

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

ANÁLISE E COMPARAÇÃO DAS ESPECIFICAÇÕES DA NORMA ASME SEÇÃO VIII,
DIVISÃO 1 E DIVISÃO 2

por

Stefan Demoliner

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, Novembro de 2015.



Universidade Federal do Rio Grande do Sul
Escola de Engenharia
Departamento de Engenharia Mecânica

ANÁLISE E COMPARAÇÃO DAS ESPECIFICAÇÕES DA NORMA ASME SEÇÃO VIII,
DIVISÃO 1 E DIVISÃO 2
por

Stefan Demoliner

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
ENGENHEIRO MECÂNICO
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Alcy Rodolfo dos Santos Carrara
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **Mecânica dos Sólidos**

Orientador: Prof. Ignacio Iturrioz

Comissão de Avaliação:

Prof. Edson Hikaro Aseka

Prof. Juan Pablo Raggio Quintas

Prof. Rodrigo Rossi

Porto Alegre, 23 de Novembro de 2015.

DEMOLINER, S. **Análise e comparação das especificações da norma ASME Seção VIII, Divisão 1 e Divisão 2.** 2015. 34f. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2015.

RESUMO

A norma mais utilizada na construção de equipamentos pressurizados no Brasil é a ASME Seção VIII. As duas principais partes da Seção VIII, chamadas Divisão 1 e 2, baseiam-se em filosofias de cálculo diferentes. O presente trabalho faz uma comparação entre diversos aspectos de cada Divisão com o objetivo de apontar tendências de conservadorismo e de economia. Foram realizadas comparações de alguns dos aspectos envolvidos no dimensionamento do casco e uma análise econômica de equipamentos reais, avaliando-os pelas duas divisões. Desta forma foi possível quantificar o grau de conservadorismo de uma das divisões em relação à outra, assim como em casos específicos, indicar que um dimensionamento seguindo determinada Divisão, levaria a um projeto de vaso de pressão mais econômico.

PALAVRAS-CHAVE: Vasos de pressão, comparação, ASME Seção VIII Divisão 1, Divisão 2

DEMOLINER, S. **Analysis and comparison of the specifications of ASME Section VIII, Division 1 and Division 2**. 2015. 34p. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2015.

ABSTRACT

The standard most used in the construction of pressurized equipment in Brazil is the ASME Section VIII. The two main parts of Section VIII, called Division 1 and 2 are based on different calculation philosophies. This present study makes a comparison between some specifications of each Division with the aim of pointing conservatism and economics trend. Comparisons were made of some of the aspects involved in the design of the hull and an economic analysis of real equipment, evaluating them by the two divisions. Thus it was possible to quantify the degree of conservatism of a Division relative to other, and in specific cases indicate that a particular sizing following a division would lead to a more economical pressure vessel design.

KEYWORDS: Pressure vessels, comparison, ASME Section VIII Division 1, Division 2

ÍNDICE

	Pág.
1	INTRODUÇÃO.....1
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....2
2.1	Normas de Projeto.....2
3	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA3
4	METODOLOGIA.....3
5	Comparação entre as Divisões 1 e 2 da Norma ASME VIII.....4
5.1	Tensões Admissíveis.....4
5.2	Eficiência de Soldas.....5
5.3	Dimensionamento de cascos cilíndricos submetidos a pressão interna.....6
5.4	Análise qualitativa das expressões para cálculo de espessuras.....7
5.5	Espessuras requeridas de chapas – estudo de casos.....8
5.6	Comparação econômica de casos reais.....9
5.7	Estudo de caso hipotético.....10
5.8	Teste hidrostático.....12
5.9	Diferenciais da Divisão 2 – Projetos por análise.....12
5.10	Proteção contra falha por carregamento cíclico - Fadiga.....13
6	ANÁLISE DOS RESULTADOS E DISCUSSÕES14
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS15
	Anexo I16
	Anexo II.....17
	Anexo III.....18
	Anexo IV.....19

1. INTRODUÇÃO

Vasos de pressão são definidos por Groehs, 2006, como recipientes de qualquer tipo dimensões ou finalidade, não sujeitos à chama, destinados ao processamento de líquidos e gases sob pressão interna ou externa.

A utilização de vasos de pressão segundo Telles, 2001, é bastante difundida em indústrias químicas e petroquímicas, farmacêuticas, alimentares, refinarias, terminais de armazenagem e distribuição de petróleo, plataformas de produção de petróleo, entre outros.

São equipamentos que apresentam, normalmente, elevado risco operacional e alto custo, fatos que tornam obrigatórios uma série de procedimentos especiais de projeto, fabricação, montagem e testes. Esses procedimentos e requisitos são impostos por normas ou códigos de projeto.

As normas de projeto de vasos de pressão, desenvolvidas por associações técnicas ou por sociedades de normatização públicas ou particulares de diversos países, têm as finalidades de padronizar e simplificar o cálculo deste tipo de equipamento, além de garantir condições mínimas de segurança para a operação.

No Brasil, a norma para projeto de vasos de pressão mais utilizada é o Código ASME Seção VIII, Divisão 1. Essa norma prevê regras apenas para o dimensionamento dos componentes principais (cascos, tampos, bocais, flanges e reforços) submetidos a pressão interna ou externa, sem considerar ou estabelecer metodologia para avaliação de outros carregamentos como cargas devidas ao vento, esforços localizados em bocais, cargas cíclicas, gradientes e expansões térmicas, entre outros.

Além disso, a Divisão 1 limita a pressão tanto interna como externa de um vaso de pressão, o que faz com que essa divisão tenha limites de aplicabilidade.

Quando se fizer necessária a análise de alguma das cargas citadas acima (não previstas pela Divisão 1) ou, quando a pressão interna exceder o limite imposto pela Divisão 1, deve-se adotar o código ASME Seção VIII, Divisão 2 como referência.

Baseado nessas limitações (ou imposições) do Código ASME Seção VIII Divisão 1, e impulsionado pela curiosidade em aprender a metodologia de projeto da Divisão 2, o presente trabalho visa fazer um comparativo entre alguns requisitos envolvidos no projeto mecânico de um vaso de pressão que obedeça às diretrizes da Divisão 1 e da Divisão 2. Ao comparar esses requisitos, pretende-se analisar os fatores conservadores e econômicos de cada Divisão, que são de extrema importância nesses casos, tendo em vista os altos riscos que vasos de pressão podem oferecer e os custos elevados que estão sempre presentes nos projetos desses equipamentos.

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1. Normas de projeto

Telles, 2001, afirma que a necessidade de regulamentar o projeto e a construção de vasos de pressão se fez sentir já nos primórdios do século XIX como consequência, principalmente, das frequentes explosões de caldeiras que ocorriam nessa época em que se iniciava, com a Revolução Industrial, o uso intensivo de máquinas a vapor. O autor descreve que já em 1815, uma explosão catastrófica em Londres deu origem a uma investigação por parte do parlamento britânico. Relata ainda, que mesmo após serem criadas algumas regulamentações para fabricação, testes e inspeções de caldeiras, estimava-se que, só nos EUA, ocorriam anualmente 300 a 400 explosões de caldeiras.

Groehs, 2006, cita a explosão de uma caldeira de barco a vapor, ocorrida em 1865 no rio Mississippi, que acabou provocando o afundamento do barco e a morte de 1500 soldados que voltavam para casa depois do término da guerra civil americana. O autor também

menciona a famosa explosão de uma caldeira de uma fábrica de calçados, ocorrida em 1905 na cidade de Massachussets, responsável pela morte de 58 pessoas, ferindo outras 117 e causando prejuízos materiais de U\$ 400000 dólares.

Ambos autores colocam que após esse acidente foi organizado um conselho, que acabou criando e aprovando o primeiro conjunto de regras para o projeto e construção de caldeiras (*Massachussets Rules*) em 30/08/1907, constituído por apenas três páginas. Poucos anos depois, em 1911, um comitê da ASME (*American Society of Mechanical Engineers*) foi nomeado para estabelecer um conjunto de regras com o objetivo de servir de referência para o projeto e construção de caldeiras e vasos de pressão. Após algumas publicações referentes a caldeiras, o primeiro Código de Vasos de Pressão da ASME foi publicado em 1925.

