

**UNIVERSIDADE DE TAUBATÉ  
JOSÉ HENRIQUE SANTOS TORRES**

**ESTUDO COMPARATIVO ENTRE PROJETOS DE  
VASOS DE PRESSÃO SUJEITOS A CORROSÃO,  
CALCULADOS NAS ALTERNATIVAS DE MATERIAL  
EM ASTM A-516 Gr. 70 E EM ASTM A-537 Cl. 2.**

**Taubaté - SP  
2018**

**JOSÉ HENRIQUE SANTOS TORRES**

**ESTUDO COMPARATIVO ENTRE PROJETOS DE  
VASOS DE PRESSÃO SUJEITOS A CORROSÃO,  
CALCULADOS NAS ALTERNATIVAS DE MATERIAL  
EM ASTM A-516 Gr. 70 E EM ASTM A-537 Cl. 2.**

Trabalho de Graduação apresentado para  
obtenção do Certificado de Graduação do  
curso de Engenharia Mecânica do  
Departamento de Engenharia Mecânica  
da Universidade de Taubaté.

Orientador: Prof. Carlos Evany Pinto

**Taubaté - SP  
2018**

**Ficha Catalográfica elaborada pelo SIBi – Sistema Integrado  
de Bibliotecas / UNITAU - Biblioteca das Engenharias**

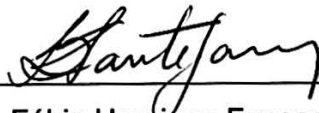
T693e Torres, José Henrique Santos  
Estudo comparativo entre projetos de vasos de pressão  
sujeitos a corrosão, calculados nas alternativas de material  
em ASTM A-516 Gr. 70 e em ASTM A-537 Cl. 2. / José  
Henrique Santos Torres. - 2018.  
50f. : il; 30 cm.  
Monografia (Graduação em Engenharia Mecânica) –  
Universidade de Taubaté. Departamento de Engenharia  
Mecânica e Elétrica, 2018  
Orientador: Prof. Me. Carlos Evany Pinto, Departamento  
de Engenharia Mecânica e Elétrica.  
1. Vasos de pressão. 2. Código ASME. 3. Materiais. 4.  
Peso. 5. Custo. I. Título.

**JOSÉ HENRIQUE SANTOS TORRES**

**ESTUDO COMPARATIVO ENTRE PROJETOS DE VASOS DE PRESSÃO SUJEITOS A CORROSÃO, CALCULADOS NAS ALTERNATIVAS DE MATERIAL EM ASTM A-516 Gr. 70 E EM ASTM A-537 Cl. 2.**

ESTE TRABALHO DE GRADUAÇÃO FOI JULGADO APROVADO COMO PARTE DO REQUISITO PARA A OBTENÇÃO DO DIPLOMA DE "GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA"

APROVADO EM SUA FORMA FINAL PELO COORDENADOR DE CURSO DE GRADUAÇÃO DO DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA



Prof. Me. Fábio Henrique Fonseca Santejani  
Coordenador de Trabalho de Graduação

**BANCA EXAMINADORA:**



Prof. Carlos Evany Pinto  
UNIVERSIDADE DE TAUBATÉ



Prof. Antônio Carlos Tonini  
UNIVERSIDADE DE TAUBATÉ

(25 de Abril de 2018)

Dedico este trabalho à minha mãe, Roberta de Camargo Santos Torres, pelo constante apoio ao meu desenvolvimento profissional.

## **AGRADECIMENTOS**

Ao meu orientador, Prof. Carlos Evany Pinto por todo o incentivo e motivação na orientação deste trabalho.

Ao Prof. Antônio Carlos Tonini, que acaitou compor a banca examinadora.

Aos engenheiros Luiz Fernando Cestaro e Jaime Ribeiro, pelas orientações acerca das normas de projeto utilizadas neste trabalho.

À minha esposa Natália Oliveira Antunuche, mãe de nossos três filhos, que apesar das dificuldades enfrentadas, sempre incentivou meus estudos.

Às funcionárias da Secretaria do departamento de Engenharia Mecânica, pela dedicação, presteza e principalmente pela vontade de ajudar.

“Inteligência é a capacidade de se adaptar à mudança.”

(Stephen Hawking)

## RESUMO

Indústrias metalúrgicas do ramo de equipamentos pesados estão sempre com foco em estudos para o dimensionamento de vasos de pressão em função da utilização de materiais diversos no sentido de desenvolver projetos cada vez mais otimizados em termos de peso e custo de seus produtos finais, e dessa forma tornarem-se mais competitivos no mercado.

O presente trabalho visa realizar um estudo comparativo de peso e custo de fabricação de um vaso de pressão dimensionado de acordo com a norma ASME VIII Div. 1, aplicando-se dois materiais de aço carbono com especificações distintas, a saber, ASTM A-516 Gr. 70 e ASTM A-537 Cl. 2. Este tema é motivado devido ao fato de que uma empresa do ramo metalúrgico e tradicional fabricante de vasos de pressão, recebe solicitações de cotação de equipamentos a serem fabricados em ASTM A-537 Cl. 2, em detrimento do historicamente consagrado ASTM A-516 Gr.70.

De acordo com a norma ASTM, o material tradicional possui limite de escoamento na ordem de 260 MPa, contra 415 MPa do novo material sugerido pelo cliente. Após algumas consultas a fornecedores, confirmou-se que o material mais nobre é também o que apresenta maior custo de aquisição, na ordem de 10 a 15%, e dessa forma, um estudo de projeto é necessário para definir se o ganho obtido ao projetar um equipamento mais leve compensa o maior custo de aquisição desta matéria-prima. A metodologia para realização deste estudo foi a aplicação de cálculos de dimensionamento de tampos e costado de acordo com a norma de projeto ASME VIII Div. 1, Ed. 2015. Após execução dos cálculos e dimensionamento do vaso de pressão nas duas alternativas de material, verificou-se que, para esta configuração de equipamento, a seleção do material ASTM A-516 Gr. 70 é a mais indicada do ponto de vista econômico. Do ponto de vista de prazos de suprimento e fabricação, e também da segurança em termos de projeto, esta opção de material também se apresenta mais indicada.

**Palavras-chave:** Vasos de Pressão. Código ASME. Materiais. Peso. Custo.



## ABSTRACT

Metallurgical industries in the field of heavy equipment are always focused on studies for the dimensioning of pressure vessels in function of the use of diverse materials in the sense of developing projects increasingly optimized in terms of weight and cost of their final products, and in this way become more competitive in the market.

The present work aims to perform a comparative study of weight and manufacturing cost of a pressure vessel dimensioned according to ASME VIII Div. 1, by applying two carbon steel materials with different specifications, ASTM A-516 Gr 70 and ASTM A-537 Cl. 2. This theme is motivated by the fact that a company from the metallurgical and traditional pressure vessels manufacturer receives requests for quotation of equipment to be manufactured in ASTM A-537 Cl. 2, to the detriment of the historically enshrined ASTM A-516 Gr.70.

According to the ASTM standard, the traditional material has flow limit in the order of 260 MPa, against 415 MPa of new material suggested by the customer. After some consultations with suppliers, it was confirmed that the noblest material is also the one with the highest acquisition cost, in the order of 10 to 15%, and thus, a design study is necessary to determine if the gain obtained when designing lighter equipment offsets the higher cost of purchasing this raw material. The methodology for the accomplishment of this study was the application of calculations of sizing and siding according to the standard of project ASME VIII Div. 1, Ed. 2015. After execution of the calculations and dimensioning of the pressure vessel in the two alternatives of material, it has been found that, for this equipment configuration, the selection of ASTM A-516 Gr. 70 material is most economically indicated. From the point of view of supply and manufacturing deadlines as well as project safety, this material option is also more appropriate.

