

CENTRO UNIVERSITÁRIO ASSIS GURGACZ
ALEXSSANDRO RAFAEL SIQUEIRA

**PROJETO DE UM VASO DE PRESSÃO PARA ARMAZENAMENTO DE AR
COMPRIMIDO EM UNIDADE INDUSTRIAL**

CASCABEL

2018

CENTRO UNIVERSITÁRIO ASSIS GURGACZ
ALEXSSANDRO RAFAEL SIQUEIRA

**PROJETO DE UM VASO DE PRESSÃO PARA ARMAZENAMENTO DE AR
COMPRIMIDO EM UNIDADE INDUSTRIAL**

Trabalho apresentado na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso II, do Curso de Engenharia Mecânica, do Centro Universitário Assis Gurgacz, como requisito parcial para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Professor Orientador: Me. Carlos Alberto Breda

CASCADEL

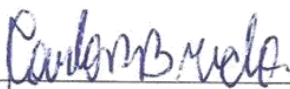
2018

CENTRO UNIVERSITÁRIO ASSIS GURGACZ
ALEXSSANDRO RAFAEL SIQUEIRA

**PROJETO DE UM VASO DE PRESSÃO PARA ARMAZENAMENTO DE AR
COMPRIMIDO EM UNIDADE INDUSTRIAL**

Trabalho apresentado no Curso de Engenharia Mecânica, do Centro Universitário Assis Gurgacz, como requisito parcial para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica, sob orientação do Professor Me. Carlos Alberto Breda.

BANCA EXAMINADORA



Orientador Prof. Me. Carlos Alberto Breda
Centro Universitário Assis Gurgacz
Engenheiro Mecânico



Prof. Me. Roberson Roberto Parizotto
Centro Universitário Assis Gurgacz
Engenheiro Mecânico



Prof. Me. Rosemar Cristiane Dal Ponte
Centro Universitário Assis Gurgacz
Bacharel em Informática

Cascavel, 06 de Dezembro de 2018

DEDICATÓRIA

Ao meu pai Sebastião (*in memorian*), que infelizmente no decorrer do período da graduação nos deixou e não pode estar presente neste momento tão importante da minha vida, e a minha querida mãe Zilda que mesmo apesar de todas as dificuldades sempre me ajudou. Dedico também a minha amada esposa Andressa pela compreensão, paciência, amor e carinho, que sempre esteve ao meu lado nos momentos bons e ruins. A minha família e amigos, vocês fazem parte desta conquista, obrigado a todos de coração.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente agradeço a Deus pela vida e saúde, que pela sua infinita graça me deu forças para vencer todas as dificuldades, pois sem Ele eu não chegaria até aqui.

A minha querida esposa e grande companheira, por me entender nos momentos difíceis e sempre me ajudar, incentivar e apoiar. Obrigado pelo seu amor e carinho.

Ao mestre e orientador Carlos Breda, que não mediu esforços para me ajudar e sempre se dispõe a compartilhar seu conhecimento adquirido ao longo de vários anos. Não tenho palavras para lhe agradecer pelo esforço e empenho. Uma pessoa simples e com um amor imenso pelo que faz, que fez de todas as suas aulas um verdadeiro aprendizado para todos os alunos.

Agradeço à minha família, pais, irmãs e todos familiares, pelo apoio e incentivo, e pela compreensão com minhas ausências.

Aos amigos que adquiri ao longo dessa caminhada, agradeço pelo auxílio e companheirismo.

Aos professores do Centro Universitário Assis Gurgacz, agradeço pelos ensinamentos, especialmente ao meu co-orientador Roberson Parizotto.

RESUMO

O presente trabalho tem como objetivo elaborar o projeto de um vaso de pressão para armazenamento de ar comprimido. O uso do ar comprimido em unidades industriais é muito comum, sendo utilizado em diversos setores e com finalidades distintas. Devido a necessidade do emprego do ar comprimido nas unidades industriais, é necessário realizar o seu armazenamento intermediário, e para tal finalidade utiliza-se o vaso de pressão. Os reservatórios de armazenamento de ar comprimido podem ser utilizados para melhorar o desempenho e a eficiência do sistema de ar comprimido podendo ser aplicados com a finalidade de suprir picos de demanda de ar comprimido em determinado instante, equalizar a pressão do sistema atuando de forma a amortecer a pulsação na rede de distribuição e otimizar o ciclo de funcionamento do compressor. O objetivo do trabalho é apresentar os cálculos necessários para a realização do projeto, atendendo requisitos das normas de segurança estabelecidas. Para realizar o projeto do vaso de pressão deve ser empregado o uso de normas nacionais e internacionais, sendo elas as normas brasileiras NR 13 e a NBR 16035 e a norma internacional ASME, Seção VIII, Divisão 1.

Palavras-chave: Armazenagem, dimensionamento, desenho.

ABSTRACT

The present study aims to elaborate the project of a pressure vessel for storage of compressed air. The usage of compressed air in industrial units is very common and it's widely used in several sectors with different purposes. Due to the need of the usage of compressed air in industrial units, it's necessary to carry out its intermediate storage, and for that purpose the pressure vessel is used. The compressed air storage tanks can be used to improve the performance and the efficiency of compressed air and they can be applied aiming to supply demand peaks of compressed air in a specific moment, equalize the pressure of the system, acting in a way that it cushions the pulsation in the distribution network and optimize the cycle of the compressor functioning. The aim of this study is to present the necessary calculations for the project accomplishment, meeting the requirements of the established safety regulations. To accomplish the pressure vessel project national and international rules must be employed. Those Brazilian rules are NR 13 and NBR 16035 and the international one is ASME, Section VIII, Division 1.

Keywords: Storage, sizing, drawing.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Classificação dos vasos de pressão	15
Figura 2 – Tipos de vasos de pressão.....	18
Figura 3 – Tipos de tampos mais usuais	19
Figura 4 – Exemplos de aberturas em um vaso de pressão	23
Figura 5 – Tipos de bocas de visita.....	25
Figura 6 – Operação de calandragem de uma chapa.....	27
Figura 7 – Dispositivos auxiliares de soldagem	31
Figura 8 – Soldas circunferenciais e longitudinais	32
Figura 9 – Localizações típicas de juntas soldadas das categorias A, B, C e D.....	33
Figura 10 – Soldas de topo em vasos de pressão.....	34
Figura 11 – Disposição de aberturas.....	50
Figura 12 – Esboço da abertura de inspeção e visita	52
Figura 13 – Desenho da abertura com elemento de reforço.....	54
Figura 14 – Vista isométrica do vaso de pressão.....	57
Figura 15 – Vista isométrica em corte do vaso de pressão	57

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Categorias de vasos de pressão	16
Tabela 2 – Processos de soldagem em vasos de pressão	30
Tabela 3 – Eficiência de soldas, conforme ASME Seção VIII, Divisão 1.....	35
Tabela 4 – Resumo da tabela UCS-23 do código ASME para o aço SA-36.....	38
Tabela 5 – Dados de entrada para o dimensionamento.....	40
Tabela 6 – Especificações para o casco	46
Tabela 7 – Inspeção e eficiência da junta da solda do casco.....	46
Tabela 8 – Especificações para o tampo	48
Tabela 9 – Inspeção e eficiência da junta da solda do tampo.....	48
Tabela 10 – Bocais e aberturas	50
Tabela 11 – Especificações para a abertura de inspeção e de visita	51
Tabela 12 – Dados operacionais do vaso de pressão	56
Tabela 13 – Dados do projeto do vaso de pressão	56

LISTA DE ABREVIATURAS

ASME	<i>American Society of Mechanical Engineers</i>
MAG	<i>Metal Active Gas</i>
MIG	<i>Metal Inert Gas</i>
NBR	Norma Brasileira Regulamentadora
NPS	<i>Nominal pipe size</i>
NR	Norma Regulamentadora
PMTA	Pressão máxima de trabalho admissível
TIG	<i>Tungsten Inert Gas</i>

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	12
1.1. OBJETIVOS	12
1.1.1. Objetivo geral.....	12
1.1.2. Objetivos específicos.....	12
1.2. JUSTIFICATIVA.....	13
1.3. CARACTERIZAÇÃO DO PROBLEMA	14
1.4. DELIMITAÇÃO DA PESQUISA	14
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	15
2.1 VASO DE PRESSÃO	15
2.1.1 Formato e partes principais	17
2.1.2 Materiais empregados na construção	20
2.1.3 Aberturas em vasos de pressão	22
2.1.4 Dispositivos de segurança	25
2.1.5 Conformação	26
2.2 SOLDAGEM DE VASOS DE PRESSÃO.....	28
2.3 AR COMPRIMIDO	35
2.4 CÓDIGO ASME – SEÇÃO VIII, DIVISÃO I.....	36
2.4.1 Temperatura de projeto	37
2.4.2 Pressão de projeto	38
2.4.3 Cargas.....	38
2.4.4 Valores da tensão máxima admissível	38
2.4.5 Corrosão	38
2.4.6 Pressão máxima de trabalho admissível (PMTA)	39
2.4.7 Teste hidrostático padrão	39
3 METODOLOGIA	40
3.1 MATERIAIS.....	41
3.2 MÉTODOS.....	41
3.2.1 Espessura de cascos cilíndricos para pressão interna	41
3.2.2 Tampos conformados, pressão no lado côncavo	42
3.2.3 Reforços requeridos para as aberturas	43
4 RESULTADOS E DISCUSSÕES	46
4.1 CÁLCULO DO CASCO	46

4.2 CÁLCULO DO TAMPO TORIESFÉRICO SUPERIOR E INFERIOR.....	47
4.3 CÁLCULO DE ABERTURAS	49
4.3.1 Cálculo da boca de inspeção e de visita	51
4.4 TESTE HIDROSTÁTICO.....	55
4.5 DADOS FINAIS E CONSTRUÇÃO DO MODELO 3D	55
5 CONSIDERAÇÕES FINAIS	58
6 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	59
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	60
ANEXO A – Eficiência de junta máxima permitida para juntas soldadas	61
ANEXO B – Temperatura máxima do metal.....	62
ANEXO C – Valores da tensão máxima admissível em tração para aço-carbono	63
ANEXO D – Gráfico para determinar o valor do fator F	67
ANEXO E – Alguns dos tipos aceitáveis de bocal e conexão soldada	68
ANEXO F – Conexões roscadas	73
ANEXO G – Nomenclatura e fórmulas para o dimensionamento de aberturas	74

1 INTRODUÇÃO

O uso de ar comprimido nas unidades industriais é bastante frequente, e na maioria das vezes a demanda do consumo de ar comprimido é maior que a capacidade de produção do compressor. Por essa razão, é necessário realizar o seu armazenamento para atender momentos de picos da demanda de ar comprimido. Para realizar o armazenamento são utilizados recipientes estanques fabricados para suportar a pressão aplicada pelo fluido na parede do recipiente, a esse recipiente se atribui o nome de vaso de pressão.

O vaso de pressão possui diferentes formatos, tipos, tamanhos e capacidades. Sua aplicação pode ser realizada nos mais diversos setores industriais, não somente no armazenamento de ar comprimido. O projeto do vaso de pressão, na maior parte dos casos, é um item único e realizar o projeto deste equipamento exige um prévio conhecimento dos fatores a ele associados.

A proposta deste trabalho aplica-se no projeto mecânico do vaso de pressão, atendendo aos requisitos contidos no código ASME seção VIII divisão 1, que por sua vez é o código de projeto de vasos de pressão mais utilizado atualmente. Atender os requisitos estabelecidos no código ASME diminui a possibilidade de falhas no projeto e na fabricação.

1.1. OBJETIVOS

1.1.1. Objetivo geral

Realizar o projeto do vaso de pressão para armazenamento de ar comprimido em unidades industriais.

1.1.2. Objetivos específicos

- Consultar as normas técnicas e atender as exigências que elas estabelecem.
- Efetuar os cálculos necessários para o projeto.
- Obedecer aos parâmetros estabelecidos nas normas técnica utilizadas.
- Realizar a construção do projeto.
- Elaborar o desenho do vaso de pressão.

1.2. JUSTIFICATIVA

A utilização de ar comprimido na indústria é bastante comum, sendo empregado em diferentes aplicações onde é necessário a acumulação intermediária do ar produzido pelo compressor utilizando o vaso de pressão. Vaso de pressão designa genericamente todos os recipientes estanques, de qualquer tipo, dimensões, formato ou finalidade, que seja capaz de conter um fluido pressurizado. (TELLES, 2007)

Os vasos de pressão devem ser projetados e fabricados de forma a evitar as suas principais causas de falha. Devido ao gradiente de pressão que o vaso de pressão está submetido, o projeto deve ser criteriosamente realizado para as condições de operação que será submetido. (FALCÃO, 2008)

A grande maioria dos vasos de pressão não são itens de linhas de fabricação, quase todos os vasos são projetados e construídos por encomenda, para atenderem, em cada caso, a determinada condição de desempenho. Com isso é necessário o desenvolvimento de um projeto específico para cada vaso de pressão, tornando indispensável o papel do engenheiro para sua construção. O projeto de um vaso de pressão inclui não somente o seu dimensionamento físico para resistir à pressão e demais cargas atuantes, como também a seleção técnica e econômica dos materiais adequados, dos processos de fabricação, detalhes, peças internas, etc. (TELLES, 2007)

O projeto de vasos de pressão é dividido em etapas sequenciadas e específicas para cada situação, e o projetista deve escolher a ordem e as etapas de acordo com a sua necessidade de aplicação. A definição dos dados gerais de projeto é composta por um conjunto de informações que abordam as condições do sistema ao qual o vaso será submetido e a aquisição de dados específicos de cada cliente. O projeto mecânico aborda as informações necessárias para a definição e cálculo de dados que estão relacionados à estrutura do equipamento. (ROCHA, 2009)

Os vasos de pressão estão sempre submetidos à pressão interna e à pressão externa simultaneamente. Mesmo aqueles que operam com vácuo estão submetidos a essas pressões, pois não existe vácuo absoluto. O que usualmente denomina-se vácuo é qualquer pressão inferior à atmosférica. O vaso é dimensionado, considerando-se a pressão diferencial resultante que atua sobre as paredes, que poderá ser maior interna ou externamente. (BRASIL. MINISTÉRIO DO TRABALHO E EMPREGO, 2017)

Segundo Telles (2007), de forma teórica o formato ideal para um vaso de pressão é uma esfera, com o qual se chega à menor espessura de parede e ao menor peso, em igualdade de

condições de pressão e de volume contido. Entretanto, devido sua dificuldade de fabricação, os vasos de pressão esféricos se tornam caros, ocupando muito espaço e devido ao seu tamanho relativamente grande, raramente podem ser transportados inteiros. No entanto os vasos de pressão cilíndricos horizontais ou verticais, são comumente encontrados. Os vasos de parede fina oferecem pequena resistência à flexão, devido sua pequena espessura.

1.3. CARACTERIZAÇÃO DO PROBLEMA

Para o desenvolvimento do trabalho será necessário definir:

- Como deve ser projetado um de vaso de pressão para armazenamento de ar comprimido baseado no código ASME Seção VIII Divisão 1?

1.4. DELIMITAÇÃO DA PESQUISA

Este trabalho delimitou-se na necessidade de projetar um vaso de pressão para armazenar ar comprimido em uma unidade industrial e tem como base as orientações estabelecidas no código ASME Seção VIII Divisão 1.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 VASO DE PRESSÃO

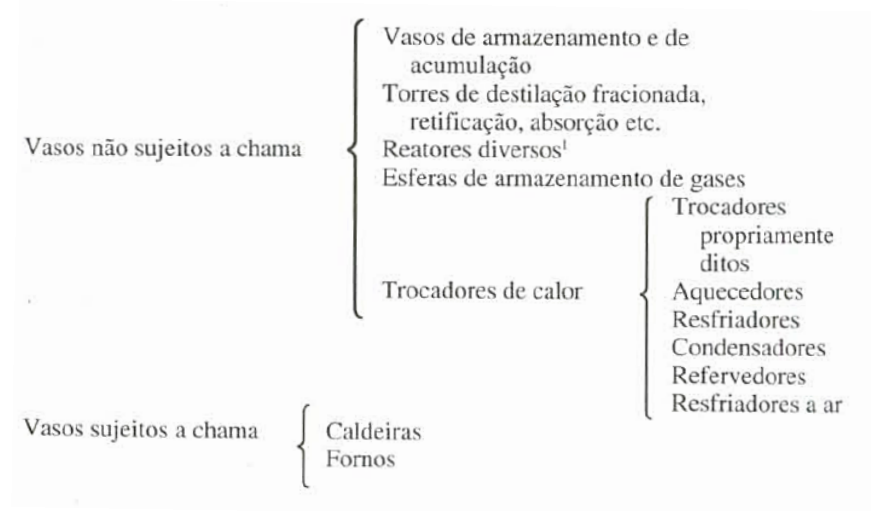
De acordo com Telles (2007), o nome vaso de pressão designa de forma geral todos recipientes estanques, capaz de conter um fluído pressurizado, podendo abranger uma grande variedade de equipamentos, que vai desde uma panela de pressão de cozinha à um reator nuclear. Tais recipientes podem apresentar diferentes tipos, formatos, tamanhos e finalidades. Os vasos de pressão podem ser sujeitos a chama ou não, no entanto os vasos sujeitos a chama são classificados em caldeiras e fornos.

Segundo Telles (2007), nos vasos de pressão há um invólucro externo, denominado “parede de pressão”, que pode ser simples ou múltiplo. Este revestimento pode assumir diferentes formatos, que dependem das dimensões e da finalidade do vaso de pressão.

Para realizar o projeto de vaso de pressão, alguns modos comuns de falha devem ser considerados, com isso deve-se tomar precauções durante o projeto para evita-las. As falhas são classificadas em: de curta duração, de longa duração e falhas do tipo cíclicas, ou ainda uma combinação destas. (ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, 2012)

Os vasos de pressão podem ser utilizados para inúmeras finalidades, podendo também ser sujeito ou não a chama. A figura 1 apresenta a classificação dos diferentes tipos de vasos de pressão.

Figura 1 – Classificação dos vasos de pressão



Fonte: Telles (2007)

De acordo com a Norma Regulamentadora NR-13 (2017), os vasos de pressão são classificados em categorias definidas através da classe de fluido e do potencial de risco. Para a classificação do potencial de risco, multiplica-se o valor da pressão máxima de operação, em MPa, pelo volume interno, em m³. A tabela 1 apresenta a classificação dos vasos de pressão de acordo com os grupos.

