


unesp  **UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA**
“JÚLIO DE MESQUITA FILHO”
CAMPUS DE GUARATINGUETÁ

KARINA OLIVEIRA SILVA

Estudo Teórico de Vasos de Pressão de Paredes Grossas e Paredes Compostas

Guaratinguetá - SP
2017

KARINA OLIVEIRA SILVA

Estudo Teórico de Vasos de Pressão de Paredes Grossas e Paredes Compostas

Trabalho de Graduação apresentado ao Conselho de Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Graduação em Engenharia Mecânica.

Orientador: Marcelo Sampaio Martins

Guaratinguetá - SP
2017

Silva, Karina Oliveira
S586e Estudo teórico de vasos de pressão de paredes grossas e paredes compostas / Karina Oliveira Silva - Guaratinguetá, 2017.
64 f : il.
Bibliografia: f. 63-64

Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2017.
Orientador: Prof. Dr. Marcelo Sampaio Martins

1. Vasos de pressão. 2. Flúidos. 3. Reatores nucleares. I. Título.

CDU 621.643.2


Luciana Máximo

Bibliotecária/CRB-8 3595

KARINA OLIVEIRA SILVA

ESTE TRABALHO DE GRADUAÇÃO FOI JULGADO ADEQUADO COMO
PARTE DO REQUISITO PARA A OBTENÇÃO DO DIPLOMA DE
"GRADUADO EM NOME DO CURSO"

APROVADO EM SUA FORMA FINAL PELO CONSELHO DE CURSO DE
GRADUAÇÃO EM NOME DO CURSO

Prof. Dr. MARCELO SAMPAIO
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:

Prof. Dr. MARCELO SAMPAIO MARTINS
Orientador/UNESP-FEG

Prof. Me. EVERTON COELHO DE MEDEIROS
UNESP-FEG

Prof. Dr. JOSÉ ELIAS TOMAZINI
UNESP-FEG

Dezembro de 2017

DADOS CURRICULARES

NOME COMPLETO DO AUTOR

NASCIMENTO 12.05.1993 ó São Paulo / SP

FILIAÇÃO Jorge Luis Silva
Marlene Vieira de Oliveira

2011/2017 Curso de Graduação
Engenharia Mecânica - Faculdade de Engenharia do
Campus de Guaratinguetá da Universidade Estadual
Paulista.

de modo especial, à minha filha Sofia, que com os seus primeiros anos de vida, foi a grande incentivadora para que eu finalizasse o curso, e à minha querida mãe Marlene.

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar agradeço a Deus e a Nossa Senhora Aparecida, fonte da vida e da graça. Agradeço pela minha vida, minha inteligência, minha família e meus amigos,

ao meu orientador, *Prof. Dr. Marcelo Sampaio* que jamais deixou de me incentivar. Sem a sua orientação, dedicação e auxílio, o estudo aqui apresentado seria praticamente impossível.

À minha mãe *Marlene Vieira de Oliveira*, a minha filha *Sofia Oliveira*, ao meu companheiro *Gelson Santos de Oliveira* e aos meus tios *Oswaldo Domingos de Oliveira* e *Odalia Vieira de Oliveira*, que apesar das dificuldades enfrentadas, sempre incentivaram meus estudos.

às funcionárias da Biblioteca do Campus de Guaratinguetá pela dedicação, presteza e principalmente pela vontade de ajudar,

aos funcionários da Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá pela dedicação e alegria no atendimento.

“Faça sempre o que tiver medo de fazer.”

Ralph Waldo Emerson

RESUMO

Vasos de pressão são equipamentos amplamente utilizados na indústria para o armazenamento dos mais diversos tipos de fluidos sob variadas condições de operação. Porém, apesar da versatilidade deste equipamento, o projeto de um vaso de pressão exige cuidados específicos e o cumprimento de uma série de normas e padrões para a garantia de sua segurança e bom desempenho. A necessidade industrial e tecnológica exige a construção de vasos de pressão mais resistentes e econômicos, sendo adequados para serviços em condições de operação extremas, como por exemplo o emprego em reatores nucleares. Este trabalho promove um estudo de caso em torno de dois tipos de vasos de pressão utilizados para serviços em condições extremas: vasos de paredes grossas e vasos de paredes compostas. O estudo de caso aborda o cálculo das espessuras mínimas admissíveis para os cilindros de ambos os equipamentos de acordo com as premissas e equações sugeridas pelo Código ASME, Seção VIII, Divisões I e II, além de promover o cálculo das tensões máximas atuantes em cada vaso através de equações obtidas da literatura. Por fim, compara-se os resultados obtidos através das fórmulas do Código e das equações da literatura e verifica-se que os valores obtidos estão coerentes com o encontrado em outros trabalhos de mesmo caráter, além de atenderem aos requisitos da norma referenciada.

PALAVRAS-CHAVE: Vasos de pressão. Paredes Grossas. Paredes Compostas.

ABSTRACT

Pressure vessel is highly used in the industry for the storage of the most diverse types of fluids under various operating conditions. However, despite of the versatility of this equipment, the design of a pressure vessel requires serious care and compliance with a several norms and standards to ensure its safety and suitable performance. The industrial and technological need requires the construction of increasingly resistant and economical pressure vessels, which are suitable for services under extreme operating conditions, such as for use in nuclear reactors. This work promotes a case study around two types of pressure vessels used for services in extreme conditions: thick-walled vessels and multilayer vessels. The case study deals with the calculation of the minimum allowable thicknesses for the cylinders of both equipment according to the premises and equations suggested by the ASME Code, Section VIII, Divisions I and II, besides promoting the calculation of the maximum tensions acting in each vessel through equations obtained from the literature. Finally, at the end of the paper, the results obtained through the formulas of the Code and ones obtained from the equations of the literature are compared and it is possible to verify that the values obtained are consistent with those found in other works of the same type, in addition to meeting the requirements of the standard referenced.

KEYWORDS: Pressure Vessels. Thick-walled Cylinders. Multilayer Clinders.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

| | |
|---|----|
| Figura 1 - Exemplo de tubos de paredes grossas. | 18 |
| Figura 2 - Gráfico da tensão (em escala logarítmica) em função da taxa de fluência em regime estacionário (em escala logarítmica) para uma liga níquel-carbono com baixo teor de C em três temperaturas. | 19 |
| Figura 3 - Calandra de 3 rolos com cilindro conformado. | 24 |
| Figura 4 - Vaso de pressão de paredes compostas utilizado na construção de um reator nuclear. | 27 |
| Figura 5 - Tensões normais e tangenciais nos planos secantes de um volume de tamanho infinitesimal localizado em um ponto qualquer de um material submetido a um sistema de cargas. | 41 |
| Figura 6 - Tensões principais nos planos secantes de um volume de tamanho infinitesimal localizado em um ponto qualquer de um material submetido a um sistema de cargas. | 41 |
| Figura 7 - Ilustração da distribuição das cargas em simetria em torno de cilindro de paredes grossas. | 43 |
| Figura 8 - Elemento infinitesimal no plano transversal do cilindro com as respectivas tensões radiais e circunferenciais atuando em suas faces. | 44 |
| Figura 9 - Diagrama da variação das tensões radial e circunferencial ao longo da espessura do cilindro. | 48 |
| Figura 10 - Esquema de um cilindro composto por dois cilindros individuais. | 50 |

LISTA DE TABELAS

| | |
|--|----|
| Tabela 1 - Classificação de chapas de aço baixo-médio carbono de acordo com sua resistência na norma A-285. | 21 |
| Tabela 2 - Normas internacionais para a construção de vasos de pressão. | 32 |
| Tabela 3 - Características de projeto e condições de operação adotadas no estudo de caso.... | 54 |
| Tabela 4 - Propriedades Mecânicas do aço A516 GR70..... | 54 |
| Tabela 5 - Resultados do dimensionamento do vaso de pressão de paredes grossas. | 59 |
| Tabela 6 - Resultados do dimensionamento do vaso de pressão de paredes compostas. | 60 |

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

| | |
|------|---|
| ABNT | Associação Brasileira de Normas Técnicas |
| ASME | <i>American Society of Mechanical Engineers</i> |
| ASTM | <i>American Society for Testing and Materials</i> |
| EU | <i>European Union</i> |
| JIS | <i>Japanese Industrial Standards</i> |
| MIG | <i>Metal Inert Gas</i> |
| PED | <i>Pressure Equipment Directive</i> |
| PVCS | <i>Committee on Pressure Vessel Codes/Standards</i> |
| TIG | <i>Tungsten Inert Gas</i> |

LISTA DE SÍMBOLOS

| | |
|----------------------|---|
| b | raio externo do cilindro |
| O | ponto pelo qual passam os três planos secantes x , y e z |
| | tensão normal |
| | tensão tangencial |
| τ_{xz} | tensão tangencial perpendicular ao plano x e orientada na direção do eixo z |
| τ_{xy} | tensão tangencial perpendicular ao plano x e orientada na direção do eixo y |
| τ_{yz} | tensão tangencial perpendicular ao plano y e orientada na direção do eixo z |
| τ_{yx} | tensão tangencial perpendicular ao plano y e orientada na direção do eixo x |
| τ_{zx} | tensão tangencial perpendicular ao plano z e orientada na direção do eixo x |
| τ_{zy} | tensão tangencial perpendicular ao plano z e orientada na direção do eixo y |
| σ_1 | tensão normal máxima |
| σ_2 | tensão normal intermediária |
| σ_3 | tensão normal mínima |
| $\tau_{m\acute{a}x}$ | tensão tangencial ou cisalhante máxima |
| σ_{equ} | tensão equivalente |
| a | raio interno do cilindro |
| p_a | pressão interna atuante nas paredes do cilindro |
| p_b | pressão externa atuante nas paredes do cilindro |
| u | deslocamento radial de um ponto qualquer |
| r | raio variável |
| σ_t | tensão circunferencial |
| σ_r | tensão radial |
| | ângulo no plano transversal do cilindro |
| ϵ_r | deformação radial |
| ϵ_t | deformação circunferencial |
| σ_z | tensão axial |
| E | módulo de elasticidade |
| ν | coeficiente de Poisson |

| | |
|-------------------|--|
| C_1 | constante de integração 1 |
| C_2 | constante de integração 2 |
| c | espessura do cilindro raio externo do cilindro interno no cilindro composto aperto entre os cilindros interno e externo no cilindro composto |
| P_k | pressão de contato entre os cilindros interno e externo |
| U_1 | deslocamento dos pontos da superfície externa do cilindro interno no cilindro composto |
| U_2 | deslocamento dos pontos da superfície interna do cilindro externo no cilindro composto |
| p | pressão de trabalho aplicada no interior do cilindro composto |
| σ_{equivA} | tensão equivalente no cilindro interno no vaso de pressão de paredes compostas |
| σ_{equivB} | tensão equivalente no cilindro externo no vaso de pressão de paredes compostas |
| A | ponto localizado na parede interior do cilindro interno (cilindro composto) |
| B | ponto localizado na superfície de contato entre os cilindros interno e externo (cilindro composto) |
| R | raio interno do cilindro |
| P | pressão interna admissível de projeto |
| S | tensão admissível |
| $E\phi$ | coeficiente de eficiência de solda |
| e | espessura mínima para pressão interna |
| C | margem para corrosão |
| P_s | pressão suportada pelo projeto |
| R_1 | raio interno do cilindro para cálculo da tensão tangencial em vaso de paredes compostas |
| R_2 | raio externo do cilindro para cálculo da tensão tangencial em vaso de paredes compostas |
| X | raio médio do cilindro para cálculo da tensão tangencial em vasos de paredes compostas |

Sumário

| | | |
|--------------|---|--------------------------------------|
| 1 | INTRODUÇÃO | 15 |
| 1.1 | OBJETIVO | 16 |
| 1.2 | JUSTIFICATIVA..... | Erro! Indicador não definido. |
| 2 | REVISÃO BIBLIOGRÁFICA | 17 |
| 2.1 | VASOS DE PRESSÃO DE PAREDES GROSSAS..... | 17 |
| 2.1.1 | Materiais | 20 |
| 2.1.2 | Fabricação | 23 |
| 2.1.3 | Inspeção | 25 |
| 2.2 | VASOS DE PRESSÃO DE PAREDES COMPOSTAS | 26 |
| 2.2.1 | Materiais | 28 |
| 2.2.2 | Fabricação | 29 |
| 2.2.3 | Inspeção | 30 |
| 2.3 | NORMAS PARA PROJETO..... | 31 |
| 2.3.1 | ASME Boiler and Pressure Vessel Code ó Estados Unidos da América | 33 |
| 2.3.2 | PED Pressure Equipment Directive ó União Européia | 36 |
| 2.3.3 | A.D Merkblatt ó Alemanha | 37 |
| 2.3.4 | JIS B 8265 Construction of Pressure Vessels ó Japão | 38 |
| 2.4 | ANÁLISE TEÓRICA..... | 39 |
| 2.4.1 | Teoria do Estado de Tensão e Deformação | 40 |
| 2.4.2 | Vasos de Pressão de Paredes Grossas | 43 |
| 2.4.3 | Vasos de Pressão de Paredes Compostas | 49 |
| 3 | ESTUDO DE CASO | 53 |
| 3.1 | VASO DE PRESSÃO DE PAREDES GROSSAS | 55 |
| 3.2 | VASO DE PRESSÃO DE PAREDES COMPOSTAS | 56 |
| 4 | ANÁLISE DOS RESULTADOS E DISCUSSÃO | 59 |
| 4.1 | VASO DE PRESSÃO DE PAREDES GROSSAS..... | 59 |
| 4.2 | VASO DE PRESSÃO DE PAREDES COMPOSTAS | 60 |
| 5 | CONCLUSÃO | 62 |
| | REFERÊNCIAS | 63 |

1 INTRODUÇÃO

Vasos de pressão são recipientes estanques capazes de conter um fluido pressurizado e resistir com segurança a pressões internas superiores a 100 kPa. Podem assumir diferentes formatos e dimensões para atender a uma enorme gama de finalidades, desde uma panela de pressão comumente utilizada no preparo de alimentos, até reatores nucleares para produção de energia (TELLES, 2007). Neste trabalho, foram estudados os vasos de pressão de paredes grossas (camada única) e compostas (camada dupla), frequentemente utilizados na indústria petroquímica para armazenamento, transporte e processamento de fluídos.

Para que um vaso de pressão seja classificado como de paredes grossas, é necessário que a espessura de sua parede seja igual ou maior a 10% de seu raio interno. Segundo Singer (1971), para a determinação das tensões máximas transmitidas na seção longitudinal do vaso de pressão de paredes grossas, é utilizado um processo análogo ao de paredes finas, através das equações da estática.

A principal diferença entre as análises para os dois casos, é o fato de que para o cálculo de tensões em cilindros de paredes finas, é considerada a hipótese da distribuição de tensões uniformes ao longo da espessura da parede, o que não pode ser considerado como verdade para a análise de vasos de pressão de paredes grossas. Para cilindros de paredes finas, o valor médio de tensão tangencial encontrado na seção é muito próximo ao valor máximo de tensão tangencial, entretanto, o valor médio de tensão tangencial encontrado nos cilindros de paredes grossas é muito menor que o seu valor máximo, pois além destas tensões não serem distribuídas uniformemente pela espessura da seção, sua variação nem sequer é linear (SINGER, 1971).