Hoje, o código ASME (*ASME Boiler and Pressure Vessel Code*) é constituído por onze seções, sendo que oito delas estabelecem regulamentações relacionadas com vasos de pressão. Merece destaque, a Seção VIII que é subdividida em três Divisões. São elas:

- Divisão 1 – “*Rules for Construction of Pressure Vessels*”;
- Divisão 2 – “*Rules for Construction of Pressure Vessels – Alternative Rules*”;
- Divisão 3 – “*Rules for Construction of Pressure Vessels – Alternative Rules for High Pressure Vessels*”.

No Brasil, o ASME é o código de projeto mais adotado, portanto as Divisões da Seção VIII são utilizadas na grande maioria dos projetos de vasos de pressão espalhados pelas indústrias situadas no território nacional. Isso faz com que o conhecimento dos requisitos especificados pelas Divisões da Seção VIII se torne necessário por parte de qualquer profissional responsável pelas etapas de projeto, fabricação, testes e inspeções de vasos de pressão.

ASME Seção VIII, Divisão 1: Surgida em 1968, após uma revisão da antiga Seção VIII, a Divisão 1 é o código de maior aplicação no Brasil. Segundo Falcão, 2002, sua filosofia de projeto resume-se em estabelecer regras apenas para dimensionamento dos componentes principais (casco, tampos, reduções, flanges, bocais e reforços), submetidos a pressão interna ou externa. Informa que outros carregamentos, como cargas devidas aos ventos e sísmicas, peso próprio e conteúdo, esforços localizados em suportes soldados no equipamento ou em bocais, cargas cíclicas devidas a flutuações de pressão e temperatura, gradientes e expansões térmicas, devem ser consideradas, porém não estabelece metodologia para esta avaliação.

De acordo com Telles, 2001, no escopo dessa norma estão incluídos vasos de pressão de qualquer classe, com as seguintes exceções:

- Vasos sujeitos a chama e vasos para ocupação humana;
- Vasos com pressões de operação entre zero e 15 psig ($\approx 1 \text{Kgf/cm}^2$), ou acima de 3.000 psig ($\approx 200 \text{kgf/cm}^2$);
- Vasos com diâmetro de 6” ou menores;
- Vasos para água pressurizada com pressão de operação até 300 psig ($\approx 20 \text{kgf/cm}^2$) e temperatura até 210°F (99°C);
- Vasos para água quente com capacidade de até 120 galões (0,454 m³), temperatura de operação até 200°F (93°C) e carga térmica até 200.000 BTU.

Groehs, 2006, informa que a aplicabilidade do código cessa na primeira junta circunferencial de uma ligação soldada, primeira junta roscada de uma ligação desse tipo e face do primeiro flange de uma ligação flangeada.

ASME Seção VIII, Divisão 2: Com o título de “Regras alternativas de projeto” esta norma foi criada segundo Falcão, 2002, em 1969 como alternativa à Divisão 1 e adota critérios e detalhes de projeto, fabricação, exames e testes mais rigorosos, além de tensões admissíveis mais elevadas. De acordo com Telles, 2001, esta norma inclui no seu escopo todos os vasos de pressão, sem impor limite de pressão máxima e, incluindo-se também os vasos instalados em

embarcações e os vasos sujeitos a chama, desde que não abrangidos na Secções I, III e IV do código ASME. Porém, exige que o vaso seja destinado a um serviço específico preestabelecido e, para isso, o usuário deve preparar um documento formal denominado “Especificação de Projeto do Usuário”. Além disso, só pode ser utilizada em projetos onde o controle de operação e manutenção seja realizado durante toda a vida útil do vaso, pelo usuário, responsável pela Especificação de Projeto.

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Guimarães, 1987, faz referências às filosofias de projeto adotadas por cada Divisão da Seção VIII. Em seu trabalho, afirma que a Divisão 1 possui uma filosofia de projeto voltada apenas para o dimensionamento da espessura de parede do vaso de pressão, de modo que após aplicado o carregamento, a tensão máxima primária de membrana não exceda os limites de tensão admissível do material. Essa filosofia é baseada na teoria de resistência chamada Teoria da Tensão Máxima, também conhecida como Teoria de Rankine.

A respeito da Divisão 2 Guimarães, 1987, descreve que a norma trabalha com uma análise mais detalhada de tensões e que as mesmas, são classificadas e diferenciadas de acordo com sua importância. A autora ainda menciona que a teoria de resistência adotada é a Teoria do Cisalhamento Máximo (ou Teoria de Tresca).

Telles, 2001, ao citar as principais normas utilizadas para projetos de vasos de pressão, informa que a Divisão 2 permite tensões mais elevadas do que as permitidas pela Divisão 1, o que resulta em menores espessuras a menor peso para o vaso. Em contrapartida, para garantir um grau de segurança equivalente ou até maior, na Divisão 2 é feita uma série de exigências adicionais de projeto, cálculo, materiais, fabricação e inspeção, que resultam em maior custo, de forma que nem sempre compensa a economia feita em material e em solda. Segundo o autor, no mercado norte americano, a Divisão 1 é geralmente de emprego mais econômico para vasos de aço carbono ou aços de baixa liga em espessuras inferiores a 50mm, e para vasos de aços inoxidáveis em espessuras inferiores a 31mm. Já a Divisão 2, seria de emprego mais econômico para espessuras acima desses limites.

Falcão, 2002, apresenta uma comparação similar à realizada por Telles, porém para esse autor, a Divisão 2 seria mais apropriada quando a espessura requerida fosse superior a 75mm. O autor ainda faz considerações a respeito de critérios para escolha entre a Divisão 1 e a Divisão 2. Segundo ele, além dos casos em que a utilização da Divisão 2 é mandatória (sempre que um vaso estiver sujeito a carregamentos cíclicos e gradientes térmicos ou quando a pressão interna de projeto for superior a 20685 kPa) existem considerações, de caráter prático, que indicam a Divisão 2 como a mais apropriada. Entre elas estão: Quando o diâmetro for maior que 1500mm e a pressão interna ultrapassar 7,0 MPa; Quando o vaso for construído com material de qualidade superior aos aços carbono do grupo P.1 e a pressão for superior a 2,0 MPa; Quando a razão diâmetro/espessura for menor que 16; Quando a espessura for maior que 75mm.

4. METODOLOGIA

A fim de se realizar uma comparação entre o projeto de um vaso de pressão seguindo as especificações impostas pela Divisão 1 e o projeto do mesmo equipamento seguindo à Divisão 2, são descritas e comparadas as principais variáveis envolvidas no dimensionamento de um vaso de pressão com casco cilíndrico submetido a uma determinada pressão interna. Essas variáveis, determinadas de maneiras distintas pelas duas Divisões, são utilizadas como dados de entrada nas equações adotadas para especificação de espessuras mínimas requeridas para os cascos.

Os resultados obtidos a partir da aplicação das equações de dimensionamento são comparados quantitativamente e servem como base para uma avaliação econômica, realizada

a partir do estudo de casos reais. Para isso, foram utilizados os dados de projeto de vasos de pressão que serão fornecidos para a plataforma P-76 da Petrobras.

Faz-se também uma comparação qualitativa entre as equações impostas para definição de espessuras mínimas de cascos cilíndricos, adotadas por cada Divisão, com o intuito de observar possíveis tendências de conservadorismo.

5. Comparação entre as Divisões 1 e 2 da Norma ASME VIII

Nesta seção, faz-se uma descrição e comparação das variáveis necessárias para o dimensionamento de um vaso de pressão com casco cilíndrico submetido a pressões internas.

5.1. Tensões admissíveis

Tensões admissíveis segundo ASME Seção VIII, Divisão 1: De acordo com a Seção VIII, Divisão 1 (parágrafo UG-23), as tensões admissíveis de materiais a serem empregados no casco de vasos de pressão são fornecidas na Seção II, Parte D. A tabela 1A da Seção II informa as tensões admissíveis de materiais ferrosos para diversas temperaturas, enquanto a tabela 1B define as tensões admissíveis para materiais não-ferrosos.