Tabela 1 – Categorias de vasos de pressão

CLASSE DE FLUÍDO	GRUPO DE POTENCIAL DE RISCO				
	1 P.V ≥ 100	2 P.V < 100 P.V ≥ 30	3 P.V < 30 P.V ≥ 2,5	4 P.V < 2,5 P.V ≥ 1	5 P.V < 1
	CATEGORIAS				
A - Fluidos inflamáveis, e fluidos combustíveis com temperatura igual ou superior a 200 °C - Tóxico com limite de tolerância ≤ 20 ppm - Hidrogênio - Acetileno	I	I	II	III	III
B - Fluidos combustíveis com temperatura menor que 200 °C - Fluidos tóxicos com limite de tolerância > 20 ppm	I	II	III	IV	IV
C - Vapor de água - Gases asfixiantes simples - Ar comprimido	I	II	III	IV	V
D - Outro Fluido	II	III	IV	V	V

Fonte: Norma Regulamentadora NR-13, Ministério do Trabalho e Emprego (2017)

De acordo com a NR-13 (2017), os vasos de pressão devem ser dotados de válvula de segurança ou outro dispositivo de segurança com pressão de abertura ajustada em valor igual ou inferior à PMTA (pressão máxima de trabalho admissível), instalado diretamente no vaso ou no sistema ao qual ele está incluso. Deve haver um dispositivo físico ou lacre com sinalização de advertência para evitar o bloqueio do dispositivo de segurança. Um instrumento indicador de pressão, também deve ser instalado no vaso ou no sistema que o inclui, para possibilitar a leitura da pressão de operação.

Os vasos de pressão devem ser submetidos a inspeções de segurança inicial, periódica e extraordinária. Um dos requisitos da inspeção inicial é a aplicação do teste hidrostático, que deve ser realizado com a finalidade de encontrar possíveis vazamentos ou defeitos na fabricação.

Durante o processo de fabricação, a soldagem realizada no equipamento resulta em tensões residuais nas proximidades dos cordões de solda e também descontinuidades características da soldagem que agem como concentradores de tensões, sendo assim a aplicação do primeiro teste hidrostático tem como resultado o rearranjo destas tensões residuais, através de pequenas deformações localizadas. (PEREIRA FILHO, 2004)

A inspeção periódica é constituída por exames internos e externos, e deve obedecer aos prazos máximos estabelecidos na norma regulamentadora NR-13.

De acordo com a NR-13 (2017), a inspeção extraordinária deve ser realizada nas seguintes oportunidades:

- sempre que o vaso for danificado por acidente ou outra ocorrência que comprometa a segurança do equipamento;
- quando o vaso for submetido a reparo ou alterações importantes, capazes de alterar a sua condição de segurança;
- antes do vaso ser recolocado em funcionamento, caso o vaso permaneça inativo por um período maior que 12 meses
- quando houver alteração no local de instalação do vaso de pressão, exceto para vasos móveis.

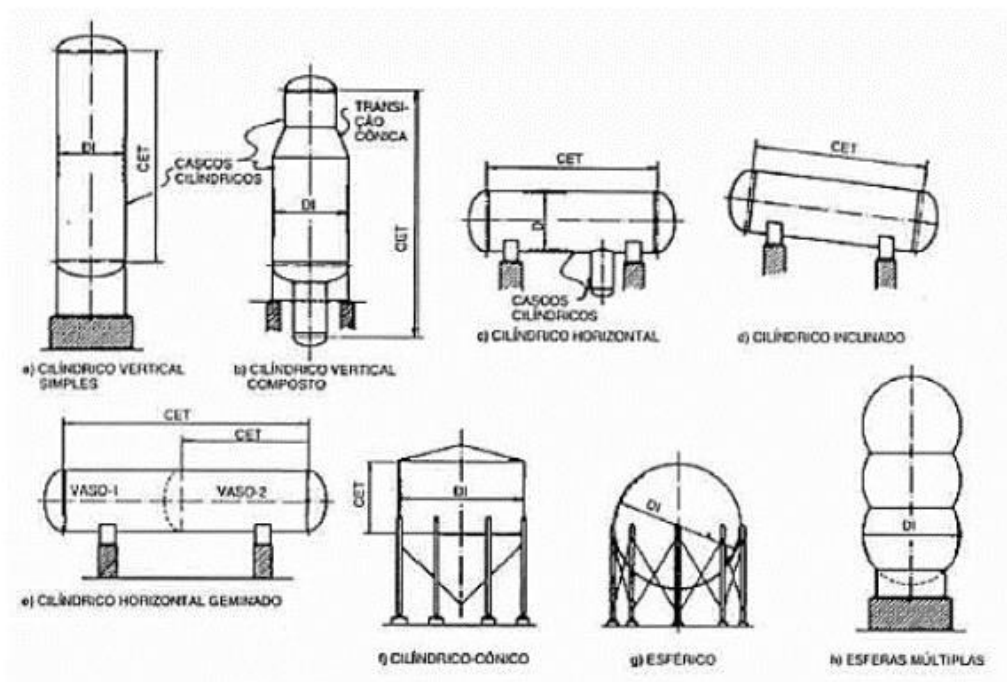
2.1.1 Formato e partes principais

Os vasos de pressão em quase toda sua totalidade, possuem uma das três formas básicas: cilíndrica, cônica e esférica, podendo haver raras exceções de outros formatos. Para o armazenamento de fluídos pressurizados são utilizados geralmente reservatórios cilíndricos, que tem seu amplo emprego devido a facilidade de fabricação. Teoricamente, a esfera é o formato ideal para um vaso de pressão, sendo o formato onde se obtém a menor espessura da chapa e ao menor peso, para condições iguais de pressão e volume contido, conceitua Telles (2007).

Os reservatórios podem ter diferentes posição de instalação que pode ser horizontal, vertical ou inclinado, conforme ilustrado na figura 2. Em diversos casos o formato e a posição de instalação do vaso podem ser resultantes da finalidade ou do serviço ao qual será submetido.

Os vasos verticais são largamente utilizados para os serviços que dependem da gravidade, porém são mais caros que os horizontais, principalmente para grandes comprimentos, em compensação exigem menor área de ocupação. Os vasos horizontais são amplamente utilizados, e são comumente utilizados para permutadores de calor e na maioria dos vasos de acumulação. (TELLES, 2007)

Figura 2 – Tipos de vasos de pressão

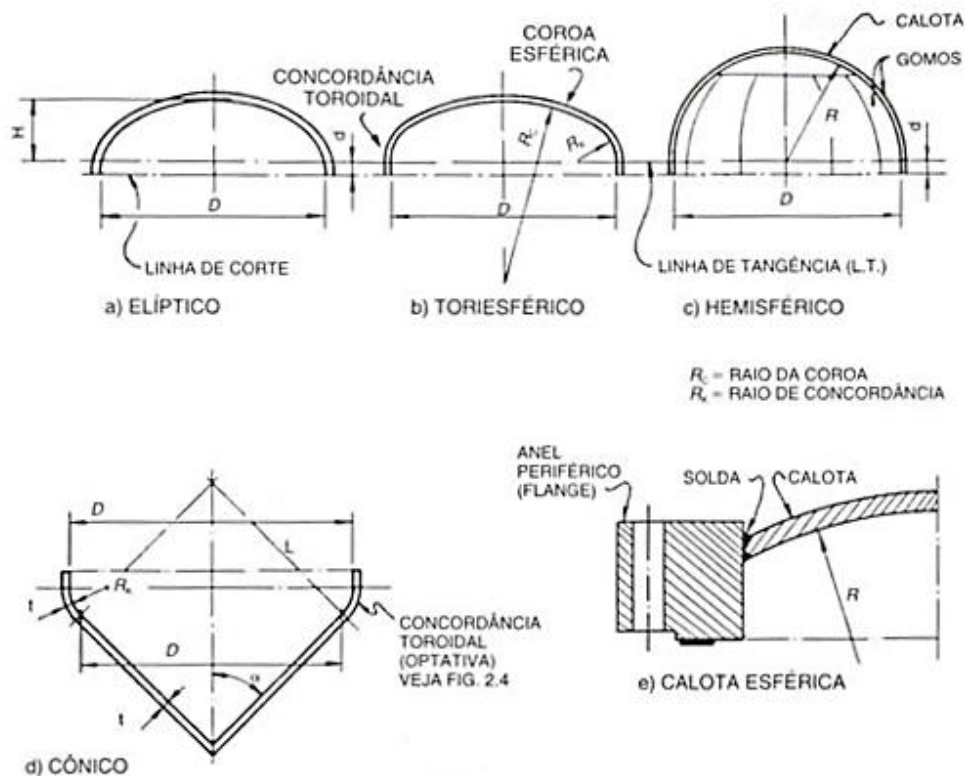


Fonte: Telles (2007)

Segundo Telles (2007), os vasos de pressão estão sempre submetidos à pressão interna e à pressão externa, até mesmo os que operam com vácuo, pois não existe o vácuo absoluto. Para o dimensionamento do vaso de pressão, é considerado a pressão diferencial resultante que atua na parede do vaso, podendo ser maior internamente ou externamente. Nos vasos de pressão as dimensões que o caracterizam são o diâmetro interno e o comprimento entre tangentes. A fabricação da maioria dos vasos de pressão é realizada a partir da união de chapas de aço, que são unidas através do processo de soldagem, para vasos com tamanhos menor do diâmetro interno são utilizados tubos sem costura. Os componentes principais de um vaso de pressão são: casco, tampos, bocais e suportes.

Os tampos são elementos de fechamento dos cascos, e podem apresentar diferentes formatos, dentre os quais os mais usados são: elíptico, toriesférico, hemisférico, cônico e plano. Com exceção dos casos onde o formato dos tampos é decorrente de uma exigência de serviço (como por exemplo os tampos inferiores cônicos), a escolha do formato do tampo é feita com base econômica, e dependendo do diâmetro pode ser decorrente da pressão de trabalho e de recursos de fabricação. A figura 3 apresenta os formatos mais usuais de tampos utilizados na fabricação de vasos de pressão. (TELLES, 2007)

Figura 3 – Tipos de tampos mais usuais



Fonte: Telles (2007)

O tampo elíptico possui teoricamente as seções transversais como uma elipse perfeita; no modelo em que se tem a relação de semieixos de 2:1 a resistência à pressão interna é praticamente igual à do cilindro do mesmo diâmetro, portanto pode ser construído com chapa da mesma espessura.

No tampo toriesférico há uma calota central esférica, chamada coroa esférica, e uma seção toroidal de concordância. Se comparado com o tampo elíptico, o tampo toriesférico é

muito mais fácil de fabricar, porém é mais fraco do que um tampo elíptico de diâmetro igual e com mesma relação de semieixos. O código ASME seção VIII, exige que nos tampos toriesféricos o raio R_c seja no máximo igual o diâmetro externo do tampo e o raio R_k seja no mínimo o maior valor entre: 6% do diâmetro ou 3 vezes a espessura da chapa.

O tampo hemisférico é o mais resistente de todos, e para os tampos com diâmetro iguais a sua espessura pode ter cerca de metade da espessura de um casco cilíndrico. No entanto, sua fabricação se torna difícil e ocupa mais espaço no local de instalação. Para vasos de grande diâmetro, são construídos de diversas partes soldadas entre si, sendo uma calota central e vários gomos em setores esféricos.

2.1.2 Materiais empregados na construção

Na construção dos vasos de pressão podem ser empregados diferentes tipos de materiais, podendo ser metálicos ou não metálicos. Dos diferentes tipos de materiais, o de maior emprego é o aço carbono, devido ao seu baixo custo em relação à sua resistência mecânica. Duas características importantes do aço carbono também podem ser destacadas, como boa conformabilidade e boa soldabilidade. Contudo, em alguns casos é necessário o emprego de outros tipos de materiais, que pode ser decorrente do processo ao qual o equipamento será submetido. Para alguns casos específicos pode-se empregar materiais com propriedades diferentes, como por exemplo o alumínio, aço inoxidável, titânio, plásticos reforçados e outros. (TELLES, 2007)

Segundo Falcão (2008) e Telles (2007), a seleção e especificação dos materiais é realizada com base no processo ao qual o equipamento será submetido. Ainda assim alguns fatores são relevantes para a seleção do material, dentre os quais pode-se mencionar:

- tipo do fluido contido;
- condição de operação (pressão e temperatura);
- nível de tensões no material;
- natureza dos esforços mecânicos;
- custo do material, segurança;
- forma de apresentação do material;
- facilidades de fabricação e de montagem;
- tempo de vida previsto;
- experiência prévia;
- facilidade de obtenção do material;

- disponibilidade no mercado.

De acordo com Falcão (2008), o custo é um dos fatores determinantes para a seleção do material, devido ao fato de na prática existirem diversos materiais que podem ser especificados para uma mesma condição. Para vasos destinados ao trabalho onde há corrosão, é exigido o emprego de materiais de maior custo, como aços inoxidáveis, ligas de níquel, ou ainda outras ligas especiais. Em casos como este, para evitar altos custos, podem ser adotadas chapas bimetalicas (chapas *clad*), que são chapas com material base em aço carbono e com um revestimento no material desejado. A espessura do revestimento deve ser adequada à taxa de corrosão, para garantir a vida útil do equipamento.

O aço-carbono é o material mais empregado na construção de vasos de pressão, suas propriedades mecânicas são grandemente influenciadas por sua composição química e pela temperatura. O aumento na quantidade de carbono no aço basicamente aumenta os limites de resistência e de elasticidade e também a dureza e temperabilidade do aço, no entanto esse aumento afeta a ductilidade e a soldabilidade do aço. Com isso, é importante estabelecer limites recomendáveis para o teor de carbono em aços para vasos de pressão. É importante destacar ainda que o aço com teor de carbono acima de 0,3%, apresenta alta suscetibilidade a trincas nas soldas devido à ação do hidrogênio que fica retido nas soldas (trincas a frio). (TELLES, 2007)

Ao atingir temperaturas acima de 400°C, a resistência mecânica do aço-carbono diminui expressivamente em função do tempo, isso ocorre devido principalmente ao fenômeno de deformações permanentes por fluência, observado em temperaturas a partir de 370°C. Expor o aço-carbono de maneira prolongada a temperaturas superiores a 440°C pode causar uma precipitação de carbono, ou grafitização, que torna o material quebradiço. Ao atingir temperaturas superiores a 530°C o aço-carbono sofre uma intensa oxidação superficial, quando exposto ao ar, tornando-o inaceitável para qualquer serviço contínuo. Para serviços que exigem baixas temperaturas, inferiores a -45°C, de um modo geral, não se empregam aços-carbono pois o aço-carbono apresenta uma transição de comportamento de dúctil para frágil. O aço-carbono possui baixa resistência à corrosão, e são raros os serviços no qual não há nenhuma corrosão. Sendo assim, quase sempre é necessário acrescentar alguma sobresspessura para corrosão. (TELLES, 2007)

2.1.3 Aberturas em vasos de pressão

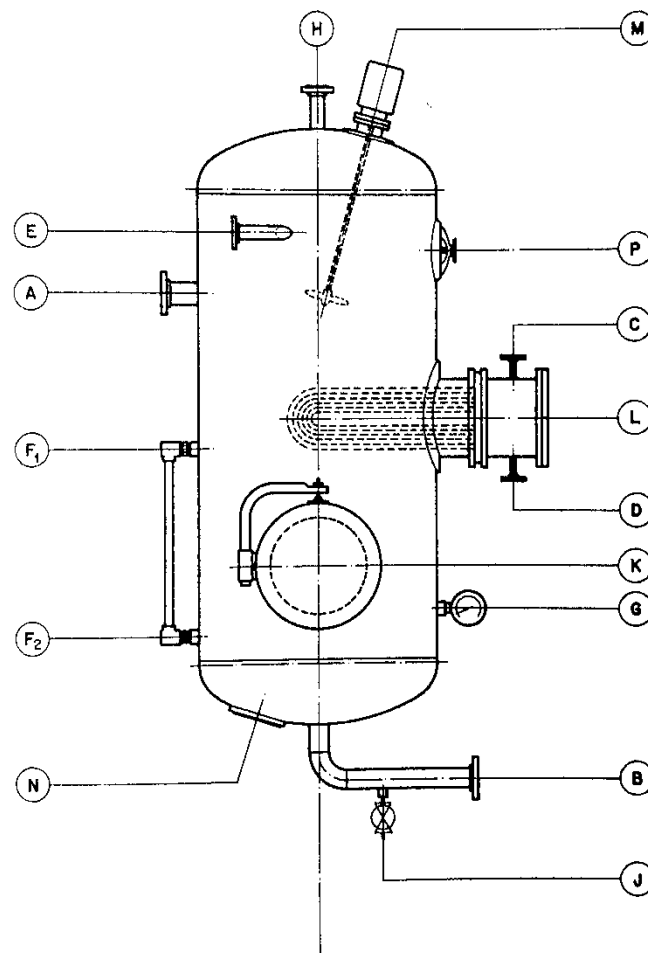
Todos os vasos de pressão possuem diversas aberturas, que possuem finalidades distintas; tais aberturas podem ser realizadas no casco ou nos tampos do vaso de pressão. Essas aberturas podem ser usadas para:

- Ligação com tubulação de entrada e saída de fluídos
- Drenagem
- Instalação de instrumentos
- Bocas de visita ou de inspeção
- Desmontagem ou remoção de peças internas
- Etc.

A figura 4 mostra vários exemplos de aberturas em vasos, onde:

- A e E são para ligação a tubulações externas
- B localizada no tampo inferior, é para ligação a tubulações externas
- C e D são em um corpo desmontável acoplado ao casco principal do vaso
- E tem o eixo inclinado em relação à parede do vaso
- F1, F2 e G são para a instalação de instrumentos
- H e J são respiro e dreno, respectivamente
- K é uma boca de visita
- L destina-se à ligação a um corpo desmontável do próprio vaso
- M tem por finalidade permitir a remoção direta de uma peça interna
- N é uma abertura não circular.

Figura 4 – Exemplos de aberturas em um vaso de pressão



Fonte: Telles (2007)

As aberturas causam um enfraquecimento local na parede de pressão do vaso sendo necessário inserir reforços na parede do vaso quando exigido pelo código. De acordo com o código ASME, o reforço não é exigido para conexões soldadas ou brasadas de diâmetro nominal não maior que:

- 89 mm (3 1/2''), quando a espessura de parede do vaso é de 10 mm, ou menor.
- 60 mm (2 3/8''), quando a espessura de parede é superior a 10 mm

Para conexões roscadas não superior a NPS 3, fixadas por solda de encaixe ou soldadas de topo com penetração total de um lado ou penetração parcial, uma em cada face da parede do vaso, o código ASME (parágrafo UW-16) estabelece os requisitos para a espessura mínima da solda.

