



## Projeto e comissionamento de vaso de pressão

Guilherme Schlatter, Dr. Marcelo Favaro

### INTRODUÇÃO

Em decorrência da sucessiva expansão do mercado e concepção de novas ideias e tecnologias, a área de extração de petróleo demanda o aprimoramento de conceitos e métodos previamente utilizados, com o intuito de otimizar seu processo produtivo e minimizar as despesas envolvidas. Com tal desígnio em mente, foi projetado um vaso de pressão, o qual objetiva simular a interface interna de risers flexíveis, trechos suspensos de tubulação fundamentais para o processo de extração de petróleo. A partir da confecção deste dispositivo, é possível verificar o funcionamento de diversas tecnologias que permitem a análise da integridade interna dos risers, tais como sensores ultrassônicos. O vaso de pressão foi projetado com valores de largura e altura interna pré-estabelecidos, porém com espessuras superior e lateral posteriormente calculadas, de maneira que ele resistisse às pressões máximas de trabalho às quais ele seria submetido e, ainda, evitasse despesas desnecessárias advindas de um dimensionamento desmesurado.

[1]

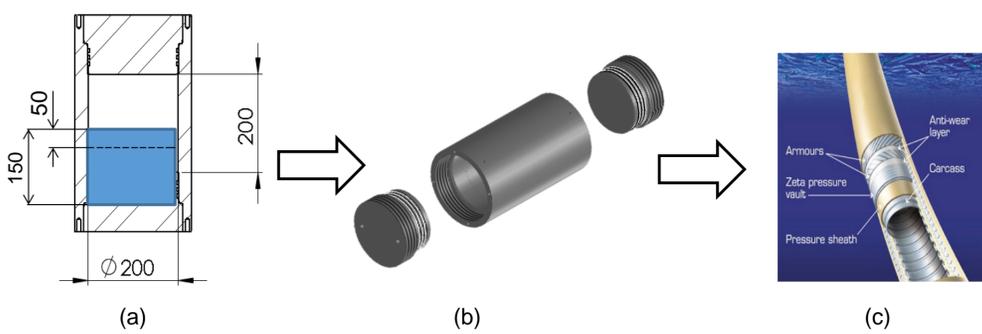


Figura 1: a) Desenho técnico do vaso de pressão com principais dimensões especificadas – diâmetro interno, altura interna, área com resina e área com desmoldante; b) Representação do equipamento em CAD; c) Camadas internas de um riser flexível;

### OBJETIVO

Projeto e comissionamento de vaso de pressão a partir de embasamento teórico e corroboração numérico-experimental.

### METODOLOGIA

O projeto foi, fundamentalmente, dividido em três etapas:

- 1- Resolução analítica do dimensionamento requisitado, através de pesquisa bibliográfica e realização de cálculos e conjecturas referentes à funcionalidade de um vaso de pressão.
- 2- Análise numérica dos cálculos realizados, através da qual se pôde observar a distribuição das pressões internas ao longo do equipamento e seu desempenho, possibilitando, assim, a verificação de sua confiabilidade.
- 3- Fabricação do dispositivo, sendo aferidas suas medidas previamente à montagem e, posteriormente, executado um teste hidrostático com o propósito de avaliar sua performance e corroborar as partes teórico-analíticas do projeto.

### RESULTADOS

Os cálculos para a confecção do dispositivo foram realizados com o intuito de projetar um vaso de pressão que resistisse a pressões de até 250 bar, considerando um coeficiente de segurança 3.

As incógnitas a serem calculadas eram:

- a) Raio externo do vaso de pressão  $r_o$ .
- b) Espessura dos tampos do vaso de pressão  $t$ .

Inicialmente, foi dimensionado o corpo tubular do vaso de pressão. Devido às dimensões requisitadas pelo projeto e à elevada pressão máxima à qual o dispositivo deveria resistir, ele foi definido como um cilindro de parede espessa, para o qual a tensão pode ser determinada a partir da seguinte equação:

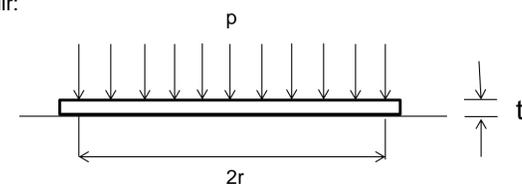
$$\sigma = \frac{r_i^2 p_i}{r_o^2 - r_i^2} \left( 1 \pm \frac{r_o^2}{R^2} \right)$$