Os critérios para obtenção das tensões admissíveis dos aços, estão definidos no apêndice 1 da Seção II do código ASME, e um resumo dos mesmos é descrito abaixo. Para temperaturas abaixo da faixa de fluência, a tensão admissível de tração é o menor dos valores:

- 2/7 da mínima tensão de ruptura na temperatura ambiente;
- 2/7 da tensão de ruptura na temperatura de projeto;
- 2/3 da mínima tensão de escoamento na temperatura ambiente;
- 2/3 da tensão de escoamento na temperatura de projeto.

Já para temperaturas na faixa de fluência a tensão admissível de tração é o menor dos seguintes valores:

- 100% da tensão média para uma razão de fluência de 0,01% / 1000 horas;
- 67% da tensão média de ruptura ao fim de 1000000 horas;
- 80% da tensão mínima de ruptura a 1000000 horas.

Tensões admissíveis segundo ASME Seção VIII, Divisão 2: Na Seção VIII, Divisão 2, o parágrafo 3-A.1.2 (do anexo 3-A) informa que os valores de tensões admissíveis permitidos por esta Divisão para materiais ferrosos devem ser retirados da Seção II Parte D, tabela 5A. Já a tabela 5B, irá fornecer esses dados para materiais não-ferrosos.

O critério para obtenção das tensões admissíveis é a seleção do menor valor dentre os seguintes:

- 1/3 da mínima tensão de ruptura na temperatura ambiente;
- 1/3 da tensão de ruptura na temperatura de projeto;
- 2/3 da mínima tensão de cisalhamento na temperatura ambiente;
- 2/3 da tensão de cisalhamento na temperatura de projeto.

Comparação entre as tensões admissíveis segundo as duas Divisões: De acordo com os critérios acima, fica evidente que o valor da tensão admissível considerada para um material, segundo a Divisão 1, será diferente do valor imposto pela Divisão 2.

A seguir, a Tabela 5.1 apresenta um comparativo entre as tensões admissíveis, referentes ao aço carbono SA-516 Gr.70, admitidas pelas duas Divisões em função da faixa de temperatura e das tensões de ruptura ou de escoamento.

Tabela 5.1 – Tensões admissíveis segundo as duas Divisões para um aço SA-516-70.

Temperatura (°C)	-29 a 38	93	149	204	260	315	343	371	399	427
Sy (MPa)	262	240	232	224	214	200	194	187	181	176
Su (MPa)	482	482	482	482	482	482	482	482	476	443
σ_{adm} - Div. 1 (MPa)	138	138	138	138	138	134	129	125	102	83
σ_{adm} - Div. 2 (MPa)	161	159	155	149	141	129	127	126	NP	NP

Sy - tensão de escoamento; Su - tensão de ruptura; NP - não permitido

5.2. Eficiência de soldas

Eficiência de juntas soldadas segundo a Divisão 1: Para se especificar a eficiência de juntas soldadas deve-se, primeiramente, determinar as categorias de juntas soldadas, de acordo com o parágrafo UW-3. A Figura 5.2.1 demonstra a seguir as possíveis categorias admitidas pela Divisão 1 de acordo com sua localização.

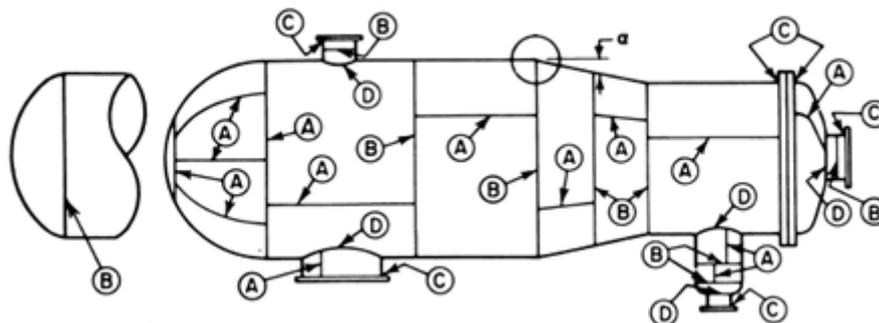


Figura 5.2.1 – Categorias de juntas soldadas segundo a Divisão 1

Também é necessário definir os tipos de juntas soldadas. Os mesmos são descritos no parágrafo UW-9 da Divisão 1 e são determinados a partir de suas geometrias. A Figura 5.2.2 mostra os três possíveis tipos de solda de topo (utilizadas em soldas longitudinais e circunferenciais dos cascos).

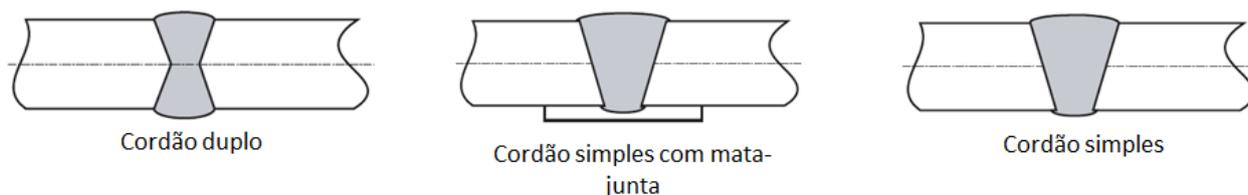


Figura 5.2.2 – Tipos de solda de topo segundo a Divisão 1

Por fim, deve-se determinar os níveis de exames (ultrassom ou radiográficos) que serão aplicados em um determinado projeto, de acordo com as especificações do parágrafo UW-11.

Este parágrafo define, por exemplo, que juntas de topo em cascos e tampos, de vasos de pressão que contêm substâncias letais, devem ser radiografadas em sua totalidade. O mesmo deve ser feito para os casos onde a espessura nominal da junta soldada excede 1 ½" (38.1mm).

Após definição dos fatores citados acima, a eficiência de solda para cascos cilíndricos soldados deve ser atribuída de acordo com o parágrafo UW-12 e com a tabela UW-12 (Anexo 1). Um resumo dos valores atribuídos às eficiências de juntas de topo especificados pela Divisão 1 é dado a seguir na Tabela 5.2.

Tabela 5.2 – Eficiências de soldas de topo segundo a Divisão 1

Tipo de Solda de Topo	Nível do Exame		
	Total	Parcial	Nenhum
solda dupla	E=1,0	E=0,85	E=0,70
solda simples com mata-junta	E=0,9	E=0,8	E=0,65
solda simples sem mata-junta	não aplicável	não aplicável	E=0,6

Eficiência de juntas soldadas segundo a Divisão 2: As regras para projeto de juntas soldadas são descritas no parágrafo 4.2 da norma.

De forma análoga à Divisão 1 deve-se, primeiramente, determinar a categoria da junta soldada (segundo o parágrafo 4.2.2 da norma) e os tipos de juntas permitidas, segundo o parágrafo 4.2.5, para então determinar a eficiência da junta soldada de acordo com as Tabelas 7.1 (Anexo 2) e 7.2 (Anexo 3).

Cabe aqui observar que até a edição de 2007, a Divisão 2 exigia 100% de radiografia em todas as soldas de penetração total localizadas no casco de um vaso de pressão. Ou seja, a Divisão 2 determinava que a eficiência de junta soldadas deveria ser, necessariamente igual à 1,0. Isso foi revisado e, de acordo com a Tabela 7.2 citada acima, já se admite inspeção radiográfica por amostragem, porém ainda existem apenas dois possíveis valores de eficiência de juntas soldadas (E=1,0 ou E=0,85).

5.3. Dimensionamento de cascos submetidos à pressão interna

Casco cilíndrico sob pressão interna – Divisão 1: Segundo o parágrafo UG-37 (c), a espessura mínima requerida ou a máxima pressão de trabalho admissível de cascos cilíndricos, deve ser a maior espessura ou a menor pressão de acordo com as equações (5.3.1) e (5.3.2) dadas a seguir.

Tensão circunferencial (juntas longitudinais): Quando a espessura não exceder a metade do raio interno ($t \leq 0,5R$), ou P não exceder o valor de $0,385SE$, as seguintes equações devem ser aplicadas:

$$t = \frac{PR}{SE-0,6P} \quad \text{ou} \quad P = \frac{SEt}{R+0,6t} \quad (5.3.1)$$

onde P é a pressão interna de projeto (UG-21), R é o raio interno do casco cilíndrico, E é a eficiência de junta soldada (UW-12), S é máxima tensão admissível (UG-23) e t é a espessura mínima requerida para o casco.

