Consulta
De: Ademir de Castro Gonçalves <ademircg1@gmail.com>
Assunto: Código ASME
Um cilindro de ar comprimido que opera com pressão de trabalho de 130 a 250 bar, diâmetro externo 339 mm, para efeito de cálculos de espessura de parede do cilindro, posso utilizar o ASME SEC VIII - Div. 1 ou existe uma norma técnica especifica para esta situação?

Resposta
Sim, sob condições especiais é possível o uso do Código ASME VIII 1.

Conforme estabelecido no Código ASME Section VIII Division1, de projeto e construção de vasos de pressão, Seção U-1(d) INTRODUCTION SCOPE, as regras desta Divisão foram formuladas com base em princípios de projeto e práticas de construção, aplicáveis a vasos de pressão projetados para pressões acima de 15 psi e não superiores a 3000 psi (20 MPa) (207 bar), com diâmetro interno maior que 150 mm (6 pol).
Para pressões acima de 3.000 psi (20 MPa), desvios e acréscimos a essas regras geralmente são necessários, para atender aos requisitos dos princípios de projeto e práticas de construção para essas pressões mais altas.
Somente após a aplicação destes princípios de projeto e práticas de construção adicionais e o cumprimento de todos os requisitos desta Divisão, o vaso pode ser selado com Selo ASME.

Nota:
Texto original do ASME VIII 1 U-1(d)
The rules of this Division have been formulated on the basis of design principles and construction practices applicable to vessels designed for pressures not exceeding 3000 psi (20 MPa). For pressures above 3000 psi (20 MPa), deviations from and additions to these rules usually are necessary to meet the requirements of design principles and construction practices for these higher pressures.
Only in the event that after having applied these additional design principles and construction practices the vessel still com plies with all of the requirements of this Division may it be stamped with the applicable Certification Mark with the Designator.

Portanto, segundo o texto do Código ASME VIII 1 U-1(d) é possível utilizar este código para o projeto e construção de vasos com pressões internas superiores a 3000 psi, desde que se adotem algumas práticas de projeto e fabricação adicionais às descritas no código.

Em consulta aos sites dos volumes de *Interpretations*, *ASME Section VIII-1,* não foi localizada qualquer abordagem sobre esta questão: "práticas de projeto e fabricação adicionais às descritas no código para pressões internas acima de 3000 psi".
Porém, foram localizadas mensagens de fóruns técnicos, copiadas a seguir, em que se constata que o uso do Código ASME VIII 1, para vasos de pressão acima de 3000 psi, é uma prática permitida e comum, Há também uma referência à uma associação chamada ABSA, como possível consultora para este assunto...
Nota:

Essa associação referida nas mensagens, ABSA-Alberta Boilers Safety Association, é uma agência regulatória canadense, que monitora a construção de vasos de pressão.
ABSA the pressure equipment safety authority
https://www.absa.ca/about-absa/
ABSA (Alberta Boilers Safety Association) is the pressure equipment safety authority for Alberta. ABSA administers Alberta's pressure equipment safety programs under the Safety Codes Act, and has the authority to enforce pressure equipment safety as set out in the legislation.

marty007 (Mechanical) 10 Sep 20 14:29

ASME VIII-1 paragraph U-1(d): It basically says that the rules of ASME VIII-1 have been formulated for vessels not exceeding 3000 psi. You may build equipment using ASME VIII-1 exceeding 3000 psi, but deviations and additions to the ASME VIII-1 rules would likely be required. The code doesn't say what deviations and additions those might be, and it is left to the engineer to make that determination.

TomBarsh (Structural) 12 Feb 08 14:20

I have seen a number of vessels designed to Div 1 for pressure > 3000 psi. Many of these were installed in Alberta and registered with ABSA. From what I've seen, this practice seems fairly standard for certain vessel applications.

I have attended several classes or seminars that were taught by members of ASME Code Committees (including one fellow who was on the Division 3 committee for extremely high presssures) where it was also said that Division 1 does not prohibit pressures above 3000 psi.