**Key words:** Pressure Vessels. ASME code. Materials. Weight. Cost.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Vaso de pressão de grande porte sobre veículo transportador.....	17
Figura 2 – Tipos de vasos de pressão .....	18
Figura 3 – Formação de corpo cilíndrico com 4 anéis.....	20
Figura 4 – Croqui de tampo semi-elíptico 2:1 .....	32

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Folha de dados.....	30
Tabela 2 – Propriedades mecânicas dos materiais.....	31
Tabela 3 – Propriedades químicas dos materiais.....	31
Tabela 4 – Espessuras adotadas.....	42
Tabela 5 – Custo das chapas.....	46
Tabela 6 – Variações (Opção em ASTM A-516 Gr. 70).....	46
Tabela 7 – Dados finais do equipamento.....	47

## **LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS**

ASME	American Society of Mechanical Engineers
ASTM	American Society for Testing and Materials
EPS	Especificação de Procedimento de Soldagem
FD	Folha de Dados
GLP	Gás Liquefeito de Petróleo
RQPS	Registro de Qualificação de Procedimento de Soldagem

## LISTA DE SÍMBOLOS

$t$	espessura de chapa
$D$	diâmetro interno do costado
$R_f$	raio médio final
$R_o$	raio médio original
$h$	altura do tampo
$P$	pressão
$P_{c-l}$	pressão devido a coluna de líquido
$k$	fator de correção de forma
$S$	tensão admissível de projeto
$S_y$	tensão de escoamento do material
$S_t$	tensão de ruptura do material
$E$	eficiência de junta
$C$	sobre-espessura de corrosão
$\epsilon$	alongamento extremo de fibra
$\gamma$	peso específico do aço
$A_c$	área de costado planejado
$A_t$	área de tampo planejado

## SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO.....	14
1.1 TEMA ABORDADO .....	14
1.2 OBJETIVO GERAL.....	14
1.3 OBJETIVO ESPECÍFICO .....	15
1.4 DELIMITAÇÃO DO ESTUDO .....	15
1.5 RELEVÂNCIA DO ESTUDO.....	16
1.6 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO .....	16
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....	17
2.1 VASOS DE PRESSÃO .....	17
2.2 FABRICAÇÃO DE VASOS DE PRESSÃO.....	19
2.3 PROJETO MECÂNICO DE VASOS DE PRESSÃO .....	21
2.3.1 NORMA ASME PARA CALDEIRAS E VASOS DE PRESSÃO .....	21
2.3.2 TENSÕES ADMISSÍVEIS EM UM VASO DE PRESSÃO.....	22
2.3.2.1 Tensões Primárias.....	23
2.3.2.2 Tensões secundárias.....	24
2.3.2.3 Tensões localizadas máximas .....	25
2.4 AÇOS PARA CONSTRUÇÃO DE VASOS DE PRESSÃO.....	25
2.5 LAVAGEM CÁUSTICA DE GLP .....	27
3. DESENVOLVIMENTO.....	29
3.1 PROPOSIÇÃO .....	29
3.2 METODOLOGIA.....	29
3.2.1 DADOS DE PROJETO .....	29
3.2.2 MATERIAIS .....	30
3.2.3 NORMA DE PROJETO .....	31
3.2.3.1 Projeto dos tampos.....	32
3.2.3.2 Projeto do costado.....	34
3.2.4 CÁLCULO DO EQUIPAMENTO COM MATERIAL ASTM A-516 Gr. 70 ....	35
3.2.4.1 Tensão admissível do aço .....	35
3.2.4.2 Cálculo do tampo superior.....	35
3.2.4.3 Cálculo do costado .....	37
3.2.4.4 Cálculo do tampo inferior.....	37

3.2.5	CÁLCULO DO EQUIPAMENTO COM MATERIAL ASTM A-537 CI 2 .....	39
3.2.5.1	Tensão admissível do aço .....	39
3.2.5.2	Cálculo do tampo superior .....	39
3.2.5.3	Cálculo do costado .....	40
3.2.5.4	Cálculo do tampo inferior .....	41
3.2.6	ESPESSURAS ADOTADAS PARA CHAPAS .....	42
3.2.7	LEVANTAMENTO DE PESO DOS MATERIAIS.....	42
3.2.7.1	Cálculo da área de costado (planificado).....	42
3.2.7.2	Cálculo da área de tampos (planificados).....	43
3.2.7.3	Cálculo dos pesos dos materiais .....	44
3.2.8	LEVANTAMENTO DE CUSTOS.....	45
3.3	RESULTADOS .....	46
3.4	DISCUSSÃO .....	47
4.	CONCLUSÃO .....	49
	REFERÊNCIAS.....	50

## 1. INTRODUÇÃO

### 1.1 TEMA ABORDADO

Uma empresa do setor metalúrgico, e tradicional fabricante de vasos de pressão com alto grau de complexidade para o setor de óleo e gás, recebeu a solicitação de cotação de um vaso de pressão para o serviço de lavagem de GLP (*Gás Liquefeito de Petróleo*), sendo que a especificação técnica recebida do cliente indica duas opções de material, a serem selecionados a critério do fabricante, e que podem ser utilizadas para a construção do costado e tampos deste equipamento. Uma das alternativas propostas, trata-se de chapa de aço-carbono em ASTM A-516 Gr. 70, um material amplamente utilizado na fabricação de vasos de pressão, e historicamente utilizado em diversos projetos anteriores na empresa, e a segunda opção de material, também em chapa de aço-carbono, trata-se do ASTM A-537 Cl. 2, com propriedades mecânicas superiores do que o primeiro, porém sem histórico recente de projeto e produção do mesmo pela empresa.

Tendo em vista que, de acordo com a norma ASTM (*American Society for Testing and Materials*), o material ASTM A-516 Gr. 70 apresenta tensão de escoamento mínima de 485 MPa, contra 550 MPa do material ASTM A-537 Cl. 2, e que após algumas consultas a fornecedores confirmou-se que o material mais nobre é também o que apresenta maior custo de aquisição (na ordem de 10 a 15%), faz-se necessário um estudo de projeto através de simulações de cálculo para definir se o ganho obtido ao projetar um equipamento mais leve compensa o maior custo de aquisição desta matéria-prima.

### 1.2 OBJETIVO GERAL

Avaliar a viabilidade econômica do projeto de um vaso de pressão, simulando seu projeto através de cálculos, em duas alternativas distintas de aplicação de material, sendo uma delas com material de propriedades mecânicas superiores, porém, com custo de aquisição de matéria-prima também mais elevado.



### 1.3 OBJETIVO ESPECÍFICO

- Obter as dimensões de espessura do costado e tampos das duas alternativas de material para construção do vaso de pressão através de cálculos com base na norma de projeto ASME VIII Div. 1, Ed. 2015.
- Calcular, a partir das informações obtidas no item acima, os pesos dos equipamentos, para as duas alternativas de projeto.
- Com base nos pesos dos equipamentos calculados, e em cotações estimativas do preço dos materiais a serem aplicados nas construções, definir qual alternativa de material deve ser selecionada neste projeto específico, do ponto de vista econômico.

### 1.4 DELIMITAÇÃO DO ESTUDO

O levantamento de materiais previsto para este estudo está delimitado às chapas de costado e tampos, uma vez que o custo de aquisição destes materiais é bastante expressivo na composição final de custo de um vaso de pressão, e por isso, adequado para efeito comparativo entre orçamentos. Dessa forma, os materiais utilizados para fabricação de suportes e demais acessórios fixados ao vaso de pressão podem ser em aço-carbono ASTM A-36 para ambas as alternativas, os mesmos não serão objeto de dimensionamento e cálculo, uma vez que não haverá diferença de custo significativa no custo destes acessórios em relação aos custos totais de fabricação do equipamento.

O número de conexões será minimizado para efeito de simplificação dos cálculos, portanto, não serão calculadas todas as conexões indicadas nos dados de entrada para o cálculo deste equipamento.

Os cálculos de projeto aplicados neste trabalho, têm como principal objetivo a definição das espessuras de construção do costado e tampos do vaso de pressão, sendo que, em projetos reais para construção efetiva de um equipamento, algumas verificações adicionais devem ser realizadas, tais como, tensão de compressão admissível, carga de

vento, peso próprio do equipamento para verificação de flambagem, momentos excêntricos devido a esforços externos de tubulações e demais acessórios fixados ao equipamento.

## 1.5 RELEVÂNCIA DO ESTUDO

Por se tratar de um equipamento calculado com base em dados de entrada reais, a partir da norma de projeto amplamente utilizada em projetos de vaso de pressão, esta análise econômica em função da comparação de materiais tem utilidade para o setor metalúrgico, mais especificamente na área de projeto e fabricação de vasos de pressão. Devido ao fato deste equipamento, ter aplicação em processamento de GLP, este trabalho trata de um produto que pode ser amplamente instalado em refinarias e estações de produção de gás em todo o país quase que corriqueiramente.

## 1.6 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO

Tendo em vista o objetivo geral deste trabalho, o qual intenciona indicar qual opção de material de construção de um vaso de pressão é mais viável economicamente, para tal, iniciaremos com a seleção de um equipamento com dados reais de operação e projeto, de modo a utilizarmos estes como informações de entrada para que posteriormente sejam calculadas as espessuras de costado e tampos deste vaso de pressão. Após estudo aprofundado da norma de projeto a ser utilizada como referência para o projeto mecânico do equipamento, através dos cálculos orientados por esta, serão definidas as espessuras mínimas para o costado e o tampo, informações estas que proporcionarão consequentemente o cálculo do peso final do equipamento.