Em casos onde a espessura da parede do cilindro é muito grande, ou seja, quando é dita tendendo ao infinito, a tensão radial em suas paredes pode chegar ao dobro da pressão interna atuante no cilindro. Em casos como este, é necessário que o limite de elasticidade do material usado na fabricação seja igual ou superior ao dobro da pressão interna para garantir que todas as deformações no cilindro sejam de caráter elástico. Porém, em projetos onde a pressão interna é realmente alta, se torna difícil encontrar materiais adequados a construção devido a limitações do projeto, do material e até mesmo financeira. Logo, para recipientes de alta pressão, a solução alternativa é a construção de vasos de pressão de paredes compostas (FÉODOSIEV, 1977).

Quando uma pressão interna é aplicada a um cilindro de paredes compostas, suas ambas partes irão trabalhar como uma única peça onde há o somatório de tensões de trabalho e

tensões de aperto de sinais diferentes. Por isso, a tensão na parede interior do cilindro acaba por diminuir e o cilindro composto é capaz de resistir a uma pressão maior que o cilindro comum (FÉODOSIEV, 1977).

A grande maioria dos vasos de pressão são projetados e fabricados sob encomenda, ou seja, o projeto se desenvolve de acordo com as necessidades e especificações de cada aplicação. Desta forma, com tantas possibilidades de projetos e aplicações e, sendo o vaso de pressão um dos equipamentos mais caros e muitas vezes operantes em condições de alto risco, percebeu-se a necessidade de normas de fabricação destes equipamentos, não apenas para padronizar ou facilitar os cálculos de projeto de vasos de pressão, mas principalmente para garantir condições mínimas de segurança para operação. Normas como o código ASME (americano) e BS-5500 (norma inglesa) abrangem não apenas critérios e fórmulas para projeto, mas também tratam de importantes detalhes na fabricação, montagem e inspeção dos vasos de pressão (TELLES, 2007).

Neste trabalho foi realizado o levantamento bibliográfico sobre as teorias que trazem as equações clássicas dos cálculos para vasos de pressão de paredes grossas e compostas, bem como as principais normas que delimitam diferentes aspectos do projeto destes equipamentos. Foi apresentado também um estudo de caso no qual foram calculados os valores máximos de tensões e espessuras mínimas admissíveis em vasos de pressão de paredes grossas e compostas.

1.1 OBJETIVO

O objetivo deste trabalho é a realização do estudo de caso teórico de um vaso de pressão de paredes grossas (camada única) e de paredes compostas

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Aspectos gerais da constituição de vasos de pressão de paredes grossas e compostas, como materiais utilizados, fabricação, inspeções, tiveram por base principalmente a obra de Telles (2007) *os Vasos de Pressão*, além de normas desenvolvidas pela ASTM e, principalmente, o Código ASME.

O estudo analítico do cálculo de tensões e espessura para vasos de pressão de paredes grossas e compostas, foi desenvolvido a partir das obras *Resistência dos Materiais* de Féodosiev (1977) e *Resistencia de Materiales* de Ferdinand Singer (1977) e comparados ao proposto pelo *Código ASME, Seção VIII, Divisões I e II*.

2.1 VASOS DE PRESSÃO DE PAREDES GROSSAS

Vasos de pressão são recipientes estanques utilizados no armazenamento de fluidos pressurizados. Em geral, são considerados cilindros de paredes grossas, aqueles cilindros que possuem a espessura do casco maior que 1/10 de seu raio interno. Porém, o código ASME, Seção VIII, Divisão 1, define que os cascos de grande espessura são aqueles nos quais a espessura mínima para pressão interna seja maior que metade do raio interno do cilindro ou que a pressão interna de projeto seja maior que 38,5% do produto entre a tensão admissível básica do material e o coeficiente de eficiência de solda (TELLES, 2007).

As paredes grossas destes vasos de pressão são capazes de suportar facilmente condições de operação que não seriam contidos por vasos de pressão de paredes delgadas. A Figura 1 apresenta um exemplo de tubos de paredes grossas.

Entende-se por condição de operação os pares de valores simultâneos de pressão e temperatura com os quais o vaso deverá operar em condições normais. Estas condições de operação sofrem variações durante o período de vida útil de um vaso de pressão, isto significa que o equipamento está sob constantes variações de maiores e menores magnitudes de pressão e temperatura (TELLES, 2007).

Figura 1 - Exemplo de tubos de paredes grossas.



Fonte: Roundbars (2017).

Desta forma, para o projeto de um vaso de pressão, é necessário que sejam consideradas não apenas a temperatura e pressão normais de trabalho (condições de regime), mas também as temperaturas máxima e mínima de trabalho, pois as definições de qual material será utilizado para a construção do vaso, bem como sua espessura, ou seja, se é necessário que o vaso tenha paredes grossas, dependem fortemente de tais condições (TELLES, 2007).

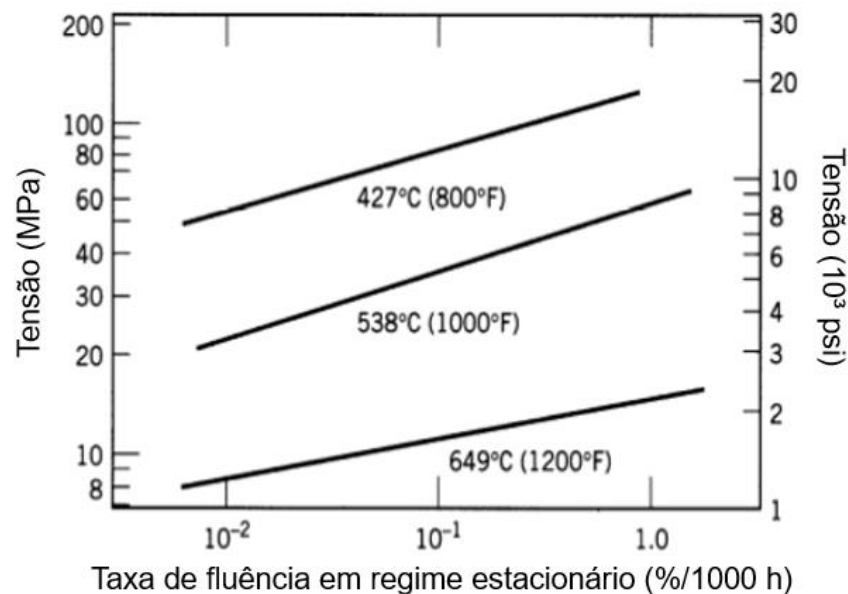
A capacidade de suportar solicitações tão altas de pressão se deve ao fato de que as tensões máximas nas paredes de cilindros diminuem consideravelmente conforme a espessura de suas paredes aumenta, quando submetido a uma determinada pressão. Porém esta diminuição não é ilimitada. Em casos onde a espessura da parede do cilindro é infinita, é necessário que a pressão interna atuante no cilindro não ultrapasse o valor correspondente a metade do limite de elasticidade do material, do contrário, as deformações no equipamento deixarão de ser elásticas e passarão a ser plásticas, como será visto em detalhes posteriormente, levando a inutilização do equipamento (FÉODOSIEV, 1997).

Uma consequência da diminuição das tensões máximas nas paredes do vaso devido a sua grande espessura, é a possibilidade de se trabalhar em temperaturas mais altas para um dado material do que seria permitido para vasos de pressão de paredes finas. Este fenômeno é explicado devido ao fato de que a resistência a fluência dos materiais em altas temperaturas tende a diminuir, sendo necessário a adoção de tensões admissíveis muito reduzidas nas paredes dos vasos (TELLES, 2007). A fluência em materiais é definida como a deformação permanente e dependente do tempo quando estes são submetidos a uma carga ou tensão

constantes, e frequentemente é um fator limitante da vida do vaso de pressão (CALLISTER, 2008).

A Figura 2 ilustra a relação entre a tensão atuante e a taxa de fluência para uma liga níquel-carbono com baixo teor de carbono em três temperaturas diferentes.

Figura 2 - Gráfico da tensão (em escala logarítmica) em função da taxa de fluência em regime estacionário (em escala logarítmica) para uma liga níquel-carbono com baixo teor de C em três temperaturas.



Fonte: Callister (2008).

O material exposto a temperaturas na faixa de 427°C sofre a mesma taxa de fluência do que quando a temperatura está em torno de 649°C, porém com uma tensão cerca de 7 vezes menor.

Em um projeto de vaso de pressão, a maneira mais eficaz e econômica de se reduzir consideravelmente a tensão atuante sobre as paredes do vaso é através do aumento da espessura de suas paredes, sendo assim o vaso de pressão de paredes grossas é o mais indicado para serviços com valores elevados de pressão e temperatura.

Porém, apesar de o vaso de pressão de paredes grossas ser adequado para solicitações de altas magnitudes, a temperatura em vasos de pressão requer cuidados especiais, principalmente em vasos de grandes dimensões onde a magnitude da temperatura pode variar muito de uma região para outra do equipamento, pois ainda não foram desenvolvidos meios completamente seguros de proteger o vaso de pressão contra uma subida anormal de temperatura, podendo leva-lo ao colapso. Por outro lado, válvulas de segurança, discos de

rupturas, entre outros, são dispositivos adequadamente capazes de proteger o vaso de pressão contra uma sobrepressão anormal (TELLES, 2007).

As cargas atuantes em vasos de pressão vão muito além daquelas causadas pelas pressões externa e interna ou pelos gradientes de temperatura que geram dilatações e, conseqüentemente, tensões ao longo do equipamento. As cargas que podem estar atuando frequentemente no vaso de pressão podem ser também devidas ao próprio peso do vaso, seus componentes, acessórios, do fluido contido em seu interior, vibrações, impactos, reações nos suportes e até mesmo esforços causados pelo vento (TELLES, 2007).

No geral, para vasos utilizados em serviços de operação rotineiros como armazenamentos de fluidos a pressão e temperatura normais, são consideradas para projetos apenas as cargas provenientes de pressão interna e externa. Para vasos de grandes dimensões ou utilizados para serviços especiais de alto risco (como por exemplo, quando os vasos de pressão de paredes grossas são utilizados como reatores nucleares) é necessário considerar o efeito de outras cargas que assumem valores consideráveis quando comparadas às cargas geradas por pressão, como, por exemplo, as cargas provindas do peso da estrutura, pois estas cargas podem influenciar grandemente nas tensões resultantes (TELLES, 2007).

2.1.1 Materiais

A seleção e especificação dos materiais mais adequados para a construção de um vaso de pressão é um dos aspectos mais importantes no projeto deste equipamento, pois essa decisão afeta diretamente a adequação e desempenho do vaso de pressão ao serviço para o qual foi projetado, o que significa que a seleção de um material inadequado pode acarretar em perdas enormes tanto materiais quanto humanas.

Desta forma, devido à importância que a escolha do material tem no projeto de um vaso de pressão, existem documentos normativos emitidos por sociedades de normalização reconhecidas, públicas ou privadas (como a ASTM e a ABNT), que visam determinar as particularidades de um material. Este documento é chamado de Especificação de Material e geralmente apresenta informações e exigências como: descrição, finalidade do material, composição química, propriedades mecânicas, ensaios e testes exigidos, condições de aceitação e rejeição, marcações no material e, em alguns casos, dados dimensionais e propriedades físicas e químicas (TELLES, 2007).

Usualmente na indústria, são utilizados apenas materiais que obedecem a alguma Especificação de Material devido à segurança e garantia exigidas para a construção de um vaso de pressão.

A maioria das especificações abrangem grupos de materiais que são distintos por diferentes classes ou graus da especificação e cada uma delas é designada por uma sigla numérica ou alfanumérica que serve também como designação dos materiais por ela definidos (TELLES, 2007). A norma A20/A20M-15 *Standard Specification for General Requirements for Steel Plates for Pressure Vessels* de 2015, desenvolvida pela ASTM, por exemplo, apresenta uma série de diretrizes comuns aplicadas a especificações de diversas chapas de aço laminado utilizadas na fabricação de vasos de pressão.

A norma A20 apresenta em seu escopo diversas especificações de chapas de aço, dentre elas a especificação A285, *Specification for Pressure Vessels Plates, Carbon Steel Low ó and Intermediate ó Tensile Strength*, de 2017, que especifica aços de baixo carbono apresentados na forma de chapas grossas empregadas na fabricação de vasos de pressão. As chapas sob a especificação A285 ainda são divididas em três classes de acordo com sua resistência, como mostrado na Tabela 1.

Tabela 1 - Classificação de chapas de aço baixo-médio carbono de acordo com sua resistência na norma A-285.

| Classe | Resistência a tração, ksi (MPa) |
|--------|---------------------------------|
| A | 45-65 (310-450) |
| B | 50-70 (345-485) |
| C | 55-75 (380-515) |

Fonte: ASTM A285 / A285M ó 17 (2017)

Na norma A285 são apresentados também propriedades mecânicas, composição química e tratamentos térmicos necessários para que uma chapa grossa de aço baixo-médio carbono seja adequada à fabricação de um vaso de pressão.

Além da especificação A285, a ASTM apresenta outras várias especificações de diferentes materiais em chapas grossas para vasos de pressão, como por exemplo, a especificação A-283 para aços de qualidade estrutural ou A-516 para aços de médio carbono acalmado, entre outras.

É importante ressaltar que muitos materiais podem ser utilizados para a fabricação dos cascos de vasos de pressão, desde materiais metálicos ferrosos ou não-ferrosos (como ligas de alumínio ou níquel) até materiais não metálicos como materiais plásticos reforçados. Contudo,

especialmente para vasos de pressão de paredes grossas utilizados em serviços com grandes solicitações de cargas e esforços, os aço-carbonos, aços-liga e aços inoxidáveis são os mais comuns na indústria (TELLES, 2007).

2.1.1.1 Aços Carbono

O aço carbono é chamado o material de uso geral na indústria dos vasos de pressão, pois, exceto em casos nos quais as circunstâncias de serviço não permitem sua utilização, é empregado na grande maioria dos casos por oferecer ótima relação custo x benefício para o projeto (TELLES, 2007).

As propriedades do aço-carbono são fortemente influenciadas por sua composição química, podendo sofrer grandes variações dependendo de seu teor de carbono e de presença de elementos residuais. Por exemplo, os aços com teor de carbono até 0,25%, chamados de aços baixo carbono, possuem limites de resistência da ordem de 310 a 370 MPa e limite de escoamento entre 150 a 220 MPa, ao passo que para aços com teor de carbono até 0,35%, os chamados aços médio carbono, esses valores são respectivamente 370 a 540 MPa e 220 a 280 MPa (TELLES, 2007).