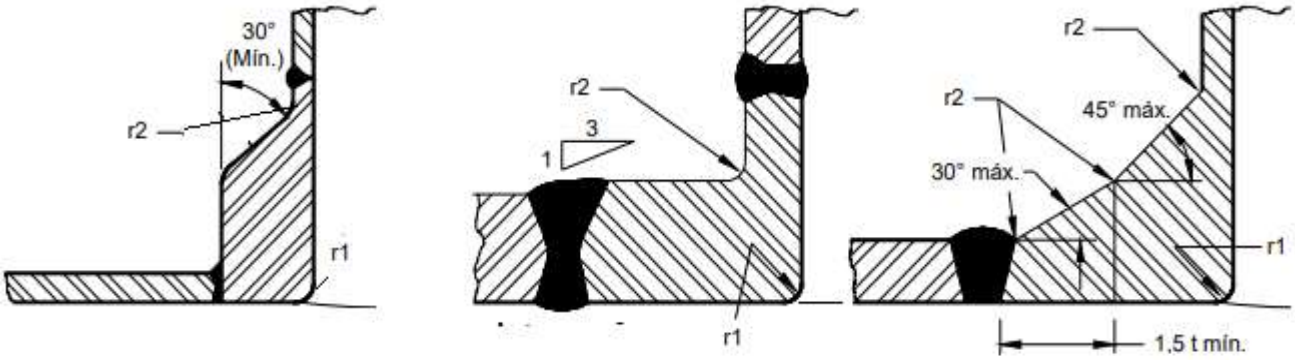
Use of Division 1 for high pressures may result in excessive thickness as compared to other design Codes. Use of Section VIII Divisions 2 and 3 could result in lesser required thickness, but they will also result in more extensive testing and QA requirements. Depending on the complexity of the vessel, a Div 1 design might be more economical than a Div 2 design, or vice versa.

I suggest discussing with ABSA before proceeding, or before declining to bid.

A ABSA emitiu o documento *Guideine for registering Section VIII Division 1 Pressure vessels ABSA*, em que são propostas as "práticas adicionais de projeto e construção" recomendáveis, para os casos de vasos com pressão de projeto acima de 3000 psi (207 bar).
Guideline for registering Section VIII Division 1 Pressure vessels Designed over 3,000 psi (20 MPa)
https://www.absa.ca/design-registration/helpful-guidelines-and-information/guideline-for-registering-section-viii-division-1-pressure-vessels-designed-over-3-000-psi-20-
Nota:
O documento da ABSA referido está como anexo deste trabalho..

Recomendações da ABSA
Desvios e acréscimos ao Código ASME Seção VIII Divisão 1 a serem considerados para projetos e construção de vasos de pressão superior a 3.000 psi (207 MPa):

1. Projeto
a. Projetar bocais com reforço integral;
b. Calcular reforço para todas as aberturas, não aplicando as exceções para bocais de pequeno diâmetro, previstas na parte ASME VIII 1 UG-36;
c. Usar soldas de penetração total no corpo e nos bocais, executando o adoçamento suave das soldas de filete de bocais;
d. Os cantos interno e externo de todos os pescoços dos bocais devem ter raio, semelhantes aos requisitos encontrados na figura a seguir,



Reforço integral forjado de abertura de bocais e bocas de visita

Nota:

$r_1 \geq \min[0.25t,\ 3\ \text{mm}\ (0.125\ \text{in})]$ $r_2 \geq \min[0.25t_n,\ 19\ \text{mm}\ (0.75\ \text{in})]$	t = espessura do casco cilíndrico tn = espessura do pescoço do bocal

e. O tratamento térmico após a soldagem PWHT *Post Welding Heat Treatment* deve ser realizado, conforme o código, para todas as espessuras e materiais;
f. Os testes de impacto de produção para soldas devem ser realizados nos materiais, do corpo, dos bocais e bocas de visita, com o mesmo tratamento térmico do vaso de pressão;
g. O teste de impacto nos materiais do vaso de pressão deve ser executado na temperatura mínima de projeto MDMT *Minimum Design Metal Temperature*, de acordo com ASME VIII 1 UG-84, antes e após o tratamento térmico do vaso;
h- Prever boca de visita para inspeção interna adequada do vaso de pressão e avaliação das condições de integridade.