Nos vasos de pressão para ar comprimido, ou para qualquer serviço onde haja corrosão ou abrasão na parede do vaso, é obrigatório algum meio de visita ou inspeção interna. Existem

dois tipos de abertura para essa finalidade, as bocas de visita e as bocas de inspeção. As bocas de visita são aberturas que permitem o acesso de pessoas ao interior do vaso para inspeção, limpeza, manutenção, montagem e remoção de peças internas. As bocas de inspeção possuem dimensões menores, e permitem apenas a observação visual do interior do vaso. O diâmetro mínimo de uma boca de visita para permitir a entrada de pessoas é de 400mm. As aberturas nos vasos de pressão devem ser preferencialmente circulares, elípticas ou oblongas. (TELLES, 2007)

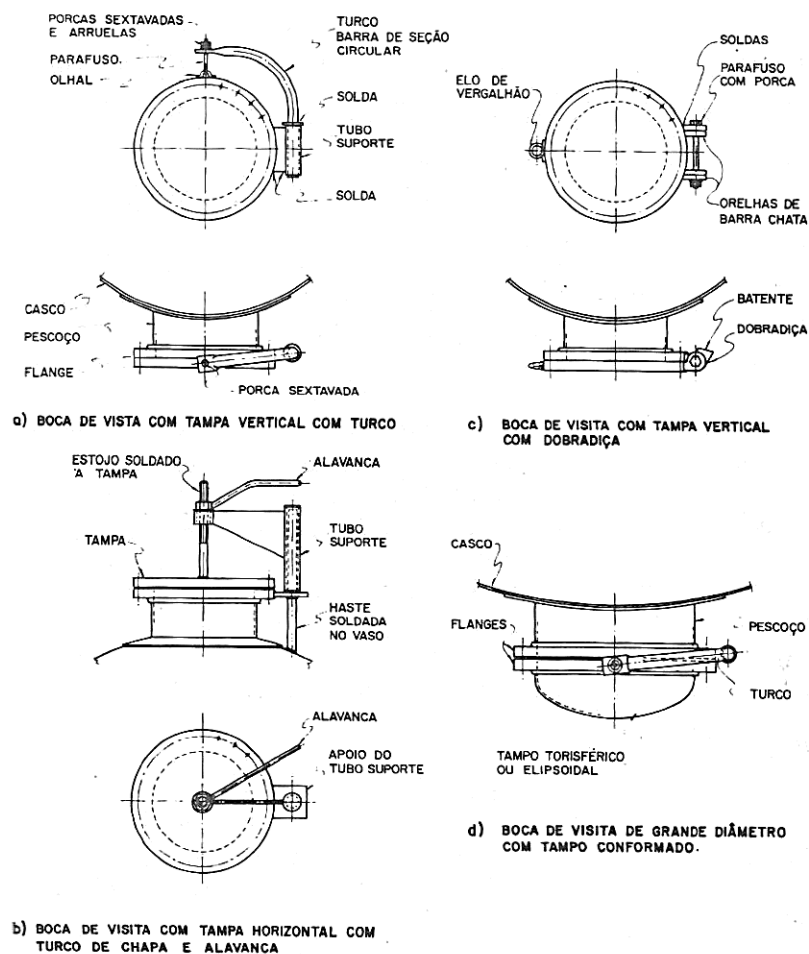
Para os vasos de pressão, o código ASME recomenda dimensões mínimas e máximas para as aberturas, que são as seguintes:

- Vasos com diâmetro de 300 a 450mm: duas aberturas de diâmetro nominal de 1/2"
- Vasos com diâmetro de 450 a 800mm: duas aberturas de diâmetro nominal de 2"
- Vasos com diâmetro acima de 900mm: uma boca de visita, ou pelo menos duas aberturas de diâmetro nominal de 6"

E as dimensões máximas para as aberturas não devem exceder as seguintes:

- Vasos com diâmetro igual ou menor que 1530 mm, metade do diâmetro do vaso, porém não superior a 510 mm
- Vasos com diâmetro maior do que 1530, 1/3 do diâmetro do vaso, porém não superior a 1020 mm.

Devido ao fato de a tampa geralmente ser uma peça de grande peso, deve haver um dispositivo de manobra para facilitar sua remoção e manuseio. Este dispositivo pode ser dobradiças ou um "turco" giratório (*davit*), conforme ilustrado na figura 5. (TELLES, 2007)

Figura 5 – Tipos de bocas de visita

Fonte: Telles (2007)

2.1.4 Dispositivos de segurança

Todos os vasos de pressão devem ser protegidos por dispositivos de alívio de pressão, sendo essa exigência comum a todas as normas de projeto. Para os vasos de pressão onde a pressão é gerada no interior do próprio equipamento, é obrigatório que o dispositivo de alívio de pressão esteja acoplado a um bocal do vaso. Quando a fonte de pressão é externa ao vaso de pressão, o dispositivo de alívio de pressão pode estar ligado ao vaso através de alguma tubulação, desde que seja possível proteger o vaso considerado de forma eficiente. (TELLES, 2007)

O dispositivo de alívio de pressão deve evitar que a pressão seja maior que o valor da PMTA do vaso em mais de 10% ou 20 kPa, o que for maior. Em casos onde houver mais de um dispositivo de alívio de pressão, eles devem evitar que a pressão ultrapasse o valor da PMTA

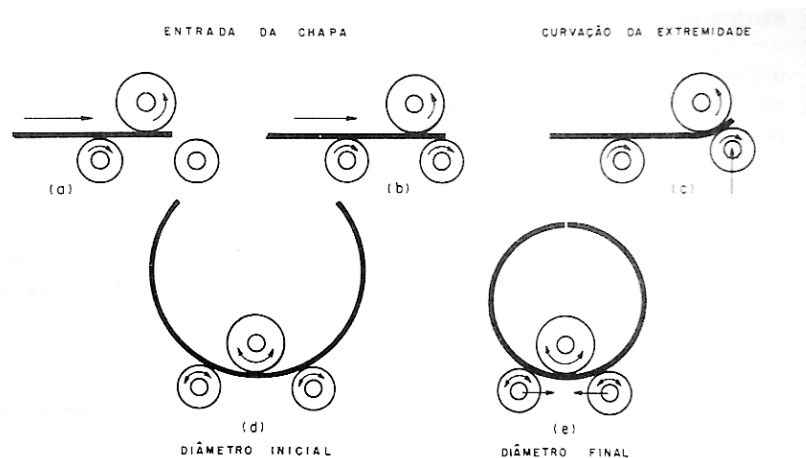
em mais de 16% ou 30 kPa, o que for maior. Os dispositivos de alívio de pressão devem ser instalados na parte superior do vaso e em local de fácil acesso para inspeção e manutenção. (TELLES, 2007)

Nos vasos de pressão podem ser instalados dispositivos de alívio de pressão sem retorno espontâneo à sua posição fechada, podendo ser basicamente de dois tipos, dispositivo de discos de ruptura e dispositivo de pino para rompimento. O dispositivo de alívio de pressão do tipo de discos de ruptura pode ser usado como o único dispositivo de alívio de pressão em um vaso, no entanto o dispositivo de pino para rompimento não deve ser usado isoladamente, sendo obrigatório a sua utilização em combinação entre o vaso e uma válvula de segurança ou de alívio e segurança. (ASME - AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS, 2013)

2.1.5 Conformação

O processo de fabricação de vasos de pressão em sua grande maioria é feito a partir de chapas planas. A conformação de chapas, tubos, perfis e outros componentes compreende, entre outros, os processos de calandragem, prensagem, rebordeamento, dobramento, estampagem e curvamento. Tais processos são necessários para a fabricação de corpos cilíndricos, cônicos e esféricos, seções de concordância, tampos de qualquer perfil, bem como peças internas e externas. (TELLES, 2007)

Segundo Telles (2007), a calandragem é utilizada para a conformação de corpos cilíndricos ou cônicos a partir de chapas planas. A calandragem de chapas deve ser feita preferencialmente, e sempre que possível, na direção de laminação da chapa. A figura 6 mostra o esquema de funcionamento da operação de calandragem de uma chapa em uma calandra de três rolos.

Figura 6 – Operação de calandragem de uma chapa

Fonte: Telles (2007)

Para os tampos, independente do formato, compostos de mais de uma chapa com soldas em posição de secantes, é necessário realizar a união das chapas entre si através do processo de soldagem e só após a soldagem é que deve ser realizada a conformação. Ao contrário, no caso dos tampos em gomos, com soldas em posição radial, primeiramente é feito a conformação da coroa central e dos gomos, e depois é feita a soldagem dos elementos. (TELLES, 2007)

Para os tampos de qualquer perfil e os cascos esféricos, construídos em gomo com soldas radiais, os gomos são conformados inteiramente por prensagem. Para o controle geométrico da conformação são utilizados gabaritos de chapa fina recortados cuidadosamente com o perfil desejado. Qualquer conformação por prensagem resulta em grande variação de espessura em relação à chapa plana inicial, na região central do elemento, essa diminuição pode atingir 1/12 a 1/10 da espessura inicial. Essa perda de espessura deve obrigatoriamente ser levada em consideração no projeto do vaso de pressão. (TELLES, 2007)

Segundo Telles (2007), o processo de conformação pode ser executado a frio ou a quente. A conformação a quente são as operações realizadas em temperatura acima da temperatura de recristalização do material metálico, no caso do aço-carbono essa temperatura equivale a cerca de 540°C. A conformação a frio é mais simples, mais barata, e permite maior precisão dimensional, e por isso é empregada na maioria dos casos. No entanto, a conformação a frio exige máquinas de maior potência e pode introduzir altas tensões residuais no material. A conformação a quente é usada para chapas de grande espessura, 50 mm ou mais, tubos de grande diâmetro, ou quando a resistência à deformação do material excede a capacidade da máquina utilizada para a conformação.

De acordo com Telles (2007), para componentes obtidos por conformação a frio, muitas vezes é necessário o tratamento térmico para posterior alívio de tensões; vale ressaltar que a tensão residual gerada pela conformação a frio é decorrente da deformação plástica sofrida pelo material. O código ASME apresenta os casos em que se deve realizar o alívio de tensões após a conformação a frio; para o aço-carbono e aços baixa liga, resumidamente temos os seguintes casos:

- Sempre que o estiramento da fibra mais distendida de material exceder a 5%, em combinação com qualquer uma das seguintes condições:
 - Vasos para serviços tóxicos
 - Vasos de materiais que exijam teste de impacto
 - Espessura da chapa (antes da conformação) superior a 16mm
 - Redução de espessura na conformação superior a 10%
- Estiramento máximo de 40%, desde que não ocorra nenhuma das condições listadas anteriormente

O estiramento máximo é calculado através das seguintes fórmulas:

- Curvatura simples (cilindros e cones):

$$\% \text{ de estiramento} = \frac{75e}{R_f} \cdot \left(1 - \frac{R_f}{R_o}\right) \quad (1)$$

- Curvatura dupla (esferas e tampos):

$$\% \text{ de estiramento} = \frac{50e}{R_f} \cdot \left(1 - \frac{R_f}{R_o}\right) \quad (2)$$

Onde:

e = espessura inicial da chapa [mm]

R_f = raio final, na linha de centro [mm]

R_o = raio inicial, na linha de centro (para chapas planas adotar como infinito) [mm]

2.2 SOLDAGEM DE VASOS DE PRESSÃO

A soldagem é o processo industrial mais importante na fabricação de peças metálicas, através da soldagem pode-se unir dois ou mais componentes metálicos, assegurando, na junta soldada, a continuidade de propriedades físicas, químicas e metalúrgicas. Existe basicamente dois modos principais de processo de soldagem, sendo eles o processo de soldagem por pressão e o processo de soldagem por fusão.

Os processos de soldagem por pressão são baseados na aplicação de elevadas pressões de tal maneira que se consiga deformar plasticamente as superfícies, permitindo a aproximação atômica a distâncias da ordem de r_0 . Já os processos de soldagem por fusão, consistem na aplicação localizada de calor na região da junta para a fusão do metal de base e do metal de adição (quando utilizado). Dentre os processos de soldagem por fusão, os mais utilizados industrialmente são aqueles onde se tem como fonte de energia o arco elétrico. (MODENESI et al., 2012)

A seleção do processo de soldagem deve ser apropriada para os materiais utilizados. As juntas e zonas adjacentes à região da solda devem estar livres de defeitos, internos ou superficiais, que são prejudiciais à execução das soldas. As propriedades mecânicas das juntas soldadas devem satisfazer as propriedades especificadas para os materiais a serem soldados. (ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, 2012)

Na fabricação de vasos de pressão, antes de iniciar qualquer serviço de soldagem, deve ser feita a qualificação de todos os procedimentos de soldagem, bem como de todos soldadores e operadores de máquinas de soldagem que serão empregados. A qualificação consiste em uma série de ensaios estabelecidos e padronizados pela norma, que tem por finalidade verificar a adequação dos procedimentos de soldagem e avaliar a capacitação dos soldadores e operadores, em relação ao material a ser soldado, tipos de solda, e demais variáveis. A qualificação prévia dos procedimentos de soldagem, dos soldadores e operadores, é uma exigência geral de todas as normas de vasos de pressão. (TELLES, 2007)

Para os vasos de pressão, a norma geralmente aplicada é a Seção IX do código ASME, *Welding Qualifications*, que estabelece detalhadamente as rotinas que devem ser seguidas em todos os testes. O procedimento de soldagem é basicamente a descrição detalhada de todos os parâmetros relativos a uma determinada solda, tais como:

- Posição da solda
- Geometria da solda e dos chanfros
- Material a soldar
- Processo de soldagem
- Material
- Tipo e dimensões e eletrodos, fluxos e outros consumíveis
- Tipo de preparação
- Número e sequência de passes
- Intensidade e polaridade da corrente elétrica

- Exigências de pré-aquecimento ou pós-aquecimento
- Exigência de alívio de tensões
- Etc.

Na soldagem de vasos de pressão, diferentes processos manuais ou automáticos podem ser utilizados, conforme apresentado na tabela 2. A utilização de soldagem automática, necessita que os chanfros sejam usinados com precisão, pois o equipamento não tem condições de corrigir eventuais defeitos na geometria dos chanfros.

Tabela 2 – Processos de soldagem em vasos de pressão

Soldagem manual	Arco metálico com eletrodos revestidos Arco tungstênio com atmosfera inerte (TIG)
Soldagem semi-automática	Arco metálico com atmosfera inerte (MIG) Arco metálico com hidrogênio atômico
Soldagem automática	Arco submerso: uso geral Eletoescória: uso para partes muito espessas

Fonte: Autor (2018)

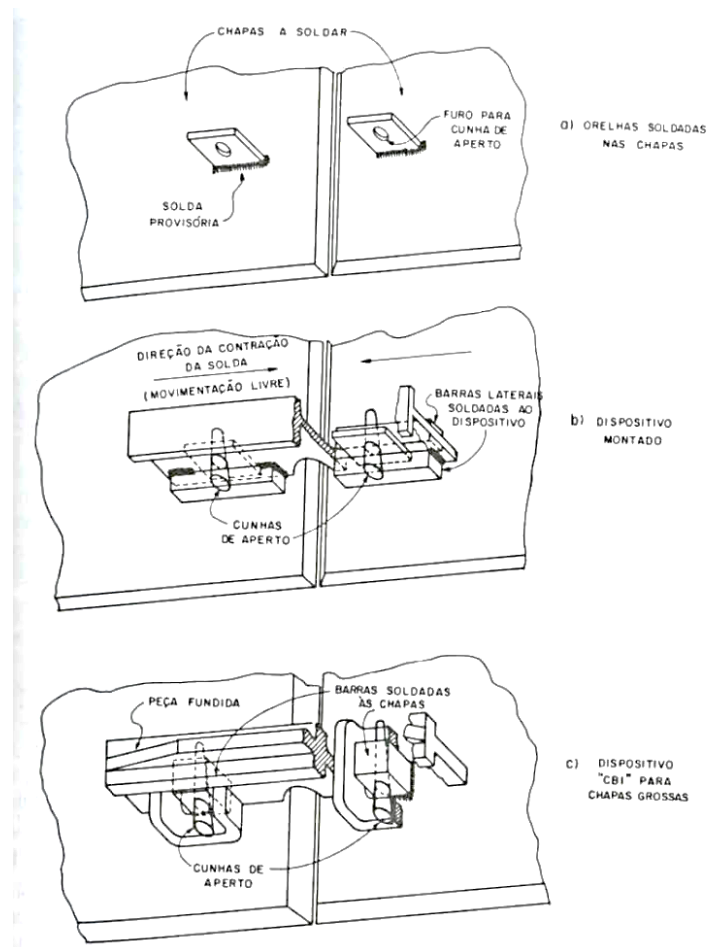
Na prática de fabricação de vasos de pressão, adota-se processos automáticos para as soldas principais do casco, e processos manuais para as soldas de bocais, suportes, acessórios internos e externos, por ser em quase a totalidade soldas curtas, ou ainda outras soldas que devido a sua posição ou localização não podem ser realizadas automaticamente. Os processos automáticos são mais econômicos e a solda de melhor qualidade, com o cordão mais liso e regular. Por outro lado, as soldas automáticas exigem equipamentos caros, de preparação difícil, sendo sua aplicação considerada satisfatória em soldas extensas e em determinadas posições. (TELLES, 2007)

Quando o processo de soldagem provocar mudanças nas propriedades do material ou da junta da solda, deverá ser aplicado um tratamento térmico adequado. O tratamento térmico deve ser aplicado em estágios apropriados da fabricação. (ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, 2012)

Antes de dar início à soldagem deve ser feito um cuidadoso estudo da sequência de soldagem e de montagem do vaso, e devem ser colocados os dispositivos auxiliares de

soldagem, como mostra a figura 7. O estudo da sequência de soldagem tem por finalidade estabelecer a ordem cronológica em que as soldas devem ser realizadas, além de permitir e facilitar o melhor acesso para a execução e exame de cada solda, como também controlar os seus efeitos de contração e distorção. (TELLES, 2007)

Figura 7 – Dispositivos auxiliares de soldagem

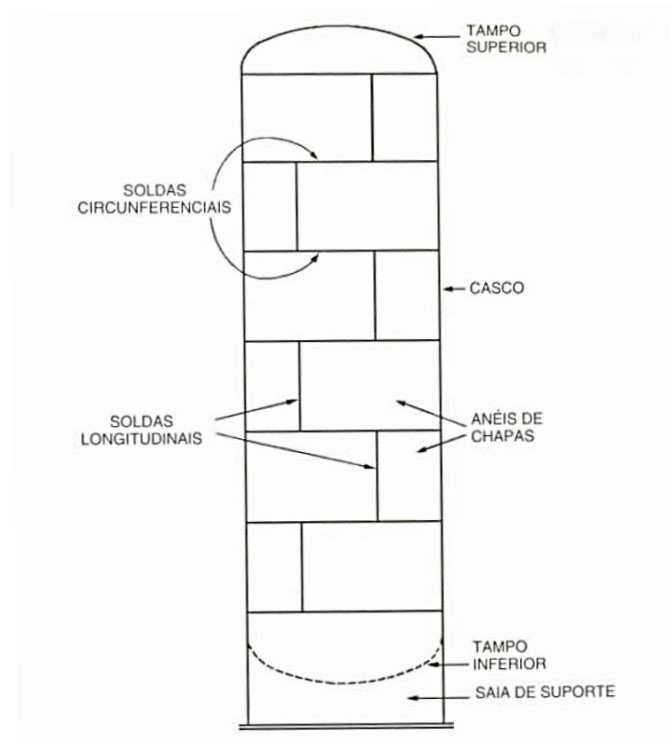


Fonte: Telles (2007)

Segundo Telles (2007), no processo de soldagem de vasos de pressão, a sequência adotada deve proporcionar o máximo de liberdade de contração transversal a cada solda. A montagem deve ser iniciada pela formação de subconjuntos, e posteriormente esses subconjuntos são unidos entre si para formar o vaso de pressão. Durante a soldagem, as soldas devem ser realizadas o máximo possível simetricamente, procurando compensar ou corrigir as

deformações de soldagem. A figura 8 mostra os diferentes tipos de juntas de ligação entre os elementos do vaso de pressão.