Tensão longitudinal (juntas circunferenciais): Quando a espessura não exceder metade do raio interno ($t \leq 0,5R$), ou P não exceder $1,25SE$, as seguintes fórmulas devem ser aplicadas:

$$t = \frac{PR}{2SE+0,4P} \quad \text{ou} \quad P = \frac{2SEt}{R-0,4t} \quad (5.3.2)$$

Casco cilíndrico sob pressão interna – Divisão 2: A parte 4 da Divisão 2, intitulada “*Design by rule requirements*” possui uma filosofia semelhante à Divisão 1, pois também fornece regras para o projeto de vasos que possuem formas comumente utilizadas. Porém, como diferencial, esta parte da Divisão 2 apresenta regras para o tratamento de outras cargas, diferentemente da Divisão 1 que considerava apenas a pressão interna.

O parágrafo 4.3 da Divisão 2 fornece regras para determinação da espessura de parede de cascos e tampos cilíndricos, esféricos, cônicos, etc, submetidos à pressão interna.

Os efeitos de cargas suplementares não estão incluídos nas equações de projeto para cascos e tampos da norma. Essas cargas devem ser definidas no “*User’s Design specification*” e os seus efeitos resultam em cargas combinadas que devem ser avaliadas em uma análise separada realizada de acordo com os métodos do parágrafo 4.3.10 (Anexo 4). A equação que determina a espessura requerida para um casco cilíndrico submetido à pressão interna é descrita conforme abaixo:

$$t = \frac{D}{2} \left[e^{\left(\frac{P}{SE} \right)} - 1 \right] \quad (5.3.3)$$

5.4. Análise qualitativa das expressões

Com base nas expressões adotadas por cada Divisão, é possível gerar um gráfico que demonstra um comportamento mais conservador por parte da Divisão 1.

Tendo em vista que, ao dimensionar a espessura do casco de um vaso de pressão, já devem ter sido definidos previamente a pressão de projeto, a tensão admissível do material e o diâmetro interno do equipamento, é correto afirmar que a espessura requerida de acordo com a Divisão 1 deve ser maior que a espessura requerida pela Divisão 2 considerando um mesmo projeto. Isto pode ser observado pois o gráfico da Figura 5.4 mostra que, para a mesma relação de P/σ (pressão de projeto em relação à tensão admissível do material), a Divisão 1 fornece um valor mais alto para a relação t/R (espessura em relação ao raio interno).

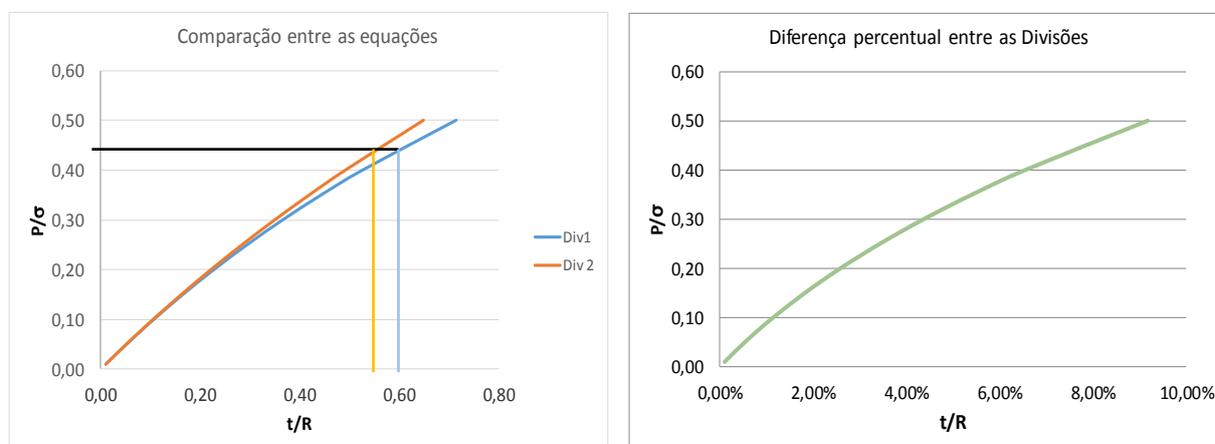


Figura 5.4 – Gráficos comparando o comportamento da Div. 1 x Div. 2 e diferenças.

5.5. Espessuras requeridas de chapas - estudo de casos

Conforme citado na seção anterior, a Divisão 1 apresenta um comportamento mais conservador se comparada à Divisão 2. Isso resulta em vasos de pressão com espessuras maiores e, conseqüentemente, em aumento dos custos com matéria prima.

Para fazer uma análise a respeito dos impactos que esse fato pode causar, foram realizados estudos baseados casos reais. Para tanto, foram utilizados os dados de projeto de três equipamentos pertencentes à plataforma P-76 da Petrobras.

De posse dos dados de projeto, foram aplicados os requisitos impostos por cada Divisão para definição das tensões admissíveis e das eficiências de soldas, já vistos nos parágrafos 5.1 e 5.2 do presente trabalho. Os cálculos obedecem às equações fornecidas no parágrafo 5.3. Os resultados podem ser conferidos a seguir na Tabela 5.5.1.

Tabela 5.5.1 – Comparação de espessuras requeridas para costados segundo cada Divisão

Equipamento	Pressão de Projeto (Mpa)	Diâmetro interno (mm)	Material	Espessura Requerida - [mm]					Espessura de projeto (treq + C) - [mm]				
				Divisão 1			Divisão 2		Divisão 1			Divisão 2	
				E=1,0	E=0,85	E=0,7	E=0,85	E=1,0	E=1,0	E=0,85	E=0,7	E=0,85	E=1,0
FT-1238001 A/B	6,00	1372,00	SA-516-70	30,76	36,36	44,45	30,88	26,16	33,76	39,36	47,45	33,88	29,16
FT-1234001 A/B	2,85	1372,00	SA-516-70	14,41	16,99	20,69	14,50	12,31	17,41	19,99	23,69	17,50	15,31
FT-1234002 A/B	2,85	679,80	SA-516-70	7,17	8,45	10,30	7,22	6,12	10,17	11,45	13,30	10,22	9,12

Dados dos materiais (Secção II, parte D)

Material	Tensões admissíveis (Mpa)	
	Divisão 1	Divisão 2
SA-516-70	138	161

*Temperatura de Projeto 60°C - 70°C

*Sobreespesura de corrosão 3mm

É preciso salientar que as equações 5.3.1, 5.3.2 e 5.3.3 calculam a espessura requerida (ou necessária). Após definida a espessura requerida, é necessário adicionar uma sobreespesura de corrosão (que deve ser indicada pelo usuário do equipamento) para obter-se a espessura de projeto.

Porém, essas espessuras de projeto obtidas podem ser diferentes das espessuras de chapas comumente comercializadas. Quando isto ocorrer, deve-se selecionar uma espessura comercial imediatamente superior à espessura de projeto.

A Tabela 5.5.2 faz abaixo, uma comparação entre as espessuras de chapas comercialmente encontradas que atendem aos requisitos impostos pelos cálculos e que deveriam ser aplicadas na fabricação dos equipamentos que são alvos desse estudo. Pode-se observar que os valores foram comparados considerando eficiência de juntas soldadas igual a 1,0. Isso se deve ao fato de que os equipamentos operam com H₂S, portanto, são exigidos exames radiográficos em 100% das soldas de penetração total.

Tabela 5.5.2 – Comparação de espessuras comerciais de chapas segundo as duas Divisões

Equipamento	Pressão de Projeto (Mpa)	Diâmetro interno (mm)	Material	Espessura Comercial - [mm]	
				Divisão 1	Divisão 2
				E=1,0	E=1,0
FT-1238001 A/B	6,00	1372,00	SA-516-70	38,10	30,00
FT-1234001 A/B	2,85	1372,00	SA-516-70	19,05	15,87
FT-1234002 A/B	2,85	679,80	SA-516-70	12,70	9,52

5.6. Comparação econômica de casos reais

No mercado atual, o fator econômico é um dos principais pontos a serem considerados no que diz respeito a viabilidade de um projeto. Com isso, é interessante que uma análise do ponto de vista econômico seja realizada a partir dos requisitos impostos pela Divisão 1 e pela Divisão 2, que determinam a matéria prima a ser adquirida para fabricação de um determinado vaso de pressão, projetado de acordo com essas normas.

