevê inicialmente para fins de verificação, o cálculo dos braços de alavanca  $h_G$  já definido anteriormente,  $h_D$  e  $h_T$  conforme as equações 42 e 43 respectivamente.

$$h_D = 0,5 \cdot (D_C - D_B) \quad (42)$$

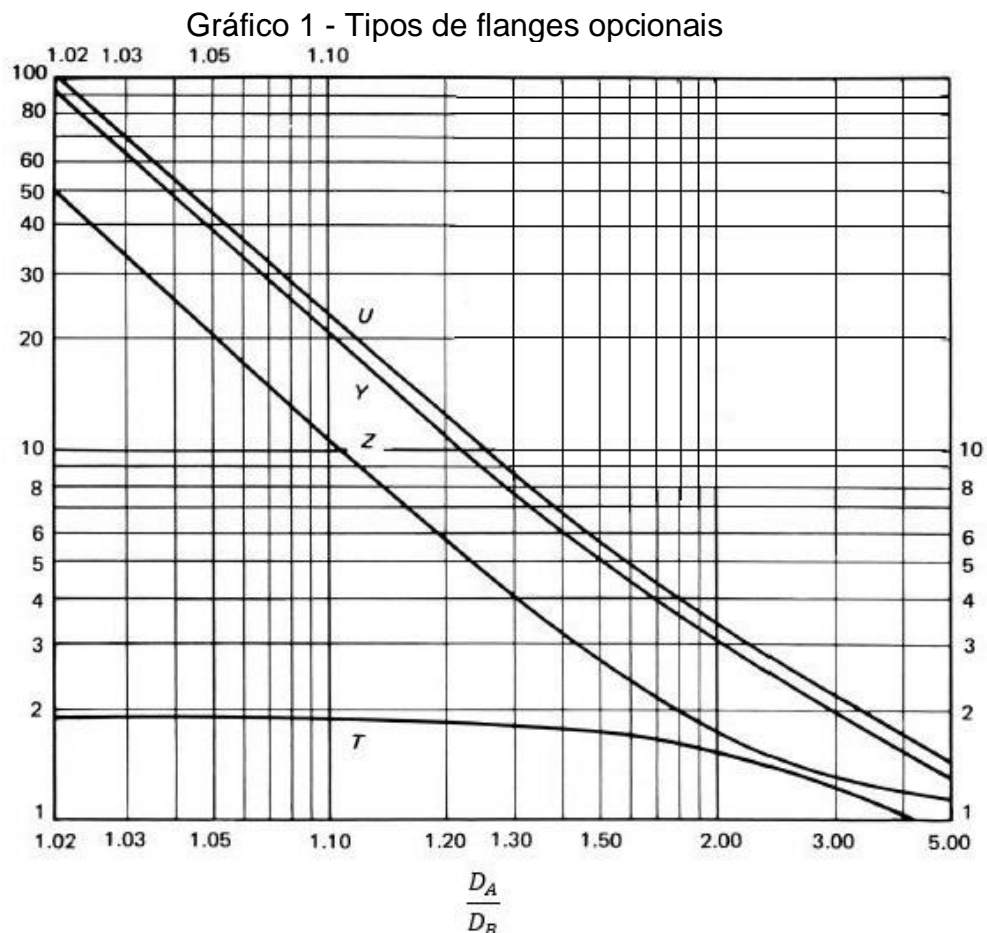
$$h_T = 0,5 \cdot (h_D + h_G) \quad (43)$$

Após obter os valores para os braços de alavanca, deve-se calcular os momentos atuantes devido as condições de operação  $M_{oo}$  e o momento atuante dadas as condições de aperto dos parafusos  $M_{oa}$  nas equações 44 e 45, respectivamente. Em que  $F_D$  é a força hidrostática associada ao diâmetro interno do flange e  $F_T$  é a diferença entre a força hidrostática associada ao diâmetro do tampo e ao diâmetro interno do flange.

$$M_{oo} = F_D \cdot h_D + F_P \cdot h_G + F_T \cdot h_T \quad (44)$$

$$M_{oa} = F_{w2} \cdot h_G \quad (45)$$

Utiliza-se então as equações 46 e 47 para cálculo das espessuras requeridas ao flange dados os momentos  $M_{oo}$  devido as condições de operação e  $M_{oa}$  dadas condições de aperto dos parafusos. Deve-se utilizar o Gráfico 1 para obtenção do adimensional  $Y$  associado as tensões atuantes no tipo de flange integral abordado.



Fonte: Adaptado de Boiler & Pressure Vessel Code: Section VIII: Division 1: Rules for Construction of Pressure Vessels. (2007, p.359).

$$t_{rfo} = \sqrt{\frac{M_{oo} \cdot Y}{D_B \cdot \sigma_{adm}}} \quad (46)$$

$$t_{rfo} = \sqrt{\frac{M_{oa} \cdot Y}{D_B \cdot \sigma_{adm}}} \quad (47)$$

#### 2.5.4 Suportes para vasos de pressão

Os suportes dos vasos de pressão são os mais diversos conforme sua necessidade, podem ser divididos em saias, sapatas, colunas e berços.

Os suportes do tipo saia geralmente são utilizados para sustentar vasos verticais, suportes do tipo sapata e coluna são empregados para suportar vasos verticais de pequenas dimensões. As esferas para armazenamento de gás geralmente são sustentadas por colunas soldadas ao casco na linha média do equipamento, já os suportes do tipo berço são utilizados para sustentar vasos horizontais ou inclinados. (GROEHS, 2014).

#### 2.5.5 Teste hidrostático

Aplica-se o teste hidrostático nos equipamentos pressurizados tais como, tubulações, vasos de pressão, etc., para verificação do equipamento quanto a sua resistência mecânica ou verificação da existência de vazamentos.

Para determinar a  $PMTA$  e a pressão de teste hidrostático  $p_{teste}$  necessita-se conhecer as pressões máximas suportadas pelas partes pertencentes aos vasos, que podem ser observadas nas equações 22, 29 e 41, uma vez conhecidas as pressões máximas, substitui-se o menor valor dentre as três na equação 48 para determinar a pressão de teste hidrostático  $p_{teste}$ .

$$p_{teste} \geq 1,3 PMTA_{vq} \cdot \frac{\sigma_{adma}}{\sigma_{adm}} = 1,3 \cdot PMTA_{vf} \quad (48)$$

Em que  $PMTA_{vq}$  representa a pressão máxima de trabalho admissível do vaso quente caso seja aplicado para tal, e  $PMTA_{vf}$  representa a pressão máxima de trabalho admissível do vaso na temperatura do teste.

### 2.5.6 Aberturas e reforços

Os vasos de pressão são ligados a equipamentos de trabalho, verificação, segurança ou a outros vasos de pressão por meio de aberturas em seu casco ou tampos. As aberturas podem ser do tipo circulares, elípticas ou de seção oblonga e não possuem limite de tamanho desde que sejam verificadas segundo o procedimento presente na Norma ASME e que atendam as condições de tamanho estabelecidas na parte UG-36 da Norma, dispostas a seguir: (ASME, 2007).

- a) Permite-se para vasos com diâmetro menor ou igual a 1500 mm, ter aberturas de até metade do diâmetro do vaso/tampo desde que não ultrapasse 500 mm;
- b) Para vasos com diâmetro maior que 1500 mm permite-se aberturas de até  $1/3$  do diâmetro do vaso desde que não ultrapasse 1000 mm.

Aberturas feitas com solda, brasagem ou fluídas nos cascos/tampos, em vasos que não são sujeitos a rápidas variações de pressão, não necessitam de reforço quando o diâmetro da abertura for menor que  $89 \text{ mm} = 3 \frac{1}{2} \text{ in}$  em cascos/tampos com espessura comercial de  $10 \text{ mm} = \frac{3}{8} \text{ in}$  ou menos, ou quando o diâmetro da abertura for menor que  $60 \text{ mm} = 2 \frac{3}{8} \text{ in}$  em cascos/tampos com espessura comercial maior que  $10 \text{ mm} = \frac{3}{8} \text{ in}$ . Aberturas roscadas no corpo do vaso/casco não necessitam de reforço desde que o diâmetro do furo, não seja maior que  $60 \text{ mm} = 2 \frac{3}{8} \text{ in}$ . (ASME, 2007).

### 2.5.7 Códigos de projeto

Os vasos de pressão por serem equipamentos de alta periculosidade devem ser projetados e construídos seguindo códigos internacionalmente reconhecidos que garantam a sua segurança. Entre os principais códigos de projeto pode-se destacar a Norma ASME sobre Caldeiras e Vasos de Pressão Seção VIII, a norma inglesa BS-5500, a norma alemã A.D. Merkblatt 2000 Code que é obrigatório em seu país, a norma francesa do Sindicato Nacional de Caldeiraria, Funilaria e Tubulações (SNTCTTI), o Código Australiano para Caldeiras e Vasos de Pressão (*SAA Boiler Code*), o Código da Boa Prática para a Construção de Vasos de Pressão, da Bélgica,



etc. Neste estudo adotou-se como base a Norma ASME Seção VIII Divisão 1, como fundamentação teórica.

## 2.6 Tubulações

Vasos de pressão são equipamentos que, normalmente, trabalham em cadeia, ou seja, interligados a outros equipamentos ou vasos de pressão, afim de garantir que os processos sejam desenvolvidos de forma contínua e segura. Para permitir que conexões entre estes equipamentos sejam feitas, são utilizadas tubulações.

Tubulações são compostas por tubos e acessórios (válvulas, conexões, etc.), e são destinados ao transporte de fluídos em sistemas industriais, cuja necessidade apresenta-se devido ao ponto de geração, armazenagem ou processo estar longe de seu ponto de utilização seguinte. (TELLES, 2001).

O dimensionamento do diâmetro das tubulações é associado a hidráulica, que deve ser resolvido em função da vazão necessária de fluído, das diferenças de cotas existentes, das pressões atuantes, das velocidades e perdas de carga admissíveis, da natureza do fluído, do material e do tipo da tubulação. (TELLES, 1999).

Para o projeto de uma tubulação, faz-se necessário o dimensionamento do diâmetro das tubulações, da espessura de parede dos tubos, o cálculo do vão máximo entre os suportes, o cálculo da flexibilidade da tubulação dadas condições de dilatação/contração térmica ou movimentos extremos da mesma, cálculo dos pesos e esforços de ancoragem sobre os suportes, cálculo de espessura de isolamento térmico, entre outros cálculos necessários particulares a cada projeto. (TELLES, 1999).

Dada a dimensão extensa do assunto, aborda-se neste trabalho somente os cálculos necessários ao dimensionamento básico das tubulações, utilizadas para concepção da bancada de forma segura.

De partida para o dimensionamento, costuma-se conhecer algumas grandezas envolvidas no projeto, tais como, vazão de fluído, cotas de altura dos pontos iniciais e finais, pressões nas extremidades, comprimento equivalente da tubulação, peso específico e viscosidade do fluído contido no interior da tubulação. Para iniciar o projeto, determina-se o diâmetro da tubulação a ser utilizado, o qual pode ser obtido a partir da velocidade do fluído no interior da tubulação conforme a equação 49, ou da

perda de carga permitida ao sistema, que costuma ser utilizada para tubulações de grande comprimento equivalente, não abordado neste trabalho.

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d^2} \quad (49)$$

Deve-se determinar o diâmetro a partir das velocidades recomendadas, conforme demonstra o Quadro 1.

Quadro 1 - Velocidades de escoamento recomendadas

Água doce: redes em cidades	1 a 2	Ar comprimido:	15 a 20
redes em instalações industriais	2 a 3	Hidrocarbonetos (instalações industriais):	
alimentação de caldeiras	4 a 8	líquidos (linhas de sucção)	1 a 2
sucção de bombas	1 a 1,5	idem, outras linhas gasosas	1,5 a 2,5 25 a 30
Vapor: até 2 kg/cm <sup>2</sup> (saturado)	20 a 40	Água salgada (tubos de aço com revestimentos)	1,5 a 2,5
2 a 10 kg/cm <sup>2</sup>	40 a 60	idem, tubos de latão	1,5 (máx.)
mais de 10 kg/cm <sup>2</sup>	60 a 100	idem, tubos de metal Monel	3 (máx.)
		Acetileno	20 a 25

Fonte: Adaptado de Tubulações Industriais: Cálculo (1999, p. 13).

A partir do diâmetro obtido com a velocidade recomendada, deve-se buscar no Quadro 2, que apresenta de forma resumida, os diâmetros comerciais mais utilizados, adequados a cada caso.

Quadro 2 - Diâmetros comerciais de tubulações

Diâm. Nom. (pol.)	Espess. (série)	Vazão (1/s)	Diâm. Nom. (pol.)	Espess. (série) ou (pol.)	Vazão (1/s)	Diâm. Nom. (pol.)	Espess. (pol.)	Vazão (1/s)
3/4	80	0,378	4	40	8,20	14	3/8"	67,04
	160	0,311		80	7,42		1/2"	65,78
1	80	0,464	6	40	18,61	16	3/8"	77,16
	160	0,412		80	16,89		1/2"	75,90
1 1/2	80	1,139	8	40	32,22	18	3/8"	87,28
	160	0,676		80	29,48		1/2"	86,02
2	40	2,161	10	40	50,90	20	3/8"	97,40
	80	1,903		80	46,20		1/2"	96,14
3	40	4,678	12	3/8"	60,72	24	3/8"	117,64
	80	4,255		1/2"	59,45		1/2"	116,38

Fonte: Adaptado de Tubulações Industriais: Cálculo (1999, p. 13).

Para dimensionamento da tubulação e seleção adequada dos acessórios deve-se utilizar da Norma ASME B 31 Código Americano para Tubulações Pressurizadas, que está dividido em 8 seções, a seção B 31.1 a B 31.11 que tratam de tubulações em específico para cada tipo de processo, abordar-se-á neste trabalho a Seção B31.3 que dispõe sobre tubulações de processo.

A Norma ASME B 31.3, trata sobre tubulações de processo, o que diz respeito ao dimensionamento, fabricação, materiais para fabricação, acessórios, inspeção e verificação de sistemas de tubulações em geral.

O parágrafo 304, Capítulo II da Norma ASME B 31.3 orienta sobre o dimensionamento de tubulações retas submetidas a pressão interna, destacando a equação 50 para cálculo da espessura de parede a partir do diâmetro interno, necessária a satisfazer a pressão de trabalho da linha.

$$t = \frac{P \cdot (d + 2c)}{2 \cdot (S \cdot E \cdot W + P \cdot Y)} \quad (50)$$

Para que a condição segura seja atendida, o diâmetro interno  $d$  da tubulação deve ser maior ou igual ao diâmetro comercial adotado para fabricação da linha. Para valores de espessura de parede  $t < D/6$ , o valor de  $Y$  deve ser obtido na Tabela 1 a partir da temperatura e do tipo de material da tubulação. O valor do fator de qualidade  $E$ , e a tensão admissível do material  $S$  devem ser obtidos na Tabela 302.3.4 apresentada no corpo da Norma ASME B 31.3. O valor do fator de redução de força longitudinal da junta soldada,  $W$  deve ser obtido na Tabela 302.3.4 presente no corpo da Norma conforme o tipo de solda utilizado, não são apresentadas estas tabelas neste trabalho devido a sua extensa dimensão.

Tabela 1 - Valores de coeficiente  $Y$  para  $t < D/6$   
Temperatura °C (°F)

Material	≤ 482	510	538	566	593	≥ 621
	(900 menos)	(950)	(1000)	(1050)	(1100)	(1150 mais )
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
Outros metais dúcteis	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4
Ferro fundido	0.0	...	...	...	...	...

Fonte: Adaptado de ASME B 31.3-2006 Process Piping (2006, cap. 2 p.18).

O cálculo da distância máxima entre os suportes de uma tubulação é feito considerando-se o tubo como uma viga horizontal, sujeita a várias cargas que nele estejam atuando, tais como, peso próprio da tubulação e do fluido, peso de revestimentos e isolamentos, etc. (TELLES, 1999). Pode-se utilizar da equação 51 com as devidas simplificações já adotadas para determinação do vão máximo entre os suportes, em que  $Z$  representa o momento resistente da seção transversal do tubo,  $q$  a soma das cargas distribuídas na tubulação e  $S_v$  a tensão máxima admissível de flexão do material.

$$L = \sqrt{\frac{10 \cdot Z \cdot S_v}{q}} \quad (51)$$

Para este trabalho, devido a simplicidade da tubulação e das baixas pressões de trabalho, permite-se a abordagem de forma mais simplificada do dimensionamento necessário.

## 2.7 Conexões soldadas

A fim de permitir a conexão de tubulações, equipamentos e os mais diversos acessórios de medição ou controle aos vasos de pressão, deve-se utilizar de conexões para permitir seu acoplamento ao casco ou tampo dos mesmos. Conexões desta natureza são desenvolvidas das mais diversas formas, podendo ser rosqueadas, flangeadas, soldadas, etc. Dentre esses pode-se destacar para este trabalho a utilização de conexões soldadas ao casco do vaso, com solicitação de cisalhamento do cordão devido a carga de tração aplicada.

As conexões soldadas são facilmente dimensionadas conhecendo-se as tensões que atuam nos cordões devido as cargas aplicadas, sua natureza, intensidade de aplicação, sentido e geometrias dos cordões empregados.

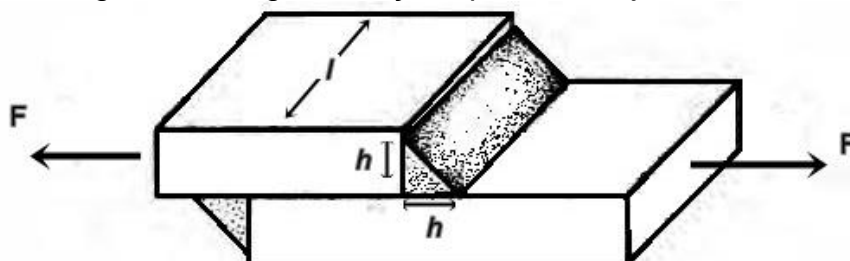
Deve-se dimensionar o cordão de solda a fim de garantir que o mesmo resista a solicitação de cisalhamento devido a carga de tração aplicada, desta forma, utiliza-se de cálculos de área e seção transversal do cordão de modo a resultar em tensões médias ou nominais satisfatórias. (SHIGLEY, 1984).

Pode-se observar na Figura 6 a aplicação de uma carga  $F$  que resulta em uma tensão cisalhante no cordão, para este caso deve-se dimensionar a área do cordão a partir da carga aplicada a fim de verificar-se a tensão resultante no cordão conforme

demonstra a equação 52. Deve-se consultar a Tabela 2 a fim de determinar a da área a ser considerada para cálculo do cordão, que depende da geometria do componente que deve ser soldado.


$$\tau = \frac{F}{A} \quad (52)$$

Figura 6 - Carga de tração aplicada em junta soldada



Fonte: Adaptado de Elementos de Máquinas 2. (1984, p. 353).

Tabela 2 - Propriedades geométricas dos cordões de solda

Solda	Área de Penetração	Localização de $G$	Momento de inércia Polar Unitário
	$A = 1,414\pi hr$	-	$J_u = 2\pi r^3$

Fonte: Adaptado de Elementos de Máquinas 2. (1984, p. 356)

As propriedades para determinação das tensões admissíveis para as soldas podem ser consultadas na Tabela 3 e 4 conforme o tipo de eletrodo utilizado, e, sob qual tipo de sollicitação o cordão é submetido.

Tabela 3 - Propriedades mínimas dos cordões de solda

Número AWS do Eletrodo	Resistência à Tração $MPa$	Tensão de Escoamento $MPa$	Alongamento Percentual
E 60xx	427,20	344,52	17 – 25
E 70xx	482,33	392,75	22
E 80xx	551,23	461,66	19
E 90xx	620,13	530,56	14 – 17
E 100xx	689,04	599,46	13 – 16
E 120xx	826,85	737,27	14

Fonte: Adaptado de Elementos de Máquinas 2. (1984, p. 361).

Tabela 4 - Tensões admissíveis dos cordões de solda

Tipo de Carregamento	Tipo de Solda	Tensões Admissíveis
Tração	Topo	$0,6. \sigma_e$
Torção	Topo	$0,9. \sigma_e$
Flexão	Topo	$0,66. \sigma_e - 0,66. \sigma_c$
Compressão Simples	Topo	$0,6. \sigma_e$
Cisalhamento	Topo ou Cordão	$0,4. \sigma_e$

Fonte: Adaptado de Elementos de Máquinas 2. (1984, p. 362).

## 2.8 Norma ASME de Caldeiras e Vasos de Pressão

A necessidade da elaboração de regras e normas para projeto e construção de vasos de pressão e caldeiras remontam aos séculos passados, quando acidentes envolvendo estes tipos de equipamento eram frequentes e de grandes proporções, quase sempre gerando perdas graves de material e de pessoas. Devido a necessidade de garantir que estes equipamentos não viessem a falhar, cria-se nos Estados Unidos, o primeiro conselho que definiu um conjunto de regras e normas para projeto e construção de caldeiras sob pressão, que foi aprovado em 30/08/1907. (GROEHS, 2014).

O primeiro Código de Construção de Caldeiras da ASME foi publicado em 13 de fevereiro de 1915, que foi o início das várias seções que hoje constituem a Norma. A seção que trata das normas para vasos de pressão veio a ser publicada em 1925 na sua primeira versão, Regras para a Construção de Vasos de Pressão não Submetidos a Fogo, Seção VIII, e desde então a criação e revisão de normas para estes tipos de equipamento vem sendo feita ano após ano, para melhor dispor regras e orientações para o projeto e confecção para os mesmos.

O código da ASME, de Caldeiras e Vasos de Pressão atualmente é dividido por onze seções, aborda-se principalmente neste trabalho a Seção VIII que dispões sobre regras e orientações para vasos de pressão, estão divididas da seguinte forma:

- Seção I, trata de caldeiras de potência, dispõem de regras e orientações para construção destes equipamentos;
- A Seção II, trata de materiais e está subdividida em quatro partes, A, B, C e D. A parte A estabelece materiais ferrosos para construção de

equipamentos para área de pressão. A parte B estabelece materiais não ferrosos para a mesma finalidade. A parte C trata de tiras de solda, eletrodos e materiais de enchimento, e por último a parte D traz as informações dos materiais que estão referenciados nas seções I, II e VIII Divisão 1 e 2;

- A Seção III, estabelece regras para construção de componentes de instalações nucleares geradores de potência. Define exigências, regras e orientações para os materiais, projetos, fabricação, teste, inspeção, certificação e proteção destes equipamentos;
- Seção IV, define as exigências mínimas para projeto, fabricação, instalação e inspeção de caldeiras de aquecimento (caldeiras de geração de vapor e de água quente);
- Seção V, trata de orientações para realização de ensaios não destrutivos exigidos pelas outras seções na norma;
- Seção VI, dispõe sobre recomendações para cuidados e operação das caldeiras de aquecimento, especificações, terminologia e fundamentos básicos para operação;
- Seção VII, trata sobre linhas de ação recomendadas para o cuidado de caldeiras de potência, traz regras de operação e manutenção para garantir a segurança dos equipamentos e dos operadores na realização de seu trabalho;
- Seção VIII, é constituída das Divisões 1, 2 e 3. A Divisão 1 trata sobre especificações de segurança que devem ser seguidas para o projeto, construção, fabricação e verificação de vasos de pressão sob pressão interna ou externa de 15 psi (103 kPa) até 3000 psi (20684 kPa), diâmetro interno, largura, altura ou diagonal da seção reta maior ou igual a 15,24 cm. A Divisão 2 trata das mesmas especificações que a Divisão 1, com a diferença de que não há pressão máxima de trabalho estabelecida pela norma. A Divisão 2 aplica-se somente a vasos de pressão que serão instalados em local fixo. A Divisão 3 trata das especificações, normas de segurança para projeto, fabricação, proteção contra pressão excessiva de vasos com pressão de projeto mínima da ordem 10000 psi (68,94 N/mm<sup>2</sup>)

- Seção IX dispõe sobre regras para qualificação de soldagem e brasagem requeridos por outras seções da norma;
- Seção X, trata sobre as exigências mínimas de segurança para construção de vasos de pressão realizados em plástico reforçado por fibras;
- Seção XI, estabelece regras para inspeção de componentes de instalações nucleares geradoras de potência no que diz respeito a exames, teste e inspeção dos componentes destas instalações.

### 2.8.1 Norma ASME Seção VIII Divisão 1

A Seção VIII Divisão 1 da norma ASME está dividida em 3 subseções, A, B, e C. A subseção A parte UG trata sobre requisitos gerais para todos os vasos de pressão e suas partes, que devem ser utilizados conforme a Subseção B que diz respeito aos métodos de fabricação, e, aos Apêndices Mandatórios conforme o método de fabricação do vaso, também dispõe sobre os materiais para construção dos vasos de pressão, métodos de fabricação permitidos, equações para verificação de tensões, pressão e temperatura de trabalho do vaso. (ASME, 2007).

Todas as partes da Subseção B devem ser utilizadas em conjunto com as orientações gerais da Subseção A e com os requerimentos específicos do material a ser utilizado conforme a Subseção C. A parte UW dispõe sobre regras e exigências para vasos de pressão e partes dos vasos que são fabricados por soldagem. Trata também dos métodos de fabricação empregados na construção de vasos de pressão. (ASME, 2007).

A parte UF da Subseção B discorre sobre as exigências e regras para fabricação de vasos de pressão forjados sem juntas longitudinais, incluindo as partes dos vasos que são fabricados de aço carbono e de baixa liga, ou aços carbono de alta liga conforme a Subseção C parte UHA. (ASME, 2007).

A parte UB da Subseção B disserta sobre vasos fabricados com brasagem. Brasagem é um grupo de soldagem que produz a coalescência de um material a ser adicionado a superfície de outro, aquecendo o material de adição até a temperatura de brasagem, cerca de 450°C, abaixo da temperatura de fusão do metal base, então o metal de adição preenche a junta de solda por capilaridade. (ASME, 2007).



A Subseção C trata sobre as características físicas dos materiais a serem utilizados na fabricação dos vasos de pressão e de suas respectivas partes, deve ser utilizada em conjunto com as orientações gerais da Subseção A, e, com os requerimentos específicos do método de fabricação conforme a Subseção B. Esta Subseção é dividida conforme a classe do material a ser utilizado e está distribuída da seguinte forma:

- UCS: Aços carbono e de baixa liga;
- UNF: Metais não ferrosos;
- UHA: Aços de alta liga;
- UCI: Ferro fundido nodular;
- UCL: Vasos caldeados;
- UCD: Ferro fundido dúctil;
- UHT: Aços ferríticos;
- ULW: Vasos de pressão construídos por múltiplas camadas;
- ULT: Vasos de pressão construídos com materiais com alta tensão admissível em baixas temperaturas;
- UHX: Trocadores de calor casco e tubos;

Além das subseções, o código conta com os Apêndices Obrigatórios que trazem o formulário completo para verificação e dimensionamento dos vasos de pressão, tanto para verificação de pressão interna quanto a pressão externa. (GROEHS, 2014).

### 2.8.2 Norma ASME Seção VIII Divisão 2

A Seção VIII Divisão 2 da Norma ASME trata-se de um código alternativo para dimensionamento de vasos de pressão. Esta Divisão possui requisitos obrigatórios e não obrigatórios, proibições específicas, orientações para projeto, materiais, fabricação, teste, inspeção e certificação dos vasos de pressão e dos seus dispositivos de alívio de pressão. (ASME, 2007).

A Divisão 2 pode ser aplicada para vasos de pressão instalados em locais fixos, construídos para um serviço específico, nos quais, a operação e o controle de manutenção são realizados durante a vida útil do vaso pelo usuário e devem estar em conformidade com o *design* e as especificações de usuário da Divisão 2. Podem ser utilizados para construção de vasos de pressão presentes em navios, barcaças, e

outras embarcações flutuantes, podem ser utilizadas para veículos motorizados ou para frete ferroviário, para estas aplicações específicas, é necessário que um acordo prévio entre o usuário e a autoridade jurisdicional, que cubra a operação e manutenção do vaso de pressão seja estabelecido, e deve ser mantido ao longo de toda vida útil do vaso. Vasos de pressão ou partes destes sujeitos a queima direta de combustíveis (sólidos, líquidos ou gases), que não estão no escopo das Seções I, III, ou IV, podem ser construídos de acordo com a Divisão 2 da Seção VIII. Vasos de pressão do tipo evaporadores, trocadores de calor podem ser fabricados seguindo a Seção VIII Divisão 1 e 2. (ASME, 2007)

As orientações, regras e requisitos para utilização desta Divisão estão divididos em nove partes conforme estão listadas abaixo:

- Parte 1 – Trata dos requisitos gerais desta Divisão, traz o escopo de aplicação e estabelece a extensão de utilização;
- Parte 2 – Dispõe dos deveres e responsabilidades do fabricante e do inspetor do equipamento;
- Parte 3 – Disserta sobre os requisitos de materiais para construção dos vasos, materiais permitidos, propriedades físicas do material aplicado, tensões admissíveis e curvas de fadiga do mesmo;
- Parte 4 – Projeto de vasos e componentes por requisito de regras, utiliza das regras disponíveis para desenvolvimento do projeto;
- Parte 5 – Projeto por análise de requisitos, fornece as orientações para projeto seguindo métodos analíticos;
- Parte 6 – Requisitos de fabricação dos vasos e das partes do vaso;
- Parte 7 – Trata sobre os requisitos para inspeção e exame dos vasos e das partes dos vasos;
- Parte 8 – Dispõe sobre os testes de pressão;
- Parte 9 – Trata sobre proteção contra sobre pressão dos vasos de pressão.