Figura 8 – Soldas circunferenciais e longitudinais



Fonte: Telles (2007)

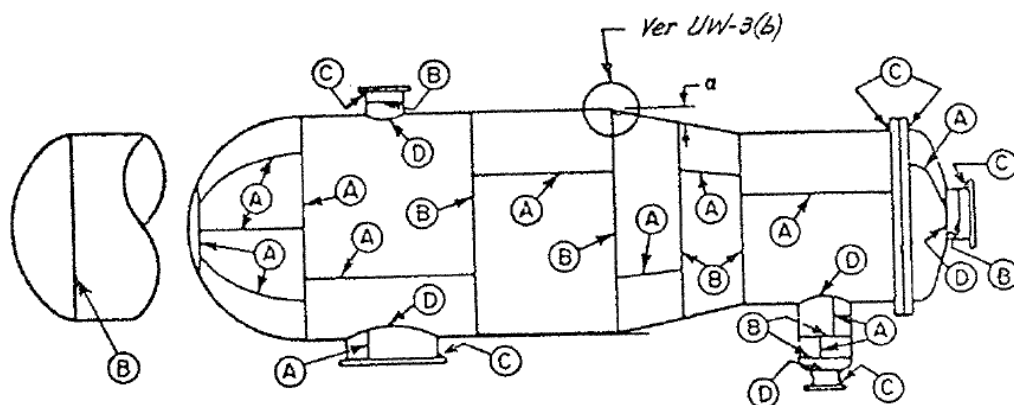
As tolerâncias dimensionais admitidas na montagem e na soldagem de vasos de pressão são maiores que as tolerâncias normalmente adotadas nas construções mecânicas em geral, isso se deve ao fato de os vasos de pressão serem quase sempre equipamentos estáticos. O código ASME, Seção VIII, Divisão 1 (parágrafo UG-80), estabelece que nos vasos submetidos à pressão interna, a ovalização máxima permitida para qualquer seção circular de corpos cilíndricos ou cônicos é de 1% do diâmetro. Para esferas e tampos conformados (elípticos, torisféricos e hemisféricos) o desvio máximo permitido em relação ao perfil teórico é de 1,25% para o lado externo, e 0,625% para o lado interno. (TELLES, 2007)

Após o término da solda nos vasos de pressão, todas devem ser submetidas a exames não-destrutivos a fim de detectar possíveis defeitos na junta. Os métodos de inspeções de solda mais empregados na prática são apresentados abaixo e estão classificados em ordem crescente de confiabilidade:

- Inspeção visual (com ou sem o auxílio de aparelhos ópticos ou de iluminação especial)
- Inspeção com líquidos penetrantes
- Inspeção com partículas magnéticas
- Inspeção radiográfica: parcial (por amostragem) ou total
- Inspeção por ultrassom.

A parte UW do código ASME apresenta as regras para os vasos de pressão e às partes de vasos fabricados por soldagem, sendo assim, as juntas dos vasos são classificadas por categorias. As juntas de categoria A devem ser do tipo N° 1, as juntas de categoria B e C devem ser do tipo N° 1 ou do tipo N° 2, e as juntas de categoria D devem ser soldadas com penetração total, com as soldas estendendo-se através de toda a espessura de parede do vaso ou do bocal. A figura 9 ilustra a localização típica de juntas soldadas e sua respectiva categoria.

Figura 9 – Localizações típicas de juntas soldadas das categorias A, B, C e D



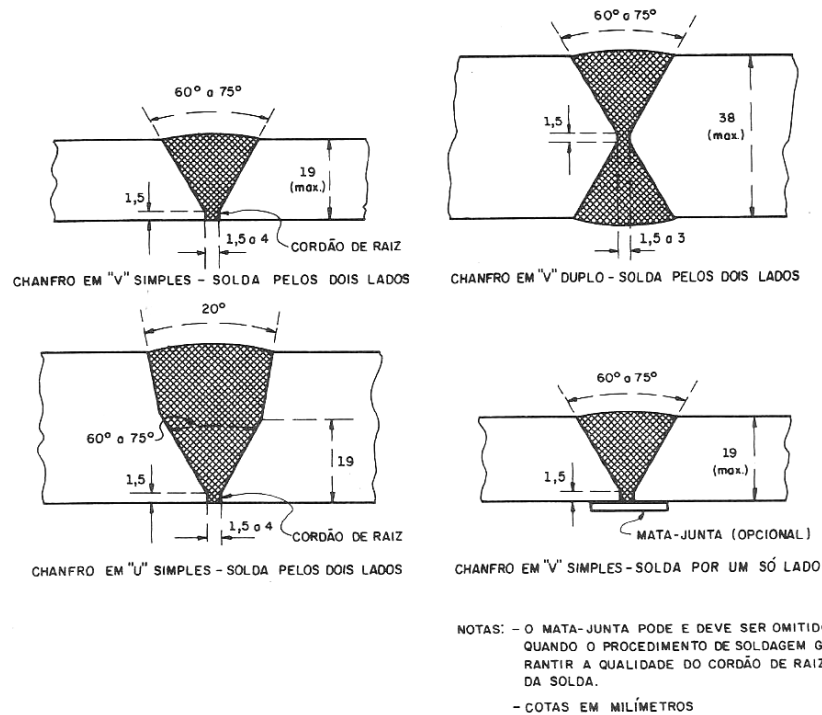
Fonte: ASME, Seção VIII, Divisão 1 (2013)

Com relação ao grau de exame das juntas soldadas, as juntas de topo efetuadas de acordo com o tipo N°1 ou N°2, onde não é requerido um exame radiográfico total, devem ser submetidas a um exame radiográfico por amostragem. O exame radiográfico por amostragem não é requerido para as soldas de topo de categorias B e C, nos bocais e câmaras comunicantes que não excedam NPS 10 ou 29 mm de espessura de parede, respectivamente.

O código ASME exige que todas as soldas de emenda de chapas no casco e nos tampos dos vasos de pressão sejam de topo, com penetração total, e de tipos facilmente radiografáveis. Sempre que for possível as soldas devem ser realizadas pelos dois lados, com exceção de vasos

de diâmetro pequeno (500 mm ou menor), onde nesse caso a soldagem do lado interno acaba não sendo possível. A figura 10 apresenta alguns dos tipos mais usuais de soldas de topo em paredes de vasos de pressão. (TELLES, 2007)

Figura 10 – Soldas de topo em vasos de pressão



Fonte: Telles (2007)

A eficiência de solda é um fator de redução da tensão admissível do material, aplicável ao material na junta soldada, em função do tipo e do nível de exame radiográfico realizado na solda. Na tabela 3 são apresentadas a eficiência de solda de topo, com penetração total, que nesse caso pode ser dupla ou simples, com o uso ou não de mata-junta; essa tabela resume a tabela UW-12 apresentada no anexo A.

Tabela 3 – Eficiência de soldas, conforme ASME Seção VIII, Divisão 1

Tipo de Solda de Topo	Nível do Exame Radiográfico		
	Total	Parcial	Nenhum
solda dupla	1,0	0,85	0,7
solda simples com mata-junta	0,9	0,8	0,65
solda simples sem mata-junta	não aplicável	não aplicável	0,6

Fonte: Falcão (2008)

2.3 AR COMPRIMIDO

O ar comprimido se tornou uma importante forma de energia, sua aplicação em alguns casos se torna insubstituível. O processo para obtenção do ar comprimido exige transformação de energia, e consequentemente perdas decorrentes no processo, que contribuem para um custo maior na aplicação. O ar comprimido é resultado da compressão do ar ambiente, que é uma mistura de oxigênio (~20,5%), nitrogênio (~79%) e alguns gases raros. Estima-se que 6 bilhões de toneladas de ar são comprimidos por ano em todo o planeta. (METALPLAN, 2017)

Um sistema de ar comprimido pode usualmente apresentar perdas de energia, podendo ser através de vazamento de ar comprimido, por perda de carga e também com a temperatura de admissão do ar elevada. O vazamento de ar comprimido é uma das maneiras mais simples e eficiente na economia de energia. A perda de carga causa a redução da pressão e pode ser provocada por uma rede mal dimensionada. (METALPLAN, 2017)

Para compreender um sistema de ar comprimido, é necessário conhecer de forma genérica, os componentes básicos de geração, distribuição e uso final. Para produzir ar comprimido, no sistema de geração, o compressor capta o ar atmosférico e eleva a sua pressão. Para acionar o compressor, é necessário fornecer energia para o mesmo, e normalmente esta energia é fornecida pelos motores elétricos. Outros componentes são empregados na produção de ar comprimido como os equipamentos de tratamento que tem por finalidade remover contaminantes presente no ar captado. (ELETROBRÁS, 2005)

Na geração de ar comprimido, o compressor é o principal elemento na produção de ar comprimido, classificado pelo princípio de trabalho, que pode ser de deslocamento positivo e deslocamento dinâmico. No compressor de deslocamento positivo, o ar é admitido em uma câmara onde seu volume é gradualmente diminuído, ao atingir uma certa pressão a válvula de descarga abre e o ar é empurrado para a seção de descarga. Já no compressor de deslocamento

dinâmico, a elevação da pressão ocorre através da conversão de energia cinética em energia de pressão. (PARKER, 2007)

O ar ambiente, admitido pelo compressor, é contaminado por partículas sólidas, vapor d'água, vapores de hidrocarbonetos, dióxido de carbono, monóxido de carbono, óxido nitroso, dióxido de enxofre, etc. Ao passar pelo compressor, o ar comprimido é contaminado pelo óleo lubrificante e por partículas sólidas provenientes do desgaste das peças móveis do mesmo, com isso tem-se a necessidade de realizar o tratamento do ar comprimido. Para realizar o tratamento do ar comprimido, componentes devem ser instalados para esta finalidade. Alguns dos componentes mais utilizados são: resfriador, filtro e secador. (METALPLAN, 2017)

Em um sistema de ar comprimido, geralmente, usa-se um ou mais reservatórios para o armazenamento ou acumulação do ar comprimido. As funções do reservatório no sistema de ar comprimido basicamente são: armazenar o ar comprimido, auxiliar no resfriamento e na eliminação de condensado, compensar as variações de pressão no sistema de distribuição, estabilizar o fluxo de ar e principalmente servir como reserva no instante em que a demanda de ar comprimido é superior a produção do compressor. O reservatório deve atender a PMTA (Pressão Máxima de Trabalho Admissível) do sistema e possuir todos acessórios mínimos obrigatórios para o funcionamento, como válvula de segurança e manômetro. Os reservatórios devem ser instalados de forma a facilitar o acesso aos componentes do mesmo, tais como: dreno, conexões, válvula de segurança e aberturas de inspeção. (METALPLAN, 2017; PARKER, 2007)

2.4 CÓDIGO ASME – SEÇÃO VIII, DIVISÃO I

No início do século XX ocorreram vários acidentes graves com vasos de pressão, principalmente nos Estados Unidos, diante disso percebeu-se a necessidade de encontrar uma maneira de garantir a segurança no projeto, fabricação e inspeção dos vasos de pressão. Foram criados grupos de trabalhos para definir critérios seguros, sendo o primeiro editado em 1925 pelo ASME (*American Society of Mechanical Engineers*). Periodicamente os códigos são submetidos a revisões e novas edições, que tem como objetivo realizar alterações e adicionar novos tópicos, o avanço tecnológico é o fator de maior contribuição para esse objetivo. (FALCÃO, 2008)

No código ASME, seção VIII, divisão 1, inclui-se no escopo da norma vasos de qualquer classe, com as seguintes exceções:

- Vasos sujeitos a chama e vasos para ocupação humana
- Vasos com pressão de operação entre 0 e 15 kgf/cm², ou acima de 200 kgf/cm².
- Vasos com diâmetro de 6" (152,4 mm) ou menores.
- Vasos para água pressurizada com pressão de operação até 20 kgf/cm² e temperatura até 99°C.
- Vasos para água quente com capacidade até 0,454 m³, temperatura de operação até 93°C e carga térmica até 200.000 BTU.

No Brasil, o código ASME Seção VIII é amplamente utilizado, sendo o principal código escolhido para projetar, fabricar ou inspecionar vasos de pressão. A divisão 1 do código ASME Seção VIII, estabelece critérios e regras apenas para o dimensionamento dos componentes principais, como: casco, tampos, reduções, flanges, bocais e reforços. Para o dimensionamento destes componentes, apenas é considerada a pressão interna ou externa, as demais forças e cargas também devem ser consideradas pelo projetista, no entanto o código ASME não estabelece metodologia para esta avaliação. Nesta norma estão incluídas exigências e recomendações sobre materiais, projeto, cálculo, fabricação e inspeção. (FALCÃO, 2008; TELLES, 2007)

No dimensionamento pelo código ASME Seção VIII, Divisão 1, para o cálculo das espessuras de parede, as fórmulas são simples e sempre em função da pressão interna ou externa, desprezando o efeito da flexão devido à espessura da parede. As tensões primárias de flexão são controladas, de forma indireta, por fatores de correção e por limitação na relação entre o diâmetro e a espessura do vaso. O código ASME recomenda que nos vasos de pressão usados em serviços com ar comprimido, a espessura mínima de cascos e tampos deve ser igual a 2,4 mm, sem incluir qualquer margem para corrosão. (TELLES, 2007)

2.4.1 Temperatura de projeto

A temperatura de projeto a ser considerada deve estar entre a faixa de valores da temperatura de projeto máxima e temperatura de projeto mínima.

A temperatura máxima de projeto não deve ser inferior à temperatura média do metal (o anexo B apresenta a temperatura máxima do metal). A temperatura mínima deve ser a mais baixa esperada em serviço, a consideração deve incluir a temperatura de operação mais baixa, temperatura atmosférica, auto refrigeração e quaisquer outras fontes de resfriamento.

2.4.2 Pressão de projeto

Para as condições mínimas de projeto devem ser consideradas as condições mais severas de pressão e temperatura, que possam ser previstas para operação normal. Recomenda-se uma margem adequada, acima da pressão para a qual o vaso irá operar normalmente.

2.4.3 Cargas

No projeto do vaso de pressão as cargas a serem consideradas são devidas aos seguintes fatores:

- Pressão de projeto interna
- Peso do vaso e do seu conteúdo normal sob as condições de operação ou de teste (essas cargas devem incluir a pressão adicional devida à altura da coluna de líquido)
- Fixação de suportes
- Reações cíclicas e dinâmicas devidas às variações de pressão e de temperatura

2.4.4 Valores da tensão máxima admissível

Os valores da tensão máxima admissível em tração para aços-carbono (anexo C), estão resumidos na tabela 4. Para o casco e os tampos utilizaremos o aço SA-36, que tem os seguintes valores para resistência e tensão para a temperatura de metal entre -30°C a 350°C:

Tabela 4 – Resumo da tabela UCS-23 do código ASME para o aço SA-36

Resistência ao escoamento mínimo específico, MPa	Resistência mínima à tração específica, MPa	Tensão máxima admissível, MPa
250	400	114

Fonte: Autor (2018)

2.4.5 Corrosão

O código ASME recomenda que o projetista analise se há necessidade de margens para corrosão, além das especificadas pelas regras desta Divisão. Para os vasos ou componentes de vasos sujeitos a uma redução de espessura causada por corrosão, erosão ou abrasão mecânica, deve ser considerada a necessidade de preservação da vida útil do vaso, que pode ser através do acréscimo apropriado sobre a espessura do material determinado através dos cálculos, ou através do emprego de algum método adequado de proteção para a corrosão. Nos vasos sujeitos

à corrosão deve haver uma abertura adequada para drenagem, sendo localizada no ponto mais baixo possível no vaso.

2.4.6 Pressão máxima de trabalho admissível (PMTA)

A PMTA para um vaso de pressão é a pressão máxima, interna ou externa, incluindo a altura de carga em conjunto com o efeito de qualquer combinação de cargas listadas em UG-22, para a temperatura correspondente de operação, sem considerar qualquer espessura especificada como margem de corrosão. A PMTA é medida no topo do vaso e na sua posição de operação especificada.

A PMTA pode se referir a cada uma das partes de um vaso, para o equipamento como um todo deve-se considerar a menor destas pressões. A PMTA de um componente, é definida como a pressão que causa um valor igual à tensão admissível do material, descontando a pressão devido à coluna de líquido contido.

2.4.7 Teste hidrostático padrão

Após a fabricação do vaso de pressão, o mesmo deve ser submetido à um teste hidrostático, que é realizado através da pressurização utilizando um fluido, geralmente a água. Os vasos projetados para pressão interna devem ser submetidos a uma pressão de teste hidrostático que deve ser, em cada ponto do vaso, igual ou maior que 1,5 vezes a PMTA indicada para o vaso, multiplicado pela menor relação (para os materiais utilizados na fabricação) entre o valor da tensão S para a temperatura de teste, e o valor da tensão S para a temperatura de projeto.

Após a aplicação da pressão de teste hidrostático, deve ser realizada uma inspeção visual de todas as juntas e ligações, sob uma pressão maior ou igual a $2/3$ da pressão de teste, sendo que o objetivo desta inspeção visual é verificar possíveis vazamentos.

3 METODOLOGIA

No projeto de vasos de pressão, cabe ao projetista estabelecer os requisitos de projeto para o vaso, devendo levar em consideração os fatores associados com a operação normal e outras condições como as partidas e paradas operacionais. O desenvolvimento do projeto deve levar em consideração o grau de risco que o vaso de pressão oferece ao ambiente em que está instalado, portanto deve atender as condições estabelecidas nas normas de projeto.

Para realizar o projeto do vaso utilizaremos as fórmulas contidas no código ASME, em sequência disso os valores obtidos no projeto do vaso de pressão, serão utilizados para a elaboração do desenho do equipamento, para isso será utilizado o *software SolidWorks*.

A capacidade de armazenamento do vaso de pressão a ser projetado foi definida com base na demanda de uma unidade industrial, onde é necessário um reservatório com um volume de 3000 L. O processo de soldagem escolhido é o arco submerso para soldagem externa e o processo MAG para soldagem interna e conexões.

Os dados de entrada para o projeto são definidos através das características do sistema onde o equipamento será instalado, cabe ao projetista analisar estes dados definir as características do equipamento como: dimensões, material, pressão e temperatura de projeto. Os dados iniciais para o projeto são apresentados na tabela 5.

Tabela 5 – Dados de entrada para o dimensionamento

Fluído	Ar comprimido
Densidade do fluído	1,22 kg/m ³
Posição do vaso	Vertical
Material do costado	SA-36
Material do tampo superior	SA-36
Material do tampo inferior	SA-36
Tipo do tampo superior	Toriesférico 6%
Tipo do tampo inferior	Toriesférico 6%
Diâmetro interno	1080 mm
Volume interno	3 m ³
Pressão de operação	10 Kgf/cm ²
Temperatura de operação	50 °C

Fonte: Autor (2018)

3.1 MATERIAIS

- Código ASME Seção VIII – Divisão I
- *Software SolidWorks* versão 2016

3.2 MÉTODOS

Com os dados iniciais definidos anteriormente, precisamos encontrar o comprimento do casco para obtermos um volume interno de 3 m³ (3000 L), portanto para um vaso de pressão com diâmetro interno de 1080 mm com tampos superior e inferior semi-elíptico o comprimento do casco deve ser de 2980 mm.