Sendo assim, é possível utilizar os dados obtidos na Tabela 5.5.2 para determinação dos custos da matéria prima necessária. Para isso, os desenhos de Arranjo Geral dos equipamentos foram utilizados como base para a elaboração de um plano de corte das chapas.

O plano de corte, que consiste num desenho com as planificações dos cascos, fornece a quantidade total de chapas necessárias para a fabricação de cada equipamento. De posse da informação disponibilizada pelo plano de corte e de uma cotação realizada junto a American Alloy Steel (empresa americana, com sede em Houston no Texas), foi possível fazer uma comparação entre os valores que seriam despendidos para aquisição de chapas (que integrariam os componentes mais importantes e de maior valor econômico dos vasos de pressão alvos desse estudo – os cascos) de acordo com os cálculos estabelecidos pela Divisão 1 e pela Divisão 2 do código ASME Seção VIII. Os resultados podem ser conferidos abaixo, na Tabela 5.6.1, que aponta que o gasto com as chapas que compõem os cascos dos três equipamentos pertencentes a plataforma P76 da Petrobras, poderia ter sido reduzido em aproximadamente R\$ 27.875,00 (uma redução de cerca de 20%) se os equipamentos tivessem sido projetados de acordo com a Divisão 2.

Vale ressaltar que os valores apontados englobam apenas os gastos com aquisição, impostos e transporte da matéria prima.

Tabela 5.6.1 – Comparação de valores de MP para um projeto real

Equipamentos	Chapas necessárias	Espessuras - [mm]		Massa total das chapas - [kg]		Valores - [R\$]	
		Divisão 1	Divisão 2	Divisão 1	Divisão 2	Divisão 1	Divisão 2
FT-1238001 A/B	3	38,10	30,00	16459,20	12960,00	R\$ 86.065,79	R\$ 67.768,34
FT-1234001 A/B	3	19,05	15,87	8229,60	6855,84	R\$ 43.032,89	R\$ 35.849,45
FT-1234002 A/B	1	12,70	9,52	1828,80	1370,88	R\$ 9.562,87	R\$ 7.168,38
Total						R\$ 138.661,55	R\$ 110.786,17

*Dimensões das chapas consideradas: 6000mm x 3000mm

*Massa específica do aço SA-516 Gr. 70: 8000 kg/m³

Preço de chapas por kg (Cotação American Alloy steel - USA)	\$ 0,9261
Cotação do Dólar (19/10/15 às 16:31hs)	R\$ 3,8940
Preço de chapas por kg (em Reais)	R\$ 3,6062
Fator considerado para "internação" de MP (Frete de importação, impostos, frete interno, etc)	1,45
Preço das chapas (por kg) com todos encargos	R\$ 5,2290

Diferença **R\$ 27.875,38**



Possível redução de 20% nos custos referentes as chapas

Também foi realizado um levantamento dos custos envolvendo soldagem. Para isso, foi utilizada uma planilha que, a partir da definição do método de soldagem e dos parâmetros

geométricos dos possíveis tipos de chanfros, fornece como dados de saída a quantidade de consumível necessária e o tempo total de soldagem. Essa planilha é utilizada para elaboração dos custos referentes a soldagem e tem o seguinte formato:

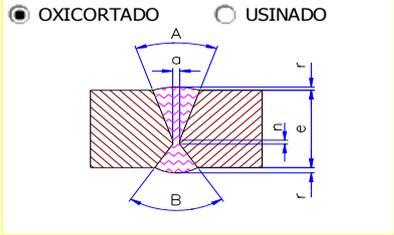
ELETRODO	MIG-MAG	AUTOMÁTICA	TUBULAR	<i>ELETRODO</i>	
<input checked="" type="radio"/> OXICORTADO <input type="radio"/> USINADO				ANGULO DO LADO MAIOR..... A= 60° ANGULO DO LADO MENOR..... B= 60° ABERTURA..... a= 3 mm REFORÇO..... r= 3 mm ESPESSURA..... e= 30 mm COMPRIMENTO..... L= 3272 mm NARIZ..... n= 2 mm	
				TAXA DE DEPOSIÇÃO..... 0,5 Kg/h RENDIMENTO CONSUMIVEL..... 0,6	
IMPRIMIR MENU				GOIVAGEM <input type="checkbox"/> SIM <input checked="" type="checkbox"/> NÃO	
DIVISÃO				ÁREA..... 460,183664 mm ² VOLUME DE SOLDA..... 0,00173158 m ³	
<input type="checkbox"/> 1/2-1/2 <input type="checkbox"/> 1/3-2/3 X <input type="checkbox"/> 2/5-3/5				QT. DE CONSUMÍVEL..... 22,7 kg TEMPO DE SOLDAGEM.. 45,3 h	
GEC-ALSTHOM - MECÂNICA PESADA S.A. - ENGENHARIA INDUSTRIAL - Augusto Cesar Ferreira					

Figura 5.6.1 – Planilha para levantamento de quantidade de consumível de solda

A partir dos dados obtidos com a planilha da Figura 5.6.1 foi possível estimar os custos de soldagem (para realização das soldas longitudinais e circunferenciais dos cascos). Os resultados são demonstrados na Tabela 5.6.2 e indicam valores em média 31% mais baixos para um projeto de acordo com a Divisão 2.

Tabela 5.6.2 – Comparação de valores de soldagem

Equipamentos	Comprimento do costado - [mm]	Soldas circunferenciais	Tipo de chanfro	Quant. de consumível - [kg]		Horas totais de soldagem	
				Divisão 1	Divisão 2	Divisão 1	Divisão 2
FT-1238001 A/B	3252	3	X	117,10	79,30	93,70	63,40
FT-1234001 A/B	3372	4	V	63,60	46,80	50,90	37,40
FT-1234002 A/B	2230	3	V	13,60	8,70	10,90	7,00

Equipamento	Diferenças	
	Quant. Solda	Horas
FT-1238001 A/B	32,28%	32,34%
FT-1234001 A/B	26,42%	26,52%
FT-1234002 A/B	36,03%	35,78%

5.7 Estudo de caso hipotético

O parágrafo anterior trouxe uma análise econômica com base nos dados de três equipamentos reais. E devido ao fato de que todos os vasos de pressão trabalhariam com H₂S, o código ASME exige análise radiográfica de 100% das soldas de penetração total dos cascos. Com isso, a análise econômica do parágrafo 5.6 levou em consideração apenas os resultados

obtidos a partir das equações de dimensionamento que adotavam eficiência de solda igual a 1,0 ($E=1,0$).

Neste parágrafo, faz-se uma simulação hipotética para o caso em que os mesmos equipamentos da análise acima não operam com nenhuma substância considerada letal. Com isso, pode-se adotar valores de eficiência de solda que sejam inferiores à 1,0.

Foram adotadas eficiências de juntas soldadas iguais a 0,85 para todos os equipamentos ($E=0,85$). Os valores referentes às espessuras comerciais das chapas necessárias para a fabricação dos equipamentos sob essa nova consideração são demonstrados a seguir na Tabela 5.7.1.

Tabela 5.7.1 – Espessuras comerciais de chapas considerando $E=0,85$

Equipamento	Pressão de Projeto (Mpa)	Diâmetro interno (mm)	Material	Espessura Comercial - [mm]	
				Divisão 1	Divisão 2
				E=0,85	E=0,85
FT-1238001 A/B	6,00	1372,00	SA-516-70	40,00	34,93
FT-1234001 A/B	2,85	1372,00	SA-516-70	19,05	19,05
FT-1234002 A/B	2,85	679,80	SA-516-70	12,70	12,70

Um fato curioso pode ser observado a partir da análise dos resultados obtidos. No caso do equipamento FT-1238001 A/B, a chapa especificada segundo a Divisão 1 possui 40mm de espessura e, de acordo com o parágrafo UW-11 da Divisão 1, equipamentos com espessuras acima de 38,1mm devem ser totalmente radiografados. Ou seja, mesmo trabalhando com uma eficiência de solda menor, nesse caso, não se pode evitar a obrigatoriedade de radiografia em 100% das juntas do casco.