Em paralelo, será pesquisado no mercado de aços laminados planos, o custo unitário (R\$/kg) de cada opção de material selecionada, que, em conjunto com as informações de peso obtidas proporcionará a estimativa de custo de cada equipamento conforme projetado. Com base nestes dados, e nas características mecânicas de cada material, serão feitas análises comparativas de modo a, finalmente, haver base para indicação da alternativa de construção mais viável para este caso analisado.

## 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1 VASOS DE PRESSÃO

Vasos de pressão são equipamentos projetados para armazenar ou processar com segurança fluidos sujeitos a pressões diferentes da pressão atmosférica.

O termo vaso de pressão é uma designação genérica para quaisquer recipientes estanques, de qualquer tipo, dimensões ou formato, capazes de conter um fluido pressurizado. Dentro de uma definição tão abrangente inclui-se uma enorme variedade de equipamentos, desde uma simples panela de pressão de cozinha, até os mais sofisticados reatores nucleares. (TELLES, 1996, p. 1).

Estes equipamentos são os mais importantes na maioria das indústrias de processo, como por exemplo, no setor de óleo e gás, constituindo os itens de maiores dimensões e custos de investimento, sendo também utilizados como itens de maior ou menor importância em outros tipos de indústria.

**Fig. 1 - Vaso de pressão de grande porte sobre veículo transportador**



Fonte: Cortesia da Confab Industrial S.A.

Podem-se classificar os vasos de pressão em duas principais categorias, sendo elas, vasos não sujeitos a chama e vasos sujeitos a chama, e subdividi-los de acordo com suas finalidades de serviço, conforme a seguir:

Vasos não sujeitos a chama:

- Vasos de armazenamento e acumulação
- Torres de processo
- Reatores
- Esferas de armazenamento de gases

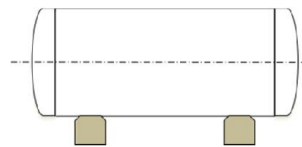
Vasos sujeitos a chama

- Caldeiras
- Fornos

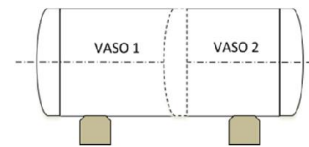
**Fig. 2 – Tipos de vasos de pressão**



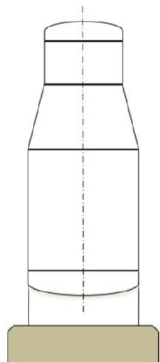
(1) CILÍNDRICO VERTICAL



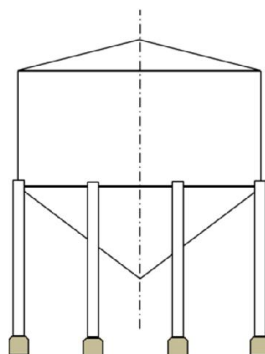
(2) CILÍNDRICO HORIZONTAL



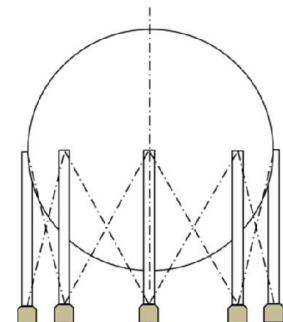
(3) CILÍNDRICO GEMINADO



(4) CILÍNDRICO COMPOSTO



(5) CILÍNDRICO CÔNICO



(6) ESFÉRICO

**Fonte: Elaborado pelo autor**

## 2.2 FABRICAÇÃO DE VASOS DE PRESSÃO

Vasos de pressão são equipamentos fabricados pela indústria metalúrgica, mais especificamente no ramo de caldeiraria pesada, cujos elementos são formados a partir de chapas unidas através do processo de soldagem, estando relacionadas a seguir suas principais etapas de fabricação, a partir de um projeto detalhado:

- Inspeção e recebimento de materiais
- Planejamento de plano de corte
- Traçagem e corte dos materiais
- Conformação plástica para formação de cilindros denominados anéis ou virolas
- Formação de costado (montagem e soldagem dos anéis entre si)
- Montagem e soldagem de tampos
- Traçagem e furação de costado para montagem de conexões
- Montagem e soldagem de conexões
- Soldagem de suportes e demais acessórios
- Teste hidrostático

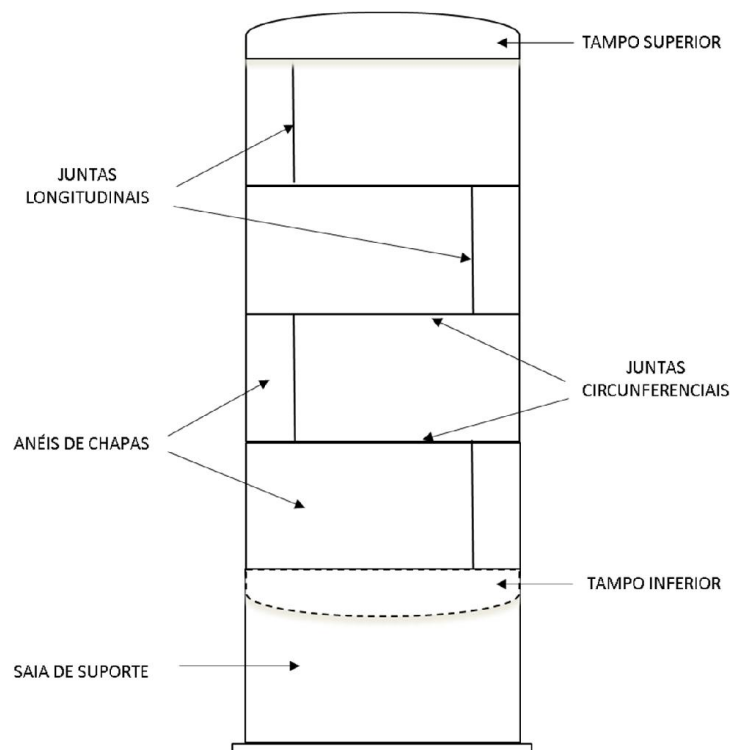
Todas as etapas acima são acompanhadas por inspeções dimensionais e de soldagem, cuja finalidade é garantir que as dimensões finais do equipamento estejam de acordo com o projeto, bem como assegurar a integridade das juntas soldadas.

Dá-se atenção especial ao estrito seguimento dos procedimentos para união das chapas, cujos processos e operadores de soldagem devem estar qualificados antes do início da fabricação do equipamento através de uma EPS (*especificação de procedimento de soldagem*). As EPS's são homologadas a partir da soldagem e testes de ensaios destrutivos em corpos de prova com características físicas e químicas semelhantes ao material do vaso de pressão a ser soldado, cujos dados finais são registrados em uma RQPS (*registro de qualificação de procedimento de soldagem*). Dessa forma, é possível conhecer as propriedades mecânicas resultantes do consumível e processo de soldagem selecionados para as operações de fabricação do equipamento.

O registro correto e completo de todos os parâmetros que influenciam no preparo, execução e controle da junta, bem como um sistema de compilação e arquivamento seguro desses documentos, permitindo a qualquer momento rastrear toda a história da execução. (WAINER, BRANDI e MELLO, 2010. Pg. 445).

Em relação à formação do costado propriamente dita, deve-se observar que as dimensões usuais de chapas utilizadas para esta finalidade são de aproximadamente 2,44 m x 12 m, resultando no maior corpo cilíndrico possível de ser fabricado com dimensão aproximada de 3,82 m de diâmetro e 2,44 m de comprimento. Dessa forma, equipamentos com dimensões maiores serão constituídos de várias chapas que formarão os corpos cilíndricos a partir de vários anéis sucessivos, conforme a figura 3 apresentada a seguir:

**Fig. 3 - Formação de corpo cilíndrico com 4 anéis**



**Fonte: Elaborado pelo autor**

Após a finalização da fabricação do equipamento e execução de todos os ensaios não destrutivos definidos no plano de inspeção aplicável ao projeto, o equipamento será submetido à execução de um Teste Hidrostático, que consiste no enchimento do equipamento com água e posterior pressurização do mesmo por um tempo determinado e na pressão fornecida pelos cálculos de projeto, de modo a garantir a funcionalidade do mesmo em condições seguras. Este teste é um requisito obrigatório da norma de projeto do vaso, bem como mandatário para compor o prontuário final do equipamento, conforme definido na norma regulamentadora NR-13 – Caldeiras, Vasos de Pressão e Tubulações (2017).