É importante destacar que a maior dimensão usual para as chapas de aço é de 9,14 m x 2,44 m, isso significa que o maior corpo cilíndrico capaz de ser feito de uma única chapa terá cerca de 0,75 m (750 mm) de diâmetro por 9 m de comprimento. Como o vaso de pressão tem um diâmetro interno de 1080 mm, então deverá ser construído com duas seções cilíndricas para o casco do vaso, sendo assim as seções terão comprimentos iguais de 1490 mm.

A pressão de projeto deve ser um valor acima da pressão de operação considerada para o vaso que é de 10 kgf/cm² (0,9807 MPa), considerando uma margem acima da pressão de operação, a pressão de projeto deve ser de 11 kgf/cm² (1,0787 MPa).

A temperatura de projeto deve ser um valor entre a faixa da temperatura de projeto máxima e temperatura de projeto mínima. Atendendo as condições estabelecidas em 2.4.1, a temperatura de projeto máxima é 200°C e a temperatura de projeto mínima -10°C. Concluindo, temos a temperatura de projeto igual a 100°C.

3.2.1 Espessura de cascos cilíndricos para pressão interna

A espessura dos cascos sujeitos à pressão interna deve ser maior ou igual do que o maior valor obtido pelas equações dadas abaixo.

Onde:

t = espessura mínima requerida (não incluindo a margem de corrosão) [mm]

P = pressão de projeto [Mpa]

R = raio interno do casco (não incluindo a margem de corrosão) [mm]

S = valor da tensão máxima admissível [Mpa]

E = coeficiente de eficiência de solda da junta

- Espessura para tensão circunferencial (junta longitudinal)

$$t = \frac{P \cdot R}{S \cdot E - 0,6 \cdot P} \quad (3)$$

$$P = \frac{S \cdot E \cdot t}{R + 0,6 \cdot t} \quad (4)$$

- Espessura para tensão longitudinal (junta circunferencial)

$$t = \frac{P \cdot R}{2 \cdot S \cdot E + 0,4 \cdot P} \quad (5)$$

$$P = \frac{2 \cdot S \cdot E \cdot t}{R - 0,4 \cdot t} \quad (6)$$

3.2.2 Tapos conformados, pressão no lado côncavo

Devido a facilidade de fabricação o tampo mais empregado é o toriesférico, sendo mais resistente quanto mais o seu perfil se aproxima de uma elipse perfeita. O raio de concordância é igual a 6% do raio interno da calota esférica, e o raio interno da calota esférica iguala o diâmetro externo da saia do tampo. A espessura é dada pelas equações abaixo:

Onde:

t = espessura mínima requerida do tampo após a conformação (não incluindo a margem de corrosão) [mm]

P = pressão de projeto [Mpa]

L = raio interno da calota esférica [mm]

S = valor da tensão máxima admissível [Mpa]

E = coeficiente de eficiência de solda da junta tampo-casco

$$t = \frac{0,885 \cdot P \cdot L}{S \cdot E - 0,1 \cdot P} \quad (7)$$

$$P = \frac{S \cdot E \cdot t}{0,885 \cdot L + 0,1 \cdot t} \quad (8)$$

3.2.3 Reforços requeridos para as aberturas

Nas aberturas em vasos de pressão pode haver a necessidade ou não de reforço. Primeiro faz-se uma verificação para saber se é necessário adicionar o elemento de reforço.

Os símbolos usados neste item são definidos da seguinte forma:

D = diâmetro interno do casco [mm]

D_p = diâmetro externo do elemento de reforço [mm]

d = diâmetro acabado para abertura circular [mm]

E_1 = coeficiente de eficiência de solda da junta

F = fator de correção para compensar a variação nas tensões devidas à pressão, nos diversos planos referidos ao eixo longitudinal do casco (ver anexo D)

f_r = fator de redução, não superior a 1,0

$f_{r1} = S_n/S_v$ para o bocal inserido através da parede do vaso

$f_{r1} = 1,0$ para o bocal adjacente à parede do vaso

$f_{r2} = S_n/S_v$

$f_{r3} = (\text{menor entre } S_n \text{ ou } S_p)/S_v$

$f_{r4} = S_p/S_v$

h = distância do bocal a partir da superfície interna da parede do vaso [mm]

S_n = valor da tensão máxima admissível no bocal [MPa]

S_p = valor da tensão máxima admissível no elemento de reforço [MPa]

S_v = valor da tensão máxima admissível no vaso [MPa]

t = espessura especificada da parede do vaso [mm]

t_e = espessura ou altura do elemento de reforço [mm]

t_i = espessura nominal do prolongamento interno do bocal [mm]

t_n = espessura da parede do bocal [mm]

t_r = espessura requerida de um invólucro sem costuras baseado na tensão circunferencial [mm]

t_{rn} = espessura requerida para parede de um bocal sem costura [mm]

leg = altura da perna da solda (ver anexo E) [mm]

C = sobressadura para corrosão da parede do vaso [mm]

O cálculo da abertura sem o reforço é definido através dos seguintes passos:

- Área requerida:

$$A = d \cdot t_r \cdot F + 2 \cdot t_n \cdot t_r \cdot F \cdot (1 - f_{r1}) \quad (9)$$

- Área disponível no casco (usar o maior valor):

$$A_{1,1} = d \cdot (E_1 \cdot t - F \cdot t_r) - 2 \cdot t_n \cdot (E_1 \cdot t - F \cdot t_r) \cdot (1 - f_{r1}) \quad (10)$$

$$A_{1,2} = 2 \cdot (t + t_n) \cdot (E_1 \cdot t - F \cdot t_r) - 2 \cdot t_n \cdot (E_1 \cdot t - F \cdot t_r) \cdot (1 - f_{r1}) \quad (11)$$

- Área disponível no bocal projetado para fora (usar o menor valor):

$$A_{2,1} = 5 \cdot (t_n - t_{rn}) \cdot f_{r2} \cdot t \quad (12)$$

$$A_{2,2} = 5 \cdot (t_n - t_{rn}) \cdot f_{r2} \cdot t_n \quad (13)$$

- Área disponível no bocal interno (usar o menor valor):

$$A_{3,1} = 5 \cdot t \cdot t_i \cdot f_{r2} \quad (14)$$

$$A_{3,2} = 5 \cdot t_i \cdot t_i \cdot f_{r2} \quad (15)$$

$$A_{3,3} = 2 \cdot h \cdot t_i \cdot f_{r2} \quad (16)$$

- Área disponível na solda externa:

$$A_{4,1} = (leg)^2 \cdot f_{r2} \quad (17)$$

- Área disponível na solda interna:

$$A_{4,3} = (leg)^2 \cdot f_{r2} \quad (18)$$

Para que a abertura seja considerada adequadamente reforçada, ou seja, sem necessidade de acrescentar reforço, a condição dada na equação 19 deve ser verdadeira, caso contrário a abertura não é adequadamente reforçada e os elementos de reforço devem ser adicionados e/ou a espessura deve ser aumentada:

$$A_1 + A_2 + A_3 + A_{4,1} + A_{4,3} \geq A \quad (19)$$

Para o cálculo da abertura com o elemento de reforço, primeiramente é preciso definir a espessura do elemento de reforço, uma das práticas usuais é considerar $l = d$, e com isso temos a máxima largura possível do anel de reforço, e conseqüentemente a menor espessura possível. O dimensionamento é definido através dos seguintes passos:

- Espessura necessária do elemento de reforço (considerando $l = d$):

$$t_e = (3 \cdot t_r - 2 \cdot t + 2 \cdot C)/2 \quad (20)$$

- Área disponível no bocal projetado para fora (usar o menor valor):

$$A_{2,1} = 5 \cdot (t_n - t_{rn}) \cdot f_{r2} \cdot t \quad (21)$$

$$A_{2,2} = 2 \cdot (t_n - t_{rn}) \cdot (2,5 \cdot t_n + t_e) \cdot f_{r2} \quad (22)$$

- Área disponível na solda externa na junta entre o reforço e o bocal:

$$A_{4,1} = (leg)^2 \cdot f_{r3} \quad (23)$$

- Área disponível na solda externa na junta entre o reforço e o casco:

$$A_{4,2} = (leg)^2 \cdot f_{r4} \quad (24)$$

- Área disponível na solda interna na junta entre o bocal e o casco:

$$A_{4,3} = (leg)^2 \cdot f_{r2} \quad (25)$$

- Área disponível no elemento de reforço:

$$A_5 = (D_p - d - 2 \cdot t_n) \cdot t_e \cdot f_{r4} \quad (26)$$

- Abertura adequadamente reforçada:

$$A_1 + A_2 + A_3 + A_{4,1} + A_{4,2} + A_{4,3} + A_5 \geq A \quad (27)$$

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Após a definição dos dados iniciais e dos métodos apresentados, iniciaremos o dimensionamento das partes que compõe o vaso de pressão.

4.1 CÁLCULO DO CASCO

As tabelas 6 e 7 apresentam os valores considerados para o cálculo do casco do vaso de pressão.

Tabela 6 – Especificações para o casco

Material	SA-36
Pressão interna de projeto	1,0787 MPa
Diâmetro interno do casco	1080 mm
Raio interno do casco	540 mm
Sobreespessura de corrosão interna	1,5 mm
Raio interno do casco corroído	541,5 mm
Comprimento da seção	1490 mm

Fonte: Autor (2018)

Tabela 7 – Inspeção e eficiência da junta da solda do casco

Junta longitudinal	Categoria A – Parcial UW-11(b) Tipo 1
Junta costado x tampo superior	Categoria B – Parcial UW-11(a)(5)(b) Tipo 1
Eficiência da junta longitudinal	0,85
Eficiência da junta circunferencial	0,85

Fonte: Autor (2018)

Substituindo os valores na equação 3 e equação 5, obtém-se os valores para a espessura mínima requerida para o casco, onde:

$$P = 1,0787 \text{ MPa}$$

$$R = 541,5 \text{ mm}$$

$$S = 114 \text{ MPa}$$

$$E = 0,85$$

- Espessura para tensão circunferencial (junta longitudinal):

$$t = 6,0685 \text{ mm}$$

- Espessura para tensão longitudinal (junta circunferencial):

$$t = 3,0073 \text{ mm}$$

Para a espessura nominal, utiliza-se um valor igual ou maior que a espessura mínima requerida mais a sobreespesura para corrosão. Logo:

$$t_n = 6,0685 \text{ mm} + 1,5 \text{ mm} = 7,5685 \text{ mm}$$

Considerando que devemos adotar uma medida comercial para a espessura da chapa, a espessura nominal para o casco é:

$$t_n = 8 \text{ mm (5/16")}$$

Após obtermos a espessura nominal, devemos calcular a PMTA para o casco, onde é necessário utilizar a espessura nominal descontando a sobreespesura para corrosão, que é dada através da equação 4, onde:

$$S = 114 \text{ MPa}$$

$$E = 0,85$$

$$t = 6,5 \text{ mm}$$

$$R = 541,5 \text{ mm}$$

$$PMTA = 1,1548 \text{ MPa} = 11,7757 \text{ kgf/cm}^2$$

Posteriormente, devemos calcular o estiramento máximo para verificar a necessidade de realizar ou não o alívio de tensões após a conformação a frio. Para o cálculo, utiliza-se a equação 1, onde:

$$e = 8 \text{ mm}$$

$$R_f = 544 \text{ mm}$$

$$R_o = \infty$$

$$\% \text{ de estiramento} = 1,103$$

4.2 CÁLCULO DO TAMPO TORIESFÉRICO SUPERIOR E INFERIOR

As tabelas 8 e 9 apresentam os valores considerados para o cálculo do tampo, que é igual para a parte inferior e superior, do tipo toriesférico.

Tabela 8 – Especificações para o tampo

Material	SA-36
Pressão interna de projeto	1,0787 MPa
Diâmetro interno do tampo	1080 mm
Raio interno do tampo	540 mm
Sobreespessura de corrosão interna	1,5 mm
Raio interno do tampo corroído	541,5 mm

Fonte: Autor (2018)

Tabela 9 – Inspeção e eficiência da junta da solda do tampo

Junta costado x tampo superior	Categoria B – Parcial UW-11(a)(5)(b) Tipo 1
Eficiência da junta circunferencial	0,85

Fonte: Autor (2018)

Substituindo os valores na equação 7, obtém-se os valores para a espessura mínima requerida para o tampo toriesférico, onde:

$$P = 1,0787 \text{ MPa}$$

$$L = 541,5 \text{ mm}$$

$$S = 114 \text{ MPa}$$

$$E = 0,85$$

$$t = 5,3408 \text{ mm}$$

Para a espessura nominal, utiliza-se um valor igual ou maior que a espessura mínima requerida mais a sobreespessura para corrosão. Logo:

$$t_n = 5,3408 \text{ mm} + 1,5 \text{ mm} = 6,8408 \text{ mm}$$

Considerando que devemos adotar uma medida comercial para a espessura da chapa, a espessura nominal para o tampo é:

$$t_n = 8 \text{ mm (5/16")}$$

Após obtermos a espessura nominal, devemos calcular a PMTA para o tampo, onde é necessário utilizar a espessura nominal descontando a sobreespessura para corrosão, que é dada através da equação 8, onde:

$$S = 114 \text{ MPa}$$

$$E = 0,85$$

$$t = 6,5 \text{ mm}$$

$$L = 541,5 \text{ mm}$$

$$PMTA = 1,3125 \text{ MPa} = 13,3838 \text{ kgf/cm}^2$$

Posteriormente, devemos calcular o estiramento máximo para verificar a necessidade de realizar ou não o alívio de tensões após a conformação a frio. Para o cálculo, utiliza-se a equação 2, onde:

$$e = 8 \text{ mm}$$

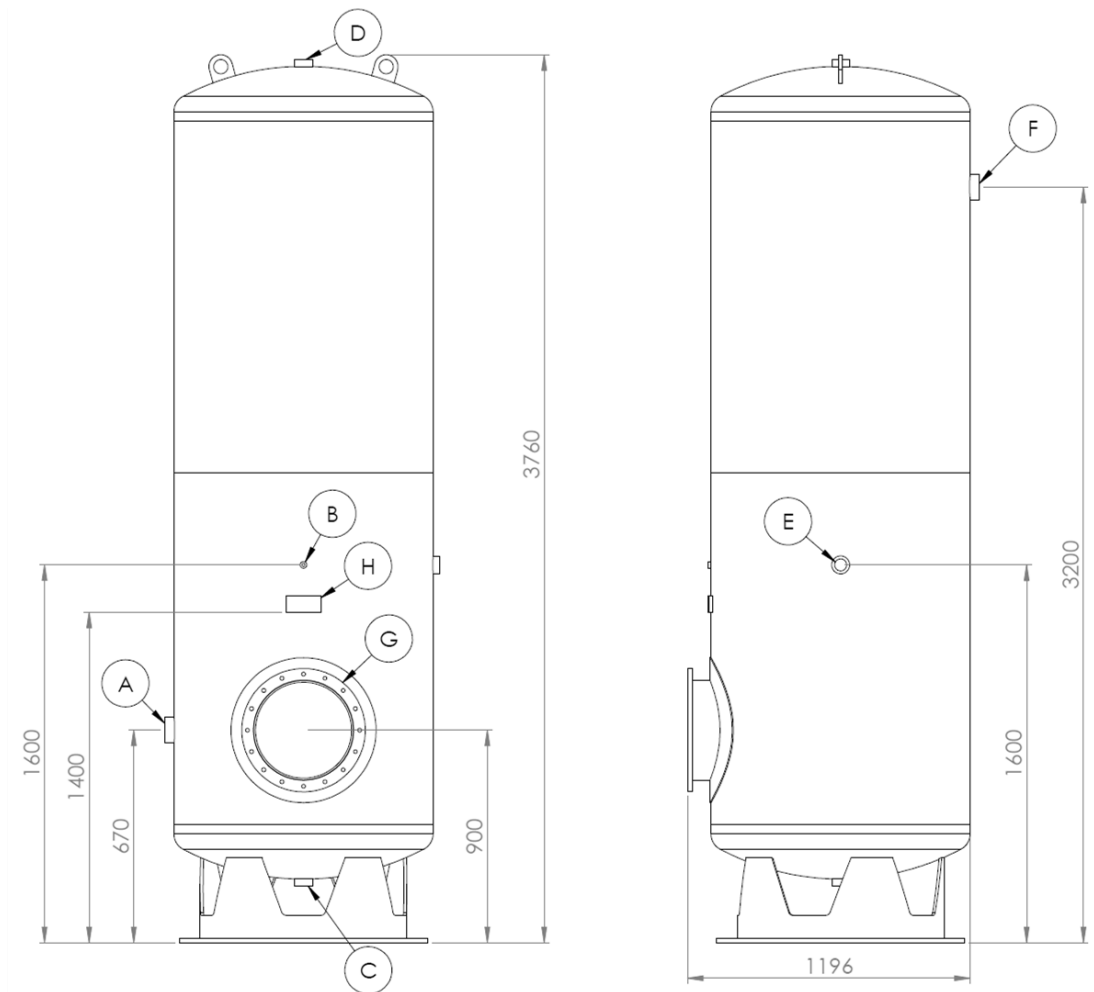
$$R_f = 544 \text{ mm}$$

$$R_o = \infty$$

$$\% \text{ de estiramento} = 0,735$$

4.3 CÁLCULO DE ABERTURAS

Como o vaso de pressão é destinado para o armazenamento de ar comprimido, as aberturas obrigatórias que devem ser instaladas no vaso são para as seguintes finalidades: entrada e saída de ar, dreno, manômetro, válvula de segurança e porta de inspeção. Para as aberturas com diâmetro nominal até 4" são incluídas conexões com rosca interna que são soldadas no vaso de pressão. As aberturas para conexões e bocais estão dispostas no vaso de pressão conforme apresentado na figura 11 e detalhados na tabela 10.

Figura 11 – Disposição de aberturas

Fonte: Autor (2018)

Tabela 10 – Bocais e aberturas

POS	DIAM.	TIPO	SERVIÇO
A	Ø 3"	Luva rosca int. NPS 3000	Entrada de ar
B	Ø 1/2"	Luva rosca int. NPS 3000	Manômetro
C	Ø 2"	Luva rosca int. NPS 3000	Dreno
D	Ø 2"	Luva rosca int. NPS 3000	Válvula de segurança
E	Ø 2"	Luva rosca int. NPS 3000	Reserva
F	Ø 3"	Luva rosca int. NPS 3000	Saída de ar
G	Ø 16"	-	Boca de inspeção e de visita

Fonte: Autor (2018)

As conexões soldadas ao vaso de pressão são do tipo (y-2) conforme anexo F, uma descrição das dimensões destas conexões é obtida no anexo G.

4.3.1 Cálculo da boca de inspeção e de visita

A tabela 11 apresenta os valores considerados para o cálculo da abertura de inspeção e de visita do vaso de pressão.