Os materiais, o projeto, a construção, teste e certificação dos vasos de pressão e dos seus equipamentos de alívio de pressão devem estar de acordo e satisfazer todas as Partes e Anexos Normativos listados acima a fim de qualificar a construção do vaso segundo esta Divisão. (ASME, 2007).

## 2.9 Códigos para verificação de vasos de pressão do Instituto Americano de Petróleo

O *American Petroleum Institute* é uma organização comercial que representa indústrias dos Estados Unidos do setor de petróleo e gás natural. Dentre as suas atividades, a API possui códigos para verificação de vasos de pressão, tubulações, tanques, entre outros. Dentre esses códigos, para o estudo de vasos de pressão pode-se destacar a API 510: Código para Inspeção de Vasos de Pressão e a API 579-1/ASME FFS-1, para Avaliação de Integridade Estrutural.

### 2.9.1 API 510: Código para inspeção de vasos de pressão

O código API 510 cobre a inspeção em serviço, classificação, reparo e alteração de vasos de pressão e dispositivos de alívio de pressão que protegem os vasos. (API, 2006). Esse código de inspeção é aplicável a todos os vasos de pressão de refino e de processos químicos já colocados em serviço que incluem:

- a) Vasos construídos de acordo com um código de construção aplicável;
- b) Vasos construídos sem um código de construção reconhecido e conhecido;
- c) Vasos de pressão construídos com projetos, fabricação, inspeção, teste e instalação particulares, com a devida aprovação jurisdicional;
- d) Vasos não padronizados fabricados seguindo um código de construção reconhecido, mas que perderam sua placa de identificação.

Este código de verificação e inspeção exclui alguns itens, vasos de pressão construídos em estruturas móveis, e todos os outros vasos listados conforme o Apêndice A do código.

O código ASME e outros códigos de construção normatizam a construção de novos vasos de pressão, a API 510 possibilita inspeção em serviço, classificação, reparo e alteração de vasos de pressão que já estão em serviço e que não estão de acordo com o código ASME, seja devido ao projeto, a fabricação ou ao material do vaso não estar conforme o estabelecido na norma. (API, 2006).

## 2.9.2 API 579-1/ASME FFS-1 para avaliação de integridade estrutural

A API 579-1/ASME FFS-1 é um código normativo que fornece diretrizes para verificação da integridade estrutural de equipamentos tais como tanques, tubulações, vasos de pressão e partes dos vasos de pressão, devem ser utilizadas em conjunto com os códigos normativos de construção dos respectivos equipamentos, alguns já abordados neste trabalho, e são listados abaixo:

- a) Norma ASME Seção VIII Divisão 1 e 2 para vasos de pressão;
- b) Norma ASME Seção I para caldeiras de potência;
- c) Norma ASME B 31.1 e B 31.3 para dimensionamento de tubulações;
- d) API 650 para projeto de tanques soldados de armazenamento de óleo;
- e) API 620 para projeto e construção de tanques grandes de armazenamento soldados de baixa pressão.

O código API 579/ASME FFS-1 é de alta organização e está dividido de forma a facilitar sua utilização pelos profissionais da área e permitir possíveis modificações pelo órgão responsável. Está dividido em 13 Partes e 11 anexos que podem ser resumidos seguinte forma:

- Parte 1: Introdução, define o escopo da norma para verificação de integridade estrutural de equipamentos pressurizados;
- Parte 2: Aptidão para serviço, procedimento para análise de engenharia, avaliação dos equipamentos pressurizados contendo falhas ou danos, separados por tipo de falha e dano;
- Parte 3: Fratura frágil, dispõe sobre os procedimentos de avaliação de resistência a fratura frágil de equipamentos pressurizados;
- Parte 4: Perda geral de material, trata sobre procedimentos de avaliação de corrosão geral dos equipamentos sob pressão;
- Parte 5: Perda localizada de metal, disserta sobre corrosão e falhas localizadas dos equipamentos sob pressão;
- Parte 6: Avaliação de corrosão por pites;
- Parte 7: Avaliação de falhas ocasionadas por bolhas de hidrogênio;
- Parte 8: Avaliação de desalinhamento de solda e distorções de casco;
- Parte 9: Avaliação de falhas por fadiga, diretrizes para avaliar vida em fadiga e falhas por fadiga nos equipamentos pressurizados;

- Parte 10: Avaliação de componentes que operam em faixa de temperatura de fluência;
- Parte 11: Avaliação de danos causados por fogo nos equipamentos pressurizados;
- Parte 12: Avaliação de ranhuras e dentes ou combinação entre ranhuras e dentes;
- Parte 13: Avaliação de laminação, diretrizes para verificação de equipamentos de contenção sob pressão.

Apresenta-se os procedimentos para verificação da integridade estrutural e as respectivas equações das partes 4 e 5 que são necessárias para avaliar um componente com perda de metal geral e/ou localizada, assunto que é foco de estudo de um dos vasos de pressão a serem desenvolvidos para a bancada.

A Parte 4 do código pode ser utilizada para avaliar a perda geral de metal proveniente de corrosão, erosão, ou a combinação entre elas, que exceda a taxa de corrosão do equipamento. (API, 2007). Como procedimento de avaliação para parte do casco, inicialmente necessita-se determinar a espessura mínima necessária para resistir à pressão de trabalho do vaso  $t_{min}$ , para tal, acrescenta-se a eficiência de solda  $Es$  na equação 9, obtendo-se a equação 53. A pressão máxima de trabalho admissível para o casco  $PMTA$  será equivalente a pressão máxima calculada pela equação 22, e a tensão de membrana  $\sigma$  para o casco é determinada pela equação 54.

$$t_{min} = \frac{|p|.Ri}{Es.\sigma_{adm} - 0,6.|p|} \quad (53)$$

$$\sigma = \frac{|p|}{\sigma_{adm}} \cdot \left( \frac{R}{t} + 0,6 \right) \quad (54)$$

Deve-se realizar leituras pontuais de espessura utilizando-se de um aparelho de medição de espessura por ultrassom, para assumir que a espessura não apresenta variações significativas, deve-se realizar 15 medições ao longo do casco do vaso, calcula-se então o coeficiente de variação  $COV$  dado pela equação 55 que não deve ser maior do que 10%, caso esta condição seja atendida, obtém-se a perda geral de material pela média das medidas realizadas descartando-se assim a necessidade de traçar o perfil completo de espessura do vaso para constatar a perda geral de material,

em que  $S$  é dado pela equação 56, e  $N$  é o número de medições realizado e  $t_{rd}$  é o valor encontrado nas medições. (API, 2007)

$$COV = \frac{1}{t_{am}} \cdot \left( \frac{S}{N-1} \right)^{0,5} \quad (55)$$

$$S = \sum_{i=1}^N (t_{rd} - t_{am})^2 \quad (56)$$

Abordar-se-á neste trabalho somente a verificação para  $COV \leq 10\%$  que será aplicado para análise do vaso. Deve-se calcular primeiramente a espessura mínima requerida para resistir à pressão  $t_{min}$  dada pela expressão 53. A partir dos dados medidos ponto a ponto, deve-se determinar a espessura mínima de parede medida  $t_{mm}$  e a espessura média de parede  $t_{am}$  medida no vaso.

Tendo posse de todos os dados necessários, deve-se utilizar a tabela 4.4 Critérios de aceitação para avaliações de nível 1 e 2 do Anexo A da API 579/ASME FFS-1 que permite-se observar de forma resumida no Quadro 3. Caso a espessura média das medidas tomadas  $t_{am}$  atenda ao critério de avaliação apresentado na tabela para o casco cilíndrico, o equipamento pode ser avaliado de forma positiva e está aprovado segundo este critério no que diz respeito a perda geral de material. Para determinar a vida útil remanescente do equipamento  $R_{life}$ , dada uma taxa de corrosão futura definida  $C_{rate}$ , pode-se utilizar da equação 57, em que  $K$  é um fator dependente do nível de avaliação, que para o nível 1 abordado neste trabalho corresponde a:  $K = 1$  para este tipo de equipamento.

Quadro 3 - Critérios de aceitação para avaliação de nível 1 e 2.

Parâmetros de avaliação	Critério de aceitação da avaliação de nível 1	Critério de aceitação da avaliação de nível 2
Espessura Medida Média das Leituras de Espessuras Pontuais	<ul style="list-style-type: none"> <li>Cascos cilíndricos e cônicos <math>t_{am} - FCA \geq t_{min}</math></li> <li>Cascos esféricos e tampos formados <math>t_{am} - FCA \geq t_{min}</math></li> <li>Tanques de armazenamento atmosférico e de baixa pressão <math>t_{am} - FCA \geq t_{min}</math></li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Cascos cilíndricos e cônicos <math>t_{am} - FCA \geq RSF_a \cdot t_{min}</math></li> <li>Cascos esféricos e tampos formados <math>t_{am} - FCA \geq RSF_a \cdot t_{min}</math></li> <li>Tanques de armazenamento atmosférico e de baixa pressão <math>t_{am} - FCA \geq t_{min}</math></li> </ul>

Fonte: Adaptado de API 579-1/ASME FFS-1 2007 Fitness-For-Service. (2007, parte 4, p.19)

$$R_{life} = \frac{t_{am} - K \cdot t_{min}}{C_{rate}} \quad (57)$$

Utiliza-se a Parte 5 do código como procedimento para avaliação de componentes pressurizados sujeitos a perda localizada de metal por corrosão, erosão ou danos mecânicos sofridos pelo mesmo. Adota-se o nível 1 de verificação, o mesmo definido para Parte 4, que abrange os vasos de pressão. Para verificação do casco, necessita-se estabelecer os perfis de espessura do mesmo, localizar a região que apresenta perda de metal e definir um plano de inspeção para registro de dados, baseado no plano de inspeção define-se o perfil crítico de espessura  $CTP$  e a espessura mínima medida  $t_{mm}$ , calcula-se a espessura de parede a ser utilizada para avaliação  $t_c$  segundo as equações 58 e 59 conforme aplicação, em que  $FCA$  é a tolerância futura de perda de metal no local da falha,  $LOSS$  é a quantidade de perda de metal ao longo da falha ao durante a avaliação e  $t_{rd}$  é a espessura uniforme de parede ao longo da falha durante a avaliação.

$$t_c = t_{nom} - LOSS - FCA \quad (58)$$

$$t_c = t_{rd} - FCA \quad (59)$$

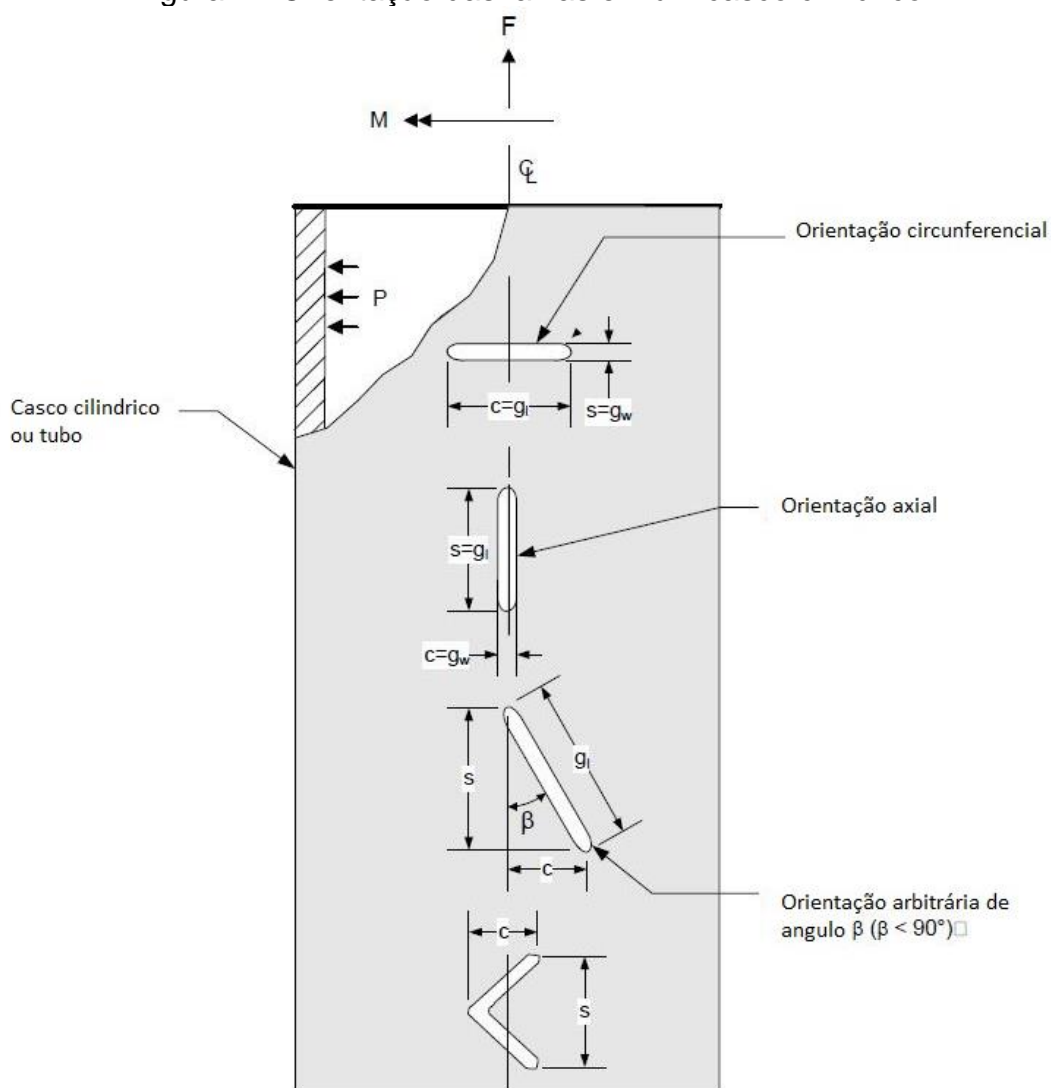
Deve-se então definir as medidas relevantes da falha que são  $s$  e  $c$  que dizem respeito a largura e comprimento da falha dependendo da orientação da mesma no plano de inspeção do casco, para determinar a área local fina  $LTA$ , conforme pode-se observar a Figura 7

Determina-se então a espessura remanescente de parede do local da falha  $R_t$  pela equação 60 e o parâmetro longitudinal de falha  $\lambda$  pela equação 61, em que  $D$  é o diâmetro interno do vaso.

$$R_t = \frac{t_{mm} - FCA}{t_c} \quad (60)$$

$$\lambda = \frac{1,285 \cdot s}{\sqrt{D \cdot t_c}} \quad (61)$$

Figura 7 - Orientação das falhas em um casco cilíndrico



Fonte: Adaptado de API 579-1/ASME FFS-1 2007 Fitness-For-Service. (2007, parte 5 p.29)

Deve-se então verificar se os critérios para o tamanho de falha dados pelas expressões 62, 63 e 64 são atendidos, caso não forem, este nível de avaliação não pode ser utilizado.

$$R_t \geq 0,2 \quad (62)$$

$$t_{mm} - FCA \geq 2,5 \text{ mm} \quad (63)$$

$$L_{msd} \geq 1,8 \cdot \sqrt{D \cdot t_c} \quad (64)$$

Caso atenda aos critérios definidos pelas equações 62, 63 e 64, deve-se calcular a pressão máxima de trabalho admissível *PMTA* utilizando-se da espessura calculada na equação 58 ou 59, na equação 22, já definida anteriormente.

A partir dos valores de  $R_t$  e  $\lambda$  deve-se consultar o Gráfico 2, caso o ponto encontrado esteja sobre ou acima da curva, as dimensões da falha são aceitáveis

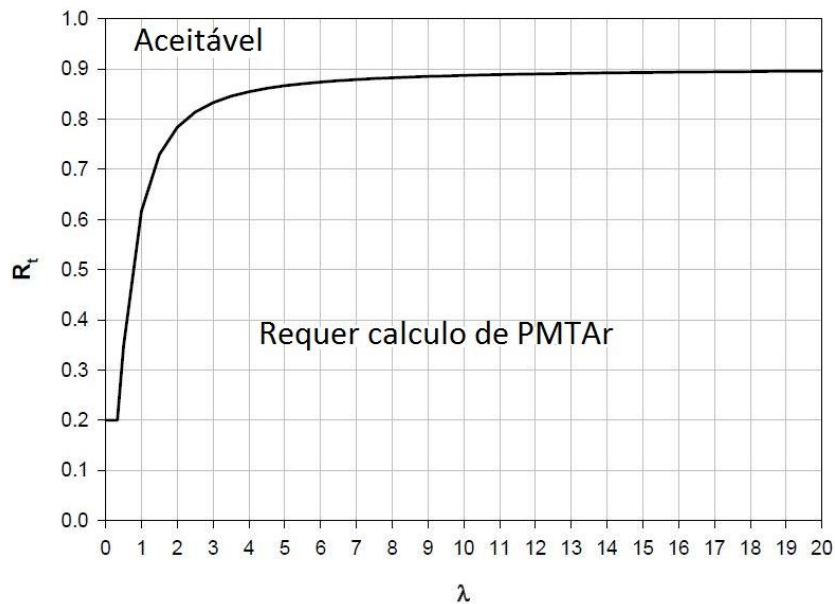


para a  $PMTA$  calculada, caso esteja abaixo deve-se calcular o fator de resistência remanescente  $RSF$  segundo a expressão 65, caso  $RSF \geq RSF_a$  é aceitável para o vaso de pressão trabalhar sob a pressão máxima de trabalho admissível do componente  $PMTA$ . Se  $RSF < RSF_a$ , permite-se para o vaso de pressão, trabalho sob a pressão máxima de trabalho admissível do equipamento danificado  $PMTA_r$ , que é definida pela equação 66.

$$RSF = \frac{R_t}{\left(1 - \frac{1}{M_t} \cdot (1 - R_t)\right)} \quad (65)$$

$$PMTA_r = PMTA \cdot \left(\frac{RSF}{RSF_a}\right) \quad (66)$$

Gráfico 2 - Extensão axial da perda localizada de metal em um casco cilíndrico



Fonte: Adaptado de API 579-1/ASME FFS-1 2007 Fitness-For-Service. (2007, parte 5 p.32)

Deve-se ainda determinar o parâmetro de extensão circunferencial da falha para o casco cilíndrico segundo a equação 67, e os valores encontrados devem atender todas as condições definidas pelas expressões de 68 a 72, em que  $E_L$  e  $E_C$  são as eficiências de solda no sentido longitudinal e no sentido circunferencial respectivamente.

$$\lambda_c = \frac{1,285 \cdot c}{\sqrt{D \cdot t_c}} \quad (67)$$

$$\lambda_c \leq 9 \quad (68)$$

$$\frac{D}{t_c} \geq 20 \quad (69)$$

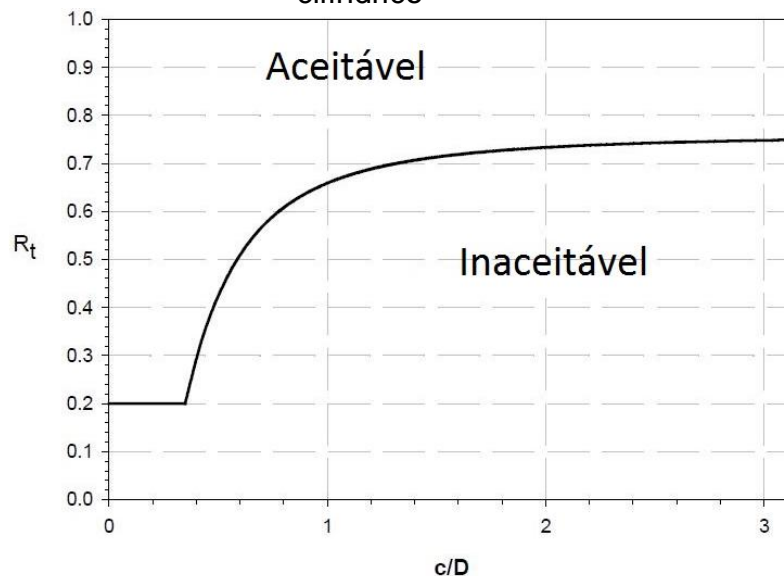
$$0,7 \leq RSF \leq 1,0 \quad (70)$$

$$0,7 \leq E_L \leq 1,0 \quad (71)$$

$$0,7 \leq E_c \leq 1,0 \quad (72)$$

Se as condições de 68 a 72 forem atendidas deve-se inserir no Gráfico 3 o parâmetro  $c/D$  e  $R_t$ , caso o ponto encontrado estiver sobre ou acima da curva classifica-se o casco como avaliado positivamente e pode-se dizer que foi aprovado pelo nível 1 de avaliação, caso estiver abaixo não está aprovado, deve-se verificar pelo nível 2 ou 3 de avaliação.

Gráfico 3 - Extensão circunferencial da perda localizada de metal em um casco cilíndrico



Fonte: Adaptado de API 579-1/ASME FFS-1 2007 Fitness-For-Service. (2007, parte 5 p.33)

Para determinação da vida útil remanescente do equipamento, pode-se realizar as substituições apresentadas pelas equações 73 e 74 no procedimento determinado pela parte 5, definindo-se uma taxa de corrosão e uma taxa de alteração do tamanho da falha, em que  $C_{rate}$  é a taxa antecipada de corrosão futura e  $time$  é o tempo de operação futura.

$$RSF \rightarrow RSF_a \quad (73)$$

$$R_t \rightarrow \frac{t_{mm} - (C_{rate} \cdot time)}{t_{min}} \quad (74)$$

Além do nível 1 de avaliação apresentado anteriormente, a API 579-1/ASME FFS-1 possui outros níveis de avaliação de integridade estrutural de equipamentos que não serão abordados neste trabalho.

## 2.10 Normas regulamentadoras do Ministério do Trabalho e Emprego do Brasil

As Normas Regulamentadoras NR, são normas regem a segurança e a medicina do trabalho, de responsabilidade do Ministério do Trabalho e Emprego do Brasil. O cumprimento das NRs é obrigatório para empresas nacionais, privadas e públicas. (MTE, 2006). Pode-se destacar para o uso neste trabalho a NR-13 que dispõem sobre Caldeiras e Vasos de Pressão.

### 2.10.1 NR-13 Caldeiras e vasos de pressão

A Norma Regulamentadora 13 dispõe sobre informações para manutenção, inspeção, projeto, operação e segurança de Caldeiras e Vasos de Pressão.

Esta Norma está subdividida em 10 subcapítulos que tratam de tópicos específicos referentes aos equipamentos abordados pela mesma. Os itens de 13.1 a 13.5 tratam de caldeiras a vapor, já os itens de 13.6 a 13.10 dispõe sobre vasos de pressão e estão distribuídos conforme a listagem abaixo:

- 13.1: Disposições gerais sobre caldeiras a vapor;
- 13.2: Instalação de caldeiras a vapor;
- 13.3: Segurança na operação de caldeiras;
- 13.4: Segurança na manutenção de caldeiras;
- 13.5: Inspeção de segurança de caldeiras;
- 13.6: Vasos de pressão, disposições gerais;
- 13.7: Instalação de vasos de pressão
- 13.8: Segurança na operação de vasos de pressão;
- 13.9: Segurança na manutenção de vasos de pressão;
- 13.10: Inspeção de segurança de vasos de pressão.

O item 13 define a aplicabilidade da Norma para vasos de pressão, que cobre vasos instalados em unidades industriais, estabelecimentos públicos e privados,

conforme o Anexo III da norma que define, a aplicabilidade desta NR, sua cobertura se estende a equipamentos com o produto  $P.V$  superior a 8, sendo  $P$  a pressão de operação em  $kPa$  e  $V$  o volume interno  $P$  em  $m^3$ , incluem trocadores de calor, evaporadores, vasos de pressão ou partes dos vasos de pressão sujeitos a chama que não estão no escopo de outras NRs e nem do item 13.1 desta Norma, vasos de pressão encamisados, autoclaves, refervedores, reatores, e caldeiras de fluido térmico que não o vaporizam. Divide os vasos de pressão abrangidos por esta norma de acordo com o Anexo IV da mesma, que os divide em 4 classes de acordo com o fluido de trabalho, Classe A até D, também separa os vasos em Grupos de Potencial de Risco de 1 a 5, conforme o produto de  $P.V$ , o ANEXO A deste trabalho demonstra a divisão dos vasos. Dispõe sobre as placas de identificação e as suas informações obrigatórias, prontuários do vaso para caso de emergência contendo informações de fabricação, tais como, código de projeto, materiais, determinação de pressão máxima de trabalho admissível, desenhos, categoria, dados dos dispositivos de segurança, registro de segurança, etc. (MTE, 2006).

O item 13.7 trata sobre a instalação dos vasos de pressão, fornece diretrizes para disposição de acessórios tais como bocais de visita, drenos, respiros, indicadores de nível, pressão e temperatura. Dispõe sobre a instalação de vasos em ambientes confinados. (MTE, 2006).

O item 13.8 trata sobre a segurança na operação dos vasos de pressão, obrigatoriedade dos manuais de operação próprios do equipamento, aferição dos instrumentos de controle instalados, treinamentos necessários para operação de vasos de Classe I e II, entre outras obrigações. (MTE, 2006).

O item 13.9 dispõe sobre a segurança na manutenção dos vasos de pressão, orienta sobre alterações ou reparos quando forem realizados, obrigatoriedade de projetos de alteração e reparo para vasos que tiverem as condições de projeto modificadas, ou que tenham a segurança comprometida devido a reparos realizados, obrigatoriedade de teste hidrostático posterior a intervenções que exijam solda, manutenção dos itens de segurança dos vasos, etc. (MTE, 2006).

O item 13.10 disserta sobre as inspeções de segurança dos vasos de pressão, estes equipamentos devem ser submetidos a inspeção de segurança inicial, periódica e extraordinária, a inspeção inicial deve ser realizada para vasos novos, antes de sua entrada em funcionamento, deve conter exame interno, externo e teste hidrostático. As inspeções periódicas devem contemplar os mesmos exames e testes que a

inspeção inicial em prazos determinados conforme a categoria do vaso, além dos exames e testes mencionados, a inspeção periódica deve contemplar a desmontagem, inspeção e calibração das válvulas de segurança do equipamento. A inspeção extraordinária deve ser realizada quando o vaso for danificado, sofrer reparos ou alterações, antes de ser recolocado em atividade após um período de 12 meses ou quando houver alteração de local de instalação do vaso. (MTE, 2006).

## **2.11 Ensaaios não destrutivos**

Os ensaios não destrutivos são definidos por testes, exames ou avaliações, que são executadas em qualquer tipo de objeto sem mudar ou alterar qualquer uma de suas propriedades (dimensões, formato, propriedades físicas e químicas, etc.) a fim de detectar condições ou descontinuidades que podem afetar a aplicabilidade deste equipamento. A nível de inspeção, os ensaios não destrutivos são aplicados para medir tamanho, dimensões, espessuras, configurações ou microestruturas, incluindo teores de liga, dureza, granulometria, etc. (HELLIER, 2001).

Os ensaios não destrutivos podem ser aplicados na indústria para uma série de aplicações, dentre essas pode-se destacar, o exame de matérias primas antes de serem processadas, avaliações de materiais durante o processo para controle de qualidade, exame e inspeção de produtos acabados e avaliação de produtos e equipamentos que já foram colocados em serviço.

Os ensaios não destrutivos podem ser divididos em:

- a) Teste visual;
- b) Ensaio de penetração;
- c) Ensaio de partícula magnética;
- d) Ensaio de radiografia;
- e) Ensaio de ultrassom;
- f) Teste de emissão acústica;
- g) Ensaio por correntes de eddy;
- h) Termografia infravermelha.

Para utilização neste trabalho, aborda-se o ensaio de ultrassom para medição de espessura.

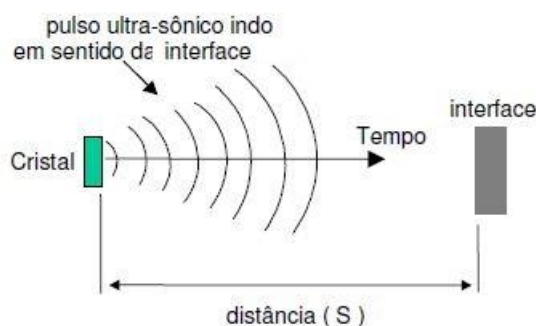
### 2.11.1 Ensaio de ultrassom para medição de espessura

As ondas sonoras são simplesmente vibrações que se propagam em partículas por um meio sólido, líquido ou gasoso, são um exemplo de energia mecânica e precisam de um meio para se propagar, não podendo existir no vácuo. (HELLIER, 2001).

“O aparelho de ultrassom é basicamente um osciloscópio projetado para medir o tempo de percurso do som na peça ensaiada através da relação  $S = V.T$ , onde o espaço percorrido  $S$  é proporcional do tempo  $T$  e a velocidade de propagação  $V$ , no material.” (ANDREUCCI, 2014, p. 35).