Além disso, também seria exigido tratamento térmico pós soldagem para esse equipamento, o que acarretaria mais um custo adicional. Esses custos adicionais estão demonstrados na Tabela 5.7.2 a seguir e elevam consideravelmente os valores que seriam despendidos para atender aos requisitos da Divisão 1.

Tabela 5.7.2 – Valores para o equipamento FT-1238001 A/B

Chapas		Inspeção Radiográfica		Tratamento térmico pós solda	
Divisão 1	Divisão 2	Divisão 1 (100%)	Divisão 2 (Amostragem)	Divisão 1	Divisão 2
R\$ 90.357,78	R\$ 78.904,93	R\$ 36.740,00	R\$ 5.500,00	R\$ 12.832,80	R\$ 0,00

	Divisão 1	Divisão 2	Diferença		Redução
Total	R\$ 139.930,58	R\$ 84.404,93	R\$ 55.525,65	➔	39,70%

5.8. Teste Hidrostático

No Brasil, a realização de testes hidrostáticos periódicos em vasos de pressão após a fabricação é uma exigência legal, disposta na Norma Regulamentadora NR-13.

Esses testes são aplicados para prever ocorrência de vazamentos ou ruptura e são realizados com os equipamentos fora de serviço, em pressões superiores às pressões operacionais ou de projeto.

Basicamente, consiste em submeter-se um vaso de pressão a uma condição operacional mais rigorosa, para garantir que em serviço normal (a pressões mais baixas) não ocorrerão falhas ou vazamentos. Sua realização está muitas vezes sujeita a falhas, desde o aparecimento de pequenos vazamentos, crescimento de descontinuidades de soldas, até rupturas catastróficas durante sua realização.

Dentro da Divisão 1, os requisitos para teste hidrostático são apresentados no parágrafo UG-99 e a pressão para realização do teste é dada por:

$$PTH = 1,3.MAWP \quad (5.8.1)$$

onde PTH é a pressão de teste hidrostático e $MAWP$ é a pressão máxima de trabalho admissível.

Já na Divisão 2, as especificações encontram-se no parágrafo 8.2, e a pressão de teste hidrostático deve ser o maior entre os valores calculados pelas equações a seguir:

$$PTH = 1,43.MAWP \quad (5.8.2)$$

ou

$$PTH = 1,25.MAWP.\left(\frac{ST}{S}\right) \quad (5.8.3)$$

onde ST é a tensão admissível do material (excluindo parafusos) na temperatura de realização do teste, S é a tensão admissível do material na temperatura de projeto e $MAWP$ é a máxima tensão de trabalho admissível.

5.9. Diferenciais da Divisão 2 – Projetos por análise

Conforme já citado na revisão bibliográfica, o grande diferencial da Divisão 2 está em possuir uma série de requisitos de projeto baseados na análise numérica de tensões.

Esses procedimentos estão descritos na Parte 5, intitulada “*Design by analysis requirements*” e se utilizam de uma análise e classificação de tensões para avaliar componentes e prevenir falhas devido a colapso plástico, falha local, flambagem, e devido a cargas cíclicas (fadiga). A Figura 5.9.1 fornece um diagrama com um “resumo” dos possíveis tipos de colapsos em vasos de pressão abordados pela Parte 5 da Divisão 2:

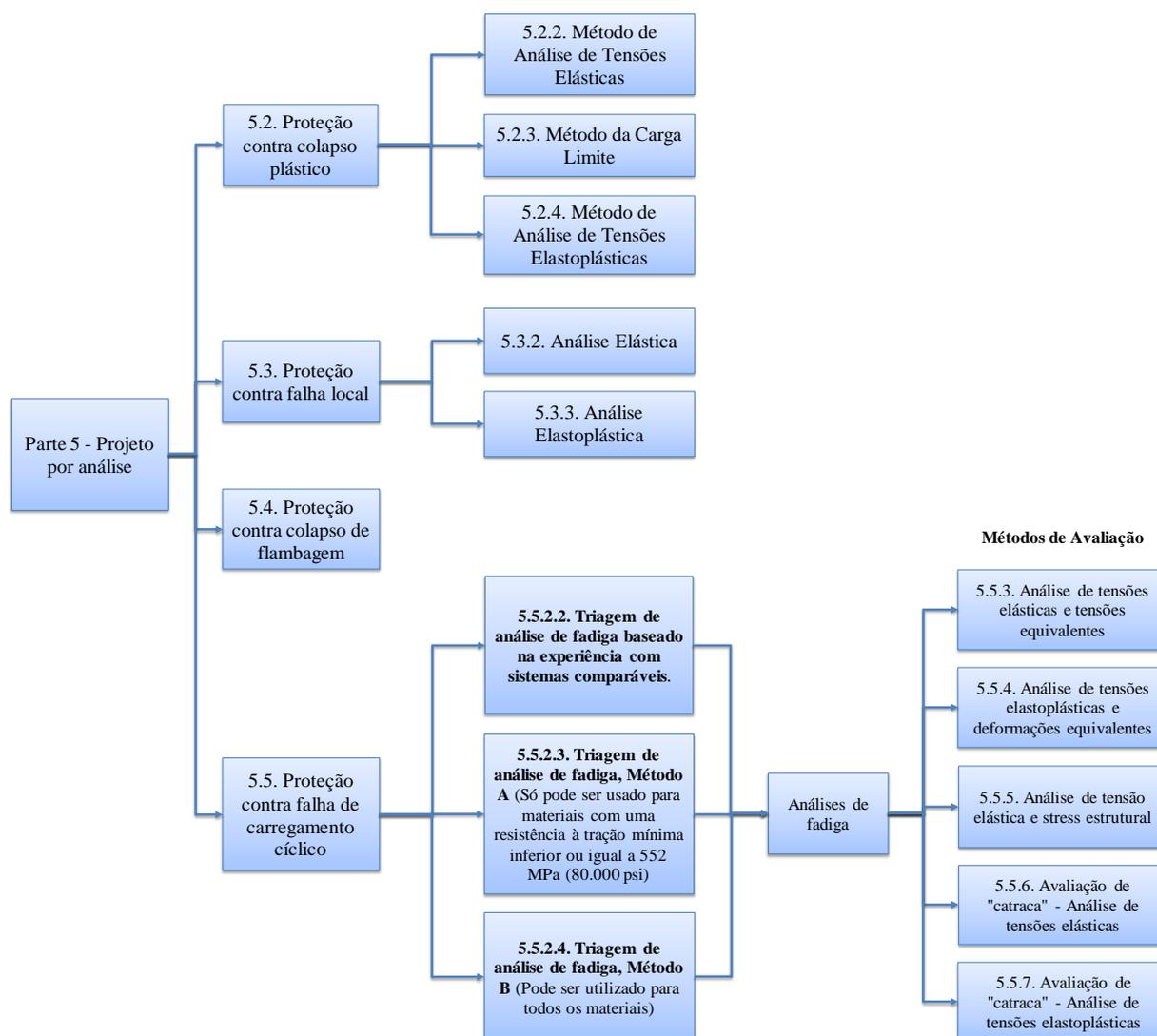


Figura 5.9.1 – Procedimentos do projeto por análise de tensões segundo Divisão 2

5.10. Proteção contra falha por carregamento cíclico - fadiga

O parágrafo 5.5 da Divisão 2, traz métodos para avaliação dos efeitos de fadiga caso algum componente do vaso de pressão esteja sujeito a operação cíclica. Essa avaliação é realizada com base no número de ciclos aplicados de uma gama de tensões ou nas tensões num ponto específico do componente. Entretanto, antes da avaliação, como pode ser visto no diagrama da Figura 5.9.1, existem critérios de triagem (parágrafo 5.5.2 da norma) que podem ser utilizados para determinar se a análise de fadiga é realmente necessária como parte de um projeto. A respeito desses critérios, é preciso fazer as seguintes observações:

- Se qualquer um dos critérios de triagem (“Baseado na experiência com sistemas comparáveis”, “Método A” e “Método B”) for satisfeito, uma análise de fadiga não será necessária;
- A análise de isenção de fadiga é realizada em um componente ou parte. Um componente (integral) pode ser isento, enquanto outro (não integral) não é. Se qualquer componente não for isento, uma avaliação de fadiga deve ser realizada para esse componente;

- Se o número especificado de ciclos for maior que 10^6 , os critérios de triagem não são aplicáveis e uma análise de fadiga é necessária.