Apesar de sua predominante utilização na construção de vasos de pressão, os aços carbono possuem uma característica limitante em seu emprego para vasos de pressão de paredes grossas: suas propriedades podem sofrer deterioração quando é exposto a situações onde a temperatura é inferior a 0°C ou superior a 400°C, condições comuns na aplicação de vasos de pressão de paredes grossas.

Em temperaturas muito altas (acima de 400°C) a resistência mecânica do aço carbono sofre uma forte redução, deixando o material bem suscetível ao fenômeno de fluência mesmo quando utilizado em vasos com grandes espessuras de paredes, e em alguns casos seria necessária uma espessura tão grande para compensar a redução em sua resistência que tornaria o projeto economicamente inviável (TELLES, 2007).

Por outro lado, quando exposto a temperaturas muito baixas (abaixo de 0°C) o comportamento do aço carbono deixa de ser dúctil e passa a ser frágil, deixando o material suscetível a fraturas frágeis repentinas e catastróficas, podendo acarretar em perda total do vaso de pressão (TELLES, 2007).

2.1.1.2 Aços-liga

Aços liga, são todos os aços que possuem qualquer quantidade de outros elementos em sua composição, chamados elementos de liga, além dos elementos que entram na composição do aço carbono (TELLES, 2007).

Os aços-liga são, no geral, bem mais caros que o aço carbono, além de apresentarem soldabilidade consideravelmente menor e maior dificuldade para montagem também. Por isso, são indicados para casos específicos em que a utilização do aço carbono não é recomendável. Geralmente essas situações incluem exposições a altas temperaturas que ultrapassam os limites do aço carbono e requerem materiais com maiores resistências mecânicas e a fluência, temperaturas abaixo de -45°C nas quais o aço carbono apresenta alto risco de fraturas frágeis e situações gerais que requerem alto nível de segurança contra possíveis vazamentos e acidentes devido a grandes esforços.

Para vasos de pressão de paredes grossas, é mais apropriada a utilização de aços liga manganês, que são aços com até 1,6% de manganês podendo conter, às vezes, uma pequena quantidade de molibdênio e/ou níquel. O alto teor de manganês é destinado a aumentar a resistência mecânica de chapas grossas (acima de 50 mm, por exemplo) sem causar perdas em soldabilidade ou tenacidade. Essas chapas podem ser empregadas em vasos de pressão de grandes dimensões ou que irão trabalhar em elevadas condições de pressão.

2.1.2 Fabricação

A conformação das chapas para fabricação de vasos de pressão pode ser feita através de diversos processos como calandragem, rebordeamento, prensagem, dobramento, estampagem, entre outros. Para a conformação de chapas de grande espessura utilizadas em vasos de pressão de paredes grossas, o processo mais comumente utilizado é a calandragem. (TELLES, 2007)

A calandragem é um processo de conformação mecânica no qual se introduz a chapa para conformar em uma máquina chamada calandra constituída de 2 rolos inferiores e 1 ou 2 rolos superiores, todos paralelos entre si. Os rolos inferiores são motrizes e os superiores são livres. O posicionamento vertical e horizontal dos rolos irá depender da espessura da chapa e do diâmetro desejados (TELLES, 2007). Uma máquina calandra de 3 rolos pode ser observada na Figura 3 juntamente com um cilindro já conformado.

Figura 3 - Calandra de 3 rolos com cilindro conformado.



Fonte: Davi (2017)

O processo de calandragem de uma chapa geralmente é feito em vários passes, sendo que após cada passe a distância entre os rolos inferiores diminua, o que faz com que o raio de curvatura do cilindro conformado também diminua, até obter o formato desejado.

A calandra pode ser manual ou a motor. Para o caso de chapas grossas, são utilizadas calandras a motor devido a sua maior potência e precisão durante o processo. Além disso, para chapas de grandes espessuras onde a resistência do material excede a capacidade da máquina, é conveniente que o processo de conformação seja executado a quente para facilitar a deformação do material (TELLES, 2007).

Após a conformação, a chapa é submetida a um processo de soldagem para unir suas extremidades. Os processos de soldagem mais comumente utilizados na indústria de vasos de pressão são:

- Soldagem manual: arco elétrico com eletrodo revestido e eletrodo de tungstênio com atmosfera inerte (TIG);
- Soldagem semi-automática: arco metálico com atmosfera inerte (MIG) e arco metálico com hidrogênio atômico;
- Soldagem automática: arco submerso para uso geral e eletroescória para partes muito espessas.

Após os processo de conformação e soldagem, é importante que os vasos de pressão sejam submetidos a tratamentos térmicos para o alívio de tensões, principalmnete no caso de chapas com grandes espessuras que apresentam maior resistência a deformações. O

tratamento térmico ajuda a diminuir as tensões residuais decorrentes da conformação e do processo de solda (TELLES, 2007).

No tratamento térmico para alívio de tensões, o material é aquecido até uma temperatura abaixo da temperatura de transformação do aço, sendo mantido nesta condição por tempo suficiente para uniformizar a temperatura em toda a peça e então é resfriado lentamente. O cilindro não deve ser exposto por um tempo muito maior do que o tempo de uniformização de temperatura para evitar a fragilização do material, causada pelo crescimento exagerado dos grãos, e deve ser resfriado o mais lento e uniformemente possível (TELLES, 2007).

2.1.3 Inspeção

O vaso de pressão é um equipamento submetido frequentemente a serviços pesados e por isso precisam apresentar alto nível de segurança em seu projeto, montagem e operação. Desta forma, todo vaso de pressão passa por um processo de inspeção antes de entrar em serviço.

Uma das partes mais críticas do vaso de pressão é o cordão de solda que une as duas extremidades do cilindro, pois o processo de soldagem pode induzir concentração de tensões e deformações no caso do vaso, além de ser um tratamento térmico local. Por este motivo, é necessária a realização de exames não-destrutivos em todas as soldas do vaso de pressão no intuito de detectar possíveis defeitos (TELLES, 2007). Os testes mais empregados na inspeção de soldas são os seguintes, em ordem crescente de confiabilidade:

- Inspeção visual: é um método obrigatório em todos os casos, pois quando bem executado, pode indicar não apenas defeitos superficiais mais também locais de possíveis defeitos internos, denunciados por irregularidades no corão de solda;
- Inspeção com líquido penetrante: com baixo custo e boa facilidade de execução, a inspeção por líquido penetrante auxilia na detecção de defeitos superficiais e é muito utilizada para o exame de cada camada de solda (antes da deposição da camada seguinte);
- Inspeção com partículas magnéticas: este método é utilizado principalmente na detecção de defeitos superficiais podendo também apontar defeitos subsuperficiais, porém pode ser utilizado apenas com materiais ferromagnéticos;
- Inspeção radiográfica: o exame radiográfico é um processo corrente na inspeção de soldas e é capaz de detectar defeitos internos nas soldas como trincas, dupla

laminação, bolhas, falta de penetração etc. É obrigatório na maioria dos casos pelo menos a radiografia parcial das principais soldas (aquelas submetidas a pressão);

- Inspeção por ultrassom: é um exame mais sensível e moderno que todos os outros, sendo capaz de detectar praticamente todos os defeitos significativos. Para vasos de paredes grossas é o mais indicado.

Além da inspeção nas soldas, outro exame obrigatório na inspeção de vasos de pressão é o teste hidrostático ou de estanqueidade. No teste hidrostático, os vasos de pressão são completamente encheidos com água (ou com ar comprimido, muito excepcionalmente, quando o teste com água não for passível de ser executado, como por exemplo em vasos de grandes volumes cujos suportes não resistam ao peso do vaso cheio de água) e então submetidos a pressão de teste hidrostático, ou seja, a pressão mais alta possível compatível com a segurança da parte mais fraca do vaso (TELLES, 2007).

O teste hidrostático é exigido em norma bem como o registro formal de sua realização contendo a identificação do vaso de pressão, o fluido empregado, a pressão de teste, data e duração do teste, registro de alguma irregularidade encontrada e assinatura do inspetor (TELLES, 2007).

Após passar pelos exames de solda e teste hidrostático o vaso de pressão é submetido a uma verificação dimensional para garantir que suas dimensões estão de acordo com as dimensões e tolerâncias estipuladas em projeto (TELLES, 2007).

A última etapa da inspeção deve ser feita pelo comprador do vaso de pressão. Nesta inspeção devem ser apresentados toda a documentação de fabricação do vaso, certificados de qualidade, testes de materiais, certificados de qualificação de soldadores, operadores e procedimento utilizados durante a fabricação do vaso, entre outros (TELLES, 2007).

2.2 VASOS DE PRESSÃO DE PAREDES COMPOSTAS

Para serviços em situações realmente específicas e críticas, nos quais seriam necessárias espessuras de paredes muito grossas, o vaso de pressão de paredes grossas pode deixar de ser a melhor opção, pois à medida que a espessura da parede aumenta, os custos envolvidos no projeto e fabricação dos vasos também aumentam, além de que a dificuldade em todo o processo de conformação, soldagem, alívio de tensões e inspeção também se tornam mais difíceis (RAYMUND, 1960).

Em casos como este, um vaso de pressão de paredes compostas apresenta o melhor custo-benefício. A Figura 4 exemplifica a utilização de um vaso de pressão de paredes compostas para a construção de um reator nuclear.

Figura 4 - Vaso de pressão de paredes compostas utilizado na construção de um reator nuclear.



Fonte: Kobelco (2017)

Os vasos de pressão de paredes compostas são capazes de suportar pressões realmente altas distribuindo as cargas geradas em suas duas paredes de forma que nenhuma delas necessite ultrapassar os limites de espessura práticos para projeto e fabricação (RAYMUND, 1960). A existência de duas paredes de espessuras moderadas permite também o uso de aços com propriedades mais altas do que podem ser obtidas em paredes grossas sem necessidade de grande quantidade de elementos de liga ou tratamentos térmicos muito específicos. (NOËL, 1968).

No que diz respeito à segurança do equipamento em operação, o vaso de pressão de paredes compostas também apresenta vantagens em relação ao vaso de paredes grossas ao ser menos suscetível a fratura frágil, a começar pelo fato de que em paredes de espessuras moderadas é mais comum obter-se temperaturas de transição mais baixas do comportamento dúctil para o frágil do que em espessuras maiores. Além disso, estado de tensão nas espessuras finas apresenta menor risco de fratura frágil do que o estado de esforço de tração triaxial em uma espessura grossa e altamente estressada (NOËL, 1968).

No caso de uma fratura frágil iniciar em uma das paredes, é muito provável que permaneça limitada a extensão desta, sem causar explosão ou destruição violenta do vaso e até mesmo em casos de vazamentos na parede interna, a parede externa consegue conter o

fluido por um tempo, aumentando as chances de contenção de acidentes químicos (NOËL, 1968).

A construção de um vaso de pressão dividido em camadas permite também uma série de combinações de diversos materiais que juntos, apresentam propriedades mecânicas mais interessantes do que apresentariam separadamente em grande espessura, como por exemplo em casos onde o equipamento é submetido a ambientes corrosivos ou que promovem oxidação é necessário que haja boa resistência mecânica e à corrosão, podendo se tornar difícil e caro encontrar um único material que apresente as propriedades adequadas. Além de que, a construção dividida em várias partes menos espessas, facilita o processo de soldagem e inspeção, trazendo maior garantia de que o equipamento foi construído com a qualidade e segurança necessários (NOËL, 1968).

Por fim, não existe um limite definido para a espessura de um vaso de pressão de paredes compostas, podendo ser construído com quantas paredes a capacidade de manufatura do fabricante permitir e sempre de acordo com os custos, necessidades e limitações de cada projeto (NOËL, 1968).

2.2.1 Materiais

Assim como em vasos de pressão de paredes grossas, o quesito material também é um dos mais importantes na fabricação de vasos de pressão de paredes compostas. O material escolhido deve ser aquele que melhor atende as necessidades do equipamento devido ao serviço ao qual será exposto sem ultrapassar os limites de recursos disponíveis para a sua construção.

Em todos os casos, a preocupação com a segurança do vaso de pressão é o principal requisito a ser levado em conta na escolha do material, sendo sobreposta a todas as outras questões como custo e desempenho do equipamento.

No que diz respeito ao desempenho do equipamento, quando a temperatura é o único critério para determinar a dimensão do vaso pode-se pensar em utilizar o aço mais barato que resiste ao serviço. Porém, na construção de vasos de pressão de paredes compostas, o peso do equipamento também é frequentemente uma preocupação por proporcionar dificuldades e custos a mais em todo o processo de fabricação, desde transporte e manuseio até a montagem e inspeção. Desta forma, é necessária a utilização de aços com propriedades muito mais elevadas e conseqüentemente mais caros.

Mais uma vez os aços liga oferecem, comumente, o maior custo-benefício e adequabilidade ao projeto. A utilização de aços-liga reduz a dificuldade de manuseio e fabricação a um padrão mais aceitável, além de que a utilização de aços baixa liga reduz consideravelmente o risco de propagação de trincas em grandes espessuras (NOËL, 1968).

Para se obter melhores propriedades a um custo acessível é recomendável submeter o material a tratamentos térmicos. Os aços baixa liga são geralmente normalizados, resfriados ao ar ambiente e então temperados a mais alta temperatura possível. Os aços baixa liga mais recomendáveis são:

Para serviços em temperaturas moderadas (até aproximadamente 300° C): aços carbono-mangânês com uma pequena adição de níquel (0,5%);

Para serviços a altas temperaturas (até aproximadamente 400° C): aços mangânês-molibdênio com adição de níquel e vanádio (0,5%);

Para serviços a temperaturas muito altas (aproximadamente 520° C): aços cromo-molibdênio (1% cromo, 0,5% molibdênio).

2.2.2 Fabricação

A fabricação de um vaso de pressão de paredes compostas envolve, inicialmente, a fabricação de dois (ou mais) vasos de pressão que serão acoplados um ao outro para formar o vaso multicamadas.

O cilindro interno é conformado, soldado, submetido a tratamento térmico e inspeções para verificar se está apto a ser utilizado e possui dimensões dentro das especificações de projeto. É comum o cilindro interno ter suas superfícies externas e internas lixadas para obter melhor acabamento (NOËL, 1968).

Com o cilindro interno finalizado, iniciasse o projeto do cilindro externo. O diâmetro do cilindro externo é calculado tendo por base a espessura da chapa utilizada, o encolhimento de solda e o encolhimento necessário para proporcionar, após o encaixe a quente dos dois cilindros, uma fraca tensão de encolhimento necessária para manter um bom contato entre as superfícies dos cilindros interno e externo (NOËL, 1968).

Com os cilindros externo e interno previamente fabricados, inicia-se o processo de acoplamento das duas partes. Para encaixar um cilindro no outro concentricamente, o cilindro externo é aquecido a sua temperatura de alívio de estresse (variando de 580 a 640 °C dependendo da classe do aço) para que sofra uma expansão. Então, o cilindro externo expandido é montado sobre o cilindro interno e esta estrutura inteira é resfriada lentamente

em ar calmo (NÖEL, 1968). A partir deste método, é permitido se acoplar quantos cilindros forem necessários para atingir as características desejadas de projeto, com limitações apenas de manufatura.