Tabela 11 – Especificações para a abertura de inspeção e de visita

Material	SA-36
Pressão interna de projeto	1,0787 MPa
Diâmetro interno do bocal	406,4 mm
Raio interno do bocal	203,2 mm
Sobreespessura de corrosão interna	1,5 mm
Raio interno do bocal corroído	204,7 mm

Fonte: Autor (2018)

A espessura requerida para o pescoço do bocal pode ser determinada pela equação 3, onde:

$$P = 1,0787 \text{ MPa}$$

$$R = 204,7 \text{ mm}$$

$$S = 114 \text{ MPa}$$

$$E = 1,0$$

$$t = 1,9479 \text{ mm}$$

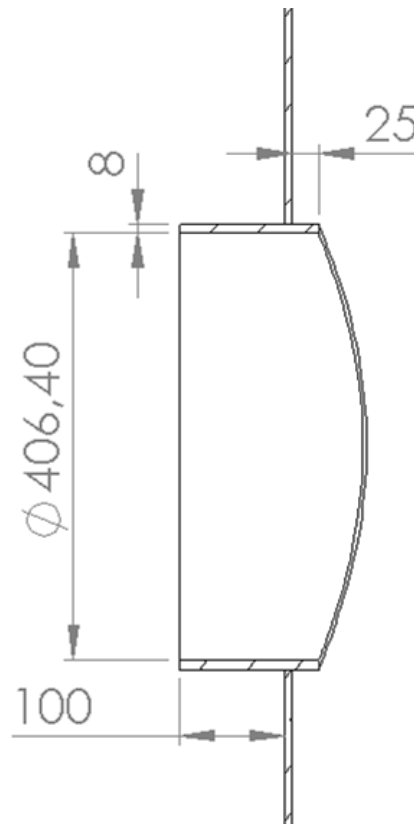
Para a espessura de vasos de pressão para ar comprimido, a espessura mínima requerida deve ser maior que 2,4 mm. Para a espessura nominal, utiliza-se um valor igual ou maior que a espessura mínima requerida mais a sobreespessura para corrosão. Logo:

$$t_n = 2,4 \text{ mm} + 1,5 \text{ mm} = 3,9 \text{ mm}$$

Considerando que devemos adotar uma medida comercial para a espessura da chapa, consideramos para a espessura do bocal a mesma espessura do vaso:

$$t_n = 8 \text{ mm (5/16")}$$

Após definir a espessura do bocal, é necessário estabelecer as dimensões para o bocal, que são apresentadas na figura 12.

Figura 12 – Esboço da abertura de inspeção e visita**Fonte:** Autor (2018)

Para o desenvolvimento do dimensionamento da abertura, é necessário desenvolver as equações apresentadas anteriormente em 3.2.3, sendo que estas equações bem como a nomenclatura estão descritas no Anexo C. Para a solda do bocal com o casco do vaso, consideramos o tipo de solda conforme Anexo E (figura h). Os valores dos símbolos usados nesta seção são dados abaixo:

$$d = 409,4 \text{ mm}$$

$$t_r = 5,1531 \text{ mm}$$

$$t_n = 6,5 \text{ mm}$$

$$E_1 = 1,0$$

$$F = 1,0$$

$$f_{r1} = 1,0$$

$$f_{r2} = 1,0$$

$$f_{r3} = 1,0$$

$$f_{r4} = 1,0$$

$$h = 25 \text{ mm}$$

$$S_n = 114 \text{ MPa}$$

$$S_p = 114 \text{ MPa}$$

$$S_v = 114 \text{ MPa}$$

$$t = 8,0 \text{ mm}$$

$$t_e = 4,76 \text{ mm}$$

$$t_i = 5 \text{ mm}$$

$$t_{rn} = 2,4 \text{ mm}$$

$$leg = 5,6 \text{ mm}$$

$$D_p = 614 \text{ mm}$$

1. Área requerida para reforço, equação 9:

$$A = 2109,6791 \text{ mm}^2$$

2. Área disponível no casco, usar o maior valor entre as equações 10 e 11:

$$A_1 = 1165,5209 \text{ mm}^2$$

3. Área disponível no bocal projetado para fora, usar o menor valor entre as equações 12 e 13:

$$A_2 = 133,25 \text{ mm}^2$$

4. Área disponível no bocal interno, usar o menor valor entre as equações 14,15 e 16:

$$A_3 = 125 \text{ mm}^2$$

5. Área disponível na solda externa, equação 17:

$$A_{4,1} = 31,36 \text{ mm}^2$$

6. Área disponível na solda interna, equação 18:

$$A_{4,3} = 31,36 \text{ mm}^2$$

7. Devemos verificar se a condição da equação 19 é verdadeira:

$$1165,5209 \text{ mm}^2 + 133,25 \text{ mm}^2 + 125 + 31,36 \text{ mm}^2 + 31,36 \text{ mm}^2 \geq A$$

$$1486,4909 \text{ mm}^2 < 2109,6791 \text{ mm}^2$$

8. Como a condição não é verdadeira, deve-se calcular o reforço para o elemento. Considerando que $l = d = 409,4 \text{ mm}$, obtém-se a espessura necessária do elemento de reforço, dada pela equação 20:

$$t_e = 1,2296 \text{ mm}$$

Devemos adotar uma medida comercial, logo:

$$t_e = 4,76 \text{ mm (3/16")}$$

9. Área disponível no bocal projetado para fora, usar o menor valor entre as equações 21 e 22:

$$A_2 = 172,282 \text{ mm}^2$$

10. Área disponível na solda externa na junta entre o reforço e o bocal, equação 23:

$$A_{4,1} = 31,36 \text{ mm}^2$$

11. Área disponível na solda externa na junta entre o reforço e o casco, equação 24:

$$A_{4,2} = 16 \text{ mm}^2$$

12. Área disponível na solda interna na junta entre o bocal e o casco, equação 25:

$$A_{4,3} = 31,36 \text{ mm}^2$$

13. Área disponível no elemento de reforço, equação 26:

$$A_5 = 912,016 \text{ mm}^2$$

14. Devemos verificar se a condição da equação 27 é verdadeira:

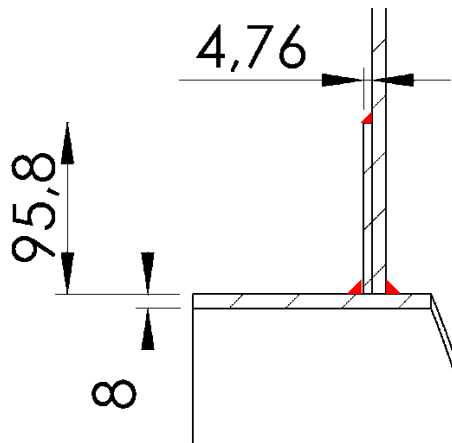
$$1165,5209 + 172,282 + 125 + 31,36 + 16 + 31,36 + 912,016 \geq A$$

$$2453,5389 \text{ mm}^2 > 2109,6791 \text{ mm}^2$$

Para esta condição o reforço é considerado adequado.

Após realizado os cálculos, na figura 13 é apresentado o desenho da abertura já com o reforço requerido.

Figura 13 – Desenho da abertura com elemento de reforço



Fonte: Autor (2018)

Devemos calcular a PMTA para a abertura, onde é necessário utilizar a espessura nominal descontando a sobresspessura para corrosão, que é dada através da equação 4, onde:

$$S = 114 \text{ MPa}$$

$$E = 1$$

$$t = 6,5 \text{ mm}$$

$$R = 409,4 \text{ mm}$$

$$PMTA = 1,79288 \text{ MPa} = 18,2823 \text{ kgf/cm}^2$$

4.4 TESTE HIDROSTÁTICO

O teste hidrostático deve ser obrigatoriamente realizado nos vasos de pressão após a fabricação, para isso devemos determinar a pressão a ser aplicada. A pressão do teste hidrostático deve ser igual ou maior, em qualquer parte do vaso, ao valor obtido pela equação 28.

$$P_{TH} = 1,5 \cdot PMTA \cdot (S_f/S_q) \quad (28)$$

Onde:

P_{TH} = Pressão do teste hidrostático

$PMTA$ = Pressão máxima de trabalho admissível

S_f = Tensão admissível do material na temperatura de teste

S_q = Tensão admissível do material na temperatura de projeto

Considerando a temperatura de teste igual a 21°C e a temperatura de projeto igual a 100°C temos:

$$S_f = 114 \text{ MPa}$$

$$S_q = 114 \text{ MPa}$$

A PMTA deve ser o menor dos valores encontrados anteriormente, que é:

$$PMTA = 1,1548 \text{ MPa}$$

Calculando a equação 28, temos o valor da pressão do teste hidrostático, que é igual a:

$$P_{TH} = 1,7322 \text{ MPa} = 17,6635 \text{ kgf/cm}^2$$

4.5 DADOS FINAIS E CONSTRUÇÃO DO MODELO 3D

Com base nas informações mencionadas anteriormente, a tabela 12 apresenta os dados operacionais do vaso de pressão.

Tabela 12 – Dados operacionais do vaso de pressão

Fluído	Ar comprimido
Pressão de operação	10,0 kgf/cm ²
Pressão máxima de trabalho admissível	11,77 kgf/cm ²
Temperatura de operação mínima	0°C
Temperatura de operação máxima	50°C
Posição	Vertical

Fonte: Autor (2018)

A tabela 13 contém os dados do projeto do vaso.

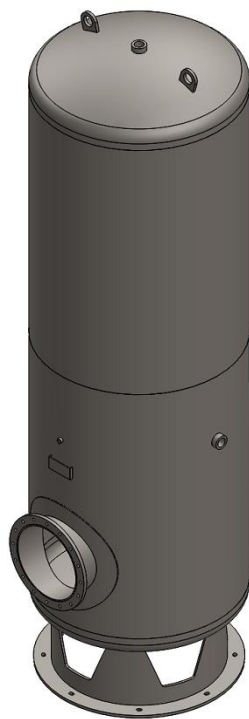
Tabela 13 – Dados do projeto do vaso de pressão

Norma de construção / Ano	ASME Seção VIII Div. 1 / 2013
Capacidade nominal	3,0 m ³
Capacidade volumétrica	3,12 m ³
Diâmetro interno	1080 mm
Espessura mínima requerida	6,0685 mm
Espessura nominal	8,0 mm
Sobreespessura para corrosão	1,5 mm
Compartimentação	Pleno
Temperatura de projeto	100°C
Pressão de projeto	11,0 kgf/cm ²
Eficiência de solda	0,85

Fonte: Autor (2018)

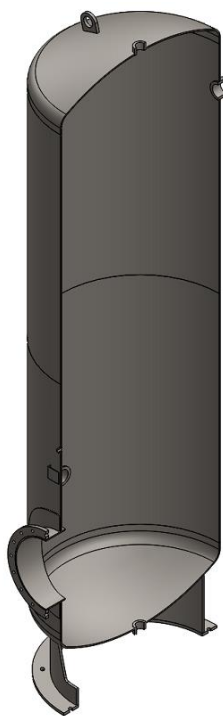
Para a construção do modelo foi utilizado os valores obtidos no dimensionamento. O desenho foi desenvolvido utilizando o *software SolidWorks 2016*, o modelo é apresentado nas figuras 14 e 15.

Figura 14 – Vista isométrica do vaso de pressão



Fonte: Autor (2018)

Figura 15 – Vista isométrica em corte do vaso de pressão



Fonte: Autor (2018)

5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Neste trabalho foi desenvolvido o projeto de um vaso de pressão para armazenamento de ar comprimido. Usando como base o código internacional ASME seção VIII divisão 1, o trabalho foi estruturado nos requisitos que o código estabelece para o projeto de vasos de pressão.

A determinação do volume requerido do vaso de pressão, foi feita com base na demanda de consumo de ar comprimido de uma unidade industrial. A partir destes dados e da análise da condição de operação ao qual um reservatório para esta finalidade estaria submetido, iniciou-se então o cálculo do vaso.

Após ser calculada a espessura mínima requerida para cada componente, procurou-se aproximar essas medidas para espessuras comerciais de chapas metálicas, esta prática é usual e implica em custos menores quando utiliza-se chapas com espessuras padronizadas. No projeto do equipamento proposto as espessuras dos componentes foram consideradas todas iguais, com isso a espessura utilizada foi um valor de espessura de chapa padronizada acima da maior medida calculada, que é o casco do vaso onde adotou-se um valor de 8 mm. Em consequência disto, a pressão necessária para deformar a parede do vaso aumenta, tornando o equipamento ainda mais seguro para a pressão de operação estabelecida.

Devido à baixa complexidade do processo ao qual o vaso está inserido, no caso armazenamento de ar comprimido, o fluido contido não interfere no dimensionamento. Pode-se concluir que o dimensionamento do vaso de pressão é considerado satisfatório, pois todos os requisitos estabelecidos pelo código de projeto foram atendidos.

6 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

- Realizar o dimensionamento do suporte de sustentação do vaso
- Realizar o projeto seguindo as diretrizes do código ASME Seção VIII, Divisão 2
- Realizar a simulação numérica do vaso de pressão para as condições de operação.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ASME - AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. **Section VIII, Division 1: Rules for Construction of Pressure Vessels**. New York. 2013.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 16035: Caldeiras e vasos de pressão - Requisitos mínimos para a construção**. Rio de Janeiro. 2012.

BRASIL. MINISTÉRIO DO TRABALHO E EMPREGO. **NR-13 Caldeiras, vasos de pressão e tubulação**. Brasília. 2017.

ELETROBRÁS. **Eficiência energética em sistemas de ar comprimido: Manual Prático**. Rio de Janeiro. 2005.

FALCÃO, C. **Projeto mecânico vasos de pressão e trocadores de calor casco e tubos**. [S.l.]: Fundação Biblioteca Nacional do Ministério da Cultura, Escritório de Direitos Autorais, texto número 284827 do livro 514, 2008.

METALPLAN. **Manual de ar comprimido**. 6ª. ed. [S.l.]. 2017.

MODENESI, P. J.; MARQUES, P. V.; SANTOS, D. B. **Introdução à Metalurgia da Soldagem**. Universidade Federal de Minas Gerais. Belo Horizonte. 2012.

PARKER. **Tecnologia Pneumática Industrial. Apostila M1001-1 BR**. Jacareí, p. 195. 2007.

PEREIRA FILHO, J. D. S. **Análise de efeitos de teste hidrostático em vaso de pressão**. Dissertação de mestrado (Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis, p. 133. 2004.

ROCHA, R. S. **Avaliação do alívio mecânico de tensões residuais devido a sobrecarga provocada por teste hidrostático**. Dissertação de mestrado (Programa de Pós-graduação em Engenharia de Minas, Metalúrgica e de Materiais) - Universidade Federal do Rio Grande do Sul. Porto Alegre, p. 87. 2009.

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

ANEXO A – Eficiência de junta máxima permitida para juntas soldadas

Table UW-12 Maximum Allowable Joint Efficiencies for Arc and Gas Welded Joints			
Type No.	Joint Description	Limitations	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 Figure UW 13.1, sketch (i)	A, B, C & D 0.90 0.80 0.65 A, B & C 0.90 0.80 0.65
(3)	Single welded butt joint without use of backing strip	Circumferential butt joints only, not over $\frac{7}{8}$ 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 $\frac{7}{8}$ in. (10 mm) thick (b) Circumferential joints not over $\frac{7}{8}$ in. (16 mm) thick	A NA NA 0.55 B & C [Note (3)] NA NA 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 $\frac{1}{2}$ in. (13 mm) thick (b) Circumferential joints for the attachment to shells of jackets not over $\frac{7}{8}$ 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 NA NA 0.50 C NA NA 0.50
(6)	Single full fillet lap joints without plug welds	(a) For the attachment of heads convex to pressure to shells not over $\frac{5}{8}$ in. (16 mm) required thickness, only with use of fillet weld on inside of shell; or (b) For attachment of heads having pressure on either side, to shells not over 24 in. (600 mm) inside diameter and not over $\frac{1}{4}$ in. (6 mm) required thickness with fillet weld on outside of head flange only	A & B NA NA 0.45 A & B NA NA 0.45
(7)	Corner joints, full penetration, partial penetration, and/or fillet welded	As limited by Figure UW 13.2 and Figure UW 16.1	C & D [Note (5)] NA NA NA
(8)	Angle joints	Design per U 2(g) for Category B and C joints	B, C & D NA NA NA

GENERAL NOTES:

- (a) The single factor shown for each combination of joint category and degree of radiographic examination replaces both the stress reduction factor and the joint efficiency factor considerations previously used in this Division.
- (b) $E = 1.0$ for butt joints in compression.