Como esses métodos possuem várias etapas de avaliação de ciclos, não serão detalhadamente explicados no presente trabalho. Porém um resumo do “Método A” é demonstrado na Figura 5.10.1 para que se possa ter uma ideia dos tipos de ciclos que são considerados.

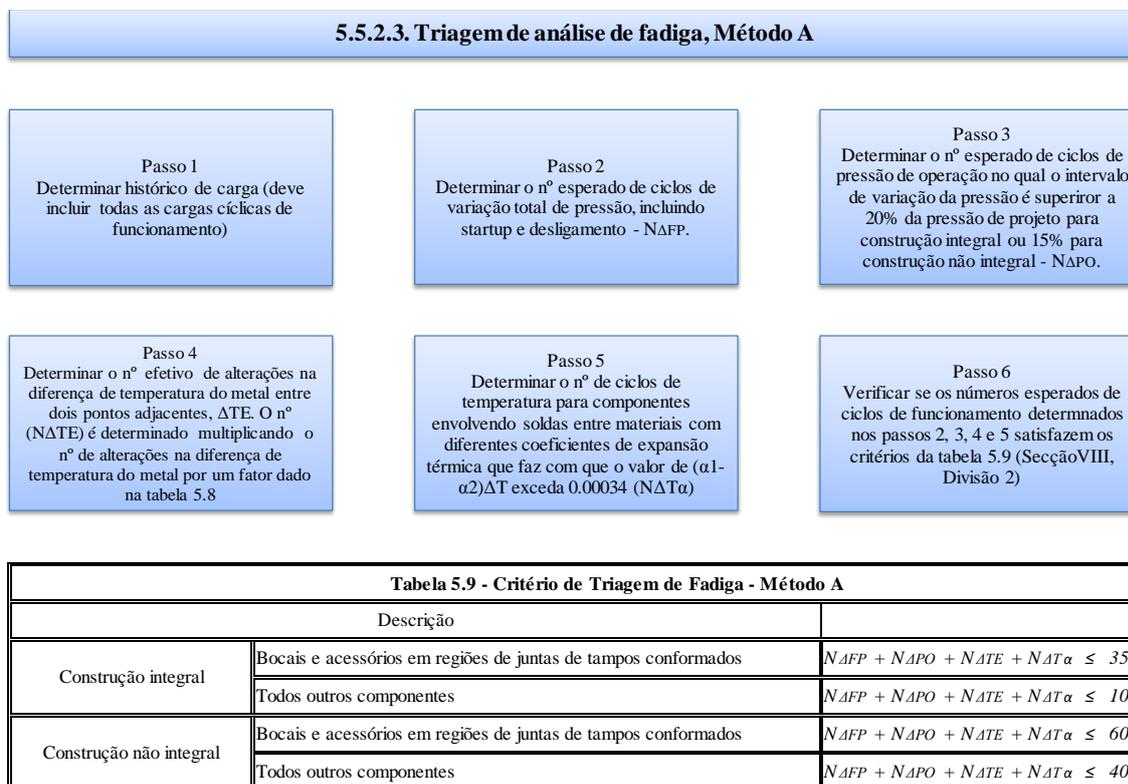


Figura 5.10.1 – Resumo do “Método A” para triagem de análise de fadiga descrito no parágrafo 5.5.2.3. da norma e tabela 5.9 que dever ser consultada

6. ANÁLISE DOS RESULTADOS E CONCLUSÕES

Pôde-se observar no decorrer do presente trabalho que, além de possuírem diferenças de escopo (a Divisão 1 limita a pressão máxima de operação de um vaso de pressão projetado por ela em 3000psig enquanto a Divisão 2 não impõe limites) existem diversos pontos nos quais as duas Divisões adotam tratamentos diferentes.

Foi constatado que a Divisão 2 adota valores de tensões admissíveis dos materiais mais altos que a Divisão 1. Devido a isso e ao fato de trabalharem com equações oriundas de diferentes teorias de resistência, as espessuras requeridas para cascos cilíndricos submetidos à pressões internas são menores em vasos de pressão projetados segundo a Divisão 2 do que em vasos projetados de acordo com a Divisão 1. Esse comportamento mais conservativo por parte da Divisão 1, acaba trazendo um aumento de custos relacionados a matéria prima. Por outro lado, a Divisão 2 é mais rigorosa no que diz respeito às inspeções de soldagem e teste hidrostático.

Estudos de casos reais foram realizados e demonstraram diferenças entre 17% e 25% nos valores estimados, pelas duas Divisões, para a matéria prima principal dos cascos, o que acarretaria em uma economia de aproximadamente 20% nos custos relacionados às chapas para os todos os vasos de pressão, caso o projeto tivesse seguido a Divisão 2. Já a análise

econômica referente aos custos de consumíveis de solda e mão-de-obra para soldagem, apontou uma redução de aproximadamente 31% quando o projeto é realizado de acordo com a Divisão 2.

Essas reduções de custos foram ainda maiores (chegando a 39%) quando os equipamentos FT-1238001 A/B, calculados pelas duas Divisões com eficiências de soldas iguais a 0,85, foram estudados. Verificou-se que a Divisão 1 exigira tratamento térmico pós-solda e 100% de radiografia nas soldas, requisitos que não seriam impostos pela Divisão e que possuem custos consideravelmente altos.

Em síntese, pode-se afirmar que a Divisão 1 é mais conservadora que a Divisão 2, porém sempre deve-se fazer uma avaliação das variáveis descritas nesse trabalho e de outras relacionadas às inspeções de fabricação e de operação, para que se possa concluir qual Divisão irá proporcionar o projeto economicamente mais viável.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ASME Sec. VIII – Div. 1: **“Boiler and Pressure Vessel Code – Rules For construction of Pressure Vessels”**. Ed. 2010.

ASME Sec. VIII – Div. 2: **“Boiler and Pressure Vessel Code – Alternative Rules For Pressure Vessels”**. Ed. 2013.

Falcão, C.; **“Vasos de Pressão e Trocadores de Calor Casco e Tubos”**. Ministério da Cultura, 2002.

Farr, J.R.; Jawad, M.H.; **“Guidebook for the Design of ASME Section VIII Pressure Vessels”**, ASME Press, 2nd Edition, 2001.

Groehs, A.G.; **“Resistência dos Materiais e Vasos de Pressão”**, UNISINOS, 2006.

Guimarães, A.; **“Análise Comparativa dos Critérios do Código ASME, Seção VIII Divisão 1 e Divisão 2, para Tensões de Cascas Delgadas de Revolução, usando o Método dos Elementos Finitos”**, Universidade Federal do Rio de Janeiro, 1987.

Osage, D.A.; Sowinski, J.C.; **“ASME Section VIII – Division 2 Criteria and Commentary”**, ASME, 2014.

Telles, P.C.S.; **“Vasos de Pressão”**, LTC, 2^a edição, 2001.

Tomazini, A. G.; **“Diretrizes Básicas para Projetos de Vasos de Pressão segundo a ASME”**, UNESP, 2015.