Os medidores de espessura por ultrassom podem ser do tipo digitais ou analógicos, são aparelhos que medem o tempo do percurso sônico no interior do material, através da espessura, registrando a espessura (espaço percorrido) no *display* do aparelho. O aparelho de ultrassom emite um pulso através do cristal, nesse momento o aparelho inicia a contagem de tempo, então o pulso se propaga pela peça e ao incidir em uma interface ocorre a reflexão da onda, que é detectada pelo cristal e interpretada, então cria-se um sinal na tela do aparelho de ultrassom representado pelo eco de reflexão, que será proporcional ao tempo  $T$ , a velocidade  $V$  e a distância percorrida pelo som até a interface de reflexão  $S$ . (ANDREUCCI, 2014). Pode-se observar o esquema de funcionamento do aparelho na Figura 6.

Figura 8 - Funcionamento do aparelho de ultrassom



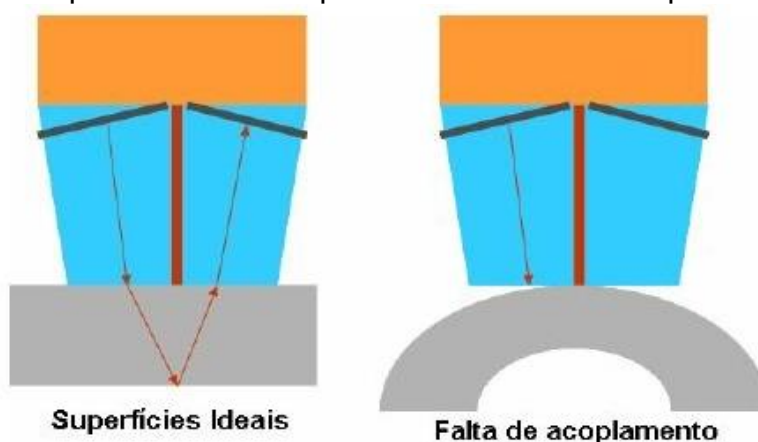
Fonte: Adaptado de Ensaio por Ultrassom (ed. Maio/2014, p.38)

Os aparelhos de ultrassom são muito utilizados na indústria para verificação de espessuras de chapas, tubos, taxas de corrosão em equipamentos, porém para obtenção de resultados necessitam ser calibrados antes de seu uso, usando blocos com espessura conhecida e do mesmo material a ser medido, ajustando-se a

velocidade correta de propagação do som e faixa de espessura a ser medida. (ANDREUCCI, 2014).

Para realização do ensaio de ultrassom de forma satisfatória, deve-se evitar algumas situações que acabam por prejudicar os resultados, uma delas é a reflexão, ocasionada por falta de contato entre o transdutor e a peça que será verificada, pode-se observar um exemplo de contato ideal e outro com falta de acoplamento na Figura 7, se o transdutor for posicionado sobre a peça e possuir uma camada de ar entre a superfície da peça e o transdutor, por menor que seja, haverá reflexão do som, que ao invés de se propagar para o metal, será transmitido de volta ao transdutor, tornando a medida insatisfatória, para evitar a ocorrência deste problema, deve-se utilizar de substâncias próprias para excluir o ar entre as superfícies, que são chamadas de substâncias de acoplamento. Essas substâncias devem ser escolhidas de forma a evitar reações químicas entre o material da peça e a substância de acoplamento, dentre as principais estão, água, querosene, óleo, graxa, pasta de papel, glicerina e géis específicos para esta função. (HELLIER, 2001).

Figura 9 - Superfície ideal e superfície com falta de acoplamento



Fonte: Adaptado de Ensaio por Ultrassom (ed. Maio/2014, p.37)

### 3 APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA

Os Vasos de Pressão são equipamentos de grande importância para a indústria, são fundamentais para o processamento, armazenamento ou acumulação de fluídos (líquidos e gases) que trabalham sob pressões internas ou externas. Para estes equipamentos geralmente estão associadas condições que representam grande risco, dado que, os mesmos trabalham com fluídos tóxicos, explosivos, inflamáveis, ou em altas pressões e temperaturas, condições que para qualquer tipo de falha venha a ocasionar acidentes graves ou desastres de grandes proporções, necessitando-se assim conhecer amplamente todas as variáveis e condições envolvidas para o projeto, verificação e construção dos vasos de pressão a fim de garantir a sua segurança.

A proposta de construção dos vasos de pressão é de proporcionar aos estudantes o contato com estes equipamentos, simulando condições e problemas reais encontrados no dia a dia, permitindo que tenham conhecimento prático das grandezas envolvidas, dos procedimentos de inspeção necessários, dos códigos a serem utilizados para verificação e projeto e dos riscos oferecidos por estes equipamentos.

Dadas as situações de trabalho destes equipamentos, necessita-se conhecer muito bem o estado de tensões que atuam no mesmo, e, para isso, a verificação e dimensionamento do equipamento com base nas pressões e temperaturas de trabalho é fundamental, uma vez que todas as possibilidades de alteração ou de falha no processo devem ser conhecidas para que os itens de segurança necessários ao vaso, sejam previstos e calibrados corretamente e de forma a evitar acidentes, a correta determinação da pressão máxima de trabalho admissível é fundamental para regulação das válvulas de alívio e de segurança do equipamento. A determinação da pressão máxima de trabalho admissível é realizada por meio de cálculos levando em consideração todos os parâmetros de trabalho do vaso, propriedades do material empregado para sua confecção, método de fabricação utilizado e do formato do casco e dos tampos adotados. Assunto que será foco de estudo de um dos vasos de pressão pertencentes a bancada de estudos a ser desenvolvida.

Além do conhecimento do estado de tensões atuantes no corpo de um vaso de pressão, necessita-se conhecer minuciosamente o estado estrutural em que o vaso e os seus acessórios se encontram ao longo de sua vida em trabalho, uma vez que, qualquer alteração estrutural no corpo do equipamento, tais como, perda geral ou



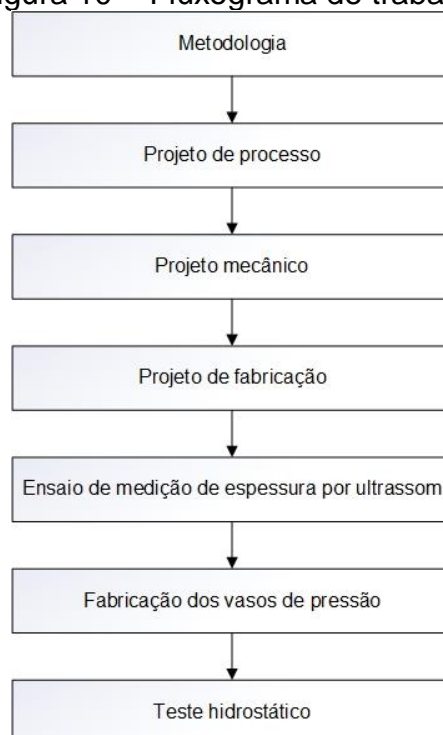
perda localizada de metal em sua estrutura, afetam diretamente a capacidade de trabalho do vaso no que diz respeito às pressões máximas de trabalho, e diminuem consideravelmente a sua vida útil remanescente, para este tipo de verificação necessita-se utilizar códigos de verificação conhecidos e reconhecidos já abordados na revisão bibliográfica deste trabalho, bem como seguir suas orientações para realização de varreduras completas de espessura de parede para vasos de pequeno porte, e verificações localizadas para vasos de grande porte que possuam bocais de visita, a fim de determinar a sua vida útil remanescente bem como o cálculo da *PMTA* levando em consideração a perda de espessura.

## 4 METODOLOGIA

Para facilitar a elaboração do trabalho como um todo, adotou-se as etapas de projeto tradicionais para vasos de pressão conforme as bibliografias conhecidas. Para construção da bancada de forma correta, realizou-se o projeto completo dos vasos de pressão que fazem parte da mesma. Primeiramente definiu-se os parâmetros pertinentes ao processo, levando em conta condições de trabalho e desempenho aos quais os vasos são solicitados, o tipo e o formato dos vasos utilizados definido a partir de materiais disponíveis, esta etapa é definida como projeto de processo.

Uma vez definidos, estes parâmetros foram verificados segundo os códigos de projeto na etapa de projeto mecânico dos vasos de pressão. Após a definição dos parâmetros de trabalho e da verificação dos vasos, partiu-se para a elaboração do projeto de fabricação dos vasos e do conjunto como um todo, que foi desenvolvido por meio de *software* SOLIDWORKS, contemplando desenhos e montagens que detalham completamente o equipamento a fim de facilitar sua fabricação. Após a etapa de projeto iniciou-se a etapa construtiva onde os vasos bem como a bancada foram fabricados. Inclui-se também neste fluxograma de trabalho o ensaio de medição de espessura por ultrassom e o teste hidrostático para validação dos vasos. Pode-se observar a Figura 8 para melhor compreensão do desenvolvimento do trabalho.

Figura 10 - Fluxograma de trabalho



Fonte: Elaborado pelo autor

## 4.1 Projeto de processo

A definição dos parâmetros de trabalho aos quais os vasos de pressão são submetidos, partem do pressuposto que, são utilizados única e exclusivamente para fins de ensaios a nível acadêmico. Tomada esta definição como ponto de partida, e, sabendo-se que a bancada é composta por dois vasos, adotou-se a seguinte nomenclatura para facilitar sua descrição e diferenciação, Vaso de Pressão 1 e Vaso de Pressão 2.

### 4.1.1 Projeto de processo do vaso de pressão 1

O primeiro equipamento (vaso de pressão) é destinado ao estudo de perda geral e perda localizada de material (corrosão) segundo o código de verificação API 579-1/ASME FFS-1 para determinação da integridade estrutural do equipamento e cálculo da vida útil remanescente do mesmo. Para tal, não é necessário que este equipamento seja pressurizado, uma vez que, as inspeções e verificações desta natureza segundo os códigos conhecidos, são realizadas com o vaso fora de trabalho, ou seja, na ausência de pressão (diferente da pressão atmosférica) e fluido de trabalho, afim de garantir que esta condição seja atendida, o equipamento foi fabricado sem nenhum tipo de bocal ou conexão para linha de pressão ou qualquer tipo de acessório.

Para o primeiro vaso, a espessura requerida de parede para o cilindro e para os tampos, parafusos, juntas e todos itens que compõem o vaso de pressão foram verificados segundo a Norma ASME Seção VIII Divisão 1.

O vaso foi construído de forma a permitir o estudo da perda geral e localizada de metal, para tal, realizou-se desgastes interno em pontos específicos, simulando a perda localizada de material, definiu-se uma taxa de perda geral de material por meio de um histórico simulado de verificações e inspeções do vaso para permitir a determinação da vida útil remanescente deste equipamento.

Para efeitos de verificação, adotou-se uma pressão de trabalho  $p$  bem como um fluido para processo.

A fim de facilitar o processo de fabricação do primeiro vaso pertencente a bancada, definiu-se o formato do mesmo a partir de matérias primas disponíveis, de fácil acesso, e de formato simples a fim de simplificar sua verificação subsequente. A

definição do formato do casco e dos tampos foi feita de forma a permitir a criação de um sistema de referência de posicionamento para os desgastes realizados internamente no casco. O estudo de perda geral e localizada de material deve ser realizado somente no casco do vaso de pressão devido as limitações do nível 1 de verificação da API 579-1/ASME FFS-1 apresentada no referencial teórico deste trabalho.

Para o projeto de processo do primeiro vaso além dos formatos, pressão de trabalho e fluido, definiu-se as dimensões básicas, forma de fechamento, tipos de fixações para fechamento, posição de instalação e operação, condições de erosão ou corrosão, isolamento térmico, etc.

#### 4.1.2 Projeto de processo do vaso de pressão 2

O segundo vaso de pressão destina-se ao estudo das pressões máximas de trabalho admissível e da configuração de seus acessórios de segurança segundo a Norma ASME Seção VIII Divisão 1. Para tal, realizou-se a verificação de forma completa do vaso de pressão, uma vez que, este vaso será pressurizado para realização de ensaios acadêmicos mencionados anteriormente.

As configurações dos acessórios de segurança são planejadas e verificadas antes dos vasos entrarem em trabalho, e também, ao longo de sua vida útil para que funcionem sempre de forma correta, o vaso 2 pertencente a bancada, destina-se a determinação da *PMTA* a partir da verificação do vaso segundo a Norma, bem como a determinação da pressão de abertura da válvula redutora de pressão e sua posterior configuração e verificação por meio de ensaio físico.

Para o segundo vaso, a espessura de parede para o casco e para os tampos, bem como as condições para os cordões de soldas, aberturas no casco, e todos os demais acessórios do vaso de pressão foram verificados segundo a Norma ASME Seção VIII Divisão 1.

Definiu-se as condições de trabalho para este vaso de pressão tais como, pressão de trabalho  $p$  em condições normais e anormais e as propriedades físicas do fluido utilizado no processo.

A geometria final do equipamento é definida a partir de matérias primas disponíveis e componentes mecânicos já fabricados, que permitem sua utilização para confecção deste vaso de pressão. A partir da determinação da geometria do vaso,

estabelece-se sua posição de instalação, as configurações para os suportes, a existência de acessórios pertinentes ao trabalho e monitoramento do equipamento bem como a distribuição dos mesmos ao longo do corpo do vaso, a disposição de bocais e das conexões necessárias ao seu funcionamento.

## **4.2 Projeto mecânico**

Neste subcapítulo apresenta-se a metodologia de projeto mecânico da bancada, com destaque para os vasos de pressão. Ambos os vasos são projetados e verificados segundo a Norma ASME Seção VIII Divisão 1 já disposta na revisão bibliográfica deste trabalho.

### **4.2.1 Projeto mecânico do vaso de pressão 1**

Definiu-se a partir do projeto de processo, as normas e códigos necessários para elaboração do projeto mecânico do vaso de pressão 1. Determinou-se as condições de corrosão e erosão para determinação da sobreespessura requerida caso necessário.

Determinou-se condições e formatos finais do equipamento a partir das matérias primas disponíveis, junto com suas propriedades físicas para desenvolvimento dos cálculos necessários, bem como os processos de fabricação adotados para obtenção do equipamento atendendo aos requisitos de projeto.

Estabelece-se condições para simplificação de controle e verificação dos cordões de solda empregados, condições para detalhamento e localização dos acessórios definidos no projeto de processo caso existentes, bem como todas as configurações de projeto necessárias ao vaso.

Desenvolveu-se o dimensionamento do respectivo vaso seguindo das equações apresentadas na revisão bibliográfica deste trabalho que foram extraídas do corpo da Seção VIII Divisão 1 da Norma ASME, dos Apêndices Mandatórios de cálculo da mesma e do livro de Resistência dos Materiais e Vasos de Pressão.

Desenvolveu-se também as etapas de montagem para o vaso de pressão bem como sua orientação de posicionamento e transporte.

Determinou-se procedimentos de fabricação necessários que permitam o desenvolvimento do equipamento de forma a permitir o estudo de perda geral e localizada de material para o qual o vaso é proposto.

Apresentou-se para este equipamento um sistema de referenciamento geométrico para localização de diferentes níveis de corrosão interna, a partir do seu sistema de fechamento, bem como a descrição de todos os processos adotados para fabricação e montagem dos componentes do vaso de pressão.

#### 4.2.2 Projeto mecânico do vaso de pressão 2

Definiu-se a partir do projeto de processo, as normas e códigos necessários para elaboração do projeto mecânico do vaso de pressão 2, bem como as normas que orientam a fabricação dos componentes utilizados para fabricação do vaso. Determinou-se as condições de corrosão, erosão e sobreespessura requerida caso seja necessária.

Definiu-se as condições finais de forma do vaso de pressão a partir de matérias primas disponíveis e de fácil acesso, bem como suas propriedades físicas para o projeto e dimensionamentos necessários a etapa de fabricação do mesmo.

Determinou-se as condições de trabalho, temperatura e pressão aos quais o vaso foi verificado, bem como a eficiência dos cordões de solda utilizados, estabeleceu-se os componentes necessários ao funcionamento do vaso, e sua distribuição ao longo do corpo do mesmo, a fim de permitir a realização dos ensaios propostos anteriormente de forma satisfatória.

Desenvolveu-se o dimensionamento do respectivo vaso, das tubulações e do tanque de armazenamento seguindo das equações apresentadas na revisão bibliográfica deste trabalho que foram extraídas do corpo da Seção VIII Divisão 1 da Norma ASME e dos Apêndices Mandatórios de cálculo da mesma, do livro de Resistência dos Materiais e Vasos de Pressão e do livro Tubulações Industriais: Cálculo para o dimensionamento da tubulação necessária ao funcionamento do vaso.

O vaso de pressão possui instrumentos de segurança e de controle, bem como, um sistema para pressurização do vaso, sistema de tubulação para direcionamento do fluido ao recipiente de armazenamento, e, um sistema de armazenamento de fluido de descarga do equipamento quando o mesmo atinge a pressão regulada.

Desenvolveu-se o as etapas referentes ao processo de fabricação do vaso de pressão, bem como sequenciais de montagem, orientação e posicionamento. Determinou-se a orientação que o vaso deve ser instalado a fim de facilitar o desenvolvimento dos ensaios para os quais o vaso é projetado. Definiu-se as pressões de trabalho e de abertura da válvula de segurança para realização dos procedimentos de ensaio.

### **4.3 Projeto de fabricação**

Para fabricação dos componentes pertencentes a bancada desenvolveu-se os desenhos sólidos dos componentes e respectivos detalhamentos que são necessários aos projetos de fabricação dos vasos de pressão e da bancada.

#### **4.3.1 Projeto de fabricação do vaso de pressão 1**

Para confecção dos componentes e posterior montagem do vaso de pressão, necessitou-se desenhar e detalhar os componentes em sua totalidade, os desenhos sólidos bem como as montagens dos equipamentos são apresentados no corpo do trabalho.

Para o vaso de pressão 1, desenvolveu-se os desenhos a partir das matérias primas disponíveis, agregando-se os acessórios e componentes utilizados para sua fabricação, a fim de permitir a fabricação do mesmo de forma correta, atendendo a todos os requisitos e parâmetros definidos no projeto de processo e no projeto mecânico.

Detalhou-se os métodos de fabricação utilizados para desenvolver e montar todos os componentes de forma correta, apresentou-se também a sequência de montagem do equipamento a fim de assegurar o sucesso de cada etapa sem danificar as matérias primas, uma vez que, são únicas e limitadas devido ao orçamento próprio para fabricação.

#### **4.3.2 Projeto de fabricação do vaso de pressão 2**

Buscando-se a construção do vaso de pressão, e, a elaboração do sistema de trabalho e de segurança do equipamento, necessitou-se desenhar e detalhar os

componentes em sua totalidade, os desenhos sólidos dos respectivos componentes bem como as montagens do vaso de pressão são apresentados no corpo do trabalho.

Os desenhos do vaso de pressão 2 foram desenvolvidos a partir das matérias primas disponíveis e dos acessórios e componentes especificados para sua fabricação, a fim de atender a todos os requisitos de projeto e de funcionamento do equipamento.

Apresentou-se os métodos construtivos e de fabricação adotados, bem como a descrição das etapas de montagem desenvolvidas para obtenção do vaso de pressão em seu formato final. Detalhou-se os procedimentos de calibração e verificação do funcionamento do vaso de pressão.



## 5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo apresenta-se os resultados obtidos bem como as discussões levantadas a partir dos métodos de projeto e desenvolvimento propostos na metodologia deste trabalho.

### 5.1 Projeto de processo

A etapa de projeto de processo apresenta os resultados e discussões referentes aos vasos de pressão no que diz respeito a metodologia definida anteriormente para esta etapa.

#### 5.1.1 Projeto de processo do vaso de pressão 1

Para o primeiro vaso, destinado ao estudo de perda geral e localizada de material segundo a API 579-1/ASME FFS-1, definiu-se uma pressão de trabalho para qual o vaso foi verificado é de 5 bar, utilizou-se para fins de verificação o ar atmosférico como fluido de trabalho na temperatura ambiente (20°C).

Definiu-se o formato para o casco do tipo cilíndrico conforme Figura 2 a) com 4,5 mm de espessura de parede, diâmetro externo de 292 mm, e *CET* de 300 mm, adotou-se esta geometria de casco para facilitar a obtenção do mesmo, uma vez que, o componente já se encontra fabricado e disponível para construção do vaso de pressão. Os tampos são do tipo plano e circular parafusados nos flanges do casco conforme Figura 4, exemplo f) com espessura de 3 mm., para os tampos, a escolha favorece a confecção e a obtenção da matéria prima, além de permitir a criação de um sistema de referência geométrica a partir do posicionamento dos parafusos, para verificar os desgastes internos do casco que são detalhados na etapa de projeto mecânico do conjunto. O vaso foi disposto na posição vertical para facilitar as medições de espessura necessárias as verificações.

Este vaso de pressão não deve ser colocado em serviço, para garantir que esta condição seja válida ao projeto, o mesmo não possui qualquer tipo de bocal, conexão, peças internas, instrumentos de medição, isolamento térmico ou qualquer outro acessório especial para vasos de pressão, não necessita de condições especiais para corrosão ou erosão interna ou externa.

A condição de não entrar em serviço permitiu a utilização de matérias primas disponíveis e de fácil acesso visando atender as condições adequadas aos ensaios propostos para este vaso.

### 5.1.2 Projeto de processo do vaso de pressão 2

Inicialmente, definiu-se como fluido de trabalho, água a temperatura ambiente (20°C) com peso específico  $\gamma = 9,81 \cdot 10^{-6} \text{ N/mm}^3$ , que possui propriedades conhecidas e de fácil acesso. O nível de fluido será completo, preenchendo completamente o casco e os tampos do vaso.

Para efeitos de verificação e de aplicabilidade do equipamento, adotou-se uma pressão de trabalho de 5 bar em regime normal, e, em regime anormal de operação pode ser solicitado até a pressão de abertura da válvula de segurança  $p_s$  que é determinado a partir da *PMTA* na etapa seguinte de projeto.

A fim de facilitar a fabricação do segundo vaso pertencente a bancada, definiu-se seu formato a partir de um casco de extintor de incêndio disponível, o qual já possui o formato cilíndrico de casco conforme a Figura 2, exemplo a), com  $CET = 355 \text{ mm}$ , raio externo  $R = 72,5 \text{ mm}$  e a espessura de parede  $t$  foi determinada por meio de ensaio de medição de espessura por ultrassom, onde foi traçado um perfil de espessura do componente, e utilizou-se para fins de verificação a menor espessura de parede encontrada,  $t_{cil} = 1,328 \text{ mm}$ , o método utilizado para medição é apresentado de forma mais detalhada em subcapítulos seguintes. Possui tampos do tipo elipsoidal conforme Figura 3, exemplo a), cujas dimensões de raio interno  $R$  e altura  $h$  do tampo foram determinadas também pelo ensaio de medição de espessura por ultrassom e relações geométricas para determinar  $h$ , desenvolveu-se um perfil de espessura no tampo, onde a menor espessura encontrada é de  $t_t = 2,211 \text{ mm}$ , determinou-se o valor de  $R = 71,17 \text{ mm}$  e  $h = 37,79 \text{ mm}$ . O vaso é instalado na posição vertical, possui um suporte do tipo saia com a mesma espessura de parede do casco cilindro  $t$  e altura  $h_s = 50 \text{ mm}$ .

Possui acessórios para trabalho e medição tais como, conjunto manômetro e válvula redutora de pressão com pressão regulável. Utilizou-se o manômetro com escala graduada de 0 a 10 bar para verificação da pressão que o vaso se encontra em trabalho, este instrumento acompanha a válvula redutora de pressão que é

acoplada diretamente ao casco do vaso por meio de um tubo de conexão rosqueada soldada ao casco, a válvula permite calibração de trabalho a montante de 1 a 6 bar.

A jusante da válvula reguladora de pressão, o equipamento possui um sistema de tubulação que conduz o fluido de trabalho para um tanque de armazenamento secundário para que o mesmo não seja liberado na atmosfera, o tanque possui aberturas para a atmosfera para que o respectivo sistema trabalhe na condição de pressão atmosférica.

Possui um bocal de entrada para enchimento do vaso na parte superior cuja conexão é M30, onde é acoplada a bomba de teste hidrostático para pressurização do sistema.

Não se fez necessária a utilização de isolamento térmico, e nenhuma condição especial para corrosão ou erosão interna dadas as condições de trabalho intermitente que o vaso será submetido.

## **5.2 Projeto mecânico**

A etapa de projeto mecânico apresenta os resultados e as discussões relevantes as verificações, dimensionamentos e projetos desenvolvidos a fim de atender aos requisitos desenvolvidos na metodologia deste trabalho.

### **5.2.1 Projeto mecânico do vaso de pressão 1**

Para o projeto mecânico do vaso de pressão 1, que aborda todo dimensionamento necessário ao equipamento, utilizou-se da Norma ASME Seção VIII, Divisão 1 bem como o livro de Resistência dos Materiais e Vasos de Pressão (GROEHS, 2014), como fonte para obtenção das equações que constam no corpo deste trabalho.

A partir do critério definido no projeto de processo, de que este vaso de pressão não deve ser colocado em serviço, definiu-se que, não se faz necessária nenhuma condição de sobreesspessura de corrosão referente a corrosão e erosão interna ou externa. Para efeitos de cálculo considera-se a eficiência da solda  $E_s = 0,7$  segundo a tabela UW-12 da mesma Norma por não ser submetida a radiografia parcial ou total, o que exclui qualquer tipo de verificação dos cordões, e todos os cálculos referentes as forças aplicadas aos cordões no corpo do vaso.

Para confecção do primeiro vaso, conforme definido no projeto de processo, utilizou-se de um casco cilíndrico calandrado e soldado que possui as dimensões apresentadas no subcapítulo anterior, o material da chapa é um ASTM A36, material utilizado para construção mecânica que é de fácil conformação e possui boa soldabilidade, as propriedades deste material foram extraídas da tabela 1A Seção II Parte D da Norma ASME, e são respectivamente, tensão de ruptura  $\sigma_r = 58 \text{ ksi} = 399,9 \text{ N/mm}^2$  e tensão de escoamento  $\sigma_e = 36 \text{ ksi} = 248,2 \text{ N/mm}^2$ . Utilizando-se o Apêndice Mandatário 1 da Seção II da mesma Norma calculou-se a tensão admissível do material que representa 25% da sua tensão de ruptura,  $\sigma_{adm} = 14,5 \text{ ksi} = 100 \text{ N/mm}^2$  que se aplica de  $-28,9^\circ\text{C}$  até  $343,3^\circ\text{C}$ , faixa que abrange a temperatura de trabalho ao qual o vaso é aplicado.

Os tampos do vaso são do tipo plano e circular parafusados no flange do casco conforme descrito anteriormente, possuem o coeficiente  $C_{TP} = 0,30$ , foram formados a partir de processo de corte a laser e posterior usinagem das chapas de aço 1045 laminado a quente, cujas propriedades são extraídas tabela A-9 Propriedades mecânicas de alguns aços-carbono, do livro Projeto de Máquinas, e são respectivamente, tensão de ruptura  $\sigma_r = 565 \text{ MPa}$  e tensão de escoamento  $\sigma_e = 310 \text{ MPa}$ , utilizou-se o Apêndice Mandatário 1 da Seção II da Norma para determinação da tensão admissível do material  $\sigma_{adm} = 141,25 \text{ MPa}$ .

Para fixação do tampo no vaso utilizou-se parafusos M14 com 60 mm de comprimento total, da classe 8.8, cujas tensões de escoamento e de ruptura foram extraídas da tabela 15-7 Especificações métricas e resistência de parafusos de aço, do livro Projeto de Máquinas (NORTON, 2013), e são respectivamente, tensão de ruptura  $\sigma_r = 830 \text{ MPa}$  que é equivalente a resistência mínima a tração e tensão de escoamento  $\sigma_e = 660 \text{ MPa}$ . Utilizando-se o Apêndice Mandatário 1 da Seção II da mesma Norma calculou-se a tensão admissível do material  $\sigma_{adm} = 207,5 \text{ MPa}$ .

A junta utilizada para vedação dos tampos possui seção transversal do tipo O, e é constituída de borracha nitrílica com diâmetro de 4 mm, características que implicam em número característico de junta  $m = 0$  e tensão para assentamento da junta  $\sigma_y = 0$ . Define-se que a largura de assentamento da junta seja o valor total de seu diâmetro a fim de que a vedação seja realizada de forma satisfatória.

Desenvolveu-se a verificação completa do vaso de pressão no Quadro 4 utilizando-se do *software* Microsoft Office Excel, que apresenta detalhadamente os resultados obtidos referentes a cada etapa de cálculo.

A primeira parte do Quadro 4, das linhas 1 a 15, observa-se as propriedades dos materiais adotados para fabricação do vaso, tais como as propriedades físicas, geométricas e constantes referentes ao casco, tampos, flanges, parafusos e das juntas de vedação utilizadas para fechamento do vaso. Além da eficiência referente aos cordões de solda utilizados, a constante do tipo de tampo adotada para o vaso e o posicionamento das juntas e parafusos utilizados, conforme seu diâmetro de posicionamento e assentamento.