Relacionando tensão admissível com tensão de escoamento e isolando o raio externo  $r_o$ , podemos reescrevê-la da seguinte forma:

$$r_o = \sqrt{\frac{r_i^2 \cdot (N \cdot p_i + \sigma_{esc})}{(\sigma_{esc} - N \cdot p_i)}}$$

Após a inserção dos dados de entrada, definiu-se o raio externo mínimo para satisfazer as condições do projeto como  $r_o = 126,49 \text{ mm}$ . A partir deste valor, foi selecionado para a confecção do dispositivo o tubo mecânico laminado de material ST-52 e raio com valor pré-estabelecido de  $129,5 \text{ mm}$ , elevando, assim, o coeficiente de segurança  $n$  para 3,29.

Os tampos do vaso de pressão foram dimensionados em aço SAE 1020 como um disco simplesmente apoiado em sua circunferência submetidos a um carregamento uniforme, representado a seguir:



No qual a tensão é calculada a partir da fórmula

$$\sigma = \frac{3 \cdot (3 + \nu) \cdot p_i \cdot r_i^2}{8 \cdot t^2}$$

Isolando a espessura  $t$  e substituindo os valores iniciais, chega-se ao valor de  $t = 67,03 \text{ mm}$ . Porém, devido às características construtivas da rosca e das vedações, a espessura utilizada foi de  $t = 120 \text{ mm}$ , e a profundidade da rosca definida como  $Pr = 55 \text{ mm}$ .

Posteriormente, os cálculos realizados foram verificados através de simulação numérica pelo método de elementos finitos, e a eficiência do equipamento foi validada. Por fins de praticidade, não foram consideradas a rosca e as vedações na simulação, posto que suas influências seriam irrisórias no resultado final e poderiam ocasionar em uma divergência não condizente com a realidade devido à complexidade de sua representação apurada em modelamento 3D. Na figura 2 é possível observar os resultados da simulação:

[2]

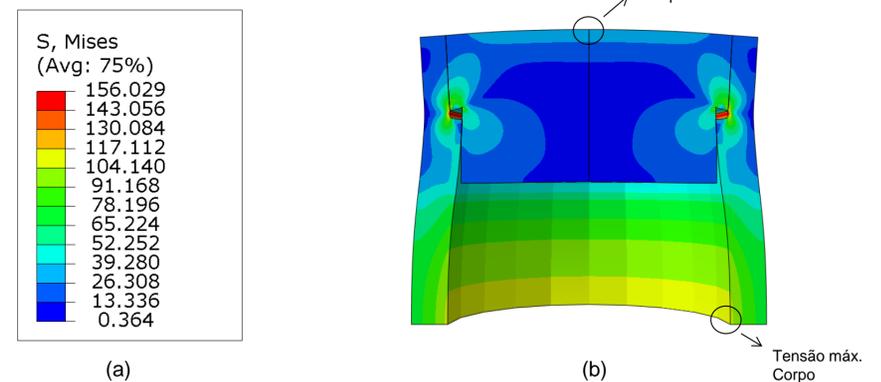


Figura 2: a) escala crômica para representação de tensões; b) tensões ao longo da peça.

Parte	Solução analítica	Solução numérica
Corpo	108,33 MPa	106,7 MPa
Tampa	26,0 MPa	33,5 MPa

Tabela 1: Tabela comparativa entre resultados analíticos e numéricos.

Os cálculos teóricos para as tensões máximas no corpo e na tampa foram de 108,33 e 26,0 MPa, enquanto os resultados obtidos por análise numérica foram de aproximadamente 106,7 e 33,5 MPa. Como a tensão de escoamento dos materiais do corpo e da tampa são de respectivamente 325 e 250 Mpa, é possível legitimar a eficiência do equipamento sob tais condições a partir desta análise.

Por fim, o vaso de pressão foi fabricado, e, posteriormente à sua resinagem e montagem, foi executado um teste hidrostático, através do qual pôde-se avaliar sua performance, correlacionando as expectativas teóricas com o resultado prático.

### CONCLUSÃO

O equipamento obteve êxito em relação ao desempenho de sua função sob as condições previamente determinadas, não tendo transparecido sinais de futuras falhas na sua funcionalidade, corroborando, assim, a eficiência do dimensionamento estabelecido, cujas especificações foram definidas através de toda parte teórico-analítica do projeto.