### 2.3 PROJETO MECÂNICO DE VASOS DE PRESSÃO

O projeto mecânico de um vaso de pressão consiste na definição, a partir de cálculos baseados em alguma norma de projeto selecionada, de determinadas informações, constando abaixo resumidamente as mais importantes:

- Especificação de todos os materiais do corpo do vaso (costado e tampos), bem como de todos os seus acessórios.
- Dimensionamento final do equipamento.
- Definição de eficiência de junta e seus níveis de inspeção.
- Cálculo mecânico estrutural.
- Cálculo da pressão máxima de trabalho admissível (PMTA) e de teste hidrostático.
- Definição das condições de transporte.
- Emissão de desenho mecânico completo do equipamento.
- Emissão do diagrama de cargas nas fundações onde o equipamento será instalado.

#### 2.3.1 NORMA ASME PARA CALDEIRAS E VASOS DE PRESSÃO

Existem diversas normas que regem o projeto mecânico de um vaso de pressão, podendo-se destacar em função de sua difusão mundial a norma ASME, a qual teve sua primeira versão publicada em 1915, tendo sido criada motivada após a ocorrência

de algumas catástrofes envolvendo operações de equipamentos deste tipo, tendo a intenção de normatizar toda metodologia de cálculo e seleção de materiais aplicáveis para suas construções.

A norma geral de caldeiras e vasos de pressão da ASME, transcrito em seu idioma original como ASME Boiler and Pressure Vessel Code (*Norma ASME para Caldeiras e Vasos de Pressão*), subdivide-se nas seguintes seções:

- I – REGRAS PARA CONSTRUÇÃO DE CALDEIRAS
- II – MATERIAIS
- III – REGRAS PARA CONSTRUÇÃO DE COMPONENTES NUCLEARES
- IV – REGRAS PARA CONSTRUÇÃO DE CALDEIRAS PARA AQUECIMENTO
- V – ENSAIOS NÃO DESTRUTIVOS
- VI – REGRAS RECOMENDADAS PARA PRESERVAÇÃO E OPERAÇÃO DE CALDERIAS DE AQUECIMENTO
- VII – REGRAS PARA PRESERVAÇÃO DE CALDEIRAS
- VIII - REGRAS PARA CONSTRUÇÃO DE VASOS DE PRESSÃO
  - Divisão 1
  - Divisão 2 – Regras alternativas
  - Divisão 3 – Regras alternativas para construção de vasos de altíssima pressão
- IX – QUALIFICAÇÃO PARA SOLDAGEM
- X – VASOS DE PRESSÃO DE PLÁSTICOS REFORÇADOS E FIBRAS DE VIDRO
- XI – REGRAS DE INSPEÇÃO PARA COMPONENTES DE PLANTAS NUCLEARES
- XII - REGRAS PARA CONSTRUÇÃO DE TANQUES DE TRANSPORTE

### 2.3.2 TENSÕES ADMISSÍVEIS EM UM VASO DE PRESSÃO

Tensão admissível é aquela adotada para efeito de cálculo do dimensionamento do vaso de pressão, sendo esta obviamente menor que a tensão de escoamento do material selecionado para o projeto, na temperatura de trabalho prevista nos dados de entrada apresentados na FD (*folha de dados*) do equipamento. A relação entre as tensões de escoamento e admissível do material é o fator de segurança a ser adotado



no projeto, sendo este adotado com base em fatores como, incertezas qualitativas do material, desvios de forma entre projeto original e fabricação, procedimentos de cálculo, tipo de carregamento e do grau de segurança requerido para o tipo e gravidade do serviço ao qual o vaso de pressão estará sujeito durante sua operação.

Para elaboração de um projeto seguro, faz-se necessário ainda, segundo BEDNAR (1986), estudo analítico que combine os carregamentos diversos listados na seção UG-22 da norma ASME, tais como, cargas de vento, carregamentos sísmicos, reações de suportes e conexões, efeitos do gradiente de temperatura e carregamentos de impacto, além obviamente das pressões interna ou externa previstas no processo ao qual o equipamento será submetido.

As tensões admissíveis a serem adotadas nos cálculos para dimensionamento das espessuras de tampos e costado serão definidas através da tabela de propriedades dos materiais, de acordo com a Seção II D, do ASME Div. 1. Em termos de fator de segurança, esta seção da norma, através da Tabela 1-100 do Apêndice Mandatário 1, adota a tensão admissível de projeto como sendo o menor valor dentre:

$$S = \frac{S_y}{3,5} \quad \text{ou} \quad S = \frac{2}{3} S_t$$

Onde;

*S = tensão admissível de projeto*

*S<sub>y</sub> = tensão de escoamento do material*

*S<sub>t</sub> = tensão de ruptura do material*

### **2.3.2.1 Tensões Primárias**

Tensões primárias podem ser do tipo normal ou cortante, e exercem na seção transversal do costado e tampos do vaso de pressão, o esforço necessário para manter o equilíbrio estático em relação às tensões oriundas dos carregamentos de pressão (interna ou externa), reações de apoio, ação de vento, etc.

As tensões primárias normais resultam da combinação do esforço de tração, denominado tensão de membrana, e de um esforço por flexão, conforme explicado a seguir. A tensão de membrana pode ser considerada como tração pura para vasos sujeitos a pressão interna, uma vez que este carregamento irá contribuir para o aumento de suas dimensões, e conseqüentemente aplicar-lhe esforço de tração.

Agora, quando a ação do esforço devido à pressão interna tende a aumentar o raio de curvatura da parede, observa-se que a tensão por flexão aplicada na superfície interna do casco é maior, uma vez esta apresenta um menor raio de curvatura em relação à superfície externa. Dessa forma, a tensão resultante na superfície interna do casco será a tensão de membrana acrescida da tensão de flexão, e de modo análogo, a tensão na superfície externa será a tensão de membrana subtraída da tensão de flexão, já que nesta superfície a tensão de flexão irá gerar um efeito de compressão na seção. Importante observar que, quanto maior a espessura da parede do casco, maior será a tensão de flexão a ela imposta, e de modo contrário, quanto maior for o diâmetro do casco, a tensão por flexão é atenuada.

### **2.3.2.2 Tensões secundárias**

Tensões secundárias resultam de esforços de reação impostos ao corpo do vaso devido à restrição geométrica de partes do mesmo ao se movimentarem com liberdade pelos efeitos de dilatação térmica diferencial, reação diferencial à pressão e demais reações diversas. Podem ocorrer devido às restrições de movimento impostas por demais equipamentos ou tubulações, bem como pela própria geometria do corpo cilíndrico, especialmente quando o mesmo apresenta regiões com transição de espessura. Exemplo deste fenômeno, é a apresentação de diferentes reações em resposta a aplicação de mesma pressão interna, decorrentes da diferença de geometria e espessura entre chapas, sendo esta uma situação recorrente em casos da união entre casco e tampos e demais transições entre setores do corpo cilíndrico. Tensões de dilatação também implicam em tensões secundárias, e podem ocorrer devido à dilatação diferencial entre duas partes do vaso, por gradientes de temperatura e ainda

por reação de dilatação de tubulações e demais componentes externos ao equipamento.

A característica comum encontrada em todas as situações de tensões secundárias, é que as mesmas são autolimitantes, uma vez que estas são aliviadas por pequenas deformações plásticas ocorridas na região da restrição geométrica, e conseqüentemente seu limite é o próprio limite de elasticidade do material.

### **2.3.2.3 Tensões localizadas máximas**

Embora possam atingir valores altos, as tensões localizadas máximas, em geral, não são perigosas por atuarem em áreas muito pequenas. Ocorrem por motivos diversos, como descontinuidade geométrica do vaso, penetrações de solda incompletas, reforços de solda, desalinhamento, etc. Dependendo da intensidade e frequência do carregamento ao qual o vaso é submetido, podem acarretar em ciclos de fadiga, e conseqüentemente gerar pontos suscetíveis ao início de fraturas frágeis.

## **2.4 AÇOS PARA CONSTRUÇÃO DE VASOS DE PRESSÃO**

Dentre os aços utilizados para fabricação de vasos de pressão, os aços-carbono são os que possuem aplicação e emprego mais difundidos neste ramo da indústria, devido a relação ideal entre custo de aquisição de matéria-prima versus resistência mecânica. Suas propriedades são grandemente influenciadas por sua composição química e temperatura de trabalho. Dentre as variáveis que influenciam nas propriedades mecânicas dos aços-carbono, destaca-se o teor de carbono presente nos mesmos, sendo que quanto maior for, melhora diretamente seus limites de resistência e escoamento, prejudicando, contudo na mesma proporção sua ductilidade e soldabilidade. Por esta razão, para a grande maioria de aplicações em vasos de pressão, seleciona-se aços com baixo teor de carbono, sendo considerados como tal, aços com teores abaixo de 0,3% da composição química do aço.