Quadro 4 - Parâmetros e dimensionamento vaso de pressão 1

<b>Vaso de pressão 1</b>				
<b>Parâmetros</b>				
<b>Linha</b>	<b>Grandeza</b>	<b>Sigla</b>	<b>Quantidade</b>	<b>Unidade</b>
1	Pressão de trabalho.	$p$	0,50	MPa
2	Espessura de parede.	$t_{cil}$	4,75	mm
3	Eficiência de solda.	$E_S$	0,70	-
4	Tensão admissível do material do cilindro.	$\sigma_{adm}$	100,00	MPa
5	Raio externo do casco cilíndrico.	$R$	146,00	mm
6	Tensão admissível do material do tampo.	$\sigma_{adm}$	141,25	MPa
7	Tensão admissível do material dos parafusos.	$\sigma_b$	207,50	MPa
8	Diâmetro do núcleo da rosca dos parafusos.	$D_n$	11,55	mm
9	Diâmetro da circunferência de reação da junta.	$D_G$	335,00	mm
10	Constante do tipo de tampo.	$C_{TP}$	0,30	-
11	Diâmetro da circunferência que passa pelo centro dos parafusos	$D_C$	345,00	mm
12	Diâmetro externo do flange	$D_A$	392,00	mm
13	Número característico da junta	$m$	0,00	-

14	Largura de assentamento da junta	$b$	4,00	mm
15	Tensão de assentamento da junta	$\sigma_y$	0,00	MPa
<b>Cálculos</b>				
<b>Casco Cilíndrico</b>				
16	Tensão circunferencial devido à pressão.	$\sigma_\theta$	23,60	MPa
17	Tensão longitudinal devido à pressão.	$\sigma_x$	11,44	MPa
18	Pressão interna máxima associada a tensão circunferencial do casco.	$p_{max}$	2,12	MPa
<b>Tampo reto parafusado</b>				
19	Força exercida pela pressão nos tampos.	$F_H$	38.965,57	N
20	Força para assegurar a vedação da junta.	$F_P$	0,00	N
21	Carga mínima aplicada pelos parafusos, devido as condições de operação.	$F_{m1}$	38.965,57	N
22	Carga mínima dadas as condições de assentamento da junta.	$F_{m2}$	0,00	N
23	Área total mínima de parafusos devido as condições de operação.	$A_{m1}$	187,79	mm <sup>2</sup>
24	Área total mínima de parafusos dadas as condições de assentamento da junta.	$A_{m2}$	0,00	mm <sup>2</sup>
25	Área total mínima.	$A_m$	187,79	mm <sup>2</sup>
26	Número de parafusos dadas condições de operação.	$N_{P1}$	2,00	-
27	Número de parafusos devido aos momentos fletores criados no flange.	$N_{P2}$	39,14	-

28	Número de parafusos utilizado para referência geométrica	$N_p$	6,00	-
29	Área resistente devido ao conjunto de parafusos.	$A_b$	628,64	mm <sup>2</sup>
30	Força aplicada pelos parafusos.	$F_{w2}$	84.704,65	N
31	Distância de reação da junta à circunferência dos parafusos.	$h_G$	16,00	mm
32	Espessura requerida devido a condição de operação.	$t_{ro}$	13,73	mm
33	Espessura requerida devido as condições de assentamento da junta.	$t_{ra}$	9,09	mm
34	Espessura requerida.	$t_r$	13,73	mm
35	Espessura comercial da chapa para o tampo.	$t_c$	15,90	mm
36	Tensão produzida pela pressão no tampo.	$\sigma$	105,35	MPa
37	Pressão máxima suportada pelo tampo.	$p_{max}$	0,71	MPa
<b>Vaso de pressão nas condições ideais</b>				
38	Pressão máxima de trabalho admissível	$PMTA$	0,71	MPa
39	Pressão máxima de teste hidrostático.	$p_{teste}$	1,31	MPa
<b>Flange soldado ao casco</b>				
40	Força Hidrostática associada ao diâmetro do flange.	$F_D$	33.483,09	N
41	Braço de alavanca.	$h_D$	27,50	mm
42	Diferença entre as forças hidrostáticas associadas ao diâmetro do flange e do tampo.	$F_T$	5.482,47	N

43	Braço de alavanca.	$h_T$	21,75	mm
44	Momento atuante no flange dadas condições de operação.	$M_{oo}$	1.040.028,86	N.mm
45	Momento atuante no flange dadas condições de aperto dos parafusos.	$M_{oa}$	1.355.274,35	N.mm
46	Espessura do flange dadas condições de operação.	$t_{rfo}$	13,14	mm
47	Espessura do flange dadas condições de aperto dos parafusos.	$t_{rfa}$	15,00	mm

Fonte: Elaborado pelo autor

Observa-se no Quadro 4, nas linhas 16, 17 e 18 os cálculos referentes as tensões axiais e circunferências devido à pressão, bem como o cálculo de pressão máxima referente a geometria e espessura do casco cilíndrico utilizado, destaca-se que a geometria e a espessura adotada, atendem de forma satisfatória as condições de verificação as quais o vaso é submetido dada a pressão de trabalho.

Nas linhas 19 e 20 calculou-se as forças aplicadas nos tampos do vaso dadas as condições de operação e de assentamento da junta. Pode-se observar que a força calculada na linha 20 a partir da equação 27 é zero, devido ao número característico da junta e da tensão de assentamento ser iguais a zero, o que corresponde as definições tomadas a partir de sua seção transversal do tipo O e de seu material de fabricação. A partir do cálculo das forças exercidas no tampo, desenvolveu-se os dimensionamentos referentes a carga necessária aos parafusos nas linhas 21 e 22 para garantir o fechamento do tampo correspondente as condições de operação e de assentamento da junta, definiu-se o diâmetro mínimo dos parafusos em 1/2" a partir das orientações da Norma presentes no corpo deste trabalho, então obteve-se a área necessária de parafusos nas linha 23 e 24, bem como o número de parafusos de rosca métrica M14 utilizados com diâmetro nominal  $D_n = 11,55$  mm na linha 26. Desenvolveu-se o cálculo do número de parafusos  $N_{P2}$  na linha 27 que demonstra a quantidade necessária de parafusos a fim de garantir que não se desenvolva momentos secundários no flange devido a distância entre os mesmos, afetando a condição de flexão normal sofrida pelo flange, desconsiderou-se esta quantidade de



parafusos dado que o vaso não será colocado em serviço. Para fins de ensaio ao qual o vaso é destinado, não se faz necessário a utilização do critério de distância mínima entre os parafusos. Adotou-se um número de parafusos  $N_p = 6$  da linha 28 a fim de permitir a criação de um sistema de referência geométrica para localização dos desgastes internos com o intuito de utilizar várias combinações diferentes de desgaste para ensaios vindouros. Calculou-se na linha 29 a área de parafusos utilizada a partir do  $N_p$  adotado, em seguida obtém-se a força utilizada para o assentamento da junta a partir da área de parafusos na linha 30. Na linha 31, definida a linha de posicionamento dos parafusos e da junta, calcula-se a distância de reação (braço de alavanca) da junta a linha de parafusos.

Nas linhas 32 e 33 desenvolveu-se o cálculo de espessura requerida para o tampo a partir das equações 26 e 27 do corpo do texto. Observa-se que a condições de operação a qual o vaso é solicitado apresenta uma pressão pouco elevada, porém, resulta em uma espessura  $t_{ro}$  elevada, devido aos momentos produzidos e a carga total gerada pela pressão, que é distribuída ao longo do tampo de grande diâmetro. Obtém-se a espessura  $t_{ra}$  a partir das condições de aperto dos parafusos e assentamento da junta, que demonstra-se menor devido a tensão  $\sigma_y = 0$ . Para fins de fabricação do vaso, conforme apresenta o corpo do texto, a Norma orienta a utilização de uma chapa com espessura comercial  $t_c$  maior que a maior espessura entre  $t_{ro}$  e  $t_{ra}$  a fim de atender com segurança as condições de trabalho definidas para o vaso. A linha 34 apresenta a espessura requerida  $t_r$  e a linha 35 a espessura comercial de chapa  $t_c = 5/8" = 15,9$  mm disponível no mercado, porém, chapas desta espessura são de alto custo e não tornou-se viável a sua utilização. Dado que o vaso é construído para fins de ensaio, ou seja, não deve ser colocado em serviço, como garantia que esta condição seja válida ao projeto, o mesmo foi construído sem quaisquer bocais de conexão, equipamentos ou acessórios de trabalho, o que permite a utilização de uma chapa disponibilizada pelo Laboratório de Usinagem da UNISINOS, cujo material é aço 1045 laminada a quente, com espessura  $t_c = 3$  mm, suas propriedades de tensão de ruptura, tensão de escoamento e tensão admissível já foram apresentadas anteriormente. A espessura de chapa adotada para o flange e para os tampos do vaso de pressão não afeta a proposta de análise de corrosão e vida útil remanescente do equipamento uma vez que o nível 1 da API 579-1/ASME FFS-1 não permite verificação de tampos e flanges, somente dos cascos dos vasos.

A partir da espessura comercial da linha 35, calcula-se a tensão produzida no tampo pela pressão na linha 36 e a pressão máxima admissível para o tampo na linha 37. Definidas as pressões máximas de trabalho nas linhas 18 e 37, obteve-se a pressão máxima de trabalho admissível do vaso na linha 38 que corresponde a  $PMTA = 0,71$  MPa, referente a menor pressão máxima admissível dentre as calculadas. A partir da  $PMTA$ , calculou-se a pressão para teste hidrostático na linha 39, a qual o vaso deve ser submetido sem falhar, antes de ser colocado em trabalho,  $p_{teste} = 1,31$  MPa, para este equipamento não se faz necessário a realização de teste hidrostático dada a definição de que o mesmo é desenvolvido para fins de ensaios e que não deve ser colocado em serviço.

Pode-se observar na linha 40, o cálculo da força hidrostática associada ao diâmetro externo do flange  $F_D$ , calculou-se na linha 42 a diferença entre a força desenvolvida pela pressão nos tampos, e a força hidrostática  $F_D$ . Nas linhas 41 e 43 são apresentados os valores para os braços de alavanca utilizados para o cálculo dos momentos  $M_{oo}$  e  $M_{oa}$  atuantes nos flanges devido as condições de operação e de aperto dos parafusos, respectivamente, nas linhas 44 e 45.

Nas linhas 46 e 47 calculou-se a espessura requerida do flange devido as condições de operação do vaso, bem como as condições de aperto dos parafusos, respectivamente. Observa-se que as espessuras obtidas devido ambas condições seguem a ordem de grandeza da espessura requerida aos tampos, indicando que as solicitações devido aos momentos atuantes nos flanges e nos tampos são grandes, como pode-se observar nas linhas 44 e 45. Novamente, chapas com a espessura requerida para fabricação dos flanges são de alto custo, e não tornou-se viável a sua utilização, utilizando-se do mesmo critério assumido para fabricação dos tampos, os flanges devem ser construídos do mesmo material, ou seja, uma chapa de aço 1045 laminada a quente com espessura  $t_c = 3$  mm, cujas propriedades já foram apresentadas anteriormente.

O casco do vaso de pressão já se encontra disponível, no formato final utilizado para fabricação, os tampos e os flanges foram cortados utilizando-se do recurso de corte a *laser* para obtenção do formato e a fim de garantir o alinhamento dos furos para fechamento do equipamento com parafusos. O tampo do vaso de pressão possui um rasgo para assentamento da junta, feito a partir de uma fresadora CNC disponível no laboratório de Fresamento CNC da UNISINOS, feito com uma ferramenta de ponta

redonda com diâmetro 4 mm, o mesmo da junta a ser assentada. Apresenta-se de forma mais detalhada os processos de fabricação nos subcapítulos seguintes.

Um dos requisitos fundamentais apresentados para este vaso de pressão, é que, ele possua variações de espessura de parede no casco, que simulam a perda localizada de material, além de ser estimada uma taxa de corrosão geral, que permita a aplicação da API 579-1/ASME FFS-1 para determinação da vida útil remanescente do equipamento.

Desenvolveu-se os desgastes na parte interna do casco ao longo de todo seu diâmetro, com diferentes profundidades a fim de garantir diversas combinações para análise de corrosão. Projetou-se um sistema de orientação para localização dos desgastes internos, numerando-se os parafusos de um dos flanges de 1 a 6, e, a partir do seu número, deve-se seguir o sentido axial do casco para encontrar diferentes desgastes a partir das distâncias fornecidas. Os desgastes foram realizados na posição axial e circunferencial conforme a Figura 7 para permitir a análise pela API 579-1/ASME FFS-1.

### 5.2.2 Projeto mecânico do vaso de pressão 2

Para fabricação do segundo vaso de pressão utilizou-se de um casco de extintor de incêndio cujas dimensões principais foram apresentadas anteriormente no projeto de processo do respectivo vaso.

O casco de extintor de incêndio utilizado para confecção do vaso é fabricado conforme as normas ISO 9809-3 e ABNT NBR 16357. O extintor é composto de um casco cilíndrico conforme Figura 2, exemplo a), fechado por meio de costura no sentido axial, os tampos são do tipo elipsoidais, conforme Figura 3, exemplo a). Para determinação das medidas principais dos componentes que formam o vaso de pressão, utilizou-se do ensaio para medição de espessura por ultrassom cujos resultados são apresentados detalhadamente no subcapítulo de ensaio de medição de espessura por ultrassom.

O material do casco e dos tampos do extintor é definido pela norma ISO 9809-3 como aço carbono normalizado, com composição semelhante as chapas de aço 1045 utilizadas para fabricação dos tampos e dos flanges utilizados no vaso de pressão 1, cujas propriedades já foram apresentadas anteriormente e devem ser utilizadas para verificação do vaso.

Um dos principais requisitos para este vaso de pressão é, que ele possua uma válvula de redutora de pressão com pressão regulável, que permita sua configuração a partir da determinação da *PMTA* calculada utilizando-se da Seção VIII, Divisão 1 da Norma ASME cujas equações necessárias já foram apresentadas no corpo deste trabalho.

A válvula redutora de pressão foi selecionada conforme as orientações do parágrafo UG-128 da mesma Norma. A pressão de abertura  $p_s$  da válvula deve ser calibrada utilizando-se de uma chave hexagonal CH 5 na parte inferior da válvula, deve-se remover o capuz de proteção do parafuso de ajuste, então atuar com a chave apropriada, rotacionando-se o parafuso no sentido horário para aumentar a pressão a montante, e no sentido anti-horário para diminuir a pressão a montante, uma rotação completa do parafuso corresponde a uma variação de pressão de 0,4 bar. Pode-se verificar a pressão atuante no equipamento por meio de um manômetro com escala graduada de 1 a 10 bar, pelo usuário que está realizando o trabalho. Uma vez que a pressão no vaso for maior que a pressão regulada na válvula, a mesma libera a passagem do fluido do vaso para um tanque secundário de armazenamento por meio de um sistema de tubulação, até atingir a pressão regulada novamente.

Realizou-se uma abertura no casco para soldagem de uma conexão rosqueada, a fim de permitir o acoplamento da válvula de redutora de pressão do sistema, que foi verificada conforme o parágrafo UG-36 da mesma Norma, e as orientações presentes no corpo deste trabalho referentes a aberturas e conexões soldadas.

Utilizou-se de um tanque de armazenamento secundário juntamente com um sistema de tubulação para direcionamento do fluido, de forma que, quando a válvula de redutora de pressão for aberta, o escoamento do fluido de trabalho seja direcionada ao tanque e não para o ambiente.

Tal como o vaso de pressão 1, adota-se a eficiência da solda  $E_s = 0,7$  segundo a tabela UW-12 da mesma Norma, eliminando-se assim a necessidade de radiografia parcial ou total dos cordões de solda empregados, e exclui qualquer tipo de verificação e todos os cálculos referentes as forças aplicadas aos cordões no corpo do vaso.

Desenvolveu-se a verificação completa do vaso de pressão no Quadro 5 utilizando-se do *software* Microsoft Office Excel, que apresenta detalhadamente os resultados obtidos referentes a cada etapa de cálculo.

Nas linhas de 1 a 18 do Quadro 5, observa-se as constantes e principais grandezas consideradas ao longo do processo de verificação do vaso de pressão 2. Pode-se observar as propriedades geométricas do casco e dos tampos do vaso de pressão, bem como suas tensões admissíveis, verifica-se também a pressão de trabalho definida para verificação do equipamento bem como a eficiência de solda utilizada para o vaso. Observa-se também as constantes e grandezas atuantes, consideradas para dimensionamento da tubulação e dos cordões de solda empregados para fabricação do equipamento.

Quadro 5 - Parâmetros e dimensionamento vaso de pressão 2

<b>Vaso de pressão 2</b>				
<b>Parâmetros</b>				
<b>Linha</b>	<b>Grandeza</b>	<b>Sigla</b>	<b>Quantidade</b>	<b>Unidade</b>
1	Pressão de trabalho	$p$	0,50	MPa
2	Espessura de parede do casco	$t_{cil}$	1,33	mm
3	Espessura de parede do tampo	$t_t$	2,21	mm
4	Eficiência de solda	$E_s$	0,70	-
5	Tensão admissível do material do casco	$\sigma_{adm}$	141,25	MPa
6	Raio interno do cilindro	$R$	71,17	mm
7	Altura do tampo	$h$	37,79	mm
8	Tensão admissível do material do tampo	$\sigma_{adm}$	141,25	MPa
9	Pressão máxima para dimensionamento da tubulação	$P$	1,68	MPa
10	Fator de correção $Y$ para tubulações	$Y$	0,40	-
11	Tensão admissível do material dos tubos	$S$	141,25	MPa
12	Fator de redução de força longitudinal da junta soldada	$W$	1,00	-
13	Fator de qualidade de solda longitudinal	$E$	0,80	-
14	Diâmetro interno da tubulação	$d$	21,90	mm

15	Momento resistente da seção transversal do tubo	$Z$	1160	mm <sup>3</sup>
16	Tensão admissível a flexão do tubo	$S_v$	35	MPa
17	Carga distribuída na tubulação	$q$	0,026601	kg/mm
18	Tensão admissível do material do eletrodo para cisalhamento	$\tau$	192	MPa
<b>Cálculos</b>				
<b>Casco Cilíndrico</b>				
19	Tensão circunferencial devido à pressão.	$\sigma_\theta$	38,71	MPa
20	Tensão longitudinal devido à pressão.	$\sigma_x$	19,00	MPa
21	Pressão interna máxima associada a tensão circunferencial do casco.	$p_{max}$	1,29	MPa
<b>Tampo elipsoidal</b>				
22	Relação raio por altura do tampo	$\frac{R}{h}$	1,88	-
23	Constante para verificação de tampos elipsoidais	$K_e$	0,96	-
24	Tensão atuante no tampo elipsoidal	$\sigma$	11,13	MPa
25	Pressão máxima suportada pelo tampo elipsoidal	$p_{max}$	4,49	MPa
<b>Vaso de pressão condições ideais</b>				
26	Pressão máxima de trabalho admissível	$PMTA$	1,29	MPa
27	Pressão máxima de teste hidrostático	$p_{teste}$	1,68	MPa
28	Pressão de abertura da válvula	$p_s$	1,42	MPa
<b>Tubulação.</b>				

29	Espessura requerida de parede tubulação de conexão	$t$	0,16	mm
30	Espessura de parede comercial utilizada	$t_p$	2,35	mm
31	Vão máximo entre suportes	$L$	3.906,74	mm
<b>Cordões de solda</b>				
32	Área do cordão	$A$	9,73	mm <sup>2</sup>
33	Força atuante no cordão	$F$	1.867,69	N
34	Largura do cordão	$h$	0,16	mm

Fonte: Elaborado pelo autor

Observando-se o Quadro 5, pode-se contemplar a verificação completa do vaso de pressão 2, bem como de todos os acessórios e processos utilizados para sua confecção. A partir das configurações de pressão de trabalho, e as condições estruturais que o casco utilizado para fabricação do vaso de pressão se encontra, calculou-se nas linhas 19 e 20 as tensões circunferenciais e tangencias atuantes no corpo do casco do vaso e verificou-se que a espessura atende de forma satisfatória a condição de trabalho que o casco é solicitado. Calculou-se na linha 21 a pressão máxima admissível para o casco, dada sua espessura de parede. Pode-se destacar que, o casco atende de forma satisfatória as solicitações de trabalho devido à pressão.

Na linha 22 do Quadro 5, calculou-se a relação de raio interno pela altura do tampo a fim de obter-se na linha 23, a constante para verificação de tampos elipsoidais, desenvolveu-se então o cálculo da tensão atuante nos tampos na linha 24 devido à pressão de trabalho definida anteriormente, observa-se que a espessura de parede do tampo atende de forma satisfatória a condição de trabalho que o vaso é solicitado, calculou-se então a pressão máxima admissível para os tampos na linha 25.

A partir da pressão admissível de trabalho de cada uma das partes do vaso, define-se a menor pressão admissível encontrada como a pressão máxima de trabalho admissível do equipamento na linha 26, e, a partir da *PMTA*, calculou-se na linha 27 a pressão para teste hidrostático a qual o vaso deve ser submetido a fim de qualifica-lo para trabalho. A partir da *PMTA*, calculou-se a pressão de abertura da válvula redutora de pressão na linha 28. A válvula disponível para fins de ensaio,

possui ajuste de pressão de 1 a 6 bar, limitação que deve ser atendida na sua configuração, a pressão de abertura da válvula calculada é superior ao range de ajuste disponível, porém, para fins de ensaio e verificação do funcionamento do sistema, a válvula atinge de forma satisfatória a condição de trabalho estabelecida.

A fim de dimensionar a tubulação de conexão utilizada no sistema, definiu-se como pressão que atua internamente no tubo na linha 9, a pressão de teste hidrostático que o vaso deve ser solicitado. Tendo a pressão máxima que atua internamente no tubo, calcula-se na linha 29 a espessura requerida de parede a fim de resistir a pressão de trabalho, utilizou-se por fins de disponibilidade de material, uma tubulação de maior espessura de parede que pode ser verificada na linha 30. Destaca-se que a espessura de tubo utilizado atende de forma satisfatória a solicitação de pressão existente. Desenvolveu-se também o cálculo do vão máximo entre suportes na linha 31 a partir das condições de momento resistente da seção dos tubos e das tensões admissíveis a flexão dos tubos, extraídos das orientações do livro de Tubulações Industriais: Cálculo, página 50. Destaca-se que a distância mínima entre vãos é atendida no projeto, dado que a tubulação é engastada por meio de soldagem no casco do vaso de pressão e apoiada no bocal de entrada do tanque de armazenamento, garantindo que esta condição seja atendida.

Calculou-se na linha 33 do Quadro 5 a força atuante na seção transversal do tubo, a partir da pressão de teste hidrostático que o vaso deve ser submetido. Para o cálculo da força considerou-se o dobro da pressão a fim de garantir que o cordão de solda empregado para fixação da conexão da válvula redutora de pressão atenda de forma segura as condições de trabalho do vaso. Verificou-se as tensões admissíveis de cisalhamento do cordão de solda a partir do material do eletrodo utilizado com as tabelas disponíveis na revisão bibliográfica deste trabalho, então obteve-se a área de cordão necessária na linha 32, a fim de resistir à pressão de trabalho do equipamento, a partir da área de cordão, conhecendo-se a equação que define a área do cordão de solda a partir da Tabela 2, concluiu-se a largura do cordão utilizado para fixação da conexão ao corpo do vaso de pressão na linha 34.

O casco do extintor de incêndio encontrou-se disponível já no formato final para fabricação do vaso, foi desmontado e todos os acessórios e componentes a ele agregados foram removidos, utilizou-se de processos de furação, usinagem e soldagem para fabricação e ajuste dos componentes e do equipamento como um todo. O processo de fabricação e montagem dos componentes pertencentes ao vaso



de pressão deve ser descrito detalhadamente na etapa de projeto de fabricação do vaso.

### 5.3 Projeto de fabricação

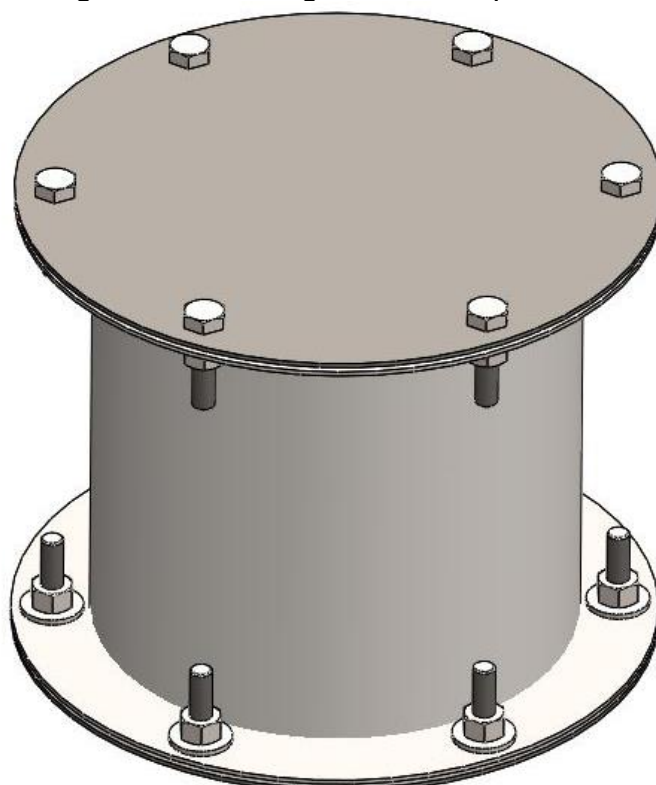
Apresenta-se nesta etapa, os resultados e discussões pertinentes ao projeto de fabricação dos vasos de pressão e da bancada como um todo, a partir das definições feitas anteriormente na metodologia.

#### 5.3.1 Projeto de fabricação do vaso de pressão 1

Para a fabricação do vaso de pressão 1, desenvolveu-se no *software* SOLIDWORKS, os modelos sólidos e montagens de todos os componentes do vaso a fim de garantir que a etapa de montagem se desenvolva de forma satisfatória.

Este vaso de pressão foi projetado a partir de matérias primas disponíveis e dos respectivos dimensionamentos necessários para o mesmo, que foram apresentados no subcapítulo de projeto mecânico do vaso de pressão 1. Pode-se observar o modelo virtual do equipamento na Figura 11.

Figura 11 - Montagem vaso de pressão 1



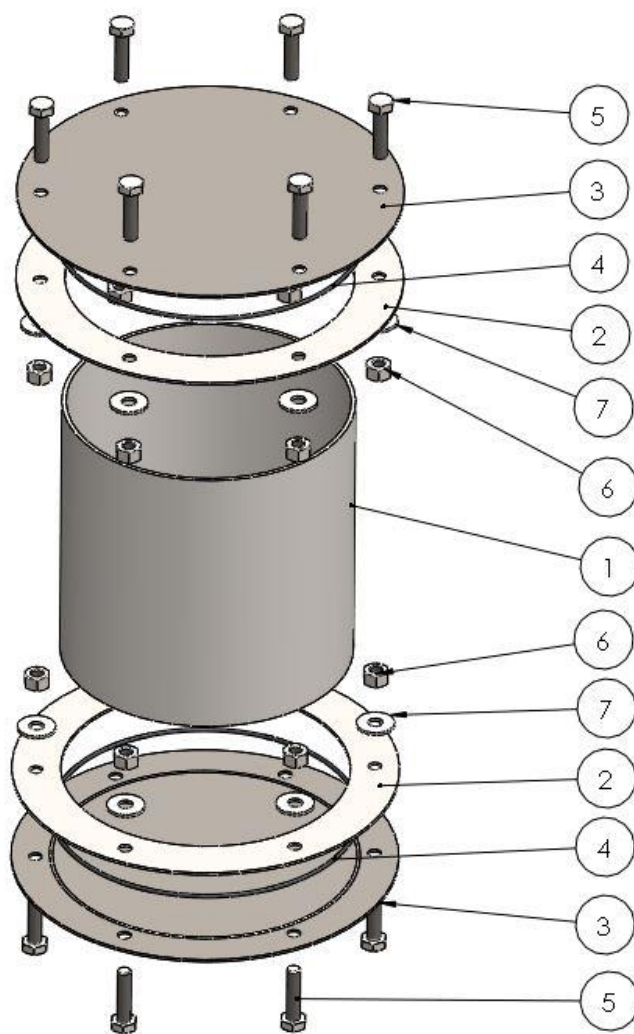
Fonte: Elaborado pelo autor

O modelo virtual do vaso de pressão 1 apresentado na Figura 11, segue as especificações definidas nos subcapítulos anteriores. Foi desenvolvido com um casco cuja espessura de parede é 4,5 mm, tampos e flanges com espessura de 3 mm, possui 6 parafusos M14 em cada tampo para garantir o fechamento do vaso, e, para permitir o desenvolvimento do sistema de posicionamento geométrico para localização dos desgastes internos, além de juntas de vedação entre os tampos e os flanges para garantir que o sistema de vedação do vaso seja reproduzido de forma correta.

Na Figura 12, pode-se observar a vista explodida de todos os componentes que formam o vaso de pressão, junto com a identificação de cada um e sua respectiva posição na montagem.

No Quadro 6 observa-se a lista de componentes com suas respectivas descrições e quantidades utilizadas na montagem final do vaso.

Figura 12 - Vista explodida e identificação de componentes vaso de pressão 1.



Fonte: Elaborado pelo autor

Quadro 6 - Lista de componentes e quantidades

Item	Descrição	Quantidade
1	Casco	1
2	Flange	2
3	Tampo	2
4	Junta de vedação seção "O" $\varnothing = 4$ mm	2
5	Parafuso M14	12
6	Porca M14	12
7	Arruela	12

Fonte: Elaborado pelo autor.