ANEXO B – Temperatura máxima do metal

Table 1-4.3 Maximum Metal Temperature	
Table in Which Material Is Listed	Temperature, °F
Table UCS 23	700
Table UNF 23.1	300
Table UNF 23.2	150
Table UNF 23.3	900
Table UNF 23.4	600
Table UNF 23.5	600
Table UHA 23	800
Table UHT 23	700

ANEXO C – Valores da tensão máxima admissível em tração para aço-carbono

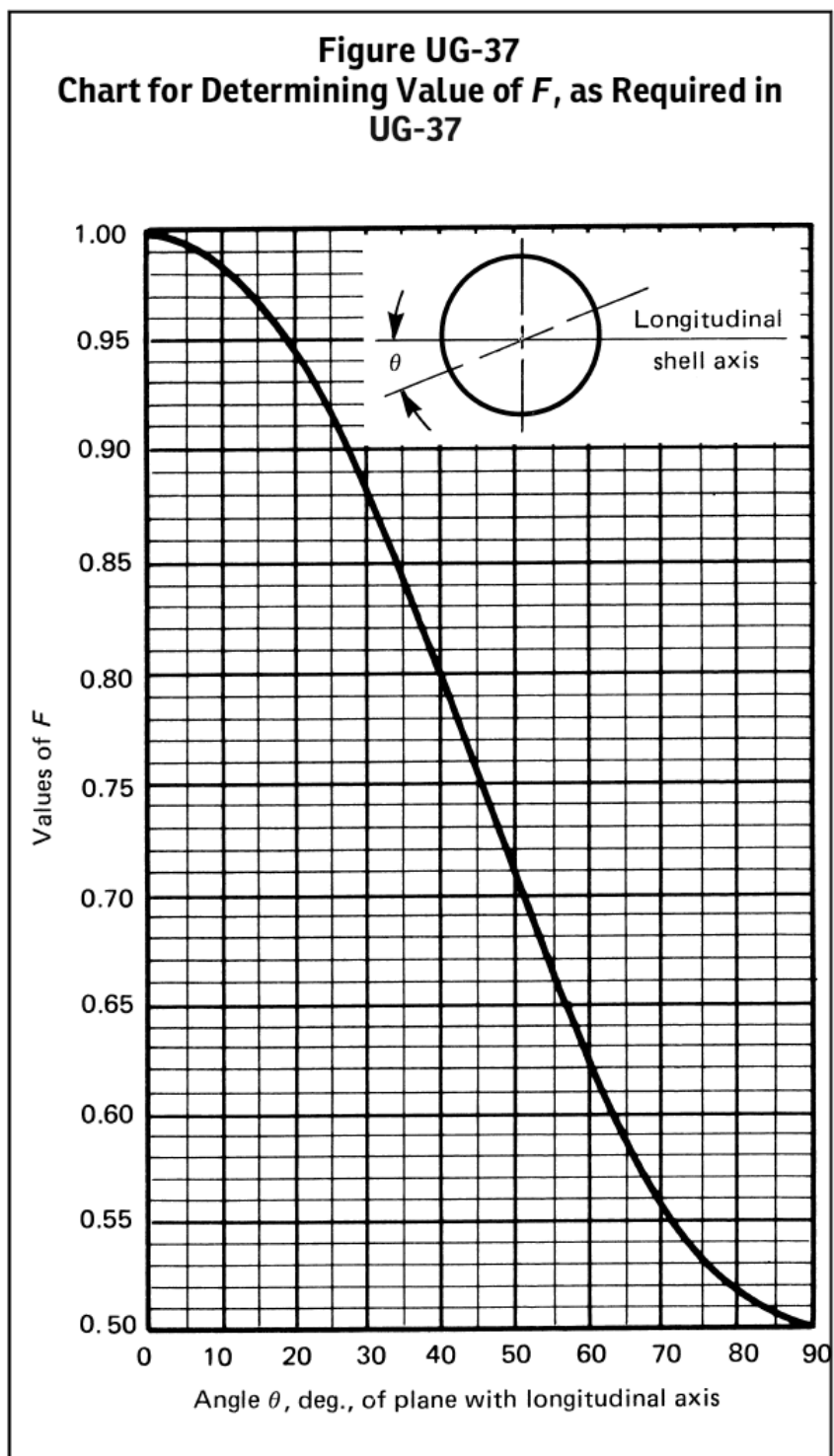
Line No.	Nominal Composition	Product Form	Spec No.	Type/Grade	Alloy Designation/ UNS No.	Class/ Condition/ Temper	Size/Thickness, mm	P-No.	Group No.
1	Carbon steel	Smls. & wld. pipe	SA-333	1	K03008	...	...	1	1
2	Carbon steel	Smls. & wld. tube	SA-334	1	K03008	...	...	1	1
3	Carbon steel	Wld. tube	SA-334	1	K03008	...	...	1	1
4	Carbon steel	Plate	SA-516	55	K01800	...	...	1	1
5	Carbon steel	Smls. pipe	SA-524	II	K02104	...	...	1	1
6	Carbon steel	Wld. pipe	SA-671	CA55	K02801	...	...	1	1
7	Carbon steel	Wld. pipe	SA-671	CE55	K02202	...	...	1	1
8	Carbon steel	Wld. pipe	SA-672	A55	K02801	...	...	1	1
9	Carbon steel	Wld. pipe	SA-672	B55	K02001	...	...	1	1
10	Carbon steel	Wld. pipe	SA-672	C55	K01800	...	...	1	1
11	Carbon steel	Wld. pipe	SA-672	E55	K02202	...	...	1	1
12	Carbon steel	Sheet	SA-414	C	K02503	...	...	1	1
13	Carbon steel	Plate	SA/EN 10028-3	P275NH	...	...	≤50	1	1
14	Carbon steel	Bar	SA-36	...	K02600	...	...	1	1
15	Carbon steel	Plate, sheet	SA-36	...	K02600	...	...	1	1
16	Carbon steel	Plate, sheet	SA-662	A	K01701	...	...	1	1
17	Carbon steel	Forgings	SA-181	...	K03502	60	...	1	1
18	Carbon steel	Castings	SA-216	WCA	J02502	...	...	1	1
19	Carbon steel	Forgings	SA-266	1	K03506	...	...	1	1
20	Carbon steel	Forgings	SA-350	LF1	K03009	1	...	1	1
21	Carbon steel	Castings	SA-352	LCA	J02504	...	...	1	1
22	Carbon steel	Cast pipe	SA-660	WCA	J02504	...	...	1	1
23	Carbon steel	Bar	SA-675	60	...	...	...	1	1
24	Carbon steel	Bar	SA-675	60	...	...	...	1	1
25	Carbon steel	Forgings	SA-765	I	K03046	...	...	1	1
26	Carbon steel	Plate	SA-515	60	K02401	...	...	1	1
27	Carbon steel	Plate	SA-516	60	K02100	...	...	1	1
28	Carbon steel	Wld. pipe	SA-671	CB60	K02401	...	...	1	1
29	Carbon steel	Wld. pipe	SA-671	CC60	K02100	...	...	1	1
30	Carbon steel	Wld. pipe	SA-671	CE60	K02402	...	...	1	1
31	Carbon steel	Wld. pipe	SA-672	B60	K02401	...	...	1	1
32	Carbon steel	Wld. pipe	SA-672	C60	K02100	...	...	1	1
33	Carbon steel	Wld. pipe	SA-672	E60	K02402	...	...	1	1
34	Carbon steel	Wld. pipe	SA-134	A283D	K02702	...	...	1	1
35	Carbon steel	Plate	SA-283	D	K02702	...	...	1	1
36	Carbon steel	Wld. pipe	SA-53	E/B	K03005	...	...	1	1
37	Carbon steel	Wld. pipe	SA-53	E/B	K03005	...	...	1	1
38	Carbon steel	Smls. pipe	SA-53	S/B	K03005	...	...	1	1
39	Carbon steel	Smls. pipe	SA-53	S/B	K03005	...	...	1	1
40	Carbon steel	Smls. pipe	SA-106	B	K03006	...	...	1	1
41	Carbon steel	Wld. pipe	SA-135	B	...	...	...	1	1
42	Carbon steel	Smls. & wld. fittings	SA-234	WPB	K03006	...	...	1	1

TABLE 1A (CONT'D)
SECTION I; SECTION III, CLASSES 2 AND 3; * SECTION VIII, DIVISION 1; AND SECTION XII
MAXIMUM ALLOWABLE STRESS VALUES S FOR FERROUS MATERIALS
 (* See Maximum Temperature Limits for Restrictions on Class)

Line No.	Min. Tensile Strength, MPa	Min. Yield Strength, MPa	Applicability and Max. Temperature Limits (NP = Not Permitted) (SPT = Supports Only)				External Pressure Chart No.	Notes
			I	III	VIII-1	XII		
1	380	205	NP	371	343	343	CS-2	W12, W14
2	380	205	NP	371	343	343	CS-2	W12, W14
3	380	205	NP	NP	343	343	CS-2	G24, W6
4	380	205	454	371	538	343	CS-2	G10, S1, T2
5	380	205	NP	NP	538	343	CS-2	G10, T2
6	380	205	NP	371	NP	NP	CS-2	S6, W10, W12
7	380	205	NP	371	NP	NP	CS-2	S6, W10, W12
8	380	205	NP	371	NP	NP	CS-2	S6, W10, W12
9	380	205	NP	371	NP	NP	CS-2	S6, W10, W12
10	380	205	NP	371	NP	NP	CS-2	S6, W10, W12
11	380	205	NP	371	NP	NP	CS-2	S6, W10, W12
12	380	230	NP	371	482	343	CS-2	G10, T1
13	390	265	NP	NP	204	204	CS-2	G10
14	400	250	343	343 (SPT)	482	343	CS-2	G10, G15, T1
15	400	250	NP	371	343	343	CS-2	G9, G10, T1
16	400	275	NP	NP	371	343	CS-2	T1
17	415	205	538	371	538	343	CS-2	G10, S1, T2
18	415	205	538	371	538	343	CS-2	G1, G10, G17, S1, T2
19	415	205	538	371	538	343	CS-2	G10, S1, T2
20	415	205	NP	371	538	343	CS-2	G10, T2
21	415	205	NP	371	NP	NP	CS-2	G17
22	415	205	538	371	NP	NP	CS-2	G1, G10, G17, S1, T2
23	415	205	454	371 (SPT)	NP	NP	CS-2	G10, G15, S1, T2
24	415	205	NP	343 (Cl. 3 only)	482	343	CS-2	G10, G22, T2
25	415	205	NP	NP	538	343	CS-2	G10, T2
26	415	220	538	371	538	343	CS-2	G10, S1, T2
27	415	220	454	371	538	343	CS-2	G10, S1, T2
28	415	220	NP	371	NP	NP	CS-2	S6, W10, W12
29	415	220	NP	371	NP	NP	CS-2	S6, W10, W12
30	415	220	NP	371	NP	NP	CS-2	S6, W10, W12
31	415	220	NP	371	NP	NP	CS-2	S6, W10, W12
32	415	220	NP	371	NP	NP	CS-2	S6, W10, W12
33	415	220	NP	371	NP	NP	CS-2	S6, W10, W12
34	415	230	NP	149 (Cl. 3 only)	NP	NP	CS-2	W12
35	415	230	NP	149 (Cl. 3 only)	343	343	CS-2	...
36	415	240	482	149 (Cl. 3 only)	NP	NP	CS-2	G10, S1, T1, W12, W13
37	415	240	482	NP	482	343	CS-2	G3, G10, G24, S1, T1, W6
38	415	240	482	149 (Cl. 3 only)	NP	NP	CS-2	G10, S1, T1
39	415	240	NP	371 (SPT)	482	343	CS-2	G10, T1
40	415	240	538	371	538	343	CS-2	G10, S1, T1
41	415	240	NP	NP	482	343	CS-2	G24, T1, W6
42	415	240	538	371	538	343	CS-2	G10, S1, T1

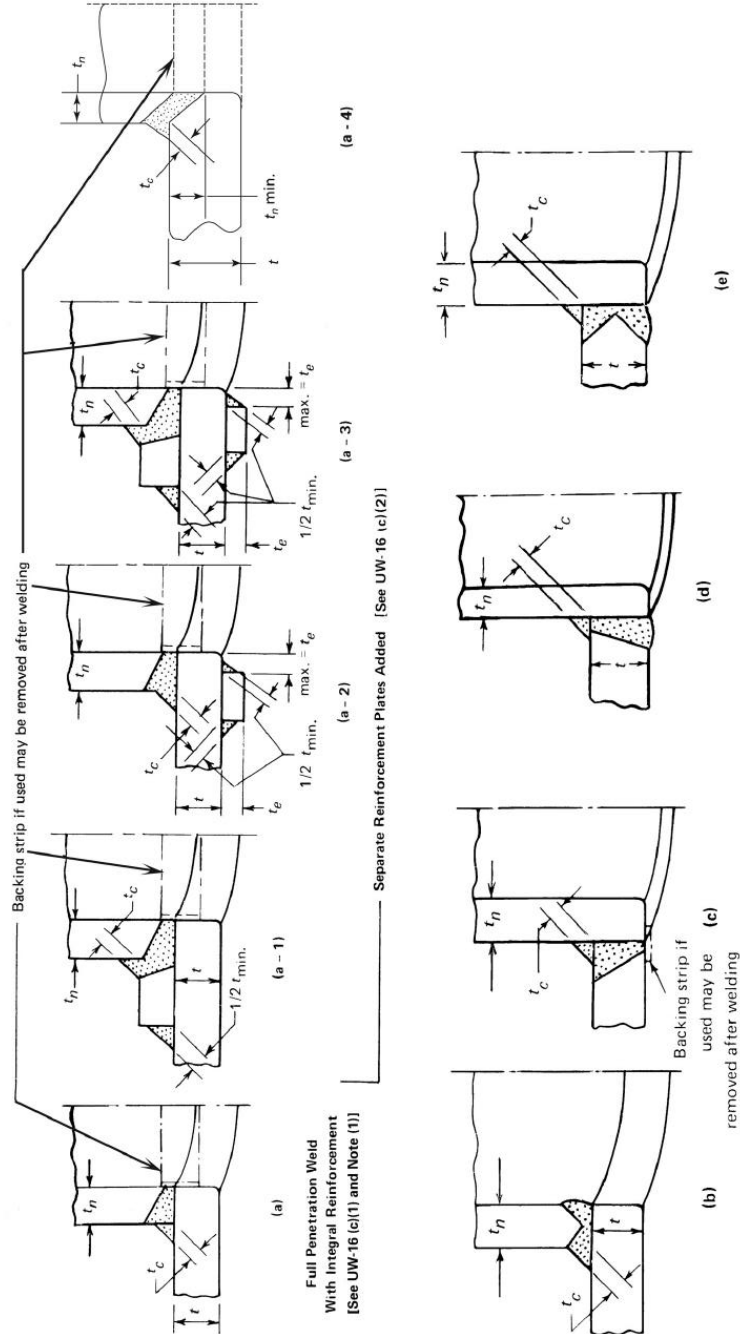
TABLE 1A (CONT'D)
SECTION I; SECTION III, CLASSES 2 AND 3; * SECTION VIII, DIVISION 1; AND SECTION XII
MAXIMUM ALLOWABLE STRESS VALUES S FOR FERROUS MATERIALS
 (*See Maximum Temperature Limits for Restrictions on Class)

Line No.	Maximum Allowable Stress, MPa (Multiply by 1000 to Obtain kPa), for Metal Temperature, °C, Not Exceeding														
	-30 to 40	65	100	125	150	200	250	300	325	350	375	400	425	450	475
1	108	108	108	108	108	108	108	107	104	101	97.8	...	...	...	...
2	108	108	108	108	108	108	108	107	104	101	97.8	...	...	...	...
3	92.4	92.4	92.4	92.4	92.4	92.4	92.4	90.8	88.7	86.2	...	...	...	...	...
4	108	108	108	108	108	108	108	107	104	101	97.8	89.1	75.4	62.6	45.5
5	108	108	108	108	108	108	108	107	104	101	97.8	89.1	75.4	62.6	45.5
6	108	108	108	108	108	108	108	107	104	101	97.8	...	...	...	...
7	108	108	108	108	108	108	108	107	104	101	97.8	...	...	...	...
8	108	108	108	108	108	108	108	107	104	101	97.8	...	...	...	...
9	108	108	108	108	108	108	108	107	104	101	97.8	...	...	...	...
10	108	108	108	108	108	108	108	107	104	101	97.8	...	...	...	...
11	108	108	108	108	108	108	108	107	104	101	97.8	...	...	...	...
12	108	108	108	108	108	108	108	108	108	108	106	88.8	75.2	62.6	45.9
13	111	111	111	111	111	111	...	...	...	...	...	...	...	...	...
14	114	114	114	114	114	114	114	114	114	114	105	88.9	75.3	62.6	45.9
15	114	114	114	114	114	114	114	114	114	114	105	...	...	...	...
16	114	114	114	114	114	114	114	114	114	114	105	...	...	...	...
17	118	118	118	118	118	118	114	107	104	101	97.8	89.1	75.4	62.6	45.5
18	118	118	118	118	118	118	114	107	104	101	97.8	89.1	75.4	62.6	45.5
19	118	118	118	118	118	118	114	107	104	101	97.8	89.1	75.4	62.6	45.5
20	118	118	118	118	118	118	114	107	104	101	97.8	89.1	75.4	62.6	45.5
21	118	118	118	118	118	118	114	107	104	101	97.8	...	...	...	...
22	118	118	118	118	118	118	114	107	104	101	97.8	89.1	75.4	62.6	45.5
23	118	118	118	118	118	118	114	107	104	101	97.8	89.1	75.4	62.6	45.5
24	118	118	118	118	118	118	114	107	104	101	97.8	89.1	75.4	62.6	45.5
25	118	118	118	118	118	118	114	107	104	101	97.8	89.1	75.4	62.6	45.5
26	118	118	118	118	118	118	118	115	112	108	104	88.9	75.3	62.7	45.5
27	118	118	118	118	118	118	118	115	112	108	104	88.9	75.3	62.7	45.5
28	118	118	118	118	118	118	118	115	112	108	104	...	...	...	...
29	118	118	118	118	118	118	118	115	112	108	104	...	...	...	...
30	118	118	118	118	118	118	118	115	112	108	104	...	...	...	...
31	118	118	118	118	118	118	118	115	112	108	104	...	...	...	...
32	118	118	118	118	118	118	118	115	112	108	104	...	...	...	...
33	118	118	118	118	118	118	118	115	112	108	104	...	...	...	...
34	118	118	118	118	118	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
35	118	118	118	118	118	118	118	118	115	111	...	...	...	...	...
36	118	118	118	118	118	118	118	118	118	117	105	88.9	75.3	62.7	45.5
37	101	101	101	101	101	101	101	101	101	99.7	89.7	75.9	64.1	53.3	38.6
38	118	118	118	118	118	118	118	118	118	117	105	88.9	75.3	62.7	45.5
39	118	118	118	118	118	118	118	118	118	117	105	88.9	75.3	62.7	45.5
40	118	118	118	118	118	118	118	118	118	117	105	88.9	75.3	62.7	45.5
41	101	101	101	101	101	101	101	101	101	99.7	89.7	75.9	64.1	53.3	38.6
42	118	118	118	118	118	118	118	118	118	117	105	88.9	75.3	62.7	45.5

ANEXO D – Gráfico para determinar o valor do fator F 

ANEXO E – Alguns dos tipos aceitáveis de bocal e conexão soldada

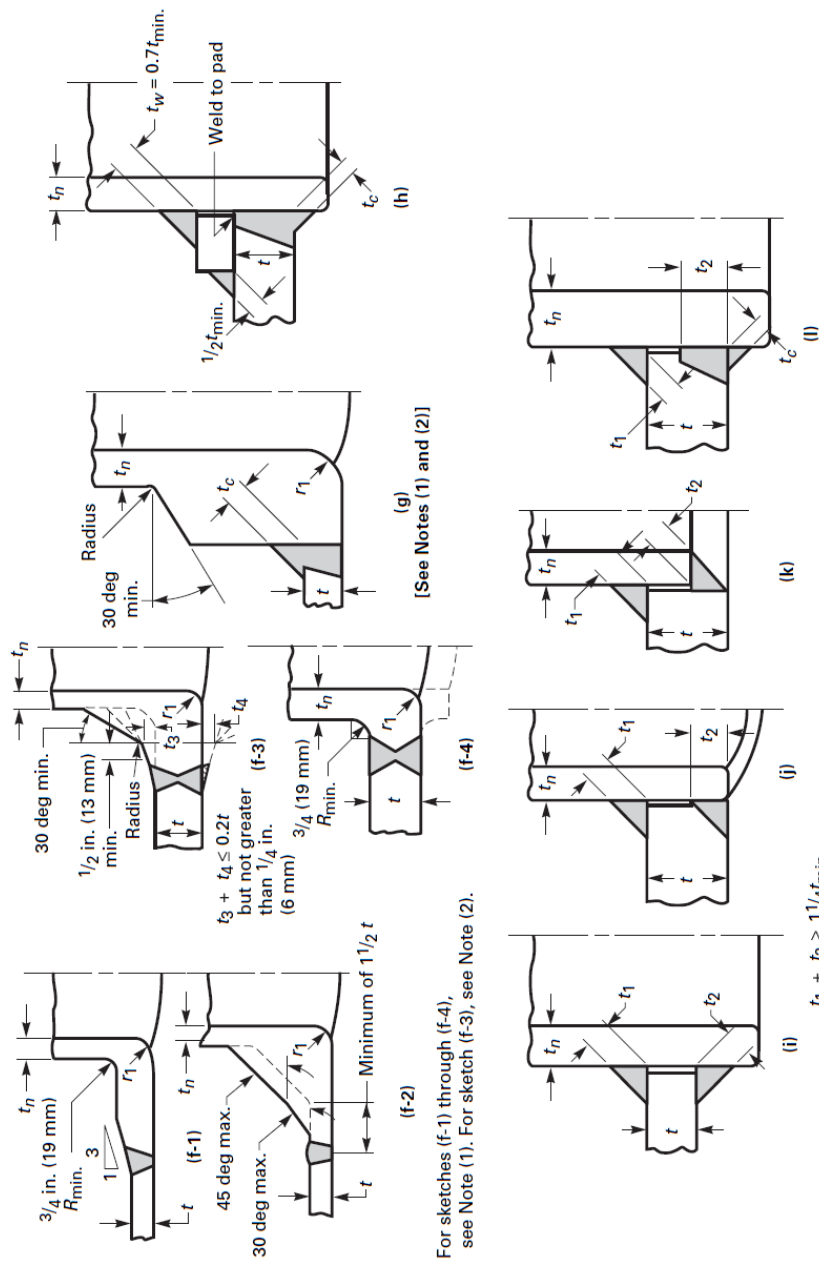
Figure UW-16.1
Some Acceptable Types of Welded Nozzles and Other Connections to Shells, Heads, etc.