A montagem adequada de um vaso de pressão de paredes compostas através deste método exige muito cuidado nos cálculos de seus parâmetros e ainda assim não é 100% livre de defeitos. Quando as superfícies dos cilindros não são usinadas para um bom acabamento, é impossível garantir perfeito contato entre as paredes devido a pequenas imperfeições em ambas as superfícies. Para que um vaso de paredes compostas seja aceitável, deve-se ter pelo menos 95% de contato entre suas paredes (NÖEL, 1968).

Após o acoplamento dos cilindros, o equipamento é submetido a um processo de soldagem circular. A solda é aplicada de maneira a alcançar a junção entre as paredes dos cilindros e estudos mostraram que nos locais onde a solda encontra os cilindros há uma pequena deformação devido ao escorrimento de escória que penetra entre as paredes, principalmente onde o contato não é perfeito. Porém, estes entalhes geométricos são orientados na mesma direção das tensões principais e submetido a tensão de compressão, de forma que não há um esforço no sentido de abrir estes entalhes, e nem mesmo a tensão radial pode deformá-los (NÖEL, 1968).

Ao final do processo de fabricação e soldagem do vaso, é recomendável submeter o equipamento a um tratamento térmico para alívio de tensões da mesma forma que os vasos de paredes grossas, salvo algumas exceções em que o próprio projeto ou o material acabam por impossibilitar o tratamento (NÖEL, 1968).

2.2.3 Inspeção

Assim como o vaso de pressão de paredes grossas, o vaso de pressão de paredes compostas precisa ser minuciosamente inspecionado antes de sua entrada em serviço, principalmente considerando-se as severas condições as quais serão submetidos.

O teste hidrostático é novamente indispensável para garantir a adequabilidade e segurança do equipamento. No vaso de pressão de paredes compostas, este teste pode ser realizado a pressão de serviço do vaso, porém é recomendado que seja feito a pelo menos 1,5 vezes essa pressão, conforme autorizado por algumas instituições europeias (NÖEL, 1968).

Um aspecto importante da realização do teste hidrostático em vasos de pressão de paredes compostas é que a água utilizada deve estar aquecida de forma que as paredes do vaso estejam a uma temperatura de pelo menos 30° C maior que a temperatura de transição do

material. Isto é necessário por que quando o teste é realizado a uma pressão suficientemente alta acaba por causar pequenas deformações plásticas em vários pontos individuais do equipamento, desta forma a temperatura tem a função de aliviar as tensões nestas regiões causado pelas pequenas deformações (NÖEL, 1968).

Em muitos casos é necessário que sejam realizados testes subsequentes a temperaturas e pressões menores do que no primeiro teste, de forma que todo o equipamento fica protegido pelo primeiro teste (NÖEL, 1968).

As soldas circulares também precisam ser inspecionadas. Geralmente essas soldas são submetidas aos exames de radiografia e ultrassom durante a inspeção devido a sua criticidade e importância. Na maioria dos casos, onde não se é possível a aplicação de ambos os testes devido a limitações do projeto ou de custos, o ultrassom é preferível a radiografia, pois é capaz de revelar defeitos muito sutis, em particular trincas no plano normal a superfície, as quais são defeitos muito perigosos e podem facilmente passar despercebidas na radiografia (NÖEL, 1968).

2.3 NORMAS PARA PROJETO

O projeto de um vaso de pressão envolve a análise da relação entre uma série de variáveis críticas para a construção do equipamento como tensões admissíveis, materiais, métodos de fabricação entre outros. Tais variáveis precisam, necessariamente, estar em harmonia para garantir a segurança e bom desempenho na operação do vaso de pressão.

No intuito de padronizar e simplificar o cálculo de tantas variáveis de projeto e ao mesmo tempo garantir as condições de segurança mínimas para a operação do equipamento, algumas instituições mundiais desenvolveram as normas de projeto para vasos de pressão. A Tabela 2 mostra alguns dos Códigos utilizados no mundo para a construção de vasos de pressão e seus respectivos países de origem. Nesta Tabela é possível verificar que algumas normas definem, inclusive, recomendações específicas para vasos de pressão que trabalham sob condições de operação severas como à altas pressões.

Segundo Telles (2007), as normas de projeto de vasos de pressão são textos normativos desenvolvidos por associações técnicas ou por sociedades de normalização públicas ou particulares de diversos países do mundo todo. Desta forma, apesar de sua não obrigatoriedade (exceto raras exceções), as normas de projeto são exigidas como requisitos mínimos de segurança e qualidade pela maioria dos projetistas e usuários de vasos de pressão

na indústria e estudos revelam que sua observância reduz consideravelmente a probabilidade de ocorrência de acidentes graves (TELLES, 2007).

Tabela 2 - Normas internacionais para a construção de vasos de pressão.

| | Códigos para a construção de vasos de pressão | Códigos para a construção de vasos de pressão: regras alternativas | Códigos para a construção de vasos de pressão: regras alternativas para alta pressão |
|----------------|---|--|--|
| China | GB 150 | JB 4732 | JB 4732 |
| Europa | EN 13445 | EN 13445 | |
| França | CODAP 2005 Divisão 1 | CODAP 2005 Divisão 2 | |
| Alemanha | AD2000 | AD2000 | |
| Grã Bretanha | PD 5500 | PD 5500 | |
| Índia | IS 2825 | | |
| Japão | JIS B 8265 | JIS B 8266 | HPIS C106-2005 |
| Coreia | KEPIC MG | | |
| Holanda | RTOD | RTOD | |
| Rússia | GOST R 52857 | GOST R 52857 | |
| Estados Unidos | ASME VIII-1 | ASME VIII-2 | ASME VIII-3 |

Fonte: Eggers (2012).

As normas de projeto têm por filosofia principal a limitação das tensões nos componentes elementares dos vasos de pressão (casco, tampos, bocais...) a uma fração de certa propriedade mecânica dos materiais que os constituem, como por exemplo, o limite de resistência, o limite de elasticidade, a deformação por fluência, entre outras. A limitação de acordo com estas propriedades objetiva prevenir contra falhas decorrentes de uma deformação excessiva devido a pressão. Não é comum que as normas de projeto abordem as diversas formas de falha que podem ocorrer em um vaso de pressão, o próprio efeito da fadiga nos componentes, por exemplo, é raramente considerado pelas normas (TELLES, 2007).

É importante ressaltar que a norma traz um conjunto de exigências coerentes entre si, desta forma é fundamental que a norma definida para suportar um projeto seja utilizada por completo, desde as recomendações para materiais, fabricação e inspeção até determinações de tensões máximas admissíveis, coeficientes de segurança, formas e métodos de cálculos não

sendo permissível a aplicação de recomendações de normas diferentes em um mesmo projeto (TELLES, 2007).

Apesar de sua grande utilidade e simplicidade, nem todos os projetos de vasos de pressão são elaborados tendo por base uma norma. Isto acontece por que as normas geralmente trazem fórmulas e métodos simples associadas a grandes coeficientes de segurança que compensam a simplificação destas fórmulas, o que geralmente é aceitável e seguro para a grande maioria dos vasos de pressão, apesar de nem sempre indicar as condições mais econômicas para o projeto. Porém, para vasos de pressão que atuarão em condições de serviço muito severas ou com dimensões e limitações muito específicas, estas simplificações deixam de garantir a segurança necessária ao equipamento, fazendo com o que o vaso de pressão deixe de se enquadrar em alguma norma (TELLES, 2007).

Desta forma, tendo em vista que existem casos onde a utilização das normas não é cabível, fica claro que nenhuma norma tem o objetivo de substituir a responsabilidade do engenheiro em um projeto de equipamento, devendo ser estudada e verificada para o completo entendimento de suas particularidades, garantindo assim a segurança do projeto.

2.3.1 ASME *Boiler and Pressure Vessel Code* ó Estados Unidos

O Código geral de caldeiras e vasos de pressão da ASME, *ASME Boiler and Pressure Vessel Code* Seção VIII Divisões I e II, é a norma de vasos de pressão mais difundida no Brasil e em grande parte do mundo, sendo de uso legal obrigatório em algumas partes dos Estados Unidos (TELLES, 2007).

A ASME, ou Sociedade dos Engenheiros Mecânicos dos Estados Unidos (*American Society of Mechanical Engineers*), foi fundada em 1880, quando o aumento de mecanização trouxe novas preocupações com relação à segurança de operação das máquinas devido a intensa utilização de caldeiras e máquinas a vapor. Juntamente a tais preocupações, a industrialização trouxe consigo a necessidade de padronizar e regulamentar o projeto e construção de equipamentos.

O Código ASME foi publicado pela primeira vez em 1914, após o acontecimento de vários acidentes fatais envolvendo caldeiras no estado de Massachusetts, Estados Unidos. Em 20 de março de 1905 uma caldeira com tubos aquecidos por chama direta explodiu provocando a morte de 58 pessoas e mais 117 feridos (ELLENBERGER, CHUSE, CARSON, 2004). Após esta explosão, o estado de Massachusetts decretou, em 1907, o primeiro código

legal baseado nas Normas ASME para a construção de caldeiras a vapor, denominado *Massachusetts Rules*, que foi o embrião do future Código ASME (TELLES, 2007).

Então em 1914 uma comissão especial da ASME elaborou e publicou a primeira edição do Código de Caldeiras ASME - Regras para a Construção de Caldeiras Estacionárias e para Pressões de Trabalho Admissíveis, abrangendo apenas caldeira estacionárias (ELLENBERGER, *et al* 2004). Apenas em 1924 publicou-se pela primeira vez a Seção VIII do Código ASME, referindo-se apenas a vasos de pressão não sujeitos a chamas (TELLES, 2007).

A publicação desta norma tinha por finalidade não apenas a preocupação de evitar acidentes, como também de unificar as diversas normas existentes em diferentes regiões dos Estados Unidos. Ao longo do tempo o Código foi evoluindo e ganhando novas seções, sendo constituído atualmente por 11 delas, das quais a Seção VIII dedica-se exclusivamente a vasos de pressão. Foi evoluindo ao longo do tempo e hoje conta com mais de 92 mil cópias em mais de 100 países ao redor do mundo (ELLENBERGER, *et al* 2004).

2.3.1.1 Código ASME, Seção VIII, Divisão I

A Divisão I da Seção VIII do código ASME é uma revisão da antiga Seção VIII propriamente dita e abrange normas e recomendações sobre materiais, projetos, cálculos, fabricação e inspeção de vasos de pressão de praticamente todas as classes, com algumas exceções como vasos sujeitos a chamas e vasos para ocupação humana. Estão inclusos também os evaporadores e trocadores de calor onde há geração de vapor (TELLES, 2007).

Para a completa aplicação da Divisão I da Seção VIII do Código ASME, é necessário que sejam observados e efetuados as seguintes regras, além é claro do cumprimento das recomendações da norma:

- É requisito que o fabricante do vaso de pressão seja formalmente autorizado pela ASME a fabricar os equipamentos;
- É necessário que haja inspeções formais nos fabricantes e equipamentos por inspetores também autorizados pela ASME;
- E, por fim, que o símbolo da ASME esteja estampado no vaso de pressão fabricado.

A Divisão I traz uma série de fórmulas e métodos simplificados de cálculos para a obtenção da espessura necessária de cascos e tampos de vasos de pressão. É importante ressaltar, que o cálculo da espessura da parede é realizado em função das pressões interna e

externa, desprezando-se o efeito da flexão devido a esta espessura, ou seja, das tensões primárias e secundárias (TELLES, 2007).

As tensões primárias e secundárias são as tensões que se desenvolvem no material para satisfazer condições de equilíbrio estático em relação aos diversos carregamentos atuantes e as tensões que resultam de restrições geométricas no próprio vaso, respectivamente. As tensões primárias podem ser de membrana ou de flexão. Estas tensões primárias e secundárias de flexão acabam sendo controladas, indiretamente, pelos fatores de correção de algumas fórmulas e por limitações na relação entre diâmetro e espessura do vaso (TELLES, 2007).

A tensão de membrana é uma componente da tensão primárias que é constante ao longo de toda a espessura da parede do vaso. Desta forma, para o cálculo e aceitação da espessura da parede, foi estabelecido que esta espessura deve ser calculada de forma a que a tensão de membrana máxima circunferencial não ultrapasse limites estabelecidos levando-se em consideração, por exemplo, o limite de resistência e/ou o limite de elasticidade do material a uma certa temperatura (TELLES, 2007).

Apesar de a norma recomendar que o vaso de pressão deve resistir a todas as cargas atuantes, as fórmulas apresentadas na norma consideram apenas os efeitos da pressão interna e externa, ficando a análise do efeito das demais cargas a critério do projetista.

2.3.1.2 Código ASME, Seção VIII, Divisão II

A Divisão II da Seção VIII do código AMSE traz em seu escopo fórmulas e recomendações para todos os vasos de pressão, não havendo uma limitação por máxima pressão, estão inclusos os vasos sujeitos a cargas. Esta norma é obrigatória para os vasos de pressão que serão submetidos a serviços cíclicos, vasos de construção especial (como é o caso dos vasos de paredes compostas) e vasos que atuarão sob condições muito severas (TELLES, 2007).

Nesta norma, são permitidas tensões maiores do que na Divisão I, de forma a definir no projeto menores espessuras e peso para o vaso, o que nem sempre é mais econômico tendo em vista que estes parâmetros menos conservadores devem ser compensados com uma série de exigências adicionais no cálculo, materiais, fabricação e inspeção do vaso. Uma destas exigências é que haja um acompanhamento do desempenho do vaso em serviço e rigorosa manutenção durante toda a sua vida útil, o que pode acarretar em grandes custos no fim do projeto (TELLES, 2007).

A flexibilidade quanto às tensões permitidas não torna a Divisão II mais fácil de ser usada do que a Divisão I, já que define com maior rigor as exigências quanto: aos materiais que podem ser utilizados, sendo que muitos materiais permitidos pela Divisão I, não o são pela Divisão II; aos detalhes de projetos e de solda que devem ser definidos pelo projetista; análise matemática de todas as tensões e condições de carregamento de acordo com a teoria da elasticidade; obrigatoriedade da execução da análise de fadiga (TELLES, 2007).

A utilização da Divisão II também é um pouco mais complexa do que a Divisão I, pois, apesar de abranger todos os vasos de pressão, sua utilização exige que o vaso de pressão esteja destinado a um serviço específico preestabelecido pelo usuário, detalhando as condições de operação do vaso, necessidade de análise de fadiga para serviço cíclicos, necessidade de margem de corrosão e erosão e necessidade de tratamentos térmicos (TELLES, 2007).