2. Construção
a. Reduzir as tensões de flexão eliminando os desalinhamentos;
b. Garantir um cordão da raiz de solda sólido e suave, para soldas longitudinais e circunferenciais;.
c. Executar soldas de topo com penetração total, evitando penetração excessiva ou falta de penetração;
d. Nenhum rebaixo de solda é permitido;
e. Não usar barras mata juntas *backing strips* nas soldas.

3. Inspeção
a. Executar exame MT ou PT no passe de raiz para soldas longitudinais e circunferenciais, garantindo que não haja trincas na raiz;
b. Executar exame MT nas soldas circunferenciais, após prontas;
c. Executar exame MT ou PT nas soldas de raiz de bocais e bocas de visita e exame MT dessas soldas, após prontas;
d. Verificar se há laminações pelo exame UT, nas chapas do casco e dos tampos, para espessuras superiores a 0,50";
e. Executar exame RT-Radiografia Total ou 100% das soldas de topo circunferenciais e longitudinais, após prontas;
f. Executar exame UT Phased Array em todas as soldas prontas de bocais, bocas de visita, filetes de suportes soldados em parede pressurizada..

RT *Radiographic Test* Exame por Radiografia
MT *Magnetic Particles Test* Exame por Partículas Magnéticas
PT *Penetrant Liquid Test* Exame por Líquido Penetrante
UT *Ultrasonic Test* Exame por Ultrassom

Dimensionamento do vaso de pressão
O cálculo das espessuras mínimas do casco e tampos pode ser feito com as fórmulas do ASME VIII 1 reproduzidas a seguir.
Os símbolos definidos abaixo são usados nas fórmulas com as unidades coerentes do SI-Sistema Internacional ou do Sistema Inglês. .
E = eficiência de junta adequada para cascos cilíndricos ou esféricos, ou eficiência de ligamentos entre aberturas, o que for menor.

- Para juntas soldados, usar a eficiência especificada em ASME VIII 1 UW-12..
- Para ligamentos entre furos, usar a eficiência calculada pelas regras dadas em ASME VIII 1 UG-53.

P = pressão interna de projeto.
R = raio interno do casco.
R_o = raio externo do casco
D = diâmetro interno do casco cilíndrico ou da saia do tampo ou comprimento interno do eixo principal de um tampo elipsoidal
h = metade do comprimento interno do eixo menor do tampo elipsoidal
L = raio interno esférico ou raio interno da coroa *crown* para tampos torisféricos e hemisféricos
r = raio interno do *knuckle* de tampo torisférico

K = fator para tampos elipsoidais dependendo da proporção D/2h do tampo (Tabela ASME VIII 1 Table 1-4.1)
M = fator para tampos torisféricos dependendo da proporção L/r do tampo (Tabela ASME VIII 1 Table 1-4.2)
S = valor máximo de tensão de tração permitido para o material de construção (consultar ASME VIII 1 UG-23).
t = espessura mínima requerida para casco ou tampo.

- **Cálculo de espessura de casco cilíndrico sujeito à pressão interna**

ASME VIII 1 UG-27 THICKNESS OF SHELLS UNDER INTERNAL PRESSURE
A espessura mínima requerida para o casco de vasos sob pressão interna não deve ser menor do que a calculada pelas seguintes fórmulas.

A espessura mínima ou a pressão de trabalho máxima permitida de cascos cilíndricos deve ser a maior espessura ou menor pressão como dado por (1) ou (2) abaixo.
(1) Tensão Circunferencial (Juntas Longitudinais).
Quando a espessura não excede a metade do raio interno, ou P não exceda 0,385SE, as seguintes fórmulas devem ser aplicadas:

$$t = \frac{PR}{SE - 0.6P} \quad \text{or} \quad P = \frac{SEt}{R + 0.6t}$$

(2) Tensão Longitudinal (Juntas Circunferenciais).
Quando a espessura não excede a metade do raio interno, ou P não exceda 1,25SE, as seguintes fórmulas devem ser aplicadas.:

$$t = \frac{PR}{2SE + 0.4P} \quad \text{or} \quad P = \frac{2SEt}{R - 0.4t}$$

Para os casos em que a espessura é maior do que a metade do raio interno, o próprio ASME VIII 1 Apendice 1 *Mandatory Appendix 1 Supplementary Design Formula* apresenta as fórmulas a empregar para cascos cilíndricos:

- **Cálculo de casco cilíndrico em que a espessura é maior do que a metade do raio interno**

ASME VIII 1 Mandatory Appendix 1 Supplementary Design Formulas

a. Tensão Circunferencial (Juntas Longitudinais).

Quando a espessura do casco cilíndrico sob pressão interna de projeto exceder a metade do raio interno, ou quando P exceder 0,385SE, as seguintes fórmulas devem ser aplicadas.
As seguintes fórmulas podem ser usadas em vez daquelas fornecidas em UG-27:

Quando P é conhecido e t é desejado.

$$t = R\left(\exp\left[\frac{P}{SE}\right] - 1\right) = R_o\left(1 - \exp\left[\frac{-P}{SE}\right]\right)$$

Quando t é conhecido e P é desejado.

$$P = SE\log_e\left(\frac{R + t}{R}\right) = SE\log_e\left(\frac{R_o}{R_o - t}\right)$$

b. Tensão Longitudinal (Juntas Circunferenciais).

Quando a espessura do casco cilíndrico sob pressão interna de projeto, exceder a metade do raio interno, ou quando P exceder 1,25SE, as seguintes fórmulas devem ser aplicadas:

Quando P é conhecido e t é desejado,

$$t = R\,(Z^{1/2} - 1) = R_o\left(\frac{Z^{1/2} - 1}{Z^{1/2}}\right)$$

Onde

$$Z = \left(\frac{P}{SE} + 1\right)$$

Quando t é conhecido e P é desejado,

$$P = SE(Z - 1)$$

Onde

$$Z = \left(\frac{R + t}{R}\right)^2 = \left(\frac{R_o}{R}\right)^2 = \left(\frac{R_o}{R_o - t}\right)^2$$

- **Cálculo de espessura de tampos abaulados sujeitos à pressão interna**

ASME VIII 1 UG-32 FORMED HEADS, AND SECTIONS, PRESSURE ON CONCAVE SIDE

A espessura mínima requerida na seção mais fina após a conformação de tampos elipsoidais e torisféricos, sob pressão no lado côncavo (pressão interna), deve ser calculada pelas fórmulas a seguir listadas.

Para os tampos com flanges de aparafusamento atender também aos requisitos de ASME VIII 1 UG-35

- **Tampos elipsoidais ou elípticos com ts/L≥ 0,002** ***UG-32 (d) Ellipsoidal Heads***

A espessura mínima requerida de um tampo de forma elipsoidal ou elíptica 2:1, isto é, em que h é igual a D/4 (h=D/4 ou D/2h=2), deve ser determinada pela fórmula:

$$t = \frac{PD}{2SE - 0.2P} \quad \text{or} \quad P = \frac{2SEt}{D + 0.2t}$$

De preferência tampos elipsoidais devem ter a relação entre os eixos de 2:1.

Para outra relações entre h e D usar a fórmula:

$$t = \frac{PDK}{2SE - 0.2P} \text{ or } P = \frac{2SEt}{KD + 0.2t}$$

Em que K é obtido da tabela ASME VIII 1 Table 1-4.1:

- **Tampos torisféricos com ts/L ≥ 0,002** ***UG-32 (e) Torispherical Heads***

A espessura requerida de um tampo torisférico, para o caso em que o raio interno do *knuckle* é 6% do raio interno da coroa *crown* e o raio interno da coroa *crown* é igual ao diâmetro externo da saia, deve ser determinada pela seguinte fórmula.

$$t = \frac{0.885PL}{SE - 0.1P} \quad \text{or} \quad P = \frac{SEt}{0.885L + 0.1t}$$

Em que M é obtido da tabela ASME VIII 1 Table 1-4.2.