A Figura 12 apresenta de forma simplificada, o posicionamento de cada componente e permite a criação de um sequencial de montagem para facilitar a fabricação do vaso. O primeiro componente trabalhado é o casco do vaso de pressão, identificado com o número 1 na vista explodida, o casco foi disponibilizado já calandrado e soldado com diâmetro interno de 292 mm, o trabalho desenvolvido nele constitui basicamente no corte para garantir a cota de  $CET = 300$  mm especificada anteriormente, e o esmerilhamento para remoção da tinta remanescente na superfície e nas faces cortadas.

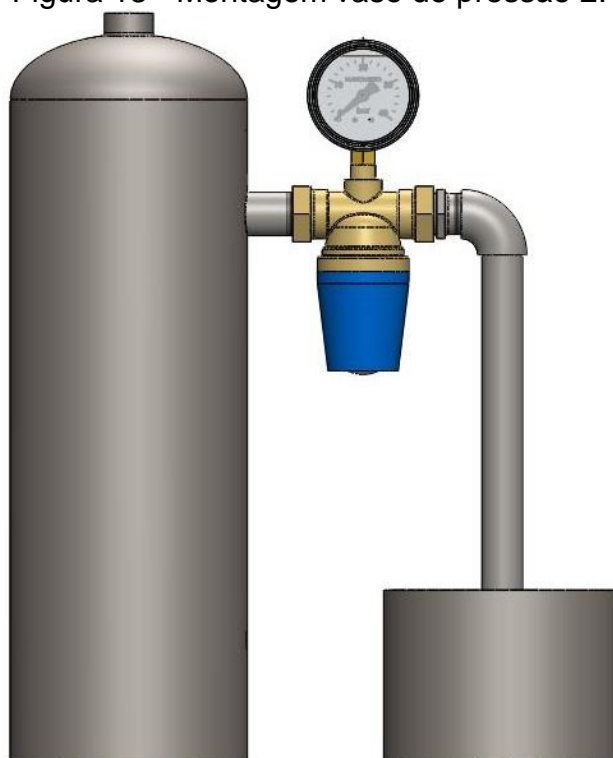
Os flanges e tampos identificados com os números 2 e 3 na montagem, respectivamente, foram fabricados a partir de chapas de aço 1045, cortadas a partir do processo de corte a *laser*, serviço contratado externamente, já nas medidas finais de diâmetro interno e externo de cada componente, solicitou-se pré-furos com diâmetro de 8 mm que foram alargados por processo de furação no Centro de Usinagem da UNISINOS para furo passante de 14 mm. Desenvolveu-se nos tampos do casco, rasgos para assentamento da junta de vedação identificada com o número 4 na vista explodida, os rasgos para assentamento da junta foram fabricados pelo processo de fresamento no laboratório de Fresamento CNC da UNISINOS, utilizando-se de uma fresa de topo esférico com dois cortes, diâmetro da ponta de 4 mm, com parâmetros de corte recomendados pelo fabricante para aço de baixo carbono conforme a tabela no Anexo B, velocidade de corte  $V_c = 40$  m/min e  $F_z = 0,02$  mm/dente. O rasgo foi fabricado com o diâmetro para assentamento da junta especificada no Quadro 4 e com profundidade de 1 mm. As juntas utilizadas possuem diâmetro de 4 mm, com seção do tipo "O" e fabricadas com borracha nitrílica, cujas propriedades foram apresentadas no Quadro 4.

Os flanges foram soldados no casco do vaso de pressão por processo MIG, utilizando-se de eletrodo AWSA 5.18-79, ER70S-6. O conjunto de parafusos, porcas e arruelas utilizados para fixação dos tampos nos flanges do vaso de pressão, identificados com os números 5, 6 e 7 respectivamente, atendem as especificações definidas anteriormente na etapa de projeto mecânico, os parafusos M14, possuem 60 mm de comprimento total, as arruelas e porcas utilizadas atendem ao diâmetro dos parafusos. Os principais componentes pertencentes ao vaso de pressão 1, tampos, flanges e casco encontram-se detalhados no Apêndice A deste trabalho. Componentes comerciais, tais como arruelas, parafusos, tubos, etc., não foram detalhados.

### 5.3.2 Projeto de fabricação do vaso de pressão 2

Para a construção do vaso de pressão 2, desenvolveu-se no *software* SOLIDWORKS, os desenhos sólidos e montagens de todos os componentes e acessórios do vaso a fim de atender a todos os requisitos de projeto e funcionamento definidos nas etapas anteriores de projeto.

Figura 13 - Montagem vaso de pressão 2.



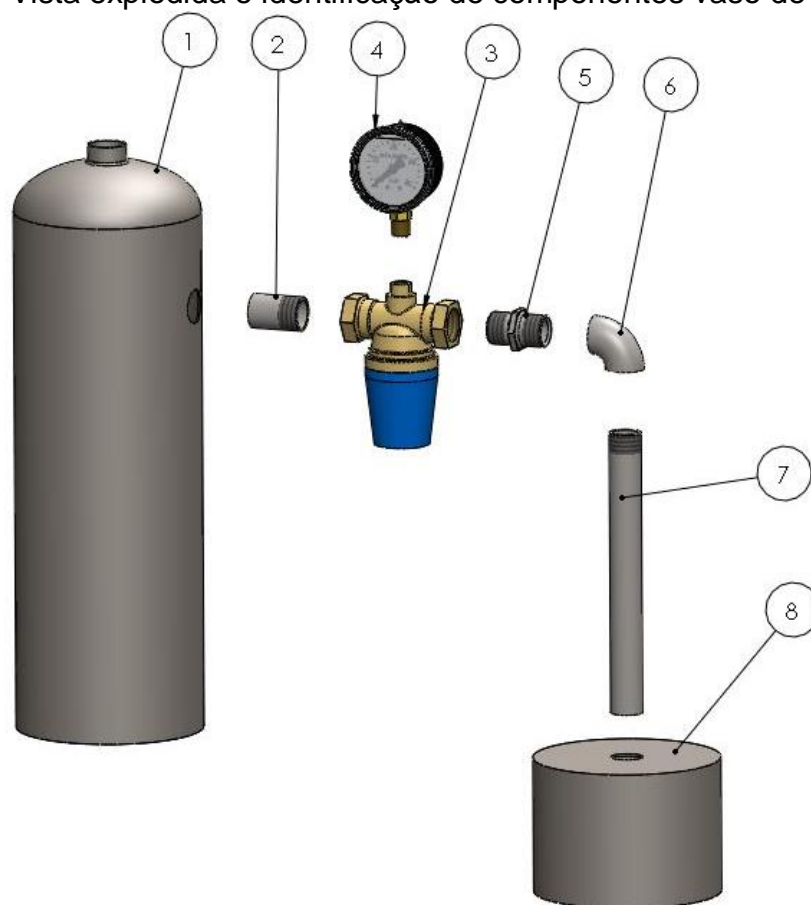
Fonte: Elaborado pelo autor

O desenho sólido do vaso de pressão 2, apresentado na Figura 13 foi desenvolvido a partir dos dimensionamentos necessários apresentados na etapa de projeto mecânico, das matérias primas disponíveis e dos acessórios necessários para garantir o seu funcionamento.

O modelo sólido do vaso de pressão 2 apresentado na Figura 13, atende a todos os requisitos de projeto e de funcionamento definidos nas etapas anteriores. Foi desenvolvido a partir de um casco de extintor de incêndio, cujas espessuras mínimas de parede para o casco e para os tampos encontradas por meio de ensaio de medição de espessura por ultrassom, são respectivamente,  $t_{cil} = 1,328$  mm e  $t_t = 2,211$  mm. Possui uma válvula redutora de pressão com pressão regulável de 1 a 6 bar, além de um sistema de tubulação e tanque de armazenamento a fim de garantir que o fluido de trabalho não seja liberado no ambiente quando o vaso atingir a pressão de abertura da válvula.

Na Figura 14, pode-se observar a vista explodida de todos os componentes e acessórios que formam o vaso de pressão, junto com a sua identificação e posição.

Figura 14 - Vista explodida e identificação de componentes vaso de pressão 2.



Fonte: Elaborado pelo autor

No Quadro 7 observa-se a lista de componentes com suas respectivas descrições e quantidades utilizadas na montagem.

Quadro 7 - Lista de componentes e quantidades

Item	Descrição	Quantidade
1	Casco base vaso de pressão	1
2	Tubo de conexão roscado NPT 3/4"	1
3	Válvula redutora de pressão com pressão regulável	1
4	Manômetro	1
5	<i>Nipple</i> de conexão NPT 3/4"	1
6	Joelho 90° NPT 3/4"	1
7	Tubo de conexão NPT 3/4"	1
8	Tanque de armazenamento	1

Fonte: Elaborado pelo autor.

A Figura 14 apresenta a vista explodida do sistema do vaso de pressão 2, demonstra de forma simplificada o posicionamento de cada componente, e permite a criação de um sequencial de montagem a fim de garantir que o vaso seja fabricado e montado de forma correta.

O primeiro componente a ser trabalhado é o casco, identificado com o número 1 na Figura 14. Obteve-se para o casco base do vaso de pressão, um extintor de incêndio, cujas características foram apresentadas anteriormente na etapa de projeto mecânico, o casco já possui tampos elipsoidais soldados em suas extremidades e suas cotas principais já foram determinadas,  $R = 71,17$  mm e  $CET = 355$  mm. O casco do vaso de pressão foi furado em sua parte lateral utilizando-se de uma serra copo com um furo de  $28$  mm para colocação da conexão a ser soldada no casco, após a furação o casco passou pelo processo de esmerilhamento para remoção de toda camada de tinta em sua superfície. A conexão roscada identificada com o número 2 na Figura 14 foi acoplada ao casco por meio de processo MIG de soldagem, utilizando-se de eletrodo AWSA 5.18-79, ER70S-6, seguindo-se do dimensionamento de cordão, e da verificação de tubulação apresentada nas etapas anteriores.

O conjunto formado pelas peças 3 e 4 da Figura 14, formam o sistema de controle do vaso de pressão que consiste na válvula de redutora de pressão com pressão regulável. O corpo da válvula identificado com o número 3 é formado de uma liga de latão, possui conexões de entrada e saída de fluido de 3/4" fêmea e conexão para manômetro na parte superior de 1/2" fêmea. A peça 4 pertencente ao conjunto consiste em um manômetro graduado de 1 a 10 bar para controle de pressão em

tempo real. O conjunto foi montado utilizando-se de fita veda rosca em todas as conexões a fim de evitar vazamentos. Após sua montagem deve ser acoplado no item 2 para conexão com o casco.

A partir do conjunto formado pelas peças 3 e 4 da Figura 14, montou-se o sistema de tubulação que direciona o fluído de descarga ao tanque de armazenamento, a peça 5 consiste em um *nipple* de conexão 3/4", a peça 6 representa um joelho de 3/4" com ângulo de 90°, a peça 7 constitui-se em um tubo de extensão galvanizado para permitir a conexão com o tanque de armazenamento, identificado com o número 8 na Figura 14. O tanque de armazenamento foi fabricado com materiais disponíveis no Centro de Usinagem da UNISINOS.

Vale destacar que as conexões de tubulação utilizadas possuem rosca do tipo NPT, e, para garantir a vedação entre todos os componentes, utilizou-se de fita veda rosca em PTFE.

Os principais componentes pertencentes ao vaso de pressão 2, casco base, desenho para solda e tanque de armazenamento encontram-se detalhados no Apêndice B deste trabalho. Componentes comerciais, tais como tubos, acessórios, manômetro e válvulas não foram detalhados.

## **5.4 Fabricação dos vasos de pressão**

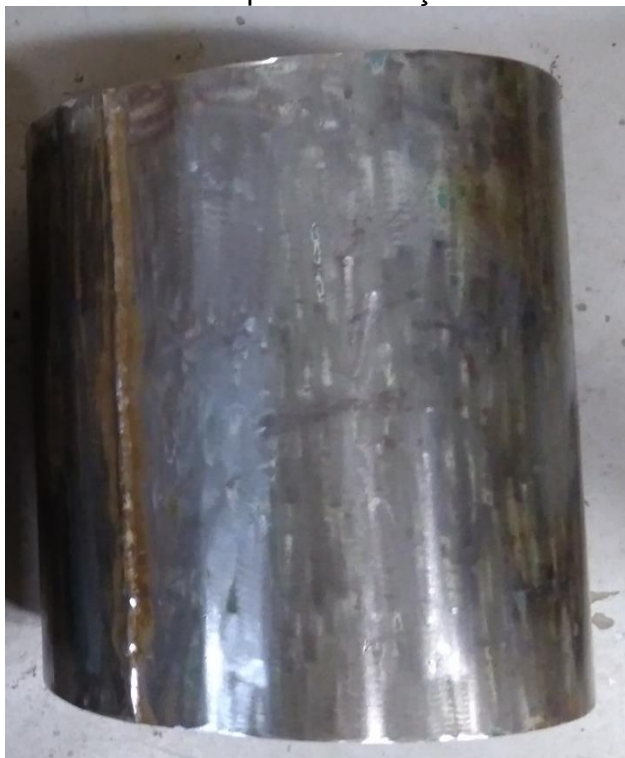
Apresenta-se neste capítulo os resultados obtidos para construção dos vasos de pressão pertencentes a bancada, bem como sua montagem a partir das definições feitas nas etapas de projeto mecânico e de fabricação.

### **5.4.1 Fabricação do vaso de pressão 1**

O vaso de pressão 1 foi fabricado a partir das definições tomadas nas etapas de projeto mecânico e de fabricação do mesmo.

O casco do vaso de pressão já calandrado e soldado foi cortado na dimensão correta de *CET* com suas faces esquadrejadas, por processo de esmerilhamento removeu-se a tinta e a oxidação das superfícies externas e internas respectivamente, deixando o casco pronto para ser soldado aos flanges, conforme observa-se na Figura 15.

Figura 15 - Casco utilizado para fabricação do vaso de pressão 1



Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 16 - Tampos e flanges do vaso de pressão 1 cortados a laser



Fonte: Elaborado pelo autor

Os tampos e flanges foram cortados por processo de corte a *laser* a partir de uma chapa de aço SAE 1045 com 3 mm de espessura já nas dimensões finais e com pré-furos de 8 mm como pode-se observar na Figura 16.



Os rasgos presentes nos tampos para assentamento da junta e os desgastes internos do casco do vaso de pressão foram feitos a partir de processo de fresamento CNC, seguindo dos requisitos definidos no projeto de fabricação do vaso. Pode-se observar na Figura 17 os resultados obtidos para a partir da usinagem dos tampos e do casco do vaso de pressão.

Figura 17 - Tampos e casco do vaso de pressão 1 após fresamento CNC



Fonte: Elaborado pelo autor

Os desgastes propostos para simulação de corrosão interna foram realizados em 8 diferentes pontos ao longo do eixo longitudinal do casco do vaso de pressão. A partir do eixo longitudinal de cada parafuso tem-se desgastes com diferentes profundidades orientados conforme o Quadro 8.

Quadro 8 - Orientação e profundidade dos desgastes internos

Desgaste	Número do parafuso	Distância da face de referência (mm)	Profundidade do desgaste (mm)	Cota radial do desgaste $c$ (mm)	Cota axial do desgaste $s$ (mm)
1	6	302	0,5	9,9	7,7
2	5	265	1	14	13,7
3	3	285	1	14	13,7
4	2	240	1,3	15,9	14,9
5	4	30	0,8	12,5	19,8
6	5	55	1,3	15,9	19,8
7	2	22	1	14	18,7
8	1	75	1,3	15,9	19,9

Fonte: Elaborado pelo autor.

Concluídas as etapas de usinagem, soldou-se os flanges ao casco do vaso de pressão conforme as especificações tomadas no projeto de fabricação, após o processo de soldagem o vaso de pressão foi montado, pintado e a numeração dos parafusos foi definida para permitir a localização dos desgastes internos conforme a Figura 18.

Figura 18 - Vaso de pressão 1 montado



Fonte: Elaborado pelo autor

#### 5.4.2 Fabricação do vaso de pressão 2

O vaso de pressão 2 foi fabricado a partir das definições tomadas nas etapas de projeto mecânico e de fabricação do mesmo.

Inicialmente, o extintor de incêndio foi desmontado, a carga de pó foi removida e as impurezas internas foram lavadas, inspecionou-se o casco visualmente a fim de verificar sua integridade para a fabricação.

O casco do vaso de pressão foi o primeiro componente a ser trabalhado, foi furado utilizando-se de uma serra copo e a conexão para válvula reguladora de pressão foi soldada, conforme especificado no projeto de fabricação do mesmo.

Posteriormente partiu-se para a etapa de montagem do sistema de tubulação e de controle do vaso de pressão, realizou-se o corte dos tubos nos comprimentos corretos e conexão das partes rosqueadas utilizando-se de fita veda rosca a fim de eliminar vazamentos. O tanque de armazenamento para o sistema foi fabricado a partir de um segundo extintor de incêndio, garantiu-se que o tanque não seja pressurizado durante a descarga da válvula reguladora de pressão com uma abertura maior que o diâmetro externo do tubo que nele está conectado. Pode-se observar o conjunto montado na Figura 19.

Figura 19 - Vaso de pressão 2 montado



Fonte: Elaborado pelo autor.

### 5.5 Ensaio de medição de espessura por ultrassom

A fim de verificar a espessura do vaso de pressão 2, utilizou-se do ensaio não destrutivo de medição de espessura por ultrassom. Para realização do teste, empregou-se o aparelho de detecção de falhas e medição de espessura ultrassônico ISONIC UTPOD disponível no Laboratório de Ensaios Mecânicos da UNISINOS.

Para permitir a medição de espessura do vaso de pressão 2 de forma satisfatória, ajustou-se o equipamento para as configurações desejadas de medição ajustando-se primeiramente a velocidade de propagação do som no meio conforme o material do vaso, que foi definida em  $v = 5900$  m/s, para atenuar os ecos de reflexão durante a medição, definiu-se o ganho conforme o acabamento superficial do bloco de medição em 20 dB, que foi mantido ao longo de todo o teste, faz-se necessário que a superfície do vaso se aproxime do acabamento superficial do bloco de medição para que a configuração de ganho apresente os resultados de medição satisfatórios, para tal, removeu-se a tinta da superfície do vaso por meio de processo de esmerilhamento.

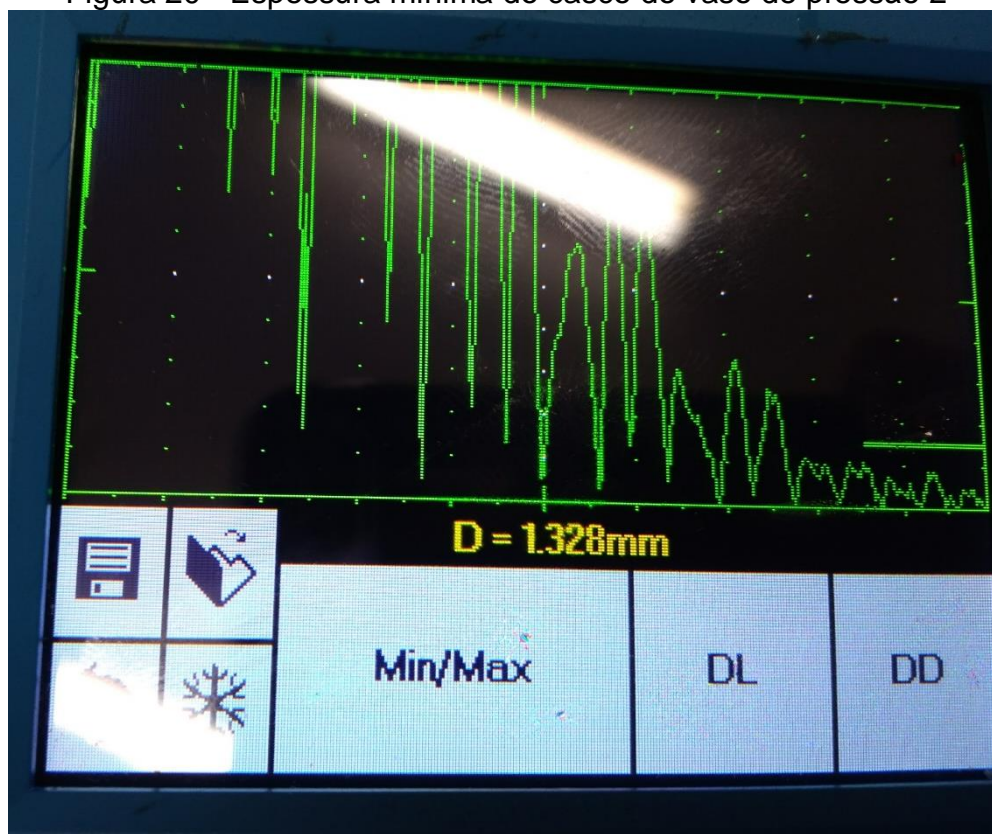
Utilizou-se de um transdutor reto monocristal acoplado a superfície do vaso, e aplicando-se vaselina como líquido de acoplamento entre a superfície do transdutor e a superfície a ser medida a fim de diminuir a camada de ar entre ambas, dada a diferença entre as velocidades de propagação do som no ar e no meio a ser medido.

A partir das condições de calibração definidas, obtém-se 13 medições de espessura no casco, e 10 medições de espessura no tampo, adotou-se a menor espessura encontrada tanto no casco como no tampo para o processo de verificação apresentado na etapa de projeto mecânico. Pode-se observar na Figura 15 a espessura mínima encontrada para o casco, e na Figura 16, a espessura mínima encontrada para os tampos do vaso de pressão 1.

Os demais resultados obtidos no ensaio de medição de espessura por ultrassom são apresentados no Apêndice C para o casco e no Apêndice D para os tampos do vaso.

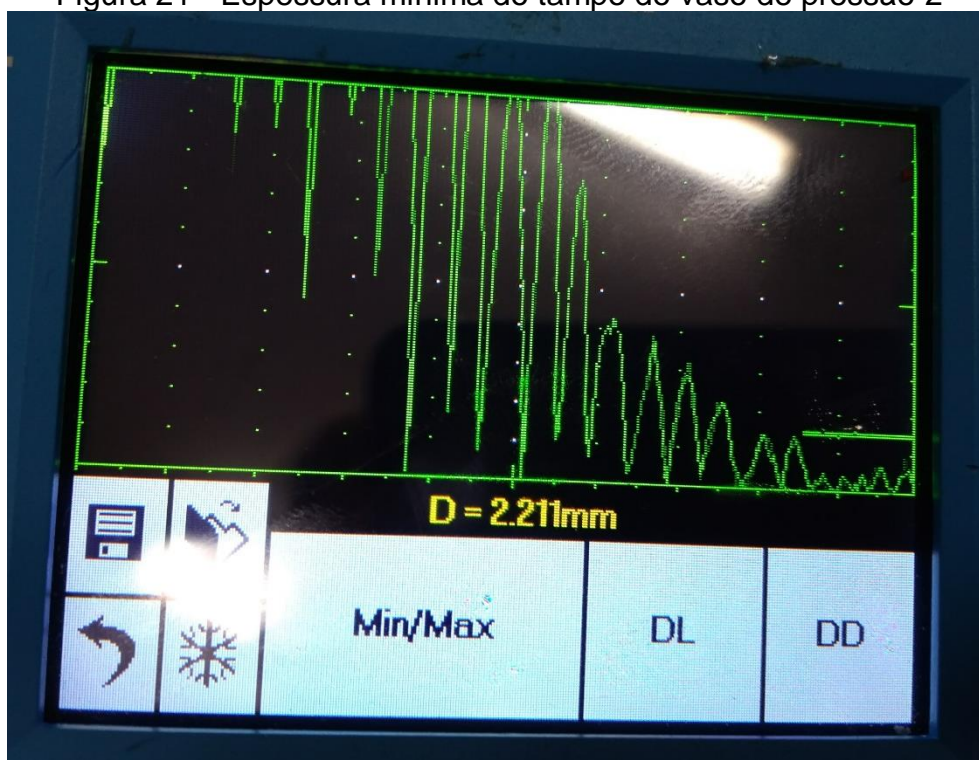
Observa-se grande variação nas espessuras do casco e dos tampos do vaso de pressão, justificadas pela corrosão interna do mesmo, o casco utilizado para fabricação do vaso de pressão possuía carga do tipo BC, cuja substância sólida de combate a chama é o  $\text{NaHCO}_3$ . Esta substância reagiu com a superfície interna do casco e do tampo gerando diferentes níveis de corrosão localizada nas mais diversas partes do mesmo, justificando em parte a variação das espessuras encontradas no ensaio de medição de espessura por ultrassom.

Figura 20 - Espessura mínima do casco do vaso de pressão 2



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 21 - Espessura mínima do tampo do vaso de pressão 2



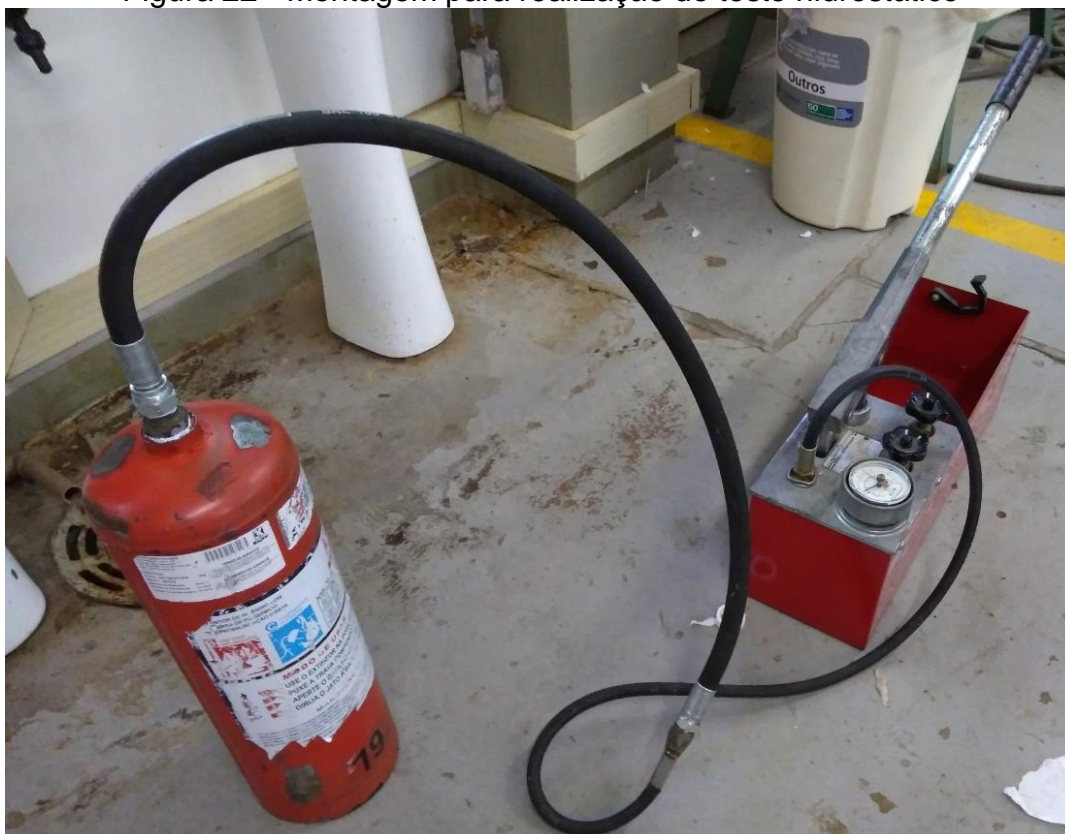
Fonte: Elaborado pelo autor.

## 5.6 Teste hidrostático

O teste hidrostático do vaso de pressão 2 foi realizado a fim de verificar a integridade estrutural do equipamento, bem como a qualidade dos processos de fabricação adotados e a validação da varredura de espessura realizada por ensaio de ultrassom, a fim de garantir que o equipamento atenda de forma segura as condições de trabalho as quais foi projetado.

O teste foi realizado conforme as especificações da parte UG-99 da Norma ASME Seção VIII Divisão 1. Para realização do teste utilizou-se de uma bomba de teste hidrostático Rothenberger 50RP com pressão de teste de até 60 *bar*. Inicialmente, o vaso de pressão foi completo com água e sua conexão para a válvula reguladora de pressão foi tamponada, uma vez que a pressão de teste é maior do que a pressão máxima de abertura da válvula. A bomba foi acoplada ao vaso de pressão por meio de um *nipple* fabricado com conexão 1/2" NPT para M30, com fita veda rosca em todas as conexões para evitar vazamentos, conforme pode-se observar na Figura 21.