Aços-carbono apresentam resistência mecânica na ordem de 310 a 370 MPa, contudo, podem ter essas propriedades aumentadas até cerca de 550 MPa caso lhe seja

adicionado elementos de liga em pequenas quantidades controladas, tais como o Silício e o Manganês.

A resistência do aço-carbono começa a sofrer significativa redução quando submetida a serviços que ultrapassem a temperatura de 400°C, podendo-se observar o fenômeno de deformação plástica por fluência já a partir dos 370°C. A partir dos 530°C, o aço-carbono passa a sofrer ação extrema de oxidação, especialmente quando exposto ao ar, formando em sua superfície grossas camadas de carepas, tornando-o inaceitável para qualquer tipo de serviço contínuo. Segundo TELLES (1996), como ideia geral, pode-se ter em mente os seguintes limites de temperatura para as aplicações em projetos de vasos de pressão:

- 450°C – Partes sujeitas a esforços principais.
- 480°C – Partes secundárias em serviço contínuo.
- 520°C – Máximos de temperatura de curta duração e não-coincidentes com grandes esforços mecânicos.

Deve-se observar que, os limites acima indicados, devem ser tanto menores quanto maiores forem a exposição do vaso de pressão a serviços corrosivos.

Já para serviços em baixas temperaturas, de um modo geral, os aços-carbono sem elementos de liga, não são aplicados para serviços com temperatura inferior a – 45°C, podendo ser utilizado na faixa que varia entre 0°C e – 45°C em função da espessura e classificação do aço selecionado. No que diz respeito à corrosão, de um modo geral, os aços-carbono apresentam baixa resistência, sendo necessário prever em projeto uma margem adicional para corrosão na espessura do casco.

Levando-se em conta que o processo mais crítico na fabricação de vasos de pressão é a soldagem, especialmente das juntas de topo com penetração total, é dada especial atenção aos requisitos de pré-aquecimento, tratamento para alívio de tensões e radiografia total nestas juntas, sendo que estas especificações serão adotadas de acordo com alguns requisitos estabelecidos na norma de projeto do vaso de pressão, e

irão variar de acordo com a faixa de composição química do material e suas espessuras.

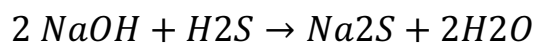
A seleção do aço, portanto, para quaisquer aplicações no campo da engenharia, requer a consideração de uma série de fatores. “O material deve alcançar as propriedades físicas e mecânicas desejadas, deve permitir o processamento ou a fabricação em um formato específico e deve oferecer uma solução econômica aos problemas do projeto” (ASKELAND, PHULÉ, 2008, p. 14).

No caso específico de projetos de vasos de pressão, segundo BROWNELL e YOUNG (1959), os custos diretos de fabricação dividem-se basicamente entre mão-de-obra e materiais de construção, sendo que o custo referente à compra de chapas é o mais representativo em um orçamento deste tipo de equipamento.

## 2.5 LAVAGEM CÁUSTICA DE GLP

Um dos serviços para o qual um vaso de pressão pode ser projetado, devendo este aspecto ser levado em consideração durante a execução de seu projeto mecânico, é a lavagem cáustica, cujo processo tem por objetivo remover o H<sub>2</sub>S (*ácido sulfúrico*) do GLP, dentre outras substâncias indesejadas para as etapas subsequentes do tratamento deste gás.

De forma resumida, o processo consiste em promover a entrada da carga a ser tratada com uma solução diluída de NaOH (*hidróxido de sódio*), popularmente conhecido como soda cáustica, em uma válvula misturadora, que tem como função promover o contato íntimo da soda cáustica com o enxofre presente no GLP. Depois de misturadas, a solução resultante é encaminhada ao vaso de pressão decantador, que devido a diferença de densidade entre fases as mesmas se separam, sendo que a soda carregada com enxofre sai pelo fundo do vaso, e a carga, já com teor de enxofre reduzido, sai pelo topo do equipamento, tendo como principal reação química ocorrida dentro do mesmo conforme a seguir:



Dependendo das características do GLP a ser tratado e de seu estado inicial para processamento, pode-se montar uma bateria com um ou mais vasos de lavagem para este serviço, bem como retroalimentar o sistema repetidas vezes até que se obtenha o resultado esperado.

Dados de processo como, temperatura, pressão, características físicas e químicas do produto a ser processado e dimensões básicas do equipamento farão parte dos dados de entrada que servirão de base para os cálculos de projeto do vaso de pressão em questão.

### 3. DESENVOLVIMENTO

#### 3.1 PROPOSIÇÃO

O presente trabalho será organizado atendendo a sequência de atividades listada a seguir.

- Estudo de bibliografia relacionada a projeto de vasos de pressão e materiais de construção mecânica.
- Seleção do tipo de equipamento a servir como base de estudo.
- Coleta dos dados de entrada para execução dos cálculos.
- Compilação das normas de referência para projeto.
- Estudo da norma de projeto ASME VIII, Div. 1, Ed. 2015.
- Desenvolvimento dos cálculos para a alternativa em ASTM A-516 Gr.70.
- Desenvolvimento dos cálculos para a alternativa em ASTM A-537 Cl.2.
- Cálculo dos pesos finais dos equipamentos.
- Obtenção dos custos de mercado dos materiais envolvidos.
- Relacionamento de peso e custo para comparação entre as alternativas propostas.
- Análise dos resultados e apresentação de conclusões.

#### 3.2 METODOLOGIA

##### 3.2.1 DADOS DE PROJETO

Dados de projeto consistem em todas as informações necessárias para que seja efetuado o cálculo do equipamento, e são extraídas de um documento intitulado Folha de Dados, este último emitido pela área de Engenharia Básica, definindo todas as grandezas físicas que devem ser levadas em consideração durante a execução do projeto, tais como, dados de processo, condições de operação do equipamento e armazenamento do fluido, norma de referência, materiais, restrições geométricas e requisitos de inspeções.

No presente trabalho, serão adotados dados oriundos de uma Folha de Dados de um Vaso de Pressão para lavagem cáustica de GLP, conforme a seguir.

**Tabela 1 – Folha de dados**

SERVIÇO:	Lavagem aquosa de GLP
NORMA DE PROJETO:	ASME Seção VIII Div. 1, Ed. 2015
PRESSÃO DE PROJETO:	28,3 kgf/cm <sup>2</sup> [2,775 MPa]
TEMPERATURA DE PROJETO:	80 °C
CORROSÃO ADMISSÍVEL:	3 mm (interno)
DIÂMETRO INTERNO:	2.600 mm
COMPRIMENTO (LT a LT):	7.800 mm
NÍVEL MÁXIMO DO LÍQUIDO:	6.935 mm (a partir da LT do tampo inferior)
MATERIAL:	ASTMA-516 Gr.70
MATERIAL (alternativo):	ASTMA-537 Cl.2
RADIOGRAFIA:	100% (E = 1)
TRATAMENTOS TÉRMICOS:	Não
ALÍVIO DE TENSÕES:	Sim, apenas para tampos - devido a alongamento de fibras > 5%
TEMPERATURA MÍNIMA DE PROJETO:	0 °C - para o metal de base (M.D.M.T.)
PRODUTO:	GLP + Solução de NaOH a 12%
DENSIDADE:	GLP = 0,537 / Soda = 1,124 - adotar 1,128 para efeito de cálculo
TIPO DE SUPORTE:	Saia
SERVIÇO ESPECIAL:	Sim (NaOH)

**Fonte: Elaborado pelo autor**

### 3.2.2 MATERIAIS

Conforme definido na Folha de Dados apresentada, o equipamento deverá ser projetado para construção de costado e tampos em duas alternativas de material, cujas principais características mecânicas e químicas são apresentadas nas tabelas a seguir.