2.3.2 PED Pressure Equipment Directive ó União Européia

A Diretiva Européia para Equipamentos de Pressão (PED) 2014/68 / EU, traz recomendações sobre a concepção e fabricação de equipamentos que trabalham sob pressão, aplicando-se a vasos de pressão, caldeiras, tubulações, trocadores de calor, tanques de armazenamento, válvulas, entre outros e sendo obrigatória e efetiva em território europeu desde 30 de maio de 2002 (EUROPEAN COMMISSION. Acessado em: 01 de ago. 2017)

Esta norma estabelece e padroniza definições de projeto e fabricação de vários equipamentos sob pressão que trabalham a uma pressão máxima superior 0,5 bar. Além de recomendações para o projeto, a diretiva também estabelece requisitos para a avaliação da conformidade dos equipamentos produzidos na Europa, de forma a garantir a livre colocação e circulação destes equipamentos no mercado europeu sem a interferência de barreiras legislativas locais e garantindo a segurança da operação destes equipamentos (EUROPEAN COMMISSION. Acessado em: 01 de ago. 2017).

Apesar de a norma estabelecer requisitos essenciais que os equipamentos precisam cumprir para terem livre movimentação em território europeu, não estabelecem regras de como estes requisitos devem ser cumpridos, dando flexibilidade aos fabricantes para a criação e adoção de soluções técnicas. Porém, dependendo das características do equipamento e do risco de sua operação, a diretiva exige que para um fabricante obtenha o certificado PED é necessário que um terceiro autorizado e reconhecido pelo governo do país europeu em

questão (*EU Member State*) auxilie na avaliação da conformidade dos equipamentos (EUROPEAN COMMISSION. Acessado em: 01 de ago. 2017).

2.3.3 A.D Merkblatt ó Alemanha

Em alguns países da Europa, o cumprimento dos requisitos das normas gerais europeias não é suficiente, havendo normas locais específicas definidas por organizações nacionais, como por exemplo a norma AD 2000, da Alemanha. É importante ressaltar que, apesar de ser uma norma local, este regulamento está em completa conformidade e harmonia com o PED 2014/68 / EU (EUROPEAN COMMISSION. Acessado em: 01 de ago. 2017).

A norma AD 2000 traz recomendações sobre projeto, fabricação e segurança para vasos de pressão e vários outros equipamentos sob pressão, porém exclui todos os equipamentos projetados para uso nuclear (TELLES, 2007). A maior parte de suas recomendações é dedicada a projetos de vasos de pressão de paredes finas, havendo poucas opções para vasos de grandes dimensões ou com paredes compostas, e exclui totalmente vasos com trabalho à chama (EGGERS, 2012).

As fórmulas de cálculo indicadas por essas normas são simples e baseiam-se na tensão máxima de membrana. As fórmulas para vasos de pressão de paredes grossas levam em consideração o efeito da diferença de temperatura entre as paredes internas e externas do cilindro (TELLES, 2007).

As recomendações da norma são baseadas em tensões admissíveis são determinadas a partir de uma análise elástica, então classificadas em categorias e limitadas a valores permitidos de forma conservadora, visando evitar a ocorrência de deformações plásticas. O código traz também recomendações para calcular a vida útil do vaso para serviços cíclicos (EGGERS, 2012).

Em comparação ao código ASME Seção VIII, o código AD 2000 permite a adoção de tensões bem superiores, sendo compensadas por exigências mais severas e restritivas do que o primeiro em relação aos materiais utilizados e, soldagem, tratamentos térmicos e inspeção, como por exemplo:

- Teor de carbono máximo de 0,22% para partes soldadas, sendo proibido o uso de aços não acalmados para espessura maiores de 6 mm;
- Exigência de soldas de penetração total em todas as partes pressurizadas do vaso;
- Exigência de tratamentos para alívio de tensões em vasos com espessuras de paredes maiores que 30 mm;

- Rigorosas exigências de testes, ensaios, inspeções, certificados de qualidade e competência dos operadores.

Por fim, a norma AD 2000 Merkblatt é compilada e regida pela sociedade alemã de vasos de pressão chamada *Arbeitsgemeinschaft Druckbehälter*. Esta sociedade é constituída por outras sete instituições, das quais a principal responsável pela sua organização e nomeada sede da sociedade é a *Verband der Technischen Überwachungs-Vereine (VdTÜV)* (CERTIPEDIA. Acessado em: 05 de ago. 2017).

2.3.4 JIS B 8265 Construction of Pressure Vessels ó Japão

A norma JIS, *Japanese Industrial Standards*, é a norma que traz recomendações para o projeto e fabricação de vários equipamentos em diversas áreas da indústria japonesa, desempenhando papel vital na padronização de atividades industriais no Japão. Para vasos de pressão existem três normas específicas que trazem regras para construção: as normas B 8265 e B 8266 para vasos em condições comuns de operação e a norma HPIS C106-2005 para severas condições de operação (EGGERS, 2012).

A associação responsável pela organização e gestão da norma JIS é a *Japanese Industrial Standards Committee* que, assim como a associação alemã, também é constituída por vários outros comitês japoneses.

Surgiu a partir da necessidade de unificação e padronização de quatro regulamentações técnicas industriais japonesas: regras de segurança para gás a altas pressões, regras para utilização elétrica, direito da segurança do trabalho e saúde e leis da indústria de gás. Cada uma das antigas normas era utilizada em diferentes partes do território japonês, quando em 27 de março do ano 2000, a norma B 8265 foi lançada como norma comum para a construção de vasos de pressão (TAHARA, 2003).

As normas JIS para vasos de pressão trazem em seu escopo recomendações sobre tensões admissíveis, materiais, design, soldas, fabricação, testes e inspeção dos equipamentos. Além destas recomendações básicas, o *High Pressure Institute of Japan* organizou ainda o *Committee on Pressure Vessel Codes/Standards, PVCS*, no intuito de apoiar o desenvolvimento de padrões de que refletem a mais recente tecnologia no que diz respeito a vasos de pressão (TAHARA, 2003).

Por fim, a norma JIS é vista como padrão de vasos de pressão que unifica as quatro regulamentações japonesas, simplificando e eliminando a duplicação de trabalhos, aplicações,

qualificações e interpretações para a fabricação e instalação de vasos de pressão no Japão (TAHARA, 2003).

2.4 ANÁLISE TEÓRICA

Como visto anteriormente, o projeto de um vaso de pressão envolve a análise e combinação de diversas variáveis de forma a garantir o funcionamento adequado do equipamento ao serviço ao qual será submetido. Isto significa, essencialmente, que o projeto de vasos de pressão implica em uma filosofia básica de análise de resistência estrutural mecânica, tendo como premissa base os cálculos das tensões atuantes no vaso de pressão e seus componentes e a comparação destas tensões às propriedades de resistência mecânica do material que o constitui.

Muitas das normas e códigos de projeto utilizados mundialmente, como o código ASME, por exemplo, são fundamentadas nas análises de tensões lineares elásticas e através delas são capazes de fornecer a espessura mínima da parede de um vaso de pressão necessária para suportar certas condições. Entende-se por análise de tensões a determinação do campo de tensões atuante no componente, abrangendo também a distribuição destas tensões, de carregamentos, deslocamentos, deformações e até mesmo temperaturas (MIRANDA, 2007).

Segundo Beer&Jhonston (1995), a resistência mecânica de uma estrutura é definida como sua capacidade de suportar um determinado carregamento sem que ocorram tensões excessivas em suas partes. Portanto, a análise de tensões deve indicar o nível das tensões atuantes nos vasos para que o projetista possa compará-las aos valores de resistência admissíveis ainda na fase inicial do projeto, diferentemente das normas que indicam a espessura mínima requerida do equipamento.

Para a obtenção de uma solução analítica através do método de análise das tensões, é necessário que algumas condições sejam matematicamente satisfeitas em todo o corpo do componente. Segundo Miranda (2007), essas condições podem ser assim listadas:

- Condição de equilíbrio: todos os carregamentos atuantes no corpo externa ou internamente devem estar em perfeito equilíbrio;
- Condição de compatibilidade dos deslocamentos e deformação: em um corpo em deformação, os deslocamentos dos elementos adjacentes no material devem ser compatíveis entre si e com as condições de contorno externas, de forma a evitar descontinuidades ou sobreposições de material no corpo;

- Relações constitutivas: o comportamento do material precisa ser conhecido em detalhes, de forma que a relação tensão-deformação do material possa ser graficamente reproduzida.

Quando estes três requisitos são cumpridos, pode-se obter então a solução exata ou analítica para o problema da análise de tensões. Nas próximas seções será realizada a análise de tensões em vasos de pressão de paredes grossas e de paredes compostas através do preenchimento destes três requisitos.

2.4.1 Teoria do Estado de Tensão e Deformação

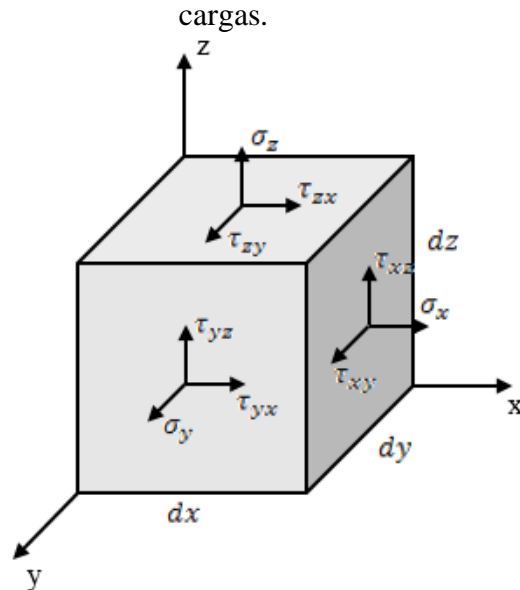
Todos os cálculos para determinação das tensões máximas e admissíveis em vasos de pressão de paredes grossas e compostas derivam da teoria do estado de tensão e deformação.

O estudo do estado de tensões considera que em um corpo carregado por um sistema qualquer de forças, o estado de tensão varia de maneira pequena de um ponto a outro, sendo possível de se analisar uma área bem pequena em torno de um ponto O qualquer onde o estado de tensões pode ser considerado homogêneo.

Pelo ponto O passam três planos secantes (nos eixos x , y e z) que contém as tensões atuantes no ponto. Determina-se um volume em torno do ponto O por seis seções paralelas e perpendiculares entre si de forma a formarem um paralelepípedo. A tensão total que surge em cada plano secante pode ser decomposta em 3 componentes em cada uma das seis seções do paralelepípedo, tendo uma direção normal () e as outras duas tangencias ao plano da seção (), como ilustrado na Figura 5.

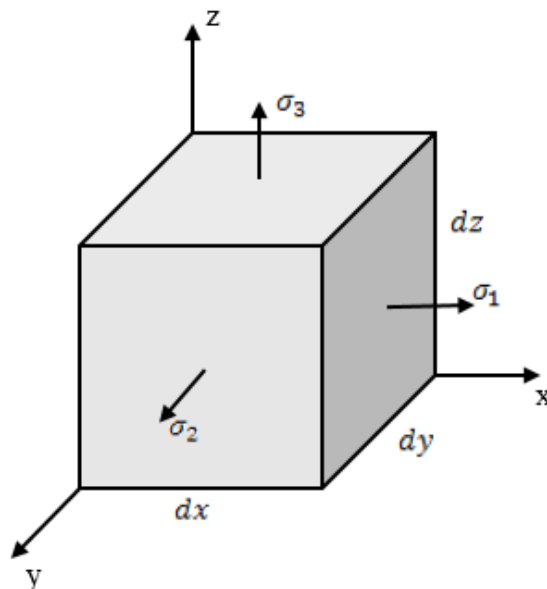
A partir do cálculo da determinação das tensões em um plano de posição geral que passa pelo ponto O e fazendo-se algumas considerações de geometria analítica, é sabido que em cada ponto analisado do corpo, submetido a um sistema de forças qualquer, existe um sistema de eixos x , y e z em que as tensões tangenciais (τ_{xz} , τ_{xy} , τ_{yz} , τ_{yx} , τ_{zx} e τ_{zy}) são iguais à zero. Estes eixos, ilustrados na Figura 6, são chamados principais, bem como os planos mutuamente perpendiculares que os correspondem e as suas respectivas tensões normais. Estas tensões são designadas por σ_1 , σ_2 e σ_3 na ordem do crescimento de seu valor, ou seja, σ_1 designa o valor máximo, σ_2 designa o valor intermediário e σ_3 designa o valor mínimo. Em alguns casos, uma das tensões normais pode ser igual a zero, nestes casos o estado de tensão é chamado *biaxial*.

Figura 5 - Tensões normais e tangenciais nos planos secantes de um volume de tamanho infinitesimal localizado em um ponto qualquer de um material submetido a um sistema de cargas.



Fonte: adaptado de Féodosiev (1977).

Figura 6 - Tensões principais nos planos secantes de um volume de tamanho infinitesimal localizado em um ponto qualquer de um material submetido a um sistema de cargas.



Fonte: adaptado de Féodosiev (1977).

A partir da análise dos planos principais, poderá ser encontrado um plano no qual existe uma tensão tangencial máxima. De acordo com Ugural (2009) este plano está posicionado de forma a fazer um ângulo de 45° com os planos das tensões principais.

Segundo Féodosiev (1977), a partir de uma série de deduções a tensão tangencial máxima é definida pela equação (1) e aparece nos planos que tem o mesmo ângulo de inclinação em relação aos planos da tensão principal máxima (σ_1) e mínima (σ_3).

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{1}{2} (\sigma_1 - \sigma_3) \quad (1)$$

A tensão tangencial, ou cisalhante, máxima $\tau_{m\acute{a}x}$ é um importante critério a se considerar para o projeto e dimensionamento de qualquer componente submetido à atuação de qualquer sistema de cargas, pois é imprescindível para a segurança do equipamento que as deformações permaneçam em estado elástico e uma das premissas que sustenta a hipótese de plasticidade no material é justamente a de que a deformação plástica no metais surge em consequência de esforços de cisalhamento irreversíveis na rede cristalina. Desta forma, considera-se que o valor da tensão tangencial máxima seria o critério adequado a se utilizar para delimitar a passagem do estado elástico para plástico do material, conceito também utilizado no critério de falha de Tresca. Como tal valor depende das tensões principais mínimas e máximas, confirma-se a importância do cálculo destas duas variáveis também.

Por fim, no intuito de simplificar a análise da adequabilidade de determinado material para determinado projeto, convencionou-se que para um dado material a análise de seu estado de tensão pode ser feita com base em uma característica numérica representativa do seu estado de tensão (FÉODOSIEV, 1977). Em outras palavras, pode-se analisar uma tensão equivalente, σ_{eqv} , que é correspondente a tensão que deve ser criada no material, submetido à tração, para que seu estado seja tão perigoso quanto o estado de tensão dado, sendo iguais suas tensões tangenciais máximas:

$$\frac{1}{2} (\sigma_1 - \sigma_3) = \frac{1}{2} \sigma_{eqv} \quad (2)$$

A partir disso tem-se que,

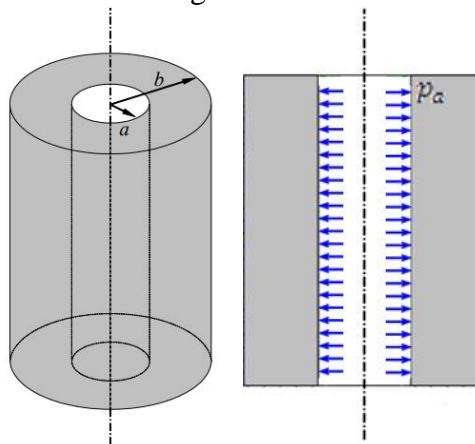
$$\sigma_{eqv} = \sigma_1 - \sigma_3 \quad (3)$$

Ou seja, a tensão equivalente σ_{eqv} é a tensão que, segundo o critério de tensões tangenciais máximas, deve ser comparada ao limite de fluidez do material.