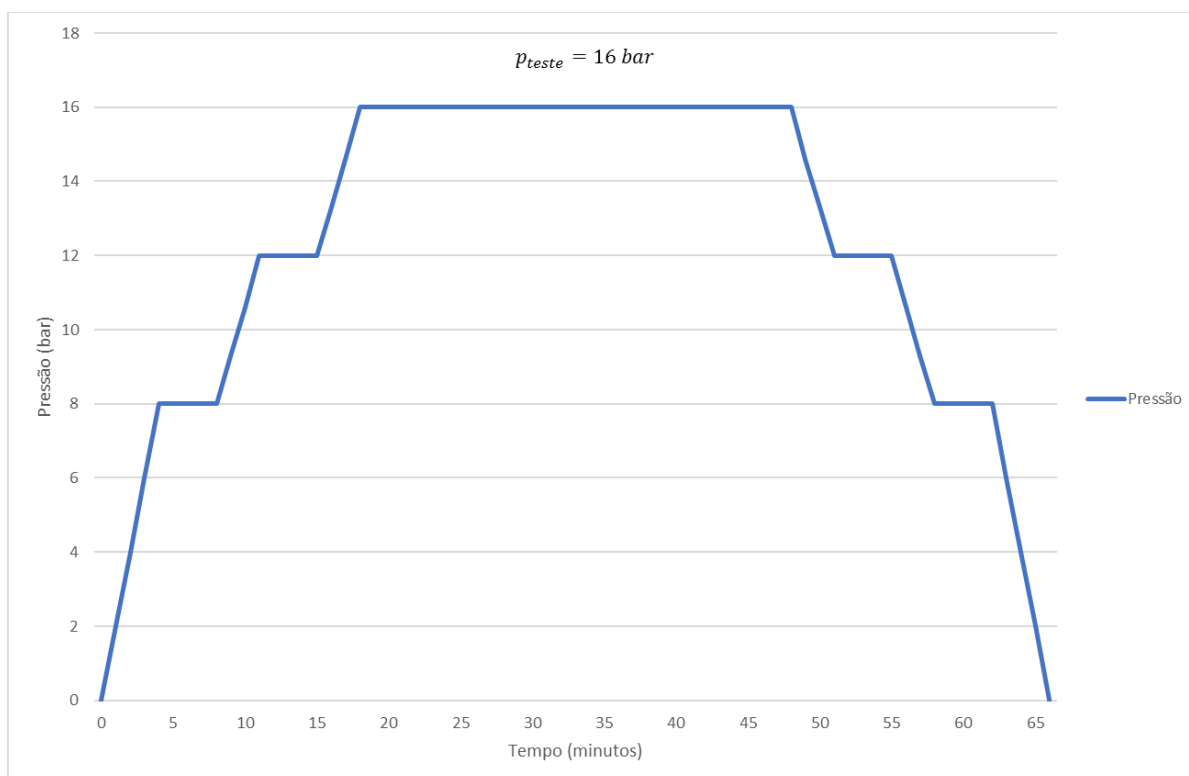
Figura 22 - Montagem para realização de teste hidrostático



Fonte: Elaborado pelo autor

Realizou-se uma curva de pressurização do vaso de pressão conforme o Gráfico 4 seguindo as definições da mesma Norma. Para pressurização do equipamento definiu-se intervalos de tempo para estabilização da pressão em cada i) um dos estágios a fim de verificar a existência de vazamentos.

Gráfico 4 - Curva de pressurização do teste hidrostático



Fonte: Elaborado pelo autor.

No primeiro intervalo de tempo de 5 minutos, elevou-se a pressão do vaso a partir da pressão atmosférica até  $p = 8$  bar como pode-se observar na Figura 23. No segundo intervalo, eleva-se a pressão até a *PMTA* do equipamento durante 5 minutos, devido a sensibilidade de controle da pressão por meio da bomba de teste, atingiu-se a pressão de 12 bar conforme demonstra a Figura 24, que manteve-se estabilizada ao longo do intervalo de tempo solicitado. No intervalo seguinte, elevou-se a pressão do vaso de pressão até um valor próximo a  $p_{teste}$  durante 30 minutos, devido a sensibilidade de controle da pressão atingiu-se 16 bar neste intervalo, como pode ser observado na Figura 25, a fim de verificar a segurança do equipamento em um pico de pressão, conforme estabelecido pela Norma, no intervalo de tempo seguinte igual a 5 minutos despressurizou-se o equipamento até a *PMTA*, intervalo onde foi realizada a inspeção visual de integridade estrutural do vaso de pressão. constatou-se que o vaso de pressão bem como sua conexão soldada ao casco encontram-se íntegros,

sem qualquer defeito, falha ou vazamento que comprometa seu funcionamento, concluiu-se então que o vaso de pressão está apto para realizar o trabalho indicado de forma segura.

Figura 23 - Pressurização do vaso até 8 bar



Fonte: Elaborado pelo autor.

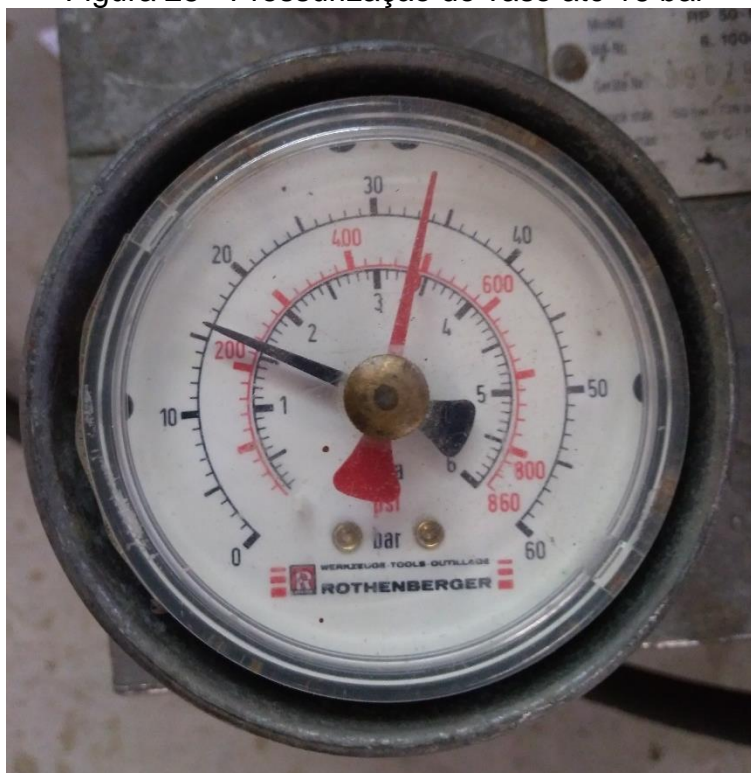
Figura 24 - Pressurização do vaso até 12 bar



Fonte: Elaborado pelo autor.



Figura 25 - Pressurização do vaso até 16 bar



Fonte: Elaborado pelo autor.

### 5.7 Verificação de vida útil remanescente via API 579-1/ASME FFS-1

A partir dos desgastes produzidos internamente no vaso de pressão 1 conforme o Quadro 8, calculou-se a vida útil remanescente do equipamento seguindo da metodologia proposta anteriormente.

Adotou-se o desgaste número 6 do Quadro 8 para o cálculo de vida útil remanescente apresentado no Quadro 9. O desgaste escolhido é o maior em área, com cota axial  $s = 24,2$  mm e cota radial de  $c = 15,9$  mm como pode-se observar nas linhas 1 e 2 do Quadro 9, e com profundidade de 1,3 mm. Na linha 3 observa-se a menor distância entre a falha e a descontinuidade estrutural mais próxima e na linha 4 a espessura mínima produzida a partir dos desgastes internos. A linha 5 apresenta o valor de espessura descontada a tolerância de perda de material futura no local da falha da linha 7, para qual deve-se realizar a verificação, a linha 6 corresponde a espessura média ao longo da falha.

A linha 8 do Quadro 9 apresenta o cálculo do percentual de espessura remanescente no local da falha e a linha 9 apresenta o valor do parâmetro longitudinal

de falha, verificou-se que os valores atendem as condições requeridas para o nível 1 de avaliação apresentadas nas expressões 62, 63 e 64 da revisão bibliográfica deste trabalho. Inserindo os valores de  $R_t$  e  $\lambda$  no Gráfico 2 verificou-se que é aceitável calcular diretamente a nova pressão máxima de trabalho admissível, que é apresentada na linha 10.

Calculou-se na linha 11 do Quadro 9 o parâmetro longitudinal de falha, verificou-se que os critérios presentes nas expressões 68, 69, 70, 71 e 72 são atendidos, permitindo a utilização do Gráfico 3, que qualificou positivamente a avaliação do casco quanto a utilização do nível 1 de avaliação da Norma.

Nas linhas 12 e 13 apresentou-se o cálculo da espessura mínima de parede para resistir à pressão de operação  $p = 5$  bar definida anteriormente e uma taxa de corrosão futura estimada para o vaso.

A linha 14 apresenta o cálculo de vida útil remanescente segundo o nível 1 de avaliação da API 579-1/ASME FFS-1, correspondente com a taxa de corrosão estimada e a pior condição de falha do vaso de pressão 1.

Quadro 9 - Cálculo de vida útil remanescente do vaso de pressão 1

<b>Cálculo de vida útil remanescente</b>				
<b>Parâmetros</b>				
	<b>Grandeza</b>	<b>Sigla</b>	<b>Quantidade</b>	<b>Unidade</b>
<b>1</b>	Cota axial do desgaste	$s$	24,20	mm
<b>2</b>	Cota radial do desgaste	$c$	15,90	mm
<b>3</b>	Distância até a descontinuidade estrutural mais próxima	$L_{msd}$	55,00	mm
<b>4</b>	Espessura mínima	$t_{mm}$	3,20	mm
<b>5</b>	Espessura de parede utilizada para verificação	$t_c$	2,50	mm
<b>6</b>	Espessura de parede uniforme ao longo da falha durante a avaliação	$t_{rd}$	3,20	mm
<b>7</b>	Tolerância de perda de material futura no local da falha	$FCA$	0,70	mm
<b>8</b>	Espessura de parede remanescente no local da falha	$R_t$	1,00	-
<b>9</b>	Parâmetro longitudinal de falha	$\lambda$	1,17	-

<b>10</b>	Pressão máxima de trabalho admissível	$PMTA$	1,19	MPa
<b>11</b>	Parâmetro longitudinal de falha	$\lambda_c$	0,77	-
<b>12</b>	Espessura mínima para resistir à pressão de operação	$t_{min}$	1,05	mm
<b>13</b>	Taxa de corrosão futura moderada	$C_{rate}$	0,05	mm/ano
<b>14</b>	Tempo de operação	$time$	43	anos

Fonte: Elaborado pelo autor

## 6 CONCLUSÃO

O presente trabalho focou no projeto e desenvolvimento de dois vasos de pressão para uma bancada de ensaios e posterior validação dos mesmos por meio das verificações designadas segundo as Normas abordadas no corpo do texto.

A Norma ASME Seção VIII Divisão 1 utilizada para o projeto mecânico dos vasos de pressão demonstrou-se muito eficiente e completa, abrange com totalidade e precisão as grandezas envolvidas nos cálculos, permitindo aos usuários que desenvolvam os projetos com a segurança necessária. A precisão da Norma foi verificada quanto ao dimensionamento da  $PMTA = 1,29 MPa$  e da  $p_{teste} = 1,68 MPa$  adotada no teste hidrostático do vaso de pressão 2, que verificou de forma satisfatória a condição de trabalho proposta para o equipamento.

O ensaio não destrutivo de medição de espessura por ultrassom demonstrou-se um recurso de fundamental importância no desenvolvimento e verificação dos vasos de pressão para determinação do nível de corrosão existente, permitindo que o usuário obtenha um perfil de espessuras do equipamento sem que seja necessário acessar a parte interna dos vasos. O ensaio permitiu a determinação da menor espessura existente do casco do vaso de pressão para determinação da pressão máxima de trabalho admissível e da vida útil remanescente do equipamento prevendo-se uma taxa de corrosão futura e utilizando-se do processo de cálculo da API 579-1/ASME FFS-1, metodologia adotada para o vaso de pressão 1. Permitiu também a determinação de um perfil de espessura completo para verificação e determinação da  $PMTA$  do vaso de pressão 2.

Os vasos de pressão foram construídos de forma a permitir os testes e ensaios propostos inicialmente nos objetivos deste trabalho, simulam condições reais encontradas no dia a dia aos usuários, possibilitando a compreensão e o estudo de forma mais intuitiva dos métodos de projeto, verificação e dimensionamento apresentados ao longo do corpo deste trabalho. Concedem aos usuários a possibilidade de entrar em contato com a ampla área de trabalho e estudo que constituem os vasos de pressão, agregando capacidade técnica e conhecimento específico para que possam desenvolver de forma satisfatória as bases necessárias aos que desejam constituir suas carreiras na área de projeto, verificação, dimensionamento e inspeção de vasos de pressão.

## REFERÊNCIAS

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 16357: Cilindro de aço, sem costura, para fabricação de extintores de incêndio portáteis e sobre rodas com carga de até 10 kg de CO<sub>2</sub> – Requisitos e métodos de ensaio.** 2ª ed. Rio de Janeiro, 2016.

AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE (API). **Recommended Practice 510, Pressure Vessel Inspection Code: In-Service Inspection, Rating, Repair, and Alteration.** 9ª ed. Washington, D.C.: API Publishing Services, 2006.

AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE (API). **Recommended Practice 579, Fitness-For-Service.** 2ª ed. Washington, D.C.: API Publishing Services, 2007.

AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS (ASME). **Boiler & Pressure Vessel Code: Section II: Part D: Properties (Customary) MATERIALS.** Edition 2007, New York.

AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS (ASME). **Boiler & Pressure Vessel Code: Section VIII: Division 1: Rules for Construction of Pressure Vessels.** Edition 2007, New York.

AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS (ASME). **Boiler & Pressure Vessel Code: Section VIII: Division 2: Alternative Rules for Construction of Pressure Vessels.** Edition 2007, New York.

AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS (ASME). **Boiler & Pressure Vessel Code: Section VIII: Division 3: Alternative Rules for Construction of High Pressure Vessels.** Edition 2007, New York.

AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS (ASME). **B31.3-2006 Process Piping.** Edition 2006, New York.

ANDREUCCI, Ricardo. **Ensaios por Ultrassom.** Ed. Maio 2014. Abendi, São Paulo. Disponível em [http://www.abendi.org.br/abendi/Upload/file/US\\_maio\\_2014%20\(1\).pdf](http://www.abendi.org.br/abendi/Upload/file/US_maio_2014%20(1).pdf) . Último acesso em 10 de junho 2018.

GROEHS, Ademar G. **Resistência dos Materiais e Vasos de Pressão**. 2ª ed. São Leopoldo: UNISINOS, 2014.

HELLIER, Charles J. **Handbook of Nondestructive Evaluation**. 1ª ed. McGraw-Hill eBooks, 2003. Disponível em <[http://ecmp.profittech.info/Handbook%20of%20Nondestructive%20Evaluation\\_0070281211.pdf](http://ecmp.profittech.info/Handbook%20of%20Nondestructive%20Evaluation_0070281211.pdf)>. Último acesso em 15 de maio 2018.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION (ISO). **INTERNATIONAL STANDARD 9809-3: Gas cylinders - Refillable seamless steel gas cylinders - Design, construction and testing - Part 3: Normalized steel cylinders**. 1st edition. Geneva, 2000.

MINISTÉRIO DO TRABALHO E EMPREGO (MTE). **NR - 13: Manual Técnico de Caldeiras e Vasos de Pressão**. Edição Comemorativa 10 anos NR-13. Brasília, 2006.

NORTON, Robert L. **Projeto de Máquinas: Uma abordagem integrada**. 4ª ed. Porto Alegre: Bookman, 2013.

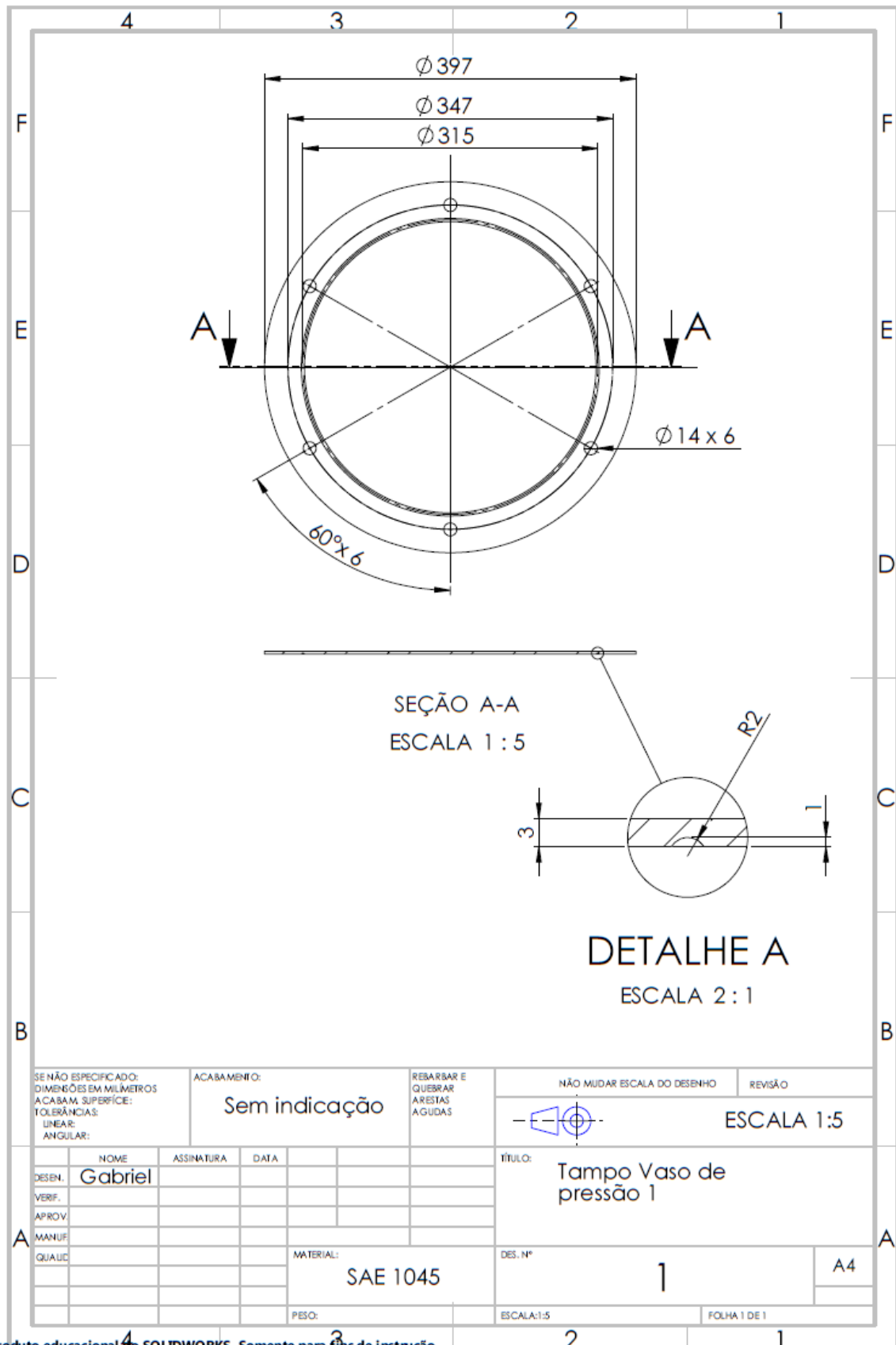
SHIGLEY, Joseph E. **Elementos de Máquinas 2**. Tradução de Edival Ponciano de Carvalho. 3ª ed. Rio de Janeiro: LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 1984.

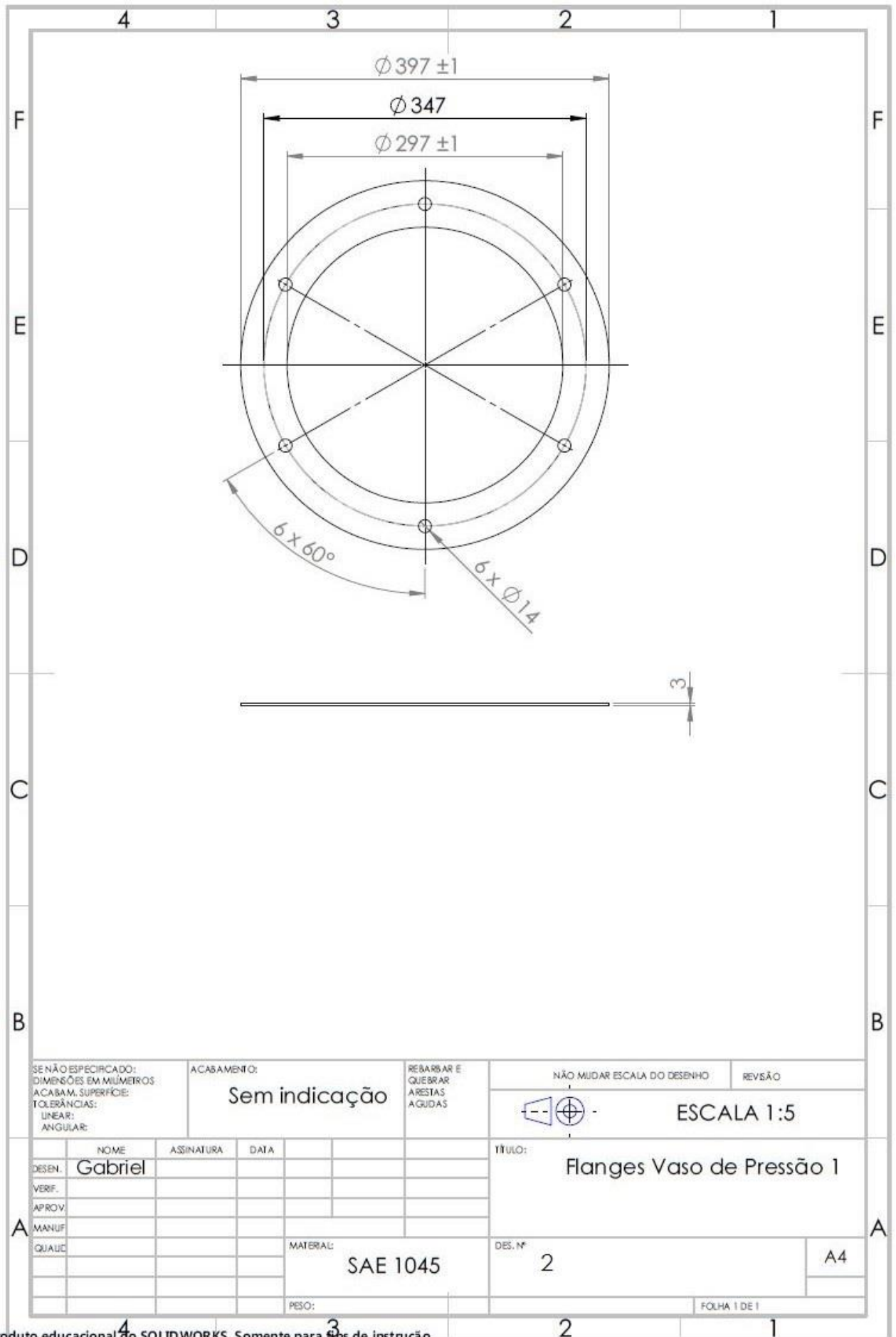
TELLES, Pedro C. Silva. **Vasos de Pressão**. 2ª ed. Rio de Janeiro: LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 1996.

TELLES, Pedro C. Silva. **Tubulações Industriais: Cálculo**. 9ª ed. Rio de Janeiro: LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 1999.

TELLES, Pedro C. Silva. **Tubulações Industriais: Materiais, Projeto e Montagem**. 10ª ed. Rio de Janeiro: LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 2001.

## APÊNDICE A - DETALHAMENTO DOS COMPONENTES PRINCIPAIS DO VASO DE PRESSÃO 1





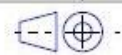
SE NÃO ESPECIFICADO:  
DIMENSÕES EM MILÍMETROS  
ACABAM. SUPERFÍCIE:  
TOLERÂNCIAS:  
LINEAR:  
ANGULAR:

ACABAMENTO:  
**Sem indicação**

REBARBAR E  
QUEBRAR  
ARESTAS  
AGUDAS

NÃO MUDAR ESCALA DO DESENHO

REVISÃO



**ESCALA 1:5**

	NOME	ASSINATURA	DATA
DESEN.	Gabriel		
VERIF.			
APROV.			
MANUF.			
QUALID.			

TÍTULO:  
**Flanges Vaso de Pressão 1**

MATERIAL:  
**SAE 1045**

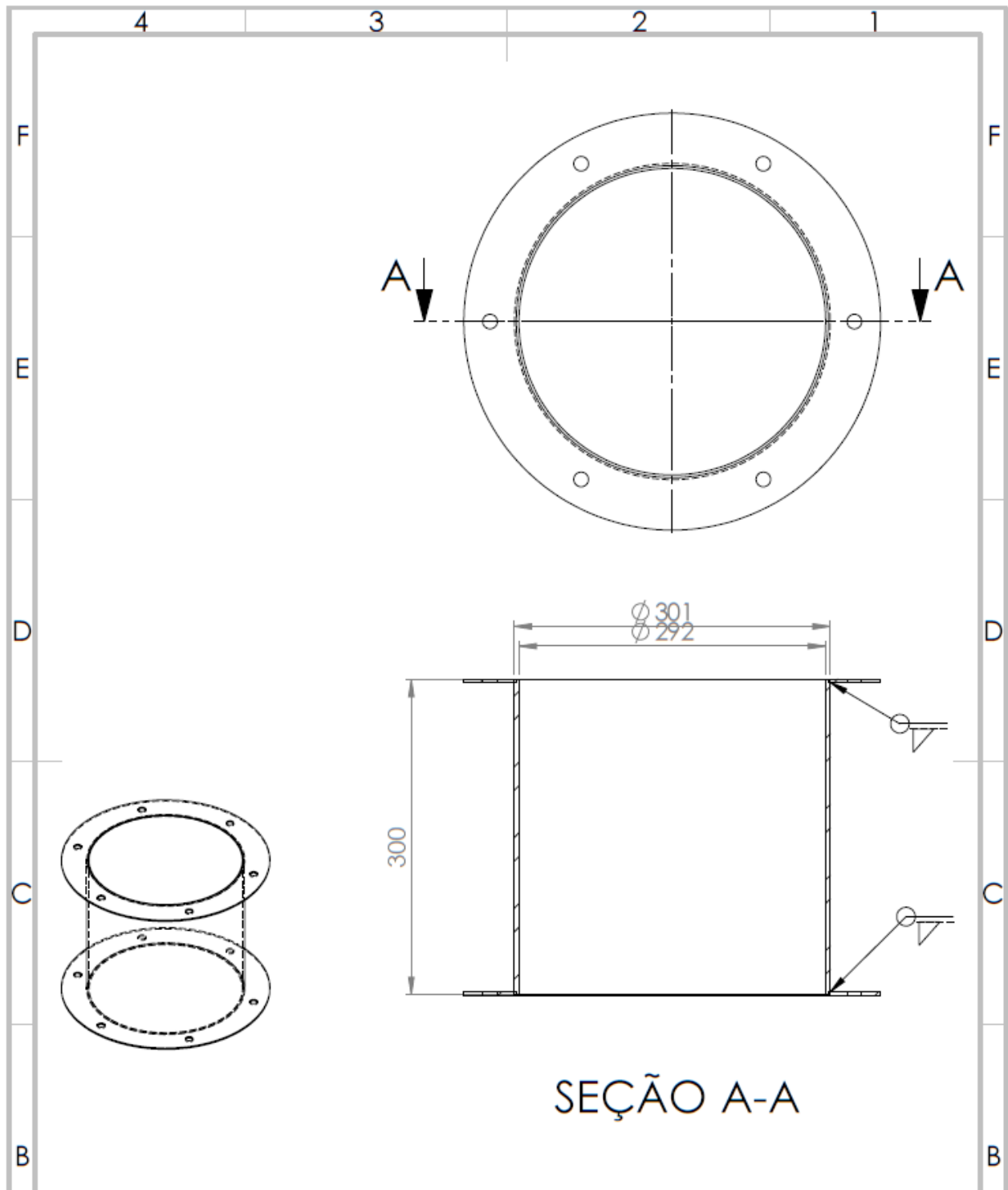
DES. Nº  
**2**

**A4**

PESO:

FOLHA 1 DE 1

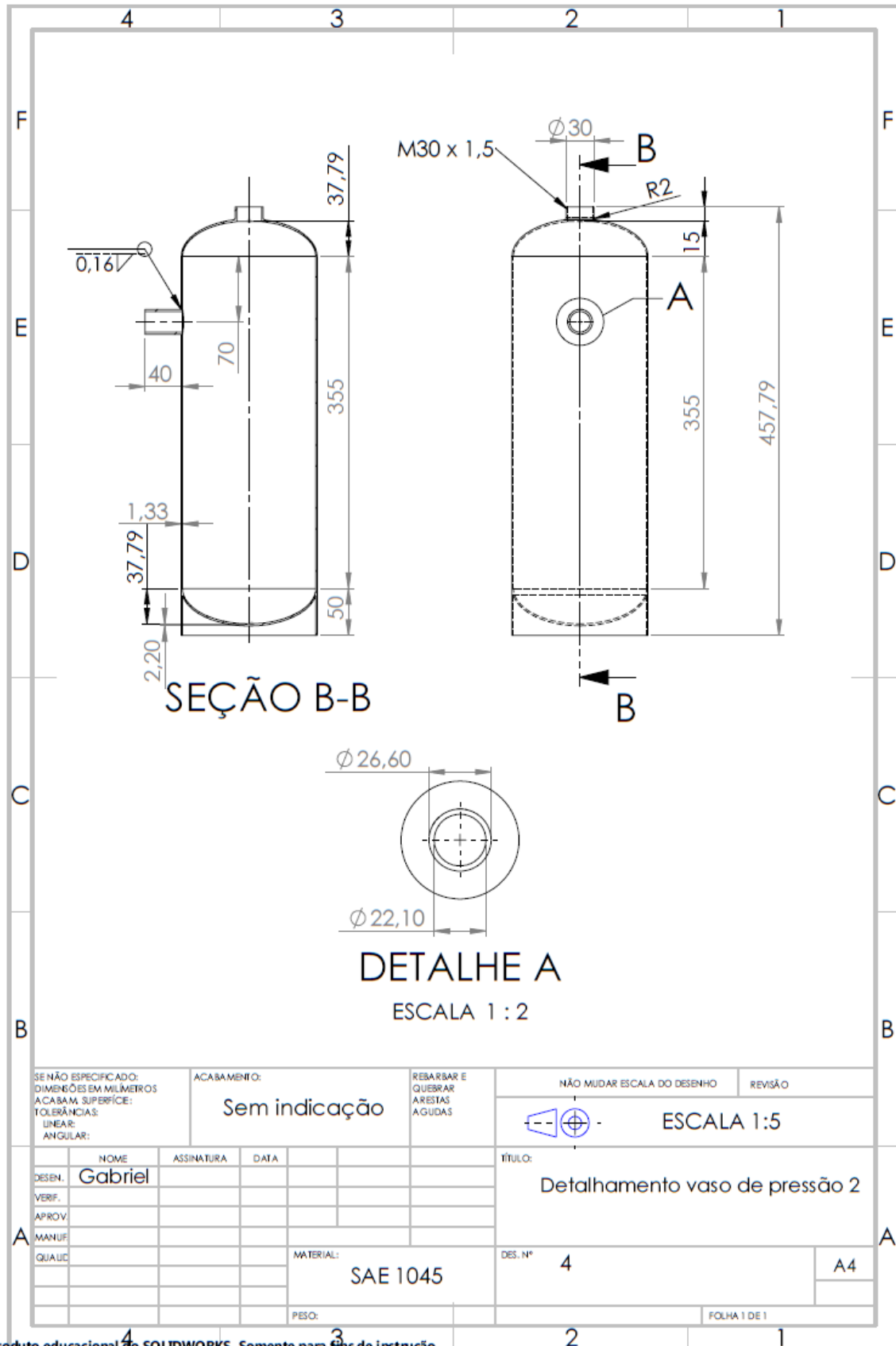


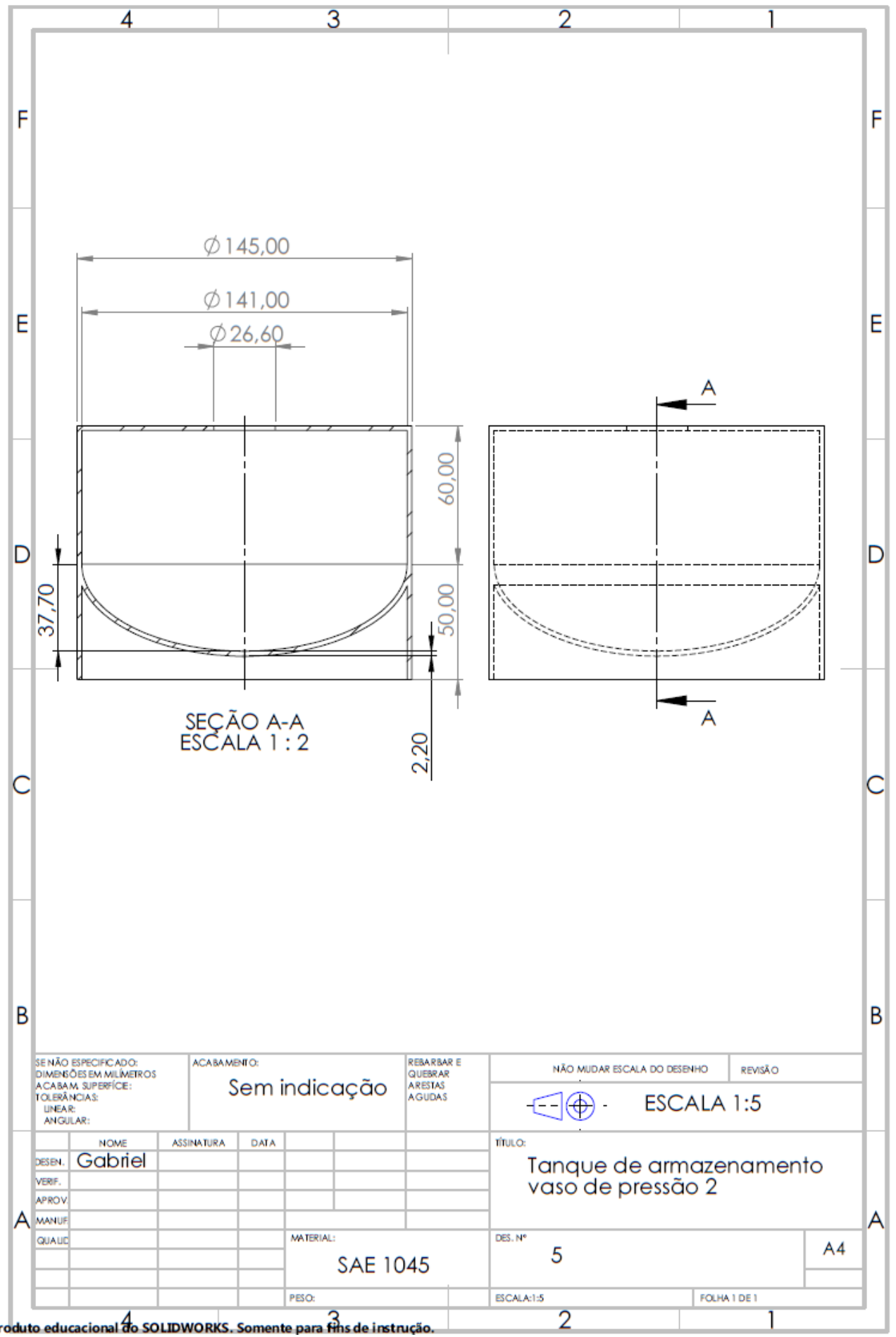


SEÇÃO A-A

SE NÃO ESPECIFICADO: DIMENSÕES EM MILÍMETROS ACABAM. SUPERFÍCIE: TOLERÂNCIAS: LINEAR: ANGULAR:		ACABAMENTO: <b>Sem indicação</b>	REBARBAR E QUEBRAR ARESTAS AGUDAS	NÃO MUDAR ESCALA DO DESENHO	REVISÃO
				 <b>ESCALA 1:5</b>	
DESEN.	NOME <b>Gabriel</b>	ASSINATURA	DATA	TÍTULO: <b>Casco vaso de pressão 1</b>	
VERIF.					
APROV.				DES. Nº <b>3</b>	
MANUF.					
QUAUC				MATERIAL: <b>ASTM A36</b>	
				DES. Nº <b>3</b>	
				FOLHA 1 DE 1	
				FOLHA 1 DE 1	

## APÊNDICE B - DETALHAMENTO DOS COMPONENTES PRINCIPAIS DO VASO DE PRESSÃO 2





SE NÃO ESPECIFICADO: DIMENSÕES EM MILÍMETROS ACABAM. SUPERFÍCIE: TOLERÂNCIAS: LINEAR: ANGULAR:			ACABAMENTO: <b>Sem indicação</b>			REBARBAR E QUEBRAR ARESTAS AGUDAS		NÃO MUDAR ESCALA DO DESENHO		REVISÃO	
								<b>ESCALA 1:5</b>			
TÍTULO:						Tanque de armazenamento vaso de pressão 2					
DES. N°						5		A4			
MATERIAL:						SAE 1045					
PESO:											
ESCALA:1:5						FOLHA 1 DE 1					

## APÊNDICE C - ENSAIO DE MEDIÇÃO DE ESPESSURA POR ULTRASSOM NO CASCO DO VASO DE PRESSÃO 2

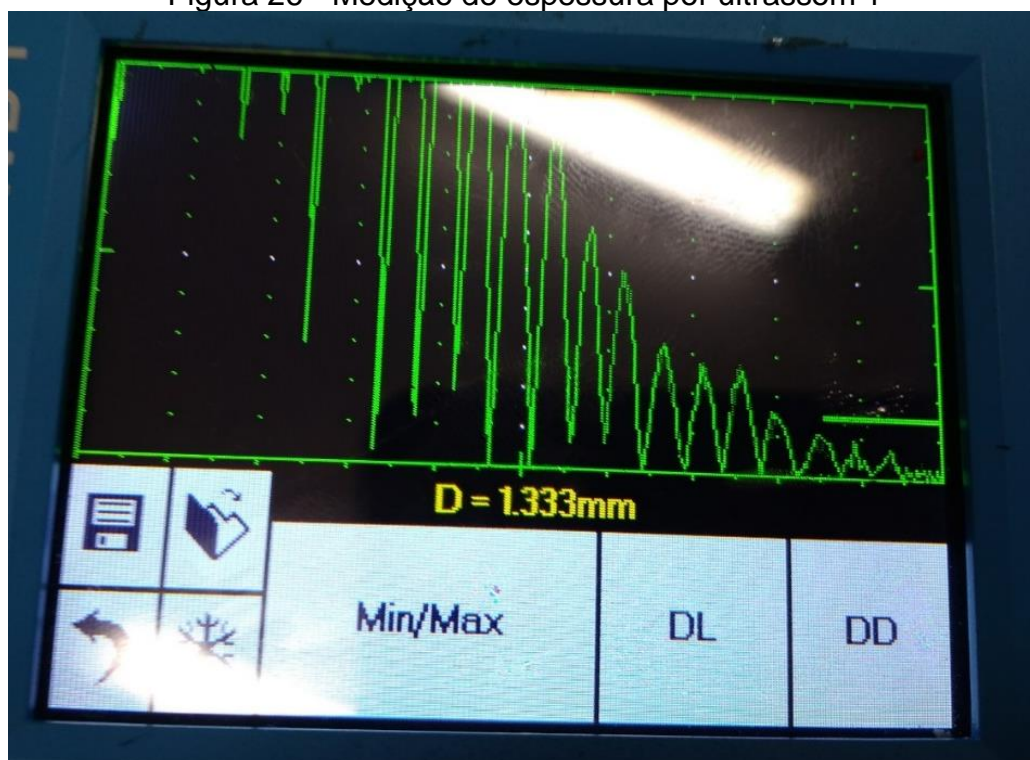
As Figuras dispostas neste Apêndice demonstram os diversos resultados obtidos ao longo do ensaio de medição de espessura por ultrassom realizado no casco do vaso de pressão 2.

Observou-se nas Figuras 26 a 32 os menores valor de espessura encontrada para o vaso de pressão, medidos entre a linha média de altura do vaso de pressão e a parte inferior do mesmo.

Já nas Figuras 33 a 37 verificou-se os maiores valores de espessura, medidos entre a linha média de altura do vaso de pressão e a parte superior do mesmo.

Constatou-se corrosão mais acentuada nas partes inferiores do vaso de pressão, que pode ser justificada em parte pela reação do  $\text{NaHCO}_3$  e da umidade com as paredes internas do vaso.

Figura 26 - Medição de espessura por ultrassom 1



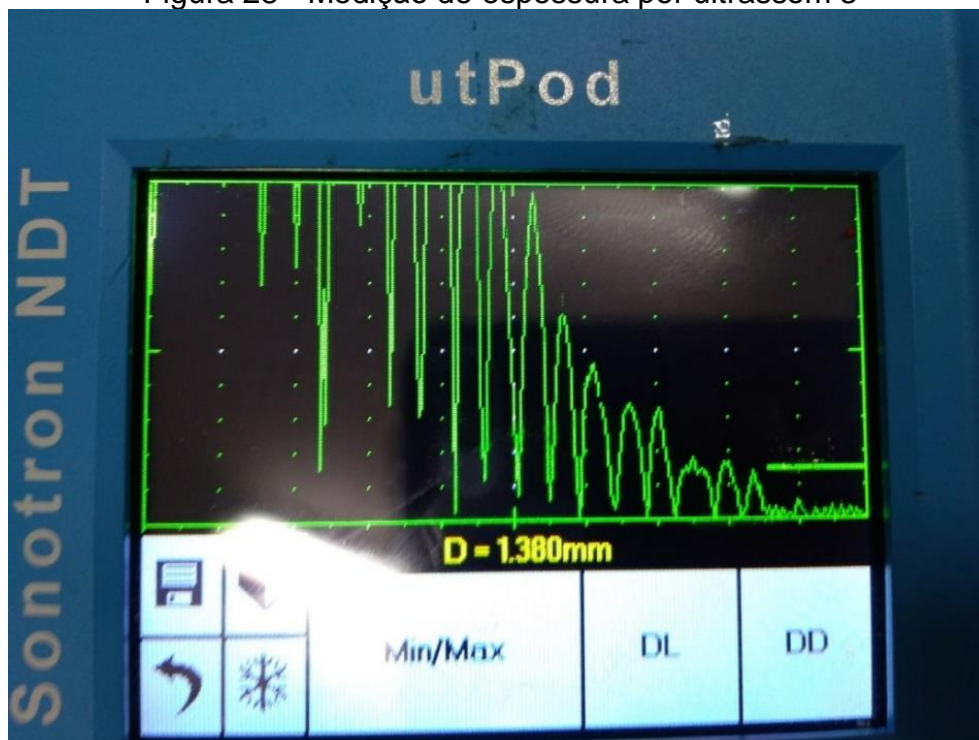
Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 27 - Medição de espessura por ultrassom 2



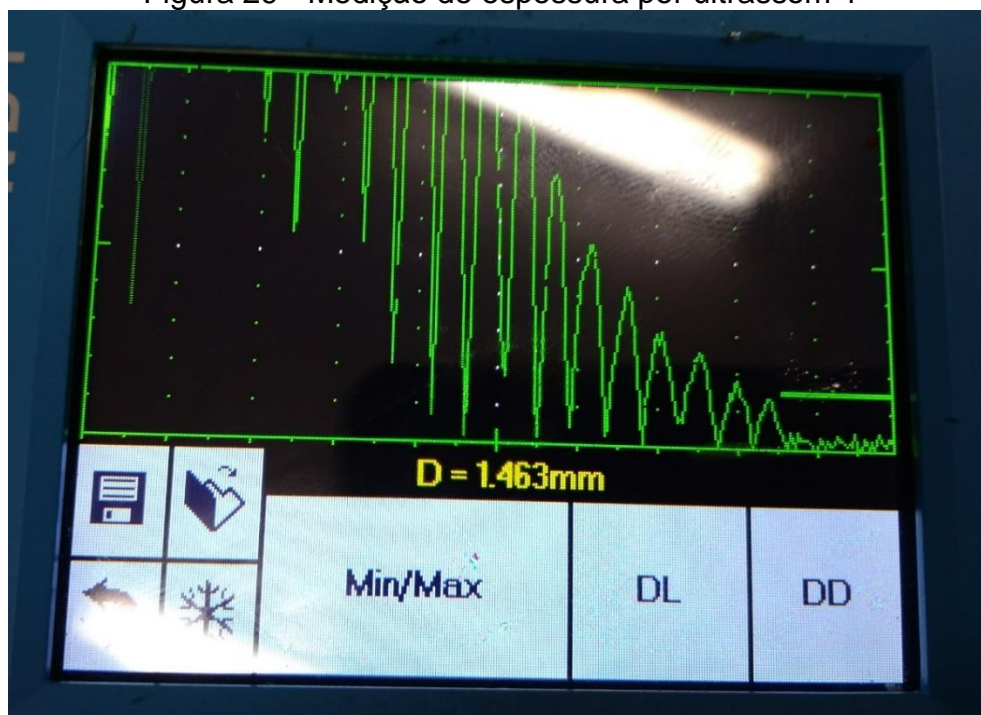
Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 28 - Medição de espessura por ultrassom 3



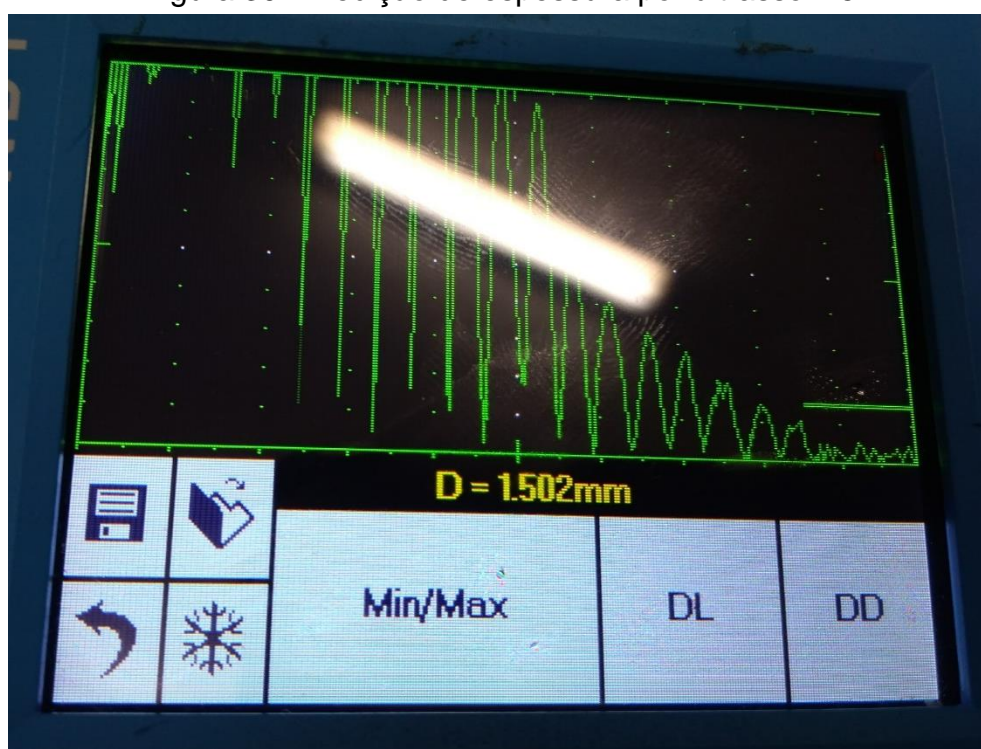
Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 29 - Medição de espessura por ultrassom 4



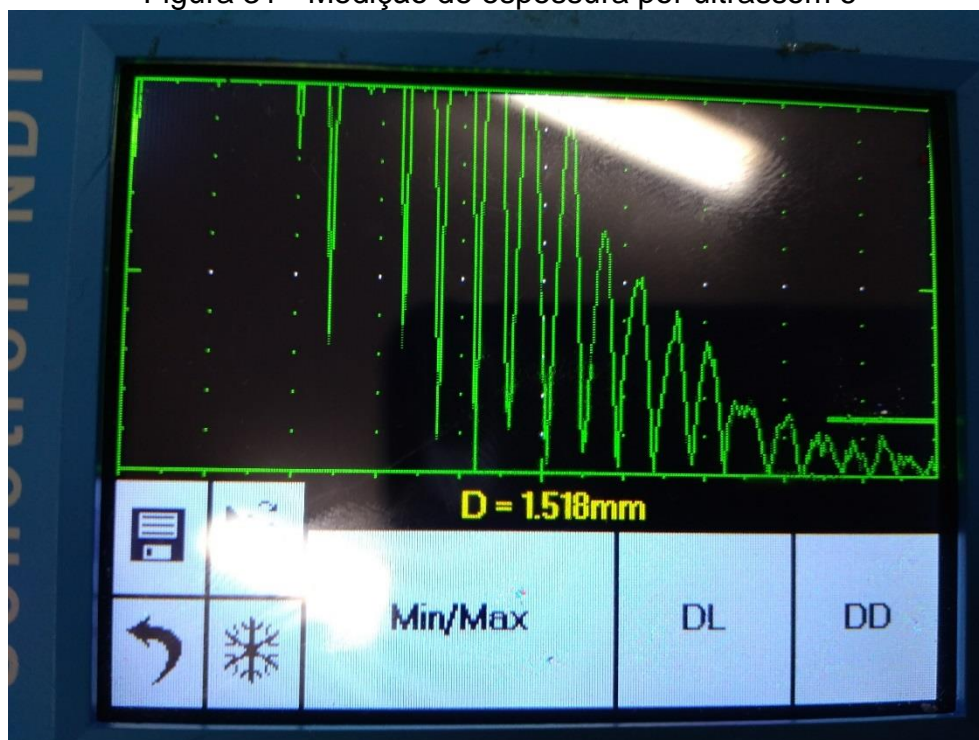
Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 30 - Medição de espessura por ultrassom 5



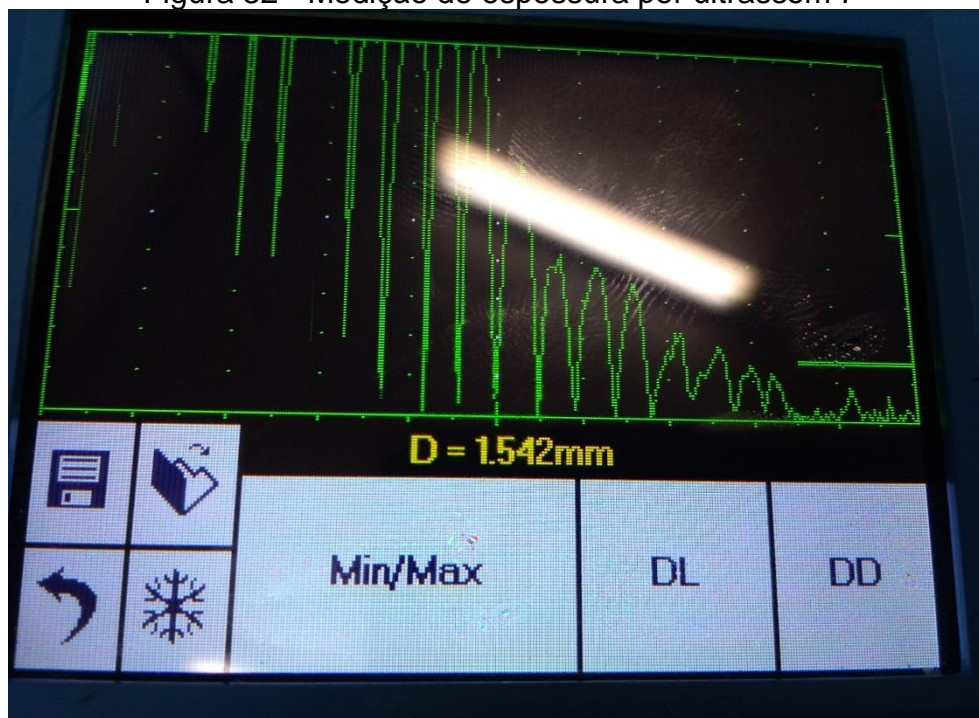
Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 31 - Medição de espessura por ultrassom 6



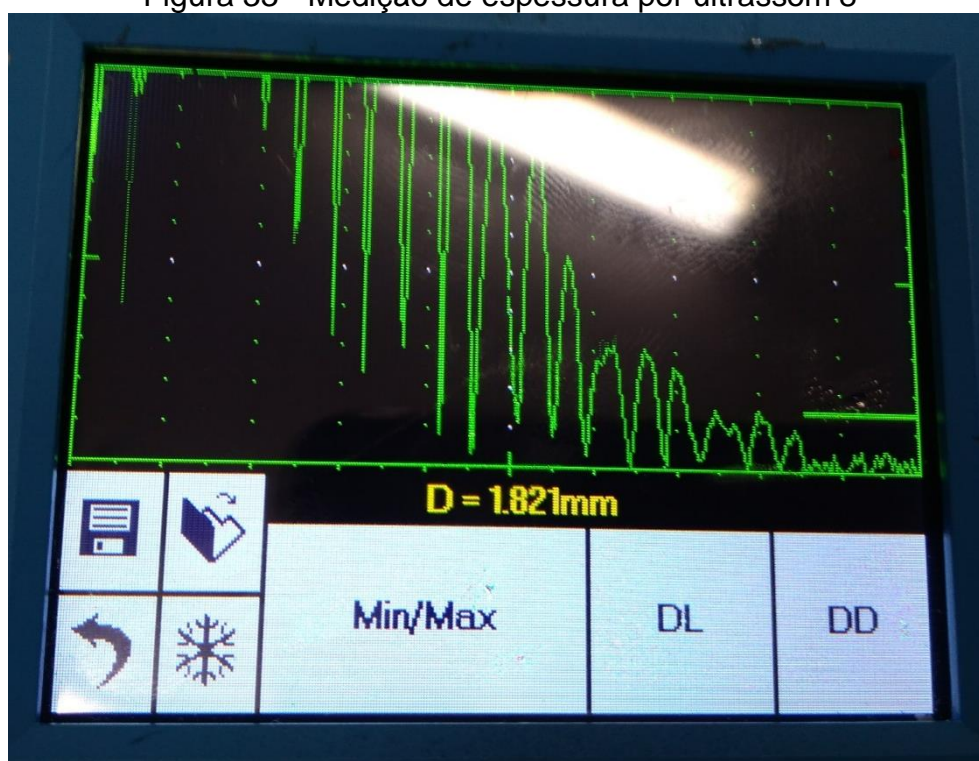
Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 32 - Medição de espessura por ultrassom 7



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 33 - Medição de espessura por ultrassom 8



Fonte: Elaborado pelo autor.

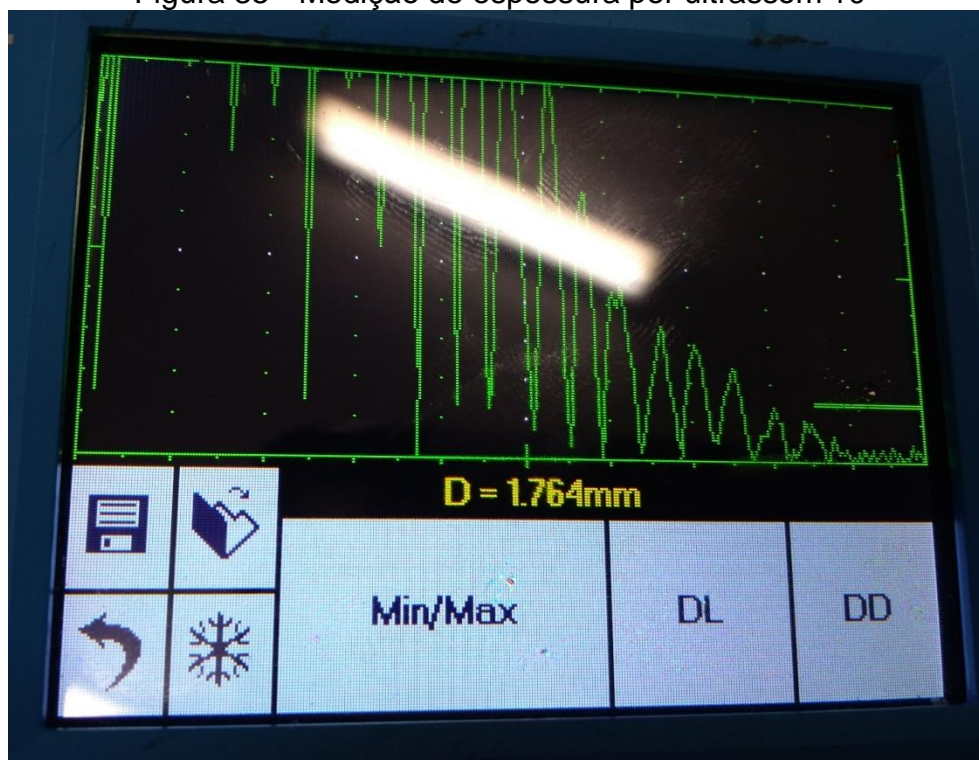
Figura 34 - Medição de espessura por ultrassom 9



Fonte: Elaborado pelo autor.