Full Penetration Welds to Which Separate Reinforcement Plates May Be Added [See UW-16 (c)(2) and Note (1)]

Notes follow on last page of this Figure

Figure UW-16.1
Some Acceptable Types of Welded Nozzles and Other Connections to Shells, Heads, etc. (Cont'd)



Notes follow on last page of this Figure

Figure UW-16.1
Some Acceptable Types of Welded Nozzles and Other Connections to Shells, Heads, etc. (Cont'd)

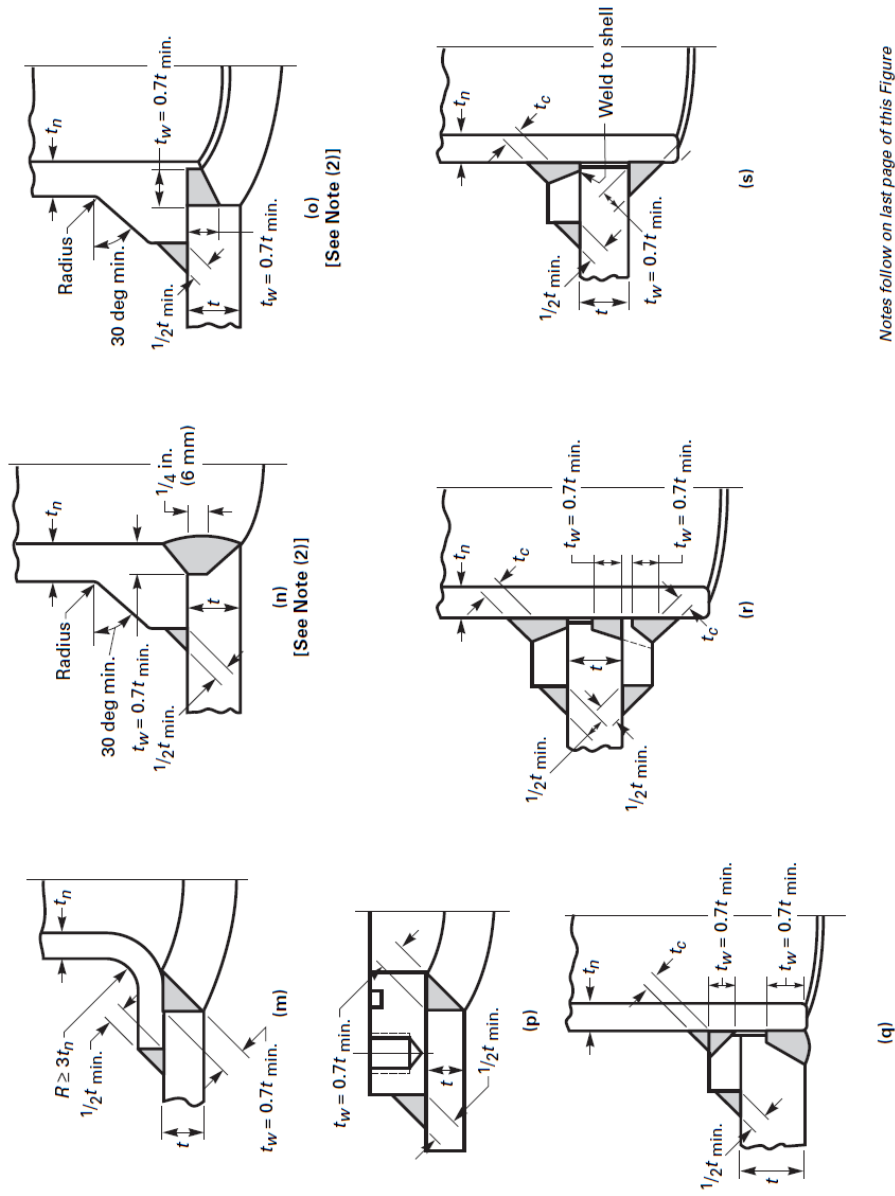
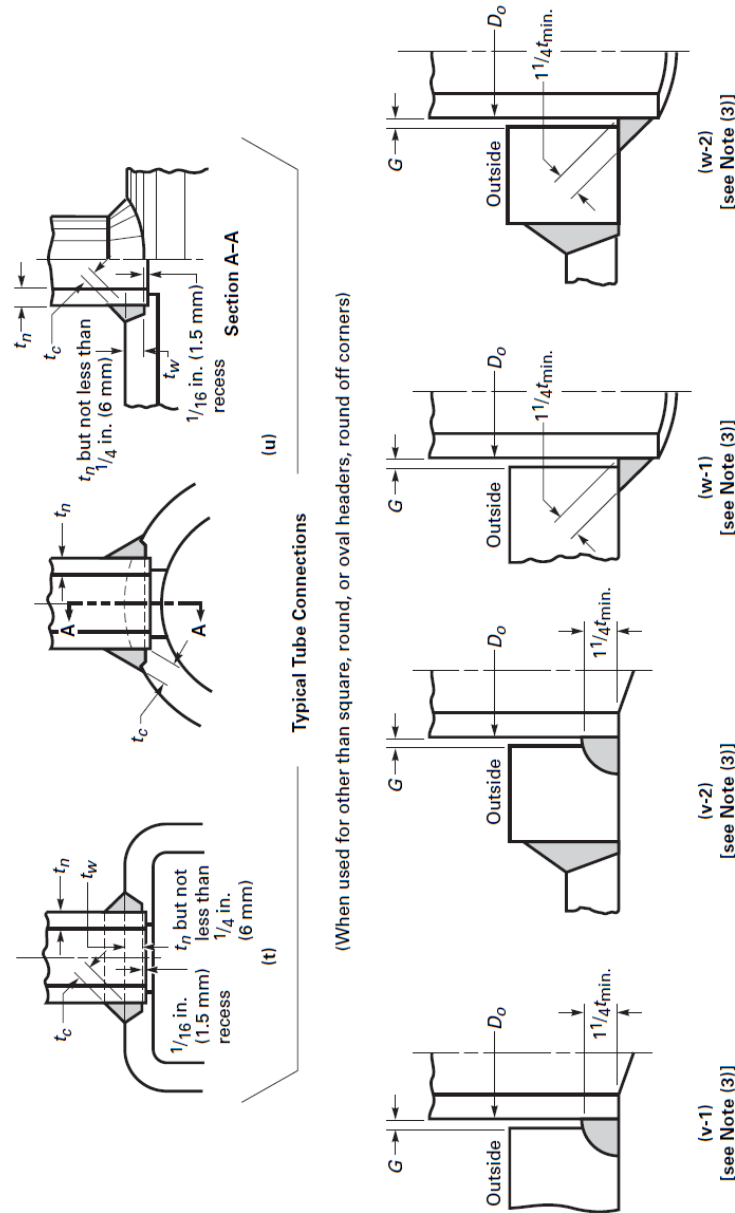
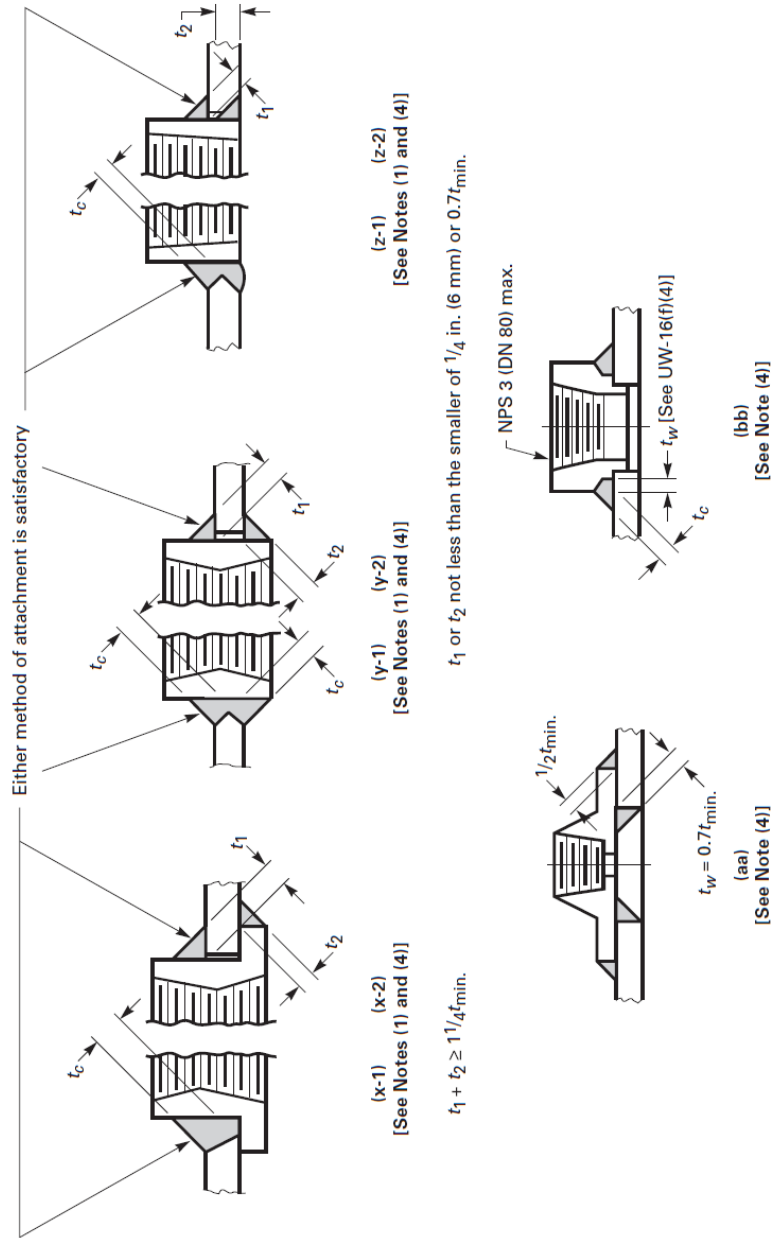


Figure UW-16.1
Some Acceptable Types of Welded Nozzles and Other Connections to Shells, Heads, etc. (Cont'd)



Notes follow on last page of this Figure.

Figure UW-16.1
Some Acceptable Types of Welded Nozzles and Other Connections to Shells, Heads, etc. (Cont'd)

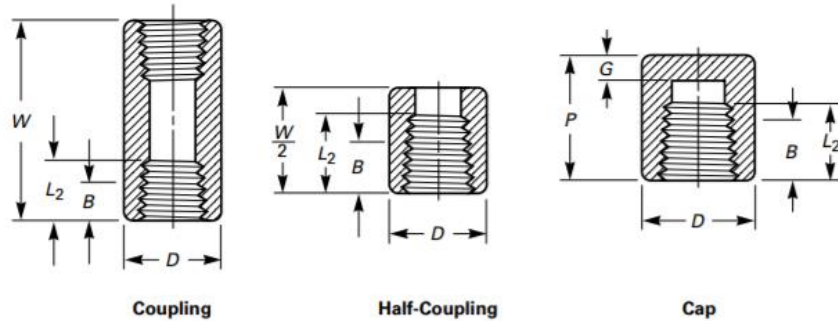


NOTES:

- (1) Sketches (a), (b), (c), (d), (e), (f-1) through (f-4), (g), (x-1), (y-1), and (z-1) are examples of nozzles with integral reinforcement.
- (2) Where the term *Radius* appears, provide a $1/8$ in. (3 mm) minimum blend radius.
- (3) For sketches (v-1) through (w-2):
 - (a) For applications where there are no external loads, $G = 1/8$ in. (3 mm) max.
 - (b) With external loads:
 - $G = 0.005$ for $D_o \leq 1$ in. (25 mm); $G = 0.010$ for 1 in. (25 mm) < $D_o \leq 4$ in. (100 mm); $G = 0.015$ for 4 in. (100 mm) < $D_o \leq 65/8$ in. (170 mm).
 - For NPS 3 (DN 80) and smaller, see exemptions in UW-16(f)(2).

ANEXO F – Conexões roscadas

Table 4 Threaded Fittings



Nominal Pipe Size	End-to-End Couplings, W	End-to-End Caps, P		Outside Diameter, D		Minimum End Wall Thickness, G		Minimum Length of Thread [Note (1)]	
	3000 and 6000	3000	6000	3000	6000	3000	6000	B	L_2
$\frac{1}{8}$	32	19	...	16	22	4.8	...	6.4	6.7
$\frac{1}{4}$	35	25	27	19	25	4.8	6.4	8.1	10.2
$\frac{3}{8}$	38	25	27	22	32	4.8	6.4	9.1	10.4
$\frac{1}{2}$	48	32	33	28	38	6.4	7.9	10.9	13.6
$\frac{3}{4}$	51	37	38	35	44	6.4	7.9	12.7	13.9
1	60	41	43	44	57	9.7	11.2	14.7	17.3
$1\frac{1}{4}$	67	44	46	57	64	9.7	11.2	17.0	18.0
$1\frac{1}{2}$	79	44	48	64	76	11.2	12.7	17.8	18.4
2	86	48	51	76	92	12.7	15.7	19.0	19.2
$2\frac{1}{2}$	92	60	64	92	108	15.7	19.0	23.6	28.9
3	108	65	68	108	127	19.0	22.4	25.9	30.5
4	121	68	75	140	159	22.4	28.4	27.7	33.0

GENERAL NOTES:

- (a) Dimensions are in millimeters.
 (b) Class 2000 and NPS $\frac{1}{8}$ Class 6000 couplings, half couplings, and caps are not included in this Standard.
 (c) The wall thickness away from the threaded ends shall meet the minimum wall thickness requirements of Table 2 for the appropriate NPS and Class Designation fitting.

NOTE:

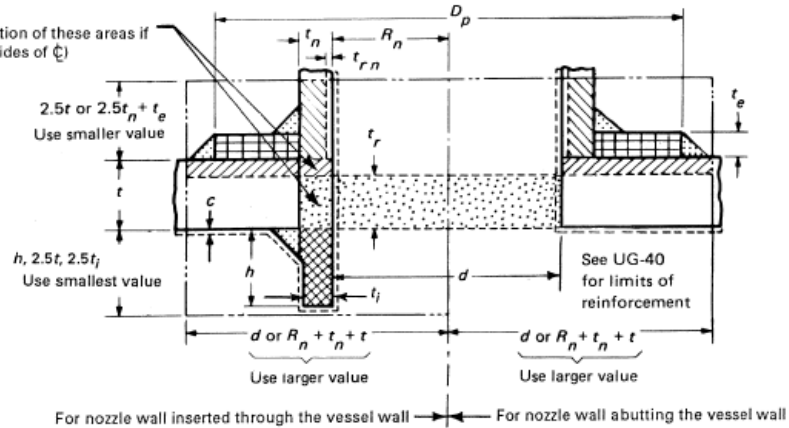
- (1) Dimension B is minimum length of perfect thread. The length of useful thread (B plus thread with fully formed roots and flat crests) shall not be less than L_2 (effective length of external thread) required by American National Standard for Pipe Threads (ASME B1.20.1; see para. 6.3).

ANEXO G – Nomenclatura e fórmulas para o dimensionamento de aberturas

Figure UG-37.1
Nomenclature and Formulas for Reinforced Openings

GENERAL NOTE:

Includes consideration of these areas if $S_n/S_v < 1.0$ (both sides of ϕ)



Without Reinforcing Element

	$A = d t_r F + 2 t_n t_r F (1 - f_{r1})$	Area required
	$A_1 = \begin{cases} d(E_1 t - F t_r) - 2 t_n (E_1 t - F t_r) (1 - f_{r1}) \\ 2(t + t_n)(E_1 t - F t_r) - 2 t_n (E_1 t - F t_r) (1 - f_{r1}) \end{cases}$	Area available in shell; use larger value
	$A_2 = \begin{cases} 5(t_n - t_{rn}) f_{r2} t \\ 5(t_n - t_{rn}) f_{r2} t_n \end{cases}$	Area available in nozzle projecting outward; use smaller value
	$A_3 = \begin{cases} 5 t t_i f_{r2} \\ 5 t_i t_i f_{r2} \\ 2 h t_i f_{r2} \end{cases}$	Area available in inward nozzle; use smallest value
	$A_{41} = \text{outward nozzle weld} = (\text{leg})^2 f_{r2}$	Area available in outward weld
	$A_{43} = \text{inward nozzle weld} = (\text{leg})^2 f_{r2}$	Area available in inward weld
If $A_1 + A_2 + A_3 + A_{41} + A_{43} \geq A$		Opening is adequately reinforced
If $A_1 + A_2 + A_3 + A_{41} + A_{43} < A$		Opening is not adequately reinforced so reinforcing elements must be added and/or thicknesses must be increased

With Reinforcing Element Added

A	= same as A , above	Area required
A_1	= same as A_1 , above	Area available
A_2	$\begin{cases} 5(t_n - t_{rn}) f_{r2} t \\ 2(t_n - t_{rn}) (2.5 t_n + t_e) f_{r2} \end{cases}$	Area available in nozzle projecting outward; use smaller area
A_3	= same as A_3 , above	Area available in inward nozzle
	$A_{41} = \text{outward nozzle weld} = (\text{leg})^2 f_{r3}$	Area available in outward weld
	$A_{42} = \text{outer element weld} = (\text{leg})^2 f_{r4}$	Area available in outer weld
	$A_{43} = \text{inward nozzle weld} = (\text{leg})^2 f_{r2}$	Area available in inward weld
	$A_5 = (D_p - d - 2 t_n) t_e f_{r4}$ [Note (1)]	Area available in element
If $A_1 + A_2 + A_3 + A_{41} + A_{42} + A_{43} + A_5 \geq A$		Opening is adequately reinforced

GENERAL NOTE: This figure illustrates a common nozzle configuration and is not intended to prohibit other configurations permitted by the Code.

NOTE:

(1) This formula is applicable for a rectangular cross sectional element that falls within the limits of reinforcement.