2.4.2 Vasos de Pressão de Paredes Grossas

Primeiramente, para definir-se as relações que preenchem a condição de compatibilidade de deslocamento e deformação do problema, considera-se um cilindro de paredes grossas, homogêneo, de raio interno a e raio externo b , submetido a pressão interna p_a , de forma que a carga seja simétrica em relação ao seu eixo e uniforme ao longo de sua extensão, conforme ilustrado na Figura 7:

Figura 7 Ilustração da distribuição das cargas em simetria em torno de cilindro de paredes grossas.



Fonte: adaptado de Braga (2017)

Quando submetido a certo carregamento, tal cilindro é simetricamente deformado em relação ao eixo z e cada um de seus elementos constituintes sofre certo deslocamento no plano radial, podendo ser tal deslocamento na direção do raio e/ou ao longo da circunferência. O deslocamento radial, ou ao longo do raio, de um ponto qualquer é designado por u , e o valor de u é uma função do raio variável r .

Devido a atuação da pressão, surgem tensões circunferenciais σ_θ e radiais σ_r nas paredes do cilindro, porém, em consequência das condições de simetria em relação ao eixo z (direção longitudinal) essas tensões são independentes de um ângulo no plano transversal do cilindro (eixos x e y) e as tensões cisalhantes são nulas. As deformações resultantes da aplicação das cargas também são independentes do ângulo.

As deformações radial ϵ_r e circunferencial ϵ_t do cilindro podem ser expressos através do deslocamento u . Considerando que o deslocamento radial para a superfície cilíndrica de raio r é u e a para a superfície adjacente de raio $r+dr$ é $u + \frac{du}{dr} dr$, tem-se:

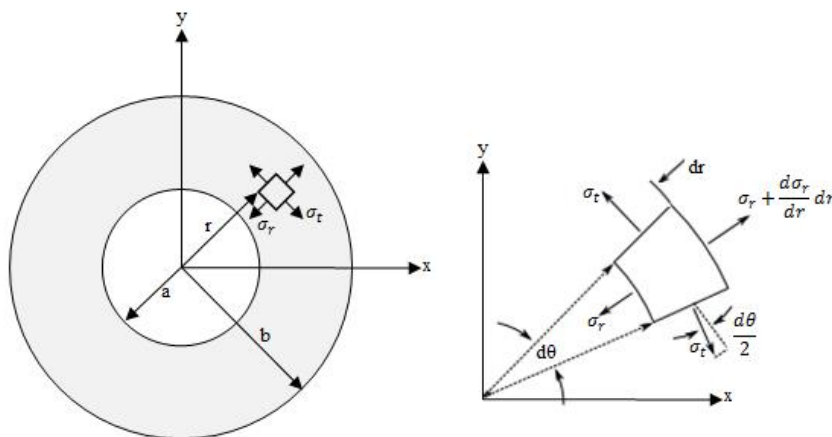
$$\epsilon_r = \frac{\left(u + \frac{du}{dr} dr\right) - u}{dr} = \frac{du}{dr} \quad (4a)$$

$$\epsilon_t = \frac{2\pi(r + u) - 2\pi r}{2\pi r} = \frac{u}{r} \quad (4b)$$

Estas duas equações caracterizam a forma geometricamente possível das variações de deformações de cada ponto no interior das paredes do cilindro.

Agora, considera-se um elemento infinitesimal no plano transversal da parede do cilindro de espessura unitária definido pelos dois raios r e $r+dr$ e pelo ângulo d . As tensões radiais nas faces paralelas do elemento terão uma diferença de um valor dr entre si, porém, como as tensões são independentes do ângulo, as tensões circunferenciais se mantêm constantes nas faces do elemento, situação representada esquematicamente na Figura 8.

Figura 8 ó Elemento infinitesimal no plano transversal do cilindro com as respectivas tensões radiais e circunferenciais atuando em suas faces.



FONTE: adaptado de Braga (2017)

Tendo delimitado as variáveis de análise do problema, é necessário definir as equações de equilíbrio que governam tal situação. As equações de equilíbrio podem ser definidas

através do somatório das forças aplicadas na direção do raio do elemento, tendo em vista que as forças na direção circunferencial se anulam.

Para encontrar as forças atuantes nas faces perpendiculares à direção radial, é necessário multiplicar as tensões radiais σ_r e $\sigma_r + \frac{d\sigma_r}{dr} dr$ atuantes por suas respectivas áreas $1 \times r d\theta$ e $1 \times (r + dr) d\theta$. Há de se considerar também as forças resultantes da inclinação $d\theta/2$ das tensões circunferenciais e sua área de atuação $1 \times dr$.

Considerando o equilíbrio de forças na direção radial e circunferencial e desprezando-se termos infinitesimais de ordem superior, tem-se que:

$$\frac{d\sigma_r}{dr} + \frac{\sigma_r - \sigma_t}{r} = 0 \quad (5)$$

Por fim, aplicando-se a Lei de Hooke, obtém-se as relações constitutivas do problema, sendo que as tensões estão relacionadas às deformações da seguinte maneira:

$$\varepsilon_r = \frac{1}{E} (\sigma_r - \nu \sigma_t) \quad (6a)$$

$$\varepsilon_t = \frac{1}{E} (\sigma_t - \nu \sigma_r) \quad (6b)$$

onde E é o módulo de elasticidade do material e ν representa o coeficiente de Poisson.

Para se obter uma solução para o problema de um cilindro de paredes grossas pressurizado através das relações preestabelecidas, é necessário levar-se em consideração algumas condições de contorno específicas. A primeira delas seria a condição das extremidades do cilindro serem abertas, de modo que $\sigma_z = 0$ e o cilindro esteja em estado plano de tensão.

Através desta consideração, igualando-se as equações é possível obter as tensões radial e tangencial em função do deslocamento radial:

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

Substituindo-se as equações (a) na equação (5) obtém-se a seguinte equação diferencial:

$$\frac{d^2u}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{du}{dr} - \frac{u}{r^2} = 0 \quad (7)$$

A solução desta equação é dada por:

$$u = c_1 r + \frac{c_2}{r} \quad (b)$$

Desta forma, substituindo-se a equação (b) nas equações (a), é possível obter as tensões em função das constantes de integração c_1 e c_2 :

$$\sigma_r = \frac{E}{1-\nu^2} \left[c_1(1+\nu) - c_2 \left(\frac{1-\nu}{r^2} \right) \right] \quad (c)$$

$$\sigma_t = \frac{E}{1-\nu^2} \left[c_1(1+\nu) + c_2 \left(\frac{1-\nu}{r^2} \right) \right] \quad (d)$$

Na superfície interna da parede do cilindro a tensão radial se iguala a $-\rho_a$, ao passo que na superfície externa a tensão radial é igual a zero, ou seja:

$$(\sigma_r)_{r=a} = -\rho_a \quad , \quad (\sigma_r)_{r=b} = 0 \quad (e)$$

As constantes de integração são obtidas substituindo-se as equações (e) na equação (c) e as expressões resultantes são substituídas nas equações (b), (c) e (d), de forma que as tensões radial e circunferencial e o deslocamento radial são, por fim, determinados por:

$$\sigma_r = \frac{a^2 \rho_a}{b^2 - a^2} \left(1 - \frac{b^2}{r^2} \right) \quad (8)$$

$$\sigma_t = \frac{a^2 \rho_a}{b^2 - a^2} \left(1 + \frac{b^2}{r^2} \right) \quad (9)$$

$$u = \frac{a^2 p_a r}{E(b^2 - r^2)} \left[(1 - \nu) + (1 + \nu) \frac{b^2}{r^2} \right] \quad (10)$$

Essas equações são conhecidas por Solução de Lamé em homenagem ao engenheiro francês G. Lamé que as deduziu pela primeira vez em 1833.

Nestas equações, adota-se que o deslocamento u é orientado para fora do cilindro e, como b/r é > 1 , σ_r é sempre uma tensão compressiva e é máxima em $r=a$ tendo o valor de $-p_a$. Por outro lado, a tensão σ_t é sempre de tração e também possui valor máximo em $r=a$:

$$(\sigma_t)_{\max} = p_a \frac{b^2 + a^2}{b^2 - a^2} \quad (11a)$$

E valor mínimo em $r=b$.

$$(\sigma_t)_{\min} = p_a \frac{2a^2}{(b^2 - a^2)} \quad (11b)$$

Segundo a teoria das tensões de cisalhamento máximas, consegue-se obter o valor da tensão equivalente:

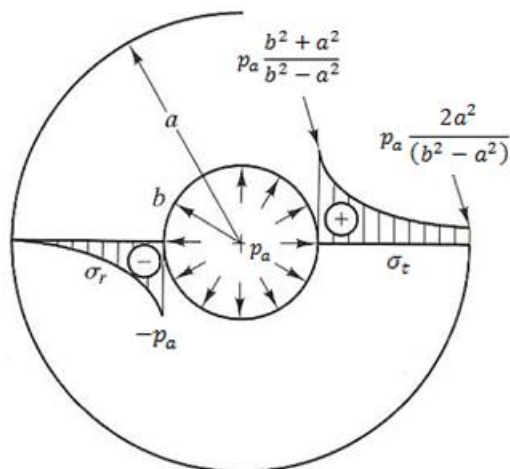
$$\sigma_{eqv} = \sigma_1 - \sigma_3 = p_a \frac{b^2 + a^2}{b^2 - a^2} - (-p_a) \quad (12)$$

Ou,

$$\sigma_{eqv} = p_a \frac{2b^2}{b^2 - a^2} \quad (13)$$

A Figura 9 ilustra como as tensões e variam ao longo do plano transversal do cilindro.

Figura 9 ó Diagrama da variação das tensões radial e circunferencial ao longo da espessura do cilindro.



FONTE: (adaptado de: FÉODOSIEV, 1977).

É importante deixar claro que conforme a espessura do cilindro diminuí, as tensões circunferenciais tendem a se distribuir uniformemente ao longo da espessura do cilindro e as tensões radiais são muito menores em relação às circunferenciais. Este fato pode ser comprovado adotando-se $b = a + \delta$, sendo δ a espessura do cilindro. Tem-se então:

$$\sigma_{t(r=a)} = p_a \frac{(a + \delta)^2 + a^2}{\delta(2a + \delta)} \quad (14a)$$

$$\sigma_{t(r=b)} = p_a \frac{2a^2}{\delta(2a + \delta)} \quad (14b)$$

E quando é demasiado pequeno, tem-se:

$$\sigma_{t(r=a)} \approx \sigma_{t(r=b)} \approx p_a \frac{a}{\delta} \quad (15)$$

A tensão radial é igual a zero na superfície exterior do cilindro e $-p_a$ na superfície interior. Desta forma, as tensões máximas atuantes no cilindro diminuem conforme sua espessura aumenta, considerando pressão constante, porém esta diminuição não é limitada.

Considerando-se então $b \rightarrow \infty$, ou seja, quando a espessura do cilindro é infinita, tem-se que a tensão radial se iguala a tensão circunferencial em qualquer ponto do cilindro e quando

as tensões axiais (eixo z) são nulas, todos os pontos sofrem esforço de cisalhamento puro. Desta forma, ainda considerando $b \rightarrow \infty$ tem-se que a tensão equivalente é:

$$\sigma_{eqv} = 2p_a \quad (16)$$

Ou seja, a pressão que o equipamento pode suportar para evitar deformações plásticas é cerca de metade do limite de elasticidade do material.

A tensão cisalhante em qualquer ponto do cilindro pode ser dada pelas equações (8) e (9) e seu valor máximo ocorre em $r=a$, resultando na equação (17):

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{p_a b^2}{(b^2 - a^2)} \quad (17)$$

2.4.3 Vasos de Pressão de Paredes Compostas

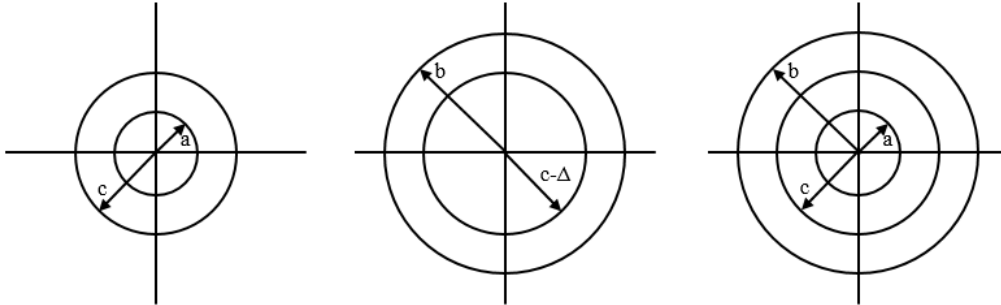
Em casos onde a espessura da parede do cilindro é muito grande, ou seja, quando é dita tendendo ao infinito, a tensão equivalente em suas paredes pode chegar ao dobro da pressão interna atuante no cilindro. Nestes casos, a espessura da parede pode não garantir a resistência necessária ao tubo, sendo a tensão efetiva nestes casos igual a $\sigma_{eqv} = 2p_a$.

Em casos como este, segundo Féodosiev (1977), é necessário que o limite de elasticidade do material usado na fabricação seja igual ou superior ao dobro da pressão interna para garantir que todas as deformações no cilindro sejam de caráter elástico. Porém, em projetos onde a pressão interna é realmente alta, se torna difícil encontrar materiais adequados a construção devido a limitações do projeto, do material e até mesmo financeira. Logo, para recipientes de alta pressão, a solução alternativa é a construção de vasos de pressão de paredes compostas.

Considera-se um cilindro composto por dois cilindros individuais: um interno e outro externo, conforme ilustrado na Figura 10. O primeiro cilindro, ou cilindro interno, é definido pelo raio interno a e pelo raio externo c , ao passo que o segundo cilindro, ou cilindro externo, é definido pelo raio externo b e pelo raio interno $c - \Delta$, no qual Δ é o valor do qual o raio interno do segundo cilindro é menor que o raio externo do primeiro cilindro. Sendo o raio interno do segundo cilindro menor que o raio externo do primeiro, é necessário aquecer o cilindro externo de forma a expandir seu orifício e permitir que o cilindro interno seja

introduzido livremente em seu interior. Quando o segundo cilindro esfriar, sua cavidade será reduzida e uma pressão de contato p_k surgirá entre os dois cilindros.

Figura 10 Esquema de um cilindro composto por dois cilindros individuais.



Fonte: adaptado de (FÉODOSIEV, 1977).