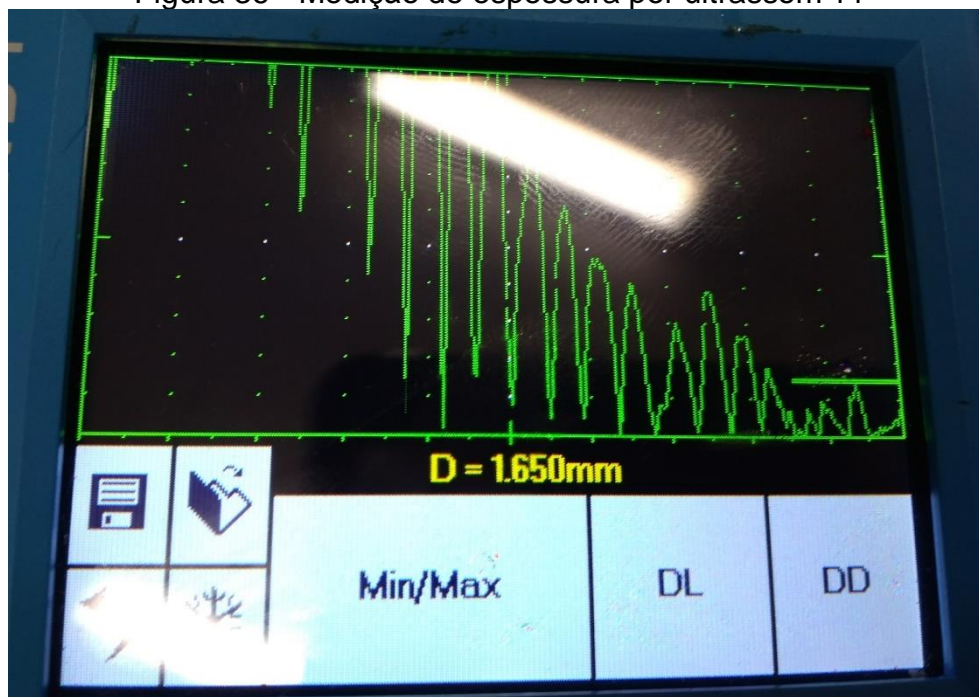


Figura 35 - Medição de espessura por ultrassom 10



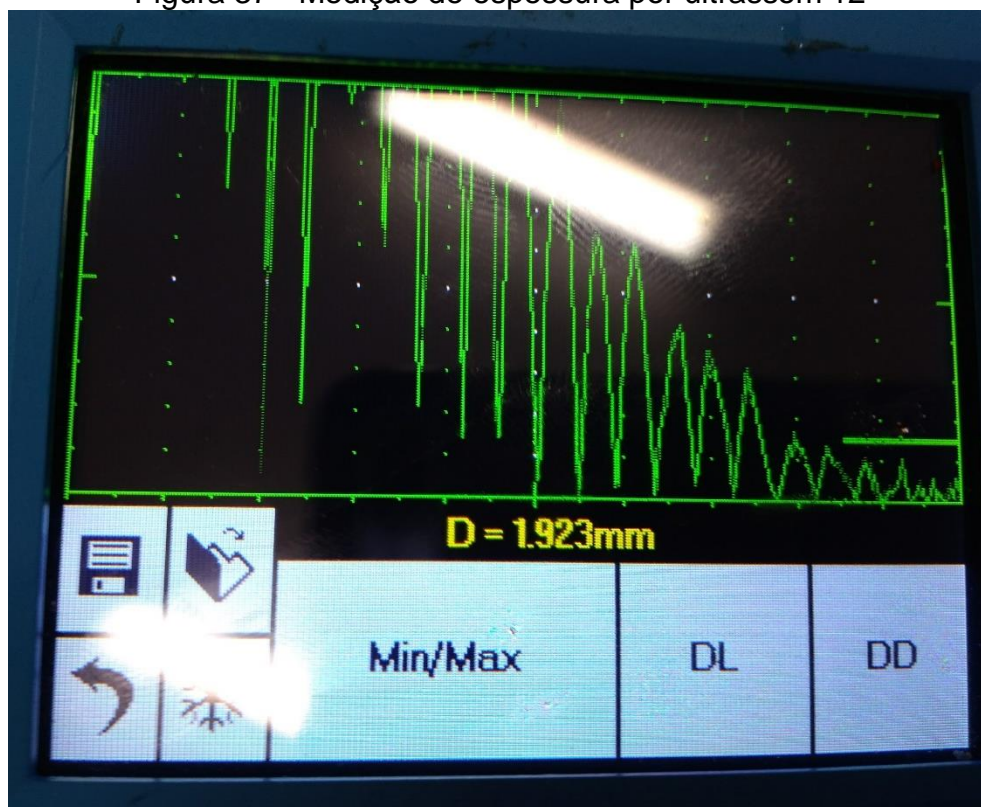
Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 36 - Medição de espessura por ultrassom 11



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 37 - Medição de espessura por ultrassom 12



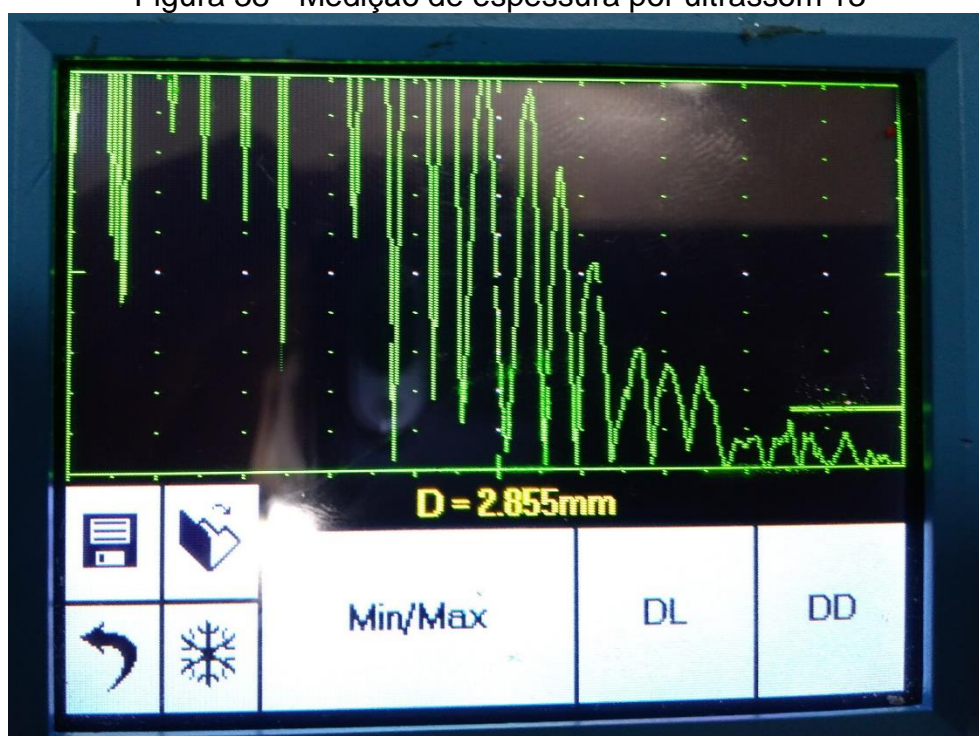
Fonte: Elaborado pelo autor.

## APÊNDICE D - ENSAIO DE MEDIÇÃO DE ESPESSURA POR ULTRASSOM NOS TAMPOS DO VASO DE PRESSÃO 2

As Figuras presentes neste Apêndice demonstram os resultados obtidos ao longo do ensaio de medição de espessura por ultrassom realizado nos tampos do vaso de pressão 2.

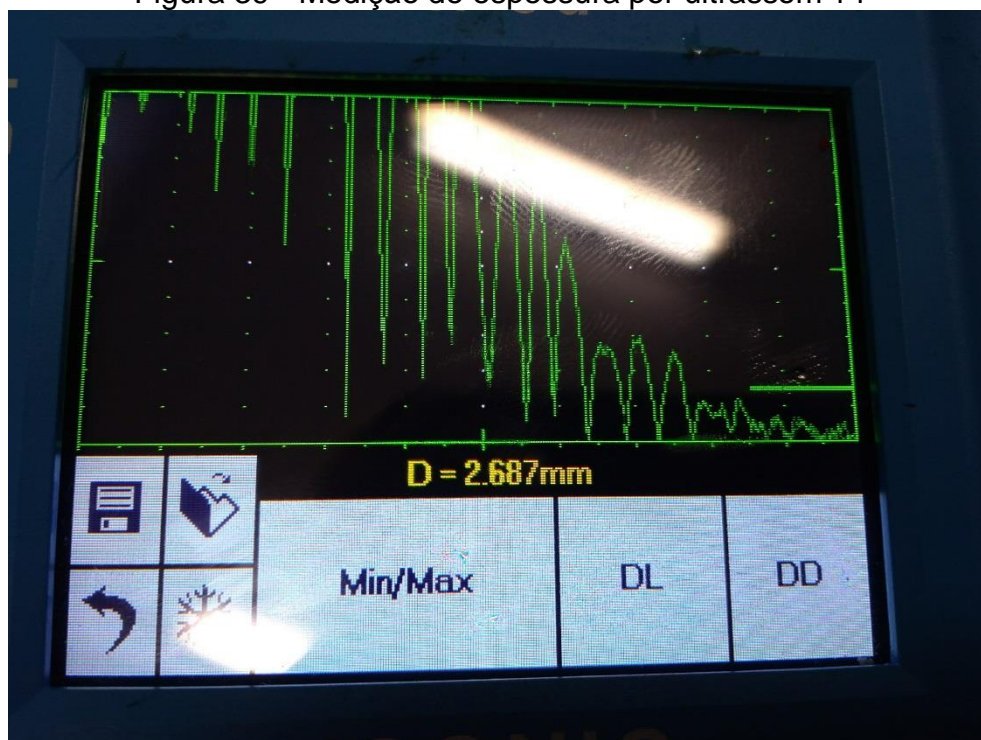
Observou-se variações na espessura que pode ser justificada em parte pela reação da substância sólida de combate a chama com a superfície interna dos tampos do vaso de pressão e pela redução de espessura promovido pelo processo de estampagem do tampo. As maiores espessuras foram registradas no tampo superior do vaso conforme as Figuras 38 a 42, e as menores no tampo inferior do vaso como pode-se observar nas Figuras 43 a 46.

Figura 38 - Medição de espessura por ultrassom 13



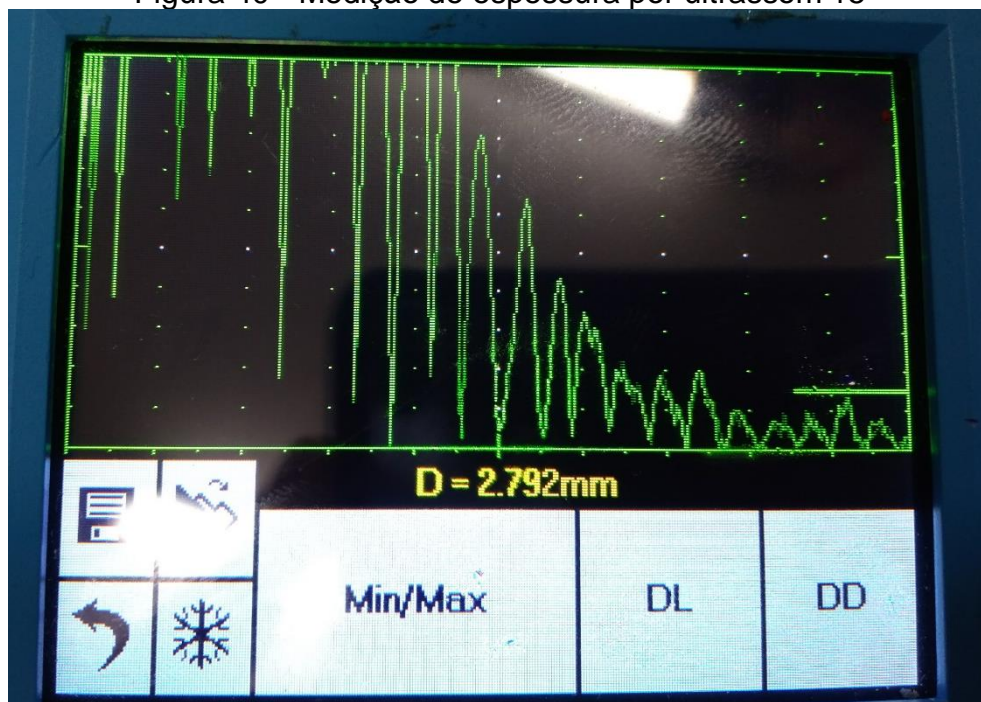
Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 39 - Medição de espessura por ultrassom 14



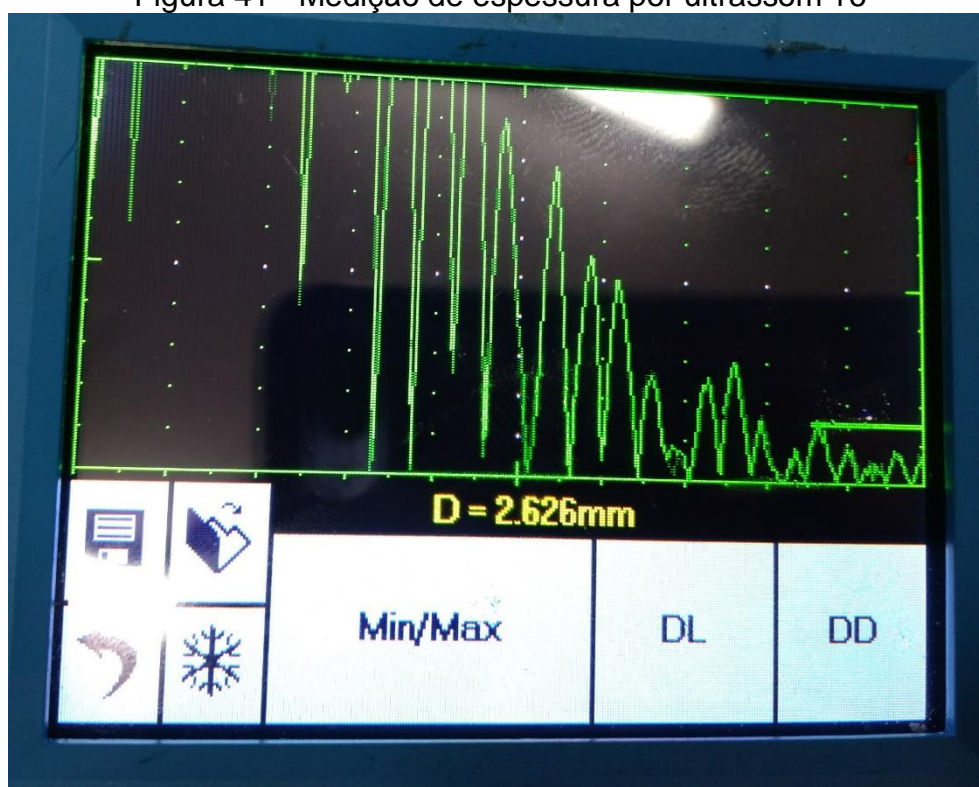
Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 40 - Medição de espessura por ultrassom 15



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 41 - Medição de espessura por ultrassom 16



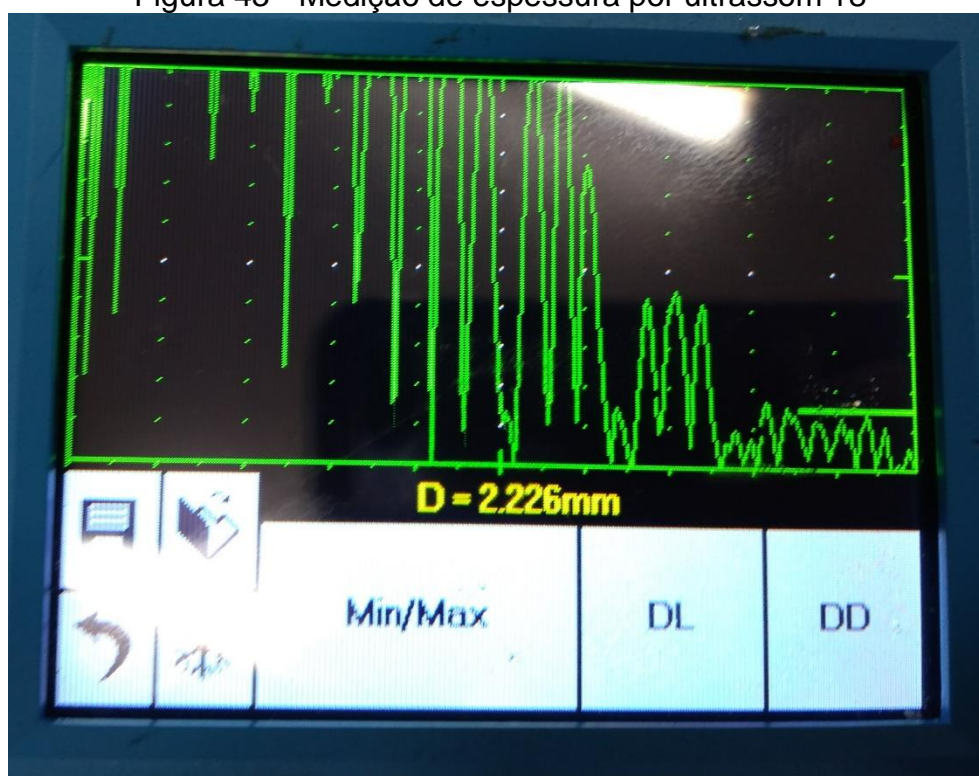
Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 42 - Medição de espessura por ultrassom 17



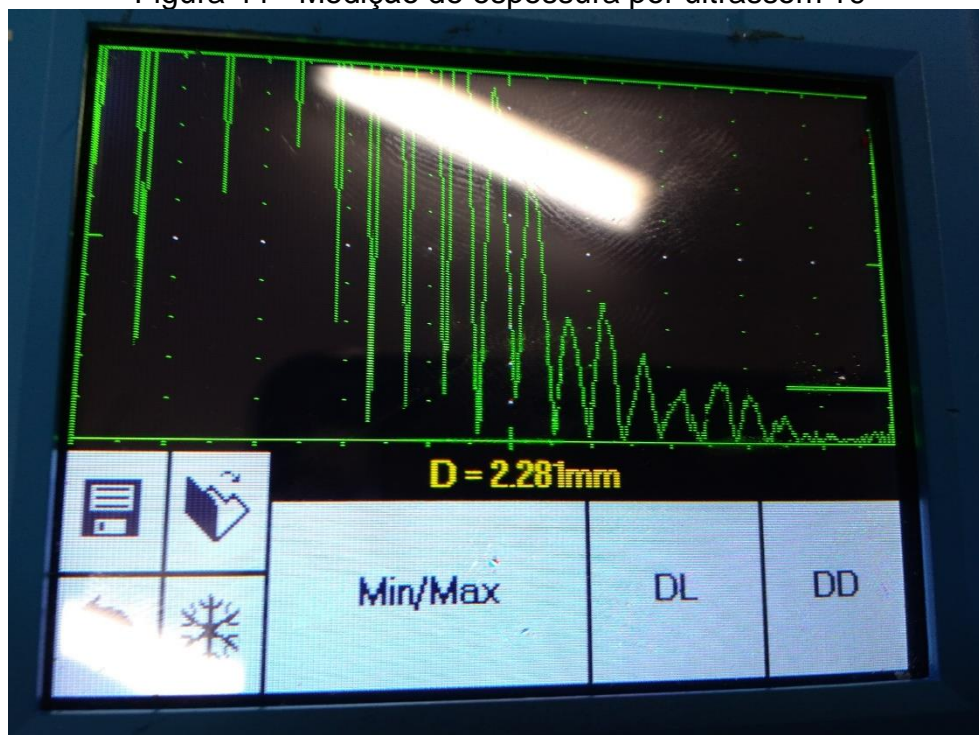
Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 43 - Medição de espessura por ultrassom 18



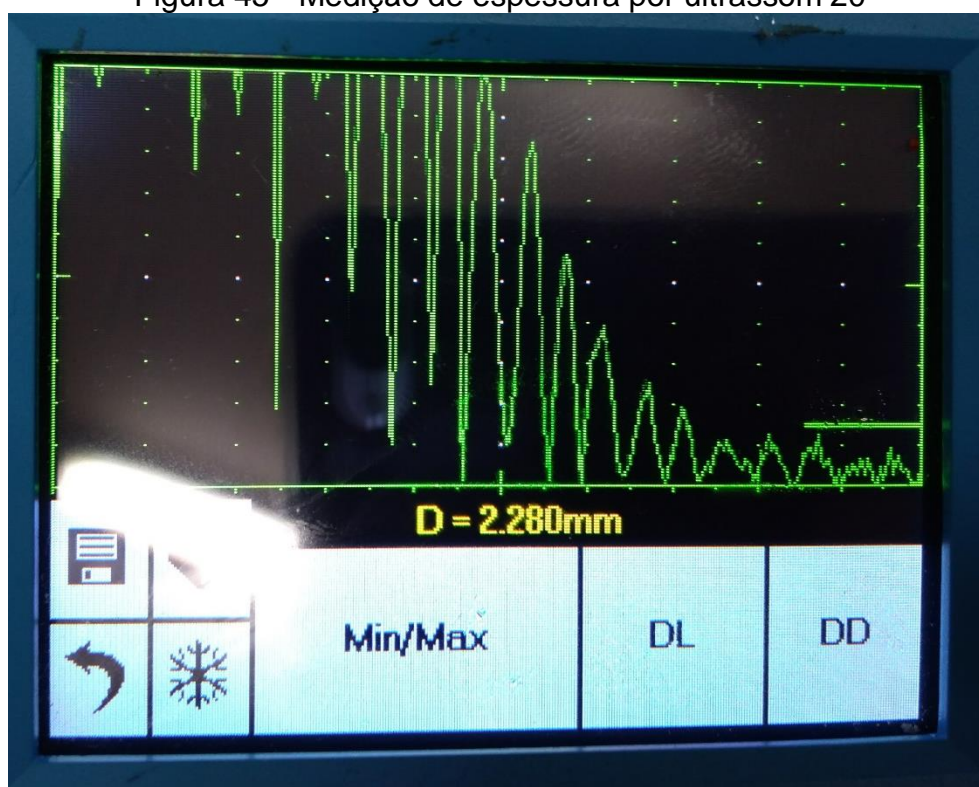
Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 44 - Medição de espessura por ultrassom 19



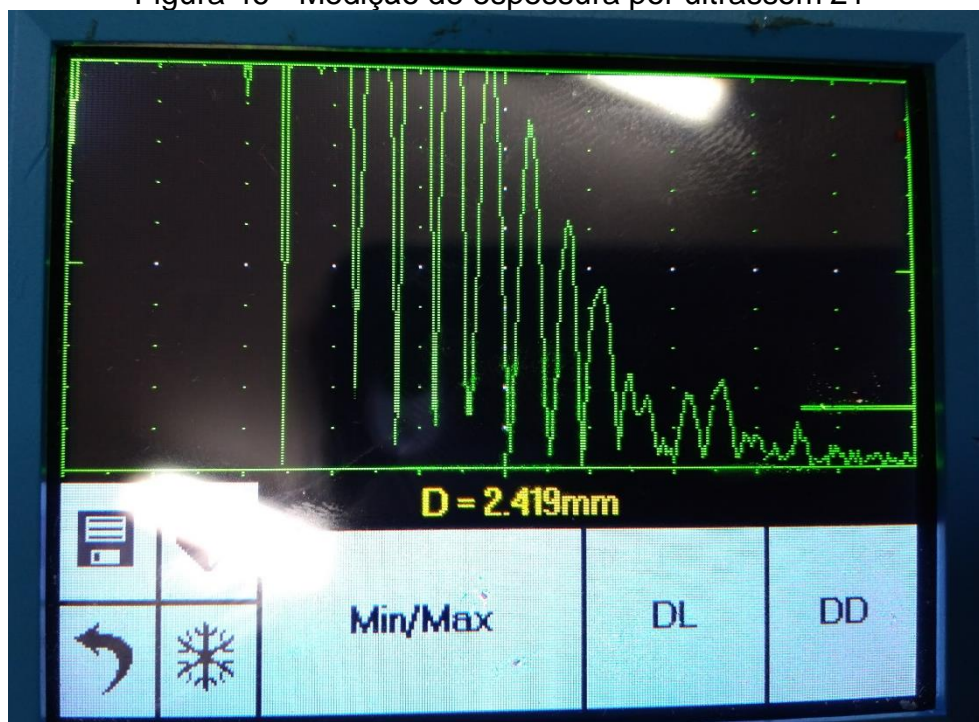
Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 45 - Medição de espessura por ultrassom 20



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 46 - Medição de espessura por ultrassom 21



Fonte: Elaborado pelo autor.

## ANEXO A – GRUPO DE POTENCIAL DE RISCO



CLASSE DE FLUIDO	GRUPO DE POTENCIAL DE RISCO				
	1 P.V $\geq$ 100	2 P.V < 100 P.V $\geq$ 30	3 P.V < 30 P.V $\geq$ 2,5	4 P.V < 2,5 P.V $\geq$ 1	5 P.V < 1
	CATEGORIAS				
<p>“A”</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– Inflamáveis</li> <li>– Combustível com temperatura igual ou superior a 200°C</li> <li>– Tóxico com limite de tolerância <math>\leq</math> 20ppm</li> <li>– Hidrogênio</li> <li>– Acetileno</li> </ul>	I	I	II	III	III
<p>“B”</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– Combustível com temperatura menor que 200°C</li> <li>– Tóxico com limite de tolerância &gt; 20ppm</li> </ul>	I	II	III	IV	IV
<p>“C”</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– Vapor de água</li> <li>– Gases asfixiantes simples</li> <li>Ar comprimido</li> </ul>	I	II	III	IV	V
<p>“D”</p> <p>Água ou outros fluidos não enquadrados nas classes “A”, “B” ou “C”, com temperatura superior a 50°C</p>	II	III	IV	V	V

Fonte: Adaptado de NR - 13 Manual Técnico de Caldeiras e Vasos de Pressão. (2006, p. 118)



## ANEXO B - CONDIÇÕES RECOMENDADAS DE USINAGEM PARA FRESAS HSS-CO

### Fresamento de Canal - Fresa 2 Cortes Fresado de Canal - Fresa 2 Cortes

Material a ser usinado <small>Material a ser mecanizado</small>	Aço Baixo Carbono • Latão • Bronze <small>Aço de Baixo Carbono • Latão • Bronze (~50 kgf/mm<sup>2</sup>)</small>			Aço de Média Resistência à Tração • Aço Forjado Brando • Ferro Fundido • Latão • Bronze • Cobre <small>Aço de Média Resistência à Tração • Aço Forjado Brando • Ferro Fundido • Latão • Bronze • Cobre (50 - 80 kgf/mm<sup>2</sup>)</small>			Aço de Alta Resistência à Tração • Titânio • Ligas Resistentes ao calor <small>Aço de Alta Resistência à Tração • Titânio • Aliações Resistentes ao calor (80 - 100 kgf/mm<sup>2</sup>)</small>			Aço de Alta Resistência à Tração • Aço Ferramenta • Aço Inoxidável média Resistência <small>Aço de Alta Resistência à Tração • Aço Ferramenta • Aço Inoxidável de média Resistência (100 - 150 kgf/mm<sup>2</sup>)</small>			Alumínio • Liga de Alumínio • Plástico • Madeira <small>Alumínio • Aliações de Alumínio • Plástico • Madeira</small>		
	Velocidade de Corte <small>Velocidad de Corte</small>	35 - 45 m/min.			28 - 33 m/min.			15 - 20 m/min.			10 - 15 m/min.			80 - 120 m/min.	
Diâmetro da Fresa <small>Diám. de la Fresa (mm)</small>	Velocidade rpm	Avanço		Velocidade rpm	Avanço		Velocidade rpm	Avanço		Velocidade rpm	Avanço		Velocidade rpm	Avanço	
		(mm/dentes) <small>(mm/dientes)</small>	(mm/min.)		(mm/dentes) <small>(mm/dientes)</small>	(mm/min.)		(mm/dentes) <small>(mm/dientes)</small>	(mm/min.)		(mm/dentes) <small>(mm/dientes)</small>	(mm/min.)		(mm/dentes) <small>(mm/dientes)</small>	(mm/min.)
3	4.500	0,012	106	3.350	0,011	75	2.000	0,009	36	1.400	0,007	20	11.200	0,011	250
4	3.150	0,02	125	2.360	0,018	85	1.400	0,014	40	1.000	0,012	25	8.000	0,018	290
5	2.500	0,028	140	1.900	0,025	95	1.120	0,02	45	800	0,017	28	6.300	0,025	315
6	2.240	0,034	150	1.700	0,03	100	1.000	0,024	48	710	0,02	28	5.600	0,028	315
8	1.600	0,056	180	1.180	0,05	118	710	0,04	56	500	0,034	34	4.000	0,048	387
10	1.250	0,08	200	950	0,071	132	560	0,056	63	400	0,048	38	3.150	0,063	400
12	1.000	0,095	190	750	0,08	118	450	0,067	60	315	0,06	38	2.500	0,075	375
14	900	0,1	180	670	0,09	118	400	0,075	60	280	0,071	40	2.240	0,08	355
16	800	0,106	170	600	0,095	112	355	0,085	60	250	0,08	40	2.000	0,085	345
18	710	0,118	165	530	0,1	106	315	0,09	56	224	0,09	40	1.800	0,095	345
20	630	0,125	160	475	0,1	95	280	0,1	56	200	0,1	40	1.600	0,1	315
22	560	0,132	150	425	0,1	85	250	0,1	50	180	0,1	36	1.400	0,106	300
24	500	0,14	140	375	0,1	75	224	0,1	45	160	0,1	32	1.250	0,112	280
25	500	0,14	140	375	0,1	75	224	0,1	445	160	0,1	32	1.250	0,112	280
26	500	0,14	140	375	0,1	75	224	0,1	45	160	0,1	32	1.250	0,112	280
28	450	0,14	125	335	0,1	65	200	0,1	40	140	0,1	28	1.120	0,118	265
30	450	0,14	125	335	0,1	65	200	0,1	40	140	0,1	28	1.120	0,118	165
32	400	0,15	120	300	0,1	60	180	0,1	36	125	0,1	25	1.000	0,188	236
35	355	0,15	105	265	0,1	53	160	0,1	32	112	0,1	22	900	0,125	224
36	355	0,15	105	265	0,1	53	160	0,1	32	112	0,1	22	900	0,125	224
40	315	0,16	100	236	0,1	48	140	0,1	28	100	0,1	20	800	0,125	200
45	280	0,16	90	212	0,1	42	125	0,1	25	90	0,1	18	710	0,125	180
50	250	0,16	80	190	0,1	38	112	0,1	22	80	0,1	16	630	0,125	160
56	224	0,16	71	170	0,1	34	100	0,1	20	71	0,1	14	560	0,125	140
63	200	0,16	65	150	0,1	30	90	0,1	18	63	0,1	12	500	0,125	125
Profundidade de Corte <small>Profundidad de Corte</small>	$\frac{a_p}{\leq 0.5D}$														

Fonte: Catálogo de fresas OSG.