**Tabela 2 – Propriedades mecânicas dos materiais**

MATERIAL	TENSÃO, ksi [MPa]		ALONGAMENTO, %	
	escoamento	ruptura	em 8"	em 2"
ASTMA-516 Gr. 70	38 [260]	70-90 [485-620]		21
ASTMA-537 Cl.2	60 [415]	80-100 [550-690]	sem requisito	22

**Fonte: Elaborado pelo autor**

**Tabela 3 – Propriedades químicas dos materiais**

ELEMENTOS	COMPOSIÇÃO, %	
	ASTMA-516 Gr. 70	ASTMA-537 Cl.2
C, max	0,28	0,24
Mn, max	0,79-1,30	0,70-1,35
Cr, max	sem requisito	0,29
Mo, max	sem requisito	0,09
Ni, max	sem requisito	0,28
Cu, max	sem requisito	0,38
P, max	0,025	0,035
S, max	0,025	0,035
Si, max	0,13-0,45	0,13-0,55

**Fonte: Elaborado pelo autor**

### 3.2.3 NORMA DE PROJETO

Conforme definido na Folha de Dados apresentada nesta seção, os cálculos de projeto serão executados de acordo com a norma ASME VIII, Divisão 1, Edição 2015, sendo extraída desta, as principais fórmulas para dimensionamento de espessura de parede e pressões admissíveis para todo o corpo do vaso de pressão, incluindo costado e tampos inferior e superior, conforme apresentado a seguir.

### 3.2.3.1 Projeto dos tampos

Selecionamos no presente trabalho, o tampo do tipo elíptico com relação entre semi-eixos 2:1, que, conforme definido no item “c”, da sup-parte UG-32 da norma, apresenta a medida do semi-eixo menor (profundidade do tampo sem contar a altura da saia) igual a um-quarto do diâmetro interno da saia deste tampo, o que, sendo aplicado ao presente trabalho corresponde ao valor de 650 mm, conforme demonstrado abaixo:

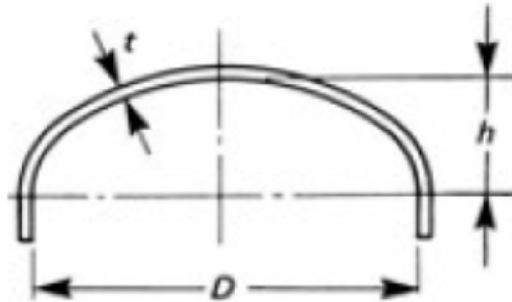
$$h = \frac{D}{4} \rightarrow h = \frac{2600}{4} = 650 \text{ mm}$$

Onde;

$h$  = semi-eixo menor (mm)

$D$  = diâmetro interno da saia do tampo (mm)

Fig. 4 - Croqui de tampo do tipo semi-elíptico 2:1



Fonte: Elaborado pelo autor

Nesta mesma seção da norma, é definido que o dimensionamento de tampos elípticos fabricados por conformação mecânica deve ser executado a partir da seguinte fórmula:

(t) Espessura mínima requerida após conformação

$$t = \frac{PDk}{2SE - 0,2P} + C$$

Onde;

*t = espessura mínima requerida após conformação [mm]*

*P = pressão de projeto [kgf/cm<sup>2</sup>]*

*D = diâmetro interno do tampo [mm]*

*k = fator para correção de forma*

*S = tensão admissível do material [kgf/cm<sup>2</sup>]*

*E = eficiência de junta*

*C = sobre-espessura de corrosão [mm]*

O fator de correção “k”, deve ser aplicado quando houver relações de semi-eixos diferentes de 2:1, seja esta diferença por definição de projeto, ou decorrente de alteração devido à corrosão da peça por tempo de operação.

*Sendo;*

$$k = \frac{1}{6} \left[ 2 + \left( \frac{D}{2h} \right)^2 \right]$$

É importante salientar que o valor de “S” a ser utilizado nos cálculos deve ser extraído da Seção II, parte D, desta mesma norma, o qual já indica a tensão admissível do material na temperatura indicada pelo projeto, estando ainda aplicado ao mesmo um fator de segurança pré-estabelecido pela norma.

Em complemento ao dimensionamento realizado através das fórmulas acima, faz-se necessária uma verificação do alongamento extremo das fibras do material após conformação, cuja metodologia de cálculo é definida no item “d” da sub-parte UCS-79, tabela UCS-79-1 (equações para cálculo de tensão devido a conformação) da norma, que define ainda o valor crítico de alongamento em 5%, acima do qual é requerido que a peça conformada seja submetida ao processo de tratamento térmico para alívio de tensões.

*(ε) Alongamento extremo de fibra*

$$\varepsilon = \left( \frac{75t_o}{R_f} \right) \times \left( 1 - \frac{R_f}{R_o} \right)$$

Onde:

*ε = Alongamento extremo de fibra (%)*

*t<sub>o</sub> = Espessura original da chapa antes da conformação [mm]*

*R<sub>f</sub> = 0,17D + t/2 = Raio médio final [mm]*

*R<sub>o</sub> = Raio médio original (considerado infinito para chapas planas) [mm]*

Devido à perda de espessura do material após conformação mecânica para fabricação do tampo, a espessura original da chapa será obtida a partir do acréscimo de 25% sobre a espessura mínima requerida para a construção do tampo.

### **3.2.3.2 Projeto do costado**

O dimensionamento de costados cilíndricos deve ser realizado em duas frentes de cálculo, uma para tensão circunferencial (esforço nas juntas longitudinais) e outra para tensão longitudinal (esforço nas juntas circunferenciais), devendo ser adotado o resultado que apresentar maior espessura de parede. O item “c” da sub-parte UG-27 da norma, define que estes dimensionamentos devem ser feitos a partir das seguintes fórmulas:

#### **TENSÃO CIRCUNFERENCIAL**

*(t) Espessura mínima requerida após conformação*

$$t = \frac{PR}{SE - 0,6P} + C$$

Onde:

$R = \text{Raio interno do costado [mm]}$

Assim como nos cálculos para dimensionamento dos tampos, a verificação de alongamento extremo de fibra também deve ser realizada após definição de espessura original da chapa para o costado, de acordo com a formulação abaixo:

*( $\varepsilon$ ) Alongamento extremo de fibra*

$$\varepsilon = \left( \frac{50t}{Rf} \right) \times \left( 1 - \frac{Rf}{Ro} \right)$$

### 3.2.4 CÁLCULO DO EQUIPAMENTO COM MATERIAL ASTM A-516 Gr. 70

#### 3.2.4.1 Tensão admissível do aço

ASME, Seção II D – Metric: Página 20, linha 37

Tensão admissível para A-516 Gr.70 @ 80°C → 138 MPa

$$S = 1.407,21 \text{ kgf/cm}^2$$

#### 3.2.4.2 Cálculo do tampo superior

(Pc-I) Pressão devido à coluna de líquido

Densidade do fluido: 1.128 kg/m<sup>3</sup>

Coluna de líquido: 0 mm

$$Pc-I = 0 \text{ kgf/cm}^2$$

(t) Espessura mínima requerida após conformação (condição corroído @ 80°C)

$$k = \frac{1}{6} \left[ 2 + \left( \frac{D}{2h} \right)^2 \right] = \frac{1}{6} \left[ 2 + \left( \frac{2606}{2 \times 653} \right)^2 \right]$$

$$k = 0,996941$$

$$t = \frac{PDk}{2SE - 0,2P} + C = \frac{28,3 \times 2606 \times 0,996941}{2 \times 1407,21 \times 1 - 0,2 \times 28,3} + 3$$

$$t = 29,18 \text{ mm}$$

Adotando-se 25% de acréscimo devido à perda de espessura por conformação mecânica do tampo, adota-se espessura nominal de 37,5 mm).

(ε) Alongamento extremo de fibra

$$\varepsilon = \left( \frac{75to}{Rf} \right) \times \left( 1 - \frac{Rf}{Ro} \right) = \left( \frac{75 \times 37,5}{460,75} \right) \times \left( 1 - \frac{460,75}{\infty} \right)$$

$$\varepsilon = 6,1042\%$$

De acordo com UCS-79, será requerido tratamento térmico para alívio de tensões após conformação deste tampo.

### 3.2.4.3 Cálculo do costado

(Pc-l) Pressão devido à coluna de líquido

Densidade do fluido: 1.128 kg/m<sup>3</sup>

Coluna de líquido: 6.935 mm

$$Pc-l = 0,78 \text{ kgf/cm}^2$$

(t) Espessura mínima requerida após conformação (condição corroído @ 80°C)

$$t = \frac{PR}{SE - 0,6P} + C = \frac{(28,3 + 0,78) \times 1303}{1407,21 \times 1 - 0,6 \times (28,3 + 0,78)} + 3$$

$t = 30,26 \text{ mm}$  (adotado espessura padrão nominal de 31,5 mm)

(ε) Alongamento extremo de fibra

$$\varepsilon = \left( \frac{50t}{Rf} \right) \times \left( 1 - \frac{Rf}{Ro} \right) = \left( \frac{50 \times 31,5}{1315,75} \right) \times \left( 1 - \frac{1315,75}{\infty} \right)$$

$$\varepsilon = 1,197\%$$

De acordo com UCS-79, não é requerido tratamento térmico para alívio de tensões.