Deste processo de montagem tem origem o aperto Δ , pois durante o acoplamento o raio externo do primeiro cilindro diminui e os pontos de sua superfície se deslocam negativamente de um valor u_1 , em contrapartida, o raio interno do segundo cilindro aumenta de tamanho e os pontos de sua superfície tem um deslocamento positivo u_2 . O valor $u_2 + (-u_1)$ deve ser igual ao aperto Δ :

$$u_2 - u_1 = \Delta \quad (18)$$

Os deslocamentos u_1 e u_2 podem ser determinados através da equação (10) adotando-se algumas condições de contorno. Para o deslocamento u_1 supõe-se que $p_a = 0$, $p_b = p_k$ e substitui-se b e r por c , obtendo-se por fim:

$$u_1 = -\frac{1-\nu}{E} \frac{c^3}{c^2 - a^2} p_k - \frac{1+\nu}{E} \frac{a^2 c}{c^2 - a^2} p_k \quad (19)$$

Para determinar o deslocamento u_2 considera-se que $p_a = 0$, $p_b = p_k$ e $a = r = c$:

$$u_2 = \frac{1-\nu}{E} \frac{c^3}{b^2 - c^2} p_k + \frac{1+\nu}{E} \frac{b^2 c}{b^2 - c^2} p_k \quad (20)$$

Então, considerando-se que o módulo de elasticidade E e o coeficiente de Poisson ν são iguais para ambos os cilindros, tem-se que:

$$p_k = \frac{E\Delta (c^2 - a^2)(b^2 - c^2)}{2c^2(b^2 - a^2)} \quad (21)$$

Esta pressão p_k atuará externamente no cilindro interno e internamente no cilindro externo. Porém, aplicando-se uma pressão de trabalho p no interior do cilindro composto, os dois cilindros irão trabalhar como uma única peça, surgindo tensões radiais e tangenciais assim como no cilindro de paredes grossas.

As tensões que surgem nas paredes do cilindro composto após a aplicação da pressão p são somadas algebricamente às tensões preliminares de aperto. Como nos pontos interiores a tensão é maior, as tensões de trabalho e aperto acabam tendo diversos sinais e se anulam de forma que a tensão total neste local diminui, daí vem a maior capacidade que o cilindro composto tem de resistir a uma maior pressão. Porém, ao passo que a tensão na superfície interior do cilindro interior diminui, as tensões na zona de contato do cilindro exterior aumentam por conta do aperto. Desta forma, é necessário a seleção de um aperto adequado para a pressão p de forma que se garanta a resistência de ambos os cilindros, para isso compõe-se que a equação de resistência parte de:

$$\sigma_{equivA} = \sigma_{equivB} \quad (22)$$

Então, para um ponto A qualquer localizado na parede interior do primeiro cilindro, define-se:

$$\sigma_{equiv} = \sigma_1 - \sigma_3 = p \frac{b^2 + a^2}{b^2 - a^2} - p_k \frac{2c^2}{c^2 - a^2} - (-p) \quad (23)$$

E para um ponto B qualquer localizado na superfície de contato entre os dois cilindros, define-se:

$$\sigma_{equiv} = \sigma_1 - \sigma_3 = \frac{pa^2}{b^2 - a^2} \left(1 + \frac{b^2}{c^2}\right) - p_k \frac{b^2 + c^2}{b^2 - c^2} - \frac{pa^2}{b^2 - a^2} \left(1 - \frac{b^2}{c^2}\right) - (-p_k) \quad (24)$$

Então, substituindo-se as equações (23) e (24) na equação (22), tem-se:

$$p \frac{b^2 c^2 - a^2}{c^2 b^2 - a^2} = p_k \left(\frac{b^2}{b^2 - c^2} + \frac{c^2}{c^2 - a^2} \right) \quad (25)$$

Acrescentando o valor de p_k definido na equação (21), é possível determinar pela equação (26) o valor do aperto Δ que garanta a resistência igual nas condições de pressão de trabalho p :

$$\Delta = \frac{2p}{E} \frac{c b^2 (c^2 - a^2)}{b^2 (c^2 - a^2) + c^2 (b^2 - c^2)} \quad (26)$$

Por fim, substituindo o valor da pressão p_k obtido com a equação (25) na equação (24), obtém-se a tensão equivalente para este caso:

$$\sigma_{\text{eqv}} = p \frac{2b^2}{b^2 - a^2} \left[1 - \frac{1}{\frac{b^2}{b^2 - c^2} + \frac{c^2}{c^2 - a^2}} \right] \quad (27)$$

Esta Equação atinge seu valor mínimo quando $c = \sqrt{ab}$:

$$\sigma_{\text{eqv}}^{\text{mín}} = p \frac{b}{b - a} \quad (28)$$

Estas relações são denominadas condições de Gadolin, em homenagem ao cientista russo que foi o primeiro a obtê-las.

3 ESTUDO DE CASO

Para iniciar o projeto de um vaso de pressão é necessário que algumas condições de operação e características do vaso que influenciarão no projeto como fluido que será armazenado, geometria do vaso e condições de operação, sejam definidas servindo como um ponto de partida do projeto. Como o escopo deste trabalho abrange apenas os cálculos referentes às tensões e deformações presentes nas paredes do vaso de pressão causados por pressão interna bem como sua espessura, foram consideradas apenas as condições de operação e propriedades do material que influenciam diretamente nestes cálculos, sendo desconsiderados aspectos como formato e geometria do tampo do vaso.

Como foi descrito no Capítulo 2, condições de operação são os pares de valores simultâneos de pressão e temperatura com os quais o vaso deverá operar em condições normais, sendo também os aspectos de maior relevância no projeto de um vaso de pressão, tendo em vista que o vaso é especificamente projetado para suportar, sem falhas, tais condições de trabalho.

Os cálculos que envolvem este estudo de caso para o projeto do casco de vasos de pressão serão realizados de acordo com o código ASME Seção VIII Divisão I e II, tendo por base as fórmulas e premissas que este indica para o cálculo da espessura mínima de vasos de pressão de paredes grossas e compostas. Como visto no Capítulo 2, este código considera apenas os efeitos das pressões interna e externa, ficando a critério do projetista a melhor maneira de se calcular os demais carregamentos. Desta forma, as fórmulas do código ASME são baseadas na teoria da membrana, contendo apenas alguns coeficientes empíricos de correção (TELLES, 2007).

Devido à ausência de informações do equipamento ou de alguma situação real em acontecimento, os dados utilizados para o desenvolvimento dos cálculos neste trabalho foram baseados em dados estabelecidos em outros artigos e dissertações sobre tema semelhante.

Da dissertação de Silva (2015), adotou-se que o fluido de trabalho armazenado seria hidrocarboneto+água, com temperatura de projeto de 60°C, tampo elipsoidal, 100% radiografado, com sobre-espessura para corrosão de 6 mm (de acordo com o fluido armazenado) e coeficiente de eficiência de solda igual a 1,0. O material selecionado considerando estas condições de operação foi o aço A516 GR70, retirado da Tabela UCS-23 do Código ASME, Seção VIII, Divisão I. A Tabela 3 apresenta ainda o raio interno do cilindro e as pressões de projeto, máxima de trabalho e de teste hidrostático.

Tabela 3 Características de projeto e condições de operação adotadas neste estudo de caso.

| | |
|--|-----------------------|
| Material | A516 GR70 |
| Fluido de Trabalho | Hidrocarboneto + Água |
| Temperatura de Projeto | 60 °C |
| Temperatura de Trabalho | 49 °C |
| Tampos | ASME 2:1 Elipsoidal |
| Radiografado | 100% |
| Pressão de Projeto | 68 MPa |
| Pressão de Trabalho | 61 MPa |
| Pressão Máxima de Trabalho | 106,76 MPa |
| Pressão de Teste Hidrostático | 160 MPa |
| Sobre-espessura de corrosão | 6 mm |
| Coefficiente de eficiência de solda (cilindro sem costura) | 1,0 |
| Raio interno do cilindro | 457,2 mm |

Fonte: adaptado de Silva (2015).

A Tabela 4 apresenta as propriedades mecânicas do aço A516 GR70, escolhido como material para este estudo de caso.

Tabela 4 Propriedades Mecânicas do aço A516 GR70.

| | |
|---|-----------|
| Tensão Última (Temperatura ambiente) | 620 MPa |
| Tensão de Escoamento (Temperatura ambiente) | 260 MPa |
| Elongação mínima, % 200 mm | 17 |
| Temperatura de Projeto | 60°C |
| Tensão Admissível (Temperatura de projeto) DIV I | 138 MPa |
| Tensão Admissível (Temperatura de projeto) DIV II | 166,2 MPa |
| Coefficiente de Poisson | 0.30 |
| Módulo de Elasticidade | 200 GPa |

Fonte: Silva (2015).

Estes dados serviram como base para os cálculos de projeto de um vaso de pressão de paredes grossas e de um vaso de pressão de paredes compostas.

3.1 VASO DE PRESSÃO DE PAREDES GROSSAS

Para distinguir vasos de pressão de paredes finas e grossas, o código ASME considera a seguinte regra: são vasos de pressão de paredes grossas os vasos para os quais se tenha: $e > 1/2R$, ou $P > 0,385SE\phi$. Então, a partir dos dados apresentados nas Tabelas 3 e 4, verifica-se que o presente estudo se enquadra em um caso de vasos de pressão de paredes grossas, pois:

$$S = 138 \text{ MPa}$$

$$E' = 1$$

$$P = 68 \text{ MPa}$$

$$0,385 \cdot S \cdot E' = 0,385 \cdot 138 \cdot 10^6 \cdot 1 = 53,13 \cdot 10^6$$

$$P = 68 > 53,13 \text{ MPa}$$

Desta forma, é possível a aplicação das fórmulas disponíveis no Código ASME para este caso. De acordo com o Código ASME Apêndice 1, *Supplementary Design Formulas*, a espessura mínima admissível dos cascos de vasos de pressão cilíndricos de paredes grossas pode ser calculada pela fórmula (1):

$$e = R \left[\sqrt{\frac{SE' + P}{SE' - P}} - 1 \right] + C \quad (1)$$

onde R é o raio interno do cilindro, S é a tensão admissível do material selecionado, E' é o coeficiente de eficiência de solda, P é a pressão de projeto e C é a sobre-espessura de corrosão.

Então, com base nos dados apresentados nas Tabelas 3 e 4, tem-se:

$$e = 0,4572 \left[\sqrt{\frac{138 \cdot 10^6 + 68 \cdot 10^6}{138 \cdot 10^6 - 68 \cdot 10^6}} - 1 \right] + 0,006 = 0,33311 \text{ m}$$

Adequando este resultado ao mercado, tem-se que a espessura mínima para este vaso de pressão é $e=340$ mm. Com a espessura mínima requerida determinada, é preciso retornar a esta mesma equação e verificar o valor da pressão suportada fazendo-se:

$$P_s = \frac{SE' \left\{ \left[\left(\frac{e-C}{R} \right) + 1 \right]^2 - 1 \right\}}{\left\{ 1 + \left[\left(\frac{e-C}{R} \right) + 1 \right]^2 \right\}} = \frac{138 \cdot 10^6 \cdot 1 \left\{ \left[\left(\frac{0,340 - 0,006}{0,4572} \right) + 1 \right]^2 - 1 \right\}}{\left\{ 1 + \left[\left(\frac{0,340 - 0,006}{0,4572} \right) + 1 \right]^2 \right\}} = 68,9 \text{ MPa}$$

Além de verificar a pressão suportada no projeto, também é primordial o conhecimento das tensões atuantes nas paredes do vaso, sendo que estas tensões devem ser inferiores à tensão admissível S do material. Adotando-se as equações da solução de Lamé para o cálculo das tensões radiais e circunferenciais e sabendo da teoria que estas tensões são máximas em $r=a$, substitui-se $r=a=0,4572$ e $b=0,7972$ nas Equações 2.8 e 2.9:

$$\sigma_{r_{\text{máx}}} = \frac{\alpha^2 p_a}{b^2 - a^2} \left(1 - \frac{b^2}{r^2} \right) = \frac{0,4572^2 \cdot 68 \cdot 10^6}{0,7972^2 - 0,4572^2} \left(1 - \frac{0,7972^2}{0,4572^2} \right) = -68 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{t_{\text{máx}}} = \frac{\alpha^2 p_a}{b^2 - a^2} \left(1 + \frac{b^2}{r^2} \right) = \frac{0,4572^2 \cdot 68 \cdot 10^6}{0,7972^2 - 0,4572^2} \left(1 + \frac{0,7972^2}{0,4572^2} \right) = 134,65 \text{ MPa}$$

3.2 VASO DE PRESSÃO DE PAREDES COMPOSTAS

Quando o projeto do vaso de pressão determina que a espessura do vaso seja demasiado espessa, torna-se mais interessante por questões econômicas e de praticidade de fabricação, a adoção de um vaso de pressão com multi-camadas. Devido ao processo de fabricação do vaso de pressão de paredes compostas, são criadas tensões de compressão no vaso interno que anulam as tensões de tração causadas devido à pressão interna do fluido, reduzindo assim a pressão interna efetiva dos fluidos.

O aumento no número de paredes reduz a tensão, porém há um número ótimo de paredes acima do qual torna o projeto economicamente inviável, geralmente além de 3 camadas (PALEKAR *et al* 2016), desta forma, neste trabalho adotaremos 2 camadas para o projeto do vaso de pressão. Obviamente, diferentes conjuntos de espessuras de cada parede proporcionam diferentes distribuições de tensão residual sob a mesma interferência. Segundo Féodosiev (1977), a tensão equivalente nas paredes do cilindro obtida da Equação 2.27 é mínima quando $c = \sqrt{ab}$.

Do Código ASME BPVC, Seção VIII, Divisão II, Capítulo UG-27, tem-se que a espessura total do vaso de pressão pode ser calculada pela equação (2):

$$e = \frac{PR}{SE' - 0,6P} + C \quad (2)$$

Utilizando-se os dados fornecidos nas Tabelas 2 e 3, tem-se:

$$e = \frac{68.10^6 \cdot 0,4572}{138.10^6 \cdot 1 - 0,6 \cdot 68.10^6} + 0,006 = 0,3258 \text{ m}$$

Adequando este resultado ao mercado, tem-se que a espessura mínima total para este vaso de pressão é $e=330$ mm. Com a espessura mínima requerida determinada, retorna-se a equação para verificar o valor da pressão suportada fazendo-se:

$$P = \frac{\left(\frac{e - C}{R}\right) SE'}{1 + \frac{0,6(e - C)}{R}} = \frac{\left(\frac{0,33 - 0,006}{0,4572}\right) 138.10^6 \cdot 1}{1 + \frac{0,6(0,33 - 0,006)}{0,4572}} = 68,62 \text{ MPa}$$

A partir das considerações de Féodosiev (1977) de que a tensão equivalente nas paredes do cilindro total é mínima quando $c = \sqrt{ab}$, tem-se:

$$a = 0,4572 \text{ m}$$

$$b = a + e = 0,4572 + 0,330 = 0,7872 \text{ m}$$

$$c = \sqrt{a \cdot b} = \sqrt{0,4572 \cdot 0,7872} = 0,5999 \text{ m}$$

Ou seja, o primeiro cilindro tem raio interno de dimensão igual a 0,4572 m e raio externo igual a 0,5999 m. O segundo cilindro tem raio interno de dimensão igual a 0,5999 m e raio externo igual a 0,7872 m.