2010 SECTION VIII — DIVISION 1

TABLE UW-12
 MAXIMUM ALLOWABLE JOINT EFFICIENCIES FOR ARC AND GAS WELDED JOINTS

Type No.	Joint Description	Limitations	Joint Category	Degree of Radiographic Examination		
				(a) Full [Note (1)]	(b) Spot [Note (2)]	(c) None
(1)	Butt joints as attained by double-welding or by other means which will obtain the same quality of deposited weld metal on the inside and outside weld surfaces to agree with the requirements of UW-35. Welds using metal backing strips which remain in place are excluded.	None	A, B, C & D	1.00	0.85	0.70
(2)	Single-welded butt joint with backing strip other than those included under (1)	(a) None except as in (b) below (b) Circumferential butt joints with one plate offset; see UW-13(b)(4) and Fig. UW-13.1, sketch (i)	A, B, C & D A, B & C	0.90 0.90	0.80 0.80	0.65 0.65
(3)	Single-welded butt joint without use of backing strip	Circumferential butt joints only, not over $\frac{5}{8}$ in. (16 mm) thick and not over 24 in. (600 mm) outside diameter	A, B & C	NA	NA	0.60
(4)	Double full fillet lap joint	(a) Longitudinal joints not over $\frac{3}{8}$ in. (10 mm) thick (b) Circumferential joints not over $\frac{3}{8}$ in. (16 mm) thick	A B & C [Note (3)]	NA NA	NA NA	0.55 0.55
(5)	Single full fillet lap joints with plug welds conforming to UW-17	(a) Circumferential joints [Note (4)] for attachment of heads not over 24 in. (600 mm) outside diameter to shells not over $\frac{3}{8}$ in. (13 mm) thick (b) Circumferential joints for the attachment to shells of jackets not over $\frac{3}{8}$ in. (16 mm) in nominal thickness where the distance from the center of the plug weld to the edge of the plate is not less than $1\frac{1}{2}$ times the diameter of the hole for the plug.	B C	NA NA	NA NA	0.50 0.50

Figura 1 – Parte da Tabela UW-12

ANEXO 2

**Table 7.1
Examination Groups For Pressure Vessels**

Parameter	Examination Group(1)					
	1a	1b	2a	2b	3a	3b
Permitted Material(1)(2)	All Materials in Annex 3-A	P-No.1 Gr 1 and 2, P-No. 8 Gr 1	P-No. 8 Gr 2 P-No 9A Gr 1 P-No 9B Gr 1 P-No 11A Gr 1 P-No. 11A Gr 2 P-No. 10H Gr 1	P-No.1 Gr 1 and 2, P-No. 8 Gr 1	P-No. 8 Gr 2, P-No 9A Gr 1, P-No 9B Gr 1, P-No. 10H Gr 1	P-No.1 Gr 1 and 2, P-No. 8 Gr 1
Maximum thickness of governing welded joints	Unlimited(4)		30 mm ($1\frac{3}{16}$ in.) for P-No 9A Gr 1 and P-No 9B Gr 1; 16 mm ($\frac{5}{8}$ in.) for P-No. 8, Gr 2(5) P-No. 11A Gr 1 P-No. 11A Gr 2 P-No. 10H Gr 1	50 mm (2 in.) for P-No.1 Gr 1 and P-No. 8 Gr 1; 30 mm ($1\frac{3}{16}$ in.) for P-No.1 Gr 2	30 mm ($1\frac{3}{16}$ in.) for P-No. 9A Gr 1 and P-No. 9B Gr 1; 16 mm ($\frac{5}{8}$ in.) for P-No.8, Gr 2(5) P-No. 10H Gr 1	50 mm (2 in.) for P-No.1 Gr 1 and P-No. 8 Gr 1; 30 mm ($1\frac{3}{16}$ in.) for P-No.1 Gr 2
Welding process	Unrestricted(4)		Mechanized Welding Only(3)		Unrestricted(4)	
Design Basis(6)	Part 4 or Part 5 of this Division		Part 4 or Part 5 of this Division		Part 4 of this Division	

NOTES:

- (1) All Examination Groups require 100% visual examination to the maximum extent possible.
- (2) See Part 3 for permitted material.
- (3) Mechanized means machine and/or automatic welding methods.
- (4) Unrestricted with respect to weld application modes as set forth in this Table.
- (5) See Table 7.2 for NDE, joint category, and permissible weld joint details that differ between Examination Groups 1a and 1b.
- (6) The design basis is the analysis method used to establish the wall thickness.

Figura 2 – Tabela 7.1

**Table 7.2
Nondestructive Examination**

Examination Group		1a	1b	2a	2b	3a	3b
Permitted Materials		All Materials in Annex 3-A [Note (18)]	P-No. 1 Gr 1 & 2 P-No. 8 Gr 1	P-No. 8 Gr 2 P-No. 9A Gr 1 P-No. 9B Gr 1 P-No. 11A Gr 1 P-No. 11A Gr 2 P-No. 10H Gr 1	P-No. 1 Gr 1 & 2 P-No. 8 Gr 1	P-No. 8 Gr 2 P-No. 9A Gr 1 P-No. 9B Gr 1 P-No. 10H Gr 1	P-No. 1 Gr 1 & 2 P-No. 8 Gr 1
Weld Joint Efficiency		1.0	1.0	1.0	1.0	0.85	0.85
Type of Weld [Note (1)]		Extent of NDE [Note (10)][Note (11)][Note (12)]					
Joint Category	Type of Weld [Note (1)]	Type of NDE [Note (2)]					
A	1 Longitudinal joints	100%	100%	100%	100%	25%	10%
B	1 Circumferential joints on a shell	100%	100%	100%	100%	10%	10%
B	2,3 Circumferential joints on a shell with backing strip [Note (9)]	NA	100%	NA	25%	NA	25%
B	1 Circumferential joints on a nozzle where $d > 150$ mm (6 in.) or $t > 16$ mm ($\frac{5}{8}$ in.)	100%	100%	100%	100%	10%	10%
B	2,3 Circumferential joints on a nozzle where $d > 150$ mm (6 in.) or $t > 16$ mm ($\frac{5}{8}$ in.) with backing strip [Note (9)]	NA	100%	NA	25%	NA	25%
B	1 Circumferential joints on a nozzle where $d \leq 150$ mm (6 in.) or $t \leq 16$ mm ($\frac{5}{8}$ in.)	100%	100%	100%	100%	10%	10%
A	1 All welds in spheres, heads, and hemispherical heads to shells	100%	100%	100%	100%	25%	10%
B	1 Attachment of a conical shell with a cylindrical shell at an angle ≤ 30 deg	100%	100%	100%	100%	10%	10%
B	8 Attachment of a conical shell with a cylindrical shell at an angle > 30 deg	100%	100%	100%	100%	25%	10%

Figura 3 – Parte da Tabela 7.2

ANEXO 4

Combinação de cargas e Tensões Admissíveis

O procedimento a seguir (dado no parágrafo 4.3.10.2) deve ser usado para determinar os critérios de aceitação de tensões desenvolvidas em cascos cilíndricos, submetidos à pressão interna mais cargas suplementares de força axial seção, momento de flexão, e momento de torção.

Passo 1: Calcular as tensões de membrana

$$\sigma_{\theta m} = \frac{PD}{E(D_o - D)} \quad (4.3.32)$$

$$\sigma_{sm} = \frac{1}{E} \left(\frac{PD^2}{D_o^2 - D^2} + \frac{4F}{\pi(D_o^2 - D^2)} \pm \frac{32MD_o \cos[\theta]}{\pi(D_o^4 - D^4)} \right) \quad (4.3.33)$$

$$\tau = \frac{16M_t D_o}{\pi(D_o^4 - D^4)} \quad (4.3.34)$$

Passo 2: Calcular as tensões principais

$$\sigma_1 = 0.5 \left(\sigma_{\theta m} + \sigma_{sm} + \sqrt{(\sigma_{\theta m} - \sigma_{sm})^2 + 4\tau^2} \right) \quad (4.3.41)$$

$$\sigma_2 = 0.5 \left(\sigma_{\theta m} + \sigma_{sm} - \sqrt{(\sigma_{\theta m} - \sigma_{sm})^2 + 4\tau^2} \right) \quad (4.3.42)$$

$$\sigma_3 = \sigma_r - 0.5P \quad (4.3.43)$$

Passo 3: Em qualquer ponto do casco, o seguinte limite deve ser satisfeito

$$\frac{1}{\sqrt{2}} \left[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 \right]^{0.5} \leq S \quad (4.3.44)$$

Passo 4: Para cascos cilíndricos e cônicas, se o σ_{sm} (tensão meridional) for compressivo, então a equação (4.3.45) deve ser satisfeita.

$$\sigma_{sm} \leq F_{xa} \quad (4.3.45)$$

Onde F_{xa} é avaliado usando o parágrafo 4.4.12.2, com $\lambda = 0.15$.