### 3.2.4.4 Cálculo do tampo inferior

(Pc-l) Pressão devido à coluna de líquido

CONDIÇÃO DE OPERAÇÃO

Densidade do fluido: 1.128 kg/m<sup>3</sup>

Coluna de líquido: 7.625 mm

$$Pc-l = 0,86 \text{ kgf/cm}^2$$

(t) Espessura mínima requerida após conformação (condição corroído @ 80°C)

$$t = \frac{PDk}{2SE - 0,2P} + C = \frac{(28,3 + 0,86) \times 2606 \times 0,996941}{2 \times 1407,21 \times 1 - 0,2 \times (28,3 + 0,86)} + 3$$

$$t = 29,97 \text{ mm}$$

Adotando-se 25% de acréscimo devido à perda de espessura por conformação mecânica do tampo, adota-se espessura nominal de 37,5 mm).

(ε) Alongamento extremo de fibra

$$\varepsilon = \left( \frac{75t}{Rf} \right) \times \left( 1 - \frac{Rf}{Ro} \right) = \left( \frac{75 \times 37,5}{460,75} \right) \times \left( 1 - \frac{460,75}{\infty} \right)$$

$$\varepsilon = 6,1042\%$$

De acordo com UCS-79, será requerido tratamento térmico para alívio de tensões após conformação deste tampo.



### 3.2.5 CÁLCULO DO EQUIPAMENTO COM MATERIAL ASTM A-537 Cl 2

#### 3.2.5.1 Tensão admissível do aço

Da página 28, linha 9 do ASME, Seção II-D (metric):

Tensão admissível para A-537 Cl.2 @ 80°C → 158 MPa

$$S = 1.611,15 \text{ kgf/cm}^2$$

#### 3.2.5.2 Cálculo do tempo superior

(Pc-I) Pressão devido à coluna de líquido

Densidade do fluido: 1.128 kg/m<sup>3</sup>

Coluna de líquido: 0 mm

$$Pc-I = 0 \text{ kgf/cm}^2$$

(t) Espessura mínima requerida após conformação (condição corroído @ 80°C)

$$k = \frac{1}{6} \left[ 2 + \left( \frac{D}{2h} \right)^2 \right] = \frac{1}{6} \left[ 2 + \left( \frac{2606}{2 \times 653} \right)^2 \right]$$

$$k = 0,996941$$

$$t = \frac{PDk}{2SE - 0,2P} + C = \frac{28,3 \times 2606 \times 0,996941}{2 \times 1611,15 \times 1 - 0,2 \times 28,3} + 3$$

$$t = 25,86 \text{ mm}$$

Adotando-se 25% de acréscimo devido à perda de espessura por conformação mecânica do tempo, adota-se espessura nominal de 35,0 mm).

(ε) Alongamento extremo de fibra

$$\varepsilon = \left( \frac{75t_o}{Rf} \right) \times \left( 1 - \frac{Rf}{Ro} \right) = \left( \frac{75 \times 35,0}{460,75} \right) \times \left( 1 - \frac{460,75}{\infty} \right)$$

$$\varepsilon = 5,6972\%$$

De acordo com UCS-79, será requerido tratamento térmico para alívio de tensões após conformação deste tampo.

**3.2.5.3 Cálculo do costado**(Pc) Pressão devido à coluna de líquido

Densidade do fluido: 1.128 kg/m<sup>3</sup>

Coluna de líquido: 6.935 mm

$$Pc-o = 0,78 \text{ kgf/cm}^2$$

(t) Espessura mínima requerida após conformação (condição corroído @ 80°C)

$$t = \frac{PR}{SE - 0,6P} + C = \frac{(28,3 + 0,78) \times 1303}{1611,15 \times 1 - 0,6 \times (28,3 + 0,78)} + 3$$

**t = 26,78 mm** (adotado espessura padrão nominal de 28 mm)

(ε) Alongamento extremo de fibra

$$\varepsilon = \left( \frac{50t}{Rf} \right) \times \left( 1 - \frac{Rf}{Ro} \right) = \left( \frac{50 \times 28}{1314} \right) \times \left( 1 - \frac{1315,50}{\infty} \right)$$

$$\varepsilon = 1,0654\%$$

De acordo com UCS-79, não é requerido tratamento térmico para alívio de tensões.

### 3.2.5.4 Cálculo do tampo inferior

(Pc-l) Pressão devido à coluna de líquido

CONDIÇÃO DE OPERAÇÃO

Densidade do fluido: 1.128 kg/m<sup>3</sup>

Coluna de líquido: 7.625 mm

$$Pc-l = 0,86 \text{ kgf/cm}^2$$

(t) Espessura mínima requerida após conformação (condição corroído @ 80°C)

$$t = \frac{PDk}{2SE - 0,2P} + C = \frac{(28,3 + 0,86) \times 2606 \times 0,996941}{2 \times 1611,15 \times 1 - 0,2 \times (28,3 + 0,86)} + 3$$

$$t = 26,55 \text{ mm}$$

Adotando-se 25% de acréscimo devido à perda de espessura por conformação mecânica do tampo, adota-se espessura nominal de 35,0 mm).

(ε) Alongamento extremo de fibra

$$\varepsilon = \left( \frac{75t}{Rf} \right) \times \left( 1 - \frac{Rf}{Ro} \right) = \left( \frac{75 \times 35}{459,95} \right) \times \left( 1 - \frac{490,95}{\infty} \right)$$

$$\varepsilon = 5,7071\%$$

De acordo com UCS-79, será requerido tratamento térmico para alívio de tensões após conformação deste tampo.

### 3.2.6 ESPESSURAS ADOTADAS PARA CHAPAS

Decorrente dos cálculos para definição de espessuras mínimas para costado e tampos, acrescidos de fatores de correção para perda de espessura devido á conformação mecânica dos tampos, e posterior adoção de valores de espessuras comerciais de chapas, resumem-se na tabela 4 a seguir, as espessuras adotadas para efeito de aquisição de material para eventual fabricação dos vasos de pressão.

**Tabela 4 – Espessuras adotadas**

MATERIAL	TAMPO SUPERIOR	COSTADO	TAMPO INFERIOR
ASTM A-516 Gr. 70	37,5 mm	31,5 mm	37,5 mm
ASTM A-537 Cl. 2	35,0 mm	28,0 mm	35,0 mm

**Fonte: Elaborado pelo autor**

### 3.2.7 LEVANTAMENTO DE PESO DOS MATERIAIS

O cálculo dos pesos de materiais será iniciado pelo levantamento de área de costado e tampos, considerando-os como figuras planificadas. Após este levantamento, o peso do material será obtido pelo produto desta área pela espessura de tampos e costado, calculados na seção anterior.

#### 3.2.7.1 Cálculo da área de costado (planificado)

Para esta finalidade, será aplicada a seguinte fórmula de geometria plana, levando-se em consideração o diâmetro médio do costado.

$$A_c = \pi \times D_m \times L$$

Onde:

$Dm = \text{Diâmetro médio do costado [mm]}$

$$Dm = D + t$$

(Ac) Área de costado para alternativa em material ASTM A-516 Gr. 70

$$Ac = \pi \times Dm \times L = \pi \times 2,6315 \times 7,8$$

$$Ac = 64,48 \text{ m}^2$$

(Ac) Área de costado para alternativa em material ASTM A-537 Cl. 2

$$Ac = \pi \times Dm \times L = \pi \times 2,628 \times 7,8$$

$$Ac = 64,40 \text{ m}^2$$

### 3.2.7.2 Cálculo da área de tampos (planificados)

Para esta finalidade, será aplicada a seguinte fórmula de geometria plana, levando-se em consideração o diâmetro médio dos tampos inferior e superior.

$$At = \frac{\pi \times (1,8 Dm)^2}{4}$$

(At) Área dos tampos para alternativa em material ASTM A-516 Gr. 70

$$At = \frac{\pi \times (1,8 Dm)^2}{4} = \frac{\pi \times (1,8 \times 2,6375)^2}{4}$$

$$At = 17,70 \text{ m}^2$$

(At) Área dos tampos para alternativa em material ASTM A-537 Cl. 2

$$At = \frac{\pi \times (1,8 Dm)^2}{4} = \frac{\pi \times (1,8 \times 2,635)^2}{4}$$

$$At = 17,67 m^2$$

Obs.: Uma vez que as espessuras para tampos inferior e superior são as mesmas, este cálculo aplica-se a ambos os elementos.