Da mesma forma que no cilindro de paredes grossas, também é necessário calcular as tensões atuantes nas paredes de cada cilindro do vaso de pressão de paredes compostas. De acordo com Seely (1957), é possível calcular a tensão tangencial em cada um dos cilindros constituintes do vaso através da equação (3):

$$\sigma_t = \frac{PR_1^2}{R_2^2 - R_1^2} \left(\frac{R_2^2}{X^2} + 1 \right) \quad (3)$$

Onde R_1 é o raio interno do cilindro total, R_2 é o raio externo do cilindro total e X é o raio médio do cilindro que constitui o cilindro total. Sendo assim, as tensões circunferenciais nos cilindros interno e externo são:

$$\sigma_{t_{int}} = \frac{68 \cdot 10^6 \cdot 0,4572^2}{0,7872^2 - 0,4572^2} \left(\frac{0,7872^2}{0,5285^2} + 1 \right) = 111,4 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{t_{ext}} = \frac{68 \cdot 10^6 \cdot 0,4572^2}{0,7872^2 - 0,4572^2} \left(\frac{0,7872^2}{0,6935^2} + 1 \right) = 79,21 \text{ MPa}$$

Calcula-se também a pressão de contato existente na superfície de contato dos cilindros através da relação descrita na Equação 2.25, obtendo-se o valor para a pressão de contato de $p_k = 9,01 \text{ MPa}$. O cálculo desta pressão é também uma garantia de que realmente existe contato entre os cilindros interno e externo.

Por fim, é possível calcular o valor do aperto através da Equação 2.26, obtendo-se o valor de $\Delta = 0,0002039 \text{ m} = 0,204 \text{ mm}$. Com este valor, obtém-se que o raio interno do cilindro externo antes do acoplamento é igual a $c - \Delta = 0,5999 - 0,0002 = 0,5997 \text{ m}$, ou 599,7 mm.

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

4.1 VASOS DE PRESSÃO DE PAREDES GROSSAS

A Tabela 5 apresenta um resumo dos principais resultados obtidos através do dimensionamento da espessura do vaso de pressão de paredes grossas, tendo por base os dados informados no estudo de caso, Capítulo 3.

Tabela 5 Resultados do dimensionamento do vaso de pressão de paredes grossas.

| Grandeza | Valor | Unidade |
|--|--------|---------|
| Espessura Mínima Admissível Calculada | 333 | mm |
| Espessura Mínima Admissível em Valor Comercial | 340 | mm |
| Pressão Suportada | 68,9 | MPa |
| Tensão Radial Máxima | -68 | MPa |
| Tensão Circunferencial Máxima | 134,65 | MPa |

Fonte: autoria propria

Na Tabela 5 estão dispostos os resultados na mesma ordem em que foram calculados. Analisando os valores calculado e adotado para a espessura da parede, 333 mm e 340 mm respectivamente, confirma-se que o vaso projetado cumpre o requisito básico de um vaso de pressão de paredes grossas: a de que a espessura da parede do vaso deve-se ser maior ou igual a 10% da dimensão de seu raio interno (SINGER, 1977), neste caso 457,2 mm, tendo a espessura cerca de 73% da dimensão do raio interno.

Comparado aos valores encontrados na literatura para casos envolvendo vasos de pressão de paredes grossas este valor é aceitável, pois foram encontrados casos onde a espessura da parede equivale a até 140% do diâmetro interno (KADOTA, 2011).

O resultado encontrado para a pressão suportada pelo vaso no valor de 68,9 MPa é maior que a pressão de projeto definida na Tabela 3, no valor de 68 MPa, ou seja, baseado nas fórmulas fornecidas pelo Código AMSE, foi encontrada uma espessura que suporta uma pressão interna cerca de 1,3% maior que a pressão de projeto, indicando que a espessura está adequada a esta condição de operação. Apesar de o valor de 1,3% parecer pequeno, está coerente com o que foi encontrado na literatura (SILVA, 2015) e é justificado pelo fato do pequeno ajuste no valor de espessura calculada para transforma-lo em uma espessura comercial.

Por fim, os valores da tensão radial e circunferencial máximas obtidos também estão dispostos na Tabela 5, sendo $\sigma_{r\text{máx}} = -68 \text{ MPa}$ e $\sigma_{t\text{máx}} = 134,65 \text{ MPa}$ respectivamente. Esses valores foram calculados a partir das Equações de Lamé encontradas na literatura e ambas as tensões são inferiores a tensão admissível do material $S = 138 \text{ MPa}$, de forma que o projeto está adequado às condições de operação previamente definidas e não está sujeito a deformações plásticas devido às cargas que atuarão sobre o equipamento.

4.2 VASOS DE PRESSÃO DE PAREDES COMPOSTAS

A Tabela 6 apresenta um resumo dos principais resultados obtidos através do dimensionamento da espessura do vaso de pressão de paredes compostas, tendo por base os dados informados no estudo de caso.

Tabela 6 Resultados do dimensionamento do vaso de pressão de paredes compostas.

| Grandeza | Valor | Unidade |
|---|-------|---------|
| Espessura Mínima Admissível Calculada | 325,8 | mm |
| Espessura Mínima Admissível em Valor Comercial | 330 | mm |
| Pressão Suportada | 68,62 | MPa |
| Raio Externo do Cilindro Interno | 599,9 | mm |
| Raio Externo do Cilindro Externo | 787,2 | mm |
| Raio Interno do Cilindro Externo antes do acoplamento | 599,7 | mm |
| Tensão Circunferencial Interna | 111,4 | MPa |
| Tensão Circunferencial Externa | 79,21 | MPa |
| Pressão de Contato | 9,01 | MPa |
| Aperto | 0,204 | mm |

Fonte: autoria própria

Analisando os dados dispostos na Tabela 6, é possível perceber que a espessura total do vaso de pressão de paredes compostas é cerca de 2,16% menor do que a espessura calculada para o vaso de paredes grossas para o mesmo serviço nas mesmas condições de operação (apenas 325,8 mm contra 333 mm do vaso de paredes grossas), em outras palavras, pode-se dizer que seriam economizados 2,16% em material neste projeto caso o projetista optasse por construir um vaso de paredes compostas. A mesma comparação pode-se fazer com as tensões

circunferenciais interna e externa encontradas para este equipamento, com valores de 111,4 e 79,21 MPa respectivamente, ou seja, ambas menores do que a tensão admissível do material e menores também que a tensão circunferencial máxima encontrada no vaso de pressão de paredes grossas, no valor de 134,65 MPa.

Os valores menores encontrados para as tensões circunferenciais em cada um dos cilindros está coerente com o que foi encontrado na teoria e podem ser explicadas pelo fato de que as tensões que surgem nas paredes do cilindro composto após a aplicação da pressão de trabalho somam-se algebricamente às tensões preliminares causadas pela pressão de aperto, que no presente estudo obteve o valor de 9,01 MPa, e como nos pontos interiores a tensão é maior, as tensões de trabalho e aperto acabam tendo diversos sinais e se anulam de forma que a tensão total no local diminui, dando ao vaso maior capacidade de resistir a uma maior pressão.

O cálculo e conhecimento da pressão de contato no vaso de paredes compostas é de extrema importância por que, além de essa pressão induzir à maior resistência do vaso à pressão de trabalho, ela também comprova que há contato entre os vasos interior e exterior, sendo que no presente estudo o valor entre o aperto ou interferência ente ambos os cilindros é de 0,204 mm.

Os valores encontrados no estudo de caso estão coerentes em proporção com o que foi encontrado na literatura em trabalhos relacionados ao mesmo tema, como por exemplo o trabalho Palekar *et al* (2016).

As reduções na espessura do vaso e nas tensões circunferenciais máximas encontradas no vaso de paredes compostas evidenciam as vantagens deste sobre o vaso de paredes grossas, mostrando-se de fato mais resistente e econômico para o projeto no que diz respeito à quantidade de material utilizado, ressaltando-se que o custo de um projeto deste porte não está restrito apenas aos gastos com materiais, como visto no Capítulo 2.

5 CONCLUSÃO

Este trabalho apresentou um estudo de caso sobre vasos de pressão de paredes grossas e vasos de pressão de paredes compostas, temas que, apesar de pouco explorados durante o curso de Engenharia Mecânica, são de grande valor para a formação de um engenheiro mecânico.

Foram abordados assuntos referentes às tecnologias e normas empregadas para a construção destes equipamentos, enfatizando a importância e necessidade que os Códigos e Normas têm na indústria para garantir a qualidade e segurança no projeto de vasos de pressão. Apresentou-se também os conceitos teóricos desenvolvidos para cada caso e que serviram como base para a elaboração das normas.

O estudo de caso proporcionou para cada equipamento resultados obtidos através de fórmulas encontradas no Código ASME, Seção VIII, Divisões I e II e resultados obtidos a partir de equações desenvolvidas de forma analítica pela literatura, como por exemplo as Equações de Lamé.

A principal característica do projeto de cada vaso, ou seja, as espessuras das paredes foram calculadas através das fórmulas do Código ASME e os cálculos das tensões presentes em cada equipamento, bem como as espessuras de cada cilindro individual no caso do vaso de paredes compostas, através das equações literárias serviram como complemento e confirmação da adequabilidade do projeto às condições de operação pré-definidas.

Comparando-se os resultados de ambos os cilindros foi possível verificar que o vaso de pressão de paredes compostas apresenta maior resistência a pressões mais altas do que o vaso de pressão de paredes grossas, porém ambos os equipamentos mostraram-se capazes de suportar condições de operação tão altas quanto as propostas neste trabalho.

Por fim, este trabalho e os resultados obtidos podem ser utilizados por outros estudantes e projetistas como fonte de informação e guia sobre os temas abordados.

REFERÊNCIAS

AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. 2010. **American Society of Mechanical Engineers Boiler and Pressure Vessel Code**, Section VIII, Division 1, Pressure Vessels. New York: ASME.

AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. 2010. **American Society of Mechanical Engineers Boiler and Pressure Vessel Code**, Section VIII, Division 2, Pressure Vessels. New York: ASME.

AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. 2015. **ASTM A20 / A20M-15 Standard Specification for General Requirements for Steel Plates for Pressure Vessels**, ASTM International, West Conshohocken, PA. Disponível em : <www.astm.org>. acessado em 05 de jul. 2017

AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. 2017. **ASTM A285 / A285M-17 Standard Specification for Pressure Vessel Plates, Carbon Steel, Low- and Intermediate-Tensile Strength**, ASTM International, West Conshohocken, PA. Disponível em: <www.astm.org>. acessado em 05 de jul. 2017

BEER, F. P.; JOHNSTON, E. R., **Resistência dos Materiais**, 3.ed., São Paulo: Makron Books, 1995.

BRAGA, A. **Cilindros de Paredes Grossas: Solução de Lamé**. Departamento de Engenharia Mecânica, PUC ó Rio de Janeiro, Disponível em: <<http://abraca.usuarios.rdc.puc-rio.br/mecsol2/cilindros.pdf>>. Acessado em: 10 ago. 2017.

CALLISTER, W. D. **Ciência e Engenharia de Materiais: Uma Introdução**, 7.ed., Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 2008.

CERTIPEDIA. **AD 2000 W Regulations**. Disponível em: <https://www.certipedia.com/certificate_types/792?locale=es>. Acessado em: 05 de ago. 2017.

DAVI, home page, <<http://www.davi.com/int/en/MAV>>. Acessado em: 24 de jun.2017.

EGGERS, R. **Industrial High Pressure Applications: Processes, Equipment and Safety**, 1.ed., Weinheim: Wiley-VCH Verlag & Co. KGaA, 2012.

ELLENBERGER, J. P.; CHUSE, R.; CARSON, B. E. **Pressure Vessels: The ASME Code Simplified** , 8.ed., Nova Iorque: McGraw-Hill: 2004.

EUROPEAN COMMISSION. **Pressure Equipment Directive**. Disponível em: <https://ec.europa.eu/growth/sectors/pressure-gas/pressure-equipment/directive_en>. Acessado em: 01 de ago. 2017.

FÉODOSIEV, V. **Resistência dos Materiais**, Porto: LOPES DA SILVA, 1977.

KADOTA, R. **Análise de Cilindros de Paredes Grossas através do Método dos Elementos Finitos**, Trabalho de Síntese (Graduação), Departamento de Engenharia Mecânica, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2011.

KOBELCO. **Designing High Quality Welding Consumables for Nuclear Power Reactors**, Technical Highlight Vol. 3, <<http://www.kobelco-welding.jp/education-center/technical-highlight/vol03.html>>. Acessado em: 24 de jun. 2017.

NOËL, M. R. **Design and Manufacture of Multiwall Pressure Vessels**, St-Nazaire: Commission of the European Communities, 1968.

PALEKAR, A.; KOMPELLI, P.; MAYEKAR, N.; SHEMBEKAR, A.; KURANE, R.; MAHATALE, R.; BHARADWAJ, S., Study and Design of Shell of Multi Wall Pressure Vessel, **INTERNATIONAL JOURNAL OF TECHNICAL RESEARCH AND APPLICATIONS**, e-ISSN: 2320-8163, Vol. 4, Issue 3, PP. 436-443, 2016.

RAYMUND, V. M. **Double Wall Pressure Vessel**, Merrionette Park, Ill., Assignor to Chicago Bridge & Iron Company, a corporation of Illinois. Filed Nov. 8, 1954, Ser. No. 467, 458, 6 Claims. (Cl. 220-20.5). 1960.

ROUNDBARS, **Inconel Hollow Bars**, <<http://www.roundbars.net/hollow-bar.html>>. Acessado em: 20 de jun. 2017.

SEELY, F.B.; SMITH, A.O., **Advanced Mechanics of Materials**, 2.ed., John Wiley & Sons, 1957.

SILVA, A. B., **Projeto de Vaso de Pressão Segundo Norma ASME e Análise Pelo Método dos Elementos Finitos**, Dissertação (Pós-Graduação), Centro de Tecnologia e Geociências da Universidade Federal de Pernambuco, Recife, 2015.

SINGER, F. L. **Resistencia de Materiales**, 6.ed., México: HARLA, 1977.

TAHARA, T. **Development of JIS Standards B 8265: Harmonizing Japanese Pressure Vessel Regulation**. In: 2003 ASME Pressure Vessels and Piping Conference, 2003, Cleveland Ohio.

TELLES, P. C. S. **Vasos de Pressão**, 2.ed., Rio de Janeiro: LTC, 2007.

UGURAL, Ansel C. **Mecânica dos Materiais**, 1.ed., Rio de Janeiro: LTC, 2009.