A espessura de tampos torisféricos, conhecidos como falsa elipse, pode ser calculada com aproximação aceitável, pela fórmula de tampo elipsoidal 2:1.

Nota:

Tampo torisférico conhecido como falsa elipse é o que tem a seção toroidal *knuckle,* com raio interno igual a 0,173 D, e a calota central esférica, com raio interno igual a 0,904 D, sendo D o diâmetro interno da saia do tampo .

Anexo

Original do documento da ABSA--Alberta Boilers Safety Association

Guideline for registering Section VIII Division 1 Pressure vessels
Designed over 3,000 psi (20 Mpa)

A pressure vessel with a design pressure exceeding 3,000 psi (20 MPa), constructed, inspected and tested in accordance with ASME Section VIII Division 1 can be accepted for registration in Alberta. The designer must be aware and understand the limitations of the design process for the vessel and implement "Recognized and Generally Accepted Good Engineering Practices" (RAGAGEP).

From the Pressure Equipment Safety Regulation section 8

A person who designs, constructs, manufactures or imports pressure equipment must ensure that

(a) the pressure equipment is designed and constructed to prevent unintentional release of contained fluid...

From the ASME Section VIII Division 1 paragraph U-1(d)

The rules of this Division have been formulated on the basis of design principles and construction practices applicable to vessels designed for pressures not exceeding 3,000 psi (20 MPa). For pressures above 3,000 psi (20 MPa), deviations from and additions to these rules usually are necessary to meet the requirements of design principles and construction practices for these higher pressures. Only in the event that after having applied these additional design principles and construction practices the vessel still complies with all of the requirements of this Division may it be stamped with the applicable Certification Mark with the Designator.

The listed deviations and additions below are recommendations and are not mandatory requirements. The deviations and additions listed are not a comprehensive list of RAGAGEP, but rather a list that would apply to the majority of pressure vessels with a design pressure exceeding 3,000 psi (20 MPa).

Deviations and additions of the ASME Section VIII Division 1 that are to be considered for pressure vessel designs exceeding 3,000 psi (20 MPa):

1. Design Considerations:
    a. Design nozzles to be integral reinforced connections;
    b. Do not apply the small nozzle exemption provided in UG-36 and perform reinforcement calculations for all openings;
    c. Use full penetration welds with smooth fillet weld transitions for nozzles;
    d. The inside corner of all nozzle necks to have a radius, similar to requirements found in ASME Section VIII Div. 2;
    e. PWHT is to be performed for all thicknesses and materials that allow PWHT;
    f. Production impact testing for welds are to be performed on material of the same heat number and heat treatment as the pressure vessel;
    g. Perform material impact testing at the pressure vessel MDMT, in accordance with UG-84; and

h. Locate inspection openings to provide adequate internal view of the pressure vessel for integrity assessment to determine its condition.

2. Construction Considerations:
   a. Reduce bending stresses by eliminating misalignment; and
   b. Ensure sound and smooth root bead for longitudinal and circumferential seams. Provide full penetration welds and avoiding excessive penetration (grapes) or lack of penetration (suckback). No weld undercut allowed. Back-up bars are to be removed.
3. Inspection Considerations
   a. Perform MT/PT on the root pass for longitudinal and circumferential seams to ensure no root cracking.
   b. Perform MT on the cap of circumferential seams.
   c. Perform MT on the root and cap of nozzle attachment welds.
   d. Check for laminations, by the UT method, on base materials for shells and heads for thicknesses greater than 0.500"
   e. Perform Full RT of circumferential and longitudinal seams
   f. Perform Full RT or Shear Wave UT on all nozzle to shell welds

If the design of the pressure equipment gives rise to safety concerns, the safety codes officer may require that the design and its documents have a stamp or seal of a professional engineer, in accordance with the PESR section 9. A safety codes officer may also require that the vessel owner prepare a User Design Specification in accordance with nonmandatory Appendix KK, and the vessel manufacturer create a Manufacturer's Design Report, similar with the report in ASME Section VIII Div. 2 paragraph 2.3.3.

: **- x -**