### 3.2.7.3 Cálculo dos pesos dos materiais

O peso de material a ser adquirido para fabricação do vaso (conjunto caso + tampos) será obtido através da aplicação das espessuras encontradas para cada alternativa de material, às áreas anteriormente calculadas, onde,  $\gamma_{aço} = 7.860 \text{ kgf}/m^3$ .

Para ambos os casos, será considerado um fator de majoração, referente à perda de material devido a planos de corte, sendo adotado o acréscimo de 20% e 5% para tampos e costado, respectivamente.

Alternativa em ASTM A 516 Gr. 70

- t (casco)            31,5 mm (espessura de chapa)
- t (tampo)            37,5 mm (espessura de chapa)

$$Peso \text{ chapas} = \{[1,2 \times (2 \times At \times 37,5)] + [1,05 \times (Ac \times 31,5)]\} \times \gamma_{aço}$$

$$Peso \text{ chapas} = \{[1,2 \times (2 \times 17,7 \times 37,5)] + [1,05 \times (64,48 \times 31,5)]\} \times \gamma_{aço}$$

$$Peso \text{ chapas} = 29.283,81 \text{ kg}$$

### Alternativa em ASTM A 537 Cl 2

- t (caso)            28,0 mm (espessura de chapa)
- t (tampo)         35,0 mm (espessura de chapa)

$$Peso\ chapas = \{[1,2 \times (2 \times At \times 35,0)] + [1,05 \times (Ac \times 28)]\} \times \gamma_{aço}$$

$$Peso\ chapas = \{[1,2 \times (2 \times 17,67 \times 35,0)] + [1,05 \times (64,4 \times 28)]\} \times \gamma_{aço}$$

$$Peso\ chapas = 26.548,25\ kg$$

### 3.2.8 LEVANTAMENTO DE CUSTOS

Para efeito de estudo, os custos de materiais a serem utilizados neste levantamento foram obtidos através de cotações de caráter estimativo junto a alguns fornecedores de chapas de aço, sendo obtido os seguintes valores para cada alternativa de material.

#### Material ASTM A-516 Gr. 70

Custo: R\$ 4,10 / kg

#### Material ASTM A-537 Cl. 70

Custo: R\$ 5,10 / kg

Dessa forma, os custos unitários serão multiplicados pelos pesos de material calculados, de maneira a se obter os custos totais de material aplicado em cada vaso de pressão, e serão apresentados na seção a seguir.

### 3.3 RESULTADOS

A tabela 5 a seguir apresenta o resumo deste estudo de viabilidade, indicando a opção de construção do vaso em ASTM A-516 Gr.70 como a mais indicada a ser adotada, do ponto de vista econômico.

**Tabela 5 – Custo das chapas**

MATERIAL		PESO	CUSTO
espec. ASTM	custo unit.	[kgf]	[R\$]
A-516 Gr. 70	R\$ 4,10 / kg	29.283,81	120.063,62
A-537 Cl 2	R\$ 5,10 / kg	26.548,25	135.396,08

**Fonte: Elaborado pelo autor**

O vaso de pressão projetado em ASTM A-516 Gr.70, embora um pouco mais leve, apresentou competitividade de custo bastante significativa em relação à opção em ASTM A-537 Cl 2, conforme indicado na tabela 5, a seguir.

**Tabela 6 – Variações (Opção em ASTM A-516 Gr. 70)**

PESO		CUSTO	
[kgf]	[%]	[R\$]	[%]
+ 2.735,56	+ 10,30	- 15.332,45	- 11,32%

**Fonte: Elaborado pelo autor**

Após seleção da opção construtiva do vaso de pressão em material ASTM A-516 Gr. 70, apresenta-se a seguir os principais dados de projeto deste equipamento, resultantes do dimensionamento realizado neste trabalho.



**Tabela 7 – Dados finais do equipamento**

Material	ASTMA-516 Gr. 70
Peso vazio	26,4 tf
Espessura do costado	31,5 mm
Espessura dos tampos	37,5 mm
Sobre-espessura de corrosão	3,0 mm
Alívio de tensões	SIM (tampos)

**Fonte: Elaborado pelo autor**

Obs.: O peso final do equipamento considera o peso líquido de material, desconsiderando as perdas devido ao plano de corte das chapas.

### 3.4 DISCUSSÃO

Para efeito de praticidade, o presente trabalho levou em consideração as informações mínimas requeridas para uma tomada de decisão em relação ao material a ser selecionado, sendo estas informações, as espessuras de chapa para tampos e costado e os custos unitários de cada material, contudo, fazem-se necessárias algumas ressalvas.

Soldagem: A proporção, em peso, de consumíveis de soldagem em relação ao peso de costado é de aproximadamente 3% para vasos de pressão, sendo, portanto, que, qualquer diferença de custo entre estes para a soldagem das duas opções seria pouco expressiva para efeito comparativo. Outro aspecto a ser observado é que, os processos de soldagem a serem utilizados para construção de cada opção de vasos seriam os mesmos, e conseqüentemente apresentariam os mesmos custos operacionais. A provável diferença de custo de aquisição entre os consumíveis das duas opções seria proporcional ao limite de resistência de cada material.

Saia do tampo: Para ambos os casos, o comprimento da saia dos tampos foi desprezado nos cálculos, uma vez que o peso relativo a esta seção do vaso é desprezível em relação ao conjunto como um todo. Para os vasos de pressão dimensionados neste trabalho, o comprimento prático a ser adotado para estas seria de 40 mm, pois, de acordo com a norma de projeto, este comprimento deve ser igual a três vezes a espessura do tampo, porém, não sendo necessário ser superior a 38 mm.

Tampos: Como pôde ser observado na seção de cálculos deste trabalho, para ambas opções, os tampos podem ser fabricados através de conformação mecânica por rebordeamento, sendo que, também para ambos é requerido tratamento térmico para alívio de tensões, dessa forma, custos decorrentes destas operações são idênticos para ambas as alternativas. Com isso, pode-se concluir que a exclusão destes itens para efeito comparativo, é razoável.

#### 4. CONCLUSÃO

De acordo com os resultados apresentados nas tabelas 4 e 5 deste trabalho, a opção construtiva do vaso de pressão em material ASTM A-516 Gr. 70 é mais viável do ponto de vista econômico, e deve ser adotada para efeito de orçamento e participação de concorrência para a venda deste equipamento.

É importante salientar que, em caso de alteração de qualquer dimensão ou condição de operação do equipamento, este tipo de cálculo analítico deve ser executado novamente, tendo em vista que a opção de material mais indicada pode ser invertida. Isso ocorre pois, em casos de equipamentos mais pesados, a diferença de espessura entre as opções pode favorecer o material com melhores propriedades mecânicas. Para situações de dimensionamento de equipamentos mais leves que os apresentados neste trabalho, a espessura dos tampos pode estar no limiar entre requisição, ou não, de tratamento de alívio de tensões nos tampos, podendo esta ser especificada apenas para uma das opções, custo este que deverá ser levado em consideração para efeito comparativo.

Já em casos onde se configure equivalência entre os custos das duas opções, o aço ASTM A-516 Gr. 70 ainda deveria ser indicado, pois trata-se de um material muito mais usual no mercado nacional, podendo ser encontrado em distribuidores por todo o país, ao passo que o material ASTM A-537 Cl. 2, por conter especificações de composição química e requisitos de usina de maior complexidade, dificilmente são encontrados no mercado nacional a pronta entrega. Com isso, a opção selecionada para este trabalho, provavelmente irá proporcionar a fabricação dos equipamentos em prazos menores, o que, em uma dada concorrência pode ser um fator decisivo durante as negociações.

## REFERÊNCIAS

AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. **Rules for Construction of Pressure Vessels: ASME Section VIII Division I**. New York, 2015.

AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. **Rules for Construction of Pressure Vessels: ASME Section II, Part D**. New York, 2015.

ASKELAND, D. R., PHULÉ, P. P. **Ciência e Engenharia dos Materiais**. São Paulo: Cengage Learning, 2008.

BEDNAR, HENRY H. **Pressure Vessel Design Handbook**. Florida: Krieger Publishing Company Malabar, 1986.

BRASIL. Ministério do Trabalho. **Norma Regulamentadora NR-13 – Caldeiras, Vasos de Pressão e Tubulações**. Brasília, DF, 2017.

BROWNELL, LLOYD E., YOUNG, EDWIN H. **Process Equipment Design**. New York: John Wiley & Sons, Inc., 1959.

TELLES, Pedro Carlos da Silva. **Vasos de Pressão**. Rio de Janeiro: LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 1996.

WAINER, E., BRANDI, S. D., MELLO, F. D. H. **Soldagem: Processos e Metalurgia**. São Paulo: Editora Edgard Blucher, 1992.